

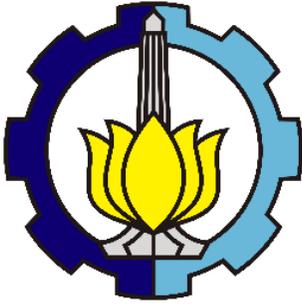
TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK PENGARUH LEBAR SUDU DAN JUMLAH
SUDU PADA PERFORMANSI CLOSED TYPE MULTIPLE
BLADE IMPULSE WIND TURBINE**

Charminuel Sihombing
NRP 02111840000120

DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko
NIP 196010041986011004

Program Studi S-1 Teknik Mesin
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



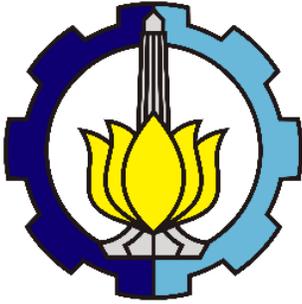
TUGAS AKHIR - TM184835

**STUDI NUMERIK PENGARUH LEBAR SUDU DAN JUMLAH
SUDU PADA PERFORMANSI CLOSED TYPE MULTIPLE
BLADE IMPULSE WIND TURBINE**

Charminuel Sihombing
NRP 0211184000120

DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko
NIP. 196010041986011001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2021



FINAL PROJECT - TM184835

**NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF BLADE WIDTH
AND NUMBER OF BLADES ON THE PERFORMANCE OF
MULTIPLE BLADE CLOSED TYPE IMPULSE WIND TURBINE**

Charminuel Sihombing
NRP 0211184000120

DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko
NIP. 196010041986011001

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Sepuluh Nopember of Institute Technology
Surabaya 2021

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI NUMERIK PENGARUH LEBAR SUDU DAN JUMLAH SUDU PADA PERFORMANSI *CLOSED TYPE MULTI BLADE IMPULSE WIND* *TURBINE*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

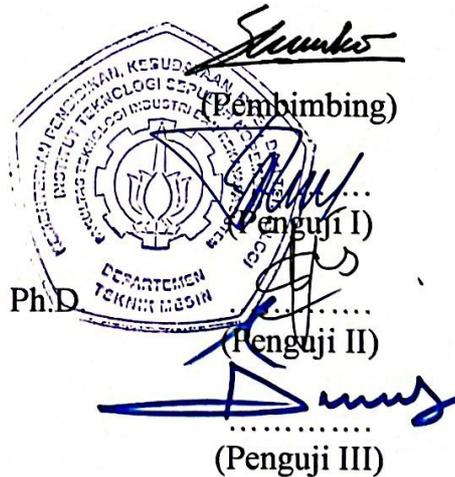
Oleh:

Charminuel Sihombing

NRP. 02111840000120

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD.
3. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.
4. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.



**SURABAYA
JULI, 2022**

APPROVAL SHEET

NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF BLADE WIDTH AND NUMBER OF BLADES ON THE PERFORMANCE OF MULTIPLE BLADE CLOSED TYPE IMPULSE WIND TURBINE

FINAL PROJECT

Submitted to fulfil one of the requirements
For obtaining a degree Bachelor of Engineering at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology

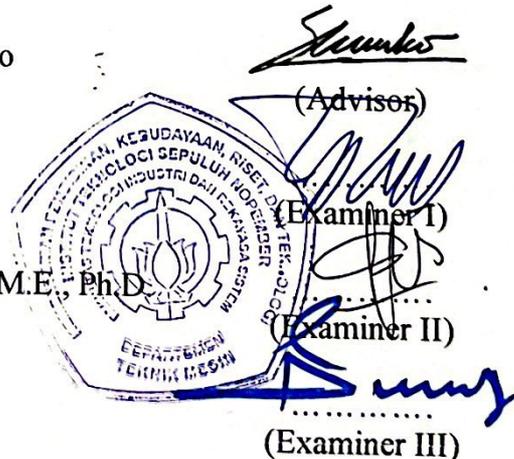
By:

Charminuel Sihombing

NRP. 0211184000120

Approved by Final Project Examiner Team:

1. Prof. Dr. Ing. Ir. Herman Sasongko
NIP. 196010041986001101
2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD.
NIP. 196412281990031002
3. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D.
NIP. 198105292003122001
4. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
NIP. 196709151995121001



**SURABAYA
JULY, 2022**

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa/NRP : Charminuel Sihombing/
02111840000120

Departemen : Teknik Mesin

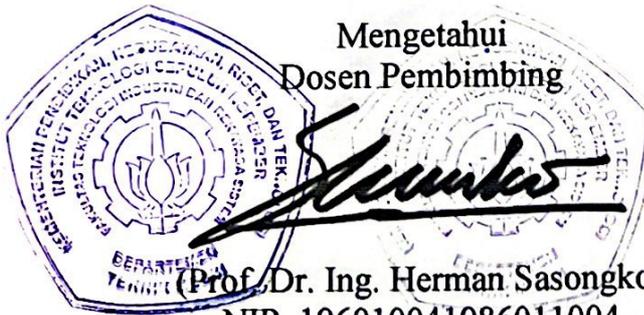
Dosen Pembimbing/NIP : Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko /
196010041986011004

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Studi numerik pengaruh lebar sudu dan jumlah sudu pada performansi *Multiple blade closed type impulse wind turbine*” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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

Surabaya, 27 Juli 2022

Mengetahui
Dosen Pembimbing



(Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko)
NIP. 196010041986011004

Mahasiswa

A handwritten signature in black ink, which appears to be 'Charminuel Sihombing'.

(Charminuel Sihombing)
NRP.02111840000120

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of Student /NRP : Charminuel Sihombing/
02111840000120

Department : Teknik Mesin

Advisor/NIP : Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko/
196010041986011004

Hereby declare that the Final Project with the title of “Numerical study of the influence of blade width and number of blades on the performance of Multiple blade closed type impulse wind turbine” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

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

Surabaya, 27 July 2022

Acknowledged
Advisor

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Herman Sasongko', is written over a circular official stamp of Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). The stamp contains the text 'INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER SURABAYA' and 'FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING'.

(Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko)
196010041986011004

Student

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Charminuel Sihombing', is written in cursive.

(Charminuel Sihombing)
NRP.02111840000120

STUDI NUMERIK PENGARUH LEBAR SUDU DAN JUMLAH SUDU PADA PERFORMANSI *CLOSED TYPE MULTIPLE BLADE IMPULSE* *WIND TURBINE*

Nama : Charminuel Sihombing
NRP : 02111840000120
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing ; Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko

ABSTRAK

Turbin angin yang hadir menjadi salah satu pilihan alternatif sumber energi khususnya energi listrik yang bersifat mikro maupun makro bagi wilayah Indonesia. *Multiple blade closed type impulse wind turbine* merupakan sebuah turbin inovasi dimana turbin ini merupakan suatu turbin angin jenis impuls tipe tertutup yang mempunyai banyak sudu-sudu. Dimana kerja dari *Impulse turbine* yaitu memanfaatkan *drag force* yang terjadi pada *blade* untuk menghasilkan torsi pada rotornya. Ketika aliran fluida melintasi *blade Impulse turbine*, tekanan statis aliran dianggap tetap. Pada turbin ini dipasangkan *nozzle* untuk meningkatkan kecepatan aliran fluida sehingga meningkatkan momentum aliran pada *nozzle*. Peningkatan momentum aliran pada *nozzle* ini akan menurunkan tekanan statis pada luaran *nozzle*. Fluida dengan momentum tinggi ini kemudian menerpa rotor *blade* sehingga menghasilkan *drag force* yang selanjutnya akan menghasilkan torsi pada rotor. Kinerja turbin impuls sangat dipengaruhi oleh kecepatan angin, lebar sudu, jumlah sudu, dan putaran rotor relatif terhadap kecepatan angin.

Oleh karena itu, dilakukan penelitian untuk mengetahui pengaruh dari lebar sudu dan jumlah sudu terhadap performansi dari *Multiple blade closed type impulse wind turbine* ini. variasi yang digunakan dalam penelitian ini dimana digunakan lebar sudu 0.17m dan 0.19m dan juga variasi jumlah sudu yaitu 8 buah dan 12 buah. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan ANSYS FLUENT 2021 R2. Kondisi penelitian *transient* dengan menggunakan model turbulen *K-ε standard turbulent*. Kondisi dinding adalah *no slip stationery wall*.

Hasil yang akan diperoleh dari penelitian ini adalah *blade* dengan lebar sudu 0.19m lebih efektif menghasilkan *drag force* jika dibandingkan dengan *blade* dengan lebar sudu 0.17m. Lalu pada variasi dengan jumlah *blade* 12 lebih efektif memanfaatkan aliran angin yang memasuki celah rotor sehingga lebih efektif menghasilkan gaya *drag* dibandingkan dengan variasi jumlah *blade* 8.

Kata kunci: Turbin angin, turbin impuls, jumlah *blade*, lebar *blade*, pola aliran

NUMERICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF BLADE WIDTH AND NUMBER OF BLADES ON THE PERFORMANCE OF MULTIPLE BLADE CLOSED TYPE IMPULSE WIND TURBINE

Nama : Charminuel Sihombing
NRP : 02111840000120
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing ; Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko

ABSTRACT

The wind turbines that are present are one of the alternative energy sources, especially micro and macro electrical energy for the territory of Indonesia. Multiple blade closed type impulse wind turbine is an innovation turbine where this turbine is a closed type impulse wind turbine which has many blades. Where the work of the Impulse turbine is to utilize the drag force that occurs in the blade to produce torque on the rotor. When fluid flows across the Impulse turbine blades, the static pressure of the flow is assumed to be constant. In this turbine a nozzle is attached to increase the velocity of the fluid flow thereby increasing the momentum of the flow at the nozzle. This increase in flow momentum at the nozzle will reduce the static pressure at the nozzle output. This high momentum fluid then hits the rotor blades to produce a drag force which in turn produces torque on the rotor. Impulse turbine performance is strongly influenced by wind speed, blade width, number of blades, and rotor rotation relative to wind speed.

Therefore, a study was conducted to determine the effect of blade width and number of blades on the performance of this Multiple blade closed type impulse wind turbine. The variations used in this study are 0.17m and 0.19m blade widths and also the variations in the number of blades are 8 pieces and 12 pieces. This research was conducted using ANSYS FLUENT 2021 R2. Transient research conditions using the turbulent model $K-\epsilon$ standard turbulent. The condition of the wall is no slip stationery wall.

The result of this research is that a blade with a blade width of 0.19m is more effective in producing drag force when compared to a blade with a blade width of 0.17m. Then the variation with the number of blades 12 is more effective in utilizing the wind flow entering the rotor gap so that it is more effective in producing drag force compared to variations in the number of blades 8.

Kata kunci: Wind turbine, Impulse turbine, Number of blades, Blade curvature, Flow pattern

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis ucapkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa karena atas penyertaan dan kasih-Nya penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini. Penulis sangat berterimakasih kepada seluruh pihak yang senantiasa membantu penulis baik dalam suka maupun duka dalam menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak, Ibu, Kakak, Adik, dan seluruh keluarga penulis yang senantiasa memberikan doa dan dukungan baik secara moral maupun material sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan tugas akhir ini.
2. Prof. Dr.Ing. Ir. Herman Sasongko. selaku dosen pembimbing penulis dalam tugas akhir ini yang telah memberikan banyak ilmu, saran, dan pengalaman kepada penulis dalam pengerjaan tugas akhir ini serta selalu sabar dalam memberikan bimbingan kepada penulis.
3. Bapak Prof. Ir. Sutardi, M.Eng, PhD., Ibu Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.E., Ph.D., dan Bapak Nur Ikhwan, S.T., M.Eng. selaku dosen penguji tugas akhir yang senantiasa memberikan masukan dan saran dalam penyempurnaan tugas akhir ini.
4. Bapak Sutikno ST. MT. Dr-Eng. selaku dosen wali penulis yang membantu proses perkuliahan penulis dari awal kuliah hingga akhir kuliah.
5. Rekan seperbimbingan tugas akhir penulis yaitu Johan Nicholas Pasaribu yang selalu bersama-sama dalam mengarungi suka dan duka selama proses pengerjaan tugas akhir.
6. Teman-teman laboratorium Mekanika dan Mesin-mesin Fluida selaku sesama pejuang tugas akhir yang selalu menemani dan memberikan tempat bagi penulis dalam penyusunan tugas akhir.
7. Seluruh civitas akademika departemen Teknik Mesin FTIRS-ITS yang telah banyak memberikan banyak hal selama perkuliahan.
8. Keluarga M61 yang telah banyak memberikan bantuan dan pengalaman kepada penulis selama masa perkuliahan.
9. Keluarga Kos KTT II 23, Parulian Aritonang, Robertus Raditya, Philipus Purba, Antonio Dega, Steve Armando, Kanda Wibisana, Jeremia Keloko, Bill Harith, Lionel Carlo, Theodorus Clarence, Rayhan Alifa, Ivan Santoso yang senantiasa selalu menghibur penulis selama berada di kosan.
10. Seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu oleh penulis.

Penulis menyadari dalam penulisan tugas akhir ini masih banyak kekurangan, oleh karena itu saran dan masukan sangat penting dalam penyempurnaan penulisan tugas akhir ini. Harapan kedepannya semoga penulisan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat. Aamiin

Surabaya 15, Juli 2022

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI.....	iv
DAFTAR GAMBAR.....	vii
DAFTAR TABEL.....	x
BAB I.....	1
PENDAHULUAN	1
Latar Belakang.....	1
Rumusan Masalah	2
Batasan Masalah.....	3
Tujuan Penelitian.....	3
Manfaat Penelitian	3
BAB II.....	4
TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Impulse Turbine.....	4
2.1.1 Impulse Hydro Turbine.....	5
2.1.2 Impulse Wind Turbine	5
2.2 Drag Force pada Impulse Turbine.....	6
2.3 Computational Fluid Dynamics (CFD)	8
2.4 Penelitian-Penelitian Terdahulu.....	8
2.4.1 Studi Eksperimen Mengenai Pengaruh Jumlah Sudu, <i>Aspect Ratio</i> , dan <i>Overlap Ratio</i> Terhadap Performansi Rotor Turbin Savonius	9
2.4.2 Pengaruh Variasi Diameter dan Jumlah Sudu Terhadap unjuk Kerja pada Turbin Angin Savonius Poros Vertikal	11
2.4.3 Variasi Jumlah Sudu dan Modifikasi Bentuk Nosel pada Turbin Pelton untuk Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro.	15
BAB III.....	18
METODOLOGI PENELITIAN.....	18
3.1 Tahapan Penelitian	18
3.2 Pre-Processing.....	18
3.2.1 Pembuatan Geometri Turbin dan Variasi	18

3.2.2	Pembuatan Domain Simulasi dan <i>Meshing</i>	21
3.2.3	Penentuan Kondisi Batas Simulasi	21
3.3	Solver/Processing.....	22
3.3.1	Models.....	22
3.3.2	Materils	22
3.3.3	Cellzone condition	22
3.3.4	Penentuan Kondisi Fisis dan Properti Fluida.....	22
3.3.5	Input Nilai Kondisi Batas.....	23
3.3.6	Solution Method.....	23
3.3.7	Residual Monitor	23
3.3.8	Initialization	24
3.3.9	Run Calculations.....	24
3.4	Post Processing	24
3.4.1	Grid Independency Test.....	24
3.4.2	Data yang akan Diperoleh.....	25
3.5	Diagram Alir Penelitian	26
3.6	Jadwal Kegiatan.....	27
BAB IV		18
ANALISA DAN PEMBAHASAN.....		18
4.1	Pengaruh Lebar <i>blade</i> pada Jumlah Sudu 8.....	18
4.1.1	Lebar 0.17m pada Putaran 300rpm, 500rpm, dan 700rpm	28
4.1.2	Lebar 0.19m pada Putaran 300rpm, 500rpm, dan 700rpm	35
4.1.3	Perbandingan Lebar <i>blade</i> 0.17m dan Lebar <i>blade</i> 0.19m pada jumlah blade 8....	21
4.2	Pengaruh Lebar <i>blade</i> pada Jumlah Sudu 12.....	43
4.2.1	Lebar 0.17m pada Putaran 300rpm, 500rpm, dan 700rpm	43
4.2.2	Lebar 0.19m pada Putaran 300rpm, 500rpm, dan 700rpm	50
4.2.3	Perbandingan Lebar <i>blade</i> 0.17m dan Lebar <i>blade</i> 0.19m pada Jumlah <i>blade</i> 12.	58
4.3	Perbandingan Turbin Jumlah <i>blade</i> 8 dengan Jumlah <i>blade</i> 12	59
4.4	Diskusi	18
BAB V		72
KESIMPULAN DAN SARAN.....		72
5.1	Kesimpulan.....	72

5.1	Saran	72
	DAFTAR PUSTAKA	73
	LAMPIRAN.....	74
	BIODATA PENULIS	80

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Konsep turbin angin yang menggunakan drag.....	4
Gambar 2. 2 Turbin Pelton.....	5
Gambar 2. 3 Turbin angin Savonius dengan 3 blade	5
Gambar 2. 4 Turbin Pelton Turbin angin impuls tipe terbuka dengan jumlah blade banyak	6
Gambar 2. 5 (a) Pemodelan drag force pada turbin impuls, (b) model aliran dengan sudu bergerak, (c) model aliran relatif dengan sudu diam.	6
Gambar 2. 6 Pemodelan aliran relatif pada sudu	7
Gambar 2. 7 Skema rotor savonius single stage	9
Gambar 2. 8 Pengaruh Variasi Jumlah <i>blade</i> pada <i>Coefficient of Power</i> fungsi kecepatan angin pada turbin	9
Gambar 2. 9 Pengaruh <i>Overlap Ratio</i> pada daya aktual turbin fungsi kecepatan angin	10
Gambar 2. 10 Pengaruh <i>Aspect ratio</i> pada daya aktual turbin terhadap kecepatan angin	10
Gambar 2. 11 Pengaruh End Plates pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin	11
Gambar 2. 12 Variasi Jumlah Sudu Dengan Diameter 18 cm	12
Gambar 2. 13 Variasi Jumlah Sudu Dengan Diameter 6 cm	15
Gambar 2. 14 Grafik Hubungan Kecepatan Angin terhadap Putaran Rotor (a). Tanpa Konsentrator, (b). Menggunakan Konsentrator.	16
Gambar 2. 15 Gambar 2.15 Grafik hubungan Kecepatan Angin terhadap Daya Rotor (a). Tanpa Konsentrator, (b). Menggunakan Konsentrator	16
Gambar 2. 16 Grafik hubungan Daya Mekanik – Putaran dengan menggunakan Nosel Lingkaran	15
Gambar 2. 17 Grafik hubungan Efisiensi Sistem terhadap Putaran menggunakan Nosel Lingkaran	16
Gambar 2. 18 Grafik Daya – Putaran terhadap Putaran pada Sudu 20 dengan Perbandingan Antara Nosel Lingkaran dan Nosel Persegi	16
Gambar 3. 1 Geometri turbin (a), rotor dan poros (b), casing (c).....	18
Gambar 3. 2 Variasi geometri dalam simulasi, Lebar blade 0.19m - Jumlah blade 12 (a), Lebar blade 0.19m - Jumlah blade 8 (b), Lebar blade 0.17m - Jumlah blade 12 (c), Lebar blade 0.17m - Jumlah blade 8 (d).....	20
Gambar 3. 3 Dimensi turbin dan sudu	20
Gambar 3. 4 Meshing domain simulasi	21
Gambar 3. 5 Kondisi batas simulasi	22
Gambar 3. 6 Grafik perbandingan momen terhadap jumlah cell.....	25
Gambar 3. 7 Skema perhitungan pressure coefficient pada blade.....	27
Gambar 3. 8 Diagram alir penelitian.....	27
Gambar 4. 1 Vektor kecepatan turbin N =8, lebar L = 0.17m, n 300 rpm.....	28
Gambar 4. 2 Vektor kecepatan turbin N =8, lebar L = 0.17m, n 300 rpm.....	29
Gambar 4. 3 Blade pressure coefficient turbin blade N = 8, lebar L =0.17m, n = 300rpm.....	30
Gambar 4. 4 Vektor kecepatan turbin N =8, lebar L = 0.17m, n= 500 rpm	31
Gambar 4. 5 Blade pressure coefficient turbin N =8, lebar L = 0.17m, n= 500 rpm.....	31
Gambar 4. 6 Blade pressure coefficient turbin N =8, lebar L = 0.17m, n= 500 rpm.....	32

Gambar 4. 7 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 500\text{ rpm}$	34
Gambar 4. 8 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 500\text{ rpm}$	35
Gambar 4. 9 Vektor kecepatan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 300\text{ rpm}$	36
Gambar 4. 10 Blade pressure coefficient turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 300\text{rpm}$	36
Gambar 4. 11 Vektor kecepatan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 500\text{rpm}$	37
Gambar 4. 12 Blade pressure coefficient turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 500\text{ rpm}$	37
Gambar 4. 13 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, dan $n = 300\text{ rpm}$...	38
Gambar 4. 14 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, dan $n = 300\text{ rpm}$...	39
Gambar 4. 15 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, dan $n = 300\text{ rpm}$...	40
Gambar 4. 16 Momen rotor $N = 8$ dengan variasi lebar blade	41
Gambar 4. 17 Power turbin $N = 8$ dengan variasi lebar blade	42
Gambar 4. 18 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 300\text{ rpm}$	43
Gambar 4. 19 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 300\text{ rpm}$	44
Gambar 4. 20 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 300\text{ rpm}$	45
Gambar 4. 21 Vektor kecepatan turbin blade $N = 12$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 500\text{rpm}$	46
Gambar 4. 22 Blade pressure coefficient turbin blade $N = 12$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 500\text{rpm}$	46
Gambar 4. 23 Kontur kecepatan dan tekanan turbin blade $N = 12$, Lebar $L = 17\text{mm}$, $n = 300\text{rpm}$	47
Gambar 4. 24 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, Lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 500\text{ rpm}$	48
Gambar 4. 25 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 700\text{rpm}$	49
Gambar 4. 26 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 700\text{rpm}$	50
Gambar 4. 27 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 300\text{ rpm}$	51
Gambar 4. 28 Blade pressure coefficient turbin blade $N = 12$, lebar $L = 19\text{mm}$, $n = 300\text{rpm}$	53
Gambar 4. 29 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 500\text{ rpm}$	53
Gambar 4. 30 Blade pressure coefficient turbin blade $N = 12$, lebar $L = 19\text{mm}$, putaran 500rpm	54
Gambar 4. 31 Kontur kecepatan dan tekanan turbin blade $N = 12$, Lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 300\text{rpm}$	55
Gambar 4. 32 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, Lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 500\text{ rpm}$	56
Gambar 4. 33 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, Lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 700\text{rpm}$	57
Gambar 4. 34 Momen rotor $N = 12$ dengan variasi lebar blade	58
Gambar 4. 35 Power turbin $N = 12$ dengan variasi lebar blade	59
Gambar 4. 36 Vektor kecepatan $N = 8$ dan $N = 12$, $n = 300\text{ rpm}$, Lebar blade $L = 0.17\text{m}$	60
Gambar 4. 37 Vektor kecepatan turbin $N = 12$ dan $N = 8$, Lebar blade $L = 0.19\text{m}$	61
Gambar 4. 38 Kontur kecepatan $N = 8$ dan $N = 12$, $n = 300\text{ rpm}$, Lebar blade $L = 0.17\text{m}$	62
Gambar 4. 39 Kontur kecepatan $N = 8$ dan $N = 12$, $n = 300\text{ rpm}$, Lebar blade $L = 0.19\text{m}$	63
Gambar 4. 40 Kontur tekanan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300\text{ rpm}$, Lebar blade $L = 0.17\text{m}$	64
Gambar 4. 41 Kontur tekanan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300\text{ rpm}$, Lebar blade $L = 0.19\text{m}$	65
Gambar 4. 42 Momen rotor turbin lebar 0.17m dengan variasi jumlah blade	66
Gambar 4. 43 Momen rotor turbin bentuk lebar 0.19m dengan variasi jumlah blade	66
Gambar 4. 44 Grafik Power turbin Lebar 0.17m dengan variasi jumlah blade	67
Gambar 4. 45 Grafik power turbin lebar 0.19m dengan variasi jumlah blade.....	67
Gambar 4. 46 Vektor kecepatan turbin blade $N = 12$ dengan lebar chord $0,19\text{ m}$. bentuk blade = 0° dan = 90° dan bentuk blade = 0° dan = 180°	69
Gambar 4. 47 Vektor kecepatan turbin blade $N = 12$ dengan lebar chord $0,17\text{ m}$	69

Gambar 4. 48 Perbandingan kontur kecepatan turbin dengan bentuk blade = 0° dan = 90° dan bentuk blade = = 180°	70
Gambar 4. 49 Perbandingan kontur tekanan turbin dengan bentuk blade = 0° dan = 90° dan bentuk blade = = 180°	71

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Varasi yang diteliti.....	27
Tabel 3. 2 Properti fluida kerja	30
Tabel 3. 3 Kondisi batas simulasi	30
Tabel 3. 4 Jadwal rencana penelitian	35

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Energi baru dan terbarukan (EBT) merupakan salah satu solusi yang dapat dilakukan untuk mengatasi dari menipisnya ketersediaan akan energi fosil yang ada. Energi baru dan terbarukan (EBT) juga merupakan sumber energi yang tidak akan pernah habis selama siklus alam masih tetap berlangsung. Selain itu, dalam penggunaannya untuk sebuah energi, efek yang dihasilkan juga ramah lingkungan dan tidak merusak keberadaan alam di sekitarnya. Potensi dari energi baru terbarukan (EBT) di Indonesia sendiri cukup besar. Dengan variasi jenis yang sangat beragam dan juga ketersediaan sumber daya alam yang melimpah, tentunya hal ini sangat mendorong Indonesia untuk beranjak menuju sumber energi baru terbarukan. Hal ini dapat dilihat dari data Kementerian ESDM yang dikeluarkan pada 8 Maret 2021 mengatakan bahwa Indonesia memiliki potensi energi terbarukan yang cukup besar, yakni mencapai 417,8 gigawatt (GW). Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral (ESDM) mencatat, potensi tersebut berasal dari arus laut samudera sebesar 17,9 GW, panas bumi 23,9 GW, bioenergi 32,6 GW, angin 60,6 GW, air 75 GW, dan matahari atau surya 207,8 GW. Hal ini terus ditingkatkan oleh pemerintah dan dapat dilihat target pemerintah pada peningkatan EBT ketenagalistrikan pada tahun 2025 yaitu sebesar 23%. Sedangkan pada tahun 2050 harus mencapai target bauran EBT sebesar 31% (BPPT, 2019). Selain itu untuk dapat memanfaatkan EBT ini secara maksimal maka dibutuhkan adanya pengembangan teknologi yang mendukung pengelolaan EBT. Salah satu contoh dimana konsumsi energi fosil terbesar diperoleh dari penggunaan kendaraan bermotor. Pada saat ini sudah banyak solusi dalam mengatasi penggunaan bahan energi fosil pada kendaraan dan digantikan oleh energi listrik. Namun adanya gagasan inovatif dengan menggunakan konsep *Energy Harvesting System* pada kendaraan. Dimana konsep ini memanfaatkan energi gerak dari angin yang melaju pada bagian atas mobil akibat gerak laju mobil menjadi energi listrik melalui turbin yang dirancang untuk bisa dipasang pada bagian kap atas mobil. Turbin angin ini pun harus dirancang agar bisa mengkonversikan dengan baik energi listrik yang diperoleh dari turbin

Pemanfaatan energi dari laju mobil yang dapat diubah dari energi gerak menjadi energi listrik dengan menggunakan turbin. Dalam pengerjaannya maka diperlukan jenis dan bentuk turbin yang sesuai dengan kondisi aliran saluran pengarah turbin dengan ketentuan dynamic head yang cukup tinggi dan static head yang rendah. Dari ketentuan tersebut dapat dipilih jenis turbin yang sesuai yaitu jenis turbin impulse atau reaction turbin tipe axial. Pada penelitian ini dipilih "*Multiple blade cross type impulse wind turbine*" sebagai objek observasi, dimana turbin ini adalah suatu turbin angin jenis impuls tipe tertutup yang mempunyai banyak sudu-sudu. Bentuknya yang relatif pipih dibandingkan ukuran radius rotornya dapat dipasangkan pada bagian kap atas pada mobil. Selubung casingnya yang tertutup secara diametra dengan lubang keluaran aliran di sekeliling poros rotornya memungkinkan lebih optimal dalam mengarahkan aliran masuk dan keluar untuk menghasilkan torsi poros.

Penelitian yang telah dilakukan terkait turbin impuls, pada dasarnya dimaksudkan untuk mengobservasi terjadinya *drag force* secara optimal dengan memvariasikan bentuk *blade*, ukuran *blade*, dan jumlah *blade*, pada kondisi momentum aliran masuk dan putaran turbin tertentu. Pada

turbin angin savonius yang mempunyai dua *blade*, seringkali posisi relatif (*overlap*) antar *blade* menjadi faktor penting untuk dikaji.

Berbagai penelitian mengenai turbin savonius telah dilakukan, diantaranya dilakukan oleh **Mahmoud et al (2010)** dengan penelitian pada turbin savonius yang bertujuan untuk menentukan parameter operasional yang paling efektif dengan menggunakan variasi geometri pada turbin angin Savonius guna meningkatkan kinerja dari rotor turbinnya. Parameter yang digunakan pada penelitian ini adalah jumlah sudu turbin, yaitu dua sudu, tiga sudu, atau empat sudu; jumlah stages turbin yaitu satu stage dan dua stage; aspect ratio (α) sebesar 0,5, 1, 2, 4 dan 5; overlap ratio (β) sebesar 0, 0,2, 0,25, 0,3, dan 0,35; serta dengan ada atau tidaknya end plate pada turbin angin Savonius. Hasil eksperimen menunjukkan bahwa turbin dengan dua sudu memiliki efisiensi yang lebih tinggi daripada turbin dengan tiga sudu dan empat sudu. Turbin dua stage memiliki performa lebih tinggi dibandingkan dengan turbin satu stage. Turbin tanpa overlap ratio dapat bekerja lebih baik daripada dengan overlap ratio. Turbin dengan end plate memiliki efisiensi lebih tinggi daripada dengan tanpa end plate. Peningkatan aspect ratio juga menyebabkan performa dari turbin meningkat.

Kemudian **Syukron Handi (2014)** yang meneliti secara eksperimental mengenai karakteristik performa turbin savonius dengan variasi pada diameter dan jumlah sudu turbin. Lalu Syukron Handi (2016). Beliau meneliti tentang optimasi performa torsi dan koefisien daya yang dihasilkan dari turbin savonius variasi 2 sudu, 3 sudu, dan 4 sudu pada berbagai kecepatan angin yang berbeda. Hasil dari penelitian ini adalah putaran rotor dan daya rotor maksimum dihasilkan pada kecepatan angin 5 m/s dengan diameter sudu 6 cm dan jumlah sudu 4 menggunakan konsentrator sebesar 248,73 rpm dan 4,67 Watt. Koefisien daya rotor maksimal yang didapat sebesar 0.39 pada turbin angin dengan konsentrator pada kecepatan angin 4,75 m/s dengan diameter sudu 6 cm dan jumlah sudu 4.

Bono (2011). Tujuan dilakukannya eksperimen untuk mengetahui daya dan efisiensi yang dihasilkan. Penelitian ini dilakukan dengan memvariasikan jumlah *blade* dan bentuk *nozzle Blade* yang digunakan variasi 17,18,19,20 sudu. Turbin dihubungkan dengan generator dan daya yang dihasilkan akan didapatkan dengan mengukur tegangan dan arus yang dihasilkan oleh generator. Hasil dari penelitian ini diperoleh Daya mekanik maksimum perbandingan antara nosel lingkaran dan nosel persegi dari variasi jumlah sudu yaitu 20, 19, 18, dan 17 terbaik adalah pada sudu 18 menggunakan nosel lingkaran diperoleh daya mekaniknya sebesar 261,722 W pada putaran 851,754 rpm, dan daya mekanik terendah terjadi pada nosel persegi yaitu pada sudu 19 sebesar 228,999 W pada putaran 1086,85 rpm. Efisiensi sistem maksimum pada perbandingan saat menggunakan nosel lingkaran dan nosel persegi dari variasi jumlah sudu yaitu 20, 19, 18, dan 17 terbaik adalah pada sudu 20 menggunakan nosel lingkaran diperoleh efisiensi sistemnya sebesar 22,664 % pada putaran 880,148 rpm, dan efisiensi sistem terendah terjadi pada nosel persegi yaitu pada sudu 19 sebesar 18,97 % pada putaran 970,282.

1.2 Rumusan Masalah

Pada penelitian ini dipilih jenis turbin angin yang dipilih sebagai objek penelitian ini adalah turbin angin impulse bersudu banyak, tipe tertutup (*Multiple blade closed type impulse wind turbine*). Adapun dalam mendesain turbin yang diteliti ini terdapat aspek inovatif yaitu pada penggabungan prinsip kerja dari beberapa tipe turbin. Dengan jumlah sudu yang banyak turbin ini mirip dengan turbin air pelton. Dilihat dari bentuk lengkung sudunya maupun panjang sudunya yang relatif lebih besar dari lebarnya, sudu turbin ini mirip sudu angin savonius. Bentuk casingnya yang secara diameternya tertutup seperti rumah siput adalah mirip casing turbin reaksi

tipe radial (francis). Penyempitan saluran masuk aliran ke rotor yang berfungsi untuk menguatkan momentum aliran adalah mirip seperti fungsi *nozzle* pada turbin air pelton. Saluran aliran udara keluar yang ditempatkan melingkari poros dimaksudkan untuk menghindari *blockage* aliran saat keluar dari rotor. Berbagai aspek desain yang dijelaskan diatas, dimaksudkan untuk mengoptimalkan konversi energi angin menjadi energi mekanis poros, yang pada akhirnya akan dikonversi menjadi energi listrik untuk disimpan dalam baterai.

Pada penelitian ini akan dilakukan pengujian simulatif dengan 2 lebar sudu, masing masing dengan 2 jumlah sudu yang berbeda sementara parameter uji lain dijaga tetap. Pada momentum aliran memasuki rotor dan putaran rotor yang dijaga, *blade* dengan lebar *blade* lebih besar (19 cm), diduga akan menyebabkan torsi yang lebih besar pada rotor dibanding dengan lebar *blade* lebih kecil (17 cm). Sementara itu pada momentum aliran memasuki rotor dan putara rotro yang dijaga tetap, diduga dengan jumlah sudu yang lebih banyak akan menghasilkan torsi yang lebih besar bila parameter uji yang lain di jaga tetap. Rotor dengan jumlah sudu yang lebih banyak akan mengakibatkan hantaman aliran pada masing-masing sudu secara lebih merata. Inilah yang diduga akan menghasilkan *drag force* lebih besar pada rotor, yang pada akhirnya juga menghasilkan torsi yang lebih besar.

1.3 Batasan Masalah

Dalam tugas akhir ini diberikan beberapa Batasan masalah yaitu, sebagai berikut:

1. Analisa aliran menggunakan *internal flow*.
2. Fluida yang mengalir adalah air dengan *kondisi* transient dan *incompressible flow*
3. Fluida masuk ke *domain* simulasi melalui *inlet* dengan kecepatan *uniform*
4. Kecepatan aliran masuk yang digunakan adalah 50 km/jam
5. Putaran rotor yang digunakan adalah 300 rpm, 500 rpm, dan 700rpm
6. Perbandingan lebar *inlet* dan *outlet nozzle* adalah 3 : 1

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuann untuk mengetahui pengaruh jumlah sudu dan lebar sudu terhadap performansi *Multiple blade closed type impulse wind turbine* pada skala simulasi. Performansi turbin ini akan dianalisa berdasarkan pola medan aliran yang terjadi didalam rotornya. Jumlah sudu yang digunakan dalam penelitian ini adalah 8 dan 12 buah. Dan lebar sudu yang digunakan pada penelitian ini adalah 0.17m dan 0.19m. Penelitian ini dilakukan dengan aplikasi ANSYS 2021 R2.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah :

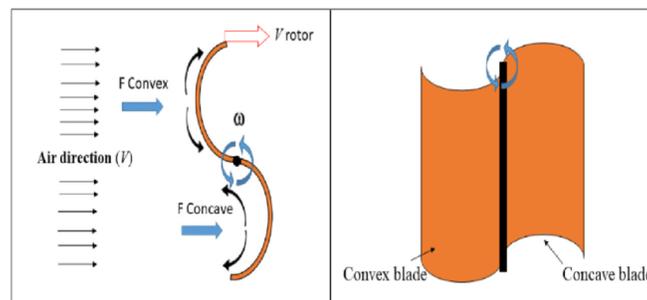
1. Memberikan pengetahuan secara kualitatif dan kuantitatif pengaruh variasi jumlah dan bentuk *blade* terhadap pola medan aliran dalam rotor *Multiple blade closed type impulse wind turbine*.
2. Memberikan pengetahuan secara kualitatif dan kuantitatif pengaruh variasi jumlah dan bentuk *blade* terhadap performansi *Multiple blade closed type impulse wind turbine*.
3. Memberikan dasar pengembangan desain *Multiple blade closed type impulse wind turbine*.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Turbin angin merupakan sebuah mesin yang dapat mengubah energi angin menjadi tenaga listrik. Turbin angin terhubung ke beberapa jaringan listrik, seperti sirkuit pengisian baterai, sistem tenaga skala perumahan, jaringan terisolasi atau pulau, dan jaringan utilitas besar. Turbin memanfaatkan momentum dari aliran fluida untuk memberikan torsi pada rotor sehingga menghasilkan daya mekanis pada poros rotor. Ketika fluida melintasi blade turbin, blade menerima momentum fluida dan mengubahnya menjadi gaya pada rotor *blade* untuk menghasilkan torsi pada rotor. Torsi pada rotor turbin ini kemudian menghasilkan daya poros rotor yang selanjutnya akan diubah menjadi daya listrik pada generator. *Wind-Electric system* merupakan salah satu contoh sistem energi terbarukan dengan emisi dan polusi yang sangat minimum. Kinerja turbin angin sangat dipengaruhi oleh kecepatan angin, bentuk sudu, jumlah sudu, dan putaran rotor relatif terhadap kecepatan angin. Berdasarkan cara kerjanya, secara umum turbin bisa dibagi menjadi dua tipe, yaitu *Impulse turbine* dan *Reaction turbine*. Pada prinsipnya *Impulse turbine* memanfaatkan *drag force* yang terjadi pada *blade* untuk menghasilkan torsi pada rotornya. Sementara itu, *Reaction turbine* memanfaatkan *lift force* untuk menghasilkan torsi pada rotor.

2.1 *Impulse turbine*

Impulse turbine memanfaatkan *drag force* yang terjadi pada *blade* untuk menghasilkan torsi pada rotornya. Ketika aliran fluida melintasi *blade Impulse turbine*, tekanan statis aliran dianggap tetap. Perubahan tekanan dari fluida terjadi pada *nozzle*. Keberadaan *nozzle* pada turbin ini difungsikan untuk meningkatkan kecepatan aliran fluida yang diakibatkan oleh perbedaan penampang aliran pada *nozzle*. Peningkatan momentum aliran pada *nozzle* ini akan menurunkan tekanan statis pada luaran *nozzle*. Fluida dengan momentum tinggi ini kemudian menepa rotor *blade* sehingga menghasilkan *drag force* yang selanjutnya akan menghasilkan torsi pada rotor. Pada gambar berikut, ditunjukkan secara skematis pemanfaatan *drag force* pada salah satu tipe turbin impuls.



Gambar 2.1 Konsep turbin angin yang menggunakan *drag*

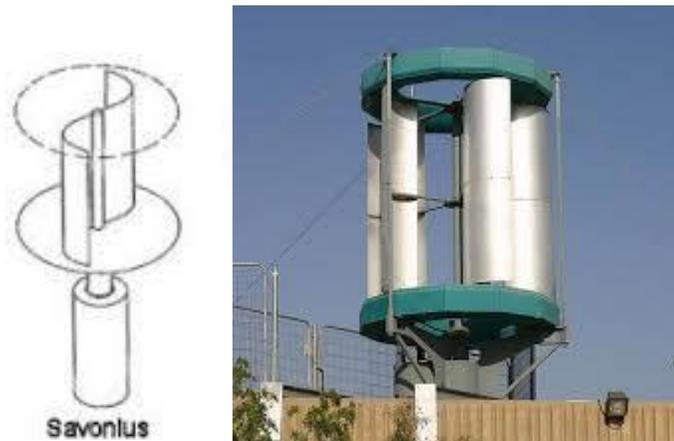
2.1.1 *Impulse hydro turbine*



Gambar 2.2 Turbin Pelton

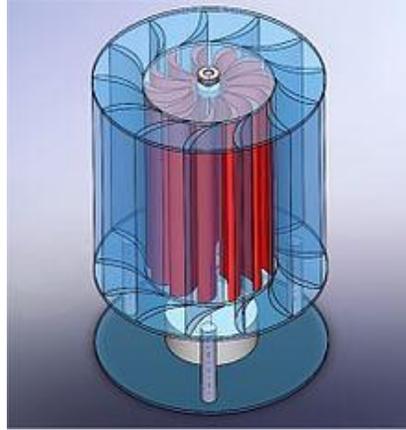
Turbin Pelton merupakan salah satu tipe turbin impuls yang memanfaatkan momentum aliran air (*hydropower turbine*). Ketika aliran fluida melintasi *blade* turbin ini, tekanan statis aliran dianggap tetap. Perubahan tekanan dari fluida terjadi pada *nozzle*. Keberadaan *nozzle* pada turbin ini difungsikan untuk meningkatkan kecepatan aliran fluida yang diakibatkan oleh perbedaan penampang aliran pada *nozzle*. Peningkatan momentum aliran pada *nozzle* ini akan menurunkan tekanan statis pada luaran *nozzle*. Fluida dengan momentum tinggi ini kemudian menerpa rotor *blade* sehingga menghasilkan *drag force* yang selanjutnya akan menghasilkan torsi pada rotor. Karena turbin akan ditabrak oleh air dari sisi tangensial turbin oleh karena itu dominasi aliran yang menggerakkan turbin impuls adalah aliran pada sumbu x atau sumbu tangensialnya pada sisi terluar turbin.

2.1.2 *Impulse wind turbine*



Gambar 2.3 Turbin angin Savonius dengan 3 *blade*

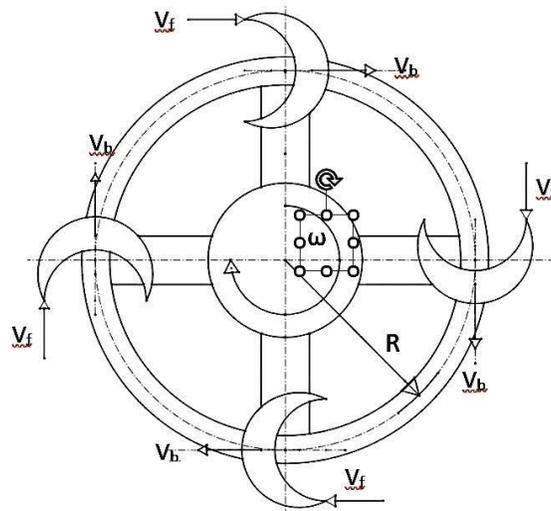
Turbin savonius adalah salah satu jenis turbin impuls yang memiliki arah poros tegak lurus dengan arah aliran angin. Turbin savonius memiliki *blade* yang berbentuk silinder yang dipotong dan dipasangkan bersilang sehingga membentuk huruf S. Pengembangan jenis turbin ini sering dilakukan dengan menambahkan jumlah blade nya. Berikut juga ditunjukkan tipe turbin angin impuls dengan jumlah blade banyak.



