

TUGAS AKHIR - TM184835

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

"Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,32$; $S/D = 1,37$ dengan Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s"

KORNELIUS CHANDRA

NRP 0211184000070

Dosen Pembimbing

Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA

NIP 196001291987011001

Program Studi Sarjana

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



TUGAS AKHIR - TM184835

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

"Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,32$; $S/D = 1,37$ dengan Kecepatan Angin 4;5;6; dan 7 m/s"

KORNELIUS CHANDRA
NRP 0211184000070

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

PROGRAM STUDI SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2022



FINAL PROJECT - TM184835

EXPERIMENTAL STUDY ON THE SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE IMPROVEMENT BY PLACING THE DISTURBANCE CYLINDER IN FRONT OF THE RETURNING BLADE AND NEXT TO THE ADVANCING BLADE

"Case Study for the Size of Disturbance Cylinder $d/D = 0.5$, $Y/D = 1.32$, $S/D = 1.37$ at Wind Speed of 4, 5, 6, and 7 m/s"

KORNELIUS CHANDRA
NRP 0211184000070

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

PROGRAM STUDI SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2022

LEMBAR PENGESAHAN

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

"Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$;
 $Y/D = 1,32$; $S/D = 1,37$ dengan Kecepatan Angin 4;5;6; dan 7 m/s"

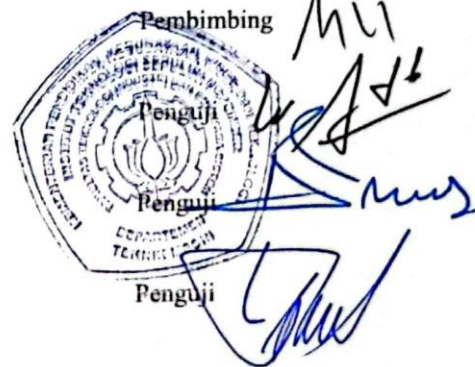
TUGAS AKHIR

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 : Kornelius Chandra
NRP. 021118400070

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

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



SURABAYA

Juli, 2022

APPROVAL SHEET

EXPERIMENTAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF THE DISTURBANCE CYLINDER IN FRONT OF THE RETURNING BLADE AND BESIDE ADVANCING BLADE

"Case Study for Disturbance Cylinder Size $d/D = 0.5$; $Y/D = 1.32$; $S/D = 1.37$ with Wind Speed 4.5;6; and 7 m/s"

FINAL PROJECT

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

By : Kornelius Chandra

NRP. 021118400070

Approved by Final Project Examiner Team :

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

Advisor

Examiner

Examiner

Examiner

SURABAYA

July, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama mahasiswa / NRP : Kornelius Chandra / 0211184000070
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing/NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA / 196001291987011001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul

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

"Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,32$; $S/D = 1,37$ dengan Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s"

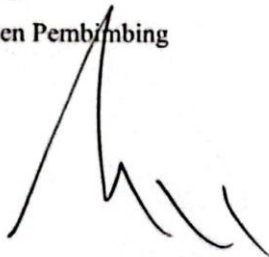
adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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, 07 Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing



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

Mahasiswa,



Kornelius Chandra
NRP. 0211184000070

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below :

Name of student / NRP : Kornelius Chandra / 0211184000070
Department : Mechanical Engineering
Advisor/NIP : Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA / 196001291987011001

Hereby declare that the Final Project with the title of

**EXPERIMENTAL STUDY ON THE SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE
IMPROVEMENT BY PLACING THE DISTURBANCE CYLINDER IN FRONT OF THE
RETURNING BLADE AND NEXT TO THE ADVANCING BLADE**

*"Case Study for the Size of Disturbance Cylinder $d/D = 0.5$, $Y/D = 1.32$, $S/D = 1.37$ at Wind
Speed of 4, 5, 6, and 7 m/s"*

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

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

Surabaya, 07 July 2022

Acknowledged

Advisor



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

NIP. 196001291987011001

Student



Kornelius Chandra

NRP. 0211184000070

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

“Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,32$; $S/D = 1,37$ dengan Kecepatan Angin 4;5;6; dan 7 m/s”

Nama Mahasiswa / NRP : **Kornelius Chandra / 021111840070**
Jurusan : **Teknik Mesin FTIRS-ITS**
Dosen Pembimbing : **Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

ABSTRAK

Indonesia adalah negara dengan jumlah penduduk terbesar keempat di dunia dengan populasi sebesar 275 juta jiwa. Dengan populasi sebesar itu, tentunya kebutuhan akan energi listrik juga sangat tinggi. Indonesia memiliki potensi energi angin yang diidentifikasi sekitar 978 MW. Potensi tenaga angin Indonesia di darat kekuatannya terbatas, dengan kecepatan angin rata – rata antara 3 m/s hingga 7 m/s. Turbin angin yang optimal diterapkan sesuai kecepatan angin di Indonesia adalah turbin Savonius. Turbin Savonius memiliki kelemahan yaitu memiliki efisiensi paling rendah dibandingkan dengan turbin angin tipe lainnya, sehingga studi eksperimen ini dilakukan dengan menambah silinder pengganggu pada turbin Savonius dan dengan dua konfigurasi berbeda yang bertujuan untuk membandingkan performa dan lebih lagi meningkatkan efisiensi turbin Savonius.

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental dengan menggunakan turbin angin Savonius yang memiliki dua buah sudu dengan diameter sudu turbin (D) sebesar 165,2 mm, diameter *end plate* (D_o) sebesar 320 mm, tinggi (H) sebesar 298 mm, dan diameter poros (b) sebesar 19 mm. Pada penelitian ini digunakan silinder pengganggu berbentuk silinder dengan diameter (d) sebesar 83 mm dan dengan dua macam konfigurasi instalasi silinder yang berbeda. Konfigurasi pertama dilakukan dengan memasang silinder pengganggu di samping *advancing blade*, sedangkan konfigurasi kedua dilakukan dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*. Penelitian ini dilakukan dengan perbandingan $d/D = 0,5$ dan dengan variasi kecepatan angin 4;5;6;7 m/s, serta variasi $Y/D = 1,32$; $S/D = 1,37$. Eksperimen dilakukan dengan menggunakan sumber angin yang dihembuskan oleh *axial fan* dan dibantu dengan *Honeycomb* di depannya agar aliran udara yang mengalir *uniform*. *Axial fan* yang digunakan dibantu oleh alat pendukung *voltage regulator* dan *stavolt* untuk mengatur kecepatan aliran udara. Pengukuran kecepatan aliran udara menggunakan *anemometer*. Pengukuran putaran turbin menggunakan *tachometer*. Kemudian pengukuran torsi statis dilakukan dengan *torquemeter* dan torsi dinamis dilakukan dengan *brake dynamometer*.

Hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan menambahkan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* dapat meningkatkan kinerja turbin angin Savonius pada kecepatan angin 4 m/s saja. Hal ini berdasarkan peningkatan torsi statis turbin, *Coefficient of Power*, dan *Coefficient of Moment* dengan penggunaan dua silinder pengganggu yang dibandingkan dengan turbin angin Savonius konvensional. Peningkatan performa diperoleh pada kecepatan angin 4 m/s dengan penggunaan silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$, $S/D = 1,37$ dan ukuran $d/D = 0,5$ diperoleh peningkatan CoP maksimum dan CM maksimum sebesar 31,31% dan 6,38%. Serta penggunaan dua silinder pengganggu mampu meningkatkan kemampuan *self starting* pada turbin Savonius pada beberapa posisi sudut *blade* untuk semua variasi kecepatan.

Kata kunci: *Advancing Blade, Putaran Turbin, Returning Blade, Silinder Pengganggu, Studi Eksperimen, Torsi Dinamis, Torsi Statis, Turbin Savonius.*

EXPERIMENTAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE PLACEMENT OF THE DISTURBANCE CYLINDER IN FRONT OF THE RETURNING BLADE AND BESIDE ADVANCING BLADE

“Case Study for Disturbance Cylinder Size $d/D = 0.5$; $Y/D = 1.32$; $S/D = 1.37$ with Wind Speed 4.5;6; and 7 m/s”

Student Name / NRP : Kornelius Chandra / 021118400070
Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS
Advisor : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

ABSTRACT

Indonesia is the fourth most populous country in the world with a population of 275 million. With a population of that size, of course, the need for electrical energy is also very high. Indonesia has identified wind energy potential of around 978 MW. Indonesia's wind power potential on land is limited, with average wind speeds between 3 m/s to 7 m/s. The optimal wind turbine applied according to the wind speed in Indonesia is the Savonius turbine. The Savonius turbine has the disadvantage that it has the lowest efficiency compared to other types of wind turbines, so this experimental study was carried out by adding a disturbance cylinder to the Savonius turbine and with two different configurations aimed at comparing performance and further increasing the efficiency of the Savonius turbine.

This research was carried out experimentally using a Savonius wind turbine which has two blades with a turbine blade diameter (D) of 165.2 mm, an end plate diameter (D_o) of 320 mm, a height (H) of 298 mm, and a shaft diameter (b) by 19 mm. In this study, a cylindrical intruder cylinder with a diameter (d) of 83 mm was used and with two different configurations of cylinder installations. The first configuration is done by installing a disturbance cylinder next to the advancing blade, while the second configuration is carried out with a disturbing cylinder next to the advancing blade and in front of the returning blade. This research was conducted with a ratio of $d/D = 0.5$ and with variations in wind speed of 4;5;6;7 m/s, and variations of $Y/D = 1.32$; $S/D = 1.37$. The experiment was carried out using a wind source blown by an axial fan and assisted by Honeycomb in front of it so that the air flow was uniform. The axial fan used is assisted by a voltage regulator and stavolt support device to regulate the speed of air flow. Measurement of air flow velocity using an anemometer. Turbine rotation measurement using a tachometer. Then the measurement of static torque is carried out with a torquemeter and dynamic torque is carried out with a brake dynamometer.

The results showed that by adding a nuisance cylinder beside the advancing blade and in front of the returning blade, it can improve the performance of the Savonius wind turbine at a wind speed of 4 m/s only. This is based on the increase in turbine static torque, Coefficient of Power, and Coefficient of Moment with the use of two disruptive cylinders compared to conventional Savonius wind turbines. The increase in performance was obtained at a wind speed of 4 m/s with the use of a tampering cylinder at a distance of $Y/D = 1.32$, $S/D = 1.37$ and the size $d/D = 0.5$, the maximum CoP and CM increase were 31,31% and 6.38%. And the use of two disturbance cylinders can increase the self-starting ability of the Savonius turbine at several blade angle positions for all speed variations.

Kata kunci: Advancing Blade, Disturbance Cylinder, Dynamic Torque, Experimental Study, Returning Blade, Savonius Turbine, Static Torque, Turbine Rotation.

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan berkat dan rahmat-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir berjudul Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder di Samping *Advancing Blade* dan di Depan *Returning Blade* “Studi Kasus untuk Ukuran Silinder Pengganggu $d/D = 0,5$; $Y/D = 1,32$; $S/D = 1,37$ dengan Kecepatan Angin 4;5;6; dan 7 m/s”

Penulisan laporan Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan, bimbingan, dan motivasi yang kuat dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada beberapa pihak yang telah membantu dan mendukung baik dalam proses pengerjaan tugas akhir ini, antara lain :

1. Bapak Ibu tercinta dan Keluarga yang senantiasa memberi dukungan dan doa hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA., selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Rekan satu bimbingan tugas akhir penulis Delfiando Sutiasa, Dhia Fairuz, Dhau Fara, Muhammad Farhan, Kornelius Chandra, Mochamad Izhar Murti, dan Deanova Ghivari Alzamora yang dalam susah senang menyelesaikan tugas akhir bersama.
4. Keluarga M61 yang banyak memberikan pengalaman dan pembelajaran berharga selama di Departemen Teknik Mesin.
5. Laboratorium Mekanika Fluida dan Mesin Turbo atas bantuan, semangat dan hiburannya dalam pengerjaan dan penulisan Tugas Akhir.
6. Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS yang baik dan ramah.
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan Tugas Akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

| | |
|--|------|
| ABSTRAK | viii |
| ABSTRACT | ix |
| KATA PENGANTAR | x |
| DAFTAR ISI | xi |
| DAFTAR GAMBAR | xiii |
| DAFTAR TABEL | xvi |
| DAFTAR SIMBOL | 1 |
| BAB I | 2 |
| 1.1. Latar Belakang | 2 |
| 1.2. Rumusan Masalah | 5 |
| 1.3. Batasan Masalah | 6 |
| 1.4. Tujuan Penelitian | 6 |
| 1.5. Manfaat Penelitian | 7 |
| BAB II | 8 |
| 2.1 Turbin Angin | 8 |
| 2.2 Turbin Angin Savonius | 9 |
| 2.3 Bilangan Reynolds | 9 |
| 2.4 Aliran Melintasi Permukaan Sirkular | 10 |
| 2.5 Gaya Drag | 11 |
| 2.6 Persamaan Torsi | 13 |
| 2.7 Daya Turbin | 13 |
| 2.7.1 Daya Teoritis | 13 |
| 2.7.2 Daya Aktual | 14 |
| 2.8 <i>Coefficient of Power</i> | 15 |
| 2.9 Tip Speed Ratio | 16 |
| 2.10 Penelitian Terdahulu | 17 |
| 2.10.1 Penelitian Numerik terhadap Performa Turbin Savonius tanpa dan dengan dipasangnyanya Silinder Sirkular pada Sisi Samping Advancing Blade | 18 |
| 2.10.2 Penelitian Numerik terhadap Sudut <i>Stagger</i> dari Sirkular Silinder yang dipasang di Depan <i>Returning Blade</i> | 22 |
| 2.10.3 Penelitian Numerik terhadap Silinder Sirkular yang dipasang pada Sisi Samping <i>Advancing Blade</i> dengan Variasi Jarak Horizontal | 26 |
| 2.10.4 Penelitian Eksperimental terhadap Penempatan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> dengan Re 9900 | 31 |
| 2.10.5 Penelitian Eksperimental terhadap Penempatan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> | 34 |
| 2.11 Perbandingan Penelitian Terdahulu | 36 |
| BAB III | 37 |
| 3.1 Parameter yang Diukur | 37 |
| 3.2 Analisa Dimensi | 38 |
| 3.2.1 Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient of Power</i> | 38 |
| 3.2.2 Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient of Moment</i> | 40 |
| 3.3 Peralatan | 41 |
| 3.3.1 Axial Fan dan Voltage Regulator | 42 |
| 3.3.2 Turbin Angin Savonius | 43 |
| 3.3.3 Silinder Pengganggu | 43 |
| 3.3.4 Penyangga Turbin Angin Savonius | 44 |
| 3.3.5 Honeycomb | 44 |

| | |
|---|-----|
| 3.3.6 Alat Ukur..... | 45 |
| 3.4 Prosedur Penelitian | 50 |
| 3.4.1 Prosedur Penelitian Menentukan Putaran dan Torsi Dinamis..... | 50 |
| 3.4.2 Prosedur Penelitian Menentukan Torsi Statis | 51 |
| 3.5 Flowchart Penelitian | 52 |
| 3.5.1 Flowchart Putaran dan Torsi Dinamis..... | 52 |
| 3.5.2 Flowchart Torsi Statis | 54 |
| 3.6 Uncertainty..... | 56 |
| 3.7 Uniformity | 61 |
| BAB 4..... | 65 |
| 4.1 Contoh Perhitungan | 65 |
| 4.1.1 Perhitungan Reynolds Number | 65 |
| 4.1.2 Perhitungan Tip Speed Ratio (λ)..... | 67 |
| 4.1.3 Perhitungan <i>Coefficient of Power</i> (CoP)..... | 67 |
| 4.1.4 Perhitungan <i>Coefficient of Moment</i> (CM)..... | 68 |
| 4.2 Analisa Performa Turbin Angin Savonius Konvensional dengan Variasi Kecepatan 4, 5, 6, 7 m/s..... | 68 |
| 4.2.1 Analisa Nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP ₀) Terhadap Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Angin Savonius Konvensional | 68 |
| 4.2.2 Analisa Nilai <i>Coefficient of Moment</i> (CM ₀) Terhadap Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) Turbin Angin Savonius Konvensional | 70 |
| 4.3 Analisa Performa Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu dengan Variasi Kecepatan 4, 5, 6, 7 m/s | 72 |
| 4.3.1 Analisa Nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP ₀) Terhadap Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) antara Turbin Angin Savonius Konvensional dan dengan Satu Silinder | 72 |
| 4.3.2 Analisa Nilai <i>Coefficient of Moment</i> (CM ₀) Terhadap Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) antara Turbin Angin Savonius Konvensional dan dengan Satu Silinder | 77 |
| 4.4 Analisa Performa Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu dengan Variasi Kecepatan 4, 5, 6, 7 m/s | 88 |
| 4.4.1 Analisa Nilai <i>Coefficient of Power</i> (CoP ₀) Terhadap Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) antara Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder dan dengan Satu Silinder terhadap Turbin Savonius Konvensional | 89 |
| 4.4.2 Analisa Nilai <i>Coefficient of Moment</i> (CM ₀) Terhadap Fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (λ) antara Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder dan dengan Satu Silinder terhadap Turbin Savonius Konvensional | 94 |
| 4.5 Analisa Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power maximum</i> (CoP _{max}) antara Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu terhadap Konvensional (CoP _{Amax} /CoP _{0max}) Terhadap Variasi Kecepatan Angin 4 m/s hingga 7 m/s. | 108 |
| 4.6 Analisa Perbandingan Nilai <i>Coefficient of Power maximum</i> (CoP _{max}) antara Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu terhadap Konvensional (CoP _{Bmax} /CoP _{0max}) Terhadap Variasi Kecepatan Angin 4 m/s hingga 7 m/s. | 109 |
| BAB 5..... | 112 |
| 5.1 Kesimpulan | 112 |
| 5.2 Saran | 112 |
| DAFTAR PUSTAKA..... | 113 |
| LAMPIRAN | 115 |
| BIODATA PENULIS..... | 130 |

DAFTAR GAMBAR

| | |
|--|----|
| Gambar 2. 1 Beberapa Macam Turbin Angin | 8 |
| Gambar 2. 2 Turbin Angin Savonius..... | 9 |
| Gambar 2. 3 Skema Turbin Savonius..... | 10 |
| Gambar 2. 4 Aliran Melintasi Permukaan Sirkular | 11 |
| Gambar 2. 5 Mekanisme Brake Dynamometer | 15 |
| Gambar 2. 6 Grafik <i>Coefficient of Power</i> terhadap Tip Speed Ratio | 17 |
| Gambar 2. 7 Instalasi Turbin Savonius dengan Silinder Pengganggu | 18 |
| Gambar 2. 8 Grafik Hubungan Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio | 20 |
| Gambar 2. 9 Grafik Hubungan Koefisien Daya terhadap Tip Speed Ratio | 20 |
| Gambar 2. 10 Struktur jalur kecepatan untuk perubahan diameter silinder pada λ sebesar 0,9 dan sudut sudu sebesar 30° | 21 |
| Gambar 2. 11 Skema Instalasi Turbin Savonius..... | 22 |
| Gambar 2. 12 Hasil Simulasi Numerik Turbin Savonius dengan Sudut Stagger 0° | 23 |
| Gambar 2. 13 Hasil Simulasi Numerik Turbin Savonius dengan Sudut Stagger 30° | 24 |
| Gambar 2. 14 Hasil Simulasi Numerik Turbin Savonius dengan Sudut Stagger 60° | 25 |
| Gambar 2. 15 Putaran Turbin Savonius | 26 |
| Gambar 2. 16 Skema Instalasi Turbin Savonius dengan Silinder Sirkular | 27 |
| Gambar 2. 17 Grafik Hubungan Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio | 27 |
| Gambar 2. 18 Grafik Hubungan Koefisien Daya terhadap Tip Speed Ratio | 28 |
| Gambar 2. 19 Pathline kecepatan dengan variasi jarak horizontal (X/D) pada $\theta = 30^\circ$, $\lambda = 0.9$, dan TSR=0.9..... | 30 |
| Gambar 2. 20 Skema Instalasi Turbin Savonius..... | 31 |
| Gambar 2. 21 Skema Konfigurasi Penelitian | 32 |
| Gambar 2. 22 Grafik Koefisien Daya terhadap Tip Speed Ratio pada S/D 1.4, 1.6, dan 1.8... 33 | 33 |
| Gambar 2. 23 Grafik Koefisien Daya terhadap Tip Speed Ratio pada S/D 2.0 dan 2.2..... 33 | 33 |
| Gambar 2. 24 Grafik Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio pada S/D 1.4, 1.6, 1.8 | 34 |
| Gambar 2. 25 Grafik Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio pada S/D 2.0 dan 2.2..... 34 | 34 |
| Gambar 2. 26 Skema Konfigurasi Turbin Savonius..... | 35 |
| Gambar 2. 27 Grafik <i>Coefficient of Performance</i> terhadap Tip Speed Ratio pada Turbin Savonius Konvensional | 35 |
| Gambar 3. 1 Skema Penelitian dan Parameter Analisa | 37 |
| Gambar 3. 2 Axial Fan CKE SF-45..... | 42 |
| Gambar 3. 3 Voltage regulator | 42 |
| Gambar 3. 4 Skema turbin angin Savonius | 43 |
| Gambar 3. 5 Silinder Sirkular Pengganggu | 44 |
| Gambar 3. 6 Skema Penyangga Turbin Angin Savonius | 44 |
| Gambar 3. 7 Skema Honeycomb..... | 45 |
| Gambar 3. 8 Anemometer Omega HHF-141A..... | 45 |
| Gambar 3. 9 Tachometer OMEGA seri HHT12 | 46 |
| Gambar 3. 10 Torquemeter LUTRON TQ-880..... | 47 |
| Gambar 3. 11 Massa pemberat : anak timbangan NHK tipe M1 | 48 |
| Gambar 3. 12 Timbangan SF-40 | 49 |
| Gambar 3. 13 Neraca Pegas NAGATA tipe C-5..... | 49 |
| Gambar 3. 14 Flowchart Putaran dan Torsi Dinamis | 53 |
| Gambar 3. 15 Flowchart Torsi Statis..... | 55 |
| Gambar 3. 16 Posisi titik sampel pengambilan kecepatan angin | 62 |
| Gambar 3. 17 Uniformity pada Kecepatan Angin 4 m/s | 62 |

| | |
|---|----|
| Gambar 3. 18 Uniformity pada Kecepatan Angin 5 m/s | 63 |
| Gambar 3. 19 Uniformity pada Kecepatan Angin 6 m/s | 63 |
| Gambar 3. 20 Uniformity pada Kecepatan Angin 7 m/s | 64 |
| Gambar 4. 1 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin Savonius Konvensional (CoP_0) sebagai fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan 4, 5, 6, dan 7 m/s | 69 |
| Gambar 4. 2 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) sebagai fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s | 70 |
| Gambar 4. 3 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) sebagai Fungsi Posisi Sudut Sudu (θ)..... | 71 |
| Gambar 4. 4 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius Konvensional (CoP_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 4 m/s | 73 |
| Gambar 4. 5 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius Konvensional (CoP_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 5 m/s | 74 |
| Gambar 4. 6 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius Konvensional (CoP_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 6 m/s | 75 |
| Gambar 4. 7 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius Konvensional (CoP_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 7 m/s | 76 |
| Gambar 4. 8 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 4 m/s | 78 |
| Gambar 4. 9 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 5 m/s | 79 |
| Gambar 4. 10 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 6 m/s | 80 |
| Gambar 4. 11 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 7 m/s | 81 |
| Gambar 4. 12 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A) terhadap Posisi Sudut Blade (θ) pada Kecepatan Angin 4 m/s..... | 83 |
| Gambar 4. 13 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS) terhadap Posisi Sudut blade (θ) pada Kecepatan Angin 5 m/s | 84 |
| Gambar 4. 14 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS) terhadap Posisi Sudut blade (θ) pada Kecepatan Angin 6 m/s | 86 |
| Gambar 4. 15 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS) terhadap Posisi Sudut blade (θ) pada Kecepatan Angin 7 m/s | 87 |
| Gambar 4. 16 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius Konvensional (CoP_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CoP_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 4 m/s..... | 89 |

| | |
|--|-----|
| Gambar 4. 17 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius Konvensional (CoP_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CoP_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 5 m/s | 90 |
| Gambar 4. 18 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius Konvensional (CoP_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CoP_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 6 m/s | 91 |
| Gambar 4. 19 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Savonius Konvensional (CoP_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CoP_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 7 m/s..... | 92 |
| Gambar 4. 20 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Savonius Konvensional (CM_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CM_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 4 m/s | 94 |
| Gambar 4. 21 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Savonius Konvensional (CM_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CM_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 5 m/s | 95 |
| Gambar 4. 22 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Savonius Konvensional (CM_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CM_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 6 m/s..... | 96 |
| Gambar 4. 23 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Savonius Konvensional (CM_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CM_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 7 m/s..... | 97 |
| Gambar 4. 24 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Savonius Konvensional (CTS_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CTS_B) terhadap Posisi Sudut Blade (θ) pada Kecepatan Angin 4 m/s..... | 100 |
| Gambar 4. 25 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Savonius Konvensional (CTS_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CTS_B) terhadap Posisi Sudut Blade (θ) pada Kecepatan Angin 5 m/s | 102 |
| Gambar 4. 26 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Savonius Konvensional (CTS_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CTS_B) terhadap Posisi Sudut Blade (θ) pada Kecepatan Angin 6 m/s..... | 104 |
| Gambar 4. 27 Grafik <i>Static Torque Coefficient</i> Turbin Savonius Konvensional (CTS_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CTS_B) terhadap Posisi Sudut Blade (θ) pada Kecepatan Angin 7 m/s..... | 106 |
| Gambar 4. 28 Grafik perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara turbin angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu terhadap Konvensional (CoP_{Amax}/CoP_{0max}) dengan Variasi Y/D pada Kecepatan Angin 4 - 7 m/s..... | 108 |
| Gambar 4. 29 Grafik perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara turbin angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu terhadap Konvensional (CoP_{Bmax}/CoP_{0max}) dengan Variasi Y/D & S/D pada Kecepatan Angin 4 - 7 m/s | 110 |

DAFTAR TABEL

| | |
|---|-----|
| Tabel 2. 1 Nilai C_D pada $Re > 10^3$ | 12 |
| Tabel 2. 2 Spesifikasi dan Properties untuk Simulasi Numerik | 19 |
| Tabel 2. 3 Performa tertinggi (Peak CoP) pada sudut stagger 0° | 25 |
| Tabel 2. 4 Performa tertinggi (Peak CoP) pada sudut stagger 0° | 25 |
| Tabel 2. 5 Performa tertinggi (Peak CoP) pada sudut stagger 0° | 26 |
| Tabel 2. 6 Nilai Performa Maksimum pada Turbin Savonius dengan Variasi Jarak Horizontal Silinder Pengganggu..... | 28 |
| Tabel 2. 7 Perbandingan CoP maksimum dan Tip Speed Ratio relatif terhadap Turbin Savonius Konvensional | 36 |
| Tabel 3. 1 Dimensi Primer Setiap Parameter | 38 |
| Tabel 3. 2 Dimensi Primer Setiap Parameter | 40 |
| Tabel 3. 3 Spesifikasi Axial Fan CKE SF-45..... | 42 |
| Tabel 3. 4 Spesifikasi Voltage Regulator Model TDGC2..... | 43 |
| Tabel 3. 5 Spesifikasi Anemometer Omega HHF-141A..... | 46 |
| Tabel 3. 6 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12..... | 47 |
| Tabel 3. 7 Spesifikasi Torquemeter LUTRON TQ-880..... | 47 |
| Tabel 3. 8 Spesifikasi Anak Timbangan NHK tipe M-1 | 48 |
| Tabel 3. 9 Spesifikasi Timbangan Digital SF-40 | 49 |
| Tabel 3. 10 Spesifikasi Neraca Pegas NAGATA tipe C-5..... | 49 |
| Tabel 3. 11 Hasil Perhitungan Uncertainty Turbin Savonius Konvensional pada Kecepatan Angin 5 m/s | 61 |
| Tabel 4. 1 Reynolds Number pada Kecepatan Udara 4 hingga 7 m/s..... | 66 |
| Tabel 4. 2 Perbandingan nilai CoP dan TSR Turbin Konvensional dan Satu Silinder Penggangu pada Kecepatan Angin 4; 5; 6; dan 7 m/s | 77 |
| Tabel 4. 3 Perbandingan nilai CM dan TSR Turbin Konvensional dan Satu Silinder Penggangu pada Kecepatan Angin,4; 5; 6; dan 7 m/s | 82 |
| Tabel 4. 4 Perbandingan nilai CoP dan TSR Turbin dengan Satu (CoP_{Amax}) dan dengan Dua Silinder Pengganggu (CoP_{Bmax}) terhadap Konvensional pada Kecepatan Angin 4; 5; 6; dan 7 m/s | 93 |
| Tabel 4. 5 Perbandingan nilai CM dan TSR Turbin dengan Satu (CM_{Amax}) dan dengan Dua Silinder Pengganggu (CM_{Bmax}) terhadap Konvensional pada Kecepatan Angin 4; 5; 6; dan 7 m/s | 99 |
| Tabel A. 1 Data putaran, <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional pada Kecepatan Angin 4 m/s..... | 115 |
| Tabel A. 2 Data putaran, <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional pada Kecepatan Angin 5 m/s..... | 116 |
| Tabel A. 3 Data putaran, <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional pada Kecepatan Angin 6 m/s..... | 117 |
| Tabel A. 4 Data putaran, <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius Konvensional pada Kecepatan Angin 7 m/s..... | 118 |
| Tabel A. 5 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Konvensional pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s | 119 |
| Tabel B. 1 Data putaran, <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 m/s..... | 120 |
| Tabel B. 2 Data putaran, <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 5 m/s..... | 121 |
| Tabel B. 3 Data putaran, <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Coefficient of Moment</i> Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 6 m/s..... | 122 |

| | |
|--|-----|
| Tabel B. 4 Data putaran, Coefficient of Power dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 7 m/s | 123 |
| Tabel B. 5 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s..... | 124 |
| Tabel C. 1 Data putaran, Coefficient of Power dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 m/s..... | 125 |
| Tabel C. 2 Data putaran, Coefficient of Power dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 5 m/s..... | 126 |
| Tabel C. 3 Data putaran, Coefficient of Power dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 6 m/s..... | 127 |
| Tabel C. 4 Data putaran, Coefficient of Power dan Coefficient of Moment Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 7 m/s..... | 128 |
| Tabel C. 5 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s..... | 129 |

DAFTAR SIMBOL

| | |
|-----------|---|
| A | : <i>Cross Sectional Area</i> (m^2) |
| b | : Diameter Poros (mm) |
| t | : Tebal <i>Blade</i> (mm) |
| L | : Diameter Turbin Angin Savonius (mm) |
| D | : Diameter <i>Blade</i> (mm) |
| D_o | : Diameter <i>End Plates</i> (mm) |
| H | : Tinggi <i>Blade</i> (mm) |
| C_D | : <i>Coefficient Drag</i> |
| C_M | : <i>Coefficient of Moment</i> |
| CoP | : <i>Coefficient of Power</i> |
| C_{TS} | : <i>Coefficient of Static Torque</i> |
| F_D | : Gaya <i>Drag</i> (N) |
| P | : Tekanan (N/m^2) |
| T | : Torsi Putaran Poros (N-m) |
| T_D | : Torsi Dinamis (N-m) |
| T_S | : Torsi Statis (N-m) |
| E_k | : Energi Kinetik (Joule) |
| P_w | : Daya Aliran Angin (Watt) |
| P_T | : Daya Turbin Angin (Watt) |
| ρ | : Massa Jenis Fluida (Kg/m^3) |
| U | : Kecepatan Aliran Angin (m/s) |
| Re | : Bilangan Reynolds |
| τ | : Tegangan Geser (N/m^2) |
| μ | : Viskositas Dinamis Fluida (N.s) |
| \dot{m} | : <i>Mass Flow Rate</i> (Kg/s) |
| ω | : Kecepatan Sudut Turbin yang Diukur dengan <i>Tachometer</i> (rad/s) |
| s | : Massa yang Terbaca Pada Neraca Pegas (Kg) |
| g | : Percepatan Gravitasi (m/s^2) |
| n | : Kecepatan Putaran Turbin Angin Savonius (rpm) |
| λ | : <i>Tip Speed Ratio</i> |
| l | : <i>Turbine Gap</i> |
| ϕ | : Sudut Aliran Angin ($^\circ$) |
| θ | : Posisi Turbin ($^\circ$) |
| Y (mm) | : Jarak Antara Vertikal Poros Turbin Terhadap Poros Silinder Pengganggu (mm) |
| S (mm) | : Jarak Antara Horizontal Poros Turbin Terhadap Poros Silinder Pengganggu (mm) |

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Indonesia adalah negara dengan jumlah penduduk terbesar keempat di dunia dengan populasi sebesar 273 juta jiwa (DIRJEN DUKCAPIL, 2022). Dengan populasi sebesar itu, tentunya kebutuhan akan energi listrik juga sangat tinggi. Listrik adalah salah satu energi yang sangat esensial, umumnya digunakan untuk penerangan, kegiatan produksi, elektronik, dll. Meningkatnya kebutuhan akan listrik maka sudah seharusnya negara ini mengimbanginya dengan tingkat produksi listrik yang menyamai kebutuhan. Dewan Energi Nasional melaporkan kapasitas pembangkit tenaga listrik sampai dengan tahun 2018 mencapai 64,5 GW atau naik sebesar 3% dibandingkan kapasitas tahun 2017. Kapasitas terpasang pembangkit listrik tahun 2018 sebagian besar berasal dari pembangkit energi fosil khususnya batubara (50%), diikuti gas bumi (29%), BBM (7%) dan energi terbarukan (14%). Total potensi energi terbarukan (EBT) ekuivalen 442 GW digunakan untuk pembangkit listrik, sedangkan pemanfaatan EBT untuk pembangkit listrik tahun 2018 sebesar 8,8 GW atau 14% dari total kapasitas pembangkit listrik (fosil dan non-fosil) yaitu sebesar 64,5 GW. Minimnya pemanfaatan EBT untuk ketenagalistrikan disebabkan masih relatif tingginya harga produksi pembangkit berbasis EBT, sehingga sulit bersaing dengan pembangkit fosil terutama batubara (Dewan Energi Nasional, 2019). Padahal, Indonesia memiliki potensi energi angin yang dimiliki Indonesia diidentifikasi sekitar 978 MW. Potensi tenaga angin Indonesia di darat kekuatannya terbatas, dengan kecepatan angin rata – rata antara 3 m/s hingga 7 m/s (Prasetyo et al., 2019, p.1).

Turbin Savonius adalah salah satu jenis turbin angin dengan tipe *Vertical Axis Wind-Turbine* (VAWT). Turbin angin ini diciptakan oleh seorang insinyur Finlandia, Sigurd Johannes Savonius pada tahun 1920. Turbin angin Savonius terbuat dari pelat tabung yang dibelah dua dan keduanya disatukan pada sebuah poros sehingga memiliki profil huruf S dengan dua sudu setengah silinder yaitu sudu dengan permukaan *concave* menghadap aliran (*advancing blade*) dan sudu dengan permukaan *convex* menghadap aliran (*returning blade*). Prinsip kerja turbin angin Savonius adalah dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* yang timbul pada *advancing blade* dan *returning blade*, sehingga menghasilkan torsi dan memutar poros turbin. Semakin besar selisih gaya *drag* pada kedua *blade*, maka daya yang akan dihasilkan oleh turbin juga akan semakin besar. Kelebihan dari turbin angin Savonius antara lain mampu beroperasi pada kecepatan angin yang rendah, desain yang relatif sederhana, konstruksinya yang sederhana sehingga harganya murah, dan kemampuan turbin untuk menyalakan sistemnya sendiri (*self starting*). Akan tetapi, turbin angin Savonius ini memiliki kelemahan yakni memiliki efisiensi performa yang lebih rendah dibandingkan jenis turbin angin lainnya. Oleh karena itu, banyak penelitian tentang turbin angin Savonius untuk meningkatkan efisiensinya, salah satunya dengan meningkatkan nilai torsi positif dengan meningkatkan nilai gaya *drag* yang mempengaruhi *advancing blade* pada permukaan *concave*-nya, atau menurunkan nilai gaya *drag* pada *returning blade* pada permukaannya.

Penelitian terhadap *advancing blade* yang dilakukan oleh (Setiawan et al., 2019, p.1) secara numerikal, mengenai perbandingan performa turbin *hydrokinetic* Savonius tanpa dan dengan dipasangnya silinder sirkular pada sisi samping *advancing blade*. Dalam penelitian tersebut digunakan variasi rasio ukuran diameter silinder sirkular terhadap diameter rotor turbin Savonius (d_s/D) antara lain sebesar 0.1; 0.3; 0.5; 0.7; 0.9; dan tanpa adanya silinder

sirkular. Kemudian digunakan rasio jarak antara pusat silinder sirkular dengan pusat turbin Savonius dalam sumbu Y terhadap diameter rotor (Y/D) sebesar 0.7 serta rasio jarak antara pusat silinder sirkular dari pusat turbin Savonius terhadap diameter rotor (X/D) sebesar 0.5. Melalui studi dengan kecepatan air untuk turbin *hydrokinetic* Savonius konstan pada 0.22 m/s serta diameter turbin *hydrokinetic* Savonius (D) sebesar 0.4 m, didapatkan hasil adanya pengaruh terhadap pemasangan silinder sirkular pada sisi samping *advancing blade* dengan variasi rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter rotor turbin Savonius (d_s/D). Perubahan nilai rasio d_s/D mengakibatkan naiknya kecepatan pada area *attached flow* dan kecepatan maximum terjadi pada rasio d_s/D sebesar 0.7. Peningkatan kecepatan *attached flow* menimbulkan adanya *pressure drop* di permukaan *convex* pada *advancing blade*, yang mengakibatkan naiknya nilai *net pressure*. Melalui peningkatan *net pressure* pada *advancing blade*, secara otomatis dapat meningkatkan pula torsi positif. Pada penelitian tersebut, pada rasio d_s/D sebesar 0.7 dihasilkan nilai COP 28% lebih besar dibandingkan COP tanpa adanya silinder sirkular.

Studi lainnya terhadap *returning blade* yang dilakukan oleh (Setiawan et al., 2019, p.1) secara numerikal, mengenai performa turbin air Savonius akibat pengaruh sudut *stagger* dari sirkular silinder yang dipasang di depan *returning blade* pada turbin air Savonius. Dalam studi ini, digunakan fluida air dengan variasi sudut *stagger* untuk pemasangan silinder sirkularnya. Turbin air Savonius yang digunakan memiliki diameter 0.4 m dengan *free stream velocity* pada air sebesar 0.22 m/s. Rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter rotor turbin (d_s/D) adalah 0.5, dimana rotor turbin dipasang pada rasio jarak horizontal pusat silinder sirkular dari pusat turbin terhadap diameter turbin air Savonius (S/D) sebesar 0.7 dengan variasi sudut *stagger* 0° , 30° , 60° , dan 90° , dan dipasang di depan arah aliran hulu yang menuju *returning blade*. Didapatkan hasil bahwa dipasangnya silinder sirkular dengan variasi sudut *stagger* di depan *returning blade* memiliki pengaruh. Performa maximum, pengaruh dari dipasangnya silinder sirkular dengan variasi sudut *stagger* terjadi pada sudut 60° , dengan nilai λ sebesar 0.9, serta peningkatan COP sebesar 29.84% dibanding turbin air Savonius konvensional tanpa adanya pemasangan silinder sirkular.

Lalu, studi numerik lainnya yang dilakukan oleh (Setiawan et al, 2019, p.1) mengenai pengaruh silinder sirkular yang dipasang pada sisi samping *advancing blade* dengan variasi jarak horizontal terhadap performa turbin air sumbu vertikal Savonius. Studi tersebut menggunakan pemodelan diameter rotor (D) turbin air Savonius sebesar 0.4 m, dan rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter rotor (d_s/D) = 0.3. Juga digunakan kecepatan air konstan pada 0.22 m/s. Serta nilai rasio jarak vertikal antara pusat silinder sirkular dari pusat rotor terhadap diameter rotor (Y/D) sebesar 0.7, dan variasi nilai rasio jarak horizontal pusat silinder sirkular terhadap pusat rotor turbin dari diameter turbin (X/D) antara lain sebesar 0; 0.5; 1; 1.5; dan 2.0. Melalui kondisi tersebut didapatkan nilai λ berkisar antara 0.3 hingga 1.3. Juga, didapatkan hasil secara jelas bahwa penambahan silinder sirkular dipasang pada sisi samping *advancing blade* telah terbukti memberikan pengaruh terhadap performa turbin air Savonius. Hal tersebut ditunjukkan dengan nilai *power coefficient* (COP) yang mengalami peningkatan pada saat rasio posisi (X/D) dari silinder sirkular bertambah hingga sebesar 0.5; dan nilai COP menurun pada saat nilai rasio X/D lebih dari 0.5. Sehingga nilai maksimum dari *power coefficient* (COP) didapat pada saat rasio X/D sebesar 0.5 dan λ sebesar 0.9, dimana menghasilkan nilai COP 17.31% lebih besar dibanding turbin air Savonius konvensional tanpa adanya silinder sirkular. Hal tersebut terjadi akibat dipasangnya silinder sirkular pada sisi samping *advancing blade* Savonius, sehingga akan meningkatkan momentum aliran pada kedua *bluff body*. Lalu, kecepatan aliran *attached flow zone* akan meningkat, dan menurunkan tekanan pada permukaan *convex* pada *advancing blade*

Savonius. Alhasil, torsi positif bersih akan meningkat dan disertai dengan peningkatan nilai *coefficient power*. Sementara pemasangan silinder sirkular menjadi kontrol pasif apabila dipasang pada jarak lebih dari rentang rasio X/D sebesar 0.5 sampai 2.0, dimana menurunkan performa turbin Savonius. Hal tersebut terjadi karena pemasangan pada rasio X/D dari 0.5 sampai 2.0 menimbulkan formasi vortex seperti pada turbin Savonius konvensional tanpa adanya silinder sirkular.

Terdapat juga penelitian eksperimental yang dilakukan oleh (Triyogi et al, 2020, p.1) didapatkan pengaruh dipasangnya silinder sirkular pada aliran hulu di depan *returning blade* performa dari turbin angin Savonius. Penelitian tersebut dilakukan dengan bilangan Reynold (Re) sebesar 99000. Penelitian dilakukan dengan dipasangnya silinder sirkular menggunakan rasio diameter silinder sirkular terhadap diameter sudu (d/D) = 0.54 dan rasio jarak silinder sirkular dari *returning blade* terhadap diameter sudu (S/D) dengan variasi nilai 1.4 hingga 2.2. Hasil eksperimen tersebut diindikasikan terjadinya perubahan nilai S/D dapat meningkatkan *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius, dimana nilai COP maximum terjadi pada rasio S/D sebesar 1.4, sehingga nilai COP meningkat sekitar 12,2% pada *tip speed ratio* (λ) sebesar 0.65 relatif terhadap turbin angin Savonius tanpa adanya silinder sirkular di aliran hulu menuju *returning blade*. Akan tetapi, ketika silinder sirkular yang relatif terhadap diameter sudu ditempatkan jauh dari *returning blade* ($S/D > 1.8$), maka dalam praktiknya tidak dihasilkan adanya pengaruh penggunaan silinder sirkular tersebut terhadap nilai *Coefficient of Power* pada turbin angin Savonius.

Selanjutnya terdapat studi secara eksperimen yang dilakukan oleh (Ananto, 2020, p.4) tentang peningkatan kinerja turbin angin Savonius dengan penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin. Studi tersebut dilakukan dengan menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter sudu turbin (D) sebesar 167 mm, diameter rotor turbin (L) sebesar 309 mm. Serta digunakan rasio posisi silinder pengganggu dari arah tegak lurus dengan arah datang angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius (Y/D) sebesar 0.5, rasio jarak antara pusat silinder pengganggu dari pusat *returning blade* terhadap diameter sudu (S/D) sebesar 1.2, dan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter sudu (d/D) sebesar 0.5. Juga penelitian dilakukan dengan menggunakan variasi kecepatan angin antara lain sebesar 3.8; 4.4; 5; 6; 7; 8; dan 9 m/s. Hasil analisis studi tersebut didapat bahwa penggunaan silinder pengganggu (d/D) sebesar 0.5 yang dipasang di depan *returning blade* turbin angin Savonius terbukti dapat meningkatkan performa turbin angin Savonius. Hal ini ditunjukkan pada penggunaan rasio silinder pengganggu (d/D) sebesar 0.5, pada rasio posisi (Y/D) sebesar 0.5, dan rasio jarak (S/D) sebesar 1.2 serta dengan kecepatan angin 5 m/s, yang menghasilkan nilai *power coefficient* (COP) 73.24% lebih besar daripada turbin angin Savonius konvensional tanpa adanya silinder pengganggu. Lalu pada kondisi tersebut, yaitu dengan kecepatan angin 5 m/s didapatkan nilai *Coefficient of Moment* (CM) 73.24% lebih besar daripada turbin angin Savonius konvensional.

Melalui penelitian terdahulu tersebut, masih diperlukan lagi penelitian lebih lanjut yang akan dilakukan guna meningkatkan performa turbin angin Savonius. Oleh karena itu, akan dilakukan studi eksperimental dengan menambah silinder pengganggu pada turbin Savonius dengan dua konfigurasi berbeda serta rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter sudu (d/D) sebesar 0.5, lalu membandingkan performa turbin Savonius dari kedua konfigurasi tersebut. Konfigurasi pertama dilakukan dengan menambahkan silinder pengganggu pada sisi samping *advancing blade* dengan posisi (Y/D) = 1.32. Kemudian, konfigurasi kedua dilakukan dengan penambahan 1 silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan rasio S/D sebesar 1.37, serta 1 silinder pengganggu lainnya di samping *advancing blade* dengan

rasio posisi Y/D sebesar 1.32. Serta variasi kecepatan angin antara lain sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s. Sehingga penulis berharap dengan menggunakan 2 silinder pengganggu, dapat meningkatkan performa turbin Savonius daripada dengan menggunakan 1 silinder pengganggu.

1.2. Rumusan Masalah

Turbin angin Savonius merupakan turbin angin dengan sumbu rotor arah vertikal, atau *vertical axis wind turbine* (VAWT) yang konstruksi poros rotornya tegak lurus dengan sumbu horizontal. Turbin Savonius bekerja atas perbedaan gaya drag yang bekerja pada kedua sudunya, *advancing* dan *returning*. Dimana sisi *concave* pada sudu *advancing* memiliki gaya drag yang lebih besar dibandingkan sisi *convex* pada sudu *returning*, sehingga nilai torsi positif bertambah dan performa turbin meningkat. Peningkatan performa aerodinamika turbin angin Savonius dapat dilakukan dengan cara meningkatkan gaya drag pada *advancing blade*, menurunkan gaya drag pada *returning blade*, atau melakukan kedua hal tersebut guna meningkatkan nilai torsi positif sehingga daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius menjadi lebih besar.

Pada penelitian ini, turbin angin Savonius dipasang dengan dua jenis konfigurasi untuk meningkatkan performa aerodinamik dari turbin angin Savonius dengan hipotesis sebagai berikut,

1. Pemasangan silinder pengganggu pada konfigurasi pertama di samping *advancing blade* dengan rasio jarak Y/D sebesar 1.32 akan menimbulkan efek *nozzle* pada bagian samping *advancing blade*. Adanya silinder sirkular akan meningkatkan momentum aliran diantara dua *bluff body* (silinder dan turbin), sehingga aliran mengalami efek *nozzle*. Efek *nozzle* ini akan meningkatkan *attached velocity* pada *attached flow zone* sehingga tekanan akan berkurang pada permukaan *convex advancing blade*, akibatnya torsi positif turbin meningkat dan koefisien daya juga meningkat sehingga efisiensi turbin meningkat. Apabila jarak penempatan silinder terlalu jauh, silinder menjadi tidak berpengaruh terhadap turbin angin Savonius seperti dua obyek yang berdiri sendiri dan saling tidak mempengaruhi.
2. Penambahan silinder pengganggu pada rasio jarak S/D sebesar 1.37 di depan *returning blade* akan menyebabkan tekanan bagian *returning blade* turun sehingga *pressure drag* pada *returning blade* akan menurun lalu meningkatkan torsi positif sehingga daya turbin bertambah. Penelitian yang telah dilakukan oleh **Gunawan et al.** pada tahun 2021 menjelaskan bahwa *shear layer* yang terlepas dari silinder sirkular jatuh pada permukaan *returning blade* dapat mengganggu *boundary layer* pada permukaan *returning blade*. Hal ini akan meningkatkan kecepatan transisi *boundary layer* dari *laminar* menuju *turbulent* yang akan menunda separasi sehingga *wake* yang timbul pada bagian belakang *returning blade* akan menyempit. Penyempitan *wake* akan menyebabkan gaya *drag* pada *returning blade* berkurang. Selain itu, *shear layer* yang datang dari silinder sirkular akan mengganggu aliran di sekitar permukaan cembung *returning blade*, dan juga tentunya akan mengurangi tekanan di daerah antara *returning blade* dan silinder sirkular karena adanya *wake* dari silinder. Akibatnya terjadi penurunan perbedaan tekanan antara sisi cembung dan cekung *returning blade* lalu juga mengurangi tekanan drag pada *returning blade*, sehingga torsi positif meningkat dan performa turbin meningkat. Dengan demikian, gabungan penempatan silinder sirkular di samping *advancing blade* (hipotesa-1) dan di depan *returning blade* (hipotesa-2) diduga akan lebih meningkatkan lagi efisiensi turbin.

3. Penelitian yang telah dilakukan oleh **Mahmoud et al.** pada tahun 2012 didapatkan hasil bahwa semakin tinggi variasi kecepatan angin maka efisiensi turbin akan menurun pada kecepatan tertentu sehingga pada masing-masing variasi kasus memiliki kecepatan optimum. Pengaruh variasi kecepatan yang semakin tinggi pada turbin yang diberi silinder pengganggu pada bagian depan *returning blade* dan samping *advancing blade* dapat meningkatkan torsi dari turbin angin tanpa adanya penurunan pada kecepatan tertentu. Hal ini dikarenakan semakin besar kecepatan aliran angin maka kecepatan yang ditimbulkan oleh efek *nozzle* akan semakin besar, kemudian pengaruh silinder pada bagian depan *returning blade* akan membantu mengurangi tekanan *drag* yang timbul pada bagian *returning blade* dan dapat meningkatkan *Coefficient of Moment* turbin Savonius serta efisiensi turbin.

