



**TUGAS AKHIR - TM 141585**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER SIRKULAR SEBAGAI  
PENGANGGU ALIRAN DI DEPAN SISI *RETURNING BLADE*  
TERHADAP PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS**

**" Studi Kasus Untuk  $(d/D) = 0,4$  ;  $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$  dan  
Bilangan Reynolds =  $3,0 \times 10^4$  ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  "**

**ANDREADI BAYU RIVASCHA  
NRP. 2112100098**

Dosen Pembimbing:  
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA  
2017**



**FINAL PROJECT - TM 141585**

**EXPERIMENTAL STUDY ON EFFECT OF CIRCULAR CYLINDER AS  
DISTURBANCE FLOW IN FRONT OF RETURNING SIDE OF BLADE  
TO THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE**

**" Case Study  $(d/D) = 0,4$  ;  $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$  and  
Reynolds Number =  $3,0 \times 10^4$  ;  $6,0 \times 10^4$  and  $9,0 \times 10^4$  "**

**ANDREADI BAYU RIVASCHA  
NRP. 2112100098**

**Advisor:  
Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2017**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER SIRKULAR  
SEBAGAI PENGGANGGU ALIRAN DI DEPAN SISI  
RETURNING BLADE TERHADAP PERFORMA TURBIN  
ANGIN TIPE SAVONIUS**

“Studi Kasus  $(d/D) = 0,4$ ;  $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$  dan Bilangan  
Reynolds =  $3,0 \times 10^4$ ,  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ ”

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**ANDREADI BAYU RIVASCHA**  
NRP. 2112 100 098

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof.Dr.Ir. Triyogi Yuwono,DEA. (Pembimbing)  
NIP. 196001291987011001
2. Prof. Ir. Sutardi M.Eng., PhD. (Penguji I)  
NIP. 196412281990031002
3. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT. (Penguji II)  
NIP. 19710405199702100
4. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. (Penguji III)  
NIP. 196202161995121001

**SURABAYA**

**JANUARI, 2017**

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH SILINDER  
SIRKULAR SEBAGAI PENGGANGGU ALIRAN DI  
DEPAN SISI *RETURNING BLADE* TERHADAP  
PERFORMA TURBIN ANGIN SAVONIUS**

“Studi Kasus  $(d/D) = 0,4$  ;  $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$  ;  $(Re) = 3,0 \times 10^4$  ,  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ ”

**Nama Mahasiswa** : **Andreadi Bayu Rivascha**  
**NRP** : **2112 100 098**  
**Jurusan** : **Teknik Mesin FTI-ITS**  
**Dosen Pembimbing** : **Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA**

**ABSTRAK**

Ketersediaan energi fosil menjadi salah satu topik yang sangat sering dibicarakan. Hal ini karena adanya eksploitasi besar-besaran terhadap energi ini. Akibatnya ketersediaannya pun semakin menipis. Menipisnya energi fosil ini mendorong banyak orang di dunia ini berlomba-lomba mencari energi alternatif atau energi terbarukan. Salah satunya adalah energi angin. Turbin angin tipe Savonius adalah salah satu tipe turbin angin tipe *drag*, dimana turbin ini menghasilkan daya memanfaatkan gaya *drag* yang dihasilkan dari tiap-tiap sudunya. Semakin besar perbedaan gaya *drag* yang terjadi antara kedua sudu, torsi yang dihasilkan juga semakin besar, sehingga daya yang dihasilkan juga semakin besar. Pada penelitian ini, untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius, akan dipasangkan pengganggu berupa silinder sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* agar selisih gaya drag antara kedua sudu semakin besar.

Penelitian dilakukan dengan menggunakan blower berdiameter 480 mm, yang diletakkan di depan benda uji turbin angin Savonius dengan diameter 101,6 mm, tinggi 300 mm, dan

overlap 13 mm. Sedangkan untuk pengganggu silinder sirkular memiliki diameter 40,64 mm dan tinggi 500 mm. Dengan variasi bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$ ,  $6,0 \times 10^4$ , dan  $9,0 \times 10^4$ , yang dihitung berdasarkan kecepatan *free stream*  $U$  dan panjang karakteristik  $L = 2D - b$ . Variasi lainnya yaitu perbandingan  $d/D$  sebesar 0,4 dan jarak  $1,5 \leq \frac{S}{D} \leq 2,4$ . Pengukuran kecepatan *blower* diatur dengan *voltage regulator*, kecepatan angin menggunakan anemometer, putaran poros turbin dengan *tachometer*, torsi dinamis dengan *brakedynamometer*, dan torsi statis dengan *torquemeter*.

Hasil yang didapatkan adalah penggunaan silinder pengganggu di depan sisi *returning blade* turbin Savonius efektif meningkatkan performa turbin. Jarak  $S/D$  yang paling optimal adalah pada jarak  $S/D = 2,0$ . Dimana pada  $Re = 3,0 \times 10^4$  putaran dan torsi statis maksimal turbin berpengganggu mencapai 1,76 kali dan 1,41 kali lebih besar dari turbin tanpa pengganggu. Sementara *Coefficient of Power* maksimal turbin berpengganggu terjadi pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  yang mencapai 7,42 kali lebih besar dari turbin tanpa pengganggu.

**(Kata Kunci: Turbin Savonius, Silinder Pengganggu, Coefficient of Power, Bilangan Reynolds, Jarak S/D)**

# **EXPERIMENTAL STUDY ON EFFECT OF CIRCULAR CYLINDER AS DISTURBANCE FLOW IN FRONT OF RETURNING SIDE OF BLADE TO THE PERFORMANCE OF SAVONIUS WIND TURBINE**

“Case Study  $(d/D) = 0,4$  ;  $(S/D) = 1,5 \leq S/D \leq 2,4$  ;  $(Re) = 3,0 \times 10^4$  ,  $6,0 \times 10^4$  and  $9,0 \times 10^4$ ”

**Name** : Andreadi Bayu Rivascha  
**NRP** : 2112 100 098  
**Major** : Mechanical Engineering FTI-ITS  
**Advisor** : Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA

## **ABSTRACT**

The availability of fossil energy is one topic often discussed. This is due to the massive exploitation of this energy. As a result, their availability was decreasing. The depletion of fossil energy has prompted many people in this world are looking for alternative energy or renewable energy. One of them is wind energy. Savonius wind turbine is one of drag-type wind turbine, which produce power utilizing drag force from each blade. In this study, to improve the performance of Savonius wind turbine, a circular cylinder as a disturbance will be placed in front of returning blade to increase the difference of drag force between the two blades. So that, the torque and power generated will also increase.

This research carried out by using blower with diameter 480 mm, which is placed in front of the Savonius wind turbine with a diameter of 101,6 mm, a height of 300 mm, and 13 mm overlap. As for the circular cylinder has a diameter of 40,64 mm and a height of 500 mm. The experiment is conducted with some variations, such as a distance between the center of the diameter circular cylinder and returning blade  $(S/D)$  is 1,5 to 2,4 and Reynolds number  $3,0 \times 10^4$  ,  $6,0 \times 10^4$  , and  $9,0 \times 10^4$ . The Reynolds number is calculated based on the free stream velocity  $U$  and the

characteristic length  $L = 2D - b$ . The measurement blower speed set by a voltage regulator, wind speed using anemometer, the turbine shaft speed using tachometer, dynamic torque using brakedynamometer, and static torque using torquemeter.

The results obtained are using a cylinder circular as disturbance effectively increase the performance of turbine. The most optimum  $S/D = 2,0$ . Where at  $Re = 3,0 \times 10^4$  the maximum spin and static torque value of the Savonius turbine using a cylinder circular as disturbance reached 1,76 and 1,41 times greater than the turbine without disturbance. While the maximum Coefficient of Power turbine using a cylinder circular as a disturbance occurs at  $Re = 6,0 \times 10^4$ , which is reached 7,42 times greater than the turbine without disturbance.

(Keywords: Savonius Turbine, Cylinder Circular as Disturbance, Coefficient of Power, Reynolds Number, Distance S/D)

## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah SWT karena atas berkah, rahmat, dan izin-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tak lupa penulis shalawat serta salam penulis panjatkan kepada junjungan kita, Nabi Muhammad SAW. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan dari berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Orangtua penulis, Ibu Santi Rachmayanti dan Alm. Bapak Nurjayadi Pribadi yang selalu memberikan doa, kasih sayang, pengertian, dukungan dan kesabaran kepada penulis.
2. Adik kandung penulis Inneza Dinda Pradyani dan Syifa Namira Pribadi, terimakasih telah menjadi semangat dan penghibur penulis dalam kehidupan ini.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
4. Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT., Bapak Prof. Ir. Sutardi M.Eng., PhD., dan Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku dosen penguji, terima kasih atas pertanyaan, saran-saran, dan ilmu-ilmu yang telah diberikan.
5. Seluruh dosen pengajar beserta karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS, terima kasih telah memberikan ilmu, pengalaman, cerita, motivasi, dan teladan agar menjadi lulusan ITS yang berguna bagi sekitar maupun bangsa dan negara.
6. Teman-teman KOLAK (Kostnya Lelaki) Ando, Irfan, Wahid, Faisal, Satria, Gilas, Wahid, Azis, Doni, dan Fian sebagai

teman-teman terbaik penulis selama menjalani perkuliahan di Teknik Mesin ITS, terima kasih atas semua waktu, cerita dan hiburan yang telah dibagi bersama penulis.

7. Alm. Laudy Tirta Madika, teman SMP dan kuliah yang dengan semua cerita dan pengalamannya yang luar biasa akan selalu penulis ingat selamanya. Semoga Allah menempatkannya di tempat terbaik di sisi-Nya.
8. Rekan-rekan satu tim tugas akhir penulis, Ando, Wahid, Satria, Adro, Irfan, dan Adhi yang selalu memberi dukungan dan perhatian selama mengerjakan tugas akhir ini.
9. Teman-teman Kambing Tapanuli, terima kasih telah menjadi teman bermain futsal, teman nongkrong dan teman berbagi cerita selama berada di Teknik Mesin ITS ini.
10. Keluarga Divisi Roda 4 LBMM ITS sebagai teman-teman satu divisi dalam organisasi, terima kasih atas semua ilmu-ilmu dan cerita yang telah dibagi bersama penulis.
11. Abang-Adek. Terima kasih kepada Fandy, Budhita, Hidayat, Aqil dan Fathur yang selalu mendukung penulis selama kuliah walaupun dengan cara yang sedikit berbeda.
12. Teman-teman angkatan M55, BUDALS, LBMM-ITS dan JABS Mesin ITS yang senantiasa memberi dukungan, menemani, menghibur dan meninggalkan banyak cerita serta pelajaran bagi penulis selama 4,5 tahun ini.
13. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu oleh penulis.

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

Surabaya, Januari 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b>	
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b>	
<b>ABSTRAK</b> .....	i
<b>ABSTRACT</b> .....	iii
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	v
<b>DAFTAR ISI</b> .....	vii
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	x
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xiv
<b>BAB 1 PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1. Latar Belakang.....	1
1.2. Rumusan Masalah.....	4
1.3. Tujuan Penelitian.....	5
1.4. Batasan Masalah.....	6
<b>BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	7
2.1 Turbin Angin.....	7
2.2 Turbin Angin Savonius.....	8
2.3 Bilangan Reynolds.....	9
2.4 Gaya <i>Drag</i> .....	10
2.5 Perhitungan Daya.....	11
2.5.1 Perhitungan Daya yang Dihasilkan Turbin.....	12
2.6 Perhitungan <i>Coefficient of Power</i> ( $C_{op}$ ).....	13
2.7 Aliran Melintasi Sebuah Silinder.....	13
2.8 Penelitian Terdahulu.....	15
2.8.1 Penelitian Optimasi Turbin Angin Tipe Savonius.....	15
2.8.2 Penelitian Aliran Melewati Silinder Pengganggu.....	17
<b>BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	23
3.1 Parameter yang Diukur.....	23
3.2 Analisa Dimensi.....	23
3.2.1 Analisa Dimensi untuk <i>Coefficient of Power</i> .....	24
3.3 Peralatan.....	27
3.3.1 Blower.....	27

3.3.2 Benda Uji.....	28
3.3.3 Penyangga Turbin Angin Savonius.....	30
3.3.4 Alat Ukur.....	30
3.4 Prosedur Penelitian.....	36
3.5 Flowchart Penelitian.....	38
<b>BAB 4 ANALISA DATA dan PEMBAHASAN.....</b>	<b>41</b>
4.1 Data Penelitian.....	41
4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds.....	41
4.2 Contoh Perhitungan.....	43
4.2.1 Perhitungan Tip Speed Ratio (TSR).....	43
4.2.2 Perhitungan Besar Nilai Torsi Dinamis.....	43
4.2.3 Perhitungan Coefficient of Power (CoP).....	44
4.3 Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu...45	
4.3.1 Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Penggangu.....	45
4.3.2 Putaran sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	45
4.3.3 Torsi Statis sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	46
4.3.4 Coefficient of Power sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	47
4.4 Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Savonius.....	49
4.4.1 Putaran sebagai Fungsi Jarak pada S/D = 1,5 -2,4.....	49
4.4.2 Torsi Statis sebagai Fungsi Jarak pada S/D = 1,5 - 2,4.....	53
4.4.2.1 Torsi Statis sebagai Fungsi Sudut Buka Sudu pada Jarak S/D = 2,0.....	58
4.4.3 Coefficient of Power (CoP) sebagai Fungsi Jarak pada S/D = 1,5-2,4.....	65
4.4.4 Coefficient of Power (CoP) dan Tip Speed Ratio (TSR) pada Jarak S/D = 1,5 - 2,4.....	70
<b>BAB 5 KESIMPULAN dan SARAN.....</b>	<b>75</b>
5.1 Kesimpulan.....	75
5.2 Saran.....	76

<b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	77
<b>LAMPIRAN</b> .....	79

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Turbin Angin Savonius.....	8
Gambar 2.2 Persebaran Angin pada Turbin Angin Savonius .....	9
Gambar 2.3 Skema Aliran Fluida Melewati Silinder pada sisi <i>Upstream</i> .....	13
Gambar 2.4 Skema Terjadinya Separasi Aliran Fluida.....	15
Gambar 2.5 Skema Alat Penelitian Optimasi Kinerja Turbin Savonius (Mohamed et al, 2010) .....	16
Gambar 2.6 Grafik Pengaruh <i>speed ratio</i> terhadap (a) <i>torque coefficient</i> dan (b) <i>power coefficient</i> .....	16
Gambar 2.7 Skema Konfigurasi Benda Uji (Tsutsui Igarashi, 2002).....	17
Gambar 2.8 Grafik Pengaruh Perubahan Nilai Re Terhadap Nilai Koefisien <i>drag</i> ( $C_D$ ).....	18
Gambar 2.9 Grafik Distribusi Tekanan Pada Silinder Utama.....	19
Gambar 2.10 Skema Alat Penelitian Optimasi Kinerja Turbin Savonius dengan Menggunakan Penghalang Silinder (Retno Dewi, 2016).....	20
Gambar 2.11 Grafik Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> Antara Turbin Angin Savonius Berpengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ (Retno Dewi, 2016).....	21
Gambar 3.1 Skema Penelitian dan Parameter yang Diukur.....	23

Gambar 3.2 Blower CKE SPV-18.....	27
Gambar 3.3 Skema Penelitian dan Dimensi Alat .....	28
Gambar 3.4 Turbin Angin Savonius.....	29
Gambar 3.5 Sketsa Bentuk Silinder Pengganggu .....	29
Gambar 3.6 Penyangga Turbin Angin Savonius.....	30
Gambar 3.7 Skema Pengukuran <i>Brakedynamometer</i> .....	31
Gambar 3.8 Timbangan Shimadzu ELB300.....	33
Gambar 3.9 Tachometer OMEGA seri HHT12.....	33
Gambar 3.10 Anemometer OMEGA HHF92A.....	34
Gambar 3.11 Torquemeter .....	36
Gambar 3.12 Flowchart Penelitian.....	39
Gambar 4.1 Grafik Putaran Turbin Angin tanpa Silinder Pengganggu sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	46
Gambar 4.2 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	47
Gambar 4.3 Grafik CoP Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai Fungsi Bilangan Reynolds.....	48
Gambar 4.4 Grafik Putaran Turbin Angin Savonius berpengganggu (n) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	49
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Putaran Antara Turbin Angin Savonius berpengganggu dan tanpa Silinder Pengganggu ( $n/n_0$ ) sebagai Fungsi Jarak $S/D = 1,5-2,4$ .....	52
Gambar 4.6 Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius berpengganggu sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	54

Gambar 4.7	Grafik Perbandingan Torsi Statis Antara Turbin Angin Savonius berpengganggu dan tanpa Silinder Pengganggu ( $T/T_0$ ) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5-2,4$ .....	57
Gambar 4.8	Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius Berpengganggu ( $T$ ) sebagai Fungsi Sudut ( $\theta$ ) pada jarak $S/D = 2,0$ .....	59
Gambar 4.9	Simulasi Aliran Kecepatan pada bukaan sudut $0^\circ$ ....	60
Gambar 4.10	Simulasi Aliran (Tekanan) pada bukaan sudut $0^\circ$ ..	61
Gambar 4.11	Simulasi Aliran Kecepatan pada bukaan sudut $140^\circ$ .....	62
Gambar 4.12	Simulasi Aliran (Tekanan) pada bukaan sudut $140^\circ$ .....	62
Gambar 4.13	Simulasi Aliran Kecepatan pada bukaan sudut $50^\circ$ .....	63
Gambar 4.14	Simulasi Aliran (Tekanan) pada bukaan sudut $50^\circ$ .....	64
Gambar 4.15	Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Berpengganggu (CoP) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 -2,4$ .....	65
Gambar 4.16	Grafik <i>Coefficient of Power</i> Turbin Angin Savonius Berpengganggu (CoP) pada Jarak $S/D = 2,0$ sebagai Fungsi Bilangan Reynolds .....	68

Gambar 4.17 Grafik Perbandingan <i>Coefficient of Power</i> antara Turbin Angin Savonius Berpengganggu dan tanpa Silinder Pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$ .....	69
Gambar 4.18 Grafik <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) terhadap $S/D$ pada bilangan Reynolds $3,0 \times 10^4$ .....	70
Gambar 4.19 Grafik <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) terhadap $S/D$ pada bilangan Reynolds $6,0 \times 10^4$ .....	71
Gambar 4.20 Grafik <i>Coefficient of Power</i> dan <i>Tip Speed Ratio</i> (TSR) terhadap $S/D$ pada bilangan Reynolds $9,0 \times 10^4$ .....	71

**DAFTAR TABEL**

Tabel 2.1 Drag Coefficient untuk Berbagai Bentuk Benda pada $Re \geq 1000$ .....	11
Tabel 3.1 Spesifikasi Blower CKE-SPV 18.....	28
Tabel 3.2 Spesifikasi Pegas .....	32
Tabel 3.3 Spesifikasi Benang Nilon Optimum.....	32
Tabel 3.4 Spesifikasi Timbangan Shimadzu ELB300.....	32
Tabel 3.5 Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12.....	34
Tabel 3.6 Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer.....	35
Tabel 3.7 Spesifikasi Torquemeter LUTRON mode TQ-8800...	36
Tabel 4.1 Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu.....	45

# BAB 1 PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Ketersediaan energi fosil menjadi salah satu topik yang sangat sering dibicarakan dewasa ini. Hal ini diakibatkan karena populasi manusia di dunia saat ini semakin bertambah, sehingga mendorong adanya eksploitasi besar-besaran terhadap energi fosil. Akibatnya adalah pada ketersediaan energi fosil di dunia ini yang semakin menipis. Menipisnya energi fosil mendorong banyak orang di dunia ini berlomba-lomba mencari energi alternatif dari energi fosil tersebut., atau melakukan pengembangan untuk mendapatkan sumber energi terbarukan. Energi terbarukan sendiri masih belum banyak dikembangkan, salah satu energi terbarukan ialah energi angin.

Angin adalah gerakan udara dari daerah bertekanan udara tinggi ke daerah bertekanan rendah, dan karena bergerak maka angin memiliki energi kinetik. Energi angin ini dapat dikonversi ke dalam bentuk energi lain seperti listrik atau mekanik dengan menggunakan kincir atau turbin angin. Saat ini turbin angin lebih banyak digunakan untuk mengakomodasi kebutuhan listrik masyarakat, dengan menggunakan prinsip konversi energi dan sumber daya alam yang dapat diperbaharui, yaitu angin. Indonesia sendiri belum menerapkan energi angin secara luas. Padahal jika dilihat dari segi geografisnya, potensi energi angin di Indonesia cukup besar.

Turbin angin tipe *Savonius* adalah salah satu dari sekian jenis turbin angin yang cukup ideal untuk wilayah dengan potensi energi angin seperti di Indonesia. Turbin jenis ini pertama kali diperkenalkan pada tahun 1922 oleh insinyur Finlandia J.Savonius. Turbin Savonius merupakan jenis turbin angin dengan poros sumbu vertikal (*Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)*). Pada dasarnya, konsep dari turbin Savonius ialah dua buah setengah silinder yang kemudian saling disatukan sehingga berbentuk seperti huruf S sehingga turbin angin Savonius konvensional

hanya terdiri dari dua buah sudu. Dari segi desain, *Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)* dapat diklasifikasi menjadi dua kategori, yaitu Turbin Angin Savonius dan Turbin Angin Daerius. Turbin Savonius memiliki banyak keuntungan dibandingkan turbin angin yang lain, antara lain karena konstruksinya yang sederhana, biaya *maintenance* yang relatif murah, tidak bergantung pada arah angin, dan dapat menghasilkan torsi awal yang tinggi meskipun pada kecepatan angin rendah sehingga dapat dimanfaatkan dalam skala kecil. Turbin Angin Savonius biasanya digunakan pada pompa air, pembangkit *micro* tenaga angin, dan sebagai penghasil torsi awal pada jenis *vertical axis wind turbine* lainnya.