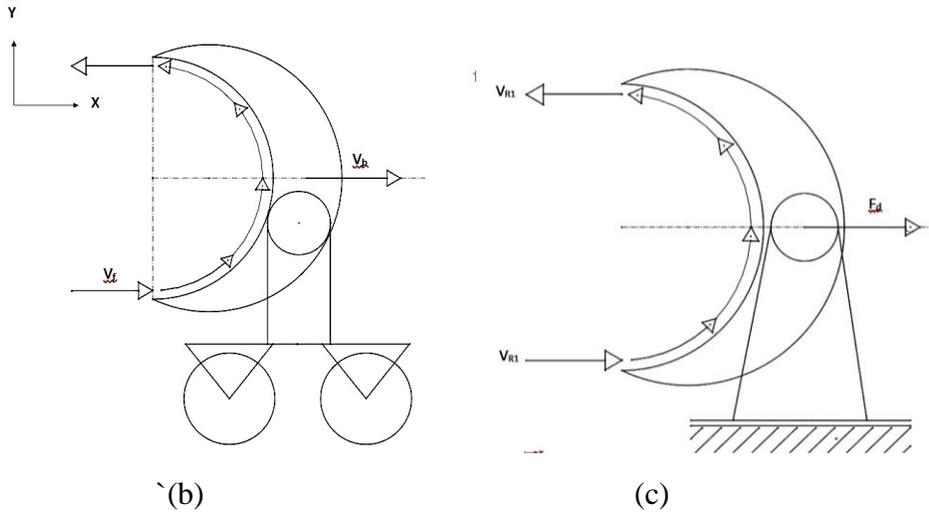
Gambar 2.4 Turbin angin impuls tipe terbuka dengan jumlah blade banyak

2.2 Drag Force pada impulse turbine

Drag Force adalah gaya aerodinamika yang terjadi searah dengan arah aliran datang. Bila sistem aliran dalam rotor turbin impuls dimodelkan seperti gambar dibawah, dimana sumbu koordinat x didefinisikan sejajar dengan arah tangential roda rotor, sementara sumbu koordinat y didefinisikan searah dengan radius rotor, maka kecepatan keliling roda rotor V_b dan kecepatan aliran memasuki rotor V_f didefinisikan sebagai kecepatan searah sumbu X. Drag Force dengan demikian didefinisikan sebagai gaya aerodinamika yang searah dengan sumbu X. Kecepatan relatif antara aliran memasuki rotor terhadap kecepatan keliling rotor dengan demikian adalah $V_R = V_f - V_b$

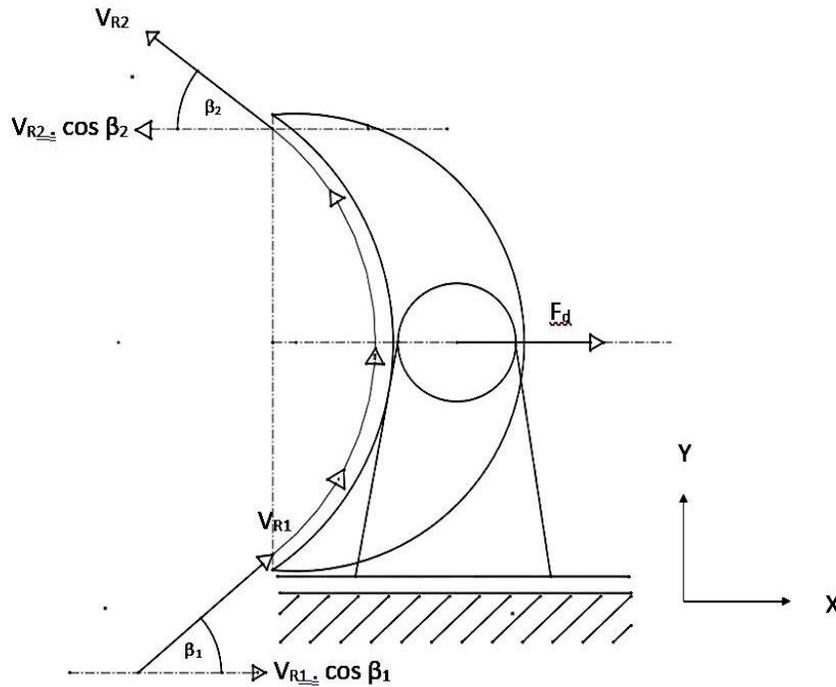


(a)



Gambar 2.5 (a) Pemodelan *drag force* pada turbin impuls, (b) model aliran dengan sudu bergerak, (c) model aliran relatif dengan sudu diam.

Secara umum, dengan sembarang harga sudut sudu β_1 dan β_2 , pada gambar dibawah ini dapat dilihat orientasi arah kecepatan relatif dari aliran yang melintasi sudu.



Gambar 2.6 Pemodelan aliran relatif pada sudu

Dari persamaan integral momentum yang diterapkan untuk volume atur dapat ditentukan *drag force* yang terjadi pada sistem aliran relatif pada sudu sebagai berikut.

$$F_D = \dot{m} (V_{R1} \cos \beta_1 + V_{R2} \cos \beta_2)$$

Dimana :

\dot{m} = laju aliran massa memasuki rotor (kg/s)

$$\dot{m} = \rho \cdot V_f \cdot A_f$$

A_f = luas penampang aliran masuk rotor (m^2)

$$A_f = l \cdot h$$

l = lebar celah masuk rotor (m)

h = tinggi celah masuk rotor (m)

Perhitungan *drag force* berbasis pada data empiris *drag coefficient* dari sudu juga dapat dilakukan, yaitu :

$$F_D = C_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A_b \cdot V^2$$

Dimana :

F_D : *Drag force* (N)

C_D : *Drag coefficient*

A_b : Luas frontal area *blade* (m^2)

ρ : Massa jenis fluida (kg/m^3)

V_f : Kecepatan aliran datang (m/s)

Drag coefficient merupakan bilangan tak berdimensi yang menyatakan nilai hambatan yang dialami suatu benda yang dilewati suatu aliran fluida. *Drag coefficient* merupakan fungsi dari beberapa parameter seperti bentuk benda, bilangan Reynolds, bilangan Froude, bilangan Mach, dan kekasaran permukaan

2.3 *Computational Fluid Dynamics (CFD)*

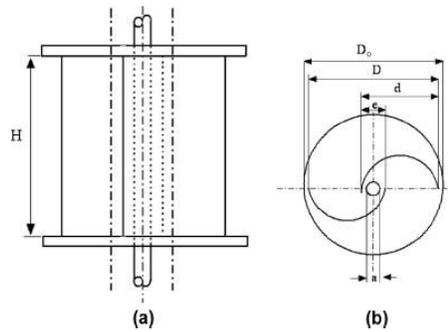
Computational Fluid Dynamics (CFD) adalah metode perhitungan dengan sebuah control dimensi, luas dan volume dengan memanfaatkan bantuan komputasi komputer untuk melakukan perhitungan pada tiap-tiap elemen pembagiannya. Prinsipnya adalah suatu ruang yang berisi fluida yang akan dilakukan penghitungan dibagi – bagi menjadi beberapa bagian, hal ini sering disebut dengan sel dan prosesnya dinamakan *meshing*. Bagian-bagian yang terbagi tersebut merupakan sebuah kontrol penghitungan yang akan dilakukan adalah aplikasi. Nantinya, pada setiap titik kontrol penghitungan akan dilakukan penghitungan oleh aplikasi dengan batasan *domain* dan *boundary condition* yang telah ditentukan. Prinsip inilah yang banyak dipakai pada proses penghitungan dengan menggunakan bantuan komputasi komputer. Contoh lain penerapan prinsip ini adalah *Finite Element Analysis (FEA)* yang digunakan untuk menghitung tegangan yang terjadi pada benda *solid*. CFD merupakan sebuah struktur kode numerik yang dapat menggambarkan masalah aliran fluida. Dalam penggunaannya CFD dibagi menjadi tiga langkah utama, pertama adalah tahap pre-processor, kemudian tahap solver dan terakhir tahap post-processor.

2.4 *Penelitian-penelitian terdahulu*

Sebagai sumber referensi dalam menunjang penelitian ini, maka dibutuhkan penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan sehingga dapat mempermudah terlaksana penelitian. Beberapa penelitian yang akan dijelaskan adalah sebagai berikut:

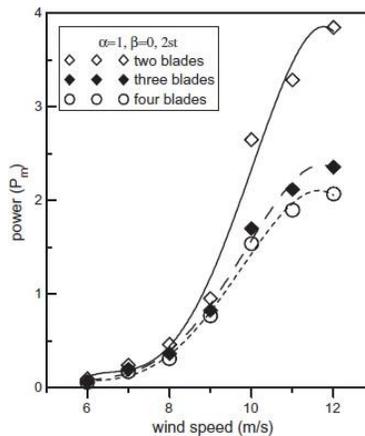
2.4.1 Studi eksperimen mengenai pengaruh jumlah sudu, aspect ratio, dan overlap ratio terhadap performansi rotor turbin savonius

Penelitian yang dilakukan oleh Mahmoud et al (2010) pada turbin angin Savonius menggunakan pengaruh variasi parameter geometri dari turbin angin Savonius. Parameter geometri yang digunakan adalah variasi jumlah *blade*, *overlap ratio*, *aspect ratio*, jumlah *stage*, dan pemberian *end plate*. Variasi jumlah *blade* yaitu dua *blade* (2b), tiga *blade* (3b), dan empat *blade* (4b); variasi jumlah *stage* turbin yaitu *single stage* dan *two stage*; *overlap ratio* $\beta = (e - a)/d$ dengan variasi 0; 0,2; 0,25; 0,3 dan 0,35, dan *aspect ratio* (α) yaitu perbandingan antara tinggi turbin (H) dan diameter turbin (D) dengan variasi 0,5; 1; 2; 4 dan 5 dengan keberadaan *end plates* pada turbin angin Savonius. keberadaan *end plates* pada turbin angin Savonius.



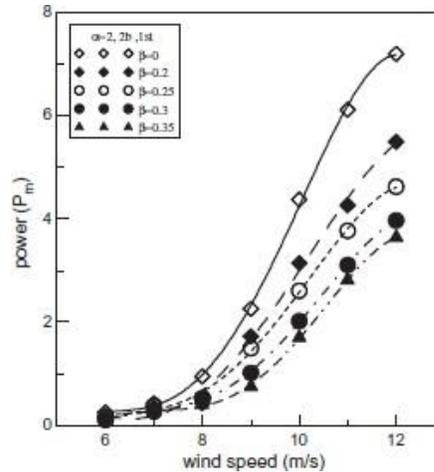
Gambar 2.7 Skema rotor savonius *single stage*

Percobaan dilakukan pada windtunnel dengan range kecepatan 0-13 m/s. Diameter sudu bervariasi sebesar 0,3; 0,2; 0,1 dan 0,08 m yang terbuat dari PVC. Material *end plate* dengan tebal 2,5 mm terbuat dari plat kayu, dengan ukuran diameter *end plate* 110 % diameter turbin. Diameter poros turbin yang digunakan adalah sebesar 14 mm dengan panjang 62 cm. Berikut hasil yang didapatkan dari penelitian tersebut.



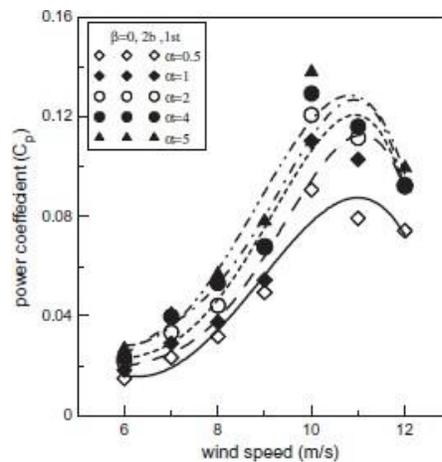
Gambar 2. 8 Pengaruh Variasi Jumlah *Blade* pada *Coefficient of Power* fungsi Kecepatan Angin pada Turbin (Mahmoud et al, 2010)

Dari gambar 2.8 ini dapat dilihat pengaruh dari jumlah *blade* pada daya yang dihasilkan semakin rendah seiring bertambahnya jumlah *blade* pada turbin. Dimana dari gambar tersebut disimpulkan bahwa dengan dua buah jumlah *blade* lebih efisien dibandingkan dengan penggunaan tiga *blade* dan empat *blade*.



Gambar 2. 9 Pengaruh *Overlap Ratio* pada Daya Aktual Turbin fungsi Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010)

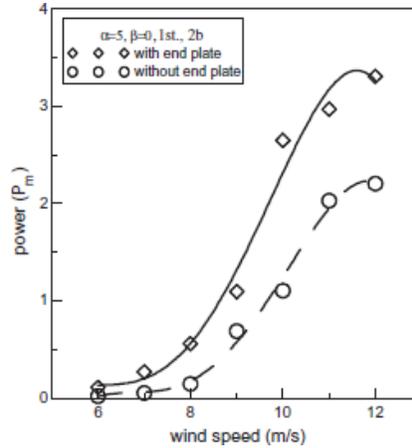
Dilakukan pengujian untuk mengetahui pengaruh dari *overlap ratio* terhadap performa turbin Savounis. Pada pengujian ini dilakukan dengan variasi *overlap ratio* (0 ; 0.2 ; 0.25 ; 0.3 ; 0.35) dengan *aspect ratio* dijaga tetap. Pada Gambar 2.9 diketahui rotor dengan overlap yang tinggi menghasilkan daya mekanik terendah sedangkan rotor tanpa overlap menghasilkan daya mekanik tertinggi.



Gambar 2. 10 Pengaruh *Aspect Ratio* pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010)

Lalu dilakukan juga pengujian untuk mengetahui pengaruh dari *aspect ratio* terhadap performa turbin Savounis. Pada pengujian ini dilakukan dengan variasi *overlap*

ratio (0.5 ; 1 ; 2 ; 3 ; 4) dengan *overlap ratio* dijaga tetap. Pada Gambar 2.10 diketahui dengan meningkatnya koefisien daya makan nilai *aspect ratio* juga ikut meningkat. Maka semakin meningkat juga koefisien dayanya, semakin besar juga daya yang dihasilkan turbin.



Gambar 2. 11 Pengaruh *End Plates* pada Daya Aktual Turbin terhadap Kecepatan Angin (Mahmoud et al, 2010)

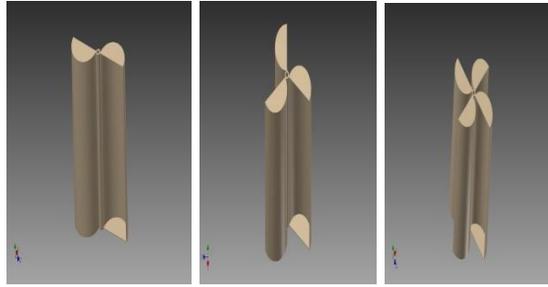
Pada Gambar 2.11 diketahui bahwa turbin dengan *end plate* akan menghasilkan daya yang lebih besar dibandingkan dengan turbin tanpa *end plate*.

Hasil yang didapat dari penelitian ini adalah turbin angin Savonius dengan dua *blade* lebih efisien daripada dengan tiga atau empat *blade*. Turbin dengan *two stage* memiliki performa yang lebih tinggi dibanding turbin dengan satu *stage*, karena *specific power* turbin dengan dua *stage* lebih besar daripada turbin dengan satu *stage*. Selain itu, pengoperasian turbin angin Savonius tanpa *overlap ratio* lebih baik dibandingkan dengan turbin dengan *overlap ratio*. *Coefficient of power* dari turbin akan meningkat seiring dengan kenaikan *aspect ratio* (α). Penggunaan *end plates* pada turbin akan memberikan efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan turbin tanpa menggunakan *end plates*.

2.4.2 Pengaruh Variasi Diameter Dan Jumlah Sudu Terhadap Unjuk Kerja Pada Turbin Angin Savonius Poros Vertikal

Penelitian yang dilakukan oleh Syukron Hamdi et al, pada turbin angin Savonius menggunakan pengaruh variasi diameter dan jumlah sudu. Pada pengujian ini rasio konsentrator yang digunakan sebesar 6:1. Dalam penelitian ini kecepatan angin yang digunakan yaitu 2,40 m/s, 3,43 m/s 4,22 m/s, 4,75 m/s, dan 5,0 m/s. Penelitian ini juga memvariasikan diameter dan jumlah sudu yaitu diameter sudu 18 cm dan 6 cm dengan jumlah sudu 2, 3, dan 4.

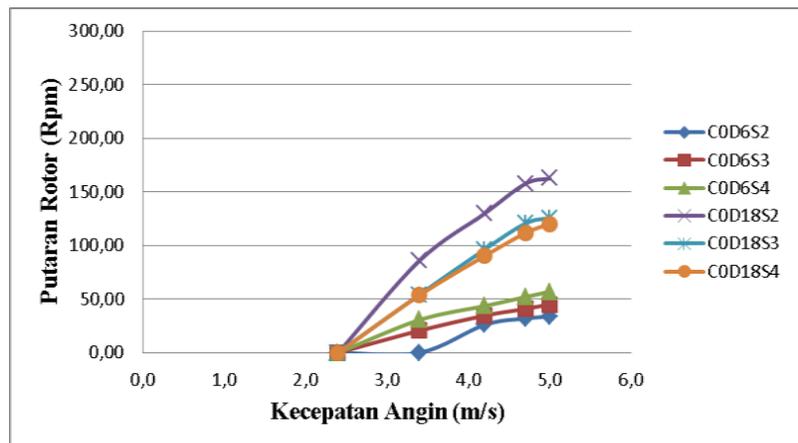
Pada penelitian ini penulis membuat alat pengujian menggunakan bahan yang sudah dipersiapkan menggunakan acuan dari gambar perancangan yang telah direncanakan.

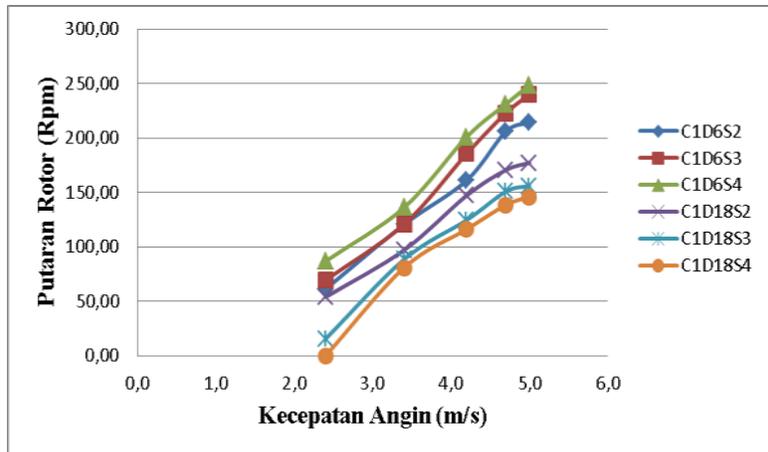


Gambar 2.12. Variasi Jumlah Sudu Dengan Diameter 18 cm.



Gambar 2.13. Variasi Jumlah Sudu Dengan Diameter 6 cm.





Gambar 2.14 Grafik Hubungan Kecepatan Angin terhadap Putaran Rotor

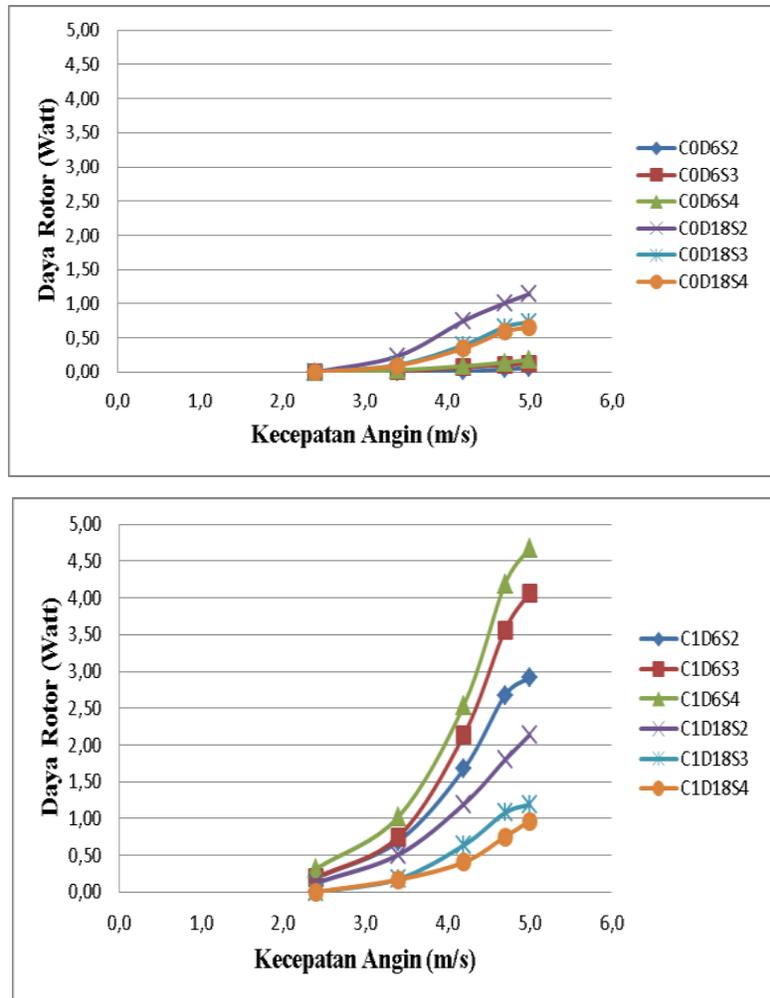
(a). Tanpa Konsentrator, (b). Menggunakan Konsentrator.

Dari gambar 2.14 dapat kita ketahui secara umum bahwa putaran rotor akan semakin meningkat seiring dengan meningkatnya kecepatan angin untuk setiap variasi diameter dan jumlah sudu. Hal ini disebabkan karena kecepatan angin sangat berpengaruh terhadap daya angin yang akan dihasilkan, semakin tinggi kecepatan angin maka semakin besar pula putaran rotor yang dihasilkan.

Dari gambar 2.14d dapat kita ketahui putaran rotor terbesar dihasilkan oleh diameter sudu 18 cm tanpa menggunakan konsentrator dan diameter sudu 6 cm menggunakan konsentrator. Sedangkan jumlah sudu yang memiliki putaran rotor terbesar adalah dengan jumlah sudu 2 pada diameter sudu 18 cm dan jumlah sudu 4 pada diameter sudu 6 cm. Hal ini disebabkan karena diameter sudu 6 cm ini besarnya sesuai dengan luas bukaan pada konsentrator sehingga angin dapat menabrak sudu secara merata dan saat tanpa menggunakan konsentrator disebabkan karena diameter sudu 18 cm ini besarnya sesuai dengan luas bukaan dari tunnel itu sendiri sehingga angin dapat menabrak sudu secara keseluruhan.

Dari gambar 2.14 (b) menunjukkan bahwa pada turbin Savonius dengan jumlah sudu 2 memiliki nilai putaran rotor yang lebih baik, bila dibandingkan dengan jumlah sudu 3 dan 4. Hal ini terjadi karena pada turbin dengan jumlah sudu 2 mempunyai jarak atau kerenggangan antar sudu yang seimbang terhadap poros turbin serta dengan jumlah sudu yang banyak memiliki jarak antar sudu kecil sehingga turbulensi udara menjadi besar seiring meningkatnya kecepatan angin yang diberikan.

Penambahan konsentrator dapat meningkatkan putaran rotor yang dihasilkan pada turbin angin poros vertikal tipe Savonius ini. Hal ini dikarenakan angin lebih terfokus sehingga putaran rotor yang dihasilkan semakin meningkat



Gambar 2.15 Grafik hubungan Kecepatan Angin terhadap Daya Rotor (a). Tanpa Konsentrator, (b). Menggunakan Konsentrator

Dari grafik hubungan antara kecepatan angin terhadap daya rotor pada gambar 2.15 dapat kita lihat secara umum bahwa untuk setiap variasi sudu terjadi peningkatan daya rotor seiring dengan bertambahnya kecepatan angin.

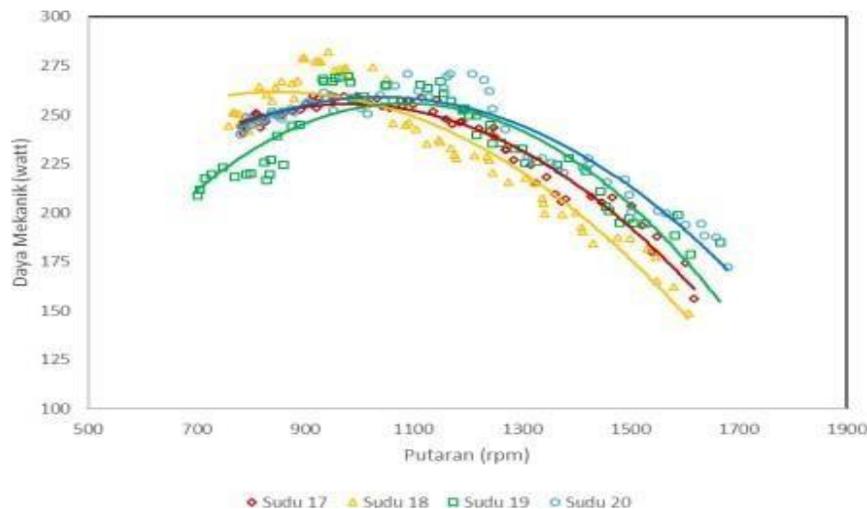
Dari gambar 2.15 dapat kita ketahui juga daya rotor sudu dengan diameter 6 cm lebih besar daripada sudu dengan diameter 18 cm yang menggunakan konsentrator karena sudu dengan diameter 6 cm besarnya sesuai dengan luas bukaan konsentrator sehingga angin dapat menabrak semua sudu dengan merata, sedangkan daya rotor sudu dengan diameter 18 cm lebih besar daripada sudu dengan diameter 6 cm yang tanpa menggunakan konsentrator karena sudu dengan diameter 18 cm besarnya sesuai dengan luas bukaan tunnel sehingga angin dapat menabrak sudu secara keseluruhan. Jumlah sudu yang paling bagus pada kecepatan angin 2,0 m/s sampai 5,0 m/s yaitu 2 sudu dengan diameter sudu 18 cm dan 4 sudu dengan diameter sudu 6 cm.

Hasil dari penelitian ini adalah putaran rotor dan daya rotor maksimum dihasilkan pada kecepatan angin 5 m/s dengan diameter sudu 6 cm dan jumlah sudu 4 menggunakan konsentrator sebesar 248,73 rpm dan 4,67 Watt. Koefisien daya rotor maksimal yang didapat sebesar 0.39 pada turbin angin dengan konsentrator pada kecepatan angin 4,75 m/s dengan diameter sudu 6 cm dan jumlah sudu 4.

2.4.3 VARIASI JUMLAH SUDU DAN MODIFIKASI BENTUK NOSEL PADA TURBIN PELTON UNTUK PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA MIKROHIDRO

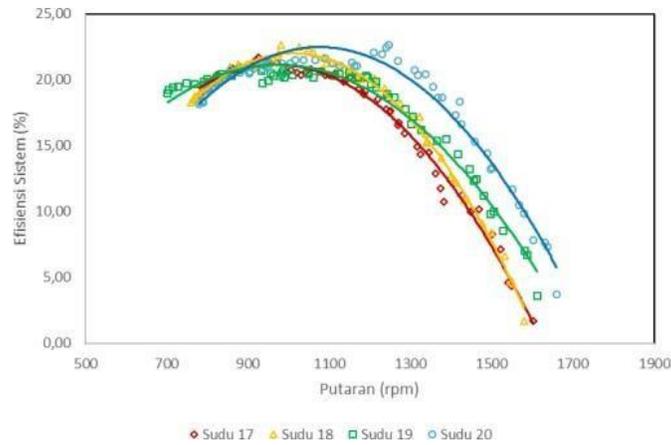
Penelitian yang dilakukan oleh Bono pada turbin pelton daam sistem Pembangkit Listrik Tenaga Mikro-Hidro. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui efiseinsi dan daya yang dihasilkan oleh turbin dan generator berdasarkan pengaruh dari variasi jumlah *blade*. Pada penelitian ini menggunakan metode perancangan alat, perhitungan turbin, pembuatan turbi, serta metode penlitian alat.

Pengujian ini dilakukan dilakukan uji kinerja turbin Turgo sudu berbentuk mangkuk dengan nosel berbentuk lingkaran dan nosel persegi pada saat variasi jumlah sudu 20, 19, 18, dan 17. Pengujian variasi jumlah sudu dengan nosel berbentuk lingkaran dan nosel persegi ini diuji pada tekanan air masuk nosel 3 bar dan deit 130 liter/ menit.



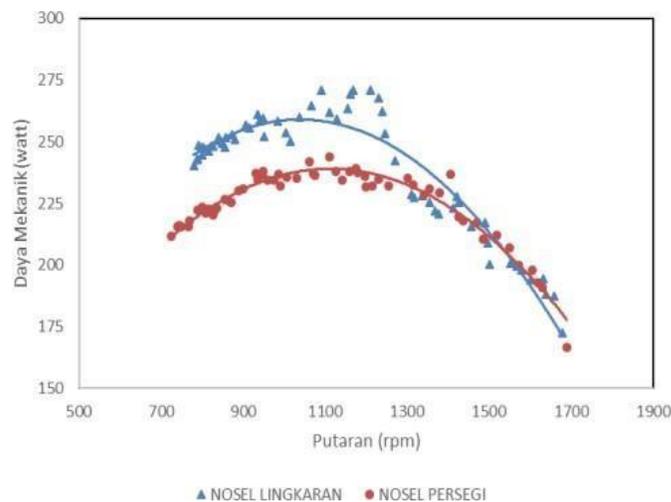
Gambar 2. 16 Grafik hubungan Daya Mekanik – Putaran dengan menggunakan Nosel Lingkaran

Berdasarkan Gambar 2.16. tersebut harga optimum kurva karakteristik daya mekanik terhadap putaran berturut-turut adalah sudu 18, 20, 19, dan 17. Untuk masing-masing sudu memberikan daya mekanik maksimum sebagai berikut, Jumlah sudu 18 buah diperoleh nilai maksimum daya mekanik sebesar 261,722 W pada putaran 851,754 rpm., Harga maksimum daya mekanik pada jumlah sudu 20 buah diperoleh sebesar 259,378 W pada putaran 1040,637 rpm., Harga maksimum jumlah sudu 17 buah diperoleh daya mekanik maksimum sebesar 255,807 W pada putaran 983,127 rpm.



Gambar 2.17 Grafik hubungan Efisiensi Sistem terhadap Putaran menggunakan Nosel Lingkaran

Gambar 2.17 diatas menunjukkan karakteristik hubungan efisiensi sistem terhadap putaran menggunakan Nosel lingkaran. Variasi jumlah sudu yaitu sudu 20, 19, 18, dan 17 pada pengujian tersebut diperoleh 4 kurva berbeda, dan harga efisiensi sistem yang berbeda pula. Diketahui bahwa semakin cepat putaran variasi sudu maka harga efisiensi sistem akan semakin bertambah, kemudian jika sudah mencapai harga maksimal, maka harga efisiensi sistem akan menurun meskipun harga putaran semakin bertambah, sehingga membentuk kurva melengkung dari awal hingga akhir. Berdasarkan data pengujian tersebut diperoleh harga efisiensi terbesar berturut-turut adalah 22,66 % pada putaran 880,148 rpm oleh sudu 20, sudu 18 efisiensi sistemnya sebesar 21,76 % pada putaran 965,730 rpm, 21,35 % pada putaran 974,540 rpm oleh sudu 17, dan sudu 19 efisiensi sistemnya sebesar 20,826 % pada putaran 965,730 rpm.



Gambar 2.18 Grafik Daya – Putaran terhadap Putaran pada Sudu 20 dengan Perbandingan Antara Nosel Lingkaran dan Nosel Persegi

Gambar 2.18 dibawah ini, menunjukkan karakteristik hubungan daya mekanik terhadap putaran pada sudu 20 dengan perbandingan saat menggunakan nosel lingkaran dan nosel persegi. Terlihat bahwa pada kurva tersebut, semakin cepat putaran yang dihasilkan maka daya mekanik yang dihasilkan akan semakin bertambah hingga mencapai titik puncak, kemudian daya mekanik akan mengalami penurunan meskipun jumlah putaran semakin bertambah.

Pada kedua kurva perbandingan diatas diperoleh daya mekanik maksimum untuk sudu 20 pada nosel lingkaran sebesar 259,378 W, dengan jumlah putaran sebesar 1040,637 rpm. Sedangkan harga daya mekanik maksimum sudu 20 pada nosel persegi sebesar 238,113W, dengan jumlah putaran sebesar 1110,696 rpm.

Berdasarkan data tersebut daya mekanik maksimum untuk sudu 20 terbesar terjadi pada saat menggunakan nosel lingkaran. Meskipun begitu, terlihat pada grafik tersebut,, kerapatan harga hubungan daya mekanik terhadap putaran terbaik terjadi pada saat menggunakan nosel persegi. Hal tersebut terjadi karena penurunan putaran pada setiap beban saat menggunakan nosel lingkaran lebih teratur dari pada saat menggunakan nosel persegi.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tahapan Penelitian

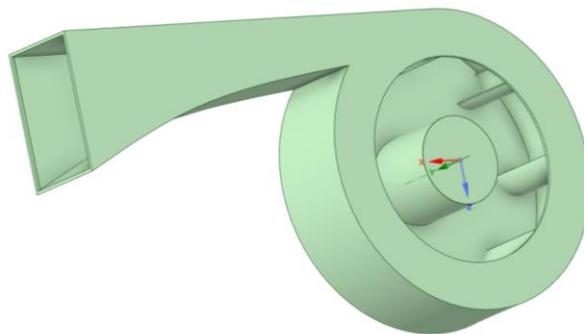
Pada Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode komputasi numerik. Tahapan dalam metode komputasi numerik ini ada tiga, pertama adalah tahapan *pre-processing*, *solver/processing*, dan *post processing*. *Pre-processing* merupakan tahapan untuk mempersiapkan domain simulasi. *Processing* adalah tahap inti dalam simulasi yang merupakan tahap dilakukannya iterasi untuk mendapatkan hasil akhir simulasi. Hasil akhir simulasi kemudian akan diproses dalam tahap *post-processing* untuk diambil data kualitatif dan kuantitatifnya yang kemudian diinterpretasikan. Software yang digunakan dalam metode komputasi numerik ini adalah antara lain ANSYS 2021 R2, dan ANSYS FLUENT.

Pada tahapan *pre-processing* proses menyiapkan domain ini dilakukan dalam beberapa langkah, pertama adalah langkah membuat geometri turbin dengan Ansys Space Claim Geometry yang digunakan untuk simulasi. Kemudian setelah geometri turbin didapatkan diambil bagian tengah turbin untuk dijadikan domain simulasi. Domain simulasi kemudian di meshing dan didefinisikan kondisi batasnya dengan ANSYS 2021 R2. Di tahap *solver/processing* ditentukan beberapa kondisi dari simulasi pada ANSYS FLUENT 21 seperti fenomena fisis, properti fluida, solution method dan monitor residual sebelum menjalankan simulasi. Hasil simulasi kemudian diolah pada tahap *post-processing* untuk diambil data kuantitati dan kualitatif seperti persebaran kecepatan, kontur tekanan.

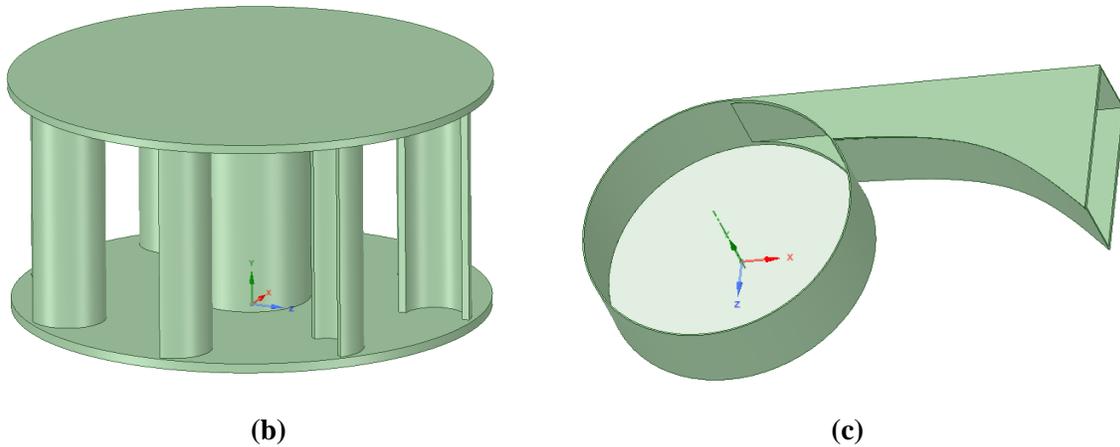
3.2 Pre-Processing

3.2.1 Pembuatan Geometri Turbin dan variasi

Dalam langkah ini dilakukan pembuatan geometri turbin sebagai wadah aliran yang akan disimulasikan. Desain geometri dibuat dengan menggunakan software ANSYS 2021 R2 Space Claim Geometry dan disimpan dalam format STEP. Desain geometri turbin yang terbentuk terlihat pada Gambar 3.1. Geometri turbin terbagi menjadi *inlet* yaitu tempat jalur masuk fluida, kemudian ada *blade* yang akan ditumbuk oleh fluida uji (angin), lalu ada *outlet* dimana fluida akan keluar.



(a)

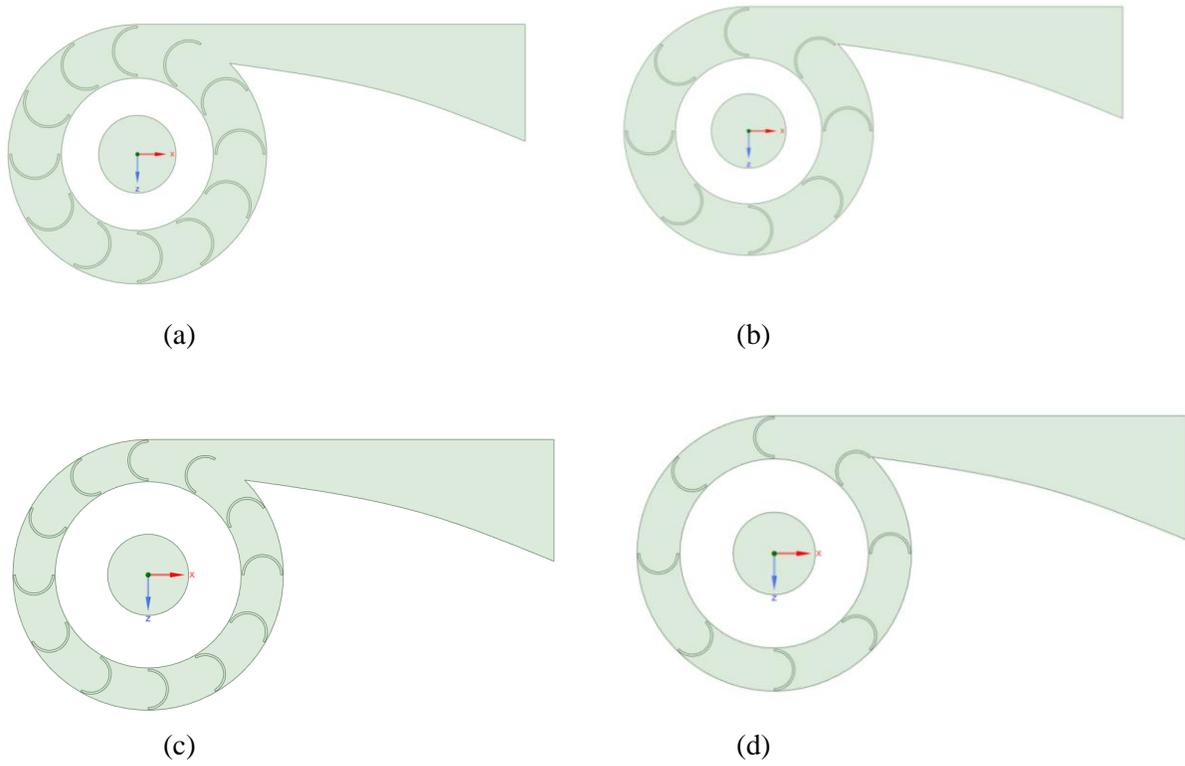


Gambar 3.1 Geometri turbin (a), rotor dan poros (b), casing (c)

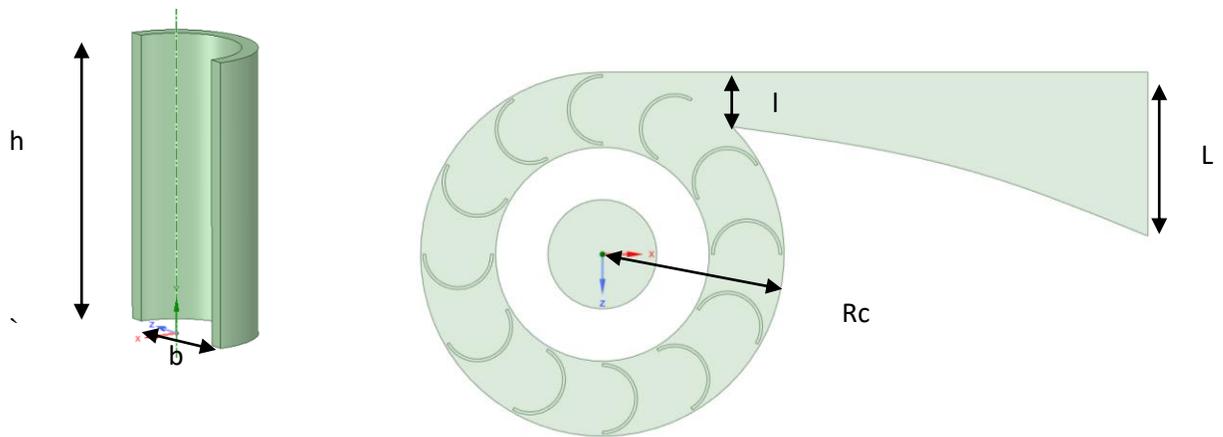
Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah pertama jumlah *blade* pada turbin dan lebar *blade* nya. Variabel kontrol yang digunakan pada penelitian ini adalah kesamaan kecepatan inlet dan putaran rotor pada setiap variasi.

Tabel 3.1 Variasi yang diteliti

Jumlah sudu	Lebar sudu	Putaran	Dimensi tetap
8	0.17m	300 RPM 500 RPM 700 RPM	L = 0,6 m, Lebar saluran masuk l = 0,2 m, Lebar celah masuk rotor h = 0,48 m, Tinggi span Rc = 0,42 m, Jarak pusat turbin dengan casing $\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 180^\circ$
	0.19m		
12	0.17m		
	0.19m		



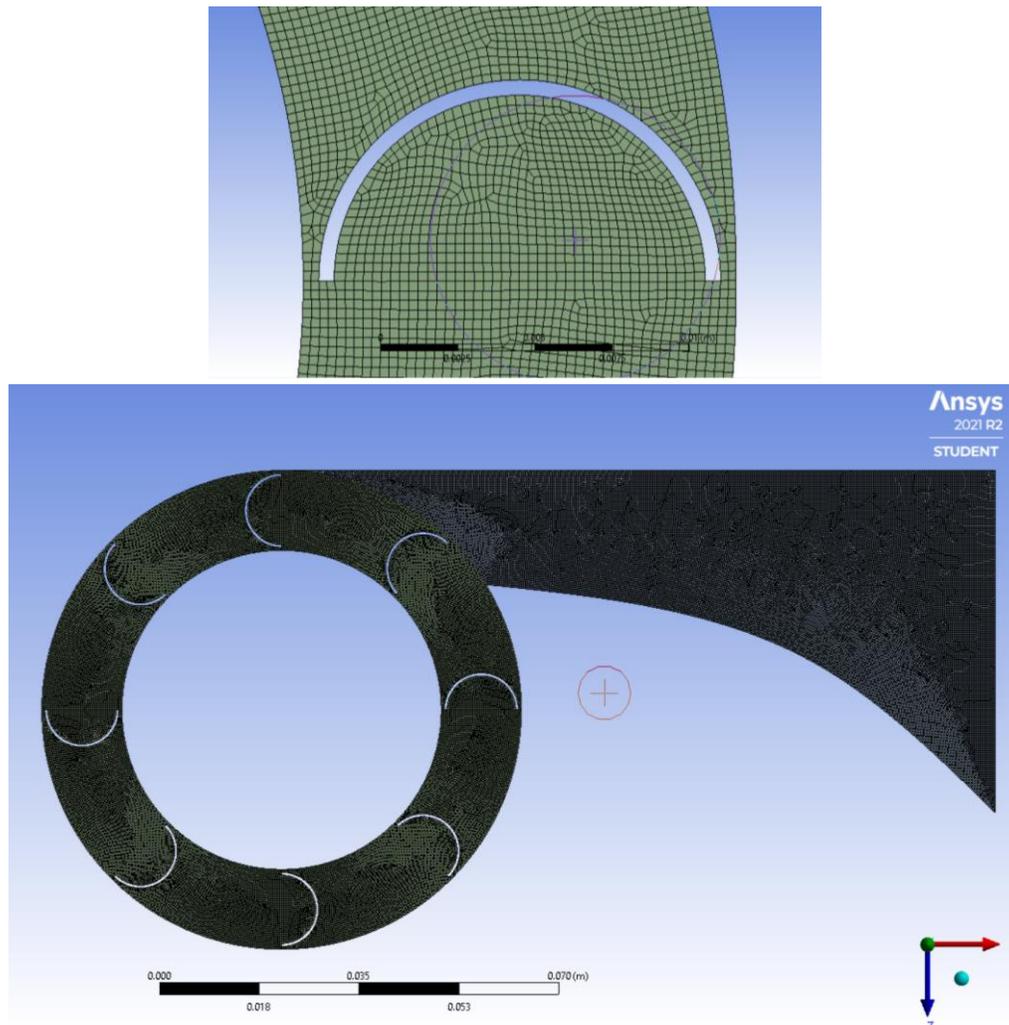
Gambar 3.2 Variasi geometri dalam simulasi, Lebar *blade* 0.19m - Jumlah *blade* 12 (a), Lebar *blade* 0.19m - Jumlah *blade* 8 (b), Lebar *blade* 0.17m - Jumlah *blade* 12 (c), Lebar *blade* 0.17m - Jumlah *blade* 8 (d).



