

**TUGAS AKHIR - TM184835**

**STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN  
ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN  
SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN SUDU *RETURNING*  
(S/D) DAN DI SAMPING SUDU *ADVANCING* (Y/D)**

“Studi Kasus  $d/D = 0,5$ , dengan jarak S/D = 1,27 dan 1,32 ; Y/D = 1,27 dan 1,32”

**GHANI ALIM NURBAWONO**

NRP 02111840000025

Dosen Pembimbing

**Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D.**

NIP 198105292003122001

**PROGRAM STUDI SARJANA**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**TUGAS AKHIR - TM184835**

**STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN  
ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN  
SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN SUDU *RETURNING*  
(S/D) DAN DI SAMPING SUDU *ADVANCING* (Y/D)**

**“Studi Kasus  $d/D = 0,5$ , dengan jarak  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$  ;  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ ”**

**GHANI ALIM NURBAWONO**

**NRP. 0211184000025**

Dosen Pembimbing

**Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.**

**NIP. 198105292003122001**

**PROGRAM STUDI SARJANA**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**FINAL PROJECT - TM184835**

**NUMERICAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE ADDITION OF CYLINDERS AT THE SIDE OF THE ADVANCING BLADE (Y/D) AND IN FRONT OF THE RETURNING BLADE (S/D)**

**“Case Study  $d/D = 0.5$  , with distances  $S/D = 1.27$  and  $1.32$ ,  $Y/D = 1.27$  and  $1.32$ ”**

**GHANI ALIM NURBAWONO**

**NRP. 0211184000025**

Advisor

**Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.**

**NIP. 198105292003122001**

**Undergraduate Study Program**

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

## LEMBAR PENGESAHAN

### STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D) DAN SILINDER DI SAMPING SUDU ADVANCING (Y/D)

“Studi Kasus  $d/D = 0,5$  , dengan jarak  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$ ,  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ ”

#### 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

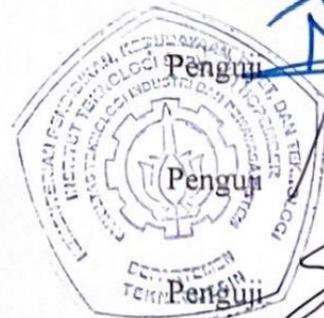
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **GHANI ALIM NURBAWONO**

NRP. 0211184000025

Disetujui oleh Tim Penguji Proposal Tugas Akhir :

1. Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D. Pembimbing
2. Nur Ikhwan, ST., M.Eng. Penguji
3. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA. Penguji
4. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko Penguji



**SURABAYA**

**Juli, 2022**

## APPROVAL SHEET

### NUMERICAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE ADDITION OF CYLINDERS AT THE SIDE OF THE ADVANCING BLADE (Y/D) AND IN FRONT OF THE RETURNING BLADE (S/D)

“Case Study  $d/D = 0.5$  , with distances  $S/D = 1.27$  and  $1.32$ ,  $Y/D = 1.27$  and  $1.32$ ”

### FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements

for obtaining a degree bachelor at

Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

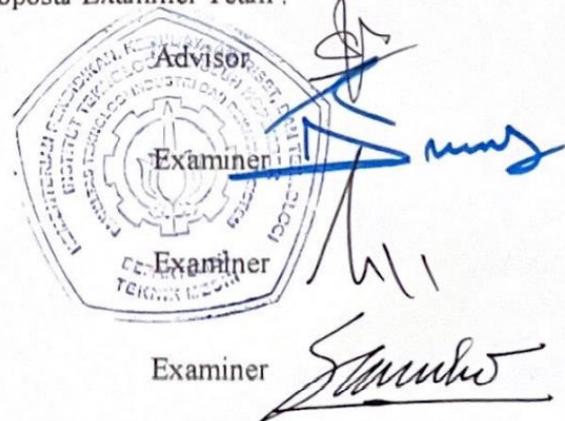
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By : **GHANI ALIM NURBAWONO**

NRP. **0211184000025**

Approved by Final Project Proposal Examiner Team :

1. Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D.
2. Nur Ikhwan, S.T., MEng.
3. Prof. Dr. Ir. Tri Yogi Yuwono, DEA.
4. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko



**SURABAYA**

**July , 2022**

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama mahasiswa / NRP : Ghani Alim Nurbawono / 0211184000025

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing/NIP : Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D. /  
198105292003122001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul

**STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS  
DENGAN VARIASI PENAMBAHAN SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN  
SUDU RETURNING (S/D) DAN SILINDER DI SAMPING SUDU ADVANCING  
(Y/D)**

“Studi Kasus  $d/D = 0,5$  , dengan jarak  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$ ,  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ ”

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, 12 Juli 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing

Mahasiswa,



(Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D.)

NIP. 198105292003122001



Ghani Alim Nurbawono

NRP. 0211184000025

## STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below :

Name of student / NRP : Ghani Alim Nurbawono / 02111840000025

Department : Mechanical Engineering

Advisor/NIP : Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D. /  
198105292003122001

Hereby declare that the Final Project with the title of

**NUMERICAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE ADDITION OF CYLINDERS AT THE SIDE OF THE ADVANCING BLADE (Y/D) AND IN FRONT OF THE RETURNING BLADE (S/D)**

“Case Study  $d/D = 0.5$  , with distances  $S/D = 1.27$  and  $1.32$ ,  $Y/D = 1.27$  and  $1.32$ ”

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, 12 July 2022

Acknowledged

Advisor

The image shows a handwritten signature in black ink over a circular official stamp of Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). The stamp contains the text 'KEMAHAMAHARAN KERTAJANAN RISET DAN TEKNOLOGI' and 'INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA'.

(Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D.)

NIP. 198105292003122001

Student

The image shows a handwritten signature in black ink.

Ghani Alim Nurbawono

NRP. 02111840000025

## ABSTRAK

### STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D) DAN SILINDER DI SAMPING SUDU ADVANCING (Y/D)

“Studi Kasus  $d/D = 0,5$  , dengan jarak  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$ ,  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ ”

Nama Mahasiswa : GHANI ALIM NURBAWONO

NRP : 0211184000025

Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS

Dosen Pembimbing : Vivien Suphandani Djanali, ST, ME, PhD.

Semakin bertambahnya jumlah penduduk menyebabkan meningkatnya kebutuhan energi. Cadangan minyak bumi Indonesia terus menurun dari 5,9 miliar barel pada tahun 1995 menjadi 3,7 miliar barel pada tahun 2015. Begitu pula dengan produksi minyak bumi yang terus mengalami penurunan. Oleh karena itu, hal seperti ini perlu adanya upaya menggunakan energi alternatif atau biasa disebut energi baru dan terbarukan (EBT) untuk mengatasi adanya krisis energi di masa depan. Salah satu sumber energi baru dan terbarukan yang menjadi potensi besar di Indonesia adalah energi angin. Akan tetapi, pengembangan energi angin di Indonesia masih sangat minim dan menjadi tantangan nasional. Dimana pada rentang kecepatan angin tersebut tergolong kecepatan angin yang rendah yaitu 3 - 6 m/s. Salah satu jenis turbin angin yang cocok dengan kondisi angin seperti ini adalah *Vertical Axis Wind-Turbine* (VAWT) bertipe Savonius. Penambahan silinder pengganggu diharapkan akan mendefleksikan aliran angin. Yang mana defleksi tersebut akan meningkatkan *power coefficient* dari turbin angin Savonius.

Penelitian ini dilakukan dengan metode numerik menggunakan software ANSYS 2021R2 dengan tiga tahapan, yaitu *pre-processing*, *processing*, dan *post processing*. Penelitian ini menggunakan tipe turbin angin Savonius konvensional dengan penambahan silinder penghalang di depan sudu *returning* dan disamping sudu *advancing*. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan model simulasi turbulensi *Realizable k-epsilon*. Hasil yang akan diperoleh dari penelitian ini yaitu berupa kontur tekanan, kontur kecepatan, distribusi koefisien tekanan, nilai *coefficient of moment* terhadap nilai TSR dan fungsi *azimuth* , dan *coefficient of power* terhadap nilai TSR. Simulasi mendapatkan hasil bahwa pada turbin angin Savonius pada konfigurasi penempatan satu silinder disamping *advancing blade* dapat menaikkan performa dari turbin pada setiap TSR yang disimulasikan. Hal tersebut dikarenakan ada pengaruh *attach flow* yang meningkat kecepatannya pada sisi cembung *advancing blade*. Pada konfigurasi penempatan dua silinder disamping *advancing blade* dan didepan *returning blade* dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27; 1,32$  dan  $S/D = 1,27; 1,32$  mengalami kenaikan performa pada TSR 0,5 dan 0,6. Untuk perbedaan variasi jarak  $Y/D = 1,27; 1,32$  dan  $S/D = 1,27; 1,32$  didapatkan bahwa variasi jarak  $Y/D = 1,32$  dan  $S/D = 1,32$  memiliki kenaikan yang lebih tinggi. Dalam kesimpulannya didapatkan bahwa konfigurasi paling bagus pada penelitian ini yaitu pada jarak  $Y/D = 1,32$ .

**Kata kunci** : turbin angin, numerik, *domain*, *boundary condition*, silinder.

## ABSTRACT

### NUMERICAL STUDY OF INCREASING THE PERFORMANCE OF THE SAVONIUS WIND TURBINE WITH THE ADDITION OF CYLINDERS AT THE SIDE OF THE ADVANCING BLADE (Y/D) AND IN FRONT OF THE RETURNING BLADE (S/D)

“Case Study  $d/D = 0.5$  , with distances  $S/D = 1.27$  and  $1.32$ ,  $Y/D = 1.27$  and  $1.32$ ”

**Student Name** : GHANI ALIM NURBAWONO  
**NRP** : 0211184000025  
**Department** : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
**Advisor** : Vivien Suphandani Djanali, ST, ME, PhD.

The increasing population causes an increase in energy demand. Indonesia's oil reserves continue to decline from 5.9 billion barrels in 1995 to 3.7 billion barrels in 2015. Likewise, oil production continues to decline. Therefore, it is necessary to make efforts to use alternative energy or commonly called new and renewable energy (EBT) to overcome the energy crisis in the future. One of the new and renewable energy sources that has great potential in Indonesia is wind energy. However, the development of wind energy in Indonesia is still very minimal and becomes a national challenge. Where the wind speed range is classified as a low wind speed of 3 - 6 m/s. One type of wind turbine that is suitable for wind conditions like this is the Vertical Axis Wind-Turbine (VAWT) of the Savonius type. The addition of a disruptive cylinder is expected to deflect the wind flow. This deflection will increase the power coefficient of the Savonius wind turbine.

This research was conducted using a numerical method using ANSYS 2021R2 software with three stages, namely pre-processing, processing, and post-processing. This study uses a conventional type of Savonius wind turbine with the addition of a barrier cylinder in front of the returning blades and beside the advancing blades. This research was conducted using Realizable k-epsilon turbulence simulation model. The results to be obtained from this study are in the form of pressure contours, velocity contours, pressure coefficient distribution, coefficient of moment value to TSR value and azimuth function, and coefficient of power to TSR value. The simulation results that the Savonius wind turbine in a single cylinder placement configuration beside the advancing blade can increase the performance of the turbine at each simulated TSR. This is because there is the influence of attach flow which increases its speed on the convex side of the advancing blade. In the configuration of the placement of two cylinders beside the advancing blade and in front of the returning blade with distance variations  $Y/D = 1.27$ ;  $1.32$  and  $S/D = 1.27$ ;  $1.32$ , there is an increase in performance at TSR 0.5 and 0.6 . For differences in distance variations  $Y/D = 1.27$ ;  $1.32$  and  $S/D = 1.27$ ;  $1.32$  it was found that variations in distance  $Y/D = 1.32$  and  $S/D = 1.32$  had a higher increase. tall. In conclusion, it is found that the best configuration in this study is at a distance of  $Y/D = 1.32$ .

**Keyword** : wind turbine, numerical, domain, boundary condition, cylinder.

## KATA PENGANTAR

Segala puja dan puji syukur penulis panjatkan kepada Allah Swt. atas segala limpahan rahmat-Nya, sehingga penulisan Tugas Akhir dengan judul **“STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN SILINDER PENGGANGGU DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D) DAN SILINDER DI SAMPING SUDU ADVANCING (Y/D)”** **“Studi Kasus  $d/D = 0,5$  , dengan jarak  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$ ,  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ ”** dapat terselesaikan. Ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya juga penulis sampaikan kepada seluruh pihak yang telah membimbing, membantu, dan mendukung penulis dalam proses penyelesaian tugas akhir ini. Beberapa pihak tersebut antara lain:

1. Ibu dan Bapak selaku kedua orang tua serta keluarga penulis yang senantiasa mendoakan dan mendukung perjalanan hidup penulis.
2. Ibu Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D selaku pembimbing Tugas Akhir yang memberikan motivasi dan bimbingan kepada penulis serta jalan keluar untuk permasalahan yang penulis temui dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA., Bapak Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko, dan Bapak Nur Ikhwan ST. M.Eng. selaku dosen penguji Tugas Akhir yang telah berkenan memberi masukan dan kritik yang sangat membangun demi penyempurnaan Tugas Akhir ini.
4. Bapak Bambang Pramujati, Ir. M.Sc., Eng. PhD selaku dosen wali akademik penulis yang senantiasa memberikan motivasi dan bimbingan akademik selama penulis mengenyam pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
5. Teman – Teman Simulasi Savonius Artha, Fauzan, Agha, Dan Tiya yang saling mendukung, membantu, dan memberikan semangat untuk bersama-sama menuntaskan kewajiban akademik selama setahun terakhir.
6. Keluarga besar M61 yang telah memberikan banyak pengalaman dan kenangan berharga selama penulis menjalani pendidikan di Departemen Teknik Mesin ITS.
7. Teman-teman penulis di kampung halaman, tempat penulis untuk rehat sejenak dari segala hiruk pikuk kesibukan penulis selama ini.
8. Semua pihak yang belum disebutkan di atas dikarenakan keterbatasan penulis.

Perlu disadari bahwa Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kekurangan, baik dari segi penulisan maupun analisis yang dilakukan oleh penulis. Oleh karena itu, penulis mengharapkan segala jenis masukan dan saran dari semua pihak guna perbaikan kualitas Tugas Akhir serupa di kemudian hari. Tidak lupa juga penulis berharap Tugas Akhir ini dapat memberi manfaat, baik untuk pembaca maupun khalayak umum.

Surabaya, Juli 2022

**Penulis**

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	i
APPROVAL SHEET .....	ii
PERNYATAAN ORISINALITAS .....	iii
STATEMENT OF ORIGINALITY .....	iv
ABSTRAK .....	v
ABSTRACT .....	vi
KATA PENGANTAR .....	vii
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR .....	xi
DAFTAR TABEL.....	xiv
PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	3
1.3 Batasan Masalah .....	4
1.4 Tujuan Penelitian .....	4
1.5 Manfaat Penelitian .....	4
TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Turbin Angin.....	5
2.2 Turbin Angin <i>Savonius</i> .....	6
2.3 Gaya <i>Drag</i> .....	6
2.4 <i>Coefficient Of Power</i> ( $C_P$ ).....	8
2.5 Coefficient of Moment.....	9
2.6 Momentum Angular.....	9
2.7 Hukum Betz .....	9
2.8 Torsi.....	10
2.9 <i>Tip Speed Ratio</i> .....	10
2.10 Penelitian Terdahulu .....	11
2.10.1 Penelitian Silinder dengan Pengganggu (Tsustsui dan Igarashi, 2002) .....	11
2.10.2 Penelitian Eksperimental Pengaruh Variasi Jarak Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius (Putro, 2017) .....	12
2.10.3 Penelitian Studi Eksperimental Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius (Syafardinah, 2018) .....	14
2.10.4 Studi Eksperimental dan Numerik Pengaruh Pemasangan Silinder Pengganggu Tipe I-65° Terhadap Performa Turbin Angin Savonius (Sakti et al , 2019).....	17

2.10.5 Studi eksperimental tentang peningkatan kinerja rotor Savonius dengan tirai plat datar (Altan, et a, 2008).....	22
2.10.6 Studi numerik terhadap turbin hidrokinetik Savonius dengan pemberian silinder (Setiawan et al , 2019).....	25
2.10.7 Penelitian Eksperimental terhadap Penempatan Silinder Pengganggu di Depan Returning Blade dengan Re 99000 (Triyogi et. al. 2020) .....	28
METODOLOGI PENELITIAN.....	30
3.1 Variasi.....	30
3.2 Tahap <i>Pre-Processing</i> .....	30
3.2.1 Pembuatan Geometri .....	30
3.2.2 Domain Simulasi .....	31
3.2.3 Pembuatan <i>Meshing</i> .....	32
3.2.4 <i>Boundary Condition</i> .....	34
3.3 Tahap <i>Processing</i> .....	34
3.3.1 <i>General</i> .....	35
3.3.2 <i>Models</i> .....	35
3.3.3 <i>Material</i> .....	35
3.3.4 <i>Cell Zone Condition</i> .....	35
3.3.5 <i>Boundary Condition</i> .....	35
3.3.6 <i>Solution</i> .....	35
3.3.7 <i>Initialize</i> .....	36
3.3.8 <i>Residual</i> .....	36
3.3.9 <i>Run Calculation</i> .....	36
3.4 Tahap <i>Post Processing</i> .....	36
3.4.1 Perhitungan Bilangan Reynolds .....	36
3.5 <i>Grid Independency Test</i> .....	36
3.6 FlowChart .....	38
ANALISIS DAN DISKUSI.....	41
4.1 Komparasi Hasil Simulasi .....	41
4.2 Hasil Simulasi Numerik Turbin Angin Savonius Dengan Penambahan Silinder Pengganggu di Depan <i>Returning Blade</i> (S/D) = 1,27;1,32 dan Silinder di Samping <i>Advancing Blade</i> (Y/D) = 1,27;1,32 Pada Kecepatan 4 m/s.....	42
4.2.1 Kontur Kecepatan .....	42
4.2.2 Kontur Koefisien Tekanan.....	46
4.2.3 Distribusi Koefisien Tekanan .....	50
4.3 Diskusi .....	57

4.3.1 Kontur Kecepatan dan Koefisien Tekanan .....	57
4.3.2 Analisa Koefisien Moment terhadap <i>Azimuth Angle</i> .....	60
PENUTUP.....	62
5.1 Kesimpulan .....	62
5.2 Saran .....	62
DAFTAR PUSTAKA .....	63
LAMPIRAN.....	64
BIODATA PENULIS .....	69

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Variasi <i>Tip Speed Ratio</i> Dan <i>coefficient of power</i> Pada Berbagai Jenis Turbin Angin. (Hau, 2006).....	5
Gambar 2.2 Skema Turbin Angin <i>Savonius</i> Dua <i>Blade</i> Dengan Gaya <i>Drag</i> .....	6
(Wenehenubun et al, 2015).....	6
Gambar 2.3 (a) distribusi tekanan; (b) distribusi gaya geser; (c) resultan gaya drag dan lift (Pritchard et al., 2011).....	7
Gambar 2.4 Model Aliran Hukum Betz (Hau, 2006).....	10
Gambar 2.5 Skema Percobaan (Tsustsui dan Igarashi, 2002).....	11
Gambar 2.6 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkular utama. (Tsutsui dan Igarashi, 2002).....	11
Gambar 2.7 Skema penelitian (Putro, 2017).....	13
Gambar 2.8 Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin <i>Savonius</i> Berpengganggu Sebagai Fungsi <i>S/D</i> pada $Re = 6 \times 10^4$ ; $7,5 \times 10^4$ ; dan $9 \times 10^4$ (Putro, 2017).....	13
Gambar 2.9 Grafik Torsi Statis Turbin Angin <i>Savonius</i> Berpengganggu Sebagai Fungsi <i>S/D</i> pada $Re = 6 \times 10^4$ ; $7,5 \times 10^4$ ; dan $9 \times 10^4$ (Putro, 2017).....	14
Gambar 2.10 Skema penelitian silinder pengganggu (kiri) dan turbin angin <i>Savonius</i> (kanan) (Syafardinah, 2018).....	15
Gambar 2.11 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> turbin angin <i>Savonius</i> dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi <i>tip speed ratio</i> (TSR) pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Syafardinah, 2018)....	15
Gambar 2.12 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> turbin angin <i>Savonius</i> dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi <i>tip speed ratio</i> (TSR) pada $Re = 14,5 \times 10^4$ (Syafardinah, 2018).15	15
Gambar 2.13 Grafik <i>Coefficient of Moment</i> turbin angin <i>Savonius</i> dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi <i>tip speed ratio</i> (TSR) pada $Re = 17,8 \times 10^4$ (Syafardinah, 2018).16	16
Gambar 2.14 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin <i>Savonius</i> tanpa pengganggu sebagai fungsi <i>tip speed ratio</i> (TSR) pada $Re = 9,7 \times 10^4$ (Syafardinah, 2018).....	16
Gambar 2.15 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin <i>Savonius</i> dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi <i>tip speed ratio</i> (TSR) pada $Re = 14,5 \times 10^4$ (Syafardinah, 2018) 17	17
Gambar 2.16 Grafik <i>Coefficient of Power</i> turbin angin <i>Savonius</i> dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi <i>tip speed ratio</i> (TSR) pada $Re = 17,8 \times 10^4$ (Syafardinah, 2018) 17	17
Gambar 2.17 Konfigurasi Turbin <i>Savonius</i> dan Silinder Pengganggu, (Sakti et al, 2019).....	18
Gambar 2.18 Konfigurasi Mesh untuk Simulasi CFD Turbin <i>Savonius</i> (Sakti et al, 2019)....	18
Gambar 2.19 Domain untuk Simulasi CFD Turbin <i>Savonius</i> (Sakti et al, 2019).....	19
Gambar 2.20 Perbandingan <i>Coefficient of Moment</i> secara Eksperimen dan Numerik dengan dan tanpa Silinder Pengganggu <i>Type I-65°</i> (Sakti et al, 2019).....	19
Gambar 2.21 Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> secara Eksperimen dan Numerik dengan dan tanpa Silinder Pengganggu <i>Type I-65°</i> (Sakti et al, 2019).....	20
Gambar 2.22 Perbandingan Nilai Torsi Statis dengan dan tanpa Silinder Pengganggu (Sakti et al, 2019).....	20
Gambar 2.23 Perbandingan kontur tekanan antara turbin konvensional dan sesudah diberi silinder pengganggu Tipe <i>I-65°</i> pada sudut $30^\circ, 90^\circ, 150^\circ$ dan $TSR = 0,8$ (Sakti et al, 2019)....	21
Gambar 2.24 Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin <i>Savonius</i> (Altan et al, 2008).22	22

Gambar 2.25 Grafik Pengaruh Variasi Panjang Plat terhadap Nilai Coefficient of Power (Altan et al, 2008).....	23
Gambar 2.26 Grafik Pengaruh Putaran Turbin terhadap Besar Sudut ( $\alpha$ dan $\beta$ ) pada Curtain 1 (Altan et al, 2008).....	23
Gambar 2.27 Grafik Pengaruh Torsi yang dihasilkan terhadap Putaran Turbin (Altan et al, 2008).....	24
Gambar 2.28 Grafik Pengaruh Panjang Curtain terhadap nilai Coefficient of Power dengan Tip speed ratio ( $\alpha = 45^\circ$ dan $\beta = 15^\circ$ ) (Altan et al, 2008) .....	24
Gambar 2.29 Konfigurasi Turbin Savonius dengan Penambahan Silinder (Setiawan et al., 2019).....	25
Gambar 2.30 Domain dan Boundary Condition Simulasi (Setiawan et al., 2019).....	26
Gambar 2.31 Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu pada Turbin Savonius terhadap <i>Coefficient of Power</i> ( $C_p$ ) Berdasarkan fungsi <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) (Setiawan et al., 2019) .....	26
Gambar 2.32 Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu pada Turbin Savonius terhadap <i>Coefficient of Torque</i> ( $C_m$ ) Berdasarkan fungsi sudut putar turbin ( $\theta$ ) (Setiawan et al., 2019) .....	27
Gambar 2.33 Pola Garis Kecepatan Turbin Hidrokinetik Savonius dengan Penambahan Silinder Pengganggu pada TSR 0,9 dan $\theta = 30^\circ$ (Setiawan et al., 2019) .....	27
Gambar 2. 34 Skema Konfigurasi Turbin Angin Savonius (Triyogi, et al., 2020) .....	28
Gambar 2. 35 Grafik Koefisien Daya terhadap Tip Speed Ratio pada S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 (Triyogi, et al., 2020).....	29
Gambar 2. 36 Grafik Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio pada S/D 1,4; 1,6; 1,8 (Triyogi, et al., 2020).....	29
Gambar 3.1 Geometri Turbin Angin <i>Savonius</i> dengan konfigurasi A ( $Y/D = 1,27$ dan $1,32$ ).31	
Gambar 3.2 Geometri Turbin Angin <i>Savonius</i> dengan konfigurasi B ( $Y/D = 1,27$ dan $1,32$ ) , ( $S/D = 1,27$ dan $1,32$ ) .....	31
Gambar 3.3 Domain Simulasi .....	32
Gambar 3.4 Gambar Meshing Turbin Angin Savonius Menggunakan Software ICEM CFD (a) Meshing Benda Uji (b) perbesaran meshing benda uji (c) perbesaran meshing benda uji .....	34
Gambar 3.5 <i>Boundary Condition</i> Penelitian.....	34
Gambar 3.6 Grafik Perbandingan Antara $C_m$ <i>Peak</i> Minimum Terhadap Jumlah Mesh.....	37
Gambar 3.7 <i>Flowchart</i> Simulasi.....	38
Gambar 3.8 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	39
Gambar 3.9 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	40
Gambar 4.1 Grafik perbandingan <i>Coefficient of Power</i> Hasil penelitian oleh Sakti et.al. (2019) dengan penelitian saat ini pada setiap TSR .....	41
Gambar 4.2 Kontur Kecepatan (m/s) Pada Sudut 0, 15 , dan 30 Derajat Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping Advancing Blade .....	42
.....	43
Gambar 4.3 Kontur Kecepatan (m/s) Pada Sudut 60, 90 , 105, dan 150 Derajat Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping Advancing Blade .....	43

Gambar 4.4 Kontur Kecepatan (m/s) Pada Sudut 0, 15 , dan 30 Derajat Konfigurasi Penempatan Dua Silinder Disamping <i>Advancing Blade</i> dan Didepan <i>Returning Blade</i> .....	44
Gambar 4.5 Kontur Kecepatan (m/s) Pada Sudut 60, 90 , 105, dan 150 Derajat Konfigurasi Penempatan Dua Silinder Disamping <i>Advancing Blade</i> dan Didepan <i>Returning Blade</i> .....	45
Gambar 4.6 Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping <i>Advancing Blade</i> pada sudut 0 dan 15 derajat .....	46
Gambar 4.7 Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping <i>Advancing Blade</i> pada Sudut 30, 60, 90, 105, dan 150 Derajat.....	47
Gambar 4.8 Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping <i>Advancing Blade</i> dan Didepan <i>Returning Blade</i> pada sudut 0 dan 15 derajat.....	48
Gambar 4.9 Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Penempatan Dua Silinder Disamping <i>Advancing Blade</i> dan Didepan <i>Returning Blade</i> pada Sudut 30, 60, 90, 105, dan 150 derajat .....	49
Gambar 4.10 Distribusi Koefisien Tekanan Pada Konfigurasi Satu Silinder Sepanjang Permukaan Sudu Pada TSR 0,8 dan Posisi Sudut 15°.....	51
Gambar 4.11 Distribusi Koefisien Tekanan Pada Konfigurasi Dua Silinder Sepanjang Permukaan Sudu Pada TSR 0,6 dan Posisi Sudut 45°.....	52
4.2.4 <i>Coefficient of Power</i> .....	53
Gambar 4.12 Grafik Perbandingan nilai <i>Coefficient of Power</i> pada semua Konfigurasi dan Variasi Penempatan Jarak Silinder .....	53
4.2.5 <i>Coefficient of Moment</i> .....	54
Gambar 4.13 Siklus Moment Turbin Angin Savonius pada TSR 0.6 pada Konfigurasi Dua Silinder .....	54
Gambar 4.14 Siklus Moment Turbin Angin Savonius pada TSR 0.8 pada Konfigurasi Satu Silinder .....	55
Gambar 4.15 Grafik Perbandingan nilai <i>Coefficient of Moment</i> Terhadap TSR pada semua Konfigurasi dan Variasi Penempatan Jarak Silinder .....	56
.....	58
Gambar 4.16 Kontur Kecepatan (m/s) Konfigurasi Penempatan Dua Silinder dan Satu Silinder Pada TSR 1,0.....	58
Gambar 4.17 Kontur Koefisien Tekanan Konfigurasi Penempatan Dua Silinder dan Satu Silinder Pada TSR 1,0 .....	59
Gambar 4.18 Siklus Moment Turbin Angin Savonius pada TSR 1,0 pada Konfigurasi Dua Silinder dan Satu Silinder .....	60

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Nilai CD dari beberapa bentuk penampang pada $Re > 103$ (Pritchard et al, 2011) ....	8
Tabel 2.1 Variasi Panjang Plat Pengganggu dan Pengarah (Altan et al, 2008).....	22
Tabel 3.1 Variasi Penelitian.....	30
Tabel 3.2 Ukuran Geometri Turbin .....	31
Tabel 3.3 Tabel kecepatan sudut dengan nilai TSR dan TSS.....	35
Tabel 3.4 Grid Independency Test Pada Turbin Angin Savonius .....	37

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Negara Indonesia adalah negara yang memiliki konsumsi energi terbanyak setelah negara China, Korea Selatan, Jepang, dan India. Menurut BPPT pada tahun 2018 Berdasarkan hasil proyeksi jumlah penduduk Indonesia oleh Badan Pusat Statistika menunjukkan bahwa jumlah penduduk Indonesia akan terus meningkat yaitu dari 255,6 juta pada tahun 2015 menjadi 318,9 juta pada tahun 2045 (BPPT,2018). Semakin bertambahnya jumlah penduduk menyebabkan meningkatnya kebutuhan energi. Cadangan minyak bumi Indonesia terus menurun dari 5,9 miliar barel pada tahun 1995 menjadi 3,7 miliar barel pada tahun 2015. Begitu pula dengan produksi minyak bumi yang terus mengalami penurunan. Penurunan produksi ini disebabkan oleh sumur-sumur produksi utama minyak bumi yang umumnya sudah tua, sementara produksi sumur baru relatif masih terbatas dan dengan mempertimbangkan cadangan terbukti minyak yang ada, maka diperkirakan cadangan minyak akan habis dalam waktu 9 tahun lagi (BPPT,2017). Oleh karena itu, karena hal seperti ini perlu adanya upaya menggunakan energi alternatif atau biasa disebut energi baru dan terbarukan (EBT) untuk mengatasi adanya krisis energi di masa depan.

Indonesia memiliki potensi energi baru dan terbarukan (EBT) yang sangat besar dengan sumber energi yang sangat beragam. Salah satu sumber energi baru dan terbarukan yang menjadi potensi besar di Indonesia adalah energi angin. Energi angin merupakan salah satu sumber energi alternatif yang dapat digunakan sebagai sumber energi terbarukan. Akan tetapi, pengembangan energi angin di Indonesia masih sangat minim dan menjadi tantangan nasional. Menurut data dari P3TKEBTKE, hingga tahun 2020 PLT-Angin baru terpasang sekitar 135 MW. Berdasarkan data kecepatan angin rata-rata yang dimiliki oleh Badan Meteorologi, Klimatologi, dan Geofisika (BMKG), Indonesia, terutama di daerah Provinsi Jawa Timur, memiliki kecepatan angin rata-rata yang tergolong rendah yaitu sekitar 3–6 m/s (BMKG,2019). Dimana pada rentang kecepatan angin tersebut tergolong kecepatan angin yang rendah. Energi angin tersebut nantinya akan memutar poros turbin yang kemudian putaran poros turbin tersebut akan ditransmisikan pada generator listrik. Dengan melihat potensi daerah-daerah di Indonesia, maka dibutuhkannya turbin angin dengan kemampuan *self-starting* yang bagus serta mampu mengkonversikan angin dari berbagai arah. Salah satu jenis turbin angin yang cocok dengan kondisi angin seperti ini adalah *Vertical Axis Wind-Turbine* (VAWT) bertipe Savonius.

Turbin angin Savonius adalah turbin angin dengan tipe *Vertical Axis Wind-Turbine* (VAWT). Turbin angin ini diciptakan oleh insinyur asal Finlandia Sigurd Johannes Savonius pada tahun 1922, Namun sebelum beliau, Telah ada konsep mirip yang dibuat oleh Bishop of Czanad melalui tulisannya yang diterbitkan pada tahun 1616. Turbin angin savonius adalah salah satu turbin dengan memiliki poros *Vertical* (*Vertical Axis Wind-Turbine* (VAWT)). Bentuk dasar dari turbin angin Savonius dibangun dengan plat tabung dengan dua sudu setengah silinder yaitu *advancing blade* yang berbentuk cekung dan *returning blade* yang berbentuk cembung dengan dibelah dua dan saling disatukan sehingga berbentuk huruf S. Perbedaan gaya *drag* yang timbul pada *advancing blade* dan *returning blade* dimanfaatkan pada Turbin angin Savonius untuk menghasilkan kerja/putaran sehingga akan menghasilkan torsi dan memutar poros turbin. Daya yang dihasilkan turbin angin Savonius akan besar jika selisih gaya *drag* yang semakin besar. Turbin angin Savonius ini memiliki kelemahan yakni memiliki efisiensi yang lebih rendah dibandingkan jenis turbin angin lainnya. Dari kelemahan

tersebut, terdapat beberapa penelitian yang berupaya untuk meningkatkan efisiensi serta performa optimal pada turbin angin Savonius tersebut.

Berbagai penelitian mengenai turbin angin Savonius telah dilakukan, beberapa diantaranya adalah penelitian yang dilakukan oleh Penelitian tentang aliran fluida yang melalui sebuah silinder dengan pengganggu berupa silinder lain yang berdiameter lebih kecil dilakukan oleh (Tsutsui dan Igarashi, 2002). Penelitian tersebut memvariasikan diameter silinder pengganggu ( $d/D$ ), jarak antara kedua pusat silinder ( $L/D$ ) dan harga bilangan *Reynolds* pada rentang  $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$ . Geometri benda uji pada penelitian ini memiliki diameter sebesar 40 mm untuk silinder utama dan variasi diameter silinder pengganggu dari 1 hingga 10 mm, kemudian memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder dari rentang 50-120 mm. Didapatkan bahwa penurunan nilai koefisien *drag* ( $C_D$ ) disebabkan oleh peningkatan nilai bilangan *Reynolds* dan peningkatan  $d/D$  serta penurunan nilai dari  $L/D$ . Pada saat bilangan *Reynolds* mengalami peningkatan di atas  $3 \times 10^4$ , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat, daerah *wake* menyempit (koefisien *drag* menurun). Sehingga dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Adapun studi eksperimen mengenai peningkatan performa turbin angin Savonius dengan penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade* yang dilakukan oleh (Syafardinah, 2018). Studi eksperimen dianalisa pada turbin angin Savonius dengan diameter ( $D$ ) sebesar 165 mm dengan tinggi sudu yaitu 500 mm dan menggunakan silinder pengganggu dengan diameter ( $d$ ) sebesar 165 mm atau dengan nilai  $d/D = 1$  dan  $S/D$  1,6. Variasi yang digunakan dalam eksperimen ini adalah rasio posisi silinder pengganggu dalam arah tegak lurus arah datang angin terhadap diameter sudu turbin angin Savonius ( $y/D$ ) sebesar 0,0; 0,25; 0,5 dan bilangan *Reynolds* ( $Re$ ) sebesar  $9,7 \times 10^4$ ,  $14,5 \times 10^4$ , dan  $17,8 \times 10^4$ . Dari studi eksperimen ini dapat disimpulkan bahwa penggunaan silinder pengganggu yang diletakkan di depan *returning blade* dapat meningkatkan performa dari turbin angin Savonius. Peningkatan performa turbin angin Savonius ini ditandai dengan meningkatnya nilai torsi statis ( $T_s$ ), kecepatan putar turbin ( $n$ ), dan *Coefficient of Power* ( $CoP$ ) dengan silinder pengganggu di depan *returning blade* dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu di depan *returning blade*. Performa optimal turbin angin Savonius didapatkan pada jarak  $y/D = 0,5$  pada bilangan *Reynolds*  $9,7 \times 10^4$ ,  $14,5 \times 10^4$ , dan  $17,8 \times 10^4$ . Selain dalam bentuk penelitian secara eksperimen, penelitian juga dilakukan secara simulasi menggunakan ANSYS FLUENT yang mana dilakukan untuk meningkatkan kinerja turbin Savonius telah banyak dilakukan.

