

TUGAS AKHIR - TM 184835

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

JOHAN NICHOLAS PASARIBU
NRP 02111840000183

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Ing 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 BENTUK LENGKUNG
SUDU DAN JUMLAH SUDU PADA PERFORMANSI
*MULTIPLE BLADE CLOSED TYPE IMPULSE WIND
TURBINE***

Johan Nicholas Pasaribu
NRP 02111840000183

DOSEN PEMBIMBING
Prof. Dr. Ing. 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



FINAL PROJECT - TM184835

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

Johan Nicholas Pasaribu
NRP 02111840000183

ADVISORY LECTURER
Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko
NIP. 196010041986011004

Mechanical Engineering Undergraduate Program
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2022

LEMBAR PENGESAHAN

STUDI NUMERIK PENGARUH BENTUK LENGKUNG SUDU DAN JUMLAH SUDU PADA PERFORMANSI *MULTIPLE BLADE CLOSED TYPE 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:

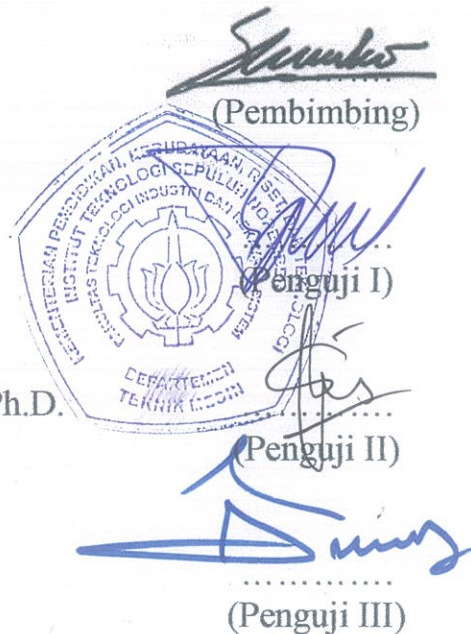
Johan Nicholas Pasaribu
NRP. 02111840000183

1. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko
NIP. 196010041986011004

2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.
NIP. 196412281990031002

3. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D.
NIP. 198105292003122001

4. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
NIP. 196709151995121001



SURABAYA
JULI, 2022

APPROVAL SHEET

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

FINAL PROJECT

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

By:

Johan Nicholas Pasaribu

NRP. 02111840000183

1. Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko
NIP. 196010041986011004


(Advisor)


2. Prof. Ir. Sutardi, M.Eng., Ph.D.
NIP. 196412281990031002


(Examiner I)

3. Vivien Suphandani Djanali, S.T., M.Eng., Ph.D.
NIP. 198105292003122001


(Examiner II)

4. Nur Ikhwan, S.T., M.Eng.
NIP. 196709151995121001


(Examiner III)

SURABAYA
JULY, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Johan Nicholas Pasaribu / 02111840000183

Departemen : Teknik Mesin

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



dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Studi numerik pengaruh bentuk lengkung 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,



(Johan Nicholas Pasaribu)

NRP. 02111840000183

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Johan Nicholas Pasaribu / 02111840000183

Department : Mechanical Engineering

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 curve 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



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

Student



(Johan Nicholas Pasaribu)
NRP. 02111840000183

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

Nama : Johan Nicholas Pasaribu
NRP : 02111840000183
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko

ABSTRAK

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 menerpa rotor *blade* sehingga menghasilkan *drag force* yang selanjutnya akan menghasilkan torsi pada rotor. Kinerja turbin impuls sangat dipengaruhi oleh kecepatan angin, bentuk sudu, jumlah sudu, dan putaran rotor relatif terhadap kecepatan angin.

Oleh karena itu, dilakukan penelitian untuk mengetahui pengaruh dari jumlah sudu dan bentuk sudu terhadap performansi dari *Multiple blade closed type impulse wind turbine* ini. Variasi yang digunakan dalam penelitian ini lengkung sudu dimana digunakan sudu dengan kelengkungan setengah lingkaran ($\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ relatif terhadap radius rotor) dan sudu dengan kelengkungan ($\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ relatif terhadap radius rotor). Dan juga variasi jumlah sudu yaitu 8 buah dan 12 buah. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan ANSYS FLUENT 2021 R2. Kondisi penelitian unsteady-state dengan menggunakan *Standard k- ϵ turbulent model*. Kondisi dinding adalah *no slip stationary wall*.

Hasil menunjukkan bahwa bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ cenderung menunda separasi aliran pada permukaan cembung *blade* kearah mendekati *leading edge* serta mengoptimalkan aliran yang mengalami separasi untuk diarahkan menumbuk bagian cekung *blade* didepannya. Sedangkan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ cenderung mengalami separasi lebih awal. Bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ optimal dalam menahan aliran yang mengalir pada permukaan cekung *blade* untuk menghasilkan *vortex* dengan tekanan yang tinggi. Perbedaan tekanan yang tinggi antara bagian permukaan cekung dan cembungnya membuat bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ sangat optimal dalam menghasilkan *drag force* jika dibandingkan dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Kemudian ditunjukkan juga bahwa untuk masing masing variasi bentuk *blade*, untuk jumlah *blade* yang lebih banyak selalu menghasilkan momen dan daya yang lebih besar dibandingkan jumlah *blade* yang lebih sedikit. Hal ini dikarenakan luasan aktif *blade* yang terkena aliran angin semakin sedikit jika jumlah *blade* dikurangi. Namun untuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dengan jumlah *blade* 8 menghasilkan momen yang lebih tinggi dibandingkan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan jumlah *blade* 12. Hal ini menunjukkan bahwa bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ sangat efektif dalam menghasilkan *drag force*.

Kata kunci: Turbin angin, Turbin impuls, Jumlah *blade*, Bentuk *blade*, Pola aliran

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

Name : Johan Nicholas Pasaribu
NRP : 0211184000183
Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS
Advisory Lecturer : Prof. Dr. Ing. Herman Sasongko

ABSTRACT

Impulse turbine utilizes 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. Changes in the pressure of the fluid occur at the nozzle. The existence of a nozzle on this turbine is used to increase the velocity of fluid flow caused by differences in the cross-section of the flow at the nozzle. Increasing the momentum of the flow at this nozzle will reduce the static pressure at the nozzle output. This high momentum fluid then hits the rotor blades, producing a drag force which in turn produces torque on the rotor. Impulse turbine performance is strongly influenced by wind speed, blade shape, number of blades, and rotor rotation relative to wind speed.

Therefore, a study was conducted to determine the effect of the number of blades and the shape of the blades on the performance of this Multiple blade closed type impulse wind turbine. The variation used in this study is curved blades where semicircular curvature blades are used ($\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 180^\circ$ relative to the radius of rotor) and blade with the curvature ($\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 90^\circ$ relative to the radius of rotor). And also variations in the number of spoons, namely 8 pieces and 12 pieces. This research was conducted using ANSYS FLUENT 2021 R2. Research condition is steady state with the turbulent model Standard $k-\epsilon$ turbulent model. Wall condition is no slip stationary wall.

The results show that the blade shapes $\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 90^\circ$ tend to delay the flow separation on the convex surface of the blade towards the leading edge and optimize the separated flow to be directed towards the concave blade in front of it. While the blade shape $\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 180^\circ$ tend to experience early separation. The blade shapes $\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 180^\circ$ are optimal in resisting the flow that flows on the concave surface of the blade to produce a high pressure vortex. The high pressure difference between the concave and convex surfaces makes the blade shape $\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 180^\circ$ very optimal in generating drag force when compared to the blade shape $\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 90^\circ$. Then it is also shown that for each variation of blade shape, for a larger number of blades, it always produces a greater moment and power than a smaller number of blades. This is because the active blade area exposed to the wind flow decreases when the number of blades is reduced. However, for blades $\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 180^\circ$ with the number of blades 8, it produces a higher moment than the blade shape $\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 90^\circ$ with the number of blades 12. This shows that the blade shape $\beta_1 = 0^\circ$ and $\beta_2 = 180^\circ$ is very effective in generating drag force.

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

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur ditunjukkan kehadirat Allah SWT karena atas karunia dan rahmat-Nya penulis dapat menyelesaikan penyusunan tugas tugas akhir ini. Shalawat dan salam senantiasa terjunjung kepada Tuhan yang maha kuasa dan semoga kita semua mendapatkan syafaatnya kelak di hari akhir. 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 dan abang serta 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 Supandhani, S.T., M.Eng.Sc. PhD., dan Bapak Wawan Aries Widodo, ST., MT., Dr. selaku dosen penguji tugas akhir yang senantiasa memberikan masukan dan saran dalam penyempurnaan tugas akhir ini.
4. Ibu Vivien Supandhani, S.T., M.Eng.Sc. PhD., selaku dosen wali penulis yang membantu proses perkuliahan penulis dari awal kuliah hingga akhir kuliah.
5. Rekan seperbimbingan tugas akhir penulis Charminuel Sihombing 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 Pinus yang senantiasa selalu menghibur penulis selama berada pada kesulitan.
10. Seluruh pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu oleh penulis.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini memiliki banyak kekurangan dan penulis siap menerima kritik dan saran dari pembaca. Semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca dan berkontribusi dalam perkembangan IPTEK di Departemen Teknik Mesin FTRIS ITS.

Surabaya 15, Juli 2022

Johan Nicholas Pasaribu

DAFTAR ISI

ABSTRAK.....	i
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI.....	vi
DAFTAR GAMBAR	viii
DAFTAR TABEL.....	xi
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan masalah	2
1.3 Batasan masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat penelitian.....	4
2.1 <i>Impulse turbine</i>	5
2.1.1 <i>Impulse wind turbine</i>	6
2.1.2 <i>Impulse hydro turbine</i>	7
2.2 <i>Drag Force pada impulse turbine</i>	8
2.3 <i>Computational Fluid Dynamics (CFD)</i>	10
2.3.1 <i>Pre-Processor</i>	10
2.3.2 <i>Solver</i>	10
2.3.3 <i>Post-Processor</i>	11
2.4 Penelitian-penelitian terdahulu.....	11
2.4.1 Studi eksperimental mengenai pengaruh jumlah sudu, <i>aspect ratio</i> , dan <i>overlap ratio</i> terhadap performansi rotor turbin savonius	11
2.4.2 Pembangkit listrik tenaga mikro hidro menggunakan Turbin Pelton dengan variasi sudu 16 dan 18 buah dan ukuran nosel 0,75 inci dan 0,5 inci.....	15
2.4.3 Uji performansi turbin pelton dengan 24 sudu pada head 5,21 meter dengan menggunakan satu <i>nozzle</i> dan analisa perbandingan menggunakan variasi sudu dan bukaan katup	18
3.1 Tahapan Penelitian.....	22
3.2 <i>Pre-Processing</i>	22
3.2.1 Pembuatan Geometri Turbin dan variasi.....	22
3.2.2 Pembuatan <i>Domain</i> simulasi dan <i>meshing</i>	26
3.2.3 Penentuan Kondisi Batas Simulasi	27
3.3 <i>Solver/Processing</i>	27

3.3.1	<i>Models</i>	27
3.3.2	<i>Materials</i>	Error! Bookmark not defined.
3.3.3	<i>Cellzone condition</i>	Error! Bookmark not defined.
3.3.4	Penentuan kondisi fisis dan properti fluida	28
3.3.5	Input nilai kondisi batas	28
3.3.6	<i>Solution method</i>	29
3.3.7	<i>Residual Monitor</i>	29
3.3.8	<i>Initialization</i>	29
3.3.8	<i>Run Calculation</i>	29
3.4	<i>Post processing</i>	29
3.4.1	<i>Grid Independency Test</i>	29
3.4.2	Data yang akan diperoleh	30
3.5	Diagram alir penelitian	31
3.6	Jadwal Kegiatan	Error! Bookmark not defined.
4.1	Analisa pengaruh bentuk <i>blade</i> pada turbin dengan jumlah <i>blade</i> 12	34
4.1.1	Jumlah blade 12 dengan bentuk <i>blade</i> $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$	34
4.1.2	Jumlah blade 12 dengan bentuk <i>blade</i> $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$	42
4.1.3	Perbandingan bentuk <i>blade</i> ($\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$) dan ($\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$) pada jumlah <i>blade</i> 12	48
4.2	Analisa pengaruh bentuk <i>blade</i> pada turbin dengan jumlah <i>blade</i> 8	50
4.2.1	Jumlah blade 8 dengan bentuk <i>blade</i> $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$	50
4.2.2	Jumlah blade 8 dengan bentuk <i>blade</i> $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$	56
4.2.3	Perbandingan bentuk <i>blade</i> $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dan $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ pada jumlah <i>blade</i> 8	63
4.3	Perbandingan turbin jumlah <i>blade</i> 12 dengan jumlah <i>blade</i> 8	64
4.4	Diskusi	73
5.1	Kesimpulan	77
5.2	Saran	78
	DAFTAR PUSTAKA	79
	BIODATA PENULIS	80

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Konsep turbin angin yang menggunakan drag (Sumber : www.energy.gov).....	5
Gambar 2. 2 Turbin angin Savonius dengan 3 blade	6
Gambar 2. 3 Turbin angin impuls tipe terbuka dengan jumlah blade banyak (Sumber : Wikipedia)	6
Gambar 2. 4 Turbin Pelton.....	7
Gambar 2. 5 (a) Pemodelan drag force pada turbin impuls, (b) model aliran dengan sudu bergerak, (c) model aliran relatif dengan sudu diam.	8
Gambar 2.6 Pemodelan aliran relatif pada sudu	9
Gambar 2. 7 Skema rotor savonius single stage	11
Gambar 2. 8 Variasi Power-Wind speed untuk rotor 2,3, dan 4	12
Gambar 2. 9 Variasi nilai Power - Wind speed untuk overlap ratios berbeda.....	13
Gambar 2. 10 Variasi nilai Power coefficient - Wind speed untuk aspect ratios berbeda.....	13
Gambar 2. 11 Variasi nilai Power - Wind speed dengan ada dan tidak adanya end plate.....	14
Gambar 2. 12 Alat yang digunakan dalam eksperimen (blade, piringan, runner, poros, nozzle, rumah turbin)	16
Gambar 2. 13 Grafik hubungan Daya – Putaran(a) dan Efisiensi – Putaran(b) pada sudu 18 dengan variasi bukaan nosel	16
Gambar 2.14 Grafik hubungan Daya – Putaran(a) dan efisiensi -putaran(b) pada jumlah sudu 16 dengan variasi bukaan nosel	17
Gambar 2.15 Grafik Daya – Putaran(a) dan efisiensi – putaran(b) dengan diameter 0,75 inci untuk masing masing variasi jumlah sudu.....	17
Gambar 2. 16 Grafik Daya – Putaran(a) dan efisiensi – putaran(b) dengan diameter 0,5 inci untuk masing masing variasi jumlah sudu.....	18
Gambar 2. 17 Runner dan sudu turbin pelton, (a) setengah silinder, (b) mangkok.	19
Gambar 2. 18 Grafik Debit - Efisiensi maksimal (a) dan daya vs efisiensi maksimal (b) untuk sudu mangkuk.....	19
Gambar 2. 19 Grafik Daya – putaran (a) dan Efisiensi – putaran (b) untuk sudu mangkuk pada bukaan katup 60°, 75°, 90°	20
Gambar 2. 20 Grafik Debit – Efisiensi(a) dan Daya – efisiensi(b) maksimal untuk sudu setengah silinder	20
Gambar 2. 21 Grafik Daya – Kecepatan (a) dan Efisiensi – kecepatan (b) untuk sudu setengah silinder pada bukaan katup 60°, 75°, 90°	21
Gambar 3. 1 Geometri turbin (a), rotor dan poros (b), casing (c).....	23
Gambar 3. 2 Gambar variasi turbin yang diteliti	25
Gambar 3. 3 Dimensi turbin dan sudu	26
Gambar 3. 4 Meshing domain simulasi	27
Gambar 3. 5 Kondisi batas simulasi.....	27
Gambar 3. 6 Grafik perbandingan momen terhadap jumlah nodes	30
Gambar 3. 7 Grafik pengambilan data blade pressure coefficient.....	31
Gambar 3. 8 Diagram alir penelitian.....	33
Gambar 4. 1 Vektor kecepatan turbin N = 12 dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dan n = 300 rpm	35

Gambar 4. 2 Blade pressure coefficient turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm.....	36
Gambar 4. 3 Vektor kecepatan turbin $N = 12$ dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dan $n = 500$ rpm	37
Gambar 4. 4 Blade pressure coefficient turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 500$ rpm.....	38
Gambar 4. 5 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm	39
Gambar 4. 6 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 500$ rpm	40
Gambar 4. 7 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 700$ rpm	41
Gambar 4. 8 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, dan $n = 300$ rpm.....	42
Gambar 4. 9 Blade pressure coefficient turbin $N = 12$ dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 300$ rpm.....	44
Gambar 4. 10 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ rpm	44
Gambar 4. 11 Blade pressure coefficient turbin $N = 12$ dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ rpm.....	45
Gambar 4. 12 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 300$ rpm	46
Gambar 4. 13 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ rpm	47
Gambar 4. 14 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 700$ rpm	48
Gambar 4. 15 Momen rotor $N = 12$ dengan variasi bentuk blade.....	49
Gambar 4. 16 Power turbin $N = 12$ dengan variasi bentuk blade.....	50
Gambar 4. 17 Vektor kecepatan turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm	51
Gambar 4. 18 Blade pressure coefficient turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm.....	52
Gambar 4. 19 Vektor kecepatan turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm	53
Gambar 4. 20 Blade pressure coefficient turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 500$ rpm.....	53
Gambar 4. 21 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, dan $n = 300$ rpm.....	54
Gambar 4. 22 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, dan $n = 500$ rpm.....	55
Gambar 4. 23 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, dan $n = 700$ rpm.....	56
Gambar 4. 24 Vektor kecepatan turbin $N = 8$ dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 300$ rpm.....	57

Gambar 4. 25 Blade pressure coefficient turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, dan $n = 300$ rpm	58
Gambar 4. 26 Vektor kecepatan turbin $N = 8$ dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ rpm.....	59
Gambar 4. 27 Blade pressure coefficient turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, dan $n = 500$ rpm	59
Gambar 4. 28 Kontur kecepatan dan tekanan pada jumlah blade 8 dengan sudut kelengkungan ($\beta_1 =$ dan $\beta_2 = 90^\circ$) pada kecepatan putaran 300 rpm	60
Gambar 4. 29 Kontur kecepatan dan tekanan pada jumlah blade 8 dengan sudut kelengkungan ($\beta_1 =$ dan $\beta_2 = 90^\circ$) pada kecepatan putaran 500 rpm	61
Gambar 4. 30 Kontur kecepatan dan tekanan pada jumlah blade 8 dengan sudut kelengkungan ($\beta_1 =$ dan $\beta_2 = 90^\circ$) pada kecepatan putaran 700 rpm	62
Gambar 4. 31 Momen rotor turbin $N = 8$ dengan variasi bentuk blade	63
Gambar 4. 32 Power turbin $N = 8$ dengan variasi bentuk blade	64
Gambar 4. 33 Vektor kecepatan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$	65
Gambar 4. 34 Vektor kecepatan turbin $N = 12$ dan $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm	66
Gambar 4. 35 Kontur kecepatan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$	67
Gambar 4. 36 Kontur kecepatan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$	68
Gambar 4. 37 Kontur kecepatan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$	69
Gambar 4. 38 Kontur tekanan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$	70
Gambar 4. 39 Momen rotor turbin bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dengan variasi jumlah blade	71
Gambar 4. 40 Momen rotor turbin bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan variasi jumlah blade	71
Gambar 4. 41 Power turbin sudut $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dengan variasi jumlah blade	72
Gambar 4. 42 Grafik power turbin sudut $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan variasi jumlah blade ...	72
Gambar 4. 47 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, lebar $L = 19$ mm, $n = 300$ rpm	74
Gambar 4. 48 Blade pressure coefficient turbin blade $N = 12$, lebar $L = 0,19$ m, $n = 300$ rpm	74
Gambar 4. 49 Kontur kecepatan turbin $N = 12$, lebar blade $L = 0,19$ m, dan $n = 300$ rpm.....	75
Gambar 4. 50 Kontur tekanan turbin $N = 12$, lebar blade $L = 0,19$ m, dan $n = 300$ rpm	75

DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 Variasi yang diteliti	24
Tabel 3. 2 Properti fluida kerja.....	28
Tabel 3. 3 Kondisi batas simulasi.....	28
Tabel 3. 4 Jadwal rencana penelitian.....	Error! Bookmark not defined.
Tabel 4. 1 Data kuantitatif momen dan daya tiap variasi.....	73

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Demi mendorong akselerasi pengembangan energi terbarukan, Institute for Essential Services Reform (IESR) meluncurkan kajian berjudul *Beyond 443 GW: Indonesia's Infinite Renewables Energy Potentials*. Kajian ini berisi data pemetaan potensi teknis energi terbarukan di Indonesia menggunakan Sistem Informasi Geografis (*Geographical Information System*). Dalam kajian ini disebutkan bahwa total potensi energi terbarukan di Indonesia mencapai 7.879,4 GW (skenario 1) atau 6.811,3 GW (skenario 2) terdiri dari PLTS (7.714,6 GW skenario 1 dan 6.749,3 GW skenario 2), PLTMH (28,1 GW skenario 1 dan 6,3 GW skenario 2), **PLTB (19,8 GW – 106 GW)**, PLTBm (30,73 GW). Handriyanti Diah Puspitarini, Penulis kajian *Beyond 443 GW* dalam paparannya menjelaskan bahwa data potensi tersebut lebih tinggi dibandingkan dengan yang tertera dalam dokumen Rencana Umum Energi Nasional (RUEN) sebesar 443 GW, serta menjelaskan bahwa potensi energi terbarukan di Indonesia sangat melimpah, bahkan lebih dari yang dibutuhkan untuk mencapai dekarbonisasi mendalam (atau target nol emisi 2050).

Dengan memperkirakan kebutuhan listrik yang akan naik di masa depan, maka dibutuhkan pengembangan teknologi untuk menyediakan kebutuhan listrik nantinya. Salah satu peningkatan kebutuhan energi listrik yang dibutuhkan untuk pemakaian sebagai sumber tenaga penggerak kendaraan listrik, antara lain adalah mobil listrik. Dibutuhkan pengembangan teknologi untuk menghadapi permasalahan pada mobil listrik yaitu, antara lain Baterai dan Motor listriknya. Pengembangan teknologi baterai yang memiliki karakteristik fast recharged dan tidak boros serta motor listrik dengan efisiensi yang tinggi. Salah satu gagasan inovatif adalah dengan mengimplementasikan konsep "*Energy Harvesting System*" dengan memanfaatkan energi gerak angin akibat gerak laju mobil menjadi energi listrik, melalui turbin angin yang dirancang untuk bisa dipasang pada beberapa bagian mobil. Turbin angin yang digunakan harus dirancang dan dikembangkan agar bisa mengkonversikan dengan baik energi angin menjadi energi mekanik yang dihasilkan turbin. Selanjutnya energi yang dihasilkan ini akan disimpan menjadi energi listrik pada baterai. Disesuaikan dengan ruang penempatan turbin angin tersebut, turbin akan dirancang agar bisa mengisi ruang mesin yang nantinya akan kosong pada mobil listrik.

Bila pada sistem pemanfaatan energi laju mobil menjadi energi listrik ini akan digunakan turbin angin, maka harus dipilih dan bentuknya yang sesuai. Pada kondisi aliran masuk saluran pengarah turbin dengan dinamik head yang cukup tinggi namun dengan static head yang rendah, maka bisa dipilih jenis impulse turbine / reaction turbine tipe aliran axial. Pada penelitian ini dipilih "*Multiple blade closed type impulse wind turbine*" sebagai obyek observasi. Ini adalah suatu turbin angin jenis impuls tipe tertutup yang mempunyai banyak sudu. Bentuknya yang relatif pipih dibanding ukuran radius rotornya dipandang lebih sesuai untuk dipasang dalam ruang yang biasanya ditempati mesin didepan pengemudi. Selubung casing nya yang tertutup secara diametral dengan lobang 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.

Mahmoud et al (2010) melakukan penelitian 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.

Penelitian tentang turbin pelton pernah dilakukan oleh **Yohanes Eka (2011)**. Pada penelitian ini dilakukan eksperimen pada turbin pelton untuk mengetahui daya dan efisiensi yang dihasilkan. Sudu turbin dibuat dengan bahan resin dengan panjang sudu 62,3 mm, lebar 55,8 mm, dan tinggi 19,7 mm. Diameter *runner* adalah 164 mm. Penelitian ini juga dilakukan dengan memvariasikan debit dan jumlah *blade*. Diameter *nozzle* divariasikan menjadi 0,75 inci dan 0,5 inci. Turbin dihubungkan dengan generator dan daya yang dihasilkan akan didapatkan dengan mengukur tegangan dan arus yang dihasilkan oleh generator. Generator diberi juga variasi untuk pembenannya, yaitu 5 watt, 10 watt, 15 watt, 21 watt, 26 watt sampai mencapai pembebanan maksimal di 260 watt. Putaran turbin untuk setiap pembebanan diukur dengan menggunakan *tachometer*. Didapatkan hasil daya tertinggi adalah pada variasi 18 *blade* dan dengan diameter 0,5 inci, yaitu sebesar 76,15 watt dengan efisiensi sebesar 25,55 %. Dari penelitian ini bisa diambil kesimpulan juga bahwa penambahan *blade* meningkatkan daya dan efisiensi yang dihasilkan.

Bernardus (2013) melakukan penelitian Turbin Pelton untuk Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH) dengan variasi bentuk sudu dan variasi bukaan katup. Variasi bentuk sudu yang digunakan adalah bentuk sudu mangkok dan bentuk sudu setengah silinder sedangkan variasi bukaan katupnya adalah 60° , 75° , 90° . Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ini meliputi, perancangan, pembuatan, dan pengujian menggunakan dinamometer untuk mengetahui karakteristik turbin. Turbin yang diuji memiliki nosel tunggal, dengan jumlah sudu 24 buah. Hasil dari eksperimen ini didapatkan data efisiensi dan daya pada turbin dengan sudu mangkok lebih tinggi dibandingkan dengan turbin dengan sudu setengah silinder.

1.2 Rumusan masalah

Jenis turbin angin yang dipilih sebagai obyek penelitian ini adalah turbin angin impuls bersudu banyak, tipe tertutup (*Multiple blade closed type impulse wind turbine*). Aspek inovatif desain turbin yang diteliti ini merupakan 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 dibandingkan dengan lebarnya, sudu turbin ini mirip dengan sudu turbin angin savonius. Bentuk casingnya yang secara

diametral tertutup seperti rumah siput adalah mirip dengan turbin reaksi tipe aliran radial, turbin francis. Penyempitan saluran masuk aliran ke rotor yang berfungsi untuk menguatkan momentum aliran adalah mirip dengan 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 dua macam kelengkungan sudu, masing-masing dengan dua jumlah sudu yang berbeda sementara parameter uji lain dijaga tetap. Pada momentum aliran memasuki rotor dan putaran rotor yang dijaga tetap, sudu dengan kelengkungan setengah lingkaran ($\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ relatif terhadap garis singgung lingkaran rotor) diduga akan menyebabkan torsi yang lebih besar pada rotor walaupun akan terjadi *blockage* aliran keluar rotor dibanding sudu dengan kelengkungan ($\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ relatif terhadap garis singgung lingkaran rotor). Sementara itu pada momentum aliran memasuki rotor dan putaran rotor yang dijaga tetap, diduga rotor dengan jumlah sudu yang lebih banyak akan menghasilkan torsi yang lebih besar bila parameter uji yang lain dijaga tetap. Rotor dengan jumlah sudu yang lebih banyak akan mengakibatkan hantaman aliran pada masing-masing sudu secara lebih merata. Inilah yang diduga akan menghasilkan *Total drag force* yang lebih besar pada rotor, yang pada akhirnya juga menghasilkan torsi yang lebih besar.

1.3 Batasan masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

1. Analisa aliran menggunakan *internal flow*
2. Aliran fluida adalah *transient* dan *incompressible flow*
3. Fluida masuk domain simulasi melalui *inlet* dengan tekanan statis dan temperatur uniform
4. Kecepatan aliran masuk yang digunakan adalah 14 m/s
5. Putaran rotor yang digunakan adalah 300 rpm, 500 rpm, 700 rpm
6. Perbandingan lebar *inlet* dan *outlet nozzle* adalah 3:1
7. Penelitian ini dilakukan secara dua dimensi

1.4 Tujuan Penelitian

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh jumlah sudu dan bentuk 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 bentuk sudu yang digunakan pada penelitian ini adalah sudu dengan kelengkungan setengah lingkaran ($\beta_1 = \beta_2 = 0^\circ$ relatif terhadap garis singgung lingkaran rotor) dan sudu dengan kelengkungan ($\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ relatif terhadap garis singgung lingkaran rotor). Penelitian ini dilakukan dengan aplikasi ANSYS 2021 R2.