Penelitian ini difokuskan untuk mengetahui performa turbin angin Savonius dengan membandingkan nilai *Coefficient of Power* (COP), *Coefficient of Moment* (CM), dan torsi statis (T_s) antara kedua konfigurasi tersebut dengan turbin angin Savonius konvensional dengan variasi kecepatan angin yang dialirkan antara lain sebesar 4, 5, 6, dan 7 m/s. Diharapkan dengan hipotesis tersebut, serta dengan cara kerja turbin angin Savonius yang memanfaatkan perbedaan gaya drag antara sudu-sudunya, maka konfigurasi tersebut dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius melalui parameter – parameter tersebut.

1.3. Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini agar hasil yang didapatkan sesuai dengan yang diharapkan, antara lain :

1. Udara dalam kondisi *steady flow*, *incompressible flow*.
2. Rasio silinder pengganggu pada turbin Savonius (d/D) adalah 0,5.
3. Terdapat 2 jenis konfigurasi; Konfigurasi pertama dengan 1 silinder pengganggu di samping *advancing blade* dengan rasio jarak antara pusat turbin dengan pusat silinder pengganggu yang tegak lurus arah aliran terhadap diameter sudu (Y/D) = 1.32; Konfigurasi kedua dengan 2 silinder pengganggu dengan sebuah silinder pengganggu di depan *returning blade* dan di samping *advancing blade* dengan rasio jarak searah aliran antara pusat silinder pengganggu di samping *advancing blade* dengan pusat turbin terhadap diameter sudu (S/D) sebesar 1.37, dan rasio jarak searah aliran antara pusat silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan pusat turbin terhadap diameter sudu (Y/D) sebesar 1.32; Serta variasi kecepatan angin masuk (U) sebesar 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, dan 7 m/s.
4. Rasio parameter tetap yang digunakan adalah H/L sebesar 1.
5. Analisis aliran satu dimensi dan *external flow*.

1.4. Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk meningkatkan performa aerodinamik dari turbin angin Savonius dengan membandingkan pengaruh pada konfigurasi pertama yaitu penempatan silinder pengganggu di samping *advancing blade*, serta pengaruh pada konfigurasi kedua yaitu dua silinder pengganggu, dimana masing – masing diletakkan satu di depan *returning blade* dan lainnya di samping *advancing blade* turbin angin Savonius. Dengan variasi kecepatan aliran angin sebesar 4 m/s, 5 m/s, 6 m/s, dan 7 m/s, analisa terhadap performa turbin angin Savonius dilakukan dengan cara :

1. Menghitung *Coefficient of Power* (CoP) dari turbin angin Savonius.
2. Menghitung *Coefficient of Moment* (CM) dari turbin angin Savonius.
3. Mengukur torsi statis (CTS) dari turbin angin Savonius.

1.5. Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian turbin angin Savonius ini adalah sebagai berikut,

1. Mampu meningkatkan performa turbin angin Savonius guna memanfaatkan energi angin di Indonesia.
2. Mampu menciptakan desain inovasi baru pada turbin angin Savonius yang lebih efisien.
3. Mampu memahami pengaruh penambahan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin angin tipe Savonius terhadap parameter yang diamati.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Turbin Angin

Turbin angin adalah alat yang mengubah energi kinetik angin menjadi energi listrik. Ratusan ribu turbin besar, dalam instalasi yang dikenal sebagai ladang angin, sekarang menghasilkan lebih dari 650 gigawatt daya, dengan 60 GW ditambahkan setiap tahun (WWEA, 2020). Turbin-turbin tersebut merupakan sumber yang semakin penting dari energi terbarukan dan digunakan di banyak negara untuk menurunkan biaya energi dan mengurangi ketergantungan pada bahan bakar fosil. Sebuah studi mengklaim bahwa, pada 2009, angin memiliki "emisi gas rumah kaca relatif terendah, permintaan konsumsi air paling sedikit dan dampak sosial yang paling menguntungkan" dibandingkan dengan *photovoltaic*, air, panas bumi, batu bara, dan gas. (Evans et al., 2009, p.3-5)

Turbin angin yang lebih kecil digunakan untuk aplikasi seperti pengisian baterai untuk daya tambahan untuk kapal atau karavan, dan untuk memberi daya pada rambu peringatan lalu lintas. Turbin yang lebih besar dapat berkontribusi pada *supply* daya domestik dan daya yang tidak terpakai dijual kembali ke *supplier* melalui jaringan listrik. Turbin angin diproduksi dalam berbagai ukuran, dengan sumbu poros horizontal (*Horizontal Axis Wind Turbine*) atau vertikal (*Vertical Axis Wind Turbine*).

Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT) merupakan turbin angin dengan sumbu putar terletak sejajar dengan permukaan tanah. Komponen turbin jenis ini terdiri dari sebuah menara yang di atasnya terdapat baling-baling yang berfungsi sebagai rotor yang menghadap atau membelakangi arah angin. Sedangkan *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT) merupakan turbin angin yang memiliki poros yang berada tegak lurus terhadap arah aliran angin. **Gambar 2.1** di bawah ini merupakan beberapa contoh turbin angin yang populer digunakan.

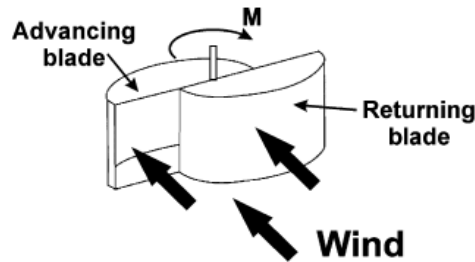


Gambar 2. 1 Beberapa Macam Turbin Angin

(Al-Shemmeri, 2010)

2.2 Turbin Angin Savonius

Turbin Savonius adalah salah satu jenis turbin angin dengan tipe *Vertical Axis Wind-Turbine* (VAWT). Turbin angin ini diciptakan oleh seorang insinyur Finlandia, Sigurd Johannes Savonius pada tahun 1920. Turbin angin Savonius terbuat dari pelat tabung yang dibelah dua dan keduanya disatukan pada sebuah poros sehingga memiliki profil huruf S dengan dua sudu setengah silinder yaitu sudu yang searah angin datang *advancing blade* dan sudu yang melawan arah angin datang *returning blade*. Ilustrasi turbin angin Savonius dapat dilihat pada **Gambar 2.2** di bawah ini.



Gambar 2. 2 Turbin Angin Savonius

(Mohamed et al., 2010)

Prinsip kerja turbin angin Savonius adalah dengan memanfaatkan perbedaan gaya *drag* yang timbul pada *advancing blade* dan *returning blade*, sehingga menghasilkan torsi dan memutar poros turbin. Semakin besar selisih gaya *drag* pada kedua *blade*, maka daya yang akan dihasilkan oleh turbin juga akan semakin besar. Kelebihan dari turbin angin Savonius antara lain mampu beroperasi pada kecepatan angin yang rendah serta desain yang relatif sederhana. Akan tetapi, turbin angin Savonius ini memiliki kelemahan yakni memiliki efisiensi performa yang lebih rendah dibandingkan jenis turbin angin lainnya.

2.3 Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds adalah besaran tak berdimensi yang penting dalam mekanika fluida. Bilangan Reynolds (Re) membantu memprediksi pola aliran dalam situasi aliran fluida yang berbeda. Pada bilangan Reynolds rendah, aliran cenderung didominasi oleh aliran laminar, sedangkan pada bilangan Reynolds tinggi, aliran cenderung turbulen. Bilangan Reynolds memiliki aplikasi yang luas, mulai dari aliran cairan dalam pipa hingga aliran udara di atas sayap pesawat. Bilangan ini digunakan untuk memprediksi transisi dari aliran laminar ke turbulen, dan digunakan dalam skala situasi aliran yang serupa tetapi berbeda ukuran, seperti antara model pesawat di terowongan angin dan versi ukuran penuh.

Secara umum, besarnya bilangan *Reynolds* dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut.

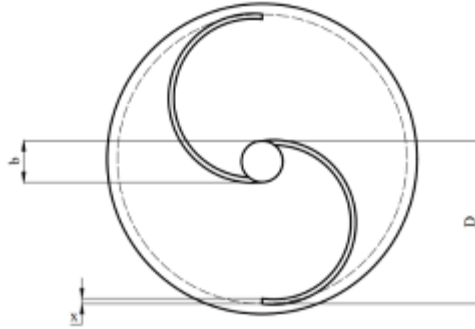
$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} \dots\dots\dots(2.1)$$

Dimana :

- Re : bilangan *Reynolds*
- ρ : massa jenis udara (kg/m^3)
- V : kecepatan aliran udara (m/s)
- μ : viskositas dinamis udara (N.s/m^2)

L : panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran (m)

Dalam kasus turbin Savonius, panjang karakteristik yang digunakan adalah diameter efektif turbin. Skema dari turbin Savonius dapat dilihat pada **Gambar 2.3**.



Gambar 2. 3 Skema Turbin Savonius

Dengan menggunakan parameter yang ditunjukkan skema pada **Gambar 2.3**, diameter efektif atau panjang karakteristik turbin Savonius dapat dirumuskan menjadi :

$$L = 2D - b - 2x \dots \dots \dots (2.2)$$

sehingga apabila persamaan di atas disubstitusikan ke dalam persamaan 2.1 maka persamaan bilangan Reynolds pada turbin Savonius menjadi :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot (2D - b - 2x)}{\mu} \dots \dots \dots (2.3)$$

keterangan :

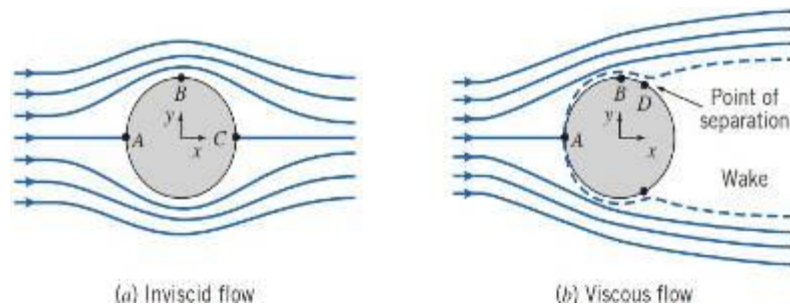
D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)

b : diameter poros (m)

x : tebal sudu turbin Savonius (m)

2.4 Aliran Melintasi Permukaan Sirkular

Sebuah aliran dapat dianggap banyak tidaknya terjadi gesekan berdasarkan pada viskositas fluida kerjanya dan sistem aliran secara utuh. **Gambar 2.4** mengilustrasikan dua jenis aliran yang dipengaruhi oleh viskositas fluida.



Gambar 2. 4 Aliran Melintasi Permukaan Sirkular

(Pritchard & Leylegian, 2015)

Aliran disebut *inviscid flow* pada **Gambar 2.4** (a) apabila fluida kerjanya tidak memiliki viskositas (bernilai nol), sehingga gesekan tidak terjadi pada aliran tersebut. *Streamline*-nya simetris dari depan ke belakang. Karena *mass flow* antara dua *streamline* adalah konstan, ketika *streamline* terbuka maka kecepatan fluida harus berkurang, dan berlaku sebaliknya. Oleh karena itu, kecepatan fluida di sekitar titik A dan C harus relatif rendah dan kecepatan fluida di titik B tinggi. Fluida sebenarnya berhenti di titik A dan C karena kedua titik ini adalah titik stagnasi. Titik stagnasi adalah titik dimana fluida diam, sehingga tekanan pada fluida sama dengan tekanan atmosfernya. Pada aliran *inviscid*, tidak terdapat *boundary layer edge* sehingga aliran tidak menimbulkan *wake* pada sisi belakang *streamline*.

Aliran disebut *viscous flow* pada **Gambar 2.4** (b) apabila fluida kerjanya memiliki viskositas, sehingga aliran dipengaruhi oleh gesekan. Aliran ini memiliki boundary layer dan juga terdapat gaya drag yang mempengaruhi gerak fluida. Pada titik D, fluida mengalami separasi aliran akibat adanya *adverse pressure gradient*, sehingga terjadilah fenomena *wake* pada aliran. *Adverse pressure gradient* merupakan tekanan yang melawan arah gerak fluida, menyebabkan partikel fluida berjalan melambat ketika menuju sisi belakang permukaan silinder (titik D). Untuk menunda terjadinya separasi aliran dan *wake*, cara yang dapat dilakukan adalah menggunakan aliran dengan bilangan *Reynolds* yang lebih besar atau mengubah geometri permukaan menjadi lebih aerodinamis.

2.5 Gaya Drag

Dalam mekanika fluida, gaya *drag* yang disebut juga hambatan fluida adalah gaya yang bekerja berlawanan dengan gerakan relatif benda apapun yang bergerak terhadap fluida di sekitarnya. Gaya drag dapat terjadi di antara dua lapisan fluida atau antara fluida dengan permukaan padat. Tidak seperti gaya hambat lainnya, gaya hambat bergantung pada parameter kecepatan.

Gaya drag timbul pada aliran berkecepatan rendah dan aliran berkecepatan tinggi, dimana perbedaan antara kecepatan rendah dan tinggi diukur menggunakan bilangan *Reynolds*. Gaya drag cenderung menurunkan kecepatan fluida relatif terhadap benda padat di jalur fluida. (Glenn Research Center, 2010)

Gaya *drag* biasanya direpresentasikan dengan koefisien *drag* (C_D) yaitu suatu bilangan *dimensionless* yang digunakan untuk mengetahui gaya drag. Koefisien drag nilainya bergantung pada dimensi dan geometri profil dari permukaan. Secara umum, persamaan gaya drag (F_D) adalah sebagai berikut.

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana:

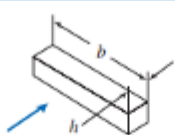




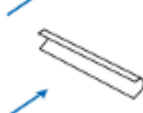

- F_D : gaya *drag* (N)
- ρ : massa jenis udara (kg/m^3)
- V : kecepatan aliran udara (m/s)
- A : luas penampang benda yang terkena aliran fluida (m^2)
- C_D : Koefisien *drag*

Sementara koefisien *drag* (C_D) nilainya diperoleh dari hasil eksperimen. Koefisien *drag* dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \dots \dots \dots (2.5)$$

Tabel 2.1 dibawah ini merupakan nilai koefisien *drag* dari beberapa macam geometri permukaan.

Tabel 2. 1 Nilai C_D pada $Re > 10^3$
(Pritchard & Leylegian, 2015)

| 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 |

Dalam penelitian ini, *blade* turbin yang digunakan memiliki dua bentuk profil yang berbeda, terdiri atas *advancing blade* dan *returning blade*. Berdasarkan **Tabel 2.1**, nilai C_D pada *advancing blade* memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan pada *returning blade*.

2.6 Persamaan Torsi

Torsi adalah jumlah usaha untuk menghasilkan rotasi dalam sebuah *body* (Morrison, 2011). Pada turbin, besar dari nilai torsi bergantung pada gaya *drag* dan diameter *blade* turbin tunggal sebagai lengan gayanya. Sehingga persamaan torsi dapat dituliskan seperti berikut.

$$T = F_D \times R \dots\dots\dots(2.6)$$

Apabila gaya *drag* pada persamaan 2.4 disubstitusikan ke dalam persamaan di atas, maka persamaan torsi menjadi :

$$T = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \cdot R \dots\dots\dots(2.7)$$

dimana:

T : torsi yang dihasilkan putaran poros (N.m)

F_D : gaya *drag* (N)

R : jari – jari turbin Savonius (m) = $\frac{L}{2} = \frac{2D-b-2x}{2}$

ρ : massa jenis udara (kg/m³)

V : kecepatan aliran udara (m/s)

A : luas penampang turbin yang kontak dengan fluida (m²)

C_D : Koefisien *drag*

2.7 Daya Turbin

Dalam penelitian ini, turbin angin Savonius menghasilkan daya yang didapat dari energi pada aliran fluida dan dikonversikan menjadi energi mekanik. Energi laju aliran fluida ini menggerakkan turbin dan porosnya. Energi mekanik yang didapatkan merupakan daya *output* yang menjadi indikator performa dari turbin angin Savonius.

2.7.1 Daya Teoritis

Secara teoritis, energi mekanik pada turbin angin diperoleh dari energi kinetik serta laju aliran massa dari udara. Energi kinetik yang dimiliki fluida kerja dapat dihitung menggunakan persamaan :

$$E_K = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V^2 \dots\dots\dots(2.8)$$

dimana *m* adalah massa fluida dan *V* adalah kecepatan fluida. Laju aliran massa adalah massa fluida yang bergerak dalam satuan waktu, yang merupakan perkalian antara kerapatan fluida ρ dengan *volumetric flow rate* (perkalian antara kecepatan dengan luas penampang permukaan). Sehingga :

$$\dot{m} = \frac{m}{t} = \rho \cdot V \cdot A \dots\dots\dots(2.9)$$

Daya yang dapat dihasilkan oleh angin merupakan besarnya energi kinetik yang dihembuskan dalam satuan waktu. Besarnya daya yang dihasilkan oleh angin yaitu :

$$P_w = \frac{E_K}{t} \dots\dots\dots(2.10)$$

Dengan menggunakan konsep laju aliran massa, maka persamaan menjadi :

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot V^2 \dots\dots\dots(2.11)$$

Apabila persamaan 2.11 menggunakan parameter kerapatan fluida, maka persamaan menjadi :

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

Luas penampang permukaan (A) dalam penelitian ini adalah luasan permukaan turbin yang tegak lurus dengan arah datangnya angin. Sehingga, nilai A dapat diperoleh melalui panjang karakteristik turbin dikalikan dengan ketinggiannya.

$$A = L \cdot H = (2D - b - 2x) \cdot H \dots\dots\dots (2.13)$$

dimana

- P_w : daya kinetis angin (Watt)
- Ek : energi kinetik (Joule)
- t : waktu (s)
- \dot{m} : *mass flow rate* (kg/s)
- ρ : massa jenis udara (kg/m³)
- V : kecepatan aliran udara (m/s)
- A : luas penampang turbin yang ditumbuk oleh angin (m²)
- H : tinggi turbin angin Savonius (m)
- x : tebal sudu turbin Savonius (m)

Daya yang diperoleh melalui perhitungan di atas adalah daya yang dimiliki oleh fluida sebelum melewati turbin angin. Daya tersebut tidak semuanya dapat dikonversi menjadi energi mekanik untuk menggerakkan turbin, mengingat segala proses konversi energi selalu terjadi *losses*.

2.7.2 Daya Aktual

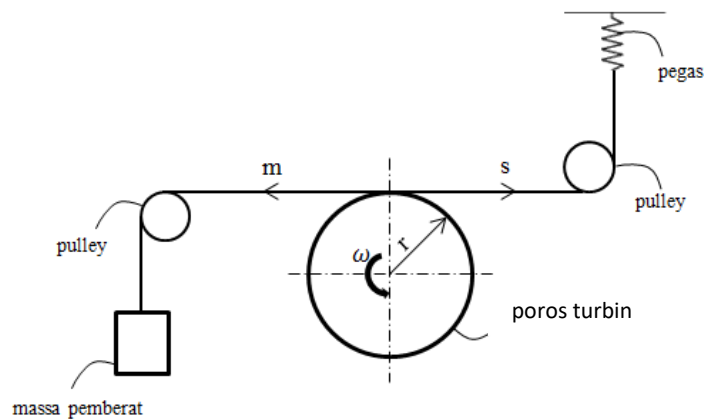
Daya aktual turbin (P_T) dihitung berdasarkan torsi dinamis yang diukur dengan menggunakan *Brake Dynamometer* dan putaran turbin yang diukur dengan menggunakan *Tachometer*. Perhitungan daya aktual turbin (P_T) dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$P_T = T_d \cdot \omega \dots\dots\dots (2.14)$$

dimana:

- P_T : daya aktual turbin (Watt)
- T_d : torsi dinamis turbin (Nm)
- ω : kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)

Untuk mendapatkan nilai torsi dinamis (T_D), maka digunakan mekanisme *brake dynamometer* yang diterapkan pada poros turbin angin Savonius. Namun, *brake dynamometer* tidak dapat menunjukkan nilai torsi dinamis secara langsung. Pengukuran yang dilakukan pada *brake dynamometer* adalah pengukuran massa pemberat yang diberikan serta pembacaan pada neraca pegas. Skema mekanisme *brake dynamometer* dapat dilihat pada **Gambar 2.5**.



Gambar 2. 5 Mekanisme *Brake Dynamometer*

Nilai torsi dinamis dari turbin angin Savonius dapat diperoleh dengan persamaan sebagai berikut.

$$T_d = F \cdot r \dots\dots\dots(2.15)$$

dimana :

- F: gaya yang bekerja pada poros turbin (N)
- r : Jari-jari poros turbin (m)

Gaya yang bekerja pada poros turbin dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$F = |m - s| g \dots\dots\dots(2.16)$$

dimana :

- m : massa Pemberat (kg)
- s : massa yang terbaca pada neraca pegas (kg)
- g : percepatan gravitasi bumi (m/s²)

Besarnya kecepatan putaran turbin angin Savonius diperoleh melalui persamaan sebagai berikut:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \dots\dots\dots(2.17)$$

dimana:

- n : kecepatan putaran turbin angin Savonius (rpm)

Sehingga dengan substitusi persamaan 2.15 dan 2.16 ke dalam persamaan 2.17, maka persamaan menjadi :

$$P_T = (m - s)g \cdot r \cdot \frac{\pi n}{30} \dots\dots\dots(2.18)$$

2.8 Coefficient of Power

Coefficient of Power (CoP) adalah perbandingan antara daya mekanik turbin angin terhadap daya kinetik dari angin itu sendiri. Besarnya nilai *Coefficient of Power* (CoP) merepresentasikan performa yang dimiliki oleh turbin angin. *Coefficient of Power* (CoP) biasanya dihubungkan dengan efisiensi turbin, semakin tinggi nilai *Coefficient of Power* (CoP) maka efisiensi turbin angin semakin baik. Besarnya nilai *Coefficient of Power* (CoP) dapat dihitung menggunakan persamaan 2.19.

$$CoP = \frac{P_T}{P_W} \dots \dots \dots (2.19)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.12 dan 2.18 ke persamaan 2.19, maka persamaan *Coefficient of Power* menjadi :

$$CoP = \frac{(m - s)g.r.\frac{\pi n}{30}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3}$$

$$CoP = \frac{(m-s)g.r.\pi.n}{15 \cdot \rho \cdot A \cdot V^3} \dots \dots \dots (2.20)$$

2.9 Tip Speed Ratio

Tip speed ratio merupakan perbandingan antara kecepatan putar pada ujung *blade* turbin angin terhadap kecepatan angin. *Tip speed ratio* dilambangkan dengan λ . *Tip speed ratio* dapat dirumuskan sebagai berikut.

$$\lambda = \frac{\omega.R}{V} \dots \dots \dots (2.21)$$

Dimana

- λ : *Tip Speed Ratio*
- ω : kecepatan sudut turbin angin Savonius (rad/s)
- R : jari-jari turbin angin Savonius (m)
- V : kecepatan aliran udara (m/s)

Sementara itu, *Coefficient of Moment* merupakan rasio torsi dinamis dari turbin angin Savonius dengan torsi teoritis yang dihasilkan oleh angin pada turbin angin Savonius terhadap parameter geometri turbin angin Savonius. Nilai dari *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* dapat dihubungkan sebagai fungsi *Tip Speed Ratio*, sehingga diperoleh persamaan berikut:

$$\frac{CoP}{C_m} = \lambda = \frac{\omega.R}{V} \dots \dots \dots (2.22)$$

Maka, didapat persamaan *Coefficient of Moment* sebagai berikut.

$$C_m = \frac{CoP}{\lambda} = \frac{\frac{T_d \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^3}}{\frac{\omega.R}{V}} = \frac{T_d}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot R \cdot V^2} \dots \dots \dots (2.23)$$

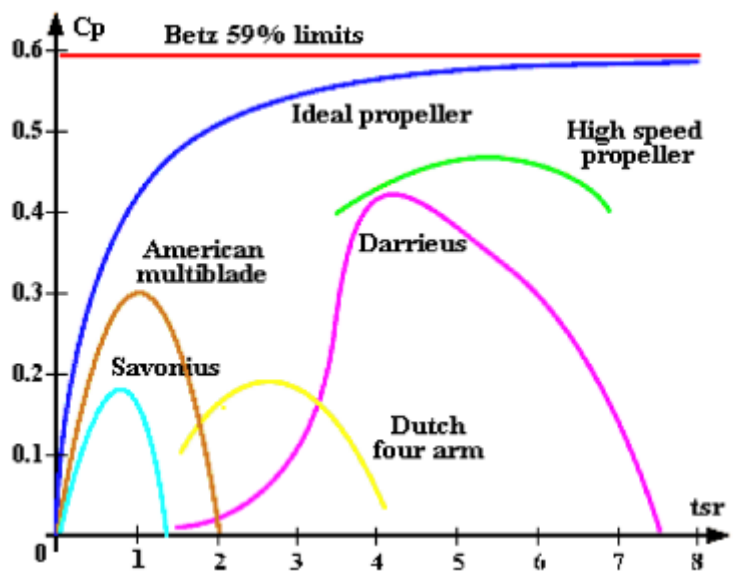
Dimana

- λ : *Tip Speed Ratio*
- T_d : torsi dinamis turbin (N-m)
- ρ : kerapatan udara (kg/m³)
- V : kecepatan aliran udara (m/s)
- A : luas penampang turbin yang kontak dengan fluida (m²)
- R : jari – jari turbin angin Savonius (m)

Selanjutnya, *Coefficient Torsi Statis* merupakan rasio nilai torsi statis terhadap torsi teoritis yang dihasilkan angin yang melalui sudu-sudu pada turbin Savonius, sehingga diperoleh persamaan dari *Coefficient Torsi Statis* adalah :

$$CTS = \frac{T_s}{T_t} = \frac{\frac{T_s \omega}{\frac{1}{2} \rho A V^3}}{\frac{\omega R}{V}} = \frac{T_s}{\frac{1}{2} \rho A R V^2} \dots \dots \dots (2.24)$$

Setiap jenis turbin angin memiliki karakternya masing-masing mengenai hubungan antara *Coefficient of Power* dengan *tip speed ratio* yang dimiliki. **Gambar 2.6** merupakan grafik hubungan *Coefficient of Power* terhadap nilai *tip speed ratio* pada beberapa macam turbin angin.



Gambar 2. 6 Grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio*

(Al-Shemmeri, 2010)

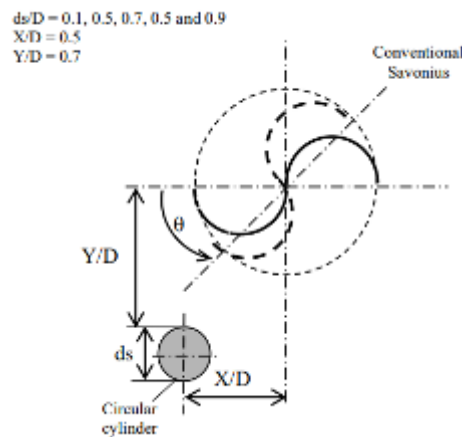
Berdasarkan **Gambar 2.6** di atas dapat dilihat bahwa setiap turbin memiliki titik kerja awal yang berbeda. Jika titik kerja awal suatu turbin terletak pada nilai *Tip speed ratio* yang rendah, artinya turbin tersebut dapat bekerja pada kecepatan angin yang rendah. Dari **Gambar 2.6** juga dapat dilihat bahwa semakin besar nilai dari *Tip Speed Ratio*, maka nilai *Coefficient of Power* akan meningkat hingga titik optimumnya, kemudian nilai *Coefficient of Power* akan menurun dengan meningkatnya nilai *Tip Speed Ratio*. Pada **Gambar 2.6** terdapat garis batas Betz (*Betz's Limit*). Batas Betz adalah batas yang mengindikasikan *Power maximum* yang dapat diperoleh turbin angin.

2.10 Penelitian Terdahulu

Dalam melakukan penelitian ini, terdapat beberapa referensi dari berbagai penelitian terdahulu yang berkaitan dan menunjang penelitian yang akan dilakukan. Berikut beberapa penelitian tersebut akan dijabarkan sebagai berikut.

2.10.1 Penelitian Numerik terhadap Performa Turbin Savonius tanpa dan dengan dipasangnya Silinder Sirkular pada Sisi Samping Advancing Blade

Penelitian ini dilakukan untuk membandingkan performa turbin Savonius konvensional dan pengaruh dipasangnya silinder sirkular pada sisi samping *advancing blade* terhadap performa turbin Savonius yang dilakukan secara numerik oleh **Setiawan et al (2019)**. Sudu Savonius memutar searah jarum jam (CW) dengan menambahkan silinder sirkular yang ditempatkan di samping sudu yang maju dengan variasi diameter silinder 0.1; 0.3; 0.5; 0.7; dan 0.9. **Gambar 2.7** menunjukkan posisi silinder melingkar relatif terhadap sudu.



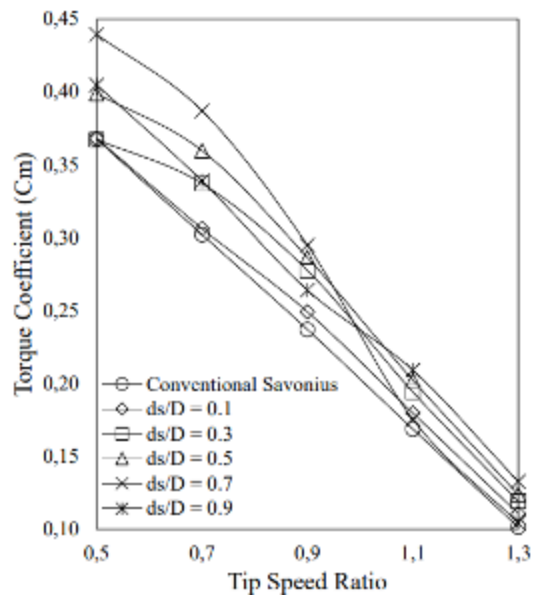
Gambar 2.7 Instalasi Turbin Savonius dengan Silinder Pengganggu
(Setiawan et al., 2019, p.2)

Simulasi numerik yang dilakukan pada penelitian ini menggunakan aplikasi ANSYS 17.0. Setelah melakukan *mesh generation* pada sistem, spesifikasi serta properties yang dibutuhkan untuk melakukan analisa penyelesaian simulasi dapat dilihat pada **Tabel 2.2**.

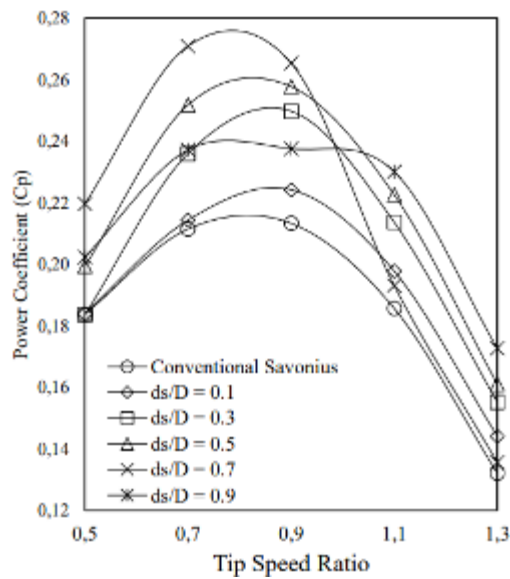
Tabel 2. 2 Spesifikasi dan *Properties* untuk Simulasi Numerik
(Setiawan et al., 2019, p.3)

| Parameter | | Input | |
|---------------------|---------------------------------------|---|---|
| | | For verification and validation | For a water turbine |
| General | Solver | Pressure based, Transient and 2D | Pressure based, Transient and 2D |
| Model | Viscous | Realizable k-e (RKE) | Realizable k-e (RKE) |
| Material | Air (for verification and validation) | $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ $\mu = 1.7894 \cdot 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ | $\rho = 998.2 \text{ kg/m}^3$ $\mu = 1.003 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m.s}$ |
| Cell zone condition | Rotating zone | Mesh motion, Material name: air Rotational velocity (rpm) for verification and validation using table 3 and 4, respectively. | Mesh motion, Material name: water Rotational velocity (rpm) for the simulation using table 5 |
| | Wake zone | Name of Material: air | Name of Material: water |
| | Stationary zone | Name of Material: air | Name of Material: water |
| Boundary conditions | Inlet | Velocity inlet 7 m/s, Temperature 300 K | Velocity inlet 0.22 m/s, Temperature 300 K |
| | Outlet | Pressure outlet, 0 Pa | Pressure outlet, 0 Pa |
| | Upper side | symmetry | symmetry |
| | Lower side | symmetry | symmetry |
| | Savonius | Moving wall, rotation, no slip | Moving wall, rotation, no slip |
| | Mesh interface | Interface 1, Interface 2 | Interface 1, Interface 2 |
| Solution | Monitors Residual | Absolute criteria 10^{-5} | Absolute criteria 10^{-5} |
| | Run calculation | TSS using Table 3, 4 and Max Iteration 150 iterations | TSS using Table 5 and Max Iteration 150 iterations |

Hasil simulasi pada **Gambar 2.8** dan **Gambar 2.9** menunjukkan grafik koefisien torsi dan koefisien daya, sebagai fungsi dari rasio kecepatan ujung (λ). Koefisien torsi meningkat pada $ds/D = 0,7$ untuk λ dari 0,5 menjadi 0,9, dan juga akan meningkat pada $ds/D = 0,9$ untuk λ sebesar 1,1 dan 1,3.

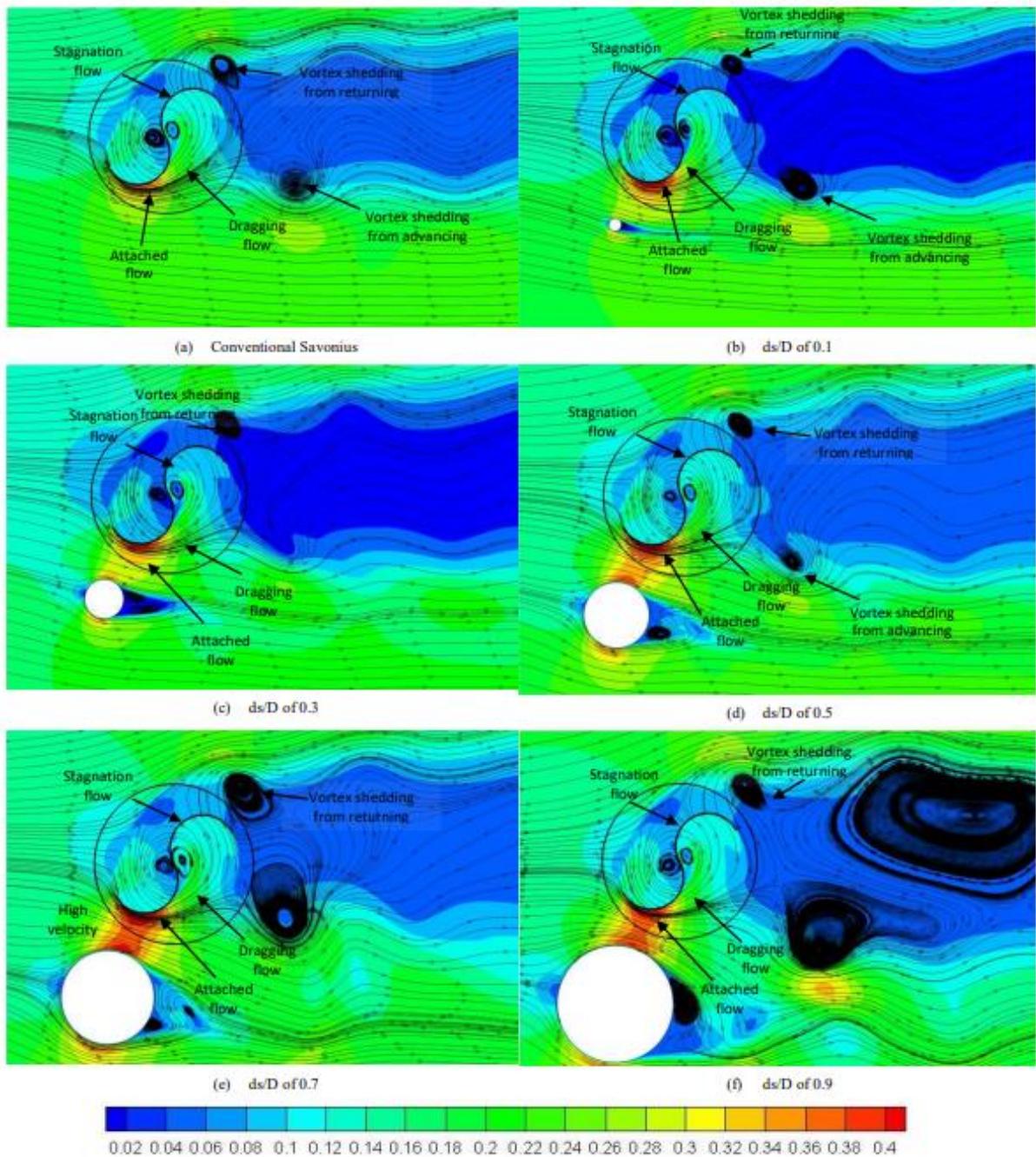


Gambar 2. 8 Grafik Hubungan Koefisien Torsi terhadap *Tip Speed Ratio* (Setiawan et al., 2019, p.4)



Gambar 2. 9 Grafik Hubungan Koefisien Daya terhadap *Tip Speed Ratio* (Setiawan et al., 2019, p.4)

Dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional, keberadaan silinder sirkular dengan rasio diameter (d_s/D) yang bervariasi pada 0,1, 0,3, 0,5, 0,7 dan 0,9 berpengaruh positif terhadap koefisien torsi. Dimana, koefisien torsi akan meningkat dengan bertambahnya d_s/D hingga 0,7. Koefisien torsi maksimum terjadi pada $d_s/D = 0,7$ dan kemudian kenaikan $d_s/D > 0,7$ akan menurunkan koefisien torsi. Analisis koefisien daya pada **Gambar 2.9** mirip dengan koefisien torsi, dimana koefisien daya bertambah dengan bertambahnya koefisien torsi. Koefisien daya maksimum (CoP) juga diperoleh pada $d_s/D = 0,7$, sehingga kenaikan CoP dapat mencapai lebih dari 28% pada $\lambda = 0,7$ dibandingkan dengan yang konvensional.

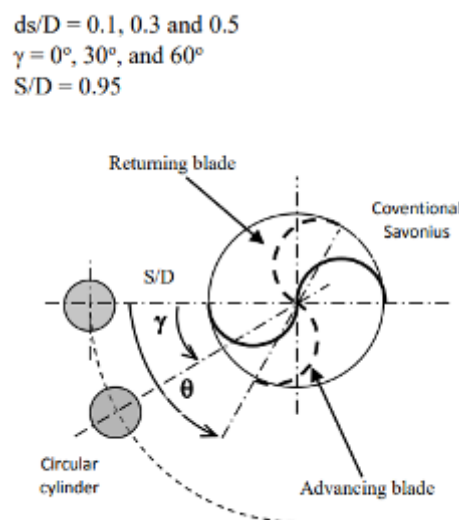


Gambar 2. 10 Struktur jalur kecepatan untuk perubahan diameter silinder pada λ sebesar 0,9 dan sudut sudu sebesar 30°

Gambar 2.10 mengilustrasikan struktur jalur kecepatan untuk perubahan rasio diameter ds/D yang bervariasi 0,1, 0,3, 0,5, 0,7 dan 0,9. Pembentukan titik stagnasi di atas silinder sirkular tunggal terjadi di depan silinder sirkular. Posisi titik stagnasi akan berubah ketika silinder sirkular berada di dekat peralatan yang berputar seperti turbin Savonius. Perubahan titik stagnasi terjadi di sisi atas seperti yang ditunjukkan pada **Gambar 2.10**. Perubahan posisi stagnasi di depan silinder ini disebabkan oleh turbin Savonius sendiri untuk semua variasi diameter silinder melingkar. Pembentukan pusaran dapat ditemukan di tepi sisi pisau maju untuk semua variasi silinder melingkar. Celah antara dua *bluff body* menyebabkan aliran menjadi lebih cepat. Di sisi lain, peningkatan kecepatan akan meningkatkan momentum aliran antara kedua *bluff body*.

2.10.2 Penelitian Numerik terhadap Sudut *Stagger* dari Sirkular Silinder yang dipasang di Depan *Returning Blade*

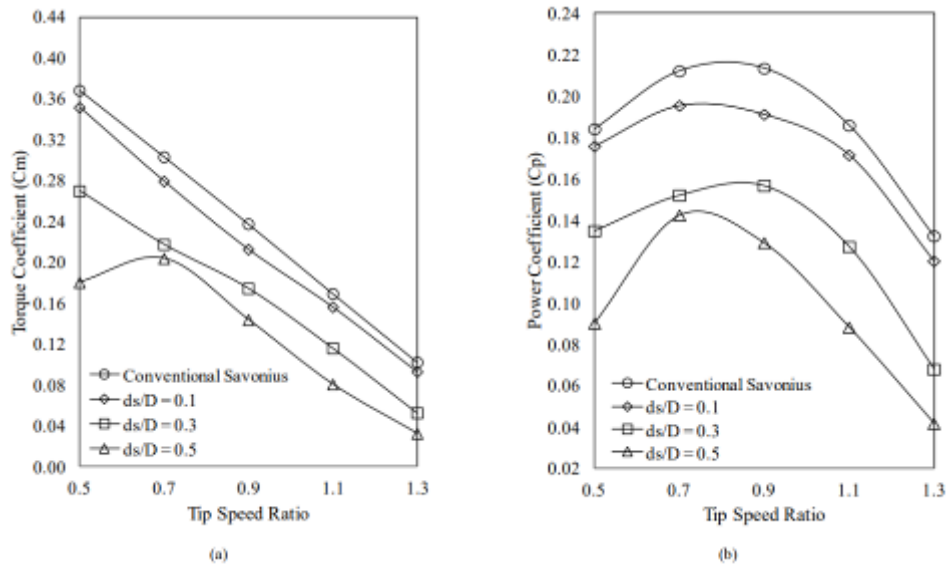
Penelitian ini dilakukan oleh **Setiawan et al (2019)** untuk menentukan diameter terbaik dari silinder sirkular yang dipasang di samping *advancing blade* dengan variasi sudut *stagger* 0° , 30° , 60° . Penelitian ini menganalisis performansi dan visualisasi aliran dengan variasi ds/D 0,1, 0,3 dan 0,5 untuk masing-masing sudut *stagger*. Simulasi numerik dilakukan untuk mendapatkan performa terbaik terhadap pengaruh silinder sirkular yang meliputi koefisien torsi (CM), koefisien daya (CoP), koefisien dinamik torsi, struktur jalur kecepatan, kontur tekanan, dan distribusi tekanan di sepanjang permukaan sudu. **Gambar 2.11** merupakan skema instalasi turbin Savonius beserta silinder sirkularnya.



Gambar 2. 11 Skema Instalasi Turbin Savonius
 (Setiawan et al., 2019, p.3)

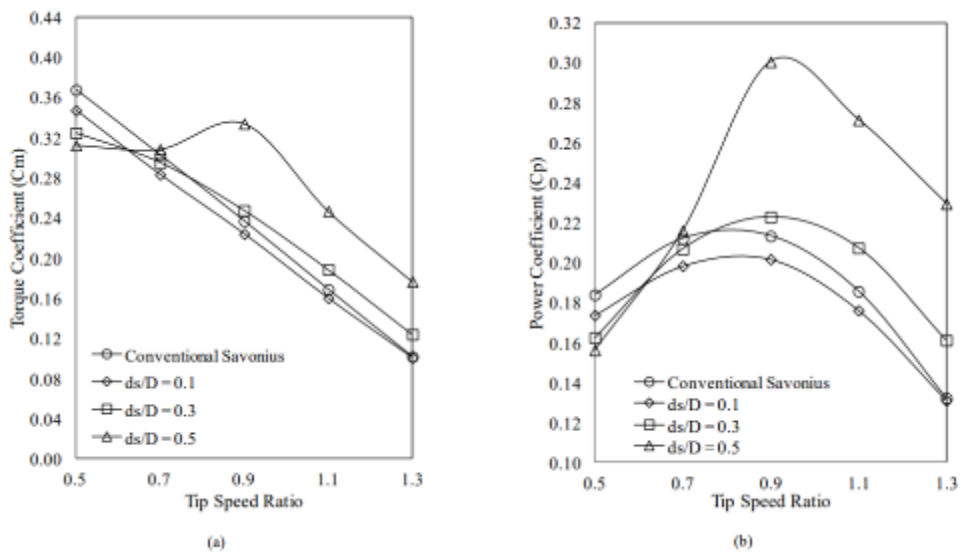
Setelah melakukan simulasi, hasil koefisien torsi pada sudut *stagger* 0° dapat dilihat pada **Gambar 2.12(a)** sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ). Koefisien torsi cenderung menurun dengan meningkatnya *tip speed ratio* (λ). Sebuah silinder sirkular dengan variasi ds/D telah terbukti menurunkan koefisien torsi turbin. Peningkatan diameter silinder akan menurunkan koefisien torsi turbin untuk semua variasi. Koefisien daya pada performa turbin dapat dilihat pada **Gambar 2.12(b)**. Turbin Savonius dengan variasi diameter silinder sirkular memiliki performa yang lebih rendah dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional.

Peningkatan diameter silinder menyebabkan penurunan kinerja turbin. Hal ini dikarenakan bertambahnya diameter silinder menjadi hambatan bagi *upstream flow* menuju turbin.



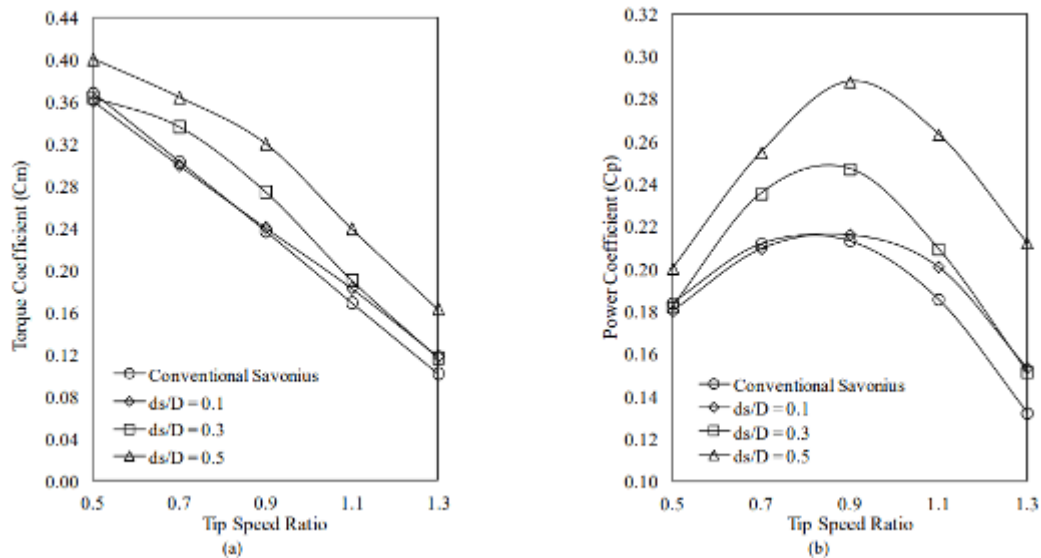
Gambar 2.12 Hasil Simulasi Numerik Turbin Savonius dengan Sudut Stagger 0°
 (a) Grafik Hubungan Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio (b) Grafik Hubungan Koefisien daya terhadap Tip Speed Ratio
 (Setiawan et al., 2019, p.6)

Grafik koefisien torsi (CM) pada sudut *stagger* 30° dapat dilihat pada **Gambar 2.13(a)** sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ). Nilai CM menurun pada λ 0,5 tetapi nilai CM meningkat pada kisaran 0,9 – 1,3. Sebuah silinder sirkular dengan variasi ds/D telah terbukti meningkatkan koefisien torsi turbin pada $\lambda > 0,7$. Koefisien torsi maksimum terjadi pada ds/D sebesar 0,5. Koefisien daya pada performa turbin dapat dilihat pada **Gambar 2.13(b)**. Variasi diameter silinder sirkular memiliki unjuk kerja yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional. Peningkatan diameter silinder meningkatkan kinerja turbin.



Gambar 2. 13 Hasil Simulasi Numerik Turbin Savonius dengan Sudut Stagger 30°
 (a) Grafik Hubungan Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio (b) Grafik Hubungan Koefisien daya terhadap Tip Speed Ratio
 (Setiawan et al., 2019, p.6)

Grafik koefisien torsi (C_m) pada sudut *stagger* 60° telah ditunjukkan pada **Gambar 2.14(a)** sebagai fungsi dari rasio kecepatan ujung (λ). Nilai C_m bertambah dengan bertambahnya diameter silinder. Silinder dapat menyebabkan koefisien torsi meningkat. Ds/D 0,1 meningkatkan C_m tidak signifikan pada λ rendah di kisaran 0,5 - 1,1. memiliki kurva yang sama dengan Savonius konvensional. Koefisien torsi maksimum terjadi pada ds/D sebesar 0,5. Koefisien daya pada performa turbin dapat dilihat pada **Gambar 2.14(b)**. Variasi diameter silinder sirkular memiliki unjuk kerja yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional. Peningkatan diameter silinder meningkatkan kinerja turbin. Hasil penelitian menunjukkan bahwa performa turbin maksimum terjadi pada ds/D sebesar 0,5.



Gambar 2. 14 Hasil Simulasi Numerik Turbin Savonius dengan Sudut Stagger 60°
 (a) Grafik Hubungan Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio (b) Grafik Hubungan
 Koefisien daya terhadap Tip Speed Ratio
 (Setiawan et al., 2019, p.7)

Hasil CoP akan diinterpretasikan sebagai *CoP gain* (%) yang dibandingkan antara performa turbin Savonius pada setiap variasi sudut stagger dengan turbin Savonius konvensional seperti yang ditunjukkan pada **Tabel 2.3**, **Tabel 2.4**, dan **Tabel 2.5**. Nilai negatif untuk *CoP gain* (%) menunjukkan bahwa performa (CoP) menurun atau sebaliknya, performanya lebih rendah dari Savonius konvensional.