Salah satunya adalah penelitian studi eksperimen dan numerik juga dilakukan oleh (Sakti et al, 2019) yang membahas studi numerik terhadap turbin angin Savonius dengan pemberian silinder yang dipotong 65 derajat di kedua sisinya (Silinder jenis I-65). Pada penelitian ini silinder pengganggu tipe I-65° diletakkan di depan *returning blade* dengan diameter sudu turbin ( $D$ ) = 165,2 mm, diameter *end plate* ( $D_o$ ) = 333,7 mm dan tinggi ( $H$ ) = 294,4 mm, dengan diameter poros ( $e$ ) = 19 mm. Silinder pengganggu tipe I-65° ini memiliki diameter sebesar ( $d$ ) 88,5 mm dan tinggi ( $h$ ) = 500 mm. Yang mana dari penelitian tersebut didapatkan bahwa pemberian silinder pengganggu Type I-65° pada  $S/D = 1,4$  memiliki hasil yang lebih efektif dalam meningkatkan performa dari turbin Savonius, dimana *Coefficient of Power* dari  $S/D = 1,4$  mengalami kenaikan dari 17,7% secara eksperimen dan 17,3% melalui simulasi numerik pada *Tip speed ratio* 0,8, menjadi 21,8% dan 21,7%. Serta didapatkan bahwa dengan pemberian silinder pengganggu dapat menaikkan nilai torsi statis turbin dengan nilai torsi statis tertinggi pada sudut bilah turbin 30°, dari 3,75 Ncm tanpa pengganggu menjadi 4,3 Ncm setelah diberi silinder pengganggu. Kesimpulan dari penelitian tersebut dengan melihat pengaruh kenaikan *Coefficient of Power* menaiknya nilai torsi statis dari

turbin angin Savonius adalah bahwa dengan pemberian silinder pengganggu menyebabkan turbin memiliki kemampuan untuk melakukan *self starting*.

Berdasarkan dari penelitian yang sudah dilakukan, Pada penelitian kali ini untuk meningkatkan performa turbin dilakukan penambahan silinder pengganggu di samping sudu *advancing* dan di sudu *returning*. Variasi penempatan silinder yaitu pada jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang tegak lurus dengan arah angin ( $Y/D$ ) = 1,27 dan 1,32 dengan diameter 82,6 mm ( $d/D$ ) = 0,5 di samping sudu *advancing*. Variasi selajutnya yaitu pada jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang tegak lurus dengan arah angin ( $Y/D$ ) = 1,27 dan 1,32 dengan jarak antara pusat turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu yang searah dengan arah angin ( $S/D$ ) = 1,27 dan 1,32 dengan diameter 82,6 mm ( $d/D = 0,5$ ) di depan sudu *returning* dan di samping sudu *advancing*.

## 1.2 Perumusan Masalah

Turbin angin Savonius terdiri dari dua bagian yaitu *advancing blade* yang berbentuk cekung dan *returning blade* yang berbentuk cembung dengan dibelah dua dan saling disatukan. Perbedaan gaya *drag* yang timbul pada *advancing blade* dan *returning blade* dimanfaatkan pada Turbin angin Savonius untuk menghasilkan kerja/putaran sehingga akan menghasilkan torsi dan memutar poros turbin. Daya yang dihasilkan turbin angin Savonius akan besar jika selisih gaya *drag* yang semakin besar. Salah satu upaya yang dapat dilakukan guna meningkatkan efisiensi dari turbin Savonius adalah dengan menambahkan silinder pengganggu didepan sisi *returning blade* pada jarak tertentu serta juga penambahan silinder pengganggu disamping sisi *advancing blade* pada jarak tertentu. Pada penelitian ini, pengganggu yang digunakan berbentuk silinder sirkular. Hipotesa awal dari penelitian ini adalah :

1. Penambahan silinder pengganggu disamping sudu *advancing* akan mendefleksikan aliran angin kearah sudu *advancing*. Serta dapat terjadi fenomena seperti efek *nozzle* yang meningkatkan *attached velocity* sehingga terjadi penyempitan daerah aliran yang dapat menaikkan kecepatan pada sisi samping *advancing blade* serta menurunkan tekanan di samping *advancing blade*. Dengan adanya hal tersebut maka gaya *drag* yang diterima oleh sudu *advancing* akan semakin besar serta akan menimbulkan torsi positif dari turbin tersebut. Dengan hal tersebut dapat meningkatkan daya yang lebih besar dari turbin angin Savonius.
2. Penambahan silinder pengganggu didepan sudu *returning* akan menyebabkan *shear layer* yang terlepas dari silinder pengganggu dapat mengganggu *boundary layer* aliran pada *returning blade* serta mempercepat transisi aliran dari laminar ke turbulen sehingga titik separasi akan lebih mundur ke belakang *returning blade* yang mengakibatkan daerah *wake* semakin menyempit. Hal ini mengakibatkan gaya *drag* pada sudu *returning* akan menurun sehingga selisih gaya *drag* antara sudu *returning* dan sudu *advancing* meningkat. Selain itu, penambahan silinder. Selain itu, silinder pengganggu dapat menurunkan tekanan pada sisi depan *returning blade* dan dapat meningkatkan tekanan di sisi belakang *returning blade*. Adanya perbedaan tekanan pada sisi depan dan belakang dari *returning blade* tersebut akan menghasilkan *drag* yang kecil, *drag* yang kecil akan menghasilkan gaya *drag* pada sisi *returning blade* akan kecil juga. Dengan mengecilnya gaya *drag* pada *returning blade*, maka diharapkan torsi pada turbin angin Savonius menjadi torsi positif.

Dalam membuktikan hipotesa ini, maka akan dilakukan dengan melakukan studi numerik menggunakan ANSYS FLUENT 2021R2 dengan menggunakan turbin angin Savonius dengan diameter turbin ( $D$ ) = 311,4 mm serta silinder pengganggu dengan perbandingan  $d/D = 0,5$  ( $d = 82,6$  mm) yang diletakkan di depan *returning blade*. Variasi jarak antara pusat *returning blade* turbin Savonius dengan pusat silinder pengganggu ( $S/D$ ) sebesar 1,27 dan 1,32 serta jarak ( $Y/D$ ) yaitu 1,27 dan 1,32 pada kecepatan angin 4 m/s.

### 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah:

1. Simulasi 2D, unsteady, incompressible flow, dan uniform flow.
2. Simulasi dilakukan dengan metode moving mesh.
3. Analisa dilakukan pada turbin Savonius konvensional.
4. Variasi penambahan silinder pengganggu berukuran  $d/D = 0,5$  dengan beberapa konfigurasi dengan  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  serta  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$ .
5. Studi numerik mengabaikan pengaruh analisa bahan yang dipakai

### 1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian simulasi ini memiliki beberapa tujuan, diantaranya untuk :

1. Mengetahui peningkatan torsi dari turbin angin Savonius dengan pemberian silinder pengganggu berukuran  $d/D = 0,5$  yang ditempatkan di depan *returning blade* dengan dua konfigurasi dengan jarak ( $S/D$ ) yaitu 1,27 dan 1,32 dan jarak ( $Y/D$ ) yaitu 1,27 dan 1,32 pada kecepatan angin 4 m/s.
2. Mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu pada kontur kecepatan dan kontur tekanan aliran dari turbin angin Savonius.
3. Mengetahui pengaruh pemberian silinder pengganggu pada nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ), *Coefficient of Power* ( $C_p$ ), dan Distribusi Tekanan dari turbin Savonius dengan simulasi numerik.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang didapat dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mampu memberikan alternatif pembangkit tenaga angin sebagai upaya memenuhi kebutuhan energi nasional
2. Memberikan referensi perancangan turbin angin Savonius dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade* yang berpengaruh pada performa turbin.

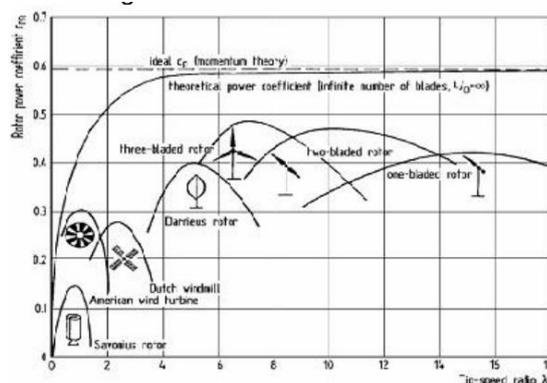
## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Turbin Angin

Turbin angin adalah kincir angin yang digunakan untuk membangkitkan tenaga listrik. Turbin angin ini pada awalnya dibuat untuk mengakomodasi kebutuhan para petani dalam melakukan penggilingan padi, keperluan irigasi, dll. Karena digunakan dalam membangkitkan tenaga listrik maka akan hal tersebut terjadi akibat dihasilkan dari perbedaan tekanan udara pada kedua sisi turbin sehingga mengakibatkan gaya *drag* dan *lift* yang menjadikan rotor yang terhubung dengan generator menjadi berputar. Turbin angina dibagi menjadi dua, yaitu Turbin angin sumbu horizontal atau disebut *Horinzontal Axis Wind Turbine* (HAWT) dan Turbin angina sumbu vertikal atau disebut *Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT).

Turbin angin sumbu horizontal (*Horinzontal Axis Wind Turbine* (HAWT)) merupakan turbin angin yang mempunyai sumbu putar yang terletak sejajar dengan permukaan tanah. Turbin angin jenis ini biasanya memiliki tiga sudu. Turbin ini juga memiliki sumbu putar rotor yang searah dengan arah angin. Turbin angin jenis ini memiliki sebagian design yang tinggi letaknya sehingga memiliki akses yang lebih kuat terhadap angina yang besar diatas sana, hal ini menyebabkan pembangkit turbin angin jenis ini menghasilkan listrik yang tinggi. Akan tetapi, Turbin angin jenis ini memiliki kelemahan yaitu memerlukan biaya yang besar karena biaya akomodasi yang besar untuk memasang turbin tinggi itu. Turbin angin sumbu horizontal juga dapat diklasifikasikan menjadi tipe *lift* dan *drag* berdasarkan gaya yang digerakkan.

Turbin angin sumbu vertikal (*Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT)). merupakan turbin angin sumbu vertikal yang gerakan poros dan rotor sejajar dengan arah angin yaitu pada sumbu vertikal, sehingga rotor dapat berputar pada semua arah angin. Turbin jenis ini juga memiliki torsi tinggi sehingga dapat berputar pada kecepatan angin rendah. Hal tersebut membuat turbin angin jenis ini tidak lagi dibutuhkan mesin penggerak rotor untuk mengatur arah datangnya angin. Tidak adanya penggerak rotornya membuat turbin ini murah dalam segi pembuatan dan risetnya serta mempermudah perawatannya. Akan tetapi, turbin angin sumbu vertikal juga memiliki kelemahan yaitu kecepatan angin di bagian bawah sangat rendah sehingga apabila tidak memakai tower akan menghasilkan putaran yang rendah, selain itu efisiensi lebih rendah dibandingkan dengan turbin angina horizontal. Turbin angin sumbu vertikal ini ada tiga tipe rotor pada turbin angin jenis ini, yaitu: *Savonius*, *Darrieus*, dan H rotor. Berikut, gambar 2.1 adalah grafik yang menunjukkan *coefficient of power* untuk setiap jenis turbin angin.

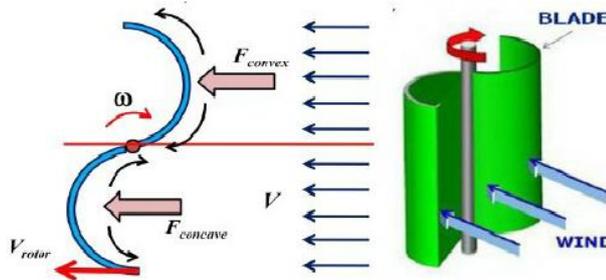


**Gambar 2.1** Variasi *Tip Speed Ratio* Dan *coefficient of power* Pada Berbagai Jenis Turbin Angin. (Hau, 2006)

## 2.2 Turbin Angin Savonius

Turbin Savonius merupakan salah satu tipe dari turbin angin bersumbu vertikal (*Vertical Axis Wind Turbine* (VAWT)) yang dikembangkan pertama kali oleh *engineer* Finlandia yang bernama Sigurd Johannes Savonius pada tahun 1922. Turbin angin savonius bekerja berdasarkan gaya *drag* yang diterima oleh sudu-sudu turbin. Turbin Savonius memiliki konstruksi yang terdiri atas bagian cekung atau yang biasa disebut *advancing blade* dan cembung atau yang biasa disebut *returning blade*. serta berbentuk seperti huruf 'S' ketika dilihat dari pandangan antar turbinnya.

Turbin angin Savonius bekerja dengan memanfaatkan energi angin yang menumbuk sudu-sudu turbin yang menghasilkan gaya hambat (*drag force*). Dengan begitu, gaya *drag* yang diterima pada bagian cekung (*advancing blade*) akan lebih besar dibandingkan dengan yang diterima pada bagian cembung (*returning blade*) dan akan menyebabkan turbin berputar. Turbin angin Savonius memiliki kelebihan dari turbin jenis VAWT yang lain yaitu ini memiliki kinerja torsi awal yang baik dengan memiliki desain turbin yang sederhana, maka biayang biaya pembuatannya juga murah, serta pengoperasian yang tidak bergantung pada arah angin. Namun, turbin angin Savonius memiliki kekurangan yakni pada segi efisiensi yang dihasilkan lebih rendah dibandingkan turbin VAWT lainnya, serta pergerakan turbin ini cukup pelan yang dikarenakan *Tip speed ratio* (TSR) pada turbin angin *Savonius* berada pada *range* yang relatif rendah.

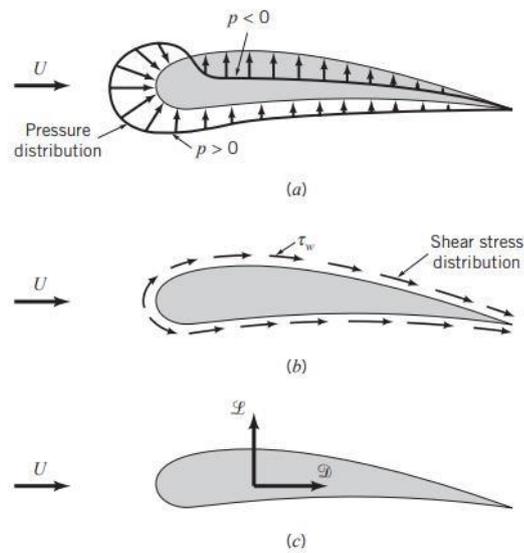


**Gambar 2.2** Skema Turbin Angin *Savonius* Dua *Blade* Dengan Gaya *Drag*

(Wenehenubun et al, 2015)

## 2.3 Gaya *Drag*

Gaya *drag* adalah gaya yang menghambat pergerakan sebuah benda padat melalui sebuah fluida yang mana gaya tersebut mempunyai arah yang sejajar dengan sumbu kecepatan aliran terhadap luas penampang dari suatu benda yang berlawanan dengan arah aliran tersebut. Gaya *drag* timbul karena adanya perbedaan tekanan antara bagian depan dan belakang benda padat yang dilalui fluida, perubahan kecepatan udara (momentum) ataupun karena gesekan permukaan antara benda solid dengan fluida. Faktor luas permukaan benda pada mempenaruhi gaya *drag* tersebut, semakin besar luas permukaan, semakin pula besar gaya *drag*-nya. Hal tersebut dikarenakan bagian yang menghadang aliran udara menjadi semakin besar. Akan tetapi, semakin halus suatu aliran udara maka gaya *drag* yang timbul akan semakin kecil. Penjelasan tersebut berlaku untuk benda solid. Besar kecilnya gaya *drag* dipengaruhi oleh efek dari viskositas serta gaya kearah normal yang diakibatkan tekanan.



**Gambar 2.3** (a) distribusi tekanan; (b) distribusi gaya geser; (c) resultan gaya drag dan lift (Pritchard et al., 2011)

Untuk menunjukkan besar kecilnya Gaya hambat (*drag*), biasanya disebut dengan koefisien *drag* ( $C_D$ ) yaitu angka yang digunakan untuk mengetahui besarnya gaya hambat. Secara umum, gaya hambat ( $F_D$ ) dapat dicari dengan rumus berikut :

$$F_D = C_D \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot A \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana:

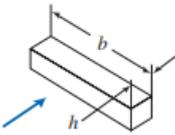
- $F_D$  : gaya *drag* (N)
- $\rho$  : massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )
- $V$  : kecepatan aliran udara (m/s)
- $A$  : luas proyeksi benda yang terkena aliran fluida ( $\text{m}^2$ )
- $C_D$  : Koefisien *drag* yang nilainya bergantung pada bentuk geometri suatu benda

Sedangkan koefisien *drag* ( $C_D$ ) merupakan bilangan tak berdimensi dengan nilainya didapat dari hasil eksperimen atau simulasi. Koefisien *drag* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho V^2 A} \dots \dots \dots (2.2)$$

Koefisien *drag* ( $C_D$ ) memiliki nilai yang berbeda-beda, yang bergantung dari geometri yang dimiliki oleh benda tersebut. Nilai koefisien *drag* dari masing-masing geometri dapat dilihat pada tabel berikut:

**Tabel 2.1** Nilai  $C_D$  dari beberapa bentuk penampang pada  $Re > 103$  (Pritchard et al, 2011)

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

Berbagai faktor menyebabkan suatu benda memiliki nilai gaya *drag* yang berbeda. Mulai dari dimensi, hingga profil dari suatu benda menyebabkan adanya perbedaan gaya *drag* yang timbul. Pada penelitian ini, sudu turbin yang digunakan memiliki 2 bentuk profil yang berbeda yang terdiri atas *advancing blade* dan *returning blade*. Secara teoritis, nilai  $C_D$  pada *advancing blade* memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan nilai  $C_D$  pada *returning blade*.

## 2.4 Coefficient Of Power ( $C_P$ )

*Coefficient of power* ( $C_P$ ) adalah variable untuk mengetahui efisiensi suatu turbin angin. Nilai  $C_P$  dapat didapat dari perbandingan antara daya listrik aktual yang dihasilkan oleh turbin angin dengan total daya angin yang mengalir ke sudu turbin pada kecepatan angin tertentu. Turbin angin dengan kecepatan angin yang telah ditentukan melalui *coefficient of power* seperti berikut ini persamaan dibawah ini :

$$C_P = \frac{\text{actual electrical power produced}}{\text{total energy available in the wind}}$$

$$C_P = \frac{P}{P_{available}} = \frac{T\omega}{\left(\frac{1}{2}\right)\rho AV^3} = C_m \lambda \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana :

- P : Daya yang dihasilkan (Watt)
- T : torsi turbin angin (N.m)
- $C_T$  : koefisien torsi
- $\omega$  : putaran turbin (rad/s)

- $\lambda$  : tip speed ratio
- $\rho$  : massa jenis udara (kg/m<sup>3</sup>)
- A : luas penampang (m<sup>2</sup>)
- V : kecepatan udara ((m/s)

## 2.5 Coefficient of Moment

*Coefficient of moment* (C<sub>m</sub>) merupakan perbandingan atau rasio antara torsi dinamis turbin dengan torsi teoritis yang dihasilkan oleh angin yang berdasarkan dengan geometri dari turbin tersebut. Persamaan untuk mencari *coefficient of moment* adalah sebagai berikut :

$$C_m = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A R V^2} \dots \dots \dots (2.4)$$

Di mana :

- T : torsi turbin angin (N.m)
- $\omega$  : putaran turbin angin (rad/s)
- $\rho$  : massa jenis udara (kg/m<sup>3</sup>)
- A : luas permukaan benda yang terkena fluida (m<sup>2</sup>)
- R : radius rotor (m)
- V : kecepatan aliran udara (m/s)

## 2.6 Momentum Angular

Momentum angular pada sebuah sistem memiliki prinsip bahwa laju perpindahannya sebanding dengan total torsi yang bekerja. Dimana momentum angular pada sistem memiliki persamaan sebagai berikut

$$\vec{H}_{system} = \int_{M(system)} \vec{r} \times \vec{V} dm = \int_{V(system)} \vec{r} \times \vec{V} \rho dV \dots \dots \dots (2.5)$$

Persamaan torsi untuk *steady flow* dengan mengabaikan gaya pada *body* selain torsi adalah sebagai berikut :

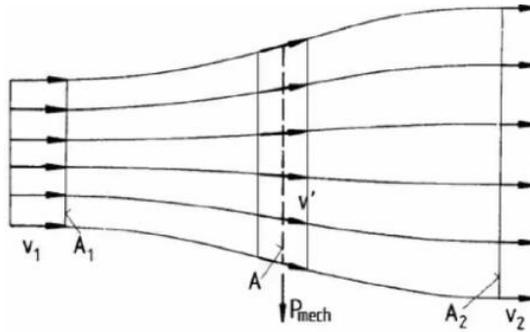
$$\vec{T}_{shaft} = \int_{CS} \vec{r} \times \vec{V} \rho \vec{V} d\vec{A} \dots \dots \dots (2.6)$$

Dimana :

- $\vec{T}_{shaft}$  : torsi (N.m)
- r : panjang lengan dari pusat gaya menuju posisi *shaft* (m)
- V : kecepatan (m/s)
- A : luas *frontal area* (m<sup>2</sup>)

## 2.7 Hukum Betz

Hukum Betz ini menunjukkan bahwa turbin tidak ada yang dapat mengekstraksi semua energi kinetik dari angin yang dapat digunakan untuk memutar turbin dan menghasilkan listrik. Ada sebagian energi yang harus ditolak untuk kembali ke lingkungan. Besarnya energi maksimum yang dapat diserap dari angin adalah hanya sebesar 16/27 atau sekitar 59,3% dari energi yang tersedia. Model aliran yang terjadi berdasarkan pada hukum Betz ditunjukkan seperti pada gambar 2.4 di bawah ini.



**Gambar 2.4** Model Aliran Hukum Betz (Hau, 2006)

Teori Betz berdasarkan pemodelan aliran dua dimensi angin yang mengenai rotor menjelaskan tentang prinsip konversi energi angin pada turbin angin. Teori ini cukup baik untuk menjelaskan bagaimana energi angin dapat dikonversikan menjadi bentuk energi lainnya. Akan tetapi, turbin angin hanya memiliki efisiensi sekitar 35 – 45%. Putaran rotor dapat menghasilkan perubahan kecepatan angin pada arah tangensial yang akibatnya mengurangi jumlah total energi yang dapat diambil dari angin.

## 2.8 Torsi

Torsi rotor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan konservasi untuk model turbulensi seperti di bawah ini.

$$T = \sum_f [k_f \times (F_f^{pressure} + F_f^{shear}) \cdot d] \dots\dots\dots (2.7)$$

$$T = \sum_f \{k_f \times [(p_f - p_{ref})d_f + (-\tau_f \cdot d_f) \cdot d]\} \dots\dots\dots (2.8)$$

Di mana  $F_f^{pressure}$  merupakan vektor gaya tekanan (p),  $F_f^{shear}$  merupakan vektor gaya geser ( $\tau$ ) dan d merupakan vektor yang menunjukkan sumbu di mana momen diambil.  $k_f$  merupakan posisi permukaan f,  $p_f$  merupakan tekanan di permukaan,  $p_{ref}$  merupakan tekanan referensi,  $\tau_f$  merupakan tegangan di permukaan, dan  $d_f$  merupakan vektor area permukaan.

## 2.9 Tip Speed Ratio

*Tip speed ratio* (TSR) atau yang biasa dilambangkan dengan  $\lambda$  merupakan perbandingan kecepatan tangensial pada ujung sudu dengan kecepatan angin. Besarnya *tip speed ratio* dipengaruhi oleh profil *airfoil blade* yang digunakan, jumlah *blade*, dan jenis turbin anginnya. Secara umum, nilai *tip speed ratio* yang diinginkan bernilai tinggi karena dapat menghasilkan kecepatan putar poros yang tinggi juga sehingga memungkinkan untuk proses operasi yang lebih efisien. Persamaan *tip speed ratio* dapat dituliskan sebagai berikut.

$$\lambda = \frac{\omega R}{V} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

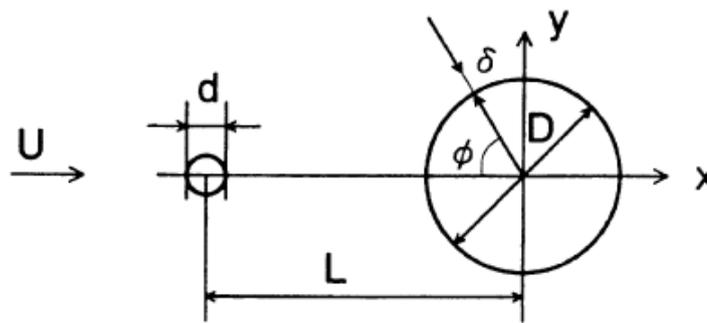
- $\lambda$  : *tip speed ratio*
- $\omega$  : kecepatan angular (rad/s)
- R : radius rotor (m)
- V : kecepatan angin (m/s)

## 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 antara lain:

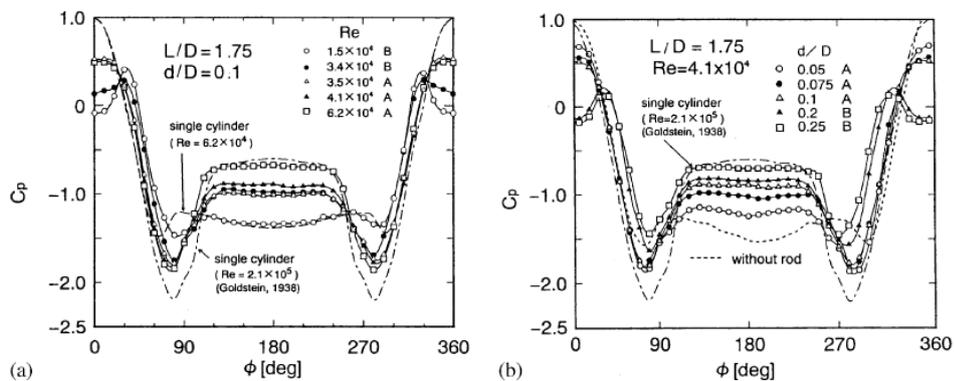
### 2.10.1 Penelitian Silinder dengan Pengganggu (Tsustsui dan Igarashi, 2002)

Penelitian ini dilakukan oleh **Tsustsui dan Igarashi (2002)** yang mana penelitian membahas aliran fluida yang melalui sebuah silinder dengan pengganggu berbentuk silinder. Penelitian tersebut memvariasikan diameter silinder pengganggu ( $d/D$ ), jarak antara kedua pusat silinder ( $L/D$ ) pada gambar dibawah ini. Untuk melakukan penelitian memakai geometri benda uji pada diameter sebesar 40 mm untuk silinder utama dan variasi diameter silinder pengganggu dari 1 hingga 10 mm, kemudian memvariasikan jarak antara kedua pusat silinder dari rentang 50-120 mm.



Gambar 2.5 Skema Percobaan (Tsustsui dan Igarashi, 2002)

Dari penelitian tersebut didapatkan bahwa penurunan nilai koefisien *drag* ( $C_D$ ) disebabkan oleh peningkatan nilai bilangan *Reynolds* dan peningkatan  $d/D$  sertapenurunan nilai dari  $L/D$ . Pada saat bilangan *Reynolds* mengalami peningkatan diatas  $3 \times 10^4$ , maka titik separasi akan bergeser semakin cepat, daerah *wake* menyempit (koefisien *drag* menurun).



(a) Dengan variasi Re

(b) Dengan variasi  $d/D$

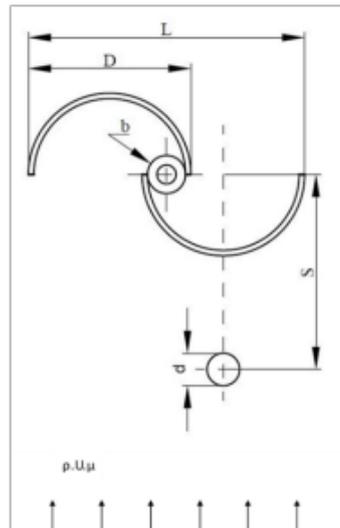
Gambar 2.6 Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkular utama. (Tsustsui dan Igarashi, 2002)

Dari gambar 2.6 tersebut, dapat diketahui bagaimana pengaruh variasi bilangan *Reynolds*, diameter silinder pengganggu dan jarak antara pusat silinder pengganggu dengan silinder utama terhadap koefisien *drag* ( $C_D$ ). Pada gambar 2.6 (a) percobaan dilakukan pada  $L/D = 1,75$  dan  $d/D = 0,1$  dengan variasi bilangan *Reynolds*, dimana terdapat dua pola aliran yang berbeda yakni pola aliran A dengan adanya *vortex shedding* pada bagian belakang dari silinder pengganggu dan pola aliran B yakni tanpa *vortex shedding* di bagian belakang silinder pengganggu. Pada gambar tersebut dapat dilihat bahwa, koefisien tekanan ( $C_p$ ) pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan ketika dilakukan penambahan silinder pengganggu. Pada pola aliran A, nilai  $C_p$  menurun menjadi 0,5 dan nilai  $C_p$  untuk pola aliran B menjadi negatif pada bagian depan dari silinder sirkular utama. Dari gambar 2.6 (a) dapat disimpulkan bahwa dengan melakukan penambahan silinder pengganggu dengan memvariasikan bilangan *Reynolds* yang semakin meningkat dapat menyebabkan lebar *wake* pada bagian belakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Kemudian, pada gambar 2.6 (b) percobaan dilakukan pada  $L/D = 1,75$  dan  $Re = 4,1 \times 10^4$  serta dengan melakukan variasi pada diameter silinder sirkular utama ( $d/D$ ). Pada gambar tersebut dapat dilihat bahwa nilai  $C_p$  pada bagian depan silinder sirkular utama mengalami penurunan seiring dengan meningkatnya variasi diameter dari silinder pengganggu. Sehingga dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

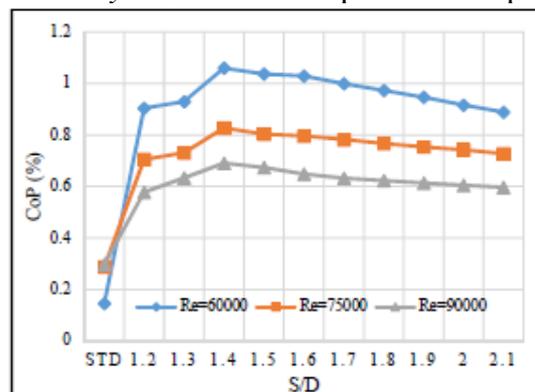
### **2.10.2 Penelitian Eksperimental Pengaruh Variasi Jarak Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius (Putro, 2017)**

Penelitian ini dilakukan oleh **Putro (2017)** yang mana membahas pengaruh variasi jarak silinder pengganggu terhadap performa turbin angin Savonius. Pada penelitian ini menggunakan silinder pengganggu memiliki diameter ( $d$ ) = 12 mm dan panjang = 280 mm. Variasi perbandingan  $S/D = 1,2; 1,3; 1,4; 1,5; 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2,00$  dan  $2,1$  serta dengan variasi bilangan *Reynolds* yaitu 60000, 75000 dan 90000. Konfigurasi yang dipakai untuk penelitian adalah dengan pengganggu diletakkan di depan *returning blade* dengan diameter sudu turbin ( $D$ ) = 60 mm dan tinggi ( $H$ ) = 80 mm, dengan *overlap* ( $b$ ) = 14 mm. Pada penelitian ini dilakukan pada *Wind Tunnel* dengan jenis *wind tunnel* : *Subsonic, open circuit wind tunnel*. Dimana bentuk saluran uji yang digunakan penampang segi delapan. Dengan panjang, tinggi dan lebar adalah 457 mm, 304 mm, dan 304 mm. Skema penelitian dapat dilihat pada gambar 2.7 berikut.



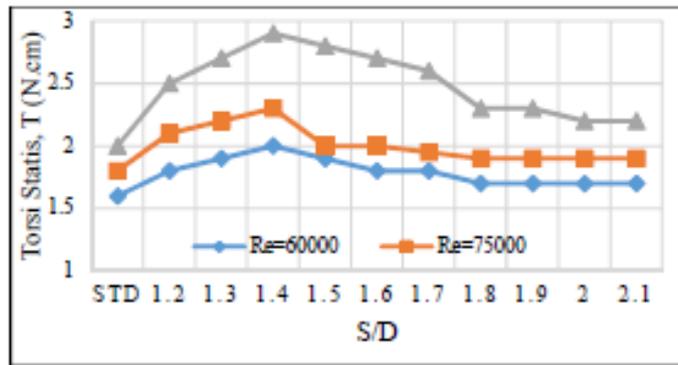
**Gambar 2.7** Skema penelitian (Putro, 2017)

Setelah dilakukan eksperimen, maka dilakukan sebuah analisa, untuk analisa *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius yang diberikan pengganggu berupa silinder sirkular dilakukan dengan plot grafik besar nilai *Coefficient of Power*(%) yang dihasilkan oleh turbin terhadap variasi S/D serta variasi *Reynolds Number* seperti terlihat pada gambar 2.9.



**Gambar 2.8** Grafik *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Berpengganggu Sebagai Fungsi S/D pada  $Re = 6 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$ ; dan  $9 \times 10^4$  (Putro, 2017)

Dari gambar diatas bisa dilihat bahwa pada konfigurasi S/D dari 1,2 sampai dengan 2,1 terlihat bahwa semakin besar *Reynolds Number* maka akan menyebabkan *Coefficient of Power* turbin yang semakin menurun. Yang mana nilai *Coefficient of Power* tertinggi pada setiap *Reynolds Number* yang digunakan terletak pada konfigurasi S/D = 1,4 yaitu penempatan silinder sirkular sebagai benda pengganggu sejauh 84 mm dari pusat *returning blade*. Pada konfigurasi S/D= 1,4 dengan  $Re= 6 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* yang dihasilkan sebesar 1,059 %; dengan  $Re= 7,5 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* yang dihasilkan sebesar 0,827%; dengan  $Re= 9 \times 10^4$  nilai *Coefficient of Power* yang dihasilkan sebesar 0,690%. Pada saat nilai *Reynolds Number* yang digunakan nilai *Coefficient of Power* terjadi kenaikan yang signifikan dari S/D = 1,2 sampai dengan S/D = 1,4. Setelah itu akan terjadi penurunan dari S/D= 1,4 sampai dengan S/D = 2,1 nilai *Coefficient of Power* yang dihasilkan mengalami penurunan.

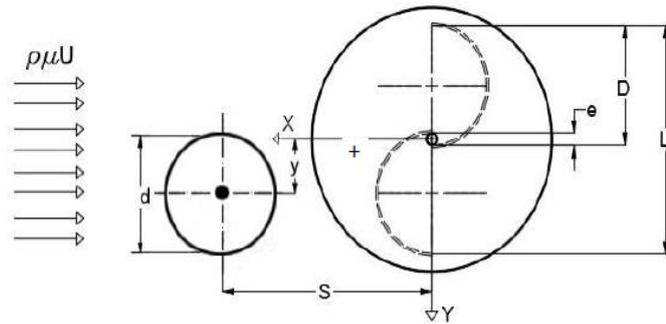


**Gambar 2.9** Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius Berpengganggu Sebagai Fungsi S/D pada  $Re = 6 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$ ; dan  $9 \times 10^4$  (Putro, 2017)

Langkah selanjutnya adalah pengukuran torsi statis, yang mana pengukuran ini dilakukan supaya pengaruh yang dihasilkan oleh penambahan pengganggu berupa silinder sirkular serta pemberian variasi S/D terhadap performa yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius bisa diketahui. Dijelaskan pada Gambar 2.9 diatas terlihat bahwa semakin besar angka *Reynolds Number* yang digunakan maka menghasilkan torsi statis turbin yang semakin besar pula yang terlihat pada konfigurasi S/D 1,2 sampai dengan 2,1. Hal ini dikarenakan semakin besar nilai *Reynolds Number* maka nilai dari kecepatan udara semakin besar. Sedangkan pada persamaan koefisien *drag* tertera bahwa kecepatan sebanding dengan gaya *drag* yang menumbuk sisi blade turbin Savonius. Semakin meningkat kecepatan udara yang melewati turbin Savonius maka gaya *drag* yang bertumbuk akan semakin besar, hal ini menyebabkan selisih torsi antara *advancing blade* dan *returning blade* meningkat sehingga torsi statis yang dihasilkan oleh turbin juga akan meningkat. Sehingga dapat disimpulkan pada penelitian eksperimen ini bahwa pada konfigurasi S/D= 1,4 dengan  $Re= 6 \times 10^4$  nilai torsi statis yang dihasilkan sebesar 2 N.cm; dengan  $Re= 7,5 \times 10^4$  nilai torsi statis yang dihasilkan sebesar 2,3 N.cm; dengan  $Re= 9 \times 10^4$  nilai torsi statis yang dihasilkan sebesar 2,9 N.cm. Yang mana nilai torsi statis tertinggi pada setiap *Reynolds Number* yang digunakan terletak pada konfigurasi S/D = 1,4 yaitu penempatan silinder sirkular sebagai benda pengganggu sejauh 84 mm dari pusat *returning blade*. Pada masing – masing *Reynolds Number* yang digunakan nilai torsi statis selalu naik dari S/D= 1,2 sampai dengan S/D=1,4. Kemudian dari S/D= 1,4 sampai dengan S/D = 2,1 nilai torsi statis yang dihasilkan mengalami penurunan.