1.5 Manfaat penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah :

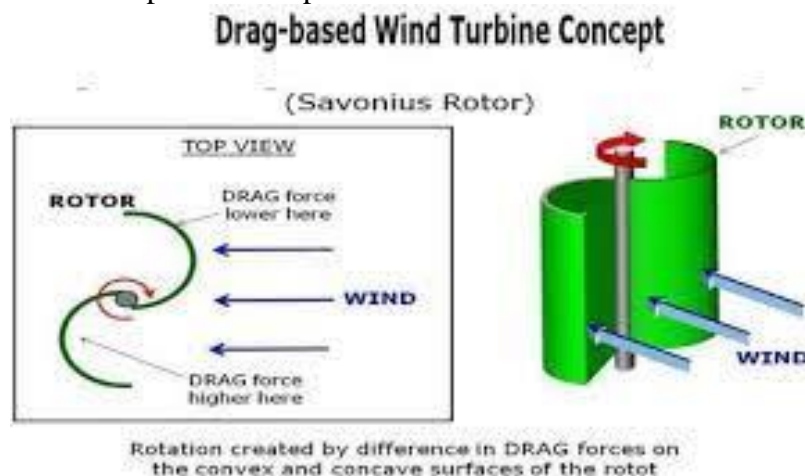
1. Memberikan pengetahuan secara kualitatif dan kuantitatif pengaruh variasi jumlah dan bentuk *blade* terhadap pola medan aliran dalam rotor *Multiple blade closed type impulse wind turbine*.
2. Memberikan pengetahuan secara kualitatif dan kuantitatif pengaruh variasi jumlah dan bentuk *blade* terhadap 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 adalah mesin fluida yang 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* adalah 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*

Sebagaimana diterangkan di depan, *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 menimpa 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* (Sumber : www.energy.gov)

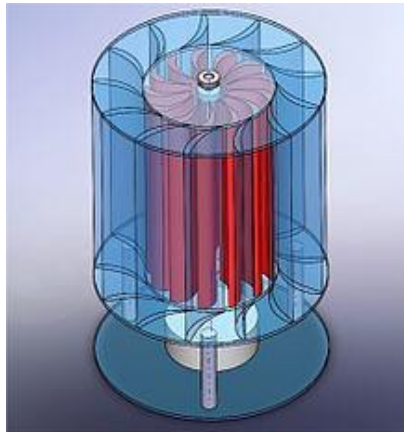
Beberapa jenis dari turbin impuls antara lain adalah Turbin Savonius dan Turbin Pelton.

2.1.1 *Impulse wind turbine*



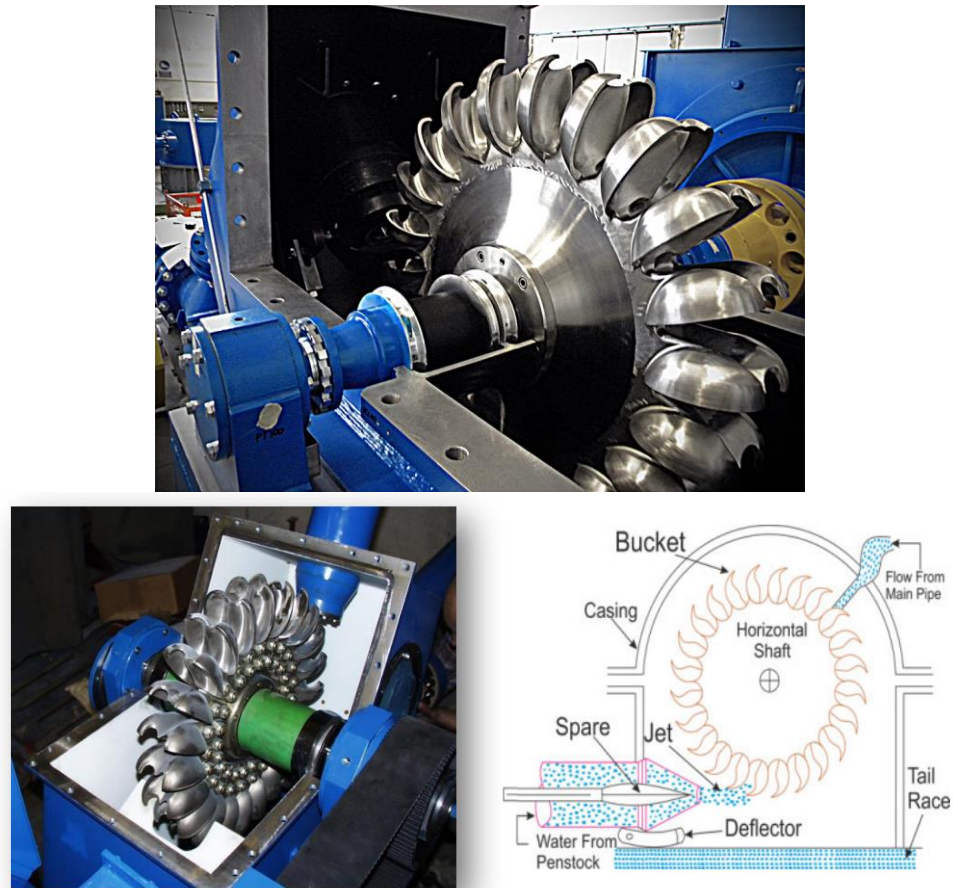
Gambar 2. 2 Turbin angin Savonius dengan 3 *blade*

Salah satu tipe turbin angin impuls yang banyak digunakan adalah turbin savonius. 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. 3 Turbin angin impuls tipe terbuka dengan jumlah *blade* banyak (Sumber : Wikipedia)

2.1.2 Impulse hydro turbine

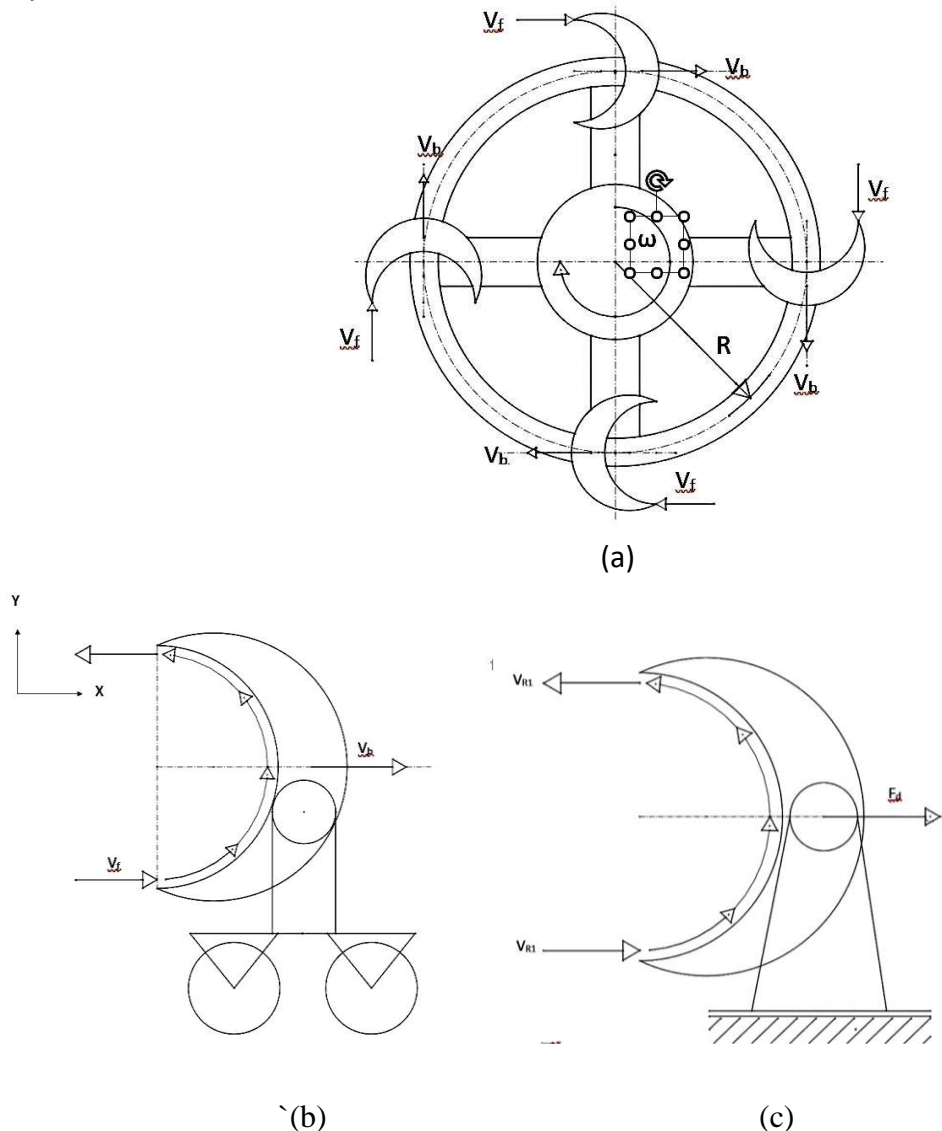


Gambar 2. 4 Turbin Pelton

Tipe turbin impuls yang memanfaatkan momentum aliran air (*hydropower turbine*) adalah turbin pelton. 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.

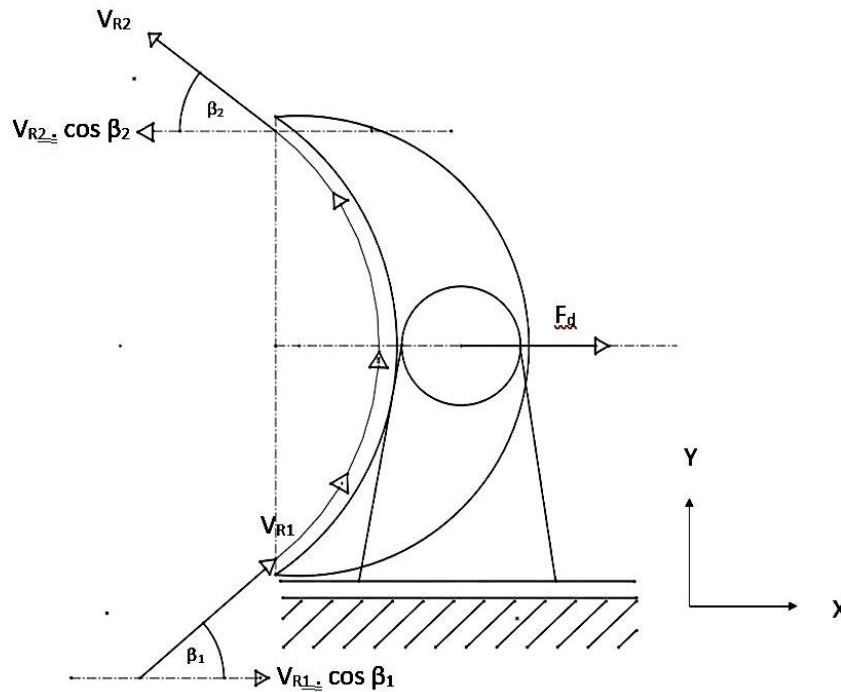
2.2 Drag Force pada impulse turbine

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 $V_R = V_f - V_b$



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.

$$F_D = \dot{m} (V_{R1} \cos \beta_1 + V_{R2} \cos \beta_2) \quad (2.1)$$

Dimana :

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

$$\dot{m} = \rho \cdot V_f \cdot A_f \quad (2.2)$$

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

$$A_f = l \cdot h \quad (2.3)$$

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 :

$$F_D = C_D \cdot \frac{\rho}{2} \cdot A_b \cdot V^2 \quad (2.4)$$

- 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 analisa sistem yang melibatkan aliran fluida, perpindahan panas dan fenomena terkait lainnya dengan menggunakan simulasi berbasis komputer. Metode ini dapat digunakan diberbagai media dalam industri maupun non-industri seperti, aerodinamika pada pesawat, hidrodinamika pada kapal, turbomachinery, dan masih banyak lagi. CFD dapat memotong biaya eksperimen dalam jumlah yang sangat besar karena kemampuannya mensimulasikan metode eksperimen tanpa perlu benar-benar membuat bentuk fisik dari eksperimen tersebut tetapi tetap mendapat data yang dapat dipertanggungjawabkan.

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.

2.3.1 Pre-Processor

Pada tahap ini merupakan tahapan input dalam memulai program CFD. Hal yang dilakukan pada tahapan ini adalah menyiapkan geometri yang membentuk aliran dan menyiapkan meshgrid atau jaring-jaring yang menjadi pembagian domain setiap titik uji pada CFD. Semakin tinggi nilai dari jumlah mesh maka semakin akurat hasil simulasi numerik yang dilakukan. Selain membentuk mesh, diperlukan juga pendefinisian kondisi batas dari aliran, harus ditentukan terlebih dahulu bagian mana yang merupakan dinding aliran, bagian mana yang menjadi inlet dan outlet aliran.

2.3.2 Solver

Tahap *solver* merupakan tahap inti dalam CFD. Di sini ditentukan metode diskritisasi apa yang digunakan untuk menyelesaikan persamaan Navier-Stokes. Pada tahap *Solver Execution* persamaan-persamaan yang dilibatkan dalam simulasi CFD akan diselesaikan secara iterative sampai mencapai kondisi konvergen. Tingkat akurasi dari solver ditentukan oleh : tingkat keakuratan dari kondisi batas atau asumsi yang digunakan, meshing, dan numerical error (baik karena keterbatasan software atau karena kekeliruan user software).

2.3.3 Post-Processor

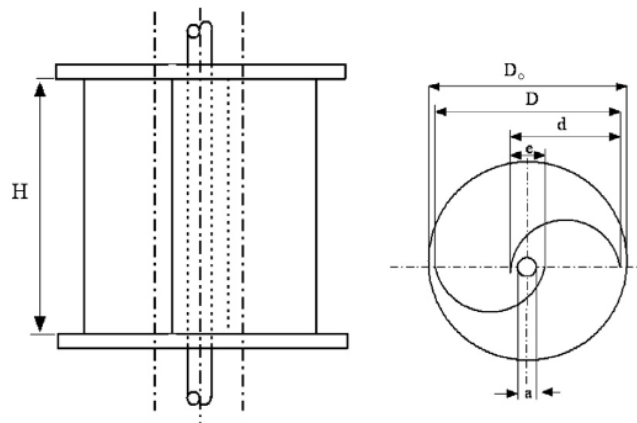
Tahap *post-processor* merupakan tahap yang menerjemahkan hasil dari solver menjadi data grafik visual untuk menunjukkan model aliran yang dihasilkan. Kebanyakan hasil grafik ini berupa kontur aliran atau vektor aliran yang terbentuk yang disajikan dalam bentuk 2 dimensi maupun 3 dimensi.

2.4 Penelitian-penelitian terdahulu

Berikut ini dijelaskan penelitian – penelitian terdahulu terkait performansi turbin impuls

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

Pada penelitian ini, Mahmoud et al[1] melakukan eksperimen dengan parameter uji turbin savonius yang berbeda-beda. Variasi 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.

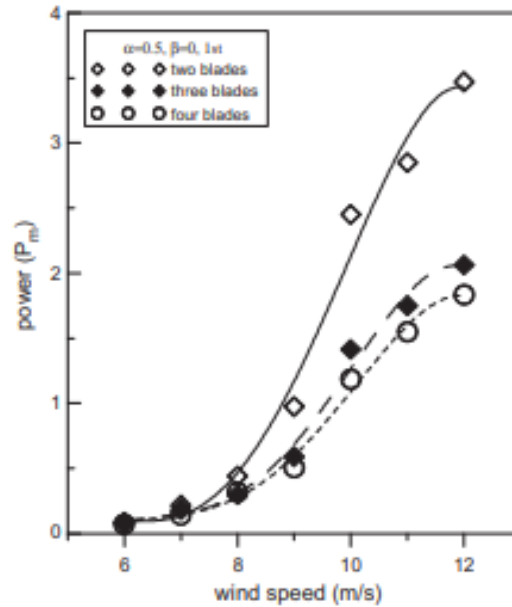


Gambar 2. 7 Skema rotor savonius single stage

Gambar 2.12 menunjukkan skema eksperimen yang dilakukan Mahmoud et al. Secara garis besar terdapat poros, blade savonius, dan end plate. Eksperimen ini dilengkapi dengan beberapa variasi geometri rotor savonius. Geometri-geometri ini memiliki perbedaan pada jumlah blade (2,3, dan 4), jumlah stage (single dan double), *overlap ratios* (0 ; 0,2 ; 0,25 ; 0,3 ; dan 0,35) dan *aspect ratios* (0,5 ; 1 ; 2 ; 4 ; dan 5), dan juga menggunakan end plate ataupun tidak.

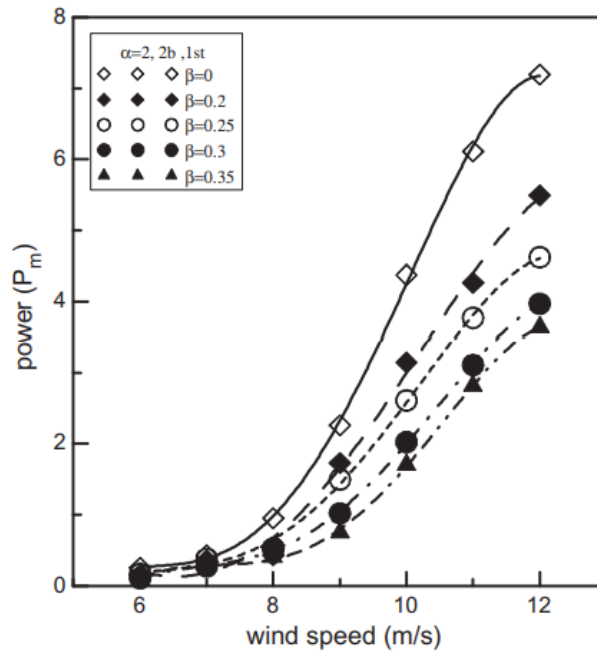
Blade dari rotor terbuat dari tabung plastik ringan (PVC) dengan diameter yang berbeda (0,3 ; 0,2 ; 0,1 ; dan 0,08 m). End plate yang digunakan terbuat dari pelat kayu ringan dengan tebal 2,5 mm. Diameter dari end plate dibuat lebih besar 10% dari diameter rotor diharapkan untuk menghasilkan performansi yang baik seperti yang dianjurkan sebelumnya. Steel shaft yang digunakan berdiameter 14 mm dan panjang 62 cm untuk semua geometri.

Pada gambar 2.14 terlihat bahwa pengaruh jumlah *blade* pada daya yang dihasilkan semakin rendah seiring semakin banyaknya *blade* yang digunakan sehingga bisa diambil kesimpulan bahwa *blade* dengan jumlah dua lebih efisien dibandingkan dengan tiga *blade* dan empat *blade*.



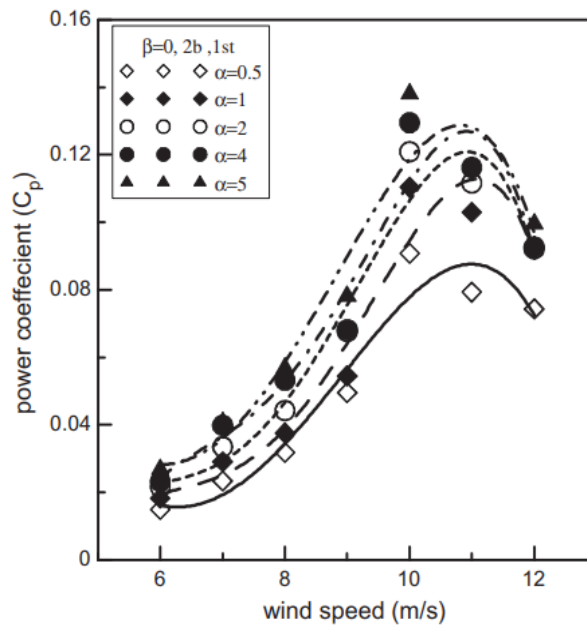
Gambar 2. 8 Variasi Power-Wind speed untuk rotor 2,3, dan 4

Untuk mengetahui pengaruh *overlap ratio* terhadap performa turbin Savonius, maka diberikan variasi *overlap ratio* dari 0 – 0,35 untuk dianalisa pengaruhnya. Dari Gambar 2.18 dapat dilihat hubungan antara daya mekanik dengan kecepatan angin untuk *overlap ratio* yang diuji coba. Diketahui jika rotor tanpa *overlap* memberikan daya mekanik lebih tinggi dibandingkan dengan rotor dengan *overlap*.



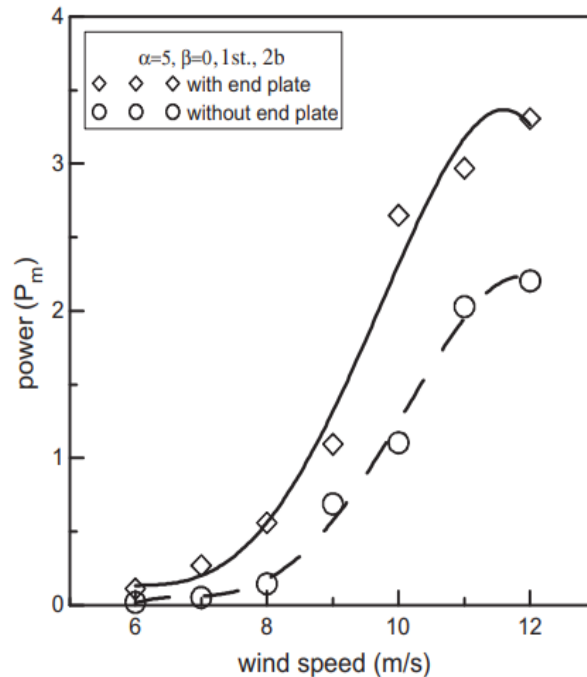
Gambar 2. 9 Variasi nilai Power - Wind speed untuk overlap ratios berbeda

Selanjutnya dicari pengaruh *aspect ratio* pada beberapa rotor berbeda dengan nilai *aspect ratio* diberikan dari 0,5 – 5 dan hasil yang didapatkan ditunjukkan pada Gambar 2.19. Dapat dilihat dengan jelas jika koefisien daya semakin meningkat seiring dengan peningkatan nilai *aspect ratio*. Maka semakin naik juga koefisien daya nya, semakin besar juga daya yang dihasilkan.



Gambar 2. 10 Variasi nilai Power coefficient - Wind speed untuk aspect ratios berbeda

Ada atau tidaknya *end plate* juga mempengaruhi kinerja turbin angin Savonius. Pada gambar 2.20 didapatkan data bahwa turbin dengan *end plate* menghasilkan nilai power yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin yang tidak menggunakan *end plate*.



Gambar 2. 11 Variasi nilai Power - Wind speed dengan ada dan tidak adanya end plate

Dari hasil eksperimen dan grafik diatas didapatkan kesimpulan bahwa rotor dengan dua *blade* merupakan yang paling efisien dibandingkan dengan tiga dan empat *blade*. Hal ini dikarenakan pada turbin dengan 2 *blade* menghasilkan putaran yang lebih tinggi dibandingkan dengan jumlah *blade* lainnya. Ini terjadi dikarenakan luasan efektif *blade* yang menghasilkan pola aliran yang sesuai dalam menghasilkan *drag force* juga semakin sedikit. Torsi yang dihasilkan untuk turbin savonius dengan 2 *blade* juga lebih tinggi dibandingkan dengan 3 dan 4 *blade*.

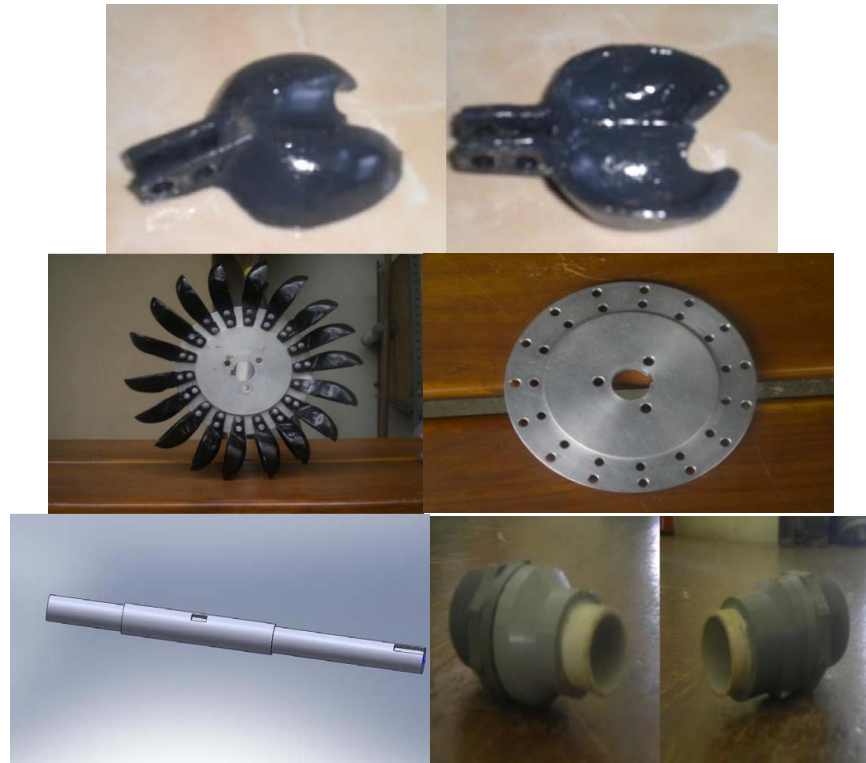
Rotor dengan *end plate* menghasilkan efisiensi lebih tinggi dibandingkan tidak adanya *end plate*. Hal ini disebabkan karena adanya penggunaan *end plate* akan membuat jumlah udara yang mengenai sudu meningkat dan terfokus dibandingkan dengan tidak digunakannya *end plate*. Namun harus diperhatikan pada penggunaan *end plate*, akan terjadi *vortex* aliran sekunder di bagian bawah dan atas sekitar *end plate* yang akan mengurangi putaran turbin. Namun dikarenakan percobaan penggunaan *end plate* dilakukan ketika keadaan *aspect ratio* yang cukup tinggi sehingga memberikan keuntungan yang lebih dibandingkan dengan kerugian *vortex* aliran sekunder yang dialami pada turbin. Kemudian rotor tanpa *overlap ratios* juga terlihat lebih efisien dibandingkan dengan *overlap*. Ini dikarenakan semakin besar *overlap ratio*, maka semakin kecil juga permukaan aktif sudu yang dikenai udara sehingga akan mengurangi putaran yang terjadi. Hasil eksperimen juga menunjukkan *coefficient power* semakin

tinggi seiring dengan naiknya *aspect ratio*. Dikarenakan luasan *blade* yang terkena aliran fluida juga semakin tinggi seiring dengan kenaikan *aspect ratio*.

Lalu pada grafik Power-wind yang didapat dari penelitian ini terlihat juga bahwa semakin tinggi kecepatan udara maka semakin tinggi juga power yang dihasilkan. Namun pada titik tertentu grafik mulai turun dikarenakan mencapai *rated speed* dimana maksimum daya yang dapat dihasilkan telah tercapai. Setelah melewati *rated speed* adalah keadaan dimana turbin akan menghasilkan penurunan daya yang dihasilkan karena kecepatan angin yang terlalu tinggi akan menghasilkan ketidakaturan pada pola aliran yang melintasi *blade*.

2.4.2 Pembangkit listrik tenaga mikro hidro menggunakan Turbin Pelton dengan variasi sudu 16 dan 18 buah dan ukuran nosel 0,75 inci dan 0,5 inci

Pada eksperimen ini, Yohanes Eka[2] melakukan penelitian Turbin Pelton untuk sistem Pembangkit Listrik Tenaga Mikro-Hidro (PLTMH). Tujuan dari eksperimen ini adalah untuk mengetahui efisiensi dan daya yang dihasilkan turbin dan generator, serta mengetahui pengaruh jumlah *blade* pada efisiensi dan daya yang akan dihasilkan. Selain itu memberikan pemahaman yang jelas tentang pembangkit listrik tenaga mikrohidro dari energi potensial fluida menjadi energi listrik. Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah perancangan alat, perhitungan turbin, pembuatan turbin, serta metode penelitian alat. Dalam pengujian ini dilakukan perbandingan antara jumlah *blade* 16 buah dan 18 buah dan ukuran *nozzle* 0,75 inci dan 0,5 inci. Pembebanan generator juga dilakukan variasi mulai dari 5 watt, 10 watt, 15 watt, 21 watt, 26 watt sampai mencapai pembebanan maksimal di 260 watt.