Gambar 3.3 Dimensi turbin dan sudu

3.2.2 Pembuatan Domain simulasi dan *meshing*

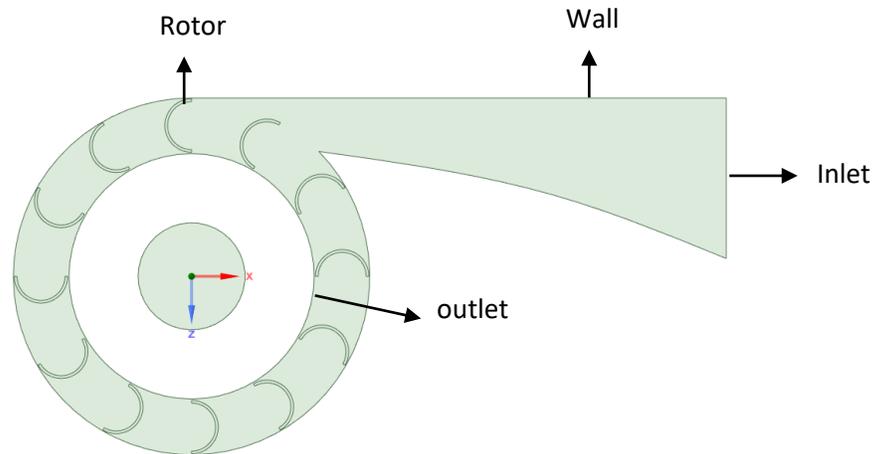
Setelah geometri turbin dibentuk pada Space claim, kemudian geometri dibuka pada ANSYS Workbench sebagai pusat kendali proses pada software ANSYS 21. Domain simulasi kemudian dibuka di dalam ANSYS WORKBENCH 21 untuk dilakukan meshing. Bentuk mesh yang digunakan adalah mesh hexahedron mesh. Dengan konsentrasi elemen pada *inlet* dan *blade* turbin.



Gambar 3.4 Meshing domain simulasi

3.2.3 Penentuan Kondisi Batas Simulasi

Kondisi batas untuk simulasi ditentukan pada ANSYS WORKBENCH 21. Karena pemodelan aliran ini didasarkan pada kondisi berupa aliran tertutup (*closed type*) maka kondisi batas terbagi menjadi *inlet*, *outlet*, dan *wall*. Aliran akan memasuki turbin melalui *inlet* dan keluar melalui *outlet* lingkaran ditengah rumah turbin seperti gambar dibawah ini. Sisa geometri domain simulasi dianggap sebagai dinding pembatas aliran (*wall*).



Gambar 3.5 Kondisi batas simulasi

3.3 Solver/Processing

3.3.1 Models

Studi numerik ini dilakukan untuk menyelesaikan persamaan Persamaan *Navier-stokes* bersamaan dengan model turbulensi *k-ε standard Model*. Pemilihan model turbulensi ini karena model ini cocok digunakan untuk aliran yang *free shear layer* dengan *P gradient wall function* yang kecil. Dan model turbulensi ini juga menggunakan memori yang sedikit dan menghasilkan nilai konvergensi yang baik.

3.3.2 Materials

Simulasi numerik ini menggunakan fluida kerja berupa udara dengan kerapatan yang konstan sebesar $1,225 \text{ kg/m}^3$ dan *dynamic viscosity* konstan sebesar $1,7894 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$

3.3.3 Cellzone condition

Pada domain *stationary* diberikan kondisi diam relative terhadap pusat koordinat sedangkan untuk domain *rotating* dan *blade* dan memilih fitur *mesh motion* dengan kecepatan sudut 300 rpm, 500 rpm, dan 700 rpm.

3.3.4 Penentuan kondisi fisis dan properti fluida

Setelah menentukan kondisi batas simulasi, domain simulasi dibuka pada ANSYS Fluent 21 untuk ditentukan kondisi fisis dan properti fluida nya. Karena aliran berupa aliran pada saluran tertutup (*closed type*) maka digunakan kondisi fisis viscous dengan fluida kerja adalah udara. Model turbulenti yang digunakan adalah *standard k-ε turbulent model*. Model ini dipilih karena *standard k-ε turbulent model* memiliki akurasi yang lebih akurat ketika digunakan untuk memodelkan aliran yang berputar. Properti fluida kerja yang digunakan pada simulasi ini adalah sebagai berikut dalam tabel 3.3 di bawah ini

Tabel 3.2 Properti fluida kerja

Udara	
Massa jenis	1.225 kg/m ³
Temperature	300 K
Viskositas	1.7894 × 10 ⁻⁵ kg/m-s

3.3.5 Input nilai kondisi batas

Setelah kondisi batas didefinisikan pada *pre-processing* maka di dalam tahap *solver/processing* ini nilai dari kondisi batas dimasukkan, seperti pada tabel 3.4 berikut ini :

Tabel 3.3 Kondisi batas simulasi

Boundary condition		
Inlet	Velocity inlet	
	Kecepatan inlet	14 m/s
Wall	Stationary wall	
	Condition	No-slip wall
Blade & poros	Angular Velocity	
	Putaran	660 rpm
Outlet	Pressure outlet	
	Total pressure	0 Pa

3.3.6 Solution method

Solution method pada *pressure-velocity coupling* diatur dengan menggunakan *scheme Coupled*. *Spatial Discretization* yang digunakan pada *pressure*, *momentum*, *turbulent kinetic energy* dan *turbulent dissipation rate* adalah *second order upwind*.

3.3.7 Residual Monitor

Residual adalah salah satu kriteria yang menentukan keberhasilan simulasi numerik. Perubahan yang dilihat dari *residual* adalah kemampuannya untuk mencapai konvergen setelah menjalani diskritisasi. Nilai *residual* ditargetkan untuk mencapai konvergensi pada angka 10⁻⁶

pada simulasi numerik ini sebagai tanda keberhasilan simulasi. Pada penelitian ini tidak dicapai nilai konvergensi pada angka 10^{-6} , melainkan nilai *residual* hanya mencapai angka 10^{-4} .

3.3.8 Initialization

Initialization ditujukan untuk menentukan kondisi awal dari suatu simulasi baru kemudian akan dimulai diskritisasi untuk mencapai nilai *residual* konvergen. Pada simulasi ini *initialization* yang digunakan adalah *hybrid initialization*.

3.3.9 Run Calculations

Calculation dilakukan dengan pengaturan pada ketiga variasi putaran saling berbeda. Pada pengujian putaran 300rpm digunakan *Number of Time Steps* 500 dan *Time Step Size* 0,001. Pada pengujian putaran 500rpm digunakan *Number of Time Steps* 834 dan *Time Step Size* 0,0006. Pada pengujian putaran 700rpm digunakan *Number of Time Steps* 1167 dan *Time Step Size* 0,00042857. Hal ini dilakukan untuk memperoleh nilai perpindahan sudut *blade* sebesar $1,8^\circ$ pada tiap *Time Step* untuk memperoleh nilai momen yang lebih akurat. Nilai momen yang akan diperoleh adalah nilai rata-rata momen yang dihasilkan dalam 0,5s.

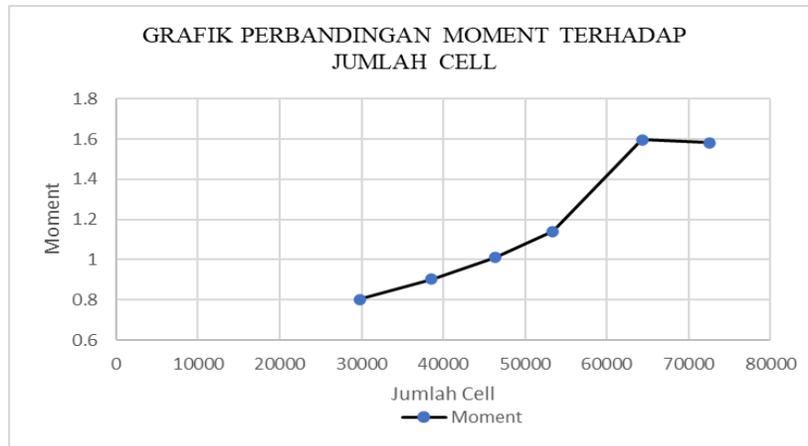
3.4 Post processing

3.4.1 Grid Independency Test

Grid independency test sendiri merupakan proses yang digunakan untuk mencari kondisi *grid* yang optimal yang memiliki jumlah *grid* terkecil tanpa menghasilkan perbedaan hasil numerik berdasarkan evaluasi dari berbagai kondisi *grid*. Namun, tidak ada metode atau prosedur pengujian standar untuk penerapannya. Pada penelitian ini, dilakukan *grid independency test* pada *blade* turbin. Daerah ini merupakan daerah tinjauan yang digunakan untuk menentukan konvergensi simulasi dan juga daerah yang akan dibandingkan pada setiap variasi.

Tabel 3.4 *Grid independency test*

Cell	Moment (Nm)	Error(%)
29765	0.802203	12.46567265
38547	0.902203	12.1341871
46297	1.011678	12.68239499
53389	1.139983	40.02568459
64280	1.596269	0.810452374
72515	1.583332	



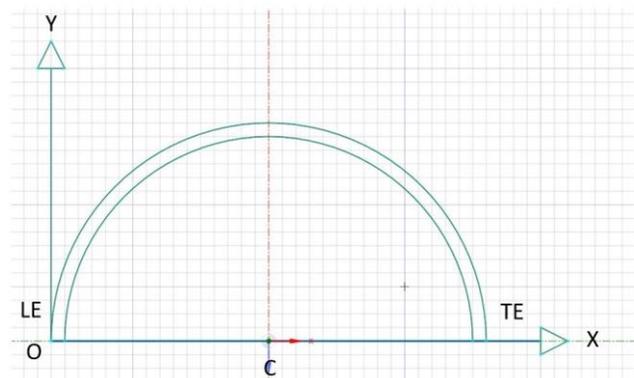
Gambar 3.6 Grafik perbandingan momen terhadap jumlah *cell*

Berdasarkan definisi dari *grid independency test* itu sendiri, dan dengan mengacu pada tabel 3.4 serta gambar gambar 3.6 yang berisi detail nilai momen dan jumlah *cell* pada *mesh*, maka digunakan model geometri dengan jumlah *cell* pada *mesh* sebanyak 64280. Dari grafik diatas bisa dilihat nilai momen mulai menunjukkan kestabilan perubahan momen pada jumlah *cell* diatas 64280. Sehingga bisa dibilang untuk penggunaan *cell* diatas angka 64280 akan menghasilkan komputasi yang lebih stabil.

3.4.2 Data yang akan diperoleh

Setelah hasil simulasi numerik didapatkan maka data akan diolah melalui post processing untuk divisualisasikan. Hasil visualisasi ini nanti akan berupa data penelitian yang diperoleh. Data yang diperoleh ini berupa data kualitatif dan kuantitatif yang terdiri dari, data kualitatif kontur kecepatan dan tekanan, dan data kuantitatif nilai momen rotor dan daya yang dihasilkan pada turbin. Momen rotor yang akan didapatkan adalah momen rata-rata yang didapatkan tiap berputar $1,8^\circ$ dalam satu putaran penuh 360° untuk tiap variasi. Lalu untuk mendapatkan daya, momen yang didapatkan akan dikalikan dengan putaran rotor.

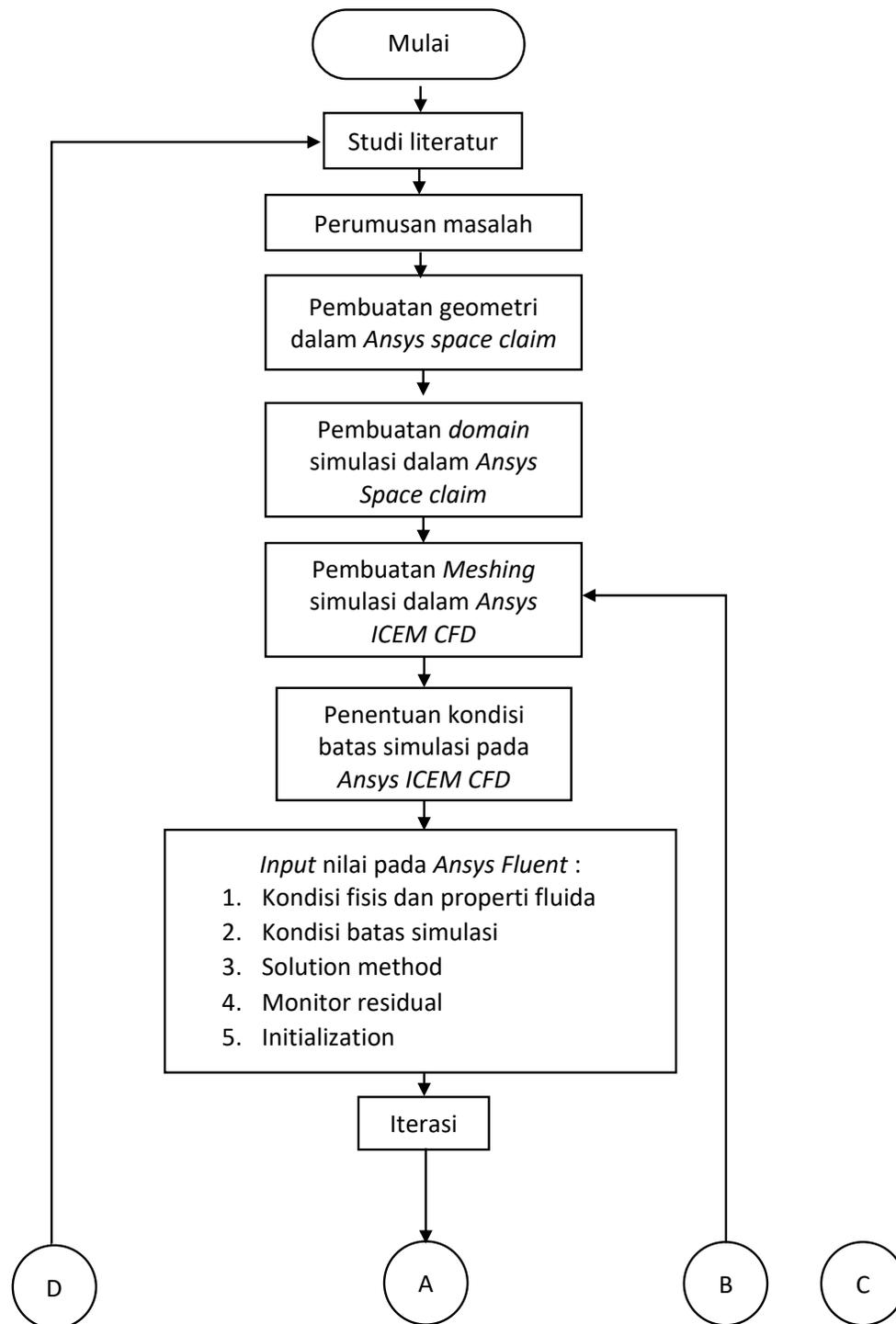
Kemudian akan dibuat blade pressure coefficient untuk mengetahui titik separasi yang terjadi pada blade. Pengambilan titik pada blade adalah seperti gambar berikut

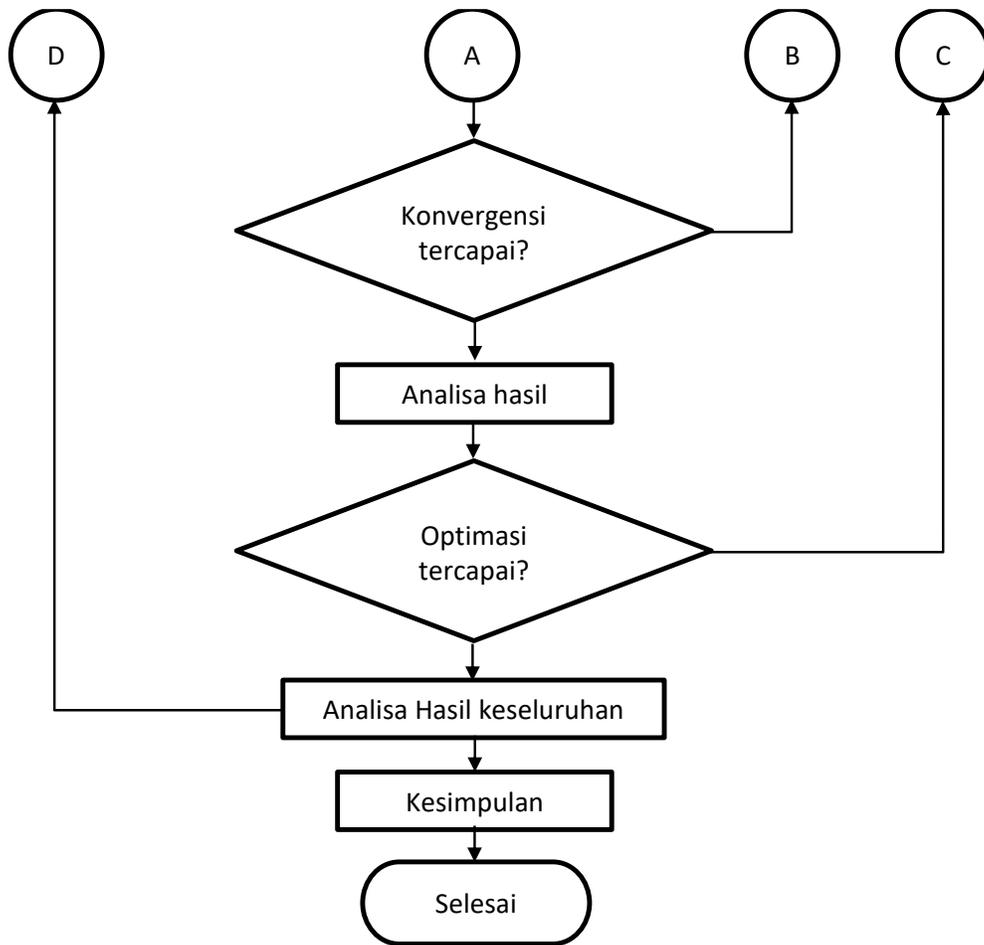


Gambar 3.7 Skema perhitungan *pressure coefficient* pada *blade*

3.5 Diagram alir penelitian

Berikut adalah diagram alir penelitian yang dilakukan :





Gambar 3. 8 Diagram alir penelitian

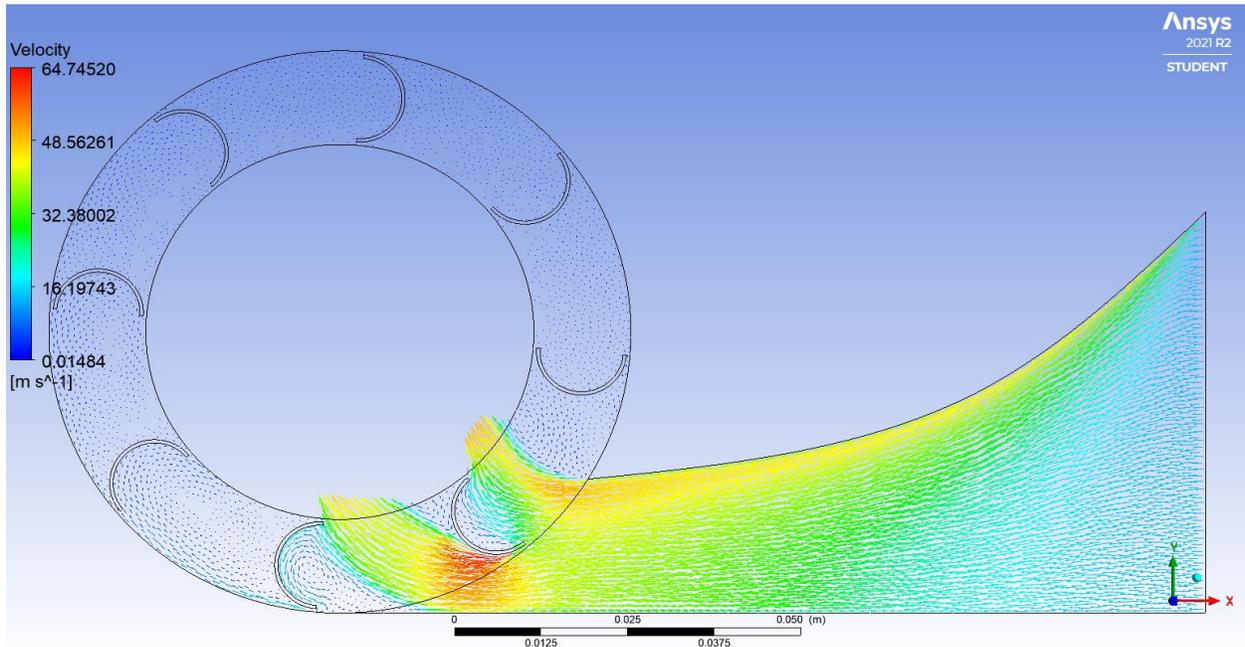
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Analisa dan pembahasan yang dilakukan pada bab ini adalah untuk membahas pola aliran yang terbentuk pada desain turbin *Closed Type Multiple Blade Impulse Wind Turbine*. Variasi yang dilakukan adalah lebar *Chord blade* dan jumlah *blade*. Setiap variasi turbin disimulasikan secara numerik dengan debit *inlet* pada $14 \text{ m}^2/\text{s}$. Analisa yang dilakukan berupa analisa data kualitatif berupa kontur kecepatan dan tekanan aliran dan berupa analisa data kuantitatif perbandingan tekanan dan kecepatan pada masing-masing variasi.

Pada bab ini pembahasan dilakukan dengan membahas pola aliran yang terbentuk pada debit *inlet* $14 \text{ m}^2/\text{s}$ pada masing-masing variasi desain turbin dengan variasi kecepatan putaran 300rpm, 500rpm, 700rpm. Selanjutnya diskusi membandingkan data kuantitatif kecepatan dan tekanan pada masing-masing variasi debit *inlet* dan desain turbin.

4.1 Pengaruh lebar blade pada jumlah sudu 8

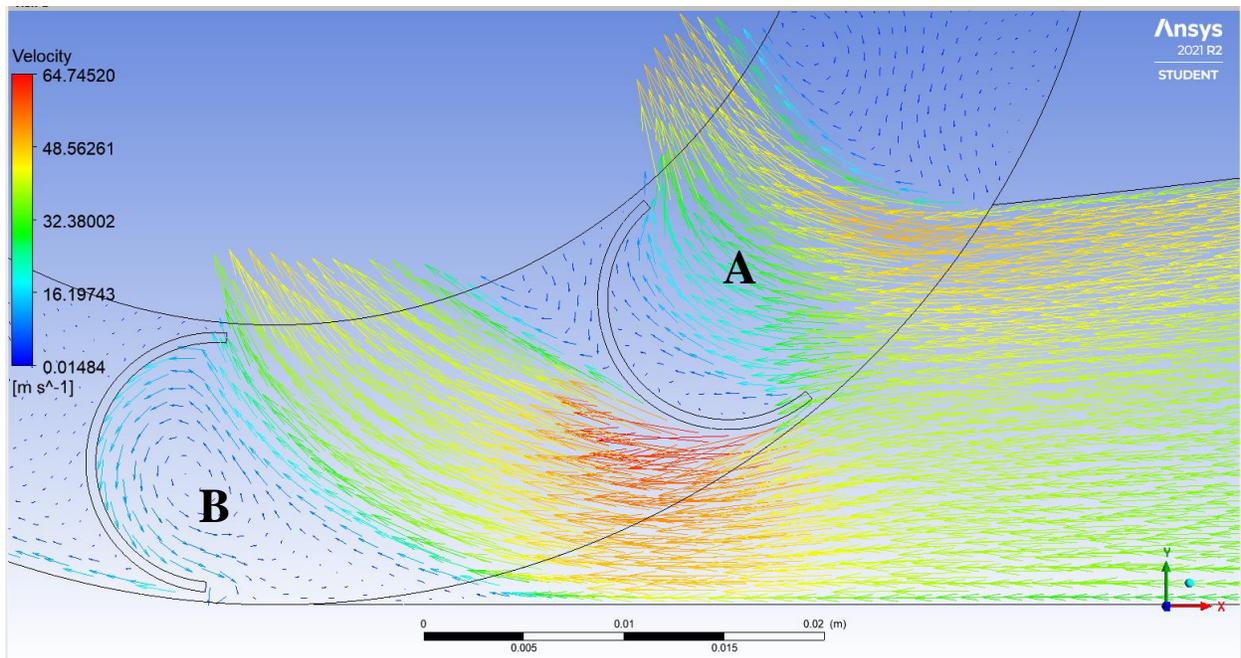
4.1.1 Lebar 0.17m pada putaran 300rpm, 500rpm, dan 700rpm



Gambar 4.1 Vektor kecepatan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 300 \text{ rpm}$

Pada Gambar 4.1 merupakan vector kecepatan aliran yang dihasilkan oleh aplikasi Ansys Fluent 21 pada desain turbin jumlah *blade* 8 dan lebar *blade* 0.17m. Aliran masuk melalui *inlet* pada kondisi kanal terbuka (*open channel*) yang kemudian mengalami penyempitan kanal pada saat sebelum memasuki celah masuk rotor. Penyempitan kanal ini berfungsi untuk meningkatkan kecepatan aliran fluida, hal ini ditunjukkan dengan spektrum warna aliran yang terbentuk dari warna biru terang hingga menjadi hijau pada celah masuk rotor yang dimana menandakan adanya peningkatan kecepatan fluida dan penurunan tekanan yang ditandai perubahan warna pada kontur kecepatan di bagian celah masuk rotor dibandingkan bagian *inlet*.

Pada turbin dengan kelengkungan blade $\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 180^\circ$ memiliki lengkung sisi depan bagian buritan yang cenderung menginduksikan *adverse pressure* yang kuat yang mengakibatkan terjadinya separasi aliran lebih awal. Percepatan aliran yg terjadi disini ini segera terhenti akibat terjadinya separasi aliran. Sudu ini lebih luas dilingkupi *wake* dengan tekanan rendah hampir konstan yang tidak serendah dibandingkan bila akselerasinya berlanjut hingga mendekati *trailing edge*. Saat bergerak melintasi celah masuk rotor separasi aliran disini depan sudu ini lebih cepat bergeser kearah *leading edge*. Perbedaan tekanan antara sisi depan dan sisi belakang sudu ini tidak cukup besar.

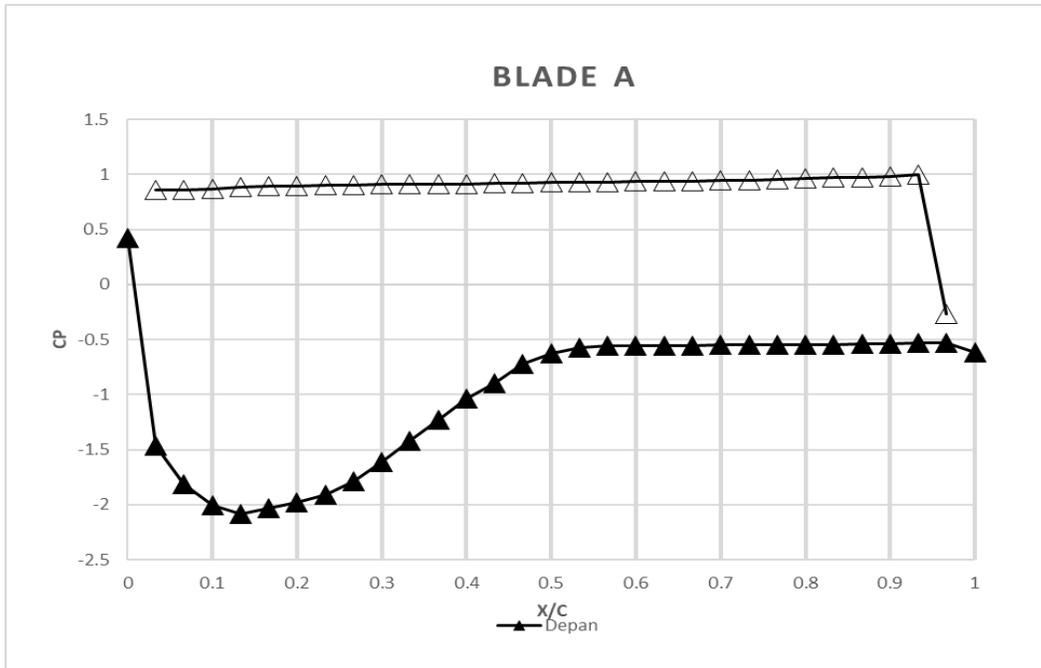


Gambar 4.2 Vektor kecepatan turbin N =8, lebar L = 17mm, n 300 rpm

Setelah memasuki celah masuk rotor. Dari Gambar 4.2 terlihat aliran menghantam bagian *leading edge* pada *blade* dan terjadinya stagnasi aliran pada ujung *blade*, lalu aliran fluida terbagi menjadi dua aliran. Pertama, aliran yang mengalir ke bagian belakang *blade*, aliran tersebut lanjut mengalir hingga menghantam bagian *pressure site* pada *blade* hingga akhirnya keluar menuju *outlet*. Pada bagian *pressure site* dapat dilihat adanya vortex aliran yang terbentuk akibat hantaman aliran sehingga tekanan pada daerah *pressure site* menjadi tinggi. Kedua, aliran yang mengalir ke bagian *suction site*, aliran ini lanjut mengalir sepanjang *blade* dimana terjadinya *flow acceleration* pada bagian awal yang ditandai dengan perubahan warna menjadi merah pada kontur kecepatan. Namun aliran pada daerah ini mengalami separasi sebelum mencapai bagian tengah *blade*. Aliran yang mengalami separasi pada *blade A* nampak belum sempat menghantam bagian cekung dari *blade B* dan langsung lanjut mengalir keluar melalui *outlet*. Sedikitnya aliran yang dapat dimanfaatkan *blade* dikarenakan jarak antar *blade* yang lebar dengan bentuk *blade* yang menginduksikan *adverse pressure* yang kuat yang mengakibatkan terjadinya separasi aliran lebih awal membuat turbin ini kurang optimal dalam menghasilkan *drag force*.

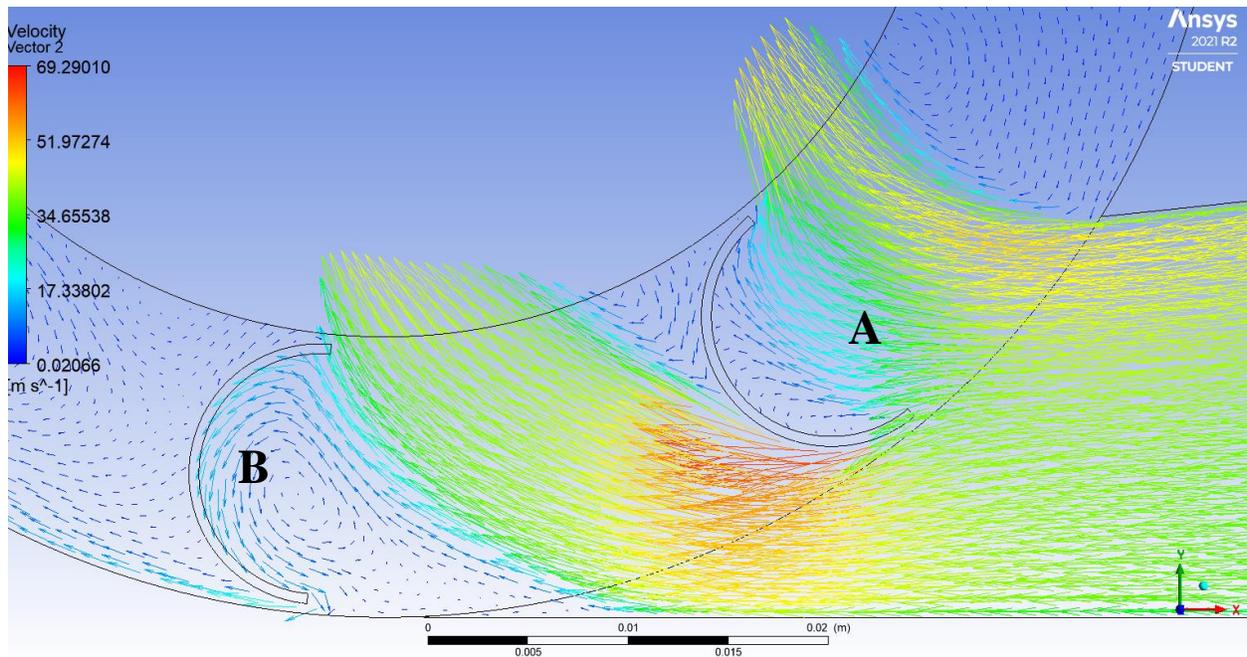
Pada grafik *blade pressure coefficient* dapat diketahui letak posisi titik separasi pada aliran. Pada gambar 4.3 ditunjukkan grafik *pressure coefficient* untuk *blade A*. Pada grafik tersebut terlihat nilai C_p semakin menurun pada bagian depan *blade* dimulai dari arah *leading edge* ke bagian *trailing edge* karena terjadinya akselerasi aliran. Lalu semakin mendekati *trailing edge* tekanan

naik sedikit sebelum akhirnya mencapai sebuah titik konstan. Daerah separasi ditandai dengan tekanan yang konstan. Dari grafik tersebut dapat dilihat pada *blade* bagian depan mengalami separasi di awal di X/C 0.55, sedangkan pada bagian cekung atau belakangnya diisi oleh vortex dengan tekanan yang tinggi.



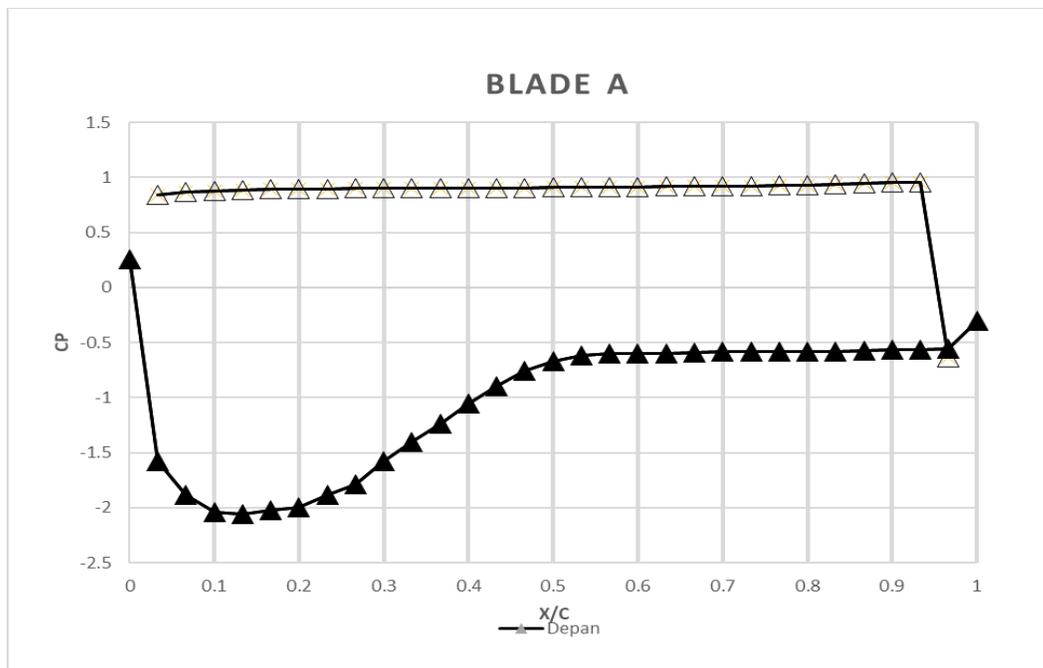
Gambar 4.3 Blade pressure coefficient turbin blade $N = 8$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 300\text{rpm}$

Lalu pada gambar 4.4 ditunjukkan vector kecepatan turbin dengan jumlah *blade* 8 dengan bentuk *blade* yang sama namun putaran rotor dibuat 500 rpm. Dilakukan analisa vector kecepatan untuk putaran 500 rpm untuk mengetahui pengaruh kenaikan putaran terhadap pola aliran.



Gambar 4.4 Vektor kecepatan turbin N =8, lebar L = 0.17m, n= 500 rpm

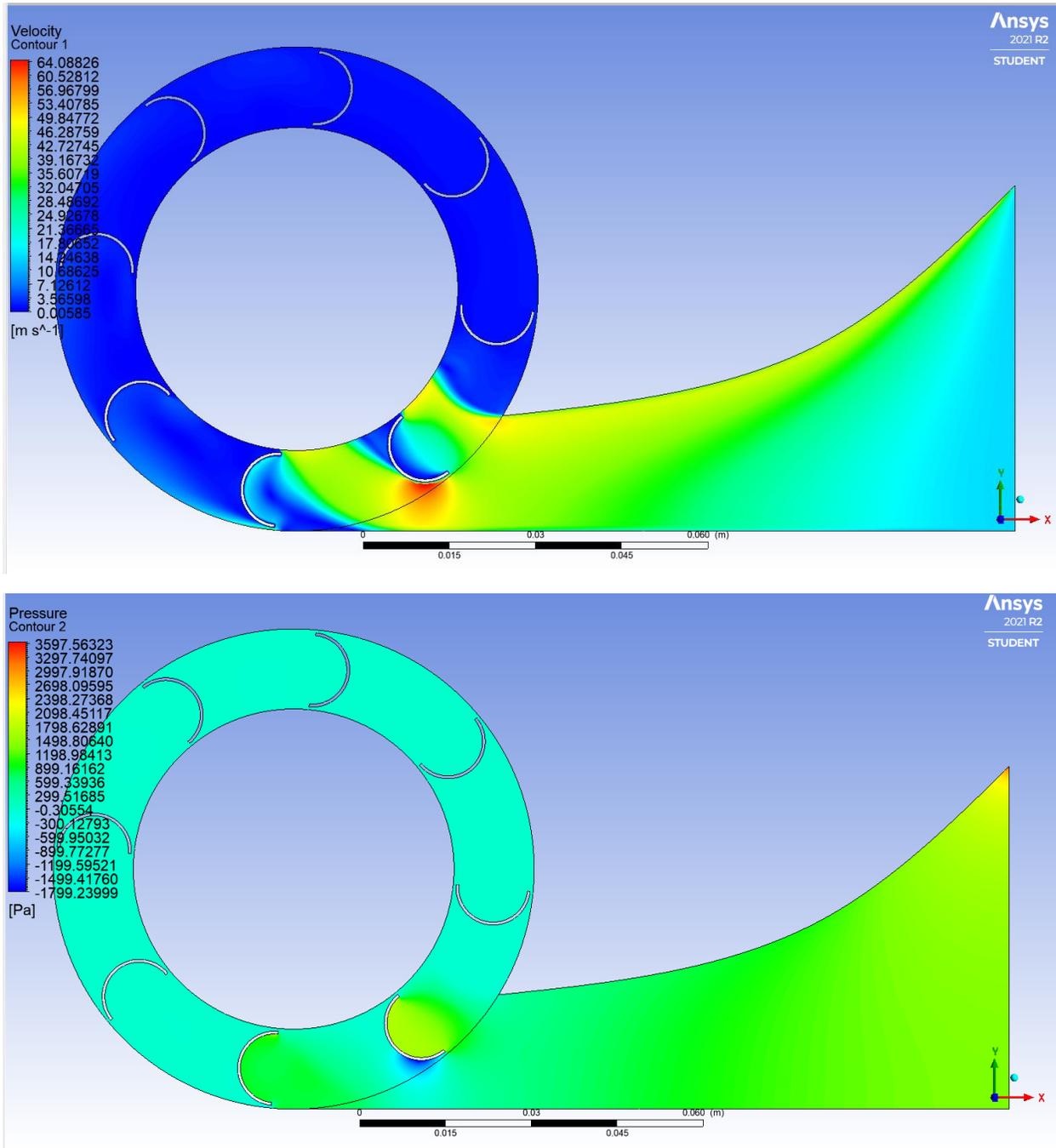
Pada gambar 4.5 menunjukkan Grafik *blade pressure coefficient* untuk putaran rotor 500rpm putaran. Terlihat bahwa separasi yang terjadi juga setelah melewati titik X/C 0.55.



Gambar 4.5 *Blade pressure coefficient* turbin N =8, lebar L = 0.17m, n= 500 rpm

Lalu dilakukan analisa pada kontur kecepatan aliran pada ketiga macam kecepatan putaran. Pada kecepatan putaran 300rpm seperti yang terlihat pada gambar 4.6, kontur kecepatan aliran yang dihasilkan turbin pada putaran berhasil mempertahankan kontur warna merah atau

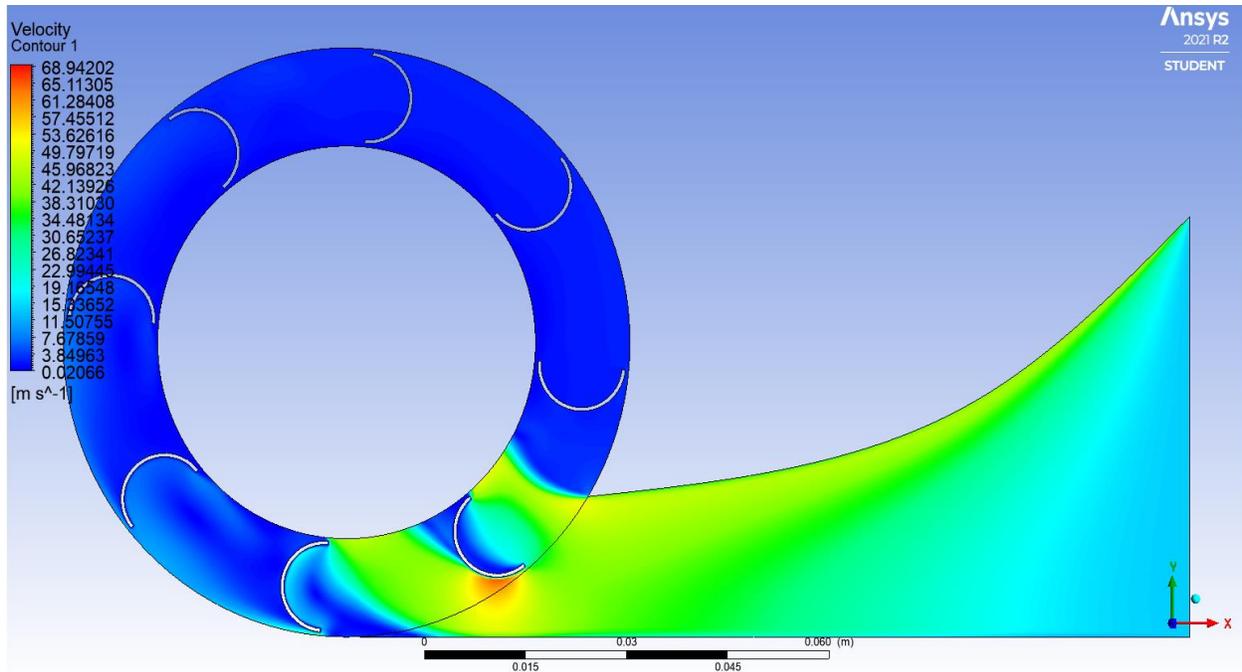
kecepatan tinggi yang relative lebih lama dibandingkan dengan kecepatan putaran yang lebih tinggi. Perbedaan tekanan antara bagian belakang *blade* yang relatif tinggi dan bagian depan yang relative rendah juga dipertahankan lebih lama dibandingkan dengan kondisi kecepatan putaran yang lebih tinggi. Momen yang dihasilkan pada putaran 300rpm diperoleh lebih tinggi dibandingkan momen yang dihasilkan pada putaran 500rpm dan 700rpm. Hal ini dikarenakan semakin tinggi kecepatan putaran maka semakin rendah pula kecepatan relative pada *blade* sehingga gaya *drag* dan momen yang dihasilkan pun akan semakin rendah.