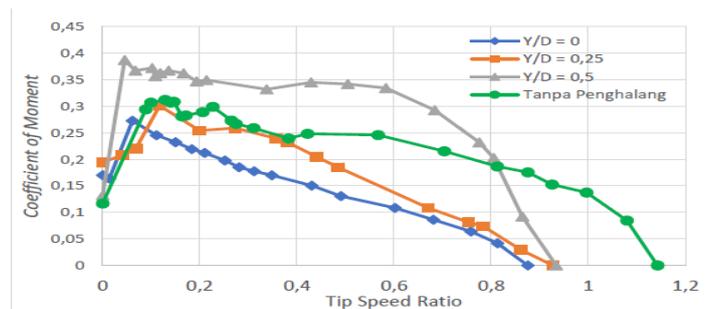
### 2.10.3 Penelitian Studi Eksperimental Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius (Syafardinah, 2018)

Penelitian studi eksperimental tentang pengaruh silinder pengganggu terhadap pengganggu terhadap turbin angin Savonius juga dilakukan oleh Syafardinah (2018). Penelitian tersebut dilakukan juga dengan penambahan silinder pengganggu di depan *returning blade*. Penelitian ini dilakukan dengan beberapa variasi, yaitu:  $d/D = 1,0$ ;  $S/D = 1,6$ ; dengan Bilangan *Reynolds* ( $Re$ ) =  $9,7 \times 10^4$ ;  $14,5 \times 10^4$ ;  $17,8 \times 10^4$ ; dengan  $y/D = 0$ ;  $0,25$ ;  $0,5$ . Untuk hasil yang dicari pada penelitian ini adalah nilai torsi turbin, *Coefficient of Moment* dan *Coefficient of Power* ketika turbin angin Savonius diberi silinder pengganggu dengan turbin angin Savonius yang tidak diberi gangguan. Pada penelitian ini menggunakan turbin angin Savonius yang memiliki diameter ( $D$ ) = 165,2 mm dan tinggi ( $H$ ) = 294,4 mm, dan sebagai pengganggu digunakan silinder sirkular yang memiliki diameter ( $d$ ) = 165,2 mm dan diletakkan di depan *returning blade* turbin Berikut adalah skema penelitian seperti yang ditunjukkan gambar 2.10 dibawah ini:

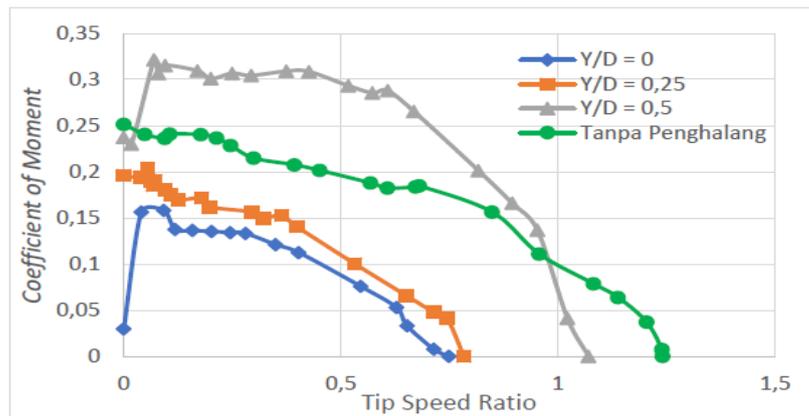


**Gambar 2.10** Skema penelitian silinder pengganggu (kiri) dan turbin angin Savonius (kanan) (Syafardinah, 2018)

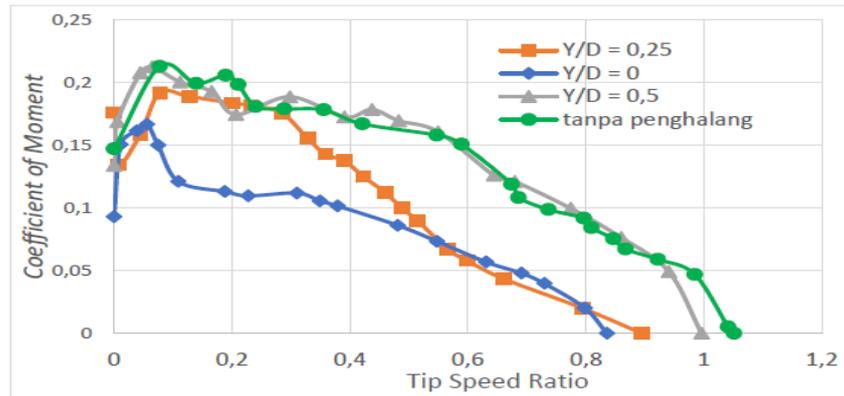
Untuk hasil yang dicari pada penelitian ini adalah nilai torsi turbin, *Coefficient of Moment* dan *Coefficient of Power* ketika turbin angin Savonius diberi silinder pengganggu dengan turbin angin Savonius yang tidak diberi gangguan.. pada gambar 2.11 ini adalah hasil yang didapat dari penelitian ini:



**Gambar 2.11** Grafik Coefficient of Moment turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada  $Re = 9,7 \times 10^4$  (Syafardinah, 2018)

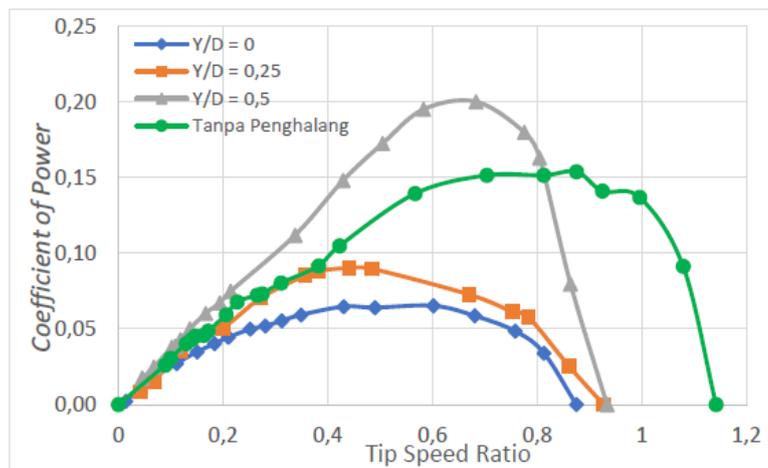


**Gambar 2.12** Grafik Coefficient of Moment turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada  $Re = 14,5 \times 10^4$  (Syafardinah, 2018)

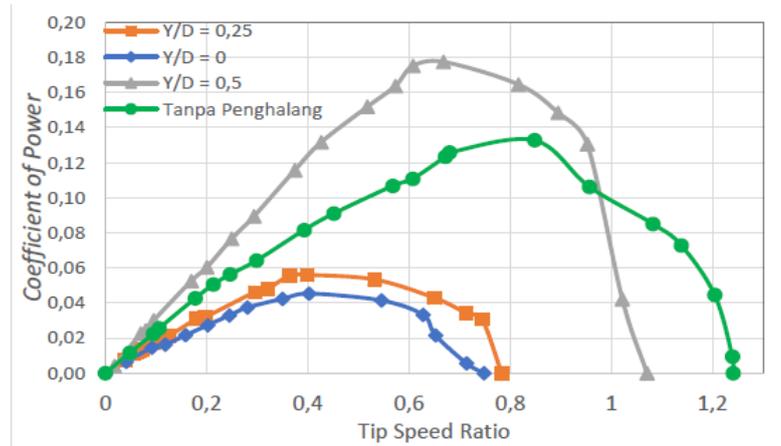


**Gambar 2.13** Grafik Coefficient of Moment turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi tip speed ratio (TSR) pada  $Re = 17,8 \times 10^4$  (Syafardinah, 2018)

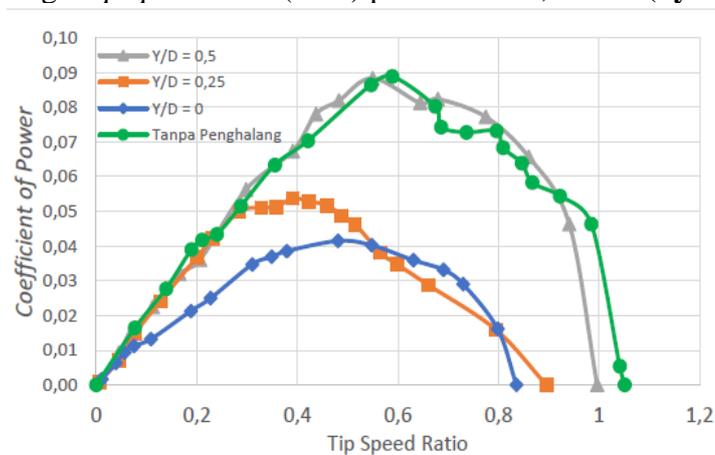
Dari hasil eksperimen yang terlihat gambar 2.11; 2.12 dan 2.13 menunjukkan grafik *Coefficient of Moment* turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu dengan *tip speed ratio* (TSR) sebagai fungsi pada variasi *Reynolds Number*  $9,7 \times 10^4$ ;  $14,5 \times 10^4$ ;  $17,8 \times 10^4$ . Dari ketiga grafik tersebut bisa dilihat bahwa *Coefficient of Moment* maksimum untuk  $y/D = 0,5$  lebih tinggi daripada turbin angin Savonius tanpa pengganggu, sehingga adanya peletakan silinder pengganggu didepan turbin angin Savonius pada rasio jarak  $y/D = 0,5$  pada ketiga nilai *Reynolds* diatas menyebabkan peningkatkan pada *Coefficient of Moment* dari turbin Savonius. Karena meningkatnya *Coefficient of Moment* bisa diasumsikan bawa terjadi peningkatan juga pada nilai torsi dinamis turbin angin Savonius.



**Gambar 2.14** Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa pengganggu sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR) pada  $Re = 9,7 \times 10^4$  (Syafardinah, 2018)



**Gambar 2.15** Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR) pada  $Re = 14,5 \times 10^4$  (Syafardinah, 2018)



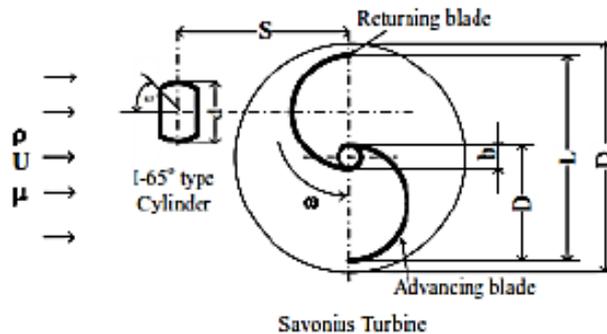
**Gambar 2.16** Grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR) pada  $Re = 17,8 \times 10^4$  (Syafardinah, 2018)

Dari hasil eksperimen yang terlihat gambar 2.14; 2.15 dan 2.16 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan dan tanpa pengganggu sebagai fungsi *tip speed ratio* (TSR) pada variasi *Reynolds Number*  $9,7 \times 10^4$ ,  $14,5 \times 10^4$ ,  $17,8 \times 10^4$ . Dari ketiga grafik diatas dapat disimpulkan bahwa variasi rasio jarak  $y/D = 0,5$  memiliki nilai *Coefficient of Power* maksimum yang lebih besar dengan terjadi peningkatan sebesar 1,3 kali dibandingkan dengan nilai *Coefficient of Power* turbin Savonius tanpa pengganggu. Sehingga dapat dikatakan pada variasi jarak  $y/D = 0,5$  untuk ketiga variasi  $Re$  diatas efektif dalam meningkatkan performa turbin angin Savonius.

#### 2.10.4 Studi Eksperimental dan Numerik Pengaruh Pemasangan Silinder Pengganggu Tipe I-65° Terhadap Performa Turbin Angin Savonius (Sakti et al , 2019)

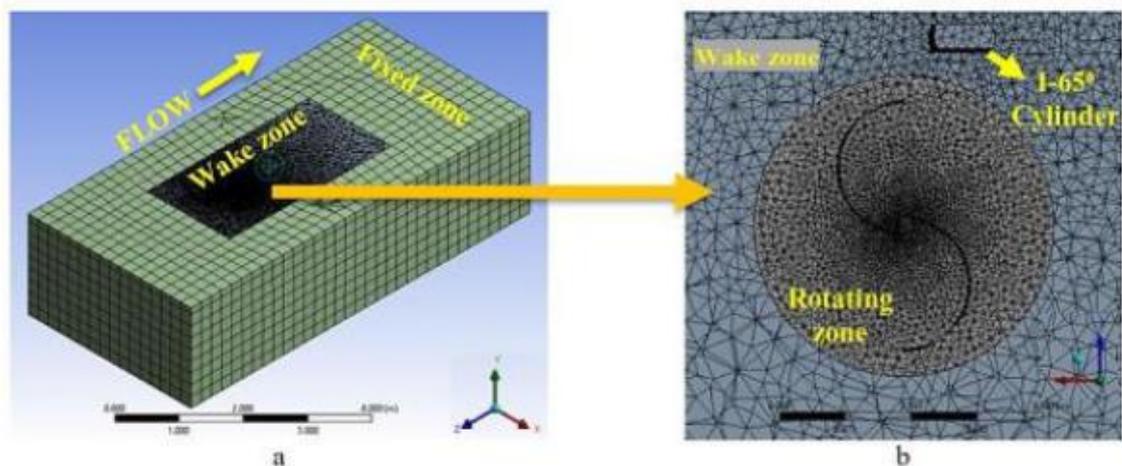
Studi eksperimental dan numerik juga dilakukan oleh (Sakti et al , 2019) yang membahas studi numerik terhadap turbin angin Savonius dengan pemberian silinder yang dipotong 65 derajat di kedua sisinya (Silinder jenis I-65). Pada penelitian ini silinder pengganggu tipe I-65° diletakkan di depan *returning blade* dengan diameter sudu turbin ( $D$ ) = 165,2 mm, diameter *end plate* ( $D_o$ ) = 333,7 mm dan tinggi ( $H$ ) = 294,4 mm, dengan diameter poros ( $e$ ) = 19 mm. Silinder pengganggu tipe I-65° ini memiliki diameter sebesar ( $d$ ) 88,5 mm dan tinggi ( $h$ ) = 500 mm. Pada penelitian ini dilakukan pada  $Re = 9,9 \times 10^4$  dengan rasio posisi jarak silinder pengganggu terhadap diameter turbin ( $S/D$ ) = 1,4 dan rasio diameter

silinder pengganggu terhadap diameter turbin ( $d/D$ ) = 0,54. Untuk melakukan penelitian dilakukan dengan turbin angin Savonius dengan *axial fan* berjarak 3200 mm, dan jarak antara *axial fan* dengan *Honeycomb* yaitu 800 mm. Skema penelitian dan geometri turbin dapat dilihat pada gambar 2.17



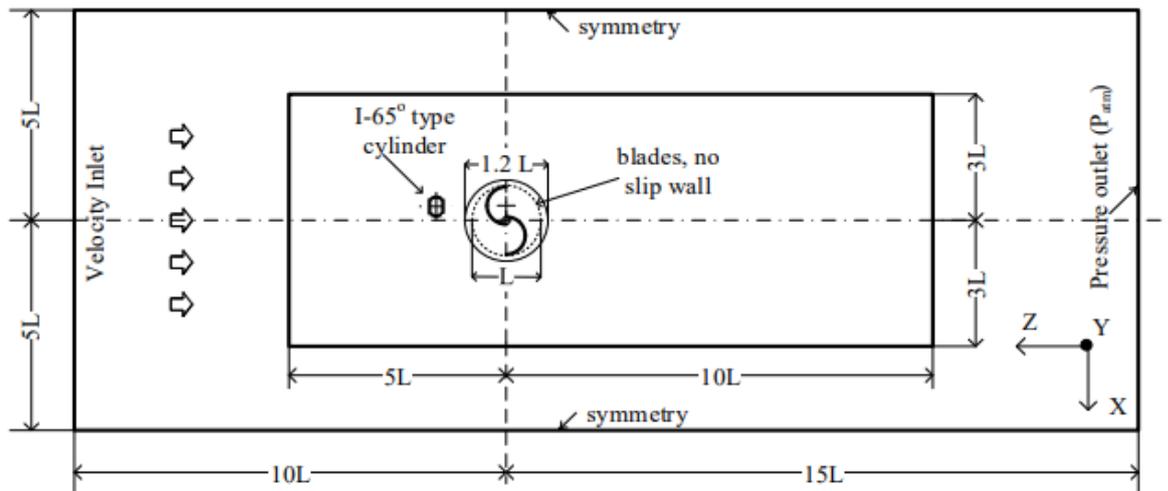
**Gambar 2.17** Konfigurasi Turbin Savonius dan Silinder Pengganggu, (Sakti et al, 2019)

Selain dengan metode eksperimental, pada penelitian ini juga dilakukan dengan metode simulasi numerik, dengan diawali dengan pembuatan geometri 3D dari turbin Savonius yang kemudian disimulasikan menggunakan *software* CFD ANSYS Fluent 19.1. Dimana terdapat daerah *stationary*, daerah *wake* dan daerah *rotating*. Untuk kondisi batasnya terdapat *velocity inlet*, *pressure outlet*, *symmetry* dan *interface* antara zona *wake* dan zona *rotating*.



**Gambar 2.18** Konfigurasi Mesh untuk Simulasi CFD Turbin Savonius (Sakti et al, 2019)

Pada gambar 2.20 menunjukkan *domain* turbin Savonius. Mesh untuk daerah turbin (zona *wake* dan zona *rotating*) menggunakan mesh dengan jenis *unstructured prism*. Sedangkan untuk daerah *stationary* menggunakan mesh jenis *structural tetrahedron*. Simulasi dilakukan dengan menggunakan model *transient* dengan jenis turbulen *k-epsilon realizable* dengan *enhanced wall treatment*. Alirannya adalah aliran *unsteady* dengan *Sliding Mesh model*.



Gambar 2.19 Domain untuk Simulasi CFD Turbin Savonius (Sakti et al, 2019)

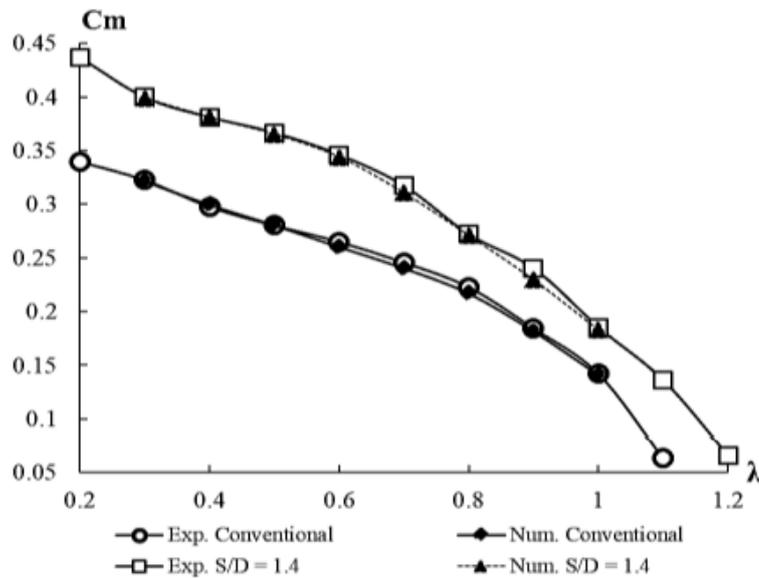
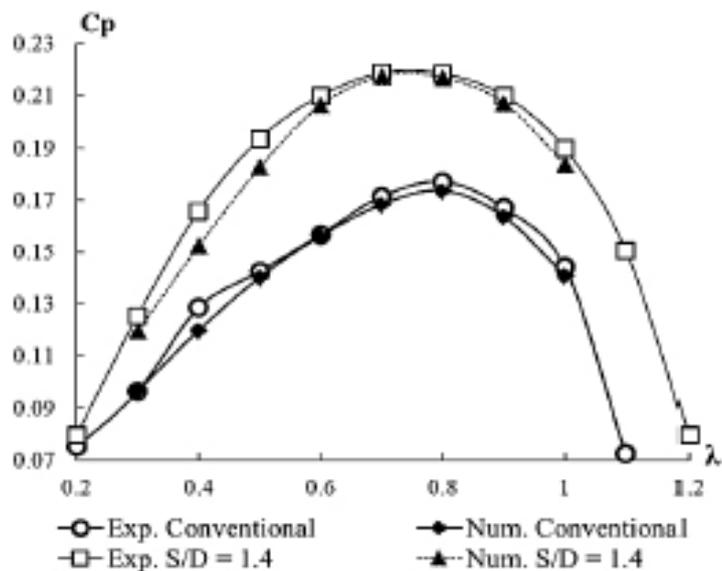


Fig. 9. The outgrowth of the coefficient moment as a function of TSR for  $Re = 9.9 \times 10^4$  and  $S/D = 1.4$

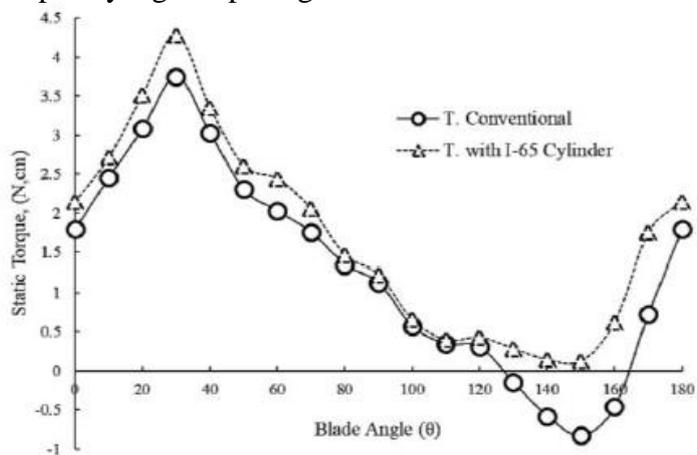
Gambar 2.20 Perbandingan *Coefficient of Moment* secara Eksperimen dan Numerik dengan dan tanpa Silinder Pengganggu Type I-65° (Sakti et al, 2019)

Gambar 2.21 menjelaskan tentang nilai *Coefficient of Moment* dari turbin savonius berdasarkan fungsi tip speed ratio menggunakan metode eksperimen dan numerik. Berdasarkan grafik diatas didapatkan bahwa pemberian silinder Type I-65o dapat meningkatkan nilai *Coefficient of Moment*. Perbedaan hasil penelitian terlihat pada TSR 0,8 pada hasil turbin konvensional dan pada turbin dengan penambahan silinder pengganggu Type I-65o pada TSR 0,9. Dengan meningkatnya *Coefficient of Moment* maka dapat disimpulkan penambahan Silinder Pengganggu Type I-65o dapat menaikkan peforma turbin savonius.



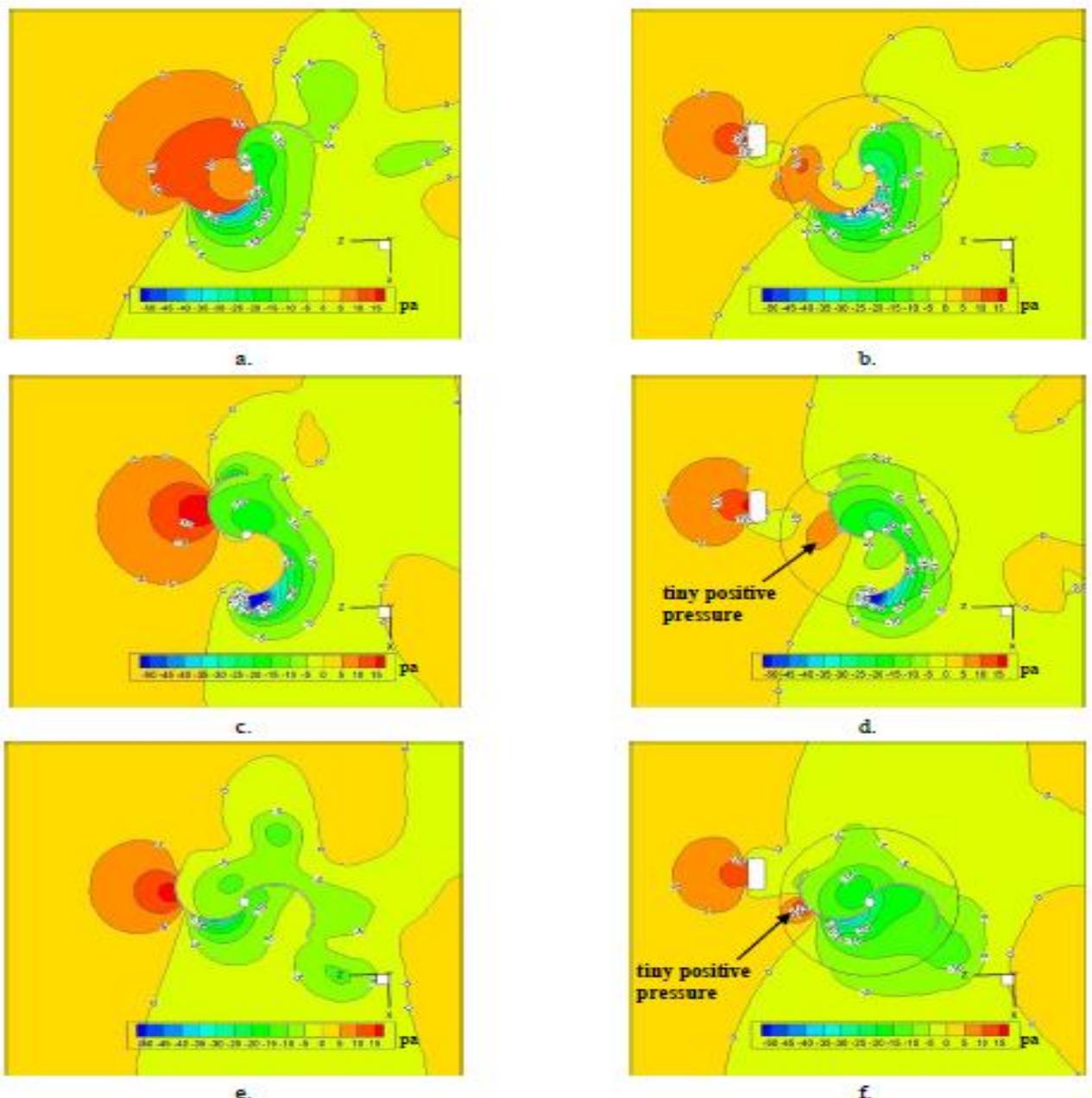
**Gambar 2.21** Perbandingan *Coefficient of Power* secara Eksperimen dan Numerik dengan dan tanpa Silinder Pengganggu Type I-65° (Sakti et al, 2019)

Setelah dilakukan penelitian eksperimental dan simulasi numerik, hasilnya dapat dilihat pada gambar 2.21 bahwa pemberian silinder pengganggu *Type I-65°* pada  $S/D = 1,4$  memiliki hasil yang lebih efektif dalam meningkatkan performa dari turbin Savonius, dimana *Coefficient of Power* dari  $S/D = 1,4$  mengalami kenaikan dari 17,7% secara eksperimen dan 17,3% melalui simulasi numerik pada *Tip speed ratio* 0,8, menjadi 21,8% dan 21,7 %. Begitu juga dengan nilai torsi statis turbin yang mengalami kenaikan setelah diberikan silinder pengganggu *Type I-65°*, seperti yang ada pada gambar 2.22 dibawah ini.



**Gambar 2.22** Perbandingan Nilai Torsi Statis dengan dan tanpa Silinder Pengganggu (Sakti et al, 2019)

Dari gambar 2.22, dapat dilihat bahwa dengan pemberian silinder pengganggu dapat menaikkan nilai torsi statis turbin dengan nilai torsi statis tertinggi pada sudut bilah turbin 30°, dari 3,75 Ncm tanpa pengganggu menjadi 4,3 Ncm setelah diberi silinder pengganggu. Torsi terendah terjadi pada sudut bilah turbin 150°, dari -0,8 Ncm tanpa pengganggu menjadi 0,13 Ncm setelah diberi silinder pengganggu. Dari gambar 2.22 dapat disimpulkan juga, bahwa dengan pemberian silinder pengganggu nilai torsi statis yang dihasilkan bernilai positif untuk semua sudut bilah. Hal ini menunjukkan bahwa dengan pemberian silinder pengganggu menyebabkan turbin memiliki kemampuan untuk melakukan *self starting*.



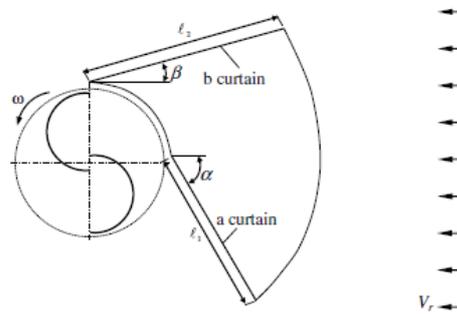
**Gambar 2.23** Perbandingan kontur tekanan antara turbin konvensional dan sesudah diberi silinder pengganggu Tipe I-65° pada sudut 30°,90°,150° dan TSR =0,8 (Sakti et al, 2019)

Pada hasil dari simulasi seperti pada gambar 2.23 didapatkan bahwa terjadi penurunan tekanan di daerah depan dari sisi *returning blade* turbin Savonius setelah diberi silinder pengganggu Tipe I-65°, dengan menurunnya tekanan pada daerah depan dari sisi *returning blade* turbin Savonius menyebabkan *pressure drag* dari *returning blade* turun. *Pressure drag* pada *advancing blade* lebih tinggi dibandingkan *returning blade* sehingga selisih torsi turbin meningkat dan daya dan performa dari turbin Savonius turut meningkat. Melalui simulasi diatas dapat dilihat bahwa dengan penambahan silinder pengganggu Tipe I-65° pada keadaan Turbin pada sudut bilah 30°, memiliki dampak paling efektif dalam meningkatkan torsi turbin dibandingkan dengan keadaan Turbin pada sudut bilah 90° dan 150°. Hal tersebut dibuktikan pada gambar 2.23 bahwa pada sudut bilah 30° memiliki nilai torsi statis mencapai titik

puncaknya untuk konfigurasi turbin Savonius konvensional maupun dengan silinder pengganggu Tipe I-65°. Penelitian ini menyimpulkan bahwa pemberian silinder Tipe I-65° di depan sudu *returning turbin* Savonius dapat meningkatkan performa dari turbin. Berdasarkan hasil eksperimen, didapatkan bahwa penambahan silinder Tipe I-65° di depan sudu *returning* dapat meningkatkan *coefficient of power* serta meningkatnya nilai torsi statis dari turbin angin Savonius tersebut.

### 2.10.5 Studi eksperimental tentang peningkatan kinerja rotor Savonius dengan tirai plat datar (Altan, et a, 2008)

Penelitian selanjutnya adalah tentang studi eksperimental tentang pengaruh penambahan tirai terhadap peningkatan performa dari turbin angin Savonius yang dilakukan oleh **Altan, et al (2008)**. Dalam penelitian ini, untuk meningkatkan kinerja dan efisiensi turbin angin Savonius tanpa mengubah struktur dasar turbin. Oleh karena itu, susunan tirai yang terbuat dari pelat pemantul angin telah dirancang dan ditempatkan di depan turbin untuk mencegah torsi negatif yang mempengaruhi permukaan sudu *returning blade* dari turbin angin Savonius. Bentuk geometri turbin angin Savonius yang digunakan pada penelitian ini memiliki diameter (D) dan tinggi rotor (H) sebesar 32 cm, rasio e/d sebesar 0,15 dengan gap antar sudu (e) adalah sebesar 2,6 cm. Serta terdapat *end plate* pada masing-masing sisi dari turbin angin Savonius dengan ketebalan *end plate* sebesar 4 mm, dengan diameter *end plate* (D<sub>0</sub>) sebesar 35,2 cm. Untuk gambaran skema penelitian tersebut dapat dilihat pada pada gambar 2.24 dibawah ini.

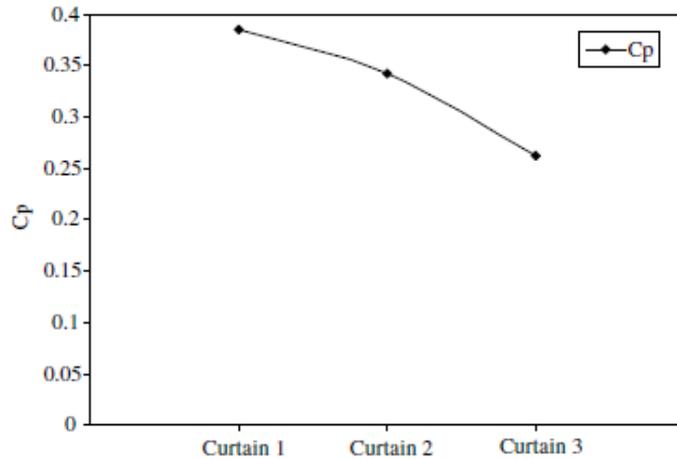


**Gambar 2.24** Skema Susunan Pengganggu pada Turbin Angin Savonius (Altan et al, 2008)

Dimana dalam penelitian inidilakukan variasi pada panjang plat ( $l_1$  dan  $l_2$ ) dengan tiga macam *curtain* yang dapat dilihat pada tabel 2.1 dan variasi besar sudut dari plat ( $\alpha$  dan  $\beta$ ) yang disusun seperti pada gambar 2.25. Dimana pada studi eksperimen ini sudut  $\alpha$  dan  $\beta$  divariasikan mulai dari nilai sudut  $\alpha$  sebesar 30° hingga 60° dan sudut  $\beta$  sebesar 0° hingga 30° dengan kenaikan 5°. Penelitian dilakukan dengan kecepatan angin 7 m/s dan harga bilangan *Reynolds*  $1,5 \times 10^5$ .

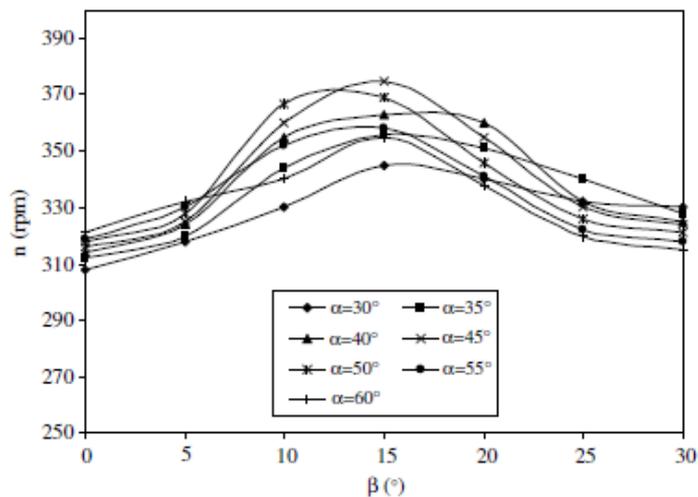
**Tabel 2.1** Variasi Panjang Plat Pengganggu dan Pengarah(Altan et al, 2008)

Type of curtain arrangement	Distance $l_1$ (cm)	Distance $l_2$ (cm)
Curtain 1	45	52
Curtain 2	34	39
Curtain 3	22	26



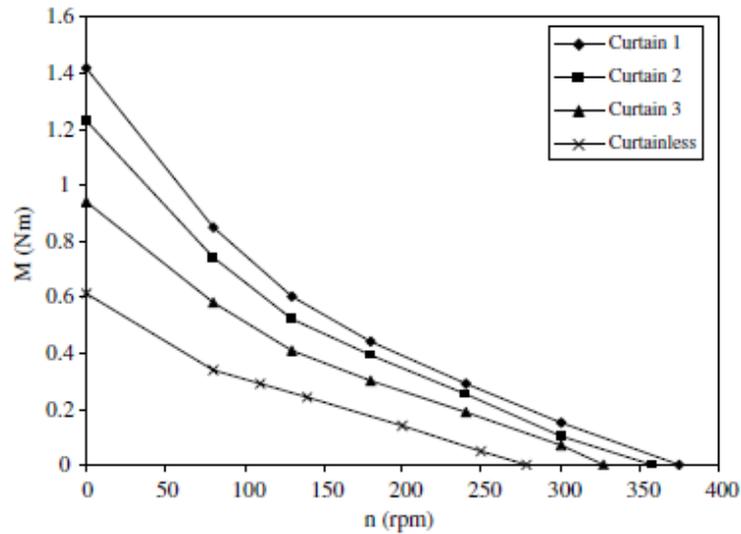
**Gambar 2.25** Grafik Pengaruh Variasi Panjang Plat terhadap Nilai Coefficient of Power (Altan et al, 2008)

Setelah dilakukan penelitian eksperimental, maka hasil yang didapatkan bisa dilihat melalui gambar 2.25 diatas, dapat diperoleh bahwa *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius memiliki nilai paling tinggi pada saat menggunakan *curtain 1* ( $l_1 = 45$  cm dan  $l_2 = 52$  cm) yakni sebesar 0,38533. Pada saat menggunakan *curtain 2* didapatkan nilai *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius sebesar 0,34154 dan pada *curtain 3* sebesar 0,26273. Karena pada *curtain 1* memiliki *Coefficient of Power* yang bernilai maksimum, maka dilakukan analisa pengaruh variasi dari sudut plat. Karena pada awal penelitian nilai torsi negatif meningkat ketika aliran fluida menumbuk *returning blade* pada nilai  $\alpha < 30^\circ$  dan kecepatan rotasi ( $n$ ) yang diperoleh nilainya cenderung lebih kecil sebagaimana separasi aliran meningkat pada nilai  $\alpha > 60^\circ$ , maka variasi kenaikan nilai sudut  $\alpha$  dimulai dari  $30^\circ$  hingga  $60^\circ$  dengan kenaikan sebesar  $5^\circ$ . Sedangkan untuk nilai  $\beta$ , apabila nilai  $\beta < 15^\circ$  maka tidak cukup aliran yang digunakan untuk menumbuk sisi *advancing blade* dan jika nilai  $\beta > 15^\circ$  maka kecepatan rotasi ( $n$ ) yang telah diukur bernilai rendah. Sehingga konfigurasi optimal terdapat pada sudut  $\alpha = 45^\circ$  dan  $\beta = 15^\circ$  seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.26 dibawah ini.