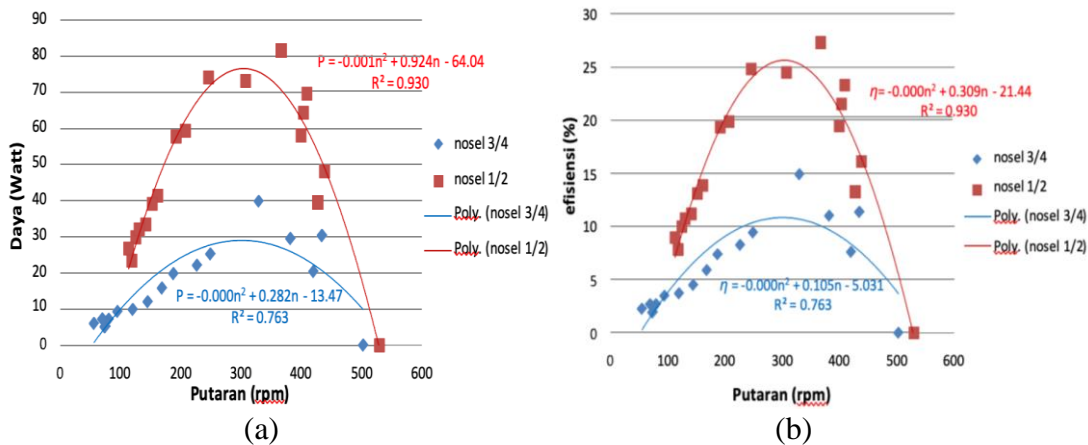




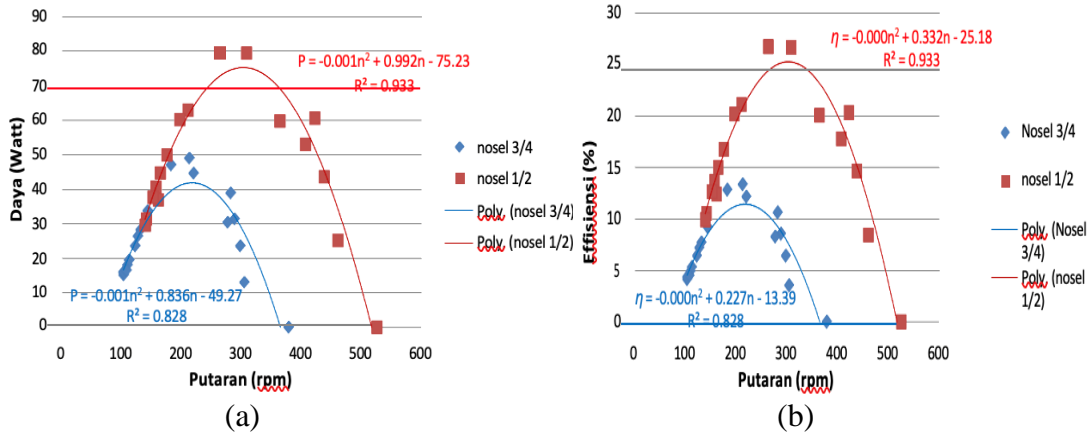
Gambar 2. 12 Alat yang digunakan dalam eksperimen (blade, piringan, runner, poros, nozzle, rumah turbin)

Pompa hydrant digunakan pada penelitian ini sebagai sumber energi dari air. Tinggi bak sebagai penampung air diletakkan setinggi 15 meter. Kemudian melalui selang, air dialirkan ke bawah dimana terdapat turbin. Pada *penstock* terdapat *valve* sebagai katup pembuka dan penutup aliran air. Setelah itu dilakukan pengukuran untuk pengambilan data. Lalu setelah didapatkan data, dilakukan perhitungan untuk mendapatkan daya dan efisiensi. Didapatkan grafik perbandingan berikut.

Pada gambar 2.22 dan 2.23 terlihat hasil grafik Daya-Putaran dan Efisiensi-Putaran untuk dua jenis nosel untuk masing masing jumlah sudu. Terlihat bahwa perubahan ukuran nosel menjadi lebih kecil menghasilkan daya dan efisiensi yang lebih tinggi dibandingkan dengan nosel lebih besar. Terlihat bahwa daya tertinggi yang dihasilkan turbin pada jumlah sudu 16 menggunakan diameter *nozzle* 0,75 inci yaitu 41,8 Watt yang dicapai pada putaran 220,33 rpm. Sedangkan pada diameter *nozzle* 0,5 inci daya terbaik yang dihasilkan turbin yaitu 74,95 Watt, dicapai pada putaran generator 308,60 rpm. Pada perubahan ukuran nosel dari 0,75 inci menjadi 0,5 inci mengakibatkan kenaikan daya sebesar 33,15 Watt atau sebesar 79,31 %. Pada grafik juga bisa dilihat bahwa efisiensi tertinggi pada turbin jumlah sudu 16 diameter *nozzle* 0,75 inci yaitu 11,3 % dicapai pada putaran generator 205,8 rpm. Sedangkan pada *nozzle* 0,5 inci efisiensi terbaik yaitu 25,1 % dicapai pada putaran 308,60 rpm. Pada perubahan ukuran diameter nosel dari 0,75 inci menjadi 0,5 inci mengakibatkan kenaikan efisiensi sebesar 122,12 %.

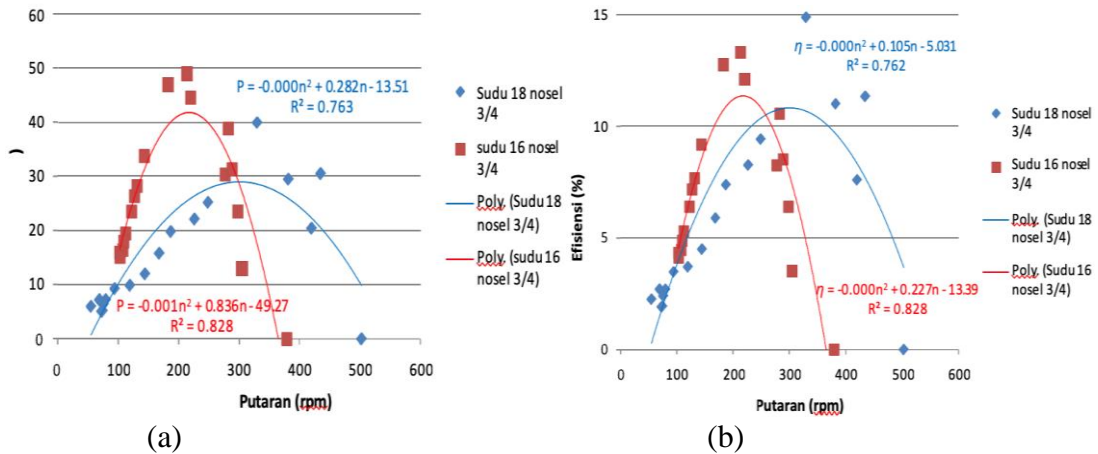


Gambar 2. 13 Grafik hubungan Daya – Putaran(a) dan Efisiensi – Putaran(b) pada sudu 18 dengan variasi bukaan nosel

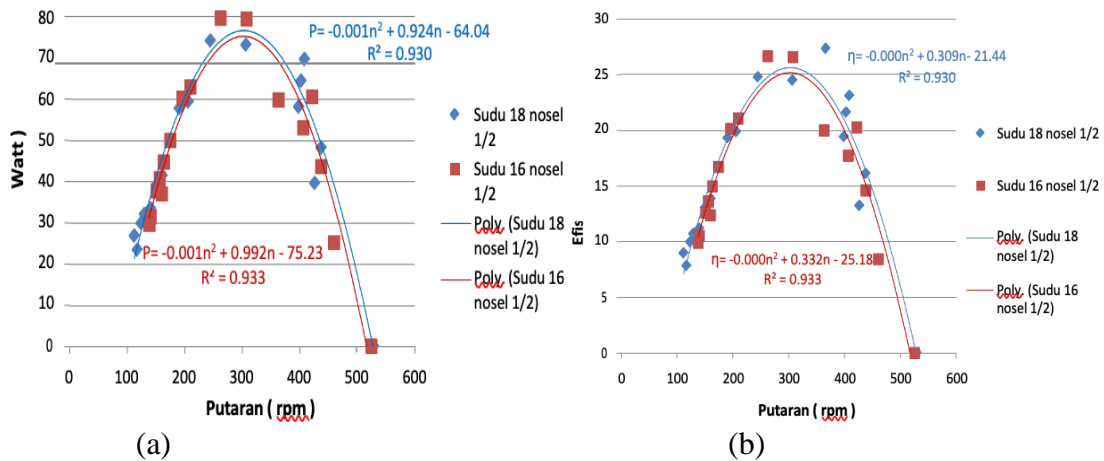


Gambar 2.14 Grafik hubungan Daya – Putaran(a) dan efisiensi -putaran(b) pada jumlah sudu 16 dengan variasi bukaan nosel

Lalu dilakukan lagi perbandingan daya dan efisiensi untuk masing masing jumlah blade dan ukuran diameter nozzle. Grafik yang didapatkan sebagai berikut.



Gambar 2.15 Grafik Daya – Putaran(a) dan efisiensi – putaran(b) dengan diameter 0,75 inci untuk masing masing variasi jumlah sudu



Gambar 2. 16 Grafik Daya – Putaran(a) dan efisiensi – putaran(b) dengan diameter 0,5 inci untuk masing masing variasi jumlah sudu

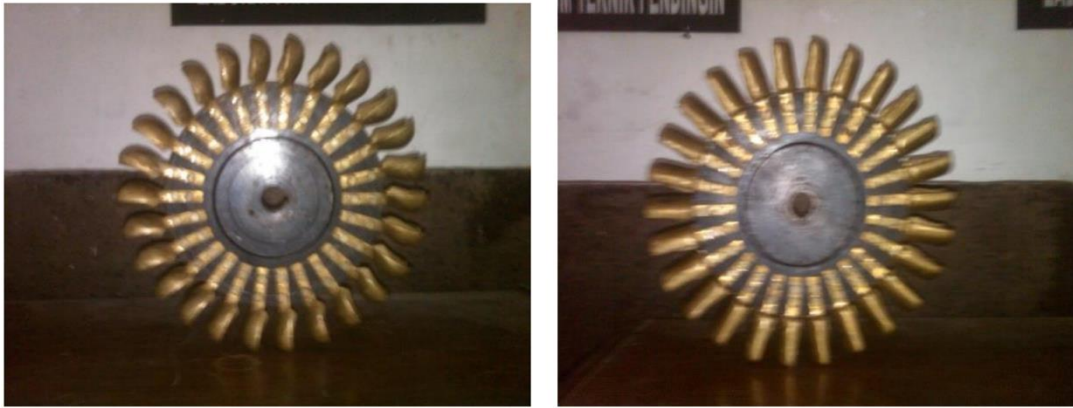
Dari gambar 2.26 dan 2.27 dapat dilihat bagaimana perbandingan Daya yang dihasilkan turbin menggunakan diameter nosel 0,5 inci pada *runner* dengan jumlah *blade* 16 dan 18. *Runner* dengan jumlah *blade* 16 menghasilkan daya tertinggi sebesar 74,95 Watt. Sedangkan pada *runner* jumlah *blade* 18 menghasilkan daya tertinggi sebesar 76,15 Watt. Sehingga penambahan jumlah *blade* pada diameter *nozzle* 0,5 inci menaikkan daya sebesar 1,2 Watt atau sebesar 1,6 %. Pada grafik di gambar 2.27b terlihat juga Pada *runner* jumlah *blade* 16 dihasilkan efisiensi tertinggi sebesar 25,1 %. Sedangkan pada *runner* jumlah *blade* 18 menghasilkan efisiensi tertinggi sebesar 25,55 %. Jadi penambahan jumlah *blade* pada diameter *nozzle* 0,5 inci mengakibatkan kenaikan efisiensi sebesar 1,7%. Pada *runner* dengan jumlah *blade* 16, perubahan diameter *nozzle* dari 0,75 inci menjadi 0,5 inci berhasil menaikkan daya sebesar 33,15 Watt dan efisiensi sebesar 11,3 %. Pada *runner* jumlah *blade* 18, perubahan diameter *nozzle* dari 0,75 inci menjadi 0,5 inci menaikkan daya sebesar 46,65 Watt atau sebesar 158,14 % dan menaikkan efisiensi sebesar 135,92%.

Pada penelitian ini, didapat kesimpulan bahwa semakin kecil diameter *nozzle*, putaran dari *runner* akan semakin cepat. Hal ini disebabkan laju volume air semakin tinggi sehingga momentum air menjadi semakin tinggi pula. Laju volume air yang semakin tinggi dan momentum yang semakin besar mengakibatkan daya yang dicapai juga semakin tinggi. Penelitian ini menunjukkan bahwa jumlah sudu dan diameter nosel mempengaruhi daya dan efisiensi yang dihasilkan. Jika jumlah sudu ditambah dan ukuran nosel diperkecil, maka putaran jadi semakin tinggi, sehingga daya dan efisiensi yang dihasilkan juga tinggi. Penambahan jumlah sudu tidak selalu menambah daya yang dihasilkan, laju momentum fluida juga mempengaruhi daya yang dihasilkan turbin.

2.4.3 Uji performansi turbin pelton dengan 24 sudu pada head 5,21 meter dengan menggunakan satu *nozzle* dan analisa perbandingan menggunakan variasi sudu dan bukaan katup

Pada penelitian ini, Bernardus[3] meneliti Turbin Pelton untuk Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro (PLTMH) dengan variasi bentuk sudu dan variasi bukaan

katup. Variasi bentuk sudu yang digunakan adalah bentuk sudu mangkok dan bentuk sudu setengah silinder sedangkan variasi bukaan katupnya adalah 60°, 75°, dan 90°. Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ini meliputi, perancangan, pembuatan, dan pengujian menggunakan dinamometer untuk mengetahui karakteristik turbin. Turbin yang diuji memiliki nosel tunggal, dengan jumlah sudu 24 buah.



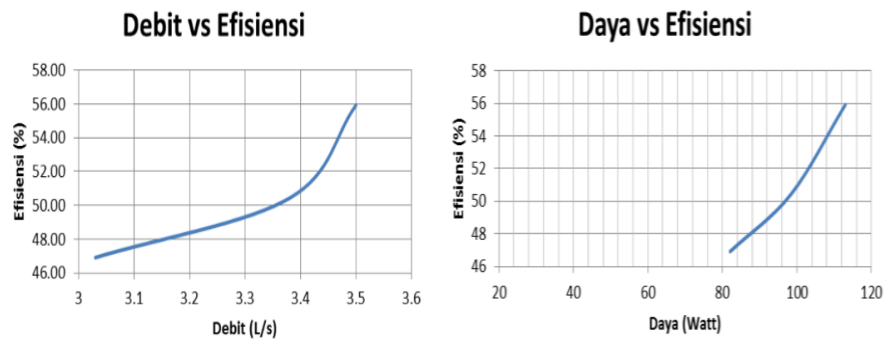
(a)

(b)

Gambar 2. 17 Runner dan sudu turbin pelton, (a) setengah silinder, (b) mangkok.

Uji eksperimental turbin pelton pada head 5,21 meter dengan menggunakan satu nosel, bentuk sudu (mangkok dan setengah silinder). Pengukuran yang dilakukan pada penelitian ini meliputi, Pengukuran putaran poros turbin, pengukuran debit air, dan pengukuran torsi poros turbin.

Dari gambar 2.25a didapat hubungan antara debit (Q) dengan efisiensi maksimal turbin (%) pada bukaan katup 60°, 75°, dan 90°. Didapat data bahwa efisiensi maksimum turbin tertinggi sebesar 55,92 % pada bukaan katup 90° dan terendah sebesar 46,91% pada bukaan 60°. Dilihat juga dari gambar 2.25b yaitu daya vs efisiensi pada bukaan katub 60°, 75°, dan 90° menunjukkan bahwa pada bukaan katub 90° yang mendapatkan efisiensi tertinggi yaitu sebesar 55,92%



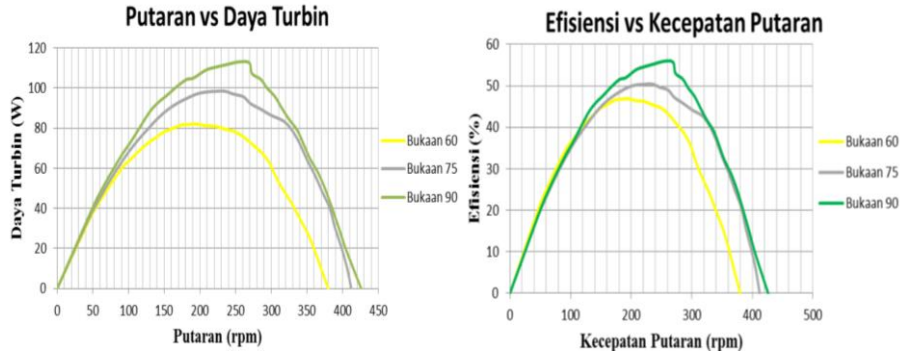
(a)

(b)

Gambar 2. 18 Grafik Debit - Efisiensi maksimal (a) dan daya vs efisiensi maksimal (b) untuk sudu mangkok.

Lalu pada gambar 2.26a didapat hubungan daya - putaran didapat data bahwa semakin besar katup dibuka semakin besar daya yang diperoleh. Dan sebaliknya semakin kecil katup yang dibuka semakin kecil daya yang di peroleh. Pada gambar 2.26a daya

tertinggi yang diperoleh adalah sebesar 112,99 Watt pada bukaan katup 90°. Lalu untuk efisiensi – putaran pada gambar 2.26b, terlihat bahwa semakin besar bukaan katup maka semakin besar juga efisiensi yang diperoleh dan begitu juga sebaliknya. Didapat nilai efisiensi tertinggi adalah pada bukaan katup 90° sebesar 55,92%.

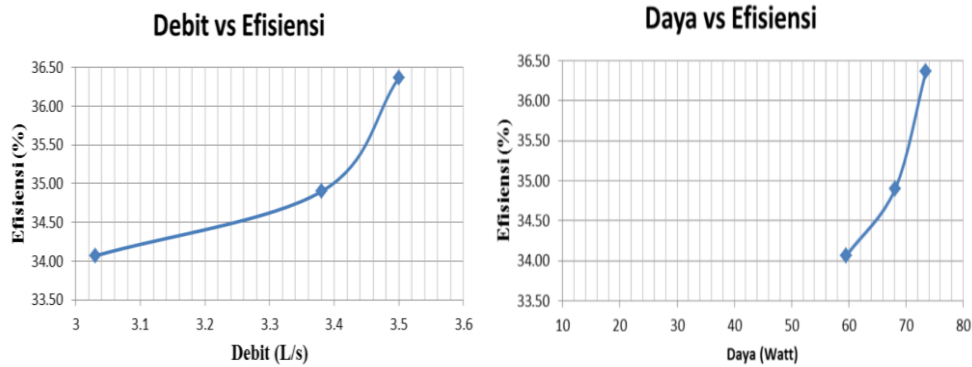


(a)

(b)

Gambar 2. 19 Grafik Daya – putaran (a) dan Efisiensi – putaran (b) untuk sudu mangkuk pada bukaan katup 60°, 75°, 90°

Dari grafik 2.27 debit vs efisiensi maksimal didapat hubungan antara debit dengan efisiensi maksimal turbin pada bukaan katup 60°, 75°, dan 90°. Dari grafik didapat data bahwa efisiensi maksimum turbin tertinggi sebesar 36,37% pada bukaan 90° dan terendah sebesar 34,07% pada bukaan katup 60°. Dari gambar grafik 4.30 didapatkan bahwa efisiensi tertinggi ada pada bukaan katub 90° yaitu sebesar 36,37%.



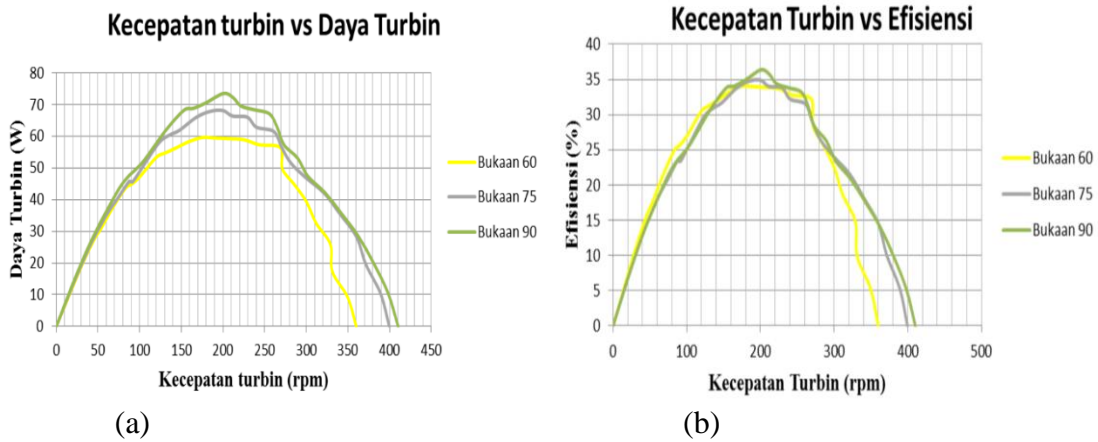
(a)

(b)

Gambar 2. 20 Grafik Debit – Efisiensi(a) dan Daya – efisiensi(b) maksimal untuk sudu setengah silinder

Pada gambar 2.28a didapat hubungan antara kecepatan turbin dengan daya turbin pada bukaan katup 60°, 75°, dan 90 bahwa semakin besar katup dibuka semakin besar daya yang di peroleh. Dan sebaliknya semakin kecil katup yang dibuka semakin kecil daya yang di peroleh. Pada grafik tampak daya tertinggi yang diperoleh adalah sebesar 73,49 Watt pada bukaan katup 90°. Lalu untuk gambar 2.28b didapat hubungan antara putaran turbin dengan efisiensi turbin pada bukaan katup 60°, 75°, dan 90°. Dari gambar didapat data bahwa efisiensi turbin tidak terlalu dipengaruhi oleh besar bukaan katup.

Pada grafik diatas tampak bahwa efisiensi maksimal sebesar 36,37% pada bukaan katup 90°.



Gambar 2. 21 Grafik Daya – Kecepatan (a) dan Efisiensi – kecepatan (b) untuk sudu setengah silinder pada bukaan katup 60°, 75°, 90°

Dari uji eksperimental ini, yaitu Turbin pelton 24 buah sudu berbentuk mangkok satu nosel bukaan katup 60°, 75°, dan 90° diambil kesimpulan bahwa Semakin besar katup dibuka semakin besar daya turbin (W) yang diperoleh. Dan sebaliknya semakin kecil katup yang dibuka semakin kecil daya turbin (W) yang di peroleh. Ini disebabkan karena semakin besarnya katup yang dibuka, maka semakin besar debit air. Semakin tinggi debit air maka daya yang dihasilkan turbin juga semakin tinggi. Didapatkan juga data daya dan efisiensi yang diperoleh turbin untuk sudu berbentuk mangkok lebih tinggi dibandingkan dengan turbin dengan sudu setengah silinder. Ini dikarenakan *drag force* yang dihasilkan sudu berbentuk mangkok lebih besar dibandingkan sudu setengah silinder sehingga daya dan efisiensi turbin yang dihasilkan juga semakin besar.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tahapan Penelitian

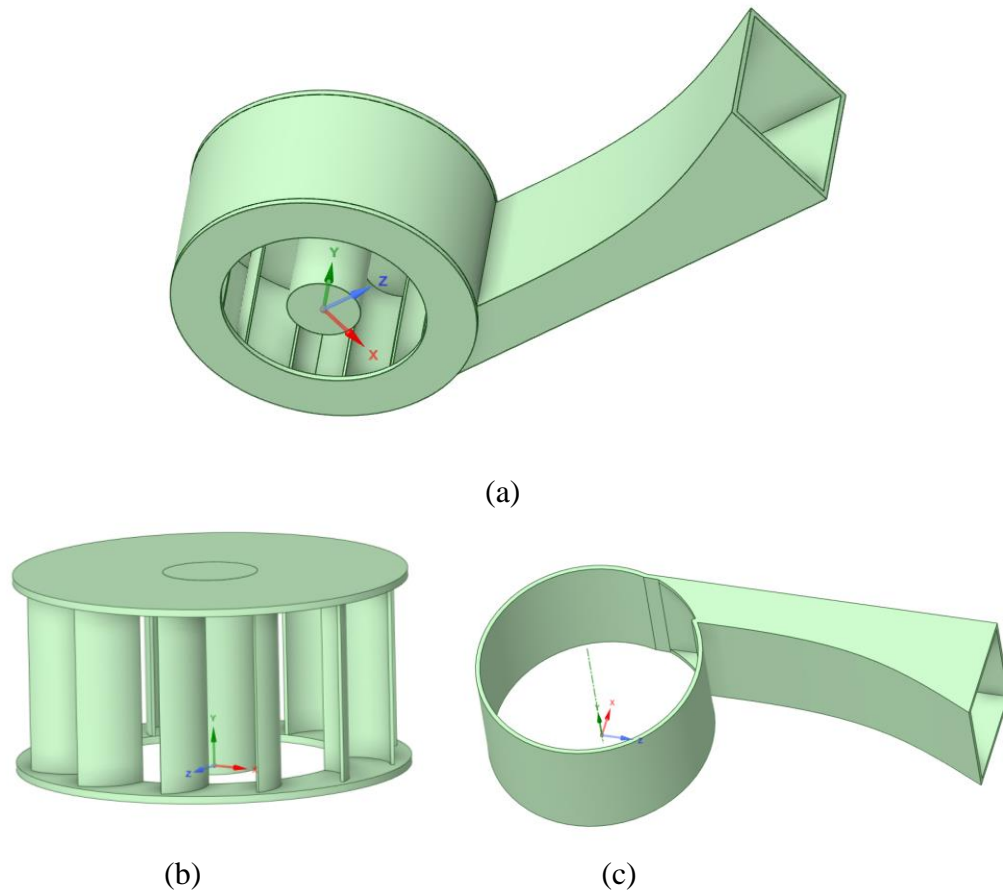
Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan metode komputasi numerik. Tahapan dalam metode komputasi numerik ini ada tiga, pertama adalah tahapan *pre-processing*, *solver/processing*, dan *post processing*. *Pre-processing* merupakan tahapan untuk mempersiapkan domain simulasi. *Processing* adalah tahap 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. 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.

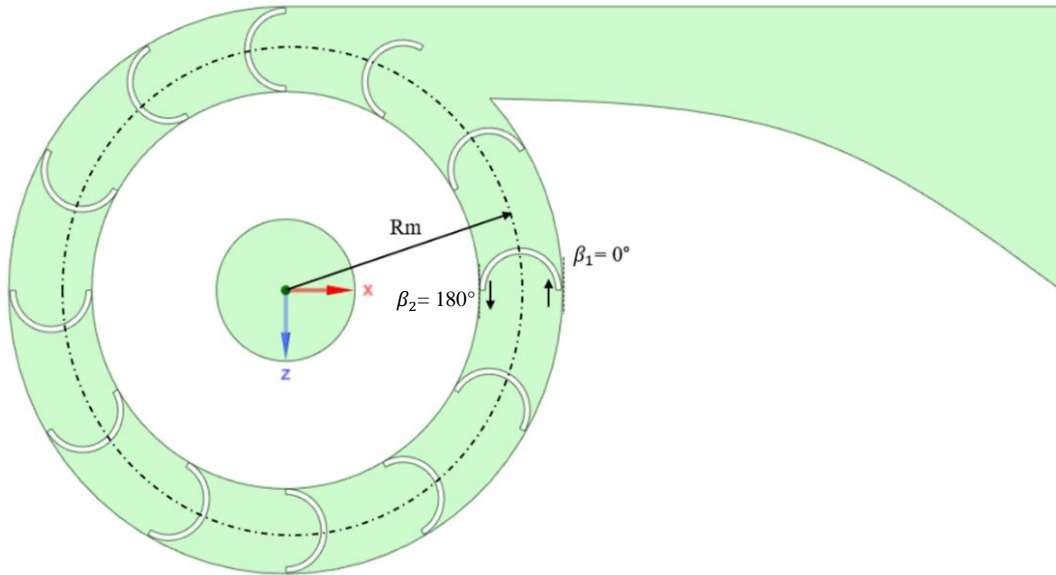


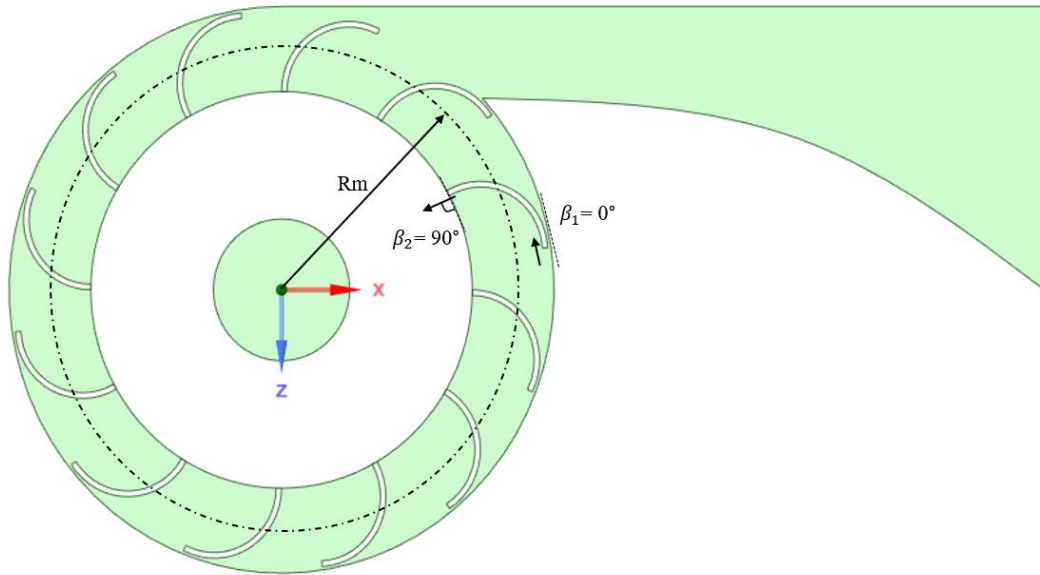
Gambar 3. 1 Geometri turbin (a), rotor dan poros (b), casing (c)

Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah pertama jumlah *blade* pada turbin dan bentuk *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

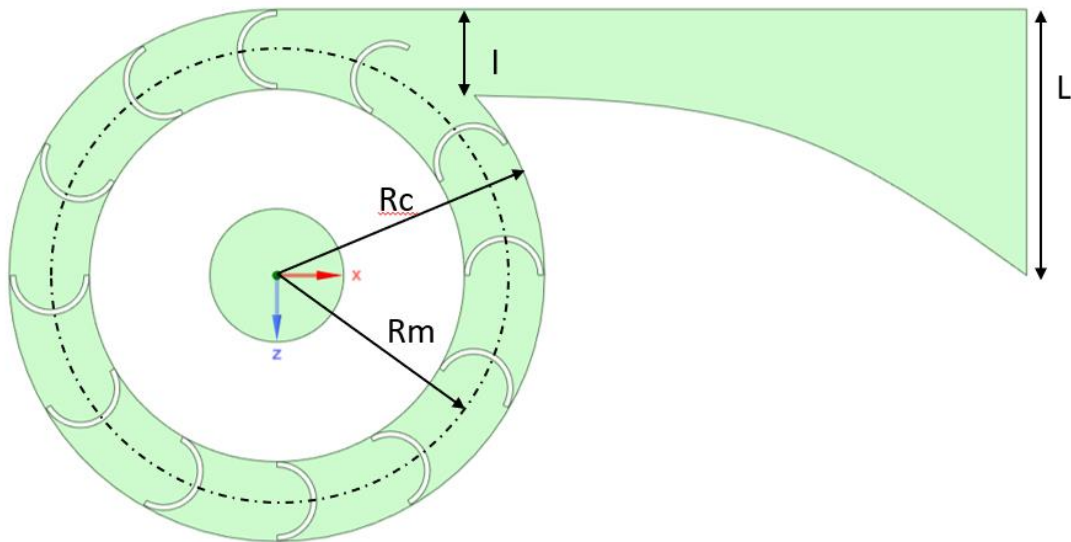
Jumlah sudu	Bentuk sudu	Putaran turbin	Dimensi tetap
8	$\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$	300, 500, dan 700 rpm	L = 0,6 m, Lebar saluran masuk
	$\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 90^\circ$		l = 0,2 m, Lebar celah masuk rotor h = 0,48 m, Tinggi span
12	$\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$		C = 0,15 m, Lebar chord
	$\beta_1 = 0^\circ$ & $\beta_2 = 90^\circ$		Rm = 0,345 m, Jarak pusat turbin dengan sudu Rc = 0,42 m, Jarak pusat turbin dengan casing

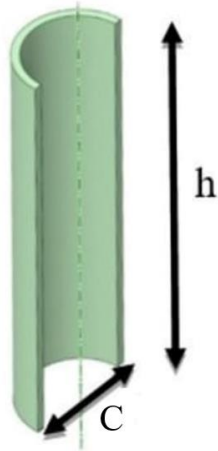




Gambar 3. 2 Gambar variasi turbin yang diteliti

Lalu, pada gambar berikut disajikan dimensi model uji dan *blade* yang digunakan dalam penelitian ini.