Dalam penelitian **Tsutsui dan Igarashi (2002)**, dilakukan dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu ( $d/D$ ), jarak antara kedua pusat silinder ( $L/D$ ), dan harga bilangan Reynolds. Dari hasil penelitian tersebut didapat bahwa penurunan harga koefisien drag ( $C_D$ ) disebabkan oleh peningkatan bilangan  $Re$ ,  $d/D$ , dan penurunan nilai  $L/D$ . Sedangkan pengurangan *pressure drag* didominasi oleh perubahan harga  $Re$ . Kondisi optimum penurunan harga *pressure drag coefficient* ( $C_{DP}$ ) diperoleh pada nilai  $d/D = 0,25 : L/D = 2$  untuk  $Re$  kurang dari  $4,1 \times 10^4$  lalu didapatkan  $C_D$  sebesar 73% dibanding pada silinder tunggal. Sedangkan penurunan *total pressure drag coefficient* ( $C_{DT}$ ) didapatkan untuk harga  $L/D = 1,75$  pada  $Re$  lebih besar dari  $4,1 \times 10^4$  serta nilai  $C_{DT}$  sebesar 63% dibandingkan silinder tunggal. Penelitian ini mengarahkan pemakaian  $L/D$  sebagai salah satu parameter sehingga dapat mengetahui seberapa besar perubahan koefisien *drag* yang terjadi.

Penelitian lain dilakukan oleh **M.H. Mohamed et al (2010)**, ialah untuk meningkatkan efisiensi serta performansi dari turbin, maka dilakukan optimasi dalam peletakan *obstacle*(pengganggu) didepan *returning blade* dari Turbin Savonius yang memungkinkan aliran untuk mengarah ke arah *advancing blade*. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan software CFD. Penelitian ini dilakukan untuk meningkatkan power output dengan memperbaiki desain turbin savonius baik

menggunakan turbin dua sudu maupun turbin tiga sudu. *Improvement* pada turbin Savonius menunjukkan adanya peningkatan pada power output coefficient sebesar lebih dari 27%. Optimasi pada Turbin Savonius dua sudu menunjukkan hasil yang lebih baik jika dibandingkan dengan turbin savonius tiga sudu.

Dalam penelitian yang lain, **Retno Dewi (2016)** melakukan penelitian untuk mengetahui pengaruh pengganggu berupa silinder di depan *returning blade* turbin *Savonius* terhadap performa turbin. Penelitian ini dilakukan dengan memvariasikan rasio diameter silinder pengganggu ( $d/D$ ), jarak antara kedua pusat silinder ( $L/D$ ), dan harga bilangan Reynolds.  $d/D$  yang digunakan ialah sebesar 0,75 di depan *returning blade*, pada variasi  $S/D = 1,5 - 2,4$  serta variasi  $Re = 6,0 \times 10^4$ ;  $7,5 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ . Hasil dari penelitian ini ialah penggunaan silinder pengganggu di depan *returning blade* efektif dalam meningkatkan performa turbin angin. Selain itu, variasi jarak  $S/D$  juga berpengaruh terhadap performa turbin angin tipe Savonius. Lalu untuk semua bilangan Reynolds yang digunakan dalam penelitian ini nilai  $S/D$  paling efektif sebesar 1,7, yang ditandai dengan *peak value* putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* yang berada pada jarak  $S/D = 1,7$  tersebut.

Berdasarkan studi literatur diatas, terutama penelitian Retno Dewi (2016), penelitian dengan menggunakan silinder sirkular sebagai pengganggu di depan *returning blade* untuk meningkatkan performansi dari turbin Savonius menarik untuk dilanjutkan penelitiannya. Hal ini karena pada penelitian sebelumnya ukuran turbin angin Savonius terlalu besar dibandingkan dengan rongga *wind tunnel*, yang membuat efek blockage besar. Oleh karena itu penelitian selanjutnya akan dilakukan di ruang terbuka, guna mendapatkan hasil yang lebih baik.

## 1.2 Rumusan Masalah

Pada dasarnya turbin angin Savonius memiliki dua buah atau dua bagian sudu, yaitu bagian *advancing blade* dan *returning blade*. Berdasarkan namanya, ada perbedaan antara kedua bagian sudu tersebut. Perbedaannya terletak pada kelengkungan dari sudu turbin itu sendiri. Untuk *advancing blade* memiliki kelengkungan berbentuk cekung terhadap arah aliran angin. Sedangkan bagian *returning blade* memiliki bentuk cembung terhadap arah aliran angin. *Returning blade* memiliki gaya drag yang lebih kecil dibandingkan sisi *advancing blade*, hal ini mengakibatkan torsi negatif *returning blade* lebih kecil dibandingkan torsi positif yang dihasilkan *advancing blade*, sehingga menyebabkan turbin Savonius berputar. Penelitian untuk meningkatkan efisiensi dan performa turbin Savonius sudah banyak dilakukan, terutama dengan menempatkan sebuah plat pengganggu di depan *returning blade*. Akan tetapi penelitian dengan menempatkan sebuah pengganggu berbentuk silinder baru sekali dilakukan, dan hasilnya masih kurang memuaskan.

Perhitungan daya yang dihasilkan oleh turbin angin merupakan selisih dari torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* dan *advancing blade* dikalikan dengan kecepatan angular dari turbin. Apabila turbin angin diberi pengganggu berupa silinder yang diletakkan di depan *returning blade*, dengan ukuran yang lebih kecil, maka *boundary layer* pada *returning blade* akan terganggu. Hal ini menyebabkan titik separasi pada *returning blade* mundur ke belakang sehingga daerah *wake* menyempit dan mengakibatkan gaya drag turun (Tsutsui dan Igarashi, 2002).

Tekanan di depan *returning blade* lebih besar daripada di belakang *returning blade*. Selisih tekanan tersebut apabila dikalikan dengan luasan sapuan *returning blade*, maka akan didapatkan gaya drag pada sisi *returning blade*. Apabila diletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade*, maka tekanan di depan *returning blade* akan menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan tetap sama seperti tidak menggunakan silinder pengganggu. Sehingga gaya

*drag* pada sisi *returning blade* menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini akan menghasilkan torsi dan daya turbin angin yang juga semakin besar.

Pada penelitian ini, turbin Savonius yang akan digunakan memiliki diameter ( $D$ ) sebesar 4 in atau 101,6 mm dengan perbandingan diameter silinder pengganggu dengan silinder besar  $d/D$  sebesar 0,4. Adapun hipotesa awal dari penelitian ini adalah:

1. Penambahan silinder pengganggu mampu mengurangi *drag* yang terjadi pada bagian *returning blade* karena titik separasi pada silinder besar mundur kebelakang sehingga daerah wake menyempit dan gaya *drag* menurun.
2. Penambahan silinder pengganggu akan menghasilkan tekanan di depan *returning blade* yang turun. Penurunan tekanan ini membuat perbedaan tekanan yang turun juga, sehingga menurunkan besar gaya *drag* ( $F_D$ ).
3. Perubahan jarak antar dua pusat silinder ( $S/D$ ) berpengaruh terhadap performa dari turbin angin Savonius. Faktor yang mempengaruhi ialah faktor jarak pemasangan silinder pengganggu dengan turbin. Apabila nilai  $S/D$  terlalu kecil dimana silinder pengganggu diletakkan terlalu dekat dengan *returning blade* turbin maka hasilnya akan kurang efektif, karena hanya mengganggu sedikit *Boundary layer* dari *returning blade* turbin. Semakin besar nilai  $S/D$  maka akan semakin efektif mengganggu *returning blade*. Akan tetapi, apabila jarak  $S/D$  terlalu besar maka sudah tidak terlalu efektif lagi, karena membuat pengaruh silinder pengganggu sudah terlalu kecil sehingga terlihat seperti 2 buah silinder yang berdiri sendiri-sendiri, tidak saling mempengaruhi.

### 1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dilakukannya penelitian ini adalah untuk meningkatkan performa turbin angin Savonius dengan cara

menambahkan silinder pengganggu dengan besar  $d/D$  sebesar 0,4 di depan *returning blade* turbin pada jarak yang divariasikan  $1,5 \leq \frac{S}{D} \leq 2,4$  dengan mengukur torsi dinamis dan putaran turbin, kemudian menghitung *Coefficient of Power* ( $C_{op}$ ) untuk besar nilai  $Re = 3,0 \times 10^4$  ;  $6,0 \times 10^4$  ; dan  $9,0 \times 10^4$ . Selain menghitung  $C_{op}$ , dihitung pula daya turbin setelah diberikan pengganggu di depan *returning blade*.

#### 1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini antara lain:

1. Fluida yang digunakan adalah udara dalam kondisi *steady*, *incompressible* dan *uniform* pada sisi *upstream*.
2. Analisa aliran secara dua dimensi.
3. Analisa dilakukan pada silinder sirkular utama (*returning blade*) pada Turbin Savonius dengan diameter ( $D$ ) = 101,6 mm, dengan bodi pengganggu berbentuk silinder dengan perbandingan  $d/D = 0,4$
4. Variasi jarak pusat *returning blade* turbin angin Savonius dengan pusat silinder pengganggu ( $S/D$ ) yang digunakan sebesar  $1,5 \leq S/D \leq 2,4$  dengan interval sebesar 0,1.
5. Perpindahan panas dapat diabaikan.

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Turbin Angin

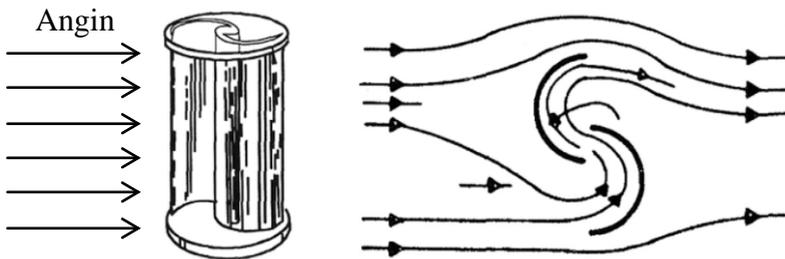
Energi angin adalah salah satu sumber energi terbarukan yang menjanjikan karena rendahnya polusi yang ditimbulkan, ketersediaan yang melimpah, serta mampu mengurangi ketergantungan terhadap pembangkit energi bahan bakar fosil. Turbin angin adalah salah satu komponen pembangkit energi terbarukan yang memanfaatkan udara bergerak yang memiliki kecepatan dan tekanan. Turbin angin berfungsi mengubah energi kinetik menjadi energi mekanik berupa putaran poros. Putaran poros tersebut kemudian digunakan untuk beberapa hal sesuai dengan kebutuhan seperti memutar generator agar menghasilkan listrik. Desain turbin angin sendiri secara umum terbagi menjadi 2, yaitu *Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)* dan *Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)*.

*Vertical Axis Wind Turbine (VAWT)* merupakan turbin angin yang memiliki poros yang dipasang tegak lurus terhadap arah datangnya aliran. Sudu diletakkan sejajar dengan poros yang mengakibatkan dapat menangkap datangnya angin dari segala arah. Jenis turbin ini cenderung menangkap gaya *drag* dari aliran dan sanggup menangkap angin dari segala arah. Ada beberapa tipe sudu pada turbin jenis ini, antara lain: Savonius dan Darrieus. Turbin Savonius memanfaatkan gaya *drag* sedangkan turbin Darrieus memanfaatkan gaya *lift*. *VAWT* memiliki beberapa kelebihan dan kekurangan. Kelebihannya antara lain: memiliki torsi yang cukup tinggi sehingga dapat berputar pada kecepatan angin rendah, tidak membutuhkan struktur menara yang besar, generator dapat ditempatkan di bagian bawah turbin sehingga mempermudah *maintenance*, dan dapat menerima angin dari segala arah. Sedangkan kekurangannya antara lain: biasanya memiliki daya keluaran yang rendah serta efisiensi yang buruk karena mengalami gaya *drag* dari angin.

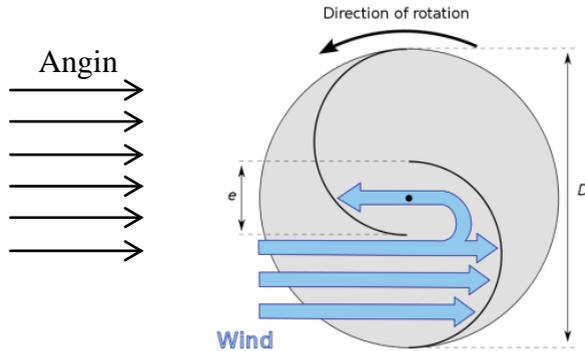
*Horizontal Axis Wind Turbine (HAWT)* merupakan turbin yang poros utamanya berputar menyesuaikan arah angin. Turbin jenis ini memiliki poros utama yang diletakkan di atas menara searah sumbu horizontal. Sudu turbin diletakkan di ujung poros tersebut dengan tujuan untuk menangkap turbulensi aliran dengan arah melawan arah datangnya angin. Biasanya turbin jenis ini diletakkan di belakang menara. Kelebihan dari turbin ini adalah mampu menangkap angin dengan kecepatan yang relatif kuat, namun memiliki kekurangan sulit dalam pemasangan, sering mengalami kerusakan akibat turbulensi aliran serta biaya transportasi yang cukup tinggi. Jenis turbin ini lebih cenderung menangkap gaya *lift* (gaya angkat) yang didapatkan dari aliran angin dan dibutuhkan angin dengan kecepatan yang tinggi.

## 2.2 Turbin Angin Savonius

Turbin angin Savonius merupakan jenis turbin angin tipe *drag*, yang berarti turbin ini menghasilkan daya dengan memanfaatkan gaya *drag* yang dihasilkan dari tiap-tiap sudunya. Berdasarkan gambar 2.1 dapat dilihat bahwa sudu turbin jenis ini dibedakan menjadi 2 jenis, yaitu *advancing blade* dan *returning blade*. Perbedaan mendasar kedua sudu ini terletak pada cekungan atau lengkungan dalam turbin. Bila *advancing blade* memiliki cekungan dalam sudu turbin tegak lurus dengan arah datangnya aliran (*flow direction*), maka *returning blade* memiliki cekungan dalam sudu turbin yang membelakangi arah datangnya aliran.



**Gambar 2.1** Turbin Angin Savonius



**Gambar 2.2** Persebaran Angin pada Turbin Angin Savonius

### 2.3 Bilangan Reynolds

Aliran fluida dapat dibedakan menjadi laminar dan turbulen menurut dari gerakan partikel fluida. Aliran laminar adalah partikel fluida yang bergerak pada lapisan yang lembut sedangkan aliran turbulen adalah partikel fluida yang bergerak secara acak pada arah 3 dimensi. Untuk mengetahui sebuah aliran fluida merupakan aliran laminar atau turbulen biasanya dilihat dari bilangan Reynolds-nya. Dimana bilangan Reynolds dapat ditulis sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho UL}{\mu} \quad (2.1)$$

dimana :

- Re : Bilangan Reynolds
- $\rho$  : massa jenis fluida
- U : kecepatan aliran fluida
- L : panjang karakteristik, dimana pada penelitian ini sebesar  $2D-b$  dengan  $D$  = diameter turbin dan  $b$  = *overlap* atau diameter poros turbin.
- $\mu$  : koefisien gesek statis benda

Bilangan Reynolds berbeda beda pada masing masing benda yang dilalui aliran. Untuk aliran dalam pipa  $Re < 2300$  termasuk aliran laminar dan  $Re > 2300$  untuk aliran turbulen. Sedangkan aliran melewati plat datar yang disusun secara parallel transisi terjadi para  $Re = 5 \times 10^5$  dan berbeda beda untuk setiap benda lainnya. Untuk menghitung *Reynolds number* aliran dalam pipa, parameter (D) yang digunakan adalah diameter pipa yang dilewati aliran.

## 2.4 Gaya Drag

*Drag* adalah sebuah komponen gaya yang bekerja pada sebuah bodi dengan arah gerak relatif tegak lurus dengan bodi tersebut. Pada dasarnya gaya *drag* dari aliran fluida yang bekerja bergantung pada beberapa hal yaitu luasan benda yang menerima gaya, kecepatan aliran, viskositas dan densitas fluida. Adapun jika dalam persamaan, nilai koefisien *drag* adalah:

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

dimana:

$C_D$  : Koefisien *drag*

$F_D$  : Gaya *drag*

$\rho$  : Densitas fluida

$U$  : Kecepatan fluida

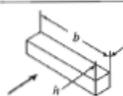
$A$  : Luas sapuan turbin yang ditabrak oleh angin

Persamaan di atas dapat digunakan untuk aliran inkompresibel pada berbagai benda. *Drag Coefficient* adalah bilangan tak berdimensi yang biasanya digunakan untuk mengekspresikan besarnya gaya *drag* yang muncul.

Gaya *drag* yang bekerja pada sebuah benda akan memiliki nilai yang berbeda. Hal tersebut bergantung dari bentuk maupun besar benda tersebut, serta besarnya kecepatan

fluida itu bergerak dan menyentuh benda tersebut. Setiap benda yang mengalami gaya *drag* akibat gerak aliran berkecepatan tertentu akan mengalami perilaku yang berbeda. Besar nilai  $C_D$  seperti dijelaskan oleh (**Hoerner,S.F., Fluid-Dynamic Drag**) yaitu terdapat pada tabel 2.1. Berdasarkan tabel di atas, dapat dilihat besar nilai  $C_d$  dari beberapa bentuk benda yang dialiri aliran yang memiliki bilangan Reynolds di atas 1000.

**Tabel 2.1** *Drag coefficient* untuk berbagai bentuk benda pada  $Re \geq 1000$

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*
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

## 2.5 Perhitungan Daya

Turbin angin memiliki prinsip utama laju energi angin yang dapat dikonversikan menjadi energi mekanik. Energi mekanik tersebut lalu dikonversikan menjadi hitungan daya. Secara teoritis energi mekanik turbin dipengaruhi oleh energi kinetik yang dihasilkan oleh udara serta laju aliran massa udara. Besarnya energi kinetik dapat dihitung menggunakan rumus seperti berikut:

$$Ek = \frac{1}{2} \cdot m \cdot U^2 \quad (2.3)$$

Massa udara yang bergerak dalam satuan waktu dengan kerapatan  $\rho$ , yaitu:

$$\dot{m} = \rho \cdot U \cdot A \quad (2.4)$$

Sehingga, besarnya daya yang dapat dihasilkan oleh angin yang berhembus dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U \times U^2$$

$$P_w = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3 \quad (2.5)$$

dengan:

$Ek$	= energi kinetik (Joule)
$P_w$	= daya angin (watt)
$\rho$	= massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )
$A$	= luas penampang turbin ( $\text{m}^2$ )
$U$	= kecepatan udara (m/s)

### 2.5.1 Perhitungan Daya yang Dihasilkan Turbin

Pada penelitian ini, besar daya yang dihasilkan oleh turbin dirumuskan sebagai berikut:

$$P_T = T \cdot \omega \quad (2.6)$$

dimana :

$P_T$  = Daya yang dihasilkan turbin (Watt)

$T$  = Torsi yang dihasilkan turbin (N.m), dimana dalam penelitian ini besar torsi diukur menggunakan dynamometer

$\omega$  = Kecepatan angular dari turbin (rad/s), didapat dari tachometer

## 2.6 Perhitungan *Coefficient of Power* ( $C_{op}$ )

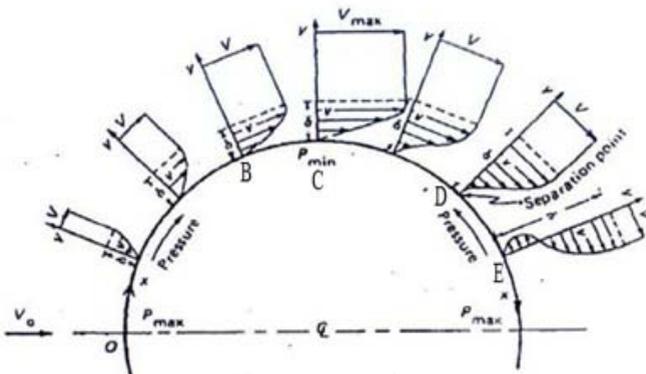
*Coefficient of Power* ( $C_{op}$ ) merupakan suatu perbandingan antara daya yang dihasilkan secara mekanik pada sudu oleh turbin angin terhadap daya yang dihasilkan oleh *drag force* yang dihasilkan oleh aliran udara. Persamaan *Coefficient of Power* ( $C_{op}$ ) dapat ditulis sebagai berikut:

$$C_{op} = \frac{P_T}{P_w}$$

$$C_{op} = \frac{T \cdot \omega}{\frac{1}{2} \rho A U^3} \quad (2.7)$$

## 2.7 Aliran Melintasi Sebuah Silinder

Suatu aliran fluida yang melewati sebuah silinder sirkular akan mengalami perubahan kondisi akibat kontur bodi silinder tersebut. Profil kecepatan aliran akan berdeformasi karena adanya gaya gesek yang muncul dari bodi silinder. Skema aliran melewati sebuah silinder ditunjukkan pada gambar 2.2, yang menjelaskan perubahan profil kecepatan aliran fluida akibat pengaruh bodi silinder terhadap tekanan dan kecepatan aliran fluida tersebut.

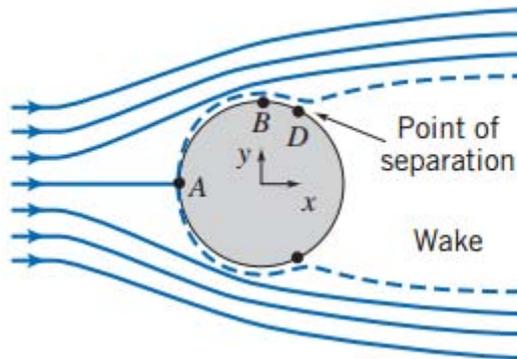


**Gambar 2.3** Skema aliran fluida melewati silinder pada sisi *upstream*

Pada titik pertemuan pertama antara fluida dan bodi silinder, kecepatan aliran memiliki kecepatan nol tanpa adanya gesekan. Titik pada kondisi ini disebut sebagai titik stagnasi dimana memiliki tekanan yang maksimum.