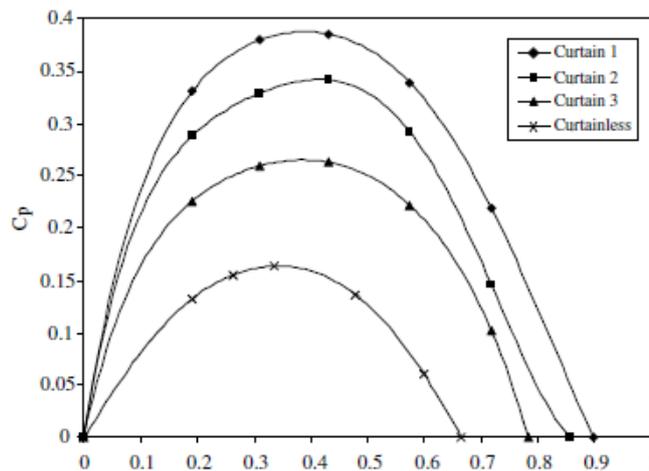


**Gambar 2.26** Grafik Pengaruh Putaran Turbin terhadap Besar Sudut ( $\alpha$  dan  $\beta$ ) pada Curtain 1 (Altan et al, 2008)

Nilai torsi yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dipengaruhi oleh variasi panjang penggunaan plat pengganggu dan pengarah. Pengaruh nilai torsi yang dihasilkan terhadap kecepatan torsi pada variasi panjang penggunaan plat pengganggu dan pengarah dapat dilihat pada gambar 2.27.



**Gambar 2.27** Grafik Pengaruh Torsi yang dihasilkan terhadap Putaran Turbin (Altan et al, 2008)

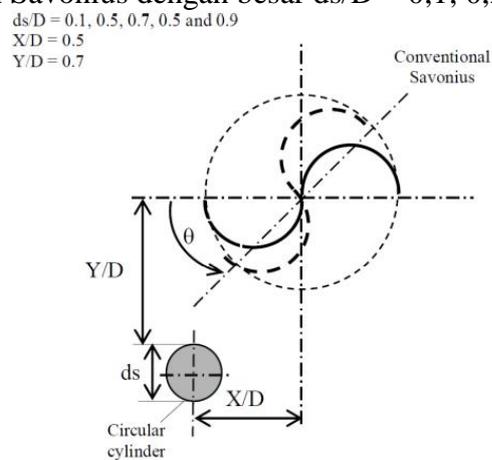


**Gambar 2.28** Grafik Pengaruh Panjang Curtain terhadap nilai Coefficient of Power dengan Tip speed ratio ( $\alpha = 45^\circ$  dan  $\beta = 15^\circ$ ) (Altan et al, 2008)

Gambar 2.28 adalah pengaruh panjang plat pengganggu dan pengarah terhadap nilai *Coefficient of Power* dengan variasi *Tip Speed Ratio*. Dapat dilihat pada grafik tersebut bahwa pada plat tipe satu dengan panjang  $l_1$  sebesar 45 mm dan panjang  $l_2$  sebesar 52 mm memiliki nilai *Coefficient of Power* yang paling tinggi. Oleh karena itu, dapat disimpulkan pada penelitian eksperimental penggunaan plat tipe satu ini dapat meningkatkan *Coefficient of Power* dari turbin angin Savonius sebesar 38,5 %.

### 2.10.6 Studi numerik terhadap turbin hidrokinetik Savonius dengan pemberian silinder (Setiawan et al , 2019).

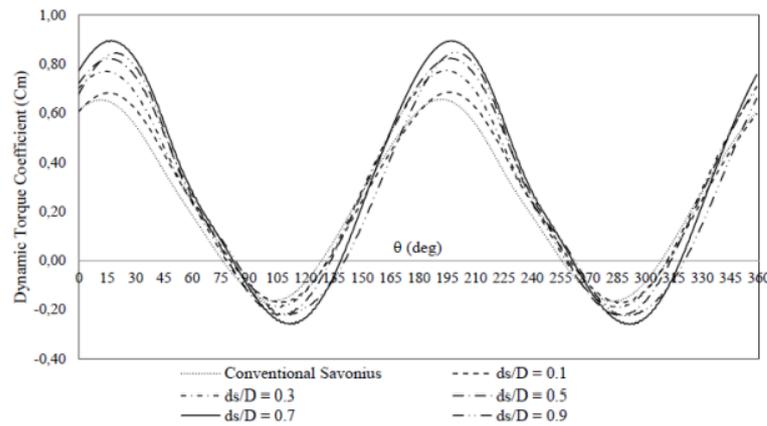
Penelitian selanjutnya yaitu penelitian yang dilakukan oleh Setiawan et al (2019). Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh pemberian silinder yang diletakkan di samping sudu *advancing* terhadap performa turbin Savonius tersebut. Sehingga dapat menentukan ukuran silinder yang sesuai dan dapat menghasilkan performa terbaik dengan melihat pengaruhnya terhadap *Coefficient of Torque* dan *Coefficient of Power*. Serta akan dilihat juga garis kecepatan, kontur tekanan dan distribusi tekanan pada permukaan sudu turbin. Simulasi yang dilakukan ada dua jenis yakni yang pertama adalah melakukan simulasi terhadap turbin Savonius tanpa silinder (konvensional) dan dengan pemberian silinder. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.29, turbin Savonius bergerak berlawanan arah jarum jam dengan terdapat silinder yang berada di sisi sudu *advancing*. Peneliti memvariasikan rasio dari diameter silinder dan turbin Savonius dengan besar  $ds/D = 0,1; 0,2; 0,5; 0,7; \text{ dan } 0,9$ .



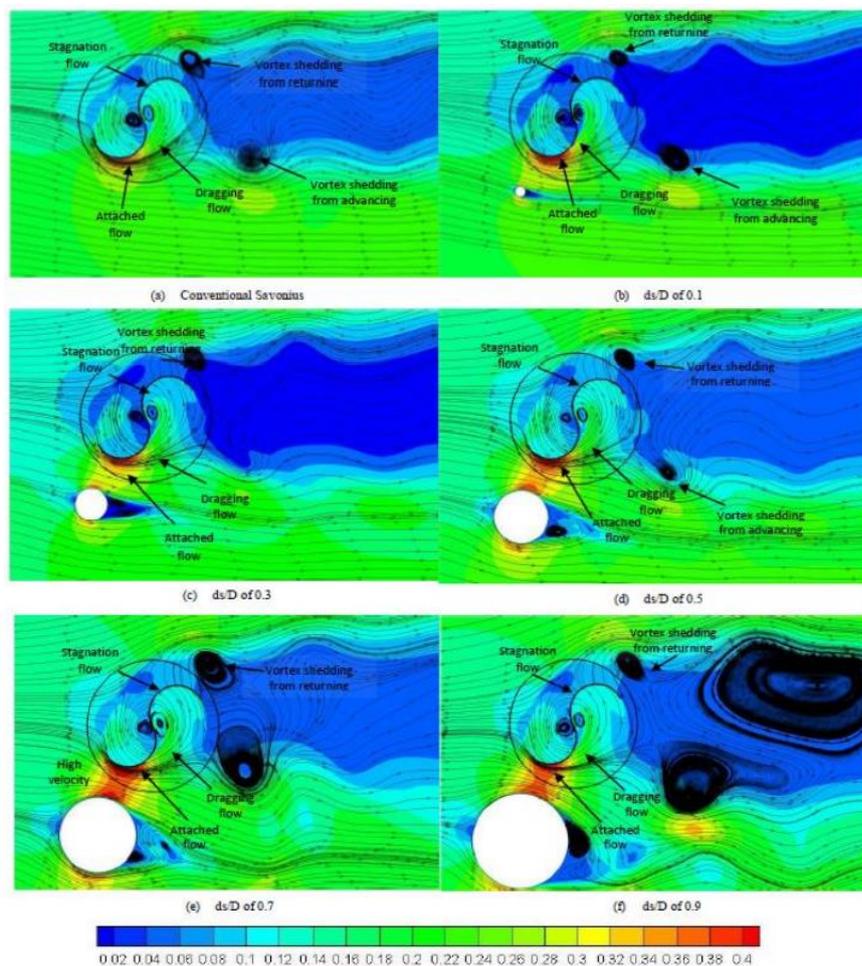
**Gambar 2.29** Konfigurasi Turbin Savonius dengan Penambahan Silinder (Setiawan et al., 2019)

Domain simulasi dan kondisi batas dapat dilihat pada gambar 2.33 di mana terdapat daerah diam, daerah *wake*, dan daerah berputar. Kemudian terdapat dua *interface* yakni antara daerah berputar dan *wake* serta antara daerah *wake* dan daerah diam. Untuk kondisi batasnya adalah inlet sebagai *velocity inlet*, outlet dengan *pressure outlet*, bagian dinding atas dan bawah sebagai *simetri*. Untuk meshing yang digunakan adalah *meshing quadrilateral* dan menggunakan permodelan turbulensi *Realizable k-ε* (RKE). Pertama simulasi dilakukan dengan memvalidasi terlebih dahulu hasil simulasi terhadap hasil eksperimen sebelumnya. Kemudian validasi kembali dilakukan setelah mengganti fluida dari udara menjadi air. Setelah validasi sesuai, maka dilanjutkan dengan simulasi turbin Savonius dengan pemberian Silinder di depan sudu *advancing*.





**Gambar 2.32** Pengaruh Penambahan Silinder Pengganggu pada Turbin Savonius terhadap *Coefficient of Torque* ( $C_m$ ) Berdasarkan fungsi sudut putar turbin ( $\theta$ ) (Setiawan et al., 2019)

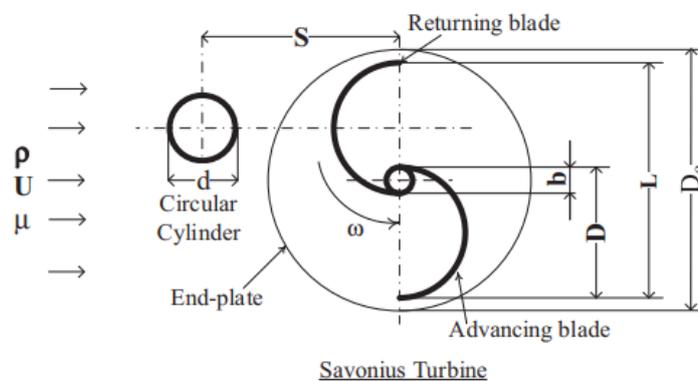


**Gambar 2.33** Pola Garis Kecepatan Turbin Hidrokinetik Savonius dengan Penambahan Silinder Pengganggu pada TSR 0,9 dan  $\theta = 30^\circ$  (Setiawan et al., 2019)

Kontur tekanan dengan TSR 0,9 dan  $\theta = 30^\circ$  ditunjukkan pada gambar 2.33. Pada turbin dengan  $ds/d = 0,7$  terjadi perubahan tekanan yang signifikan yang menyebabkan penurunan tekanan. Penurunan tekanan yang besar dapat menyebabkan torsi positif meningkat dan daya juga meningkat.

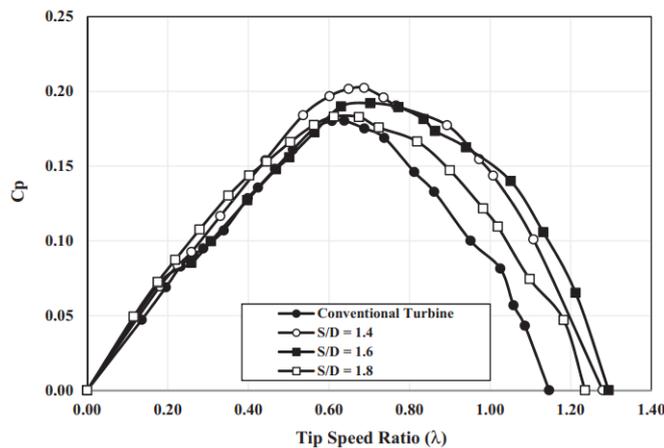
### 2.10.7 Penelitian Eksperimental terhadap Penempatan Silinder Pengganggu di Depan Returning Blade dengan $Re$ 99000 (Triyogi et. al. 2020)

Penelitian selanjutnya 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 99000. 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 ( $h$ ) 500 mm dan diameter ( $d$ ) 88,5 mm, yang memberikan rasio  $d/D = 0,54$  ditempatkan di depan *returning blade*. Gambar 2.34 menunjukkan konfigurasi turbin angin Savonius. *Freestream velocity* yang dihasilkan oleh kipas aksial dipertahankan pada  $U = 5$  m/s dalam percobaan ini. Kecepatan ini sesuai dengan bilangan Reynolds ( $Re$ ) dari 99.000, yang dihitung berdasarkan panjang karakteristik ( $L = 2D-b$ ) dan *freestream velocity* ( $U$ ).



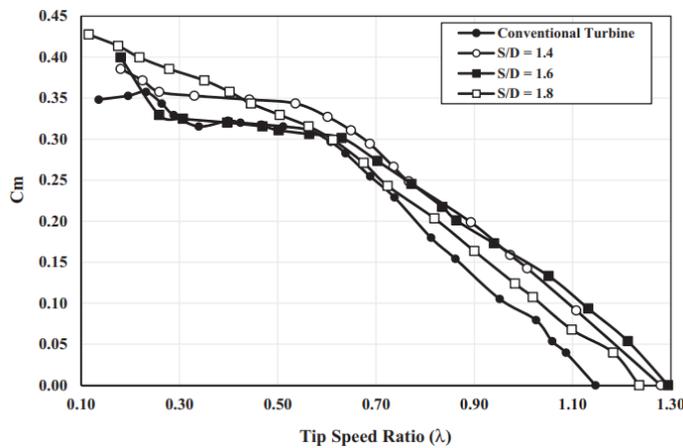
**Gambar 2. 34** Skema Konfigurasi Turbin Angin Savonius (Triyogi, et al., 2020)

Hasil dari eksperimen, Gambar 2.35 menunjukkan perkembangan koefisien daya turbin ( $C_p$ ) sebagai fungsi dari *tip speed ratio* ( $\lambda$ ) untuk jarak ( $S/D$ ) 1,4; 1,6; dan 1,8, serta pada bilangan Reynolds 99000. Dibandingkan dengan turbin Savonius tanpa silinder sirkular atau disebut juga turbin konvensional, didapatkan hasil bahwa terjadi peningkatan  $C_p$  ketika silinder sirkular dipasang pada  $S/D = 1,4$ , 1,6, dan 1,8 di depan *returning blade*.  $C_p$  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  $C_p$  dapat dianggap relatif sama dengan turbin konvensional atau bahkan lebih rendah untuk  $0,44 < \lambda < 0,8$ .



**Gambar 2. 35** Grafik Koefisien Daya terhadap Tip Speed Ratio pada S/D 1,4; 1,6; dan 1,8 (Triyogi, et al., 2020)

Gambar 2.35 menunjukkan hasil eksperimen mengenai koefisien momen ( $C_m$ ) 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  $C_m$  yang lebih tinggi untuk hampir semua rasio kecepatan ujung ( $k$ ) relatif terhadap turbin Savonius konvensional. Peningkatan  $C_m$  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.



**Gambar 2. 36** Grafik Koefisien Torsi terhadap Tip Speed Ratio pada S/D 1,4; 1,6; 1,8 (Triyogi, et al., 2020)

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 ( $\lambda$ ) sebesar 0,65, kenaikan koefisien daya ( $C_p$ ) pada turbin Savonius bersilinder sirkular sekitar 12,2%, dibandingkan dengan turbin Savonius konvensional.

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Variasi

Penelitian ini dilakukan dengan metode numerik menggunakan *software* ANSYS Fluent 2021.R2 dengan tiga tahapan, yaitu *pre-processing*, *processing*, dan *post processing*. Penelitian ini menggunakan model berupa geometri dua dimensi dari turbin angin *Savonius* dengan penambahan silinder pengganggu. Parameter dan juga variasi untuk penelitian ini dapat dilihat pada tabel berikut.

**Tabel 3.1** Variasi Penelitian

Parameter	Nilai
Jenis turbin	Turbin angin <i>Savonius</i> dengan parameter tetap $d/D = 0,5$ , turbin angin <i>Savonius</i> dengan konfigurasi A dengan $Y/D = 1,27$ dan $Y/D = 1,32$ , turbin angin <i>Savonius</i> dengan konfigurasi B dengan $Y/D = 1,27$ $S/D = 1,32$ dan $Y/D = 1,27$ $S/D = 1,32$
Kecepatan angin	4 m/s
Metode	2 Dimensi
Solver type	Pressure Based
Model viscous	Realizable k-epsilon
Pressure-velocity coupling scheme	Coupled
Gradient	Least square cell based
Pressure	Second order upwind
Momentum	Second order upwind
Turbulent kinetic energy	Second order upwind
Laminar kinetic energy	Second order upwind
Specific dissipation rate	Second order upwind
Kriteria konvergensi	$10^{-5}$

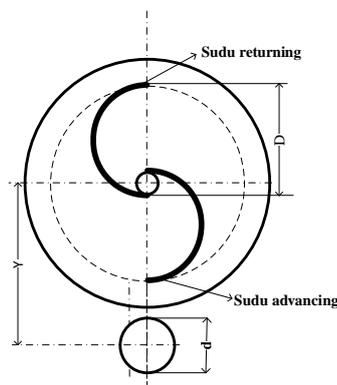
### 3.2 Tahap *Pre-Processing*

#### 3.2.1 Pembuatan Geometri

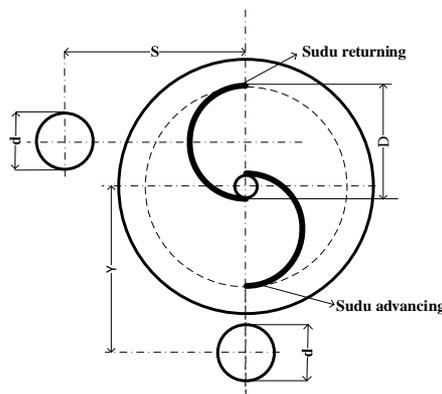
Tahap awal dalam memulai simulasi adalah tahap *pre-processing*, pada tahap ini dilakukan pembuatan model dari turbin angin *Savonius* yang akan digunakan dalam analisa numerik. Geometri yang dibuat meliputi pembuatan *domain* di sekitar model tersebut. Gambar model turbin angin *Savonius* dan ukuran geometri yang digunakan pada penelitian ini ditunjukkan berikut ini.

**Tabel 3.2** Ukuran Geometri Turbin

Konfigurasi	Diameter Turbin (mm)	Diameter Blade Turbin (mm)	Diameter Silinder (d/D)	Diameter Rotor D (mm)	Panjang Silinder dari pusat poros (Y/D)	Panjang Silinder dari pusat poros (S/D)	Diameter end plate (mm)
A	311,4	165,2	0,5	19	1,27	-	321
A	311,4	165,2	0,5	19	1,32	-	321
B	311,4	165,2	0,5	19	1,27	1,27	321
B	311,4	165,2	0,5	19	1,32	1,32	321



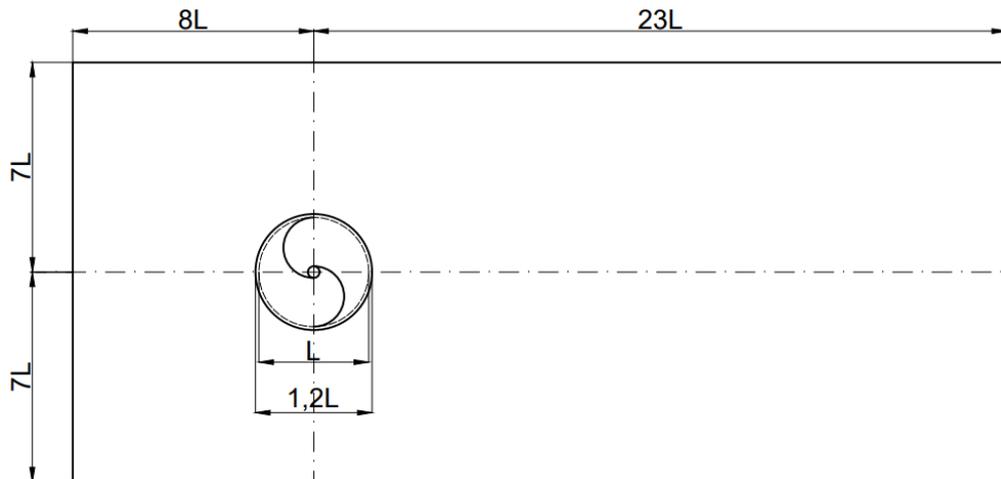
**Gambar 3.1** Geometri Turbin Angin *Savonius* dengan konfigurasi A ( $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ )



**Gambar 3.2** Geometri Turbin Angin *Savonius* dengan konfigurasi B ( $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ ), ( $S/D = 1,27$  dan  $1,32$ )

### 3.2.2 Domain Simulasi

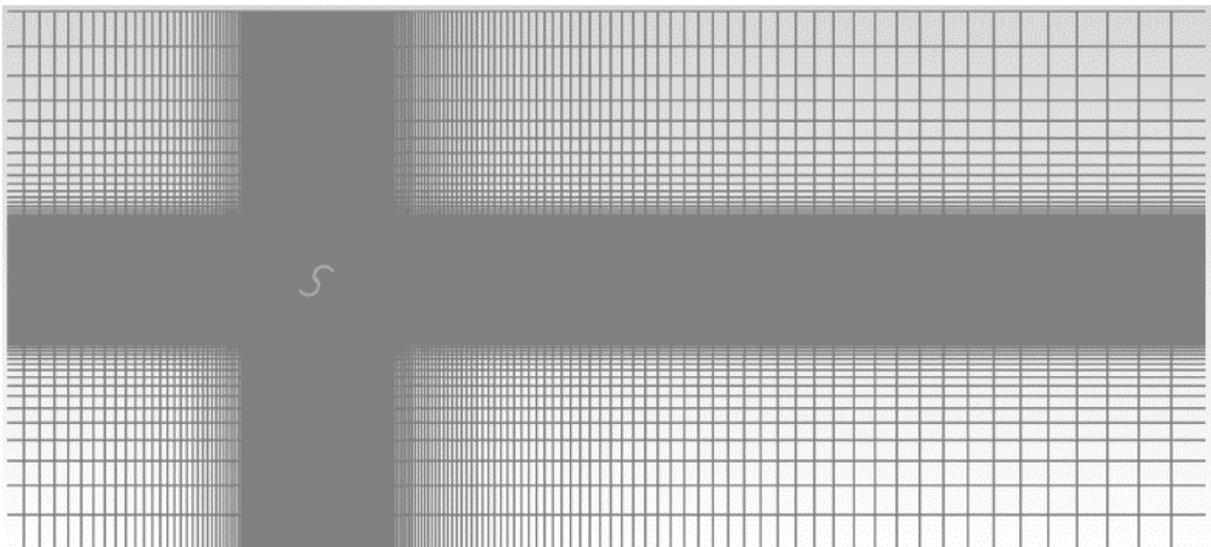
Dalam menjalankan simulasi diperlukan semua domain sebagai batas dari simulasi tersebut. Pada penelitian ini memiliki dua domain yaitu *static domain* dan *rotate domain* karena dilakukan dalam kondisi turbin yang berputar. *Static domain* merupakan domain yang dilewati fluida, tidak bergerak, dan ditunjukkan dengan persegi panjang. *Rotating domain* merupakan domain yang dilewati fluida, bergerak, dan berbentuk lingkaran yang mengelilingi geometri turbin *Savonius* yang diteliti.

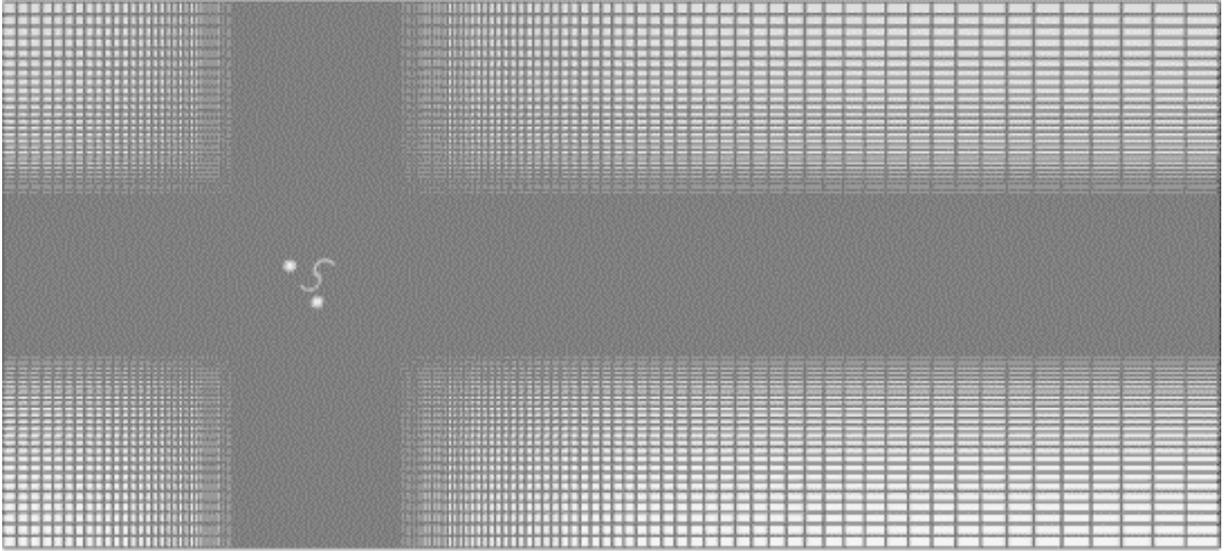


Gambar 3.3 Domain Simulasi

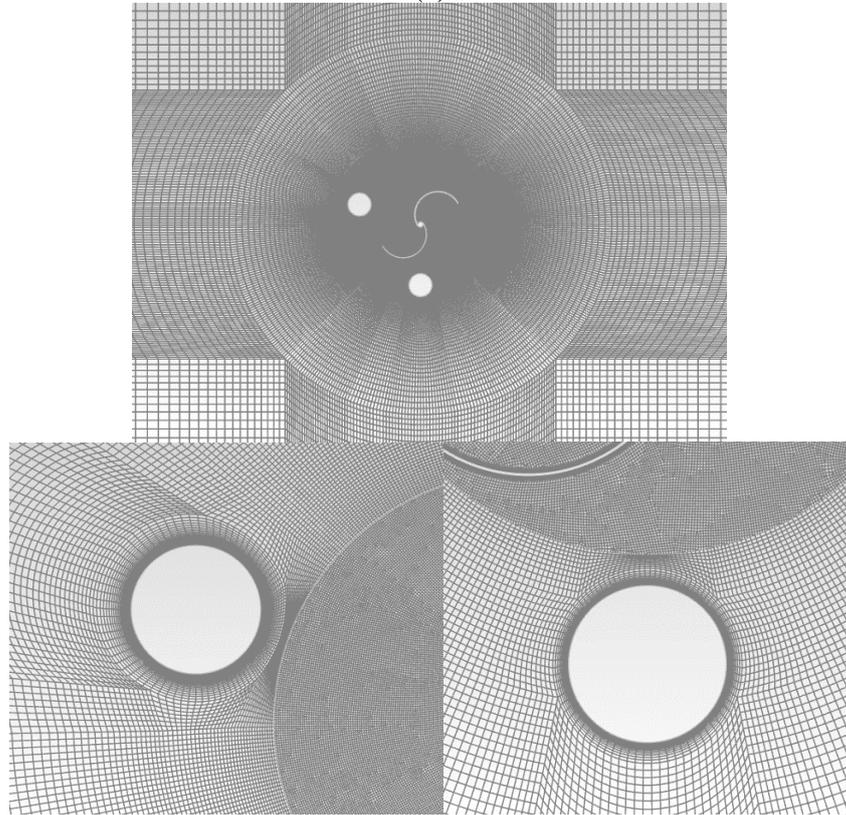
### 3.2.3 Pembuatan *Meshing*

Proses selanjutnya yaitu *meshing*, yang mana adalah pembagian geometri yang telah dibuat menjadi elemen-elemen kecil sehingga parameter yang ditentukan dapat diaplikasikan ke setiap elemen kecil ini. Proses *meshing* untuk turbin angin savonius ini menggunakan jenis *meshing* 2D yang mana dengan hal itu prosesnya hanya sampai pada *meshing face*. Desain yang dimulai dari *meshing* garis atau *edge* kemudian *meshing face*. Hasil *meshing* dapat dilihat pada gambar di bawah ini.

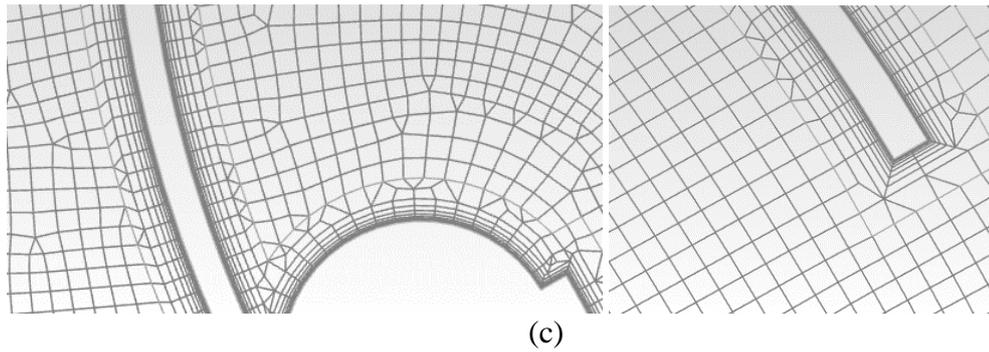




(a)



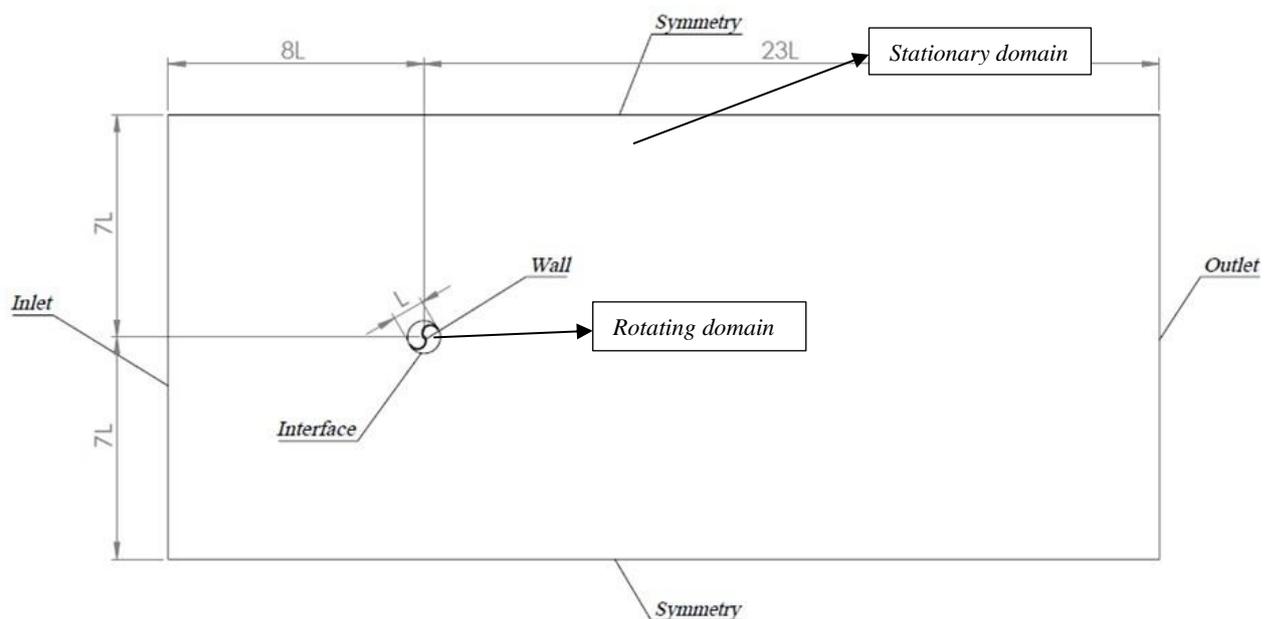
(b)



**Gambar 3.4** Gambar Meshing Turbin Angin Savonius Menggunakan Software ICEM CFD  
 (a) Meshing Benda Uji (b) perbesaran meshing benda uji (c) perbesaran meshing benda uji

### 3.2.4 *Boundary Condition*

Dalam menjalankan simulasi harus ditentukan parameter yang menjadi Batasan dari aliran tersebut yang melewati benda uji atau biasanya disebut dengan *Boundary condition*. Pada penelitian ini terdapat batasan-batasan yang akan diteliti, yaitu *wall*, *inlet*, *outlet*, *symmetri*, dan *interface*. *Boundary condition* yang digunakan untuk *inlet* menggunakan *velocity inlet*, untuk *outlet* menggunakan *pressure outlet*, untuk bagian sudu turbin termasuk *advancing blade*, *returning blade*, poros *blade*, dan ujung *blade* adalah *wall*, untuk simetri menggunakan *symmetri*, dan untuk *interface* sisi *blade*, *interface* sisi rotasi dan sisi statis menggunakan *interface*. Kecepatan pada *inlet* yang ditentukan yaitu menggunakan 4 m/s. *Boundary condition* untuk penelitian ini ditunjukkan pada gambar 3.5.



**Gambar 3.5** *Boundary Condition* Penelitian

### 3.3 Tahap *Processing*

Pada tahap *Processing* Hasil *meshing* yang telah di *export* kemudian dilakukan pemrosesan pada *software* ANSYS Fluent 2021R2 untuk selanjutnya dilakukan *solver*. Tahapan *Processing* sebagai berikut:

### 3.3.1 General

Pada tahapan ini menggunakan pilihan solver yaitu *Pressure Based* dan *Transient* pada pilihan time karena simulasi yang digunakan adalah *transient*.

### 3.3.2 Models

Pada tahap ini dilakukan permodelan karakteristik aliran fluida, meliputi pemilihan solver dan turbulence model yang akan digunakan. Pada simulasi ini akan digunakan turbulence model Realizable k- $\epsilon$  dengan *Enhanced Wall Treatment* (Sakti et al., 2019). Model ini dipilih untuk mendapatkan hasil yang akurat.

### 3.3.3 Material

Fluida kerja yang digunakan pada simulasi ini adalah udara dengan densitas ( $\rho = 1,17 \text{ kg/m}^3$ ), viskositas ( $\mu = 1,86 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$ ) (Dewi, 2021).