Tabel 2. 3 Performa tertinggi (Peak CoP) pada sudut stagger 0°
 (Setiawan et al., 2019, p.7)

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

Tabel 2. 4 Performa tertinggi (Peak CoP) pada sudut stagger 30°
 (Setiawan et al., 2019, p.7)

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

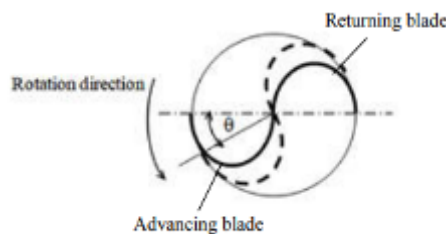
Tabel 2. 5 Performa tertinggi (Peak CoP) pada sudut stagger 60°
(Setiawan et al., 2019, p.7)

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

Saat rasio $ds/D = 0,5$ turbin memiliki koefisien torsi tertinggi pada sudut *stagger* 30° dan 60°. Sedangkan, koefisien torsi menurun pada sudut *stagger* 0° karena silinder sirkular memblokir *upstream flow*. Selain itu, saat rasio $ds/D=0.5$ turbin memiliki performa tertinggi pada sudut *stagger* 30° dan 60°. Sedangkan, performa turbin menurun pada sudut *stagger* 0° karena silinder sirkular menyumbat jalannya aliran.

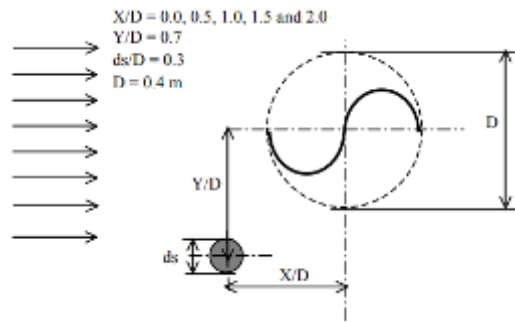
2.10.3 Penelitian Numerik terhadap Silinder Sirkular yang dipasang pada Sisi Samping *Advancing Blade* dengan Variasi Jarak Horizontal

Penelitian ini dilakukan untuk membandingkan performa turbin Savonius konvensional dan pengaruh dipasangnya silinder sirkular dengan variasi jarak horizontal pada sisi samping *advancing blade* terhadap performa turbin Savonius yang dilakukan secara numerik oleh **Setiawan et al (2019)**. Dengan kecepatan sudut, ω , kecepatan aliran bebas, U , diameter turbin Savonius, D , koefisien daya, CoP dan koefisien momen dari simulasi numerik, CM . Putaran turbin Savonius dapat dilihat pada **Gambar 2.15**.



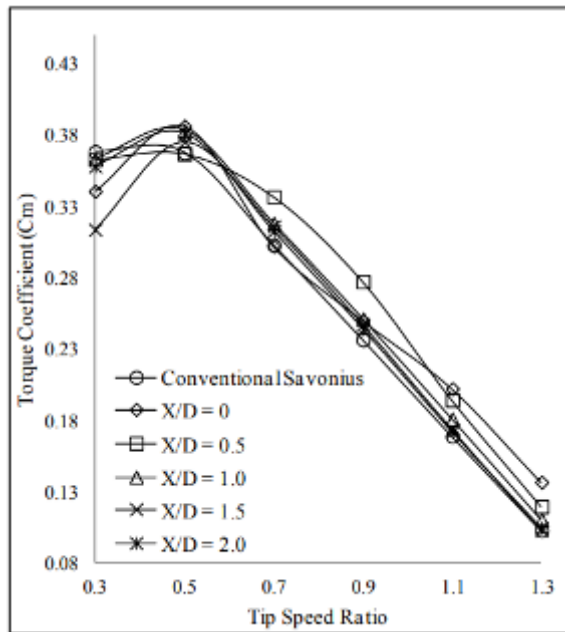
Gambar 2. 15 Putaran Turbin Savonius
(Setiawan et al., 2019, p.3)

Sudu Savonius memutar searah jarum jam (CW) dengan menambahkan silinder sirkular yang ditempatkan di samping sudu yang maju dengan variasi jarak horizontal silinder 0.0; 0.5; 1.0; 1.5; dan 2.0. **Gambar 2.16** menunjukkan posisi silinder melingkar relatif terhadap sudu.

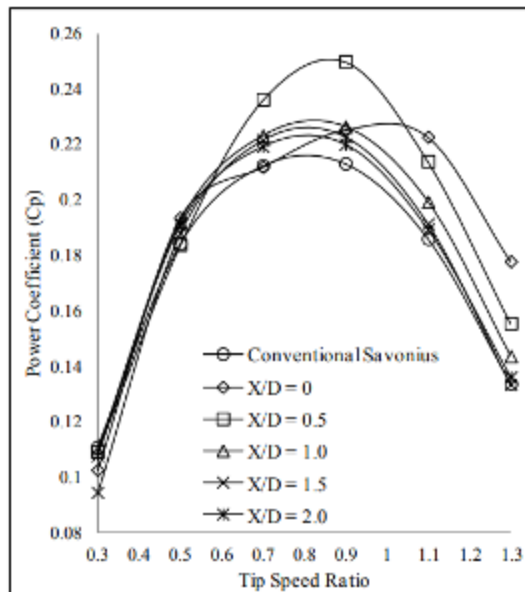


Gambar 2. 16 Skema Instalasi Turbin Savonius dengan Silinder Sirkular (Setiawan et al., 2019, p.4)

Simulasi numerik yang dilakukan pada penelitian ini menggunakan aplikasi ANSYS 17.0. Setelah dilakukan *running* pada simulasi, didapatkan performa turbin Savonius yang sudah termasuk nilai koefisien daya (CoP). Grafik koefisien torsi dan koefisien daya berturut-turut diilustrasikan pada **Gambar 2.17** dan **Gambar 2.18**.



Gambar 2. 17 Grafik Hubungan Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio (Setiawan et al., 2019, p.6)



Gambar 2. 18 Grafik Hubungan Koefisien Daya terhadap Tip Speed Ratio (Setiawan et al., 2019, p.6)

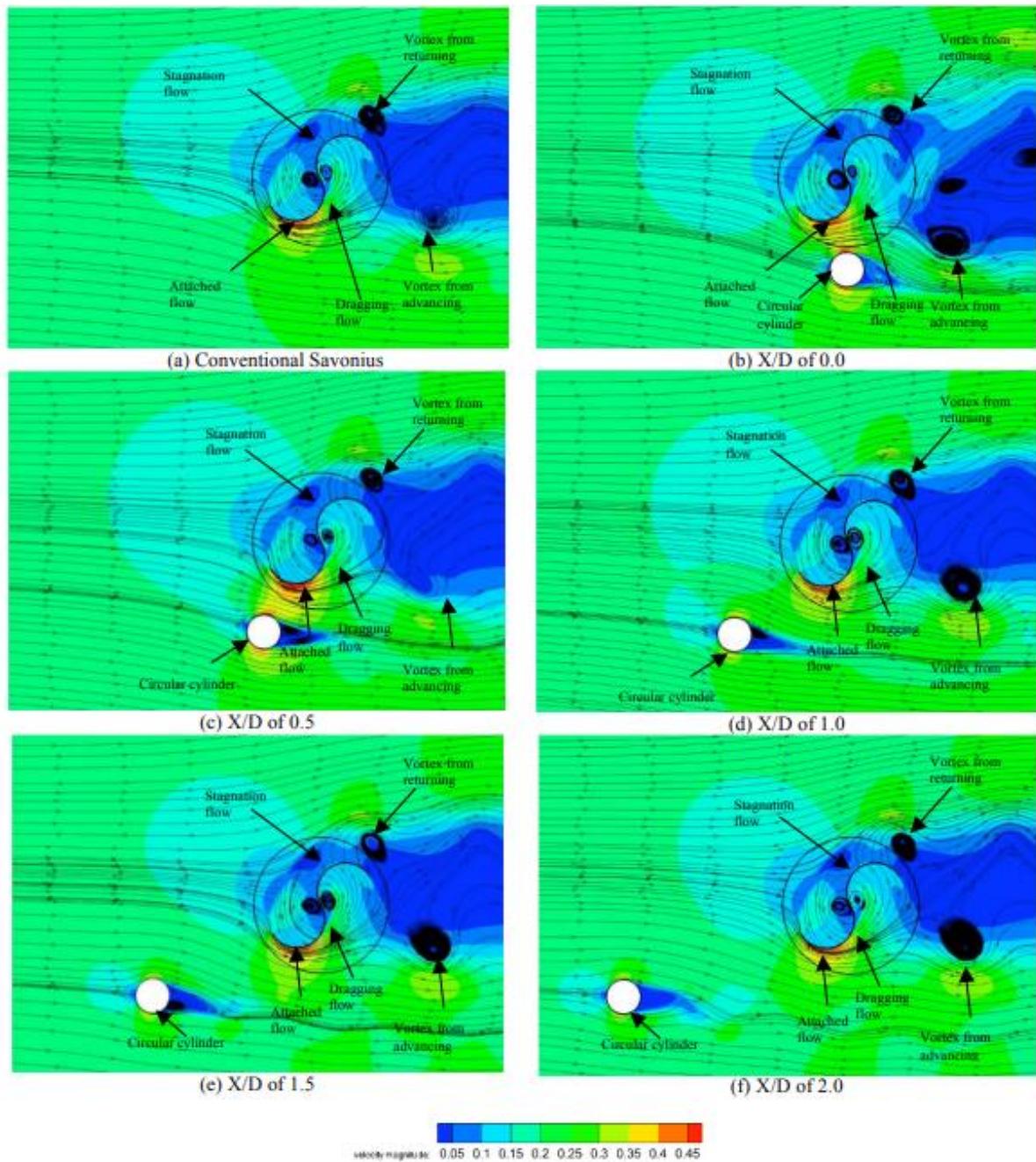
Gambar 2.17 dan **Gambar 2.18** menampilkan kinerja turbin Savonius yang masing-masing meliputi nilai koefisien torsi (CM) dan koefisien daya (CoP) sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ). Untuk diameter silinder yang tetap pada d_s/D sebesar 0,3 dan untuk posisi vertikal silinder sirkular yang tetap konstan pada Y/D sebesar 0,7, koefisien daya (CoP) turbin cenderung meningkat ketika posisi X/D horizontal telah meningkat hingga X/D 0,5, dan kemudian CoP menurun pada X/D lebih dari 0,5. Hasilnya menunjukkan bahwa koefisien daya maksimum pada X/D sebesar 0,5 telah meningkat sekitar 17,31% pada λ sebesar 0,9. Ketika silinder sirkular diposisikan jauh dari turbin Savonius pada X/D 2.0, kinerja turbin menurun dan efek dari silinder sirkular mulai berkurang, serta kinerja turbin akan cenderung kembali ke kinerja turbin Savonius konvensional. Nilai performa maksimum turbin Savonius dengan variasi jarak horizontal pada silinder sirkular yang relatif terhadap performa turbin Savonius konvensional dapat ditabulasikan pada **Tabel 2.6**.

Tabel 2. 6 Nilai Performa Maksimum pada Turbin Savonius dengan Variasi Jarak Horizontal Silinder Pengganggu (Setiawan et al., 2019, p.8)

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

Koefisien daya maksimum terdapat pada jarak horizontal (X/D) sebesar 0,5. Pada *tip speed ratio* (λ) 0,9, koefisien daya turbin Savonius bersilinder sirkular meningkat sekitar 17,31% dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional.

Turbin Savonius telah terganggu oleh pemasangan silinder sirkular saat terjadi perubahan karakteristik aliran pada turbin. Karakteristik aliran diamati secara kualitatif pada perubahan jarak horizontal dengan memvariasikan $X/D = 0,0, 0,5, 1,0, 1,5$ dan $2,0$. Hal tersebut mempengaruhi pembentukan jalur kecepatan seperti yang ditunjukkan pada **Gambar 2.19**. Kontur struktur jalur kecepatan digambarkan pada $TSR = 0,9$ pada sudut sudu = 30° seperti yang ditunjukkan pada **Gambar 2.19**.



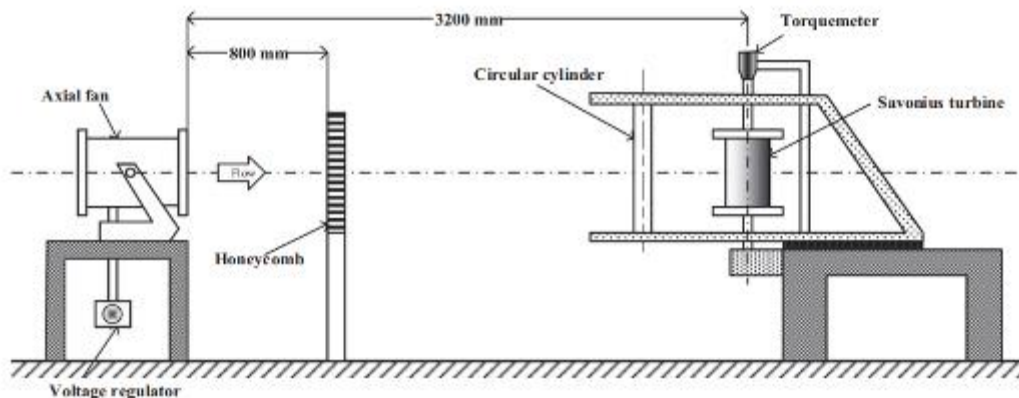
Gambar 2. 19 *Pathline* kecepatan dengan variasi jarak horizontal (X/D) pada $\theta = 30^\circ$, $\lambda = 0.9$, dan $TSR = 0.9$

Celah antara silinder sirkular dan turbin Savonius pada *advancing blade* dapat meningkatkan momentum aliran atau kecepatan air melalui kedua *bluff body*. Kontur struktur *pathline* kecepatan pada Savonius konvensional telah menunjukkan pembentukan *vortex* di tepi *advancing* dan *returning blade*. Pemasangan silinder sirkular di dekat Savonius pada samping *advancing blade* telah meningkatkan momentum aliran lalu dipercepat pada kedua *bluff body*. Kecepatan di *attached flow zone* akan meningkat ketika silinder telah ditempatkan di samping *advancing blade*. Analisis pemasangan silinder akan meningkatkan kecepatan di *attached flow zone* namun tekanan menurun pada sisi *convex* (cembung) *advancing blade*.

Torsi positif meningkat dan koefisien daya atau kinerja meningkat secara otomatis. Aliran stagnasi terjadi di depan *returning blade*.

2.10.4 Penelitian Eksperimental terhadap Penempatan Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* dengan Re 9900

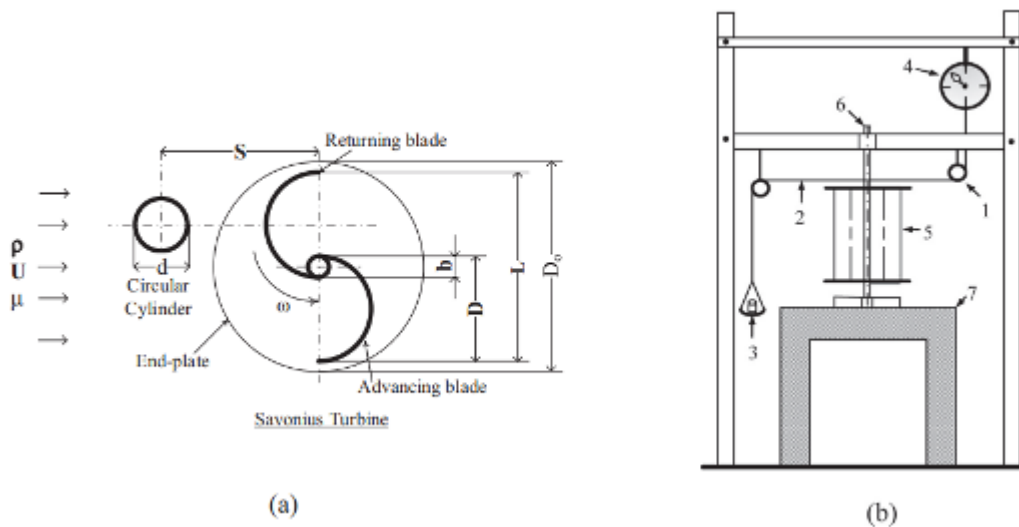
Penelitian ini dilakukan oleh **Triyogi et al (2020)** untuk mengetahui pengaruh pemasangan silinder sirkular pada sisi *upstream returning blade* terhadap kinerja turbin angin Savonius dengan bilangan Reynolds 9900. **Gambar 2.20** menunjukkan skema instalasi alat eksperimental. Pada kenyataannya, turbin angin Savonius dioperasikan di udara terbuka. Sehingga untuk mensimulasikan kondisi sebenarnya, pada percobaan ini turbin angin Savonius dipasang pada jarak 3.20 mm di depan axial fan yang merupakan sumber angin (spesifikasi axial fan: type CKE SPV-18, diameter 450 mm, kecepatan putar 180 rpm, aliran udara $125 \text{ m}^3/\text{menit}$, daya 170 Watt).



Gambar 2. 20 Skema Instalasi Turbin Savonius

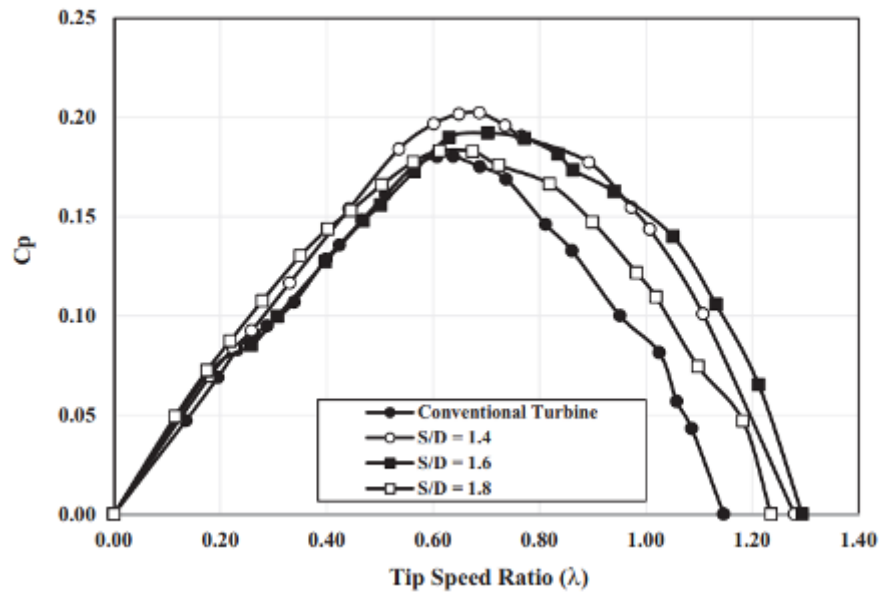
(Triyogi et al., 2020, p.4)

Turbin Savonius berbahan pipa plastik (PVC) memiliki diameter (D) 165.2 mm, dan tinggi (H) 294.4 mm, dengan diameter poros (b) 19 mm. Silinder melingkar memiliki tinggi (h) 50 mm dan diameter (d) 88.5 mm, yang memberikan rasio d/D 0.54 ditempatkan di depan *returning blade*. **Gambar 2.21(a)** menunjukkan konfigurasi turbin angin Savonius, dimana silinder sirkular dipasang di depan *returning blade*. Jarak (S) diukur antara sumbu silinder sirkular dan sumbu blade turbin. *Freestream velocity* yang dihasilkan oleh kipas aksial dipertahankan pada $U = 5 \text{ m/s}$ dalam percobaan ini. Kecepatan ini sesuai dengan bilangan Reynolds (Re) dari 99.00, yang dihitung berdasarkan panjang karakteristik ($L = 2D-b$) dan *freestream velocity* (U). **Gambar 2.21(b)** menunjukkan *brake dynamometer* untuk mengukur torsi dinamis turbin.

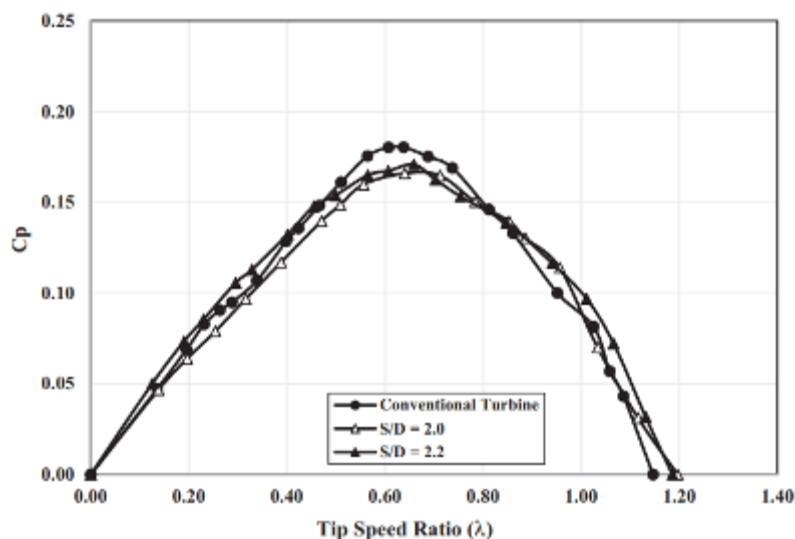


Gambar 2. 21 Skema Konfigurasi Penelitian
 (a) Konfigurasi Turbin Angin Savonius (b) Konfigurasi *Brake Dynamometer*
 (Triyogi et al., 2020, p.4)

Hasil dari eksperimen, **Gambar 2.22** menunjukkan perkembangan koefisien daya turbin (CoP) sebagai fungsi dari *tip speed ratio* (λ) untuk jarak (S/D) 1.4, 1.6, dan 1.8, serta pada bilangan Reynolds 9900. Dibandingkan dengan turbin Savonius tanpa silinder sirkular atau disebut juga turbin konvensional, didapatkan hasil bahwa terjadi peningkatan CoP ketika silinder sirkular dipasang pada S/D = 1,4, 1,6, dan 1,8 di depan *returning blade*. CoP maksimum terjadi pada sekitar $\lambda = 0.65, 0.70,$ dan 0.67 meningkat masing-masing sekitar 12.2%, 6.7% dan 1.7% untuk S/D = 1.4, 1.6 dan 1.8. Namun, ketika posisi silinder sirkular dijauhkan dari *returning blade*, yaitu S/D > 1,8, kinerja turbin yang ditunjukkan oleh CoP dapat dianggap relatif sama dengan turbin konvensional atau bahkan lebih rendah untuk $0,44 < k < 0,8$, seperti terlihat pada **Gambar 2.23**. Ketika posisi silinder sirkular jauh dari sudut balik, maka peran silinder sirkular sebagai pengontrol pasif aliran menjadi tidak efektif.

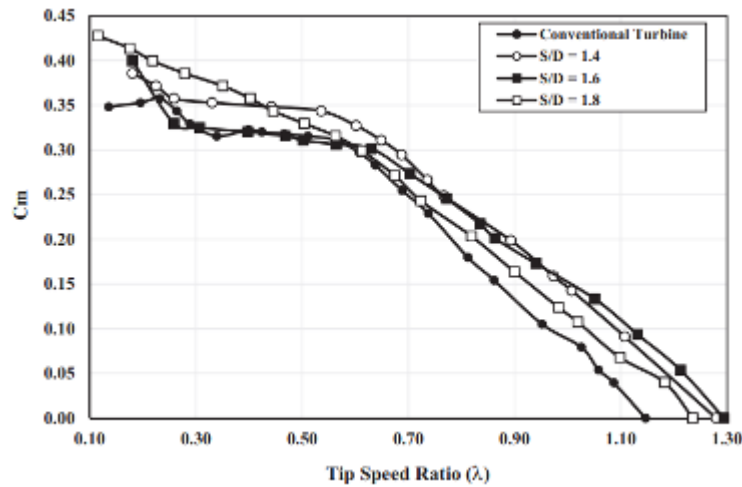


Gambar 2. 22 Grafik Koefisien Daya terhadap *Tip Speed Ratio* pada S/D 1.4, 1.6, dan 1.8 (Triyogi et al., 2020, p.6)

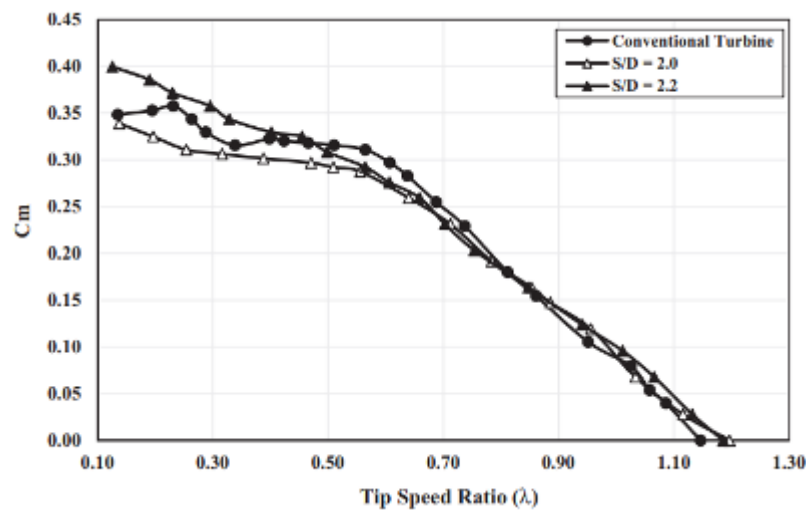


Gambar 2. 23 Grafik Koefisien Daya terhadap *Tip Speed Ratio* pada S/D 2.0 dan 2.2 (Triyogi et al., 2020, p.6)

Gambar 2.24 menunjukkan hasil eksperimen mengenai koefisien momen (CM) sebagai fungsi dari rasio kecepatan ujung (k). Jelas bahwa ketika silinder sirkular dipasang pada S/D = 1,4, 1,6, dan 1,8 di depan sudu balik, ini memberikan CM yang lebih tinggi untuk hampir semua rasio kecepatan ujung (k) relatif terhadap turbin Savonius konvensional. Peningkatan CM ini berarti bahwa pemasangan silinder sirkular pada S/D = 1,4, 1,6 dan 1,8 di depan sudu balik berkontribusi secara efektif terhadap torsi positif, dan pada akhirnya dapat meningkatkan kinerja turbin. Ketika silinder sirkular disimpan jauh dari sudu balik pada S/D > 1,8, hasil perbandingan koefisien momen agak rumit. Dimana untuk $k < 0,44$ nilai CM turbin konvensional lebih rendah dibandingkan saat di depan sudu balik dipasang silinder sirkular pada S/D = 2.2, namun masih lebih tinggi dari S/D = 2.0, seperti terlihat pada **Gambar 2.25**.



Gambar 2.24 Grafik Koefisien Torsi terhadap *Tip Speed Ratio* pada S/D 1.4, 1.6, 1.8 (Triyogi et al., 2020, p.7)



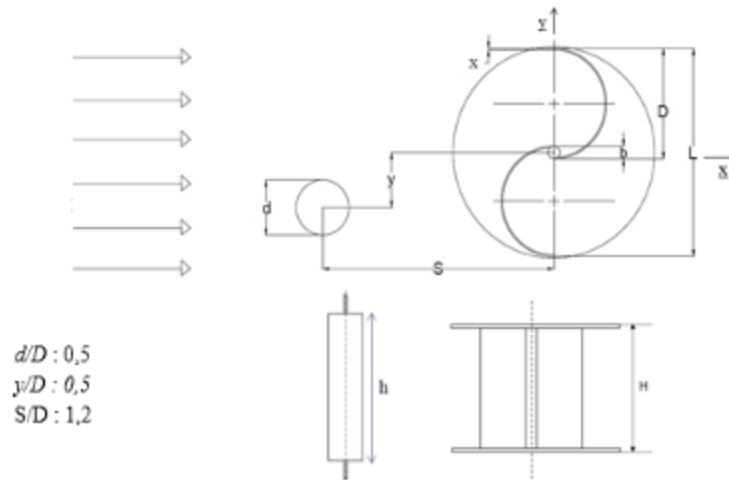
Gambar 2.25 Grafik Koefisien Torsi terhadap *Tip Speed Ratio* pada S/D 2.0 dan 2.2 (Triyogi et al., 2020, p.8)

Koefisien daya maksimum terjadi pada turbin Savonius dengan jarak antara sumbu silinder sirkular dan sumbu *returning blade* relatif terhadap diameter sudu turbin (S/D) 1,4. Pada tip-speed ratio (λ) sebesar 0.65, kenaikan koefisien daya (CoP) pada turbin Savonius bersilinder sirkular sekitar 12,2%, dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional.

2.10.5 Penelitian Eksperimental terhadap Penempatan Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade*

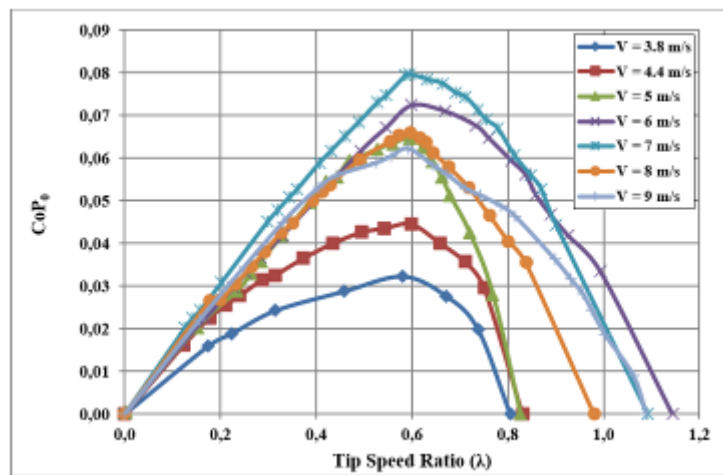
Penelitian ini dilakukan oleh Ananto (2020) untuk meningkatkan performa dari turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Penelitian ini menggunakan rasio diameter silinder pengganggu terhadap diameter sudu turbin Savonius (d/D) sebesar 0,5. Penambahan silinder pengganggu dilakukan dengan variasi jarak antara pusat *returning blade* turbin Savonius terhadap pusat silinder pengganggu (S/D) sebesar 1,2

dengan variasi kecepatan angin masuk yaitu 3.8, 4.4, 5, 6, 7, 8, dan 9 m/s. **Gambar 2.26** merupakan skema konfigurasi dari turbin Savonius.



Gambar 2. 26 Skema Konfigurasi Turbin Savonius
(Ananto, 2020, p.49)

Setelah dilakukan eksperimen, didapat hasil pada **Gambar 2.27** yang menunjukkan grafik *Coefficient of Performance* terhadap *tip speed ratio* pada turbin Savonius konvensional. Nilai *Coefficient of Performance* (CoP_0) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai *tip speed ratio* (λ) hingga mencapai λ optimum pada nilai *Coefficient of Performance* maksimum. Kemudian nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) akan menurun setelah melewati titik optimum seiring bertambahnya nilai λ .



Gambar 2. 27 Grafik *Coefficient of Performance* terhadap *Tip Speed Ratio* pada Turbin Savonius Konvensional
(Ananto, 2020, p.77)

Bersasarkan hasil yang didapat, titik optimum berada pada variasi kecepatan angin 7 m/s, hal ini disebabkan karena pada kecepatan angin tersebut memiliki nilai CoP_0 maksimum tertinggi, sehingga daya yang dihasilkan paling besar dibandingkan keenam variasi kecepatan angin lainnya. Setelah analisa dan pengolahan data pada performa turbin Savonius dengan silinder sirkular, didapat perbandingan CoP maksimum dan *tip speed ratio* pada turbin

Savonius dengan variasi kecepatan angin relatif terhadap performa turbin Savonius Konvensional yang ditabulasikan pada **Tabel 2.7**.

Tabel 2.7 Perbandingan CoP maksimum dan Tip Speed Ratio relatif terhadap Turbin Savonius Konvensional (Ananto, 2020, p.89)

| S/D | Kecepatan angin | tanpa pengganggu | | dengan pengganggu | | Δ COP | % Kenaikan |
|-----|-----------------|----------------------|-------|--------------------|-------|--------------|------------|
| | | COP ₀ max | TSR | COP _{max} | TSR | | |
| 1,2 | 3,8 | 0,0323 | 0,581 | 0,0432 | 0,464 | 0,0109 | 33,75 |
| | 4,4 | 0,0445 | 0,599 | 0,0606 | 0,544 | 0,0161 | 36,18 |
| | 5 | 0,0661 | 0,608 | 0,1152 | 0,597 | 0,0491 | 74,28 |
| | 6 | 0,0724 | 0,599 | 0,0941 | 0,602 | 0,0217 | 29,97 |
| | 7 | 0,0797 | 0,596 | 0,0872 | 0,578 | 0,0075 | 9,41 |
| | 8 | 0,066 | 0,595 | 0,0761 | 0,59 | 0,0101 | 15,30 |
| | 9 | 0,0623 | 0,592 | 0,0716 | 0,63 | 0,0093 | 14,93 |

Berdasarkan **Tabel 2.7** di atas, dapat dilihat bahwa pemberian silinder pengganggu menghasilkan peningkatan CoP. Kenaikan CoP maksimum yang terbesar terjadi pada variasi kecepatan 5 m/s yaitu sebesar 74,28%. Kecepatan angin 5 m/s merupakan kecepatan optimum turbin Savonius dikarenakan memiliki kenaikan performa yang terbesar.

2.11 Perbandingan Penelitian Terdahulu

Berdasarkan penelitian-penelitian terdahulu yang sudah dijabarkan di atas, berikut ini adalah perbandingan penelitian yang saat ini akan dilakukan terhadap penelitian terdahulu tersebut.

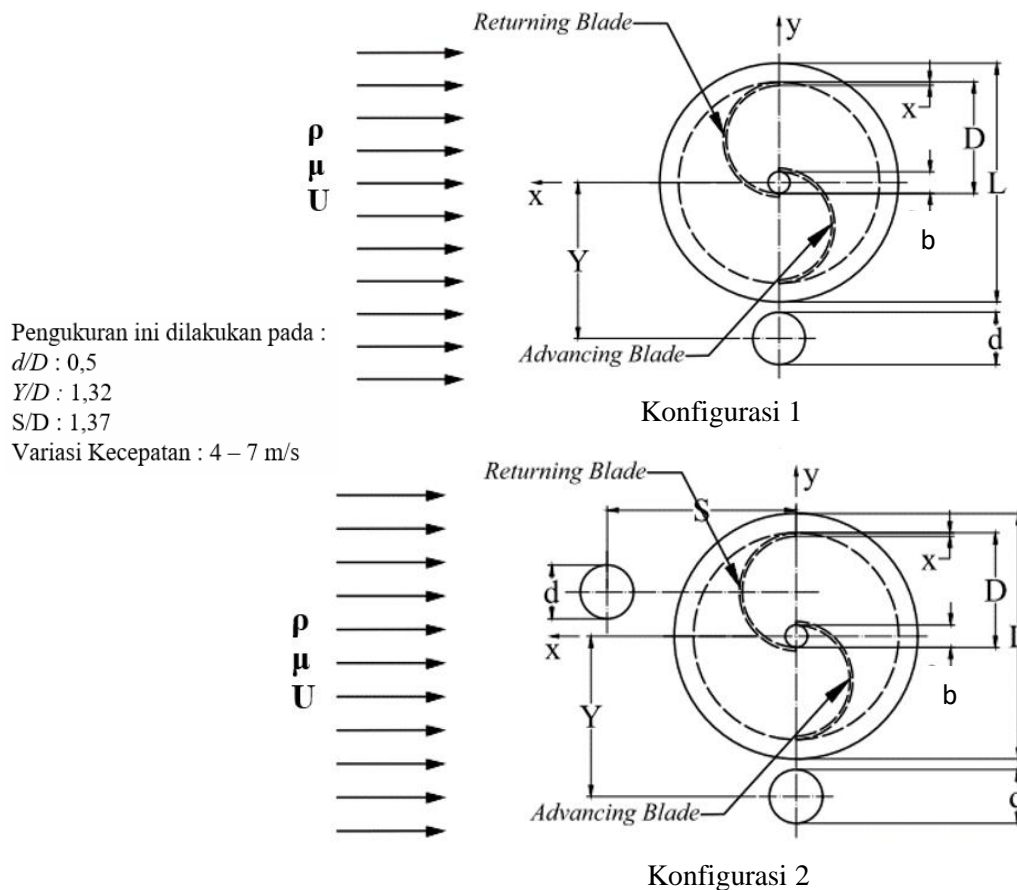
| Indikator | Setiawan et al. (2019) | Setiawan et al. (2019) | Setiawan et al. (2019) | Triyogi et al. (2020) | Ananto (2020) | Chandra (2022) |
|----------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-----------------------|-------------------|-------------------------|
| Jenis Penelitian | Numerik | Numerik | Numerik | Eksperimental | Eksperimental | Eksperimental |
| Tipe Aliran | Eksternal | Eksternal | Eksternal | Eksternal | Eksternal | Eksternal |
| Variasi Data | ds/D | ds/D ; γ | X/D ; Fluida | S/D | S/D ; U | U |
| Variabel Kontrol | X/D ; Y/D | S/D | Y/D | Re ; d/D | d/D | Y/D ; S/D |
| Pengukuran Torsi | Simulasi Numerik | Simulasi Numerik | Simulasi Numerik | Brake Dynamometer | Brake Dynamometer | Brake Dynamometer |
| Posisi Silinder Pengganggu | Samping AB | Samping AB | Samping AB | Depan RB | Depan RB | Samping AB dan Depan RB |

Dari perbandingan penelitian terdahulu di atas, belum pernah dilakukan penelitian pada turbin Savonius dengan menggunakan dua silinder pengganggu. Oleh karena itu, penelitian ini *valid* dilakukan.

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Parameter yang Diukur

Untuk mengetahui pengaruh parameter tertentu terhadap peningkatan performa turbin angin Savonius, maka diperlukan adanya analisis dimensi. Parameter-parameter yang terdapat pada penelitian ini antara lain : massa jenis fluida (ρ), viskositas fluida (μ), kecepatan aliran fluida (U), tinggi turbin angin Savonius (H), diameter sudu turbin angin Savonius (D), diameter poros (b), diameter silinder sirkular pengganggu (d), panjang silinder sirkular pengganggu (h), jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (Y), kecepatan putaran sudu turbin angin Savonius (ω), jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* (S). **Gambar 3.1** dibawah ini merupakan skema penelitian dan parameter yang akan dianalisa pada penelitian ini.



Pengukuran ini dilakukan pada :
 $d/D : 0,5$
 $Y/D : 1,32$
 $S/D : 1,37$
 Variasi Kecepatan : 4 – 7 m/s

Gambar 3. 1 Skema Penelitian dan Parameter Analisa

Dimana :

- ρ : massa jenis fluida (kg/m^3)
- μ : viskositas fluida (Ns/m^2)
- U : kecepatan aliran udara (m/s)
- D : diameter sudu turbin angin Savonius (m)
- d : diameter silinder sirkular pengganggu (m)
- x : tebal sudu turbin Angin Savonius (m)

- b : Diameter poros (m)
- S : Jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* (m)
- Y : Jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (m)

3.2 Analisa Dimensi

Analisa dimensi digunakan untuk mengetahui parameter apa saja yang dapat memengaruhi karakteristik aliran yang melewati turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu yang memiliki diameter tertentu. Metode analisa yang digunakan untuk menganalisa nilai *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* adalah *Buckingham-Phi Theorem*.

3.2.1 Analisa Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Adapun langkah-langkah yang harus dilakukan dalam penentuan analisa dimensi antara lain sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang memengaruhi *Power*

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

Jumlah parameter (n) = 12

P : *Power* (J/s)

ρ : Massa jenis fluida (kg/m³)

μ : Viskositas fluida (Ns/m²)

V : Kecepatan aliran udara (m/s)

H : Tinggi turbin angin Savonius (m)

h : Panjang silinder sirkular pengganggu (m)

D : Diameter sudu turbin angin Savonius (m)

d : Diameter silinder sirkular pengganggu (m)

b : Diameter poros (m)

S : Jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* (m)

Y : Jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (m)

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

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisa.

Dipilih M, L, t.

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih seperti yang ada pada tabel 3.1

Tabel 3. 1 Dimensi Primer Setiap Parameter

| Parameter | <i>P</i> | ρ | μ | <i>V</i> | <i>H</i> | <i>h</i> | <i>D</i> | <i>d</i> | <i>b</i> | <i>S</i> | <i>y</i> | ω |
|-----------|--------------------|-----------------|----------------|---------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|---------------|
| Dimensi | $\frac{ML^2}{t^3}$ | $\frac{M}{L^3}$ | $\frac{M}{Lt}$ | $\frac{L}{t}$ | <i>L</i> | <i>L</i> | <i>L</i> | <i>L</i> | <i>L</i> | <i>L</i> | <i>L</i> | $\frac{1}{t}$ |

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu : ρ, V, D

Jumlah parameter berulang (m) = r = 3

5. Menentukan grup tak berdimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = $n-m = 12-3 = 9$ grup tanpa dimensi.

$$\begin{aligned} \pi_1 &= \frac{P}{\rho V^3 D^2} \\ \pi_2 &= \frac{\mu}{\rho V D} \\ \pi_3 &= \frac{d}{D} \\ \pi_4 &= \frac{S}{D} \\ \pi_5 &= \frac{y}{D} \\ \pi_6 &= \frac{H}{D} \\ \pi_7 &= \frac{h}{D} \\ \pi_8 &= \frac{b}{D} \\ \pi_9 &= \frac{\omega D}{V} \end{aligned}$$

Dari analisa dimensi di atas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut:

π_1 = *Coefficient of Power* (CoP)

π_2 = bilangan *Reynolds*(Re)

π_3 = rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

π_4 = rasio jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* terhadap diameter turbin angin Savonius

π_5 = rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius terhadap diameter turbin angin Savonius

π_6 = rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter turbin angin Savonius

π_7 = rasio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

π_8 = rasio diameter poros dengan diameter turbin angin Savonius

π_9 = *Tip speed ratio* (λ)

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut:

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

$$\frac{P}{\rho V^2 D^3} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{y}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}, \frac{\omega D}{V} \right) \dots \dots \dots (3.1)$$

Pada penelitian ini $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}$ merupakan variabel tetap, sedangkan variabel $\frac{y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}, \frac{\omega D}{V}$ divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin Savonius sehingga persamaan 3.1 menjadi :

$$\frac{P}{\rho V^2 D^3} = f_2 \left(\frac{\mu}{\rho V L}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega L}{V} \right) \dots \dots \dots (3.2)$$

Dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk $L = 2D-b-2x$, sehingga persamaan 3.2 menjadi :

$$\frac{P}{\rho V^2 D^3} = f_3 \left(\frac{\mu}{\rho V L}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega L}{V} \right) \dots \dots \dots (3.3)$$

atau

$$CoP = f_4 \left(Re, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \lambda \right) \dots \dots \dots (3.4)$$

Dalam penelitian ini yang akan dilakukan, nilai $\frac{Y}{D}$ dan $\frac{S}{D}$ berturut-turut tetap sebesar 1,32 dan 1,37. Sehingga persamaan 3.4 menjadi :

$$CoP = f_5(Re, \lambda) \dots\dots\dots (3.5)$$

3.2.2 Analisa Dimensi untuk *Coefficient of Moment*

Adapun langkah-langkah yang harus dilakukan dalam penentuan analisa dimensi adalah :

1. Menentukan parameter-parameter yang memengaruhi *Moment*

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

Jumlah parameter (n) = 12

T: Torsi (N.m)

ρ : Massa jenis fluida (kg/m^3)

μ : Viskositas fluida (Ns/m^2)

V: Kecepatan aliran udara (m/s)

H: Tinggi turbin angin Savonius (m)

h: Panjang silinder sirkular pengganggu (m)

D: Diameter sudu turbin angin Savonius (m)

d: Diameter silinder sirkular pengganggu (m)

b: Diameter poros (m)

S: Jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* (m)

Y: Jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (m)

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

2. Menentukan satu grup dimensi primer yang digunakan dalam menganalisa.

Dipilih M, L, t.

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih seperti yang ada pada **Tabel 3.2**

Tabel 3. 2 Dimensi Primer Setiap Parameter

| Parmeter | T | ρ | μ | V | H | h | D | d | b | S | y | ω |
|----------|--------------------|-----------------|----------------|---------------|---|---|---|---|---|---|---|---------------|
| Dimensi | $\frac{ML^2}{t^2}$ | $\frac{M}{L^3}$ | $\frac{M}{Lt}$ | $\frac{L}{t}$ | L | L | L | L | L | L | L | $\frac{1}{t}$ |

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu : ρ, V, D

Jumlah parameter berulang (m) = r = 3

5. Menentukan grup tak berdimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = n-m = 12-3 = 9 grup tanpa dimensi.

$$\pi_1 = \frac{T}{\rho V^2 D^3}$$

$$\pi_2 = \frac{\mu}{\rho V D}$$

$$\pi_3 = \frac{d}{D}$$

$$\pi_4 = \frac{S}{D}$$

$$\pi_5 = \frac{Y}{D}$$

$$\pi_6 = \frac{H}{D}$$

$$\pi_7 = \frac{h}{D}$$

$$\pi_8 = \frac{b}{D}$$

$$\pi_9 = \frac{\omega D}{V}$$

Dari analisa dimensi di atas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

$\pi_1 =$ Coefficient of Moment (CM)

$\pi_2 =$ bilangan Reynolds (Re)

$\pi_3 =$ rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_4 =$ rasio jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* terhadap diameter turbin angin Savonius

$\pi_5 =$ rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius terhadap diameter turbin angin Savonius

$\pi_6 =$ rasio tinggi turbin angin Savonius dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_7 =$ rasio panjang silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_8 =$ rasio diameter poros dengan diameter turbin angin Savonius

$\pi_9 =$ Tip speed ratio (λ)

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

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

$$\frac{T}{\rho V^2 D^3} = f_1 \left(\frac{\mu}{\rho V D}, \frac{d}{D}, \frac{S}{D}, \frac{y}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}, \frac{\omega D}{V} \right) \dots \dots \dots (3.6)$$

Pada penelitian ini $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{h}{D}, \frac{b}{D}$ merupakan variabel tetap, sedangkan variabel $\frac{y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}, \frac{\omega D}{V}$ divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap Coefficient of Moment pada turbin angin Savonius sehingga persamaan 3.6 menjadi :

$$\frac{T}{\rho V^2 D^3} = f_2 \left(\frac{\mu}{\rho V L}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega L}{V} \right) \dots \dots \dots (3.7)$$

Dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk $L = 2D - b - 2x$, sehingga persamaan 3.7 menjadi :

$$\frac{T}{\rho V^2 D^3} = f_3 \left(\frac{\mu}{\rho V L}, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \frac{\omega L}{V} \right) \dots \dots \dots (3.8)$$

atau

$$Cm = f_4 \left(Re, \frac{Y}{D}, \frac{S}{D}, \lambda \right) \dots \dots \dots (3.9)$$

Dalam penelitian ini yang akan dilakukan, nilai $\frac{Y}{D}$ dan $\frac{S}{D}$ berturut-turut tetap sebesar 1,32 dan 1,37. Sehingga persamaan 3.9 menjadi :

$$Cm = f_5(Re, \lambda) \dots \dots \dots (3.10)$$

3.3 Peralatan

Pada penelitian ini digunakan beberapa peralatan untuk menunjang pengambilan data eksperimen.

3.3.1 Axial Fan dan Voltage Regulator

Pada penelitian ini digunakan *axial fan* yang berfungsi untuk menghasilkan kecepatan angin yang dapat memutar sudu turbin angin Savonius. *Axial fan* yang digunakan tidak memiliki pengaturan kecepatan aliran udara sehingga digunakan *voltage regulator* untuk mengatur kecepatan aliran udara yakni dengan cara mengatur besar tegangan *output* yang dibutuhkan. *Axial fan* yang digunakan pada penelitian ini adalah CKE SF-45 seperti pada **Gambar 3.2** dengan spesifikasi seperti yang ditunjukkan pada **Tabel 3.2**. Sedangkan untuk *voltage regulator* yang digunakan adalah Model TDGC2 3KVA seperti pada **Gambar 3.3** dengan spesifikasi seperti pada **Tabel 3.4**.



Gambar 3. 2 Axial Fan CKE SF-45

Tabel 3. 3 Spesifikasi Axial Fan CKE SF-45

| Spesifikasi Axial Fan CKE SF-45 | |
|---------------------------------|-------------------------|
| Diameter | 18 inch / 450 mm |
| Speed | 280 RPM |
| Air Flow | 125 m ³ /min |
| Power | 180 Watt |
| Phase | 1 |
| Voltage | 220-240 V |
| Static Pressure | 972 Pa |



Gambar 3. 3 Voltage regulator

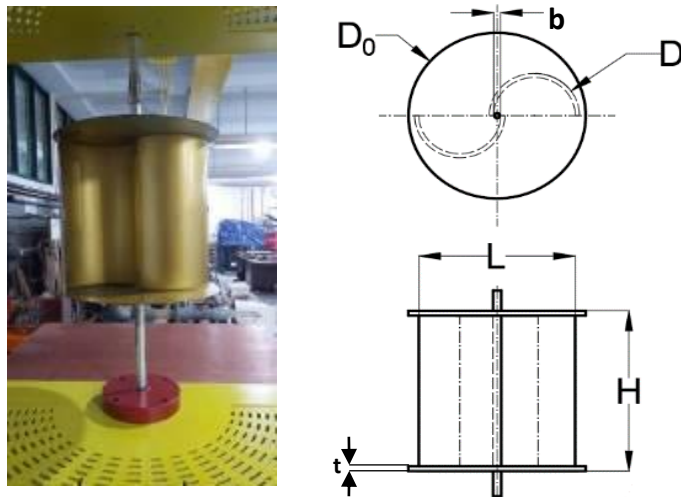
Tabel 3. 4 Spesifikasi Voltage Regulator Model TDGC2

| Voltage Regulator Model TDGC2 | |
|-------------------------------|------------|
| Input | 110/220 V |
| Output | 0 – 250 V |
| Frequency | 50 – 60 Hz |
| I max | 4,8/12 A |
| Capacity | 3 KVA |
| Phase | 1 |
| Power | 300 Watt |

3.3.2 Turbin Angin Savonius

Pada penelitian ini digunakan turbin angin Savonius seperti pada **Gambar 3.4**, dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Diameter sudu turbin (D) : 165,2 mm
- Tinggi (H) : 298 mm
- Diameter poros (b) : 19 mm
- Diameter turbin (L) : 309 mm
- Diameter *end plates* (D_0) : 320 mm
- Tebal *end plates* (t) : 1 mm
- Tebal sudu turbin : 3 mm
- Material sudu turbin : PVC
- Material *end plates* : Aluminium cladding 2024



Gambar 3. 4 Skema turbin angin Savonius

3.3.3 Silinder Pengganggu

Pada penelitian ini digunakan pengganggu dengan berbentuk silinder seperti yang ditunjukkan pada **Gambar 3.5**. Spesifikasi dari silinder pengganggu adalah :

- Diameter (d) : 89 mm
- Rasio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin Savonius (d/D) : 0,5

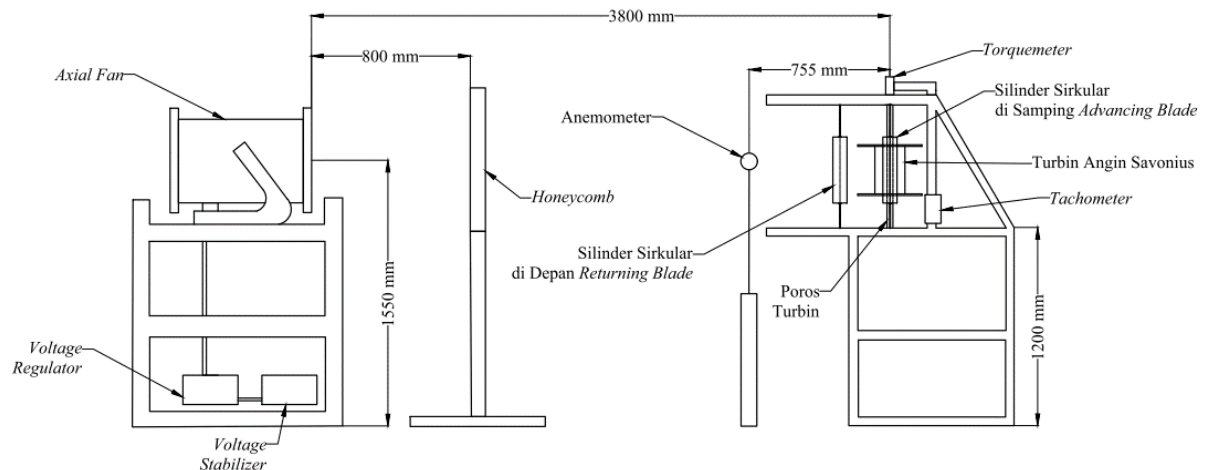
- Rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (Y/D): 1,32
- Rasio jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* (S/D) : 1,37.