Pada titik A sampai C, kecepatan meningkat sedangkan tekanan menurun, sampai pada titik C terdapat tekanan minimal dan kecepatan maksimal aliran fluida. Momentum aliran yang digunakan untuk menggerakkan aliran semakin berkurang pada titik ini. Naiknya kecepatan diikuti dengan perubahan aliran yang semakin turbulen. Kondisi demikian disebabkan oleh adanya tegangan geser yang timbul akibat kontak aliran dengan bodi silinder. Dimana tegangan geser memiliki arah yang berlawanan dengan arah datangnya aliran. Lalu dari titik C ke titik D, aliran mengalami penurunan kecepatan seiring dengan naiknya. Sampai pada titik E, momentum aliran sudah tidak mampu melawan tegangan geser bodi silinder dan tekanan sehingga muncul *fenomena adverse pressure gradient* atau disebut tekanan balik yang menyebabkan aliran mengalami *backflow*. Sebab itu, aliran sudah tidak mampu lagi mengikuti kontur bodi silinder. Sehingga aliran meninggalkan kontur bodi silinder. Titik dimana aliran meninggalkan bodi silinder disebut titik separasi. Peristiwa separasi terjadi akibat adanya tegangan geser dan *adverse pressure gradient* yang berpengaruh.

Peristiwa separasi ditunjukkan pada gambar 2.3 yang mana menghasilkan munculnya daerah wake pada bagian belakang silinder. Daerah wake adalah daerah dimana memiliki tekanan rendah akibat perbedaan tekanan antara boundary layer bagian atas dan bawah yang terpisah.



**Gambar 2.4** Skema terjadinya separasi aliran fluida

Setiap aliran memiliki titik separasi yang berbeda beda. Aliran turbulen memiliki titik separasi yang lebih jauh. Hal itu disebabkan oleh momentum yang dimiliki aliran lebih mampu untuk melawan tegangan geser sehingga menunda terjadinya separasi. Daerah *wake* yang terbentuk akan semakin kecil. Besar daerah *wake* berbanding lurus dengan gaya *drag* yang dihasilkan pada daerah tersebut.

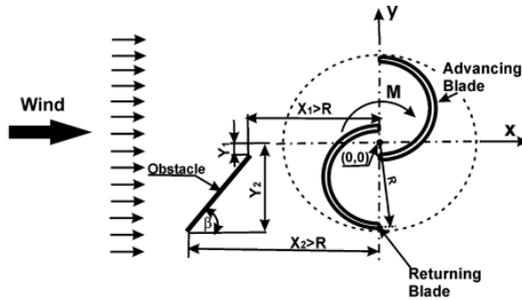
## 2.8 Penelitian Terdahulu

Dalam melakukan eksperimen atau penelitian ini, dibutuhkan referensi dari penelitian-penelitian terdahulu. Beberapa penelitian yang akan dijelaskan adalah tentang optimasi dari turbin angin tipe Savonius dan aliran melewati silinder pengganggu.

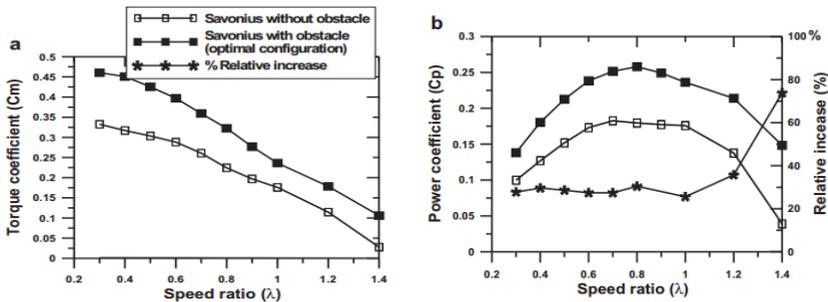
### 2.8.1 Penelitian Optimasi Turbin Angin Tipe Savonius

Penelitian untuk meningkatkan kinerja turbin Savonius telah dilakukan oleh **Mohamed et al, 2010**. Penelitian tersebut menggunakan sebuah benda penghalang berupa plat datar yang diletakkan di depan *returning blade* dengan sudut benda penghalang ( $\beta$ ). Data yang diambil untuk mendukung penelitian

ini adalah nilai torque coefficient ( $C_m$ ) dan power coefficient ( $C_p$ ). Variasi yang digunakan adalah nilai *speed ratio* ( $\lambda$ ) pada rentang 0,3 – 1,4. Skema alat yang digunakan ditunjukkan pada gambar 2.5 dengan susunan benda penghalang aliran diposisikan dengan sudut ( $\beta$ ) tertentu.



**Gambar 2.5** Skema alat penelitian optimasi kinerja turbin Savonius (Mohamed et al, 2010)



**Gambar 2.6** Grafik pengaruh *speed ratio* terhadap (a) *torque coefficient* dan (b) *power coefficient*.

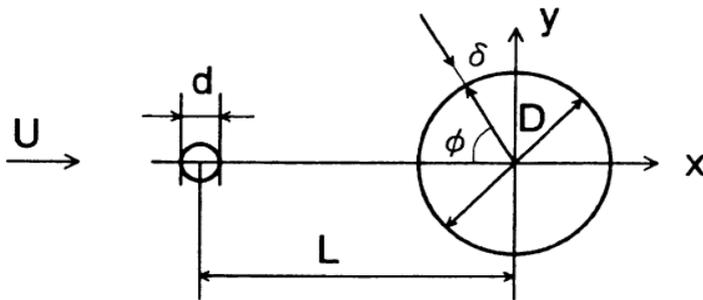
Hasil yang didapatkan tertera pada gambar 2.6 (a) dan (b). Pada gambar 2.6 (a) data grafik nilai  $C_m$  terhadap variasi *speed ratio* ditunjukkan besar  $C_m$  semakin menurun ketika *speed ratio* semakin tinggi. Pengaruh benda penghalang menghasilkan

nilai  $C_m$  yang lebih besar dibandingkan konfigurasi turbin Savonius tanpa penghalang. Nilai  $C_m$  terbukti meningkat sebesar 0,068 dengan menggunakan konfigurasi benda penghalang.

Gambar 2.6 (b) data grafik nilai  $C_p$  terhadap perubahan *speed ratio* menunjukkan adanya pengaruh kenaikan besar  $C_p$  akibat adanya benda penghalang. Nilai  $C_p$  akibat adanya benda penghalang mengalami kenaikan secara keseluruhan sebesar 27,3%. Konfigurasi optimal didapatkan pada sudut ( $\beta = 100,83^\circ$ ) dengan besar  $C_p = 0,2503$ .

### 2.8.2 Penelitian Aliran Melewati Silinder Pengganggu

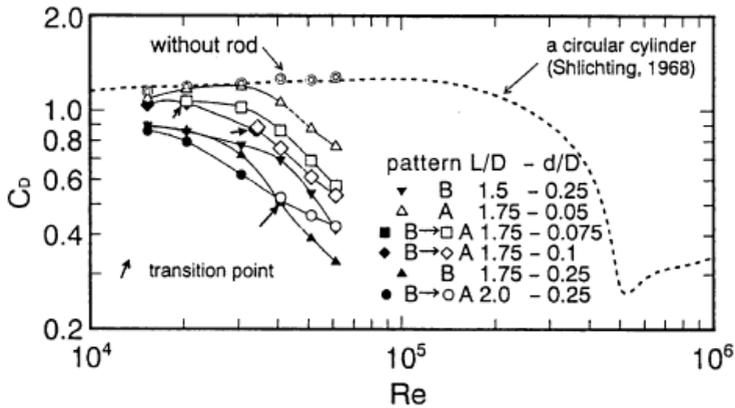
Salah satu penelitian tentang aliran melewati silinder pengganggu telah dilakukan oleh (Tsutsui dan Igarashi, 2002) yaitu penelitian dengan meletakkan benda pengganggu berupa silinder sirkular yang diletakkan di depan silinder utama. Berikut skema penelitian yang dilakukan.



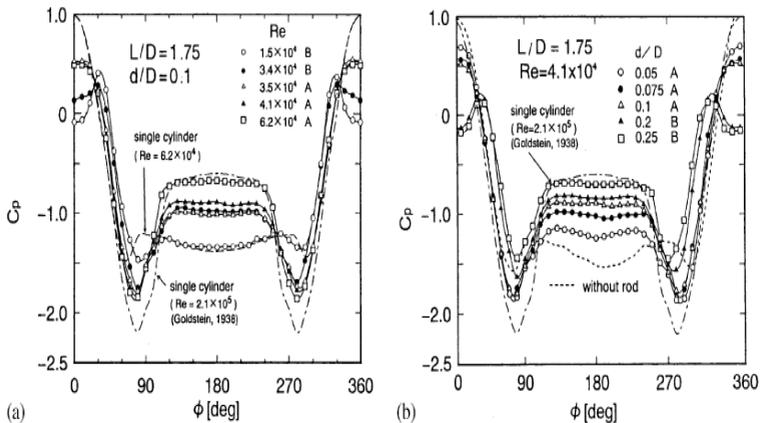
**Gambar 2.7** Skema konfigurasi benda uji (Tsutsui Igarashi, 2002)

Penelitian ini bertujuan untuk memperkecil gaya *drag* yang diterima oleh silinder utama. Adapun variasi yang dilakukan untuk memperoleh hasil maksimal adalah variasi jarak anatar pusat silinder ( $L/D$ ), perbandingan diameter silinder pengganggu dan silinder utama ( $d/D$ ) serta perubahan bilangan Reynolds pada rentang  $1,5 \times 10^4 \leq Re \leq 6,2 \times 10^4$ .

Silinder utama yang digunakan memiliki diameter sebesar 40 mm dengan variasi diameter silinder pengganggu dari 1-10 mm serta variasi jarak kedua pusat silinder dari 50 sampai 120 mm. Dari penelitian tersebut didapatkan hasil bahwa peningkatan bilangan reynolds ( $Re$ ) dan variasi  $d/D$  serta penurunan harga  $L/D$  maka harga koefisien *drag* semakin menurun. Dari gambar 2.8 ditunjukkan bahwa grafik perubahan kenaikan nilai  $Re$  terhadap koefisien *drag* yang semakin menurun. Pada peningkatan bilangan Reynolds di atas  $3 \times 10^4$ , terdapat fenomena separasi yang semakin tertunda diakibatkan tebal *Shear Layer* yang semakin berkurang. Hal itu menyebabkan daerah wake yang terbentuk semakin menyempit sehingga nilai koefisien *drag* menurun.



**Gambar 2.8** Grafik pengaruh perubahan nilai  $Re$  terhadap nilai koefisien *drag* ( $C_D$ )



(a) Dengan variasi  $Re$   
 (b) Dengan variasi  $d/D$

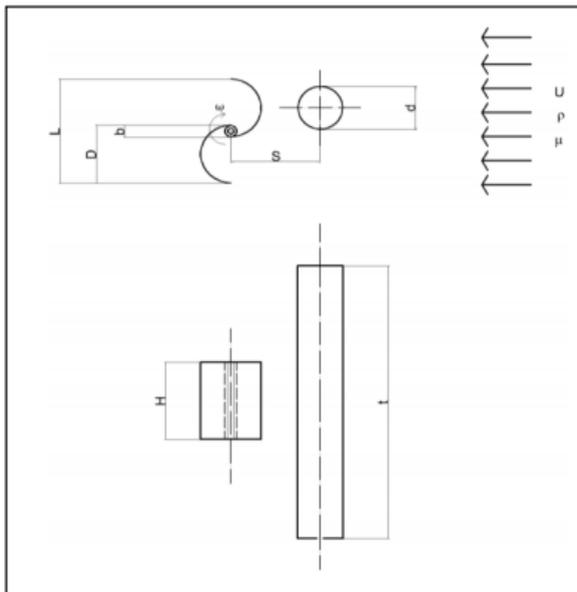
**Gambar 2.9** Grafik distribusi tekanan pada silinder sirkuler utama  
 (Tsutsui dan Igarashi, 2002)

Pengaruh benda pengganggu terhadap silinder utama juga ditunjukkan pada perubahan nilai  $C_p$  pada silinder utama. Penelitian dilakukan dengan memvariasikan bilangan Reynolds pada percobaan (a) dan variasi besar  $d/D$  dengan nilai  $Re$  dan besar  $L/D$  tetap pada percobaan (b). Variasi bilangan *Reynolds* pada gambar 2.9 (a) dilakukan pada  $L/D = 1,75$  dan  $d/D = 0,1$ . Pada kenaikan bilangan *Reynolds* didapatkan hasil bahwa nilai  $C_p$  semakin menurun pada bagian depan silinder utama. Dari grafik tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa dengan adanya penambahan benda pengganggu, menyebabkan semakin menyempitnya daerah *wake* yang terbentuk pada bagian belakang silinder utama.

Sedangkan pada gambar (b) percobaan dilakukan dengan variasi diameter silinder sirkuler utama yang dilakukan pada  $L/D = 1,75$  dan  $Re = 4,1 \times 10^4$ . Pada grafik tersebut dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan diameter silinder pengganggu yang semakin meningkat maka  $C_p$  pada bagian depan silinder sirkuler

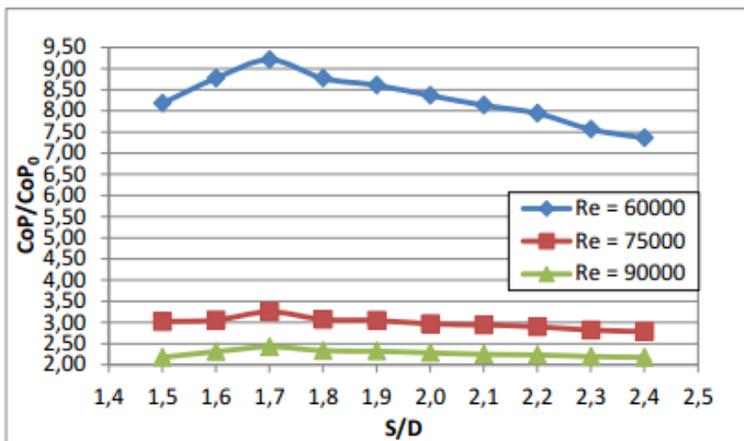
utama mengalami penurunan. Dari grafik 2.9 (b) dapat disimpulkan bahwa dengan penambahan silinder pengganggu dengan variasi diameter yang semakin meningkat maka lebar *wake* dibelakang silinder sirkular utama semakin menyempit.

Penelitian berikutnya dilakukan oleh **Retno Dewi (2016)** tentang optimalisasi daya output dari turbin angin tipe *Savonius* dengan menggunakan pengganggu silinder dengan ukuran dimensi diameter 45 mm, panjang 280 mm, dan jarak dari pusat *returning blade* turbin angin  $(S/D) = 1,5/D \leq 2,4$ . Pada penelitian ini, penggunaan silinder pengganggu sirkular yang diletakkan di depan *returning blade* turbin angin Savonius terbukti efektif dalam meningkatkan performa dari turbin angin Savonius.



**Gambar 2.10** Skema alat penelitian optimasi kinerja turbin Savonius dengan menggunakan penghalang silinder (**Retno Dewi, 2016**).

Skema alat yang digunakan ditunjukkan pada gambar 2.10 memosisikan silinder pengganggu sejajar dengan pusat dari *returning blade* dengan jarak S/D tertentu. Pada penelitian ini, didapatkan jarak pusat *returning blade* turbin angin savonius dengan pusat silinder pengganggu yang efektif pada  $S/D = 1,7$ , semua variasi *Reynolds Number* yang ditandai dengan nilai puncak (*peak value*) dari putaran, torsi statis dan *Coefficient of Power* turbin Angin Savonius berpengganggu berada pada jarak S/D tersebut. Pada *Reynolds Number* sebesar  $6,0 \times 10^4$  didapatkan kenaikan maksimal dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 821%. Pada *Reynolds Number* sebesar  $7,5 \times 10^4$  didapatkan kenaikan maksimal dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 225%. Sedangkan pada *Reynolds Number* sebesar  $9,0 \times 10^4$  didapatkan kenaikan maksimal dari nilai *Coefficient of Power* sebesar 142%. Besarnya kenaikan dari *Coefficient of Power* dapat dilihat pada gambar 2.11.



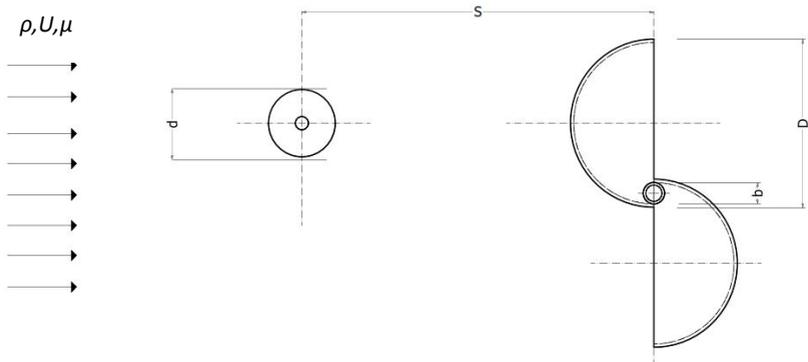
**Gambar 2.11** Grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) fungsi jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$  (Retno Dewi, 2016)

Penelitian dilakukan menggunakan wind tunnel dengan jenis subsonic, open circuit. Berdasarkan hasil penelitian yang didapat, perbandingan antara luasan turbin angin dengan wind tunnel terlalu besar, sehingga diperkirakan efek dari *blockage* pada aliran *freestream* di wind tunnel semakin besar. Oleh karena itu diperlukan penelitian lanjutan dengan mengurangi efek *blockage* dari permukaan yang mengelilingi turbin.

## BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Parameter yang Diukur

Untuk melakukan penelitian ini diperlukan parameter yang akan dianalisa. Berikut gambar 3.1 yang menjelaskan parameter dan skema penelitian:



**Gambar 3.1** Skema Penelitian dan parameter yang diukur

Berdasarkan skema penelitian pada gambar 3.1, maka parameter yang diukur antara lain:

- $D$  : diameter sudu Turbin Savonius (m)
- $S$  : jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)
- $d$  : diameter silinder pengganggu (m)
- $U$  : kecepatan aliran (m/s)
- $\rho$  : massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )
- $\mu$  : viskositas udara ( $\text{Ns/m}^2$ )
- $b$  : diameter poros Turbin Savonius (m)

### 3.2 Analisa Dimensi

Pada penelitian ini dibutuhkan analisa dimensi untuk mengetahui apakah suatu parameter berpengaruh terhadap suatu

penelitian atau tidak. Parameter-parameter yang mempengaruhi karakteristik aliran adalah densitas fluida ( $\rho$ ), viskositas fluida ( $\mu$ ), kecepatan fluida ( $U$ ), diameter silinder pengganggu ( $d$ ), diameter turbin ( $D$ ), dan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu ( $S/D$ ).

### 3.2.1 Analisis Dimensi untuk *Coefficient of Power*

Langkah-langkah analisis dimensi yaitu sebagai berikut :

1. Menentukan parameter-parameter yang mempengaruhi *power*

$$P = f(\rho, \mu, U, D, d, S, H, T, b, n)$$

Jumlah parameter ( $n$ ) = 11 parameter

Parameter-parameter tersebut adalah:

$P$  = Power (J/s)

$\rho$  = massa jenis udara ( $\text{kg/m}^3$ )

$\mu$  = viskositas udara ( $\text{Ns/m}^2$ )

$U$  = kecepatan aliran (m/s)

$D$  = diameter sudu Turbin Savonius (m)

$d$  = diameter silinder pengganggu (m)

$S$  = jarak antara pusat silinder pengganggu dengan pusat *returning blade* (m)

$H$  = Tinggi turbin angin (m)

$t$  = Tinggi silinder pengganggu (m)

$b$  = Diameter poros turbin angin (m)

$n$  = Putaran sudu turbin (rpm)

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

Dipilih  $M, L, t$ .

3. Membuat dimensi primer dari parameter-parameter yang dipilih.

Paramete r	$P$	$\rho$	$M$	$U$	$D$	$d$	$S$	$H$	$T$	$b$	$n$
---------------	-----	--------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

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

4. Memilih parameter berulang yang jumlahnya (m) sama dengan jumlah dimensi primer (r) yang digunakan yaitu :  $\rho, U, D$ .

Jumlah parameter berulang (m) = r = 3.