### 3.3.4 Cell Zone Condition

Pada tahapan *Cell Zone Condition* akan ada dua bagian yang bergerak, yaitu secara *stationary* dan *rotary*. Oleh karena itu, perlu diatur tentang pemilihan bagian mana yang merupakan *Rotating Zone* dan *Stationary Zone*. Untuk *Rotating Zone* diatur untuk berputar menggunakan metode *mesh motion* dengan variasi kecepatan sudut yang disesuaikan dengan nilai TSR yaitu sebesar 0,4 ; 0,5 ; 0,6 ; 0,7 ; 0,8 ; 1,0; 1,2

**Tabel 3.3** Tabel kecepatan sudut dengan nilai TSR dan TSS

TSR (Tip Speed Ratio)	V (m/s)	Rad/s	TSS (Tip Step Size) per 1 derajat
0,4	4	10,2894	0,001696242054
0,5		12,8617	0,001356993643
0,6		15,4341	0,001130828036
0,7		18,0064	0,000969281174
0,8		20,5788	0,000848121027
1,0		25,6904	0,000679369486
1,2		30,8682	0,000565414018

### 3.3.5 Boundary Condition

Pada tahap ini akan menentukan jenis kecepatan aliran pada sisi inlet dengan mengatur *Velocity Magnitude* yang sudah ditentukan sebesar 4 m/s. Kemudian pada bagian *Turbulence Spesification Method* menggunakan *Turbulence Intensity and Length Scale* dengan *Turbulence Intensity* nilainya sebesar 1% dan *Length Scale* nilainya sebesar seukuran dengan diameter turbin yaitu 0,03 m (Syarifah, 2022). Kemudian mengatur pergerakan *Blade* turbin sebagai *Wall* dengan memilih pengaturan *moving wall* dengan *motion Rotational*.

### 3.3.6 Solution

Pada tahapan ini adalah menentukan ketelitian perhitungan yang dilakukan menggunakan metode yang sudah tersedia. Simulasi kali ini menggunakan metode *Coupled* dan menggunakan solusi *second order* untuk parameter *pressure*, *momentum*, *turbulent kinetic energy*, dan *turbulent dissipation rate*.

### 3.3.7 Initialize

Pada tahapan ini merupakan penentuan tutuk acuan sebagai tahap awal untuk perhitungan iterasi. Nilai *Initialize* dihitung dari *Velocity inlet*. Proses ini merupakan perhitungan awal untuk bisa mendapatkan hasil yang konvergen. Dalam *Initialize* menggunakan *hybrid initialization*.

### 3.3.8 Residual

Residual merupakan penentuan nilai error yang diinginkan hingga proses iterasi mencapai kriteria konvergen. Nilai yang ditetapkan adalah  $1 \times 10^{-5}$  untuk semua parameter sehingga ketika nilai error mencapai  $1 \times 10^{-5}$  proses iterasi baru akan berhenti.

### 3.3.9 Run Calculation

Pada tahapan ini akan dilakukan pengaturan berupa proses *calculate* yaitu Time Step Size menyesuaikan dengan besarnya TSR yang ditentukan, *Number of Time Step* sebesar 3600 time step yang menggambarkan 10 putaran blade tersebut, dan untuk *Max Iteration/Time Step* sebesar 75 iterasi.

## 3.4 Tahap Post Processing

Data yang diperoleh pada tahap sebelumnya kemudian di analisa. Dalam Analisa *post processing* diambil ketika aliran sudah *steady* dengan dibuktikan dengan grafik cm yang sudah konstan. Setelah sudah *steady*, data-data tersebut berupa kontur kecepatan dan tekanan, *coefficient of moment* pada sudu *advancing* dan *returning* sebagai fungsi  $\theta$  (posisi rotor) dan fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR). Setelah itu menganalisa *coefficient of power* sebagai fungsi *Tip Speed Ratio* (TSR). Serta menganalisa distribusi tekanan ( $C_p$ ) sebagai fungsi ( $x/s$ ).

### 3.4.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

Bilangan Reynolds akan digunakan untuk menentukan turbulent intensity pada fluent. Bilangan Reynolds dihitung menggunakan rumus :

$$ReL = \frac{\rho VL}{\mu}$$

Dimana :

$\rho$  = Densitas udara =  $1.17 \text{ kg/m}^3$

$V$  = Kecepatan angin =  $4 \text{ m/s}$

$L$  = Diameter sudu turbin ( $0,3114 \text{ m}$ )

$\mu$  = Viskositas udara =  $1.86 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$

Setelah dibuat perhitungan bilangan Reynolds maka angka Reynolds untuk penelitian ini sebesar 78352

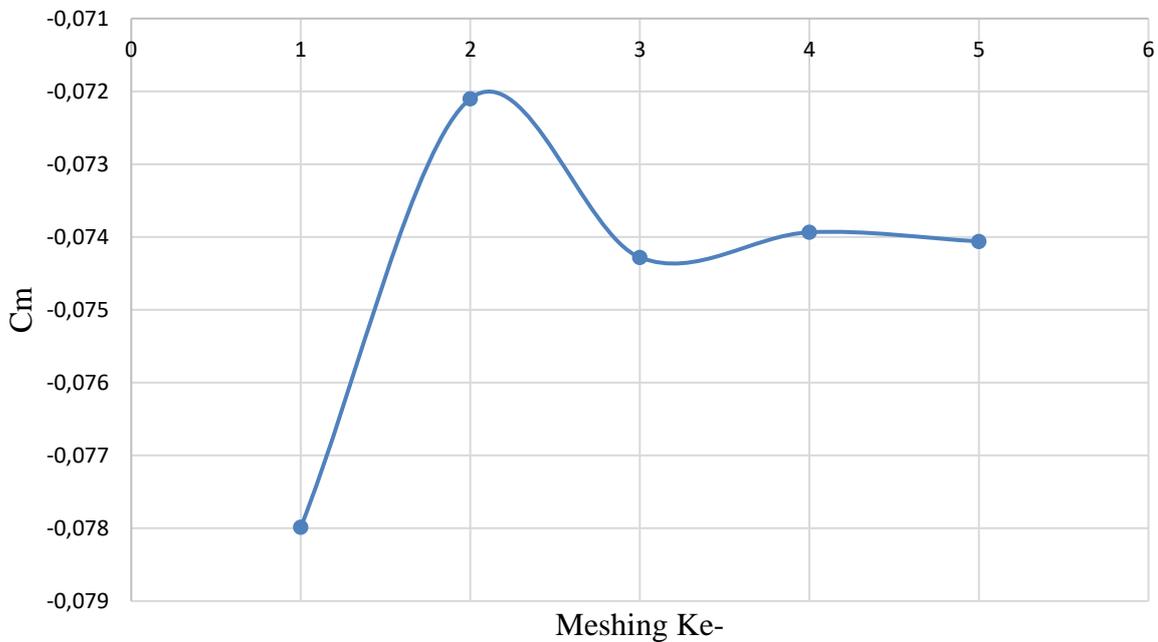
## 3.5 Grid Independency Test

*Grid independency test* merupakan tahapan yang dilakukan dengan cara membuat *meshing* dengan jumlah *cell* yang berbeda untuk menentukan *grid* paling optimal agar diperoleh hasil yang akurat dengan salah satu konfigurasi sebagai acuannya. Parameter untuk menentukan hasil *Grid independency test* adalah melihat besarnya  $y^+ \text{ max}$  dan *Moment* (torsi statis) pada sudu *advancing* dan *returning* dengan kemiringan  $30^\circ$  pada blade untuk mencapai nilai *Moment* (torsi statis) maksimal (Gunawan et al, 2019).

Data hasil simulasi dibandingkan dengan konfigurasi acuan sehingga diperoleh hasil yang dinyatakan dalam persentase error. Presentase error yang hasilnya  $< 4\%$  adalah *grid* yang sudah sesuai dan bisa untuk dipakai simulai *transient*. Hasil *grid independency test* pada turbin angin *Savonius* tipe konvensional ditunjukkan pada tabel 3.3 dibawah ini.

**Tabel 3.4** Grid Independency Test Pada Turbin Angin Savonius

No	Jumlah Elemen Mesh	Y+ max	Cm Peak Minimum	Error (%)
1	46558	0,770426	-0,077985751	
2	90110	0,7723125	-0,072100453	8,162635452
3	110206	0,767575	-0,074279658	2,933783668
4	141317	0,7676208	-0,073935792	0,465087235
5	191227	0,7673419	-0,074060025	0,167746214

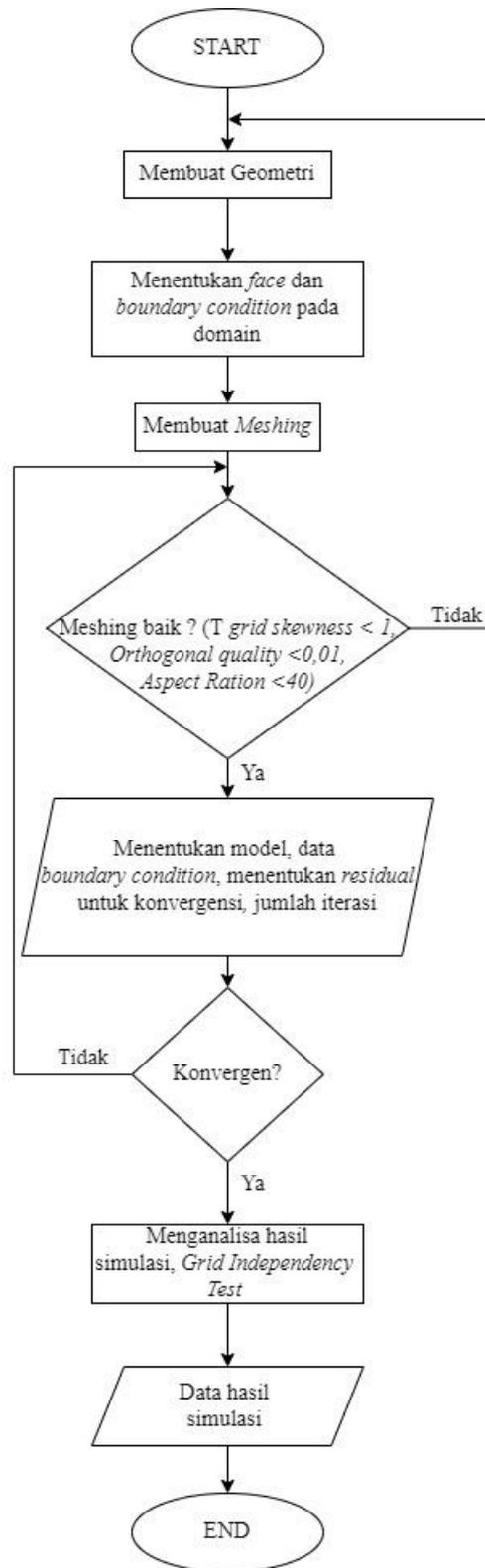


**Gambar 3.6** Grafik Perbandingan Antara Cm *Peak* Minimum Terhadap Jumlah Mesh

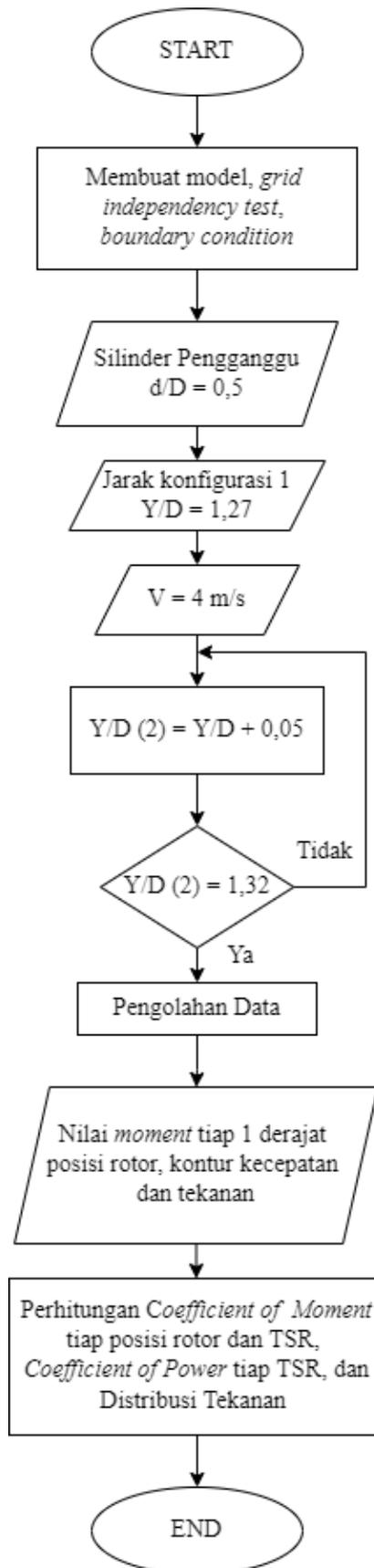
Berdasarkan tabel 3.4 dan gambar 3.6 bahwa dari ke lima variasi *meshing*, didapatkan bahwa pada jumlah mesh  $>110206$  range nilai *moment* (torsi statis) relatif sudah tidak berubah dari mesh ke empat dan ke lima, sehingga pada turbin Savonius menggunakan jumlah mesh sebanyak 110206 dengan alasan lebih ekonomis dan lebih cepat pada proses running. Serta menghemat pengeluaran listrik karena semakin banyak jumlah *mesh* akan memakan waktu yang lebih lama.

### 3.6 FlowChart

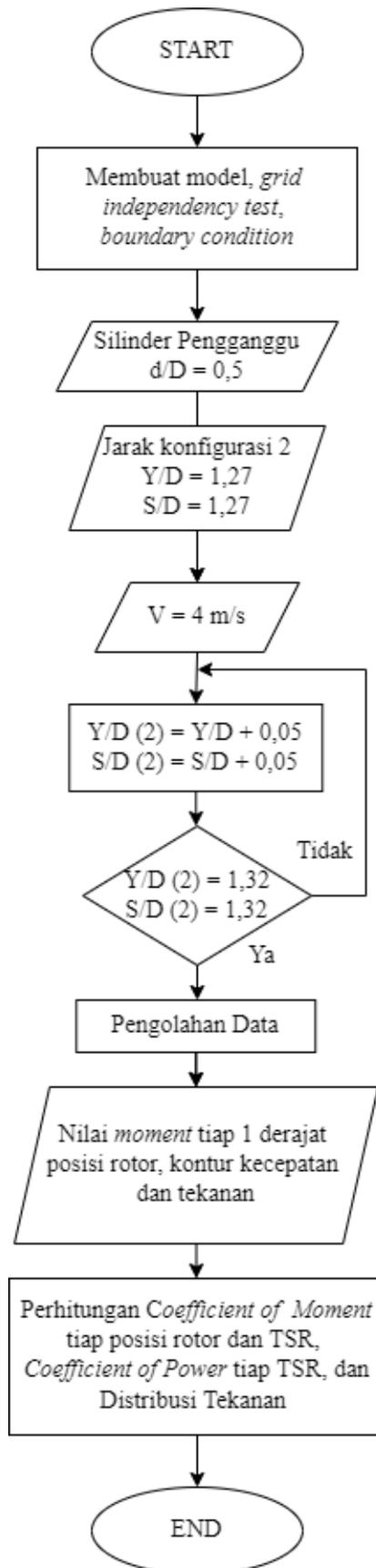
Penelitian ini memiliki dua *FlowChart* seperti pada gambar 3.7 dan gambar 3.8.



**Gambar 3.7** Flowchart Simulasi



**Gambar 3.8** Flowchart Penelitian



**Gambar 3.9** Flowchart Penelitian

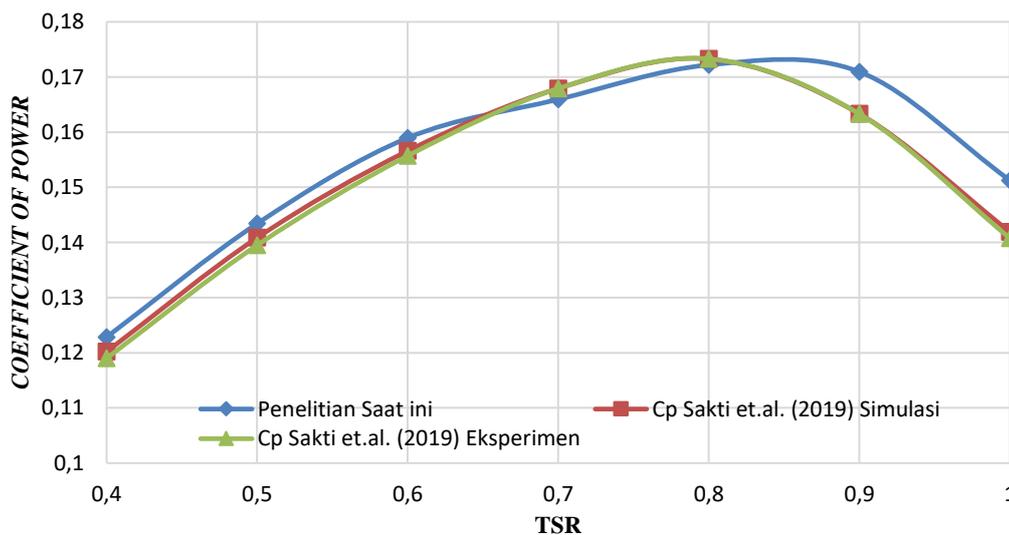
## BAB IV

### ANALISIS DAN DISKUSI

Bab ini berisi hasil analisa dan diskusi dari analisa numerik untuk beberapa variasi sudah dijelaskan pada bab sebelumnya. Hasil yang akan ditunjukkan pada bab ini merupakan hasil kuantitatif dan hasil kualitatif. Hasil kualitatif yang akan ditampilkan yaitu visualisasi aliran yaitu kontur kecepatan dan kontur tekanan. Dan untuk hasil kuantitatif yang akan ditampilkan yaitu distribusi koefisien tekanan di sepanjang permukaan turbin, grafik *coefficient of moment* terhadap sudut putar, dan grafik *coefficient of power* terhadap *tip speed ratio*.

#### 4.1 Komparasi Hasil Simulasi

Sebuah penelitian dengan metode simulasi akan dapat diterima hasilnya apa bila telah dilakukan komparasi pada data-data input dan hasil simulasinya. Dalam hal ini metode komparasi yang dilakukan adalah dengan memeriksa tingkat relevansi output putaran turbin dari penelitian sebelumnya terhadap output simulasi yang dilakukan berupa nilai *Coefficient of Power*. Penelitian dahulu yang digunakan sebagai pembanding yaitu penelitian yang dilakukan oleh Sakti et.al. (2019) yang mana penelitiannya menggunakan kecepatan 5 m/s.



**Gambar 4.1** Grafik perbandingan *Coefficient of Power* Hasil penelitian oleh Sakti et.al. (2019) dengan penelitian saat ini pada setiap TSR

Dari gambar 4.1, terlihat bahwa antara hasil penelitian oleh Sakti et.al. (2019) dengan penelitian saat ini memiliki tren yang hampir sama antara simulasi dan eksperimen. Perbedaan yang ada antara kedua penelitian ini terlihat pada nilai Cp tersebut adalah nilai setiap Cp pada setiap TSR. Dimana Cp terbesar yang dihasilkan oleh penelitian saat ini yang terjadi pada TSR 0,8 sebesar 0,172 sementara penelitian oleh Sakti et.al. (2019) eksperimen dan simulasi menghasilkan Cp terbesar pada TSR 0,8 besar 0,173

Meskipun terdapat perbedaan hasil antara Sakti et.al. (2019) dengan hasil penelitian saat ini, Grafik Cp terlihat memiliki tren yang sama. Perbedaan hasil yang didapat antara kedua penelitian kemungkinan disebabkan oleh beberapa faktor. Di antaranya yaitu perbedaan dari geometri Blade turbin angin Savonius yang digunakan, pada penelitian yang dilakukan oleh Sakti et.al. (2019), Blade yang digunakan memiliki geometri yang dibuat *smooth* pada

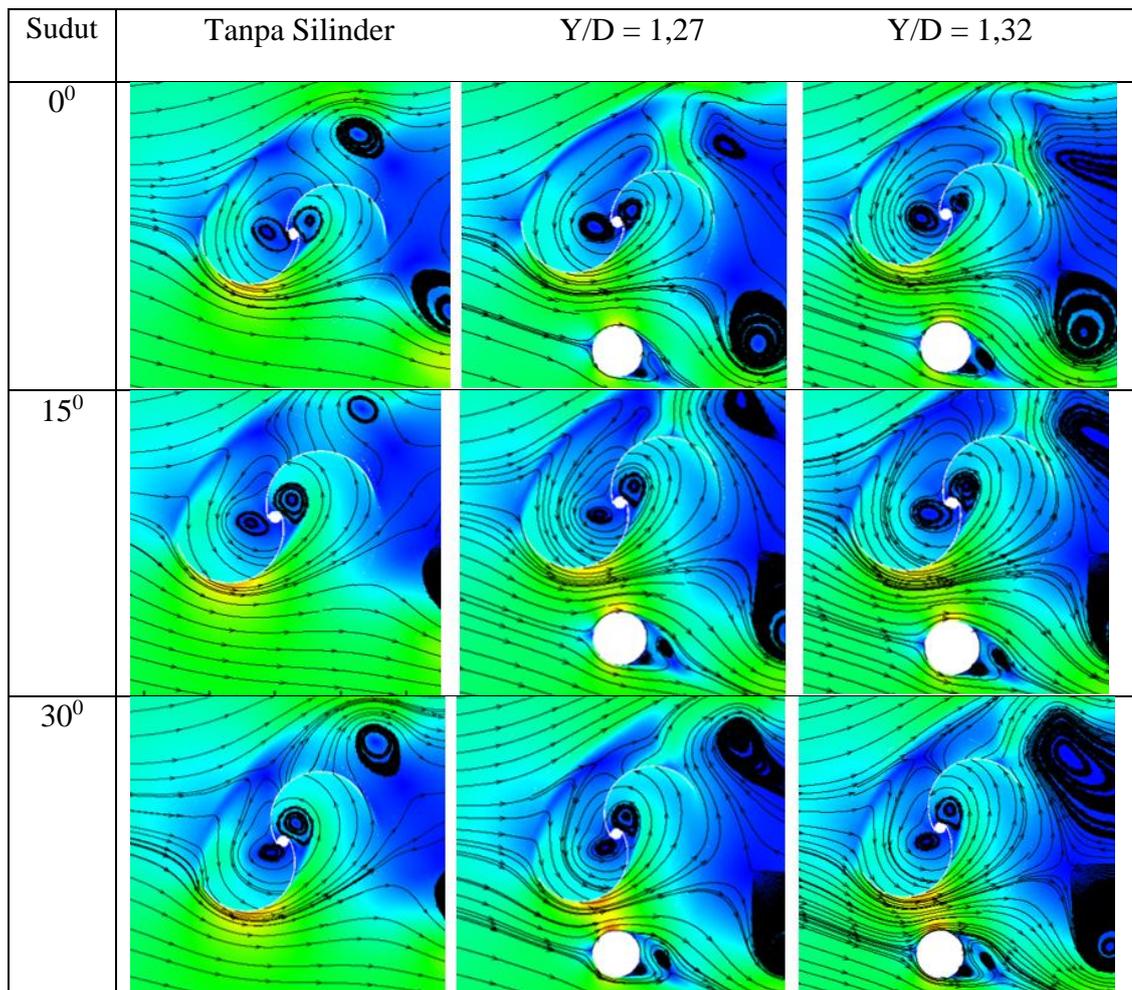
poros bladenya Sedangkan Blade yang digunakan pada penelitian saat ini menyesuaikan dengan blade turbin angin savonius yang dipakai untuk penelitian secara eksperimen terkini. Selain itu perbedaan dari konfigurasi mesh serta parameter-parameter lain yang digunakan pada simulasi juga memungkinkan untuk memberikan hasil yang berbeda.

#### 4.2 Hasil Simulasi Numerik Turbin Angin Savonius Dengan Penambahan Silinder Pengganggu di Depan *Returning Blade* (S/D) = 1,27;1,32 dan Silinder di Samping *Advancing Blade* (Y/D) = 1,27;1,32 Pada Kecepatan 4 m/s

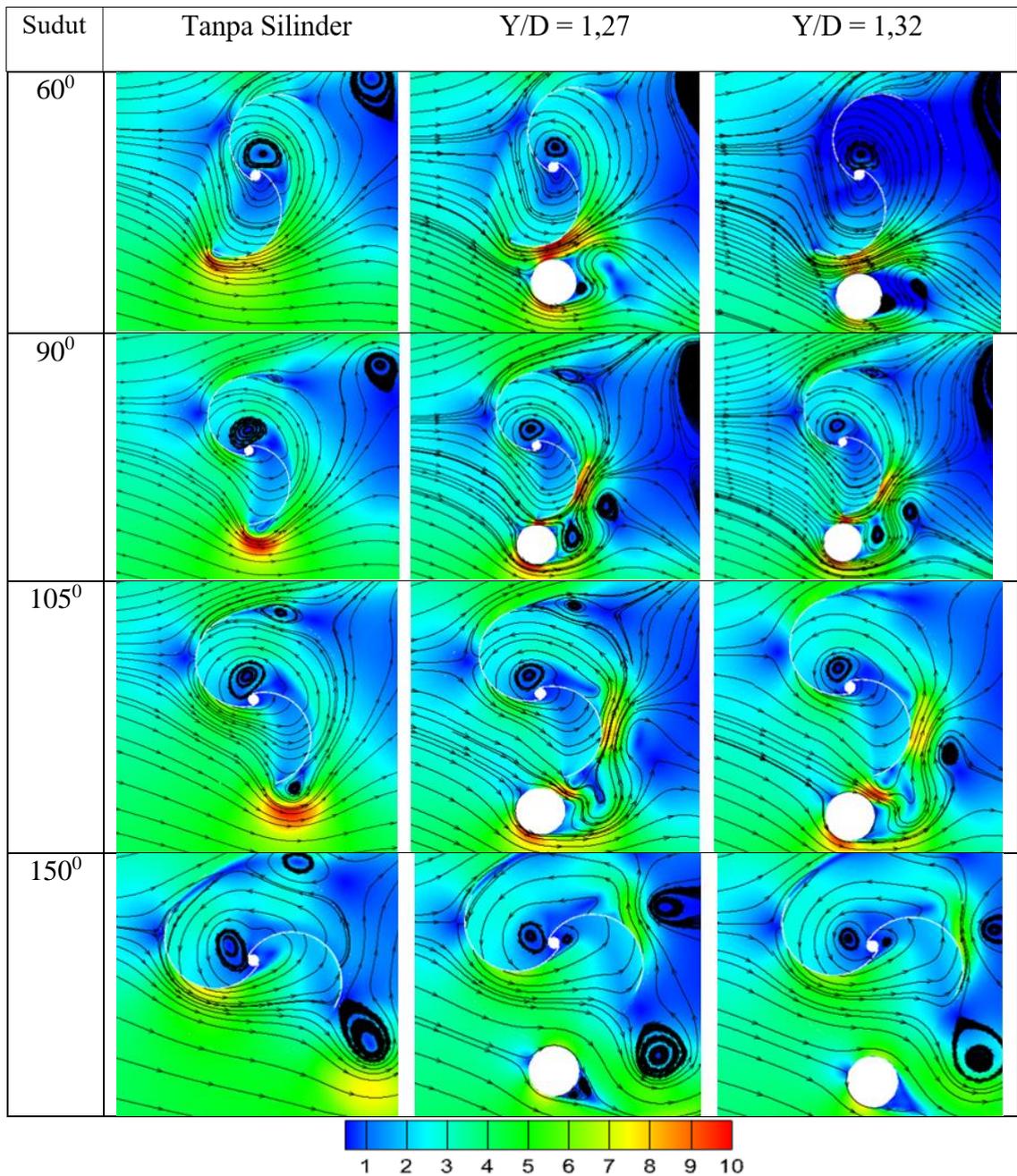
Pada sub bab ini akan dijelaskan bagaimana perbedaan kontur kecepatan, kontur koefisien tekanan, dan distribusi tekanan di sepanjang permukaan *blade* turbin angin Savonius, *coefficient of power*, dan *coefficient of moment* dengan dua konfigurasi satu silinder dan dua silinder dengan variasi jarak silinder pengganggu di depan sudu *returning* (S/D) = 1,27;1,32 dan silinder di samping sudu *advancing* (Y/D) = 1,27;1,32 pada kecepatan 4 m/s .

##### 4.2.1 Kontur Kecepatan

Ditampilkannya kontur kecepatan ini bertujuan untuk melihat perbedaan yang signifikan antara semua variasi turbin pada sudut putar yang diuji. Pada sub bab ini akan dibahas bagaimana pengaruh dari bentuk masing-masing jenis turbin, dan juga posisi sudut putar terhadap terbentuknya area yang memiliki nilai kecepatan sebesar nol atau mendekati nol yang bisa disebut dengan area *wake*.



**Gambar 4.2** Kontur Kecepatan (m/s) Pada Sudut 0, 15 , dan 30 Derajat Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping *Advancing Blade*

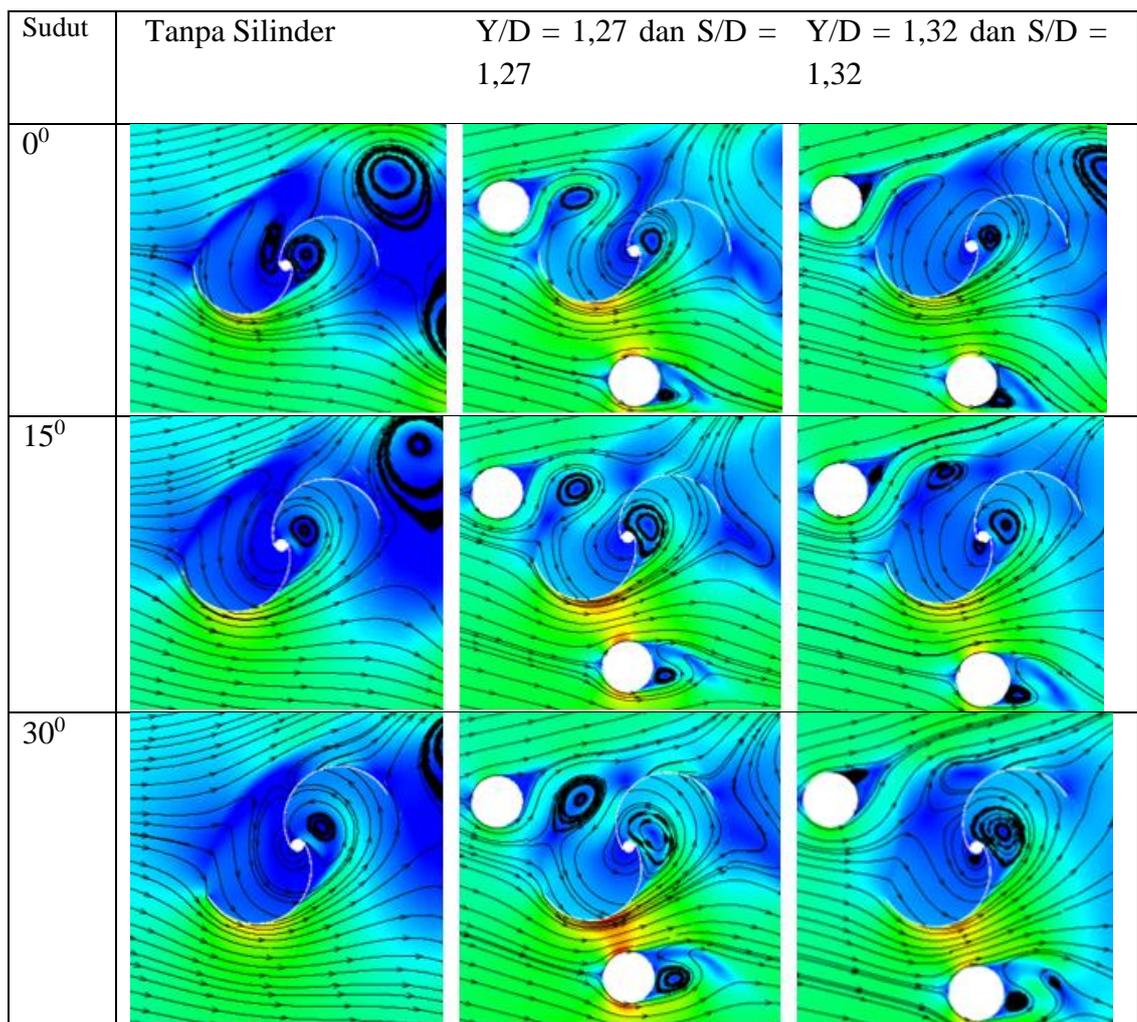


**Gambar 4.3** Kontur Kecepatan (m/s) Pada Sudut 60, 90 , 105, dan 150 Derajat Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping *Advancing Blade*

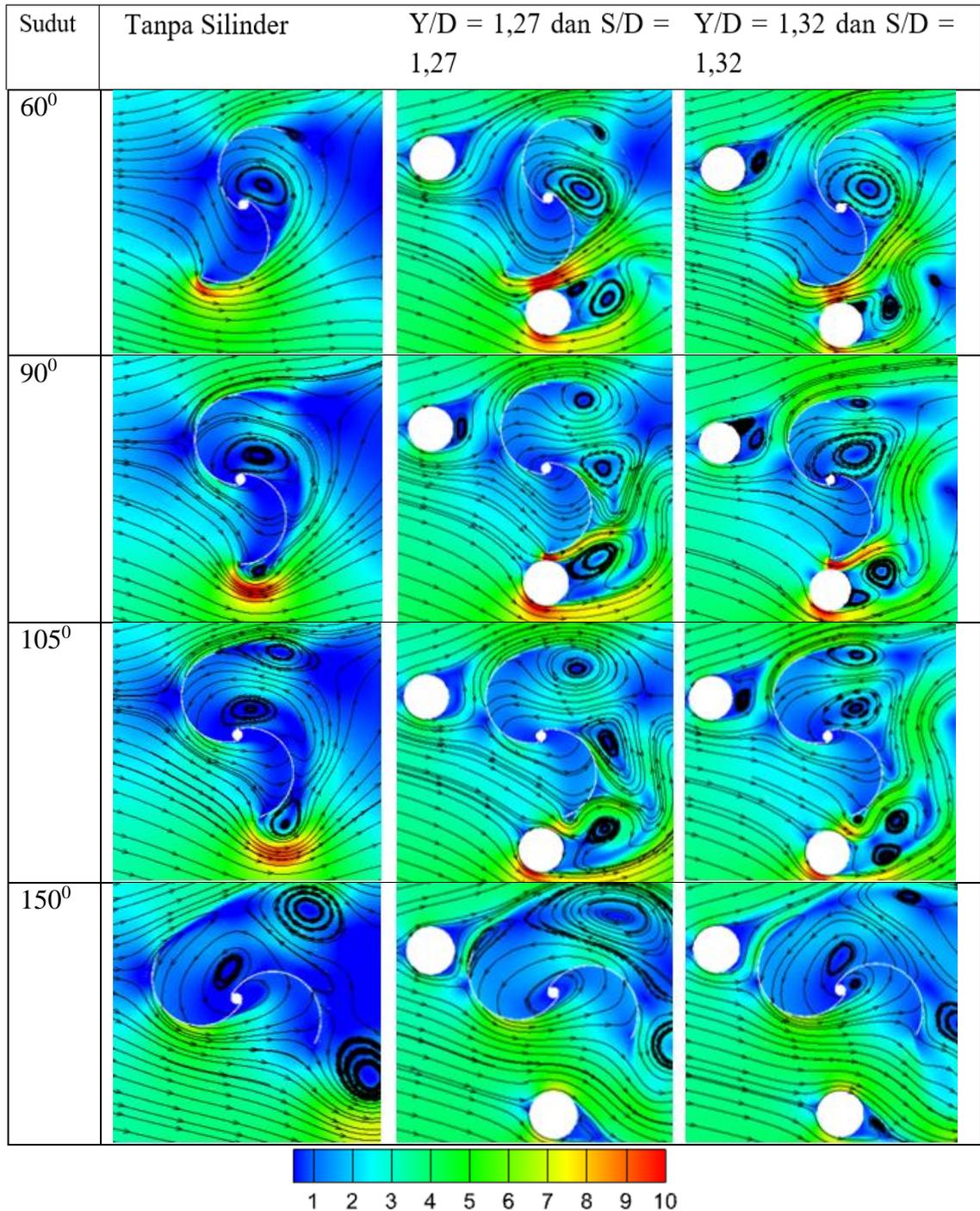
Pada gambar 4.2 dan 4.3 diatas menunjukkan kontur kecepatan aliran dari perbandingan turbin angin Savonius konvensional dengan turbin angin Savonius konfigurasi penambahan satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  pada nilai  $C_m$  maksimal di TSR 0,8 serta konfigurasi penempatan dua silinder  $Y/D = 1,27; 1,32$  dan  $S/D = 1,27; 1,32$  yang digambarkan pada posisi awal  $0^\circ$  , kemudian posisi yang menghasilkan torsi tertinggi, dan posisi yang menghasilkan torsi terendah Dari gambar kontur di atas, terlihat bahwa kecepatan tertinggi dari aliran yang melintasi turbin adalah saat melintasi sudu *advancing* pada kondisi putaran mencapai sudut  $15^\circ$  dan  $90^\circ$ , terlihat juga perkembangan *wake* pada saat turbin berputar.