Gambar 3. 5 Silinder Sirkular Pengganggu

3.3.4 Penyangga Turbin Angin Savonius

Pada penelitian ini digunakan penyangga yang digunakan untuk meletakkan turbin angin Savonius dan silinder pengganggu. Berikut adalah skema penyangga turbin angin Savonius dapat dilihat pada **Gambar 3.6** dibawah ini.



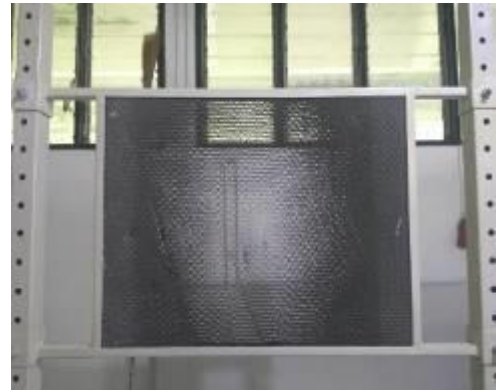
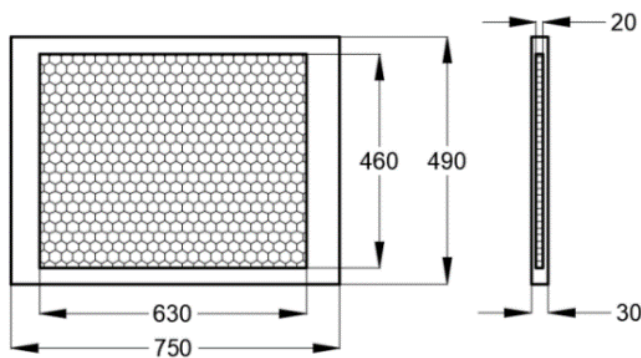
Gambar 3. 6 Skema Penyangga Turbin Angin Savonius

3.3.5 Honeycomb

Pada penelitian ini digunakan sebuah *Honeycomb* yang berfungsi untuk membuat aliran angin dari *axial fan* yang menuju turbin angin savonius menjadi *uniform*. *Honeycomb* ini ditempatkan diantara *axial fan* dan turbin angin Savonius. Spesifikasi dari *Honeycomb* yang digunakan adalah sebagai berikut :

- Panjang sisi *Honeycomb* : 630 mm
- Panjang sisi *frame* : 750 mm
- Lebar sisi *Honeycomb* : 460 mm
- Lebar sisi *frame* : 490 mm
- Tebal *frame* : 30 mm
- Tebal *Honeycomb* : 20 mm
- *Meshing size* : 0,0248 lubang/mm²

Gambar dalam satuan mm



Gambar 3. 7 Skema Honeycomb

3.3.6 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk memperoleh nilai nilai putaran dan torsi yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius.

a. *Anemometer*

Anemometer merupakan alat ukur yang digunakan untuk mengukur kecepatan aliran angin. *Anemometer* yang digunakan pada penelitian ini adalah anemometer digital dengan seri **OMEGA HHF141 Digital Anemometer** yang bisa dilihat pada **Gambar 3.8**. Pengukuran dapat dilakukan dalam beberapa satuan pengukuran yaitu ft/min, mph, knots, meter/s dan km/h serta memiliki *high resolution* 0,01 m/s. Spesifikasi dari *anemometer* ini dapat dilihat pada **Tabel 3.5**.



Gambar 3. 8 Anemometer Omega HHF-141A

Tabel 3. 5 Spesifikasi Anemometer Omega HHF-141A

| Anemometer Omega HHF-141A | | |
|----------------------------------|---|--|
| Measurement Range | 2,75 inch Air Probe | 40 – 780 ft/min 0.2 – 40.0 m/sec |
| | Air Probe AP10 | 30 – 680 ft/min 1,5 – 35,0 m/s |
| Accuracy | Air Velocity | AP275 : $\pm 1.0\%$ of reading ± 1 digit |
| | | AP10 : $\pm(0,5\%$ FS + $0,75\%$ of reading + 1 digit) |
| Resolution | 1 ft/min or 0.01 m/s | |
| Operating Temperature | Instrument | 32°F - 125°F (0°C-15°C) |
| | Probe | -4°F - 212° F (-20°C-10°C) |
| Display | 0,5 inch LCD with LED backlight, 4 Digits | |
| Power Supply | 3 AA alkaline batteries | |
| Battery Life | Approx. 150 hours, without backlight | |
| Battery Check | Automatic low battery display | |

b. Tachometer

Tachometer merupakan alat ukur digital yang berfungsi untuk mengukur kecepatan rotasi dari suatu objek. Pada penelitian ini *tachometer* yang digunakan adalah *tachometer* **OMEGA** seri **HHT23** seperti yang bisa dilihat pada **Gambar 3.9**. Spesifikasi dari *tachometer* dapat dilihat pada **Tabel 3.6**.



Gambar 3. 9 Tachometer OMEGA seri HHT12

Tabel 3. 6 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12

| Tachometer OMEGA seri HHT12 | |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| Range | 5 to 99.999 rpm |
| Accuracy | 0.01% of reading or ± 1 digit |
| Resolution | 0.01 to 1.0 rpm |
| Display | 5-digit alphanumeric LCD |
| Memory | Max. min and last |
| Power | 2 “AA” 1.5 Vdc batteries |
| Enviromental | 5 to 40 °C |

c. Torquemeter

Torquemeter adalah sebuah alat ukur yang digunakan untuk mengukur torsi dari suatu sistem. *Torquemeter* yang digunakan pada penelitian ini adalah seri **LUTRON TQ-880** seperti pada **Gambar 3.10** yang memiliki *high resolution* 0,1 Newton-CM. Untuk spesifikasi dari *torquemeter* ini dapat dilihat pada **Tabel 3.7**.



Gambar 3. 10 Torquemeter LUTRON TQ-880

Tabel 3. 7 Spesifikasi Torquemeter LUTRON TQ-880

| Display Unit/Resolution | | | |
|-------------------------|---------------|-----------------|----------------------------|
| Unit | Max. range | High resolution | Over load protection range |
| kg-CM | 15 kg-CM | 0,01 kg-CM | 22,5 kgf-CM max |
| Lb-inch | 12,99 Lb-inch | 0,01 Lb-inch | 19,53 Lb-inch max |
| N-CM | 147,1 N-CM | 0,1 N-CM | 220,1 N-CM max |

d. Brake Dynamometer

Brake Dynamometer merupakan alat ukur yang berfungsi untuk mengukur torsi dinamis yang dihasilkan oleh putaran suatu sistem. Pengukuran torsi dinamis yang dihasilkan turbin angin Savonius dengan menggunakan *brake dynamometer* dilakukan dengan cara menambahkan massa pemberat yang dihubungkan dengan

neraca pegas secara bertahap pada saat turbin sedang berputar hingga turbin berhenti berputar. Setiap menambahkan massa pemberat, putaran dari turbin diukur dengan *tachometer*. Nilai torsi dinamis diperoleh dari selisih antara gaya yang dihasilkan dari massa pemberat dengan gaya yang terbaca pada neraca pegas dikalikan dengan jari-jari poros turbin. Kemudian daya *output* turbin angin Savonius diperoleh dari nilai torsi dinamis pada pemberian massa pemberat tertentu dikalikan nilai putaran turbin yang dihasilkan pada kondisi yang sama. Massa pemberat yang digunakan adalah anak timbangan NKH tipe M1 yaitu 1g, 2g, 5g, 10g, 20g, 50g, 10g, dan 20g seperti pada **Gambar 3.13** dengan spesifikasi pada **Tabel 3.8** yang telah dikalibrasi dengan timbangan SF-40 seperti pada **Gambar 3.13** dengan spesifikasi timbangan pada **Tabel 3.9**. Sedangkan neraca pegas yang digunakan adalah neraca pegas NAGATA tipe C-5 seperti pada **Gambar 3.14** dengan spesifikasi neraca pegas pada **Tabel 3.10**.



Gambar 3. 11 Massa pemberat : anak timbangan NHK tipe M1

Tabel 3. 8 Spesifikasi Anak Timbangan NHK tipe M-1

| SPESIFIKASI NHK tipe M-1 | |
|---------------------------------|---------------------------|
| Range | 1 g to 50 g ; 5 g to 20 g |
| Toleransi (+/- mg) | |
| 1 g | 1 |
| 2 g | 1,2 |
| 5 g | 1,5 |
| 10 g | 2 |
| 20 g | 2,5 |
| 50 g | 3 |
| 10 g | 5 |
| 20 g | 10 |
| 50 g | 25 |



Gambar 3. 12 Timbangan SF-40

Tabel 3. 9 Spesifikasi Timbangan Digital SF-40

| Spesifikasi Timbangan Digital SF-40 | |
|--|-------------|
| Kapasitas maksimal | 10 kg |
| Ketelitian | 1 gr |
| Mode | gram dan oz |



Gambar 3. 13 Neraca Pegas NAGATA tipe C-5

Tabel 3. 10 Spesifikasi Neraca Pegas NAGATA tipe C-5

| Specification NAGATA type C-5 | |
|--------------------------------------|---------|
| Capacity | 3 kg |
| Graduation | 10 gram |

3.4 Prosedur Penelitian

Pada penelitian ini terdapat beberapa langkah yang dilakukan dalam untuk pengambilan data yakni sebagai berikut :

3.4.1 Prosedur Penelitian Menentukan Putaran dan Torsi Dinamis

Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam pengambilan data putaran dan torsi dinamis pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Peralatan-peralatan dan benda uji yang digunakan dalam pengambilan data disiapkan.
2. Peralatan dan benda uji yang akan digunakan diatur sesuai dengan skema penelitian konfigurasi pertama (1 silinder sirkular di samping *advancing blade*).
3. *Axial fan* dinyalakan dengan besar tegangan diatur menggunakan *voltage regulator* sehingga didapatkan nilai kecepatan yang sesuai kebutuhan.
4. Pengukuran temperatur dilakukan dengan menggunakan termometer
5. Kecepatan angin diukur dengan menggunakan anemometer untuk memperoleh kecepatan angin sebesar 4 m/s
6. Setelah didapatkan kecepatan angin yang *steady*, kemudian pengukuran dilakukan terhadap kecepatan putaran poros turbin angin Savonius tanpa massa pemberat dan tanpa silinder pengganggu dengan menggunakan tachometer.
7. Selanjutnya pengukuran torsi dinamis dilakukan dengan menggunakan *brake dynamometer* untuk mendapatkan daya yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dengan langkah sebagai berikut :
 - a. Massa pemberat diberikan yang terhubung dengan neraca pegas ditambah dengan massa keranjang (m_k) sebesar 20 gram
 - b. Massa yang terbaca pada neraca pegas diukur
 - c. Putaran turbin angin Savonius diukur dengan tachometer
 - d. Nilai dari torsi dinamis yang diperoleh dari selisih antara gaya yang dihasilkan dari massa pemberat dengan gaya yang dihasilkan pada neraca pegas yang kemudian dikalikan dengan jari-jari poros turbin angin Savonius dihitung.
 - e. Langkah a sampai d diulangi dengan merubah pembebanan hingga turbin angin Savonius berhenti berputar.
8. *Axial fan* dimatikan.
9. Langkah 3 sampai 7 diulangi dengan melakukan variasi pada kecepatan angin 5,6, dan 7 m/s.
10. Silinder pengganggu diletakkan dengan mengatur rasio diameter silinder terhadap diameter turbin angin Savonius (d/D) = 0,5 dengan variasi rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (Y/D) : 1,32.
11. Langkah 3 sampai 9 diulangi.
12. Semua data yang didapatkan diolah (putaran dan torsi dinamis).
13. Langkah 2 sampai 12 diulangi dengan menggunakan skema penelitian konfigurasi kedua (2 silinder sirkular di depan *returning blade* dan di samping *advancing blade*) dengan variasi rasio jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* (S/D) : 1,37 dan rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (Y/D) : 1,32.
14. Hasil penelitian pada konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 dibandingkan.

3.4.2 Prosedur Penelitian Menentukan Torsi Statis

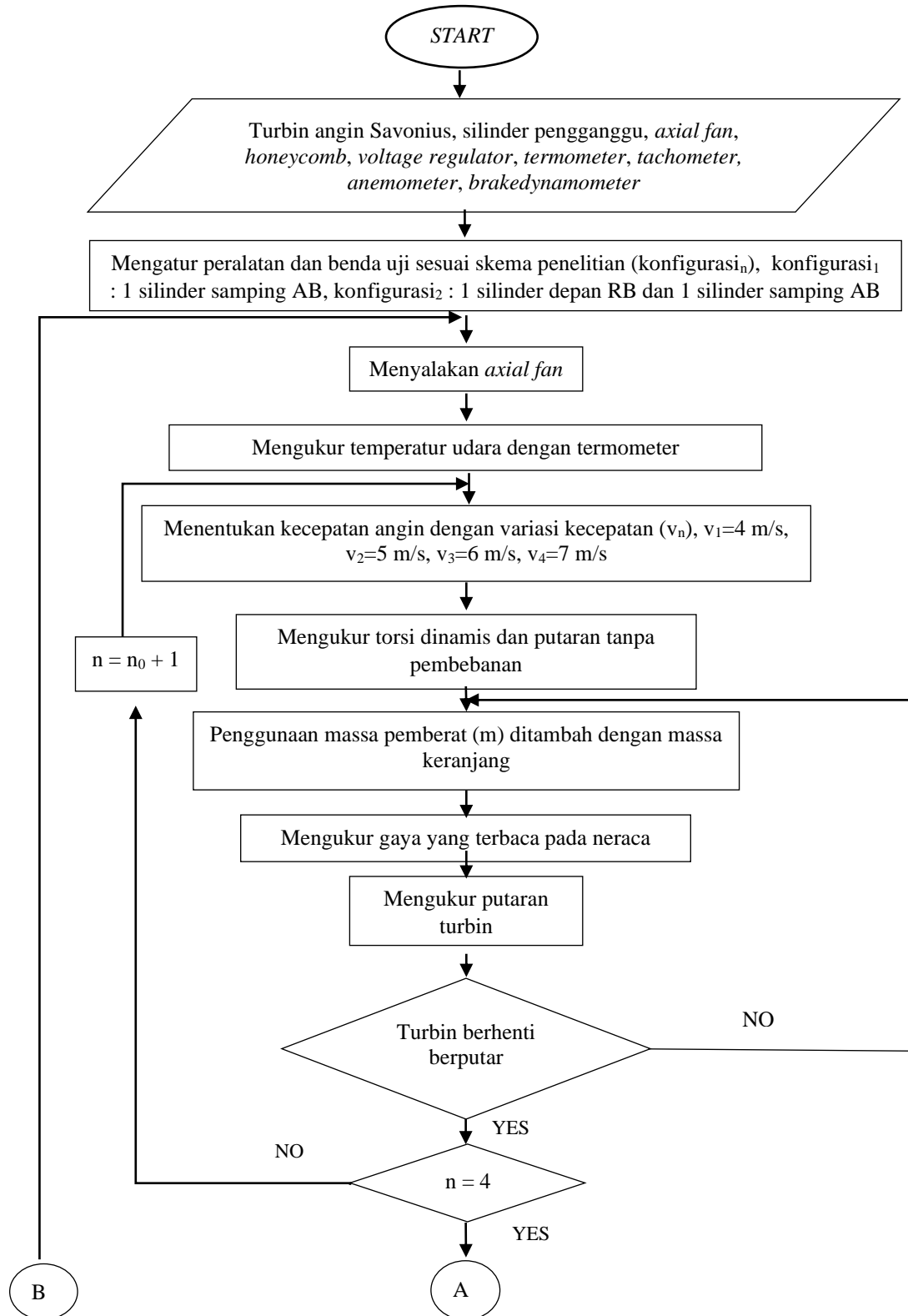
Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam pengambilan data torsi statis pada penelitian ini adalah sebagai berikut :

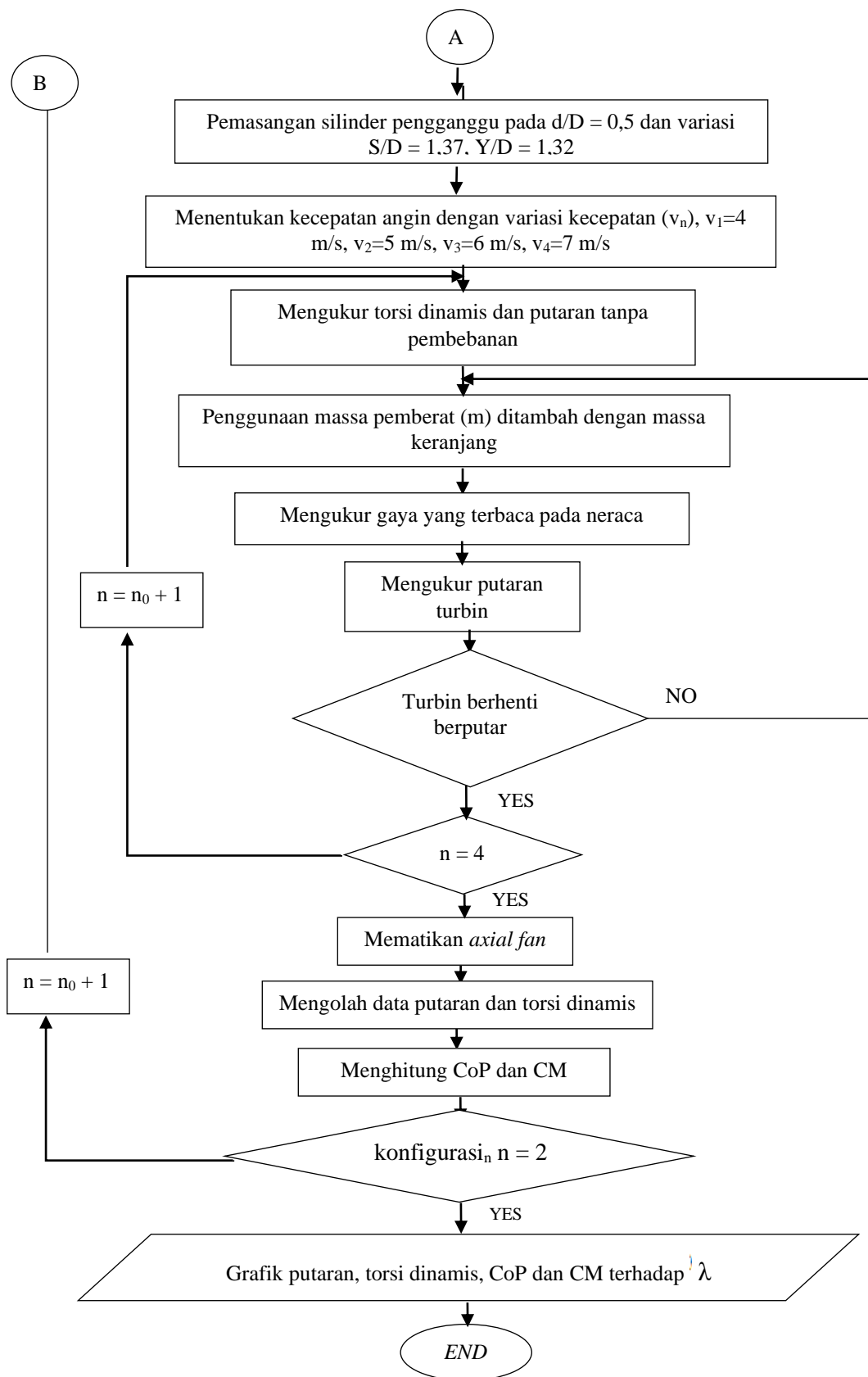
1. Peralatan-peralatan dan benda uji yang digunakan dalam pengambilan data disiapkan.
2. Peralatan dan benda uji yang akan digunakan diatur sesuai dengan skema penelitian.
3. Posisi turbin Savonius diatur pada sudut 0° .
4. *Axial fan* dinyalakan dengan mengatur besar tegangan dengan menggunakan *voltage regulator* sehingga didapatkan nilai kecepatan sesuai dengan yang dibutuhkan.
5. Kecepatan angin diukur dengan menggunakan anemometer untuk memperoleh kecepatan angin sebesar 4 m/s.
6. Setelah kecepatan angin yang *steady* didapatkan, kemudian pengukuran torsi statis dilakukan menggunakan torquemeter.
7. *Axial fan* dimatikan.
8. Langkah 3 sampai 7 diulangi dengan mengubah variasi posisi sudut turbin angin Savonius sampai 180° dengan kenaikan 10° dalam setiap pengamatan.
9. Langkah 3 sampai 8 diulangi dengan mengubah variasi pada kecepatan angin 5,6 dan 7 m/s.
10. Silinder pengganggu diletakkan dengan mengatur rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin dengan rasio diameter silinder sirkular terhadap turbin angin Savonius $(d/D) = 0,5$ dengan variasi rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (Y/D) : 1,32.
11. Langkah 3 sampai 9 diulangi.
12. Semua data yang didapatkan diolah (torsi statis).
13. Langkah 2 sampai 12 diulangi dengan menggunakan skema penelitian konfigurasi kedua (2 silinder sirkular di depan *returning blade* dan di samping *advancing blade*) dengan variasi rasio jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* (S/D) : 1,37 dan rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius (Y/D) : 1,32.
14. Hasil penelitian pada konfigurasi 1 dan konfigurasi 2 dibandingkan.

3.5 Flowchart Penelitian

3.5.1 Flowchart Putaran dan Torsi Dinamis

Diagram alir dalam menentukan putaran dan torsi dinamis pada penelitian ini dapat dilihat pada **Gambar 3.14** dibawah ini.

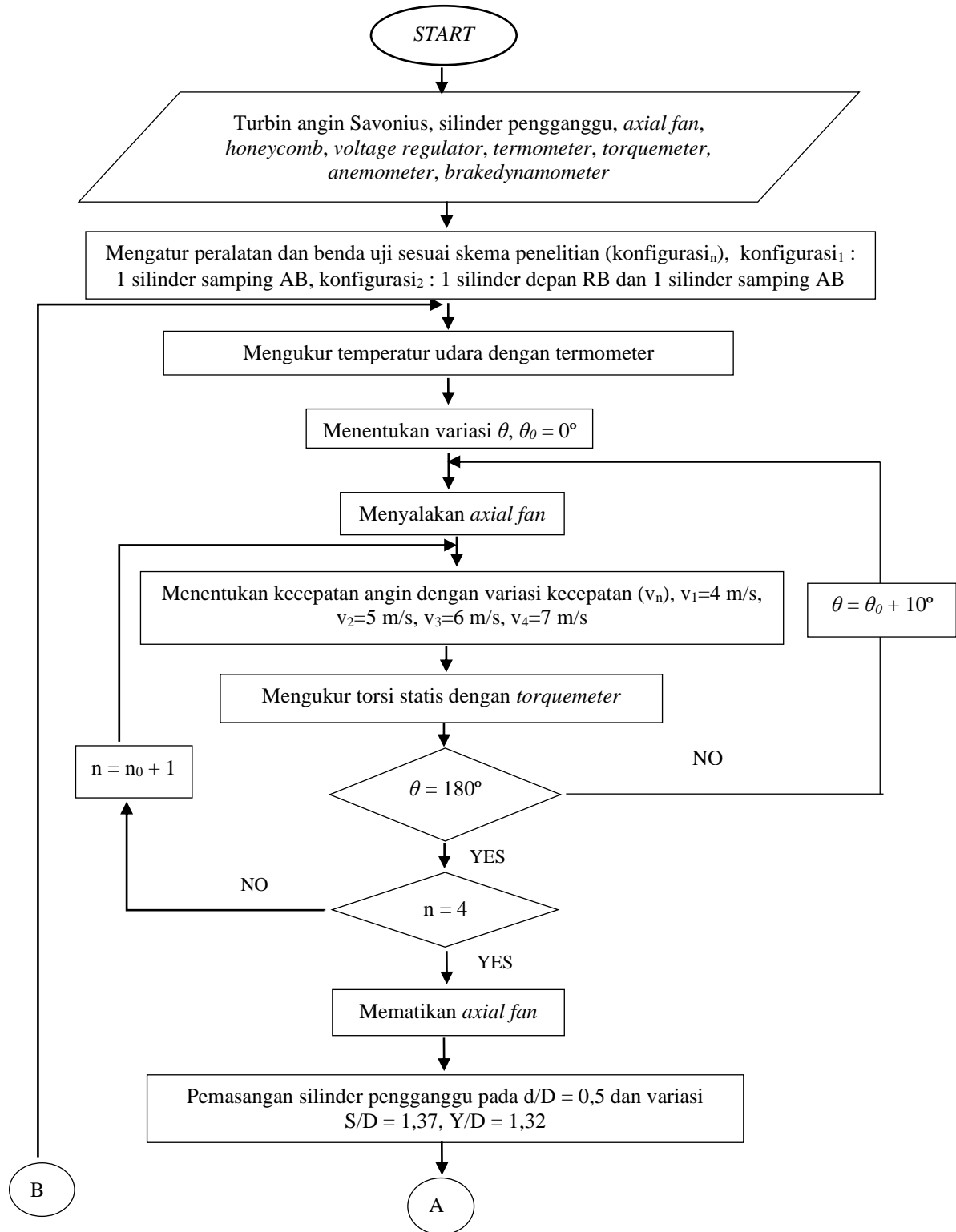


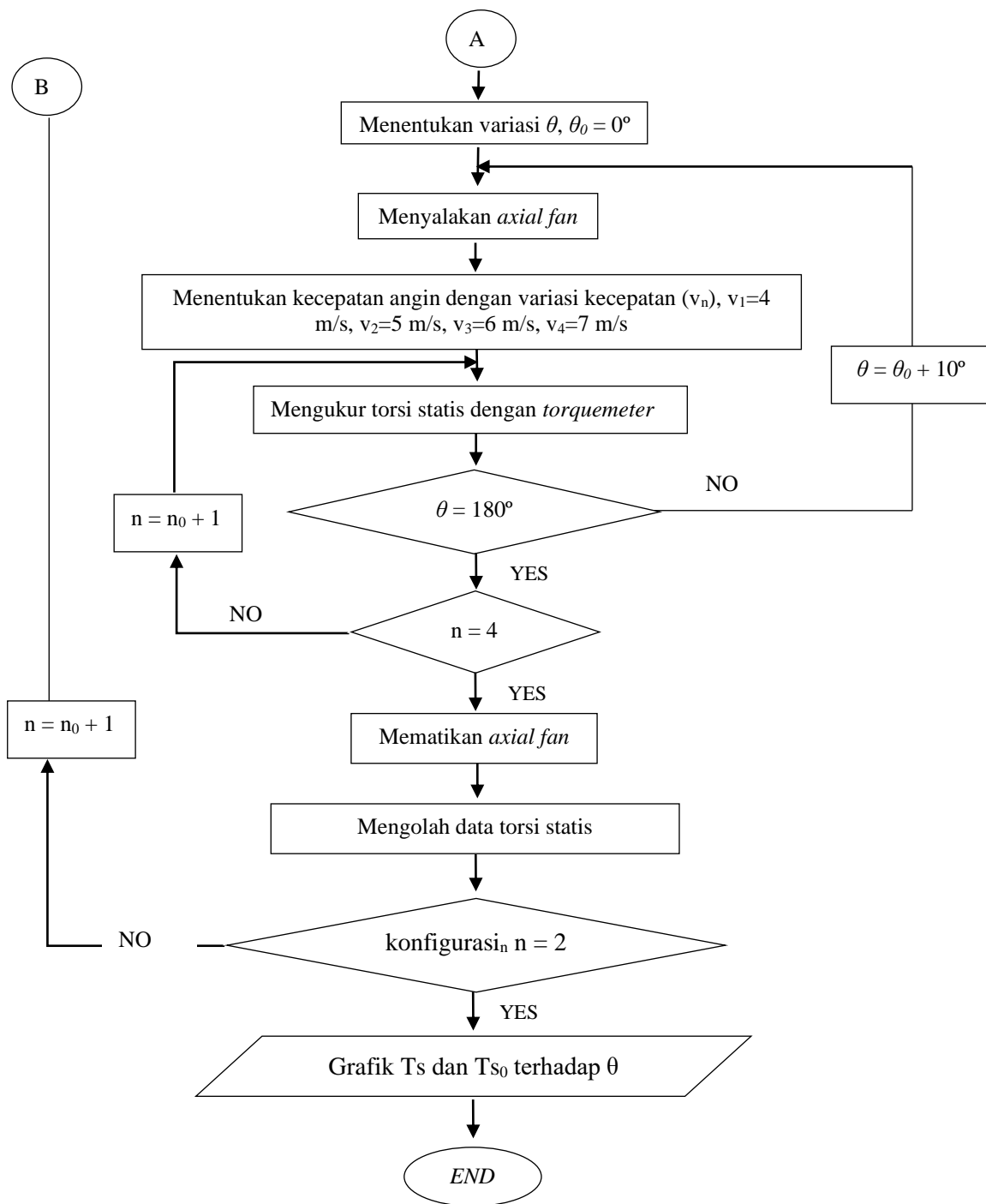


Gambar 3. 14 Flowchart Putaran dan Torsi Dinamis

3.5.2 Flowchart Torsi Statis

Diagram alir dalam menentukan torsi statis pada penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 3.15 dibawah ini.





Gambar 3. 15 Flowchart Torsi Statis

3.6 Uncertainty

Dilakukan perhitungan *Uncertainty* yang bertujuan untuk mengetahui ukuran ketidakpastian pada suatu pengukuran dalam eksperimen. Dalam penelitian ini, setiap parameter yang dilakukan analisis perhitungan *Uncertainty*, diambil dari data *Coefficient of Power* di titik maksimum turbin angin Savonius konvensional pada kecepatan angin 5 m/s. Berikut ini merupakan contoh perhitungan *Uncertainty tip speed ratio* (λ) pada titik maksimum *Coefficient of Power*.

- *Uncertainty* pada pembacaan putaran (ω)

$$\begin{aligned} u_{\omega} &= \pm \{[u_n]^2\}^{\frac{1}{2}} \\ &= u_n \\ &= \pm \frac{0.1}{234,1} \\ &= \pm 3,4 \times 10^{-4} \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned} u_R &= \pm \frac{0,01}{152,7} \\ &= \pm 6,549 \times 10^{-5} \end{aligned}$$

- *Uncertainty* pada pembacaan kecepatan (V)

$$\begin{aligned} u_V &= \pm \frac{0,01}{5} \\ &= \pm 0,02 \end{aligned}$$

- *Uncertainty* pada pembacaan *tip speed ratio* (λ)

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

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

- $d\lambda = \frac{\partial \lambda}{\partial \omega} + \frac{\partial \lambda}{\partial R} + \frac{\partial \lambda}{\partial V}$
- $d\lambda = R u^{-1} d\omega + \omega V^{-1} dR + (-V^{-2} \omega R) dV$
- $u_{\lambda, \omega} = \frac{\delta \lambda \omega}{\lambda}$

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

$$= u_{\omega}$$
- $u_{\lambda, R} = \frac{\delta \lambda R}{\lambda}$

$$= \frac{R}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial R} u_R$$

$$= u_R$$

$$\begin{aligned}
 \blacksquare \quad u_{\lambda, V} &= \frac{\delta \lambda V}{\lambda} \\
 &= \frac{V}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial V} u_V \\
 &= u_V \\
 u_{\lambda} &= \pm \{ [u_{\omega}]^2 + [u_R]^2 + [-u_V]^2 \}^{\frac{1}{2}} \\
 u_{\lambda} &= \pm \{ u_{\omega}^2 + u_R^2 + (-u_V)^2 \}^{\frac{1}{2}}
 \end{aligned}$$

Maka setelah substitusi hasil perhitungan, didapat :

$$\begin{aligned}
 u_{\lambda} &= \pm \{ (3,4 \times 10^{-4})^2 + (6,549 \times 10^{-5})^2 + (0,02)^2 \}^{\frac{1}{2}} \\
 u_{\lambda} &= \pm 2,03 \times 10^{-3} \\
 u_{\lambda} &= \pm 0,203 \%
 \end{aligned}$$

- *Uncertainty* Massa Jenis (ρ)

$$\rho \times T = C$$

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

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

$$\begin{aligned}
 \blacksquare \quad u_{\rho, T} &= \frac{\delta \rho T}{\rho} \\
 &= \frac{T}{T^{-1}} - T^{-2} u_T \\
 &= -u_T
 \end{aligned}$$

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

$$u_{\rho} = u_T$$

$$\begin{aligned}
 u_{\rho} &= \pm \frac{0,1}{27,5} \\
 &= 0,03636 \\
 &= 0,36 \%
 \end{aligned}$$

- *Uncertainty* Luas Penampang (A)

$$A = L \times H$$

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

$$\blacksquare \quad dA = \frac{\partial(L \times H)}{\partial L} + \frac{\partial(L \times H)}{\partial H}$$

$$\blacksquare \quad dA = H + L$$

$$\begin{aligned}
 \blacksquare \quad U_{A,L} &= \frac{\delta A,L}{A} \\
 &= \frac{L}{A} \frac{\partial A}{\partial L} U_L \\
 &= \frac{L}{(L \times H)} \cdot H \cdot U_L \\
 &= U_L
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \blacksquare \quad U_{A,H} &= \frac{\delta A,H}{A} \\
 &= \frac{H}{A} \frac{\partial A}{\partial H} U_H \\
 &= \frac{H}{(L \times H)} \cdot L \cdot U_H \\
 &= U_H
 \end{aligned}$$

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

$$U_A = \pm \left\{ \left[\frac{1}{295} \right]^2 + \left[\frac{1}{305,4} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_A = \pm \{[3,39 \times 10^{-3}]^2 + [3,27 \times 10^{-3}]^2\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_A = \pm 0,0471$$

$$U_A = \pm 0,471\%$$

- *Uncertainty* Viskositas Absolut (μ)

$$\begin{aligned}
 u_\mu &= \pm \frac{\partial \mu}{\mu} \\
 &= \frac{1}{\mu} \frac{\partial \mu}{\partial T} \pm \delta T
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \blacksquare \quad \frac{d\mu}{dT} &= \frac{\Delta \mu}{\Delta T} \\
 &= \frac{\mu(29^\circ \text{C}) - \mu(27^\circ \text{C})}{29^\circ \text{C} - 27^\circ \text{C}} \\
 &= \frac{(1,86 \times 10^{-5} - 1,85 \times 10^{-5})}{2^\circ \text{C}} \\
 &= 5 \times 10^{-8} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \blacksquare \quad u_\mu &= \frac{1}{\mu} \frac{\partial \mu}{\partial T} \pm \delta T \\
 &= \frac{1}{1,86 \times 10^{-5} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}} \cdot 5 \times 10^{-8} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \cdot (\pm 0,5^\circ \text{C}) \\
 &= \pm 1,83 \times 10^{-5}
 \end{aligned}$$

- *Uncertainty* pada pembacaan Kecepatan Angin (*Reynolds Number*)

$$\text{Re} = \frac{\rho V L}{\mu}$$

$$\text{Re} = \rho V L \mu^{-1}$$

$$dRe = \frac{\partial Re}{\partial \rho} + \frac{\partial Re}{\partial V} + \frac{\partial Re}{\partial L} + \frac{\partial Re}{\partial \mu}$$

- $\frac{\partial Re}{\partial \rho} = (VL\mu^{-1})$
- $\frac{\partial Re}{\partial V} = (\rho L\mu^{-1})$
- $\frac{\partial Re}{\partial L} = (\rho V\mu^{-1})$
- $\frac{\partial Re}{\partial \mu} = (-\mu^{-2}\rho VL)$

- $$\begin{aligned} u_{Re,\rho} &= \frac{\delta Re,\rho}{Re} \\ &= \frac{\rho}{Re} \frac{\delta Re}{\delta \rho} u_\rho \\ &= \frac{\rho}{Re} (VL\mu^{-1})u_\rho \\ &= u_\rho \end{aligned}$$

- $$\begin{aligned} u_{Re,V} &= \frac{\delta Re,V}{Re} \\ &= \frac{V}{Re} \frac{\delta Re}{\delta V} u_V \\ &= \frac{V}{Re} (\rho L\mu^{-1})u_V \\ &= u_V \end{aligned}$$

- $$\begin{aligned} u_{Re,L} &= \frac{\delta Re,L}{Re} \\ &= \frac{L}{Re} \frac{\delta Re}{\delta L} u_L \\ &= \frac{L}{Re} (\rho V\mu^{-1})u_L \\ &= u_L \end{aligned}$$

- $$\begin{aligned} u_{Re,\mu} &= \frac{\delta Re,\mu}{Re} \\ &= \frac{\mu}{Re} \frac{\delta Re}{\delta \mu} u_\mu \\ &= \frac{\mu}{Re} (-\mu^{-2}\rho VL)u_\mu \\ &= -u_\mu \end{aligned}$$

$$u_{RE} = \pm \{u_\rho^2 + u_V^2 + u_L^2 + (-u_\mu)^2\}^{\frac{1}{2}}$$

Maka setelah substitusi hasil perhitungan, didapat :

$$u_{RE} = \pm \{ (3,6 \times 10^{-3})^2 + (0,025)^2 + (3,39 \times 10^{-3})^2 + (1,83 \times 10^{-5})^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{RE} = \pm 5,36 \times 10^{-3}$$

$$= 0,54\%$$

- *Uncertainty* pada pembacaan neraca pegas (s-m)

$$u_{(s-m)} = \pm \{u_s^2 + u_m^2\}^{\frac{1}{2}} = \left\{ \left(\frac{10}{20} \right)^2 + \left(\frac{0,01}{40,8} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \pm 0,05$$

- *Uncertainty* pada pembacaan jari-jari poros turbin (r)

$$u_{(r)} = \pm \frac{0,01}{12,575} = \pm 0,795$$

- *Uncertainty* Torsi Dinamis (T_D)

$$T_D = (s-m) \times g \times r$$

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

$$\blacksquare \frac{\partial T_D}{\partial (s-m)} = r$$

$$\blacksquare \frac{\partial T_D}{\partial r} = (s-m)$$

$$\blacksquare d U_{T_D, (s-m)} = \frac{\delta T_D, (s-m)}{T_D}$$

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

$$= \frac{(s-m)}{((s-m) \times r)} \cdot r \cdot U_{(s-m)}$$

$$= U_{(s-m)}$$

$$\blacksquare U_{T_D, r} = \frac{\delta T_D, r}{T_D}$$

$$= \frac{r}{T_D} \frac{\partial T_D}{\partial r} U_r$$

$$= \frac{r}{((s-m) \times r)} \cdot (s-m) \cdot U_r$$

$$= U_r$$

Maka setelah substitusi hasil perhitungan, didapat :

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

$$U_{T_D} = \pm \left\{ [0,05]^2 + [0,795]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$U_{T_D} = \pm 0,801$$

$$U_{T_D} = \pm 5,0\%$$

- *Uncertainty* pada pembacaan *Coefficient of Moment* (CM)

$$u_{CM} = \pm \{ [u_{Td}]^2 + [-u_\rho]^2 + [-2u_v]^2 + [u_A^2] + [u_R^2] \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CM} = \pm \{ (0,0501)^2 + (3,6 \times 10^{-3})^2 + (-2 \times 0,025)^2 + (4,71 \times 10^{-3})^2 + (6,549 \times 10^{-3})^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CM} = \pm 5,05 \times 10^{-2}$$

$$= 5,05\%$$

- *Uncertainty* pada pembacaan *Coefficient of Power* (CoP)

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

$$u_{CoP} = \pm \{ (0,05052)^2 + (2,03 \times 10^{-3})^2 \}^{\frac{1}{2}}$$

$$u_{CoP} = \pm 5,06 \times 10^{-2}$$

$$= 5,06\%$$

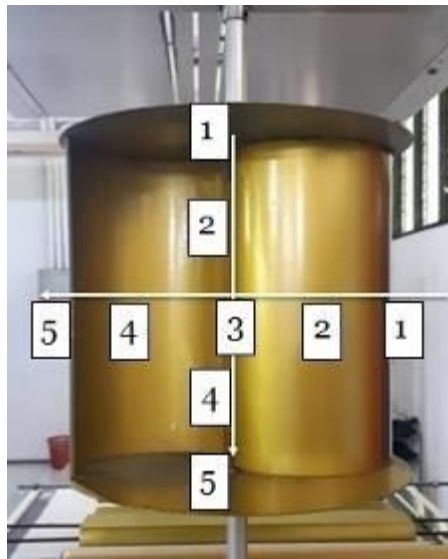
Hasil perhitungan nilai *Uncertainty* pada kecepatan angin 5 m/s pada CoP maksimum turbin angin Savonius Konvensional dapat ditabulasikan pada **Tabel 3.11**.

Tabel 3.11 Hasil Perhitungan *Uncertainty* Turbin Savonius Konvensional pada Kecepatan Angin 5 m/s

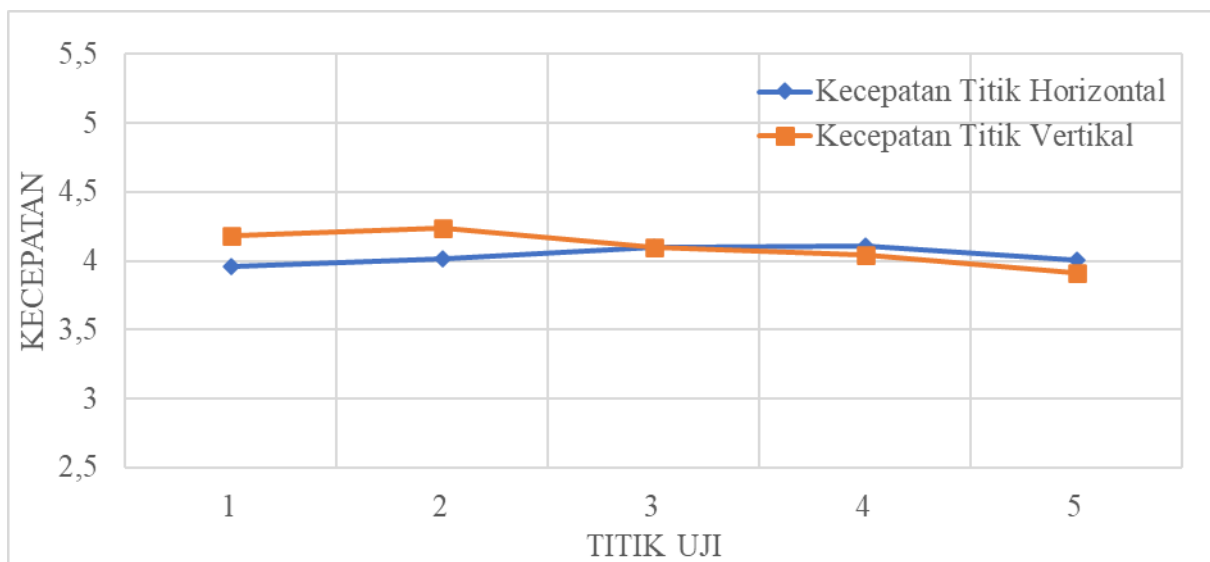
| Parameter | <i>Uncertainty</i> |
|--------------------------------------|--------------------|
| <i>Tip speed ratio</i> (λ) | 0,203% |
| Bilangan <i>Reynolds</i> (Re) | 0,54% |
| <i>Coefficient of Moment</i> (CM) | 5,05% |
| <i>Coefficient of Power</i> (CoP) | 5,06% |

3.7 Uniformity

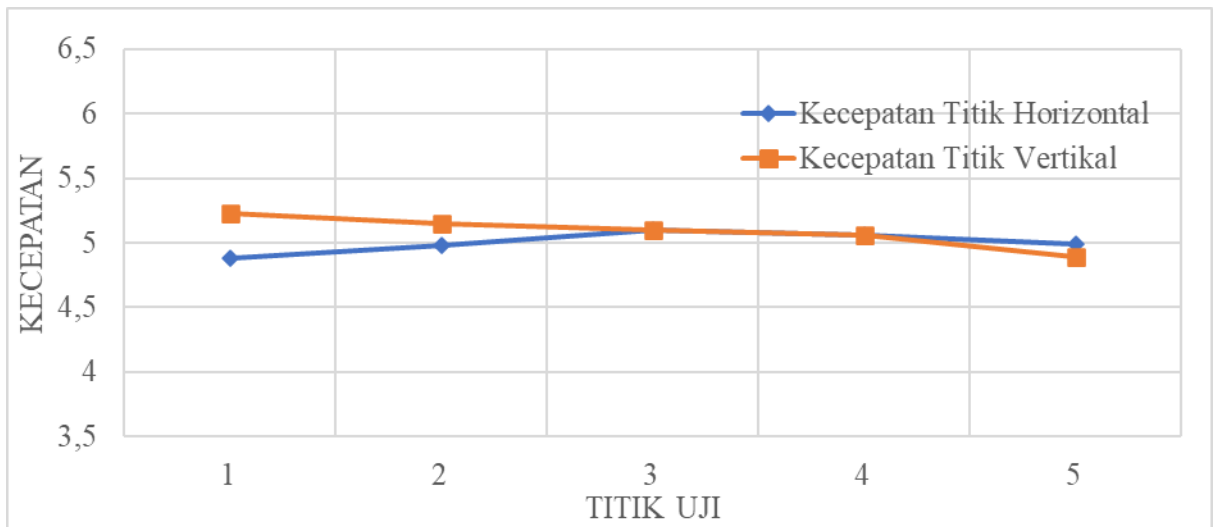
Keseragaman aliran (*uniform flow*) dibutuhkan dalam sebuah penelitian agar didapatkan hasil yang paling ideal. Agar dihasilkan aliran yang uniform, biasanya benda uji diuji di dalam sebuah terowongan angin pada *test section*. Akan tetapi, pada penelitian ini benda uji diletakkan di luar *wind tunnel*, hal ini dilakukan agar penelitian ini berada pada kondisi seperti di kondisi aslinya. Untuk menentukan keseragaman aliran pada kondisi *external flow* lebih sulit dibandingkan pada kondisi *internal flow*. Hal ini dikarenakan pada aliran eksternal memiliki sumber yang tidak hanya 1 titik, melainkan dari banyak titik. *Uniformity test* aliran udara dilakukan pada sisi *upstream* turbin angin Savonius dengan melakukan pengukuran kecepatan aliran fluida udara pada 5 titik vertikal dan 5 titik horizontal seperti pada **Gambar 3.16**. *Uniformity test* dilakukan di depan turbin angin Savonius pada jarak 755 mm atau 4.5 kali diameter sudu turbin angin Savonius. **Gambar 3.17** hingga **Gambar 3.20** merupakan hasil pengujian keseragaman aliran yang telah dilakukan.