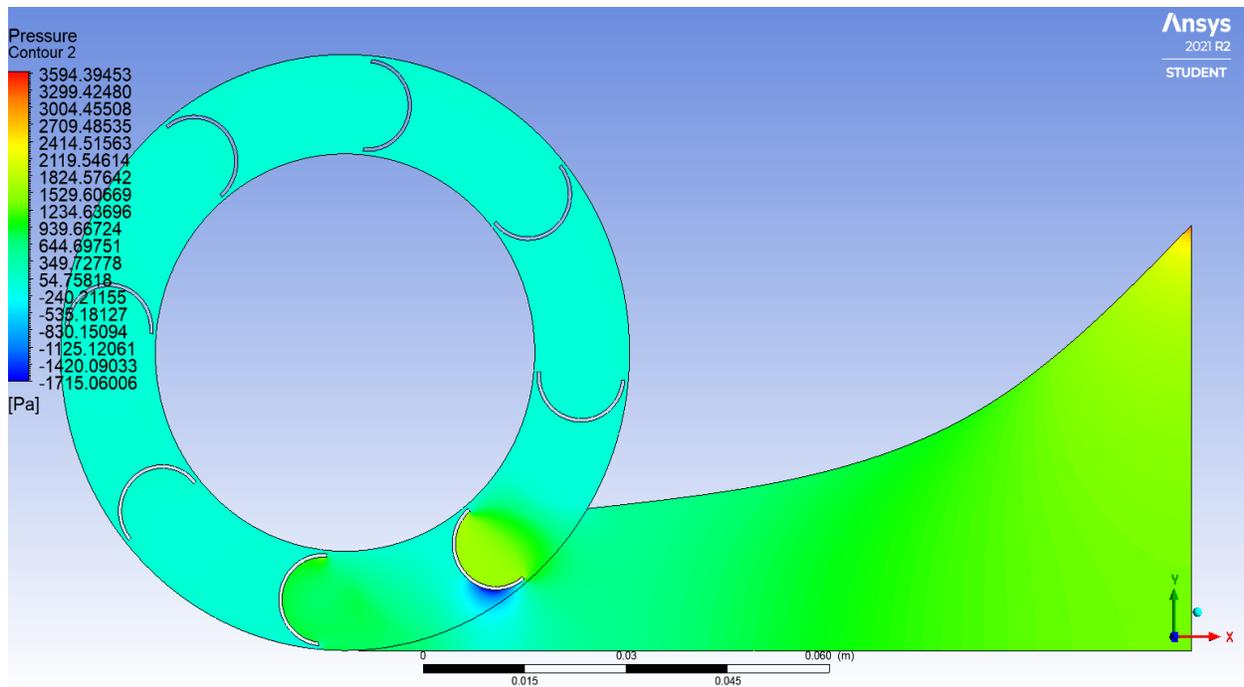


Gambar 4.6 Kontur kecepatan dan tekanan turbin N =8, lebar L = 0.17m, n= 300 rpm

Lalu pada kondisi kecepatan putaran 500 rpm, kontur aliran yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 4.7. Pada kondisi ini, kontur kecepatan berwarna merah dipertahankan dengan cukup lama walaupun lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Hal ini dikarenakan pada kecepatan putaran 500 rpm blade berputar dengan lebih cepat sehingga aliran lebih sulit mengejar blade yang berputar. Begitu juga pada kontur tekanan.

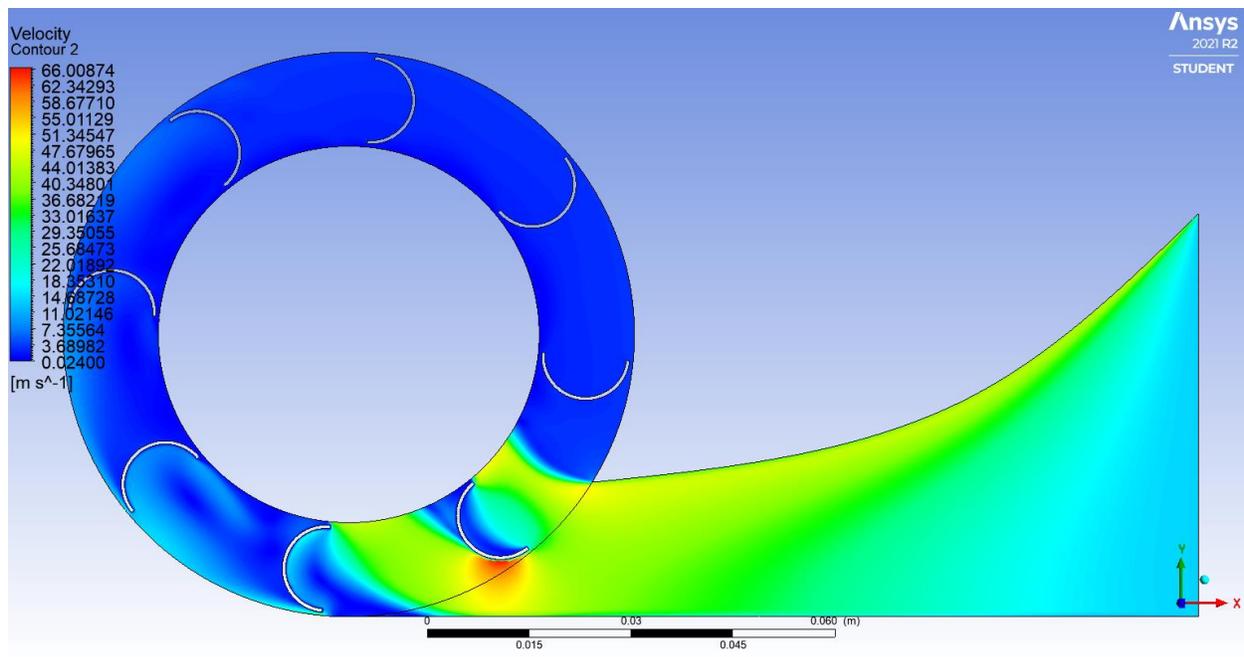
Momen yang dihasilkan pada kondisi ini didapatkan lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Hal ini dikarenakan kecepatan relative blade lebih rendah dikarenakan kecepatan putaran yang lebih tinggi namun dengan kecepatan aliran yang tetap.

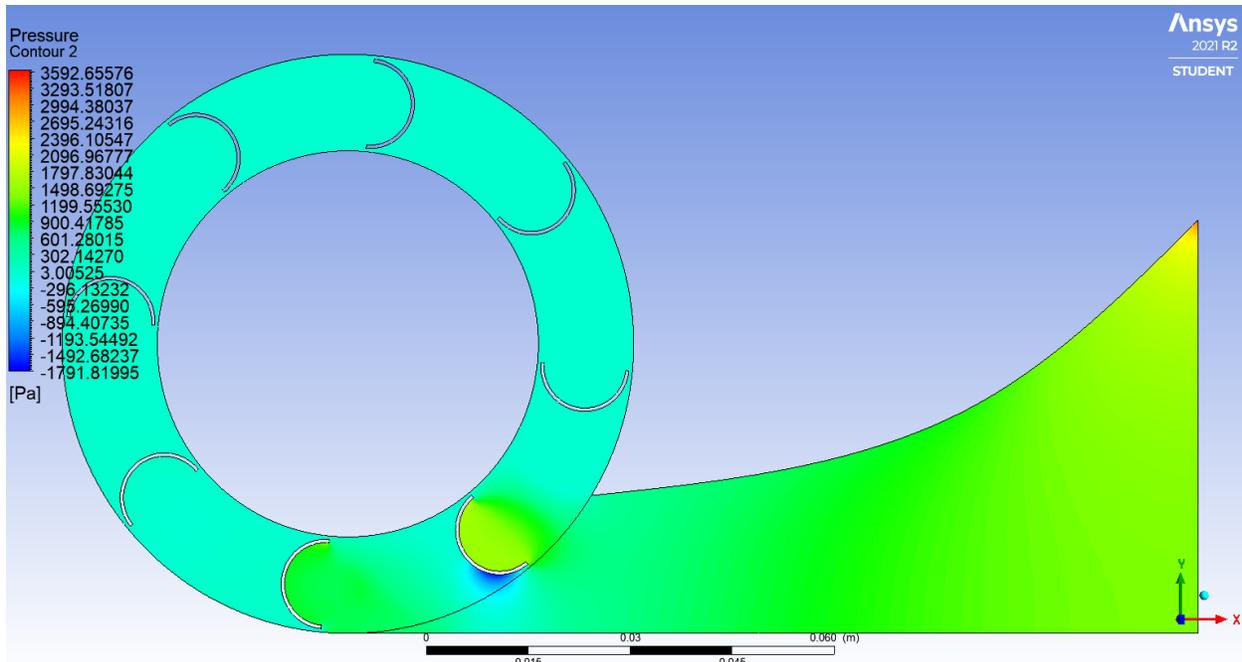




Gambar 4.7 Kontur kecepatan dan tekanan turbin N =8, lebar L = 0.17m, n= 500 rpm

Lalu pada gambar 4.8 yaitu pada kondisi kecepatan putaran 700 rpm kontur aliran yang dihasilkan mempertahankan kontur berwarna merah dengan sangat singkat dibandingkan dengan kecepatan putaran 300 rpm dan 500 rpm. Dikarenakan kecepatan putaran yang semakin tinggi maka kecepatan relatif blade semakin rendah yang mengakibatkan gaya *drag* dan momen yang dihasilkan semakin rendah. Dan juga jumlah sudu yang secara efektif menghasilkan gaya *drag* makin sedikit dalam rentang waktu tertentu karena kecepatan putaran sangat tinggi sehingga *drag* yang dihasilkan pun lebih kecil dibandingkan putaran 300rpm dan 500 rpm.



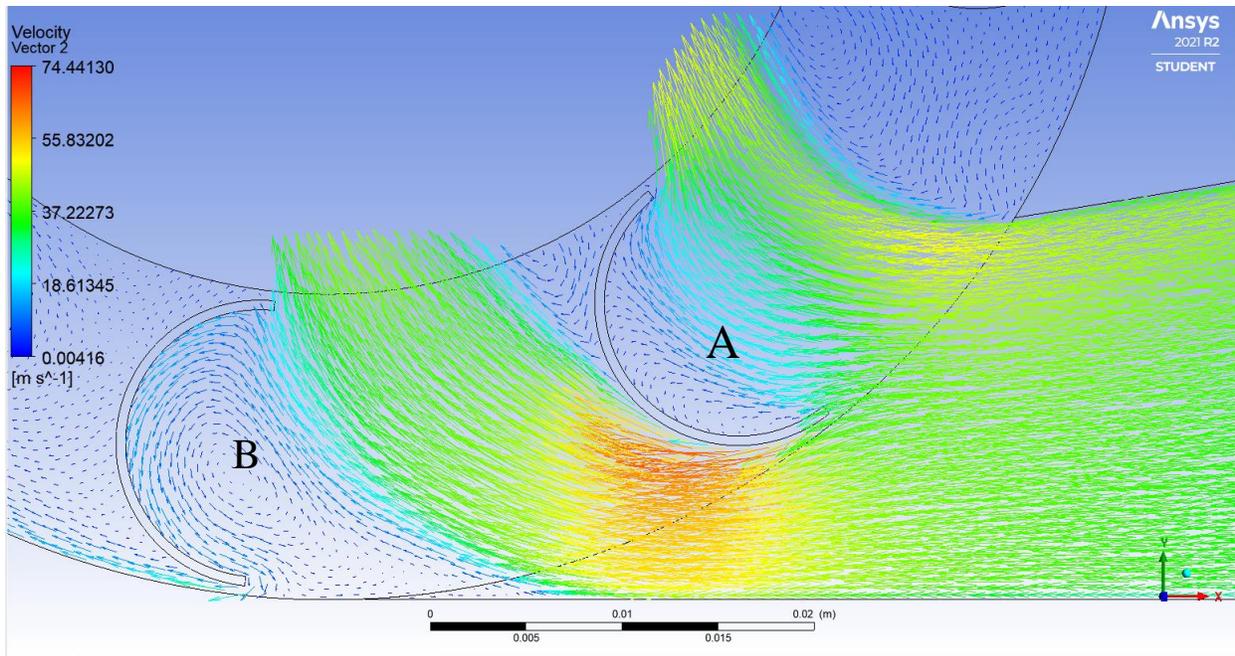


Gambar 4.8 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 700\text{rpm}$

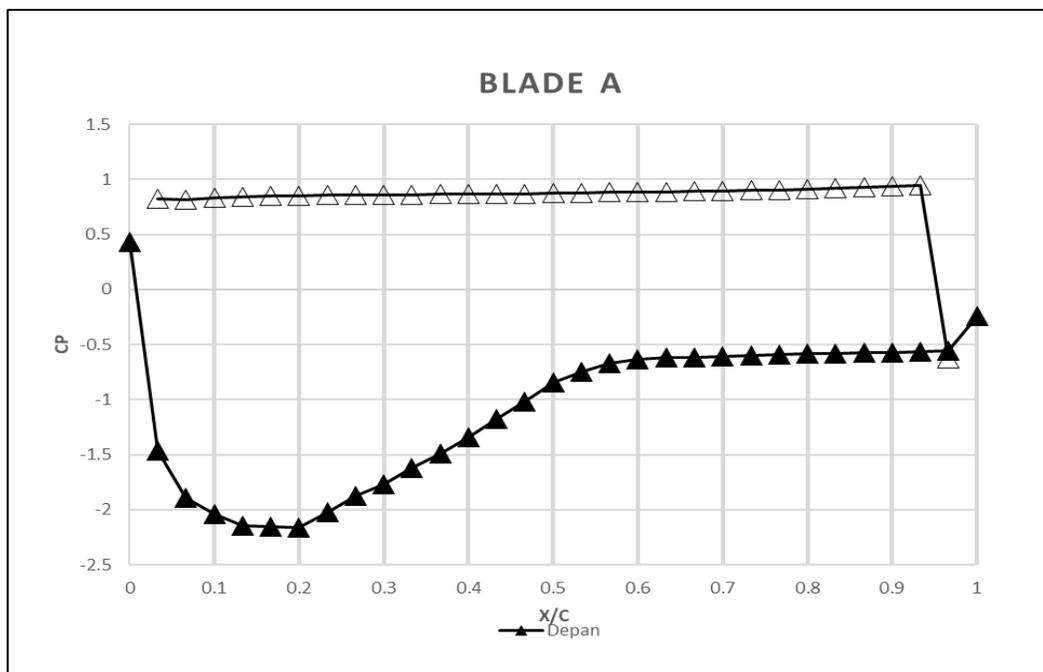
4.1.2 Lebar 0.19m pada putaran 300rpm, 500rpm, dan 700rpm

Pada turbin dengan kelengkungan *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 180^\circ$, terlihat memiliki lengkung sisi depan bagian buritan yang cenderung menginduksikan *adverse pressure* yang kuat yang mengakibatkan terjadinya separasi aliran lebih awal. Percepatan aliran yg terjadi disisi ini segera terhenti akibat terjadinya separasi aliran. Sudu ini lebih luas dilingkupi *wake* dengan tekanan rendah hampir konstan yang tidak serendah dibandingkan bila akselerasinya berlanjut hingga mendekati *trailing edge*. Saat bergerak melintasi celah masuk rotor separasi aliran disisi depan sudu ini lebih cepat bergeser kearah *leading edge*. Perbedaan tekanan antara sisi depan dan sisi belakang sudu ini tidak cukup besar.

Setelah memasuki celah masuk rotor. Dari Gambar 4.9 terlihat aliran menghantam bagian *leading edge* pada *blade* dan terjadinya stagnasi aliran pada ujung *blade*, lalu aliran fluida terbagi menjadi dua aliran. Pertama, aliran yang mengalir ke bagian belakang *blade*, aliran tersebut lanjut mengalir hingga menghantam bagian *pressure site* pada *blade* hingga akhirnya keluar menuju *outlet*. Pada bagian *pressure site* dapat dilihat adanya vortex aliran yang terbentuk akibat hantaman aliran sehingga tekanan pada daerah *pressure site* menjadi tinggi. Kedua, aliran yang mengalir kebagian *suction site*, aliran ini lanjut mengalir sepanjang *blade* dimana terjadinya *flow acceleration* pada bagian awal yang ditandai dengan perubahan warna menjadi merah pada kontur kecepatan. Namun aliran pada daerah ini mengalami separasi sebelum mencapai bagian tengah *blade*. Aliran yang mengalami separasi pada *blade A* nampak belum sempat menghantam bagian cekung dari *blade B* dan langsung lanjut mengalir keluar melalui outlet. Sedikitnya aliran yang dapat dimanfaatkan *blade* dikarenakan jarak antar *blade* yang lebar dengan bentuk *blade* yang menginduksikan *adverse pressure* yang kuat yang mengakibatkan terjadinya separasi aliran lebih awal membuat turbin ini kurang optimal dalam menghasilkan *drag force*.



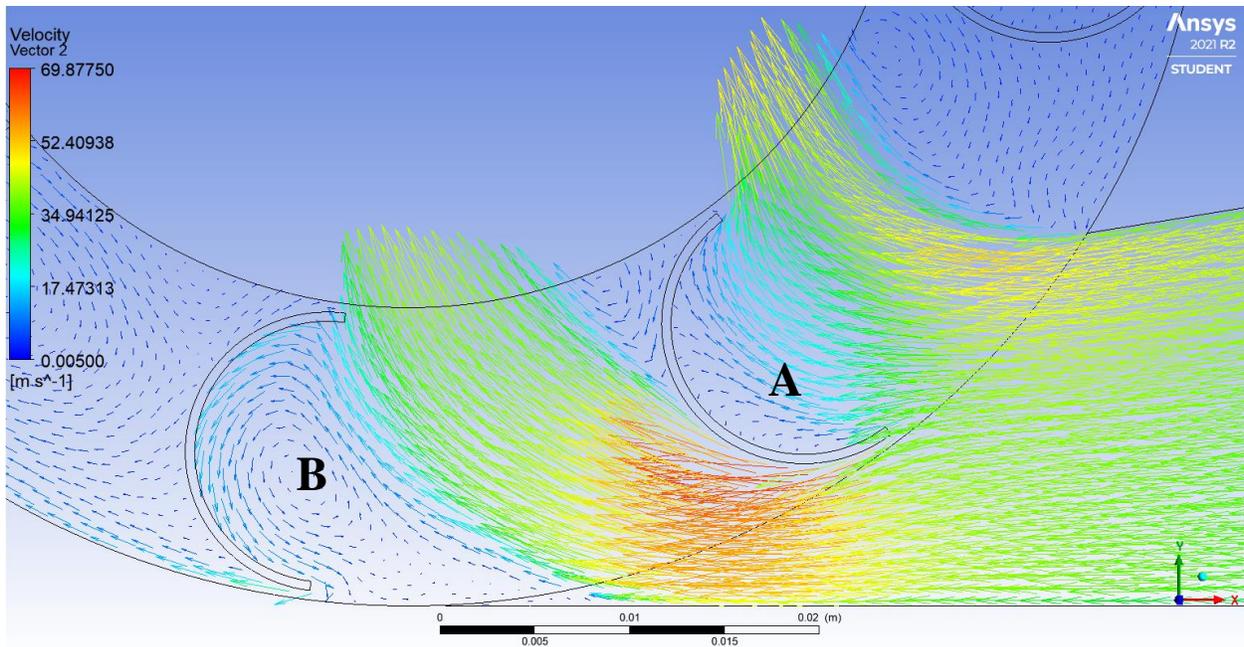
Gambar 4.9 Vektor kecepatan turbin N =8, lebar L = 0.19m, n = 300 rpm



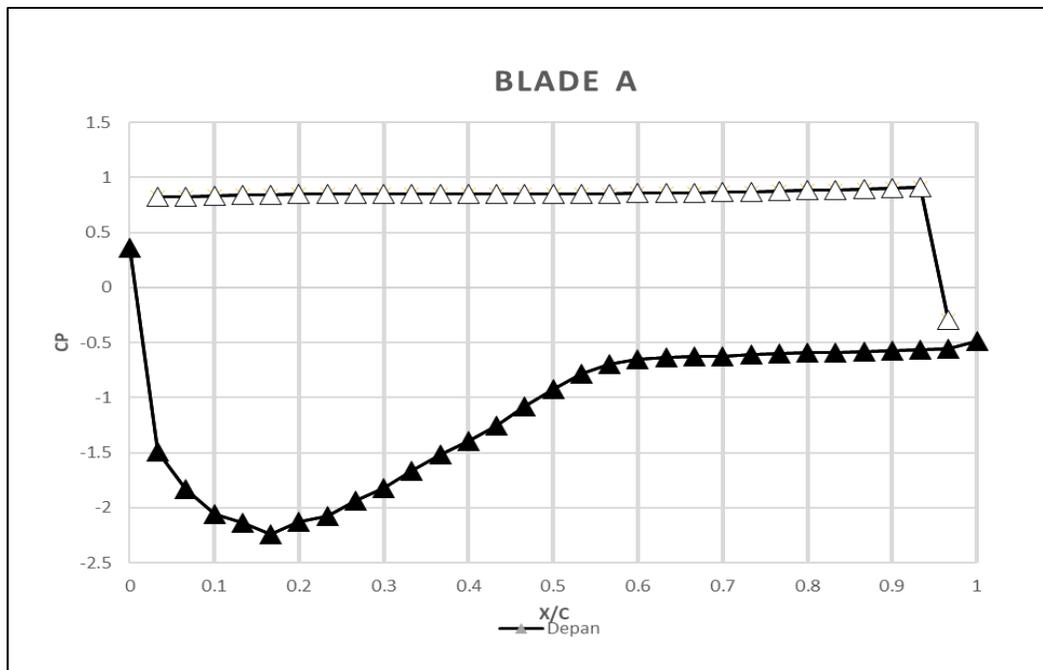
Gambar 4.10 Blade pressure coefficient turbin N =8, lebar L = 0.19m, n = 300rpm

Pada putaran 300rpm dari gambar 4.10 bahwa seperasi yang terjadi lebih lambat dari putaran 500rpm. Ini terjadi setelah melewati titik X/C 0.6. Grafik *blade pressure coefficient* untuk putaran rotor 500 rpm terlihat pada gambar 4.12.

Kemudian dianalisa vector kecepatan untuk putaran 500 rpm seperti terlihat pada gambar 4.11. dilakukan Analisa vector kecepatan untuk putaran 500rpm untuk mengetahui pengaruh kenaikan putaran terhadap pola aliran.



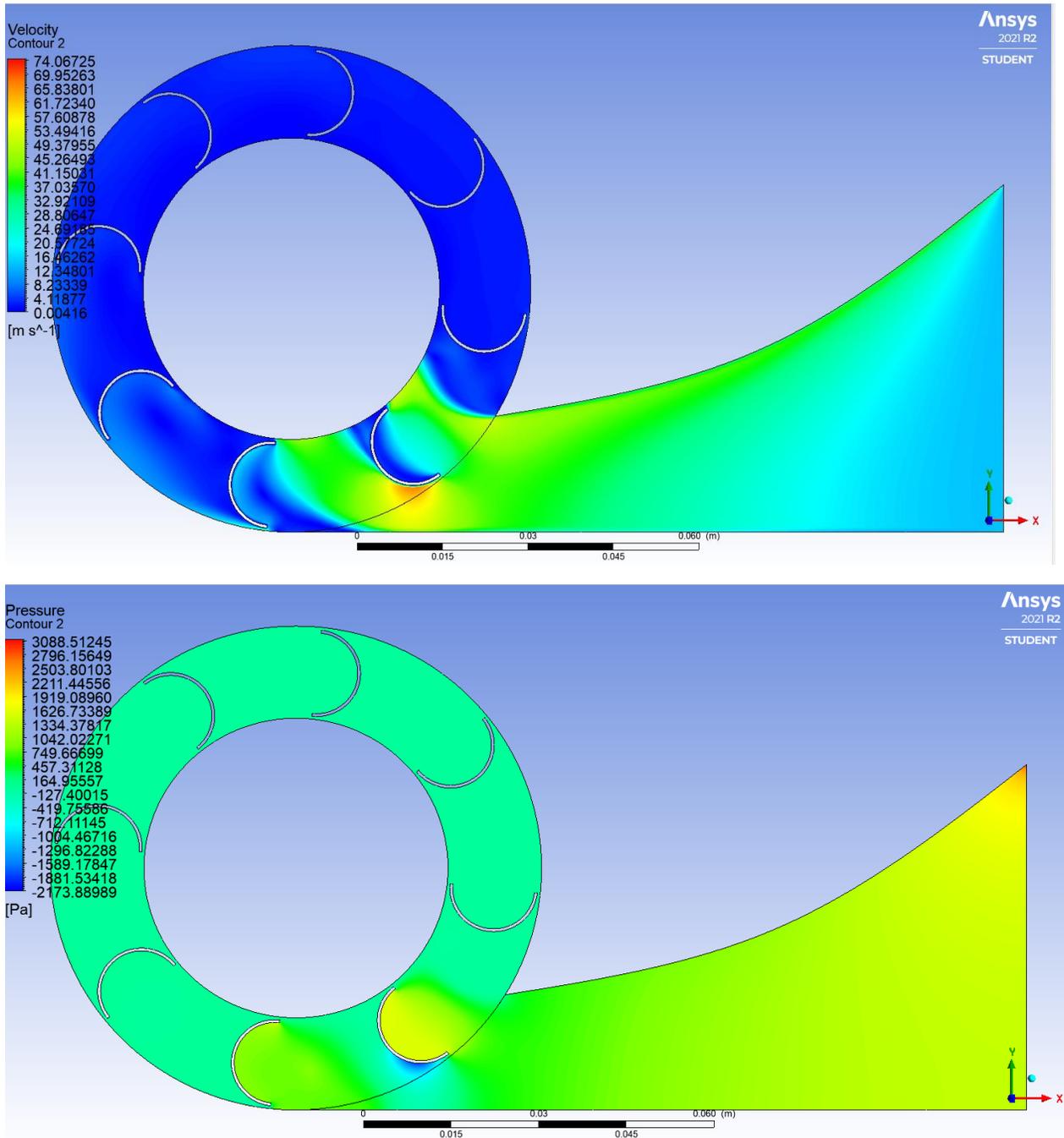
Gambar 4.11 Vektor kecepatan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 500\text{rpm}$



Gambar 4.12 Blade pressure coefficient turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 500\text{ rpm}$

Lalu dilakukan analisa pada kontur kecepatan aliran pada ketiga macam kecepatan putaran. Pada gambar 4.13 menunjukkan kontur pada kecepatan putaran 300rpm, kontur kecepatan aliran yang dihasilkan turbin pada putaran berhasil mempertahankan kontur warna merah atau kecepatan tinggi yang relative lebih lama dibandingkan dengan kecepatan putaran yang lebih tinggi. Perbedaan tekanan antara bagian belakang *blade* yang relative tinggi dan bagian depan yang relative rendah juga dipertahankan lebih lama dibandingkan dengan kondisi

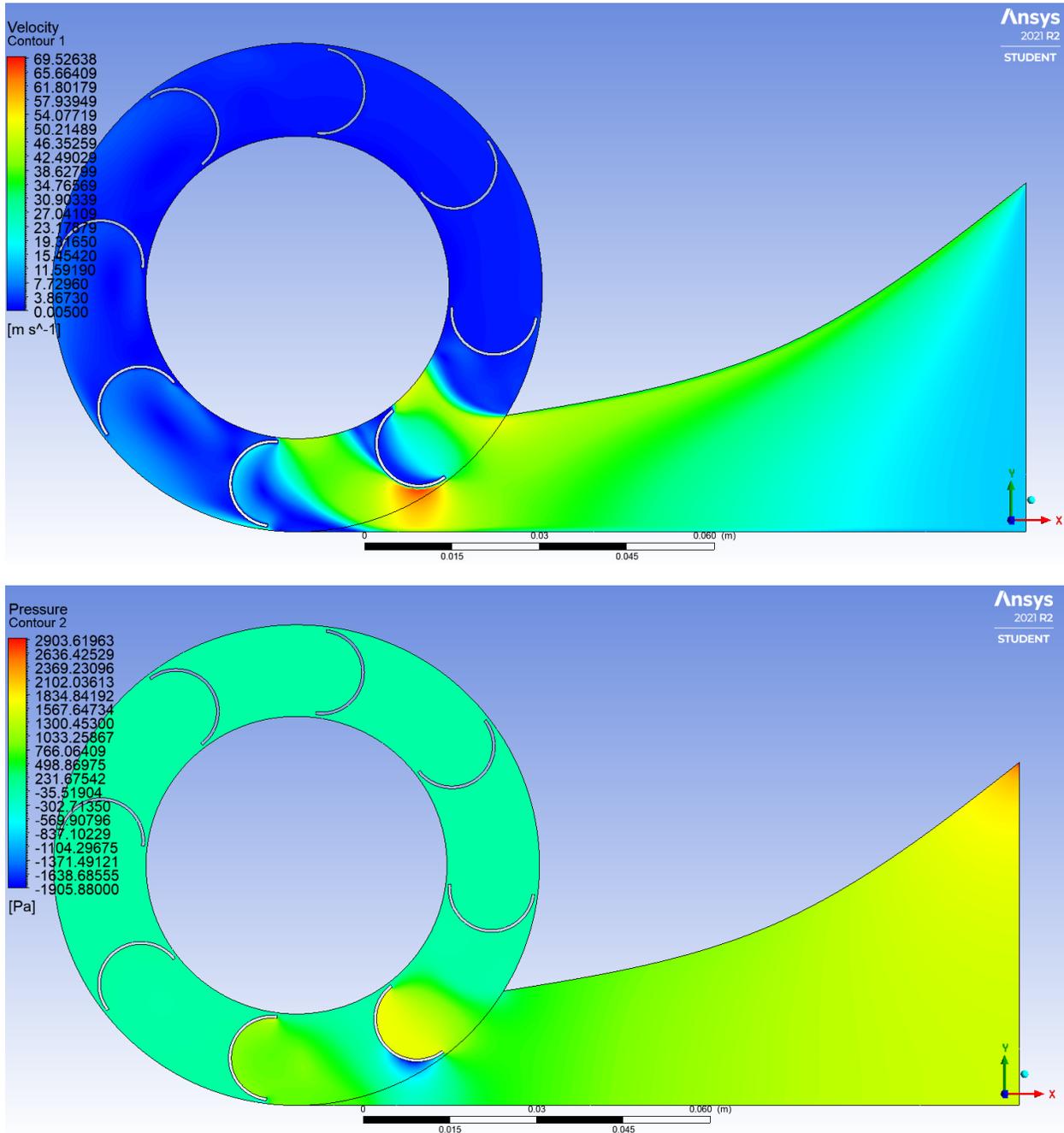
kecepatan putaran yang lebih tinggi. Momen yang dihasilkan pada putaran 300rpm diperoleh lebih tinggi dibandingkan momen yang dihasilkan pada putaran 500rpm dan 700rpm. Hal ini dikarenakan semakin tinggi kecepatan putaran maka semakin rendah pula kecepatan relative pada *blade* sehingga gaya *drag* dan momen yang dihasilkan pun akan semakin rendah.



Gambar 4.13 Kontur kecepatan dan tekanan turbin N = 8, lebar L = 0.19m, dan n = 300 rpm

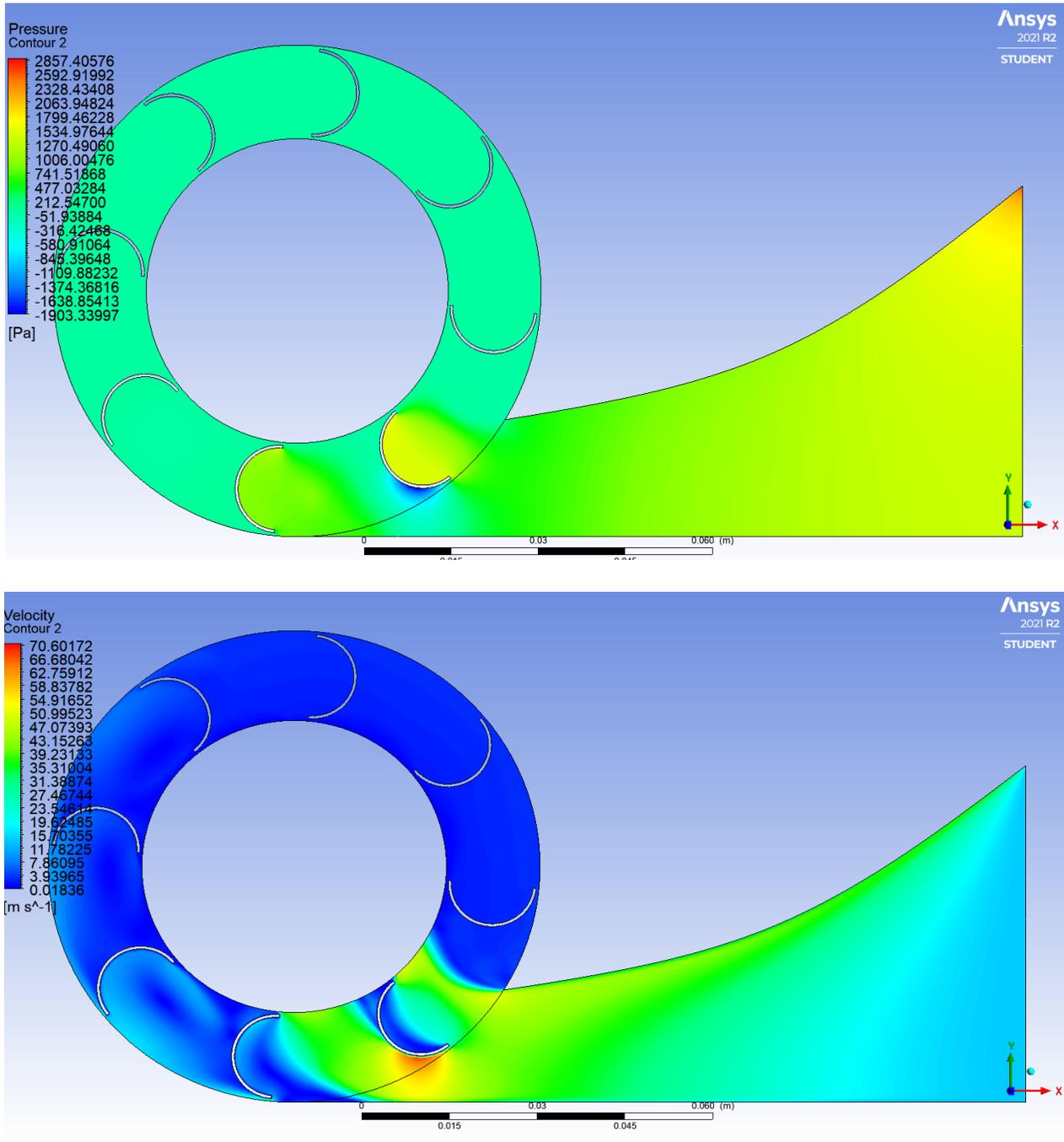
Kemudian pada kondisi putaran rotor 500 rpm, kontur aliran yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 4.14. Pada kondisi ini, kontur kecepatan berwarna merah dipertahankan dengan

cukup lama walaupun lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Hal ini dikarenakan pada kecepatan putaran 500 rpm blade berputar dengan lebih cepat sehingga aliran lebih sulit mengejar blade yang berputar. Begitu juga pada kontur tekanan. Momen yang dihasilkan pada kondisi ini didapatkan lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Hal ini dikarenakan kecepatan relative blade lebih rendah dikarenakan kecepatan putaran yang lebih tinggi namun dengan kecepatan aliran yang tetap.



Gambar 4.14 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, dan $n = 500\text{ rpm}$

Kemudian pada gambar 4.15 menunjukkan kondisi pada kecepatan putaran 700 rpm kontur aliran yang dihasilkan mempertahankan kontur berwarna merah dengan sangat singkat dibandingkan dengan kecepatan putaran 300 rpm dan 500 rpm. Dikarenakan kecepatan putaran yang semakin tinggi maka kecepatan relative blade semakin rendah yang mengakibatkan gaya drag dan momen yang dihasilkan semakin rendah.

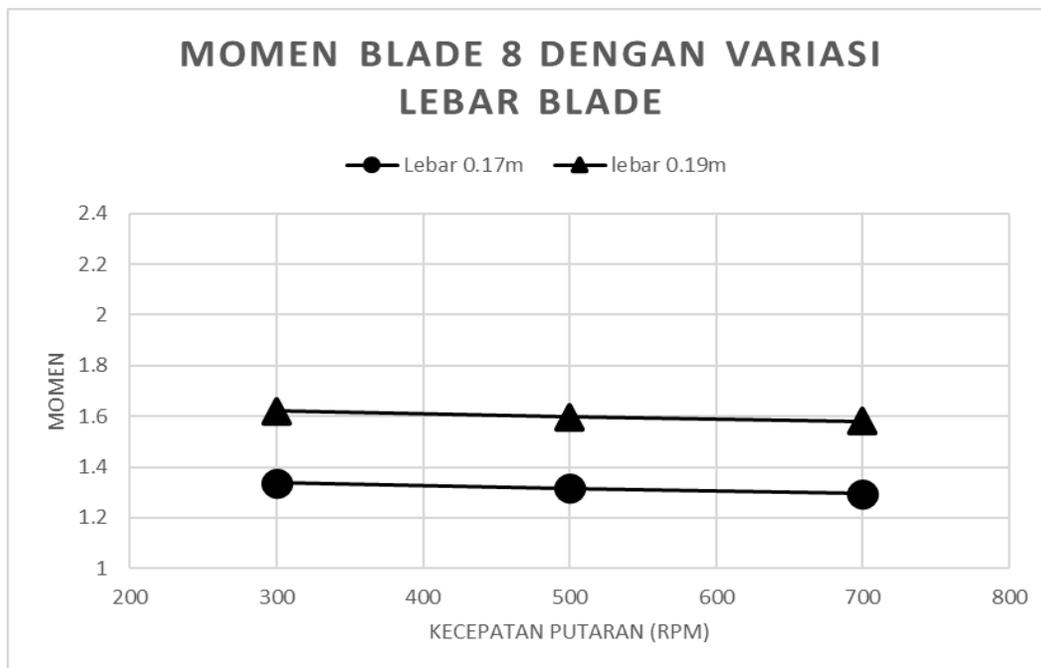


Gambar 4.15 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, lebar $L = 0.19\text{m}$, dan $n = 700\text{ rpm}$

4.1.3 Perbandingan lebar *blade* 0.17m dan lebar *blade* 0.19m pada jumlah *blade* 8

Pada bagian subbab ini akan dibahas perbandingan antara kedua variasi pengujian yaitu pada lebar *blade* pada jumlah *blade* 8. Serta membandingkan nilai momen dan daya yang dihasilkan. Pada gambar 4.13 terlihat data nilai momen untuk jumlah *blade* 8 dengan dua variasi lebar *blade*. Terlihat nilai momen terjadi peningkatan pada kecepatan putaran 300rpm ke 500rpm yang disebabkan pada putaran 500rpm jumlah *blade* yang secara efektif menghasilkan *drag* lebih banyak dibandingkan putaran 300rpm. Lalu terjadi penurunan pada putaran 700rpm, dimana nilai pada putaran ini lebih rendah dari kedua jenis putaran sebelumnya. Hal ini dikarenakan semakin besarnya kecepatan putaran maka kecepatan relative *blade* akan semakin rendah dan *drag force* semakin menurun. *Drag force* yang menurun akan mempengaruhi nilai momen yang juga akan semakin menurun.

Momen pada lebar *blade* 0.19m diperoleh lebih tinggi dibandingkan lebar *blade* 0.17m. Pada pengujian ketika semua parameter-parameter uji lainnya dijaga tetap, maka *blade* yang memiliki lebar lebih panjang akan memperlemah *adverse pressure gradient* disektor buritan permukaan depan sudu. Hal inilah yg menyebabkan tertundanya separasi aliran pada *blade* 0.19m. Nilai momen paling tinggi didapatkan pada lebar *blade* 0.19m pada kecepatan putaran 300 rpm, yaitu 1.620454 Nm, lalu turun ke 1.596269 Nm pada kecepatan putaran 500 rpm, dan kembali turun pada kecepatan putaran 700 rpm pada nilai 1.579586Nm. Pada lebar *blade* 0.17m momen paling tinggi didapatkan pada kecepatan putaran 300 rpm dengan nilai 1.336501 Nm lalu turunk ke 1.315458 Nm pada putaran 500 rpm dan mencapai nilai terendah pada 1.294532 pada kecepatan putaran 700 rpm.



Gambar 4. 16 Momen rotor N = 8 dengan variasi lebar *blade*

Untuk grafik daya pada gambar 4.17, nilai daya untuk masing-masing lebar *blade* terlihat selalu mengalami kenaikan seiring dengan naiknya kecepatan putaran. Hal ini dikarenakan daya yang dihasilkan dipengaruhi oleh nilai momen dan juga kecepatan putaran. Persentase naiknya

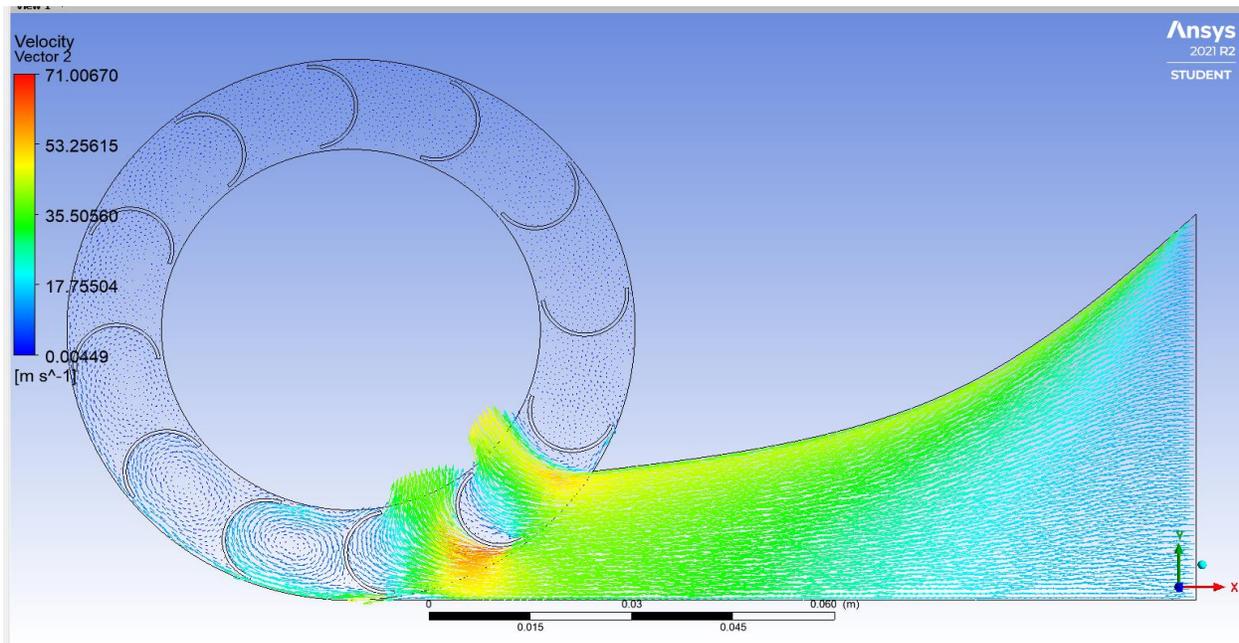
kecepatan putaran lebih tinggi dibandingkan dengan persentase turunnya nilai momen sehingga didapatkan hasil semakin tinggi kecepatan putaran, daya yang dihasilkan selalu semakin besar.