Pengaruh penempatan konfigurasi satu silinder di samping *advancing blade* dapat dilihat dari posisi turbin pada  $\theta = 15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ , dan  $90^\circ$ . Pada sudu *advancing* mengalami fenomena penyempitan aliran seperti efek *nozzle* di ujungnya karena pengaruh silinder disamping *advancing blade* yang menyebabkan adanya *attach flow* yang ditunjukkan dengan level warna kuning dan merah. Fenomena dari penyempitan aliran ini dapat menyebabkan

kecepatan pada sisi *advancing blade* akan meningkat. Akan tetapi fenomena yang terjadi aliran yang *attach* tidak seluas dari konfigurasi tanpa silinder untuk sudut  $15^\circ$  dan  $30^\circ$  hal ini menyebabkan turbin angin Savonius tidak mencapai nilai maksimum di sudut tersebut. Untuk sudut  $60^\circ$  dan  $90^\circ$  terjadi kenaikan kecepatan pada *attach flow* Sedangkan fenomena pada sisi *returning blade* kurang lebih sama dengan fenomena pada turbin angin Savonius tanpa pengganggu. Selain itu pengaruh penempatan silinder disamping *advancing blade* pada posisi turbin  $\theta = 105^\circ$  dan  $150^\circ$  terjadi fenomena defleksi aliran ke arah belakang silinder yang menyebabkan penyempitan aliran yang menyebabkan aliran menjadi cepat pada ujung dan sisi cembung dari *advancing blade* dan pembentukan *wake* dibelakang silinder mendorong aliran untuk tetap *attach*, dengan hal itu bisa mengakibatkan peningkatan peforma pada turbin angin Savonius, Namun secara keseluruhan dari segi kualitatif dapat disimpulkan bahwa penempatan silinder disamping *advancing blade* dapat meningkatkan peforma turbin angin Savonius. Untuk pembahasan perbedaan penempatan jarak satu silinder antara  $Y/D = 1,27$  dan  $Y/D = 1,32$  dari segi kualitatif yang mana variasi jarak  $Y/D = 1,32$  lebih menghasilkan peforma yang lebih bagus dibandingkan variasi jarak  $Y/D = 1,27$ . Hal tersebut dapat dijelaskan pada *attach flow* yang lebih luas persebarannya pada variasi jarak  $Y/D = 1,32$ . Selain itu, pengaruh jauh atau dekat dari penempatan silinder disamping *advancing blade* sangat berpengaruh, Semakin dekat posisi dengan turbin maka *attach flow* pada turbin semakin sedikit. Oleh karena itu, dibutuhkan posisi yang optimal untuk memaksimalkan penambahan silinder pengganggu di samping *advancing blade*.



**Gambar 4.4** Kontur Kecepatan (m/s) Pada Sudut 0, 15, dan 30 Derajat Konfigurasi Penempatan Dua Silinder Disamping *Advancing Blade* dan Didepan *Returning Blade*



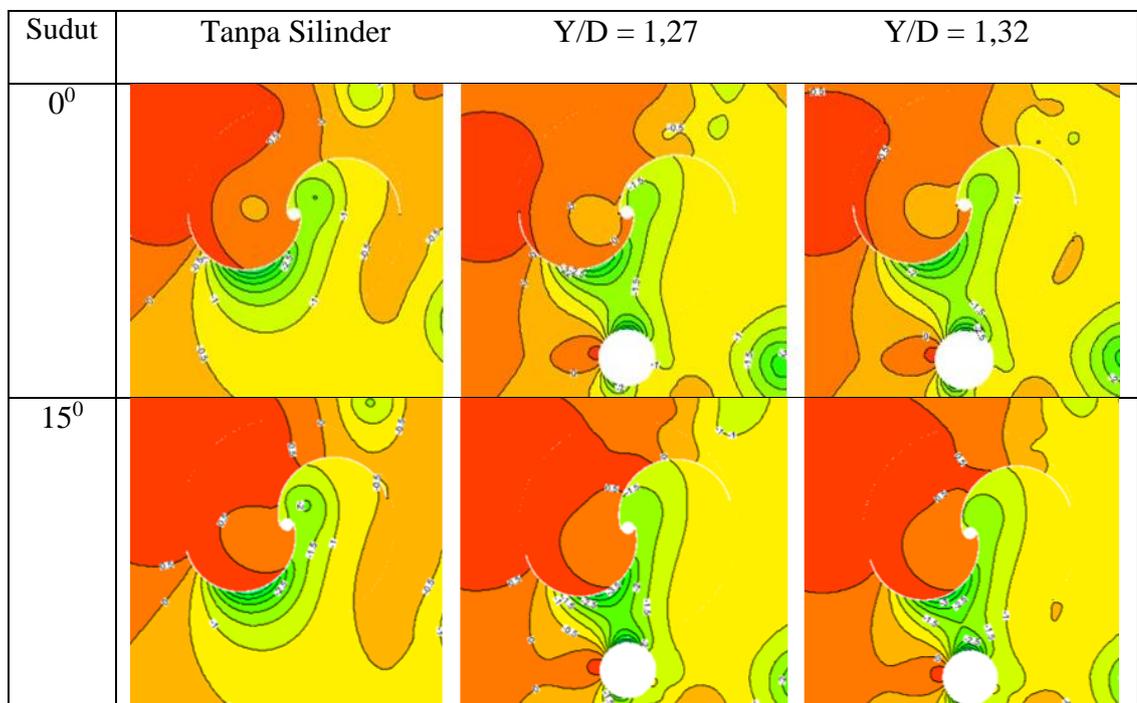
**Gambar 4.5** Kontur Kecepatan (m/s) Pada Sudut 60, 90 , 105, dan 150 Derajat Konfigurasi Penempatan Dua Silinder Disamping *Advancing Blade* dan Didepan *Returning Blade*

Pengaruh penempatan konfigurasi dua silinder di samping *advancing blade* dan di depan *returning blade* pada TSR 0,6 dapat dilihat dari posisi turbin pada  $\theta = 30^\circ, 60^\circ$ , dan  $90^\circ$ . Pada sudu *advancing* mengalami fenomena penyempitan aliran seperti efek *nozzle* di ujungnya karena pengaruh silinder disamping *advancing blade* yang menyebabkan bertambahnya *attach flow* yang ditunjukkan dengan level warna kuning dan merah. Fenomena dari penyempitan aliran ini dapat menyebabkan kecepatan pada sisi *advancing blade* akan meningkat. Sedangkan fenomena pada sisi *returning blade* terjadi penurunan kecepatan karena efek penempatan silinder didepan *returning blade* dapat dilihat pada  $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ , dan  $60^\circ$  terlihat bahwa terbentuk *wake* pada area diantara silinder dengan sisi cembung

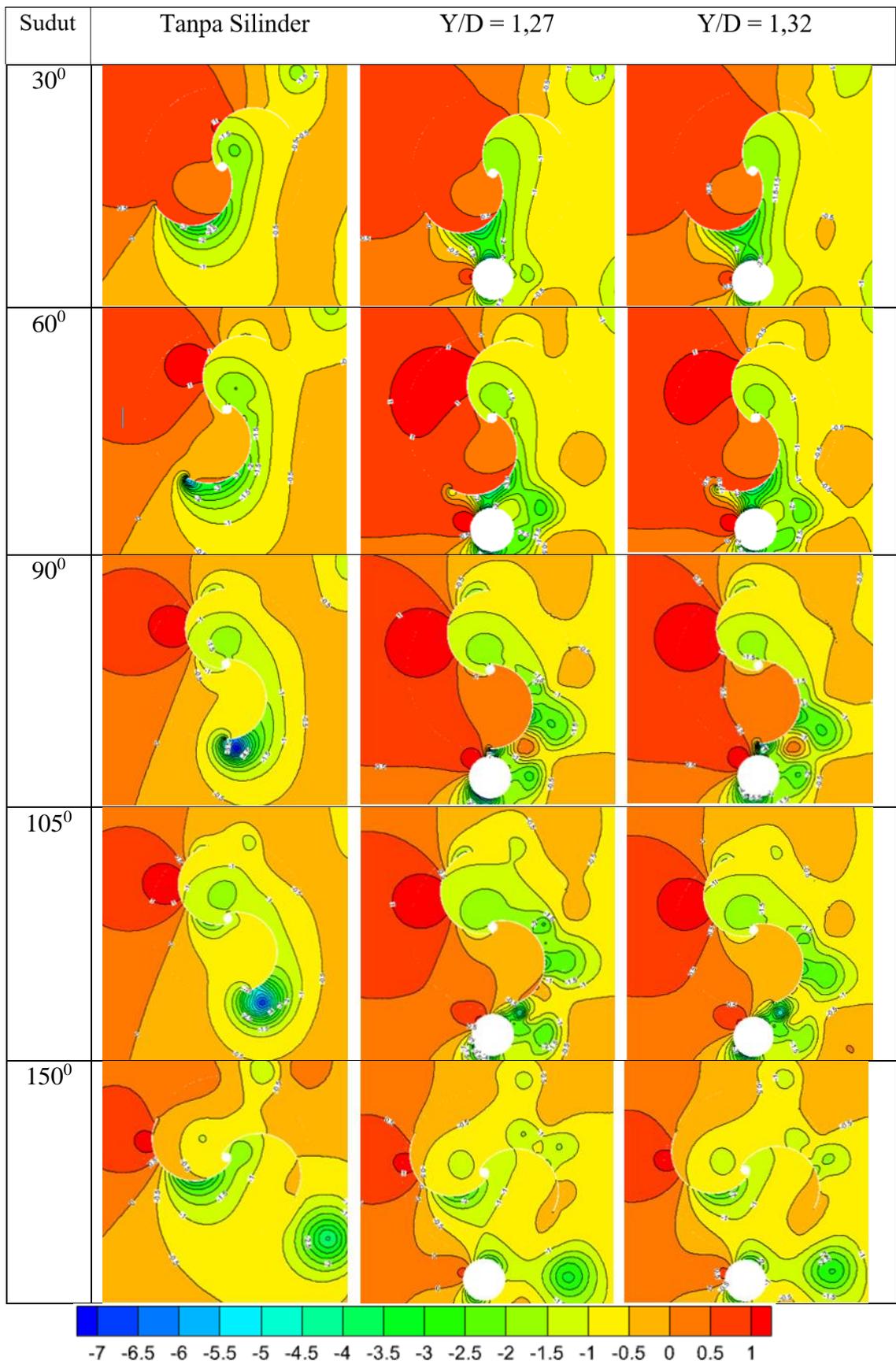
*returning blade*. Yang mana hal tersebut akan menyebabkan aliran menjadi turbulen. Hal tersebut akan menurunkan torsi pada sisi *returning blade* yang menyebabkan torsi dari turbin angin Savonius secara keseluruhan akan semakin tinggi. Akan tetapi, pada konfigurasi penempatan silinder didepan *returning blade* ini tidak terlalu berefek maksimal dalam menurunkan kecepatan dan membentuk *wake* yang diharapkan, hal ini dikarenakan penempatan silinder terlalu dekat dengan *blade* turbin pada konfigurasi  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$ . Sehingga efek *shear layer* yang terbentuk dari silinder yang terlepas tidak tepat jatuh pada *returning blade*. Selain itu pengaruh penempatan silinder disamping *returning blade* pada posisi turbin  $\theta = 105^\circ$  dan  $150^\circ$  terjadi fenomena defleksi aliran yang diakibatkan oleh penempatan silinder didepan *returning blade* dan terbentuknya *wake* yang lebih besar di belakang sisi cembung *advancing blade* yang mengakibatkan menurunnya kecepatan yang *attach* secara sesaat pada sisi *advancing blade*, dengan hal itu bisa mengakibatkan menurunnya performa secara sesaat pada turbin angin Savonius. Untuk pembahasan perbedaan penempatan jarak satu silinder antara  $Y/D = 1,27$  dan  $Y/D = 1,32$  dari segi kualitatif yang mana variasi jarak  $Y/D = 1,32$  lebih menghasilkan performa yang lebih bagus dibandingkan variasi jarak  $Y/D = 1,27$ . Hal ini dikarenakan semakin dekat silinder didepan *returning blade* jika semakin dekat akan membuat *wake* yang terbentuk tidak maksimal serta diperlukan untuk posisi tertentu pada penempatan silinder didepan *returning blade* itu sendiri.

#### 4.2.2 Kontur Koefisien Tekanan

Koefisien tekanan merupakan suatu nilai yang dapat menunjukkan seberapa besar penurunan tekanan yang terjadi. Pada penelitian, penurunan tekanan yang besar akan mengakibatkan jenis turbin tersebut lebih mudah berputar. Hal ini sesuai dengan prinsip fluida di mana fluida mengalir dari daerah bertekanan tinggi ke daerah bertekanan rendah.

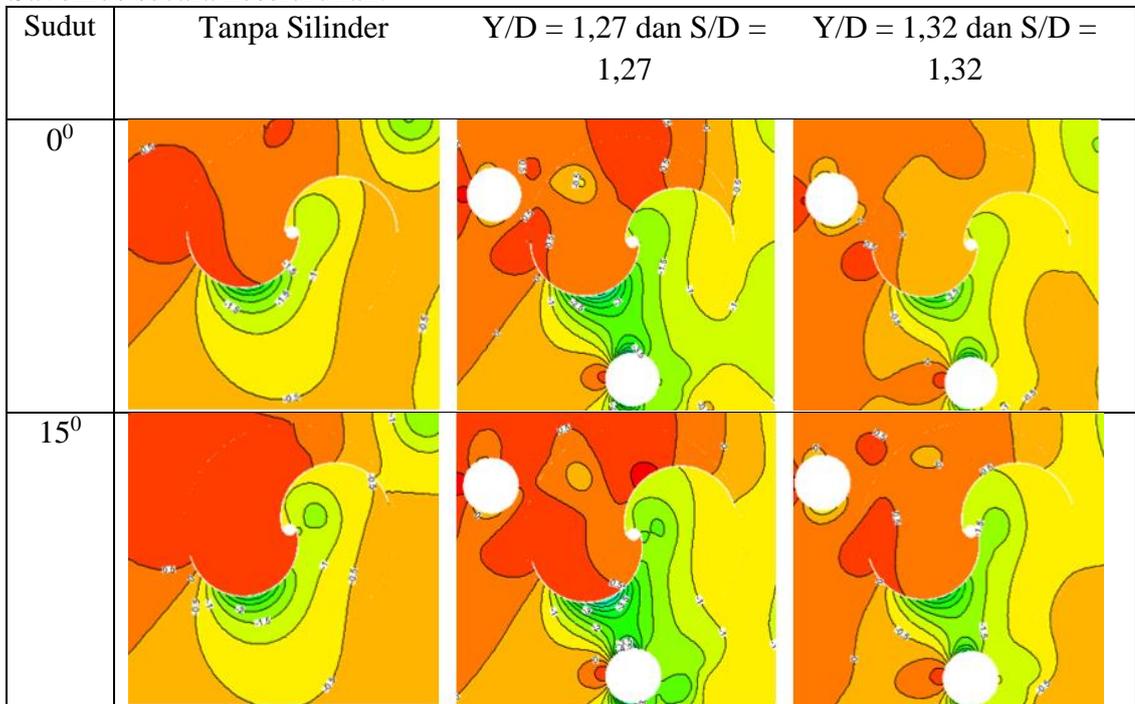


**Gambar 4.6** Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping *Advancing Blade* pada sudut 0 dan 15 derajat

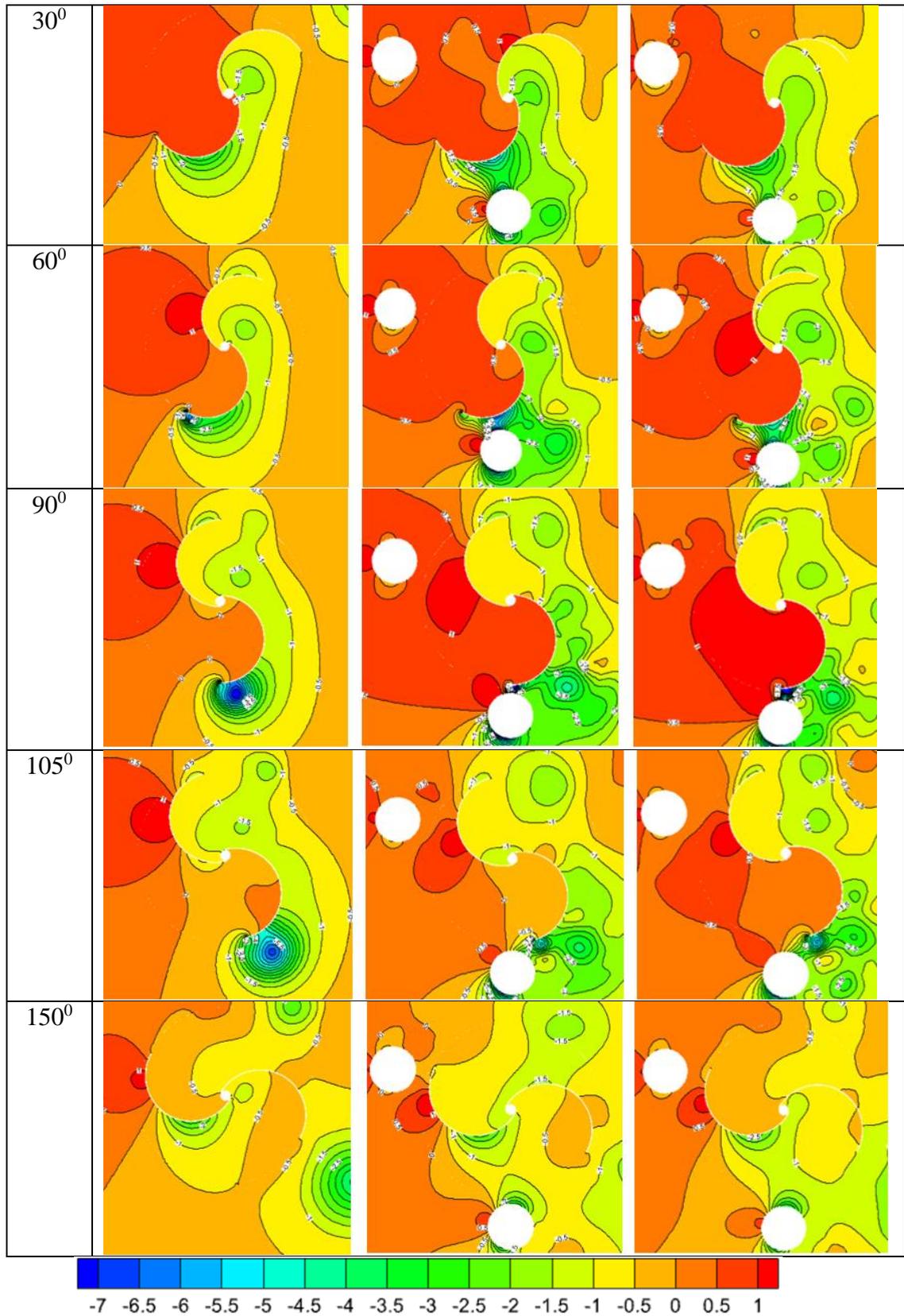


**Gambar 4.7** Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Penempatan Satu Silinder Disamping *Advancing Blade* pada Sudut 30, 60, 90, 105, dan 150 Derajat

Pada gambar 4.6 dan 4.7 Diatas dijelaskan tentang perbandingan kontur koefisien tekanan antara konfigurasi tanpa silinder dengan konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  dengan perbedaan gradien warna pada kontur yang mengindikasikan adanya perbedaan tekanan. Pada sudut putar  $\theta = 0^\circ$ , nilai koefisien tekanan maksimum dari ketiga variasi memiliki area terbesar di bagian *advancing blade* terlihat nilai kontur koefisien tekanan memiliki nilai koefisien tekanan maksimal dengan nilai  $0,5$  dan ditandai dengan warna merah dan nilai koefisien tekanan minimum pada sisi cembung sudu *advancing* sebesar  $-1,5$  dengan warna hijau. Pada sudut putar ini momentum yang dibutuhkan pada sudu *advancing* untuk memutar turbin lebih kecil dibandingkan pada saat  $\theta$  yang lain. Pada sudut putar  $\theta = 15^\circ$  dan  $30^\circ$  dapat terlihat perbedaan koefisien tekanan yang lebih besar antara konfigurasi tanpa silinder dengan penambahan satu silinder disamping *advancing blade* yaitu area disekitar sisi cembung dari *advancing blade* mengalami perbedaan tekanan dari konfigurasi tanpa silinder, yang mana luasan dari tekanan yang turun pada sisi cembung *advancing blade* semakin mengecil dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder. Serta fenomena di *returning blade* bisa dilihat bahwa tekanan yang terbentuk pada sisi cembung *returning blade* semakin membesar pada sudut putar  $\theta = 60^\circ, 90^\circ$  hal tersebut yang menyimpulkan penurunan momentum pada sudut tersebut terlihat nilai koefisien tekanan pada sisi cembung sudu *advancing* semakin mengalami penurunan nilai ditandai dengan area berwarna biru dimana nilai koefisien terendah untuk posisi  $60^\circ$  adalah  $-4,5$  dan posisi  $90^\circ$  sebesar  $-5$ . Kemudian pada posisi sudut mencapai pada sudut putar  $\theta = 105^\circ$  dan  $150^\circ$ , terdapat fenomena defleksi tekanan akibat penempatan silinder yang menyebabkan peningkatan tekanan pada sisi cekung *advancing blade* serta terjadi penurunan tekanan juga pada ujung *advancing blade*. Dengan terlihat dari terjadi penurunan nilai koefisien tekanan di sisi cekung sudu *advancing* dengan nilai  $-0,5$ . Hal itu menyebabkan area pada sudut tersebut akan menimbulkan torsi positif yang lebih besar pada sisi *advancing blade*. Hal tersebut yang meningkatkan performa dari turbin angin Savonius secara keseluruhan.



**Gambar 4.8** Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Penempatan Dua Silinder Disamping *Advancing Blade* dan Didepan *Returning Blade* pada sudut  $0$  dan  $15$  derajat



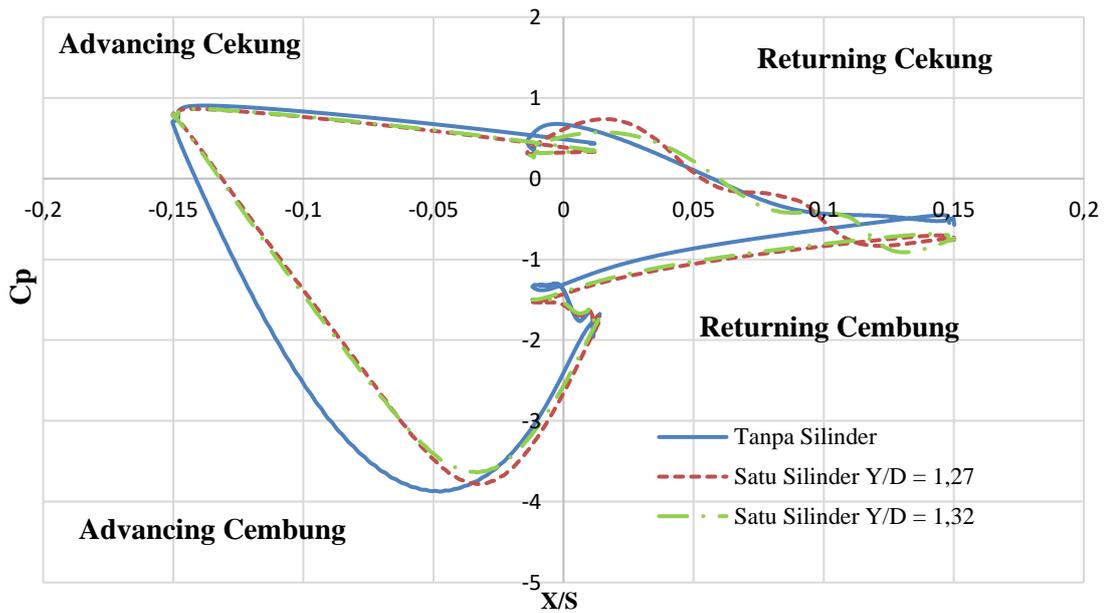
**Gambar 4.9** Kontur Koefisien Tekanan pada Konfigurasi Penempatan Dua Silinder Disamping *Advancing Blade* dan Didepan *Returning Blade* pada Sudut 30, 60, 90, 105, dan 150 derajat

Pada gambar 4.8 dan 4.9 Diatas dijelaskan tentang perbandingan kontur koefisien tekanan antara konfigurasi tanpa silinder dengan konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27;1,32$  dan  $S/D = 1,27;1,32$  dengan perbedaan gradien warna pada kontur yang mengindikasikan adanya perbedaan tekanan. Pada sudut putar  $\theta = 0^\circ$ , nilai koefisien tekanan maksimum dari ketiga variasi memiliki area terbesar sebagian besar berada di bagian *advancing blade*. Pada sudut putar ini momentum yang dibutuhkan pada sudu *advancing* untuk memutar turbin lebih kecil dibandingkan pada saat  $\theta$  yang lain terlihat bahwa pada nilai kontur koefisien tekanan memiliki nilai tekanan maksimal dengan nilai 0,5 dan ditandai dengan warna merah dan nilai koefisien tekanan minimum pada sisi cembung sudu *advancing* sebesar -1,5 dengan warna hijau . Pada sudut putar  $\theta = 15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ , dan  $90^\circ$  dapat terlihat perbedaan koefisien tekanan yang lebih besar antara bagian depan sudu *advancing* dengan bagian belakang sudu *returning* dibandingkan sudut putar  $\theta = 0^\circ$  terlihat dari nilai kontur koefisien tekanan yang menurun untuk posisi  $15^\circ$  adalah -3,5 , posisi  $30^\circ$  adalah -4,0 posisi  $60^\circ$  adalah -4,5, dan posisi  $90^\circ$  sebesar -5 . Pada sudut putar  $\theta = 15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ , dan  $90^\circ$  terlihat bahwa ada penurunan tekanan dengan luasan lebih luas pada sisi cembung *advancing blade* pada variasi penempatan dua silinder, hal ini dikarenakan efek dari penempatan silinder di samping *advancing blade* itu sendiri yang menyebabkan *attach flow*nya semakin turun tekanannya. Dengan adanya penurunan tekanan tersebut maka akan menghasilkan perbedaan tekanan yang besar antara sudut *advancing* cekung dan cembung, hal tersebut akan menaikkan torsi positif dari turbin angin Savonius.

Sedangkan untuk pengaruh penempatan silinder didepan *returning blade* bisa dilihat pada sudut putar  $\theta = 15^\circ, 30^\circ, 60^\circ$ , dan  $90^\circ$  yaitu pengaruh dari silinder tidak terlalu berefek dalam menurunkan tekanan pada sisi cembung *returning blade*. Dari gambar diatas bisa dilihat bahwa warna dari kontur diantara *returning blade* dan silinder tidak terlalu berubah dengan konfigurasi tanpa silinder. Hal ini menandakan bahwa pengaruh dari penempatan silinder dengan variasi  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$  tidak telalu memberikan efek signifikan dikarenakan karena penempatan silinder yang terlalu dekat dengan *blade* turbin. Untuk sudut putar  $\theta = 105^\circ$  dan  $150^\circ$  terlihat bahwa terjadi kenaikan tekanan pada sisi ujung *advancing blade*, dengan begitu terjadi penurunan peforma sesaat pada variasi penempatan silinder secara sesaat diantara  $\theta = 105^\circ$  dan  $150^\circ$  terlihat dari kontur koefisien tekanan terjadi penurunan nilai koefisien tekanan di sisi cekung sudu *advancing* dengan nilai -0,5 serta juga terjadi kenaikan pada sisi cembung *advancing blade* dengan nilai -1 dai konfigurasi tanpa silinder pengganggu. Penurunan peforma tersebut juga diakibatkan oleh tekanan yang meningkat pada sisi cembung *advancing blade*.

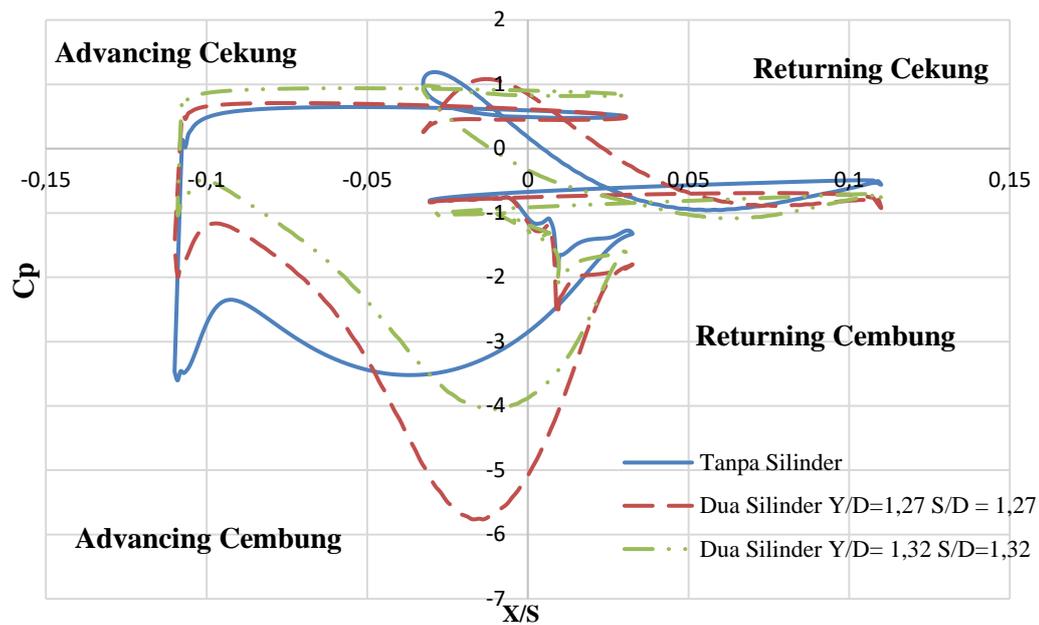
#### 4.2.3 Distribusi Koefisien Tekanan

Pada sub bab ini akan dijelaskan bagaimana distribusi koefisien tekanan di sepanjang permukaan sudu *advancing* dan *returning*. Gambar 4.6 dibawah ini menunjukkan distribusi tekanan sepanjang *advancing* dan *returning*. Data distribusi koefisien tekanan diambil pada performa terbaik turbin, yaitu pada tip speed ratio (TSR) optimum dan posisi sudut dengan *coefficient of power* tertinggi. Sumbu x pada grafik menunjukkan posisi pada permukaan (X) relatif terhadap panjang busur sudu (S).



**Gambar 4.10** Distribusi Koefisien Tekanan Pada Konfigurasi Satu Silinder Sepanjang Permukaan Sudu Pada TSR 0,8 dan Posisi Sudut  $15^\circ$

Pada konfigurasi turbin angin Savonius satu silinder dengan variasi  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  bagian samping sudu *advancing* di TSR 0,8 pada sudut *azimuth angle*  $15^\circ$ . Keadaan ideal yang diinginkan dari simulasi ini untuk menunjang performa maksimal adalah meningkatnya gaya drag pada sudu *advancing* dan menurunnya gaya drag pada sudu *returning*. Pada grafik diatas bisa dilihat bahwa nilai koefisien tekanan mencapai nilai maksimum ketika pada sisi cembung *advancing* blade memiliki nilai koefisien tekanan yang semakin negatif, yang mana dilihat dari nilai koefisien tekanan memiliki nilai  $C_p = -3,86$  untuk turbin angin Savonius tanpa silinder. Sedangkan untuk variasi penempatan dua silinder disamping *advancing* blade dan didepan *returning* blade tidak mengalami penurunan koefisien tekanan dengan nilai  $C_p = -3,77$  untuk  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  dan  $C_p = -3,76$  untuk  $Y/D = 1,32$  dan  $S/D = 1,32$ . Hal tersebut dibuktikan dari grafik cembung *advancing* blade yang tidak terlalu luas pada konfigurasi satu silinder. Untuk koefisien tekanan pada sisi cekung *advancing* blade terlihat di grafik bahwa nilai koefisien antara konfigurasi tanpa silinder dengan variasi penempatan satu silinder tidak terlalu berbeda jauh dibuktikan dengan grafik yang berhimpit jadi, untuk nilai  $C_p$  nya relatif sama. Pada bagian *returning* blade bisa dilihat bahwa terjadi penurunan distribusi koefisien tekanan pada konfigurasi satu silinder dan grafik dari sudu *returning* lebih luas dari konfigurasi tanpa silinder, hal ini akan menyebabkan torsi negatif pada turbin angin savonius semakin membesar yang membuat penurunan performa pada turbin angin Savonius. Jadi pada Grafik  $C_p$  ini bisa disimpulkan ada penurunan performa turbin angin Savonius pada sudut  $15^\circ$



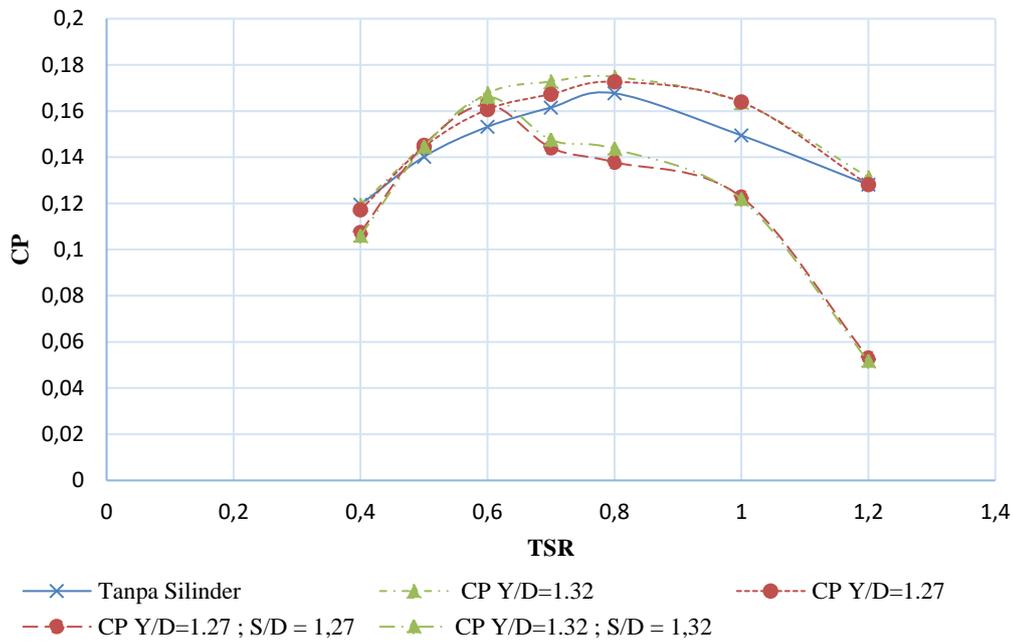
**Gambar 4.11** Distribusi Koefisien Tekanan Pada Konfigurasi Dua Silinder Sepanjang Permukaan Sudu Pada TSR 0,6 dan Posisi Sudut  $45^\circ$

Pada konfigurasi turbin angin Savonius dua silinder dengan variasi  $Y/D = 1,27; 1,32$  dan  $S/D = 1,27; 1,32$  bagian samping sudu *advancing* dan didepan sudu *returning* di TSR 0,6 pada *azimuth angle*  $45^\circ$ . Keadaan ideal yang diinginkan dari simulasi ini untuk menunjang performa maksimal adalah meningkatnya gaya drag pada sudu *advancing* dan menurunnya gaya drag pada sudu *returning*. Pada grafik diatas bisa dilihat bahwa nilai koefisien tekanan mencapai nilai maksimum ketika pada sisi cembung *advancing* blade memiliki nilai koefisien tekanan yang semakin negatif, yang mana dilihat dari nilai koefisien tekanan memiliki nilai  $C_p = -3,52$  untuk turbin angin Savonius tanpa silinder. Sedangkan untuk variasi penempatan dua silinder disamping *advancing* blade dan didepan *returning* blade memiliki penurunan yang cukup signifikan koefisien tekanan hingga  $C_p = -5,76$  untuk  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  dan  $C_p = -4,18$  untuk  $Y/D = 1,32$  dan  $S/D = 1,32$ . Hal tersebut terjadi karena akselerasi aliran akibat penambahan silinder disamping *advancing* blade yang menyebabkan meningkatnya *attach flow* pada sisi cembung *advancing* blade. Sedangkan pada sisi cekung *advancing* blade mengalami peningkatan peforma yang cukup signifikan juga, dimana dilihat dari nilai koefisien tekanan dengan nilai  $C_p = 0,64$  untuk konfigurasi tanpa silinder. Sedangkan untuk variasi  $Y/D = 1,27; 1,32$  dan  $S/D = 1,27; 1,32$  mengalami penurunan nilai  $C_p$  masing – masing bernilai  $C_p = 0,65$  dan  $0,75$ . Dari data tersebut, dibuktikan bahwa koefisien tekanan dari *advancing* blade untuk konfigurasi dua silinder semakin besar dan meluas yang mana akan menaikkan torsi pada turbin angin Savonius. Pada bagian sudu *returning blade* pada dasarnya adalah semakin kecil selisih koefisien tekanan maka semakin tinggi juga torsi positif yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius. Pada grafik diatas bisa dilihat bahwa selisih koefisien tekanan dengan penempatan dua silinder semakin besar dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder. Dengan nilai  $C_p$  maksimum =  $-0,94$  dan  $-0,92$  dan  $C_p$  minimum =  $-0,99$  dan  $-1,08$  untuk konfigurasi dua silinder dengan variasi  $Y/D = 1,27; 1,32$  dan  $S/D = 1,27; 1,32$ . Sedangkan untuk konfigurasi tanpa silinder memiliki nilai  $C_p$  maksimum =  $-0,55$  dan  $C_p$  minimum =  $-0,94$ . Dengan hasil tersebut dapat dilihat bahwa dengan adanya variasi penambahan silinder akan menurunkan peforma pada *returning* blade. Akan tetapi penurunan tersebut tidak terlalu signifikan karena luasan dari grafik  $C_p$  nya tidak terlalu berbeda jauh.