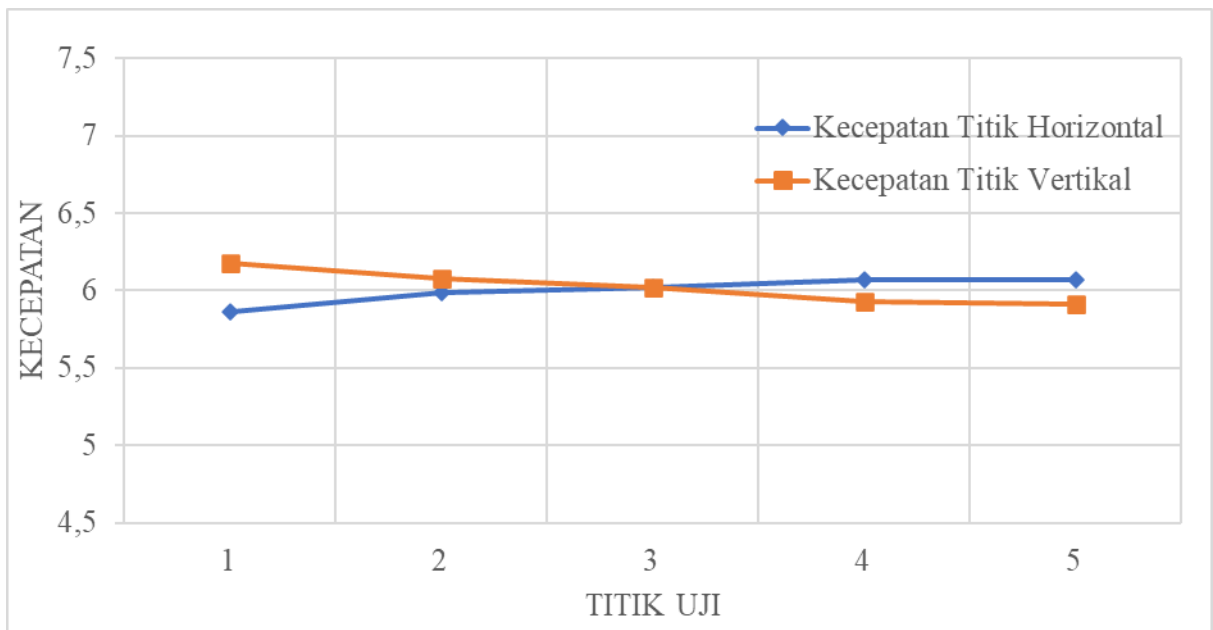
Gambar 3. 16 Posisi titik sampel pengambilan kecepatan angin



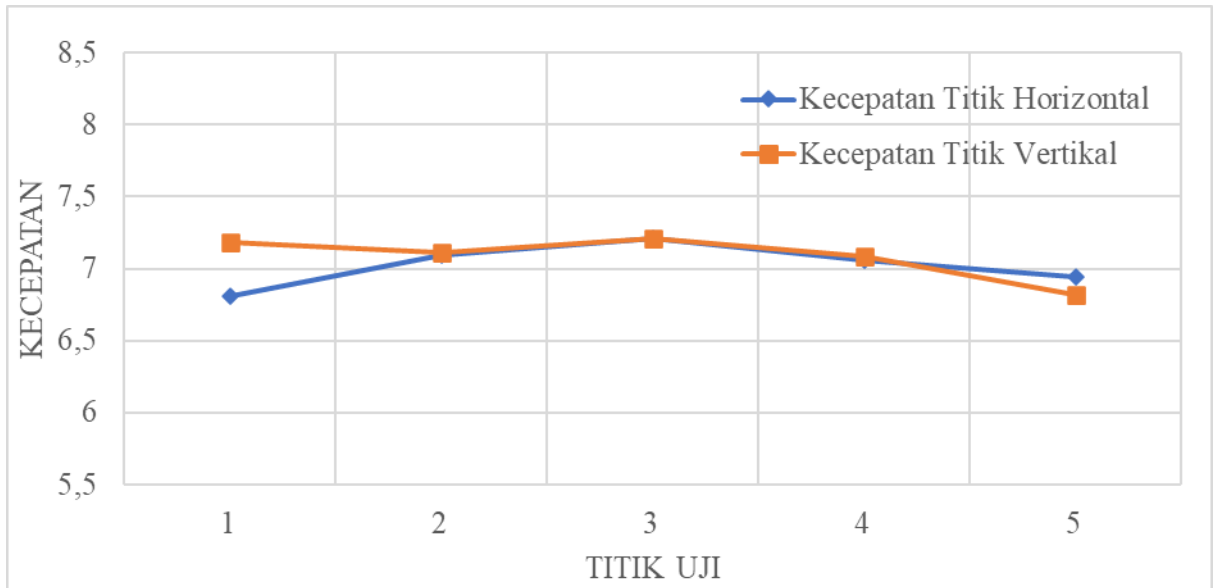
Gambar 3. 17 Uniformity pada Kecepatan Angin 4 m/s



Gambar 3. 18 *Uniformity* pada Kecepatan Angin 5 m/s



Gambar 3. 19 *Uniformity* pada Kecepatan Angin 6 m/s



Gambar 3. 20 *Uniformity* pada Kecepatan Angin 7 m/s

BAB 4 ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan

Pengambilan data pada penelitian ini menggunakan udara sebagai fluida kerja dengan beberapa hal yang diasumsikan seperti aliran *steady* dan *incompressible* memiliki nilai sebagai berikut :

1. Tekanan *absolute* udara dalam keadaan standar (P_{std}) = $1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.
2. Temperatur udara dalam keadaan standar (T_{std}) = 288,2 K.
3. Massa jenis udara dalam keadaan standar (ρ_{std}) = $1,225 \text{ kg/m}^3$.
4. Temperatur udara ruang kerja (saat penelitian) (T_2) = $27,5 \text{ }^\circ\text{C} = 300,5 \text{ K}$

Data diatas merupakan data standar yang akan digunakan untuk contoh perhitungan dan perhitungan pada penelitian ini. Adapun perhitungan yang dilakukan dalam penelitian ini adalah :

4.1.1 Perhitungan Reynolds Number

A. Mencari Massa Jenis Udara (ρ)

Dari persamaan Boyle – Gay Lussac mengenai pemuaiian gas didapatkan didapatkan bahwa:

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

Karena $V = \frac{m}{\rho}$, maka Persamaan 4.2 berubah menjadi:

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

Keadaan 1 dan 2 berada pada ketinggian yang sama sehingga $P_1 = P_2$ dan massa udara pada keadaan 1 dan 2 maka $m_1 = m_2$. Berdasarkan batasan tersebut, maka Persamaan 4.3 menjadi:

$$\rho_2 = \frac{T_1 \rho_1}{T_2} \dots\dots\dots (4.3)$$

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \text{ kg/m}^3}{30,5 \text{ K}}$$

$$\rho_2 = 1,174 \text{ kg/m}^3$$

B. Mencari Viskositas Udara

Untuk perhitungan viskositas udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu:

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

dimana untuk udara:

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

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

T = temperatur saat penelitian = 30,5 K

Dari nilai-nilai tersebut, kemudian dimasukkan kedalam Persamaan 4.4, sehingga didapatkan :

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s \cdot K^{1/2}} (30,5 K)^{3/2}}{(110,4 + 30,5)K}$$

$$\mu = 1,87 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

C. Reynolds Number

Bilangan *Reynolds* pada kecepatan 6 m/s dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

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

dimana :

$$\begin{aligned} L &= 2D - b - 2x = (2 \times 165,2) - 19 - (2 \times 3) \\ &= 305,4 \text{ mm} \\ &= 0,3054 \text{ m} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan nilai panjang karakteristik, nilai tersebut dimasukkan ke dalam persamaan 2.3, sehingga didapatkan hasil sebagai berikut :

$$Re = \frac{1,174 \text{ kg/m}^3 \times 6 \text{ m/s} \times 0,3054 \text{ m}}{\left(1,87 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}\right)} = 116390 \approx 11,64 \times 10^4$$

Hasil perhitungan Bilangan *Reynolds* pada kecepatan udara 4, 5, 6, 7 m/s dapat ditabulasikan pada **Tabel 4.1**.

Tabel 4. 1 Reynolds Number pada Kecepatan Udara 4 hingga 7 m/s

| Kecepatan Aliran Udara (m/s) | <i>Reynolds Number</i> |
|------------------------------|------------------------|
| 4 | 87293 |
| 5 | 96992 |
| 6 | 116390 |
| 7 | 135789 |

4.1.2 Perhitungan Tip Speed Ratio (λ)

Untuk mendapatkan nilai *Tip Speed Ratio* (λ) pada bilangan *Reynolds* $11,64 \times 10^4$ dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

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

dimana :

$$n = 332,5 \text{ rpm}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi (332,5)}{60} = 34,82 \text{ rad/s}$$

$$R = \frac{L}{2}$$

$$= 152,7 \text{ mm}$$

$$= 0,1527 \text{ m}$$

$$V = 6 \text{ m/s}$$

Sehingga didapatkan nilai :

$$\lambda = \frac{34,82 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,1527 \text{ m}}{6 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,89$$

4.1.3 Perhitungan Coefficient of Power (CoP)

Untuk mendapatkan nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada bilangan *Reynolds* $11,56 \times 10^4$ ($V = 6 \text{ m/s}$), dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

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

dimana :

$$A = L.H = 0,309 \text{ m} \times 0,295 \text{ m} = 0,090 \text{ m}^2$$

$$r = 12,5 \text{ mm}$$

$$= 0,0125 \text{ m}$$

$$\omega = 34,82 \text{ rad/s}$$

$$m = 20,01 \text{ gr} = 0,0201 \text{ kg}$$

$$s = 70 \text{ gr} = 0,07 \text{ kg}$$

Sehingga didapatkan nilai CoP :

$$CoP = \frac{\left| \frac{20,01 - 70}{100} \right| \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,0125 \text{ m} \cdot 34,82 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{\frac{1}{2} \cdot 1,174 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,090 \text{ m}^2 \cdot \left(6 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^3}$$

$$= 0,0188$$

$$= 1,88 \%$$

4.1.4 Perhitungan *Coefficient of Moment* (CM)

Untuk mendapatkan nilai *Coefficient of Moment* (CM) pada bilangan *Reynolds* $11,64 \times 10^4$ ($V = 6$ m/s) dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

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

Sehingga didapatkan nilai CM :

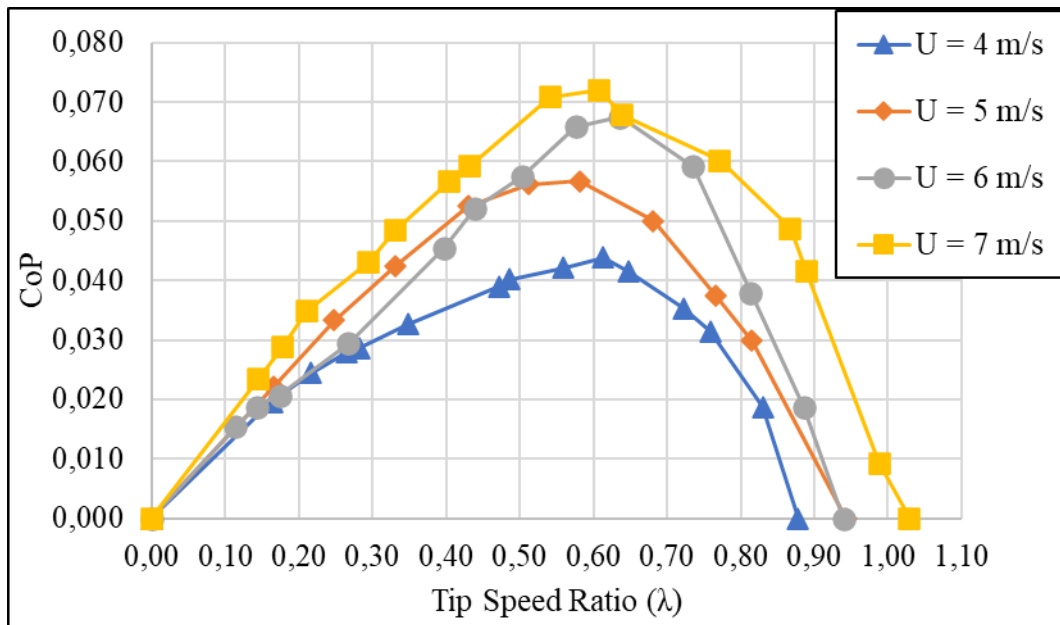
$$C_M = \frac{0,0188}{0,89} = 0,0212$$

4.2 Analisa Performa Turbin Angin Savonius Konvensional dengan Variasi Kecepatan 4, 5, 6, 7 m/s

Pada sub bab ini, dilakukan analisa dari performa turbin angin Savonius konvensional (tanpa silinder pengganggu). Adapun variasi yang akan dianalisa adalah kecepatan angin. Sebelum dilakukan analisa performa dari turbin angin Savonius akibat pengaruh silinder pengganggu, maka perlu dilakukan analisa performa turbin angin Savonius tanpa adanya penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Analisa yang dilakukan disajikan dalam bentuk grafik. Analisa yang dilakukan meliputi *Coefficient of Power* (CoP_0) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ), *Coefficient of Moment* (CM_0) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ), dan torsi statis yang dihasilkan oleh turbin terhadap posisi sudut blade (θ).

4.2.1 Analisa Nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) Terhadap Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Angin Savonius Konvensional

Besarnya nilai dari *Coefficient of Power* merepresentasikan performa dari turbin angin Savonius. Hasil pengukuran dan pengolahan data *Coefficient of Power* turbin angin Savonius konvensional (CoP_0) sebagai fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada masing-masing kecepatan angin dapat dilihat pada **Gambar 4.1**.



Gambar 4. 1 Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius Konvensional (CoP_0) sebagai fungsi Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan 4, 5, 6, dan 7 m/s

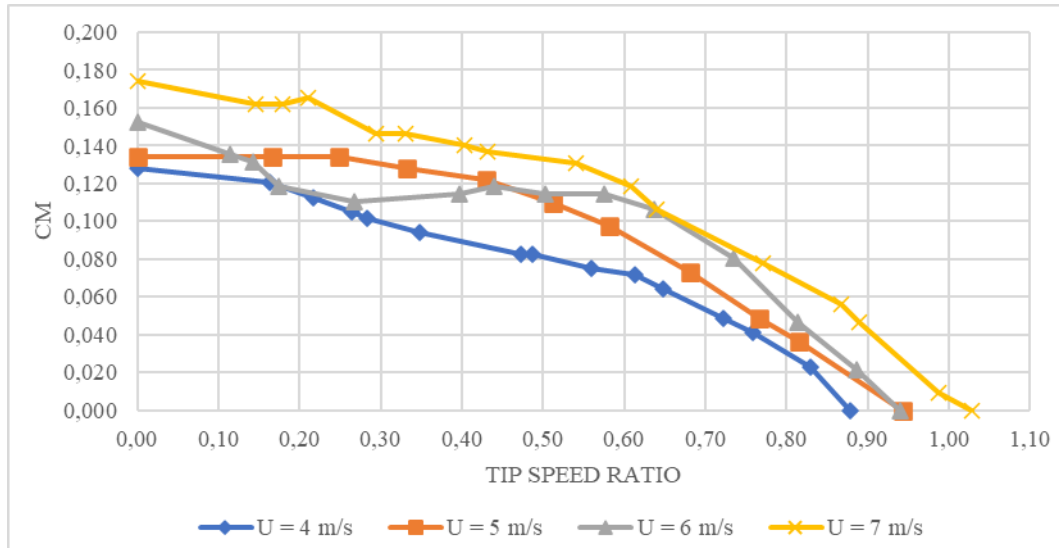
Pada **Gambar 4.1** dapat dilihat bahwa profil kurva grafik CoP yang terbentuk adalah parabolik. Berdasarkan **Gambar 4.1**, nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai Tip Speed Ratio (λ) hingga mencapai λ optimum pada nilai *Coefficient of Power* maksimum. Setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) akan menurun seiring bertambahnya nilai λ . Pada kecepatan 4 m/s nilai CoP maksimum sebesar 0,044 dengan $\lambda = 0,61$; lalu pada kecepatan 5 m/s nilai CoP_0 maksimum sebesar 0,057 dengan $\lambda = 0,58$; kemudian pada kecepatan 6 m/s nilai CoP_0 maksimum sebesar 0,067 dengan $\lambda = 0,64$; dan pada kecepatan 7 m/s nilai CoP_0 maksimum sebesar 0,072 dengan $\lambda = 0,61$.

Berdasarkan hasil yang diperoleh, performa tertinggi berada pada variasi kecepatan angin 7 m/s. Hal ini disebabkan karena semakin tinggi energi angin yang diberikan ke turbin, maka semakin tinggi juga nilai selisih gaya drag antara dua blade turbin, sehingga *Coefficient of Power* turbin semakin tinggi dan performanya semakin baik. Performa terbaik dari turbin angin Savonius konvensional efektif pada kecepatan 7 m/s karena diperoleh *Coefficient of Power* (CoP_0) maksimum sebesar 0,072 pada Tip Speed Ratio (λ) optimum 0,61. Sehingga dapat diartikan semakin tinggi kecepatan angin atau bilangan *Reynolds* maka nilai CoP pada turbin angin Savonius Konvensional juga semakin tinggi hingga kecepatan angin 7 m/s.

Berdasarkan **Gambar 4.1**, juga dapat dilihat bahwa ada perbedaan nilai yang jauh antara kurva grafik 4 m/s dengan 7 m/s. Hal ini dikarenakan adanya perbedaan jumlah putaran turbin (n) yang signifikan pada kecepatan angin 7 m/s bila dibandingkan dengan kecepatan angin 4 m/s. Putaran turbin ketika tidak dibebani ($m = 0$ gr) pada kecepatan angin 7 m/s sebesar 450,46 rpm sedangkan pada kecepatan angin 4 m/s sebesar 247 rpm. Sedangkan antara kurva grafik pada kecepatan 5 m/s dengan 6 m/s, terdapat perbedaan nilai CoP maksimumnya dengan kecepatan 6 m/s lebih tinggi daripada 5 m/s.

4.2.2 Analisa Nilai *Coefficient of Moment* (CM_0) Terhadap Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) Turbin Angin Savonius Konvensional

Besarnya nilai *Coefficient of Moment* (CM_0) juga merepresentasikan performa dari turbin angin Savonius. Hasil pengukuran dan pengolahan data pada *Coefficient of Moment* terhadap *Tip Speed Ratio* turbin angin Savonius konvensional pada masing-masing kecepatan angin dapat dilihat pada **Gambar 4.2**.



Gambar 4. 2 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) sebagai fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) pada Kecepatan Angin 4, 5, 6, dan 7 m/s

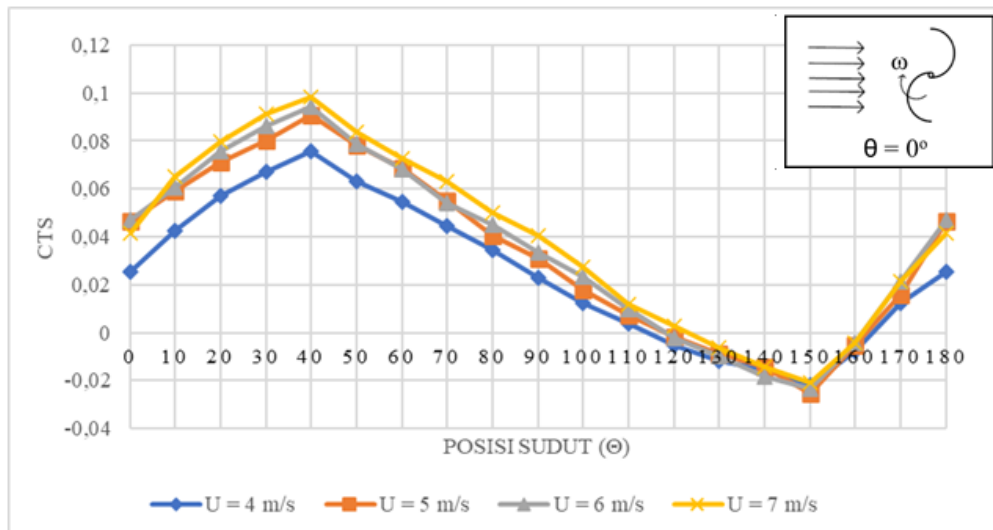
Berdasarkan **Gambar 4.2** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* (CM_0) mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM_0) maksimum pada semua variasi kecepatan angin didapat saat torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti. Dari **Gambar 4.2** didapatkan bahwa pada kecepatan 4 m/s didapatkan CM_0 maksimum sebesar 0,128 pada $\lambda = 0$, pada kecepatan 5 m/s didapatkan CM_0 maksimum sebesar 0,134 pada $\lambda = 0$, pada kecepatan 6 m/s didapatkan CM_0 maksimum sebesar 0,152 pada $\lambda = 0$, pada kecepatan 7 m/s didapatkan CM_0 maksimum sebesar 0,174 pada $\lambda = 0$.

Berdasarkan hasil yang diperoleh, dari *trendline* grafik dapat dilihat bahwa pada kecepatan 7 m/s berada pada posisi paling atas, sehingga kecepatan 7 m/s yang merupakan kecepatan maksimum pada turbin angin Savonius Konvensional memiliki performa yang paling bagus daripada variasi kecepatan lainnya. Selain itu, Nilai CM_0 pada kecepatan angin 4, 5, dan 6 m/s semakin naik seiring naiknya kecepatan angin. Oleh karena itu, semakin tinggi kecepatan angin yang mempengaruhi turbin angin Savonius Konvensional maka semakin meningkatkan performa turbin sampai mencapai kecepatan angin maksimum yaitu 7 m/s.

4.2.3 Analisa *Static Torque Coefficient* Turbin Angin Savonius Tanpa Silinder Pengganggu

Static Torque Coefficient adalah torsi minimum yang diperlukan untuk menggerakkan turbin dari posisi diamnya. Kemampuan *self starting* turbin angin Savonius yang baik terdapat pada nilai *Static Torque Coefficient* yang bernilai positif pada semua posisi sudut blade

karena dapat menangkap aliran udara dari berbagai kondisi. Sedangkan pada posisi sudut blade yang menghasilkan nilai *Static Torque Coefficient* negatif menunjukkan bahwa turbin Savonius tidak memiliki kemampuan *self starting*, sehingga pada sudut tertentu tersebut turbin angin Savonius membutuhkan torsi awal untuk berputar. Pengambilan data torsi statis dilakukan dengan cara mengukur dengan *torquemeter* dari turbin angin Savonius konvensional pada saat *blade* turbin angin Savonius berada pada posisi sudut $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ dengan tiap kenaikan 10° . Torsi statis yang diukur pada penelitian ini menggunakan variasi kecepatan 4, 5, 6, dan 7 m/s. Data hasil pengukuran torsi statis ini kemudian diolah menjadi *Static Torque Coefficient* (CTS_0) fungsi posisi sudut blade (θ) dengan variasi kecepatan yang ditunjukkan pada **Gambar 4.3**.



Gambar 4. 3 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) sebagai Fungsi Posisi Sudut Sudu (θ)

Berdasarkan **Gambar 4.3** dapat dilihat bahwa kurva grafik *Static Torque Coefficient* berprofil sinusoidal pada semua variasi kecepatan angin. Pada semua variasi kecepatan angin didapatkan bahwa nilai *Static Torque Coefficient* mengalami peningkatan dari sudut 0° hingga 40° . Lalu nilai *Static Torque Coefficient* mengalami penurunan hingga sudut 150° untuk semua variasi kecepatan angin. Kemudian nilai *Static Torque Coefficient* mengalami kenaikan kembali hingga sudut 180° pada semua variasi kecepatan angin. Pada kecepatan angin 4 m/s didapatkan nilai *Static Torque Coefficient* maksimum sebesar 0,0756 pada sudut 40° dan nilai *Static Torque Coefficient* minimum yaitu dengan nilai sebesar -0,0216 pada sudut 150° . Pada kecepatan angin 5 m/s didapatkan nilai *Static Torque Coefficient* maksimum sebesar 0,0906 pada sudut 40° dan nilai *Static Torque Coefficient* minimum sebesar -0,0253 pada sudut 150° . Pada kecepatan angin 6 m/s didapatkan nilai *Static Torque Coefficient* maksimum sebesar 0,0944 pada sudut 40° dan nilai *Static Torque Coefficient* minimum yaitu sebesar -0,0233 pada sudut 150° . Pada kecepatan angin 7 m/s didapatkan nilai *Static Torque Coefficient* maksimum sebesar 0,0982 pada sudut 40° dan nilai *Static Torque Coefficient* minimum sebesar -0,0210 pada sudut 150° . Nilai *Static Torque Coefficient* semua variasi kecepatan memiliki rentang sudut yang cenderung mirip dan membentuk trendline.

Static Torque Coefficient nilai *peak* maksimum tertinggi terjadi pada saat kecepatan angin 7 m/s, karena semakin besar kecepatan angin semakin besar pula gaya *drag* yang diterima turbin angin Savonius. Akan tetapi *Static Torque Coefficient* nilai *peak* minimum

terendah terjadi pada saat kecepatan angin 5 m/s, karena peningkatan kecepatan angin belum tentu memperbaiki nilai torsi negatif turbin Savonius. Pada penelitian ini, nilai torsi dengan harga yang semakin negatif berarti pada sudut tertentu turbin angin Savonius membutuhkan torsi awal yang lebih untuk berputar, mengingat nilai torsi yang negatif mengindikasikan ketidakmampuan turbin untuk melakukan *self-starting*.

Hasil pengukuran dan pengolahan data didapatkan bahwa turbin angin Savonius mempunyai torsi positif terbesar pada sudut 40° dan torsi negatif terbesar pada sudut 150° untuk semua variasi kecepatan angin. Hal ini dapat terjadi karena ada sudut 0° sampai 40° , serta pada sudut 150° sampai 180° pada semua variasi kecepatan, terjadi peningkatan nilai *Static Torque Coefficient* akibat posisi *advancing blade* yang semakin mendekati arah datangnya angin sehingga luasan *frontal area* yang terpapar angin semakin luas dan mengakibatkan gaya *drag* pada sisi *advancing blade* membesar sedangkan sisi *returning blade* menjauhi datangnya arah angin sehingga gaya *drag* yang terjadi mengecil sehingga selisih gaya *drag* pada kedua sudu akan lebih meningkat lagi dan *Static Torque Coefficient* pun akan ikut meningkat. Penurunan nilai *Static Torque Coefficient* terjadi pada sudut 40° sampai dengan sudut 150° dikarenakan posisi *advancing blade* yang semakin menjauhi arah datangnya angin mengakibatkan gaya *drag* pada sisi *advancing blade* mengecil sedangkan sisi *returning blade* mendekati datangnya arah angin sehingga gaya *drag* yang terjadi membesar. Kemudian menyebabkan selisih gaya *drag* antara kedua sudu akan semakin mengecil dan *Static Torque Coefficient* yang terjadi akan mengecil juga. Pada penelitian ini didapatkan bahwa posisi sudut 40° merupakan posisi dimana turbin angin Savonius menghasilkan *Static Torque Coefficient* maksimum dan juga didapatkan nilai *Static Torque Coefficient* minimum dengan harga negatif pada posisi sudut 150° . Ketika *blade* turbin Savonius berada pada posisi 40° , nilai *Static Torque Coefficient* yang positif menandakan bahwa turbin dapat melakukan *self starting* pada posisi tersebut. Di sisi lain, ketika *blade* turbin berada pada posisi 150° , nilai *Static Torque Coefficient* yang negatif menandakan bahwa turbin tidak dapat melakukan *self starting* pada posisi tersebut. Sehingga, untuk meningkatkan kemampuan *self starting* turbin, maka perlu dilakukan upaya agar nilai torsi statis pada semua sudut menjadi lebih positif atau mengurangi nilai negatif pada posisi *blade* yang memiliki torsi statis dengan nilai negatif.

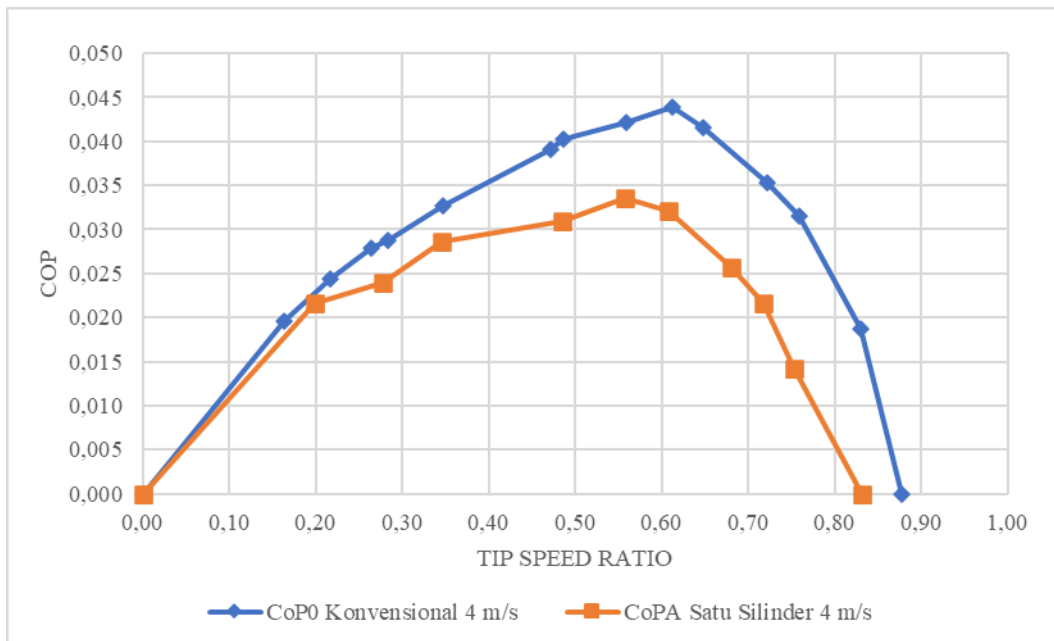
4.3 Analisa Performa Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu dengan Variasi Kecepatan 4, 5, 6, 7 m/s

Pada sub bab ini, analisa dari performa turbin angin Savonius dilakukan dengan menggunakan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*. Silinder pengganggu yang digunakan yaitu $d/D = 0,5$ dengan rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius terhadap diameter turbin angin Savonius (Y/D) = 1,32. Analisa yang dilakukan disajikan dalam bentuk grafik *Coefficient of Power* (CoP_A) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ), *Coefficient of Moment* (CM_A) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) dan *Static Torque Coefficient* (CTS_A) terhadap posisi sudut *blade* (θ).

4.3.1 Analisa Nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) Terhadap Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) antara Turbin Angin Savonius Konvensional dan dengan Satu Silinder

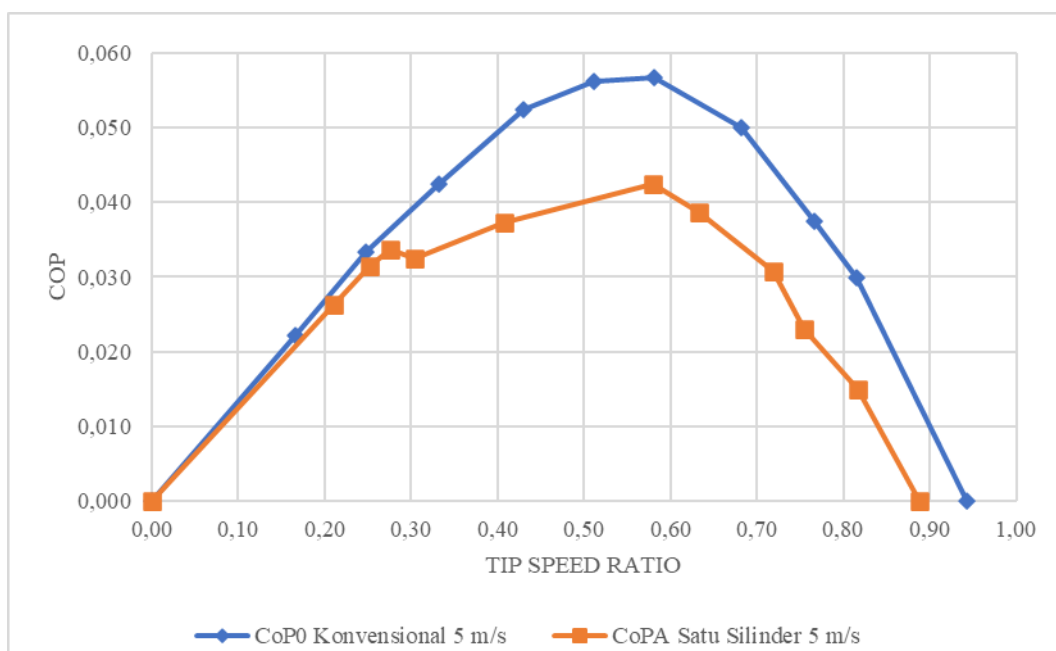
Gambar 4.4 hingga **Gambar 4.7** menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius konvensional (CoP_0) dan dengan satu silinder pengganggu (CoP_A) sebagai

fungsi dari *Tip Speed Ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s.



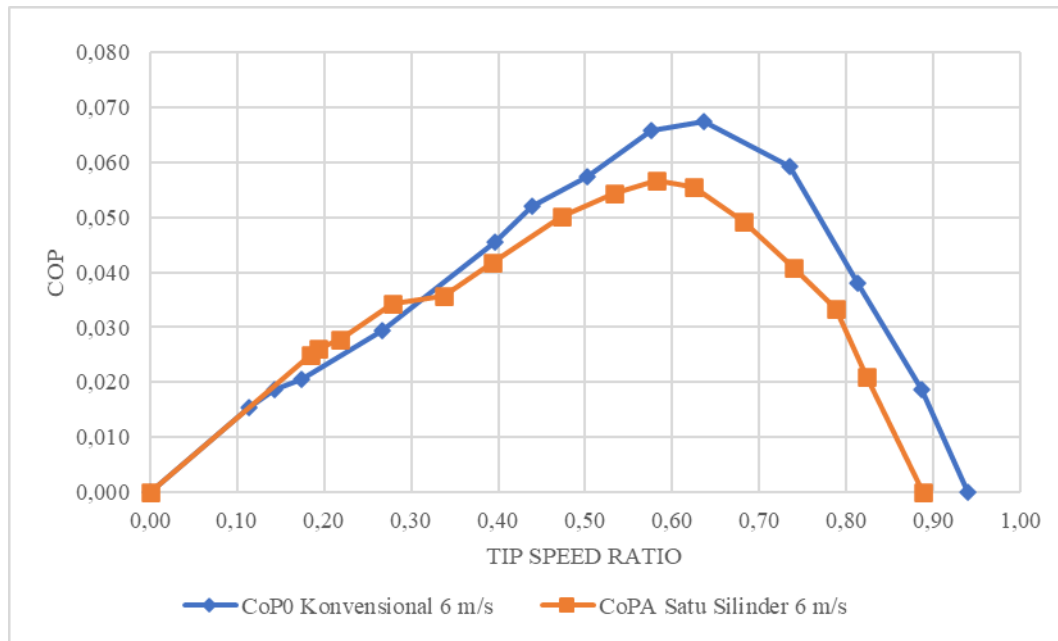
Gambar 4. 4 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Savonius Konvensional (CoP_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) pada Kecepatan Angin 4 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.4** dapat dilihat bahwa grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) membentuk *trendline* berupa parabolik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai *Tip Speed Ratio* (λ) hingga mencapai nilai *Coefficient of Power* maksimum pada *Tip Speed Ratio* optimum. Kemudian setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun seiring bertambahnya nilai *Tip Speed Ratio*. Berdasarkan **Gambar 4.4**, pada kecepatan udara 4 m/s nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) Konvensional maksimum sebesar 0,044 dengan $\lambda = 0,61$ sedangkan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP_A) dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,034 dengan $\lambda = 0,56$. Penggunaan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada kecepatan 4 m/s mengalami penurunan *Coefficient of Power* dibandingkan konvensional yaitu dari 0,044 menjadi 0,034 atau terjadi penurunan nilai *Coefficient of Power* maksimum sebesar 23,33% dari nilai *Coefficient of Power* maksimum turbin konvensional. Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade*, terjadi peningkatan gaya *drag* akibat efek *nozzle* pada sisi cembung *advancing blade*. Ketidaksihesuaian dengan hipotesa ini diduga karena posisi silinder pengganggu yang terlalu dekat terhadap turbin sehingga silinder dan turbin seolah-olah membentuk sebuah gabungan dari dua buah *bluff body*. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Sehingga peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan dan torsi dinamis turbin mengalami penurunan. Akibatnya *Coefficient of Power* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*.



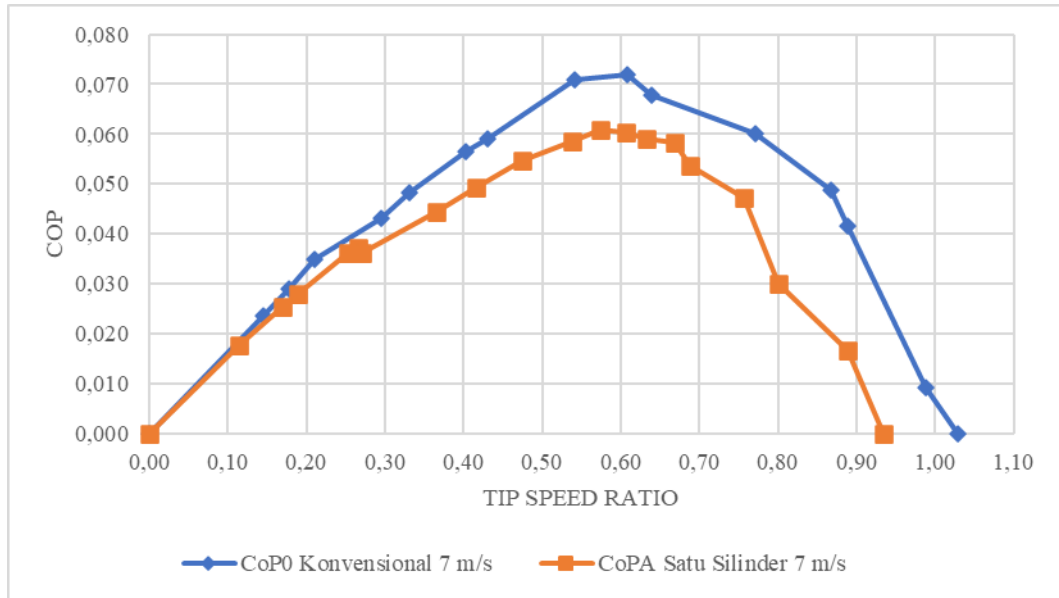
Gambar 4. 5 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Savonius Konvensional (CoP_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 5 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.5** dapat dilihat bahwa grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) membentuk *trendline* berupa parabolik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai *Tip Speed Ratio* (λ) hingga mencapai nilai *Coefficient of Power* maksimum pada *Tip Speed Ratio* optimum. Kemudian setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun seiring bertambahnya nilai *Tip Speed Ratio*. Berdasarkan **Gambar 4.5**, pada kecepatan udara 5 m/s nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) Konvensional maksimum sebesar 0,057 dengan $\lambda = 0,58$ sedangkan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP_A) dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,042 dengan $\lambda = 0,58$. Penggunaan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada kecepatan 5 m/s mengalami penurunan *Coefficient of Power* dibandingkan konvensional yaitu dari 0,057 menjadi 0,042 atau terjadi penurunan nilai *Coefficient of Power* maksimum sebesar 25,25% dari nilai *Coefficient of Power* maksimum turbin konvensional. Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade*, terjadi peningkatan gaya *drag* akibat *efek nozzle* pada sisi cembung *advancing blade*. Ketidaksihesuaian dengan hipotesa ini diduga karena posisi silinder pengganggu yang terlalu dekat terhadap turbin sehingga silinder dan turbin seolah-olah membentuk sebuah gabungan dari dua buah *bluff body*. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada *efek nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Sehingga peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan dan torsi dinamis turbin mengalami penurunan. Akibatnya *Coefficient of Power* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*.



Gambar 4. 6 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Savonius Konvensional (CoP_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 6 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.6** dapat dilihat bahwa grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) membentuk *trendline* berupa parabolik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai *Tip Speed Ratio* (λ) hingga mencapai nilai *Coefficient of Power* maksimum pada *Tip Speed Ratio* optimum. Kemudian setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun seiring bertambahnya nilai *Tip Speed Ratio*. Berdasarkan **Gambar 4.6**, pada kecepatan udara 6 m/s nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) Konvensional maksimum sebesar 0,067 dengan $\lambda = 0,64$ sedangkan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP_A) dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,057 dengan $\lambda = 0,58$. Penggunaan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada kecepatan 6 m/s mengalami penurunan *Coefficient of Power* dibandingkan konvensional yaitu dari 0,067 menjadi 0,057 atau terjadi penurunan nilai *Coefficient of Power* maksimum sebesar 15,92% dari nilai *Coefficient of Power* maksimum turbin konvensional. Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade*, terjadi peningkatan gaya *drag* akibat *efek nozzle* pada sisi cembung *advancing blade*. Ketidaksihesuaian dengan hipotesa ini diduga karena posisi silinder pengganggu yang terlalu dekat terhadap turbin sehingga silinder dan turbin seolah-olah membentuk sebuah gabungan dari dua buah *bluff body*. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada *efek nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Sehingga peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan dan torsi dinamis turbin mengalami penurunan. Akibatnya *Coefficient of Power* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*.



Gambar 4. 7 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Savonius Konvensional (CoP_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 7 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.7** dapat dilihat bahwa grafik *Coefficient of Power* terhadap Tip Speed Ratio (λ) membentuk *trendline* berupa parabolik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai Tip Speed Ratio (λ) hingga mencapai nilai *Coefficient of Power* maksimum pada Tip Speed Ratio optimum. Kemudian setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun seiring bertambahnya nilai Tip Speed Ratio. Berdasarkan **Gambar 4.7**, pada kecepatan udara 7 m/s nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) Konvensional maksimum sebesar 0,072 dengan $\lambda = 0,61$ sedangkan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP_A) dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,061 dengan $\lambda = 0,57$. Penggunaan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada kecepatan 7 m/s mengalami penurunan *Coefficient of Power* dibandingkan konvensional yaitu dari 0,072 menjadi 0,061 atau terjadi penurunan nilai *Coefficient of Power* maksimum sebesar 15,56% dari nilai *Coefficient of Power* maksimum turbin konvensional. Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade*, terjadi peningkatan gaya drag akibat efek *nozzle* pada sisi cembung *advancing blade*. Ketidaksihesuaian dengan hipotesa ini diduga karena posisi silinder pengganggu yang terlalu dekat terhadap turbin sehingga silinder dan turbin seolah-olah membentuk sebuah gabungan dari dua buah *bluff body*. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Sehingga peningkatan gaya drag pada *advancing blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan dan torsi dinamis turbin mengalami penurunan. Akibatnya *Coefficient of Power* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*.

Tabel 4. 2 Perbandingan nilai CoP dan TSR Turbin Konvensional dan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4; 5; 6; dan 7 m/s

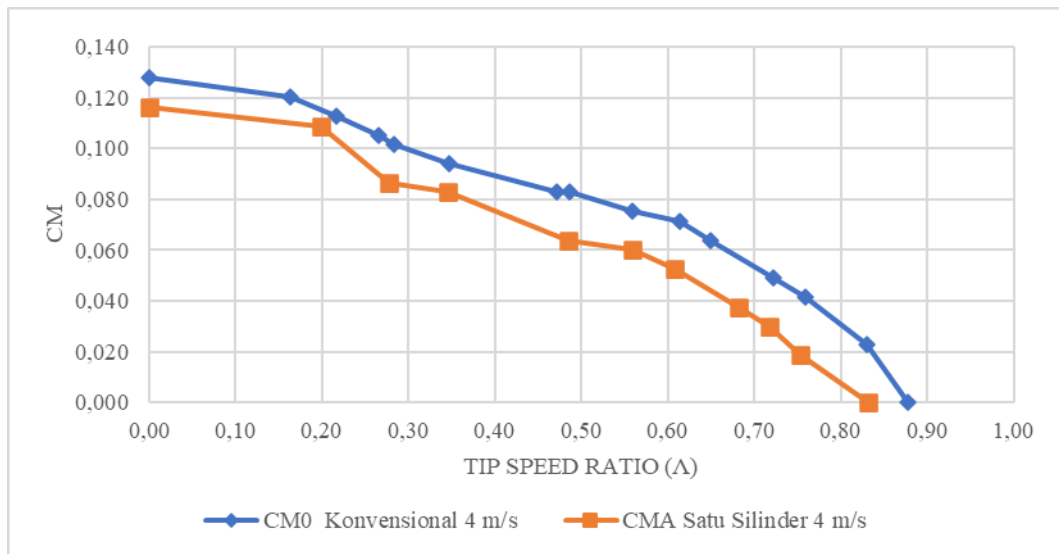
| Y/D | Kecepatan angin | Konvensional | | 1 Silinder | | ΔCoP | % Penurunan |
|------|-----------------|----------------------------|-----------|----------------------------|-----------|--------------------|-------------|
| | | $\text{CoP}_{0\text{max}}$ | λ | $\text{CoP}_{A\text{max}}$ | λ | | |
| 1,32 | 4 | 0,0439 | 0,613 | 0,0336 | 0,558 | 0,0103 | -23,33 |
| | 5 | 0,0568 | 0,581 | 0,0424 | 0,580 | 0,0144 | -25,25 |
| | 6 | 0,0674 | 0,636 | 0,0567 | 0,581 | 0,0107 | -15,92 |
| | 7 | 0,0720 | 0,608 | 0,0608 | 0,574 | 0,0112 | -15,56 |

Berdasarkan **Tabel 4.2** di atas, disimpulkan bahwa pemberian silinder pengganggu di samping *advancing blade* menghasilkan penurunan pada CoP. Penurunan CoP maksimum yang terbesar terjadi pada variasi kecepatan udara yaitu 5 m/s sebesar 25,25% setelah diberi silinder pengganggu, sedangkan penurunan CoP maksimum terendah terjadi di kecepatan angin 7 m/s sebesar 15,56% setelah diberi silinder pengganggu. Pada eksperimental turbin dengan satu silinder pengganggu dengan rasio jarak silinder pengganggu $Y/D = 1,32$ ini, belum dapat disimpulkan adanya kecepatan angin optimum karena setelah diberi pengganggu menghasilkan CoP yang menurun pada semua variasi kecepatan angin.

Dengan menurunnya CoP maksimum turbin setelah diberi pengganggu maka dapat disimpulkan bahwa dengan pemberian silinder pengganggu yang terlalu dekat dengan turbin di samping *advancing blade*, maka secara teori akan mempengaruhi bentuk *boundary layer* aliran angin di sekitar *advancing blade*, dimana seolah-olah silinder dan turbin menyatu menjadi sebuah *bluff body* utuh. Hal ini menyebabkan penurunan tekanan di samping *advancing blade* tidak sesuai harapan, sehingga efek nozzle diduga tidak sesuai hipotesa dan peningkatan gaya drag juga tidak sesuai harapan.

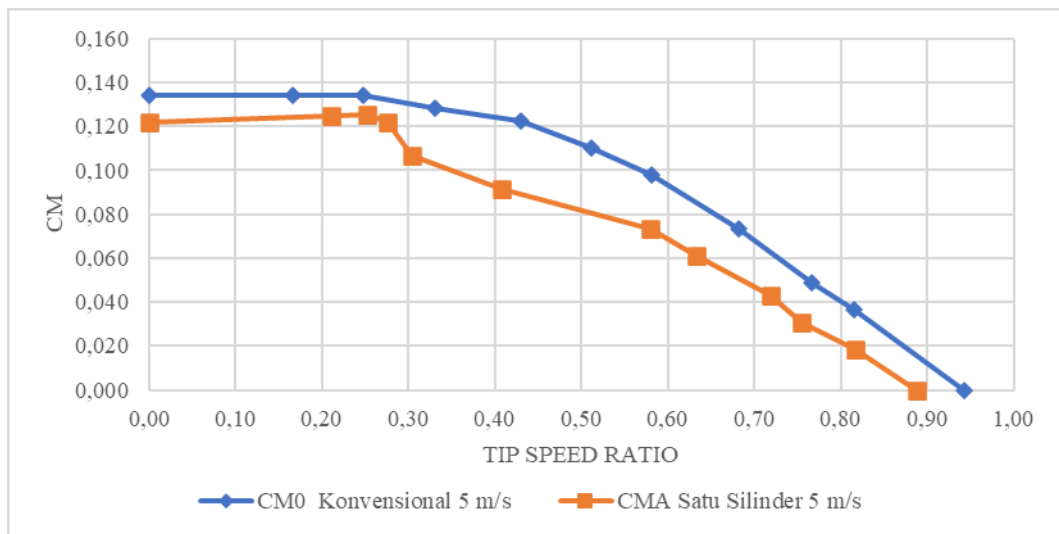
4.3.2 Analisa Nilai *Coefficient of Moment* (CM_0) Terhadap Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) antara Turbin Angin Savonius Konvensional dan dengan Satu Silinder

Gambar 4.8 hingga **Gambar 4.11** menunjukkan grafik *Coefficient of Moment* turbin angin Savonius konvensional (CM_0) dan dengan satu silinder pengganggu (CM_A) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* (λ). Pengukuran dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s.



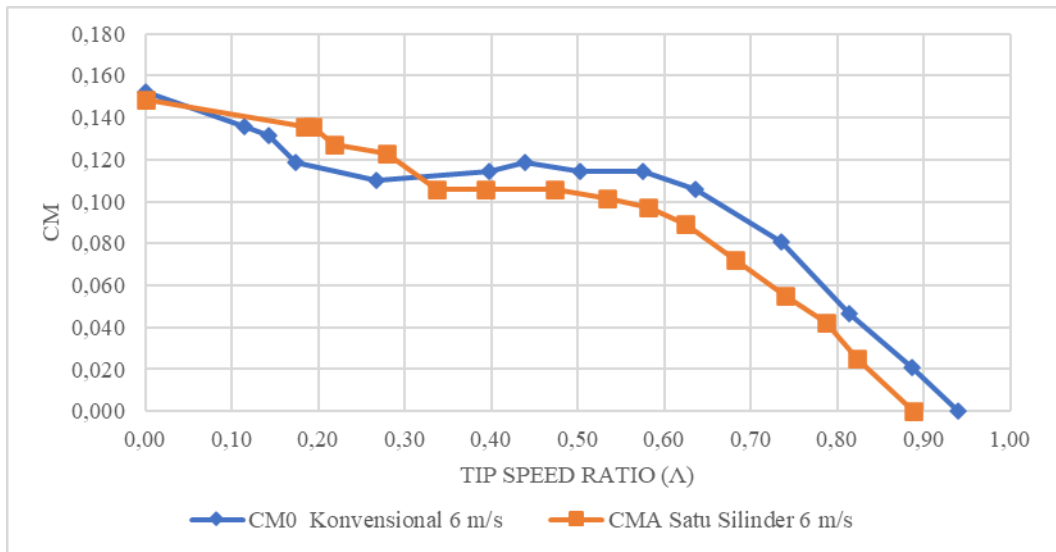
Gambar 4. 8 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 4 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.8** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* dengan dan tanpa pengganggu mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM) maksimum disetiap kecepatan angin didapat saat Torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti ($n = 0$ rpm). Berdasarkan **Gambar 4.8** dapat dilihat bahwa pada kecepatan 4 m/s didapatkan CM_0 maksimum Konvensional sebesar 0,128 pada $\lambda = 0$, sedangkan untuk nilai *Coefficient of Moment* (CM_A) dengan pengganggu sebesar 0,116 dengan $\lambda = 0$. Nilai *Coefficient of Moment* maksimum dengan satu silinder pengganggu (CM_A) lebih rendah dibanding turbin konvensional (CM_0), dimana nilai CM_A mengalami penurunan sebesar 8,94% dibanding CM_0 . Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade*, terjadi peningkatan gaya *drag* akibat *efek nozzle* pada sisi cembung *advancing blade*. Ketidaksiesuaian dengan hipotesa ini diduga karena posisi silinder pengganggu yang terlalu dekat terhadap turbin sehingga silinder dan turbin seolah-olah membentuk sebuah gabungan dari dua buah *bluff body*. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Sehingga peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan dan torsi dinamis turbin mengalami penurunan. Akibatnya *Coefficient of Moment* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*.