Gambar 4. 17 Power turbin N = 8 dengan variasi lebar *blade*

4.2 Pengaruh lebar blade pada jumlah sudu 12

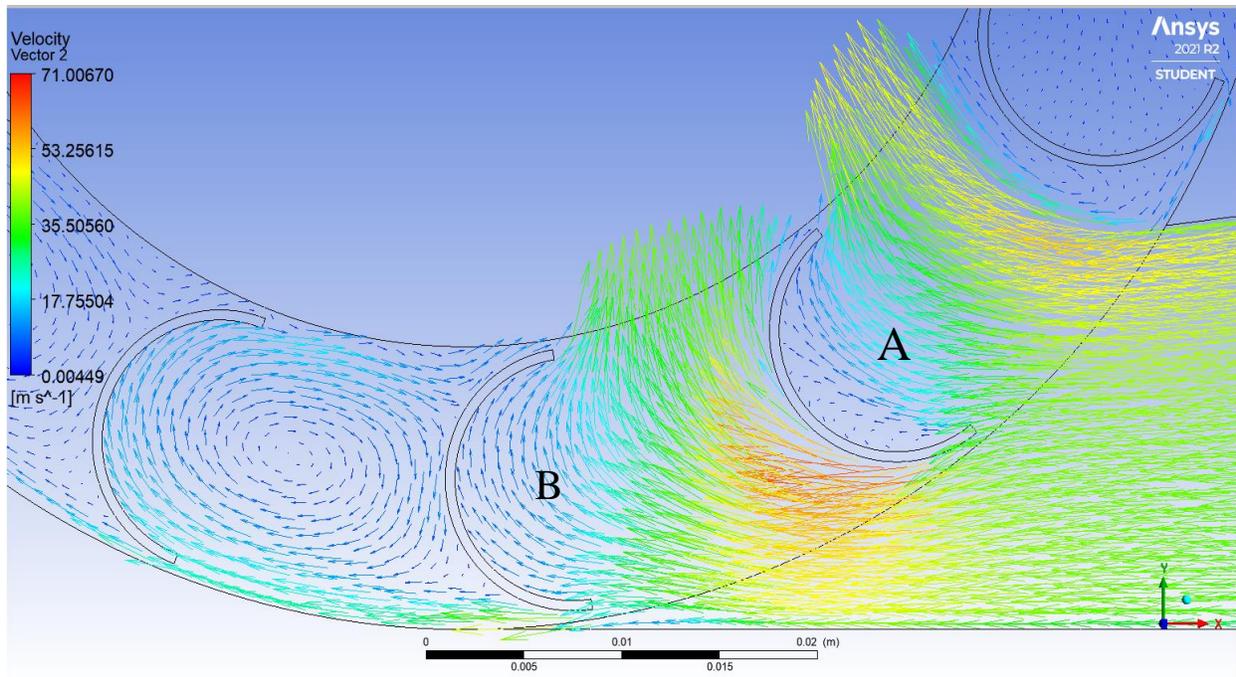
4.2.1 Lebar 17mm pada putaran 300rpm, 500rpm, dan 700rpm



Gambar 4.18 Vektor kecepatan turbin N =12, lebar L = 0.17m, n = 300 rpm

Hasil aliran yang terbentuk pada desain turbin jumlah *blade* 12 dengan kelengkungan blade ($\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 180^\circ$) terlihat pada gambar 4.18. Aliran masuk melalui inlet yang kemudian mengalami penyempitan saat sebelum memasuki rotor. Terlihat kontur warna aliran yang terbentuk dari warna biru muda pada inlet yang kemudian mulai semakin berubah menjadi warna merah dengan penampang yang menyempit. Pada saat terjadi penyempitan kecepatan aliran meningkat seiring memasuki rotor. Terlihat juga pada gambar tersebut kontur tekanan dimana ketika memasuki inlet, aliran masuk dengan tekanan yang tinggi dan kecepatan yang rendah. Namun seiring dengan penyempitan penampang, tekanan pada aliran menjadi semakin rendah seiring memasuki rotor. Terlihat pada gambar bahwa tekanan dan kecepatan terendah terjadi pada bagian *blade* yang mengalami separasi.

Pada turbin dengan kelengkungan blade ($\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 180^\circ$), terlihat memiliki lengkung sisi depan bagian buritan yang cenderung menginduksikan adverse pressure yang kuat yang mengakibatkan terjadinya separasi aliran lebih awal. Percepatan aliran yg terjadi disini ini segera terhenti akibat terjadinya separasi aliran. Sudu ini lebih luas dilingkupi wake dengan tekanan rendah hampir konstan yang tidak serendah dibandingkan bila akselerasinya berlanjut hingga mendekati trailing edge. Saat bergerak melintasi celah masuk rotor separasi aliran disini depan sudu ini lebih cepat bergeser kearah leading edge. Perbedaan tekanan antara sisi depan dan susi belakang sudu ini tidak cukup besar.

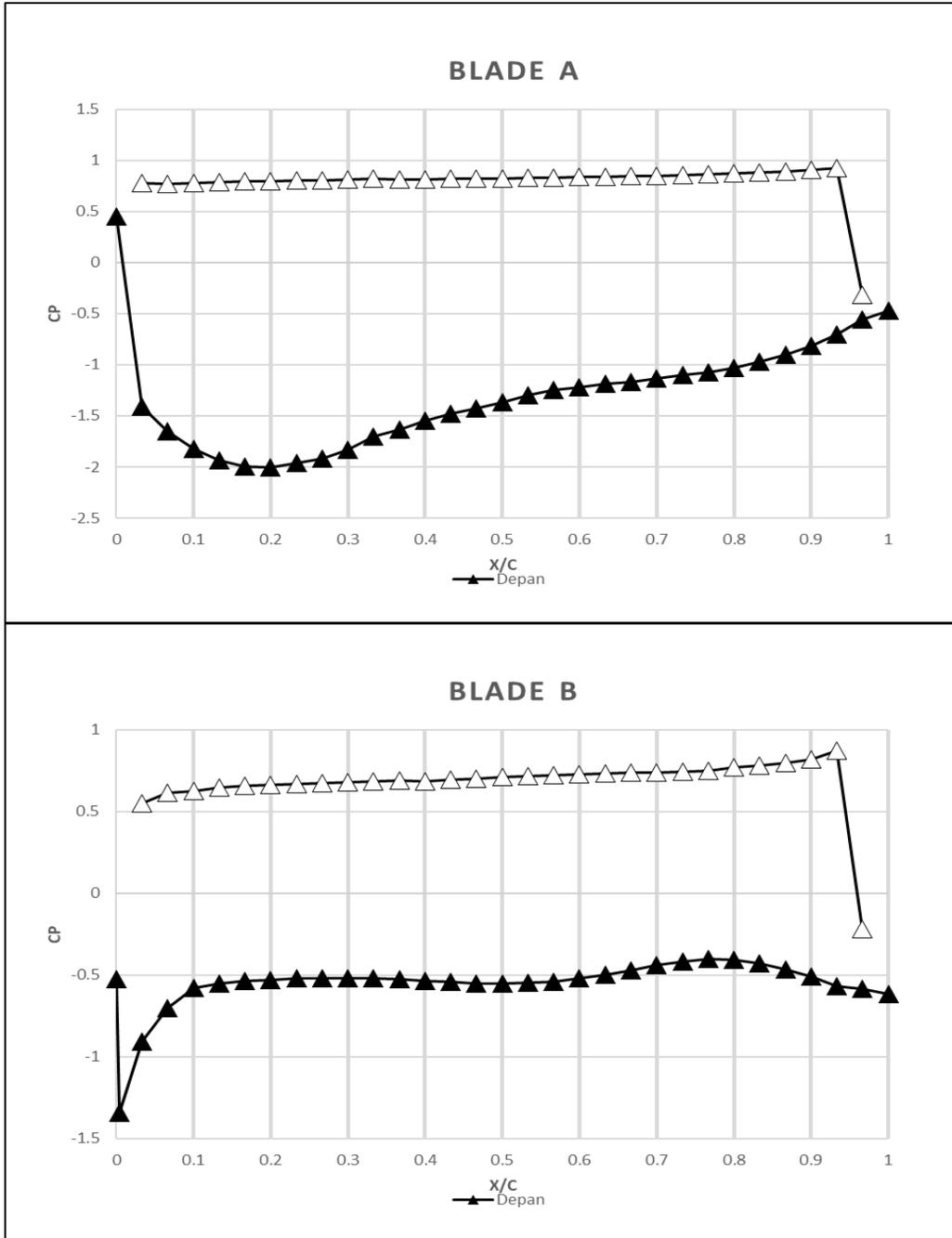


Gambar 4.19 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.17\text{m}$, $n = 300\text{ rpm}$

Setelah memasuki celah masuk rotor. Dari Gambar 4.19 terlihat aliran menghantam bagian *leading edge* pada *blade* dan terjadinya stagnasi aliran pada ujung *blade*, lalu aliran fluida terbagi menjadi dua aliran. Pertama, aliran yang mengalir ke bagian belakang *blade*, aliran tersebut lanjut mengalir hingga menghantam bagian *pressure site* pada *blade* hingga akhirnya keluar menuju *outlet*. Pada bagian *pressure site* dapat dilihat adanya vortex aliran yang terbentuk akibat hantaman aliran sehingga tekanan pada daerah *pressure site* menjadi tinggi. Kedua, aliran yang mengalir ke bagian *suction site*, aliran ini lanjut mengalir sepanjang *blade* dimana terjadinya *flow acceleration* pada bagian awal yang ditandai dengan perubahan warna menjadi merah pada kontur kecepatan. Namun aliran pada daerah ini tidak mengalami seperasi hingga ke ujung *blade*. Melainkan pada sisi cekungnya hanya didapati aliran yang sangat melambat terhalang (*blockaged*) oleh permukaan cekung sehingga tekanan statisnya tinggi. Menuju ujung keluar *blade*, tekanan ini perlahan naik karena lebih tertahan oleh permukaan cekung, namun tiba-tiba di *trailing edge* tekanan turun tajam karena aliran akhirnya bisa terlepas dari cekungan dengan kecepatan tinggi. Hambatan aliran di bidang cekung *blade* inilah yang mendesak aliran untuk tetap bertahan di permukaan cembung *blade* A tanpa terseparasi. Akibatnya lebih banyak aliran yang dapat dimanfaatkan *blade* karena tidak terjadinya seperasi aliran pada bagian cembung *blade* A yang membuat kerapatan antar *blade* ini dapat meningkatkan optimasi dalam menghasilkan *drag force*.

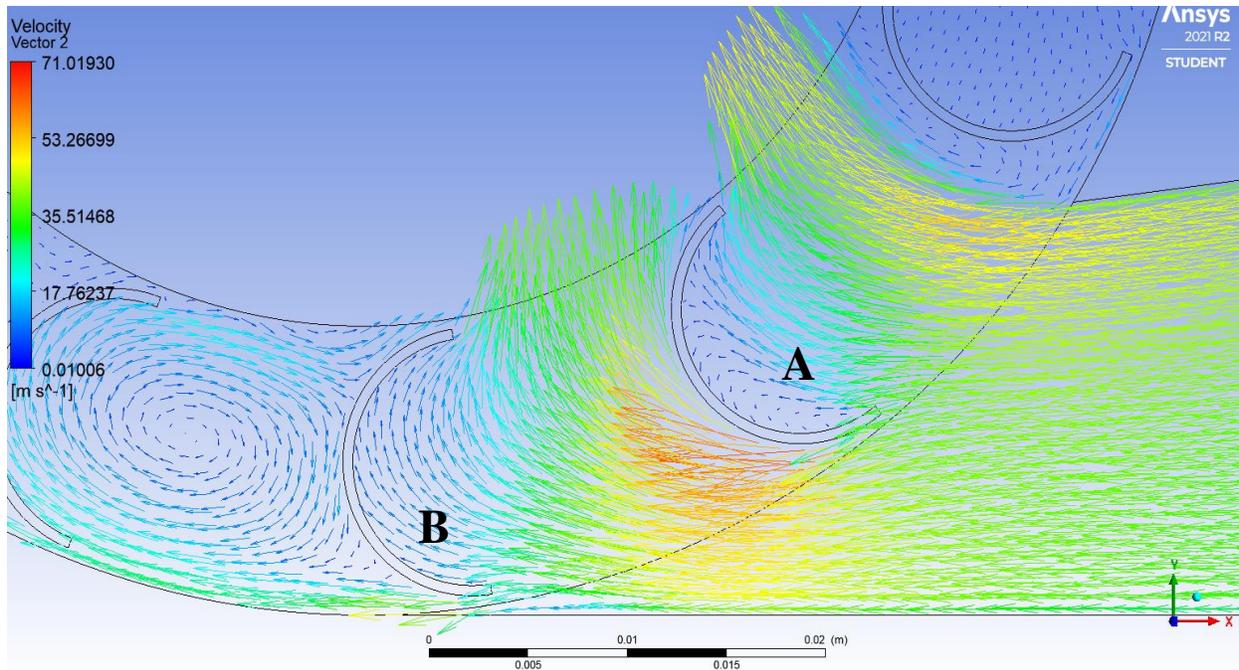
Kemudian dibuat grafik *blade pressure coefficient* untuk menunjukkan posisi titik separasi pada aliran. Grafik *pressure coefficient* untuk *blade* A dan B ditunjukkan pada gambar 4.20. Terlihat grafik *blade* A, aliran tidak mengalami seperasi hingga *trailing edge*. Aliran diketahui hanya mengalami kenaikan tekanan hingga ke ujung *blade*. Sedangkan pada bagian belakang *blade* A terdapat vortex aliran yang bertekanan tinggi. Kemudian pada *blade* B, di sisi cembungnya terjadi seperasi di ujung *leading edge* sehingga seperasi sangat cepat terjadi ketika mengenai bagian cembung *blade* B dan setelah itu hanya ada vortex aliran yang bertekanan rendah. Sedangkan pada sisi bagian cekungnya yang berhadapan pada sisi cembung *blade*, pada sisi

cekungnya hanya terdapat hambatan aliran yang mendesak aliran dari *blade* A dimana aliran ini bertekanan cukup tinggi.

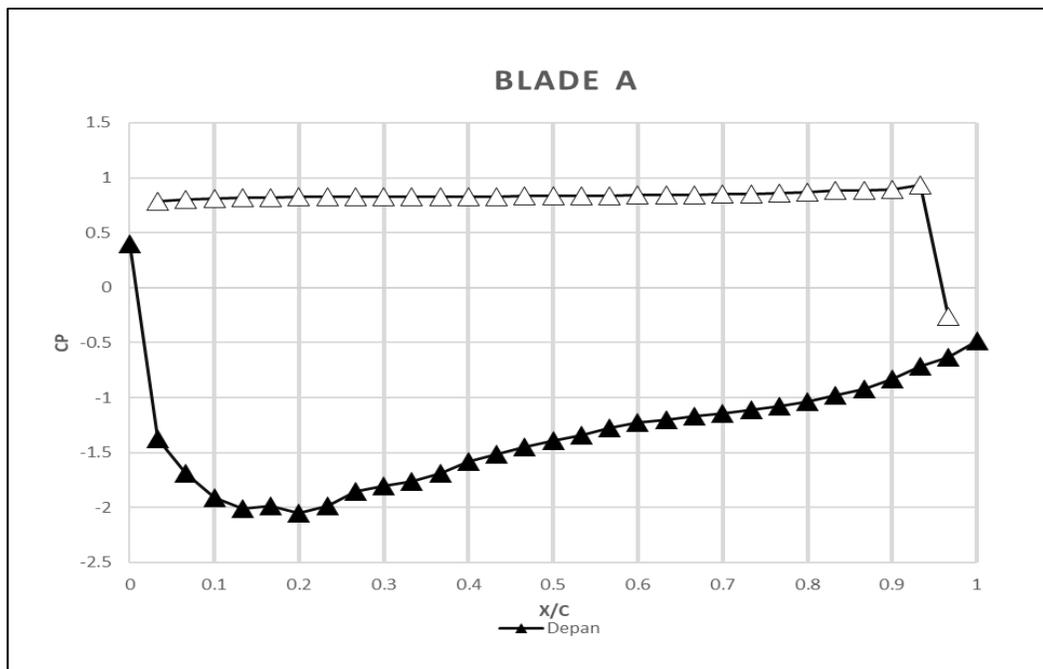


Gambar 4.20 Blade pressure coefficient turbin blade N = 8, lebar L = 0.17m, n = 300rpm

Kemudian dianalisa vector kecepatan untuk putaran 500 rpm seperti terlihat pada gambar 4.21. dilakukan Analisa vector kecepatan untuk putaran 500rpm untuk mengetahui pengaruh kenaikan putaran terhadap pola aliran.



Grafik 4.21 Vektor kecepatan turbin blade N = 12, lebar L = 0.17m, n = 500rpm



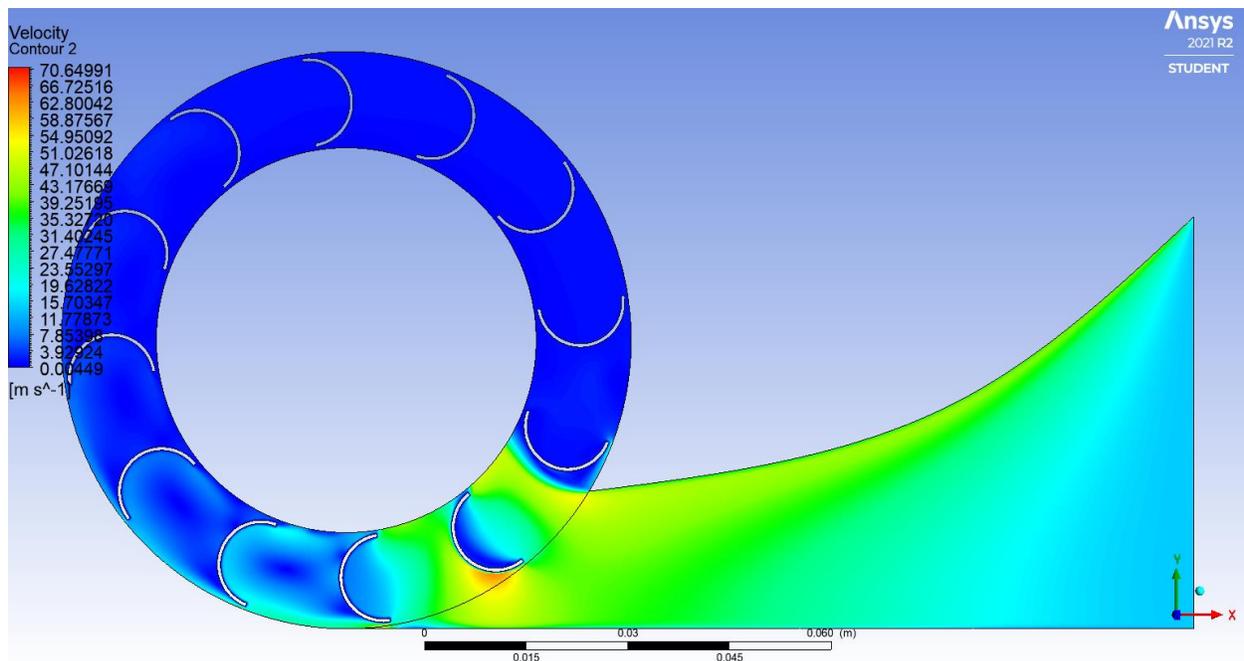
Grafik 4.22 Blade pressure coefficient turbin blade N = 12, lebar L = 0.17m, n = 500rpm

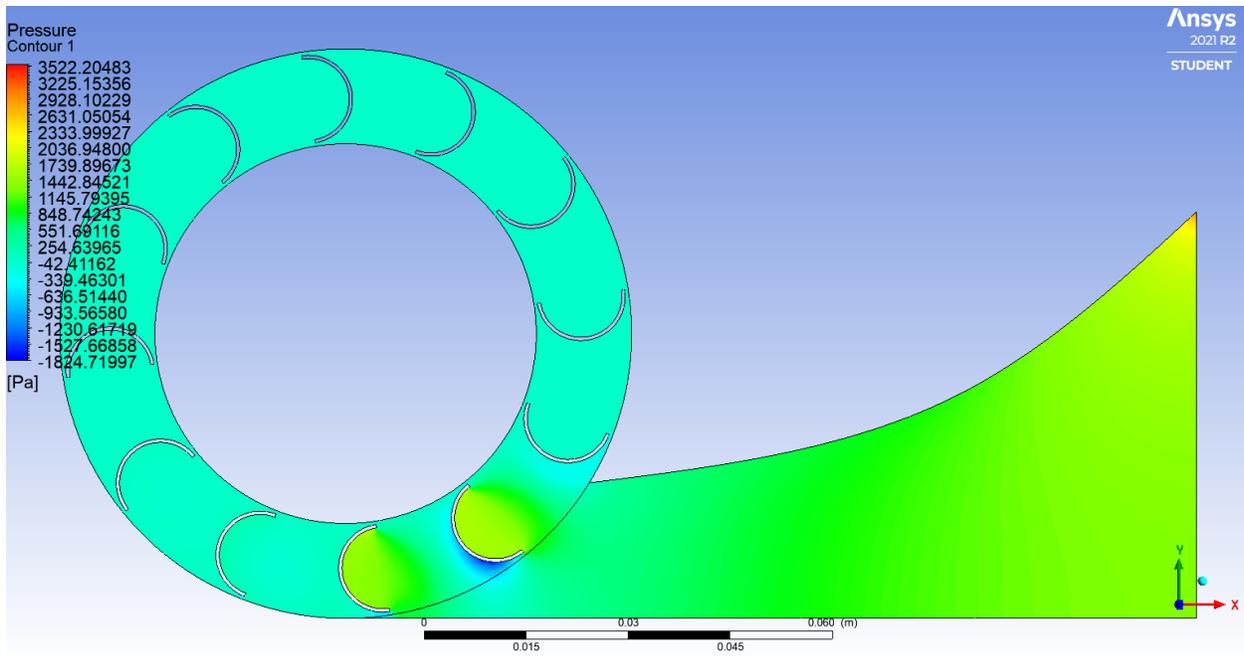
Pada gambar 4.22 ditunjukkan grafik *blade pressure coefficient* pada putaran rotor 500 rpm. Separasi yang terjadi hampir sama dengan pada putaran rotor 500 rpm. Terlihat grafik *blade A*, aliran tidak mengalami separasi hingga *trailing edge*. Aliran diketahui hanya mengalami kenaikan tekanan hingga ke ujung *blade*. Sedangkan pada bagian belakang *blade A* terdapat *vortex* aliran yang bertekanan tinggi.

Pada gambar kontur aliran dapat dianalisa pada ketiga macam kecepatan putaran. Pada kecepatan putaran 300rpm, kontur aliran yang dihasilkan turbin pada putaran berhasil mempertahankan kontur warna merah atau kecepatan tinggi yang relative lebih lama dibandingkan dengan kecepatan putaran yang lebih tinggi. Perbedaan tekanan antara bagian belakang *blade* yang relative tinggi dan bagian depan yang relative rendah juga dipertahankan lebih lama dibandingkan dengan kondisi kecepatan putaran yang lebih tinggi. Namun dengan variasi jumlah *blade* yang diperbanyak dari 8 *blade* menjadi 12 *blade* memungkinkan jumlah sudu yang secara efekStif menghasilkan gaya *drag* ini pada putaran rendah menghasilkan gaya *drag* yang optimal di tiap *blade* dalam kurun waktu tertentu. Hal ini juga dapat dikarenakan semakin tinggi kecepatan putaran maka semakin rendah pula kecepatan relative pada *blade* sehingga gaya *drag* dan momen yang dihasilkan pun akan semakin rendah. Seperti hasil yang diperoleh dari simulasi pada variasi dengan 12 *blade* nilai momen tertinggi diperoleh pada kecepatan putaran 300rpm.

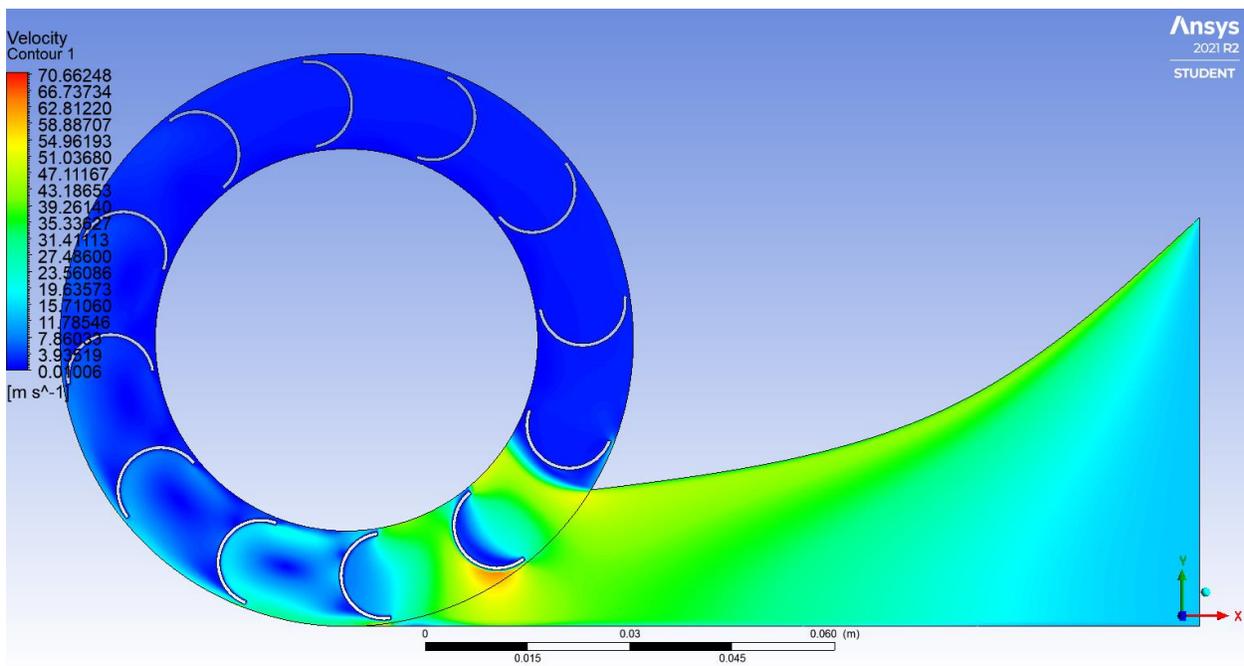
Lalu, pada kondisi kecepatan putaran 500 rpm, kontur aliran yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 4.23 Pada kondisi ini, kontur kecepatan berwarna merah dipertahankan dengan cukup lama walaupun lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Hal ini dikarenakan pada kecepatan putaran 500 rpm blade berputar dengan lebih cepat sehingga aliran lebih sulit mengejar blade yang berputar. Begitu juga pada kontur tekanan

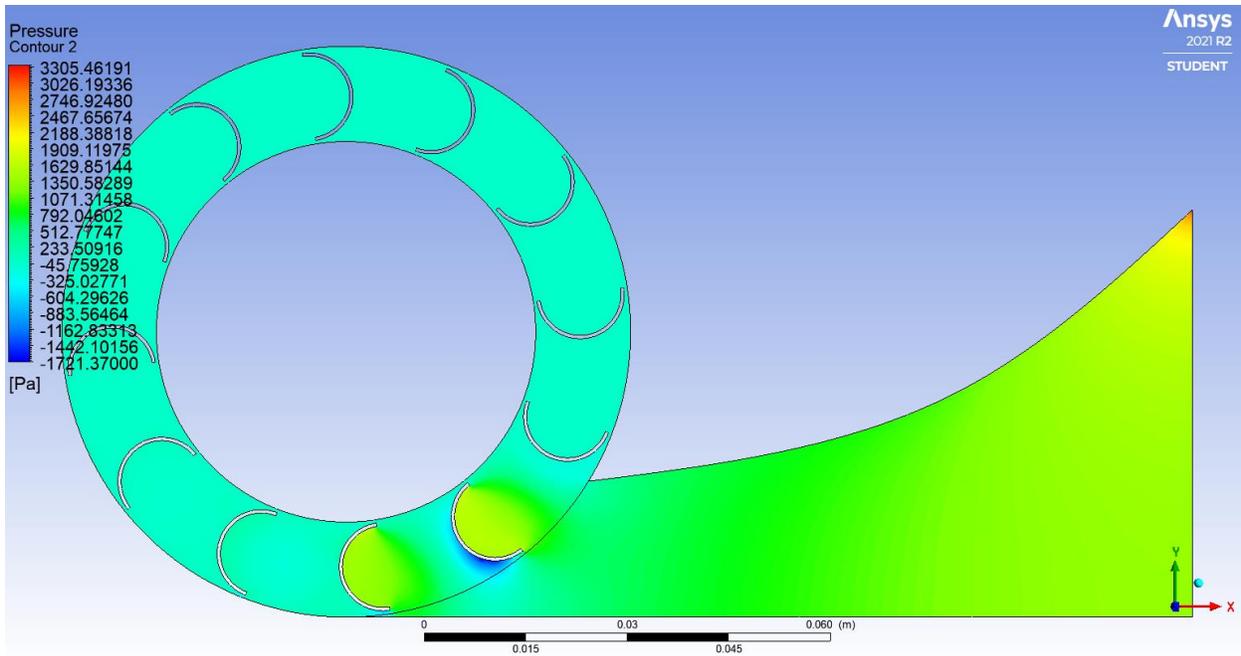
Momen yang dihasilkan pada kondisi ini didapatkan lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Hal ini dikarenakan kecepatan relative blade lebih rendah dikarenakan kecepatan putaran yang lebih tinggi namun dengan kecepatan aliran yang tetap.





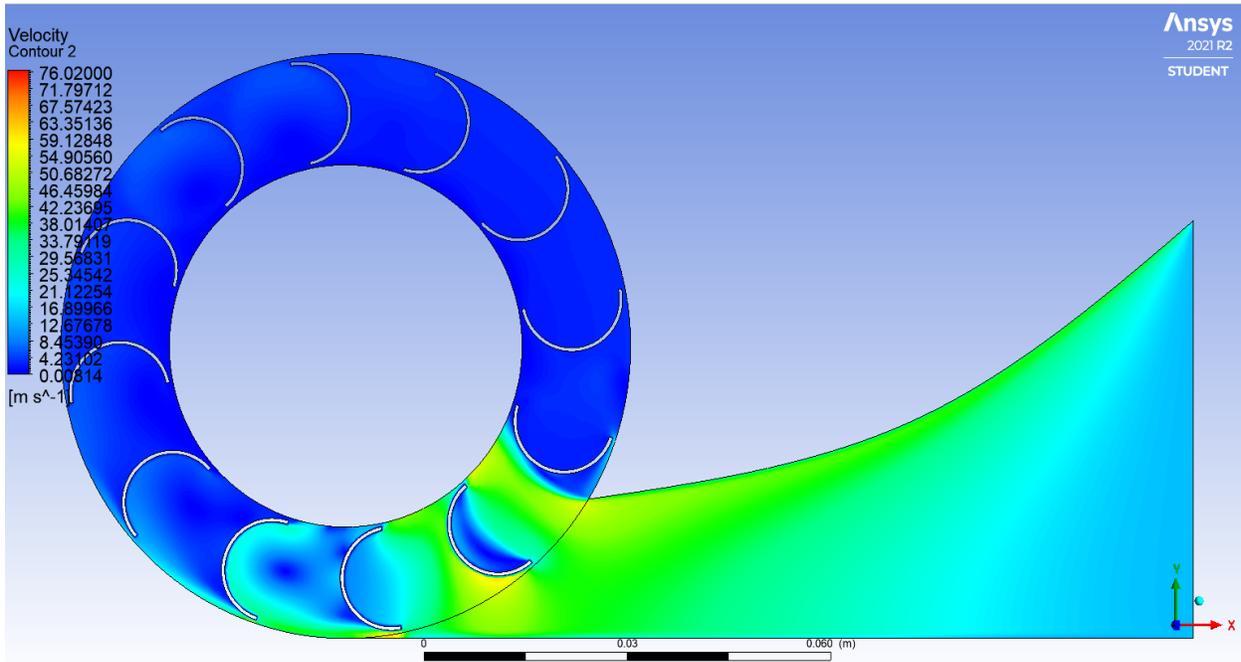
Gambar 4.23 Kontur kecepatan dan tekanan turbin blade N = 12, Lebar L = 17mm, n = 300rpm

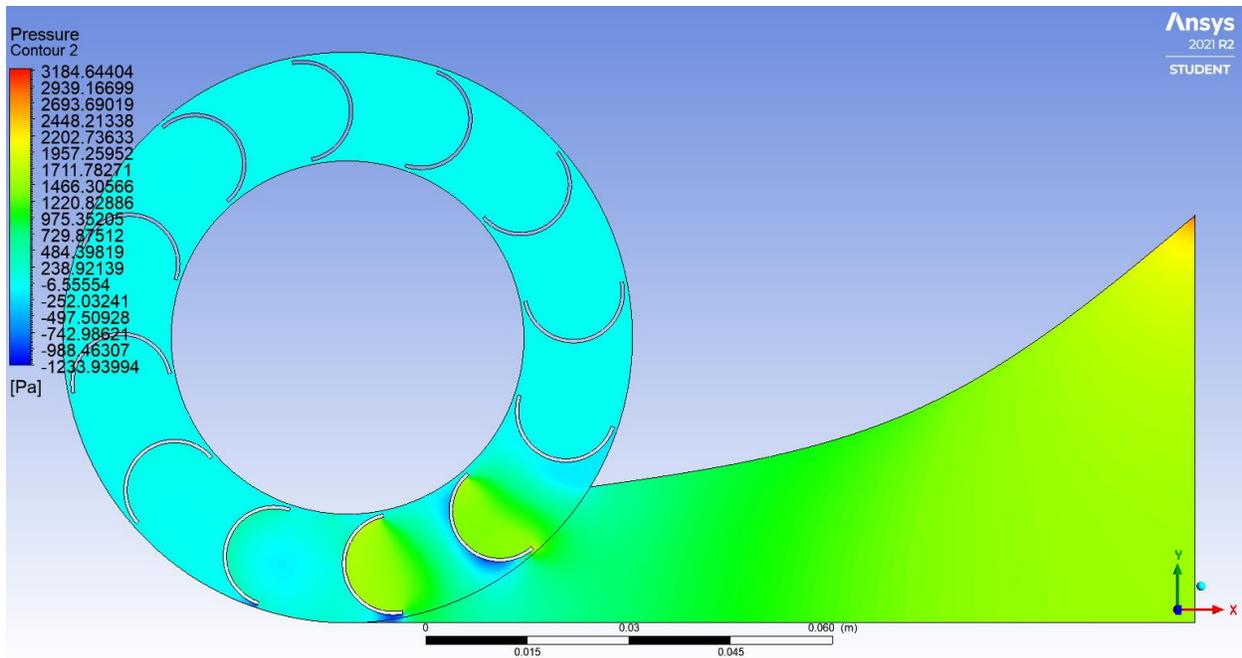




Gambar 4.24 Kontur kecepatan dan tekanan turbin N= 12, Lebar = 0.17m, n =500 rpm

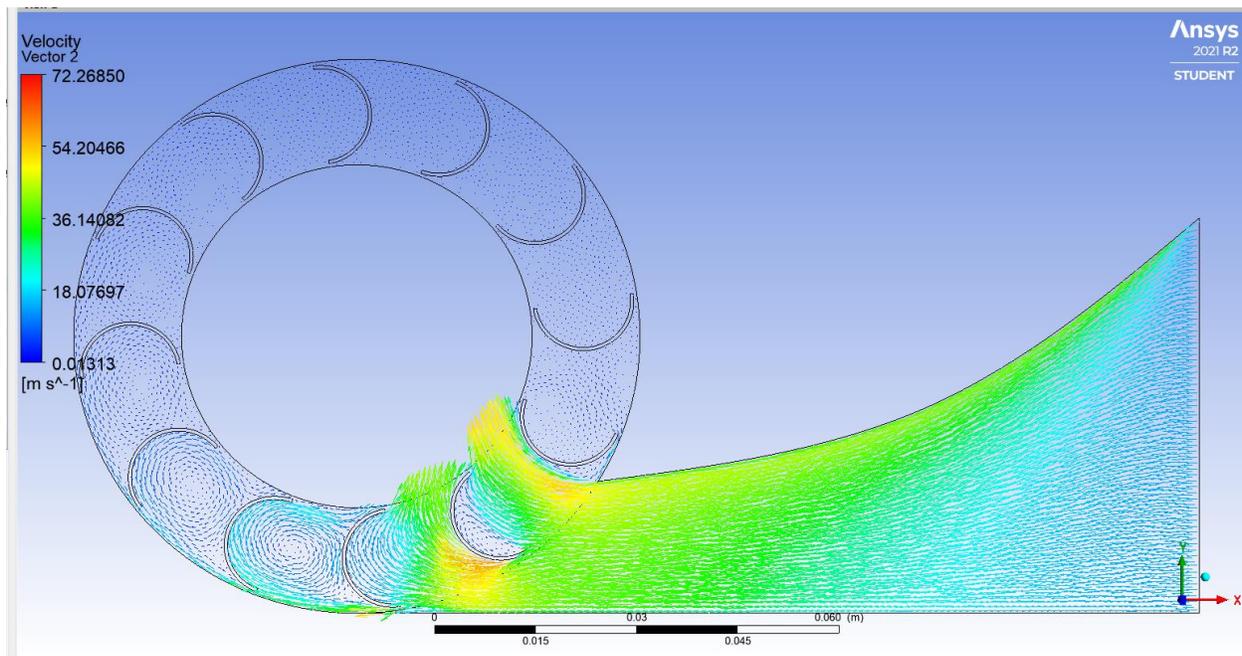
Kemudian pada kondisi kecepatan putaran 700 rpm kontur aliran yang dihasilkan mempertahankan kontur berwarna merah dengan sangat singkat dibandingkan dengan kecepatan putaran 300 rpm dan 500 rpm. Dikarenakan kecepatan putaran yang semakin tinggi maka kecepatan relatif *blade* semakin rendah yang mengakibatkan gaya drag dan momen yang dihasilkan semakin rendah.





Gambar 4.25 Kontur kecepatan dan tekanan turbin N = 12, lebar L = 0.17m, n =700rpm

4.2.2 Lebar 19mm pada putaran 300rpm, 500rpm, dan 700rpm

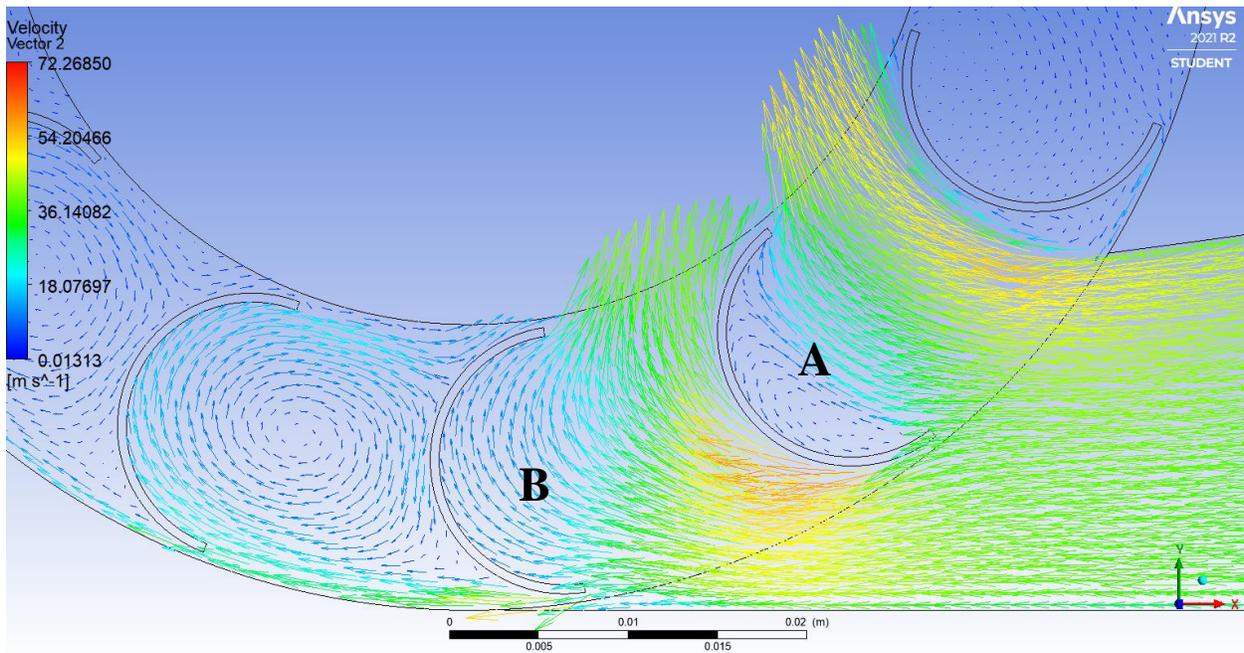


Gambar 4.26 Vektor kecepatan turbin N =12, lebar L = 0.19m, n = 300 rpm

Hasil aliran yang terbentuk pada desain turbin jumlah *blade* 12 dengan kelengkungan blade ($\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 180^\circ$) terlihat pada gambar 4.26 Aliran masuk melalui inlet yang kemudian mengalami penyempitan saat sebelum memasuki rotor. Terlihat kontur warna aliran yang terbentuk dari warna biru muda pada inlet yang kemudian mulai semakin berubah menjadi warna

merah dengan penampang yang menyempit. Pada saat terjadi penyempitan kecepatan aliran meningkat seiring memasuki rotor. Terlihat juga pada gambar tersebut kontur tekanan dimana ketika memasuki inlet, aliran masuk dengan tekanan yang tinggi dan kecepatan yang rendah. Namun seiring dengan penyempitan penampang, tekanan pada aliran menjadi semakin rendah seiring memasuki rotor. Terlihat pada gambar bahwa tekanan dan kecepatan terendah terjadi pada bagian *blade* yang mengalami separasi.

Pada turbin dengan kelengkungan blade ($\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 180^\circ$), terlihat memiliki lengkung sisi depan bagian buritan yang cenderung menginduksikan adverse pressure yang kuat yang mengakibatkan terjadinya separasi aliran lebih awal. Percepatan aliran yg terjadi disisi ini segera terhenti akibat terjadinya separasi aliran. Sudu ini lebih luas dilingkupi wake dengan tekanan rendah hampir konstan yang tidak serendah dibandingkan bila akselerasinya berlanjut hingga mendekati trailing edge. Saat bergerak melintasi celah masuk rotor separasi aliran disisi depan sudu ini lebih cepat bergeser kearah leading edge. Perbedaan tekanan antara sisi depan dan sisi belakang sudu ini tidak cukup besar.