Secara keseluruhan penambahan silinder akan meningkatkan nilai koefisien tekanan yang tinggi pada advancing blade meskipun terjadi penurunan sedikit pada koefisien tekanan returning blade, akan tetapi secara keseluruhan dari kedua turbin terjadi peningkatan pada sudut 45 derajat pada TSR 0,6.

#### 4.2.4 Coefficient of Power

Pada sub bab ini akan membahas tentang *coefficient of power* yang dihasilkan dari semua tipe turbin sehingga dapat diketahui apakah dengan melakukan modifikasi pada turbin Savonius dapat meningkatkan performa turbin. Gambar 4.7 menunjukkan grafik perbandingan CoP yang didapat dari ketiga jenis turbin pada berbagai *tip speed ratio*.



**Gambar 4.12** Grafik Perbandingan nilai Coefficient of Power pada semua Konfigurasi dan Variasi Penempatan Jarak Silinder

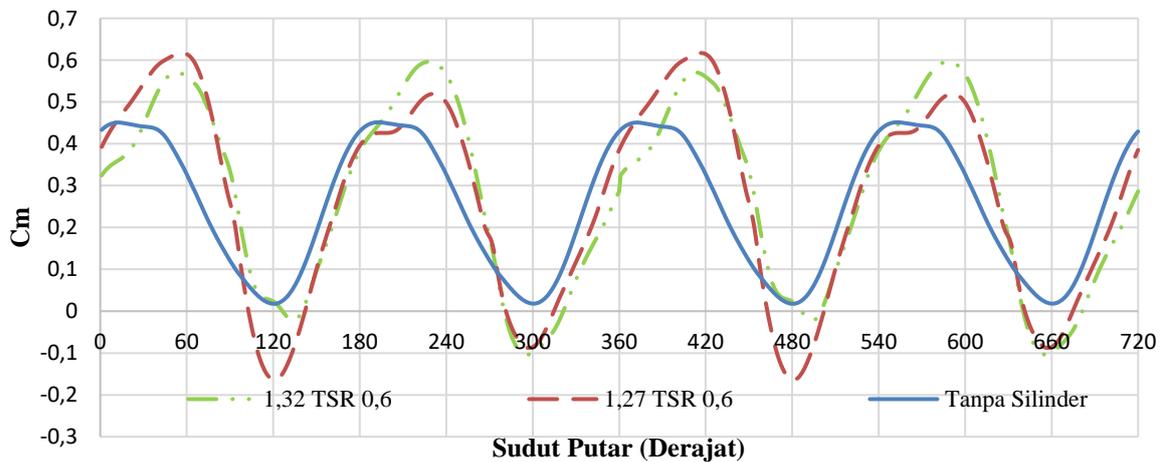
Pada Gambar 4.12 diatas merupakan grafik perbandingan *Coefficient of Power* (CoP) turbin angin Savonius tanpa penambahan silinder terhadap grafik turbin angin Savonius dengan dua konfigurasi yaitu penambahan satu silinder dan dua silinder dengan variasi jarak silinder pengganggu di depan sudu *returning* ( $S/D$ ) = 1,27;1,32 dan silinder di samping sudu advancing ( $Y/D$ ) = 1,27;1,32 pada kecepatan 4 m/s. Dapat dilihat bahwa *trendline* grafik tersebut memiliki bentuk parabolik dengan nilai CP naik hingga nilai TSR tertentu yaitu pada CP maksimumnya dan kemudian turun sampai TSR maksimum. Pada kasus penambahan silinder pada turbin angin Savonius dengan variasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan 1,32, memiliki nilai CoP paling tinggi adalah pada TSR 0.8 dengan nilai CP maksimum adalah 0,172 dan 0,174. Sementara untuk konfigurasi dua silinder dengan variasi  $Y/D$  dan  $S/D = 1,27$  dan 1,32 mempunyai nilai CP maksimum sebesar 0.163 dan 0,166 pada TSR 0.6. Sehingga dapat disimpulkan bahwa konfigurasi satu silinder dengan variasi  $Y/D = 1,32$  memberikan performa CP terbaik ketimbang variasi lainnya pada TSR 0.8.

Keempat grafik CP masing-masing menunjukkan bahwa peforma turbin angin Savonius ini akan meningkat hingga TSR optimal tertentu kemudian akan turun setelah melewati TSR optimalnya. Karena seiring naiknya kecepatan angin maka momentum aliran

yang menabrak sisi sudu *advancing* turbin juga akan naik, hal ini memungkinkan turbin untuk mengekstrak daya yang lebih besar. Berdasarkan data tersebut, dapat dilihat bahwa kemampuan turbin angin Savonius ini tidak terlalu baik pada TSR rendah maupun tinggi dibuktikan pada TSR 0,8 untuk konfigurasi penempatan satu silinder dan TSR 0,6 untuk konfigurasi penempatan dua silinder memiliki nilai CP tertinggi sedangkan pada TSR 0.4 dan 1,2 memiliki nilai CP yang lebih rendah.

#### 4.2.5 Coefficient of Moment

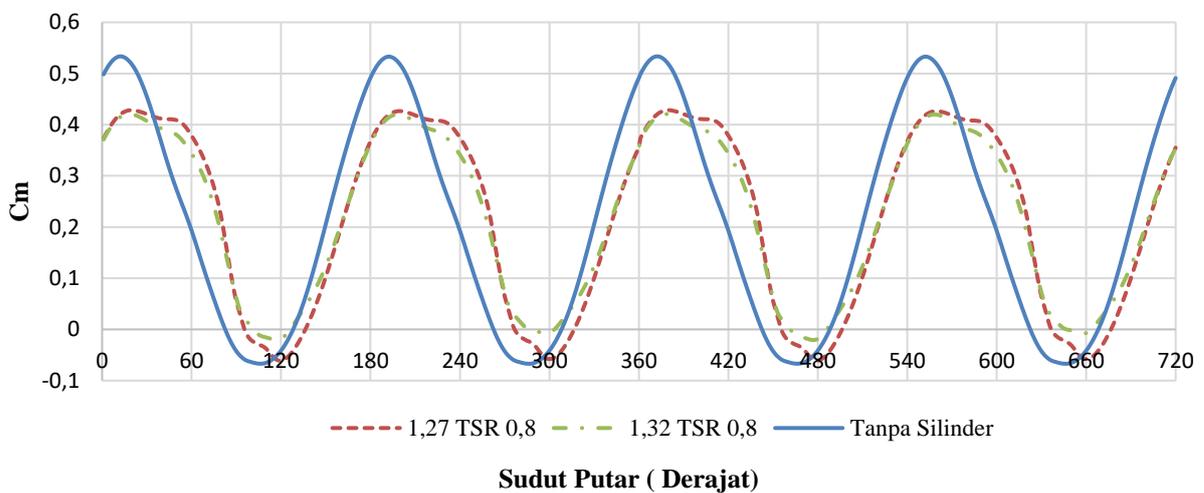
*Coefficient of Moment* adalah bilangan tak berdimensi yang digunakan untuk melihat fluktuasi nilai moment atau torsi yang terjadi di setiap posisi putaran turbin. Pada sub bab ini akan menjelaskan mengenai *Coefficient of Moment* untuk semua konfigurasi dan variasi jarak silinder ke turbin. Pada gambar 4.8 untuk konfigurasi penempatan dua silinder disamping *advancing blade* dan didepan *returning blade* dan gambar 4.9 untuk konfigurasi penempatan silinder disamping *advancing* Dapat dilihat siklus moment yang diterima oleh turbin yang berputar tersebut.



**Gambar 4.13** Siklus Moment Turbin Angin Savonius pada TSR 0.6 pada Konfigurasi Dua Silinder

Siklus moment yang terjadi pada gambar turbin adalah siklus moment dari konfigurasi dua silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$   $S/D = 1,27$  dan  $1,32$  pada TSR optimum di TSR 0,6. Dalam grafik di atas menunjukkan karakter moment yang memuncak akan terjadi secara bergantian pada beberapa posisi sudut. Pada gambar 4.13 diatas menunjukkan bahwa nilai *coefficient of moment* terhadap derajat putar turbin terbesar terjadi pada posisi  $57^\circ$  sejajar terhadap sumbu horizontal pada variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$   $S/D = 1,27$  dan  $1,32$  masing-masing bernilai sebesar 0.617 dan 0.596 .Sementara untuk konfigurasi tanpa silinder, memiliki moment puncak pada posisi  $45^\circ$  yang bernilai sebesar 0.451. Nilai koefisien moment akan mengalami penurunan pada posisi  $60^\circ$  pada semua variasi Kemudian nilai koefisien torsi akan mengalami penurunan dari posisi sudut  $60^\circ$  sampai sekitar  $140^\circ$ , dengan nilai koefisien momen minimum pada konfigurasi tanpa silinder sebesar 0,089, sedangkan konfigurasi dua silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$   $S/D = 1,27$  dan  $1,32$  bernilai masing-masing sebesar -0,0366 dan -0,0066. Kemudian nilai koefisien torsi akan mengalami kenaikan kembali sampai nilai maksimum yaitu pada saat posisi turbin  $190^\circ$  untuk konfigurasi tanpa silinder, sementara untuk konfigurasi dua silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$   $S/D = 1,27$  dan  $1,32$  didapat ketika turbin berposisi pada  $220^\circ$ . Dari

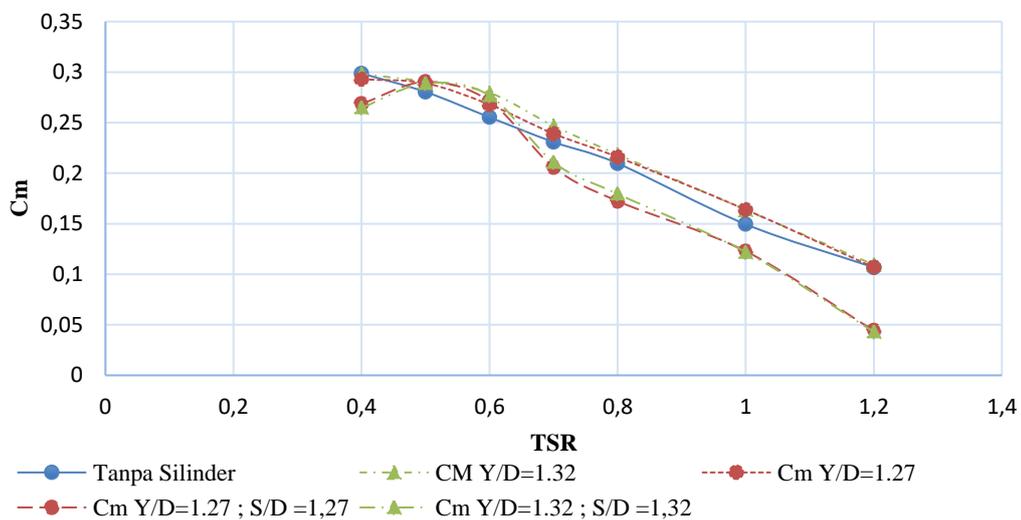
siklus moment yang ditunjukkan pada gambar diatas bahwa didapatkan pengaruh penambahan silinder disamping *advancing blade* dan didepan *returning blade* akan memaksimalkan siklus moment pada puncak moment yang mana konfigurasi penempatan silinder disamping *advancing blade* dan didepan *returning blade* lebih tinggi dibandingkan konfigurasi tanpa silinder. Akan tetapi, konfigurasi dua silinder sedikit menurunkan performa turbin angin Savonius pada titik minimal siklus momentnya. Untuk penjelasan fenomena tersebut sebagian besar telah dijelaskan pada segi kualitatif pada kontur tekanan dan kecepatan. Selanjutnya pada perbandingan dengan nilai koefisien momen turbin tanpa silinder, nilai koefisien momen maksimum dari variasi turbin mengalami pergeseran. Hal ini disebabkan karena berdasarkan kontur kecepatan dan tekanan yang akan dibahas pada sub bab diatas yang mana pada saat posisi sudut  $30^\circ$ , penambahan silinder di depan *returning blade* yang mendefleksikan aliran menuju *advancing blade* kemudian penambahan silinder di samping sudu *advancing* juga berpengaruh dalam meningkatkan kecepatan di sisi cembung *advancing blade*. Sehingga pemanfaatan aliran yang lebih maksimal yang menyebabkan nilai koefisien moment maksimum didapatkan saat sudut  $30^\circ$ .



**Gambar 4.14** Siklus Moment Turbin Angin Savonius pada TSR 0.8 pada Konfigurasi Satu Silinder

Siklus moment yang terjadi pada gambar turbin di atas adalah siklus moment konfigurasi turbin angin Savonius dengan penempatan satu silinder disamping *advancing blade* menunjukkan karakter moment yang memuncak akan terjadi secara bergantian pada beberapa posisi sudut. Pada gambar 4.14 diatas menunjukkan bahwa nilai *coefficient of moment* pada TSR 0,8 terbesar terjadi pada posisi  $12^\circ$  sejajar terhadap sumbu horizontal, hal ini terjadi pada turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu dengan nilai 0,533. Sementara untuk konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  memiliki moment puncak pada posisi  $18^\circ$  yang masing-masing bernilai sebesar 0,428 dan 0.42. Nilai *coefficient of moment* akan mengalami penurunan maksimal pada posisi  $105^\circ$  untuk konfigurasi tanpa silinder dengan nilai sebesar -0,066. Untuk penurunan maksimal pada konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  terdapat pada posisi  $118^\circ$  dengan nilai sebesar -0,061 dan -0.02. Penurunan dari *coefficient of moment* terdapat pada posisi sudut  $30^\circ$  sampai sekitar  $105^\circ$  untuk konfigurasi tanpa silinder dan pada posisi sudut  $30^\circ$  sampai sekitar  $118^\circ$  untuk konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ . Kemudian nilai *coefficient of moment* akan mengalami kenaikan kembali sampai nilai maksimum yaitu pada saat posisi turbin sekitar  $200^\circ$  untuk variasi penambahan satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  disamping *advancing blade*

, sementara untuk konfigurasi turbin angin Savonius tanpa silinder ketika turbin berposisi pada  $195^\circ$ . Dari siklus moment yang ditunjukkan pada gambar diatas bahwa didapatkan pengaruh penambahan silinder disamping *advancing blade* akan meminimalkan nilai minimum pada posisi turbin  $105^\circ$  sampai  $118^\circ$ . Akan tetapi, pada konfigurasi satu silinder akan menyebabkan siklus moment pada puncak moment mengalami penurunan siklus pada saat dipuncak peforma turbinnya dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder. Untuk penjelasan fenomena tersebut sebagian besar telah dijelaskan pada segi kualitatif pada kontur tekanan dan kecepatan. Selanjutnya pada perbandingan dengan nilai koefisien momen turbin tanpa silinder, nilai koefisien momen maksimum dari variasi turbin mengalami pergeseran. Hal ini disebabkan karena berdasarkan kontur kecepatan dan tekanan yang akan dibahas pada sub bab diatas yang mana pada saat posisi sudut  $30^\circ$ , penambahan silinder di depan *returning blade* yang mendefleksikan aliran menuju *advancing blade* kemudian penambahan silinder di samping sudu *advancing* juga berpengaruh dalam peningkatkan kecepatan di sisi cembung *advancing blade*. Sehingga pemanfaatan aliran yang lebih maksimal yang menyebabkan nilai koefisien moment maksimum didapatkan saat sudut  $30^\circ$ .



**Gambar 4.15** Grafik Perbandingan nilai *Coefficient of Moment* Terhadap TSR pada semua Konfigurasi dan Variasi Penempatan Jarak Silinder

Pada gambar 4.15 diatas dijelaskan mengenai perbandingan koefisien momen rata-rata terhadap TSR untuk semua variasi penempatan silinder dan tanpa silinder, dapat dilihat bahwa nilai koefisien momen rata-rata tertinggi didapatkan pada TSR 0.6 pada semua jenis variasi penempatan silinder. Untuk konfigurasi satu silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  memiliki nilai koefisien momen rata-rata yaitu sebesar  $0,28895$  dan  $0,290530$ . Sedangkan untuk konfigurasi dua silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$  dan  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$  memiliki nilai koefisien momen rata-rata adalah  $0,290427$  dan  $0,288885$ .

Untuk pembahasan konfigurasi penempatan satu silinder disamping *advancing blade*, didapatkan bahwa semua konfigurasi penempatan satu silinder disamping *advancing blade* dapat meningkatkan nilai koefisien moment dari turbin angin savonius, peningkatan tertinggi terdapat pada TSR 0,8. Akan tetapi, penambahan silinder tidak terlalu berefek ketika bekerja pada TSR rendah dan tinggi, yaitu pada TSR 0,4 dan 1,2 yang mana untuk TSR 0,4 terjadi penurunan koefisien momen yang tidak terlalu signifikan dan pada TSR 1,2 peningkatan yang terjadi tidak terlalu tinggi. Untuk perbandingan antara kedua variasi, terlihat bahwa variasi jarak  $Y/D = 1,32$  memiliki koefisien momen rata-rata lebih tinggi variasi jarak  $Y/D = 1,27$ ,

hal ini dapat terjadi karena variasi jarak  $Y/D = 1,27$  memiliki letak terlalu dekat dengan *advancing blade* yang mengakibatkan penyempitan aliran seperti efek *nozzle* tersebut kurang maksimal, Serta *attach flow velocity* yang meningkat pada sisi cembung *advancing blade* tidak sebanyak pada variasi  $Y/D = 1,32$ . Hal ini dikarenakan jarak yang terlalu sempit dibandingkan variasi jarak  $Y/D = 1,32$ , maka dibutuhkan jarak yang lebih optimum tertentu dalam meningkatkan kecepatan pada sisi cembung *advancing blade* dan meningkatkan kecepatan karena penyempitan aliran akibat silinder tersebut, dalam hal ini variasi jarak  $Y/D = 1,32$  akan menghasilkan torsi positif yang lebih besar daripada variasi jarak  $Y/D = 1,27$ .

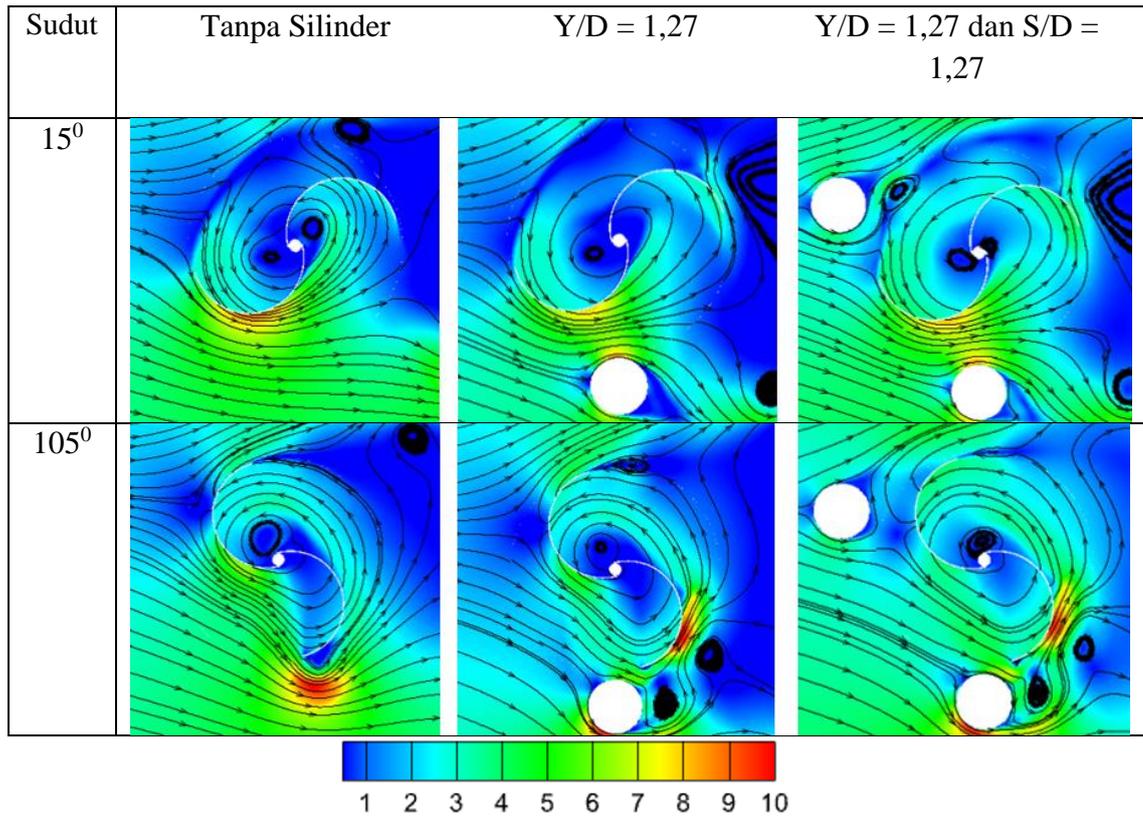
Untuk pembahasan konfigurasi penempatan dua silinder disamping *advancing blade* dan didepan *returning blade*, didapatkan bahwa peningkatan performa turbin angin savonius dengan konfigurasi penempatan dua silinder disamping *advancing blade* tidak semua TSR dapat meningkatkan nilai koefisien moment dari turbin angin Savonius. Peningkatan terjadi hanya pada TSR optimalnya yaitu pada TSR 0,5 dan 0,6. Selain itu, yaitu pada TSR 0,4 ; 0,7; 0,8 ; 1,0; dan 1,2 penurunan koefisien momen yang cukup signifikan, hal ini mungkin terjadi karena pengaruh penambahan silinder didepan *returning blade* untuk variasi jarak  $Y/D = 1,27; 1,32$  dan  $S/D = 1,27; 1,32$  terlalu dekat yang mengakibatkan *wake* yang diharapkan tidak jatuh tepat pada sisi cembung *returning blade* pada TSR yang mengalami penurunan koefisien moment. Untuk perbandingan antara kedua variasi, variasi jarak  $Y/D = 1,32$  dan  $S/D = 1,32$  memiliki koefisien momen rata-rata lebih tinggi variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$ , hal ini dapat terjadi karena variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  memiliki letak terlalu dekat dengan *advancing blade* yang mengakibatkan penyempitan aliran seperti efek *nozzle* tersebut kurang maksimal, Serta *attach flow velocity* yang meningkat pada sisi cembung *advancing blade* tidak sebanyak pada variasi  $Y/D = 1,32$  dan  $S/D = 1,32$ . Hal ini dikarenakan jarak yang terlalu sempit dibandingkan variasi jarak  $Y/D = 1,32$  dan  $S/D = 1,32$ . Selain itu, Pengaruh penempatan silinder didepan *returning* yang terlalu dekat pada variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  tidak dapat memaksimalkan penurunan tekanan pada sisi cembung *returning blade* yang diharapkan, Oleh karena itu dibutuhkannya posisi optimum yang diperlukan untuk pemasangan silinder pada sisi depan *returning blade*.

### 4.3 Diskusi

Pada sub bab ini dijelaskan tentang apa yang belum dijelaskan pada sub bab sebelumnya yaitu tentang fenomena penurunan ekstrim performa turbin angin Savonius pada saat penambahan dua silinder pada variasi  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$ . Hal ini berbanding terbalik pada konfigurasi satu silinder dengan variasi  $Y/D = 1,27$  yang terjadi peningkatan performa turbin. Penurunan performa yang terlalu ekstrem ini terjadi pada TSR tertentu yaitu pada TSR 1,0 dan 1,2. Untuk itu penjelasannya penulis mengambil sampel pada TSR 1,0 untuk melihat pengaruh perbandingan variasi antara satu silinder dan dua silinder untuk mengetahui penyebab penurunan secara ekstrim secara kualitatif dan kuantitatif pada konfigurasi dua silinder pada variasi  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$ .

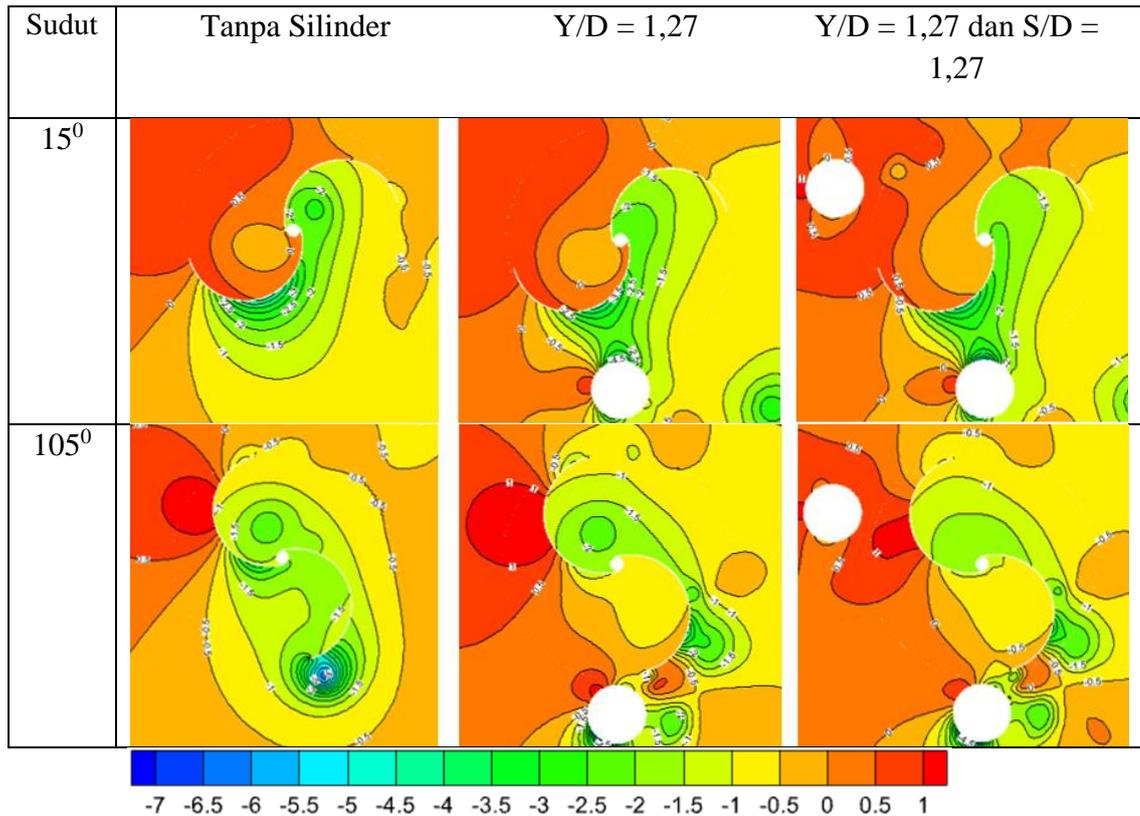
#### 4.3.1 Kontur Kecepatan dan Koefisien Tekanan

Pada analisa secara kualitatif yaitu Analisa kontur kecepatan dan tekanan yang dibawah ini adalah analisa menggunakan sudut yang memiliki siklus momen tertinggi dan terendah pada setiap konfigurasi. Didapatkan sudut yang dipilih yaitu  $15^\circ$  untuk sudut yang memiliki siklus momen tertinggi dan sudut  $105^\circ$  untuk sudut yang memiliki siklus mmen terendah dari TSR 1,0. Untuk penjelasan kontur tekanan dan kecepatan dijelaskan pada penjelasan dibawah ini.



**Gambar 4.16** Kontur Kecepatan (m/s) Konfigurasi Penempatan Dua Silinder dan Satu Silinder Pada TSR 1,0

Pada kontur kecepatan di gambar diatas adalah konfigurasi turbin angin Savonius dengan tanpa silinder dan konfigurasi penempatan dua silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  dibandingkan dengan  $Y/D = 1,27$ . Untuk analisa kontur diatas terlihat bahwa pada sudut 15<sup>0</sup> terjadi penurunan peforma yang sangat signifikan pada kedua konfigurasi. Terlihat bahwa aliran yang attach pada sisi cembung *advancing blade* tidak terlalu terlihat banyak dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder. Hal ini dikarenakan karena penempatan silinder disamping *advancing blade* membuat aliran menyempit. Akan tetapi, pada TSR 1,0 ini aliran yang menyempit ini tidak terjadi peningkatan kecepatan dibandingkan dengan tanpa silinder. Untuk khusus pada konfigurasi dua silinder pada penempatan silinder didepan *returning blade* tidak terlalu memberikan efek yang signifikan terhadap kenaikan peforma silinder dikarenakan posisi yang terlalu dekat dan tidak memberikan *wake* yang diinginkan pada hipotesa awal pada konfigurasi  $S/D = 1,27$  memiliki jarak terdekat diantara semua konfigurasi jarak. Sedangkan pada sudut 105<sup>0</sup> terlihat bahwa terjadi fenomena peningkatan kecepatan pada *advancing blade* untuk kedua konfigurasi yang mana terdapat aliran dari silinder didepan *returning blade* terdefleksi ke arah *advancing blade*. Selain itu terdapat *attach flow* yang meningkat kecepatannya pada sisi cembung *advancing blade* dikarenakan adanya *vortex* dari aliran silinder yang menahan agar aliran yang memiliki kecepatan tinggi tetap *attach* pada sisi cembung *advancing blade*. Hal ini juga dikarenakan posisi penempatan silinder disamping *advancing blade* pada kedua konfigurasi yang dekat, Jadi terdapat aliran yang *attach* meningkat kecepatannya pada sudut 105<sup>0</sup> ini.



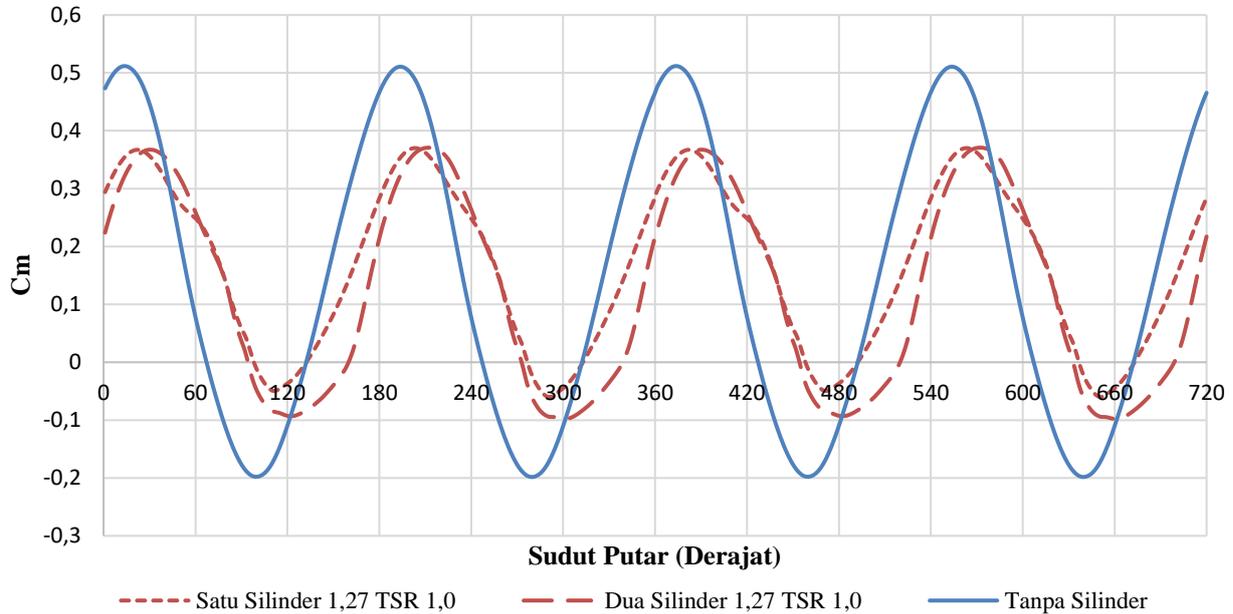
**Gambar 4.17** Kontur Koefisien Tekanan Konfigurasi Penempatan Dua Silinder dan Satu Silinder Pada TSR 1,0

Pada kontur tekanan di gambar diatas adalah konfigurasi turbin angin Savonius dengan tanpa silinder dan konfigurasi penempatan dua silinder dan satu silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  untuk dua silinder dan  $Y/D = 1,27$  untuk satu silinder. Untuk analisa kontur diatas terlihat bahwa pada sudut  $15^\circ$  terjadi penurunan peforma yang sangat signifikan pada kedua konfigurasi penempatan silinder. Terlihat bahwa aliran yang *attach* pada sisi cembung *advancing blade* mengalami penurunan tekanan yang tidak terlalu luas dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder dengan nilai koefisien tekanan tanpa silinder sebesar -2 dan pada konfigurasi dua silinder memiliki kenaikan nilai koefisien tekanan menjadi -1 pada sisi cembung *advancing blade*. Hal ini dikarenakan karena penempatan silinder disamping *advancing blade* membuat tekanan menurun. Akan tetapi, pada TSR 1,0 ini aliran yang mengalami penurunan tekanan ini tidak terjadi seperti yang diharapkan dan tidak selebar penurunan tekanan dibandingkan dengan tanpa silinder.

Sedangkan pada sudut  $105^\circ$  terlihat bahwa terjadi fenomena peningkatan peforma dilihat pada *advancing blade* yang mana terdapat tekanan yang naik pada sisi cekung *advancing blade* dan penurunan tekanan yang signifikan pada sisi cembung *advancing blade* dengan dilihat dari nilai koefisien tekanan tanpa silinder sebesar -1 sedangkan untuk konfigurasi dua silinder mengalami penurunan nilai pada sisi cembung *advancing blade* dengan nilai -3. Karena tekanan yang semakin membesar pada sisi cekung *advancing blade* dan menurunnya tekanan di sisi cembung *advancing blade* maka torsi positif pada turbin angin savonius akan membesar. Akan tetapi fenomena kenaikan torsi positif ini tidak telalu signifikan dibanding dengan penurunan peformanya pada sudut  $15^\circ$  pada konfigurasi dua silinder. Hal ini menyebabkan jika pada TSR 1,0 konfigurasi konfigurasi penempatan dua silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  tidak terlalu optimal dan terjadi

penurunan momen yang sangat besar. Sedangkan untuk konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  terjadi peningkatan peforma dari turbin.