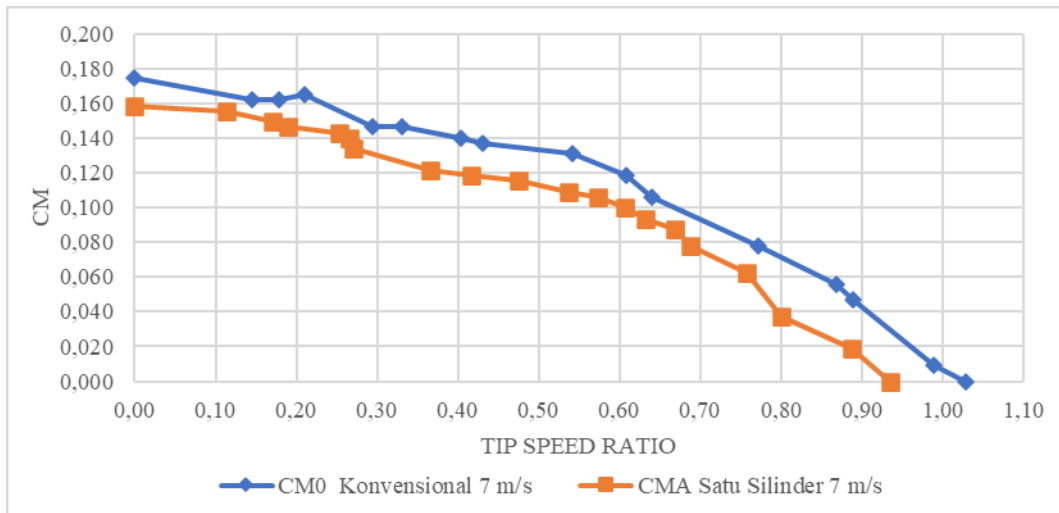
Gambar 4. 9 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 5 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.9** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* dengan dan tanpa pengganggu mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM) maksimum disetiap kecepatan angin didapat saat Torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti ($n = 0$ rpm). Berdasarkan **Gambar 4.9** dapat dilihat bahwa pada kecepatan 5 m/s didapatkan CM_0 maksimum Konvensional sebesar 0,134 pada $\lambda = 0$, sedangkan untuk nilai *Coefficient of Moment* (CM_A) dengan pengganggu sebesar 0,122 dengan $\lambda = 0$. Nilai *Coefficient of Moment* maksimum dengan satu silinder pengganggu (CM_A) lebih rendah dibanding turbin konvensional (CM_0), dimana nilai CM_A mengalami penurunan sebesar 6,88% dibanding CM_0 . Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade*, terjadi peningkatan gaya *drag* akibat *efek nozzle* pada sisi cembung *advancing blade*. Ketidaksihesuaian dengan hipotesa ini diduga karena posisi silinder pengganggu yang terlalu dekat terhadap turbin sehingga silinder dan turbin seolah-olah membentuk sebuah gabungan dari dua buah *bluff body*. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Sehingga peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan dan torsi dinamis turbin mengalami penurunan. Akibatnya *Coefficient of Moment* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*.



Gambar 4. 10 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 6 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.10** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* dengan dan tanpa pengganggu mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM) maksimum disetiap kecepatan angin didapat saat Torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti ($n = 0$ rpm). Berdasarkan **Gambar 4.10** dapat dilihat bahwa pada kecepatan 6 m/s didapatkan CM_0 maksimum Konvensional sebesar 0,152 pada $\lambda = 0$, sedangkan untuk nilai *Coefficient of Moment* (CM_A) dengan pengganggu sebesar 0,148 dengan $\lambda = 0$. Nilai *Coefficient of Moment* maksimum dengan satu silinder pengganggu (CM_A) lebih rendah dibanding turbin konvensional (CM_0), dimana nilai CM_A mengalami penurunan sebesar 2,71% dibanding CM_0 . Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade*, terjadi peningkatan gaya *drag* akibat *efek nozzle* pada sisi cembung *advancing blade*. Ketidaksihesuaian dengan hipotesa ini diduga karena posisi silinder pengganggu yang terlalu dekat terhadap turbin sehingga silinder dan turbin seolah-olah membentuk sebuah gabungan dari dua buah *bluff body*. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Sehingga peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan dan torsi dinamis turbin mengalami penurunan. Akibatnya *Coefficient of Moment* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*.



Gambar 4. 11 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius Konvensional (CM_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 7 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.11** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* dengan dan tanpa pengganggu mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM) maksimum disetiap kecepatan angin didapat saat Torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti ($n = 0$ rpm). Berdasarkan **Gambar 4.11** dapat dilihat bahwa pada kecepatan 7 m/s didapatkan CM_0 maksimum Konvensional sebesar 0,174 pada $\lambda = 0$, sedangkan untuk nilai *Coefficient of Moment* (CM_A) dengan pengganggu sebesar 0,159 dengan $\lambda = 0$. Nilai *Coefficient of Moment* maksimum dengan satu silinder pengganggu (CM_A) lebih rendah dibanding turbin konvensional (CM_0), dimana nilai CM_A mengalami penurunan sebesar 9,0% dibanding CM_0 . Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade*, terjadi peningkatan gaya *drag* akibat *efek nozzle* pada sisi cembung *advancing blade*. Ketidaksesuaian dengan hipotesa ini diduga karena posisi silinder pengganggu yang terlalu dekat terhadap turbin sehingga silinder dan turbin seolah-olah membentuk sebuah gabungan dari dua buah *bluff body*. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Sehingga peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan dan torsi dinamis turbin mengalami penurunan. Akibatnya *Coefficient of Moment* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya satu silinder pengganggu di samping *advancing blade*.

Tabel 4. 3 Perbandingan nilai CM dan TSR Turbin Konvensional dan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin,4; 5; 6; dan 7 m/s

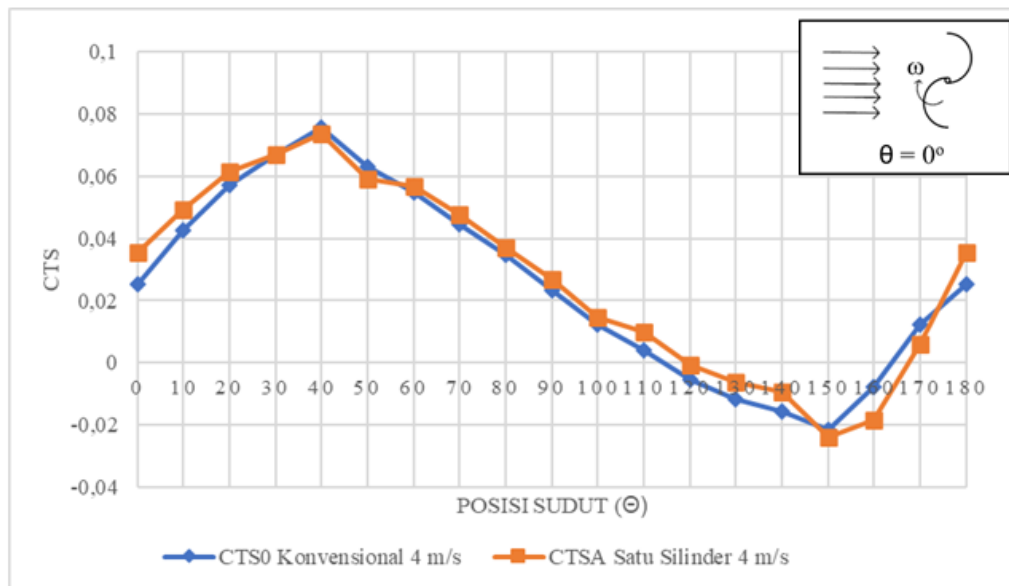
| Y/D | Kecepatan angin | Konvensional | | 1 Silinder | | Δ CM | % Penurunan |
|------|-----------------|--------------------|-----------|--------------------|-----------|-------------|-------------|
| | | CM _{0max} | λ | CM _{Amax} | λ | | |
| 1,32 | 4 | 0,128 | 0 | 0,116 | 0 | 0,012 | -8,94 |
| | 5 | 0,134 | 0 | 0,122 | 0 | 0,012 | -6,88 |
| | 6 | 0,152 | 0 | 0,148 | 0 | 0,04 | -2,71 |
| | 7 | 0,174 | 0 | 0,159 | 0 | 0,015 | -9,0 |

Berdasarkan **Tabel 4.3** di atas, disimpulkan bahwa pemberian silinder pengganggu di samping *advancing blade* menghasilkan penurunan pada CM. Penurunan CM maksimum yang terbesar terjadi pada variasi kecepatan udara yaitu 7 m/s sebesar 9% setelah diberi silinder pengganggu, sedangkan penurunan CM maksimum terendah terjadi di kecepatan angin 6 m/s sebesar 2,71% setelah diberi silinder pengganggu. Pada eksperimental turbin dengan satu silinder pengganggu dengan rasio jarak silinder pengganggu Y/D = 1,32 ini, belum dapat disimpulkan adanya kecepatan angin optimum karena setelah diberi pengganggu menghasilkan CM yang menurun pada semua variasi kecepatan angin.

Dengan menurunnya CM maksimum turbin setelah diberi pengganggu maka dapat disimpulkan bahwa dengan pemberian silinder pengganggu yang terlalu dekat dengan turbin di samping *advancing blade*, maka secara teori akan mempengaruhi bentuk *boundary layer* aliran angin di sekitar *advancing blade*, dimana seolah-olah silinder dan turbin menyatu menjadi sebuah *bluff body* utuh. Hal ini menyebabkan penurunan tekanan di samping *advancing blade* tidak sesuai harapan, sehingga efek nozzle diduga tidak sesuai hipotesa dan peningkatan gaya drag juga tidak sesuai harapan.

4.3.3 Analisa *Static Torque Coefficient* antara Turbin Angin Savonius Konvensional dan dengan Satu Silinder

Gambar 4.12 hingga **Gambar 4.15** menunjukkan grafik *Static Torque Coefficient* turbin angin Savonius Konvensional (CTS₀) dan dengan satu silinder pengganggu (CTS_A) sebagai fungsi dari posisi sudut *blade*. Penelitian dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s dan pada sudut $0^\circ < x < 180^\circ$ dengan interval sudut 10° .



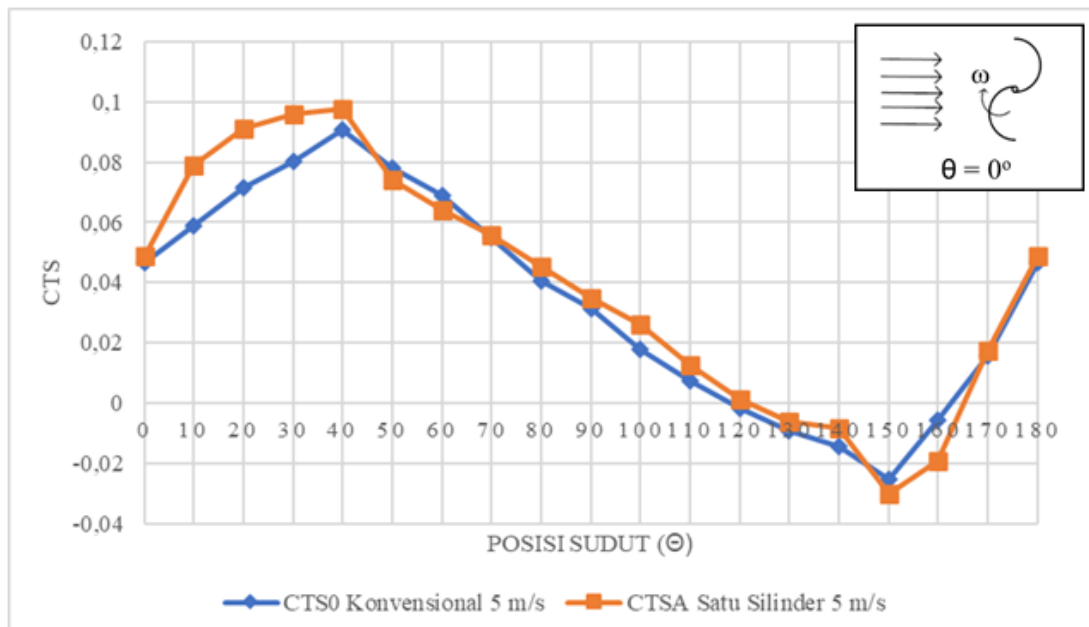
Gambar 4. 12 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS₀) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A) terhadap Posisi Sudut Blade (θ) pada Kecepatan Angin 4 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.12** diperoleh bahwa pada kecepatan angin 4 m/s, nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi pada turbin konvensional diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,0756 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0216. Nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi turbin dengan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° sebesar 0,0738 dan minimum terendah pada posisi sudut blade 150° sebesar -0,0238. Grafik hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan menggunakan silinder pengganggu terjadi penurunan pada *Static Torque Coefficient* maksimum dan minimum pada sudut 150° pada kecepatan angin 4 m/s.

Penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ berpengaruh pada penurunan torsi maksimum tertinggi dibandingkan konvensional yaitu dari 0,0756 menjadi 0,0738 pada posisi sudut blade 40° dan penurunan torsi minimum terendah dibandingkan konvensional yaitu dari -0,0216 menjadi -0,0238 pada posisi sudut blade 150°. Hal ini disebabkan penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dengan posisi sudut blade 40° untuk variasi kecepatan angin 4 m/s tidak mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* turun. Akibatnya, penggunaan silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih negatif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin menurun, sehingga pada posisi sudut blade 40° terjadi penurunan kemampuan self starting pada turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade*. Penggunaan silinder pengganggu pada $Y/D = 1,32$ dengan posisi sudut blade 150° untuk kecepatan angin 4 m/s juga meningkatkan nilai negatif pada *Static Torque Coefficient* minimum terendah dari turbin, hal ini disebabkan pada posisi sudut blade 150° tidak mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* turun. Akibatnya, penggunaan silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih negatif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin menurun, sehingga pada posisi sudut blade 150° terjadi penurunan

kemampuan self starting pada turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade*.

Penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dapat membuat *Static Torque Coefficient* pada rentang posisi sudut blade $0^\circ - 30^\circ$ serta $60^\circ - 140^\circ$ bernilai lebih positif daripada turbin konvensional. Hal ini mengindikasikan penggunaan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dengan rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius pada sudut-sudut tersebut. Akan tetapi pada sudut $160^\circ - 170^\circ$, turbin dengan silinder pengganggu memiliki *Static Torque Coefficient* yang lebih negatif daripada turbin konvensional, sehingga kemampuan *self starting* turbin pada posisi ini menurun. Hal ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada kecepatan angin 4 m/s tidak semua posisi sudut blade terjadi peningkatan kemampuan *self starting* yang lebih baik daripada turbin konvensional, hanya pada sudut-sudut tertentu saja yang terjadi peningkatan kemampuan *self starting*.



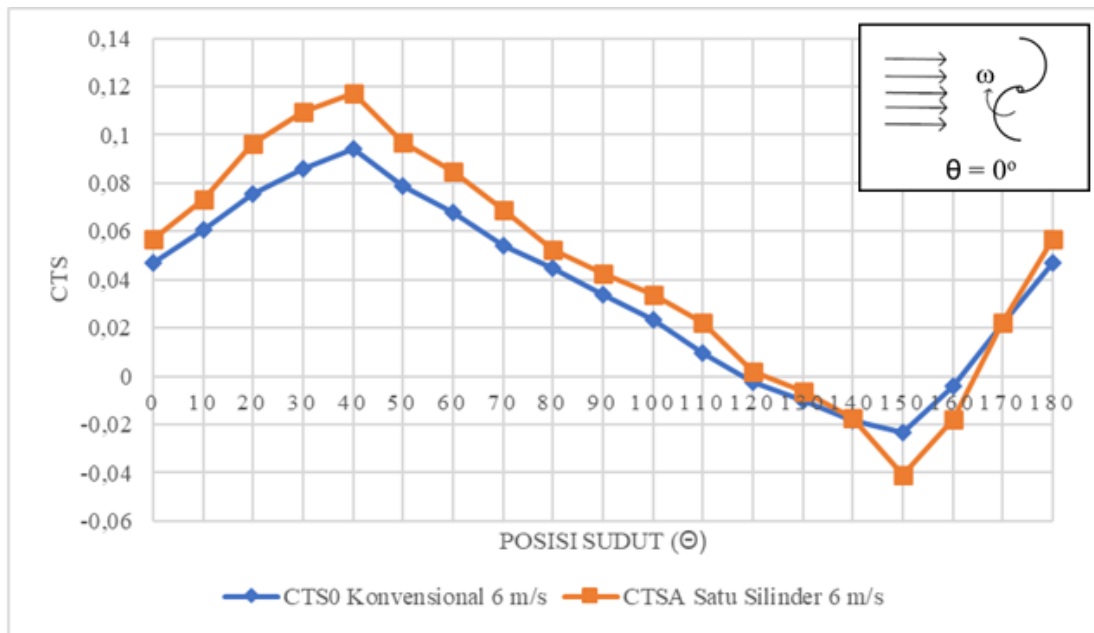
Gambar 4.13 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS) terhadap Posisi Sudut blade (θ) pada Kecepatan Angin 5 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.13** diperoleh bahwa pada kecepatan angin 5 m/s, nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi pada turbin konvensional diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,0906 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0253. Nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi turbin dengan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° sebesar 0,0977 dan minimum terendah pada posisi sudut blade 150° sebesar -0,0301. Grafik hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan menggunakan silinder pengganggu terjadi penurunan pada *Static Torque Coefficient* maksimum dan minimum pada sudut 150° pada kecepatan angin 5 m/s.

Penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi dibandingkan konvensional yaitu dari 0,0906 menjadi

0,0977 pada posisi sudut blade 40° dan penurunan torsi minimum terendah dibandingkan konvensional yaitu dari -0,0216 menjadi -0,0238 pada posisi sudut blade 150° . Hal ini disebabkan penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dengan posisi sudut blade 40° untuk variasi kecepatan angin 5 m/s mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga efek *nozzle* yang terjadi membuat momentum aliran naik dan gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Akibatnya, penggunaan silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih positif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin meningkat, sehingga kemampuan *self starting* turbin Savonius pada posisi sudut blade 40° . Penggunaan silinder pengganggu pada $Y/D = 1,32$ dengan posisi sudut blade 150° untuk kecepatan angin 5 m/s juga menurunkan nilai *Static Torque Coefficient* minimum terendah dari turbin, hal ini disebabkan pada posisi sudut blade 150° tidak mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* turun. Akibatnya, penggunaan silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih negatif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin menurun, sehingga pada posisi sudut blade 150° terjadi penurunan kemampuan *self starting* pada turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade*.

Penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dapat membuat *Static Torque Coefficient* pada rentang posisi sudut blade $0^\circ - 40^\circ$ serta $70^\circ - 140^\circ$ bernilai lebih positif daripada turbin konvensional. Hal ini mengindikasikan penggunaan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dengan rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius pada sudut-sudut tersebut. Akan tetapi pada sudut $50^\circ - 60^\circ$ dan $150^\circ - 160^\circ$, turbin dengan silinder pengganggu memiliki *Static Torque Coefficient* yang lebih negatif daripada turbin konvensional, sehingga kemampuan *self starting* turbin pada posisi ini menurun. Hal ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada kecepatan angin 5 m/s tidak semua posisi sudut blade terjadi peningkatan kemampuan *self starting* yang lebih baik daripada turbin konvensional, hanya pada sudut-sudut tertentu saja yang terjadi peningkatan kemampuan *self starting*.



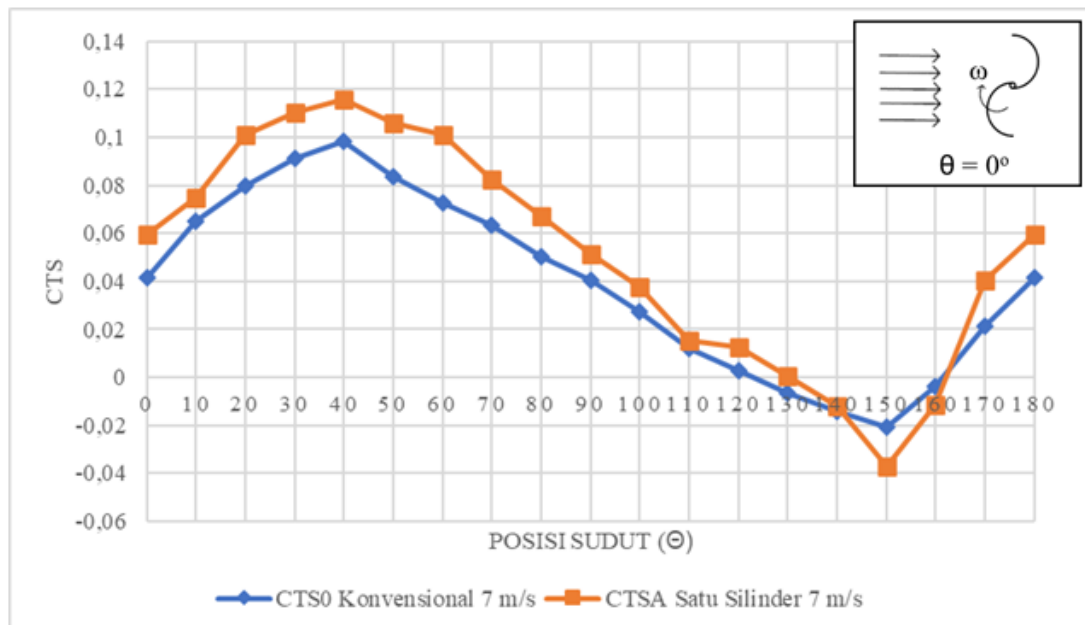
Gambar 4. 14 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS) terhadap Posisi Sudut blade (θ) pada Kecepatan Angin 6 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.14** diperoleh bahwa pada kecepatan angin 6 m/s, nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi pada turbin konvensional diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,0944 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0233. Nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi turbin dengan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° sebesar 0,1174 dan minimum terendah pada posisi sudut blade 150° sebesar -0,0407. Grafik hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan menggunakan silinder pengganggu terjadi penurunan pada *Static Torque Coefficient* maksimum dan minimum pada sudut 150° pada kecepatan angin 6 m/s.

Penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi dibandingkan konvensional yaitu dari 0,0944 menjadi 0,1174 pada posisi sudut blade 40° dan penurunan torsi minimum terendah dibandingkan konvensional yaitu dari -0,0233 menjadi -0,0407 pada posisi sudut blade 150° . Hal ini disebabkan penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dengan posisi sudut blade 40° untuk variasi kecepatan angin 5 m/s mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga efek *nozzle* yang terjadi membuat momentum aliran naik dan gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Akibatnya, penggunaan silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih positif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin meningkat, sehingga kemampuan *self starting* turbin Savonius pada posisi sudut blade 40° . Penggunaan silinder pengganggu pada $Y/D = 1,32$ dengan posisi sudut blade 150° untuk kecepatan angin 6 m/s juga menurunkan nilai *Static Torque Coefficient* minimum terendah dari turbin, hal ini disebabkan pada posisi sudut blade 150° tidak mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* turun. Akibatnya, penggunaan silinder pengganggu menyebabkan kenaikan

selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih negatif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin menurun, sehingga pada posisi sudut blade 150° terjadi penurunan kemampuan self starting pada turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade*.

Penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dapat membuat *Static Torque Coefficient* pada rentang posisi sudut blade $0^\circ - 140^\circ$ bernilai lebih positif daripada turbin konvensional. Hal ini mengindikasikan penggunaan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dengan rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius pada sudut-sudut tersebut. Akan tetapi pada sudut $150^\circ - 160^\circ$, turbin dengan silinder pengganggu memiliki *Static Torque Coefficient* yang lebih negatif daripada turbin konvensional, sehingga kemampuan *self starting* turbin pada posisi ini menurun. Hal ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada kecepatan angin 6 m/s tidak semua posisi sudut blade terjadi peningkatan kemampuan *self starting* yang lebih baik daripada turbin konvensional, hanya pada sudut-sudut tertentu saja yang terjadi peningkatan kemampuan *self starting*.



Gambar 4. 15 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Angin Savonius Konvensional (CTS_0) dan dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS) terhadap Posisi Sudut blade (θ) pada Kecepatan Angin 7 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.15** diperoleh bahwa pada kecepatan angin 7 m/s, nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi pada turbin konvensional diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,0982 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0210. Nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi turbin dengan satu silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° sebesar 0,1160 dan minimum terendah pada posisi sudut blade 150° sebesar -0,0373. Grafik hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan menggunakan silinder pengganggu terjadi penurunan pada *Static Torque Coefficient* maksimum dan minimum pada sudut 150° pada kecepatan angin 7 m/s.

Penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi dibandingkan konvensional yaitu dari 0,0982 menjadi 0,1160 pada posisi sudut blade 40° dan penurunan torsi minimum terendah dibandingkan konvensional yaitu dari -0,0210 menjadi -0,0373 pada posisi sudut blade 150° . Hal ini disebabkan penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dengan posisi sudut blade 40° untuk variasi kecepatan angin 5 m/s mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga efek *nozzle* yang terjadi membuat momentum aliran naik dan gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Akibatnya, penggunaan silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih positif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin meningkat, sehingga kemampuan *self starting* turbin Savonius pada posisi sudut blade 40° . Penggunaan silinder pengganggu pada $Y/D = 1,32$ dengan posisi sudut blade 150° untuk kecepatan angin 7 m/s juga menurunkan nilai *Static Torque Coefficient* minimum terendah dari turbin, hal ini disebabkan pada posisi sudut blade 150° tidak mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* turun. Akibatnya, penggunaan silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih negatif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin menurun, sehingga pada posisi sudut blade 150° terjadi penurunan kemampuan *self starting* pada turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade*.

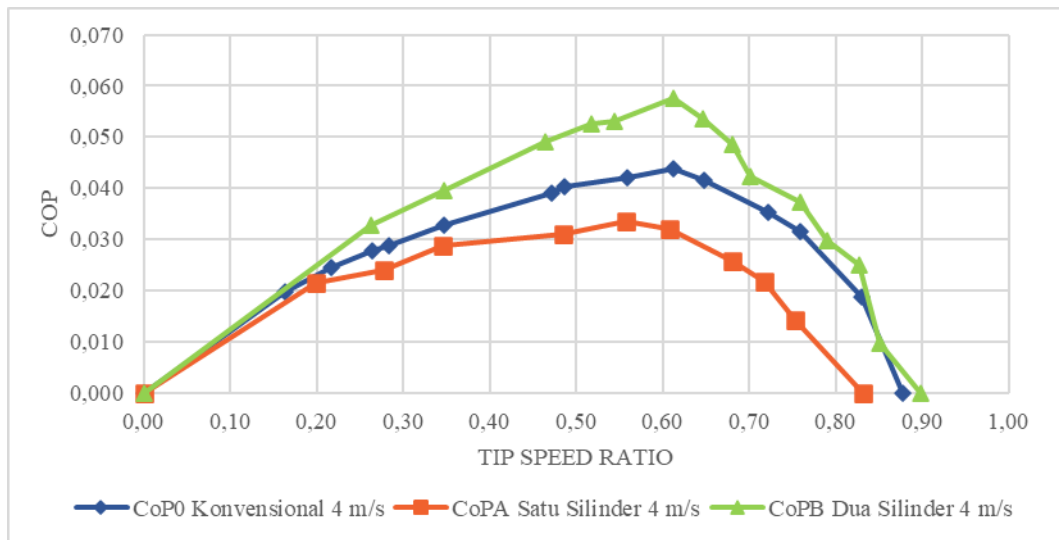
Penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dapat membuat *Static Torque Coefficient* pada rentang posisi sudut blade $0^\circ - 140^\circ$ bernilai lebih positif daripada turbin konvensional. Hal ini mengindikasikan penggunaan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dengan rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius pada sudut-sudut tersebut. Akan tetapi pada sudut $150^\circ - 160^\circ$, turbin dengan silinder pengganggu memiliki *Static Torque Coefficient* yang lebih negatif daripada turbin konvensional, sehingga kemampuan *self starting* turbin pada posisi ini menurun. Hal ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* pada kecepatan angin 7 m/s tidak semua posisi sudut blade terjadi peningkatan kemampuan *self starting* yang lebih baik daripada turbin konvensional, hanya pada sudut-sudut tertentu saja yang terjadi peningkatan kemampuan *self starting*.

4.4 Analisa Performa Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu dengan Variasi Kecepatan 4, 5, 6, 7 m/s

Pada sub bab ini, analisa dari performa turbin angin Savonius dilakukan dengan menggunakan dua silinder pengganggu di depan *returning blade* dan di samping *advancing blade*. Silinder pengganggu yang digunakan memiliki rasio diameter $d/D = 0,5$ dengan rasio jarak antara pusat silinder pengganggu samping *advancing blade* dengan titik pusat turbin angin Savonius terhadap diameter turbin angin Savonius (Y/D) = 1,32 dan rasio jarak antara pusat silinder pengganggu depan *returning blade* dengan pusat *returning blade* terhadap diameter turbin angin Savonius (S/D) = 1,37. Performa turbin Savonius dengan dua silinder akan disajikan dengan membandingkan performa dua silinder dan satu silinder terhadap turbin Savonius konvensional. Analisa yang dilakukan disajikan dalam bentuk grafik *Coefficient of Power* (CoP_B) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ), *Coefficient of Moment* (CM_B) terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) dan *Static Torque Coefficient* (CTS_B) terhadap posisi sudut blade (θ).

4.4.1 Analisa Nilai *Coefficient of Power* (CoP_0) Terhadap Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) antara Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder dan dengan Satu Silinder terhadap Turbin Savonius Konvensional

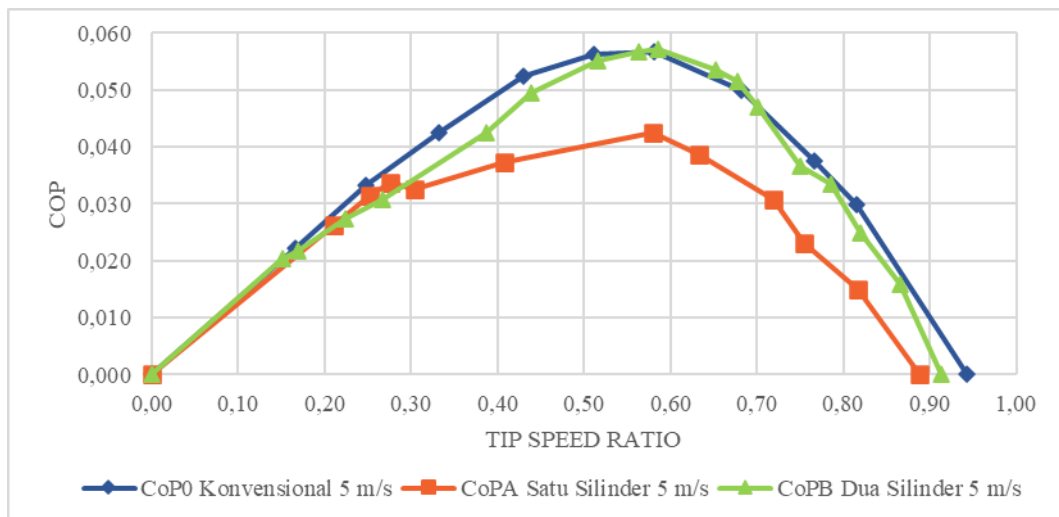
Gambar 4.16 hingga **Gambar 4.19** menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan dua silinder (CoP_B) dan dengan satu silinder pengganggu (CoP_A) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* (λ) yang dibandingkan terhadap turbin Konvensional. Pengukuran dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s.



Gambar 4. 16 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Savonius Konvensional (CoP_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CoP_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 4 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.16** dapat dilihat bahwa grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) membentuk *trendline* berupa parabolik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai *Tip Speed Ratio* (λ) hingga mencapai nilai *Coefficient of Power* maksimum pada *Tip Speed Ratio* optimum. Kemudian setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun seiring bertambahnya nilai *Tip Speed Ratio*. Berdasarkan **Gambar 4.16**, pada kecepatan udara 4 m/s nilai *Coefficient of Power* (CoP_A) maksimum turbin dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,034 dengan $\lambda = 0,56$ sedangkan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP_B) maksimum dengan dua silinder sebesar 0,058 dengan $\lambda = 0,61$. Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan 4 m/s mengalami peningkatan *Coefficient of Power* maksimum terhadap turbin konvensional sebesar 31,31%. Sedangkan penggunaan satu silinder pengganggu terhadap turbin konvensional mengalami penurunan nilai *Coefficient of Power* maksimum terhadap turbin konvensional sebesar 23,33%. Sehingga apabila *Coefficient of Power* pada turbin Savonius dengan dua silinder (CoP_B) dibandingkan dengan *Coefficient of Power* pada turbin Savonius dengan satu silinder (CoP_A), maka terjadi peningkatan CoP sebesar 71,27%. Hal ini sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, terjadi peningkatan yang lebih lagi pada gaya *drag* akibat efek *nozzle* pada sisi cembung *advancing blade* serta akibat penurunan tekanan dan shear layer yang mempercepat transisi aliran menuju turbulensi pada *returning blade*. Hal ini didukung oleh penelitian **Gunawan et**

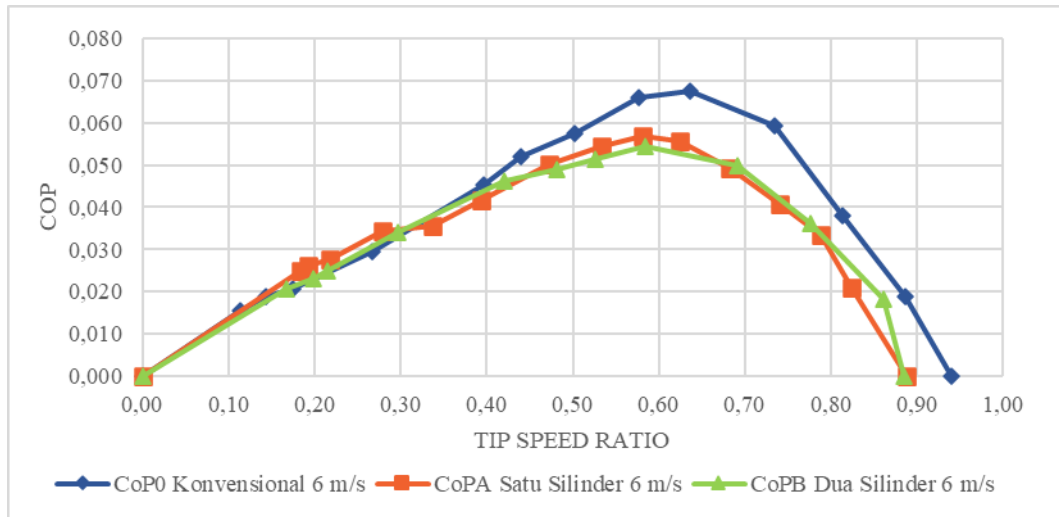
al (2021) bahwa penambahan silinder pengganggu di depan returning blade turbin Savonius dapat meningkatkan performa turbin akibat adanya penurunan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta. Sehingga gaya drag pada advancing blade membesar sedangkan gaya drag pada returning blade menurun, lalu torsi dinamis turbin mengalami peningkatan. Akibatnya *Coefficient of Power* pun juga ikut mengalami peningkatan yang mengindikasikan peningkatan performa pada turbin Savonius akibat adanya dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*.



Gambar 4.17 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Savonius Konvensional (CoP_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CoP_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 5 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.17** dapat dilihat bahwa grafik *Coefficient of Power* terhadap Tip Speed Ratio (λ) membentuk *trendline* berupa parabolik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai Tip Speed Ratio (λ) hingga mencapai nilai *Coefficient of Power* maksimum pada Tip Speed Ratio optimum. Kemudian setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun seiring bertambahnya nilai Tip Speed Ratio. Berdasarkan **Gambar 4.17**, pada kecepatan udara 5 m/s nilai *Coefficient of Power* (CoP_A) maksimum turbin dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,042 dengan $\lambda = 0,58$ sedangkan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP_B) dengan dua silinder sebesar 0,057 dengan $\lambda = 0,59$. Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan 5 m/s mengalami peningkatan *Coefficient of Power* maksimum terhadap turbin konvensional sebesar 0,68%. Sedangkan penggunaan satu silinder pengganggu terhadap turbin konvensional mengalami penurunan nilai *Coefficient of Power* maksimum terhadap turbin konvensional sebesar 25,25%. Sehingga apabila *Coefficient of Power* pada turbin Savonius dengan dua silinder (CoP_B) dibandingkan dengan *Coefficient of Power* pada turbin Savonius dengan satu silinder (CoP_A), maka terjadi peningkatan CoP sebesar 34,68%. Hal ini sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, terjadi peningkatan yang lebih lagi pada gaya drag akibat efek nozzle pada sisi cembung *advancing blade* serta akibat penurunan tekanan dan shear layer yang mempercepat transisi aliran menuju turbulenta pada *returning blade*. Hal ini didukung oleh penelitian Gunawan et al (2021) bahwa penambahan silinder pengganggu di depan returning blade turbin Savonius

dapat meningkatkan performa turbin akibat adanya penurunan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta. Sehingga gaya drag pada advancing blade membesar sedangkan gaya drag pada returning blade menurun, lalu torsi dinamis turbin mengalami peningkatan. Akibatnya *Coefficient of Power* pun juga ikut mengalami peningkatan yang mengindikasikan peningkatan performa pada turbin Savonius akibat adanya dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*.

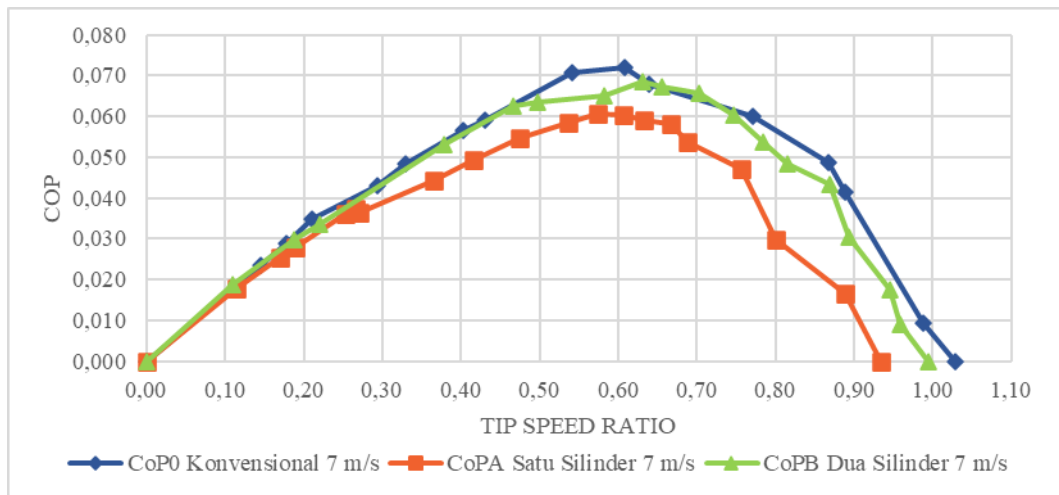


Gambar 4.18 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Savonius Konvensional (CoP_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CoP_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 6 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.18** dapat dilihat bahwa grafik *Coefficient of Power* terhadap Tip Speed Ratio (λ) membentuk *trendline* berupa parabolik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai Tip Speed Ratio (λ) hingga mencapai nilai *Coefficient of Power* maksimum pada Tip Speed Ratio optimum. Kemudian setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun seiring bertambahnya nilai Tip Speed Ratio. Berdasarkan **Gambar 4.18**, pada kecepatan udara 6 m/s nilai *Coefficient of Power* (CoP_A) maksimum turbin dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,057 dengan $\lambda = 0,58$ sedangkan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP_B) dengan dua silinder sebesar 0,054 dengan $\lambda = 0,58$. Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan 6 m/s mengalami penurunan *Coefficient of Power* maksimum terhadap turbin konvensional sebesar 19,31%, lebih buruk daripada menggunakan satu silinder yang juga mengalami penurunan nilai *Coefficient of Power* maksimum terhadap turbin konvensional sebesar 15,92%. Sehingga apabila *Coefficient of Power* pada turbin Savonius dengan dua silinder (CoP_B) dibandingkan dengan *Coefficient of Power* pada turbin Savonius dengan satu silinder (CoP_A), maka terjadi penurunan CoP sebesar 4,03%. Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, terjadi peningkatan yang lebih lagi pada gaya drag. Fenomena ini dapat terjadi diduga akibat letak silinder pengganggu yang terlalu dekat dengan turbin, sehingga efektivitas silinder pengganggu kurang baik untuk kecepatan angin yang tinggi. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara

poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Alhasil, pada penambahan dua silinder pengganggu pada kecepatan 6 m/s menyebabkan peningkatan gaya drag pada *advancing blade* dan penurunan gaya drag pada *returning blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan. Akibatnya *Coefficient of Power* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan angin 6 m/s.

Peningkatan performa turbin Savonius dengan dua silinder pengganggu pada kecepatan 6 m/s lebih buruk daripada kecepatan 4 m/s disebabkan karena ketika turbin menerima kecepatan yang lebih tinggi, tentu *losses* yang terjadi menjadi lebih tinggi. *Losses* pada performa turbin Savonius memiliki fungsi kuadratik dari kecepatan angin, sehingga semakin tinggi kecepatan angin maka *losses* juga semakin meningkat secara signifikan.



Gambar 4.19 Grafik *Coefficient of Power* Turbin Savonius Konvensional (CoP_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CoP_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CoP_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 7 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.19** dapat dilihat bahwa grafik *Coefficient of Power* terhadap *Tip Speed Ratio* (λ) membentuk *trendline* berupa parabolik. Nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan terus meningkat seiring dengan meningkatnya nilai *Tip Speed Ratio* (λ) hingga mencapai nilai *Coefficient of Power* maksimum pada *Tip Speed Ratio* optimum. Kemudian setelah melewati titik optimum, nilai *Coefficient of Power* (CoP) akan menurun seiring bertambahnya nilai *Tip Speed Ratio*. Berdasarkan **Gambar 4.19**, pada kecepatan udara 7 m/s nilai *Coefficient of Power* (CoP_A) maksimum turbin dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,061 dengan $\lambda = 0,57$ sedangkan untuk nilai *Coefficient of Power* (CoP_B) dengan dua silinder sebesar 0,069 dengan $\lambda = 0,63$. Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan 7 m/s mengalami penurunan *Coefficient of Power* maksimum terhadap turbin konvensional sebesar 4,60%, sama halnya dengan menggunakan satu silinder yang juga mengalami penurunan nilai *Coefficient of Power* maksimum terhadap turbin konvensional sebesar 15,56%. Sehingga apabila *Coefficient of Power* pada turbin Savonius dengan dua silinder (CoP_B) dibandingkan dengan *Coefficient of Power* pada turbin Savonius dengan satu silinder (CoP_A), maka terjadi peningkatan CoP

sebesar 12,99% meskipun kedua konfigurasi memiliki CoP yang lebih rendah daripada turbin Savonius konvensional (CoP₀). Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, terjadi peningkatan yang lebih lagi pada gaya *drag*. Fenomena ini dapat terjadi diduga akibat letak silinder pengganggu yang terlalu dekat dengan turbin, sehingga efektivitas silinder pengganggu kurang baik untuk kecepatan angin yang tinggi. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Alhasil, pada penambahan dua silinder pengganggu pada kecepatan 7 m/s menyebabkan peningkatan gaya drag pada *advancing blade* dan penurunan gaya drag pada *returning blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan. Akibatnya *Coefficient of Power* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan angin 7 m/s.

Peningkatan performa turbin Savonius dengan dua silinder pengganggu pada kecepatan 7 m/s lebih buruk daripada kecepatan 4 m/s disebabkan karena ketika turbin menerima kecepatan yang lebih tinggi, tentu *losses* yang terjadi menjadi lebih tinggi. *Losses* pada performa turbin Savonius memiliki fungsi kuadratik dari kecepatan angin, sehingga semakin tinggi kecepatan angin maka *losses* juga semakin meningkat secara signifikan.

Tabel 4. 4 Perbandingan nilai CoP dan TSR Turbin dengan Satu (CoP_{Amax}) dan dengan Dua Silinder Pengganggu (CoP_{Bmax}) terhadap Konvensional pada Kecepatan Angin 4; 5; 6; dan 7 m/s

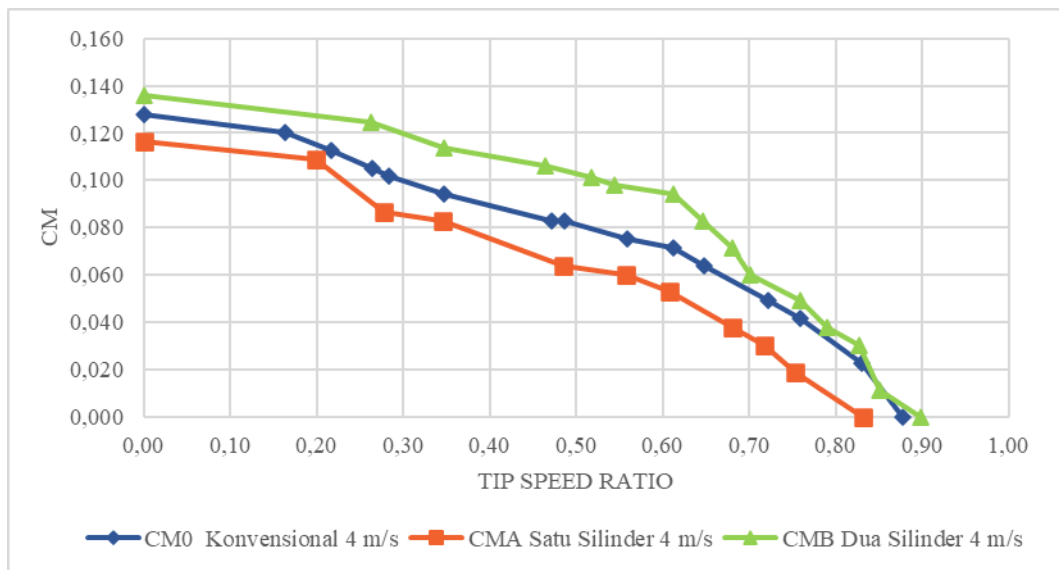
| Y/D | S/D | U (m/s) | 1 Silinder vs Konvensional | | | 2 Silinder vs Konvensional | | |
|------|------|------------|----------------------------|-----------|-------------|----------------------------|-----------|---------------|
| | | | CoP _{Amax} | λ | % Penurunan | CoP _{Bmax} | λ | % Peningkatan |
| 1,32 | 1,37 | 4 | 0,0336 | 0,558 | -23,33 | 0,0576 | 0,612 | 31,31 |
| | | 5 | 0,0424 | 0,580 | -25,25 | 0,0571 | 0,586 | 0,68 |
| | | 6 | 0,0567 | 0,581 | -15,92 | 0,0544 | 0,584 | -19,31 |
| | | 7 | 0,0608 | 0,574 | -15,56 | 0,0687 | 0,630 | -4,60 |

Berdasarkan **Tabel 4.4** di atas, disimpulkan bahwa pemberian dua silinder pengganggu menghasilkan peningkatan CoP. Kenaikan CoP maksimum yang terbesar terjadi pada kecepatan optimum yaitu 4 m/s sebesar 31,31% setelah diberi dua silinder pengganggu, sedangkan kenaikan CoP maksimum terendah terjadi di kecepatan angin 7 m/s yaitu penurunan sebesar 19,31% setelah diberi dua silinder pengganggu. Pada eksperimental dengan rasio jarak pengganggu Y/D = 1,32 dan S/D = 1,37 ini, dapat disimpulkan bahwa kecepatan angin 4 m/s merupakan kecepatan optimum turbin Savonius, dimana setelah diberi dua silinder pengganggu menghasilkan peningkatan CoP sebesar 31,31% dibandingkan turbin konvensional.

Dengan meningkatnya CoP maksimum turbin setelah diberi dua silinder pengganggu pada kecepatan angin 4 m/s dan 5 m/s maka dapat disimpulkan bahwa dengan pemberian silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* maka secara teori akan terjadi efek nozzle yang menurunkan tekanan dan meningkatkan momentum aliran di antara silinder dengan *advancing blade*, juga menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta pada *returning blade*. Hal ini menyebabkan penurunan gaya drag pada *returning blade* dan peningkatan gaya drag pada *advancing blade*, sehingga selisih torsi antara *advancing* dan *returning blade* semakin tinggi, menyebabkan *Coefficient of Power* meningkat. Akan tetapi karena posisi silinder yang terlalu dekat dengan turbin di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, maka efektivitas silinder pengganggu menurun pada kecepatan angin 6 m/s dan 7 m/s, sehingga terjadi penurunan *Coefficient of Power* terhadap turbin konvensional.

4.4.2 Analisa Nilai *Coefficient of Moment* (CM_0) Terhadap Fungsi *Tip Speed Ratio* (λ) antara Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder dan dengan Satu Silinder terhadap Turbin Savonius Konvensional

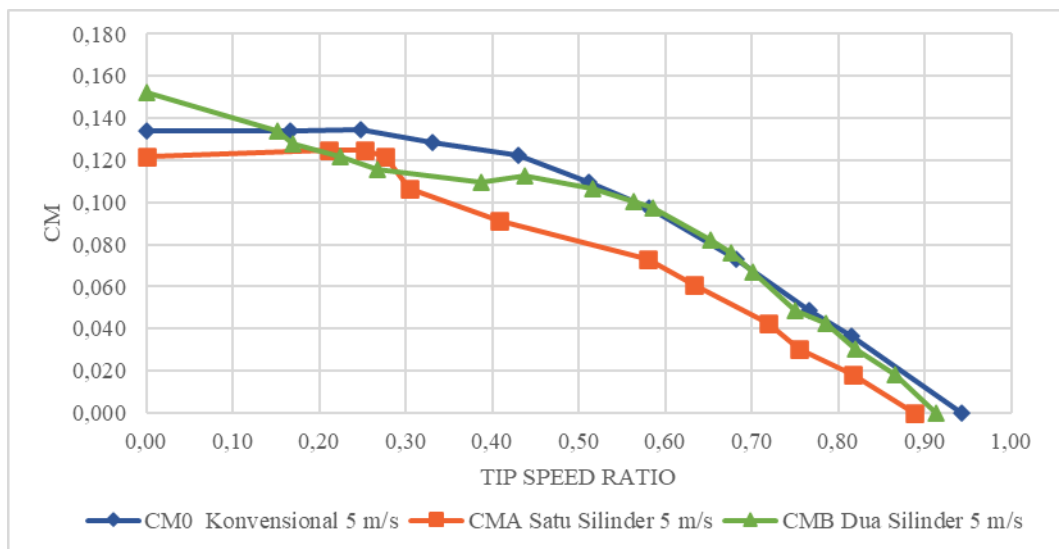
Gambar 4.20 hingga **Gambar 4.23** menunjukkan grafik *Coefficient of Moment* turbin angin Savonius dengan dua silinder (CM_B) dan dengan satu silinder pengganggu (CM_A) sebagai fungsi dari *Tip Speed Ratio* (λ) yang dibandingkan terhadap turbin Konvensional. Pengukuran dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s.