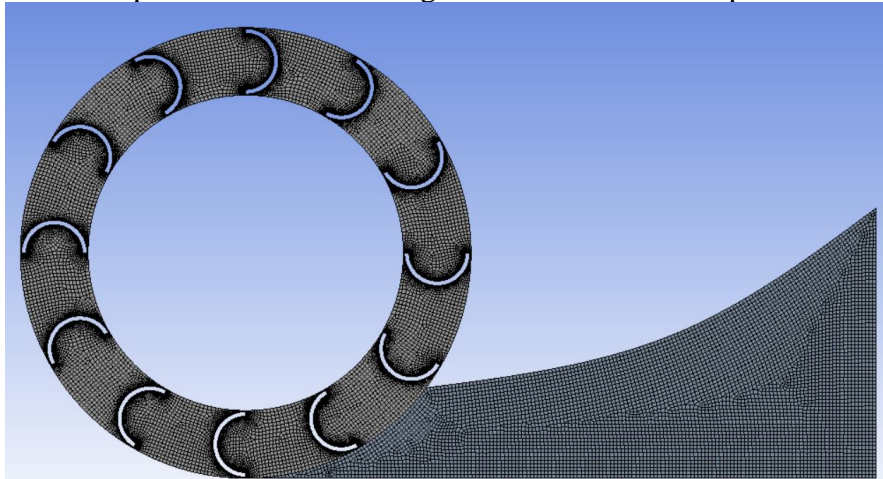


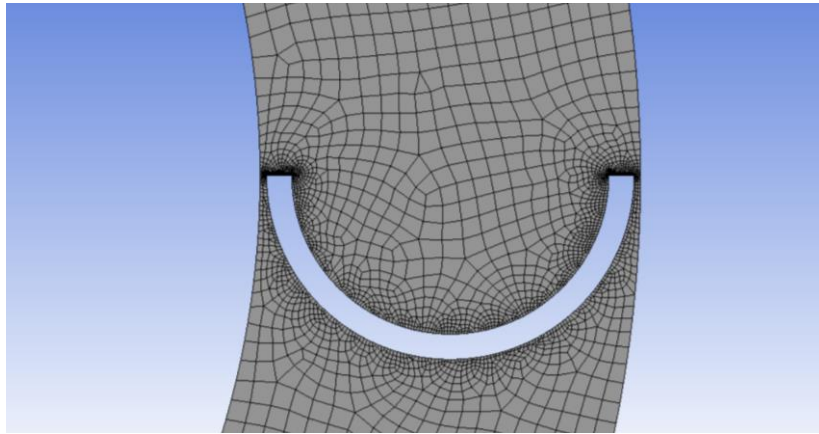


Gambar 3. 3 Dimensi turbin dan sudu

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 Mechanical 2021 untuk dilakukan meshing. Bentuk mesh yang digunakan adalah quadilateral mesh. Dengan konsentrasi elemen pada *blade* turbin.

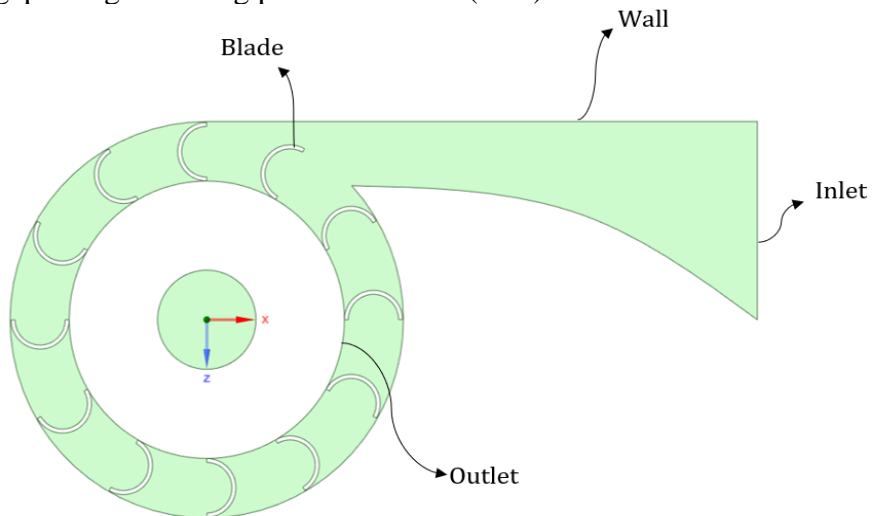




Gambar 3. 4 Meshing domain simulasi

3.2.3 Penentuan Kondisi Batas Simulasi

Kondisi batas untuk simulasi ditentukan pada ANSYS ICEM 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

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 turbulents yang digunakan adalah *Standard k-ε turbulent model*. Model ini dipilih karena *Standard k-ε turbulent model* memiliki akurasi yang akurat ketika digunakan untuk memodelkan aliran yang berputar dan membutuhkan memory dalam menjalankan solver Properti fluida kerja yang digunakan pada simulasi ini adalah sebagai berikut dalam tabel 3.2 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 3.3 berikut ini :

Tabel 3. 3 Kondisi batas simulasi

<i>Boundary condition</i>		
<i>Inlet</i>	<i>Velocity inlet</i>	
	<i>Kecepatan inlet</i>	14 m/s
<i>Wall</i>	<i>Stationary wall</i>	
	<i>Condition</i>	<i>No-slip wall</i>
<i>Blade & poros</i>	<i>Angular Velocity</i>	
	<i>Putaran</i>	300,500, dan 700 rpm
	<i>Pressure outlet</i>	

<i>Outlet</i>	<i>Total pressure</i>	<i>0 Pa</i>
---------------	-----------------------	-------------

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 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 simulasi ini dianggap konvergen pada 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*.

3.3.8 Run Calculation

Calculation dilakukan dengan timestep 500 dan dengan timestep size berbeda-beda untuk tiap variasi putaran, agar analisa tiap putaran ditinjau dari sudut yang sama yaitu $1,8^\circ$ untuk tiap timestep nya. Untuk variasi putaran 300 rpm, digunakan time step 500 timestep size 0,001; untuk putaran 500 rpm digunakan time step 834 timestep size 0,0006; dan untuk putaran 700 rpm digunakan time step 1167 timestep size 0,00042857.

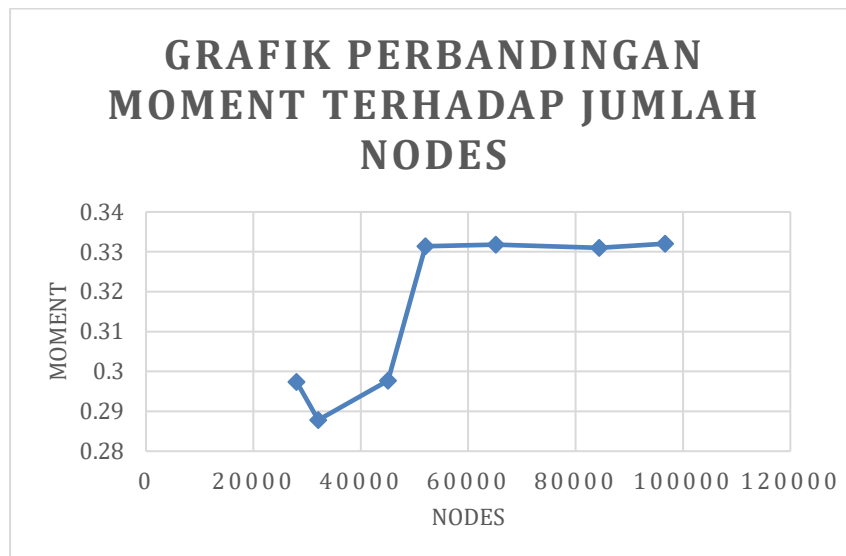
3.4 Post processing

3.4.1 Grid Independency Test

Grid Independency Test dilakukan agar hasil dari simulasi ini tidak bergantung kepada kualitas dan kerapatan dari *mesh* yang ada. Oleh karena itu dilakukan *grid independency test* pada *blade* turbin pada simulasi ini. Luasan ini dipilih karena 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*

Nodes	Moment	Error
28056	0.297348	0
32081	0.287821	0.0331
45097	0.297674	0.10182
52073	0.331419	0.01306
65187	0.33183	0.00124
84405	0.331	0.0025
96710	0.332043	0.00315



Gambar 3. 6 Grafik perbandingan momen terhadap jumlah nodes

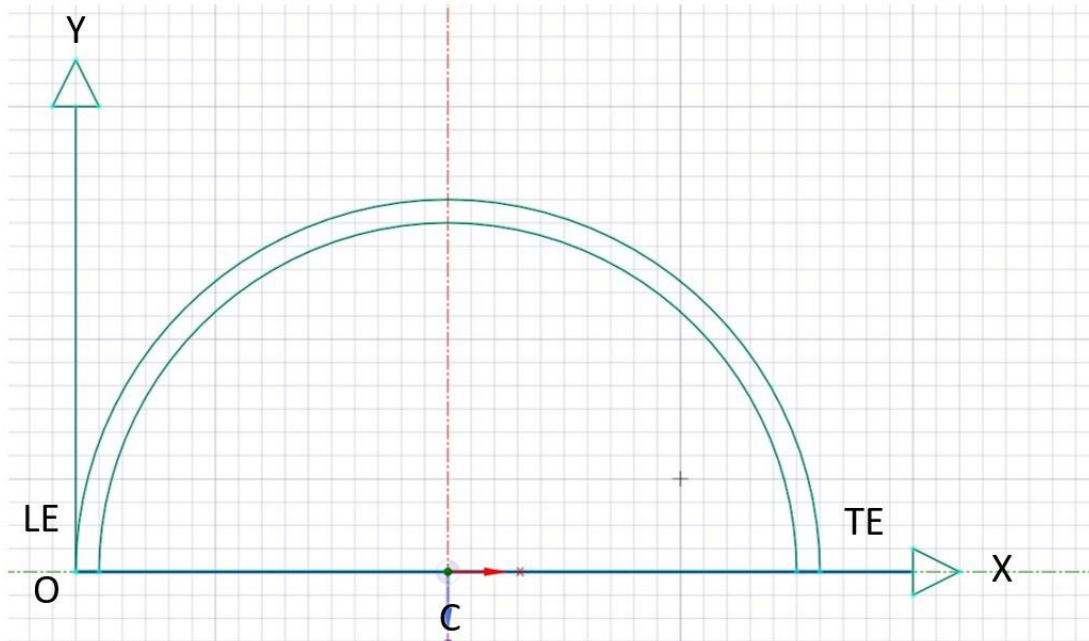
Data kuantitatif momen digunakan sebagai parameter dalam *grid independency test* pada simulasi ini. *Grid Independency test* ini dilakukan pada rentang jumlah nodes dalam *mesh* dari rentang 32000 sampai 97000 nodes yang terlihat pada gambar 3.6. Dari grafik diatas bisa dilihat nilai momen mulai menunjukkan kestabilan perubahan momen pada jumlah nodes diatas 52073. Maka, bisa dibilang untuk penggunaan nodes di angka 52073 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 rentang waktu berputar 0,5 detik untuk tiap variasi putaran. Lalu untuk mendapatkan daya, momen yang didapatkan akan dikalikan dengan putaran rotor.

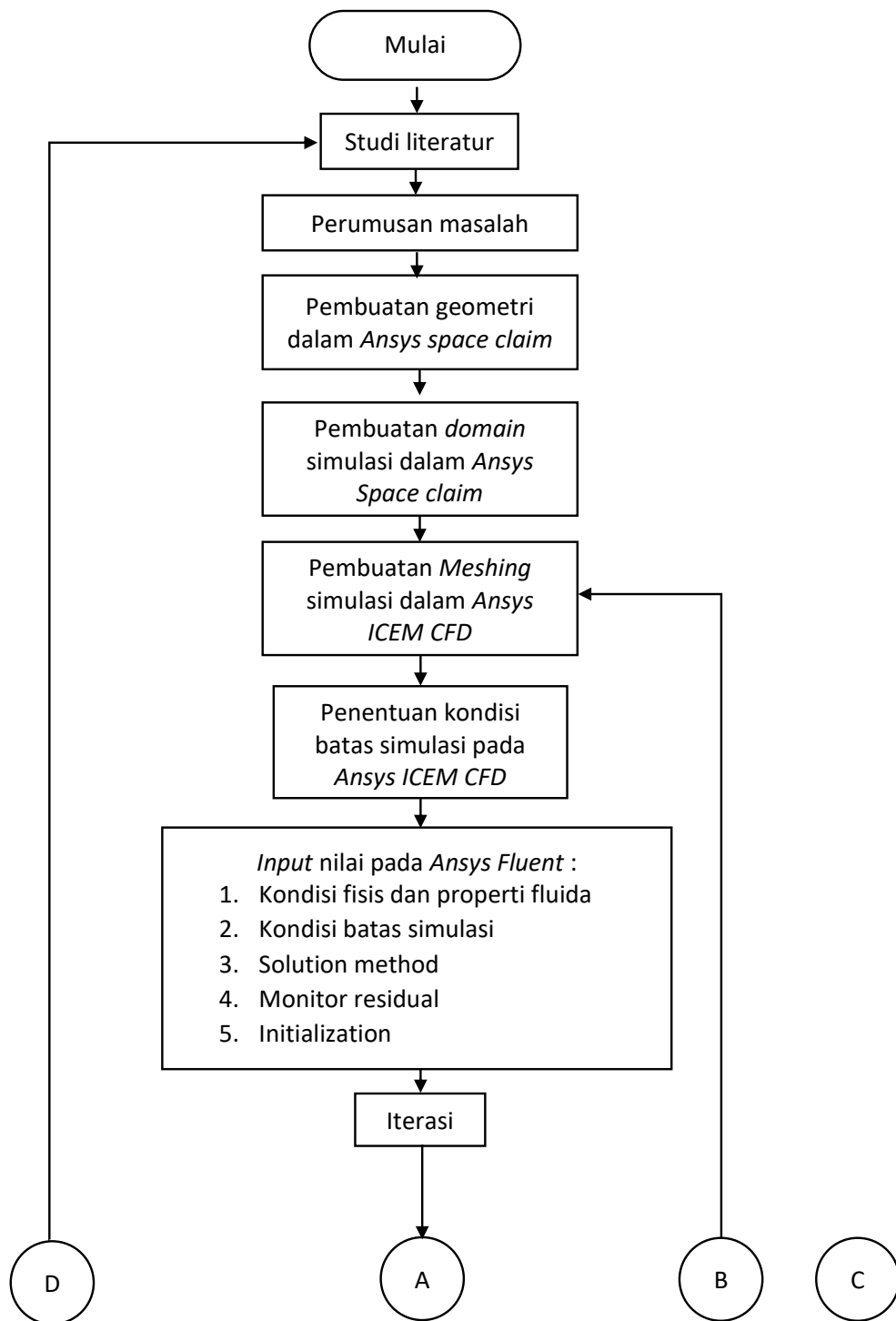
Kemudian akan dibuat *blade pressure coefficient* untuk mengetahui titik separasi yang terjadi pada *blade*. Pengambilan titik pada *blade* adalah seperti gambar berikut.

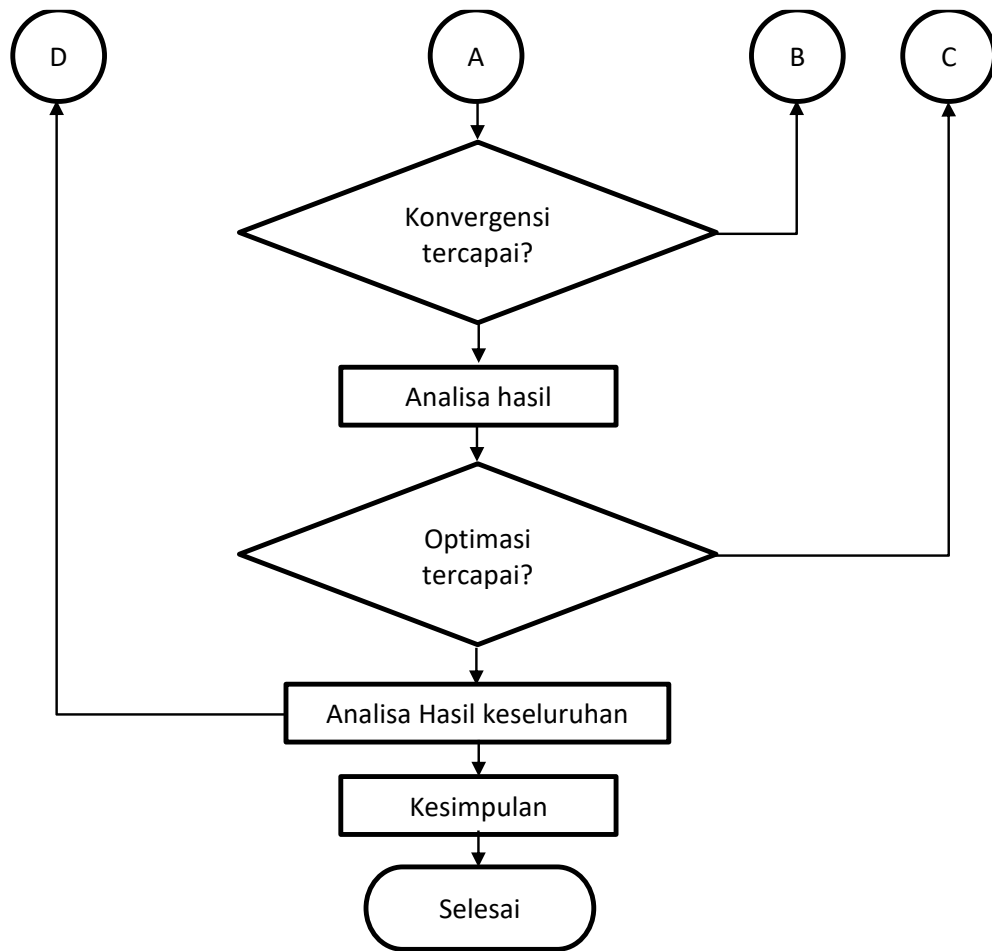


Gambar 3. 7 Grafik pengambilan data *blade pressure coefficient*

3.5 Diagram alir penelitian

Berikut adalah diagram alir penelitian yang dilakukan :





Gambar 3. 8 Diagram alir penelitian

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

Analisa dan pembahasan yang dilakukan pada bab ini adalah untuk membahas pola aliran yang terbentuk dan performansi yang dihasilkan oleh *Multiple blade closed type impulse wind turbine*. Variasi yang dilakukan adalah bentuk *blade* dan jumlah *blade*. Setiap variasi desain disimulasikan secara numerik dengan *velocity inlet* 14 m/s dengan variasi putaran *blade* 300 rpm, 500 rpm, dan 700 rpm. Analisa yang dilakukan berupa analisa data kualitatif berupa kontur kecepatan dan tekanan aliran dan vector aliran. Kemudian dilakukan analisa data kuantitatif dari hasil momen dan daya pada masing-masing variasi.

4.1 Analisa pengaruh bentuk *blade* pada turbin dengan jumlah *blade* 12

Pada bab ini pembahasan dilakukan dengan membahas pola aliran yang terbentuk pada jumlah *blade* 12 pada masing-masing variasi bentuk *blade* dan kecepatan putaran. Kemudian dilanjutkan dengan pembahasan pola aliran yang terbentuk pada bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dan $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Selanjutnya diskusi membandingkan data kuantitatif momen dan daya pada masing-masing variasi bentuk *blade*, jumlah *blade*, dan kecepatan putaran.

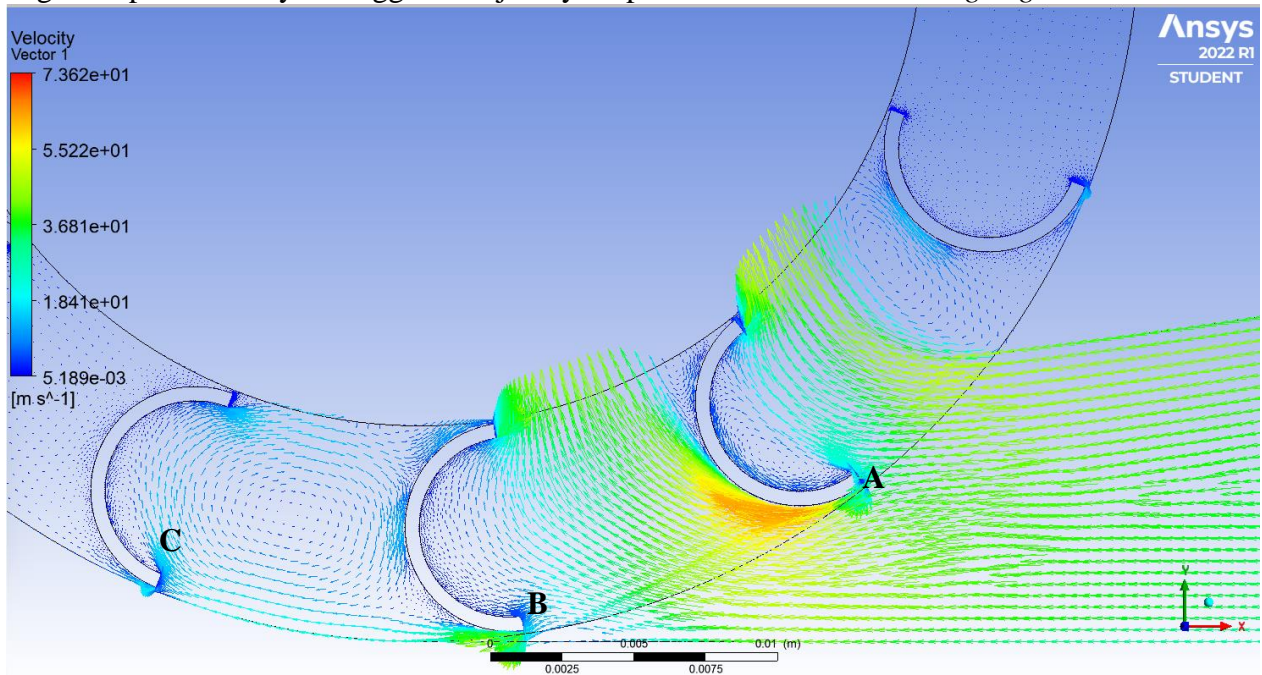
4.1.1 Jumlah blade 12 dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$

Pola aliran yang terbentuk pada desain turbin jumlah *blade* 12 dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ terlihat pada gambar 4.5. Aliran masuk melalui inlet yang kemudian mengalami penyempitan saat sebelum memasuki celah 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 celah 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 celah rotor. Terlihat pada gambar bahwa tekanan mulai konstan pada bagian *blade* yang mengalami separasi.

Bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, 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. Namun aliran yang mengalami separasi pada bagian cembungnya cenderung menahan aliran yang berada pada permukaan cekung *blade* didepannya sehingga adanya menghasilkan adanya *vortex* ataupun aliran yang bertekanan tinggi berada pada permukaan cekungnya. Perbedaan tekanan antara permukaan cekung dan cembung bentuk sudu ini sangat besar.

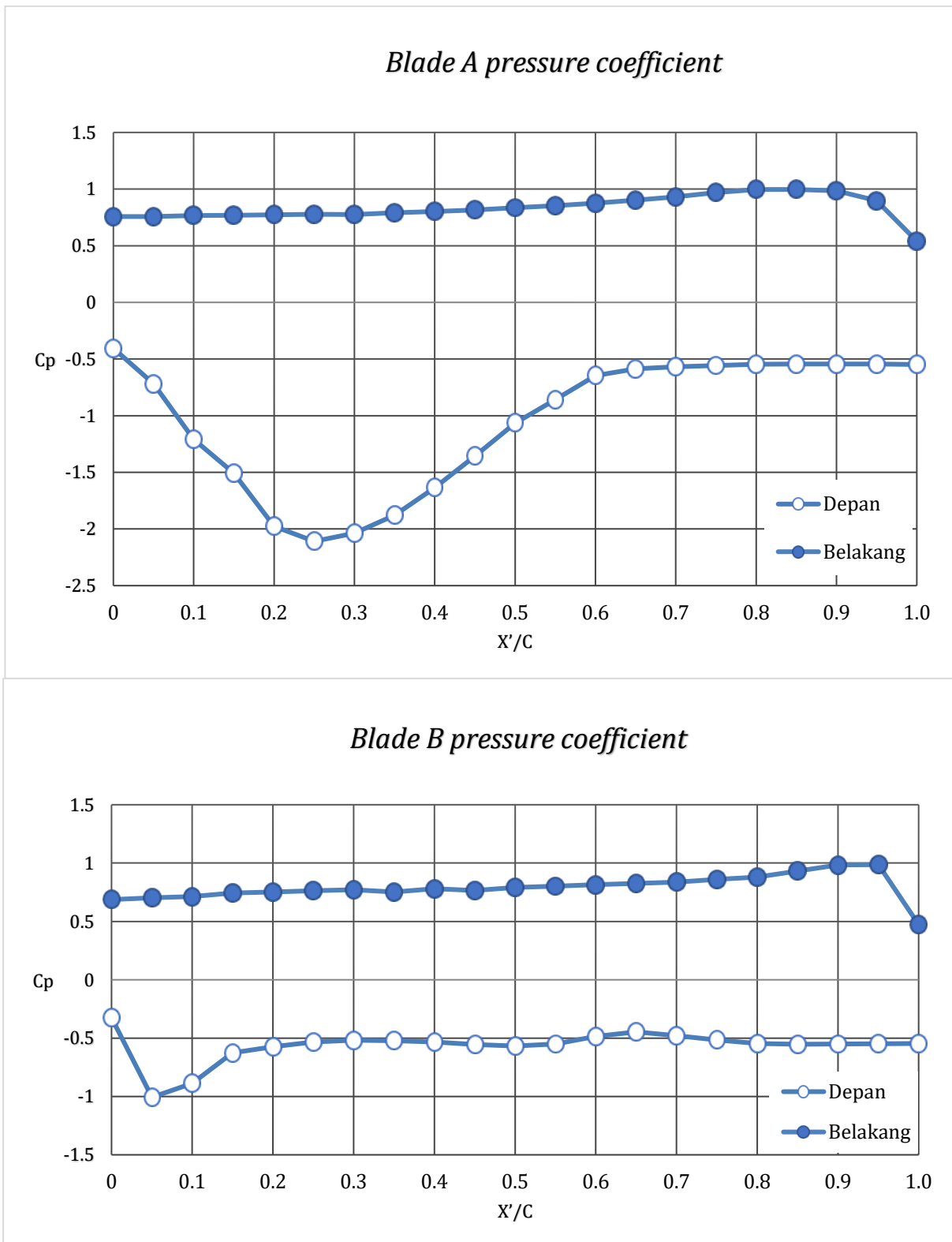
Selaras dengan pergerakan sudu, posisi relatif titik puncak kelengkungan terhadap vektor kecepatan aliran masuk berubah. Bergeser makin kebawah mendekati celah masuk. Ini menyebabkan posisi minimum tekanan statis pada permukaan depan sudu cenderung mendekati

leading edge. Hal inilah yg menyebabkan bergesernya zona *adverse pressure* mendekati leading edge dan pada akhirnya menggeser terjadinya separasi aliran ke arah *leading edge*.