5. Menentukan grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan. Jumlah grup tanpa dimensi yang akan dihasilkan = n-m = 7 - 3 = 4 grup tanpa dimensi.

$$i. \quad \pi_1 = \rho^a U^b D^c P = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a \left(\frac{L}{t}\right)^b (L)^c \left(\frac{M L^2}{t^3}\right) = (M^0 L^0 t^0)$$

dimana :

$$M \quad : a + 1 = 0$$

$$L \quad : -3a + b + c + 2 = 0$$

$$t \quad : -b - 3 = 0$$

diperoleh :

$$a = -1 ; b = -3 ; c = -2$$

sehingga :

$$\pi_1 = \rho^{-1} U^{-3} D^{-2} P$$

atau

$$\pi_1 = \frac{P}{\rho U^3 D^2}$$

- ii. Dengan cara yang sama diperoleh:

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

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

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

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

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

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

$$\pi_8 = \frac{nD}{U}$$

Dari analisis dimensi diatas diperoleh grup tak berdimensi sebagai berikut :

$\pi_1 = \text{Coefficient of Power}$

$\pi_2 = \text{bilangan Reynolds}$

$\pi_3 = \text{ratio diameter silinder pengganggu dengan diameter turbin angin}$

$\pi_4 = \text{ratio jarak antara pusat } \textit{returning blade} \text{ dengan silinder pengganggu}$

$\pi_5 = \text{ratio tinggi turbin angin dengan diameter turbin angin}$

$\pi_6 = \text{ratio tinggi silinder pengganggu dengan diameter turbin angin}$

$\pi_7 = \text{ratio diameter } \textit{overlap} \text{ (poros) dengan diameter turbin angin}$

$\pi_8 = \text{Tip Speed Ratio}$

Hubungan antara grup tak berdimensi sebagai berikut :

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

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

Pada penelitian ini,  $\frac{d}{D}, \frac{H}{D}, \frac{t}{D}, \frac{b}{D}$  sebagai variabel tetap, sedangkan  $\frac{S}{D}, \frac{\mu}{\rho V D}$  dan  $\frac{nD}{U}$  divariasikan agar dapat mengetahui seberapa besar pengaruhnya terhadap *Coefficient of Power* pada turbin angin sehingga :

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

Dalam hal ini D sebanding dengan L, untuk  $L = 2D - b$  maka:

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

atau

$$C_{op} = f_4 \left( \frac{S}{D}, Re, TSR \right) \quad (3.1)$$

### 3.3 Peralatan

#### 3.3.1 Blower

Pada penelitian ini menggunakan blower untuk menghasilkan kecepatan angin yang akan digunakan dalam pengujian performa turbin angin Savonius. Blower yang digunakan yaitu **CKE SPV-18**. Untuk Spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada Tabel 3.1

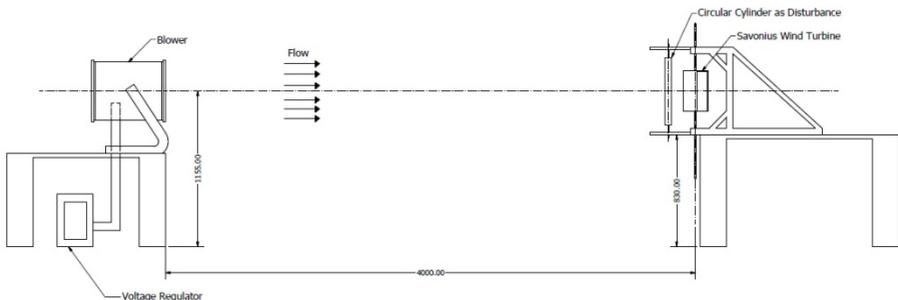


**Gambar 3.2** Blower CKE SPV-18

**Tabel 3.1** Spesifikasi Blower CKE SPV-18

<b>SPECIFICATIONS</b>	
<b>Diameter</b>	18 inch / 450 mm
<b>Speed</b>	2850 RPM
<b>Air Flow</b>	4413 CFM
<b>Power</b>	1700 Watt
<b>ST Press</b>	520 Pa
<b>Phase</b>	1
<b>Voltage</b>	220 – 240 V

Skema penelitian yang dilakukan adalah dengan meletakkan blower sejauh 4 meter di depan turbin angin Savonius, yang dapat dilihat pada gambar 3.3

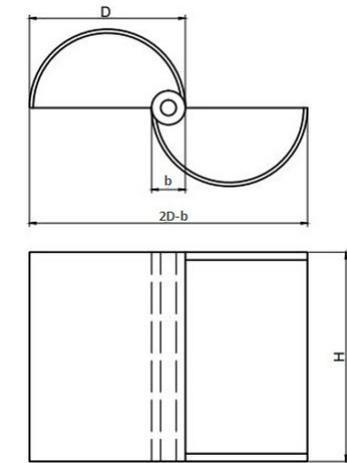
**Gambar 3.3** Skema penelitian dan dimensi alat

### 3.3.2. Benda Uji

Pada penelitian ini, sebagai benda kerja digunakan turbin angin tipe Savonius dengan pengganggu berupa silinder pejal.

- a. Profil turbin angin tipe Savonius sebagai berikut :
  - Diameter sudut turbin (D) : 101.6 mm
  - Tinggi (H) : 300 mm

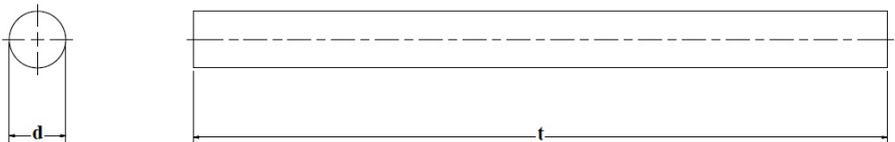
- Diameter turbin ( $2D-b$ ) : 190.2 mm
- Overlap diameter ( $b$ ) : 13 mm



**Gambar 3.4** Turbin Angin Savonius

- b. Profil Silinder Pengganggu dapat dilihat pada gambar 3.5. Dengan dimensi sebagai berikut:

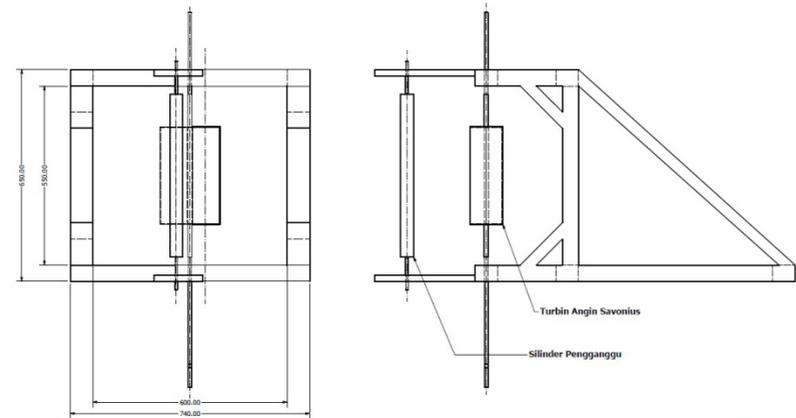
- Diameter ( $d$ ) : 40.64 mm
- Tinggi ( $t$ ) : 500 mm
- Jarak dari pusat *returning blade* turbin angin  
 $(S/D) = 1,5 \leq \frac{S}{D} \leq 2,4$



**Gambar 3.5** Sketsa Bentuk Silinder Pengganggu

### 3.3.3 Penyangga Turbin Angin Savonius

Pada penelitian digunakan sebuah penyangga yang digunakan sebagai tempat peletakkan turbin angin Savonius dan juga silinder pengganggu. Berikut skema dari penyangga turbin angin Savonius:



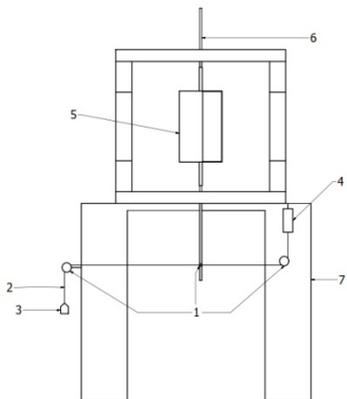
**Gambar 3.6** Penyangga Turbin Angin Savonius

### 3.3.4 Alat Ukur

Pada penelitian ini digunakan beberapa alat ukur untuk mendapatkan putaran turbin angin dan torsi yang dihasilkan.

#### a. Brake Dynamometer

*Brake* dynamometer merupakan alat ukur yang berfungsi untuk mengukur torsi yang dihasilkan oleh putaran suatu objek. *Brake* dynamometer yang digunakan, dapat dilihat pada gambar 3.7 yang didasarkan dari penelitian yang dilakukan oleh Mahmoud et al (2010).



(a) Skema desain awal

(b) Foto dari skema *brake dynamometer***Gambar 3.7** Skema Pengukuran *Brake Dynamometer*

Keterangan:

1. Sistem *pulley*
2. Benang Nilon
3. Massa pemberat
4. Pegas
5. Turbin angin Savonius
6. Poros turbin angin Savonius
7. Struktur Penyanggah turbin angin Savonius

Pengukuran yang dilakukan adalah dengan skema yang terdiri dari sistem *pulley*, massa pemberat dan pegas yang dihubungkan oleh benang nilon dengan merk **Optimum** yang menyelubungi dari poros turbin angin Savonius. Besarnya daya yang terukur sesuai dengan persamaan 2.8, dimana torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius dapat diukur oleh *brake dynamometer*. Torsi dinamis yang dihasilkan oleh turbin angin Savonius diukur ketika turbin berputar. Massa

pemberat ditambahkan dengan berbagai variasi hingga turbin berhenti berputar.

**Tabel 3.2** Spesifikasi Pegas

<b>SPECIFICATIONS</b>	
<b>Range</b>	0 to 5 N ; 0 to 500 g
<b>Resolution</b>	1 N ; 10 g

**Tabel 3.3** Spesifikasi Benang Nilon Optimum

<b>SPECIFICATIONS</b>	
<b>Kekuatan</b>	15 lbs ; 6,8 kg
<b>Diameter</b>	1 mm

Dalam penelitian ini, sebagai massa pemberat dalam sistem *brakedynamometer* yang digunakan, dipakai berbagai macam benda, antara lain akrilik, plat aluminium tipis, serta baut dan mur. Untuk mengukur besarnya massa pemberat adalah dengan menggunakan timbangan. Timbangan yang digunakan dalam penelitian ini adalah **Shimadzu ELB300**. Untuk spesifikasi yang lebih detail dapat dilihat pada tabel 3.4

**Tabel 3.4** Spesifikasi Timbangan Shimadzu ELB300

<b>SPECIFICATIONS</b>	
<b>Weighing Capacity</b>	300 g
<b>Minimum Display</b>	0,01 g
<b>Standard deviation</b>	0,01 g
<b>Linearity errors</b>	$\pm 0,01$ g
<b>Pan size</b>	$\emptyset$ 110 mm



**Gambar 3.8** Timbangan Shimadzu ELB300

b. Tachometer

Tachometer merupakan alat ukur digital yang digunakan untuk mengukur kecepatan rotasi dari sebuah objek. Tachometer yang digunakan pada penelitian ini yaitu *Economical Non-Contact Pocket Optical Tachometer OMEGA* seri HHT12 dengan akurasi pembacaan 0.01% atau  $\pm 1$  digit.



**Gambar 3.9** Tachometer OMEGA seri HHT12

**Tabel 3.5** Spesifikasi Tachometer OMEGA seri HHT12

<b>SPECIFICATIONS</b>	
<b>Range</b>	5 to 99.999 rpm
<b>Accuracy</b>	0,01 % of reading or $\pm 1$ digit
<b>Resolution</b>	0,001 to 1,0 rpm
<b>Display</b>	5-digit alphanumeric LCD
<b>Memory</b>	Max, min and last
<b>Power</b>	2 "AA" 1,5 V dc batteries
<b>Environmental</b>	5 to 40° C

c. Anemometer

Anemometer adalah sebuah perangkat yang digunakan untuk mengukur kecepatan angin. Anemometer yang digunakan dalam penelitian ini adalah **OMEGA HHF92A Digital Anemometer**. Pengukuran dapat dilakukan dalam beberapa satuan pengukuran yaitu ft/min, mph, knots, m/s, dan km/h. Selain itu, alat ini dapat mengukur temperatur udara dalam satuan °F dan °C.

**Gambar 3.10** Anemometer OMEGA HHF92A

**Tabel 3.6** Spesifikasi Omega HHF92A Digital Anemometer

<b>SPECIFICATIONS</b>	
<b>Fan Diameter</b>	70 mm
<b>Auto Power Off</b>	20 min
<b>Display</b>	Dual 4-digit LCD
<b>Display Size</b>	37 x 42 mm (1-1/4 x 1-5/8"); 9999 max reading
<b>Air Flow</b>	
<b>Range</b>	<b>Resolution</b>
80 to 6900 ft/m	1 ft/min
0.4 to 35 m/s	0.01 m/s
0.9 to 78 mph	0.1 mph
0.8 to 68 knots	0.1 knots
1,4 to 126 km/hr	0.1 km/hr
<b>Temperature</b>	
<b>Range</b>	<b>Resolution</b>
-10 to 50 °C	0.1 °C
14 to 122 °F	0.1 °F

d. Torsimeter (*Torquemeter*)

Sensor torsi atau torsi transduser atau torquemeter adalah perangkat untuk mengukur dan merekam torsi pada sistem berputar, seperti mesin, crankshaft, gearbox, transmisi, rotor, engkol sepeda atau Cap Torque Tester. Dimana satuan yang biasa dipakai adalah in·oz, in·lb, ft·lb, N·m, cN·m, kgf·cm, gf·cm, kgf·fm.



**Gambar 3.11** Torquemeter

**Tabel 3.7** Spesifikasi Torque meter LUTRON mode TQ-8800

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

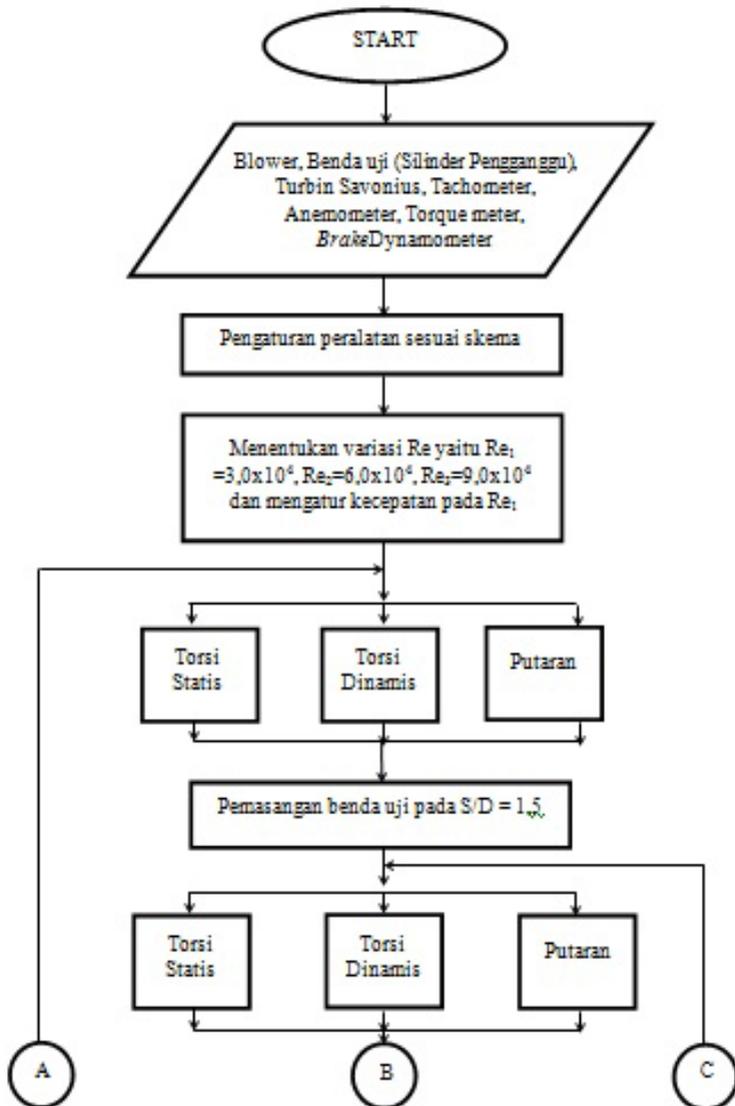
### 3.4 Prosedur Penelitian

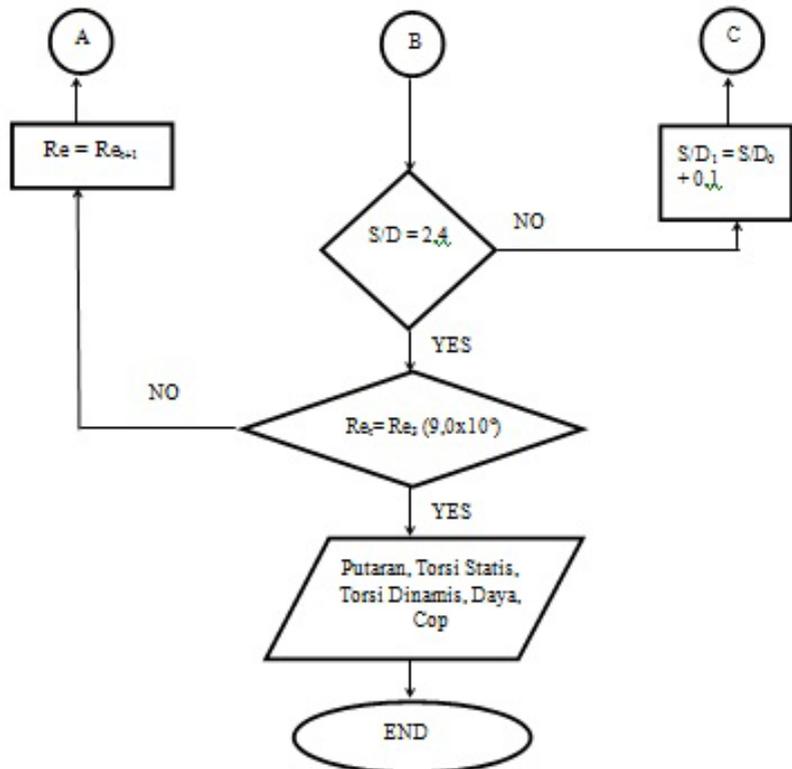
Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam pengambilan data pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Perencanaan peralatan yang akan digunakan
2. Pemasangan benda uji pada rangka yang sudah dibuat
3. Menyalakan *Fan* dan mengatur besar frekuensi dengan menggunakan inverter sehingga didapatkan nilai kecepatan sesuai dengan yang diharapkan
4. Melakukan pengukuran temperatur dan kecepatan angin dengan menggunakan anemometer

5. Mengukur kecepatan angin dengan menggunakan anemometer untuk mendapatkan *Reynolds Number* yang diinginkan, yaitu  $3,0 \times 10^4$
6. Melakukan pengukuran putaran turbin angin dengan menggunakan Tachometer
7. Melakukan pengukuran torsi dinamis dengan menggunakan *brakedynamometer*
8. Mematikan *Fan*
9. Mengulangi langkah 3 sampai 8 dengan mengubah bilangan Reynolds menjadi  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$
10. Memasang silinder pengganggu di depan *returning blade* dengan jarak antara pusat *returning blade* turbin angin dan silinder pengganggu (S/D) adalah 1,5 (S =  $1,5 \times 101,6 = 152,4$  mm)
11. Mengulangi langkah 3 sampai 11 dengan mengubah S/D sebesar 1,6 ; 1,7 ; 1,8 ; 1,9 ; 2,0 ; 2,1 ; 2,2 ; 2,3 ; dan 2,4
12. Mematikan *fan*
13. Mengolah semua data yang diperoleh (putaran dan torsi dinamis) dan melakukan plotting grafik torsi dinamis terhadap S/D, putaran terhadap S/D, dan *Coefficient of Power (Cop)* terhadap S/D
14. Membandingkan hasil data yang diperoleh antara turbin angin Savonius berpengganggu dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

### 3.5 Flowchart Penelitian





**Gambar 3.12** Flowchart Penelitian

[halaman ini sengaja dikosongkan]

## BAB 4

### ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Data Penelitian

##### 4.1.1 Perhitungan Bilangan Reynolds

- **Massa Jenis Udara ( $\rho$ )**

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

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

Karena  $V = \frac{m}{\rho}$ , maka persamaan 4.1 berubah menjadi:

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

dimana:

$P_1$  = tekanan absolut udara pada keadaan 1 (acuan)  
 $= 1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

$T_1$  = temperatur udara pada keadaan 1 (acuan)  
 $= 288,2 \text{ K}$

$\rho_1$  = massa jenis udara pada keadaan 1 (acuan)  
 $= 1,225 \text{ kg/m}^3$

$m_1$  = massa udara pada keadaan 1 (acuan)

$P_2$  = tekanan absolut udara pada keadaan 2  
 (penelitian)

$T_2$  = temperatur udara pada keadaan 2 (penelitian)  
 $= 27^\circ\text{C} = 300\text{K}$

$\rho_2$  = massa jenis udara pada keadaan 2 (penelitian)

$m_2$  = massa udara pada keadaan 2 (penelitian)

Keadaan 1 dan 2 berada pada ketinggian yang sama sehingga  $P_1 = P_2$  dan karena massa udara pada keadaan 1 dan 2 maka  $m_1 = m_2$ . Dari batasan tersebut, maka persamaan 4.2 menjadi :

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

$$\rho_2 = \frac{288,2 \text{ K} \times 1,225 \text{ kg/m}^3}{300 \text{ K}} = 1,1768 \text{ kg/m}^3$$

- **Viskositas Udara ( $\mu$ )**

Untuk perhitungan viskositas udara digunakan persamaan Sutherland, yaitu:

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

dimana untuk udara :

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

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

T = temperatur saat penelitian = 300 K

Dari nilai-nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.4, sehingga didapatkan:

$$\mu = \frac{1,458 \times 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m.s.K}^{1/2}} \cdot (300 \text{ K})^{3/2}}{(110,4 + 300) \text{ K}}$$

$$= 1,846 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$$

- **Kecepatan (U)**

Berdasarkan persamaan 2.1, maka kecepatan pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  adalah sebagai berikut:

$$U = \frac{Re \times \mu}{\rho \times L} \quad (4.5)$$

dimana:

L = Panjang karakteristik yang diukur pada medan aliran, dalam kasus ini adalah diameter turbin

$$= 2D - b = (2 \times 101,6 \text{ mm}) - 13 \text{ mm} = 190,2 \text{ mm}$$

$$= 0,1902 \text{ m}$$

Dari nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam persamaan 4.5, sehingga didapatkan :

$$U = \frac{(3,0 \times 10^4) \times (1,846 \times 10^{-5} \frac{kg}{ms})}{1,1768 \frac{kg}{m^3} \times 0,1902 m} = 2,47 \text{ m/s}$$