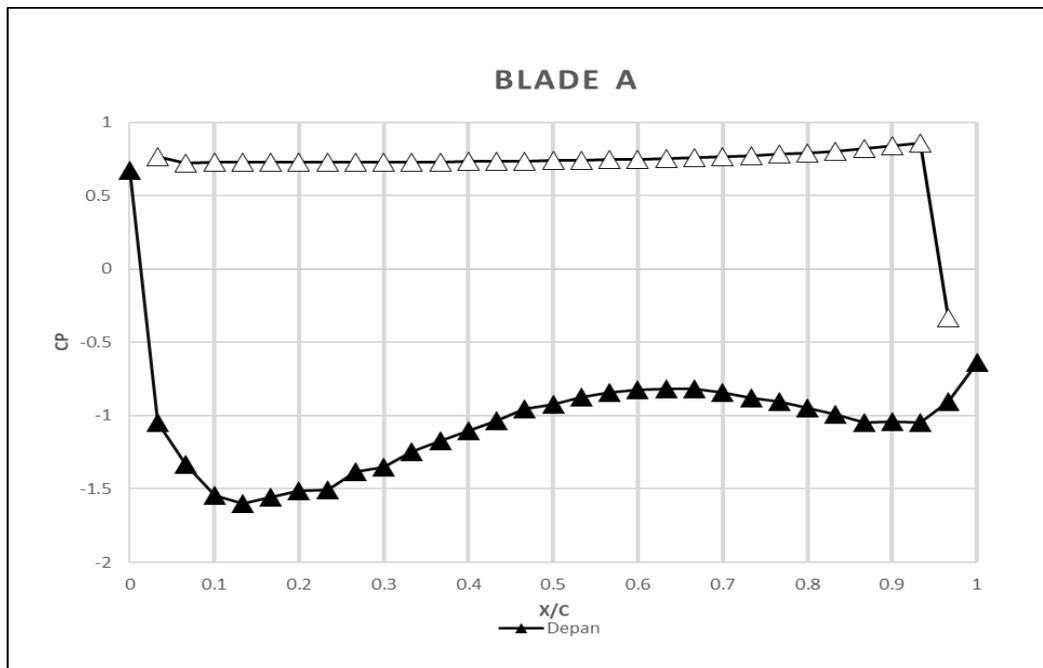


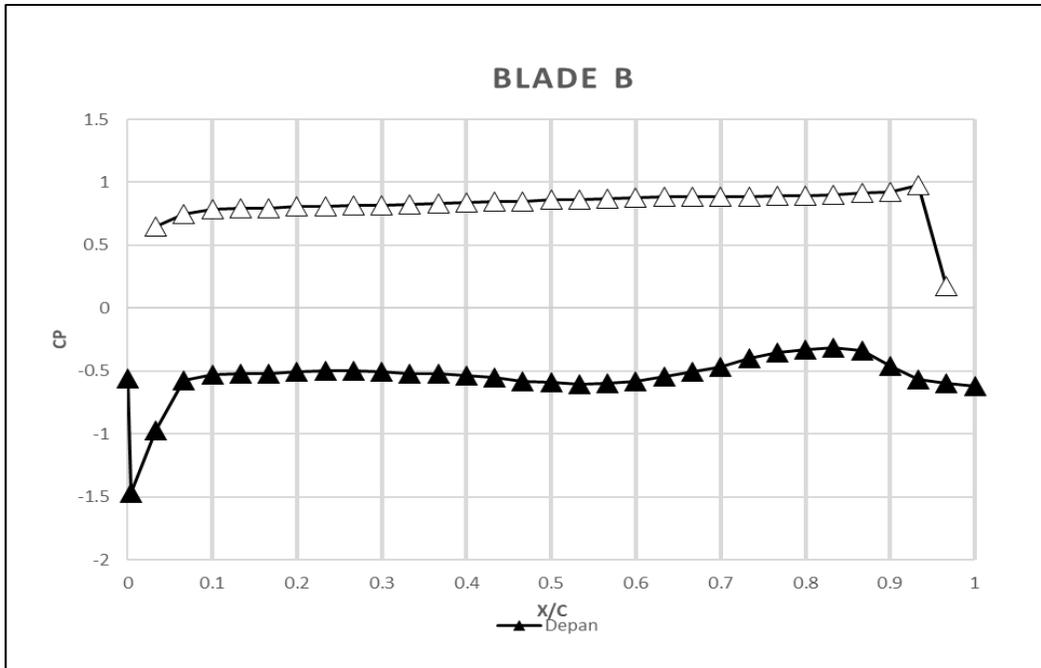
Gambar 4.27 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, lebar $L = 0.19\text{m}$, $n = 300\text{ rpm}$

Setelah memasuki celah masuk rotor. Dari Gambar 4.27 terlihat aliran menghantam bagian *leading edge* pada *blade* dan terjadinya stagnasi aliran pada ujung *blade*, lalu aliran fluida terbagi menjadi dua aliran. Pertama, aliran yang mengalir ke bagian belakang *blade*, aliran tersebut lanjut mengalir hingga menghantam bagian *pressure site* pada *blade* hingga akhirnya keluar menuju *outlet*. Pada bagian *pressure site* dapat dilihat adanya vortex aliran yang terbentuk akibat hantaman aliran sehingga tekanan pada daerah *pressure site* menjadi tinggi. Kedua, aliran yang mengalir ke bagian *suction site*, aliran ini lanjut mengalir sepanjang *blade* dimana terjadinya *flow acceleration* pada bagian awal yang ditandai dengan perubahan warna menjadi merah pada kontur kecepatan. Namun aliran pada daerah ini tidak mengalami separasi hingga ke ujung *blade*. Melainkan pada sisi cekungnya hanya didapati aliran yang sangat melambat terhalang

(*blockaged*) oleh permukaan cekung sehingga tekanan statisnya tinggi. Menuju ujung keluar *blade*, tekanan ini perlahan naik karena lebih tertahan oleh permukaan cekung, namun tiba-tiba di *trailing edge* tekanan turun tajam karena aliran akhirnya bisa terlepas dari cekungan dengan kecepatan tinggi. Hambatan aliran di bidang cekung *blade* ini adalah yang mendesak aliran untuk tetap bertahan di permukaan cembung *blade* A tanpa terseperasi. Akibatnya lebih banyak aliran yang dapat dimanfaatkan *blade* karena tidak terjadinya seperasi aliran pada bagian cembung *blade* A yang membuat kerapatan antar *blade* ini dapat meningkatkan optimasi dalam menghasilkan *drag force*.

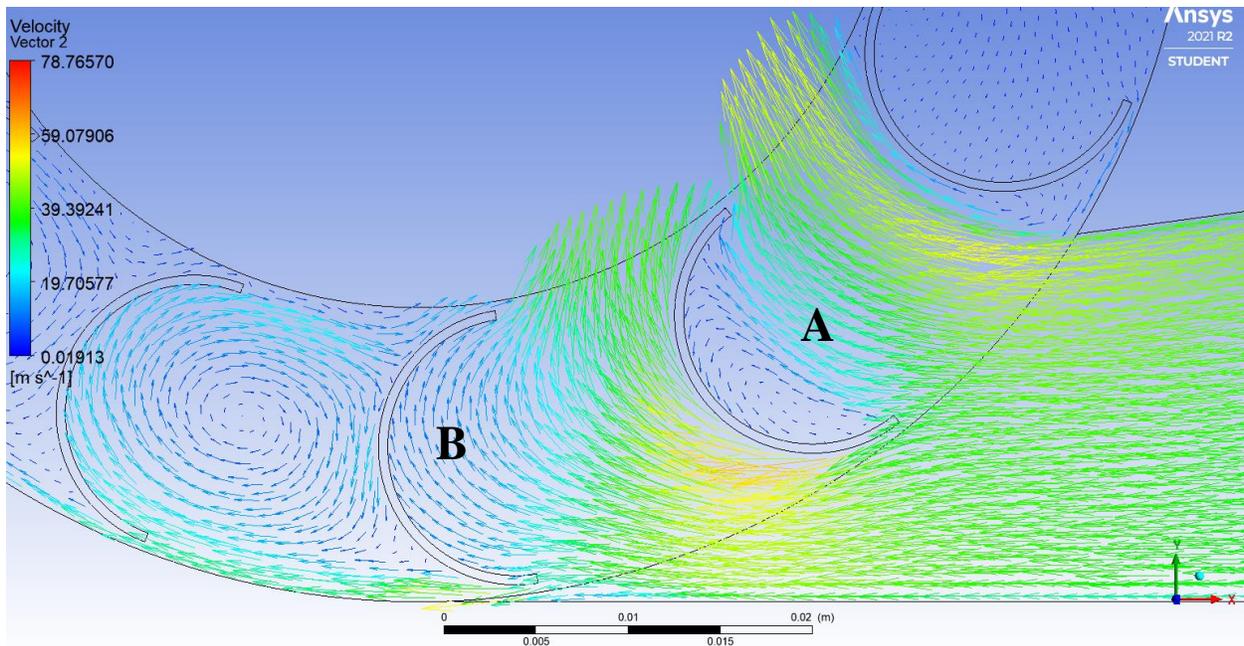
Kemudian dibuat grafik *blade pressure coefficient* untuk menunjukkan posisi titik separasi pada aliran. Grafik *pressure coefficient* untuk *blade* A dan B ditunjukkan pada gambar 4.28. Terlihat grafik *blade* A, aliran tidak mengalami seperasi hingga *trailing edge*. Aliran diketahui hanya mengalami kenaikan tekanan hingga ke ujung *blade*. Sedangkan pada bagian belakang *blade* A terdapat *vortex* aliran yang bertekanan tinggi. Kemudian pada *Blade* B, di sisi cembungnya terjadi seperasi di ujung *leading edge* sehingga seperasi sangat cepat terjadi ketika mengenai bagian cembung *blade* B dan setelah itu hanya ada *vortex* aliran yang bertekanan rendah. Sedangkan pada sisi bagian cekungnya yang berhadapan pada sisi cembung *blade* pada sisi cekungnya hanya terdapat hambatan aliran yang mendesak aliran dari *blade* A dimana aliran ini bertekanan cukup tinggi.



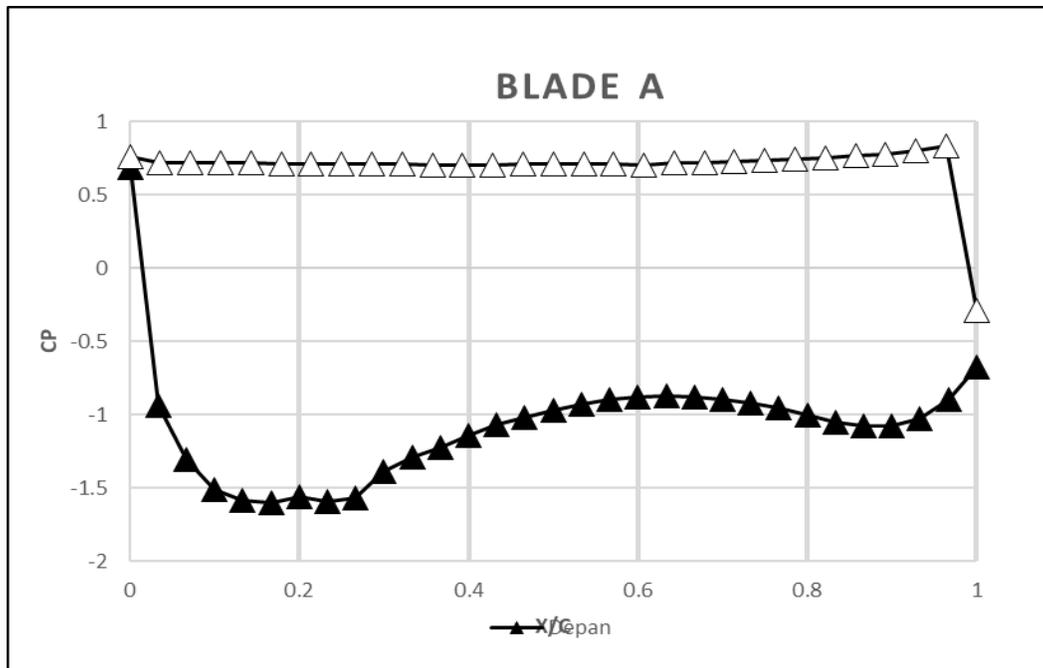


Gambar 4.28 Blade pressure coefficient turbin blade N = 12, lebar L = 19mm, n = 300rpm

Kemudian dianalisa vector kecepatan untuk putaran 500 rpm seperti terlihat pada gambar 4.29. dilakuakn Analisa vector kecepatan untuk putaran 500rpm untuk mengetahui pengaruh kenaikan putaran terhadap pola aliran.



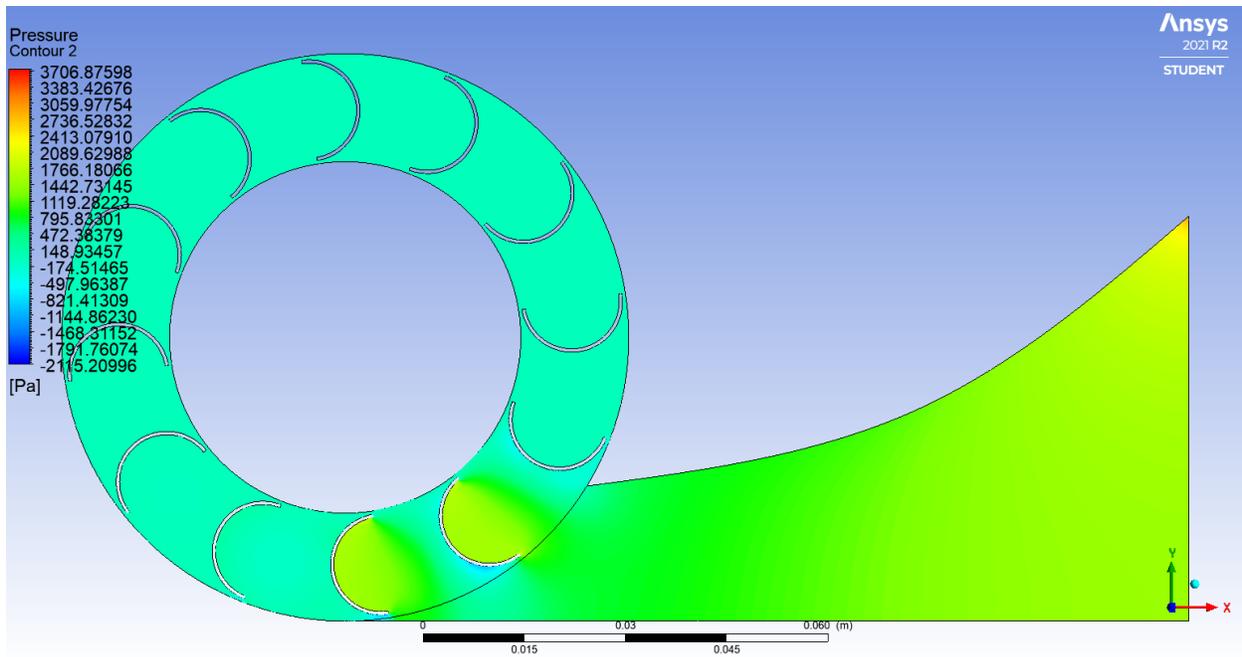
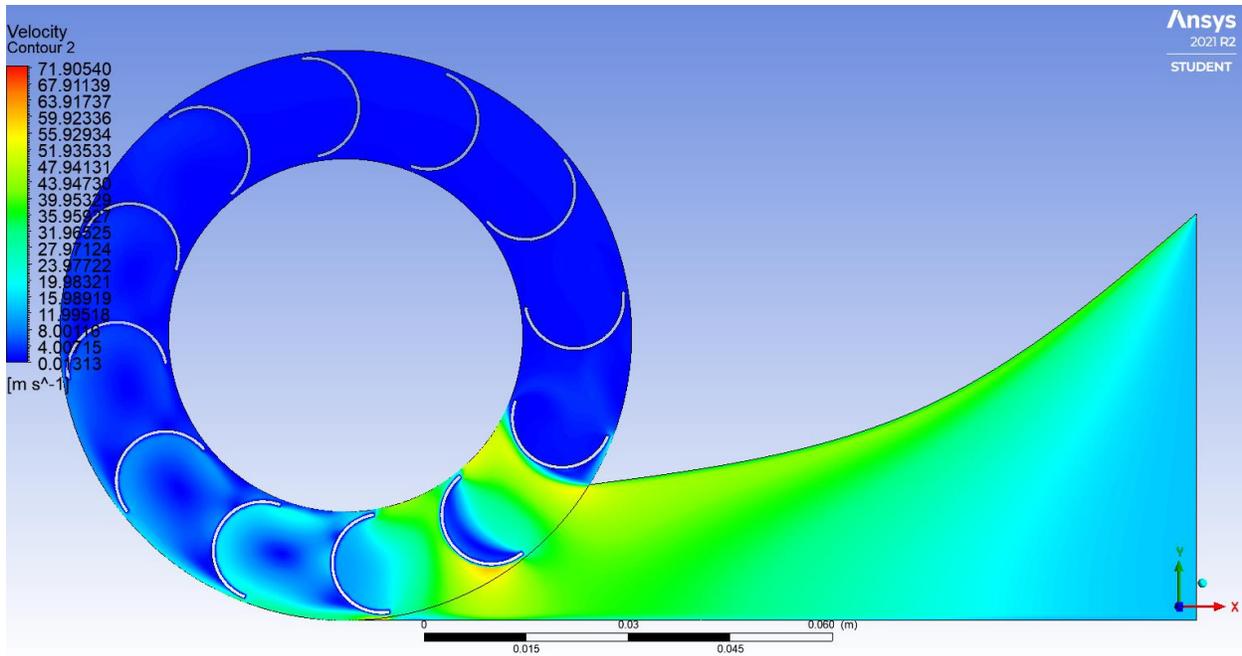
Grafik 4.29 Vektor kecepatan turbin N =12, lebar L = 0.19m, n = 500 rpm



Grafik 4.30 Blade pressure coefficient turbin blade 12, lebar 19mm, putaran 500rpm

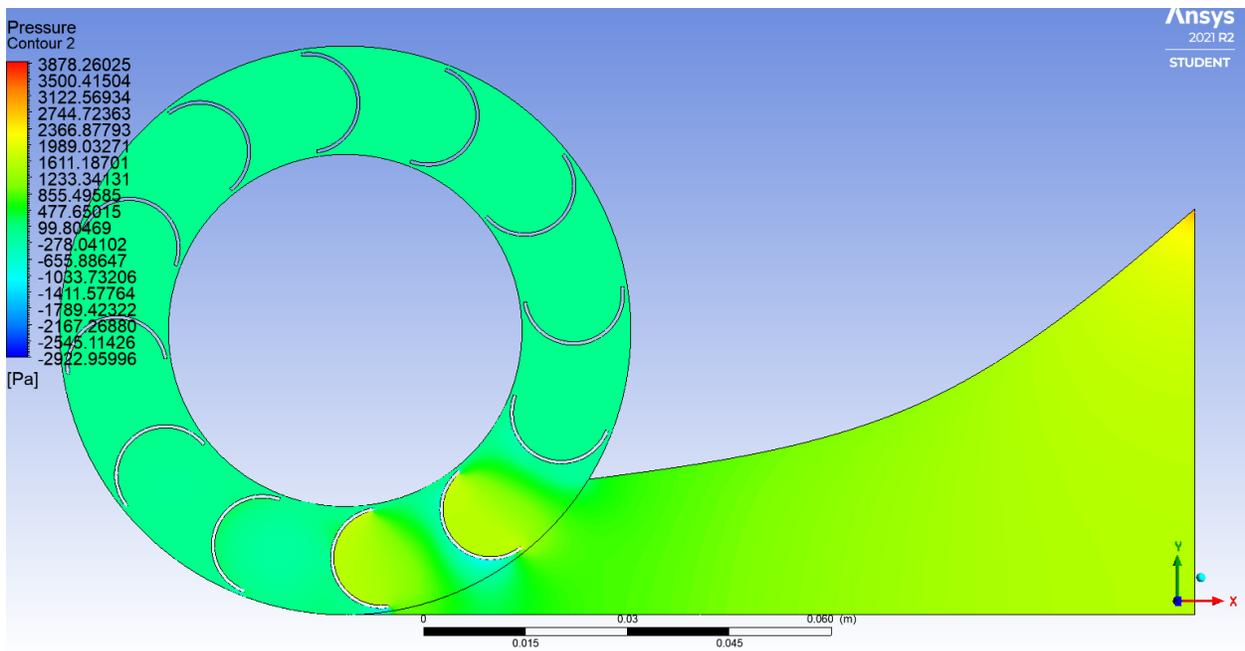
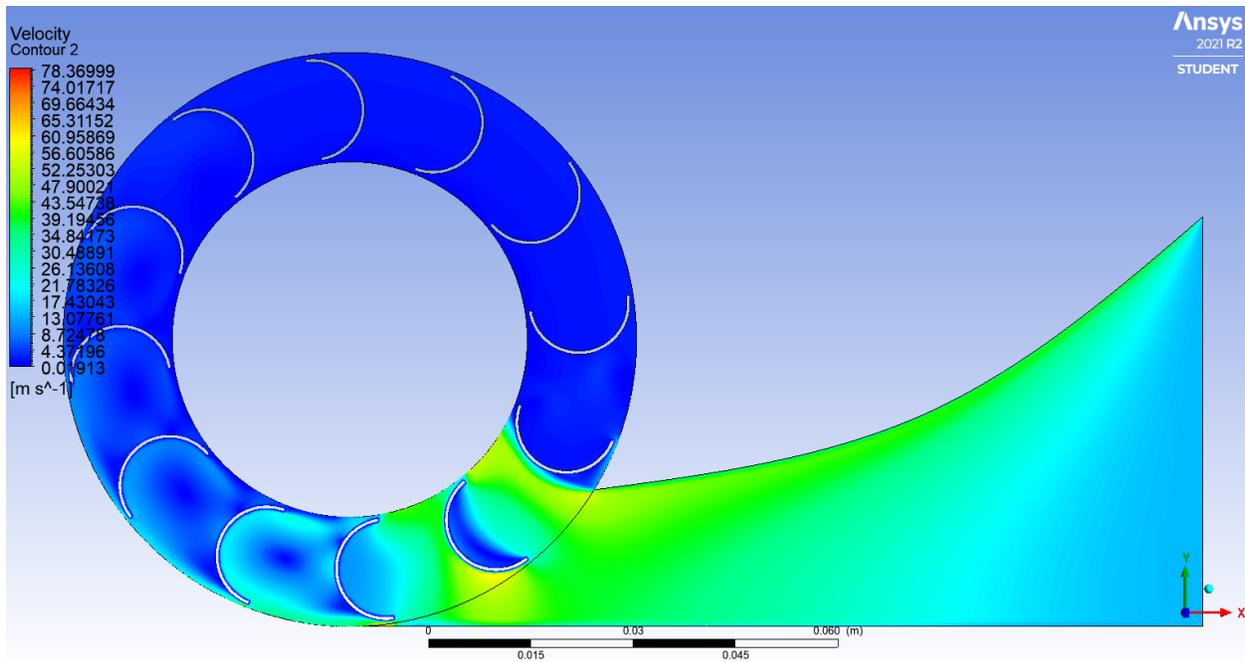
Pada gambar 4.30 ditunjukkan grafik *blade pressure coefficient* pada putaran rotor 500 rpm. Separasi yang terjadi hampir sama dengan pada putaran rotor 500 rpm. Terlihat grafik *blade A*, aliran tidak mengalami separasi hingga *trailing edge*. Aliran diketahui hanya mengalami kenaikan tekanan hingga ke ujung *blade*. Sedangkan pada bagian belakang *blade A* terdapat *vortex* aliran yang bertekanan tinggi.

Pada gambar kontur aliran dapat dianalisa pada ketiga macam kecepatan putaran. Pada kecepatan putaran 300rpm, kontur aliran yang dihasilkan turbin pada putaran berhasil mempertahankan kontur warna merah atau kecepatan tinggi yang relative lebih lama dibandingkan dengan kecepatan putaran yang lebih tinggi. Perbedaan tekanan antara bagian belakang *blade* yang relative tinggi dan bagian depan yang relative rendah juga dipertahankan lebih lama dibandingkan dengan kondisi kecepatan putaran yang lebih tinggi. Namun dengan variasi jumlah *blade* yang diperbanyak dari 8 *blade* menjadi 12 *blade* memungkinkan jumlah sudu yang secara efektif menghasilkan gaya *drag* ini pada putaran rendah menghasilkan gaya *drag* yang optimal di tiap *blade* dalam kurun waktu tertentu. Hal ini juga dapat dikarenakan semakin tinggi kecepatan putaran maka semakin rendah pula kecepatan relative pada *blade* sehingga gaya *drag* dan momen yang dihasilkan pun akan semakin rendah. Seperti hasil yang diperoleh dari simulasi pada variasi dengan 12 *blade* nilai momen tertinggi diperoleh pada kecepatan putaran 300rpm.



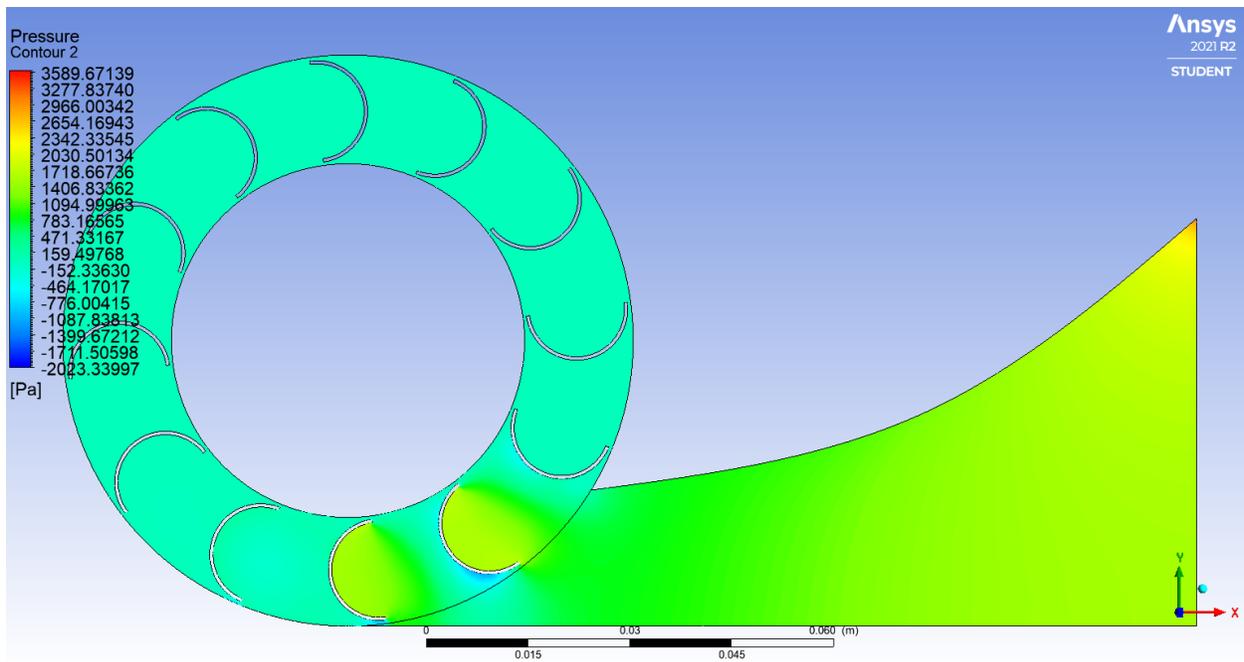
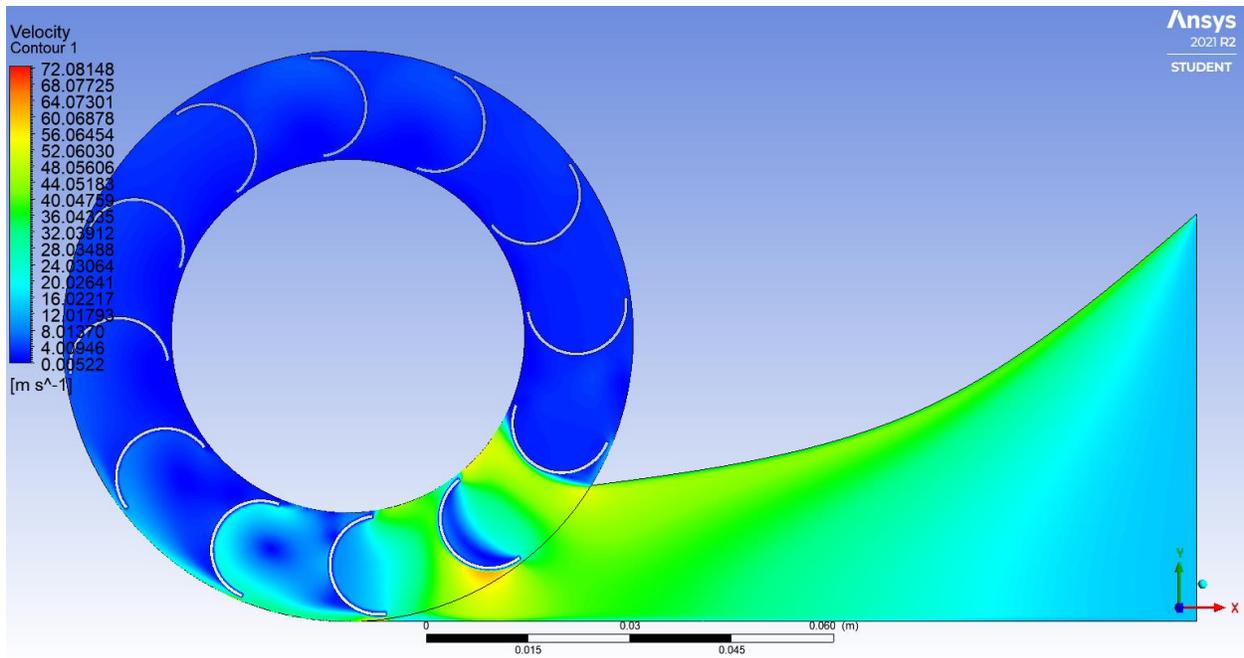
Gambar 4.31 Kontur kecepatan dan tekanan turbin blade N = 12, Lebar L = 0.19m, n = 300rpm

Lalu, pada kondisi kecepatan putaran 500 rpm, kontur aliran yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 4.32. Pada kondisi ini, kontur kecepatan berwarna merah dipertahankan dengan cukup lama walaupun lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Hal ini dikarenakan pada kecepatan putaran 500 rpm blade berputar dengan lebih cepat sehingga aliran lebih sulit mengejar blade yang berputar. Begitu juga pada kontur tekanan, momen yang dihasilkan pada kondisi ini didapatkan lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm.



Gambar 4.32 Kontur kecepatan dan tekanan turbin N= 12, Lebar = 0.19m, n =500 rpm

Kemudian pada kondisi kecepatan putaran 700 rpm kontur aliran yang dihasilkan mempertahankan kontur berwarna merah dengan sangat singkat dibandingkan dengan kecepatan putaran 300 rpm dan 500 rpm. Dikarenakan kecepatan putaran yang semakin tinggi maka kecepatan relative blade semakin rendah yang mengakibatkan gaya drag dan momen yang dihasilkan semakin rendah.

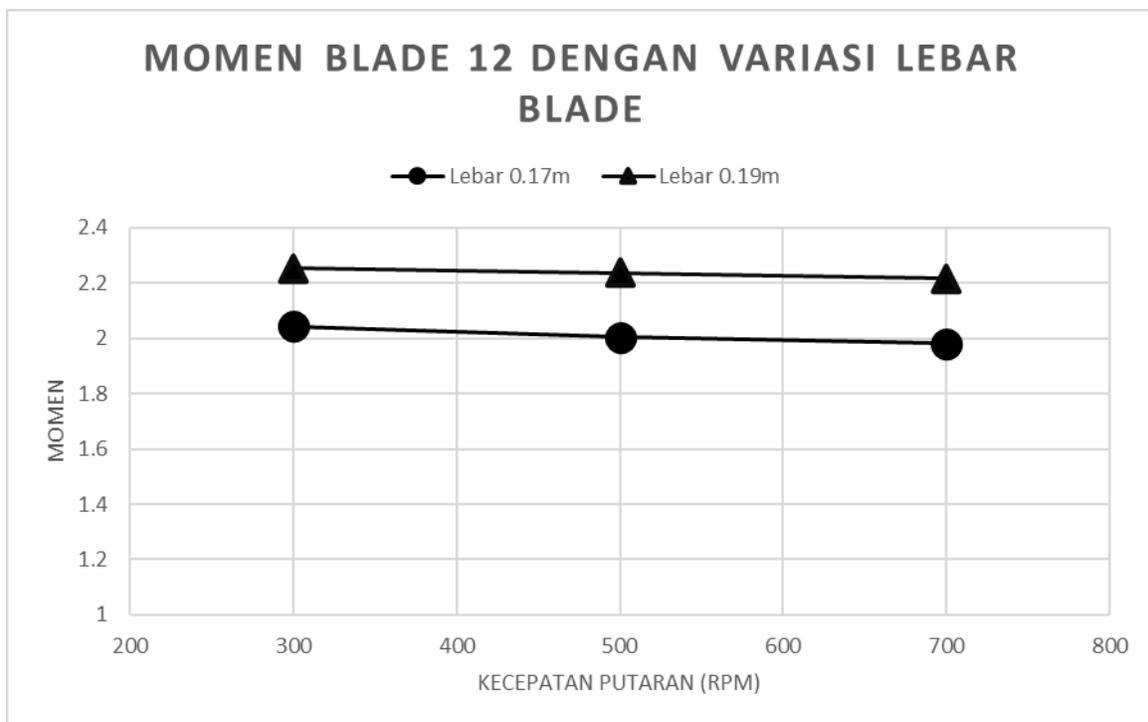


Gambar 4.33 Kontur kecepatan dan tekanan turbin N = 12, Lbear L = 0.19m, n =700rpm

4.2.3 Perbandingan lebar *blade* 0.17m dan lebar *blade* 0.19m pada jumlah *blade* 12

Pada bagian subbab ini akan dibahas perbandingan antara kedua variasi pengujian yaitu pada lebar *blade* pada jumlah *blade* 12. Serta membandingkan nilai momen dan daya yang dihasilkan. Pada gambar 4.34 terlihat data nilai momen untuk jumlah *blade* 8 dengan dua variasi lebar *blade*. Terlihat nilai momen terjadi penurunan pada kecepatan putaran 300rpm ke 500rpm. Lalu terjadi lagi penurunan pada putaran 700rpm, dimana nilai pada putaran ini lebih rendah dari kedua jenis putaran sebelumnya. Hal ini dikarenakan semakin besarnya kecepatan putaran maka kecepatan relative *blade* akan semakin rendah dan *drag force* semakin menurun. *Drag force* yang menurun akan mempengaruhi nilai momen yang juga akan semakin menurun.

Terlihat juga bahwa nilai momen yang dihasilkan untuk lebar *blade* 0.19m lebih tinggi dibandingkan lebar *blade* 0.17m. Pada pengujian ketika semua parameter-parameter uji lainnya dijaga tetap, maka *blade* dengan *blade* yang memiliki lebar lebih panjang akan memperlemah *adverse pressure gradient* disektor buritan permukaan depan sudu. Hal inilah yg menyebabkan tertundanya separasi aliran pada *blade* dengan lebar 0.19m. Nilai momen paling tinggi didapatkan pada lebar *blade* 0.19m pada kecepatan putaran 300 rpm, yaitu 2.25299 Nm, lalu turun ke 2.235643 Nm pada kecepatan putaran 500 rpm, dan turun kembali pada kecepatan putaran 700 rpm pada nilai 2.216642 Nm. Pada lebar *blade* 0.17m momen paling tinggi didapatkan pada kecepatan putaran 300 rpm dengan nilai 2.04208 lalu naik ke 2.004602 Nm pada putaran 500 rpm dan mencapai nilai terendah pada 1.981306 Nm pada kecepatan putaran 700 rpm.



Gambar 4. 34 Momen rotor N = 12 dengan variasi lebar *blade*

Untuk grafik daya pada gambar 4.35, nilai daya untuk masing-masing lebar *blade* terlihat selalu mengalami kenaikan seiring dengan naiknya kecepatan putaran. Hal ini dikarenakan daya yang dihasilkan dipengaruhi oleh nilai momen dan juga kecepatan putaran. Persentase naiknya kecepatan putaran lebih tinggi dibandingkan dengan persentase turunnya nilai momen sehingga didapatkan hasil semakin tinggi kecepatan putaran, daya yang dihasilkan selalu semakin besar.

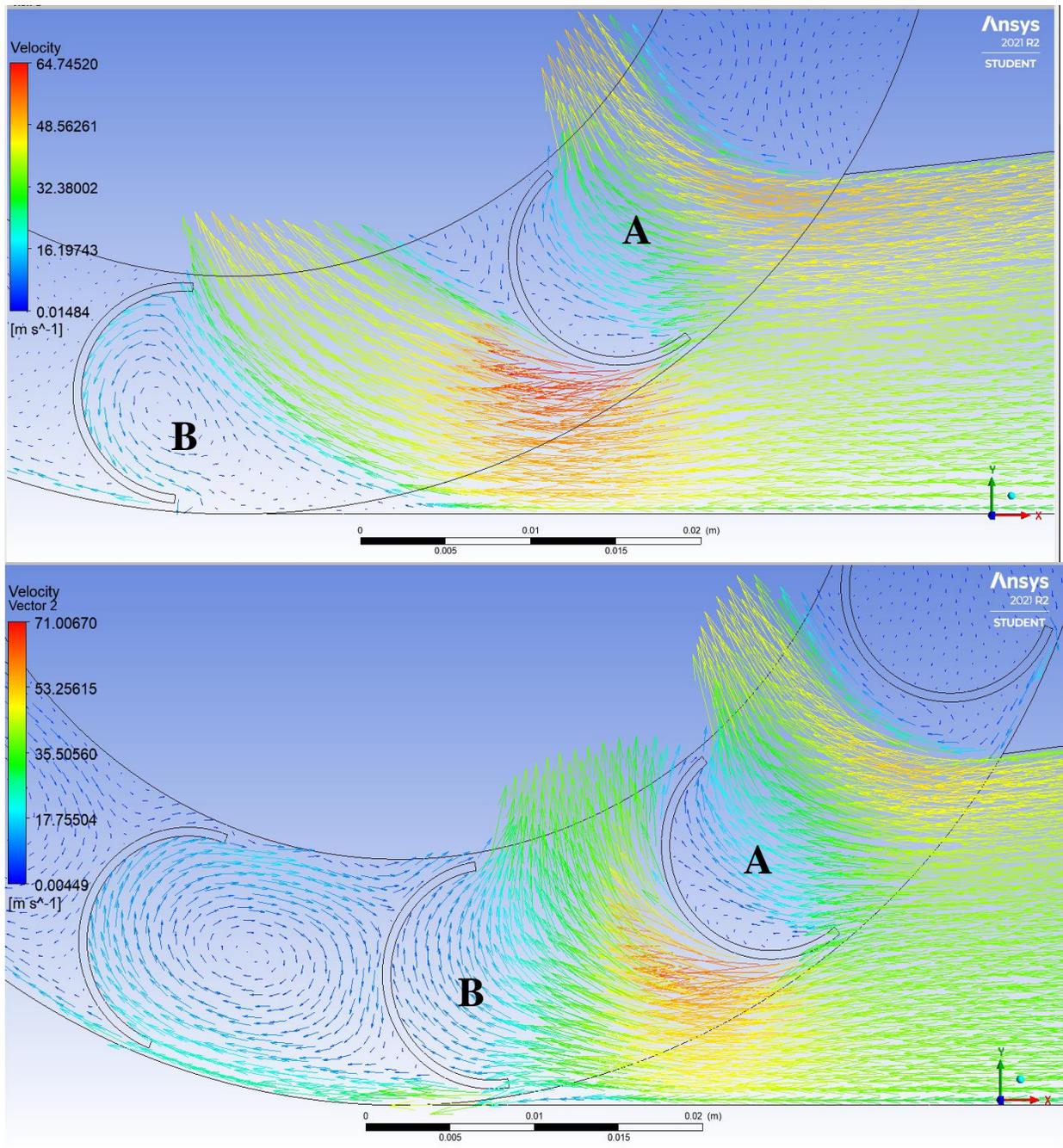


Gambar 4. 35 Power turbin N = 12 dengan variasi lebar *blade*

4.3 Perbandingan turbin jumlah *blade* 8 dengan jumlah *blade* 12

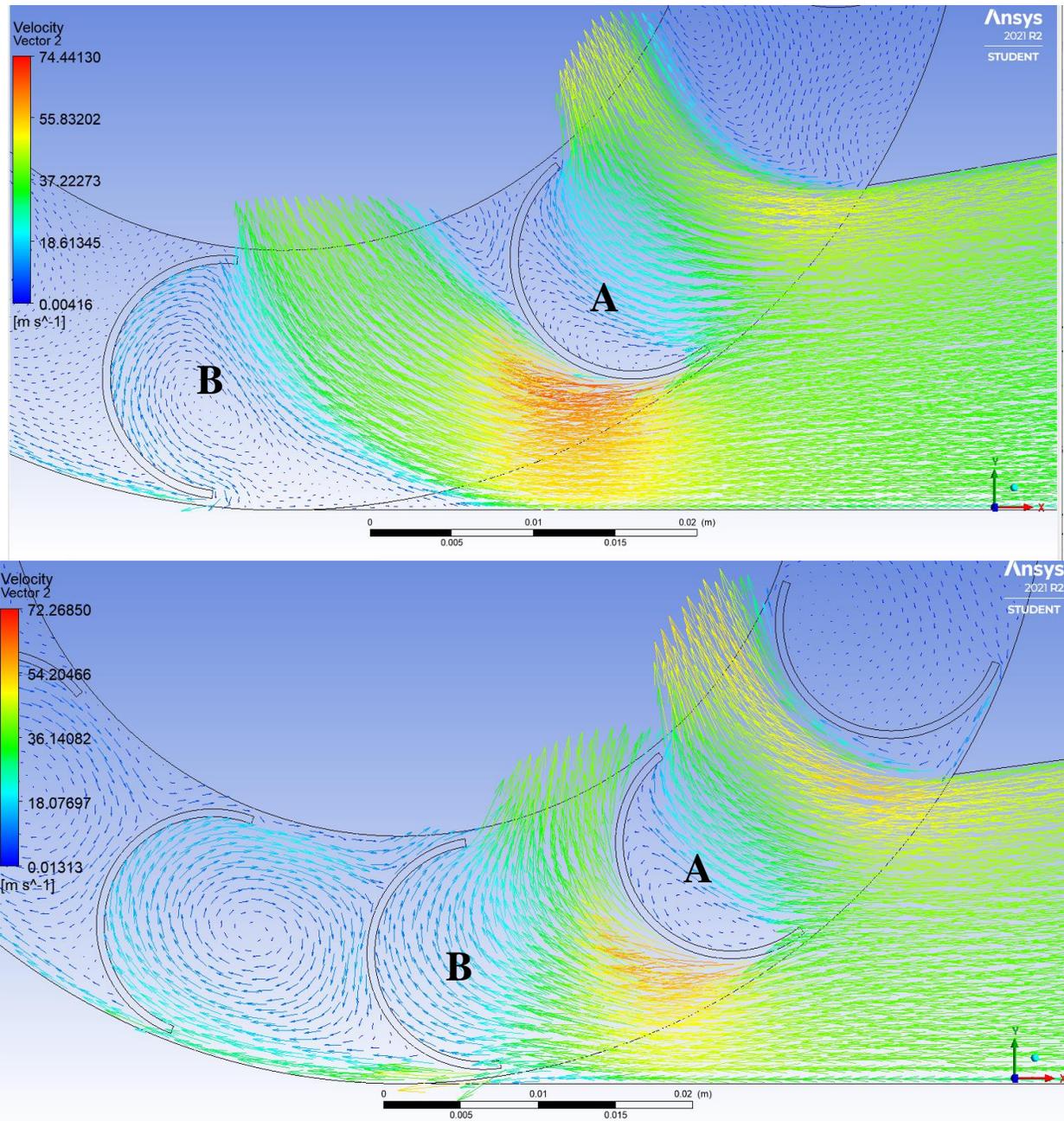
Pada subbab ini akan dibahas perbandingan antara turbin dengan jumlah *blade* 8 dan jumlah *blade* 12. Perbandingan yang akan dibahas adalah kontur tekanan dan kecepatan pada masing-masing variasi yang akan dibandingkan pada hasil momen dan daya yang dihasilkan.

Pada gambar 4.36 terlihat vector kecepatan turbin Lebar *blade* 0.17m dengan jumlah *blade* 12 dan 8 pada posisi *blade* yang sama. Pada turbin dengan jumlah *blade* 12 pada *blade* A menghasilkan kontur kecepatan berwarna merah pada bagian depan dan lebih luas hingga ke tengah *blade*. sedangkan pada turbin dengan jumlah *blade* 8 kontur berwarna merah tidak luas. Pada turbin dengan *blade* 8 mengalami separasi lebih awal dibandingkan turbin *blade* 12 sehingga perbedaan tekanan pada *blade* A lebih tinggi pada turbin *blade* 12 dibandingkan pada *blade* 8. Pada turbin *blade* 12 juga terlihat memiliki 2 *blade* yang aktif dilalui oleh aliran angin melalui celah masuk rotor yaitu *blade* A dan B sedangkan pada turbin *blade* 8 hanya memiliki 1 *blade* yang aktif terkena aliran angin yaitu A. Inilah yang menyebabkan turbin *blade* 12 lebih efektif dalam menghasilkan *drag force* dibandingkan dengan turbin *blade* 8.