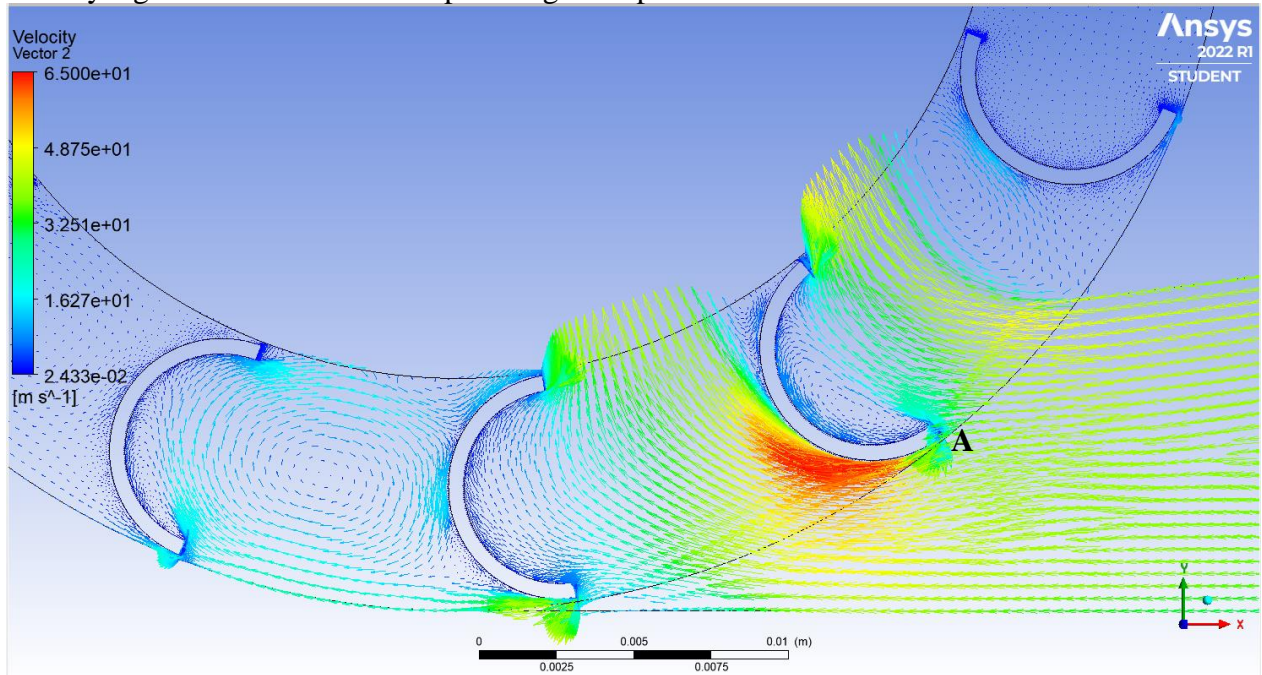
Gambar 4. 1 Vektor kecepatan turbin $N = 12$ dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dan $n = 300$ rpm

Kemudian dibuat grafik *blade pressure coefficient* untuk menunjukkan posisi titik separasi pada aliran. Grafik *pressure coefficient* untuk *blade A* dan *B* ditunjukkan pada gambar 4.2. 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. Untuk bagian belakang *blade A* terlihat diisi oleh vortex aliran dengan tekanan yang tinggi. Untuk *blade B*, terlihat separasi aliran terjadi lebih awal pada bagian depan dibandingkan *blade A* sehingga grafik C_p turun dan langsung naik mencapai titik konstannya lebih awal.



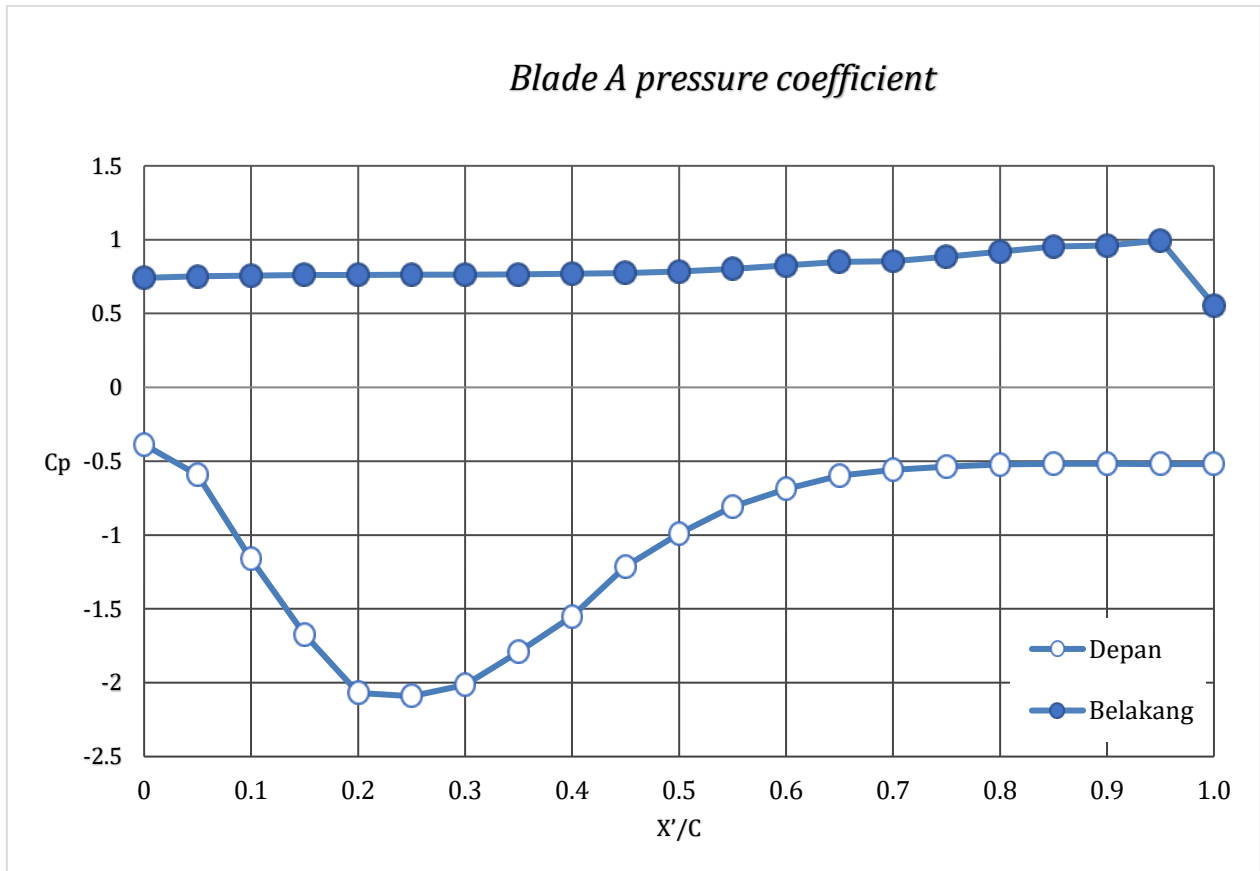
Gambar 4. 2 Blade pressure coefficient turbin N = 12, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, n = 300 rpm

Lalu pada gambar 4.3 ditunjukkan vector kecepatan turbin dengan jumlah *blade* 12 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. Pada putaran rotor 500 rpm, vector aliran yang dihasilkan terlihat menghasilkan vector aliran yang lebih berwarna merah pada bagian depan *blade* A.



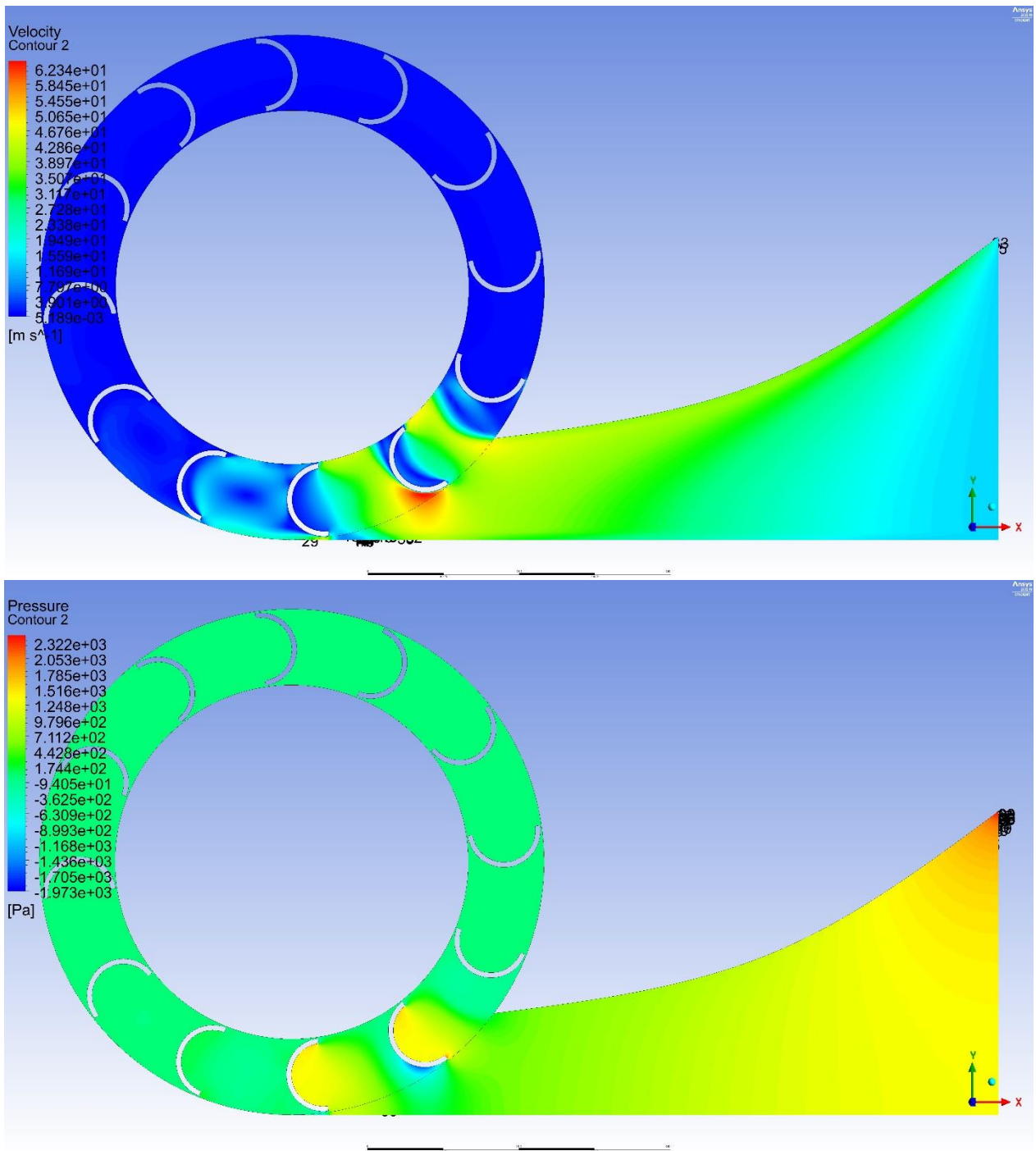
Gambar 4. 3 Vektor kecepatan turbin $N = 12$ dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dan $n = 500$ rpm

Pada gambar 4.4 ditunjukkan grafik *blade pressure coefficient* pada putaran rotor 500 rpm. Separasi yang terjadi hampir sama dengan pada putaran rotor 500 rpm. Terlihat separasi terjadi pada X'/C 0.6.



Gambar 4. 4 Blade pressure coefficient turbin N = 12, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, n = 500 rpm

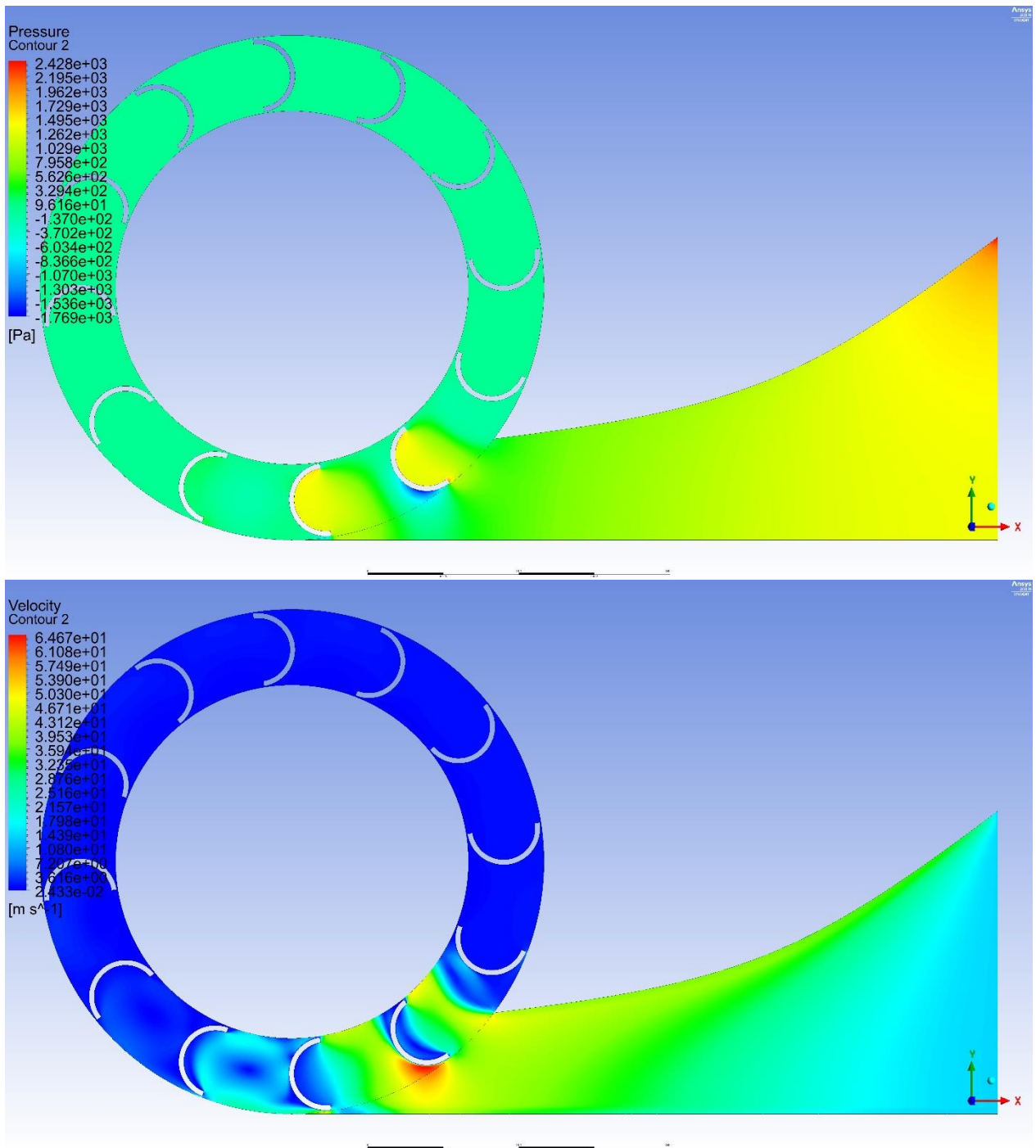
Kemudian dianalisa kontur aliran dari turbin pada berbagai kecepatan putar rotor. Pada keadaan kecepatan putaran di 300 rpm, kontur aliran yang dihasilkan turbin berhasil mempertahankan kontur warna merah atau kecepatan tinggi yang relative lebih lama dibandingkan dengan kecepatan putaran yang lebih 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.



Gambar 4. 5 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm

Lalu, pada kondisi kecepatan putaran 500 rpm, kontur aliran yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 4.3. Pada kondisi ini, kontur kecepatan berwarna merah dipertahankan dengan cukup lama walaupun lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Momen yang didapatkan pada kondisi ini lebih rendah dibandingkan pada saat kondisi 300 rpm. Dikarenakan pengurangan

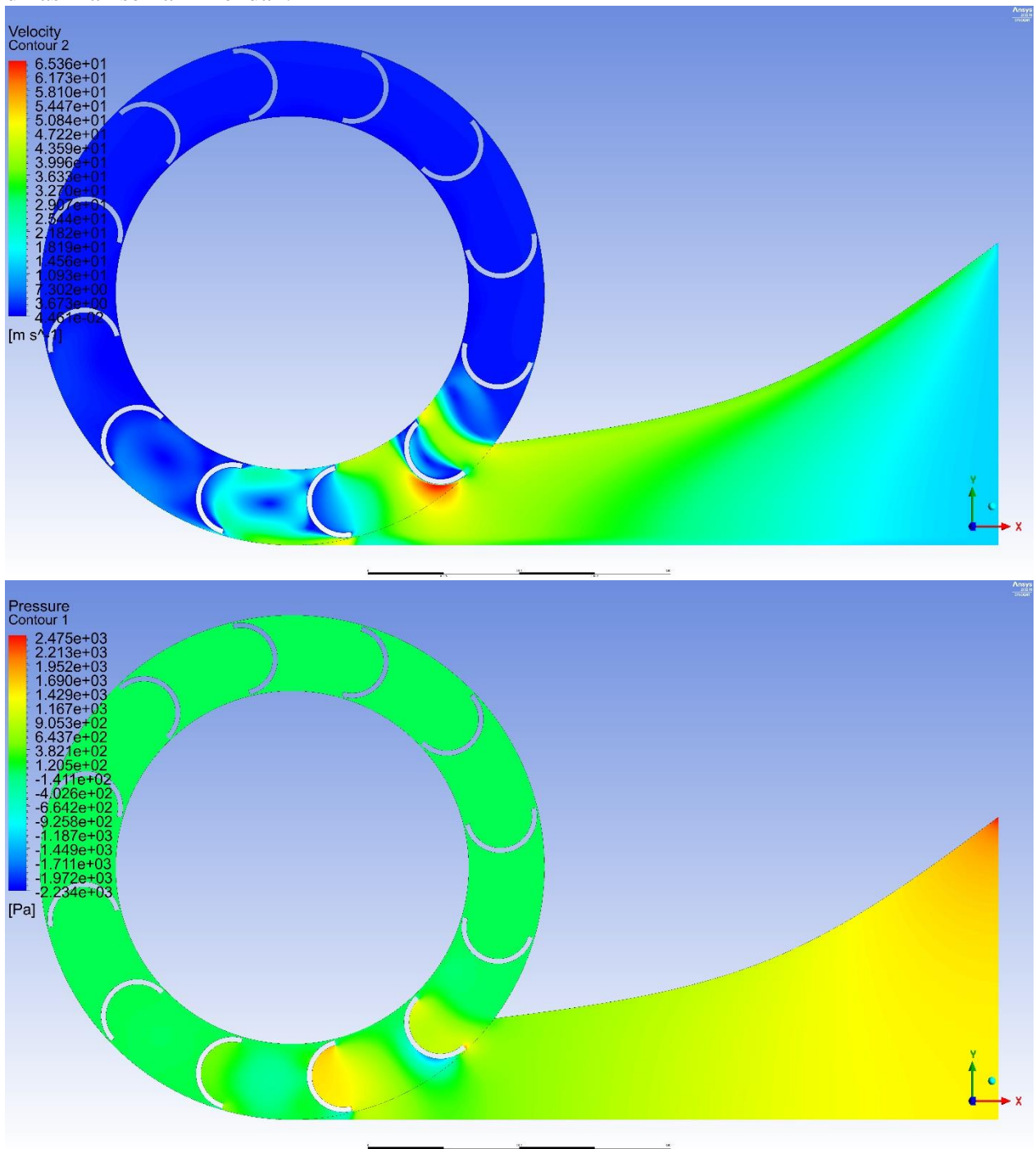
kecepatan relative akibad naiknya putaran akan menurunkan *drag force* yang dihasilkan tiap *blade*.



Gambar 4. 6 Kontur kecepatan dan tekanan turbin N =12, bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, 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.

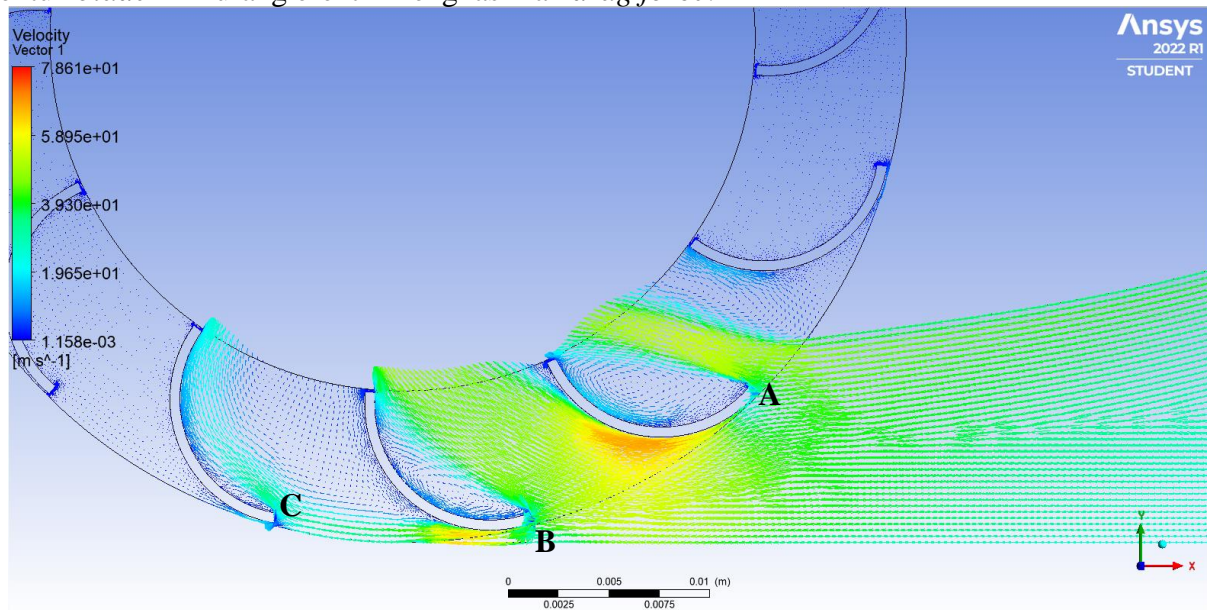


Gambar 4. 7 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 700$ rpm

4.1.2 Jumlah blade 12 dengan bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$

Pada turbin dengan kelengkungan blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, sisi depan bagian buritan yang tegak lurus dengan casing cenderung menginduksikan *adverse pressure gradient* yang tidak cukup kuat sehingga separasi terjadinya belakangan. Percepatan aliran yg terjadi lebih lama dibandingkan dengan kondisi lengkungan $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ sehingga menunda terjadinya separasi aliran. Percepatan aliran pada sisi bagian depan $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ sangat efektif dalam memanfaatkan aliran yang mengalami separasi pada permukaan cembung $\beta_1 = 0^\circ$ dan mengarahkannya untuk menumbuk bagian cekung $\beta_2 = 90^\circ$ blade didepannya. Hal inilah yang menyebabkan bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ menghasilkan gaya *drag* lebih efektif dibandingkan dengan bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$.

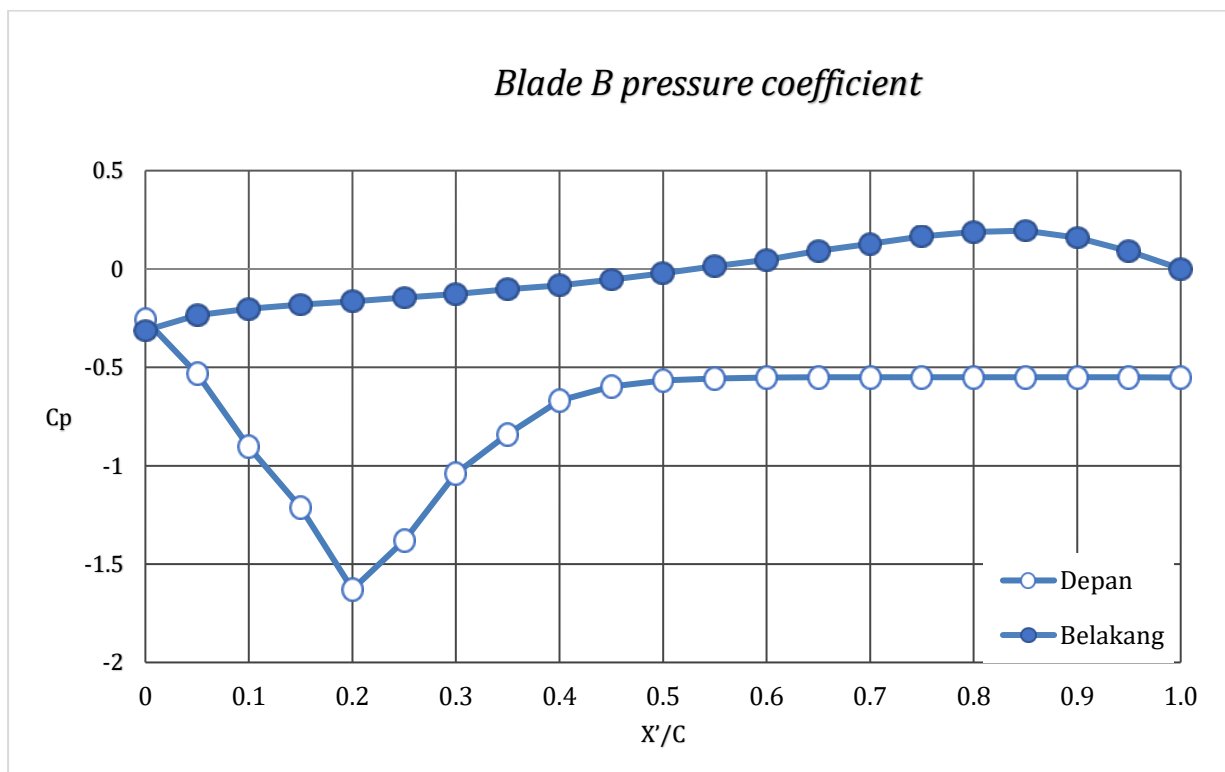
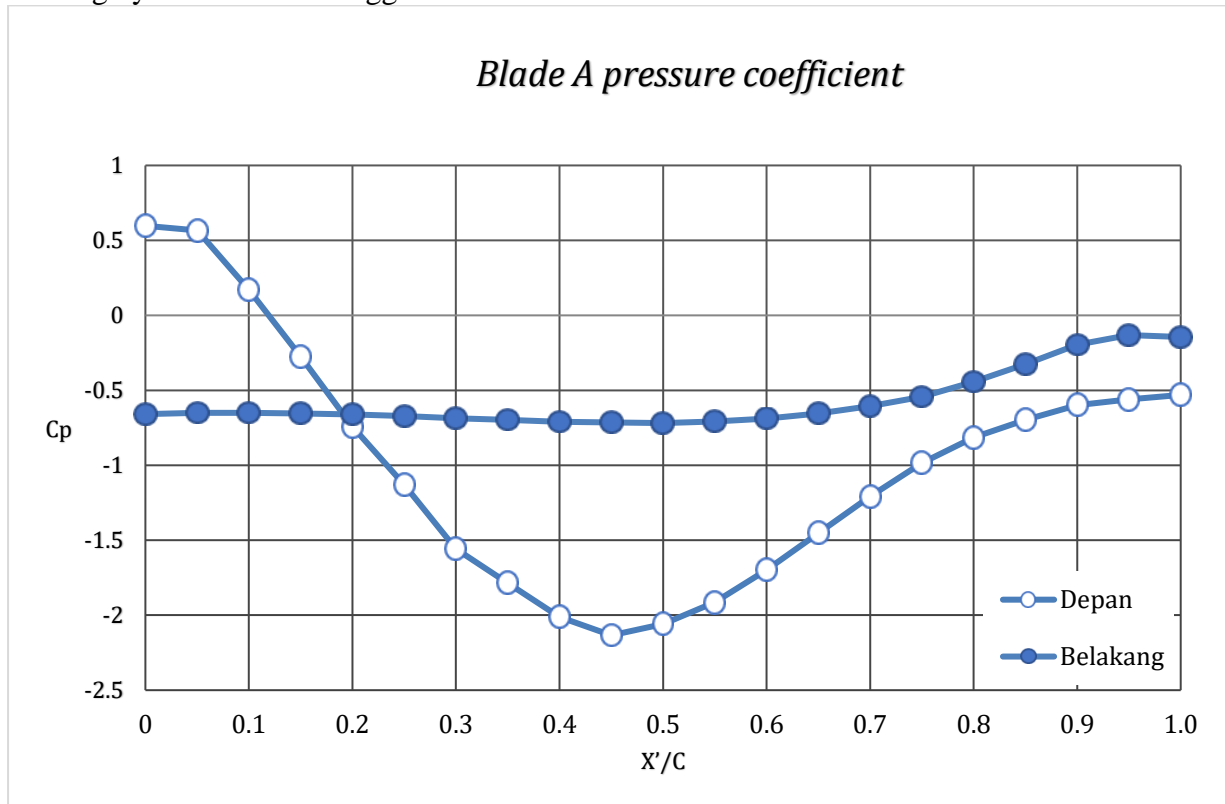
Terlihat pada gambar 4.8 vektor kecepatan pada turbin $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Separasi aliran yang terjadi pada bagian depan blade A terjadi belakangan sangat dekat dengan *trailing edge*. Berbeda dengan blade dengan bentuk lengkung $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dimana separasi terjadi lebih awal hampir di pertengahan blade. Pada celah dari blade B terlihat ada aliran yang mengalami peningkatan kecepatan dan aliran ini berhasil menumbuk blade C dengan aktif sehingga blade C menghasilkan *drag force*. Namun, perbedaan tekanan antara permukaan cekung dan cembung pada bentuk blade ini rendah. Inilah yang menyebabkan bentuk blade ini kurang efektif menghasilkan *drag force*.