## 4.2 Contoh Perhitungan

### 4.2.1 Perhitungan *Tip Speed Ratio* (TSR)

Persamaan untuk mendapatkan TSR pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  adalah sebagai berikut:

$$TSR = \frac{\omega \cdot R}{U} \quad (4.6)$$

dimana:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}; n = \text{rpm pada bilangan Reynolds } 3,0 \times 10^4$$

$$\omega = \frac{2\pi (86,8)}{60} = 9,0933 \text{ rad/s}$$

R = jari-jari sudu turbin angin

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

$$R = \frac{(2 \times 101,6 \text{ mm}) - 13 \text{ mm}}{2} = 95,1 \text{ mm} = 0,0951 \text{ m}$$

U = kecepatan pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  yaitu 2,47 m/s

Sehingga didapatkan nilai TSR:

$$TSR = \frac{9,0933 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 0,0951 \text{ m}}{2,47 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,3487$$

### 4.2.2 Perhitungan Besar Nilai Torsi Dinamis

Besar nilai torsi dinamis didapatkan dari mekanisme sistem *brakedynamometer* seperti pada gambar 3.7. Persamaan

untuk mendapatkan nilai torsi dinamis pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  adalah sebagai berikut:

$$T = \{(m - s)g\} \times r \quad (4.7)$$

dimana:

$m$  = massa beban, yang dihitung dari jumlah beban yang ditambahkan (gram)

$s$  = massa pegas yang dilihat pada skala pegas (gram)

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

$r$  = jari-jari *disc* penghambat turbin =  $0,01 \text{ m}$

Sehingga didapatkan nilai torsi dinamis:

$$\begin{aligned} T &= \left\{ \left( \frac{40-35}{1000} \right) \right\} kg \cdot (9,81) \frac{m}{s^2} \cdot 0,01m \\ &= 0,000491 Nm = 0,0491 Ncm \end{aligned}$$

### 4.2.3 Perhitungan *Coefficient of Power* (CoP)

Persamaan untuk mendapatkan CoP pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  adalah sebagai berikut:

$$CoP = \frac{\{(massa \text{ beban} - massa \text{ pegas})g\} \times r \times \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot U^3} \quad (4.8)$$

dimana:

$A$  = Luas sapuan pada turbin yang ditabrak oleh angin

$$A = L \cdot H = 0,1902 \text{ m} \times 0,3 \text{ m} = 0,05706 \text{ m}^2$$

Sehingga didapatkan nilai CoP:

$$\begin{aligned} CoP &= \frac{\left\{ \left( \frac{40-35}{1000} \right) \right\} kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,01m \cdot 9,0933 \frac{rad}{s}}{\frac{1}{2} \cdot 1,1768 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,05706 \text{ m}^2 \cdot \left( 2,47 \frac{m}{s} \right)^3} = 0,00881 = \\ &0,881 \% \end{aligned}$$

### 4.3 Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

#### 4.3.1 Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

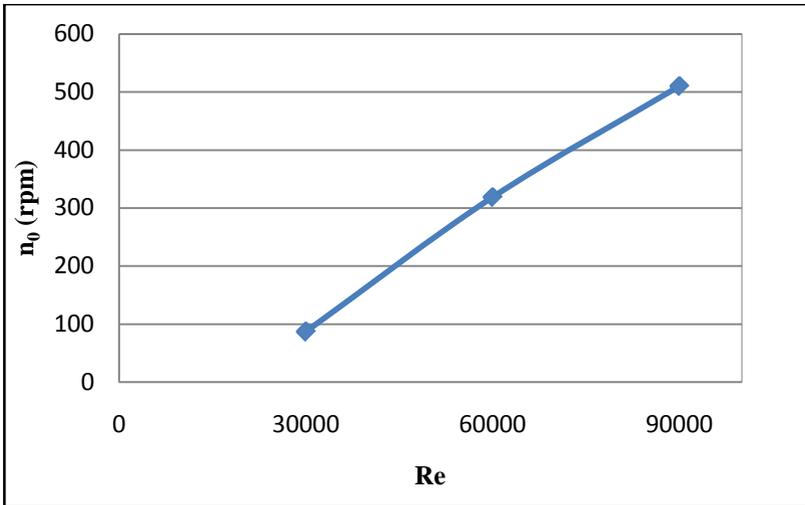
Tabel 4.1 menunjukkan data hasil pengukuran dari putaran dan torsi statis pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu. Selain itu, tabel 4.1 juga menunjukkan data hasil perhitungan dari daya, *Coefficient of Power* (CoP) dan *Tip Speed Ratio* (TSR) pada turbin Savonius tanpa penambahan silinder pengganggu.

**Tabel 4.1** Data Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu

<b>Bilangan Reynolds</b>	<b><math>n_0</math> (rpm)</b>	<b><math>T_0</math> (N.cm)</b>	<b><math>P_0</math> (W)</b>	<b><math>CoP_0</math> (%)</b>	<b><math>TSR_0</math></b>
$3,0 \times 10^4$	86,8	0,0491	0,00446	0,881	0,3487
$6,0 \times 10^4$	318,7	0,4415	0,14739	3,619	0,6414
$9,0 \times 10^4$	510	2,1582	1,153	8,407	0,6838

#### 4.3.2 Putaran sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Gambar 4.1 menunjukkan grafik putaran turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu ( $n_0$ ) sebagai fungsi dari bilangan Reynolds ( $Re$ ). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$ ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ .

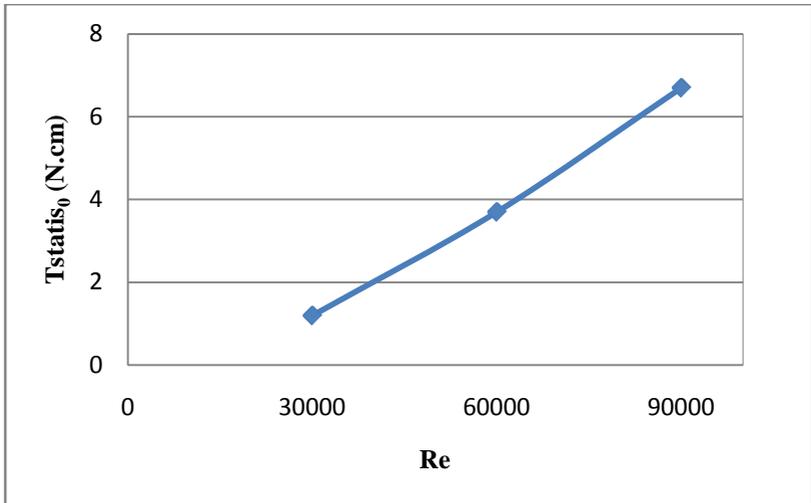


**Gambar 4.1** Grafik Putaran Turbin Angin tanpa silinder pengganggu sebagai fungsi bilangan Reynolds

Gambar 4.1 ini menunjukkan bahwa dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka putaran dari turbin angin Savonius juga semakin meningkat. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin sangat berpengaruh terhadap putaran turbin itu sendiri. Dimana apabila kecepatan angin semakin tinggi maka putaran akan semakin tinggi juga. Nilai putaran pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  sebesar 86,8 rpm, pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  sebesar 318,7 rpm, dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 510 rpm.

### 4.3.3 Torsi Statis sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Gambar 4.2 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu ( $T_0$ ) sebagai fungsi bilangan Reynolds ( $Re$ ). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$ ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ .

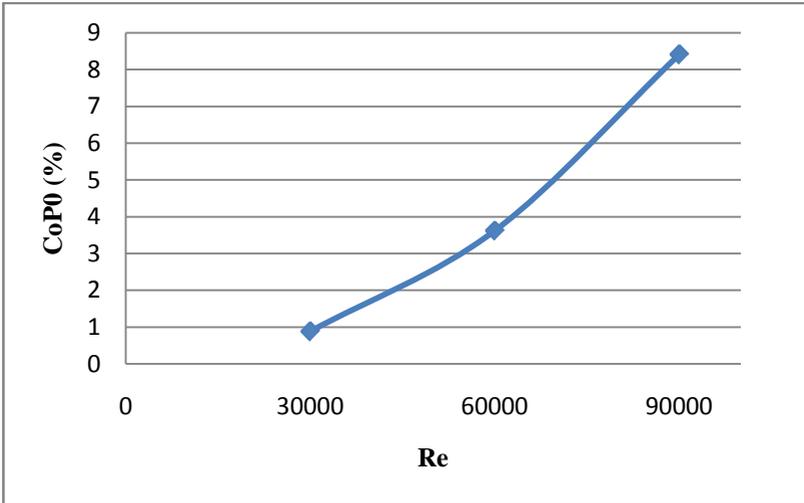


**Gambar 4.2** Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai fungsi Bilangan Reynolds

Gambar 4.2 diatas menunjukkan bahwa dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka torsi statis dari turbin angin Savonius juga semakin meningkat. Hal ini dikarenakan kecepatan angin yang menabrak turbin sangat berpengaruh terhadap torsi statis turbin itu sendiri. Dimana apabila kecepatan angin semakin tinggi maka torsi statis akan semakin tinggi juga. Nilai torsi statis pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  sebesar 1,2 N.cm, pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  sebesar 3,7 N.cm, dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 6,7 N.cm.

#### 4.3.4 *Coefficient of Power* sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Gambar 4.3 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius tanpa silinder pengganggu ( $CoP_0$ ) sebagai fungsi bilangan Reynolds ( $Re$ ). Penelitian dilakukan pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$ ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ .



**Gambar 4.3** Grafik CoP Turbin Angin Savonius tanpa Silinder Pengganggu sebagai fungsi Bilangan Reynolds

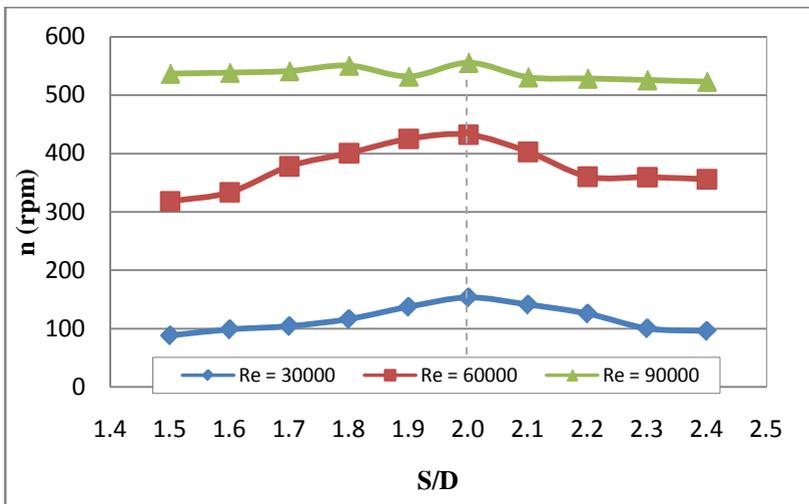
Gambar 4.3 diatas menunjukkan bahwa dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka nilai CoP dari turbin angin Savonius juga semakin meningkat. Berdasarkan persamaan untuk mendapatkan nilai CoP yaitu:  $CoP = \frac{T_{dinamis} \times \omega}{\frac{1}{2} \rho U^3 A}$ , nilai CoP dipengaruhi oleh kecepatan angin ( $U$ ), torsi dinamis ( $T_{dinamis}$ ) dan putaran ( $\omega$ ). Pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  memiliki kecepatan angin yang paling rendah, sehingga menghasilkan besar nilai putaran dan torsi dinamis yang paling rendah juga. Oleh karena itu nilai CoP pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  memiliki nilai yang paling kecil dibanding bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ . Seiring dengan meningkatnya bilangan Reynolds, maka nilai kecepatan angin, torsi dinamis, dan putaran juga semakin besar. Nilai putaran memiliki peningkatan yang drastis atau lebih besar dibandingkan peningkatan kecepatan angin. Hal ini membuat nilai CoP semakin meningkat seiring

dengan meningkatnya bilangan Reynolds. Nilai CoP pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  sebesar 0,88 %, pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  sebesar 3,62 %, dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 8,41 %.

#### 4.4 Pengaruh Silinder Pengganggu Terhadap Performa Turbin Savonius

##### 4.4.1 Putaran sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.4 menunjukkan grafik putaran turbin angin Savonius dengan pengganggu sirkular ( $n$ ) dengan ( $d$ ) = 40,64 mm sebagai fungsi dari jarak pengganggu ( $S/D$ ), dimana  $S/D$  merupakan jarak pusat *returning blade* dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dari  $S/D$  1,5 sampai dengan 2,4 dengan interval kenaikan sebesar 0,1.



**Gambar 4.4** Grafik Putaran Turbin Angin Savonius berpengganggu ( $n$ ) sebagai Fungsi Jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.4 diatas menunjukkan bahwa pada jarak  $S/D$  yang sama pada bilangan Reynolds yang semakin tinggi, putaran turbin angin Savonius berpengganggu akan semakin tinggi. Hal ini karena kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu mempengaruhi nilai putaran yang dihasilkan. Dimana semakin tinggi kecepatan angin maka putaran turbin juga semakin tinggi. Pada jarak  $S/D = 1,5$ ; nilai putaran pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  sebesar 88,24 rpm, pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  sebesar 318,11 rpm, dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 536,84 rpm.

Gambar 4.4 juga menunjukkan bahwa pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai putaran mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak  $S/D$  1,5 – 2,0 nilai putaran cenderung mengalami kenaikan. Penambahan silinder pengganggu di depan sisi *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan silinder pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga menyebabkan transisi aliran dari laminar menjadi turbulen akan dipercepat. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradient* serta gaya gesek yang terjadi, sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini menyebabkan daya turbin dan putaran yang dihasilkan turbin akan meningkat.

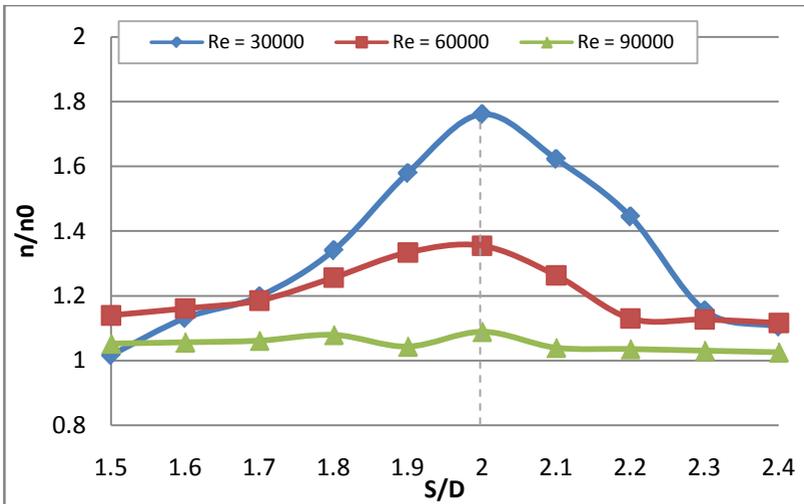
Selain itu, dengan adanya silinder pengganggu ini, akan menyebabkan tekanan di depan *returning blade* menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan sama dengan tanpa silinder pengganggu. Hal ini membuat perbedaan tekanan antara sisi depan dengan belakang *returning blade* menurun, sehingga gaya *pressure drag* juga menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade*

semakin besar. Sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin besar. Karena torsi yang semakin besar maka daya dan putaran turbin juga akan meningkat.

Sebaliknya, pada jarak S/D 2,0 sampai 2,4 nilai putaran mengalami penurunan. Selain silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada jarak S/D dekat, *shear layer* silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Akan tetapi apabila silinder pengganggu diletakkan terlalu jauh, *shear layer* silinder pengganggu ini sudah tidak efektif mengganggu *boundary layer returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti tidak menggunakan silinder pengganggu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) putaran turbin Savonius berpengganggu ini berada pada jarak S/D = 2,0. Hal ini menunjukkan bahwa jarak S/D = 2,0 merupakan titik optimal diletakkannya silinder pengganggu. Pada  $Re = 3,0 \times 10^4$  nilai putaran adalah sebesar 152,85 rpm ;  $Re = 6,0 \times 10^4$  nilai putaran adalah sebesar 432,31 rpm ; dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  nilai putaran adalah sebesar 555,49 rpm.

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan **S.J Lee et al (2004)** mengenai pengaruh silinder pengganggu yang diletakkan tandem dengan silinder utama dengan perbandingan d/D optimal adalah  $d/D = 0,233$  , didapatkan bahwa dengan meletakkan sebuah silinder pengganggu akan menimbulkan terjadinya separasi aliran turbulen pada silinder utama, yang mengakibatkan menyempitnya daerah *wake* . Hal ini membuat *wake* pada bagian silinder utama menyempit, atau tertundanya titik separasi yang membuat tekanan di belakang silinder utama lebih besar. Hal ini mengakibatkan nilai *Coefficient of Drag* silinder utama akan menurun. Akibatnya nilai putaran yang dihasilkan mengalami kenaikan. Dari hasil penelitian yang didapat, telah sesuai dengan penelitian yang telah dilakukan oleh **S.J Lee et al (2004)**.



**Gambar 4.5** Grafik Perbandingan Putaran Antara Turbin Angin Savonius berpengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu ( $n/n_0$ ) sebagai Fungsi Jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.5 menunjukkan grafik perbandingan putaran antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder dengan diameter ( $d$ ) = 40,64 mm dan tanpa silinder pengganggu ( $n/n_0$ ). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk  $S/D = 1,5 - 2,4$  memiliki nilai  $n/n_0$  lebih besar dari satu. Atau dengan kata lain turbin angin Savonius dengan pengganggu memiliki nilai putaran yang lebih tinggi daripada turbin angin Savonius tanpa pengganggu di setiap nilai  $S/D$ . Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan sisi *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin Savonius. Untuk nilai puncak (*peak value*)  $n/n_0$  sendiri berada pada jarak  $S/D = 2,0$ . Pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  memiliki besar nilai 1,76 kali lebih besar dibanding turbin angin Savonius tanpa pengganggu ; pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  memiliki besar nilai 1,35 kali lebih besar dibanding turbin angin Savonius tanpa pengganggu; dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  memiliki nilai 1,089 kali

lebih besar bila dibanding dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

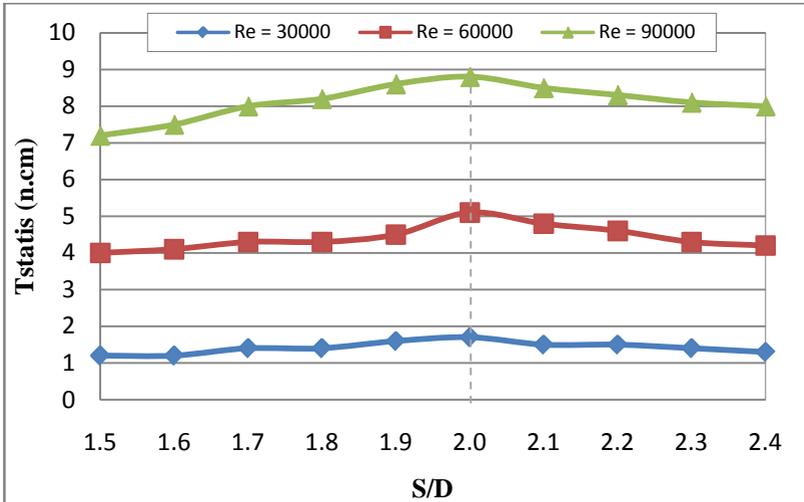
Pada  $S/D = 1,5$  dengan bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  memiliki nilai  $n/n_0$  yang hampir sama dengan tanpa pengganggu, hal ini dikarenakan pada  $S/D$  dan bilangan Reynolds tersebut, silinder pengganggu masih belum efektif dalam mengganggu *boundary layer returning blade*. Selain itu kecepatan angin yang dihasilkan pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  ini kecil, sehingga dengan jarak yang belum efektif dan kecepatan angin yang kecil tersebut nilai putaran yang dihasilkan tidak berbeda jauh dibandingkan dengan turbin tanpa pengganggu. Tetapi setelah  $S/D = 1,5$  tersebut, nilai putaran akan semakin naik sampai titik optimalnya yaitu pada  $S/D = 2,0$ .

Selain itu, dari gambar 4.5 tersebut dapat dilihat bahwa pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  dan semua nilai  $S/D$ , nilai  $n/n_0$  cenderung tidak mengalami peningkatan yang signifikan. Atau penggunaan silinder pengganggu memiliki nilai putaran yang tidak terlalu berbeda dibandingkan tanpa pengganggu. Hal ini dikarenakan penggunaan silinder pengganggu dengan  $d/D = 0,4$  ini tidak terlalu efektif dalam mengganggu *boundary layer returning blade* turbin angin Savonius yang digunakan. Dimana pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  ini *boundary layer returning blade* sudah turbulen, sehingga nilai putaran yang didapat tidak mengalami kenaikan yang signifikan. Selain itu, bisa juga diakibatkan karena tingginya kecepatan angin yang mengenai turbin Savonius mengakibatkan lebih banyak *losses* yang terjadi pada rangkaian penelitian.

#### 4.4.2 Torsi Statis sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.6 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius dengan pengganggu sirkular dengan  $(d) = 40,64$  mm sebagai fungsi dari jarak pengganggu ( $S/D$ ), dimana  $S/D$  merupakan jarak pusat *returning blade* dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dari  $S/D$  1,5 sampai dengan 2,4 dengan interval kenaikan sebesar 0,1.