Gambar 4. 20 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Savonius Konvensional (CM_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CM_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 4 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.20** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* dengan dan tanpa pengganggu mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM) maksimum disetiap kecepatan angin didapat saat Torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti ($n = 0$ rpm). Berdasarkan **Gambar 4.20** dapat dilihat bahwa pada kecepatan 4 m/s didapatkan nilai *Coefficient of Moment* (CM_A) pada turbin dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,116 pada $\lambda = 0$, sedangkan untuk nilai *Coefficient of Moment* (CM_B) pada turbin dengan dua

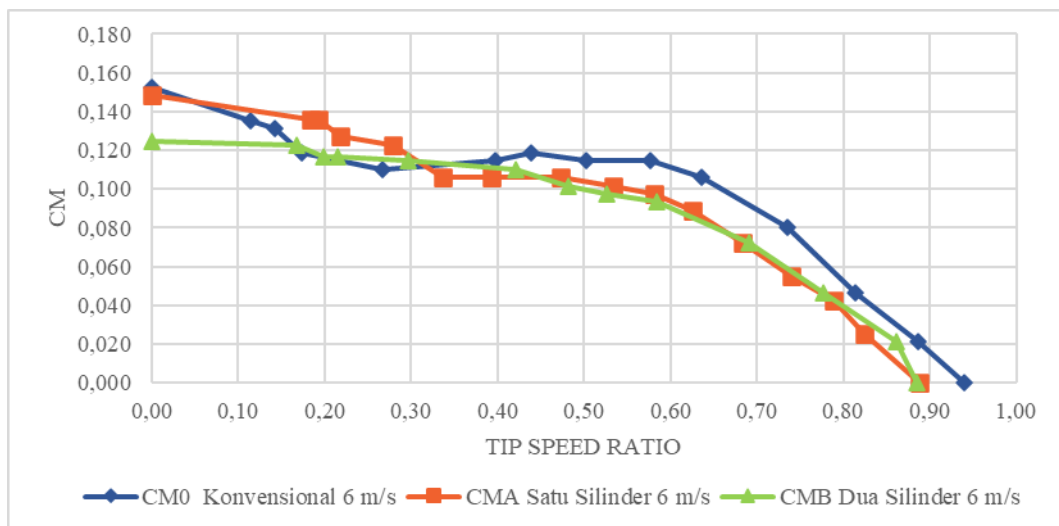
silinder pengganggu sebesar 0,136 dengan $\lambda = 0$. Nilai *Coefficient of Moment* maksimum turbin dengan dua silinder pengganggu (CM_B) lebih tinggi dibandingkan turbin dengan satu silinder pengganggu (CM_A), dimana nilai CM_B mengalami peningkatan sebesar 6,38% dibanding CM_A yang mengalami penurunan sebesar 8,94%. Sehingga apabila *Coefficient of Moment* pada turbin Savonius dengan dua silinder (CM_B) dibandingkan dengan *Coefficient of Moment* pada turbin Savonius dengan satu silinder (CM_A), maka terjadi peningkatan CM sebesar 16,82%. Hal ini sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, terjadi peningkatan yang lebih lagi pada gaya *drag* akibat efek *nozzle* pada sisi cembung *advancing blade* serta akibat penurunan tekanan dan shear layer yang mempercepat transisi aliran menuju turbulenta pada *returning blade*. Hal ini didukung oleh penelitian **Gunawan et al (2021)** bahwa penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin Savonius dapat meningkatkan performa turbin akibat adanya penurunan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta. Sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* membesar sedangkan gaya *drag* pada *returning blade* menurun, lalu torsi dinamis turbin mengalami peningkatan. Akibatnya *Coefficient of Moment* pun juga ikut mengalami peningkatan yang mengindikasikan peningkatan performa pada turbin Savonius akibat adanya dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*.



Gambar 4. 21 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Savonius Konvensional (CM_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CM_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 5 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.21** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* dengan dan tanpa pengganggu mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM) maksimum disetiap kecepatan angin didapat saat Torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti ($n = 0$ rpm). Berdasarkan **Gambar 4.21** dapat dilihat bahwa pada kecepatan 5 m/s didapatkan nilai *Coefficient of Moment* (CM_A) pada turbin dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,122 pada $\lambda = 0$, sedangkan untuk nilai *Coefficient of Moment* (CM_B) pada turbin dengan dua silinder pengganggu sebesar 0,152 dengan $\lambda = 0$. Nilai *Coefficient of Moment* maksimum

turbin dengan dua silinder pengganggu (CM_B) lebih tinggi dibandingkan turbin dengan satu silinder pengganggu (CM_A), dimana nilai CM_B mengalami peningkatan sebesar 13,49% dibanding CM_A yang mengalami penurunan sebesar 6,88%. Sehingga apabila *Coefficient of Moment* pada turbin Savonius dengan dua silinder (CM_B) dibandingkan dengan *Coefficient of Moment* pada turbin Savonius dengan satu silinder (CM_A), maka terjadi peningkatan CM sebesar 21,87%. Hal ini sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, terjadi peningkatan yang lebih lagi pada gaya *drag* akibat efek *nozzle* pada sisi cembung *advancing blade* serta akibat penurunan tekanan dan shear layer yang mempercepat transisi aliran menuju turbulenta pada *returning blade*. Hal ini didukung oleh penelitian **Gunawan et al (2021)** bahwa penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin Savonius dapat meningkatkan performa turbin akibat adanya penurunan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta. Sehingga gaya *drag* pada *advancing blade* membesar sedangkan gaya *drag* pada *returning blade* menurun, lalu torsi dinamis turbin mengalami peningkatan. Akibatnya *Coefficient of Moment* pun juga ikut mengalami peningkatan yang mengindikasikan peningkatan performa pada turbin Savonius akibat adanya dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*.

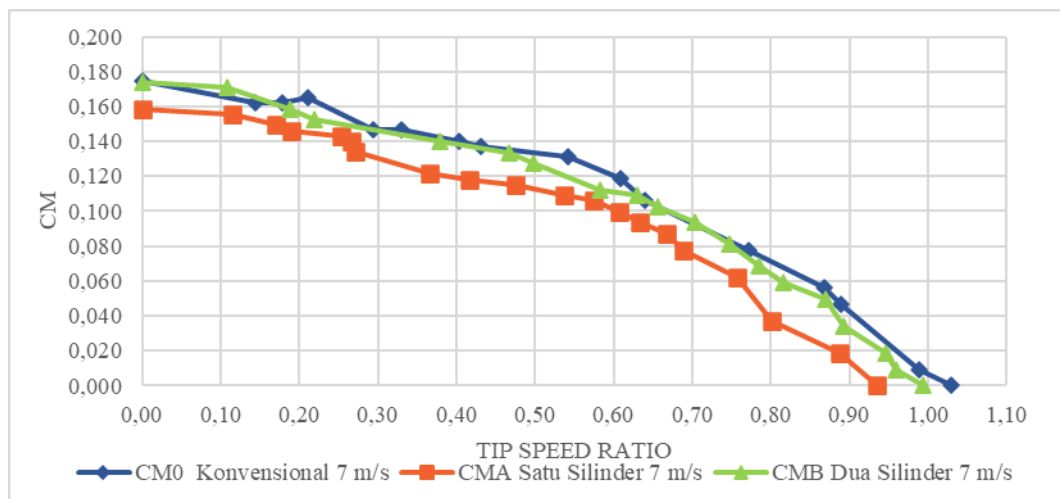


Gambar 4. 22 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Savonius Konvensional (CM_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A), dengan Dua Silinder Pengganggu(CM_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 6 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.22** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* dengan dan tanpa pengganggu mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM) maksimum disetiap kecepatan angin didapat saat Torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti ($n = 0$ rpm). Berdasarkan **Gambar 4.22** dapat dilihat bahwa pada kecepatan 6 m/s didapatkan nilai *Coefficient of Moment* (CM_A) pada turbin dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,125 pada $\lambda = 0$, sedangkan untuk nilai *Coefficient of Moment* (CM_B) pada turbin dengan dua silinder pengganggu sebesar 0,148 dengan $\lambda = 0$. Nilai *Coefficient of Moment* maksimum turbin dengan dua silinder pengganggu (CM_B) dan turbin dengan satu silinder pengganggu (CM_A) keduanya mengalami penurunan terhadap turbin konvensional (CM_0), dimana nilai CM_B mengalami penurunan sebesar 18,06% sedangkan CM_A mengalami penurunan sebesar

2,71%. Sehingga apabila *Coefficient of Moment* pada turbin Savonius dengan dua silinder (CM_B) dibandingkan dengan *Coefficient of Moment* pada turbin Savonius dengan satu silinder (CM_A), maka terjadi penurunan CM sebesar 15,78%. Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, terjadi peningkatan yang lebih lagi pada gaya *drag*. Fenomena ini dapat terjadi diduga akibat letak silinder pengganggu yang terlalu dekat dengan turbin, sehingga efektivitas silinder pengganggu kurang baik untuk kecepatan angin yang tinggi. Alhasil, pada penambahan dua silinder pengganggu pada kecepatan 6 m/s menyebabkan peningkatan gaya *drag* pada *advancing blade* dan penurunan gaya *drag* pada *returning blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Akibatnya *Coefficient of Moment* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan angin 6 m/s.

Peningkatan performa turbin Savonius dengan dua silinder pengganggu pada kecepatan 6 m/s lebih buruk daripada kecepatan 4 m/s disebabkan karena ketika turbin menerima kecepatan yang lebih tinggi, tentu *losses* yang terjadi menjadi lebih tinggi. *Losses* pada performa turbin Savonius memiliki fungsi kuadratik dari kecepatan angin, sehingga semakin tinggi kecepatan angin maka *losses* juga semakin meningkat secara signifikan.



Gambar 4. 23 Grafik *Coefficient of Moment* Turbin Savonius Konvensional (CM_0), dengan Satu Silinder Pengganggu (CM_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CM_B) terhadap Tip Speed Ratio (λ) pada Kecepatan Angin 7 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.23** dapat dilihat bahwa nilai *Coefficient of Moment* dengan dan tanpa pengganggu mengalami penurunan seiring dengan peningkatan nilai *Tip Speed Ratio* (λ). Nilai *Coefficient of Moment* (CM) maksimum disetiap kecepatan angin didapat saat Torsi dinamis bernilai maksimum yaitu pada saat turbin angin Savonius berhenti ($n = 0$ rpm). Berdasarkan **Gambar 4.23** dapat dilihat bahwa pada kecepatan 7 m/s didapatkan nilai *Coefficient of Moment* (CM_A) pada turbin dengan satu silinder pengganggu sebesar 0,159

pada $\lambda = 0$, sedangkan untuk nilai *Coefficient of Moment* (CM_B) pada turbin dengan dua silinder pengganggu sebesar 0,174 dengan $\lambda = 0$. Nilai *Coefficient of Moment* maksimum turbin dengan dua silinder pengganggu (CM_B) dan turbin dengan satu silinder pengganggu (CM_A) keduanya mengalami penurunan terhadap turbin konvensional (CM_0), dimana nilai CM_B mengalami penurunan sebesar 0,13% sedangkan CM_A mengalami penurunan sebesar 9,0%. Sehingga apabila *Coefficient of Moment* pada turbin Savonius dengan dua silinder (CM_B) dibandingkan dengan *Coefficient of Moment* pada turbin Savonius dengan satu silinder (CM_A), maka terjadi peningkatan CM sebesar 9,75% meskipun kedua konfigurasi memiliki CM yang lebih rendah daripada turbin Savonius konvensional (CM_0). Hal ini tidak sesuai dengan hipotesa yang menduga bahwa setelah diberi silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, terjadi peningkatan yang lebih lagi pada gaya drag. Fenomena ini dapat terjadi diduga akibat letak silinder pengganggu yang terlalu dekat dengan turbin, sehingga efektivitas silinder pengganggu kurang baik untuk kecepatan angin yang tinggi. Hal ini diperkuat oleh penelitian yang dilakukan oleh **Sumner et al. (1999)** yang menyatakan bahwa pengaruh perubahan tekanan pada efek *nozzle* efektif meningkatkan kecepatan (*attached velocity*) apabila rasio jarak antara poros turbin dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* (Y/D) berada pada rentang 1,5 hingga 2,0. Alhasil, pada penambahan dua silinder pengganggu pada kecepatan 7 m/s menyebabkan peningkatan gaya drag pada *advancing blade* dan penurunan gaya drag pada *returning blade* tidak sesuai dengan yang diharapkan. Akibatnya *Coefficient of Moment* pun juga ikut mengalami penurunan yang mengindikasikan penurunan performa pada turbin Savonius akibat adanya dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan angin 7 m/s.

Peningkatan performa turbin Savonius dengan dua silinder pengganggu pada kecepatan 7 m/s lebih buruk daripada kecepatan 4 m/s disebabkan karena ketika turbin menerima kecepatan yang lebih tinggi, tentu *losses* yang terjadi menjadi lebih tinggi. *Losses* pada performa turbin Savonius memiliki fungsi kuadratik dari kecepatan angin, sehingga semakin tinggi kecepatan angin maka *losses* juga semakin meningkat secara signifikan.

Tabel 4. 5 Perbandingan nilai CM dan TSR Turbin dengan Satu (CM_{Amax}) dan dengan Dua Silinder Pengganggu (CM_{Bmax}) terhadap Konvensional pada Kecepatan Angin 4; 5; 6; dan 7 m/s

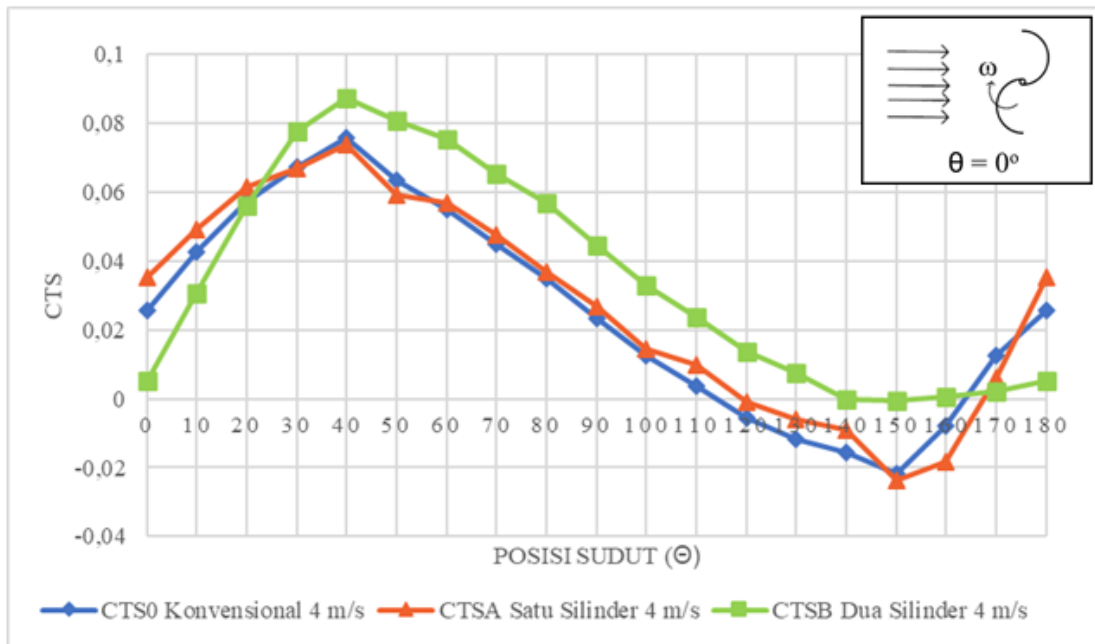
| Y/D | S/D | U (m/s) | 1 Silinder vs Konvensional | | | 2 Silinder vs Konvensional | | |
|------|------|---------|----------------------------|-----------|-------------|----------------------------|-----------|---------------|
| | | | CM_{Amax} | λ | % Penurunan | CM_{Bmax} | λ | % Peningkatan |
| 1,32 | 1,37 | 4 | 0,128 | 0 | -8,93 | 0,136 | 0 | 6,38 |
| | | 5 | 0,134 | 0 | -6,88 | 0,152 | 0 | 13,49 |
| | | 6 | 0,152 | 0 | -2,71 | 0,125 | 0 | -18,06 |
| | | 7 | 0,174 | 0 | -9,0 | 0,174 | 0 | -0,13 |

Berdasarkan **Tabel 4.5**, disimpulkan bahwa pemberian dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* menghasilkan peningkatan CM turbin Savonius. Kenaikan CM maksimum yang terbesar terjadi pada kecepatan optimum yaitu 5 m/s sebesar 13,49% setelah diberi pengganggu, sedangkan kenaikan CM maksimum terkecil terjadi di kecepatan angin 7 m/s dengan penurunan sebesar 18,06% setelah diberi dua silinder pengganggu. Nilai CM maximum berbanding lurus terhadap peningkatan torsi dinamis turbin dan berbanding terbalik dengan nilai kuadrat dari kecepatan angin, artinya semakin tinggi kecepatan angin, maka torsi dinamis semakin turun secara signifikan sehingga CM maximum juga menurun.

Dengan meningkatnya CM maksimum turbin setelah diberi dua silinder pengganggu pada kecepatan angin 4 m/s dan 5 m/s maka dapat disimpulkan bahwa dengan pemberian silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* maka secara teori akan terjadi efek nozzle yang menurunkan tekanan dan meningkatkan momentum aliran di antara silinder dengan *advancing blade*, juga menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta pada *returning blade*. Hal ini menyebabkan penurunan gaya drag pada *returning blade* dan peningkatan gaya drag pada *advancing blade*, sehingga selisih torsi antara *advancing* dan *returning blade* semakin tinggi, menyebabkan *Coefficient of Moment* meningkat. Akan tetapi karena posisi silinder yang terlalu dekat dengan turbin di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade*, maka efektivitas silinder pengganggu menurun pada kecepatan angin 6 m/s dan 7 m/s, sehingga terjadi penurunan *Coefficient of Moment* terhadap turbin konvensional.

4.4.3 Analisa *Static Torque Coefficient* antara Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder dan dengan Satu Silinder terhadap Turbin Savonius Konvensional

Gambar 4.24 hingga **Gambar 4.27** menunjukkan grafik *Static Torque Coefficient Power* turbin angin Savonius dengan dua silinder (CTS_B) dan dengan satu silinder pengganggu (CTS_A) sebagai fungsi dari posisi sudut *blade* yang dibandingkan terhadap turbin Savonius konvensional. Penelitian dilakukan pada kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s dan pada sudut $0^\circ < x < 180^\circ$ dengan interval sudut 10° .



Gambar 4. 24 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Savonius Konvensional (CTS₀), dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CTS_B) terhadap Posisi Sudut *Blade* (θ) pada Kecepatan Angin 4 m/s

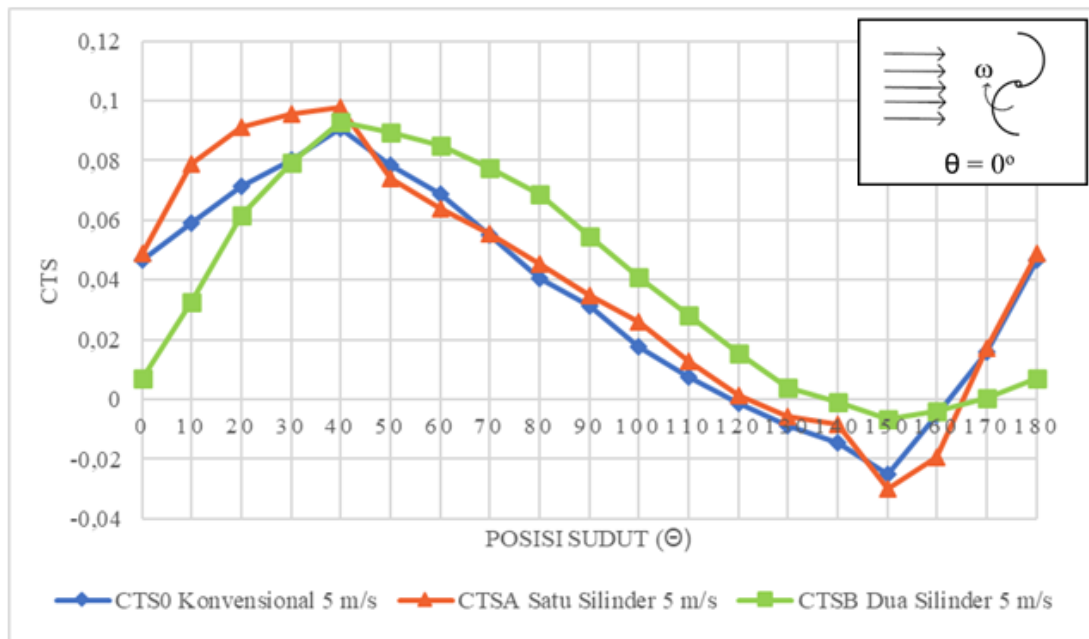
Berdasarkan **Gambar 4.24** diperoleh bahwa pada kecepatan angin 4 m/s, nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi pada turbin dengan satu silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,0738 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0238. Nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi dengan penggunaan dua silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,0875 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0238. Grafik hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan penggunaan dua silinder pengganggu terjadi peningkatan pada *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi dan torsi minimum terendah dibandingkan konvensional dan dengan satu silinder pengganggu.

Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi dibandingkan hanya dengan satu silinder pengganggu yaitu dari 0,0738 menjadi 0,0875 pada posisi sudut blade 40° dan peningkatan torsi minimum terendah dibandingkan dengan hanya satu silinder pengganggu yaitu dari -0,0238 menjadi -0,0238 pada posisi sudut blade 150° . Hal ini disebabkan karena penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dengan posisi sudut blade 40° untuk kecepatan angin 4 m/s mampu menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga efek *nozzle* yang terjadi membuat momentum aliran naik dan gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Lalu dengan adanya silinder di depan *returning blade* mampu menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulente sehingga terjadi penurunan gaya *drag* pada *returning blade*. Akibatnya, penggunaan dua silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih positif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin jauh lebih meningkat sehingga kemampuan *self starting*

turbin juga meningkat. Lalu, penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ juga berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi pada sudut 150° dibandingkan hanya dengan satu silinder pengganggu. Hal ini disebabkan pada posisi sudut blade 150° , silinder di depan *advancing blade* dapat menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga efek *nozzle* yang terjadi membuat momentum aliran naik dan gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Lalu dengan adanya silinder di depan *returning blade* mampu menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta sehingga terjadi penurunan gaya *drag* pada *returning blade*. Akibatnya, penggunaan dua silinder pengganggu menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih positif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin jauh lebih meningkat sehingga kemampuan *self starting* turbin juga meningkat.

Turbin dengan dua silinder pengganggu terjadi penurunan CTS pada sudut $0^\circ - 30^\circ$ yang disebabkan karena pada saat ini posisi *advancing blade* dekat dengan silinder pengganggu sehingga aliran udara yang mengenai permukaan *advancing blade* terganggu oleh silinder, akibatnya gaya *drag* dari *advancing blade* menurun. Pada posisi sudut 40° derajat, nilai CTS lebih baik dari konfigurasi lainnya karena *advancing blade* sudah mendekati silinder pengganggu bagian samping serta aliran fluida yang menuju *returning blade* terganggu sehingga selisih gaya *drag* antara *advancing* dan *returning blade* semakin tinggi, akibatnya torsi semakin positif. Selanjutnya pada posisi sudut $50^\circ - 90^\circ$ terjadi kenaikan CTS karena terjadi efek *nozzle* pada *advancing blade* akibat adanya silinder pengganggu di sampingnya. Pada posisi sudut $10^\circ - 160^\circ$ juga terjadi kenaikan CTS dibandingkan dengan konfigurasi lainnya karena aliran yang menyentuh permukaan *returning blade* terganggu oleh silinder pengganggu yang berada di depannya sehingga kecepatan dan momentum aliran fluida yang menyentuh permukaan *returning blade* menurun, akibatnya selisih gaya *drag* pada kedua *blade* meningkat dan nilai torsi yang dihasilkan Turbin Savonius meningkat.

Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ juga membuat *Static Torque Coefficient* pada rentang posisi sudut blade $50^\circ - 160^\circ$ yang semula bernilai negatif menjadi jauh lebih positif. Hal ini mengindikasikan penggunaan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* dengan rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius pada sudut-sudut tersebut. Akan tetapi pada sudut $0^\circ - 30^\circ$, turbin dengan dua silinder pengganggu memiliki *Static Torque Coefficient* yang lebih negatif daripada turbin konvensional dan dengan satu silinder, sehingga kemampuan *self starting* turbin pada posisi ini menurun. Hal ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan angin 4 m/s tidak semua posisi sudut blade terjadi peningkatan kemampuan *self starting* yang lebih baik daripada turbin konvensional, hanya pada sudut-sudut tertentu saja yang terjadi peningkatan kemampuan *self starting*.



Gambar 4. 25 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Savonius Konvensional (CTS₀), dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CTS_B) terhadap Posisi Sudut *Blade* (θ) pada Kecepatan Angin 5 m/s

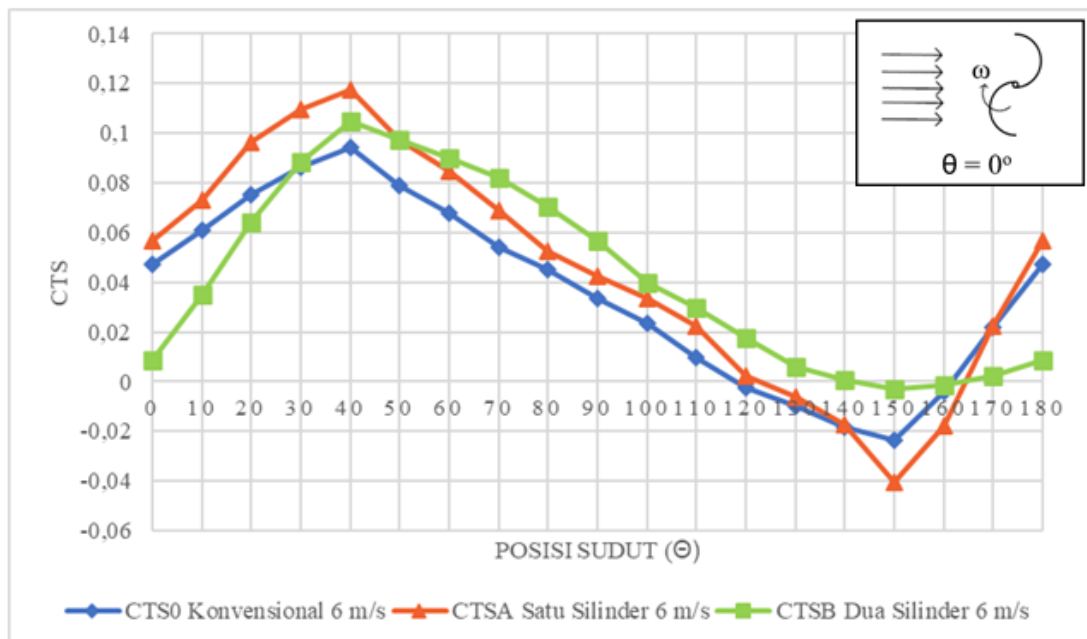
Berdasarkan **Gambar 4.25** diperoleh bahwa pada kecepatan angin 5 m/s, nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi pada turbin dengan satu silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,0977 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0301. Nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi dengan penggunaan dua silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,0928 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,064. Grafik hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan penggunaan dua silinder pengganggu terjadi penurunan pada *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi dibandingkan dengan satu silinder pengganggu dan peningkatan torsi minimum terendah dibandingkan dengan konvensional dan satu silinder pengganggu.

Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi dibandingkan hanya dengan satu silinder pengganggu yaitu dari 0,0977 menjadi 0,0928 pada posisi sudut blade 40° dan peningkatan torsi minimum terendah dibandingkan dengan hanya satu silinder pengganggu yaitu dari -0,0301 menjadi -0,064 pada posisi sudut blade 150° . Hal ini disebabkan karena penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dengan posisi sudut blade 40° untuk kecepatan angin 5 m/s kurang efektif dalam menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dan kurang efektif dalam menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulente pada *returning blade*. Hal ini karena posisi silinder terhadap turbin terlalu dekat. Akibatnya, penggunaan dua silinder pengganggu tidak cukup menimbulkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu dan terjadi penurunan nilai *Static Torque Coefficient* turbin pada sudut 40° sehingga kemampuan *self starting* turbin juga mengalami penurunan. Akan tetapi, penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan

returning blade pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ terbukti berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi pada sudut 150° dibandingkan hanya dengan satu silinder pengganggu sehingga kemampuan *self starting* turbin juga meningkat. Hal ini disebabkan pada posisi sudut blade 150° , silinder di depan *advancing blade* dapat menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga efek *nozzle* yang terjadi membuat momentum aliran naik dan gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Lalu dengan adanya silinder di depan *returning blade* mampu menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta sehingga terjadi penurunan gaya *drag* pada *returning blade*. Akibatnya, penggunaan dua silinder pengganggu ketika turbin membentuk sudut 150° menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih positif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin jauh lebih meningkat sehingga kemampuan *self starting* turbin juga meningkat.

Turbin dengan dua silinder pengganggu terjadi penurunan CTS pada sudut $0^\circ - 30^\circ$ yang disebabkan karena pada saat ini posisi *advancing blade* dekat dengan silinder pengganggu sehingga aliran udara yang mengenai permukaan *advancing blade* terganggu oleh silinder, akibatnya gaya *drag* dari *advancing blade* menurun. Pada posisi sudut 40° derajat, nilai CTS lebih baik dari konfigurasi lainnya karena *advancing blade* sudah mendekati silinder pengganggu bagian samping serta aliran fluida yang menuju *returning blade* terganggu sehingga selisih gaya *drag* antara *advancing* dan *returning blade* semakin tinggi, akibatnya torsi semakin positif. Selanjutnya pada posisi sudut $50^\circ - 90^\circ$ terjadi kenaikan CTS karena terjadi efek *nozzle* pada *advancing blade* akibat adanya silinder pengganggu di sampingnya. Pada posisi sudut $10^\circ - 160^\circ$ juga terjadi kenaikan CTS dibandingkan dengan konfigurasi lainnya karena aliran yang menyentuh permukaan *returning blade* terganggu oleh silinder pengganggu yang berada di depannya sehingga kecepatan dan momentum aliran fluida yang menyentuh permukaan *returning blade* menurun, akibatnya selisih gaya *drag* pada kedua *blade* meningkat dan nilai torsi yang dihasilkan Turbin Savonius meningkat.

Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ juga membuat *Static Torque Coefficient* pada rentang posisi sudut blade $50^\circ - 160^\circ$ yang semula bernilai negatif atau lebih negatif menjadi jauh lebih positif. Hal ini mengindikasikan penggunaan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* dengan rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius pada sudut-sudut tersebut. Akan tetapi pada sudut $0^\circ - 40^\circ$, turbin dengan dua silinder pengganggu memiliki *Static Torque Coefficient* yang lebih negatif daripada turbin konvensional dan dengan satu silinder, sehingga kemampuan *self starting* turbin pada posisi ini menurun. Hal ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan angin 5 m/s tidak semua posisi sudut blade terjadi peningkatan kemampuan *self starting* yang lebih baik daripada turbin konvensional, hanya pada sudut-sudut tertentu saja yang terjadi peningkatan kemampuan *self starting*.



Gambar 4. 26 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Savonius Konvensional (CTS₀), dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CTS_B) terhadap Posisi Sudut *Blade* (θ) pada Kecepatan Angin 6 m/s

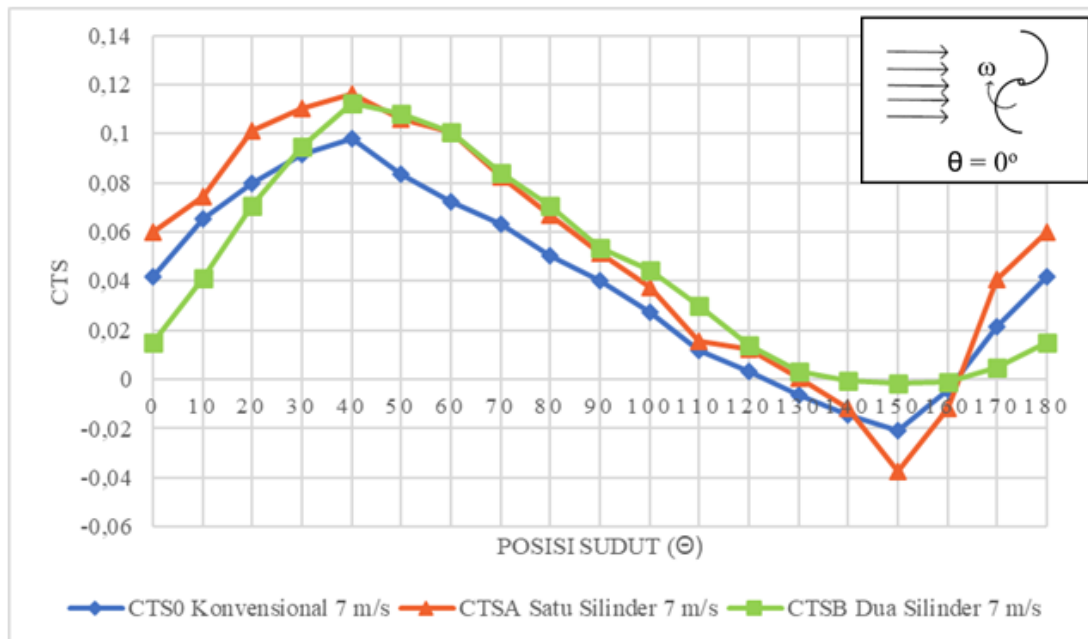
Berdasarkan **Gambar 4.26** diperoleh bahwa pada kecepatan angin 6 m/s, nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi pada turbin dengan satu silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,1174 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0407. Nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi dengan penggunaan dua silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,1047 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,027. Grafik hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan penggunaan dua silinder pengganggu terjadi penurunan pada *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi dibandingkan dengan satu silinder pengganggu dan peningkatan torsi minimum terendah dibandingkan dengan konvensional dan satu silinder pengganggu.

Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi dibandingkan hanya dengan satu silinder pengganggu yaitu dari 0,1174 menjadi 0,1047 pada posisi sudut blade 40° dan peningkatan torsi minimum terendah dibandingkan dengan hanya satu silinder pengganggu yaitu dari -0,0407 menjadi -0,027 pada posisi sudut blade 150° . Hal ini disebabkan karena penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dengan posisi sudut blade 40° untuk kecepatan angin 6 m/s kurang efektif dalam menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dan kurang efektif dalam menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta pada *returning blade*. Hal ini karena posisi silinder terhadap turbin terlalu dekat. Akibatnya, penggunaan dua silinder pengganggu tidak cukup menimbulkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu dan terjadi penurunan nilai *Static Torque Coefficient* turbin pada sudut 40° sehingga kemampuan *self starting* turbin juga mengalami penurunan. Akan tetapi, penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan

returning blade pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ terbukti berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi pada sudut 150° dibandingkan hanya dengan satu silinder pengganggu. Hal ini disebabkan pada posisi sudut blade 150° , silinder di depan *advancing blade* dapat menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga efek *nozzle* yang terjadi membuat momentum aliran naik dan gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Lalu dengan adanya silinder di depan *returning blade* mampu menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta sehingga terjadi penurunan gaya *drag* pada *returning blade*. Akibatnya, penggunaan dua silinder pengganggu ketika turbin membentuk sudut 150° menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih positif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin jauh lebih meningkat sehingga kemampuan *self starting* turbin juga meningkat sehingga kemampuan *self starting* turbin juga meningkat.

Turbin dengan dua silinder pengganggu terjadi penurunan CTS pada sudut $0^\circ - 30^\circ$ yang disebabkan karena pada saat ini posisi *advancing blade* dekat dengan silinder pengganggu sehingga aliran udara yang mengenai permukaan *advancing blade* terganggu oleh silinder, akibatnya gaya *drag* dari *advancing blade* menurun. Pada posisi sudut 40° derajat, nilai CTS lebih baik dari konfigurasi lainnya karena *advancing blade* sudah mendekati silinder pengganggu bagian samping serta aliran fluida yang menuju *returning blade* terganggu sehingga selisih gaya *drag* antara *advancing* dan *returning blade* semakin tinggi, akibatnya torsi semakin positif. Selanjutnya pada posisi sudut $50^\circ - 90^\circ$ terjadi kenaikan CTS karena terjadi efek *nozzle* pada *advancing blade* akibat adanya silinder pengganggu di sampingnya. Pada posisi sudut $10^\circ - 160^\circ$ juga terjadi kenaikan CTS dibandingkan dengan konfigurasi lainnya karena aliran yang menyentuh permukaan *returning blade* terganggu oleh silinder pengganggu yang berada di depannya sehingga kecepatan dan momentum aliran fluida yang menyentuh permukaan *returning blade* menurun, akibatnya selisih gaya *drag* pada kedua *blade* meningkat dan nilai torsi yang dihasilkan Turbin Savonius meningkat.

Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ juga membuat *Static Torque Coefficient* pada rentang posisi sudut blade $50^\circ - 160^\circ$ yang semula bernilai negatif atau lebih negatif menjadi jauh lebih positif. Hal ini mengindikasikan penggunaan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* dengan rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius pada sudut-sudut tersebut. Akan tetapi pada sudut $0^\circ - 40^\circ$, turbin dengan dua silinder pengganggu memiliki *Static Torque Coefficient* yang lebih negatif daripada turbin konvensional dan dengan satu silinder, sehingga kemampuan *self starting* turbin pada posisi ini menurun. Hal ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan angin 6 m/s tidak semua posisi sudut blade terjadi peningkatan kemampuan *self starting* yang lebih baik daripada turbin konvensional, hanya pada sudut-sudut tertentu saja yang terjadi peningkatan kemampuan *self starting*.



Gambar 4. 27 Grafik *Static Torque Coefficient* Turbin Savonius Konvensional (CTS₀), dengan Satu Silinder Pengganggu (CTS_A), dengan Dua Silinder Pengganggu (CTS_B) terhadap Posisi Sudut Blade (θ) pada Kecepatan Angin 7 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.27** diperoleh bahwa pada kecepatan angin 7 m/s, nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi pada turbin dengan satu silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,1160 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,0373. Nilai *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi dengan penggunaan dua silinder pengganggu pada jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ diperoleh pada posisi sudut blade 40° yaitu sebesar 0,1122 dan minimum terendah diperoleh pada posisi sudut blade 150° yaitu sebesar -0,018. Grafik hasil penelitian menunjukkan bahwa dengan penggunaan dua silinder pengganggu terjadi penurunan pada *Static Torque Coefficient* maksimum tertinggi dibandingkan dengan satu silinder pengganggu dan peningkatan torsi minimum terendah dibandingkan dengan konvensional dan satu silinder pengganggu.

Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi dibandingkan hanya dengan satu silinder pengganggu yaitu dari 0,1160 menjadi 0,1122 pada posisi sudut blade 40° dan peningkatan torsi minimum terendah dibandingkan dengan hanya satu silinder pengganggu yaitu dari -0,0373 menjadi -0,018 pada posisi sudut blade 150° . Hal ini disebabkan karena penggunaan silinder pengganggu pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dengan posisi sudut blade 40° untuk kecepatan angin 7 m/s kurang efektif dalam menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dan kurang efektif dalam menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta pada *returning blade*. Hal ini karena posisi silinder terhadap turbin terlalu dekat. Akibatnya, penggunaan dua silinder pengganggu tidak cukup menimbulkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu dan terjadi penurunan nilai *Static Torque Coefficient* turbin pada sudut 40° sehingga kemampuan *self starting* turbin juga mengalami penurunan. Akan tetapi, penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan

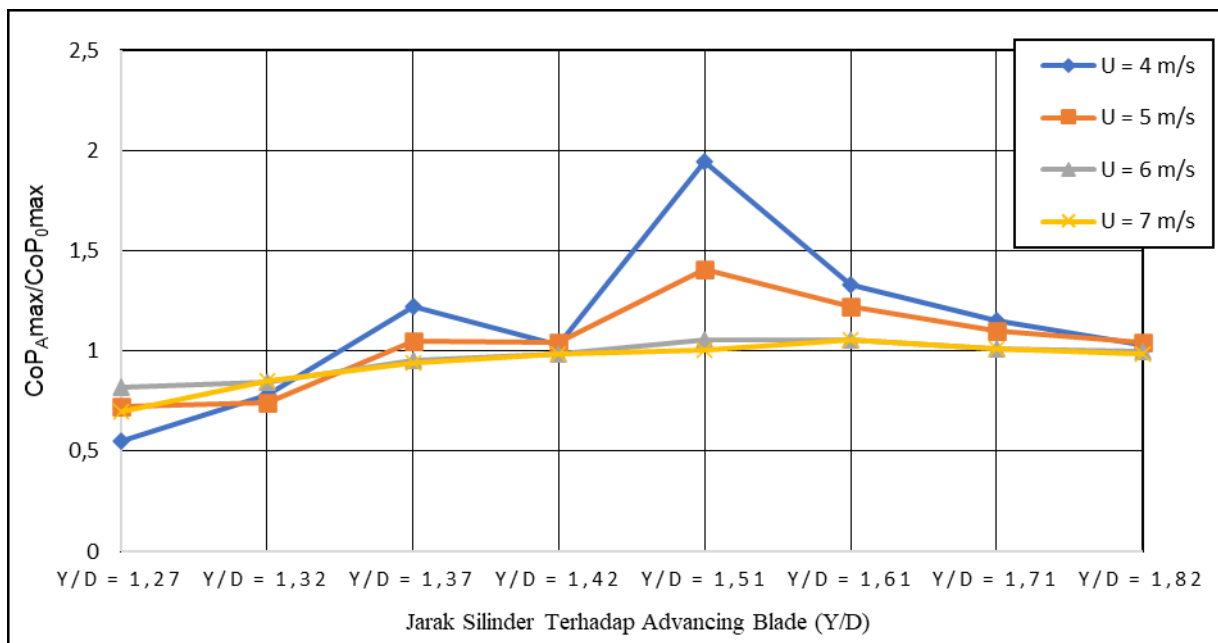
returning blade pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ terbukti berpengaruh pada peningkatan torsi maksimum tertinggi pada sudut 150° dibandingkan hanya dengan satu silinder pengganggu. Hal ini disebabkan pada posisi sudut blade 150° , silinder di depan *advancing blade* dapat menurunkan tekanan aliran fluida di antara kedua *bluff body* yaitu *advancing blade* dengan silinder sehingga efek *nozzle* yang terjadi membuat momentum aliran naik dan gaya *drag* pada *advancing blade* meningkat. Lalu dengan adanya silinder di depan *returning blade* mampu menurunkan tekanan dan mempercepat transisi aliran turbulenta sehingga terjadi penurunan gaya *drag* pada *returning blade*. Akibatnya, penggunaan dua silinder pengganggu ketika turbin membentuk sudut 150° menyebabkan kenaikan selisih gaya *drag* antara kedua sudu menjadi lebih positif dan nilai *Static Torque Coefficient* turbin jauh lebih meningkat sehingga kemampuan *self starting* turbin juga meningkat.

Turbin dengan dua silinder pengganggu terjadi penurunan CTS pada sudut $0^\circ - 30^\circ$ yang disebabkan karena pada saat ini posisi *advancing blade* dekat dengan silinder pengganggu sehingga aliran udara yang mengenai permukaan *advancing blade* terganggu oleh silinder, akibatnya gaya *drag* dari *advancing blade* menurun. Pada posisi sudut 40° derajat, nilai CTS lebih baik dari konfigurasi lainnya karena *advancing blade* sudah mendekati silinder pengganggu bagian samping serta aliran fluida yang menuju *returning blade* terganggu sehingga selisih gaya *drag* antara *advancing* dan *returning blade* semakin tinggi, akibatnya torsi semakin positif. Selanjutnya pada posisi sudut $50^\circ - 90^\circ$ terjadi kenaikan CTS karena terjadi efek *nozzle* pada *advancing blade* akibat adanya silinder pengganggu di sampingnya. Pada posisi sudut $10^\circ - 160^\circ$ juga terjadi kenaikan CTS dibandingkan dengan konfigurasi lainnya karena aliran yang menyentuh permukaan *returning blade* terganggu oleh silinder pengganggu yang berada di depannya sehingga kecepatan dan momentum aliran fluida yang menyentuh permukaan *returning blade* menurun, akibatnya selisih gaya *drag* pada kedua *blade* meningkat dan nilai torsi yang dihasilkan Turbin Savonius meningkat.

Penggunaan dua silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ juga membuat *Static Torque Coefficient* pada rentang posisi sudut blade $50^\circ - 160^\circ$ yang semula bernilai negatif atau lebih negatif menjadi jauh lebih positif. Hal ini mengindikasikan penggunaan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* dengan rasio jarak silinder $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dapat meningkatkan kemampuan *self starting* dari turbin angin Savonius pada sudut-sudut tersebut. Akan tetapi pada sudut $0^\circ - 40^\circ$, turbin dengan dua silinder pengganggu memiliki *Static Torque Coefficient* yang lebih negatif daripada turbin konvensional dan dengan satu silinder, sehingga kemampuan *self starting* turbin pada posisi ini menurun. Hal ini menandakan turbin angin Savonius dengan silinder pengganggu di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada kecepatan angin 7 m/s tidak semua posisi sudut blade terjadi peningkatan kemampuan *self starting* yang lebih baik daripada turbin konvensional, hanya pada sudut-sudut tertentu saja yang terjadi peningkatan kemampuan *self starting*.

4.5 Analisa Perbandingan Nilai *Coefficient of Power maximum* (CoP_{max}) antara Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu terhadap Konvensional (CoP_{Amax}/CoP_{0max}) Terhadap Variasi Kecepatan Angin 4 m/s hingga 7 m/s.

Pada subbab ini dianalisa pengaruh penggunaan dua silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ di samping *advancing blade* (Y/D) dengan variasi rasio jarak Y/D antara lain : 1,27; 1,32; 1,37; 1,42; 1,51; 1,61; 1,71; dan 1,82 pada kecepatan angin 4 - 7 m/s untuk mengetahui perbandingan *Coefficient of Power* optimum dengan satu silinder pengganggu (A) terhadap konvensional (CoP_{Amax}/CoP_{0max}) dari turbin Savonius. Adapun hasil penelitian diperoleh nilai *Coefficient of Power* terhadap variasi jarak Y/D ditunjukkan pada **Gambar 4.28**, dimana pada penelitian ini dilakukan oleh delapan mahasiswa dengan variasi Y/D yang berbeda – beda yaitu $Y/D = 1,27$ yang dilakukan oleh Mochammad Izhar Murti (2022), $Y/D = 1,32$ oleh Kornelius Chandra (2022), $Y/D = 1,37$ oleh Dhau Fara Shabira (2022), $Y/D = 1,42$ oleh Dhia Fairuz Shabrina (2022), $Y/D = 1,51$ oleh Muhammad Farhan (2022), $Y/D = 1,61$ oleh Deanova Ghivari Alzamora (2022), $Y/D = 1,71$ oleh Delfiando Sutiasa (2022), dan $Y/D = 1,82$ oleh M. Rifqi Putra Naufal (2022). Sehingga akan dilakukan analisa performa turbin angin Savonius pada variasi Y/D tersebut. Data yang akan dianalisa meliputi perbandingan nilai (CoP_{Amax}/CoP_{0max}) terhadap variasi Y/D di kecepatan angin 4 - 7 m/s dengan $d/D = 0,5$.



Gambar 4. 28 Grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu terhadap Konvensional (CoP_{Amax}/CoP_{0max}) dengan Variasi Y/D pada Kecepatan Angin 4 - 7 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.28** didapatkan nilai CoP_{Amax}/CoP_{0max} terhadap Y/D pada kecepatan angin 4 - 7 m/s dengan rentang variasi $Y/D = 1,27 - 1,82$. Dapat dilihat bahwa pada penggunaan satu silinder pengganggu tidak meningkatkan performa silinder pada semua variasi rasio jarak silinder, dimana nilai CoP_{Bmax}/CoP_{0max} kurang dari 1 adalah performa yang mengalami penurunan dan nilai CoP_{Bmax}/CoP_{0max} lebih dari 1 adalah performa yang mengalami peningkatan. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan performa dengan penggunaan satu silinder pengganggu pada seluruh variasi kecepatan angin sangat bergantung pada jarak silinder. Trendline grafik peningkatan performa cenderung meningkat dari jarak

silinder terdekat hingga mencapai jarak silinder optimum, kemudian performanya kembali menurun seiring jarak silinder bertambah. Pada setiap variasi kecepatan mempunyai nilai CoP_{Amax}/CoP_{0max} maksimum pada Y/D yang berbeda beda. Pada kecepatan 4 m/s didapatkan peningkatan CoP maksimum pada jarak optimum Y/D = 1,51 yaitu meningkat sebesar 194,35%, pada kecepatan 5 m/s didapatkan CoP maksimum pada jarak maksimum Y/D = 1,51 yaitu meningkat sebesar 140,0%, pada kecepatan 6 m/s didapatkan CoP maksimum pada jarak maksimum Y/D = 1,51 yaitu meningkat sebesar 105,27%, dan pada kecepatan 7 m/s didapatkan CoP maksimum pada jarak optimum Y/D = 1,61 yaitu meningkat sebesar 105,7%. Kemudian didapatkan juga bahwa kenaikan nilai CoP_{Amax}/CoP_{0max} cenderung mengalami penurunan efektivitas setelah melalui titik jarak silinder optimum ketika silinder pengganggu diletakkan pada jarak Y/D 1,61 – 1,82 pada kecepatan 4, 5, dan 6 m/s, serta pada jarak Y/D 1,71-1,82 pada kecepatan 7 m/s.