Gambar 4. 8 Vektor kecepatan turbin $N = 12$, bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, dan $n = 300$ rpm

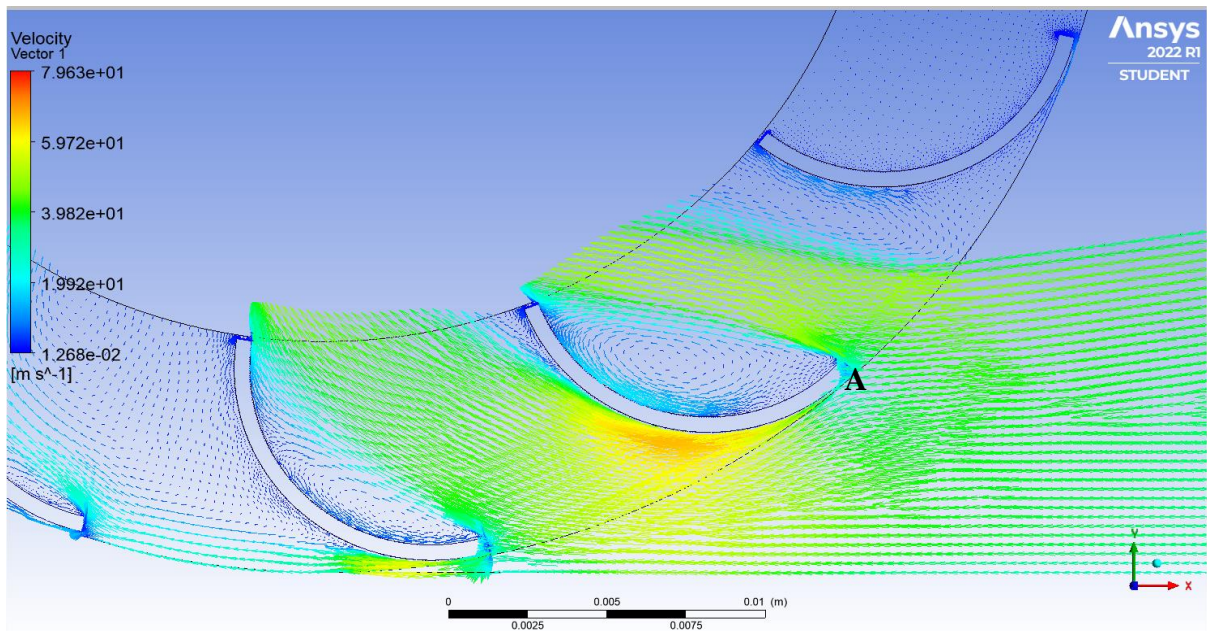
Kemudian grafik *blade pressure coefficient* untuk blade A dan B ditampilkan pada gambar 4.9 dimana nilai C_p semakin menurun untuk bagian depan blade dimana aliran mengalami akselerasi sehingga tekanan semakin turun. Kemudian semakin mendekati *trailing edge* tekanan naik dan mencapai titik konstan yang menandakan bahwa aliran telah mengalami separasi pada titik konstan tersebut. Pada grafik terlihat separasi baru terjadi saat

X'/C melewati 0.9. Terlihat pada grafik C_p bahwa perbedaan tekanan antara bagian cekung dan cembung nya tidak terlalu tinggi.



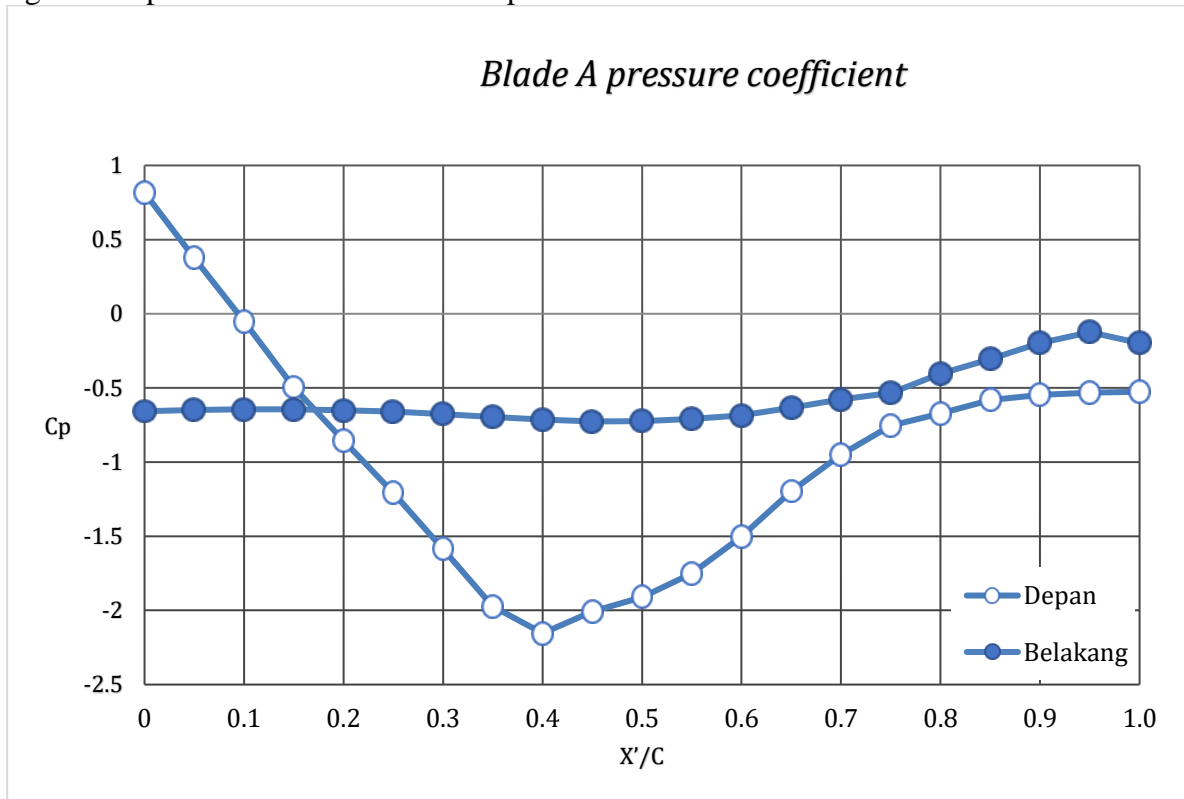
Gambar 4. 9 *Blade pressure coefficient* turbin N = 12 dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 300$ rpm

Pada gambar 4.10 ditunjukkan vector kecepatan untuk putaran rotor 500 rpm. Separasi pada *blade* A terlihat lebih cepat terjadi dibandingkan pada putaran rotor 300 rpm. Hal ini ditunjukkan pada *blade pressure coefficient* untuk *blade* A pada putaran rotor 500 rpm di gambar 4.11.



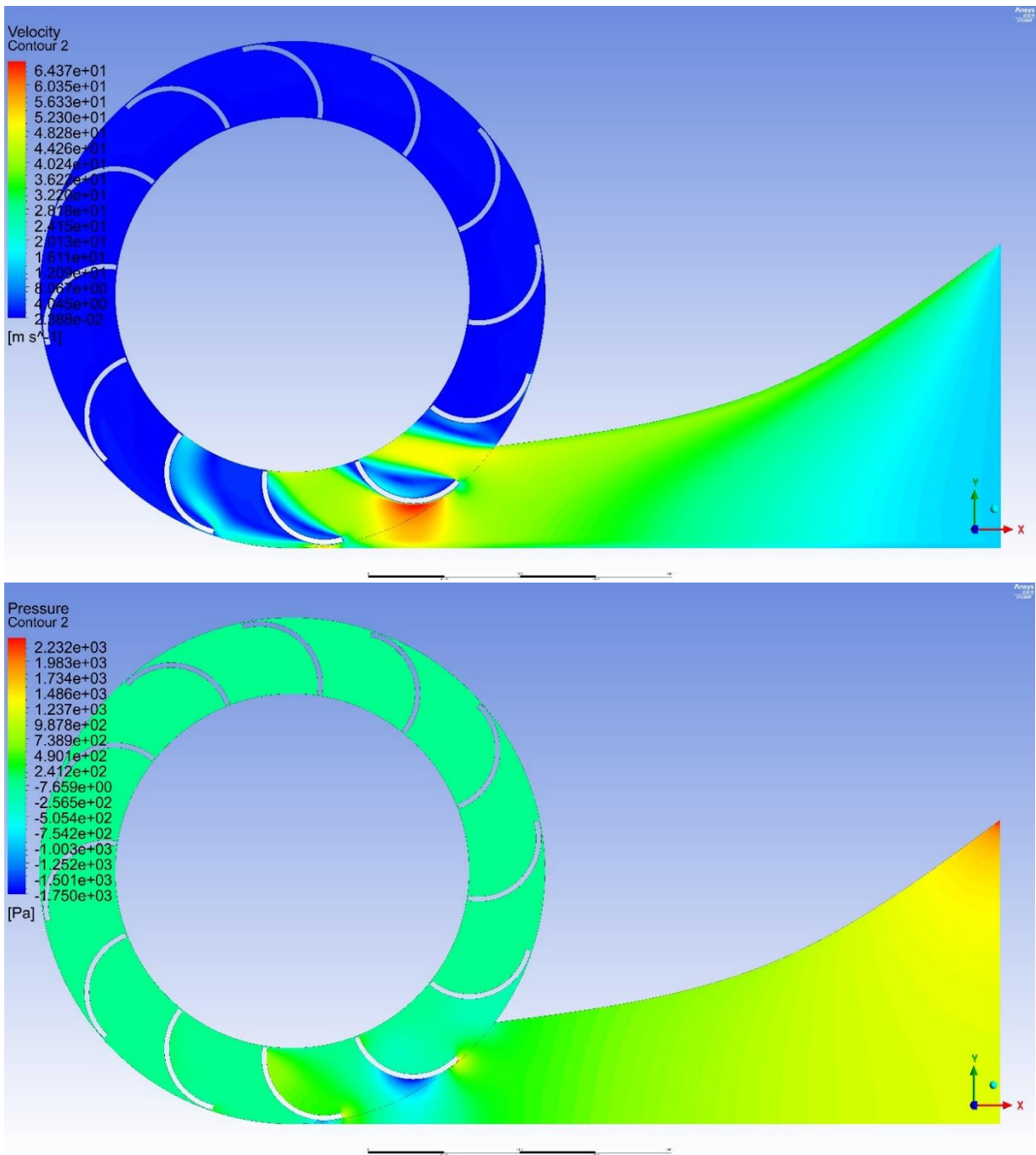
Gambar 4. 10 Vektor kecepatan turbin N = 12, bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ rpm

Pada gambar berikut terlihat bahwa pada putaran rotor 500 rpm, bagian depan *blade* mengalami separasi atau tekanan konstan pada X'/C 0.9.



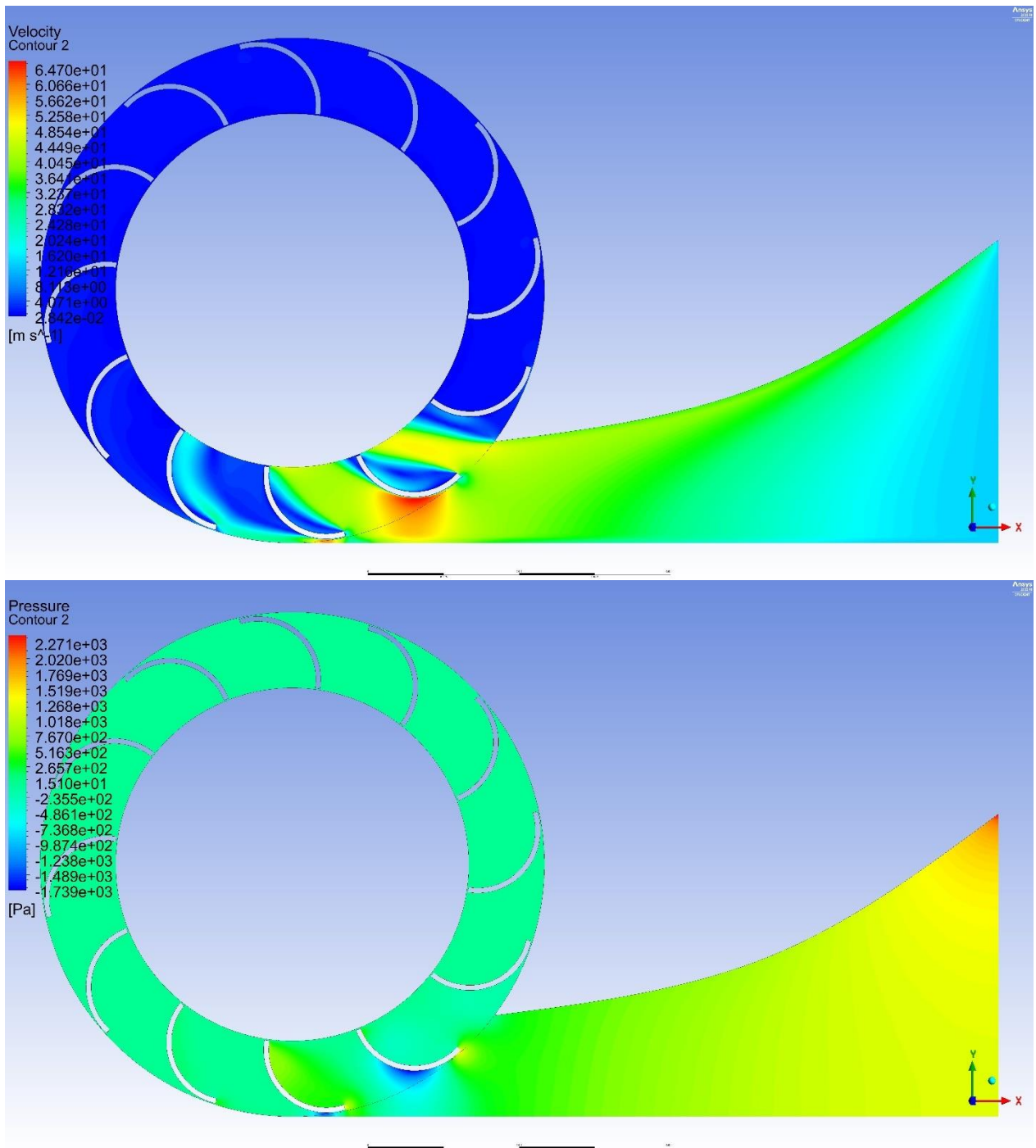
Gambar 4. 11 Blade pressure coefficient turbin N = 12 dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, n = 500 rpm

Kemudian dianalisa kontur kecepatan dan tekanan pada kecepatan putar rotor 300,500 dan 700 rpm. Pada keadaan kecepatan putaran di 300 rpm, kontur aliran yang dihasilkan turbin berhasil mempertahankan kontur warna merah atau kecepatan tinggi yang relative lebih lama dibandingkan dengan kecepatan putaran yang lebih tinggi. Pada putaran 300 rpm didapatkan nilai momen lebih tinggi dibandingkan putaran 500 rpm, lalu kembali menurun saat putaran diubah ke 700 rpm.



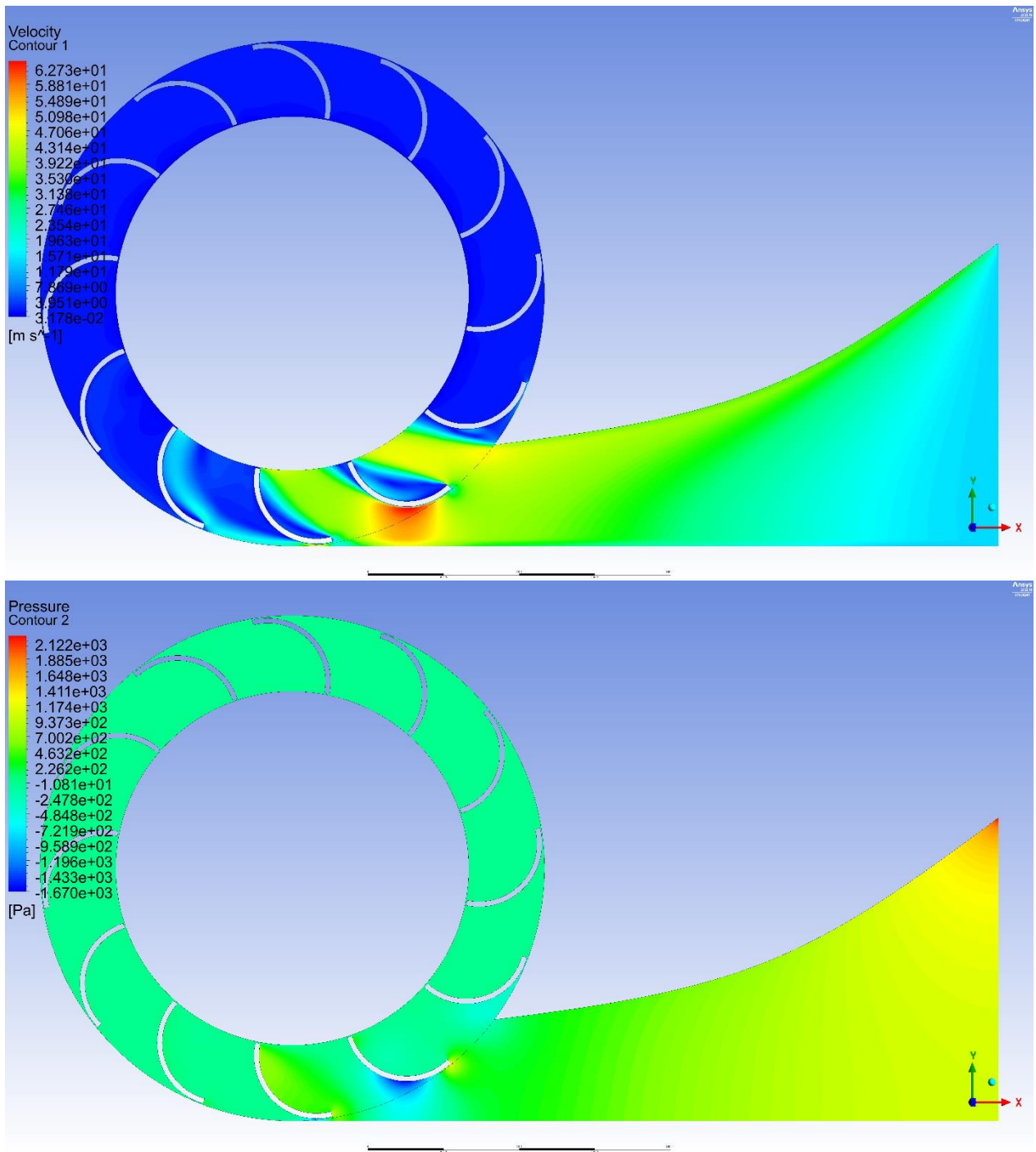
Gambar 4. 12 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 300$ rpm

Lalu, pada kondisi putaran 500 rpm, kontur aliran yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 4.13. Momen yang dihasilkan pada kondisi ini didapatkan lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm.



Gambar 4. 13 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ rpm

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



Gambar 4. 14 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 12$, bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 700$ rpm

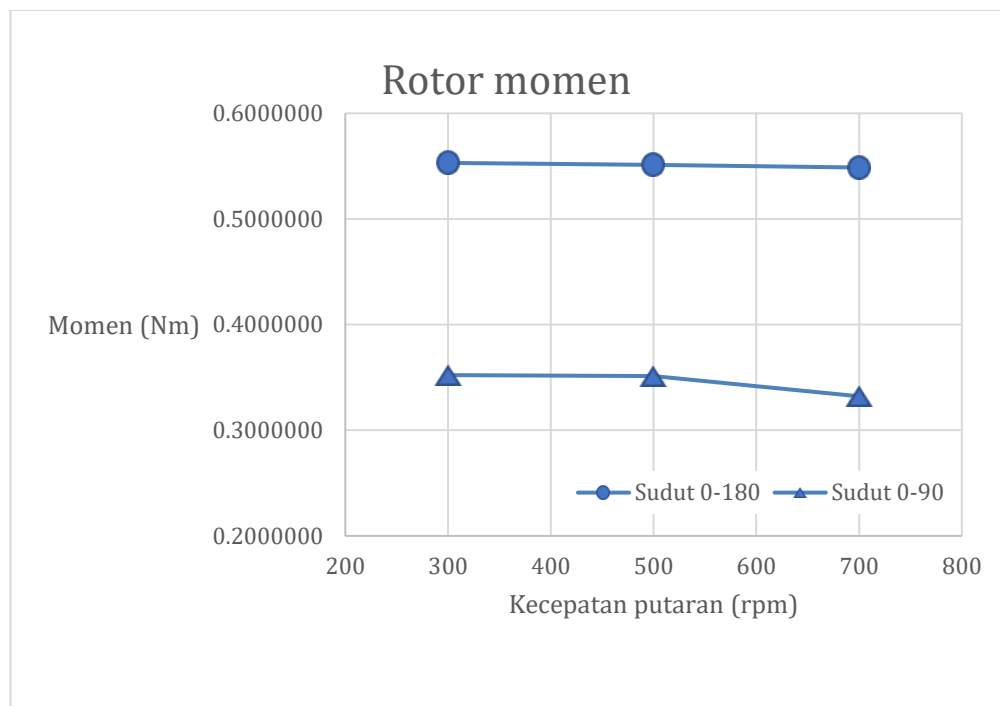
4.1.3 Perbandingan bentuk $blade (\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ)$ dan $(\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ)$ pada jumlah $blade$ 12

Pada subbab ini akan dilakukan perbandingan kuantitatif antara dua jenis bentuk lengkung $blade$ pada jumlah $blade$ 12. Perbandingan kuantitatif yang akan dibandingkan antara lain adalah

nilai momen dan daya yang dihasilkan. Momen dipengaruhi oleh *drag force* yang dihasilkan oleh tiap *blade*.

Pada gambar 4.15 terlihat data nilai momen untuk jumlah *blade* 12 dengan dua variasi bentuk *blade*. Menurut analisa ilmiah sangat diketahui bahwa semakin tinggi putaran rotor maka kecepatan relative akan semakin rendah. Dikarenakan aliran angin akan semakin sulit mengejar *blade* dengan putaran yang terlalu tinggi. Namun pada hasil yang didapatkan ternyata hal tersebut tidak mutlak selalu benar. Pada penelitian turbin dengan variasi bentuk *blade* dan jumlah *blade* ini, didapatkan putaran yang paling cocok ataupun menghasilkan momen paling tinggi adalah pada putaran 500 rpm.

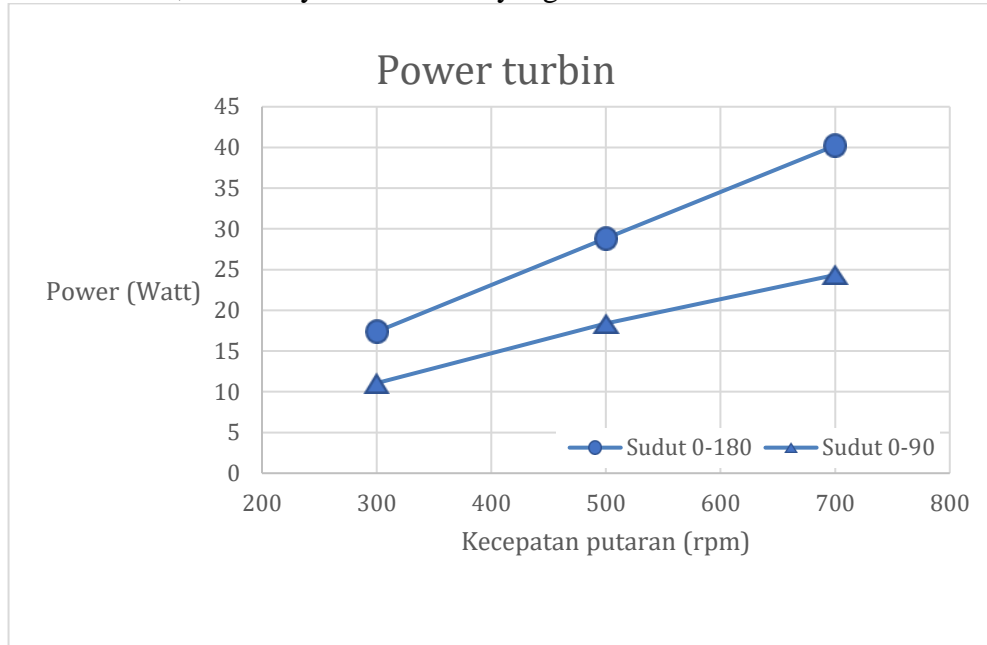
Terlihat juga bahwa nilai momen yang dihasilkan untuk bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ lebih rendah dibandingkan *blade* dengan bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$. Pada bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, separasi yang terjadi pada *blade* terjadi sangat belakangan dekat dengan *leading edge* dikarenakan bagian depan buritan nya menginduksikan *adverse pressure gradient* yang tidak cukup kuat dibandingkan dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$. Namun, tekanan yang rendah pada bagian cekungnya jika dibandingkan dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ membuat *drag force* yang dihasilkan tidak efektif.



Gambar 4. 15 Momen rotor N = 12 dengan variasi bentuk *blade*

Untuk grafik daya pada gambar 4.16, nilai daya untuk masing masing bentuk *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. Namun semakin naiknya kecepatan putaran juga tidak semata mata menaikkan nilai daya dikarenakan semakin tingginya putaran, akumulasi penurunan momen akan

terjadi sehingga ketika putaran mencapai titik dimana kecepatan tangensial *blade* sama dengan kecepatan aliran masuk, maka daya dan momen yang akan dihasilkan adalah nol.



Gambar 4.16 Power turbin N = 12 dengan variasi bentuk *blade*

4.2 Analisa pengaruh bentuk *blade* pada turbin dengan jumlah *blade* 8

Pada bab ini pembahasan dilakukan dengan membahas pola aliran yang terbentuk pada jumlah *blade* 8 pada masing-masing variasi bentuk *blade* dan kecepatan putaran. Kemudian dilanjutkan dengan pembahasan pola aliran yang terbentuk pada bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dan $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Selanjutnya diskusi membandingkan data kuantitatif momen dan daya pada masing-masing variasi bentuk *blade*, jumlah *blade*, dan kecepatan putaran.