Pada gambar 4.6 menunjukkan bahwa pada jarak  $S/D$  yang sama pada bilangan Reynolds yang semakin tinggi, torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu akan semakin tinggi. Hal ini karena kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu mempengaruhi nilai torsi statis yang dihasilkan. Dimana semakin tinggi kecepatan angin maka torsi statis turbin juga semakin tinggi. Pada jarak  $S/D = 1,5$ ; nilai torsi statis pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  sebesar 1,2 N.cm, pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  sebesar 4 N.cm, dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 7,2 N.cm.



**Gambar 4.6** Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius berpengganggu sebagai Fungsi Jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.6 juga menunjukkan bahwa pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$ ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai torsi statis mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak  $S/D$  1,5 – 2,0 nilai torsi statis cenderung mengalami kenaikan. Penambahan silinder pengganggu di depan sisi *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan silinder pengganggu menyebabkan *shear layer* dari

silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga menyebabkan transisi aliran dari laminar menjadi turbulen akan dipercepat. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradient* serta gaya gesek yang terjadi, sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini menyebabkan daya turbin dan putaran yang dihasilkan turbin akan meningkat.

Selain itu, dengan adanya silinder pengganggu ini, akan menyebabkan tekanan di depan *returning blade* menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan sama dengan tanpa silinder pengganggu. Hal ini membuat perbedaan tekanan antara sisi depan dengan belakang *returning blade* menurun, sehingga gaya *pressure drag* juga menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin besar. Karena torsi yang semakin besar maka daya dan putaran turbin juga akan meningkat.

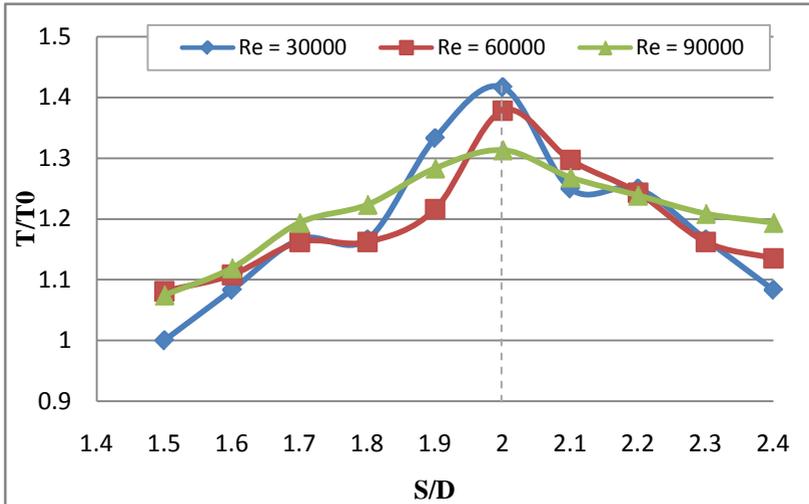
Sebaliknya, pada jarak S/D 2,0 sampai 2,4 nilai torsi statis mengalami penurunan. Selain silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada jarak S/D dekat, *shear layer* silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Akan tetapi apabila silinder pengganggu diletakkan terlalu jauh, *shear layer* silinder pengganggu ini sudah tidak efektif mengganggu *boundary layer returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti tidak menggunakan silinder pengganggu.

Pada  $Re = 3,0 \times 10^4$  pengaruh S/D tidak berdampak signifikan pada perubahan nilai torsi statis. Hal ini karena kecepatan angin yang dihasilkan pada  $Re = 3,0 \times 10^4$  kecil, sehingga walaupun diletakkan silinder pengganggu di depan *returning blade* turbin, momentum yang dihasilkan tidak terlalu

besar untuk menggerakkan turbin angin Savonius. Selain itu, pada  $Re = 3,0 \times 10^4$  ini tidak efektif dalam mengganggu *boundary layer returning blade* turbin Savonius. Sehingga nilai gaya drag pada sisi *returning blade* tidak menurun, yang membuat selisih gaya *drag* antara kedua sudu tidak membesar. Oleh karena itu nilai torsi statis yang dihasilkan cenderung tidak berdampak signifikan pada variasi S/D yang diteliti.

Untuk ketiga bilangan Reynolds pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) torsi statis turbin Savonius berpengganggu ini berada pada jarak S/D = 2,0. Hal ini menunjukkan bahwa jarak S/D = 2,0 merupakan titik optimal diletakkannya silinder pengganggu. Pada  $Re = 3,0 \times 10^4$  nilai torsi statis adalah sebesar 1,7 N.cm ;  $Re = 6,0 \times 10^4$  nilai torsi statis adalah sebesar 5,1 N.cm ; dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  nilai torsi statis adalah sebesar 8,8 N.cm.

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan **Mohamed et al (2010)** mengenai pengaruh pengganggu yang diletakkan di depan sisi *returning blade* turbin angin Savonius , didapatkan bahwa dengan meletakkan sebuah pengganggu akan menimbulkan torsi negatif pada sudu *returning blade* . Hal ini membuat nilai torsi statis semakin meningkat akibat perbedaan nilai torsi statis antara sudu *advancing* dengan *returning blade* semakin besar. Sehingga nilai torsi statis yang dihasilkan mengalami kenaikan. Dari hasil penelitian yang didapat, telah sesuai dengan penelitian yang telah dilakukan oleh **Mohamed et al (2010)**.



**Gambar 4.7** Grafik Perbandingan Torsi Statis Antara Turbin Angin Savonius berpengganggu dan Tanpa Silinder Pengganggu ( $T/T_0$ ) sebagai Fungsi Jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

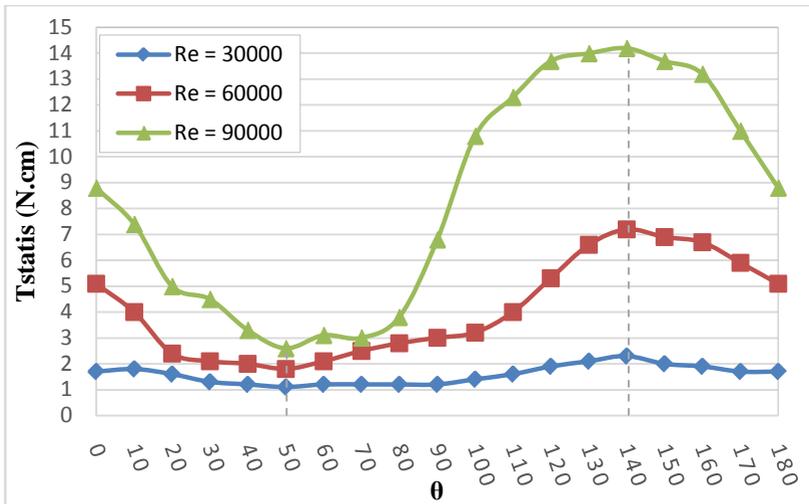
Gambar 4.7 menunjukkan grafik perbandingan torsi statis antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 40,64 mm dan tanpa silinder pengganggu ( $T/T_0$ ), dimana torsi statis diukur pada keadaan bukaan sudu turbin sebesar  $0^\circ$ . Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk  $S/D = 1,5 - 2,4$  memiliki nilai lebih besar dari satu. Atau dengan kata lain turbin angin Savonius dengan pengganggu memiliki nilai torsi statis yang lebih tinggi daripada turbin angin Savonius tanpa pengganggu di setiap nilai  $S/D$ . Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan sisi *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin Savonius. Nilai perbandingan  $T/T_0$  paling tinggi berada pada jarak  $S/D = 2,0$ . Pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  memiliki nilai 1,41 kali lebih besar dibanding turbin angin Savonius tanpa pengganggu ; pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  memiliki nilai

1,37 kali lebih besar dibanding turbin angin Savonius tanpa pengganggu ; dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  memiliki nilai 1,31 kali lebih besar bila dibanding dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

Dari gambar 4.7 diatas, pada jarak  $S/D = 1,5$  dan bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  memiliki nilai  $T/T_0$  nilai yang tidak berbeda jauh dibandingkan tanpa menggunakan pengganggu. Hal ini karena pada jarak  $S/D = 1,5$  tersebut silinder pengganggu masih belum efektif dalam mengganggu *boundary layer returning blade* turbin angin Savonius. Selain itu kecepatan angin yang dihasilkan pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  ini kecil, sehingga dengan jarak yang belum efektif dan kecepatan angin yang kecil tersebut nilai putaran yang dihasilkan tidak berbeda jauh dibandingkan dengan turbin tanpa pengganggu. Akan tetapi untuk nilai  $S/D$  yang lebih besar dari 1,5 memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan torsi statis turbin tanpa pengganggu.

#### **4.4.2.1 Torsi Statis Sebagai Fungsi Sudut Bukaannya pada Jarak $S/D = 2,0$**

Gambar 4.8 menunjukkan grafik torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 40,64 mm, ditampilkan dalam nilai torsi statis sebagai fungsi sudut pada jarak  $S/D = 2,0$  dimana pada jarak  $S/D$  tersebut memiliki nilai torsi statis paling besar. Penelitian dilakukan dengan sudut bukanya pada rentang  $0^\circ$  sampai  $180^\circ$  dengan interval kenaikan sebesar  $10^\circ$ .



**Gambar 4.8** Grafik Torsi Statis Turbin Angin Savonius Berpengganggu (T) sebagai fungsi sudut ( $\theta$ ) pada jarak  $S/D = 2,0$

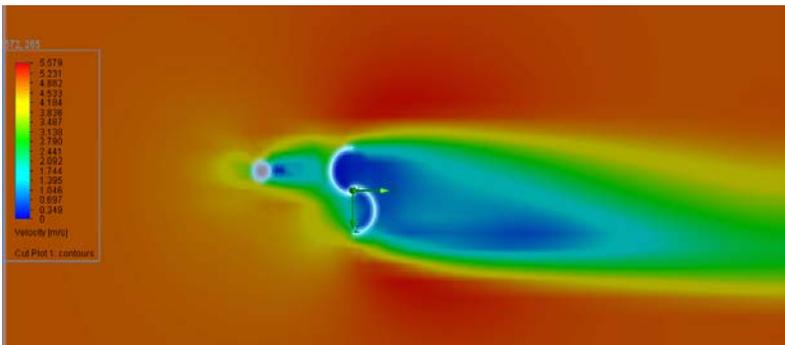
Gambar 4.8 menunjukkan bahwa pada sudut yang sama, tetapi bilangan Reynolds yang semakin meningkat, nilai torsi statis turbin angin Savonius berpengganggu semakin tinggi. Hal ini karena kecepatan angin yang menabrak turbin angin Savonius berpengganggu sangat berpengaruh terhadap torsi statis turbin. Semakin tinggi kecepatan angin, maka gaya yang digunakan untuk menahan turbin juga semakin tinggi. Sehingga torsi yang dihasilkan juga semakin besar. Pada sudut =  $0^\circ$ , nilai torsi statis pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  adalah sebesar 1,7 N.cm, lalu pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  adalah sebesar 5,1 N.cm, dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  adalah sebesar 8,8 N.cm.

Gambar 4.8 diatas juga menunjukkan bahwa pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai torsi statis mengalami kenaikan dan penurunan. Pada sudut  $0^\circ$  sampai  $50^\circ$  nilai torsi statis mengalami penurunan. Sedangkan pada sudut  $50^\circ$  sampai  $140^\circ$  nilai torsi statis mengalami kenaikan. Lalu pada sudut  $140^\circ$  sampai dengan  $180^\circ$  nilai torsi statis kembali

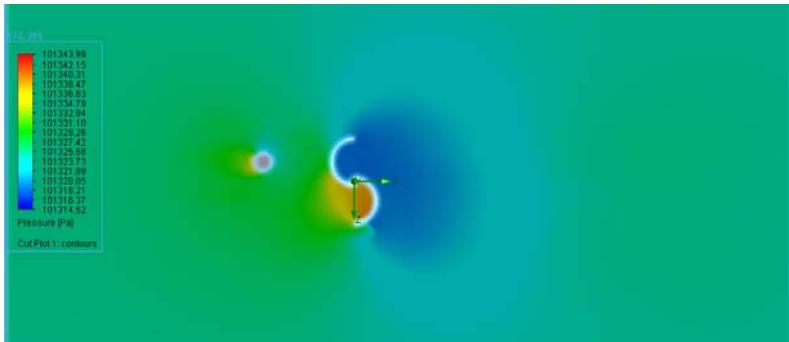
mengalami penurunan. Perubahan posisi sudu mempengaruhi koefisien *drag* masing-masing sudu. Gaya dorong akibat kecepatan angin dipengaruhi oleh koefisien *drag* sudu. *Advancing blade* dengan koefisien *drag* yang lebih besar akan memberikan gaya dorong yang lebih besar dibandingkan *returning blade*. Karena momentum masing-masing sudu saling berlawanan, maka nilai torsi statis maksimum atau terbesar akan didapat pada posisi sudut tertentu.

Pada ketiga bilangan Reynolds yang digunakan pada penelitian, semuanya menunjukkan bahwa nilai torsi statis terkecil berada pada posisi sudut  $50^\circ$ , sedangkan nilai puncak (*peak value*) torsi statis berada pada sudut  $140^\circ$ . Ini menunjukkan bahwa pada posisi sudut  $140^\circ$  memberikan kinerja optimal pada turbin angin Savonius yang diteliti.

Berikut merupakan gambar dari simulasi aliran dalam kecepatan dan tekanan yang terjadi ketika bukaan sudut  $0^\circ$ ,  $50^\circ$  dan  $140^\circ$  terhadap nilai torsi statis dari turbin angin Savonius. Dimana simulasi dilakukan pada jarak S/D optimal yaitu 2,0.



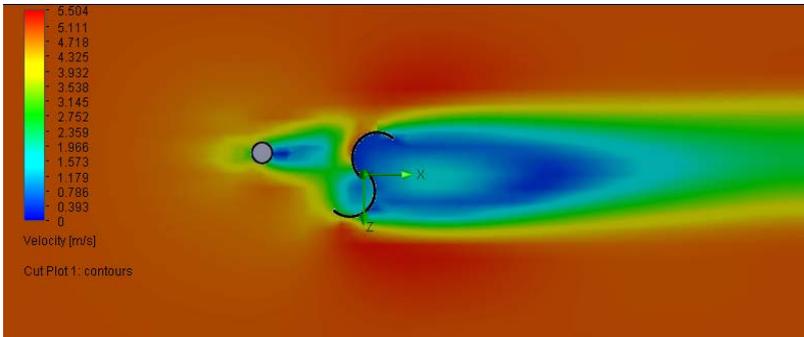
**Gambar 4.9** Simulasi Aliran Kecepatan pada bukaan sudut  $0^\circ$



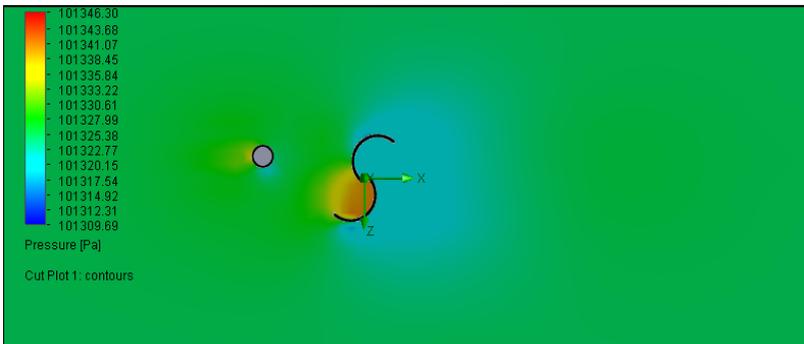
**Gambar 4.10** Simulasi Aliran (Tekanan) pada bukaan sudut  $0^\circ$

Gambar 4.9 dan 4.10 menampilkan simulasi aliran yang terjadi pada penelitian pengaruh silinder pengganggu terhadap turbin angin Savonius dengan sudut bukaan sudu  $0^\circ$ . Dimana gambar 4.9 menjelaskan tentang simulasi kecepatan, sedangkan gambar 4.10 menjelaskan tentang simulasi tekanan yang terjadi. Dapat dilihat bahwa dengan menambahkan silinder pengganggu di depan sisi *returning blade* mampu mengganggu *boundary layer returning blade* turbin angin Savonius. Ditandai dengan menurunnya besar kecepatan dan tekanan pada sisi *returning blade* turbin, sedangkan di sisi *advancing blade* memiliki nilai yang lebih besar karena adanya tambahan aliran udara akibat diletakkannya silinder pengganggu. Oleh karena itu besar nilai torsi statis yang didapat lebih besar dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

Akan tetapi, bukaan sudut  $0^\circ$  derajat bukan merupakan sudut yang paling maksimum dalam meningkatkan torsi statis turbin Savonius. Berikut merupakan simulasi aliran yang menjelaskan bukaan sudut sudu dengan nilai torsi statis maksimum, yaitu  $140^\circ$ .



**Gambar 4.11** Simulasi Aliran Kecepatan pada bukaan sudut  $140^\circ$



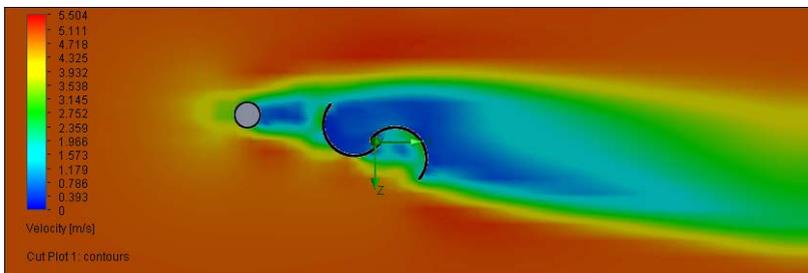
**Gambar 4.12** Simulasi Aliran (Tekanan) pada bukaan sudut  $140^\circ$

Gambar 4.11 dan 4.12 menampilkan simulasi aliran yang terjadi pada penelitian pengaruh silinder pengganggu terhadap turbin angin Savonius dengan sudut bukaan sudu  $140^\circ$ . Dimana gambar 4.11 menjelaskan tentang simulasi kecepatan, sedangkan gambar 4.12 menjelaskan tentang simulasi tekanan yang terjadi. Dapat dilihat bahwa dengan menambahkan silinder pengganggu di depan sisi *returning blade* mampu mengganggu *boundary layer returning blade* turbin angin Savonius. Ditandai dengan menurunnya besar kecepatan dan tekanan pada sisi *returning blade* turbin, sedangkan di sisi *advancing blade* memiliki nilai

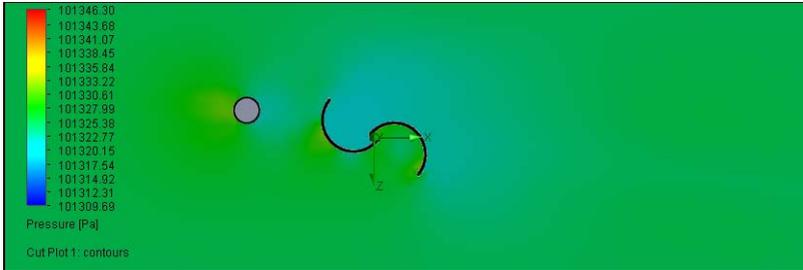
yang lebih besar karena adanya tambahan aliran udara akibat diletakkannya silinder pengganggu. Oleh karena itu besar nilai torsi statis yang didapat lebih besar dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

Pada sudut  $140^\circ$  ini nilai torsi statis turbin berpengganggu mencapai nilai maksimal. Hal ini terjadi karena pada sudut  $140^\circ$  arah aliran yang terseparasi dari silinder pengganggu hampir seluruhnya diarahkan ke sisi *advancing blade*, yang membuat tekanan yang terjadi menjadi sangat besar, ditandai dengan warna orange-merah pada sisi *advancing blade*. Sedangkan pada sisi *returning blade*, tekanannya kecil, ditandai dengan warna hijau. Karena perbedaan tekanan yang besar ini, mengakibatkan perbedaan gaya antara *advancing blade* dengan *returning blade* menjadi lebih besar juga. Sehingga nilai torsi statis yang dihasilkan turbin angin Savonius mencapai nilai maksimumnya pada sudut  $140^\circ$  ini.

Apabila bukaan sudut  $140^\circ$  memiliki nilai maksimum, maka nilai torsi statis juga memiliki nilai paling minimumnya. Dimana nilai minimum dari torsi statis tersebut berada pada bukaan sudut  $50^\circ$ . Berikut merupakan simulasi yang menjelaskan bahwa pada bukaan sudut  $50^\circ$  ini memiliki nilai torsi statis yang paling kecil.



**Gambar 4.13** Simulasi Aliran Kecepatan pada bukaan sudut  $50^\circ$



**Gambar 4.14** Simulasi Aliran (Tekanan) pada bukaan sudut  $50^\circ$

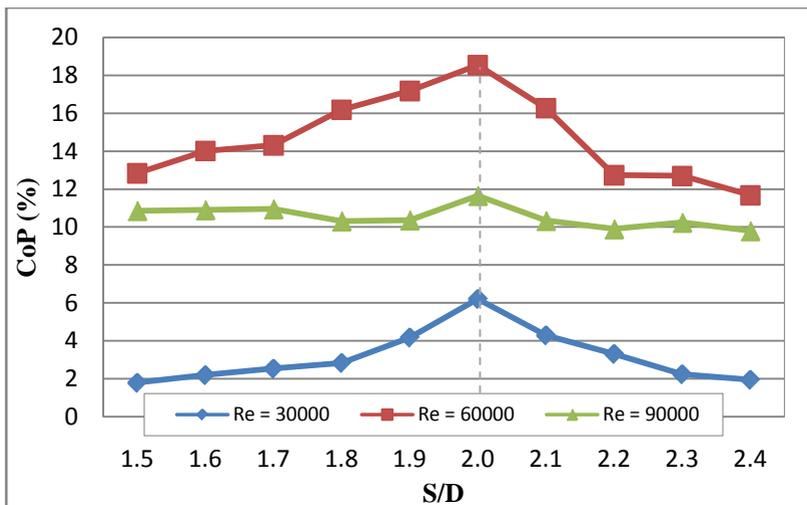
Gambar 4.13 dan 4.14 menampilkan simulasi aliran yang terjadi pada penelitian pengaruh silinder pengganggu terhadap turbin angin Savonius dengan sudut bukaan sudu  $50^\circ$ . Dimana gambar 4.13 menjelaskan tentang simulasi kecepatan, sedangkan gambar 4.14 menjelaskan tentang simulasi tekanan yang terjadi.