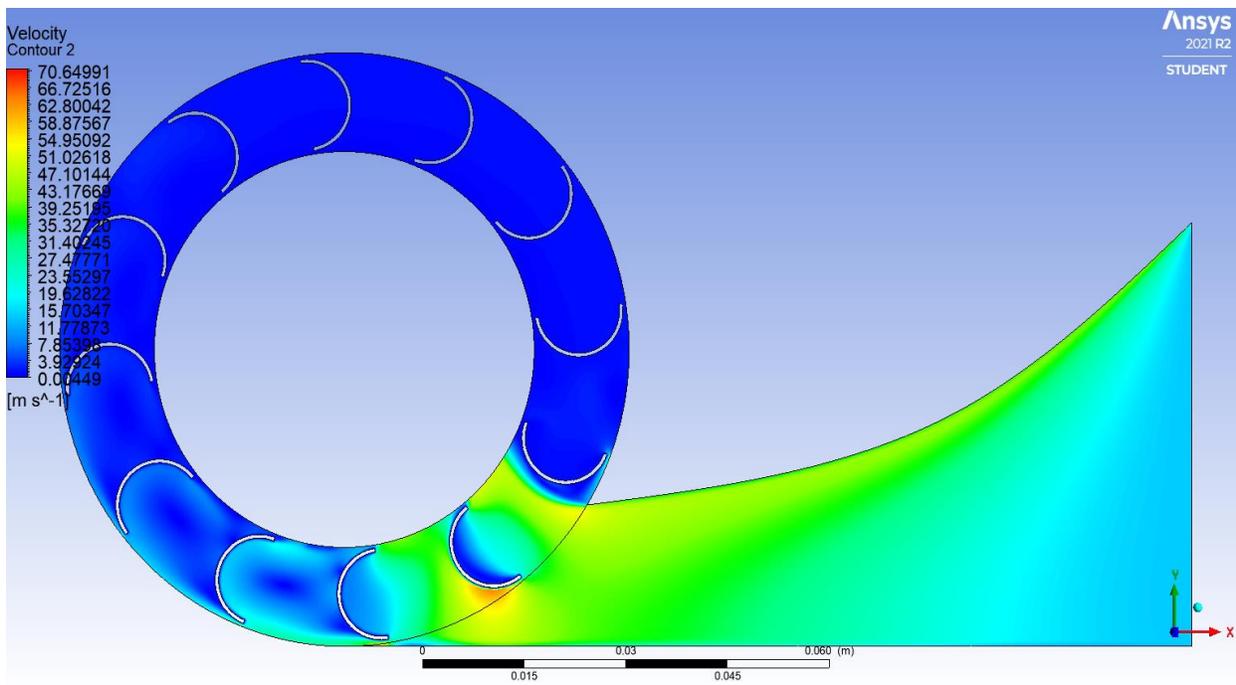
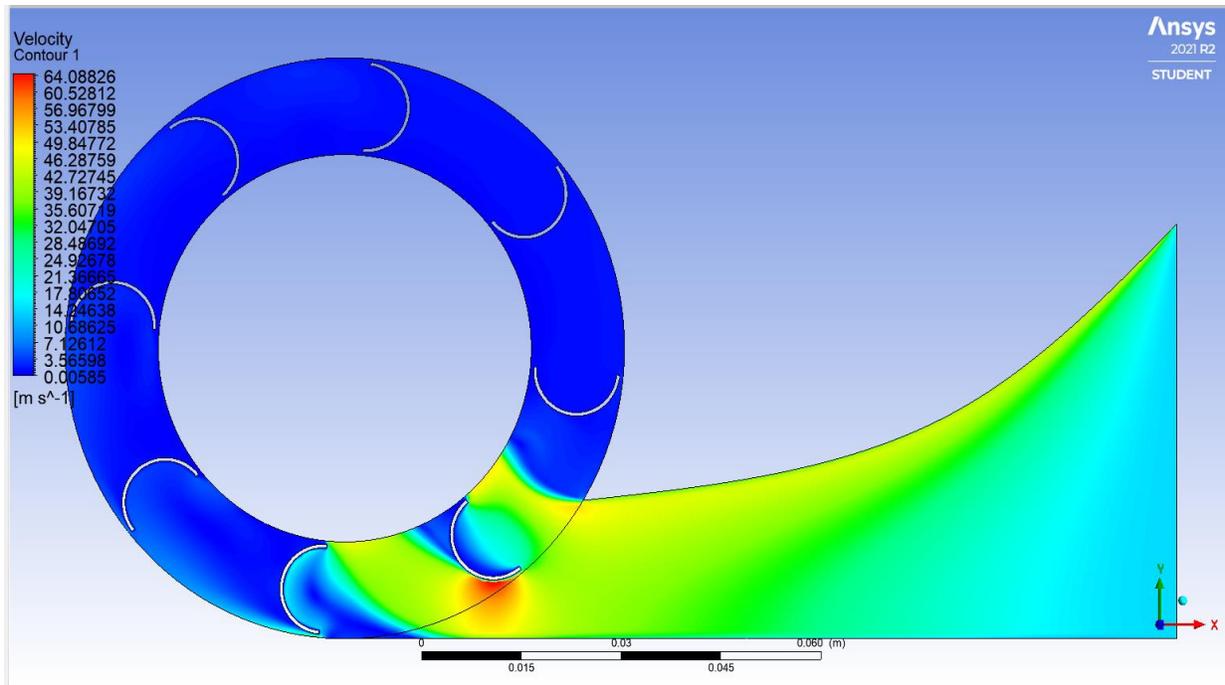
Gambar 4.36 Vektor kecepatan $N = 8$ dan $N = 12$, $n = 300$ rpm, Lebar *blade* $L = 0.17$ m

Kemudian pada gambar 4.37, ditunjukkan vector kecepatan untuk turbin *blade* 12 dan 8 untuk pada lebar 19mm. Pada *blade* A bagian depan, untuk turbin *blade* 12 aliran tidak mengalami separasi sedangkan pada turbin *blade* 8 aliran sudah mengalami separasi sebelum sampai ke bagian tengah *blade* sehingga perbedaan tekanan lebih tinggi dimiliki untuk turbin dengan *blade* 12. Untuk turbin *blade* 12 memiliki 2 *blade* yang aktif terkena aliran melalui celah masuk rotor sedangkan untuk turbin *blade* 8 hanya memiliki 1 *blade* yang aktif terkena aliran. Inilah yang menyebabkan turbin *blade* 12 lebih efektif dalam menghasilkan *drag force* dibandingkan turbin *blade* 8.

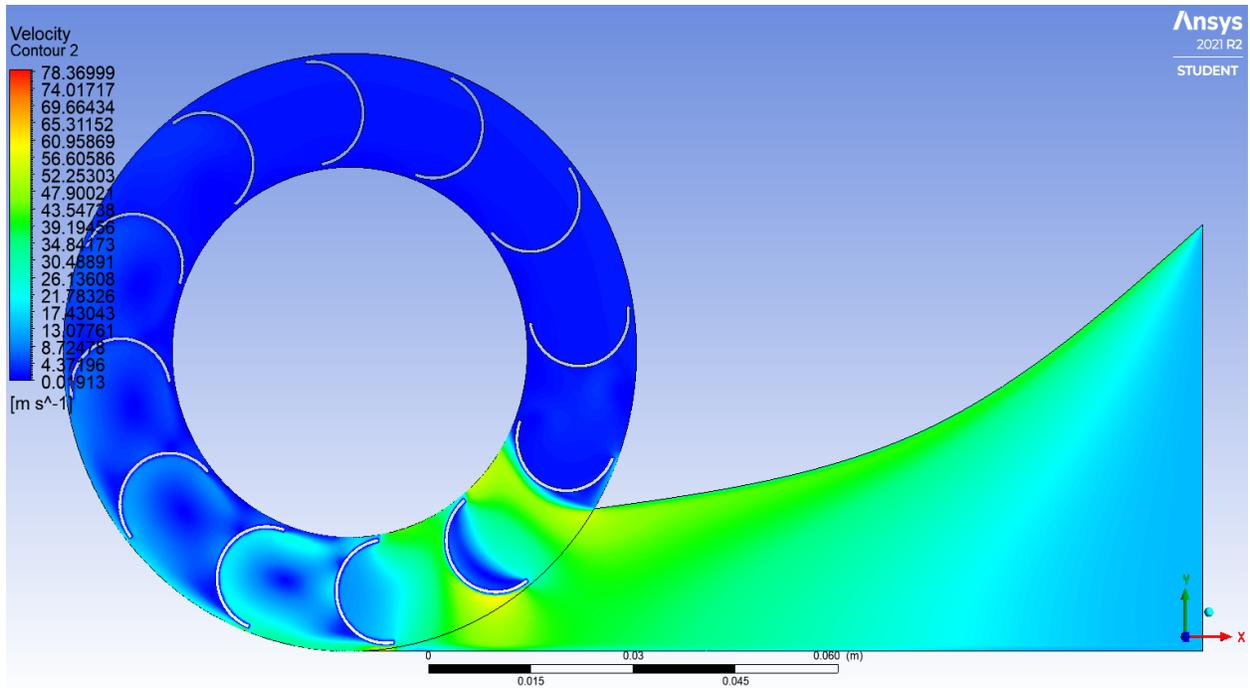
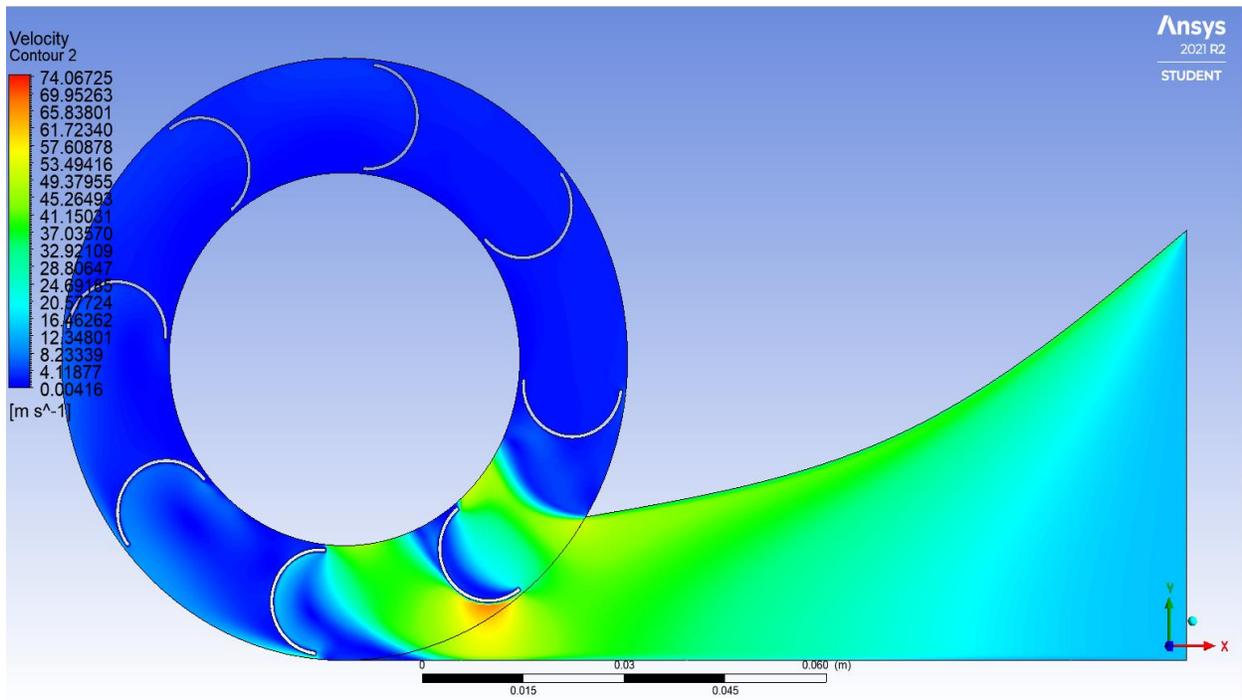


Gambar 4. 37 Vektor kecepatan turbin N = 12 dan N = 8, Lebar *blade* L= 0.19m

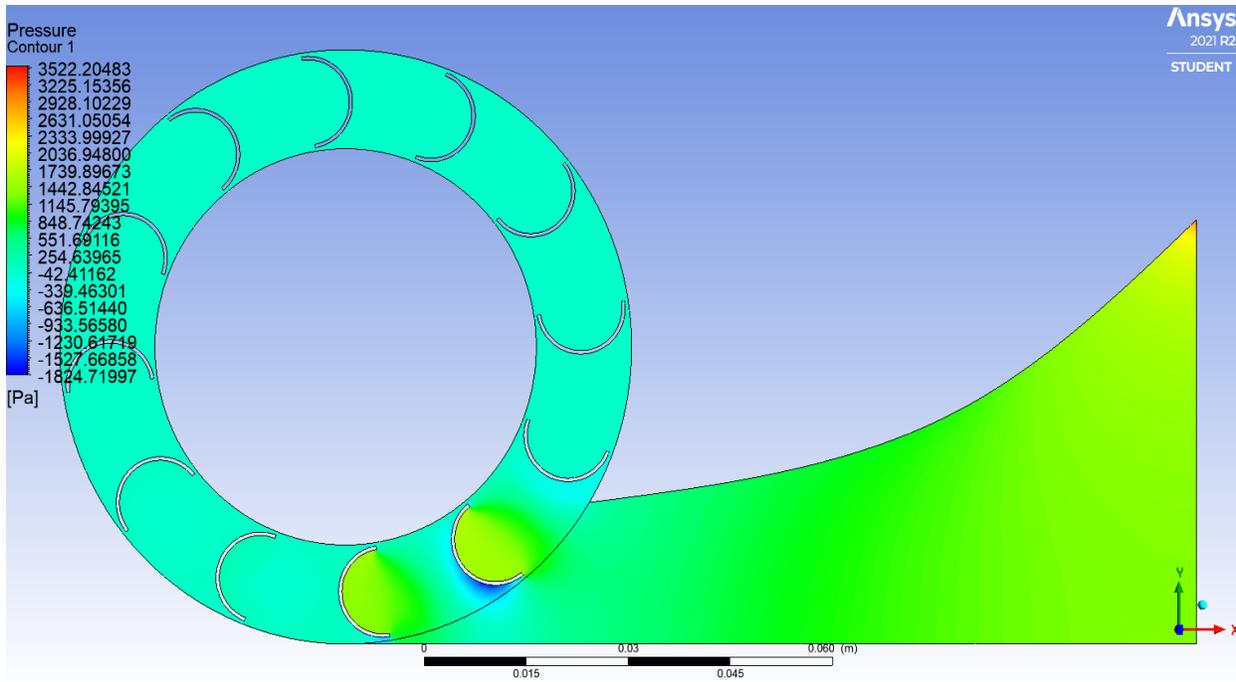
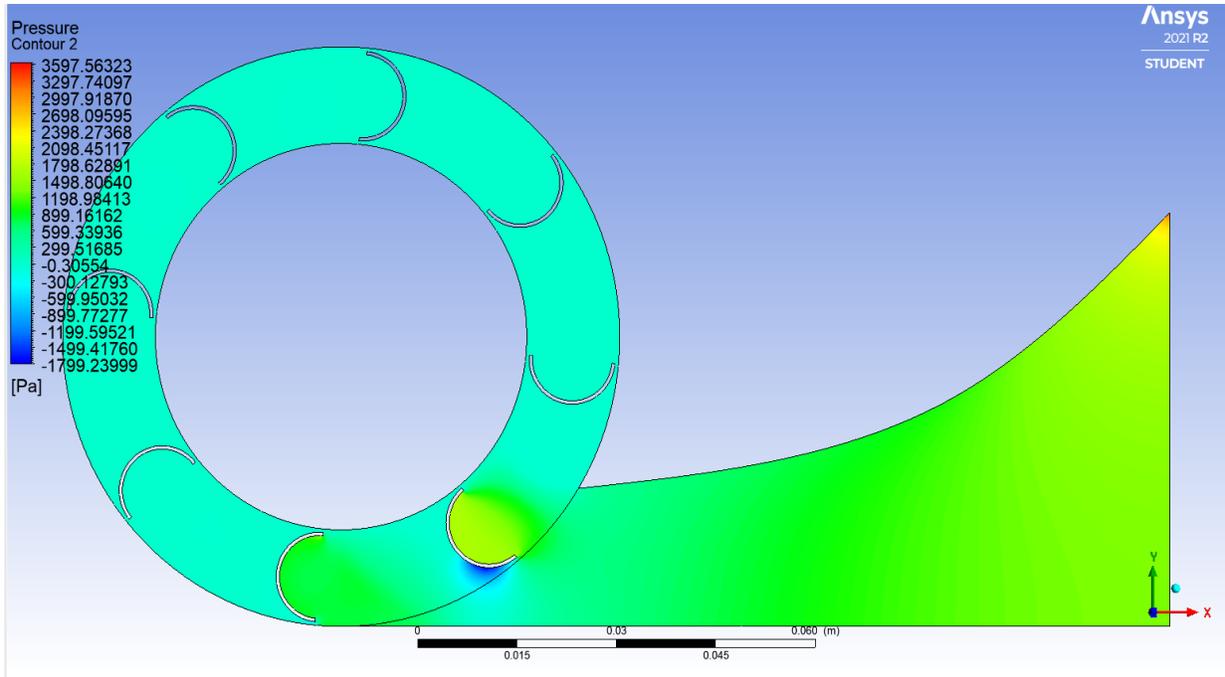
Pada kontur kecepatan dan tekanan dapat dilihat pada turbin dengan 12 *blade*, aliran yang memasuki celah masuk rotor berhasil menumbuk 3 *blade* sedangkan pada *blade* 8 hanya menumbuk 2 *blade*.



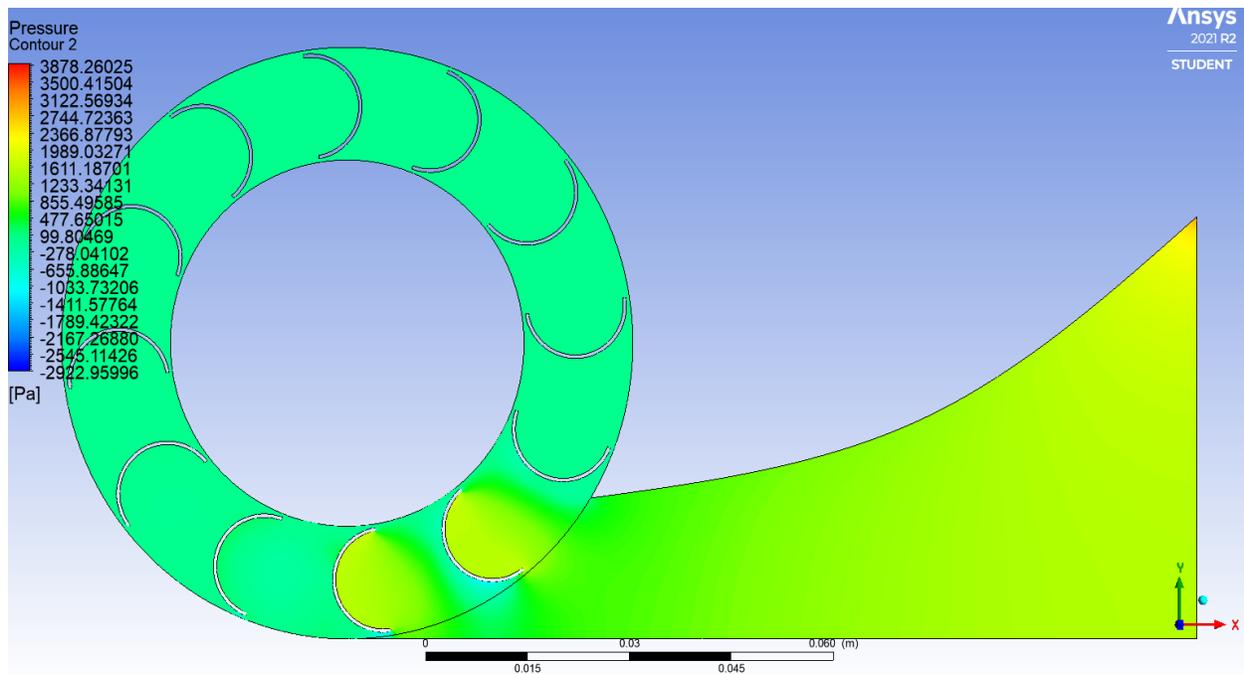
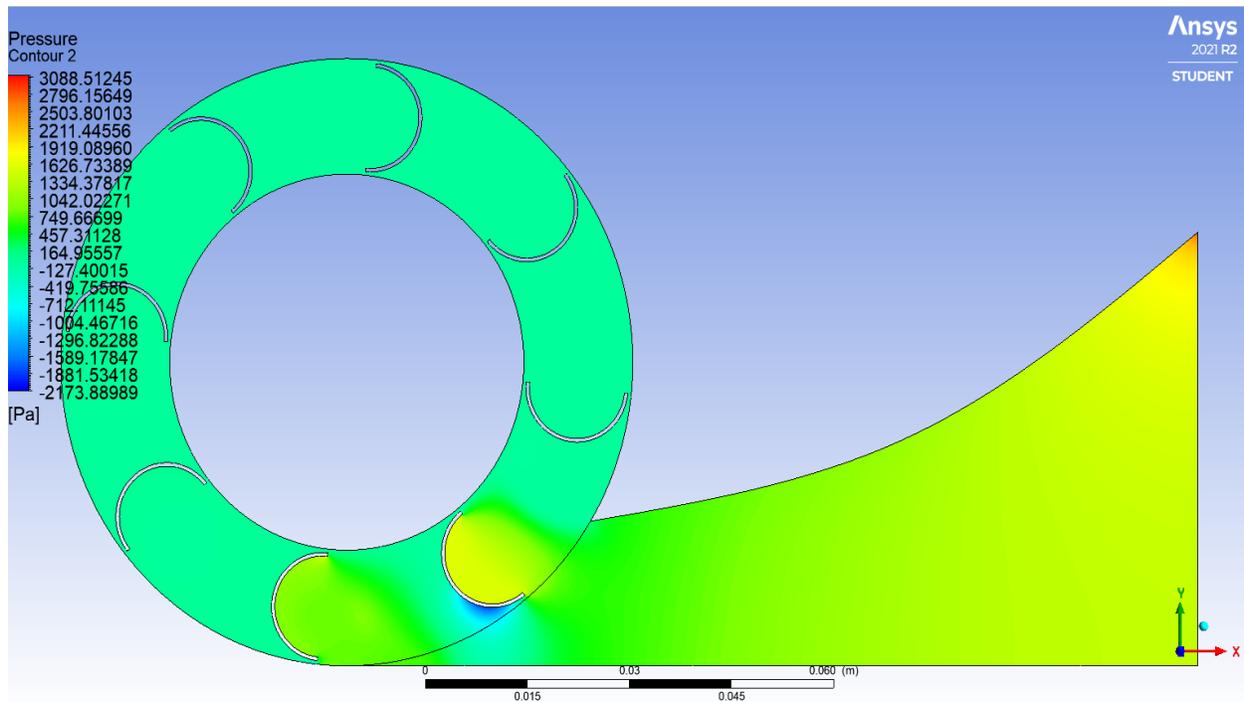
Gambar 4. 38 Kontur kecepatan $N = 8$ dan $N = 12$, $n = 300$ rpm, Lebar *blade* $L = 0.17$ m



Gambar 4. 39 Kontur kecepatan N = 8 dan N = 12, n = 300 rpm, Lebar *blade* L= 0.19m

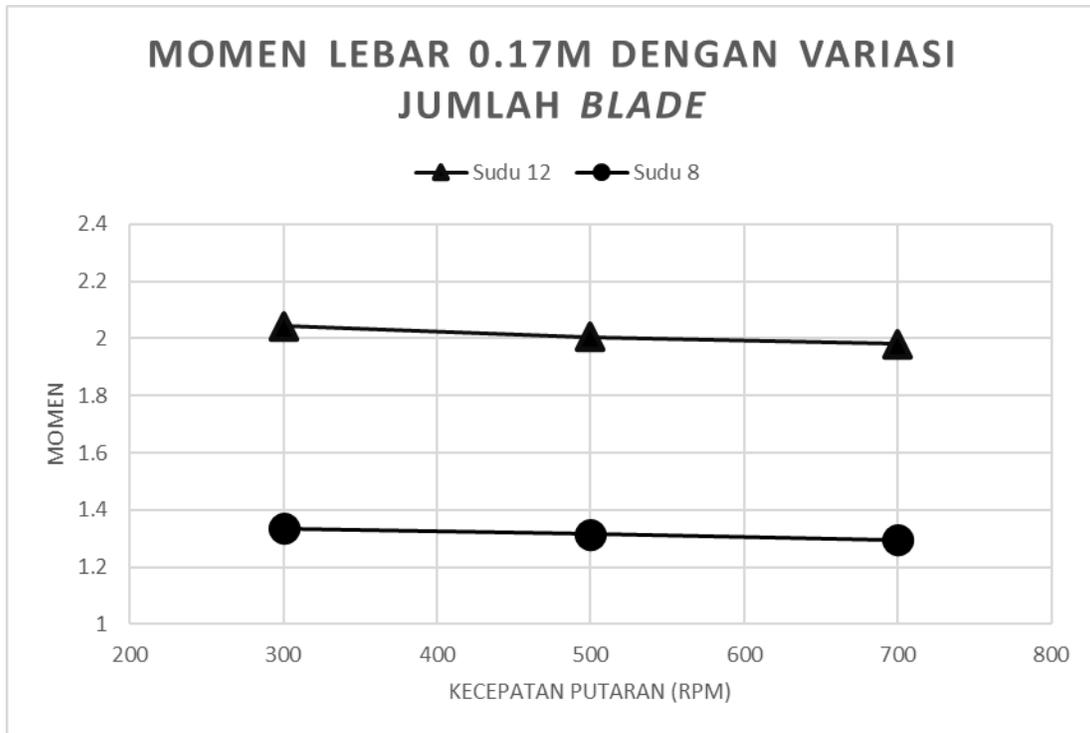


Gambar 4. 40 Kontur tekanan N = 12 dan N = 8, n = 300 rpm, Lebar *blade* L= 0.17m

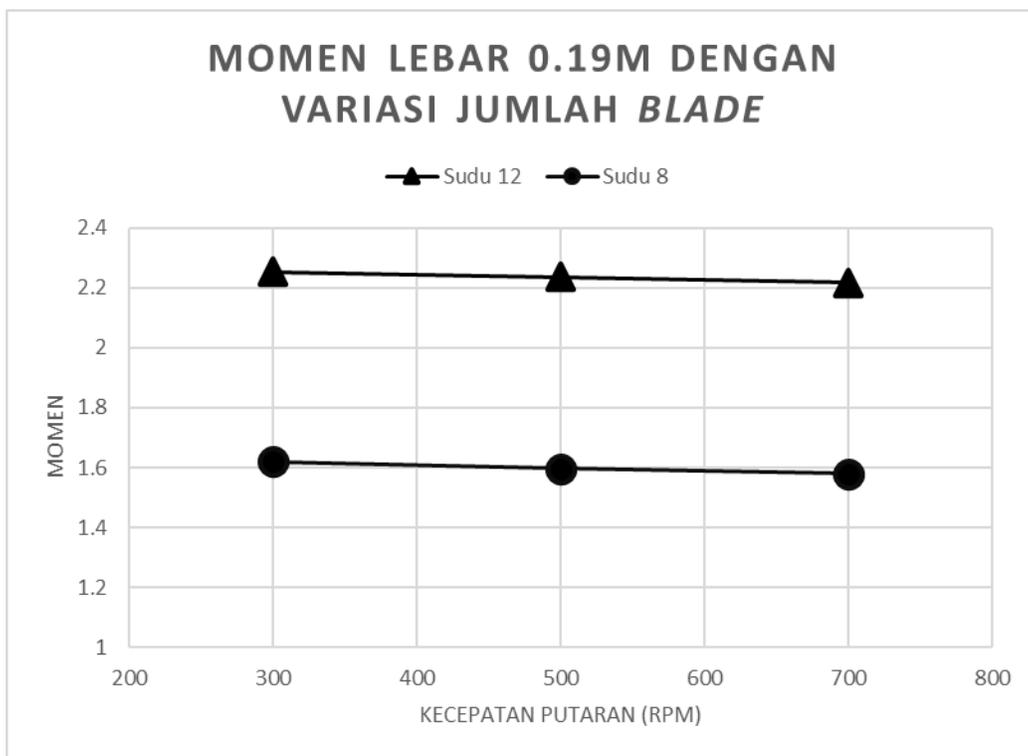


Gambar 4. 41 Kontur tekanan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, Lebar *blade* $L = 0.19$ m

Pada data kuantitatif yang diambil dari nilai momen dan daya yang dihasilkan. Pada gambar 4.42 dan 4.43 menunjukkan momen yang dihasilkan antara 2 variasi turbin tersebut. Dapat disimpulkan bahwa turbin dengan jumlah blade 12 menghasilkan nilai momen yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin dengan jumlah blade 8. Hal ini disebabkan karena lebih banyak blade maka *drag force* yang dihasilkan tiap blade juga semakin besar.

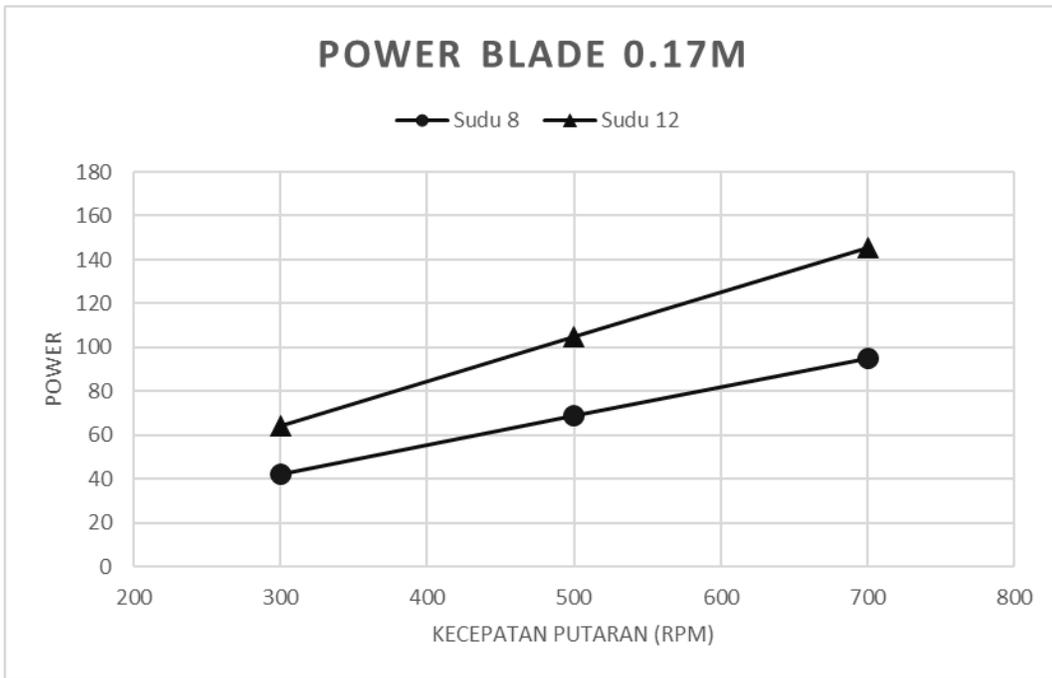


Gambar 4. 42 Momen rotor turbin lebar 0.17m dengan variasi jumlah *blade*

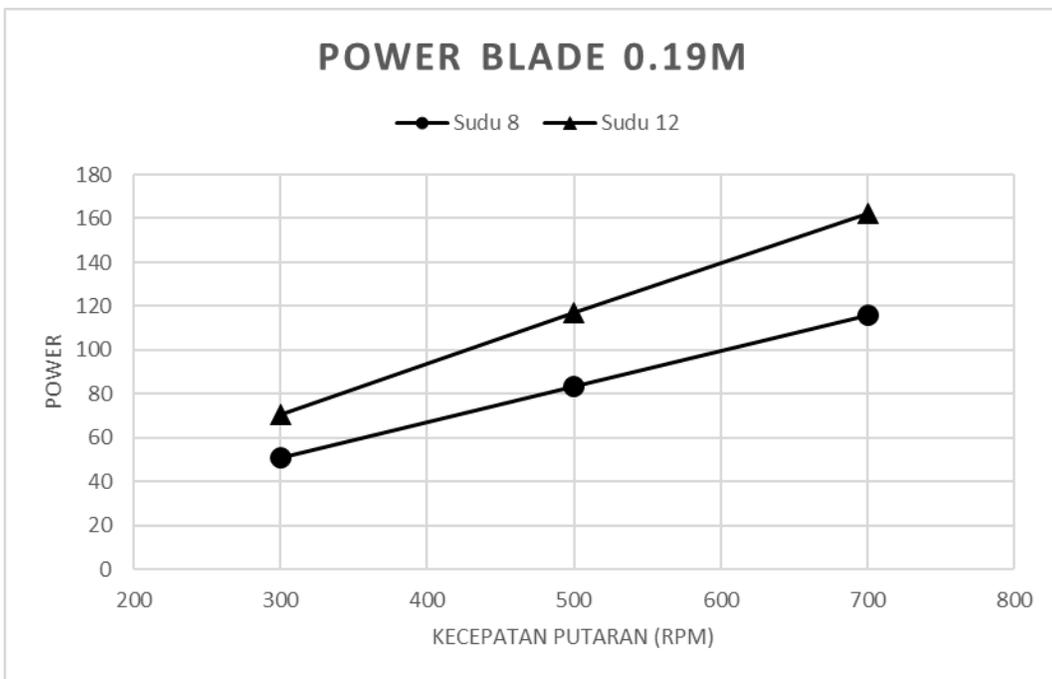


Gambar 4. 43 Momen rotor turbin bentuk lebar 0.19m dengan variasi jumlah *blade*

Kemudian pada gambar 4.43 dan 4.45 ditunjukkan grafik daya yang dihasilkan dari turbin dengan jumlah blade 12 dan 8. Terlihat daya yang dihasilkan pada turbin dengan jumlah blade 12 menghasilkan daya yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin jumlah blade 8.



Gambar 4. 44 Grafik Power turbin Lebar 0.17m dengan variasi jumlah blade

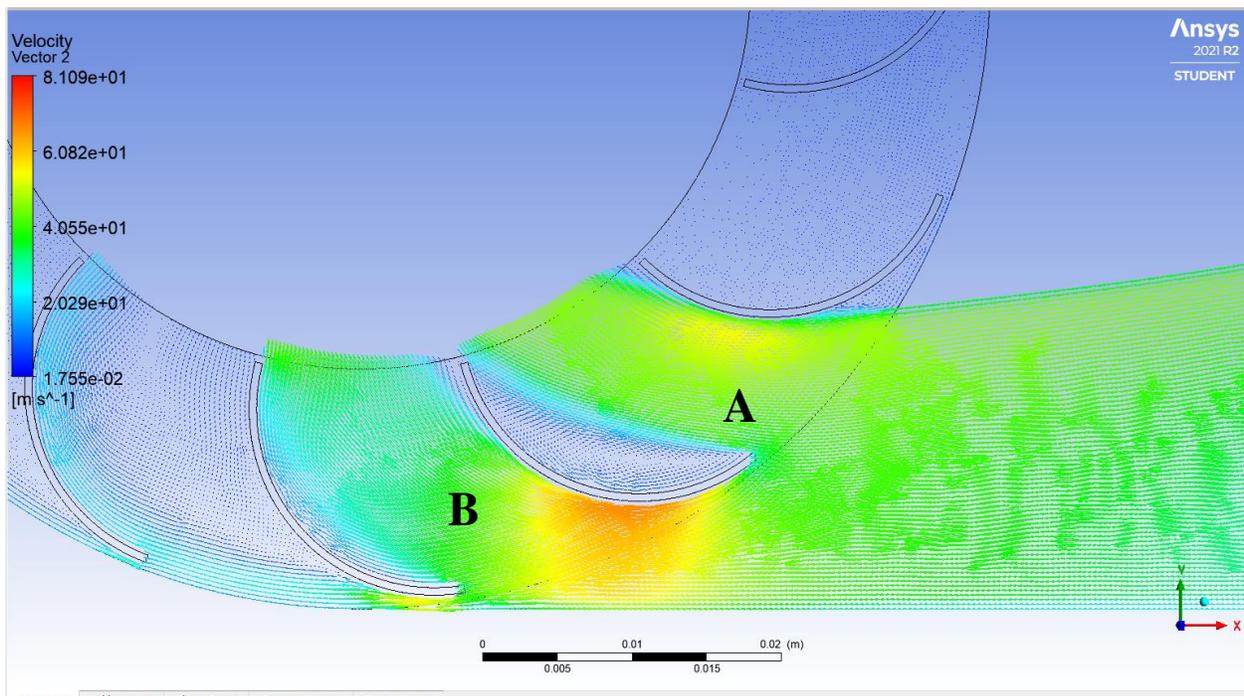


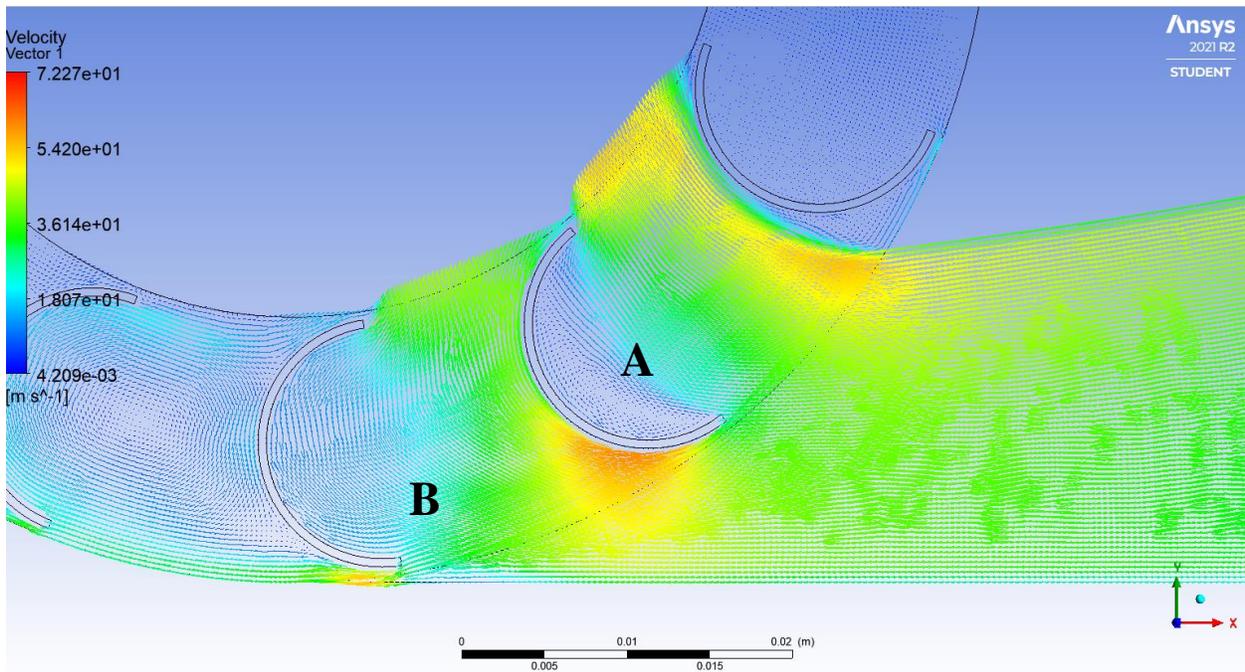
Gambar 4. 45 Grafik power turbin lebar 0.19m dengan variasi jumlah blade

4.4 Diskusi

Pada subbab diskusi ini akan dibahas mengenai optimasi variasi pada turbin. Analisa yang akan dibahas adalah perubahan bentuk lengkung *blade* dari lengkung *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ menjadi bentuk lengkung *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Dari perubahan ini akan diduga dengan mengubah bentuk lengkung *blade* akan lebih optimal dalam memanfaatkan aliran angin yang masuk melalui celah masuk rotor. Penulis melakukan simulasi dengan perubahan bentuk lengkung *blade* dari lengkung *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$. Namun momen yang didapatkan lebih rendah dibandingkan turbin dengan bentuk lengkung *blade* dari lengkung *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$. dengan parameter yang lainnya dijaga tetap. Nilai momen yang didapatkan adalah 2,12256 Nm lebih rendah dibandingkan dengan lengkung *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ yang mendapatkan momen 2,25299 Nm pada kecepatan putaran yang sama 300 rpm. Hal ini dikarenakan pada bentuk lengkung *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, masih terjadi seperasi aliran pada bagian *trailing edge* dan perbedaan tekanan antara sisi depan sisi belakang *blade* lebih kecil dibandingkan bentuk lengkung *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$.

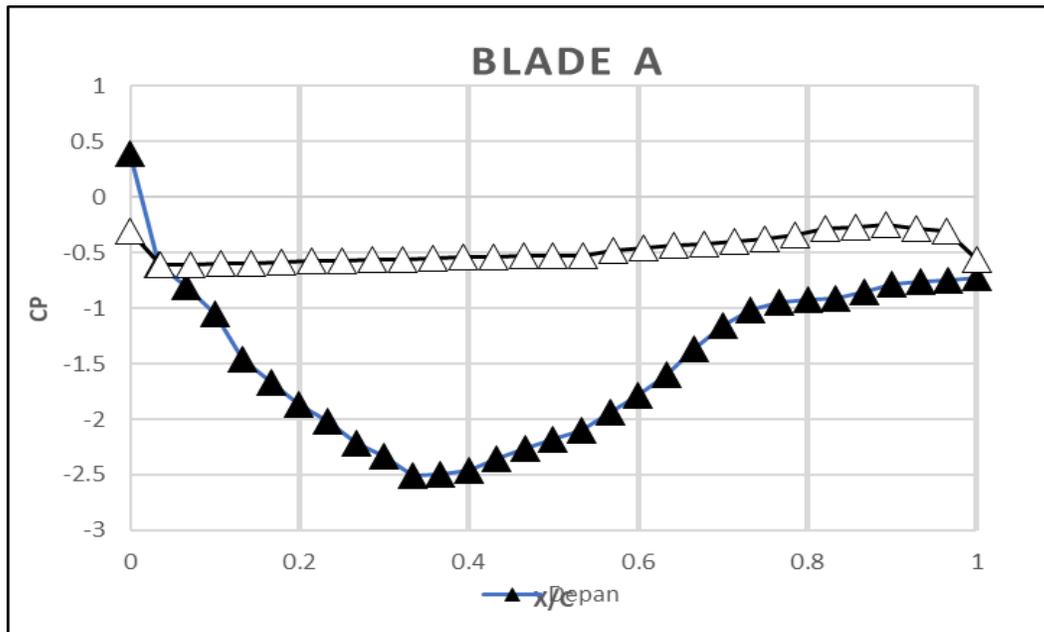
Pada gambar 4.43 dilakukan perbandingan antar kontur kecepatan pada bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dan bentuk *blade* $\beta_1 = \beta_2 = 180^\circ$. Pada gambar terlihat jelas bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ aliran masuk dari celah masuk rotor lebih efektif menabrak sisi bagian cekung pada *blade*. Dan juga pada bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ lebih lama mempertahankan kontur kecepatan merah sehingga lebih efektif dalam menghasilkan *drag*.