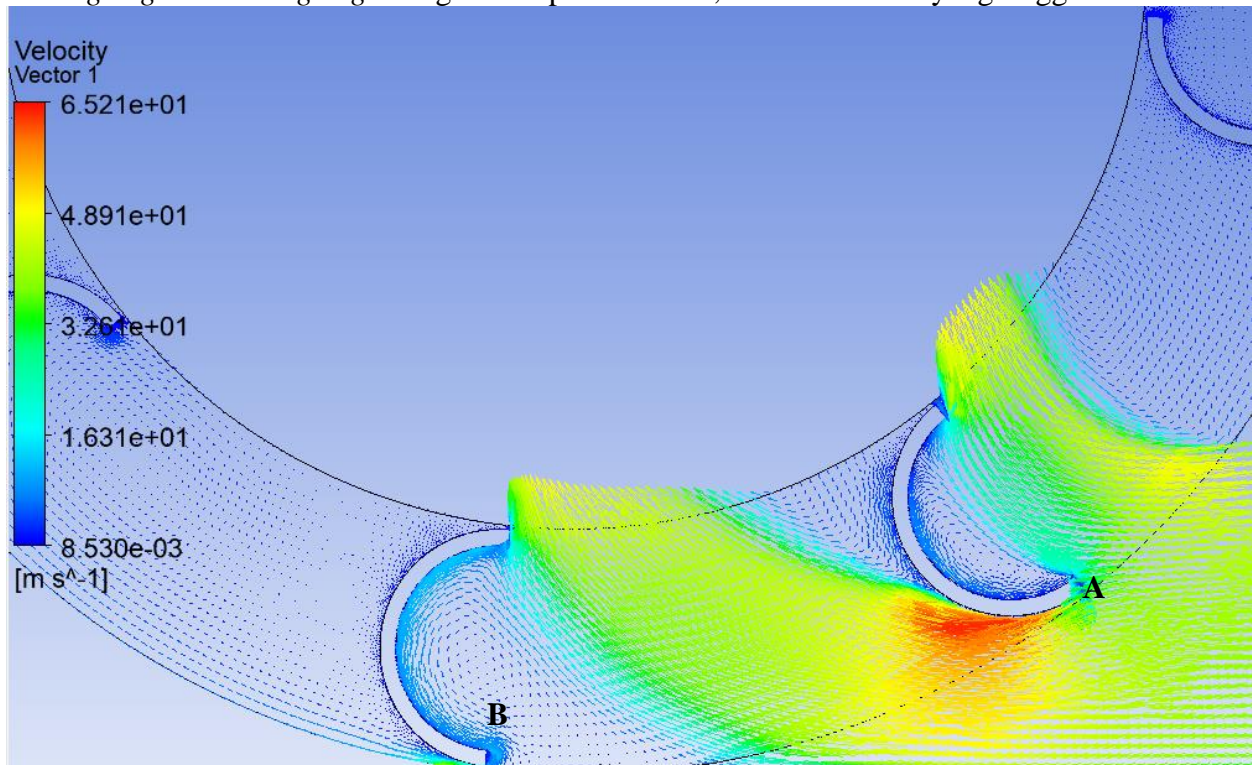
4.2.1 Jumlah *blade* 8 dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$

Turbin dengan jumlah *blade* 8 memiliki pola aliran yang kurang lebih sama jika dibandingkan dengan jumlah *blade* 12 namun kurang efektif. Hal ini dikarenakan turbin dengan jumlah *blade* 8 memiliki luasan aktif *blade* yang terkena aliran semakin sedikit sehingga kurang efektif dalam menghasilkan *drag force*. Kecepatan maksimum yang dihasilkan pada bagian *suction side* lebih rendah dibandingkan pada jumlah *blade* 12. Semakin sedikitnya *blade* maka semakin sedikit juga tumbukan yang terjadi antara fluida dengan *blade*. Namun jika dibandingkan dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan jumlah *blade* 12, momen rotor yang didapatkan pada jumlah *blade* 8 dengan bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ lebih tinggi. Hal ini dikarenakan perbedaan tekanan yang ada antara permukaan cekung dan cembung turbin dengan jumlah *blade* 8 dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ lebih tinggi.

Pada turbin dengan kelengkungan *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, 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

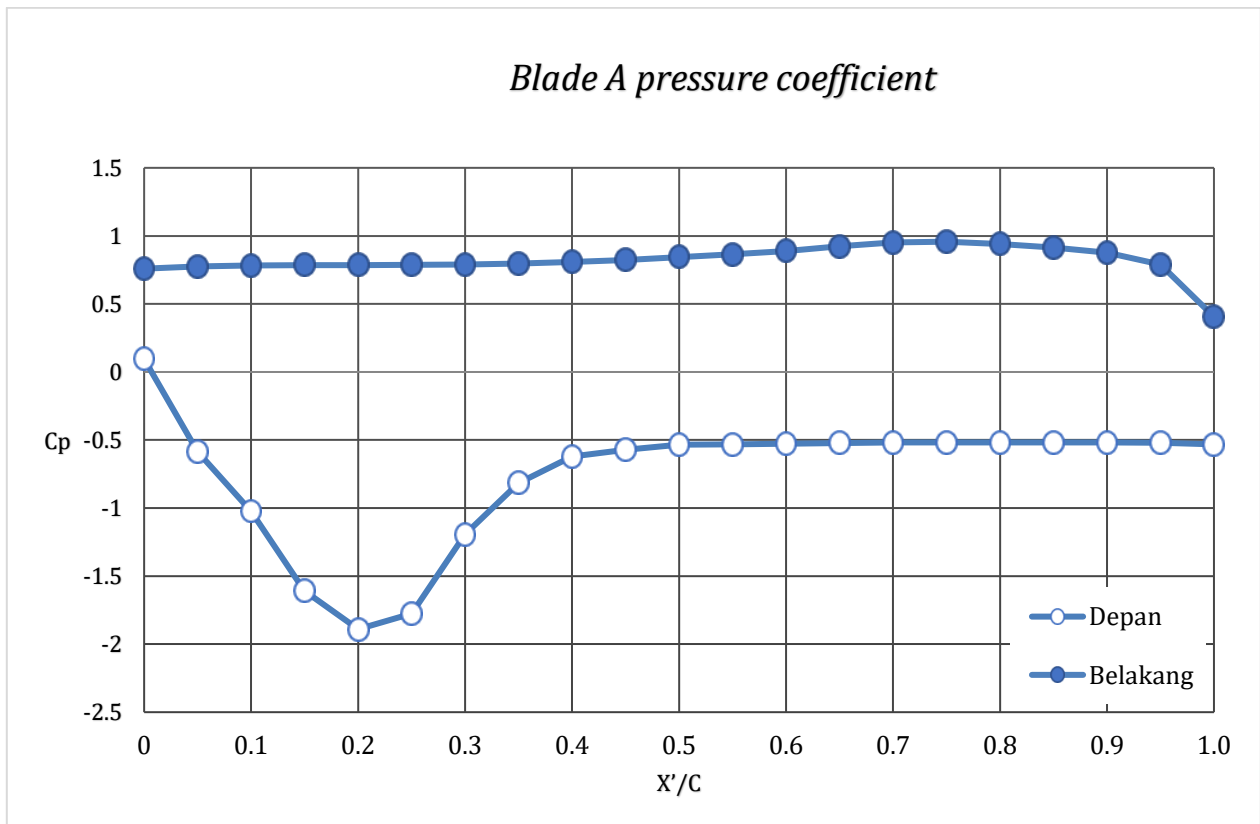
rendah hampir konstan yang tidak serendah dibandingkan bila akselerasinya berlanjut hingga mendekati trailing edge. Saat bergerak melintasi celah masuk rotor separasi aliran disisi depan sudu ini lebih cepat bergeser kearah leading edge. Pada permukaan cekungnya diisi oleh vortex tekanan tinggi yang ditahan oleh aliran yang mengarah ke outlet. Perbedaan tekanan antara permukaan cekung dan cembung nya besar.

Pada gambar 4.17 terlihat gambar vector kecepatan pada turbin *blade* 8 dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$. Aliran angin yang memasuki celah rotor menumbuk *blade* A dan mengalami separasi sebelum mencapai bagian tengah *blade*. Aliran yang mengalami separasi pada *blade* A terlihat tidak sempat menumbuk bagian cekung dari *blade* B dan langsung keluar melalui *outlet*. Namun ada aliran yang memasuki permukaan cekung *blade* B dan melaju dari *trailing edge* ke *leading edge* dengan kecepatan rendah, namun tekanan yang tinggi.



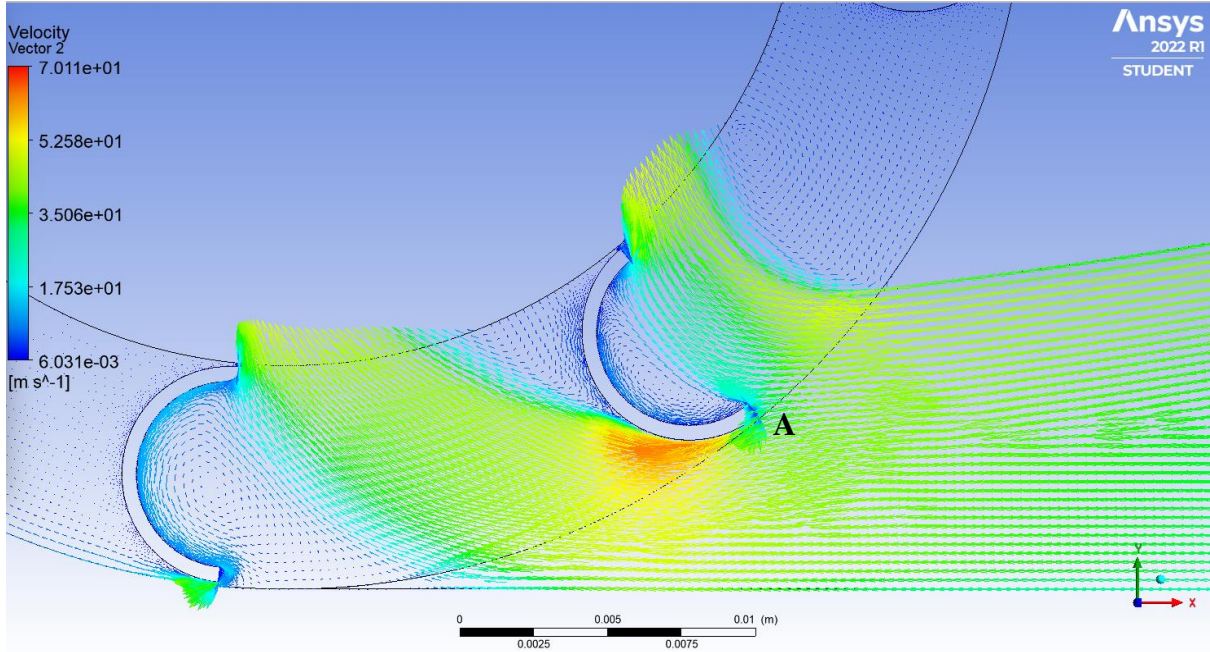
Gambar 4. 17 Vektor kecepatan turbin $N = 8$, bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, , $n = 300$ rpm

Grafik *pressure coefficient* untuk *blade* A dan B ditunjukkan pada gambar 4.18. Terlihat grafik *blade* A untuk bagian depan langsung mengalami separasi sangat awal di X'/C 0.4 sedangkan untuk bagian cekung atau belakangnya diisi oleh vortex dengan tekanan yang tinggi. Dari grafik berikut kita bisa melihat bahwa perbedaan tekanan antara permukaan cekung dan cembungnya tinggi.

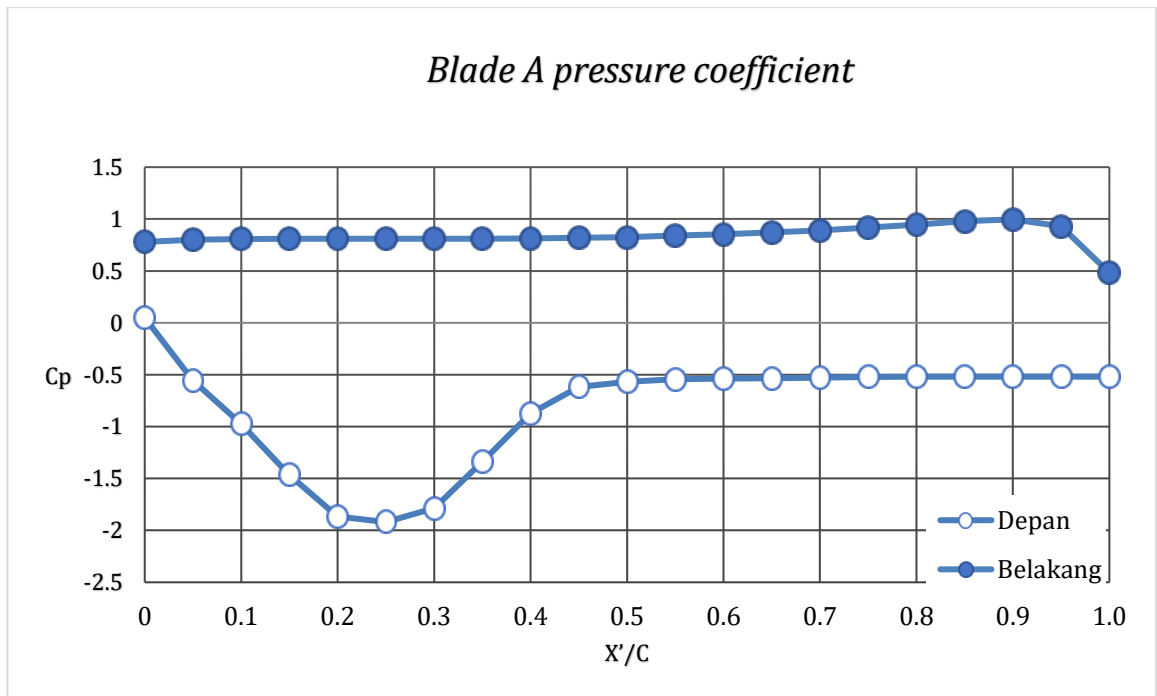


Gambar 4. 18 Blade pressure coefficient turbin N = 8, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, n = 300 rpm

Kemudian dianalisa vector kecepatan untuk putaran 500 rpm seperti terlihat pada gambar 4.19. Separasi yang terjadi pada blade A terjadi pada posisi yang sama seperti pada putaran 300 rpm, yaitu setelah melewati titik X'/C 0.4. Grafik blade pressure coefficient untuk putaran rotor 500 rpm terlihat pada gambar 4.20.



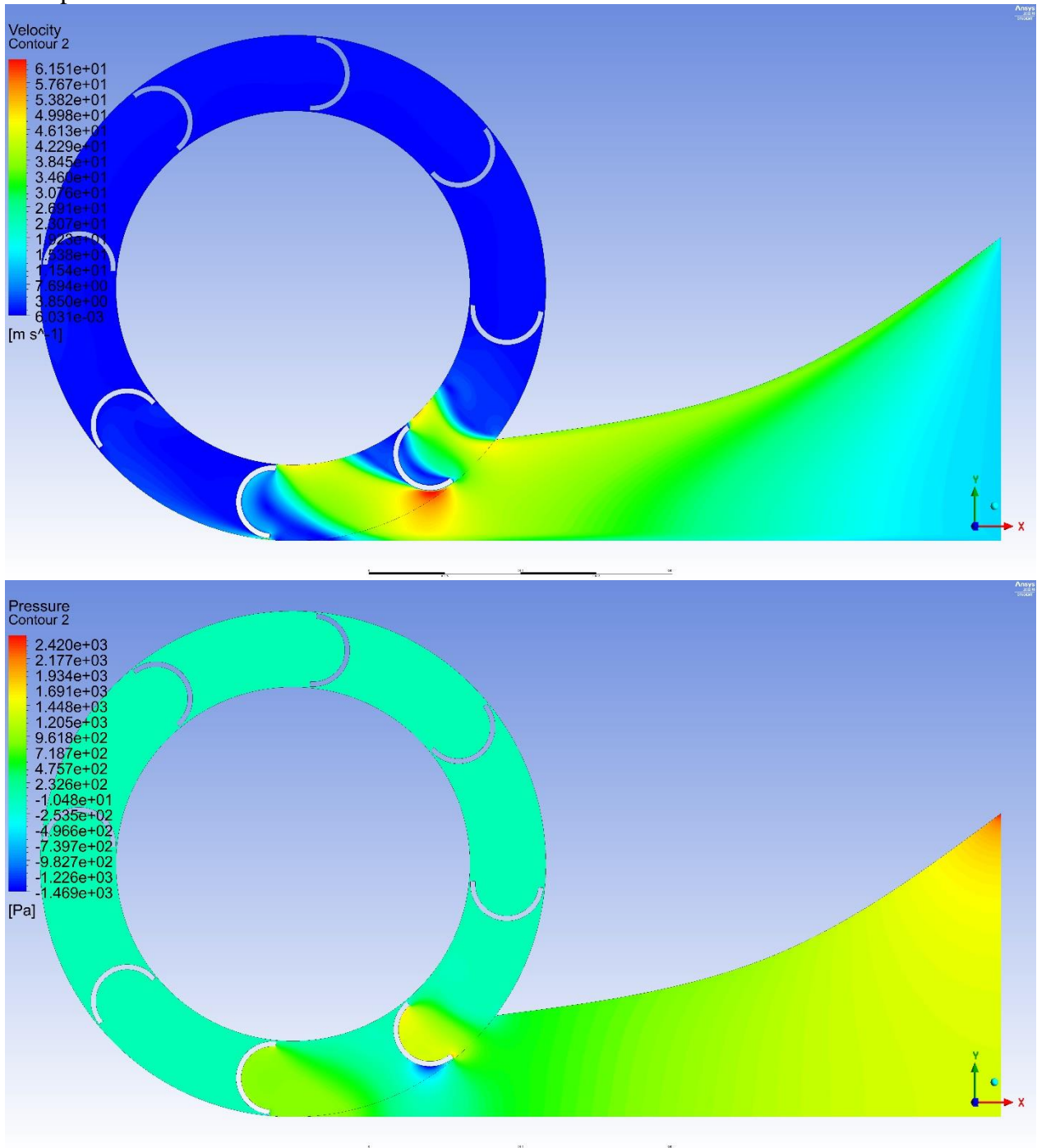
Gambar 4. 19 Vektor kecepatan turbin N = 8, bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, n = 300 rpm



Gambar 4. 20 Blade pressure coefficient turbin N = 8, bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, n = 500 rpm

Kemudian dianalisa kontur kecepatan dan tekanan pada kecepatan putar rotor 300,500 dan 700 rpm. Pada keadaan kecepatan putaran di 300 rpm, kontur aliran yang dihasilkan turbin berhasil mempertahankan kontur warna merah atau kecepatan tinggi yang relative lebih lama

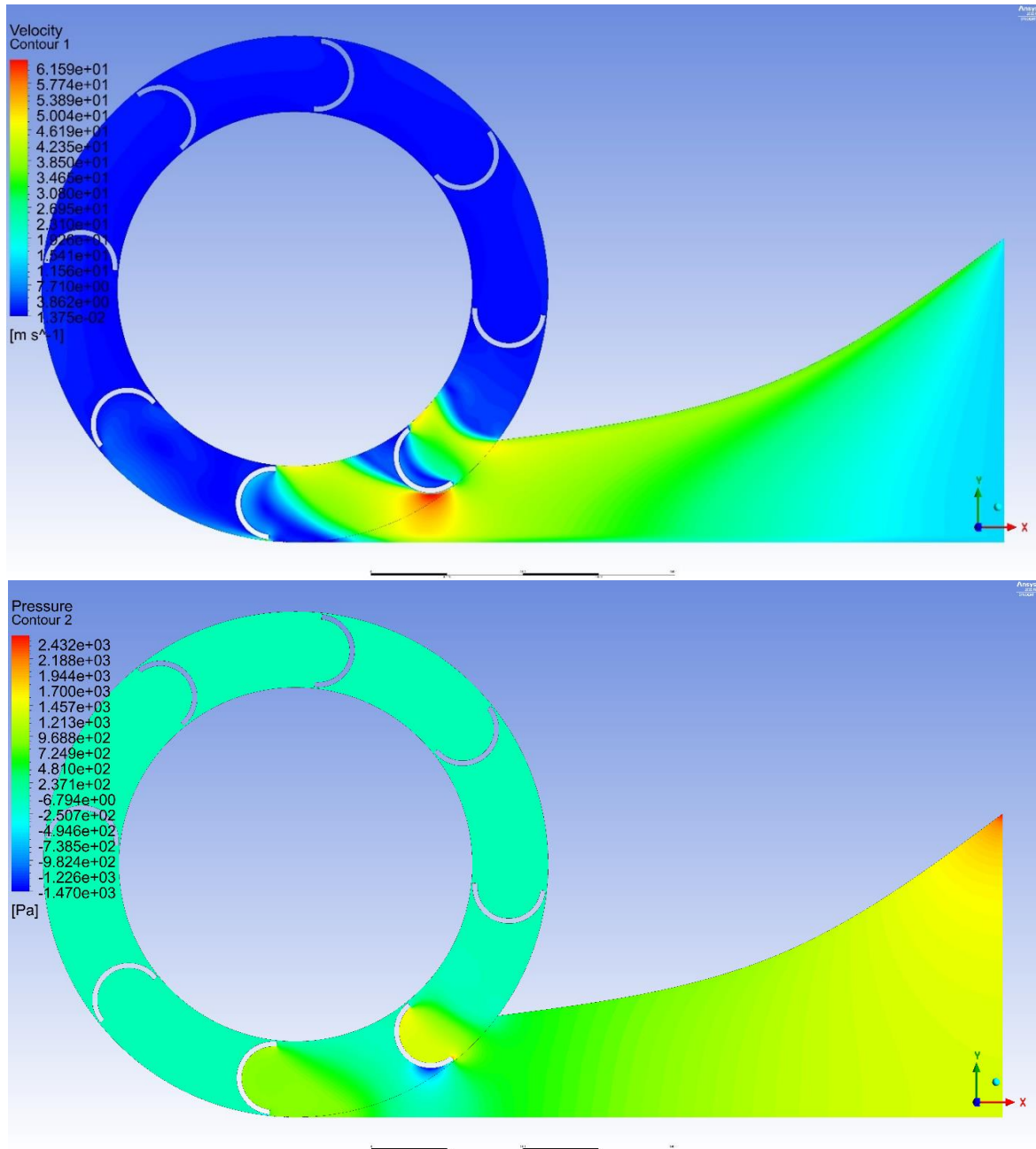
dibandingkan dengan kecepatan putaran yang lebih tinggi. Pada putaran 300 rpm didapatkan nilai momen lebih tinggi dibandingkan putaran 500 rpm, lalu kembali menurun saat putaran diubah ke 700 rpm.



Gambar 4. 21 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, bentuk $blade\ \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, dan $n = 300\ rpm$

Kemudian pada kondisi putaran rotor 500 rpm, kontur aliran yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 4.22. Pada kondisi ini, kontur kecepatan berwarna merah dipertahankan dengan

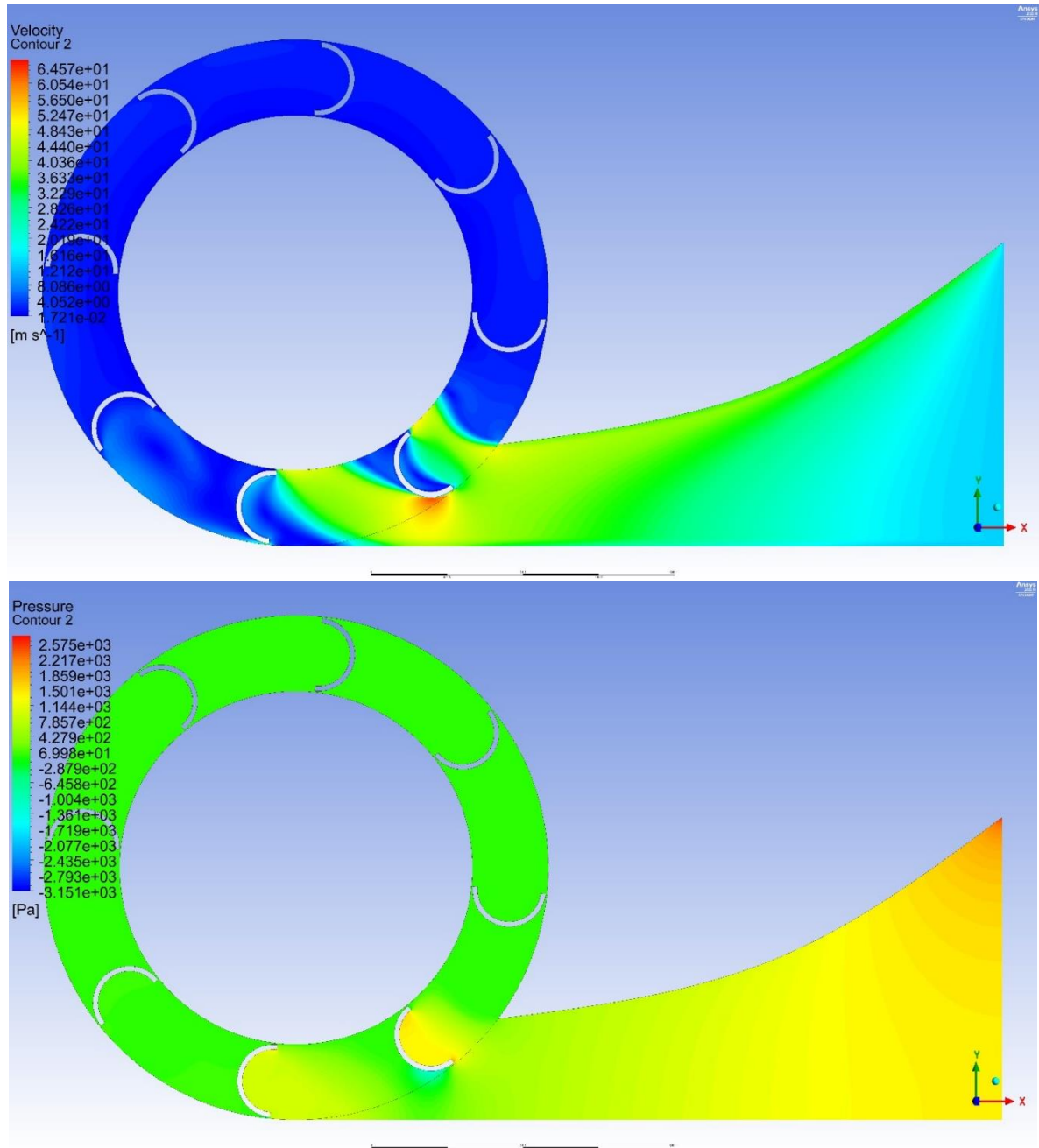
cukup lama walaupun lebih rendah dibandingkan pada kondisi 300 rpm. Hal ini dikarenakan pada kecepatan putaran 500 rpm blade berputar dengan lebih cepat sehingga aliran lebih sulit mengejar blade yang berputar. Penurunan kecepatan relative kembali menurunkan *drag force* yang dihasilkan.



Gambar 4. 22 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, dan $n = 500$ 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.