Pada sudut  $50^\circ$  ini nilai torsi statis turbin berpengganggu memiliki nilai paling minimum. Hal ini terjadi karena pada sudut  $50^\circ$  arah aliran yang terseparasi dari silinder pengganggu hampir seluruhnya langsung melewati turbin angin Savonius, baik dari sisi *returning blade* maupun sisi *advancing blade*. Atau hanya menyinggung sedikit sisi terluar dari kedua sudu tersebut. Sehingga membuat kecepatan maupun tekanan yang terjadi menjadi sangat kecil, ditandai dengan tidak adanya warna orange-merah pada sisi *advancing* maupun *returning blade*.

Karena aliran hampir seutuhnya tidak mengenai sisi *advancing blade*, maka mengakibatkan perbedaan gaya antara *advancing blade* dengan *returning blade* menjadi kecil juga. Oleh karena itu nilai torsi statis yang dihasilkan turbin angin Savonius mencapai nilai minimumnya pada sudut  $50^\circ$  ini. Dimana nilai yang dihasilkan hanya sebesar 1,1 N.cm, yang artinya memiliki besar nilai torsi statis yang lebih kecil dibandingkan besar nilai torsi statis turbin tanpa pengganggu sekalipun.

#### 4.4.3 *Coefficient of Power (CoP)* sebagai Fungsi Jarak pada $S/D = 1,5 - 2,4$

Gambar 4.15 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* turbin angin Savonius dengan pengganggu sirkular (CoP) dengan  $(d) = 40,64$  mm sebagai fungsi dari jarak pengganggu ( $S/D$ ), dimana  $S/D$  merupakan jarak pusat *returning blade* dengan pusat silinder pengganggu. Penelitian dilakukan dari  $S/D$  1,5 sampai dengan 2,4 dengan interval kenaikan sebesar 0,1.



**Gambar 4.15** Grafik *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Berpengganggu (CoP) sebagai Fungsi Jarak pada  $S/D = 1,5 - 2,4$

Pada gambar 4.15 tersebut, terlihat bahwa nilai CoP pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  adalah yang paling besar, kemudian disusul berturut-turut oleh  $Re = 9,0 \times 10^4$  dan  $Re = 3,0 \times 10^4$ . Hal ini disebabkan oleh karakteristik turbin angin Savonius yang digunakan pada penelitian ini memiliki nilai bilangan Reynolds optimal pada  $Re = 6,0 \times 10^4$ ; yaitu bilangan Reynolds yang memiliki besar nilai CoP maksimum atau terbesar, seperti dapat terlihat pada gambar 4.16. Penyebabnya adalah pada bilangan

Reynolds  $6,0 \times 10^4$  dapat menghasilkan kenaikan daya yang lebih besar dibandingkan bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$ , walaupun kecepatan anginnya lebih rendah. Pada jarak  $S/D = 1,5$ ; nilai CoP pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  sebesar 1,79 %, pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  sebesar 12,83 %, dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 10,45 %.

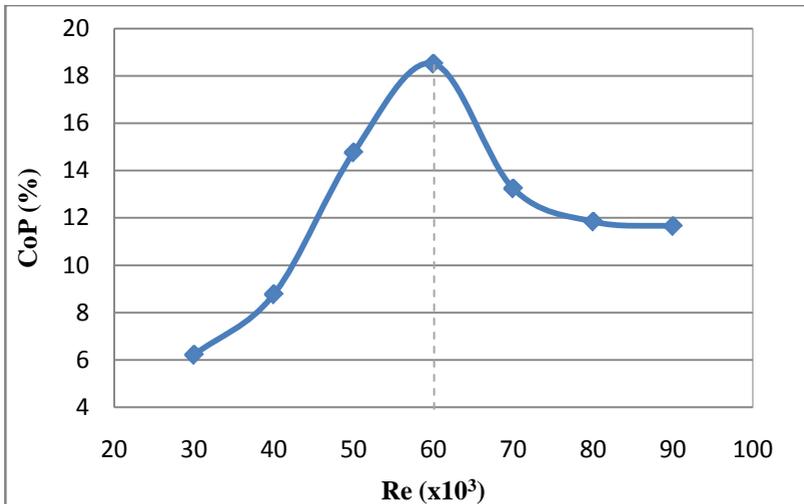
Gambar 4.15 juga menunjukkan bahwa pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$ ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai CoP mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak  $S/D$  1,5 – 2,0 nilai CoP cenderung mengalami kenaikan. Penambahan silinder pengganggu di depan sisi *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan silinder pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga menyebabkan transisi aliran dari laminar menjadi turbulen akan dipercepat. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradient* serta gaya gesek yang terjadi, sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini menyebabkan daya turbin dan putaran yang dihasilkan turbin akan meningkat.

Selain itu, dengan adanya silinder pengganggu ini, akan menyebabkan tekanan di depan *returning blade* menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan sama dengan tanpa silinder pengganggu. Hal ini membuat perbedaan tekanan antara sisi depan dengan belakang *returning blade* menurun, sehingga gaya *pressure drag* juga menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin besar. Karena torsi yang semakin besar maka daya turbin juga akan meningkat.

Sebaliknya, pada jarak  $S/D$  2,0 sampai 2,4 nilai  $CoP$  mengalami penurunan. Dan ini terjadi pada semua bilangan Reynolds. Selain silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada jarak  $S/D$  dekat, *shear layer* silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Akan tetapi apabila silinder pengganggu diletakkan terlalu jauh, *shear layer* silinder pengganggu ini sudah tidak efektif mengganggu *boundary layer* *returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti tidak menggunakan silinder pengganggu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) *Coefficient of Power (CoP)* turbin Savonius berpengganggu ini berada pada jarak  $S/D = 2,0$ . Hal ini menunjukkan bahwa jarak  $S/D = 2,0$  merupakan titik optimal diletakkannya silinder pengganggu. Pada  $Re = 3,0 \times 10^4$  nilai  $CoP$  adalah sebesar 6,209 % ;  $Re = 6,0 \times 10^4$  nilai  $CoP$  adalah sebesar 18,527 % ; dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  nilai  $CoP$  adalah sebesar 11,65 %. Untuk menjelaskan mengapa nilai  $CoP$  tertinggi didapat pada  $Re = 6,0 \times 10^4$ , dapat dilihat pada gambar 4.16.

Gambar 4.16 menjelaskan tentang letak titik optimal pada penelitian ini, diambil pada jarak  $S/D$  yang optimum yaitu  $S/D = 2,0$ . Gambar 4.10 ini juga dapat memperkuat hasil perhitungan *Coefficient of Power (CoP)* turbin angin Savonius yang diteliti. Adapun titik optimal sendiri memiliki *trendline* grafik seperti grafik efisiensi pada umumnya. Dimana dari titik awal akan semakin naik dan mencapai puncaknya pada satu titik, yang disebut titik optimal. Setelah melewati titik optimal tersebut, maka nilainya akan semakin turun. Pada penelitian ini, titik awal berada pada  $Re = 3,0 \times 10^4$  dengan nilai  $CoP$  paling kecil. Kemudian bilangan Reynolds ditingkatkan sampai  $9,0 \times 10^4$  dengan interval kenaikan  $1,0 \times 10^4$ . Berdasarkan grafik, maka titik optimal berada pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  ditandai dengan paling besarnya nilai  $CoP$  turbin angin Savonius, yaitu sebesar 18,527 %.

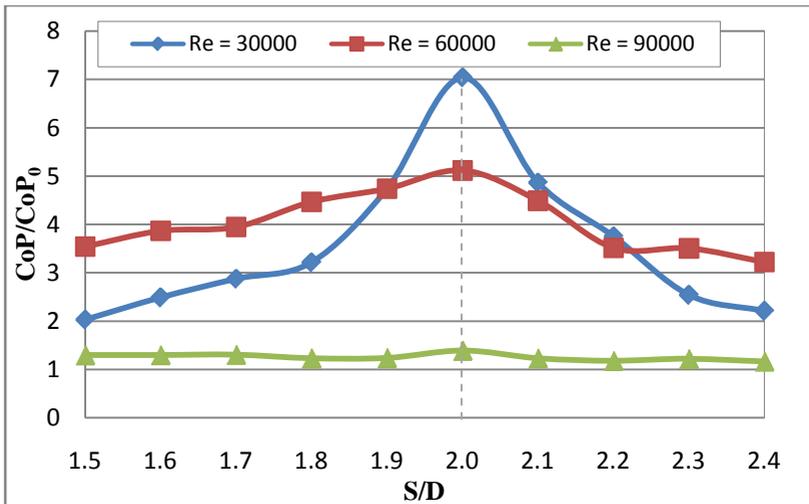


**Gambar 4.16** Grafik *Coefficient of Power* Turbin Angin Savonius Berpengganggu (CoP) pada Jarak  $S/D = 2,0$  sebagai Fungsi Bilangan Reynolds

Dari gambar 4.16 tersebut, semakin besarnya bilangan Reynolds tidak diikuti dengan meningkatnya nilai CoP dari turbin. Hal ini karena pada bilangan Reynolds lebih besar dari  $6,0 \times 10^4$ , turbin Savonius tidak bisa mengkonversikan nilai putaran dan torsi dinamis menjadi daya output yang lebih besar. Ini terjadi akibat semakin besarnya bilangan Reynolds, maka *losses* yang terjadi pada rangkaian (gesekan yang terjadi pada benang dengan *disc*) semakin besar juga, oleh karena itu nilai CoP dari turbin Savonius juga akan turun.

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan **Tsutsui dan Igarashi (2002)** mengenai pengaruh silinder pengganggu yang diletakkan tandem dengan silinder utama dengan perbandingan  $d/D$  optimal adalah  $d/D = 0,25$ , didapatkan bahwa dengan meletakkan sebuah silinder pengganggu akan menimbulkan terjadinya separasi aliran turbulen pada silinder utama, yang mengakibatkan menyempitnya daerah *wake*. Hal ini membuat

wake pada bagian silinder utama menyempit, atau tertundanya titik separasi yang membuat tekanan di belakang silinder utama lebih besar. Hal ini mengakibatkan nilai *Coefficient of Drag* silinder utama akan menurun. Akibatnya nilai *Coefficient of Power* (*CoP*) yang dihasilkan mengalami kenaikan. Dari hasil penelitian yang didapat, telah sesuai dengan penelitian yang telah dilakukan oleh **Tsutsui dan Igarashi (2002)**.

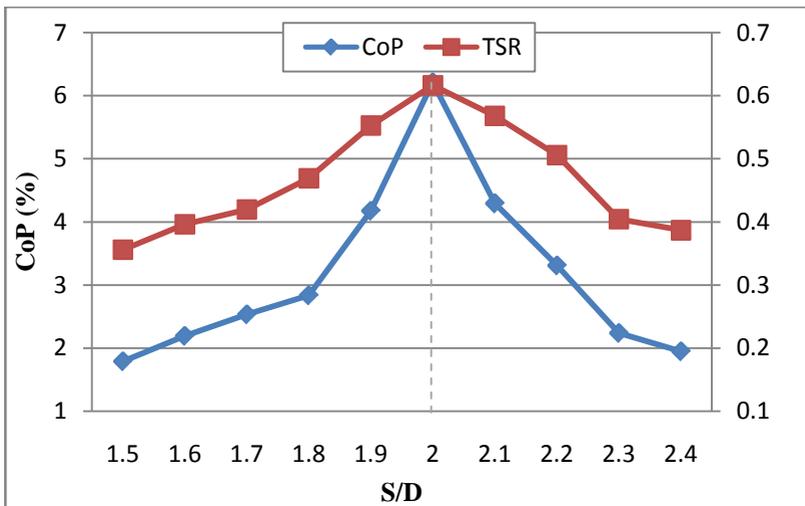


**Gambar 4.17** Grafik Perbandingan *Coefficient of Power* antara Turbin Angin Savonius berpengganggu dan tanpa silinder pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) sebagai Fungsi Jarak pada  $S/D$  1,5 – 2,4

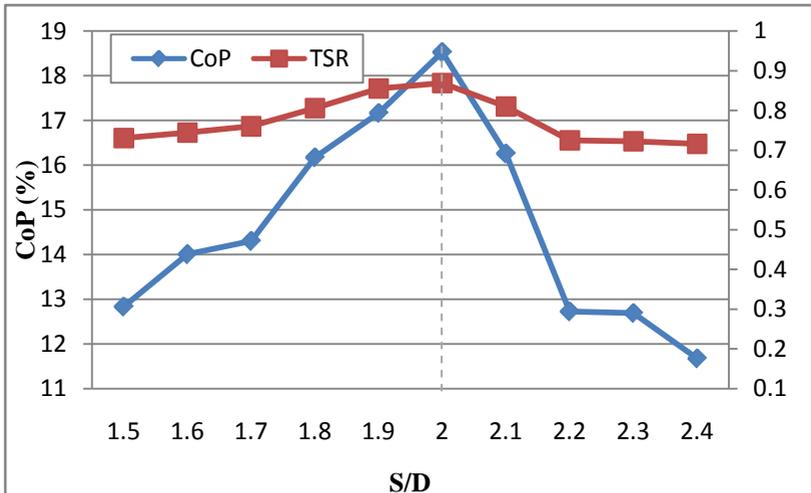
Gambar 4.17 menunjukkan grafik perbandingan *Coefficient of Power* antara turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 40,64 mm dan tanpa silinder pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ). Pada semua bilangan Reynolds yang diteliti dan untuk  $S/D = 1,5 - 2,4$  memiliki nilai lebih besar dari satu. Atau dengan kata lain turbin angin Savonius dengan pengganggu memiliki nilai *Coefficient of Power* yang lebih tinggi daripada turbin angin Savonius tanpa pengganggu di

setiap nilai S/D. Hal ini menjelaskan bahwa dengan diletakkannya silinder pengganggu di depan sisi *returning blade*, terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin Savonius. Nilai perbandingan  $CoP/CoP_0$  paling tinggi berada pada jarak  $S/D = 2,0$ . Pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  mengalami peningkatan sebesar 606% atau memiliki nilai 7,04 kali lebih besar bila dibanding dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu ;  $Re = 6,0 \times 10^4$  mengalami peningkatan sebesar 412% atau memiliki nilai 5,32 kali lebih besar bila dibanding dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu; dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  mengalami peningkatan sebesar 39% atau memiliki nilai 1,39 kali lebih besar dibandingkan dengan turbin angin Savonius tanpa pengganggu.

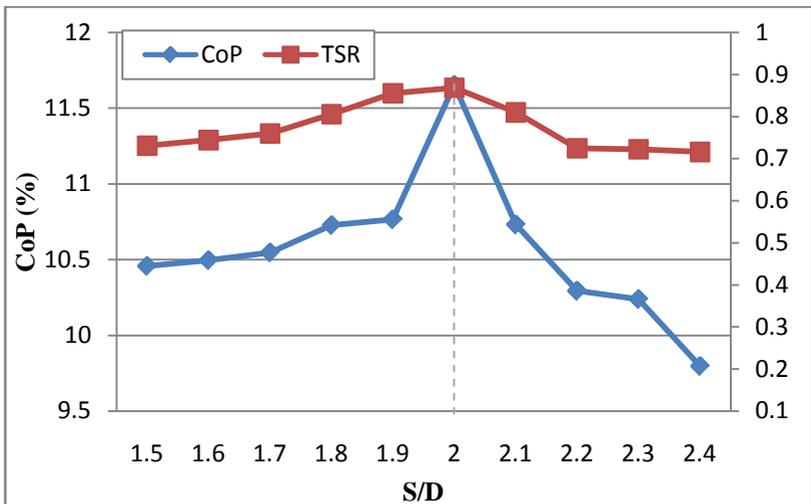
#### 4.4.4 *Coefficient of Power (CoP)* dan *Tip Speed Ratio (TSR)* pada Jarak $S/D = 1,5 - 2,4$



**Gambar 4.18** Grafik *Coefficient of Power (CoP)* dan *Tip Speed Ratio (TSR)* terhadap  $S/D$  pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$



**Gambar 4.19** Grafik *Coefficient of Power* (CoP) dan *Tip Speed Ratio* (TSR) terhadap S/D pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$



**Gambar 4.20** Grafik *Coefficient of Power* (CoP) dan *Tip Speed Ratio* (TSR) terhadap S/D pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$

Gambar 4.18 , 4.19 , dan 4.20 menunjukkan grafik *Coefficient of Power* dan *Tip Speed Ratio* (TSR) turbin angin Savonius dengan pengganggu silinder sirkular dengan diameter ( $d$ ) = 40,64 mm, ditampilkan dalam nilai *Coefficient of Power* dan *Tip Speed Ratio* sebagai fungsi  $S/D$ . Pada gambar 4.18 sampai 4.20 tersebut, bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  memiliki nilai CoP yang paling kecil. Hal ini karena kecepatan angin pada bilangan Reynolds ini paling kecil, sehingga kenaikan daya yang dihasilkan juga kecil. Namun, pada bilangan Reynolds yang lebih tinggi yaitu  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$ , nilai CoP yang paling besar didapat pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ , bukan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$ . Hal ini karena pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  dapat menghasilkan kenaikan daya yang lebih besar dibandingkan bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$ , walaupun kecepatan anginnya lebih rendah. Pada jarak  $S/D = 1,5$ ; nilai CoP pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  sebesar 1,79 %, pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  sebesar 12,83 %, dan pada bilangan Reynolds  $9,0 \times 10^4$  sebesar 10,45 %.

Gambar 4.18 sampai 4.20 juga menunjukkan bahwa pada bilangan Reynolds  $3,0 \times 10^4$  ;  $6,0 \times 10^4$  dan  $9,0 \times 10^4$  nilai CoP mengalami kenaikan dan penurunan. Pada jarak  $S/D$  1,5 – 2,0 nilai CoP dan TSR cenderung mengalami kenaikan. Penambahan silinder pengganggu di depan sisi *returning blade* dapat mengurangi gaya *drag* pada *returning blade*. Dengan adanya penambahan silinder pengganggu menyebabkan *shear layer* dari silinder pengganggu memberikan gangguan terhadap *boundary layer returning blade*. Sehingga menyebabkan transisi aliran dari laminar menjadi turbulen akan dipercepat. Oleh karena itu momentum aliran di dekat dinding kontur *returning blade* menjadi lebih besar dan akibatnya aliran lebih dapat menahan *adverse pressure gradient* serta gaya gesek yang terjadi, sehingga titik separasi mundur ke belakang dan daerah *wake* menyempit. Sehingga torsi yang dihasilkan oleh *returning blade* juga akan turun dan membuat selisih torsi antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Hal ini menyebabkan daya turbin

dan putaran yang dihasilkan turbin akan meningkat. Oleh karena itu nilai CoP dan TSR mengalami kenaikan.

Selain itu, dengan adanya silinder pengganggu ini, akan menyebabkan tekanan di depan *returning blade* menurun, sedangkan tekanan di belakang *returning blade* diasumsikan sama dengan tanpa silinder pengganggu. Hal ini membuat perbedaan tekanan antara sisi depan dengan belakang *returning blade* menurun, sehingga gaya *pressure drag* juga menurun. Akibatnya selisih gaya *drag* antara *returning blade* dan *advancing blade* semakin besar. Sehingga torsi yang dihasilkan akan semakin besar. Karena torsi yang semakin besar maka daya turbin juga akan meningkat.

Sebaliknya, pada jarak S/D 2,0 sampai 2,4 nilai CoP dan TSR mengalami penurunan. Dan ini terjadi pada semua bilangan Reynolds. Selain silinder pengganggu, variasi jarak juga memberikan efek pada *returning blade*. Pada jarak S/D dekat, *shear layer* silinder pengganggu akan sangat efektif mengganggu *boundary layer* dari *returning blade*. Akan tetapi apabila silinder pengganggu diletakkan terlalu jauh, *shear layer* silinder pengganggu ini sudah tidak efektif mengganggu *boundary layer* *returning blade*, bahkan pada jarak yang sangat jauh akan seperti tidak menggunakan silinder pengganggu.

Untuk ketiga bilangan Reynolds pada penelitian ini, semuanya menunjukkan bahwa nilai puncak (*peak value*) *Coefficient of Power (CoP)* dan TSR turbin Savonius berpengganggu ini berada pada jarak S/D = 2,0. Hal ini menunjukkan bahwa jarak S/D = 2,0 merupakan titik optimal diletakkannya silinder pengganggu. Dimana untuk  $Re = 3,0 \times 10^4$  memiliki nilai TSR sebesar 0,616 ; pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  memiliki nilai TSR sebesar 0,869 ; dan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  memiliki nilai TSR sebesar 0,746.

Hukum Betz menyatakan bahwa CoP maksimum turbin angin Savonius berada pada rentang  $0,7 \leq TSR \leq 1,0$  . Menurut data yang didapatkan, pada jarak S/D = 2,0 merupakan S/D optimal dari turbin angin Savonius berpengganggu, karena

mempunyai daya output maksimal pada ketiga bilangan Reynolds yang diteliti. Dari grafik 4.18 sampai 4.20 maka dapat dilihat hubungan antara TSR dengan CoP pada tiap S/D. Apabila kita mengamati pada S/D optimal, didapatkan nilai CoP yang paling besar pada bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$  yang memiliki nilai TSR terbesar sebesar 0,869. Berdasarkan *trendline* ketiga grafik, nilai CoP berbanding lurus dengan nilai TSR. Hal ini menjelaskan bahwa penelitian yang dilakukan telah sesuai dengan teori yang dikemukakan oleh Betz.