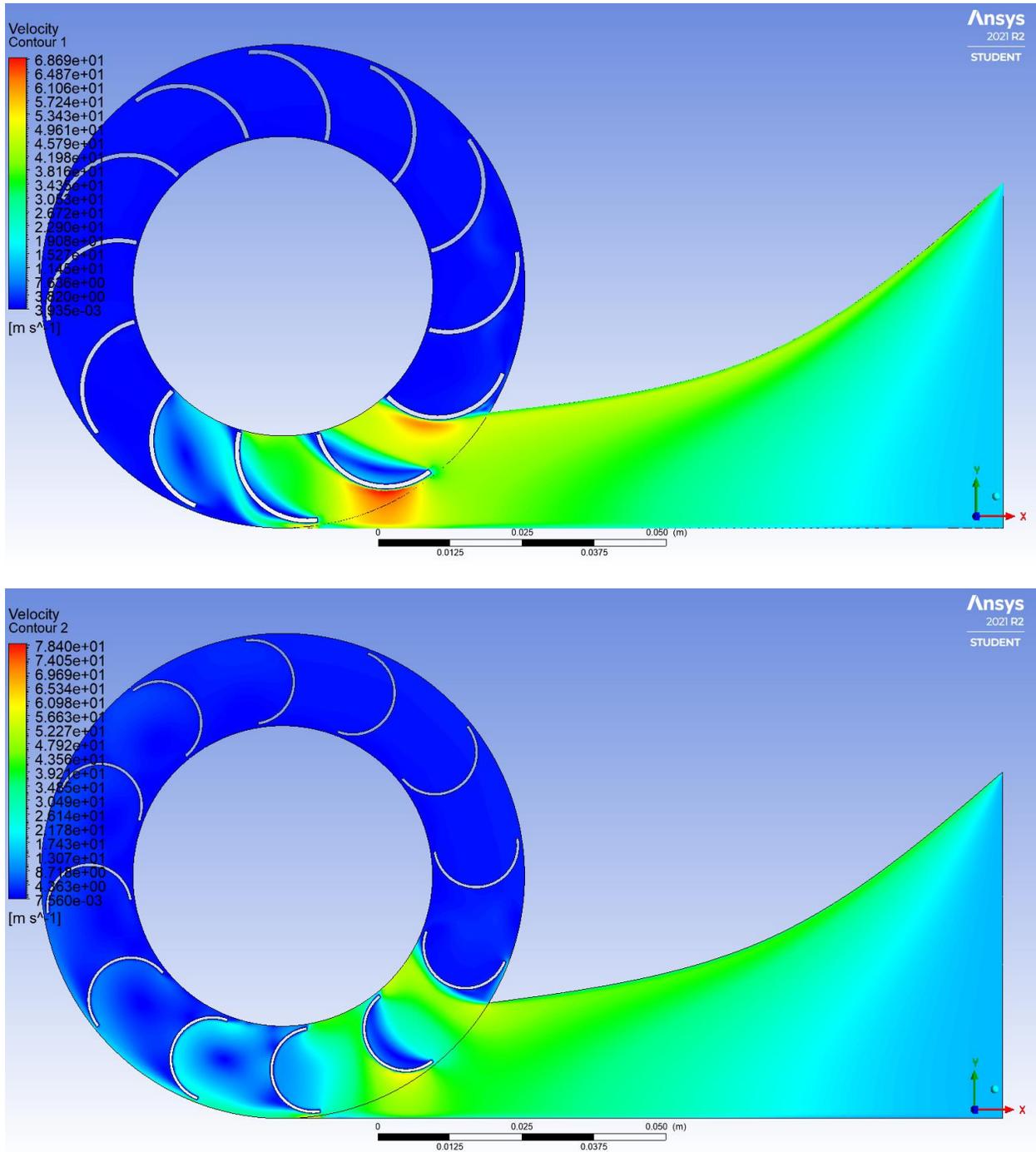
Gambar 4. 46 Vektor kecepatan turbin blade 12 dengan lebar chord 0,19 m. bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$

Pada gambar 4.44 terlihat gambar *blade pressure coefficient* untuk *blade A* bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Dapat dilihat perbedaan nilai tekanan antara sisi bagian depan dan bagian belakang tidak jauh berbeda sehingga diketahui perbedaan tekanan antara kedua sisi bernilai kecil. Hal ini mengakibatkan gaya *drag* yang dihasilkan tipe *blade* ini kecil.



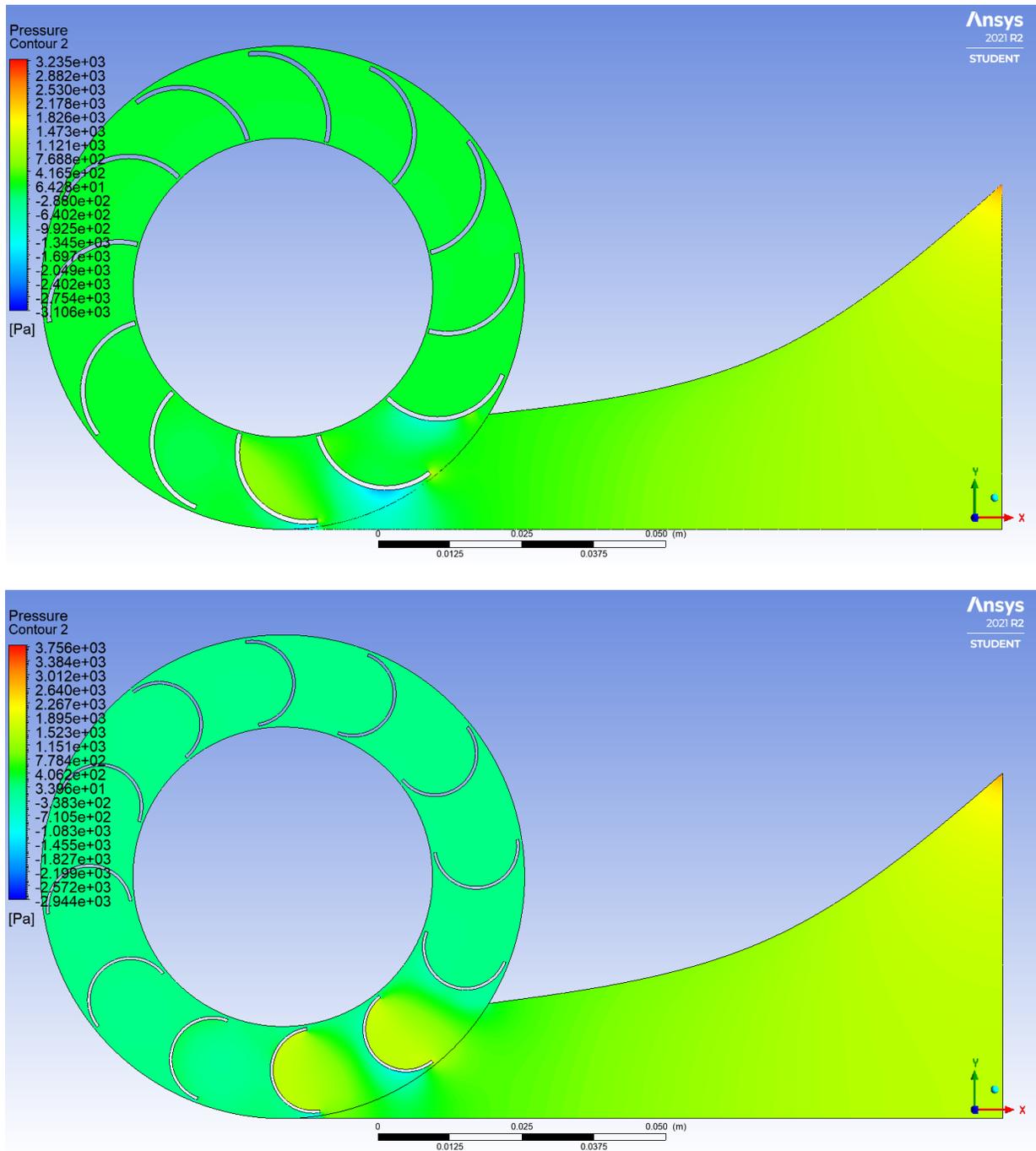
Gambar 4. 47 Vektor kecepatan turbin blade 12 dengan lebar chord 0,17 m

Pada gambar 4.48 dilakukan perbandingan kontur kecepatan antara kedua jenis variasi bentuk lengkung *blade*. Pada turbin dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ terlihat aliran mengenai lebih banyak *blade* sehingga dapat menghasilkan gaya *drag* yang lebih optimal k dibandingkan aliran pada *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$.



Gambar 4.48 Perbandingan kontur kecepatan turbin dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dan bentuk *blade* $\beta_1 = \beta_2 = 180^\circ$

Pada gambar 4.49 dilakukan perbandingan tekanan kontur antara kedua jenis variasi bentuk lengkung *blade*. Pada turbin dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ terlihat daerah dengan kontur tekanan lebih rendah pada bagian depan *blade* jika dibandingkan dengan $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$. Sehingga ketika semakin besar perbedaan tekanan bagian sisi depan dan belakang *blade* maka akan semakin efektif *blade* tersebut dalam menghasilkan *drag force*.



Gambar 4.49 Perbandingan kontur tekanan turbin dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dan bentuk *blade* $\beta_1 = \beta_2 = 180^\circ$

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil simulasi numerik dengan berbagai variasi jumlah *blade* dan lebar *blade* yang sudah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan:

- a) *Blade* dengan lebar *blade* 0.17m diamati pada saat pengujian dengan keadaan semua parameter-parameter uji lainnya dijaga tetap, maka pada *blade* yang memiliki lebar lebih pendek akan mengalami *adverse pressure gradient* lebih besar disektor buritan permukaan depan sudu. Hal inilah yg menyebabkan separasi aliran pada *blade* 0.17m lebih cepat terjadi. Sehingga pada lebar *blade* ini kurang efektif dalam menghasilkan *drag force*.
- b) *Blade* dengan lebar *blade* 0.19m terlihat pada saat pengujian dengan keadaan semua parameter-parameter uji lainnya dijaga tetap, maka pada *blade* yang memiliki lebar lebih panjang akan memperlemah *adverse pressure gradient* disektor buritan permukaan depan sudu. Hal inilah yg menyebabkan tertundanya separasi aliran pada *blade* 0.17m, bahkan tidak terjadinya seperasi aliran hingga ke ujung *trailing edge* pada *blade*. Sehingga pada lebar *blade* ini lebih efektif dalam menghasilkan *drag force*.
- c) Turbin dengan jumlah *blade* 12 memiliki lebih banyak sudu yang aktif menerima aliran angin pada saat aliran memasuki celah rotor sehingga lebih efektif dalam memanfaatkan aliran angin. Semakin banyak juga *blade* yang digunakan maka semakin efektif juga bagian cekung *blade* dalam menerima aliran yang mengalami separasi pada permukaan depan *blade* sebelumnya.
- d) Turbin dengan jumlah *blade* 8 memiliki lebih sedikit sudu yang aktif dalam menerima aliran angin yang memasuki celah rotor sehingga berkurangnya jumlah *blade* bisa menyebabkan kurang pemanfaatan aliran angin yang masuk melalui celah rotor.

5.2 Saran

Penelitian simulasi numerik desain *Multiple blade closed type impulse wind turbine* ini merupakan studi tahap awal yang masih perlu dikembangkan lebih jauh lagi. Oleh karena itu penulis memberikan saran untuk penelitian selanjutnya:

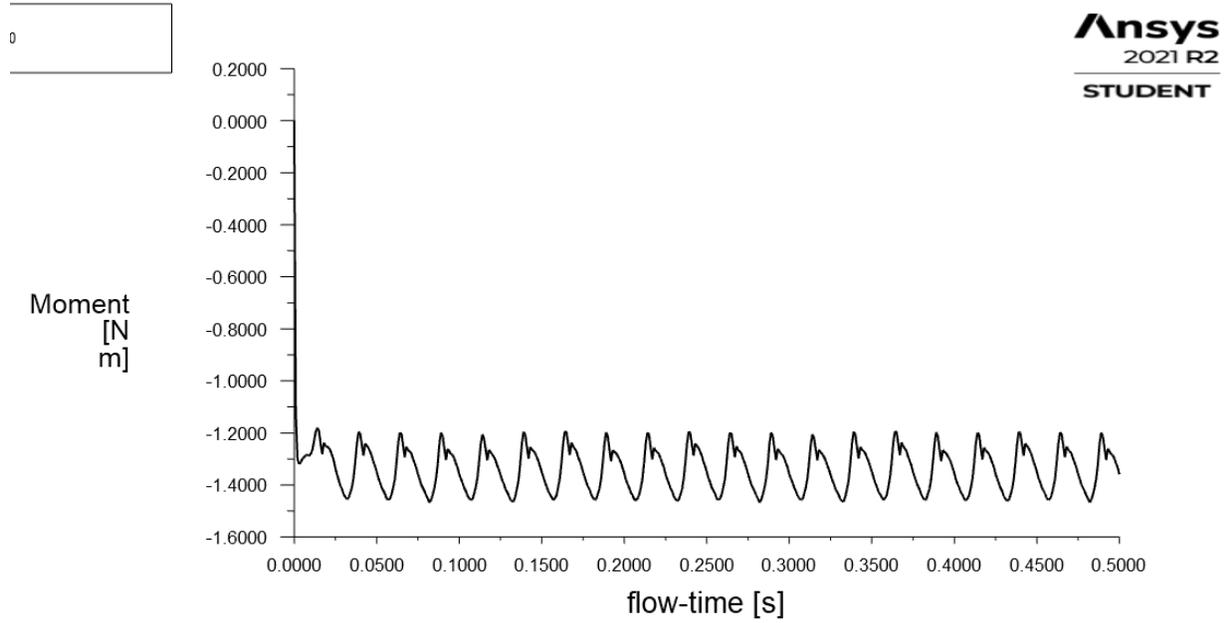
1. Dilakukannya pengujian untuk mencari nilai lebar *blade* yang paling optimal dalam menghasilkan *drag force*.
2. Dilakukannya pengujian untuk mencari nilai jumlah *blade* yang paling optimal dalam menghasilkan *drag force*.

DAFTAR PUSTAKA

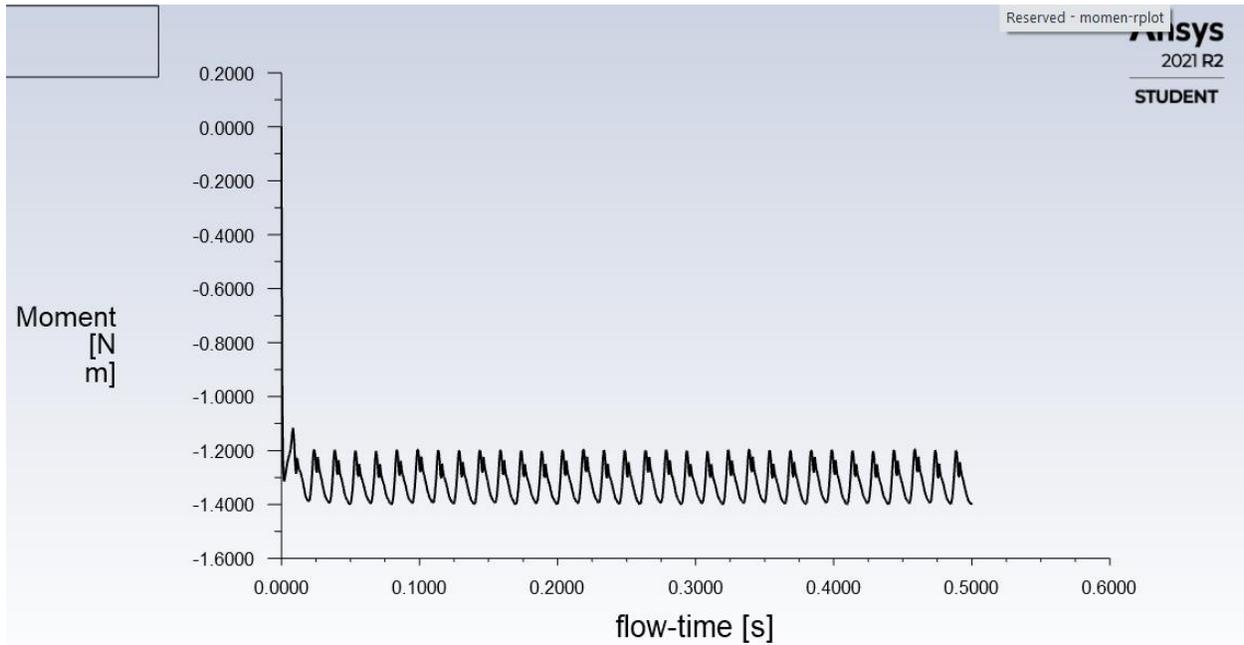
- P. J. Pritchard and J. C. Leylegian, Fox And McDonald's. (2011). Introduction to Fluid Mechanics, Eight Edit. Hoboken: John Wiley & Sons, INC.
- N.H. Mahmoud, A.A. El-Haroun, E. Wahba, M.H. Nasef. (2009). *An experimental study on improvement of Savonius rotor performance*, Alexandria University Engineering Journal.
- K. Sobczak. (2018). *Numerical investigations of an influence of the aspect ratio on the Savonius rotor performance*.
- K. D. Brown. (1968). Power Generating Method and Apparatus.
- M.H. Nasef , W.A. El-Askary, A.A. Abdel-hamid, H.E. Gad. (2010). Evaluation of Savonius rotor performance: Static and dynamic studies", Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics.
- F. Dietzel. (1980). Turbin Pompa dan Kompresor. PT. Gelora aksara Pratama..
- Syukron. (2014). Pengaruh Variasi Diameter Dan Jumlah Sudu Terhadap Unjuk Kerja Pada Turbin Angin Savonius Poros Vertikal.
- Bono. (2011). Variasi Jumlah susdu dan modifikasi bentuk nose pada turbin turgo untuk pembangkit listrik tenaga mikrohidro.
- IESR. (2019). Indonesia Clean Energy Outlook: Tracking Progress and Review of Clean Energy Development in Indonesia, *Jakarta Inst. Essent. Serv. Reform (IESR)*. 1–72, <https://www.iesr.or.id>.
- IESR. (2021). *Beyond 443 GW – Unveiling Indonesia's Infinite Renewable Energy Potentials*.

LAMPIRAN

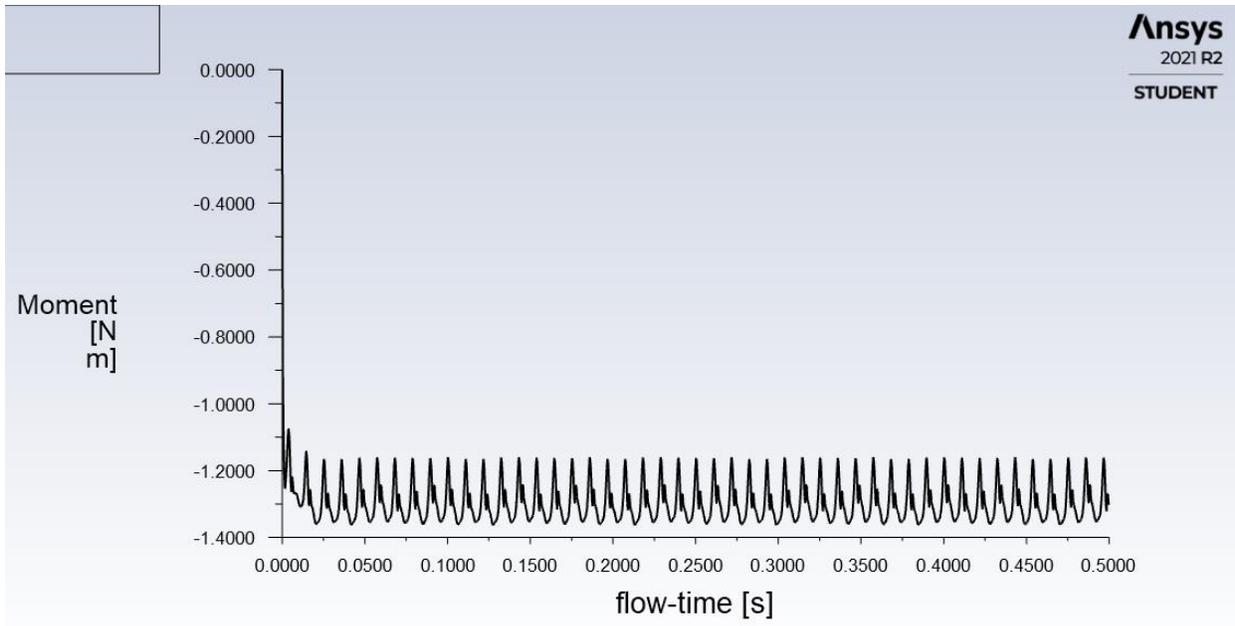
Lampiran Grafik Momen



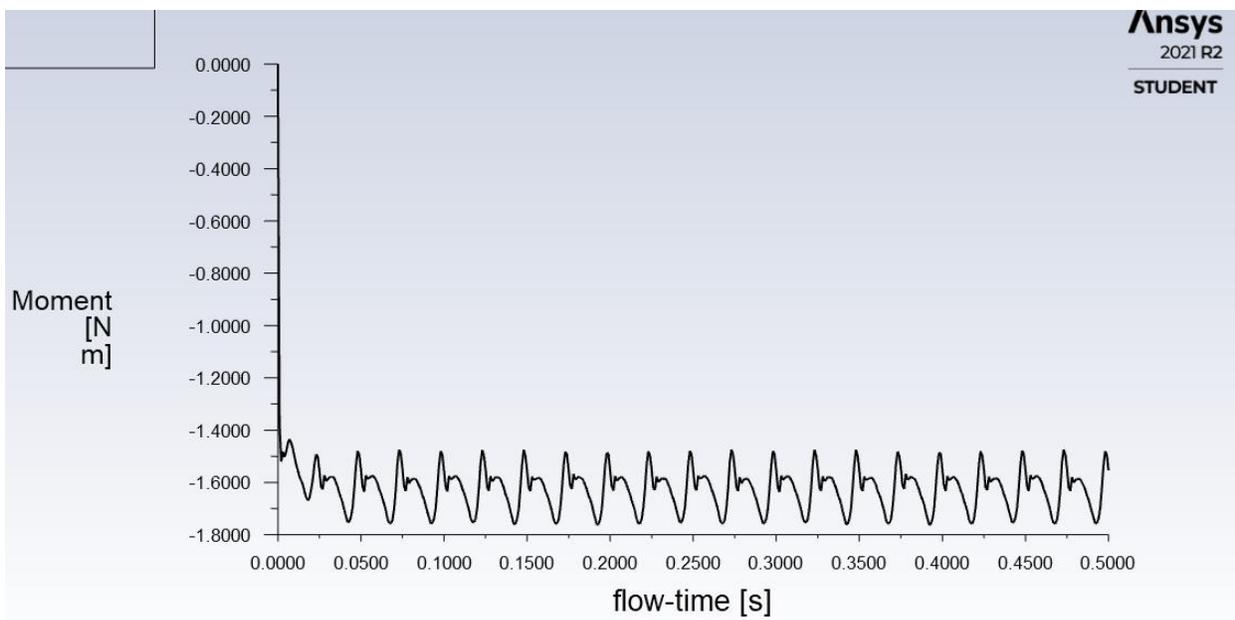
Gafrik Momen *blade* 8 lebar 0.17m putaran 300rpm



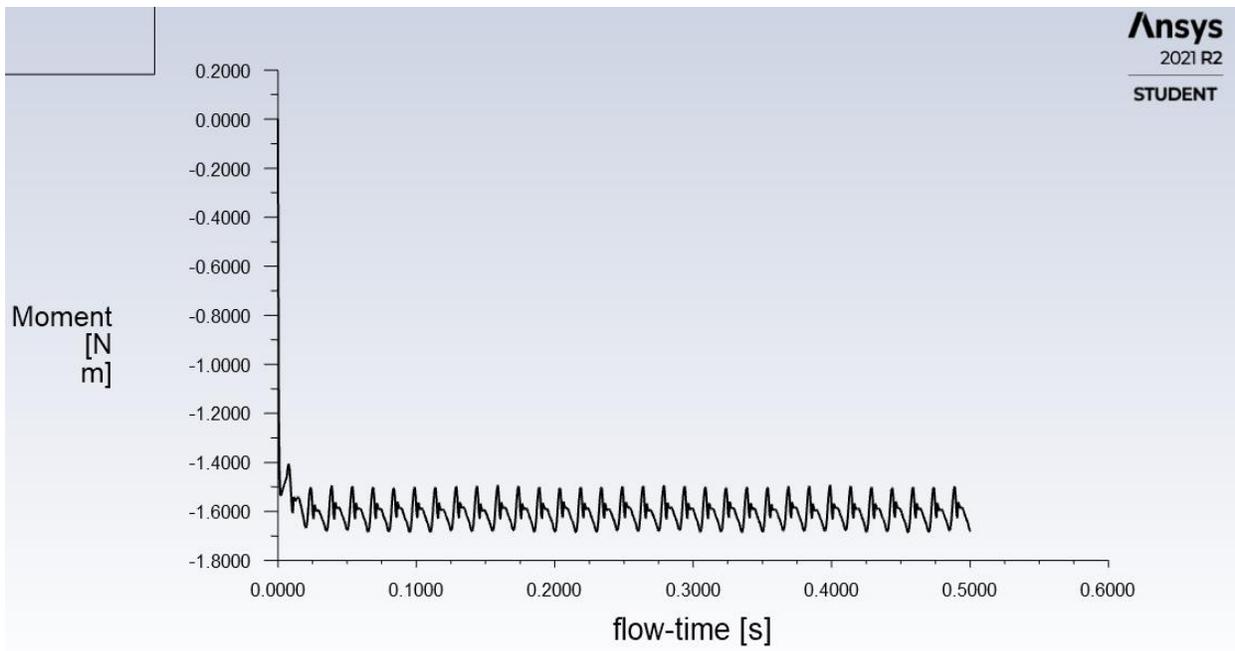
Gafrik Momen *blade* 8 lebar 0.17m putaran 500rpm



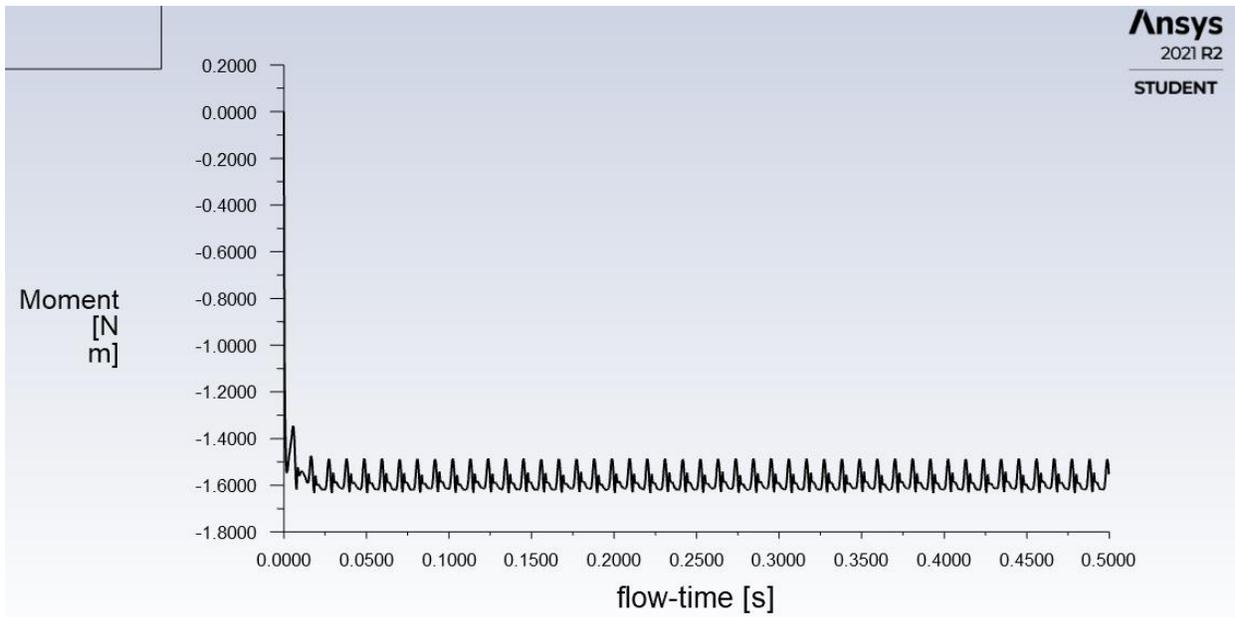
Gafrik Momen *blade* 8 lebar 0.17m putaran 700rpm



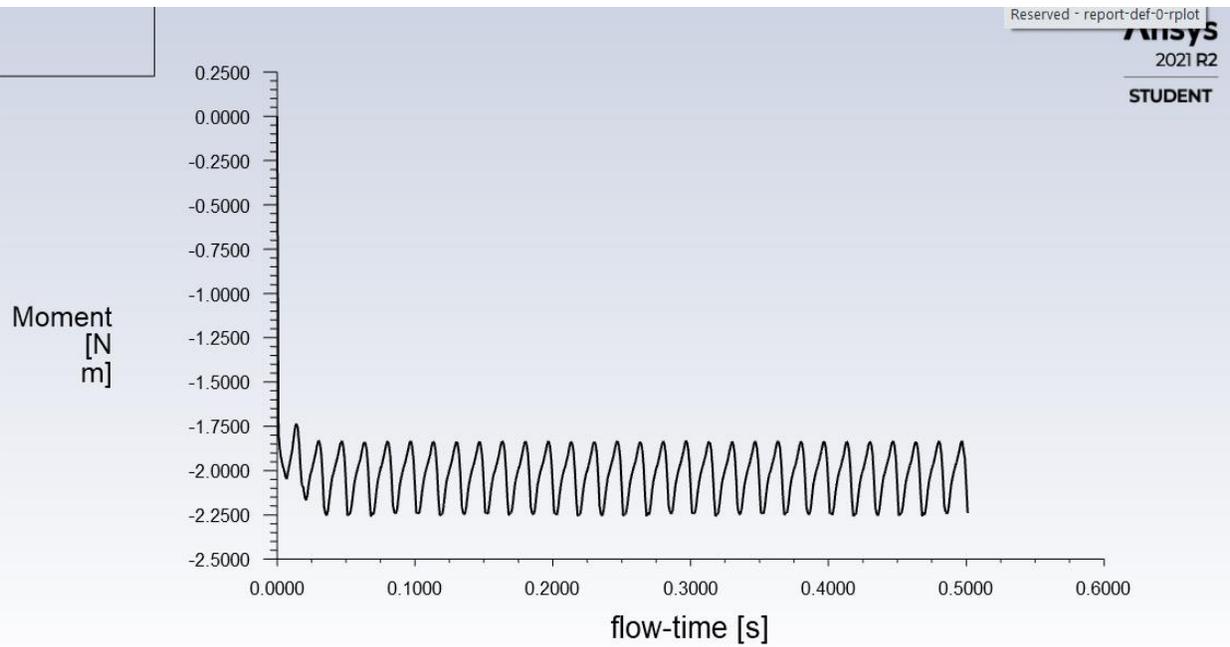
Gafrik Momen *blade* 8 lebar 0.19m putaran 300rpm



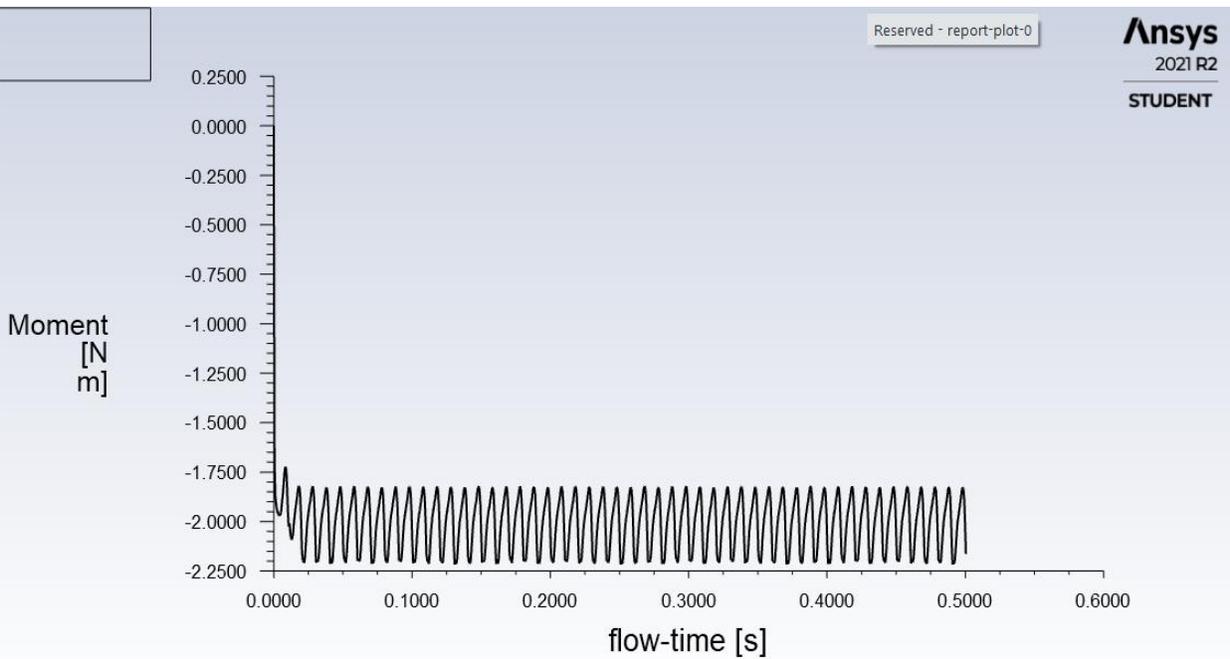
Gafrik Momen *blade* 8 lebar 0.19m putaran 500rpm



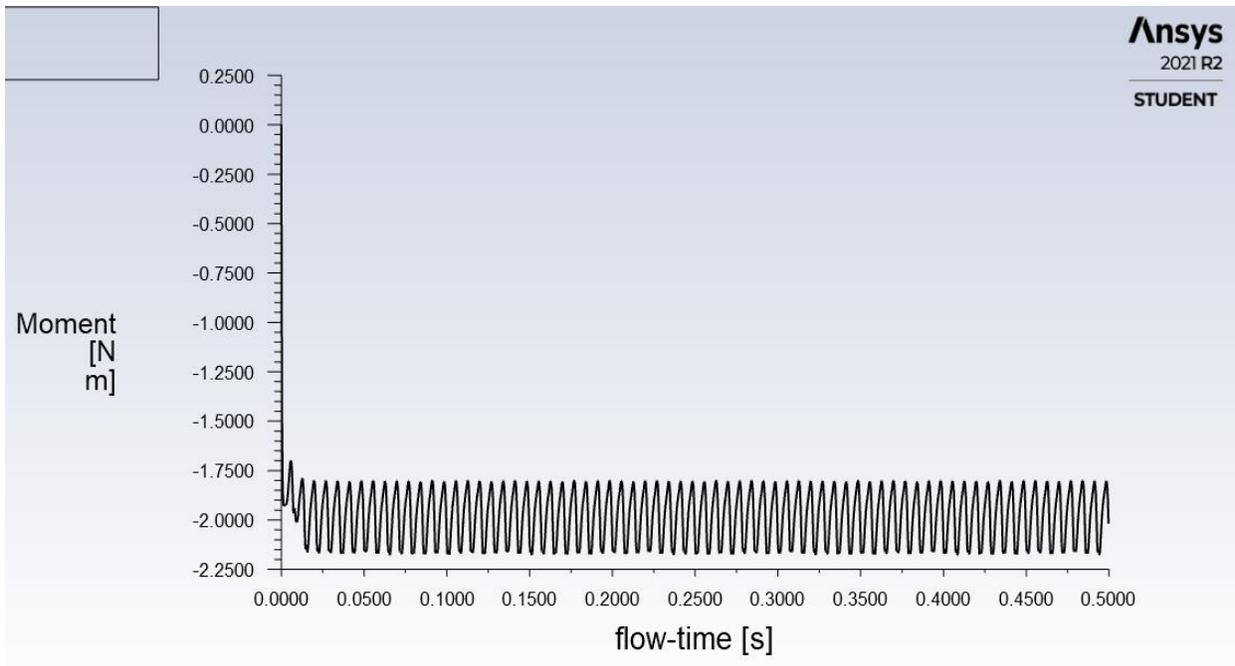
Gafrik Momen *blade* 8 lebar 0.19m putaran 700rpm



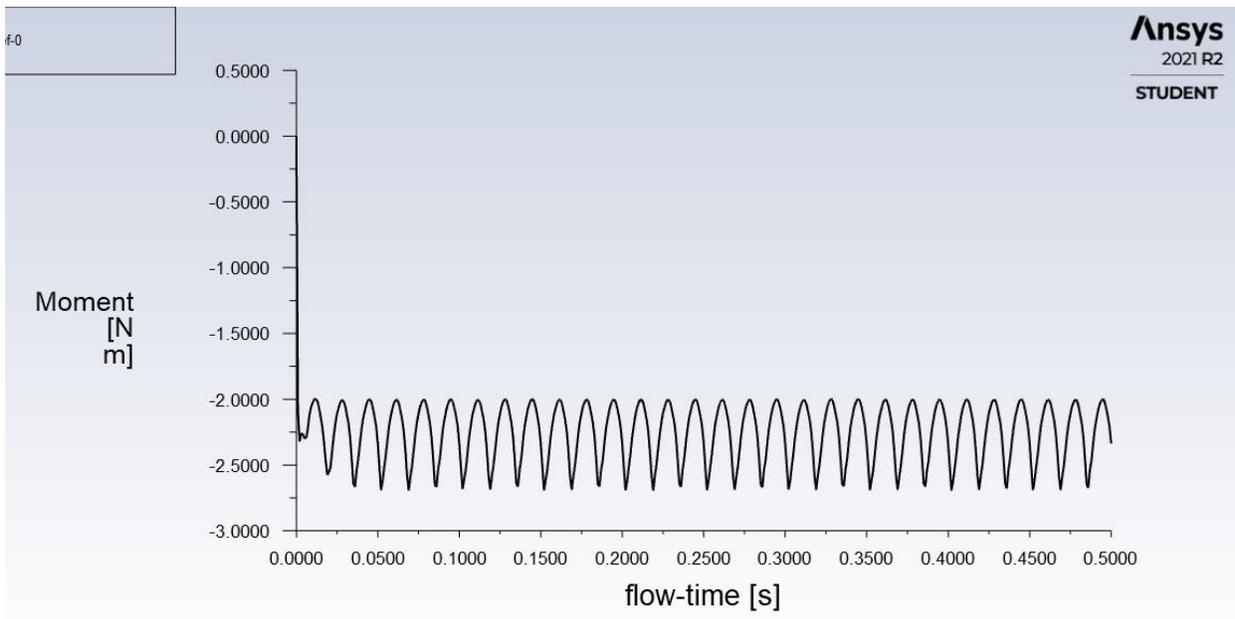
Gafrik Momen *blade* 12 lebar 0.17m putaran 300rpm



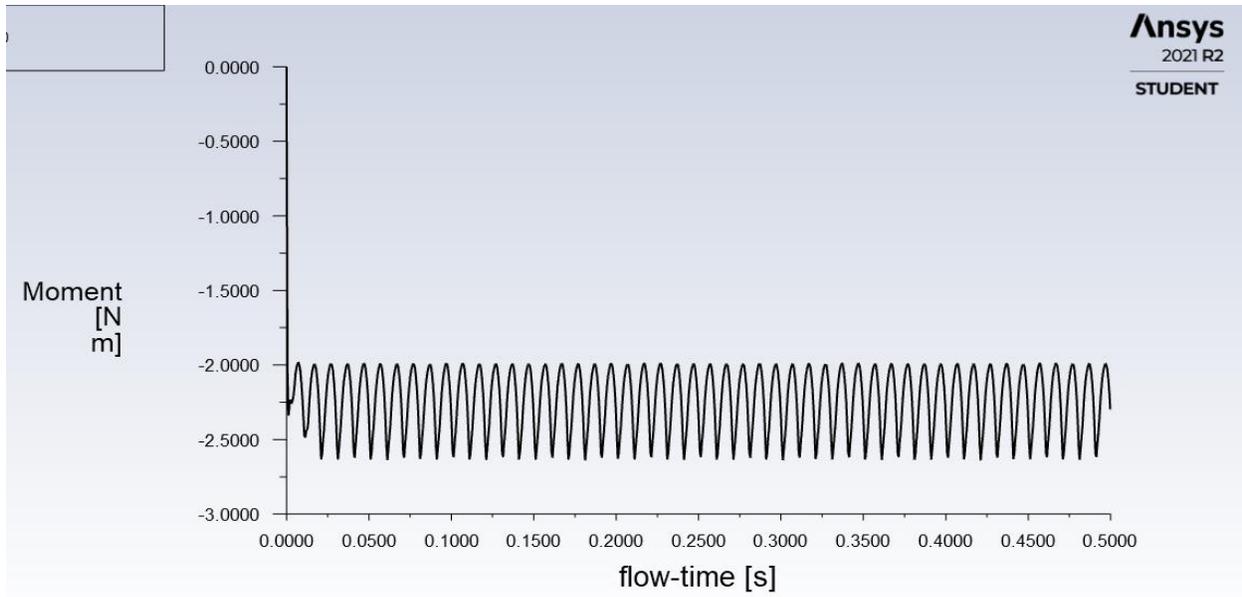
Gafrik Momen *blade* 12 lebar 0.17m putaran 500rpm



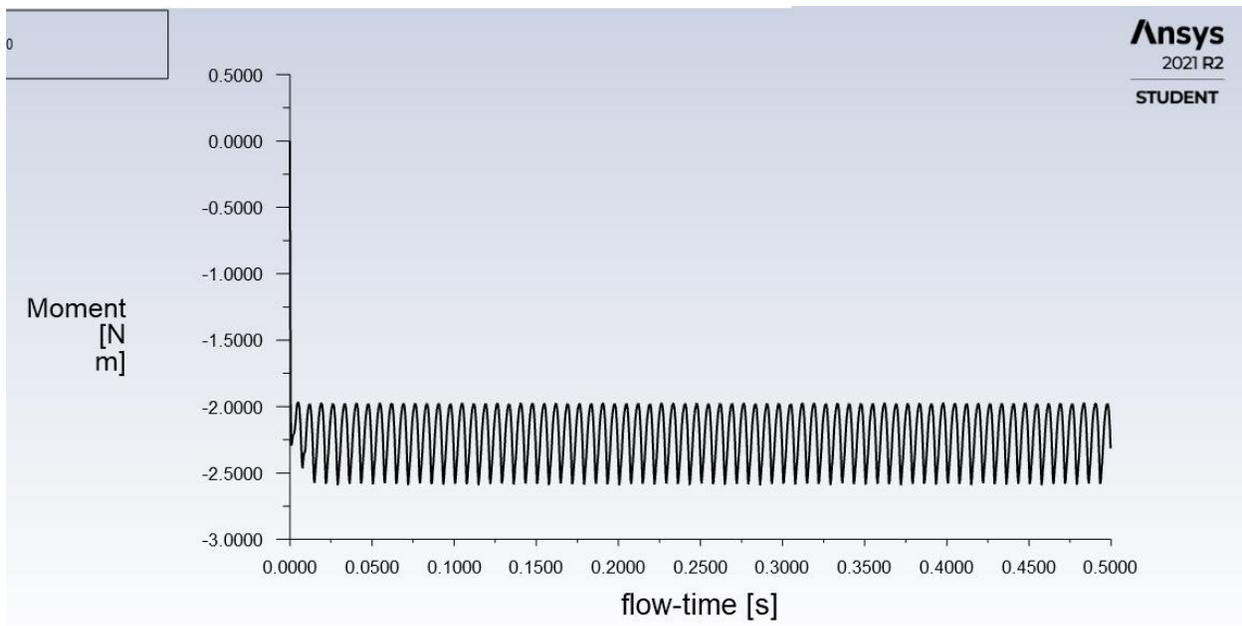
Gafrik Momen *blade* 12 lebar 0.17m putaran 700rpm



Gafrik Momen *blade* 12 lebar 0.19m putaran 300rpm



Gafrik Momen *blade* 12 lebar 0.19m putaran 500rpm



Gafrik Momen *blade* 12 lebar 0.19m putaran 700rpm

BIODATA PENULIS



Charminuel Sihombing dilahirkan di Medan pada 17 September 2001. Merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Orang tua penulis bernama Jackson Sihombing dan Syafrida suranta bangun. Riwayat Pendidikan penulis pernah bersekolah di SDK Penabur Kota Wisata yang kemudian melanjutkan dijenjang sekolah menengah pada SMP Santo Thomas 1 Medan dan menengah atas di SMAN 1 Medan. Penulis kemudian melanjutkan pendidikan sarjana di Perguruan Tinggi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Departemen Teknik Mesin pada tahun 2018 melalui jalur SBMPTN an terdaftar dengan NRP 02111840000120. Di Departemen Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi Mekanika Fluida. Selama masa perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan akademis dan non-akademis. Kegiatan nonakademis yang sudah dilakukan oleh penulis adalah antara lain menjadi Staff, dan Kepala Divisi HRD MMC. Penulis juga mengikuti kegiatan akademik seperti pernah mendaftar PKM dan menjadi asisten praktikum dan koordinator praktikum mekanika Metalurgi. Untuk semua informasi terkait tugas akhir ini silakan hubungi penulis di email sihombingcharminuel@gmail.com atau melali telepon : 081362488887