### 4.3.2 Analisa Koefisien Moment terhadap Azimuth Angle



**Gambar 4.18** Siklus Moment Turbin Angin Savonius pada TSR 1,0 pada Konfigurasi Dua Silinder dan Satu Silinder

Siklus moment yang terjadi pada gambar turbin adalah siklus moment dari konfigurasi dua silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  dengan konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  pada TSR yang mengalami perbedaan peforma secara drastis di TSR 1,0. Dalam nilai  $C_m$  rata-rata didapatkan konfigurasi satu silinder dapat meningkatkan peforma turbin angin Savonius, akan tetapi pada konfigurasi dua silinder terjadi penurunan drastis yang akan di bahas pada sub bab ini. Dalam grafik di atas menunjukkan karakter moment yang memuncak akan terjadi secara bergantian pada beberapa posisi sudut. Pada gambar 4.13 diatas menunjukkan bahwa nilai *coefficient of moment* terhadap derajat putar turbin terbesar terjadi pada posisi  $15^\circ$  sejajar terhadap sumbu horizontal pada variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  dan  $Y/D = 1,27$  masing-masing bernilai sebesar 0.32 dan 0.36 .Sementara untuk konfigurasi tanpa silinder, memiliki moment puncak pada posisi  $15^\circ$  yang bernilai sebesar 0.51. Nilai koefisien moment akan mengalami penurunan pada posisi  $60^\circ$  pada semua variasi Kemudian nilai koefisien torsi akan mengalami penurunan dari posisi sudut  $60^\circ$  sampai sekitar  $105^\circ$ , dengan nilai koefisien momen minimum pada konfigurasi tanpa silinder sebesar -0,197 , Sedangkan konfigurasi dua silinder dengan variasi jarak jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  dan  $Y/D = 1,27$  bernilai masing-masing sebesar -0,095 dan -0,035. Kemudian nilai koefisien torsi akan mengalami kenaikan kembali sampai nilai maksimum yaitu pada saat posisi turbin  $190^\circ$  untuk konfigurasi tanpa silinder, sementara untuk konfigurasi dua silinder dan satu silinder dengan variasi jarak  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  dan  $Y/D = 1,27$  didapat ketika turbin berposisi pada  $200^\circ$ . Dari siklus momen yang ditunjukkan pada gambar diatas bahwa didapatkan pengaruh penambahan silinder pada kedua konfigurasi akan menyebabkan penurunan peforma dengan dilihat dari siklus moment pada puncak moment yang menurun dibandingkan dengan konfigurasi tanpa silinder pada TSR yang tinggi dan pada jarak yang

terlalu dekat. Hal ini telah dijelaskan pada kontur secara kualitatif kenapa fenomena ini turun sangat signifikan pada puncaknya.

Pada konfigurasi dua silinder dan satu silinder jarak pada variasi  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$  dan  $Y/D = 1,27$  sedikit menaikkan performa turbin angin Savonius pada titik minimal siklus momennya untuk yang dua silinder. Akan tetapi, pada konfigurasi satu silinder terjadi peningkatan torsi minimum yang besar yang mana dengan hal itu membuat peningkatan nilai  $C_m$  rata-rata pada konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$ . Selanjutnya pada perbandingan dengan nilai koefisien momen turbin tanpa silinder, nilai koefisien momen maksimum dari variasi turbin mengalami pergeseran. Hal ini disebabkan karena berdasarkan kontur kecepatan dan tekanan yang akan dibahas pada sub bab diatas yang mana pada saat posisi sudut  $30^\circ$ , penambahan silinder di depan *returning blade* yang mendefleksikan aliran menuju *advancing blade* kemudian penambahan silinder di samping sudu *advancing blade* juga berpengaruh dalam meningkatkan kecepatan di sisi cembung *advancing blade*. Sehingga pemanfaatan aliran yang lebih maksimal yang menyebabkan nilai koefisien moment maksimum didapatkan saat sudut  $30^\circ$ .

## BAB V PENUTUP

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan dari simulasi yang telah dilakukan, kesimpulan yang dapat diambil dari Studi Numerik Turbin Angin Savonius Dengan Penambahan Silinder Pengganggu dengan dua konfigurasi yang berada di depan *Returning Blade* ( $S/D$ ) = 1,27;1,32 dan Silinder di Samping *Advancing Blade* ( $Y/D$ ) = 1,27;1,32 Pada Kecepatan 4 m/s sebagai berikut :

1. Performa turbin angin Savonius dengan pemberian silinder pengganggu untuk konfigurasi satu silinder disamping *advancing blade* dengan jarak ( $Y/D$ ) yaitu 1,27 dan 1,32 terjadi peningkatan secara signifikan pada semua TSR yang dianalisa dengan torsi maksimal pada sudut 15 derajat. Sedangkan untuk konfigurasi dua silinder disamping *advancing blade* dan di depan *returning blade* dengan jarak ( $Y/D$ ) yaitu 1,27 dan 1,32 serta ( $S/D$ ) peningkatan peforma sendiri terjadi hanya pada TSR 0,5 dan 0,6 dengan torsi maksimal pada sudut 45 derajat. Untuk jarak yang optimum pada penelitian ini terdapat pada  $Y/D = 1,32$  untuk konfigurasi satu silinder dan  $Y/D = 1,32$  dan  $S/D = 1,32$  untuk konfigurasi dua silinder.
2. Pengaruh pemberian silinder pengganggu pada kontur kecepatan pada konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan 1,32 dan konfigurasi dua silinder  $Y/D = 1,27;1,32$  dan  $S/D = 1,27;1,32$  terlihat bahwa ada penyempitan aliran seperti efek *nozzle* yang akan meningkatkan kecepatan pada sisi cembung *advancing blade*. Untuk kontur tekanan aliran dari turbin angin Savonius pada konfigurasi satu silinder disamping *advancing blade*  $Y/D = 1,27$  dan 1,32 terlihat bahwa penurunan tekanan pada sisi cembung *advancing blade* akibat silinder tidak terlalu luas dibandingkan konfigurasi tanpa silinder yang menyebabkan pada sudut antara 30 dan 60 terjadi penurunan kecepatan pada *advancing blade*. Untuk konfigurasi dua silinder  $Y/D = 1,27;1,32$  dan  $S/D = 1,27;1,32$  pada kontur tekanan dapat disimpulkan bahwa pengaruh penempatan silinder didepan *returning blade* tidak terlalu memberikan efek tidak terlalu besar pada penurunan disisi cembung *returning blade* akibat penempatan silinder yang terlalu dekat.
3. Pengaruh pemberian silinder pengganggu terhadap nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) dan *Coefficient of Power* ( $CP$ ) pada konfigurasi satu silinder  $Y/D = 1,27$  dan 1,32 didapat kan bahwa nilai  $C_m$  meningkat dibandingkan konfigurasi tanpa silinder dengan kenaikan performa pada setiap TSR dengan TSR 0,6 sebagai puncak dari  $CP$ . Untuk konfigurasi dua silinder  $Y/D = 1,27;1,32$  dan  $S/D = 1,27;1,32$  memiliki kenaikan performa pada TSR 0,5 dan 0,6 dengan TSR 0,6 sebagai puncak nilai  $CP$ .

### 5.2 Saran

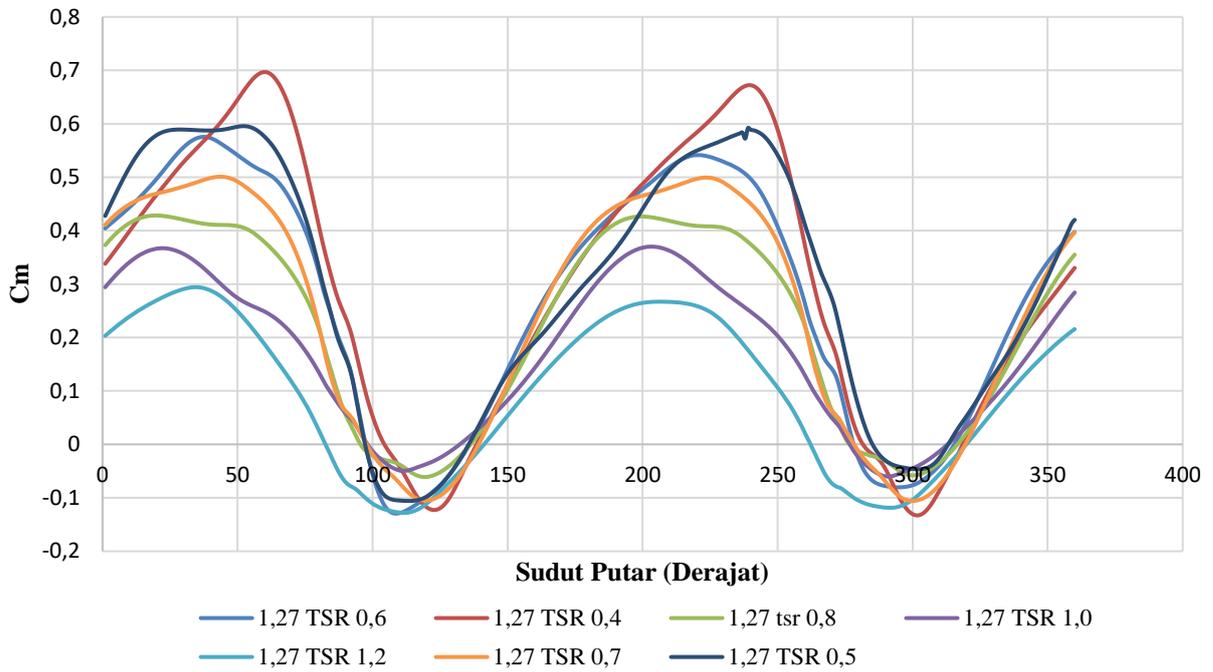
Adapun rekomendasi yang diberikan untuk kebaikan kemajuan penelitian lebih lanjut adalah sebagai berikut ini :

1. Diperlukan penelitian dengan 3D guna mengetahui kondisi aktual dari kontur aliran, tekanan, dan performa dari Turbin Angin Savonius ini.
2. Diperlukan posisi dan letak yang optimal untuk penempatan silinder, bisa jadi penempatan jarak yang sama di konfigurasi penempatan dua silinder akan menyebabkan penurunan performa, maka diperlukan posisi yang sesuai lagi.

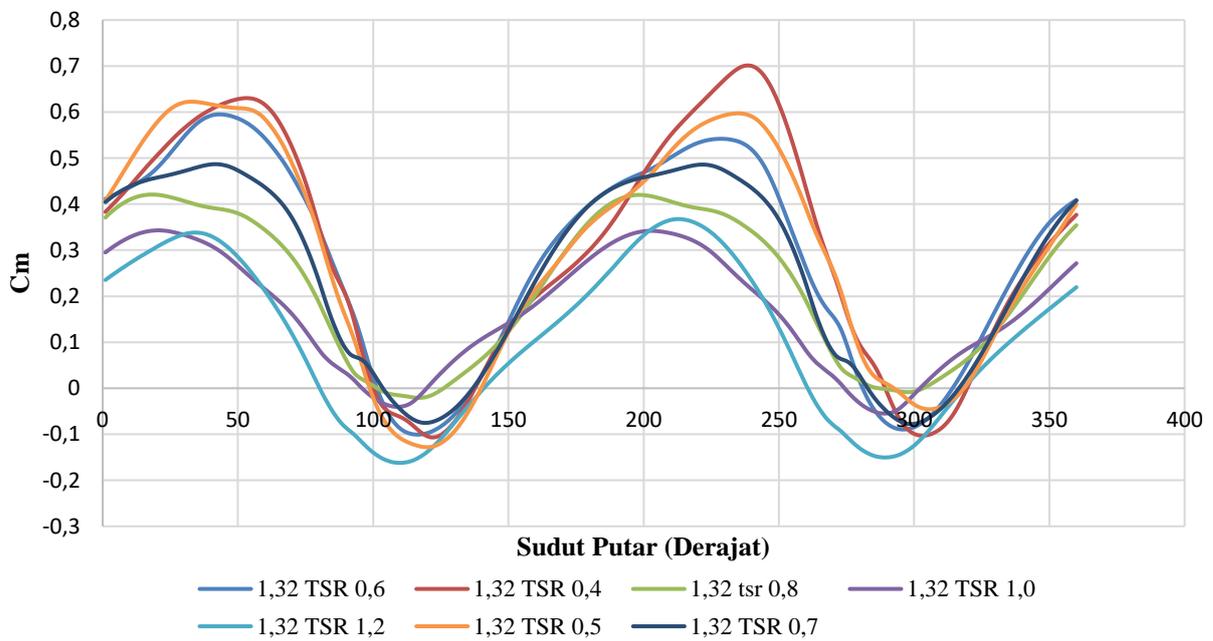
## DAFTAR PUSTAKA

- Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT). 2017. *Outlook Energi Indonesia 2017 "Inisiatif Pengembangan Teknologi Bersih"*. Jakarta: Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT).
- Altan, B. D., Atilgan, M. & Ozdamar, A. 2008. "An Experimental Study on Improvement of a Savonius Rotor Performance with Curtaining". *Experimental Thermal and Fluid Science*. 32: 1673-1678.
- Mahmoud, N.H., El-Haroun, A.A., Wahba, E., and M.H. Nasef. 2010. "An Experimental Study On Improvement of Savonius Rotor Performance". *Alexandria Engineering Journal*, pp.20-22.
- Pritchard, Philip J. and John C. Leylegian. 2011. "Fox and McDonald's Introduction to Fluid Mechanics". 8th. USA: John Wiley & Sons, Inc.
- Putro, A.H. 2017. "Studi Eksperimen Pengaruh Silinder Sirkular Sebagai Pengganggu Aliran di Depan Sisi *Returning blade* Terhadap Performa Turbin Angin Savonius". Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Syafardinah, S.G.P. 2018. "Studi Eksperimental Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Angin Savonius". Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember
- Gunawan, S., Yuwono, T., and Aries Widodo, W. 2019. "Experimental and Numerical Investigation of  $I-65^\circ$  Type Cylinder Effect on the Savonius Wind Turbine Performance". Vol 19, No:05
- Tsutsui, T. & Igarashi, T., 2002. "Drag Reduction of a Circular Cylinder in an Air-Stream". *Wind Engineering and Industrial Aerodynamic*. 90: 527-541.

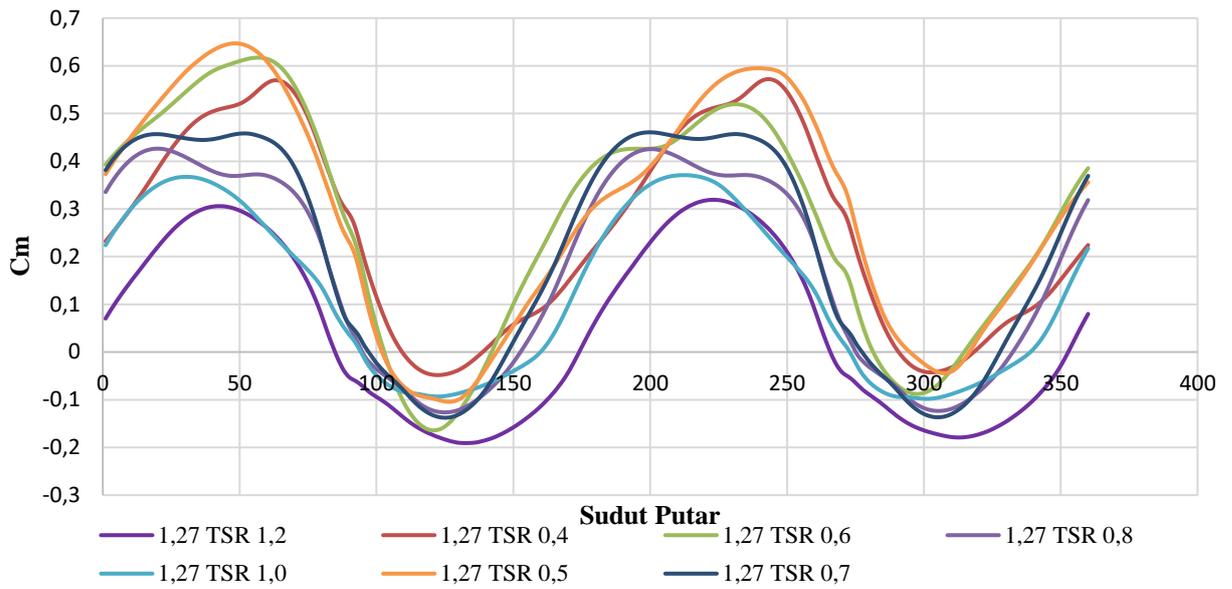
## LAMPIRAN



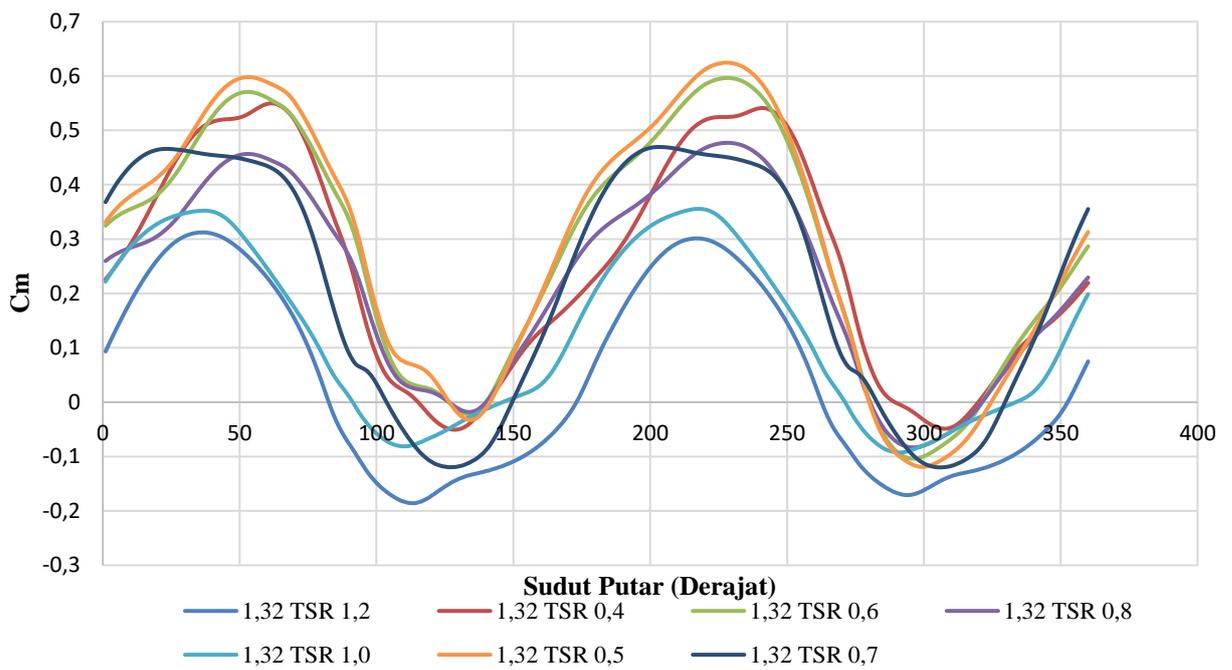
**Gambar 1 Grafik Koefisien Momen Terhadap Posisi Sudut Putar Pada Konfigurasi Satu Silinder  $Y/D = 1,27$**



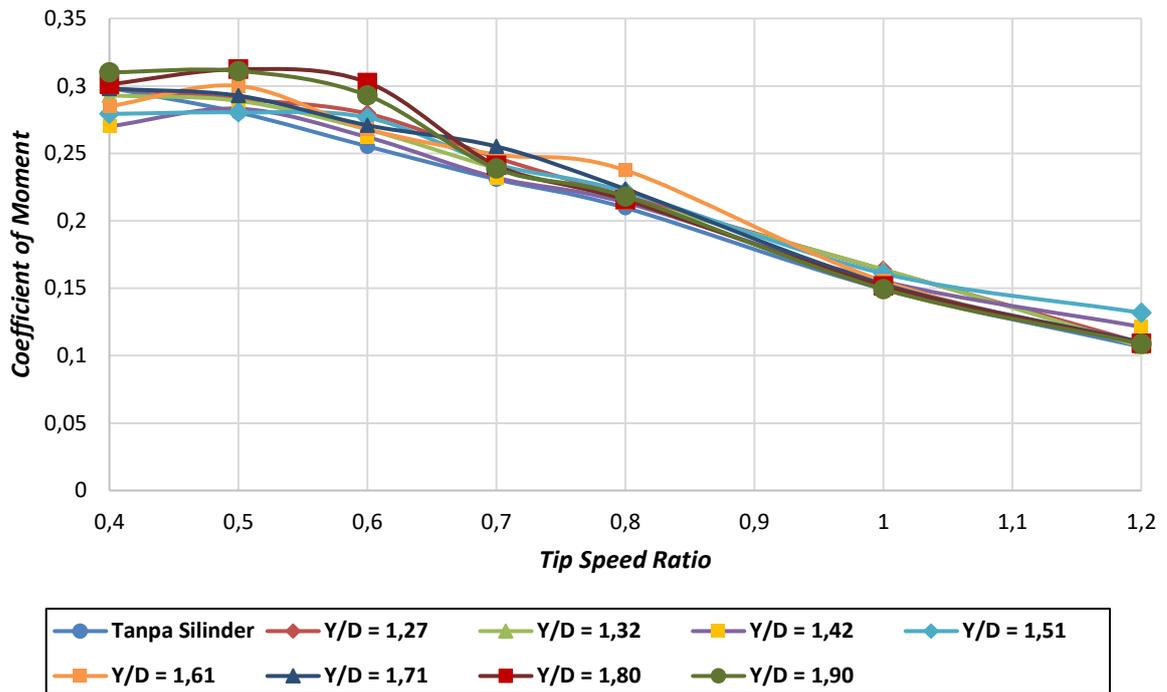
**Gambar 2 Grafik Koefisien Momen Terhadap Posisi Sudut Putar Pada Konfigurasi Satu Silinder  $Y/D = 1,32$**



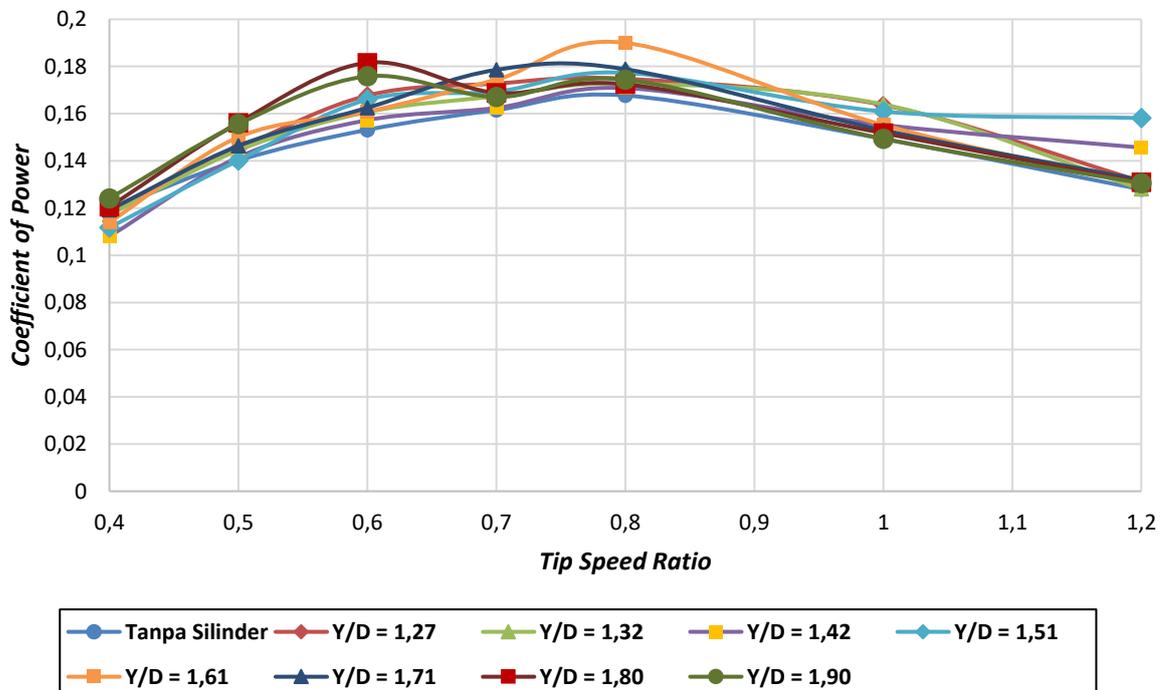
**Gambar 3 Grafik Koefisien Momen Terhadap Posisi Sudut Putar Pada Konfigurasi Dua Silinder  $Y/D = 1,27$  dan  $S/D = 1,27$**



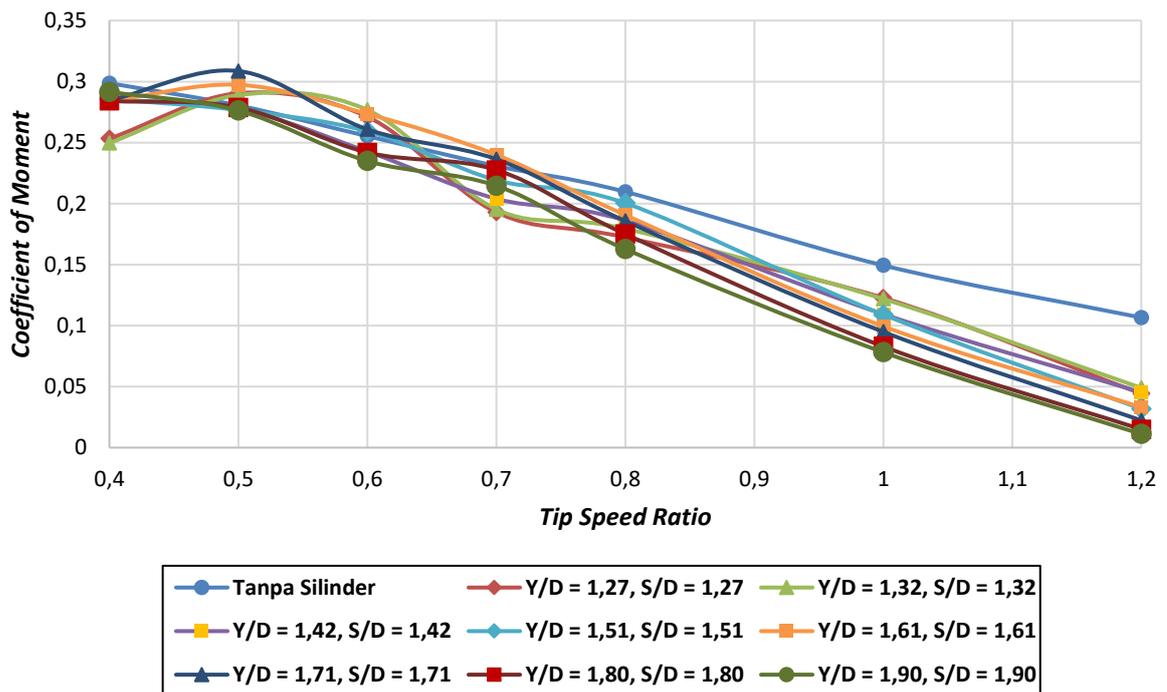
**Gambar 4 Grafik Koefisien Momen Terhadap Posisi Sudut Putar Pada Konfigurasi Dua Silinder  $Y/D = 1,32$  dan  $S/D = 1,32$**



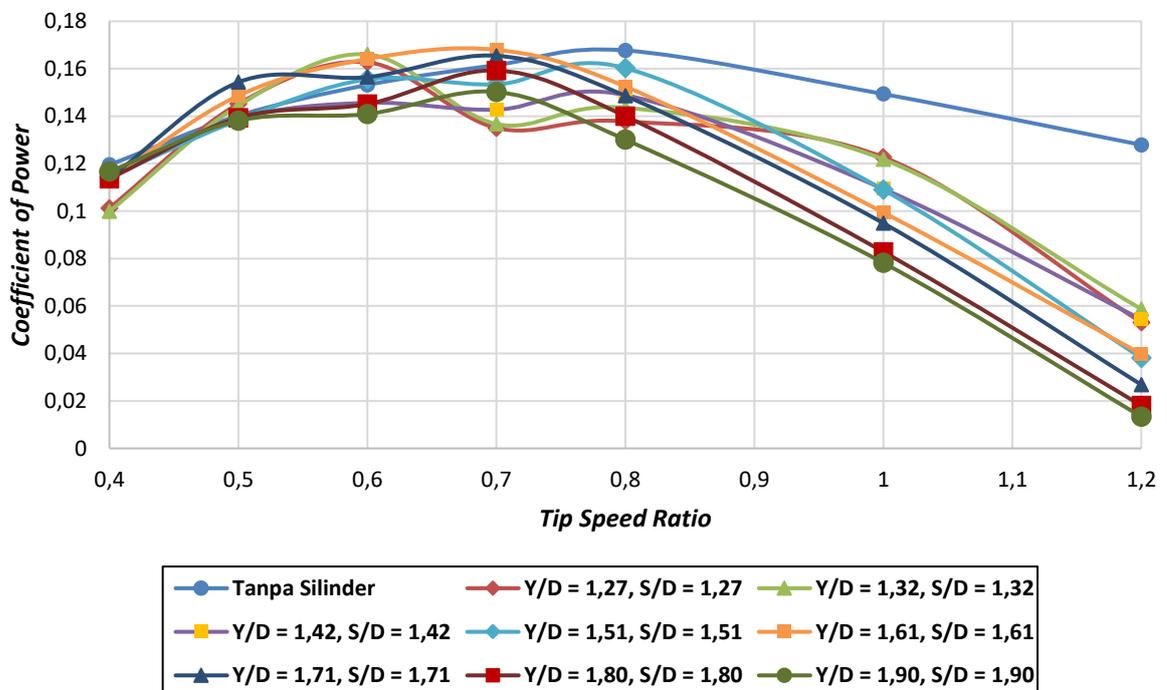
Gambar 5 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio*



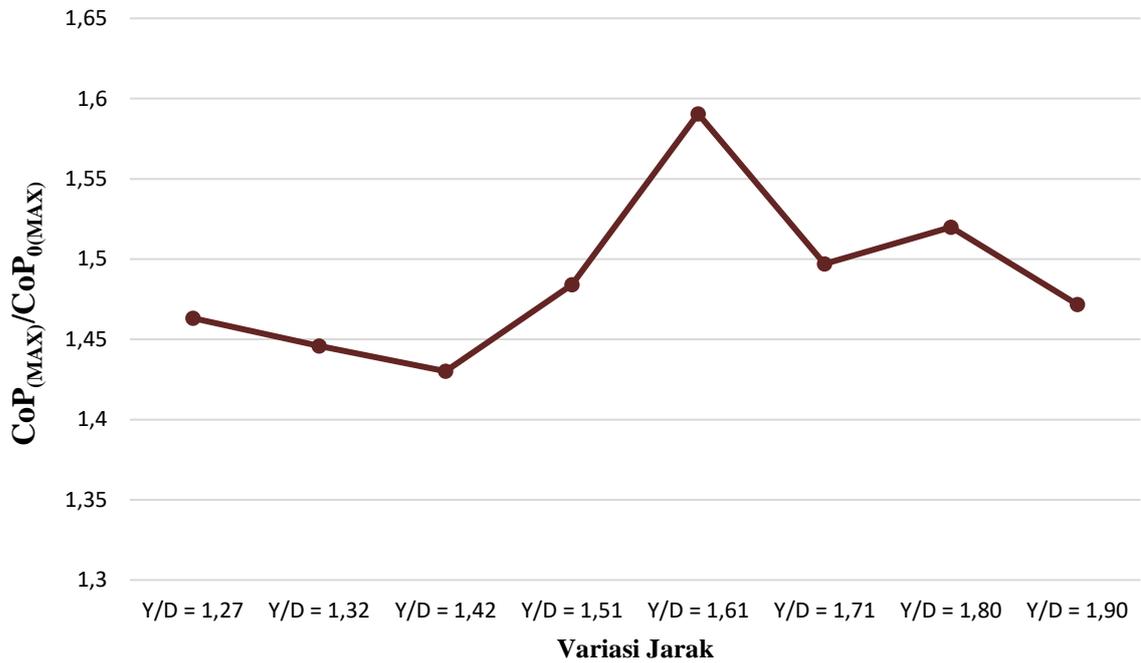
Gambar 6 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* ( $C_p$ ) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio*



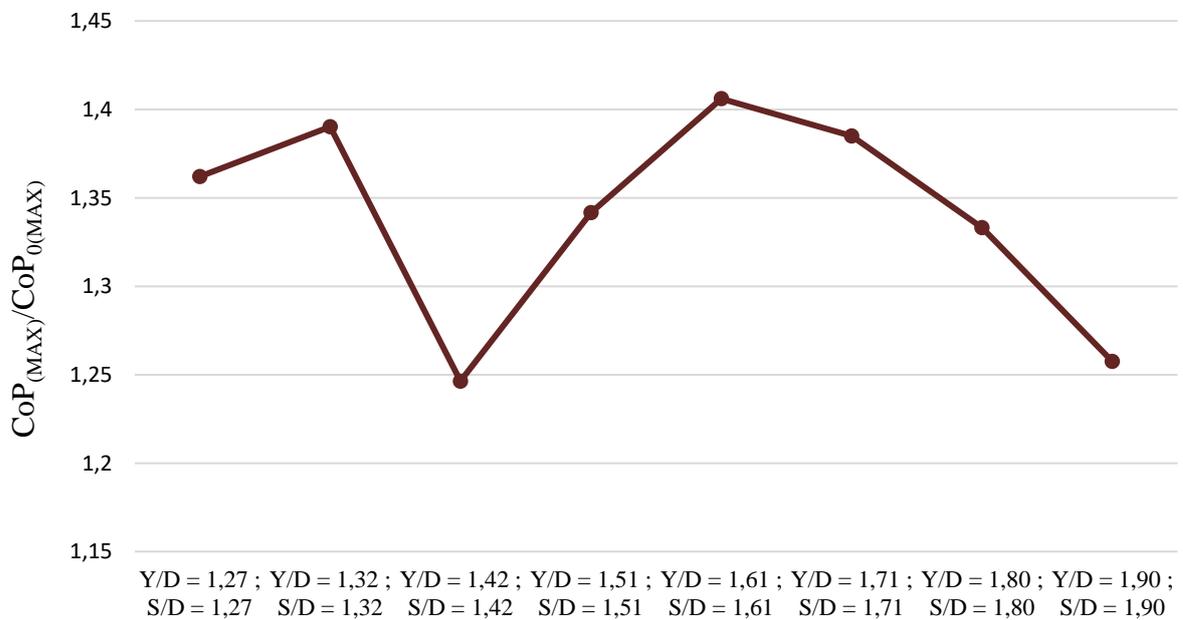
Gambar 7 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Moment* ( $C_m$ ) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan Sudu *Returning* ( $S/D$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio*



Gambar 8 Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* ( $CoP$ ) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* ( $Y/D$ ) dan di depan Sudu *Returning* ( $S/D$ ) Berdasarkan Fungsi *Tip Speed Ratio*



**Gambar 9** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) terhadap Nilai *Coefficient of Power* (CoP<sub>0</sub>) Turbin Tanpa Silinder sebagai Fungsi Jarak Y/D



**Gambar 10** Grafik Perbandingan Nilai *Coefficient of Power* (CoP) pada Turbin dengan Penambahan Silinder di Samping Sudu *Advancing* (Y/D) dan di Depan Sudu *Returning* (S/D) terhadap Nilai *Coefficient of Power* (CoP<sub>0</sub>) Turbin Tanpa Silinder sebagai Fungsi Jarak Y/D dan S/D

## BIODATA PENULIS



Ghani Alim Nurbawono dilahirkan di Nganjuk, Jawa Timur pada 30 Agustus 2000 sebagai anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis menyelesaikan pendidikan dasar di SDN Mangundikaran 2 Nganjuk, kemudian melanjutkan pendidikan menengah pertama di SMP Islam Baitul ‘Izzah dan pendidikan menengah atas di SMA Negeri 2 Nganjuk. Setelah menamatkan sekolah pada tahun 2018, penulis diterima dan melanjutkan pendidikan tinggi di Program Studi Sarjana Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya melewati jalur SNMPTN.

Selama mengenyam pendidikan di Departemen Teknik Mesin ITS Surabaya, penulis mengambil fokus studi di bidang Konversi Energi dan tergabung dalam Laboratorium Mekanika dan Mesin Fluida. Di tahun yang sama, penulis berkesempatan untuk mengikuti magang di PT Pembangunan Jawa-Bali sebagai *engineering staff intern* selama empat bulan.

Selanjutnya penulis mengikuti magang kampus merdeka di PT Suri Tani Pemuka (JAPFA GROUP) sebagai *mechanical and maintenance staff intern* selama lima bulan. Selain itu, penulis juga tergabung dalam organisasi BEM FTIRS ITS pada rentang 2019-2022 sebagai staff Departemen Kewirausahaan dan Kepala Departemen Kewirausahaan.

Penulis memiliki ketertarikan yang besar dengan topik konversi energi terutama energi baru terbarukan. Oleh karena itu penulis menyusun Tugas Akhir dengan judul **STUDI NUMERIK PENINGKATAN PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS DENGAN VARIASI PENAMBAHAN SILINDER PENGANGGU DI DEPAN SUDU RETURNING (S/D) DAN SILINDER DI SAMPING SUDU ADVANCING (Y/D)** “Studi Kasus  $d/D = 0,5$  , dengan jarak  $S/D = 1,27$  dan  $1,32$ ,  $Y/D = 1,27$  dan  $1,32$ ” dengan harapan tulisan ini dapat memberikan sedikit manfaat bagi pengembangan teknologi EBT. Penulis dapat dihubungi melalui alamat surel [ghanialim68@gmail.com](mailto:ghanialim68@gmail.com)