## BAB 5 KESIMPULAN dan SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil pada studi eksperimen pengaruh silinder sirkular sebagai pengganggu aliran di depan sisi *returning blade* terhadap performa turbin angin Savonius dengan studi kasus  $d/D = 0,4$  dengan variasi jarak dan bilangan Reynolds adalah sebagai berikut:

1. Penempatan silinder pengganggu berpengganggu dengan diameter 40,64 mm atau  $d/D = 0,4$  terbukti efektif meningkatkan performa turbin angin Savonius, hal ini ditandai dengan kenaikan putaran ( $n$ ), torsi statis ( $T$ ), dan *Coefficient of Power (CoP)* dibandingkan dengan turbin angin tanpa silinder pengganggu.
2. Putaran terbesar turbin angin Savonius ( $n$ ) didapatkan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  sebesar 555,49 rpm, sedangkan peningkatan terbesar turbin angin Savonius akibat adanya silinder pengganggu dibandingkan tanpa silinder pengganggu ( $n/n_0$ ) didapatkan pada jarak  $S/D = 2,0$  untuk  $Re = 3,0 \times 10^4$  yang meningkat sebesar 1,76 kali lebih besar.
3. Torsi statis terbesar turbin angin Savonius ( $T$ ) didapatkan pada  $Re = 9,0 \times 10^4$  yaitu sebesar 8,8 N.cm, sedangkan peningkatan terbesar torsi statis turbin angin Savonius akibat adanya silinder pengganggu dibandingkan tanpa silinder pengganggu ( $T/T_0$ ) didapatkan pada jarak  $S/D = 2,0$  untuk  $Re = 3,0 \times 10^4$  yang meningkat sebesar 1,41 kali lebih besar.
4. *Coefficient of Power (CoP)* terbesar turbin angin Savonius didapatkan pada  $Re = 6,0 \times 10^4$  yaitu sebesar 18,52 %, sedangkan peningkatan terbesar *Coefficient of Power* turbin angin Savonius akibat adanya silinder pengganggu dibandingkan dengan *Coefficient of Power*

tanpa pengganggu ( $CoP/CoP_0$ ) didapatkan pada jarak  $S/D = 2,0$  untuk  $Re = 3,0 \times 10^4$  yang meningkat sebesar 7,42 kali lebih besar.

5. Nilai *Tip Speed Ratio* (TSR) terbesar berada pada nilai *Coefficient of Power* yang paling maksimum. Dimana terjadi pada penggunaan bilangan Reynolds  $6,0 \times 10^4$ , dengan nilai TSR yang didapat adalah 0,869 dengan nilai CoP sebesar 18,52%.
6. Performa turbin angin Savonius optimal didapatkan pada jarak  $S/D = 2,0$ ; pada penggunaan bilangan Reynolds sebesar  $6,0 \times 10^4$ .

## 5.2 Saran

Adapun saran mengenai studi eksperimen yang telah dilakukan adalah sebagai berikut:

1. Pengambilan data sebaiknya dilakukan dalam satu kondisi yang sama agar *properties* fluida tidak berubah.
2. Pengambilan data torsi dinamis sebaiknya tidak dilakukan hanya pada saat turbin berhenti dengan beban maksimal, tetapi diambil juga saat massa beban belum maksimal dan dihitung nilai putarannya.
3. Perlu diperhatikan kelurusan atau kebalans-an poros turbin angin Savonius.
4. Perlu ditambahkan *honeycomb* setelah keluaran blower untuk mencegah *swirl* yang dihasilkan.

## DAFTAR PUSTAKA

Dewi, Retno 2016. “Studi eksperimen pengaruh silinder pengganggu di depan returning blade turbin angin Savonius terhadap performa turbin”. **Studi Kasus Untuk Rasio Diameter Silinder Pengganggu terhadap Diameter Turbin ( $d/D$ ) = 0,75**

Fox R.W., McDonald A.T., dan Pritchard P.J. 2011. **Introduction to Fluid Mechanics 8<sup>th</sup> editions**. New York City: John Willey & Sons Inc.

Mohamed, M.H., Janiga, G., Pap, E., dan Thevenin, D. 2010. **“Optimization of Savonius turbines using an obstacle shielding the returning blade”**. *Renewable Energy* 35 (2010) 2618-2626.

Tsutsui, T dan Igarashi, T. 2002. **“Drag Reduction on Circular Cylinder in an Air-Stream”**, *Journal of Wind Engineering And Industrial Aerodynamic*, Vol 90.

Sang-Joon Lee, Sang-Ik Lee, dan Cheol-Woo Park. 2004. **“Reducing the drag on a circular cylinder by upstream installation of a small control rod”**. *Fluid Dynamics Research* 34 (2004) 233-250.

N.H. Mahmoud, A.A. El-Harun, E.Wahba, dan M.H. Nasef. 2012. **“An experimental study on improvement of Savonius rotor performance”**. *Alexandria Engineering Journal* 51 (2012) 19-25.

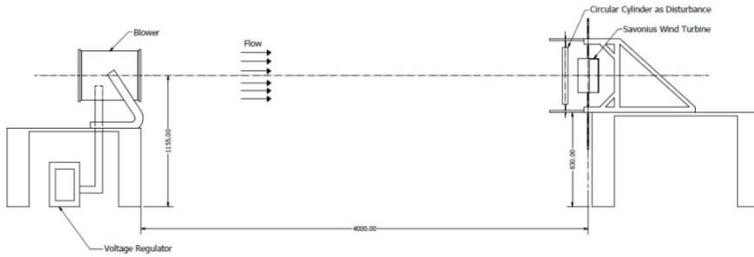
[halaman ini sengaja dikosongkan]

## LAMPIRAN

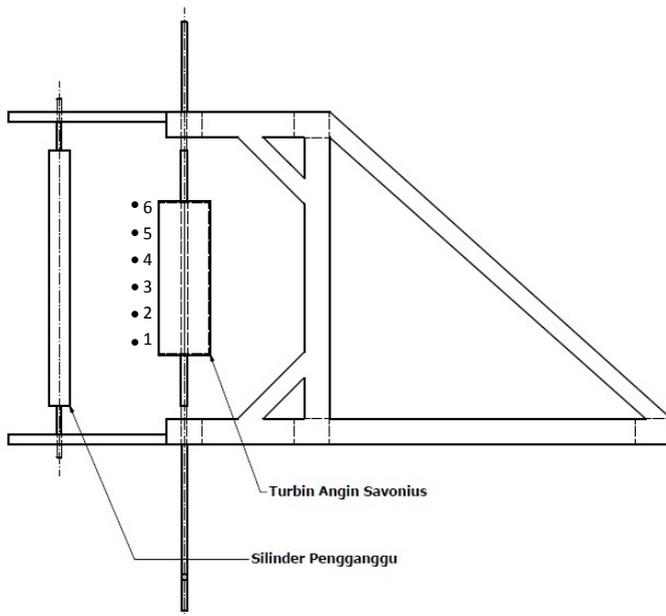
### **Menentukan Keseragaman Aliran (*Uniform Flow*)**

Keseragaman aliran (*uniform flow*) sangat dibutuhkan dalam melakukan sebuah penelitian mengenai aliran. Hal ini agar penelitian yang dilakukan bisa mendapatkan hasil yang paling ideal. Menentukan apakah aliran tersebut sudah uniform atau belum, biasanya benda uji diuji di dalam sebuah terowongan angin (*wind tunnel*). Akan tetapi, pada penelitian kali ini benda uji diletakkan di luar *wind tunnel*, hal ini dimaksudkan agar penelitian ini dikondisikan seperti di kondisi nyata.

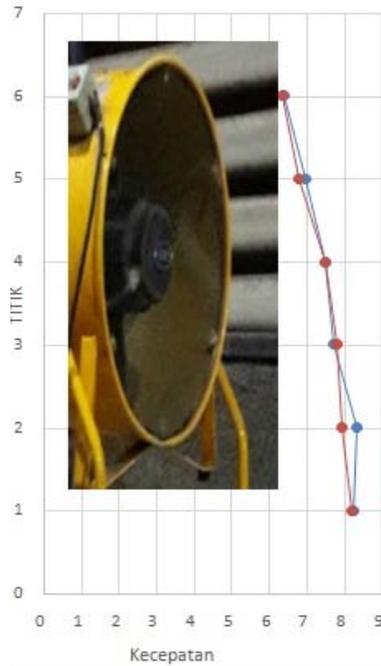
Untuk menentukan keseragaman aliran pada kondisi *external flow* lebih sulit dibandingkan pada kondisi *internal flow*. Karena fluida pada aliran eksternal memiliki sumber yang tidak hanya dari 1 titik, melainkan dari banyak titik. Pada penelitian turbin angin Savonius kali ini, cara untuk mendapatkan keseragaman alirannya ialah dengan mengatur jarak turbin angin Savonius dan blower. Dimana jaraknya adalah sebesar 2m, 2,5m, 3m, 3,5m dan 4m. Untuk mengetahui besar kecepatannya ialah dengan menggunakan anemometer. Kemudian untuk menentukan keseragaman alirannya, maka diambil 6 titik secara vertikal dengan mengatur ketinggian anemometer, sehingga didapatkan besar kecepatan pada 6 titik tersebut. Dimana titik 1 berada pada bagian bawah blower dan titik 6 merupakan titik teratas dari blower. Didapatkan bahwa keseragaman aliran (*uniform flow*) didapat pada titik 4m. Berikut merupakan data keseragaman aliran pada jarak turbin dengan blower sebesar 4m.



**Gambar A.1** Skema Penelitian



**Gambar A.2** Titik yang diukur untuk Menghitung Kecepatan Angin



**Gambar A.3** Grafik Keseragaman Aliran pada Jarak 4m

**Tabel A.1** Data Kecepatan Angin pada Jarak 4m

<b>Titik</b>	<b>Kecepatan (m/s)</b>
1	8.2
2	7.94
3	7.79
4	7.49
5	6.78
6	6.33

Berdasarkan grafik A.1 dan tabel A.1, data yang didapat, besar kecepatan angin yang dihasilkan blower pada jarak 4m ini dirasa sudah paling maksimal, atau sudah paling uniform dibandingkan jarak yang lebih dekat. Pada titik 1, kecepatan angin mencapai 8,2 m/s sedangkan seiring dengan naiknya titik maka nilai kecepatan yang dihasilkan lebih kecil. Dimana pada titik 6 memiliki nilai terkecil yaitu 6,33 m/s. Hal ini terjadi bisa diakibatkan karena posisi blower yang tidak sejajar dengan anemometer. Ketidaksejajaran ini terjadi akibat getaran yang dihasilkan oleh blower dan dudukannya, sehingga menjadikan data kecepatan angin yang dihasilkan tidak sama.

**Tabel A2.** Data Putaran Turbin Angin Savonius

S/D	RPM (n)			n/no		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
1.50	88.24	318.11	536.84	1.018	0.998	1.053
1.60	98.23	333.56	538.79	1.134	1.047	1.056
1.70	104.05	377.81	541.41	1.201	1.185	1.062
1.80	116.37	400.55	550.68	1.343	1.257	1.080
1.90	137.11	425.14	532.18	1.582	1.334	1.043
2.00	152.85	432.31	555.49	1.764	1.356	1.089
2.10	140.9	402.68	530.54	1.626	1.264	1.040
2.20	125.43	360.25	528.38	1.447	1.130	1.036
2.30	100.29	359.22	525.61	1.157	1.127	1.031
2.40	95.92	355.9	523	1.107	1.117	1.025
n0	86.66	318.7	510			

**Tabel A3.** Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius

S/D	T (N.cm)			T/To		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
1.50	1.2	4	7.2	1.000	1.081	1.075
1.60	1.3	4.1	7.5	1.083	1.108	1.119
1.70	1.4	4.3	8	1.167	1.162	1.194
1.80	1.4	4.3	8.2	1.167	1.162	1.224
1.90	1.6	4.5	8.6	1.333	1.216	1.284
2.00	1.7	5.1	8.8	1.417	1.378	1.313
2.10	1.5	4.8	8.5	1.250	1.297	1.269
2.20	1.5	4.6	8.3	1.250	1.243	1.239
2.30	1.4	4.3	8.1	1.167	1.162	1.209
2.40	1.3	4.2	8	1.083	1.135	1.194
T0	1.2	3.7	6.7			

**Tabel A4.** Data Torsi Statis Turbin Angin Savonius pada S/D = 2,0

$\theta$	T (N.cm)		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
0	1.7	5.1	8.8
10	1.8	4	7.4
20	1.6	2.4	5
30	1.3	2.1	4.5
40	1.2	2	3.3
50	1.1	1.8	2.6
60	1.2	2.1	3.1
70	1.2	2.5	3
80	1.2	2.8	3.8

90	1.2	3	6.8
100	1.4	3.2	10.8
110	1.6	4	12.3
120	1.9	5.3	13.7
130	2.1	6.6	14
140	2.3	7.2	14.2
150	2	6.9	13.7
160	1.9	6.7	13.2
170	1.7	5.9	11
180	1.7	5.1	8.8

**Tabel A5.** Data Torsi Dinamis Turbin Angin Savonius

S/D	T (N.cm)			T/To		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
1.50	0.098	1.373	2.649	2.000	3.111	1.227
1.60	0.108	1.472	2.649	2.200	3.333	1.227
1.70	0.118	1.472	2.649	2.400	3.333	1.227
1.80	0.118	1.570	2.453	2.400	3.556	1.136
1.90	0.147	1.570	2.551	3.000	3.556	1.182
2.00	0.196	1.668	2.747	4.000	3.778	1.273
2.10	0.147	1.570	2.551	3.000	3.556	1.182
2.20	0.128	1.373	2.453	2.600	3.111	1.136
2.30	0.108	1.373	2.551	2.200	3.111	1.182
2.40	0.098	1.275	2.453	2.000	2.889	1.136
T0	0.049	0.441	2.158			

**Tabel A6.** Data CoP dan TSR Turbin Angin Savonius

S/D	CoP (%)			TSR		
	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000	Re = 30000	Re = 60000	Re = 90000
1.50	1.792	12.835	10.861	0.356	0.731	0.721
1.60	2.195	14.007	10.900	0.396	0.745	0.723
1.70	2.536	14.303	10.953	0.420	0.760	0.727
1.80	2.837	16.174	10.316	0.469	0.806	0.739
1.90	4.178	17.167	10.368	0.553	0.856	0.715
2.00	6.210	18.527	11.238	0.617	0.869	0.746
2.10	4.293	16.260	10.336	0.568	0.810	0.712
2.20	3.312	12.729	9.898	0.506	0.725	0.709
2.30	2.241	12.692	10.240	0.405	0.723	0.706
2.40	1.948	11.677	9.797	0.387	0.716	0.702
Standar	1.763	3.477	8.407	0.349	0.641	0.685

**Tabel A7.** Data Perhitungan CoP dan TSR pada  $3,0 \times 10^4$ 

S/D	Putaran (rpm)	Massa Beban (g)	Massa Pegas (g)	Torsi Dinamis (Nm)	Daya Aktual (W)	Daya Teoritis (W)	CoP	%CoP	TSR	CoP/CoPO
1.50	88.24	20	10	0.000981	0.0091	0.5059	0.0179	1.792	0.356	2.142
1.60	98.23	21	10	0.001079	0.0111	0.5059	0.0219	2.195	0.396	2.623
1.70	104.05	22	10	0.001177	0.0128	0.5059	0.0254	2.536	0.420	3.031
1.80	116.37	32	20	0.001177	0.0144	0.5059	0.0284	2.837	0.469	3.390
1.90	137.11	45	30	0.001472	0.0211	0.5059	0.0418	4.178	0.553	4.993
2.00	152.85	50	30	0.001962	0.0314	0.5059	0.0621	6.210	0.617	7.422
2.10	140.9	45	30	0.001472	0.0217	0.5059	0.0429	4.293	0.568	5.131
2.20	125.43	33	20	0.001275	0.0168	0.5059	0.0331	3.312	0.506	3.959
2.30	100.29	21	10	0.001079	0.0113	0.5059	0.0224	2.241	0.405	2.678
2.40	95.92	20	10	0.000981	0.0099	0.5059	0.0195	1.948	0.387	2.329
Standar	86.8	40	35	0.000491	0.0044	0.5059	0.0088	0.879	0.349	

**Tabel A8.** Data Perhitungan CoP dan TSR pada  $Re = 6,0 \times 10^4$ 

S/D	Putaran (rpm)	Massa Beban (g)	Massa Pegas (g)	Torsi Dinamis (Nm)	Daya Aktual (W)	Daya Teoritis (W)	CoP	%CoP	TSR	CoP/CoPO
1.50	318.11	240	100	0.014	0.523	4.072	0.128	12.835	0.731	3.691
1.60	333.56	250	100	0.015	0.570	4.072	0.140	14.007	0.745	4.028
1.70	377.81	260	110	0.015	0.582	4.072	0.143	14.303	0.760	4.113
1.80	400.55	270	110	0.016	0.659	4.072	0.162	16.174	0.806	4.652
1.90	425.14	270	110	0.016	0.699	4.072	0.172	17.167	0.856	4.937
2.00	431.82	280	110	0.017	0.754	4.072	0.185	18.527	0.869	5.328
2.10	402.68	270	110	0.016	0.662	4.072	0.163	16.260	0.810	4.676
2.20	360.25	240	100	0.014	0.518	4.072	0.127	12.729	0.725	3.661
2.30	359.22	240	100	0.014	0.517	4.072	0.127	12.692	0.723	3.650
2.40	355.9	230	100	0.013	0.475	4.072	0.117	11.677	0.716	3.358
Standar	318.7	95	50	0.004	0.147	4.072	0.036	3.616	0.641	

**Tabel A9.** Data Perhitungan CoP dan TSR pada  $Re = 9,0 \times 10^4$ 

S/D	Putaran (rpm)	Massa Beban (g)	Massa Pegas (g)	Torsi Dinamis (Nm)	Daya Aktual (W)	Daya Teoritis (W)	CoP	%CoP	TSR	CoP/CoPO
1.50	536.84	430	170	0.026	1.490	13.716	0.109	10.861	0.721	1.024
1.60	538.79	430	170	0.026	1.495	13.716	0.109	10.900	0.723	1.028
1.70	541.41	440	180	0.026	1.502	13.716	0.110	10.953	0.727	1.033
1.80	550.68	470	210	0.026	1.415	13.716	0.103	10.316	0.739	0.973
1.90	532.18	460	190	0.026	1.422	13.716	0.104	10.368	0.715	0.978
2.00	555.49	480	200	0.027	1.598	13.716	0.117	11.654	0.746	1.099
2.10	530.54	460	190	0.026	1.418	13.716	0.103	10.336	0.712	0.975
2.20	528.38	450	190	0.026	1.358	13.716	0.099	9.898	0.709	0.933
2.30	525.61	440	180	0.026	1.404	13.716	0.102	10.240	0.706	0.966
2.40	523	410	160	0.025	1.344	13.716	0.098	9.797	0.702	0.924
Standar	510	410	190	0.022	1.153	13.716	0.084	8.407	0.684	

**Tabel A10.** Data Perhitungan Bilangan Reynolds dan CoP pada  $S/D = 2,0$ 

Re	V (m/s)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	A (m <sup>2</sup> )	Pw (watt)	m (g)	s (g)	F (N)	r (m)	T (N.m)	n (rpm)	$\omega$ (rad/s)	P <sub>T</sub> (watt)	COP (%)
30000	2.47	1.1768	0.05706	0.50594	50	30	0.1962	0.01	0.001962	152.85	16.01	0.031	6.209
40000	3.30	1.1768	0.05706	1.20542	100	50	0.4905	0.01	0.004905	205.68	21.55	0.106	8.767
50000	4.12	1.1768	0.05706	2.35434	180	60	1.1772	0.01	0.011772	281.91	29.53	0.347	14.767
60000	4.95	1.1768	0.05706	4.07211	270	100	1.6677	0.01	0.016677	431.82	45.24	0.754	18.527
70000	5.77	1.1768	0.05706	6.46032	300	120	1.7658	0.01	0.017658	462.75	48.48	0.856	13.25
80000	6.60	1.1768	0.05706	9.64340	355	130	2.2073	0.01	0.0220725	493.9	51.74	1.142	11.843
90000	7.42	1.1768	0.05706	13.71564	480	200	2.7468	0.01	0.027468	555.49	58.19	1.598	11.654

[halaman ini sengaja dikosongkan]

## BIODATA PENULIS



Penulis, Andreadi Bayu Rivascha adalah anak pertama dari tiga bersaudara. Lahir di Jakarta pada 13 Juni 1994. Penulis memulai pendidikannya dari TK Aisyah Tebet, Jakarta kemudian diteruskan ke jenjang berikutnya di SD Islam Al-Azhar 9 Kemang Pratama Bekasi pada tahun 2000 dan SMP Islam Al-Azhar 12 Rawamangun Jakarta pada tahun 2006. Kemudian melanjutkan pendidikannya di SMA Negeri 61 Jakarta di tahun 2009. Sebuah kebanggaan terhadap penulis dapat meneruskan pendidikan di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2012. Masuk melalui jalur SNMPTN Tulis ke jurusan yang penulis idamkan yaitu Teknik Mesin, penulis memulai kehidupan baru yang jauh dari orang tua. Sehingga menuntut penulis agar bisa mandiri di berbagai bidang. Saat masa kuliah ini penulis mendapatkan banyak pengalaman dan ilmu yang sangat berharga. Baik dari sisi akademik maupun organisasi. Semasa kuliah, penulis aktif di berbagai panitia acara dan kegiatan kemahasiswaan. Dimana semasa kuliah ini, penulis pernah menduduki jabatan penting, yaitu sebagai Ketua Divisi Roda 4 Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin ITS (2014-2015).