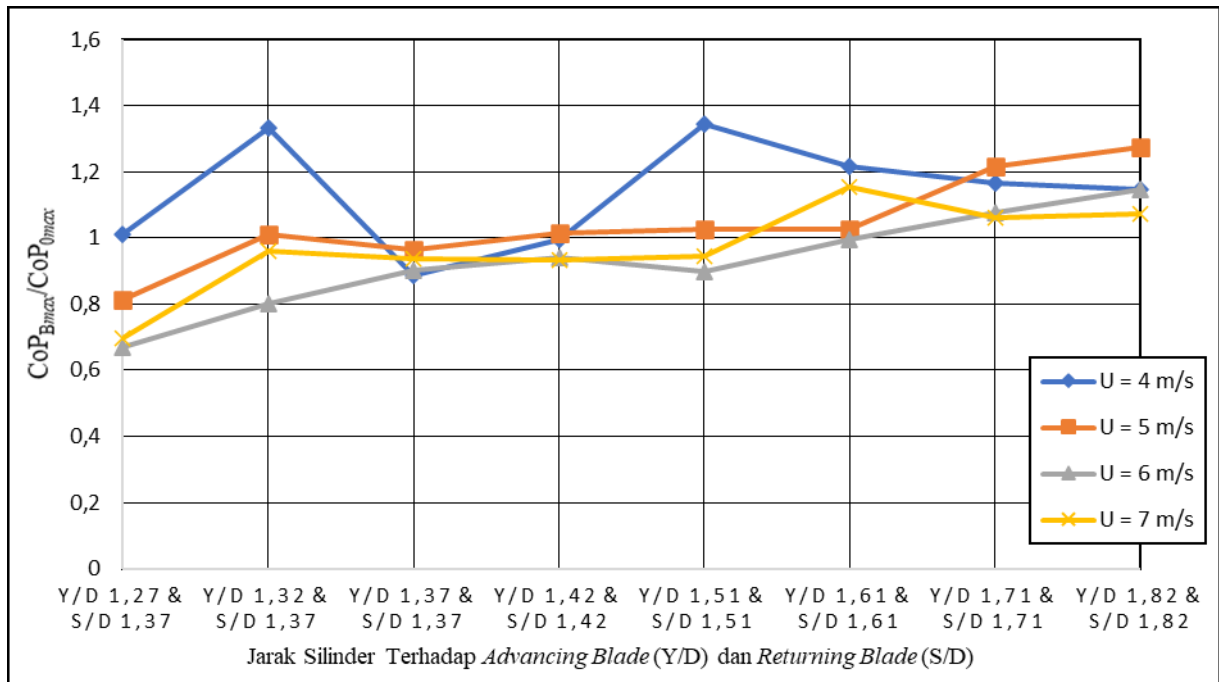
Performa dua silinder pada variasi Y/D kelima hingga kedelapan lebih baik pada semua variasi kecepatan karena jarak Y/D yang digunakan pada penempatan silinder pengganggu di samping *advancing blade* berada pada range optimum yaitu pada rentang 1,5 sampai 2,0 menurut penelitian terdahulu yang dilakukan **Sumner et al. (1997)**. Akibatnya variasi jarak silinder dalam rentang Y/D tersebut mampu memberikan efek *nozzle* yang lebih efektif ketika kecepatan angin yang lebih tinggi, sehingga *losses* fungsi kuadratik kecepatan yang terjadi kurang terasa dampaknya terhadap performa turbin Savonius bila dibandingkan dengan Y/D yang lebih dekat dengan turbin.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa pada semua kecepatan, semakin dekat jarak *advancing blade* turbin Savonius dengan silinder pengganggu (Y/D) maka semakin kurang berpengaruh terhadap nilai selisih gaya *drag* pada kedua *blade* Savonius karena jarak silinder yang terlalu dekat menyebabkan efek *nozzle* kurang efektif sedangkan tingginya kecepatan juga menyebabkan tingginya *losses*, akibatnya selisih gaya *drag* kedua blade Savonius semakin negatif karena *losses*-nya yang terlalu tinggi.

4.6 Analisa Perbandingan Nilai *Coefficient of Power maximum* (CoP_{max}) antara Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu terhadap Konvensional (CoP_{Bmax}/CoP_{0max}) Terhadap Variasi Kecepatan Angin 4 m/s hingga 7 m/s.

Pada subbab ini dianalisa pengaruh penggunaan dua silinder pengganggu berukuran $d/D = 0,5$ di samping *advancing blade* (Y/D) dan di depan *returning blade* (S/D) dengan variasi rasio jarak Y/D dan S/D antara lain : 1,27; 1,32; 1,37; 1,42; 1,51; 1,61; 1,71; dan 1,82 pada kecepatan angin 4 - 7 m/s untuk mengetahui perbandingan *Coefficient of Power* optimum dengan dua silinder pengganggu (B) terhadap konvensional (CoP_{Bmax}/CoP_{0max}) dari turbin Savonius. Adapun hasil penelitian diperoleh nilai *Coefficient of Power* terhadap variasi jarak Y/D dan S/D ditunjukkan pada **Gambar 4.29**, dimana pada penelitian ini dilakukan oleh delapan mahasiswa dengan variasi Y/D dan S/D yang berbeda – beda yaitu Y/D = 1,27 & S/D = 1,37 yang dilakukan oleh Mochammad Izhar Murti (2022), Y/D = 1,32 & S/D = 1,37 oleh Kornelius Chandra (2022), Y/D = 1,37 & S/D = 1,37 oleh Dhau Fara Shabira (2022), Y/D = 1,42 & S/D = 1,42 oleh Dhia Fairuz Shabrina (2022), Y/D = 1,51 & S/D = 1,51 oleh Muhammad Farhan (2022), Y/D = 1,61 & S/D = 1,61 oleh Deanova Ghivari Alzamora (2022), Y/D = 1,71 & S/D = 1,71 oleh Delfiando Sutiasa (2022), dan Y/D = 1,82 & S/D = 182 oleh M. Rifqi Putra Naufal (2022). Sehingga akan dilakukan analisa performa turbin angin Savonius pada variasi Y/D dan S/D tersebut. Data yang akan dianalisa meliputi perbandingan

nilai (CoP_{Bmax}/CoP_{0max}) terhadap variasi Y/D dan S/D di kecepatan angin 4 - 7 m/s dengan $d/D = 0,5$.



Gambar 4.29 Grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu terhadap Konvensional (CoP_{Bmax}/CoP_{0max}) dengan Variasi Y/D & S/D pada Kecepatan Angin 4 - 7 m/s

Berdasarkan **Gambar 4.29** didapatkan nilai CoP_{Bmax}/CoP_{0max} terhadap Y/D dan S/D pada kecepatan angin 4 - 7 m/s dengan rentang variasi Y/D dan S/D = 1,27 – 1,82. Dapat dilihat bahwa pada penggunaan dua silinder pengganggu tidak meningkatkan performa silinder pada semua variasi rasio jarak silinder, dimana nilai CoP_{Bmax}/CoP_{0max} kurang dari 1 adalah performa yang mengalami penurunan dan nilai CoP_{Bmax}/CoP_{0max} lebih dari 1 adalah performa yang mengalami peningkatan. Hal ini menunjukkan bahwa peningkatan performa dengan penggunaan dua silinder pengganggu pada seluruh variasi kecepatan angin sangat bergantung pada jarak silinder. Trendline grafik peningkatan performa cenderung meningkat dari jarak silinder terdekat hingga mencapai jarak silinder optimum, kemudian performanya kembali menurun seiring jarak silinder bertambah. Pada setiap variasi kecepatan mempunyai nilai CoP_{Bmax}/CoP_{0max} maksimum pada Y/D dan S/D yang berbeda beda. Pada kecepatan 4 m/s didapatkan peningkatan CoP maksimum pada jarak optimum Y/D = 1,51 dan S/D = 1,51 yaitu meningkat sebesar 134,43%, pada kecepatan 5 m/s didapatkan CoP maksimum pada jarak maksimum Y/D = 1,82 dan S/D = 1,82 yaitu meningkat sebesar 127,53%, pada kecepatan 6 m/s didapatkan CoP maksimum pada jarak maksimum Y/D = 1,82 dan S/D = 1,82 yaitu meningkat sebesar 114,45%, dan pada kecepatan 7 m/s didapatkan CoP maksimum pada jarak optimum Y/D = 1,61 dan S/D = 1,61 yaitu meningkat sebesar 115,43%. Kemudian didapatkan juga bahwa kenaikan nilai CoP_{Bmax}/CoP_{0max} cenderung mengalami penurunan efektivitas setelah melalui titik jarak silinder optimum ketika silinder pengganggu diletakkan pada jarak Y/D dan S/D 1,61 – 1,82 pada kecepatan 4 m/s, pada jarak Y/D dan S/D 1,71-1,82 pada kecepatan 7 m/s, sedangkan pada kecepatan 5 m/s dan 6 m/s masih belum diketahui titik

penurunan efektivitas peningkatan performa turbin setelah melalui titik jarak silinder optimum pada penelitian ini.

Performa dua silinder pada variasi Y/D dan S/D kelima hingga kedelapan lebih baik pada kecepatan tinggi (5 m/s hingga 7 m/s) karena jarak Y/D yang digunakan pada penempatan silinder pengganggu di samping *advancing blade* berada pada range optimum yaitu pada rentang 1,5 sampai 2,0 menurut penelitian terdahulu yang dilakukan **Sumner et al. (1997)**. Akibatnya variasi jarak silinder dalam rentang Y/D tersebut mampu memberikan efek nozzle yang lebih efektif ketika kecepatan angin yang lebih tinggi, sehingga *losses* fungsi kuadratik kecepatan yang terjadi kurang terasa dampaknya terhadap performa turbin Savonius. Akan tetapi pada kecepatan yang lebih rendah (4 m/s), performa turbin pada variasi Y/D dan S/D pertama, kedua, dan kelima lebih baik daripada variasi keenam hingga kedelapan karena jarak S/D yang digunakan pada penempatan silinder pengganggu di depan *returning blade* lebih dekat terhadap turbin sehingga terbukti memberikan pengaruh penurunan tekanan pada *returning blade* yang lebih baik. Oleh karena itu pada kecepatan 4 m/s, jarak S/D 1,61 hingga 1,82 dapat dikatakan penempatan silinder terlalu jauh jarak efektifnya dari turbin dan tidak saling mempengaruhi antara silinder dengan turbin.

Sehingga dapat disimpulkan bahwa pada kecepatan rendah semakin jauh jarak *returning blade* turbin Savonius dengan silinder pengganggu (S/D) maka semakin kurang berpengaruh terhadap nilai selisih gaya *drag* pada kedua *blade* Savonius karena seperti dua buah *bluff body* yang tidak saling mempengaruhi. Di lain sisi, pada kecepatan angin yang tinggi semakin dekat jarak *advancing blade* turbin Savonius dengan silinder pengganggu (Y/D) juga semakin kurang berpengaruh terhadap nilai selisih gaya *drag* pada kedua *blade* Savonius karena jarak silinder yang terlalu dekat menyebabkan efek *nozzle* kurang efektif sedangkan tingginya kecepatan juga menyebabkan tingginya *losses*, akibatnya selisih gaya *drag* kedua *blade* Savonius semakin negatif karena *losses*-nya yang terlalu tinggi.

BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa yang dilakukan dari penelitian mengenai pengaruh penggunaan silinder pengganggu berdiameter 165,2 mm ($d/D = 0,5$), di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* turbin angin Savonius pada rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ dengan variasi kecepatan angin 4, 5, 6, dan 7 m/s terhadap performa turbin dapat diambil kesimpulan antara lain :

1. Penggunaan silinder pengganggu $d/D = 0,5$ di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* turbin angin Savonius efektif dalam meningkatkan performa turbin angin Savonius pada kecepatan angin 4 m/s, akan tetapi tidak efektif dalam meningkatkan performa turbin angin Savonius pada kecepatan angin 5, 6, dan 7 m/s. Hal ini ditunjukkan dengan penurunan nilai *Coefficient of Power*, *Coefficient of Moment*, dan *Static Torque Coefficient* terhadap turbin angin Savonius konvensional (tanpa silinder).
2. Penggunaan silinder pengganggu $d/D = 0,5$ di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* turbin dengan rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ pada kecepatan angin 4 m/s paling efektif dalam meningkatkan nilai *Coefficient of Power* maksimum. Dimana pada kecepatan angin 4 m/s terjadi kenaikan sebesar 31,31% dari nilai *Coefficient of Power* maksimum turbin Savonius konvensional.
3. Penggunaan silinder pengganggu $d/D = 0,5$ di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* turbin dengan rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ pada seluruh variasi kecepatan angin efektif dalam meningkatkan nilai *Coefficient of Moment* maksimum untuk variasi kecepatan angin 4 dan 5 m/s saja. Dimana pada kecepatan angin 4 m/s terjadi kenaikan sebesar 6,38% dari nilai *Coefficient of Moment* maksimum turbin Savonius konvensional.
4. Penggunaan silinder pengganggu $d/D = 0,5$ di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* turbin dengan rasio jarak $Y/D = 1,32$ dan $S/D = 1,37$ untuk semua variasi kecepatan angin efektif meningkatkan nilai *Static Torque Coefficient* pada posisi sudut *blade* 50° hingga 160° sehingga kemampuan *self starting*-nya lebih baik daripada turbin Savonius konvensional. Namun menyebabkan turbin angin Savonius memiliki *self starting* yang lebih buruk pada beberapa posisi sudut sudu. Hal ini ditandai dengan adanya *Static Torque Coefficient* yang bernilai lebih negatif pada beberapa posisi sudut *blade*.

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan untuk penelitian selanjutnya antara lain sebagai berikut :

1. Perlu dilakukan penelitian eksperimental dengan rasio S/D yang optimum dan tetap namun rasio Y/D divariasikan atau berlaku sebaliknya agar dapat mengetahui lebih rinci pengaruh penambahan dua silinder terhadap perubahan performa turbin Savonius.
2. Menggunakan pelumas yang lebih pekat untuk melumasi *bearing* ketika pengukuran torsi dinamis.
3. Konstruksi turbin Savonius lebih dipertimbangkan aspek mekaniknya dan menggunakan *bearing* tipe *axial thrust* yang lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

- Al-Shemmeri, T. (2010). *Wind Turbines*. T. Al-Shemmeri and Ventus Publishing ApS.
- Ananto, B. R. (2020). Studi Eksperimen Peningkatan Kinerja Turbin Angin Savonius dengan Penempatan Silinder Pengganggu di Depan Returning Blade Turbin. *Tugas Akhir - TM184135*, 4, 60-98.
- Dewan Energi Nasional. (2019). *Outlook Energi Indonesia 2019*. Jakarta Selatan: DEN.
- DIRJEN DUKCAPIL. (2022, February 24). *273 Juta Penduduk Indonesia Terupdate Versi Kemendagri*. Retrieved from DIREKTORAT JENDERAL KEPENDUDUKAN DAN PENCATATAN SIPIL KEMENTERIAN DALAM NEGERI REPUBLIK INDONESIA: <https://dukcapil.kemendagri.go.id/berita/baca/1032/273-juta-penduduk-indonesia-terupdate-versi-kemendagri>
- Evans, A., Strezov, V., & Evans, T. (209). Assessment of sustainability indicators for renewable energy technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 3-5.
- Glenn Research Center. (2010, May 24). *What is Drag?* Retrieved February 21, 2022, from NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION: <https://web.archive.org/web/201052403905/http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/drag1.html>
- Gunawan, & Yuwono, T. (2021). NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF A CIRCULAR CYLINDER AS PASSIVE CONTROL ON THE SAVONIUS WIND TURBINE PERFORMANCE . *JOURNAL OF SOUTHWEST JIAOTONG UNIVERSITY*, 2-4.
- Mahmoud, N., El-Haroun, A., Wahba, E., & Nasef, M. (2012). An Experimental Study on Improvement of Savonius rotor performance. *Alexandria Engineering Journal*, 1.
- Mohamed, M., Janiga, G., Pap, E., & Thevenin, D. (2010). Optimal Blade Shape of A Modified Savonius Turbine Using an Obstacle Shielding the Returning Blade. *Alexandria Engineering Journal*, 236-242.
- Morrison, F. A. (2011). *An Introduction to Fluid Mechanics*. Michigan: Michigan Technology University.
- Prasetyo, A., Notosudjono, D., & Soebagja, H. (2019). STUDI POTENSI PENERAPAN DAN PENGEMBANGAN PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA ANGIN DI INDONESIA. 1.
- Pritchard, P. J., & Leylegian, J. C. (2015). *Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics 9th Edition*. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- Setiawan, P. A., Yuwono, T., & Widodo, W. A. (2019). Flow Analysis of a Circular Cylinder on The Savonius Hydrokinetic Turbine Performance Placed The Side of Advancing Blade. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS*, 1-8.

- Setiawan, P. A., Yuwono, T., Widodo, W. A., Julianto, E., & Santoso, M. (2019). Numerical Study of a Circular Cylinder Effect on the Vertical Axis Savonius Water Turbine Performance at the Side of the Advancing Blade with Horizontal Distance Variation. *International Journal of Renewable Energy Research*, 1 - 9.
- Setiawan, P., Yuwono, T., & Widodo, W. A. (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. *Journal of Physics: Conf. Series* 1179 (2019), 1 - 6.
- Sumner, D., Wong, S., Price, S., & Paidoussis, M. (1997). FLUID BEHAVIOUR OF SIDE-BY-SIDE CIRCULAR CYLINDERS IN STEADY CROSS-FLOW. *Journal of Fluids and Structures*, 14-18.
- Triyogi, Sakti, G., Aulia, F. N., & Wijaya, A. C. (2020). Improving the performance of Savonius wind turbine by installation of a circular cylinder upstream of returning turbine blade. *Alexandria Engineering Journal*, 1-10.
- WWEA. (2020, April 16). *Wind power capacity worldwide reaches 650,8 GW, 59,7 GW added in 2019*. Retrieved from <https://wwindea.org/world-wind-capacity-at-650-gw/>

LAMPIRAN

A. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT DAN TORSI STATIS TURBIN ANGIN SAVONIUS TANPA SILINDER PENGGANGGU

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

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | Td (Nm) | CoP ₀ | CM ₀ |
|--------|---------|----------------------|-----------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------|-------|---------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 4,5 | 247 | 25,866 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,878 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 4,5 | 233,5 | 24,452 | 10,01 | 40 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,830 | 0,037 | 0,0188 | 0,023 |
| 27,5 | 4,5 | 213,6 | 22,368 | 20,06 | 75 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,759 | 0,068 | 0,0315 | 0,041 |
| 27,5 | 4,5 | 203,2 | 21,279 | 25,09 | 90 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,722 | 0,080 | 0,0354 | 0,049 |
| 27,5 | 4,5 | 182,5 | 19,111 | 30,12 | 115 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,649 | 0,0105 | 0,0415 | 0,064 |
| 27,5 | 4,5 | 172,5 | 18,064 | 35,16 | 130 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,613 | 0,0117 | 0,0439 | 0,072 |
| 27,5 | 4,5 | 157,4 | 16,483 | 40,19 | 140 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,559 | 0,0123 | 0,0421 | 0,075 |
| 27,5 | 4,5 | 136,8 | 14,326 | 45,24 | 155 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,486 | 0,0135 | 0,0402 | 0,083 |
| 27,5 | 4,5 | 132,8 | 13,907 | 50,27 | 160 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,472 | 0,0135 | 0,0391 | 0,083 |
| 27,5 | 4,5 | 97,8 | 10,242 | 55,31 | 180 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,348 | 0,0154 | 0,0327 | 0,094 |
| 27,5 | 4,5 | 79,6 | 8,336 | 65,39 | 20 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,283 | 0,0166 | 0,0287 | 0,102 |
| 27,5 | 4,5 | 74,5 | 7,802 | 70,46 | 210 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,265 | 0,0172 | 0,0279 | 0,105 |
| 27,5 | 4,5 | 61 | 6,388 | 80,55 | 230 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,217 | 0,0184 | 0,0244 | 0,113 |
| 27,5 | 4,5 | 46 | 4,817 | 90,58 | 250 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,163 | 0,0197 | 0,0197 | 0,120 |
| 27,5 | 4,5 | 0 | 0 | 10,66 | 270 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0209 | 0 | 0,128 |

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

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | Td (Nm) | CoP ₀ | CM ₀ |
|-----------|------------|----------------------|--------------|-----------|-----------|---------|------------------------|-----------------------|-------|------------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 5 | 294,9 | 30,882 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,943 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 5 | 254,8 | 26,683 | 10,03 | 70 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,815 | 0,074 | 0,0299 | 0,037 |
| 27,5 | 5 | 239,6 | 25,091 | 20,03 | 10 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,766 | 0,099 | 0,0374 | 0,049 |
| 27,5 | 5 | 213,1 | 22,316 | 30,02 | 150 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,682 | 0,0148 | 0,050 | 0,073 |
| 27,5 | 5 | 181,6 | 19,017 | 40,08 | 20 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,581 | 0,0197 | 0,0568 | 0,098 |
| 27,5 | 5 | 159,9 | 16,745 | 50,16 | 230 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,511 | 0,0222 | 0,0562 | 0,110 |
| 27,5 | 5 | 134,4 | 14,074 | 60,13 | 260 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,430 | 0,0247 | 0,0525 | 0,122 |
| 27,5 | 5 | 103,6 | 10,849 | 70,15 | 280 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,331 | 0,0259 | 0,0425 | 0,128 |
| 27,5 | 5 | 77,5 | 8,116 | 80,16 | 30 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,248 | 0,0271 | 0,0333 | 0,134 |
| 27,5 | 5 | 51,8 | 5,424 | 90,25 | 310 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,166 | 0,0271 | 0,0222 | 0,134 |
| 27,5 | 5 | 0 | 0 | 10,27 | 320 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0271 | 0 | 0,134 |

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

| T (°C) | U (m/s) | n_0 (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ (kg/m ³) | λ | Td (Nm) | CoP ₀ | CM ₀ |
|--------|---------|-------------|------------------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------------|-----------|---------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 6 | 352,6 | 36,924 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,940 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 6 | 332,5 | 34,819 | 20,1 | 70 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,886 | 0,062 | 0,0188 | 0,021 |
| 27,5 | 6 | 305,3 | 31,971 | 40,15 | 150 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,814 | 0,0136 | 0,0379 | 0,047 |
| 27,5 | 6 | 275,7 | 28,871 | 60,21 | 250 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,735 | 0,0234 | 0,0592 | 0,081 |
| 27,5 | 6 | 238,7 | 24,997 | 70,21 | 320 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,636 | 0,0308 | 0,0674 | 0,106 |
| 27,5 | 6 | 216,1 | 22,630 | 80,29 | 350 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,576 | 0,0333 | 0,0659 | 0,114 |
| 27,5 | 6 | 188,5 | 19,740 | 90,29 | 360 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,502 | 0,0333 | 0,0575 | 0,114 |
| 27,5 | 6 | 164,8 | 17,258 | 110,33 | 390 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,439 | 0,0345 | 0,0521 | 0,119 |
| 27,5 | 6 | 148,9 | 15,593 | 130,35 | 40 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,397 | 0,0333 | 0,0454 | 0,114 |
| 27,5 | 6 | 10,2 | 10,493 | 150,39 | 410 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,267 | 0,0320 | 0,0294 | 0,110 |
| 27,5 | 6 | 65,3 | 6,838 | 170,45 | 450 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,174 | 0,0345 | 0,0206 | 0,119 |
| 27,5 | 6 | 53,6 | 5,613 | 190,52 | 50 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,143 | 0,0382 | 0,0188 | 0,131 |
| 27,5 | 6 | 42,7 | 4,472 | 210,58 | 530 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,114 | 0,0394 | 0,0154 | 0,136 |
| 27,5 | 6 | 0 | 0 | 220,66 | 580 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0443 | 0 | 0,152 |

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

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | Td (Nm) | CoP ₀ | CM ₀ |
|--------|---------|----------------------|-----------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------|-------|---------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 7 | 450,46 | 47,172 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 1,029 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 7 | 432,54 | 45,295 | 20,02 | 50 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,988 | 0,037 | 0,092 | 0,09 |
| 27,5 | 7 | 389,27 | 40,764 | 50 | 20 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,889 | 0,0185 | 0,0416 | 0,047 |
| 27,5 | 7 | 379,865 | 39,779 | 70,02 | 250 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,868 | 0,0222 | 0,0487 | 0,056 |
| 27,5 | 7 | 337,78 | 35,372 | 80,14 | 330 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,772 | 0,0308 | 0,0601 | 0,078 |
| 27,5 | 7 | 279,91 | 29,312 | 120,01 | 460 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,639 | 0,0419 | 0,0678 | 0,106 |
| 27,5 | 7 | 266,065 | 27,862 | 130,14 | 510 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,608 | 0,0469 | 0,0720 | 0,118 |
| 27,5 | 7 | 236,895 | 24,808 | 140,01 | 560 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,541 | 0,0518 | 0,0709 | 0,131 |
| 27,5 | 7 | 188,755 | 19,766 | 150,02 | 590 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,431 | 0,0543 | 0,0591 | 0,137 |
| 27,5 | 7 | 176,605 | 18,494 | 160,09 | 610 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,403 | 0,0555 | 0,0566 | 0,140 |
| 27,5 | 7 | 144,6 | 15,142 | 180,14 | 650 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,330 | 0,0580 | 0,0484 | 0,146 |
| 27,5 | 7 | 128,905 | 13,499 | 20,18 | 670 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,294 | 0,0580 | 0,0431 | 0,146 |
| 27,5 | 7 | 92,245 | 9,660 | 240,3 | 770 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,211 | 0,0653 | 0,0348 | 0,165 |
| 27,5 | 7 | 77,92 | 8,160 | 260,36 | 780 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,178 | 0,0641 | 0,0288 | 0,162 |
| 27,5 | 7 | 63,39 | 6,638 | 30,5 | 820 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,145 | 0,0641 | 0,0235 | 0,162 |
| 27,5 | 7 | 0 | 0 | 320,57 | 880 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0690 | 0 | 0,174 |

Tabel A. 5 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius Konvensional pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

| Sudut | T _{SA} (N.CM) | | | |
|-------|------------------------|-------|-------|-------|
| | 4 m/s | 5 m/s | 6 m/s | 7 m/s |
| 0 | 0,33 | 0,94 | 1,37 | 1,65 |
| 10 | 0,55 | 1,19 | 1,77 | 2,58 |
| 20 | 0,74 | 1,44 | 2,2 | 3,16 |
| 30 | 0,87 | 1,62 | 2,51 | 3,62 |
| 40 | 0,98 | 1,83 | 2,75 | 3,89 |
| 50 | 0,82 | 1,58 | 2,3 | 3,31 |
| 60 | 0,71 | 1,39 | 1,98 | 2,87 |
| 70 | 0,58 | 1,11 | 1,58 | 2,51 |
| 80 | 0,45 | 0,82 | 1,31 | 1,99 |
| 90 | 0,3 | 0,63 | 0,98 | 1,6 |
| 100 | 0,16 | 0,36 | 0,68 | 1,09 |
| 110 | 0,05 | 0,15 | 0,28 | 0,47 |
| 120 | -0,07 | -0,03 | -0,07 | 0,12 |
| 130 | -0,15 | -0,18 | -0,29 | -0,25 |
| 140 | -0,2 | -0,29 | -0,54 | -0,57 |
| 150 | -0,28 | -0,51 | -0,68 | -0,83 |
| 160 | -0,1 | -0,11 | -0,12 | -0,16 |
| 170 | 0,16 | 0,32 | 0,63 | 0,85 |
| 180 | 0,33 | 0,94 | 1,37 | 1,65 |

B. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT DAN TORSI STATIS TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN SATU SILINDER PENGGANGGU

Tabel B. 1 Data putaran, *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 m/s

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | Td (Nm) | CoP _A | CM _A |
|-----------|------------|-------------------------|--------------|-----------|-----------|---------|------------------------|-----------------------|-------|------------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 4,5 | 234,1 | 24,515 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,832 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 4,5 | 211,9 | 22,190 | 5,08 | 30 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,753 | 0,031 | 0,0142 | 0,019 |
| 27,5 | 4,5 | 202 | 21,153 | 10,02 | 50 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,718 | 0,049 | 0,0216 | 0,030 |
| 27,5 | 4,5 | 191,7 | 20,075 | 20,06 | 70 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,681 | 0,062 | 0,0257 | 0,038 |
| 27,5 | 4,5 | 171,1 | 17,918 | 30,11 | 10 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,608 | 0,086 | 0,0321 | 0,053 |
| 27,5 | 4,5 | 157,1 | 16,451 | 40,16 | 120 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,558 | 0,098 | 0,0336 | 0,060 |
| 27,5 | 4,5 | 136,4 | 14,284 | 45,3 | 130 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,485 | 0,0104 | 0,0310 | 0,064 |
| 27,5 | 4,5 | 97,3 | 10,189 | 50,18 | 160 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,346 | 0,0135 | 0,0286 | 0,083 |
| 27,5 | 4,5 | 78 | 8,168 | 55,26 | 170 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,277 | 0,0142 | 0,0240 | 0,087 |
| 27,5 | 4,5 | 55,8 | 5,843 | 75,72 | 220 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,198 | 0,0178 | 0,0216 | 0,109 |
| 27,5 | 4,5 | 0 | 0 | 85,79 | 240 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0190 | 0 | 0,116 |

Tabel B. 2 Data putaran, *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 5 m/s

| T (°C) | U (m/s) | n_0 (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ (kg/m ³) | λ | Td (Nm) | CoPA | CM _A |
|--------|---------|-------------|------------------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------------|-----------|---------|--------|-----------------|
| 27,5 | 5 | 277,6 | 29,070 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,888 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 5 | 255,4 | 26,745 | 20,02 | 50 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,817 | 0,037 | 0,0150 | 0,018 |
| 27,5 | 5 | 236 | 24,714 | 30,02 | 80 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,755 | 0,062 | 0,0230 | 0,031 |
| 27,5 | 5 | 224,7 | 23,531 | 40,07 | 110 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,719 | 0,086 | 0,0307 | 0,043 |
| 27,5 | 5 | 197,8 | 20,714 | 50,13 | 150 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,633 | 0,0123 | 0,0386 | 0,061 |
| 27,5 | 5 | 181,2 | 18,975 | 60,19 | 180 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,580 | 0,0148 | 0,0424 | 0,073 |
| 27,5 | 5 | 127,5 | 13,352 | 70,19 | 220 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,408 | 0,0185 | 0,0373 | 0,092 |
| 27,5 | 5 | 95,1 | 9,959 | 75,28 | 250 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,304 | 0,0216 | 0,0325 | 0,107 |
| 27,5 | 5 | 86,3 | 9,037 | 80,28 | 280 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,276 | 0,0246 | 0,0337 | 0,122 |
| 27,5 | 5 | 78,7 | 8,241 | 95,28 | 30 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,252 | 0,0253 | 0,0315 | 0,125 |
| 27,5 | 5 | 65,7 | 6,880 | 105,38 | 310 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,210 | 0,0252 | 0,0263 | 0,125 |
| 27,5 | 5 | 0 | 0 | 110,43 | 310 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0246 | 0 | 0,122 |

Tabel B. 3 Data putaran, *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 6 m/s

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | T _d (Nm) | CoP _A | CM _A |
|--------|---------|----------------------|-----------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------|-------|---------------------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 6 | 333 | 34,872 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,887 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 6 | 308,9 | 32,348 | 20,02 | 80 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,823 | 0,074 | 0,0210 | 0,025 |
| 27,5 | 6 | 295,6 | 30,955 | 30,02 | 130 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,788 | 0,0123 | 0,0334 | 0,042 |
| 27,5 | 6 | 277,7 | 29,081 | 40,02 | 170 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,740 | 0,0160 | 0,0408 | 0,055 |
| 27,5 | 6 | 256,1 | 26,819 | 50,03 | 220 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,683 | 0,0210 | 0,0492 | 0,072 |
| 27,5 | 6 | 234,4 | 24,546 | 60,08 | 270 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,625 | 0,0259 | 0,0556 | 0,089 |
| 27,5 | 6 | 218,1 | 22,839 | 70,13 | 30 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,581 | 0,0284 | 0,0567 | 0,098 |
| 27,5 | 6 | 20,2 | 20,965 | 80,14 | 320 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,534 | 0,0296 | 0,0543 | 0,102 |
| 27,5 | 6 | 177,3 | 18,567 | 90,2 | 340 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,473 | 0,0308 | 0,0501 | 0,106 |
| 27,5 | 6 | 147,6 | 15,457 | 10,21 | 350 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,393 | 0,0308 | 0,0417 | 0,106 |
| 27,5 | 6 | 126,4 | 13,237 | 110,23 | 360 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,337 | 0,0308 | 0,0357 | 0,106 |
| 27,5 | 6 | 104,5 | 10,943 | 130,22 | 420 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,279 | 0,0357 | 0,0342 | 0,123 |
| 27,5 | 6 | 81,8 | 8,566 | 150,27 | 450 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,218 | 0,0370 | 0,0277 | 0,127 |
| 27,5 | 6 | 72,2 | 7,561 | 170,34 | 490 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,192 | 0,0394 | 0,0261 | 0,136 |
| 27,5 | 6 | 69,1 | 7,236 | 190,39 | 510 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,184 | 0,0394 | 0,0250 | 0,136 |
| 27,5 | 6 | 0 | 0 | 20,39 | 550 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0431 | 0 | 0,148 |

Tabel B. 4 Data putaran, *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 7 m/s

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | T _d (Nm) | CoP _A | CM _A |
|--------|---------|----------------------|-----------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------|-------|---------------------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 7 | 409,2 | 42,851 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,935 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 7 | 388,7 | 40,705 | 20,06 | 80 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,888 | 0,074 | 0,0166 | 0,019 |
| 27,5 | 7 | 350,5 | 36,704 | 40,1 | 160 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,801 | 0,0148 | 0,0299 | 0,037 |
| 27,5 | 7 | 331,5 | 34,715 | 60,16 | 260 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,757 | 0,0247 | 0,0472 | 0,062 |
| 27,5 | 7 | 301,3 | 31,552 | 70,22 | 320 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,688 | 0,0308 | 0,0536 | 0,078 |
| 27,5 | 7 | 292,3 | 30,610 | 80,23 | 360 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,668 | 0,0345 | 0,0582 | 0,087 |
| 27,5 | 7 | 276,8 | 28,986 | 90,25 | 390 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,632 | 0,0370 | 0,0591 | 0,093 |
| 27,5 | 7 | 265,6 | 27,814 | 10,26 | 420 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,607 | 0,0394 | 0,0605 | 0,10 |
| 27,5 | 7 | 251,2 | 26,306 | 110,28 | 450 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,574 | 0,0419 | 0,0608 | 0,106 |
| 27,5 | 7 | 235,2 | 24,630 | 120,29 | 470 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,537 | 0,0431 | 0,0586 | 0,109 |
| 27,5 | 7 | 208 | 21,782 | 130,35 | 50 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,475 | 0,0456 | 0,0548 | 0,115 |
| 27,5 | 7 | 182,3 | 19,090 | 150,38 | 530 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,416 | 0,0468 | 0,0493 | 0,118 |
| 27,5 | 7 | 159,9 | 16,745 | 170,43 | 560 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,365 | 0,0481 | 0,0444 | 0,121 |
| 27,5 | 7 | 118,5 | 12,409 | 190,44 | 620 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,271 | 0,0530 | 0,0363 | 0,134 |
| 27,5 | 7 | 116,6 | 12,210 | 240,58 | 690 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,266 | 0,0554 | 0,0373 | 0,140 |
| 27,5 | 7 | 110,5 | 11,572 | 260,62 | 720 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,252 | 0,0567 | 0,0361 | 0,143 |
| 27,5 | 7 | 83,2 | 8,713 | 290,75 | 760 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,190 | 0,0579 | 0,0278 | 0,146 |
| 27,5 | 7 | 74,5 | 7,802 | 320,8 | 80 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,170 | 0,0591 | 0,0254 | 0,149 |
| 27,5 | 7 | 49,9 | 5,226 | 340,82 | 840 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,114 | 0,0616 | 0,0177 | 0,156 |
| 27,5 | 7 | 0 | 0 | 370,92 | 880 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0628 | 0 | 0,159 |

Tabel B. 5 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius dengan Satu Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

| Sudut | T _{s0} (N.CM) | | | |
|-------|------------------------|-------|-------|-------|
| | 4 m/s | 5 m/s | 6 m/s | 7 m/s |
| 0 | 0,46 | 0,99 | 1,66 | 2,37 |
| 10 | 0,64 | 1,6 | 2,14 | 2,96 |
| 20 | 0,8 | 1,85 | 2,82 | 4,01 |
| 30 | 0,87 | 1,94 | 3,2 | 4,38 |
| 40 | 0,96 | 1,98 | 3,43 | 4,6 |
| 50 | 0,77 | 1,5 | 2,84 | 4,2 |
| 60 | 0,74 | 1,3 | 2,48 | 4 |
| 70 | 0,62 | 1,13 | 2,02 | 3,27 |
| 80 | 0,48 | 0,92 | 1,54 | 2,66 |
| 90 | 0,35 | 0,71 | 1,24 | 2,03 |
| 100 | 0,19 | 0,53 | 0,98 | 1,49 |
| 110 | 0,13 | 0,26 | 0,65 | 0,61 |
| 120 | -0,01 | 0,03 | 0,06 | 0,49 |
| 130 | -0,08 | -0,12 | -0,18 | 0,03 |
| 140 | -0,12 | -0,17 | -0,5 | -0,47 |
| 150 | -0,31 | -0,61 | -1,19 | -1,48 |
| 160 | -0,24 | -0,39 | -0,52 | -0,46 |
| 170 | 0,08 | 0,35 | 0,65 | 1,61 |
| 180 | 0,46 | 0,99 | 1,66 | 2,37 |

C. DATA PUTARAN, COEFFICIENT OF POWER, COEFFICIENT OF MOMENT DAN TORSI STATIS TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN DUA SILINDER PENGGANGGU

Tabel C. 1 Data putaran, *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 m/s

| T (°C) | U (m/s) | n₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m²) | ρ(kg/m³) | λ | Td (Nm) | CoP_B | CM_B |
|-------------------|--------------------|--------------------------------|----------------------|-------------------|-------------------|--------------|------------------------------|----------------------------|----------|--------------------|------------------------|-----------------------|
| 27,5 | 4,5 | 253 | 26,494 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,899 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 4,5 | 239,6 | 25,091 | 5,03 | 20 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,851 | 0,018 | 0,096 | 0,011 |
| 27,5 | 4,5 | 232,7 | 24,368 | 10,06 | 50 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,827 | 0,049 | 0,0249 | 0,030 |
| 27,5 | 4,5 | 222,3 | 23,279 | 20,07 | 70 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,790 | 0,062 | 0,0298 | 0,038 |
| 27,5 | 4,5 | 213,8 | 22,389 | 25,11 | 90 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,760 | 0,080 | 0,0372 | 0,049 |
| 27,5 | 4,5 | 197,4 | 20,672 | 30,16 | 110 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,701 | 0,098 | 0,0422 | 0,060 |
| 27,5 | 4,5 | 191,6 | 20,064 | 35,21 | 130 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,681 | 0,0117 | 0,0487 | 0,072 |
| 27,5 | 4,5 | 182 | 19,059 | 40,24 | 150 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,647 | 0,0135 | 0,0535 | 0,083 |
| 27,5 | 4,5 | 172,3 | 18,043 | 45,32 | 170 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,612 | 0,0154 | 0,0576 | 0,094 |
| 27,5 | 4,5 | 153 | 16,022 | 50,41 | 180 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,544 | 0,0160 | 0,0531 | 0,098 |
| 27,5 | 4,5 | 145,6 | 15,247 | 55,48 | 190 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,517 | 0,0166 | 0,0525 | 0,101 |
| 27,5 | 4,5 | 130,6 | 13,676 | 59,48 | 20 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,464 | 0,0173 | 0,0492 | 0,106 |
| 27,5 | 4,5 | 97,9 | 10,252 | 69,49 | 220 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,348 | 0,0186 | 0,0395 | 0,114 |
| 27,5 | 4,5 | 73,8 | 7,728 | 74,81 | 240 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,262 | 0,0204 | 0,0327 | 0,125 |
| 27,5 | 4,5 | 0 | 0 | 79,86 | 260 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0222 | 0 | 0,136 |

Tabel C. 2 Data putaran, *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 5 m/s

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | Td (Nm) | CoP _B | CM _B |
|--------|---------|----------------------|-----------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------|-------|---------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 5 | 285,4 | 29,887 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,913 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 5 | 270,8 | 28,358 | 10,01 | 40 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,866 | 0,037 | 0,0159 | 0,018 |
| 27,5 | 5 | 256,2 | 26,829 | 20,07 | 70 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,819 | 0,062 | 0,0250 | 0,031 |
| 27,5 | 5 | 245,5 | 25,709 | 30,07 | 10 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,785 | 0,086 | 0,0335 | 0,043 |
| 27,5 | 5 | 234,4 | 24,546 | 40,12 | 120 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,750 | 0,099 | 0,0366 | 0,049 |
| 27,5 | 5 | 219,4 | 22,976 | 50,1 | 160 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,702 | 0,0136 | 0,0471 | 0,067 |
| 27,5 | 5 | 211,6 | 22,159 | 55,14 | 180 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,677 | 0,0154 | 0,0516 | 0,076 |
| 27,5 | 5 | 203,8 | 21,342 | 65,23 | 20 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,652 | 0,0166 | 0,0537 | 0,082 |
| 27,5 | 5 | 183,1 | 19,174 | 70,31 | 230 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,586 | 0,0197 | 0,0571 | 0,098 |
| 27,5 | 5 | 176 | 18,431 | 75,34 | 240 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,563 | 0,0203 | 0,0566 | 0,101 |
| 27,5 | 5 | 161,4 | 16,902 | 85,37 | 260 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,516 | 0,0215 | 0,0551 | 0,107 |
| 27,5 | 5 | 137 | 14,347 | 95,35 | 280 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,438 | 0,0228 | 0,0494 | 0,113 |
| 27,5 | 5 | 121,1 | 12,682 | 10,41 | 280 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,387 | 0,0222 | 0,0425 | 0,110 |
| 27,5 | 5 | 83,3 | 8,723 | 110,42 | 30 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,266 | 0,0234 | 0,0309 | 0,116 |
| 27,5 | 5 | 70 | 7,330 | 120,43 | 320 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,224 | 0,0246 | 0,0273 | 0,122 |
| 27,5 | 5 | 53 | 5,550 | 130,44 | 340 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,170 | 0,0259 | 0,0217 | 0,128 |
| 27,5 | 5 | 47,4 | 4,964 | 130,44 | 350 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,152 | 0,0271 | 0,0203 | 0,134 |
| 27,5 | 5 | 0 | 0 | 140,5 | 390 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0308 | 0 | 0,152 |

Tabel C. 3 Data putaran, *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 6 m/s

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | Td (Nm) | CoP _B | CM _B |
|--------|---------|----------------------|-----------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------|-------|---------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 6 | 332,2 | 34,788 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,885 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 6 | 323,2 | 33,845 | 20,05 | 0,07 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,861 | 0,062 | 0,0183 | 0,021 |
| 27,5 | 6 | 291,2 | 30,494 | 40,15 | 0,15 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,776 | 0,0136 | 0,0362 | 0,047 |
| 27,5 | 6 | 259,2 | 27,143 | 60,2 | 0,23 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,691 | 0,0209 | 0,0498 | 0,072 |
| 27,5 | 6 | 218,9 | 22,923 | 70,21 | 0,29 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,583 | 0,0271 | 0,0544 | 0,093 |
| 27,5 | 6 | 197,2 | 20,651 | 80,21 | 0,31 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,526 | 0,0283 | 0,0512 | 0,098 |
| 27,5 | 6 | 180,5 | 18,902 | 90,22 | 0,33 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,481 | 0,0296 | 0,0489 | 0,102 |
| 27,5 | 6 | 157,7 | 16,514 | 10,28 | 0,36 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,420 | 0,0320 | 0,0463 | 0,110 |
| 27,5 | 6 | 111,3 | 11,655 | 110,31 | 0,38 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,297 | 0,0333 | 0,0339 | 0,114 |
| 27,5 | 6 | 80,4 | 8,419 | 115,34 | 0,39 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,214 | 0,0339 | 0,0250 | 0,117 |
| 27,5 | 6 | 74,7 | 7,823 | 125,43 | 0,4 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,199 | 0,0339 | 0,0232 | 0,117 |
| 27,5 | 6 | 62,9 | 6,587 | 130,46 | 0,42 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,168 | 0,0357 | 0,0206 | 0,123 |
| 27,5 | 6 | 0 | 0 | 135,55 | 0,43 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0363 | 0 | 0,125 |

Tabel C. 4 Data putaran, *Coefficient of Power* dan *Coefficient of Moment* Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 7 m/s

| T (°C) | U (m/s) | n ₀ (rpm) | ω (rad/s) | m (gr) | s (gr) | r (m) | A (m ²) | ρ(kg/m ³) | λ | T _d (Nm) | CoP _B | CM _B |
|--------|---------|----------------------|-----------|--------|--------|---------|---------------------|-----------------------|-------|---------------------|------------------|-----------------|
| 27,5 | 7 | 435,1 | 45,564 | 0 | 0 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,994 | 0 | 0 | 0 |
| 27,5 | 7 | 420 | 43,982 | 20,06 | 50 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,959 | 0,037 | 0,090 | 0,09 |
| 27,5 | 7 | 413,9 | 43,344 | 40,14 | 10 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,946 | 0,074 | 0,0176 | 0,019 |
| 27,5 | 7 | 390,8 | 40,924 | 60,22 | 170 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,893 | 0,0135 | 0,0306 | 0,034 |
| 27,5 | 7 | 380,5 | 39,846 | 80,27 | 240 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,869 | 0,0197 | 0,0433 | 0,050 |
| 27,5 | 7 | 357 | 37,385 | 10,38 | 290 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,816 | 0,0234 | 0,0482 | 0,059 |
| 27,5 | 7 | 343,4 | 35,961 | 120,44 | 340 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,784 | 0,0271 | 0,0537 | 0,068 |
| 27,5 | 7 | 326,8 | 34,222 | 140,46 | 40 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,747 | 0,0320 | 0,0604 | 0,081 |
| 27,5 | 7 | 307,5 | 32,201 | 160,52 | 460 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,702 | 0,0369 | 0,0656 | 0,093 |
| 27,5 | 7 | 286,8 | 30,034 | 180,59 | 510 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,655 | 0,0406 | 0,0673 | 0,103 |
| 27,5 | 7 | 276 | 28,903 | 20,65 | 550 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,630 | 0,0431 | 0,0687 | 0,109 |
| 27,5 | 7 | 254,7 | 26,672 | 220,7 | 580 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,582 | 0,0443 | 0,0652 | 0,112 |
| 27,5 | 7 | 217,8 | 22,808 | 240,78 | 650 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,498 | 0,0505 | 0,0635 | 0,128 |
| 27,5 | 7 | 204,5 | 21,415 | 260,88 | 690 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,467 | 0,0529 | 0,0625 | 0,134 |
| 27,5 | 7 | 165,8 | 17,363 | 280,96 | 730 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,379 | 0,0554 | 0,0530 | 0,140 |
| 27,5 | 7 | 96,2 | 10,074 | 301 | 790 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,220 | 0,0603 | 0,0335 | 0,152 |
| 27,5 | 7 | 82,4 | 8,629 | 321,11 | 830 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,188 | 0,0628 | 0,0299 | 0,159 |
| 27,5 | 7 | 47,7 | 4,995 | 341,17 | 890 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0,109 | 0,0677 | 0,0186 | 0,171 |
| 27,5 | 7 | 0 | 0 | 361,27 | 920 | 0,01269 | 0,092 | 1,17 | 0 | 0,0689 | 0 | 0,174 |

Tabel C. 5 Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius dengan Dua Silinder Pengganggu pada Kecepatan Angin 4 – 7 m/s

| Sudut | T _{SB} (N.CM) | | | |
|-------|------------------------|-------|-------|-------|
| | 4 m/s | 5 m/s | 6 m/s | 7 m/s |
| 0 | 0,07 | 0,14 | 0,26 | 0,59 |
| 10 | 0,4 | 0,66 | 1,03 | 1,63 |
| 20 | 0,73 | 1,25 | 1,87 | 2,81 |
| 30 | 1,01 | 1,61 | 2,59 | 3,75 |
| 40 | 1,14 | 1,88 | 3,06 | 4,45 |
| 50 | 1,05 | 1,81 | 2,84 | 4,29 |
| 60 | 0,98 | 1,72 | 2,63 | 3,99 |
| 70 | 0,85 | 1,57 | 2,4 | 3,33 |
| 80 | 0,74 | 1,39 | 2,06 | 2,81 |
| 90 | 0,58 | 1,11 | 1,66 | 2,13 |
| 100 | 0,43 | 0,83 | 1,17 | 1,76 |
| 110 | 0,31 | 0,57 | 0,87 | 1,19 |
| 120 | 0,18 | 0,31 | 0,51 | 0,56 |
| 130 | 0,1 | 0,08 | 0,18 | 0,13 |
| 140 | 0 | -0,02 | 0,02 | -0,03 |
| 150 | -0,01 | -0,13 | -0,08 | -0,07 |
| 160 | 0,01 | -0,08 | -0,04 | -0,05 |
| 170 | 0,03 | 0,01 | 0,07 | 0,19 |
| 180 | 0,07 | 0,14 | 0,26 | 0,59 |

BIODATA PENULIS



Kornelius Chandra adalah anak pertama dari dua bersaudara. Penulis lahir di Surabaya tanggal 19 Desember 2000. Riwayat akademik Penulis dimulai dari jenjang Sekolah Dasar di SDK St. Theresia II Surabaya, kemudian melanjutkan ke jenjang Sekolah Menengah Pertama di SMPK St. Agnes Surabaya, kemudian melanjutkan ke jenjang Sekolah Menengah Atas di SMAK St. Agnes Surabaya. Penulis melanjutkan studi ke jenjang Perguruan Tinggi di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya terhitung mulai tanggal 27 Agustus 2018.

Selama menempuh perkuliahan, penulis aktif mengikuti kegiatan akademik maupun non-akademik. Penulis aktif mengikuti organisasi kemahasiswaan, yaitu Media Komunikasi Teknik Mesin ITS (DIMENSI ITS) tahun kepengurusan 2020-2021 sebagai Kepala Biro Literasi dan Pengembangan. Penulis juga mengikuti Program Kreativitas Mahasiswa (PKM) yang diselenggarakan tingkat Institut pada tahun 2021 sebagai peserta pembantu dengan topik *Solar Water Heater*. Penulis mengikuti berbagai macam pelatihan akademik seperti Autodesk Inventor *Professional class* dan kelas ANSYS untuk menunjang akademik. Pada tahun ketiga perkuliahan, penulis berkesempatan untuk melakukan kerja praktek di PT. Aneka Gas Industri, Tbk. SIER, Surabaya pada bagian *process control* dan *management* distribusi selama 54 hari. Penulis dapat dihubungi melalui email korneliuscw@gmail.com.