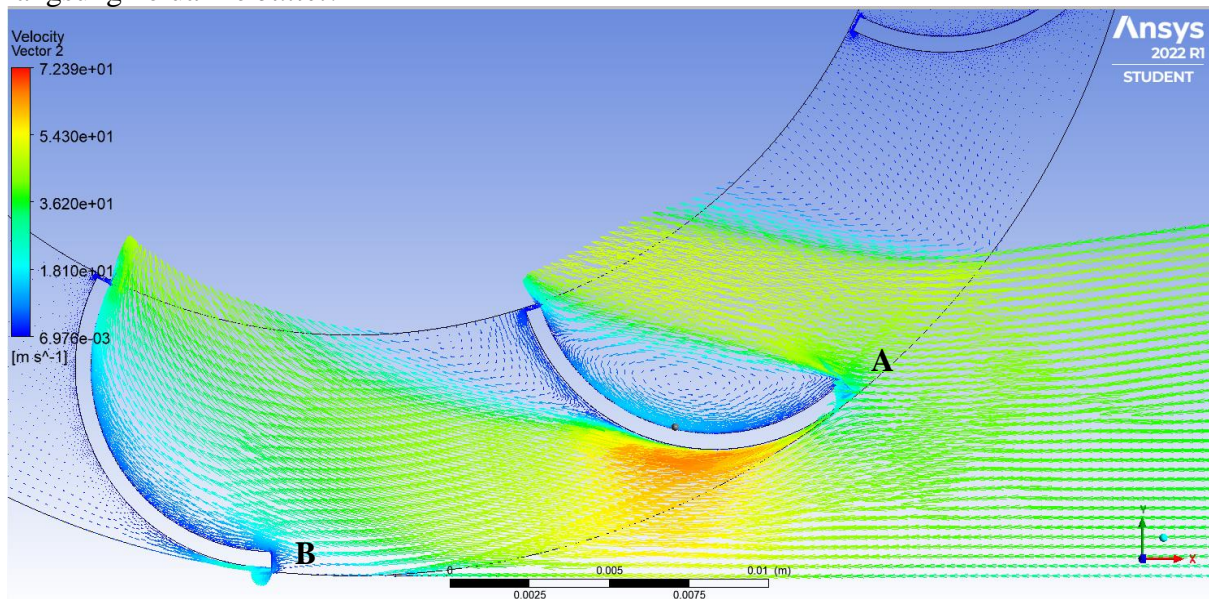
Gambar 4. 23 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, dan $n = 700$ rpm

4.2.2 Jumlah blade 8 dengan bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$

Turbin dengan jumlah *blade* 8 memiliki pola aliran yang kurang lebih sama jika dibandingkan dengan jumlah *blade* 12 namun kurang efektif. Hal ini dikarenakan turbin dengan jumlah *blade* 8 memiliki luasan aktif *blade* yang terkena aliran semakin sedikit sehingga kurang

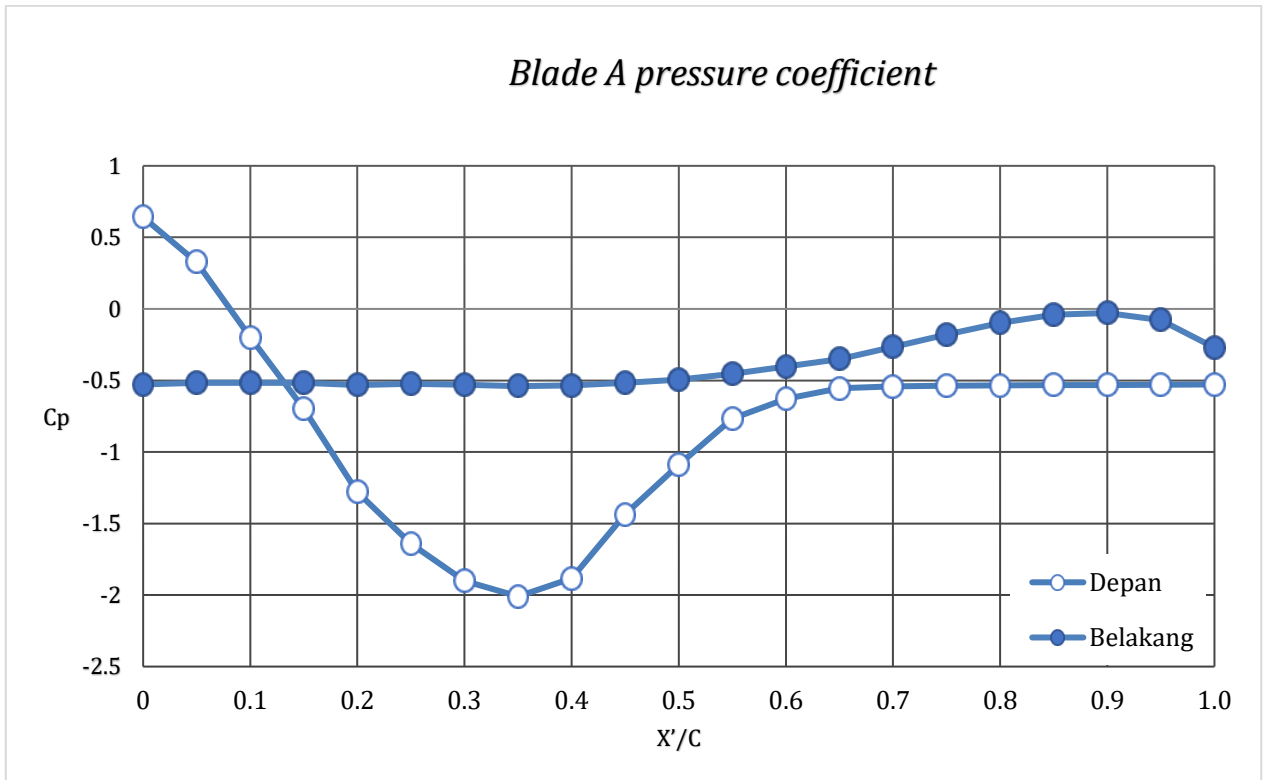
efektif dalam menghasilkan *drag force*. Kecepatan maksimum yang dihasilkan pada bagian *suction side* lebih rendah dibandingkan pada jumlah *blade* 12. Semakin sedikitnya *blade* maka semakin sedikit juga tumbukan yang terjadi antara fluida dengan *blade*. Seperti pada jumlah *blade* 12, bentuk *blade* ini menunda separasi hingga menuju ke *trailing edge*. Namun separasi yang terjadi lebih cepat jika dibandingkan dengan jumlah *blade* 12 dengan bentuk *blade* yang sama, dikarenakan aliran pada permukaan cembungnya tidak tertahan oleh aliran yang hendak menumbuk permukaan cekung *blade* didepannya. Ini terjadi karena pada jumlah *blade* 8, jarak antar *blade* semakin jauh jika dibandingkan dengan jumlah *blade* 12.

Pada gambar 4.24 terlihat vector kecepatan pada turbin *blade* 8 dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Aliran yang memasuki rotor hanya menumbuk 2 *blade* pada bagian rotor. Pada *blade* A dialiri fluida terlebih dahulu dan terlihat mengalami separasi pada bagian dekat *trailing edge*. Aliran yang mengalami separasi ini menumbuk *blade* kiri sehingga aliran angin tidak langsung keluar ke *outlet*.



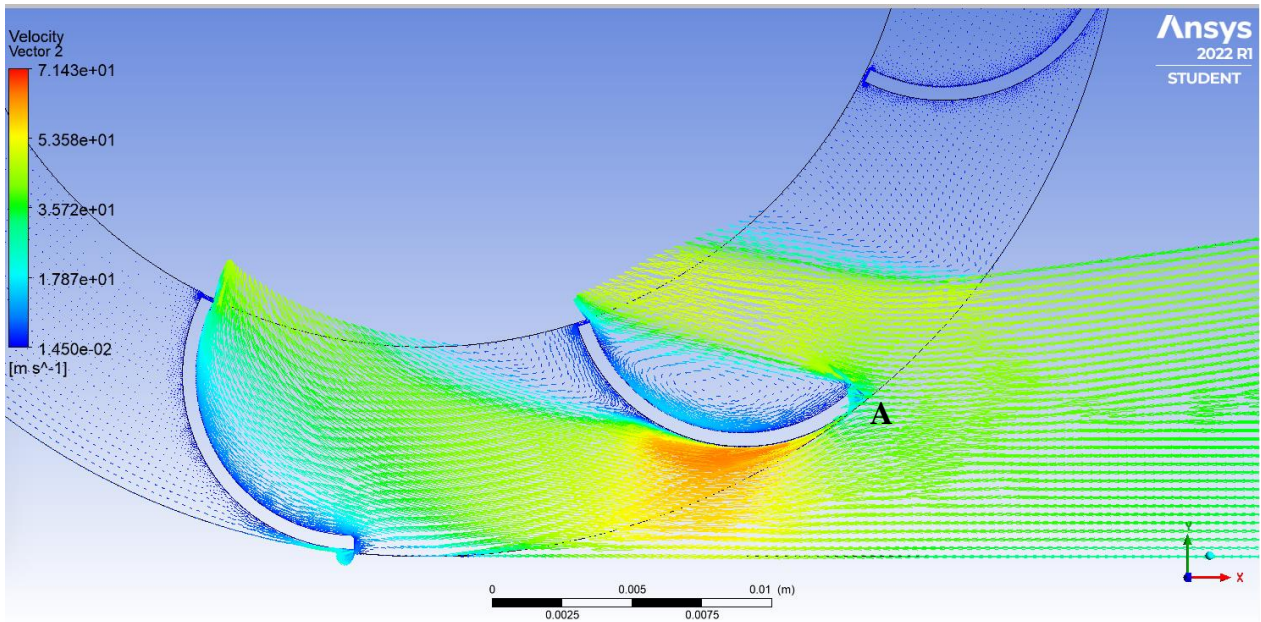
Gambar 4. 24 Vektor kecepatan turbin N = 8 dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, n = 300 rpm

Kemudian grafik *blade pressure coefficient* dibuat untuk mengetahui titik separasi pada *blade* A dan B. Grafik ditunjukkan pada gambar 4.25 dimana terlihat bagian depan untuk *blade* A mengalami separasi setelah melewati bagian tengah *blade* dan mencapai titik tekanan konstan pada X'/C 0.7 dan bagian cekung nya diisi oleh aliran dengan tekanan yang rendah. Pada grafik terlihat perbedaan tekanan antara bagian depan dan belakang tidak terlalu berbeda. Lalu aliran yang melalui celah dan mengalami separasi dari *blade* A sempat menumbuk permukaan cekung *blade* B. Namun tekanan statis pada permukaan cekung nya rendah. Perbedaan tekanan yang rendah antara permukaan cekung dan cembungnya inilah yang menyebabkan bentuk *blade* ini kurang efektif dalam menghasilkan *drag force*.



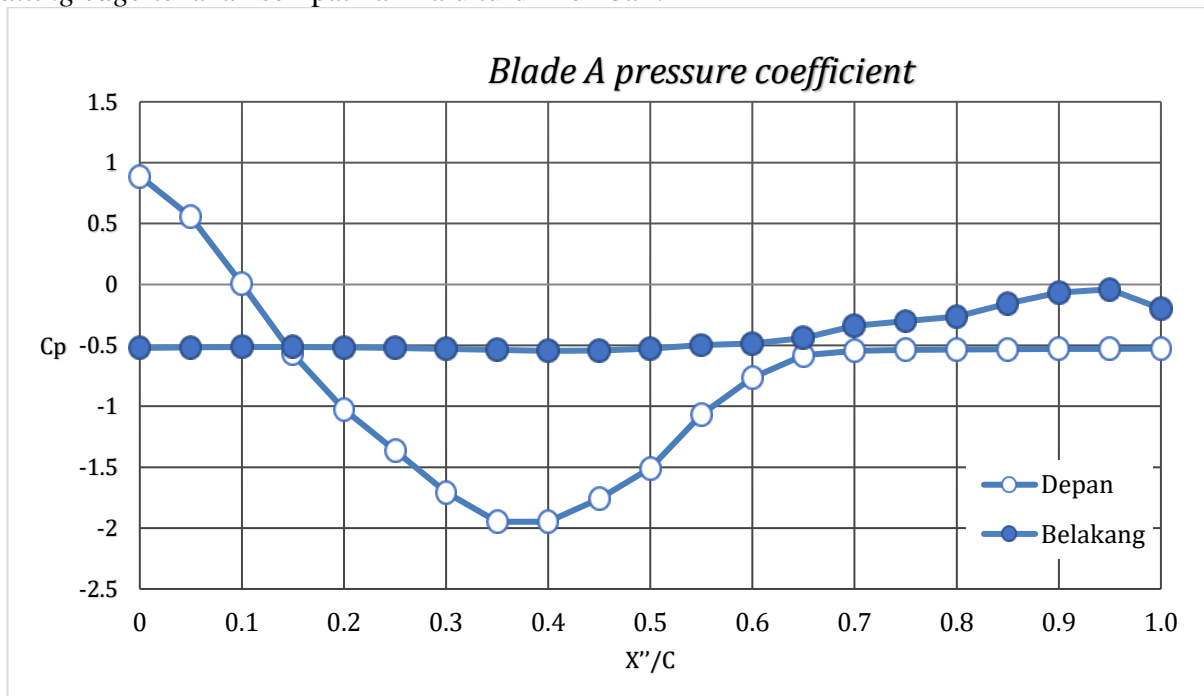
Gambar 4. 25 Blade pressure coefficient turbin N = 8, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, dan n = 300 rpm

Pada gambar 4.26 ditunjukkan vector kecepatan untuk putaran 500 rpm. Pola aliran yang melewati celah masuk rotor dan menumbuk *blade* hampir sama dengan saat putaran 300 rpm. Aliran mengalami separasi setelah melewati bagian tengah *blade A* dan pada bagian belakangnya ada aliran stagnasi pada bagian dekat *trailing edge* dan adanya aliran terseparasi mendekati *leading edge* dimana tekanannya konstan.



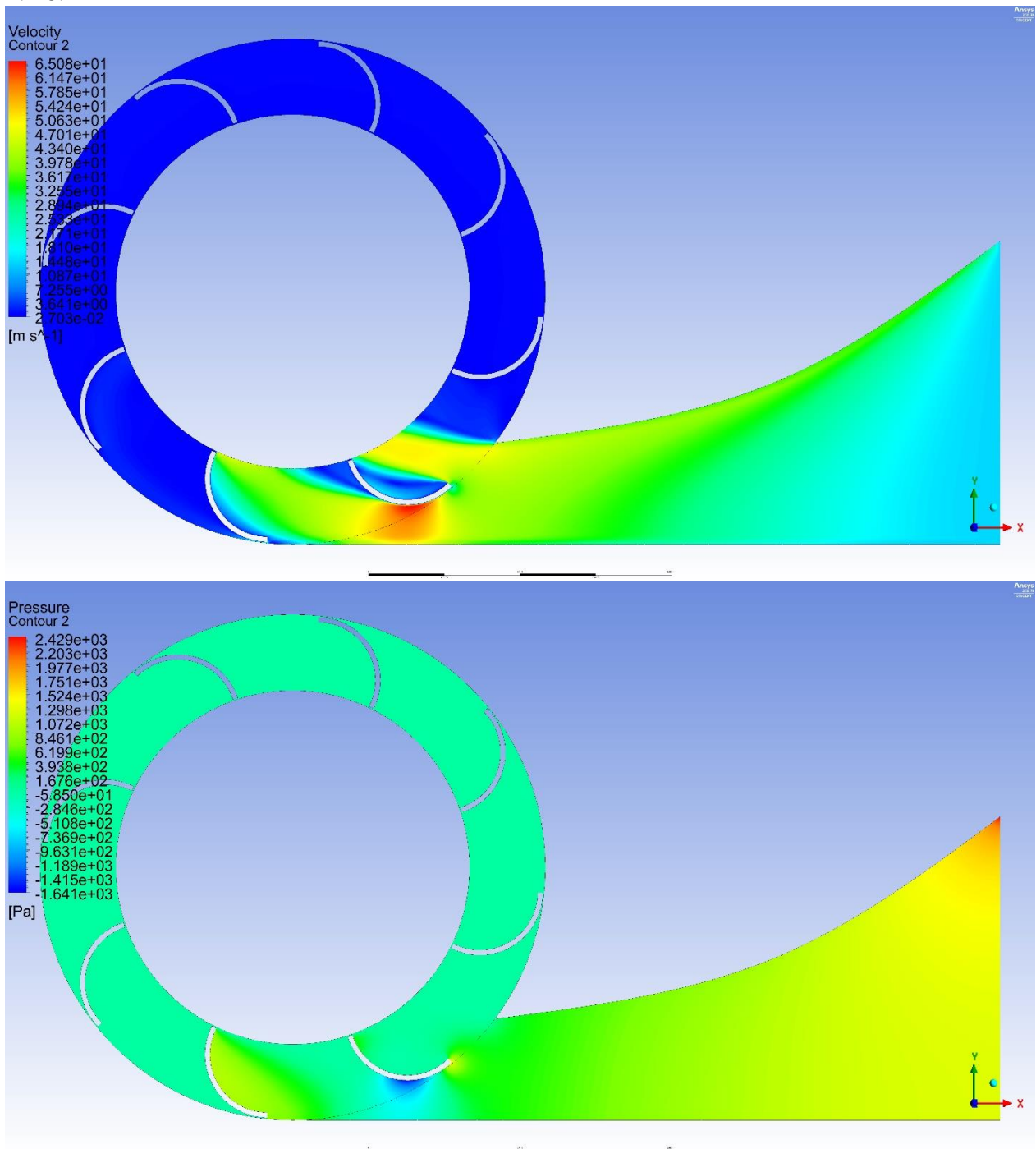
Gambar 4. 26 Vektor kecepatan turbin $N = 8$ dengan bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ rpm

Pada gambar 4.27 terlihat *blade pressure coefficient* untuk *blade A* pada kecepatan putaran 500 rpm. Pada bagian depan terlihat separasi terjadi pada titik X'/C 0.7 dimana pada titik tersebut tekanan mulai konstan. Dan bagian belakang *blade* mulai dari *leading edge* dipenuhi oleh aliran yang terseparasi dari bagian *trailing edge* sehingga tekanan konstan dan mendekati *trailing edge* tekanan sempat naik lalu turun kembali.



Gambar 4. 27 *Blade pressure coefficient* turbin $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, dan $n = 500$ rpm

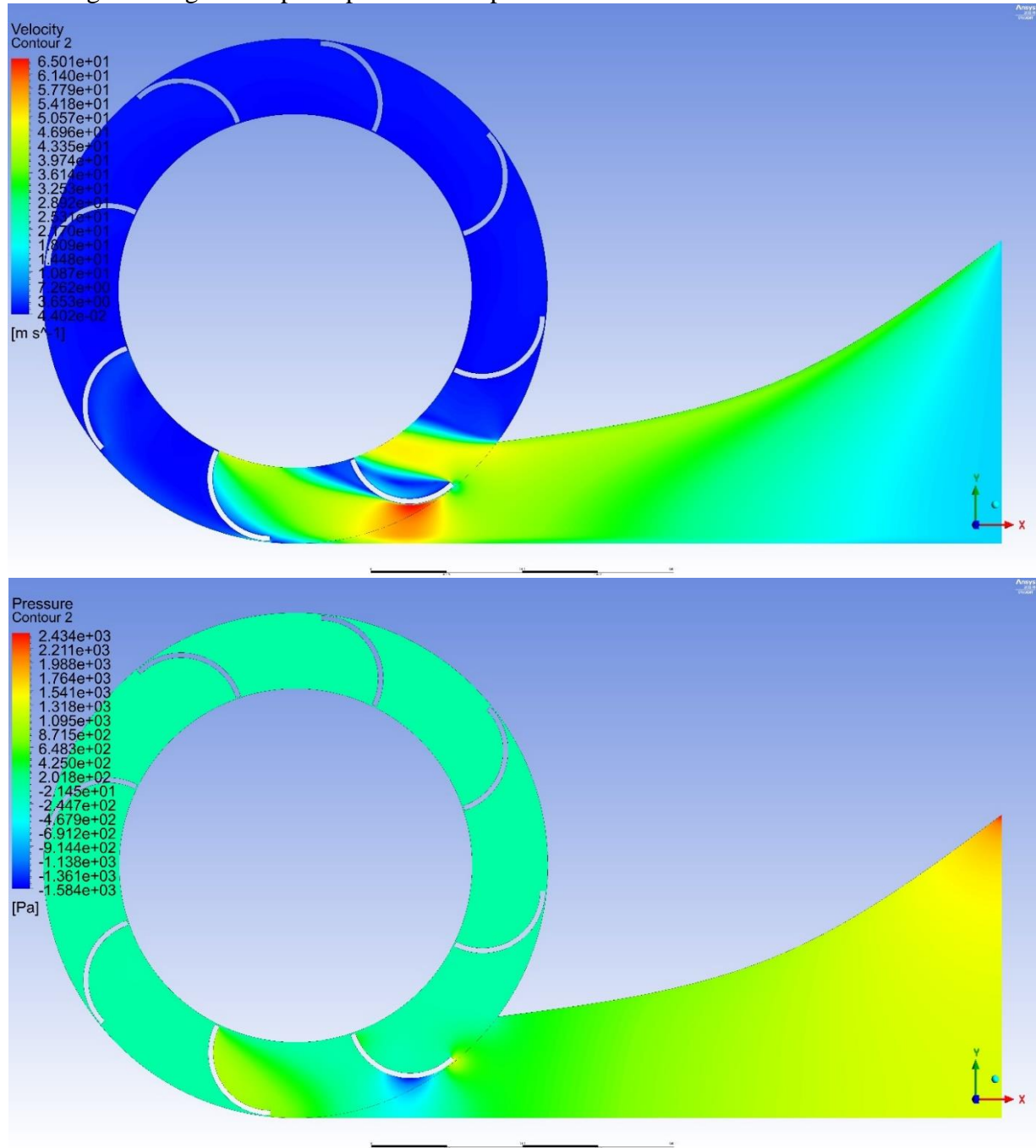
Kemudian dianalisa kontur tekanan dan kecepatan turbin ini pada setiap putaran rotor 300, 500, dan 700 rpm. Kontur tekanan dan kecepatan pada putaran 300 rpm terlihat pada gambar 4. 28.



Gambar 4. 28 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, bentuk $blade \beta_1 =$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 300$ rpm

Lalu, pada kondisi kecepatan putaran 500 rpm, kontur aliran yang dihasilkan ditunjukkan pada gambar 4.15. Pada kondisi kecepatan putaran 500 rpm, turbin dengan jumlah *blade* 8

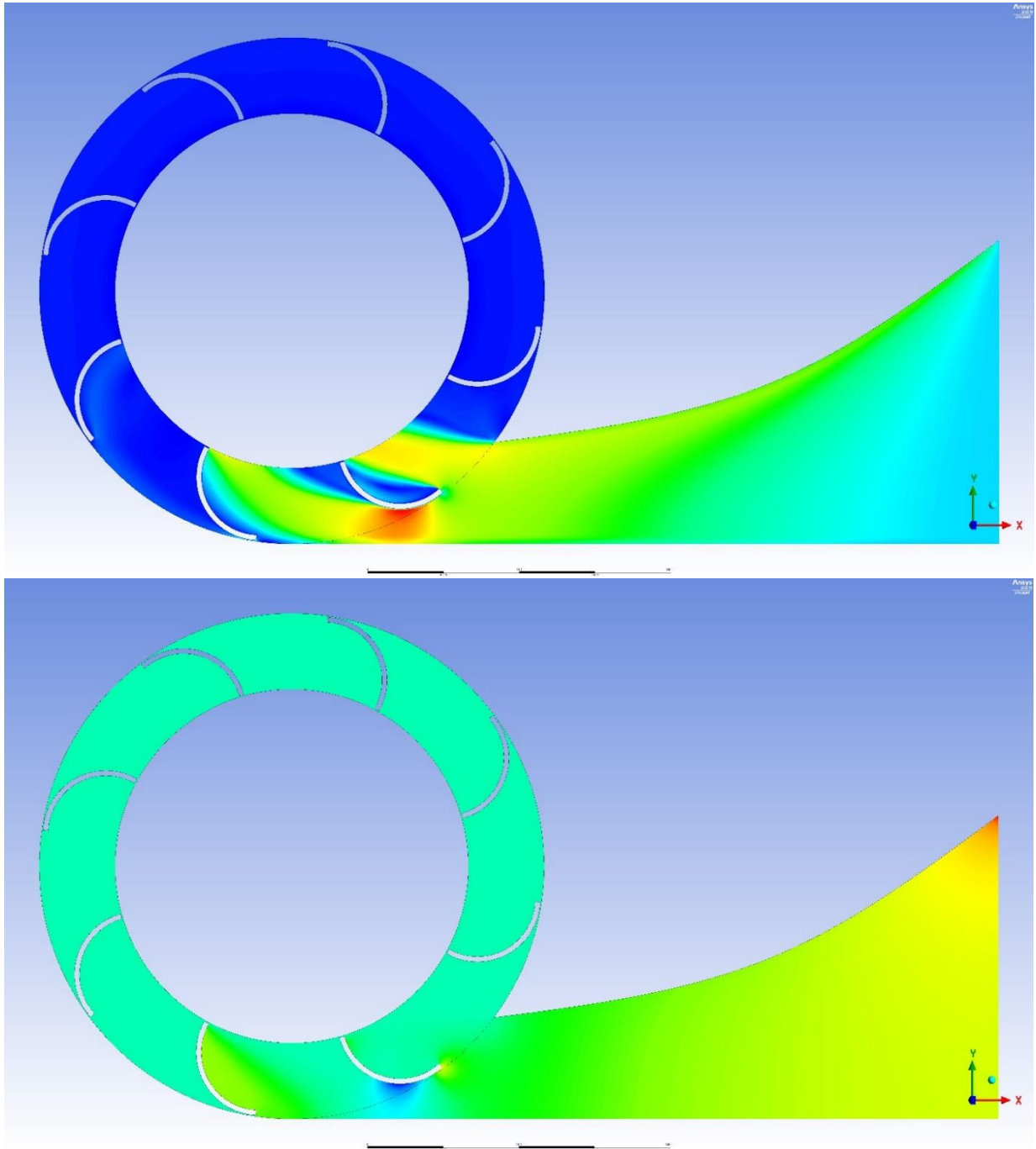
dengan bentuk lengkung $\beta_1 =$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ kembali menghasilkan momen yang lebih tinggi dibandingkan dengan kecepatan putaran 300 rpm.



Gambar 4. 29 Kontur kecepatan dan tekanan turbin $N = 8$, bentuk *blade* $\beta_1 =$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ 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

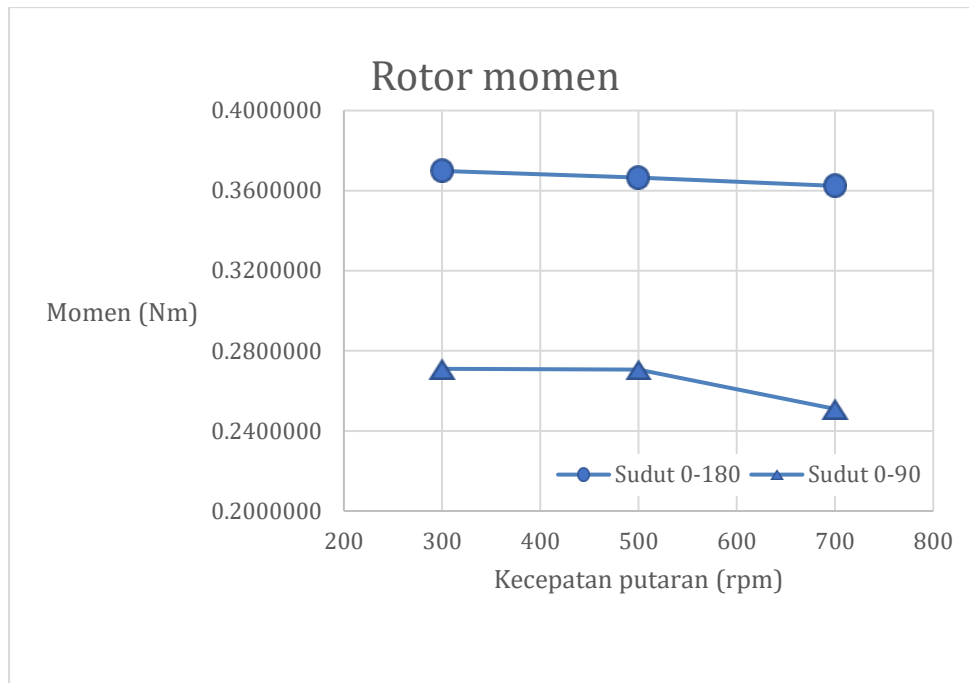
kecepatan relative blade semakin rendah yang mengakibatkan gaya drag dan momen yang dihasilkan semakin rendah.



Gambar 4. 30 Kontur kecepatan dan tekanan $N = 8$, bentuk *blade* $\beta_1 =$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 700$ rpm

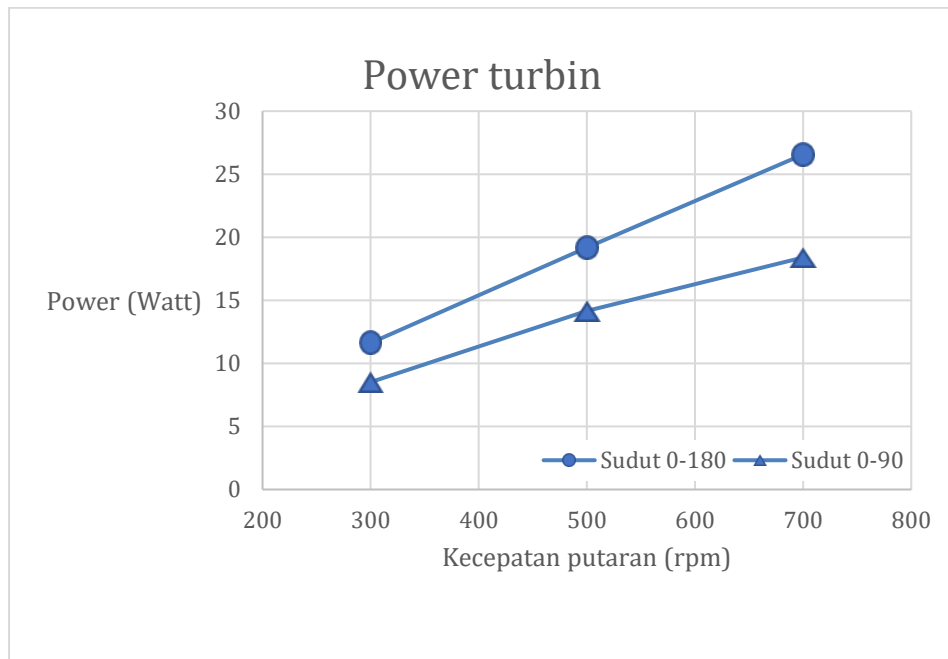
4.2.3 Perbandingan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dan $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ pada jumlah *blade* 8

Kemudian pada subbab ini akan dilakukan perbandingan kuantitatif momen dan daya antara bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ pada jumlah *blade* 8. Pada gambar dibawah terlihat nilai momen turbin dengan jumlah *blade* 8 dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ mengalami penurunan momen seiring dengan naiknya putaran rotor dari 300 rpm ke 500 rpm, dan turun lagi saat mencapai putaran 700 rpm seperti yang terjadi pada kondisi 12 *blade* yang sudah diterangkan diatas.



Gambar 4. 31 Momen rotor turbin N = 8 dengan variasi bentuk blade

Kemudian pada gambar 4.32 ditunjukkan grafik nilai power yang dihasilkan pada turbin dengan jumlah *blade* 8 dengan variasi bentuk lengkung *blade*. Hasil power yang didapatkan selalu mengalami kenaikan seiring dengan naiknya kecepatan putaran seperti yang dialami oleh turbin dengan jumlah *blade* 12.

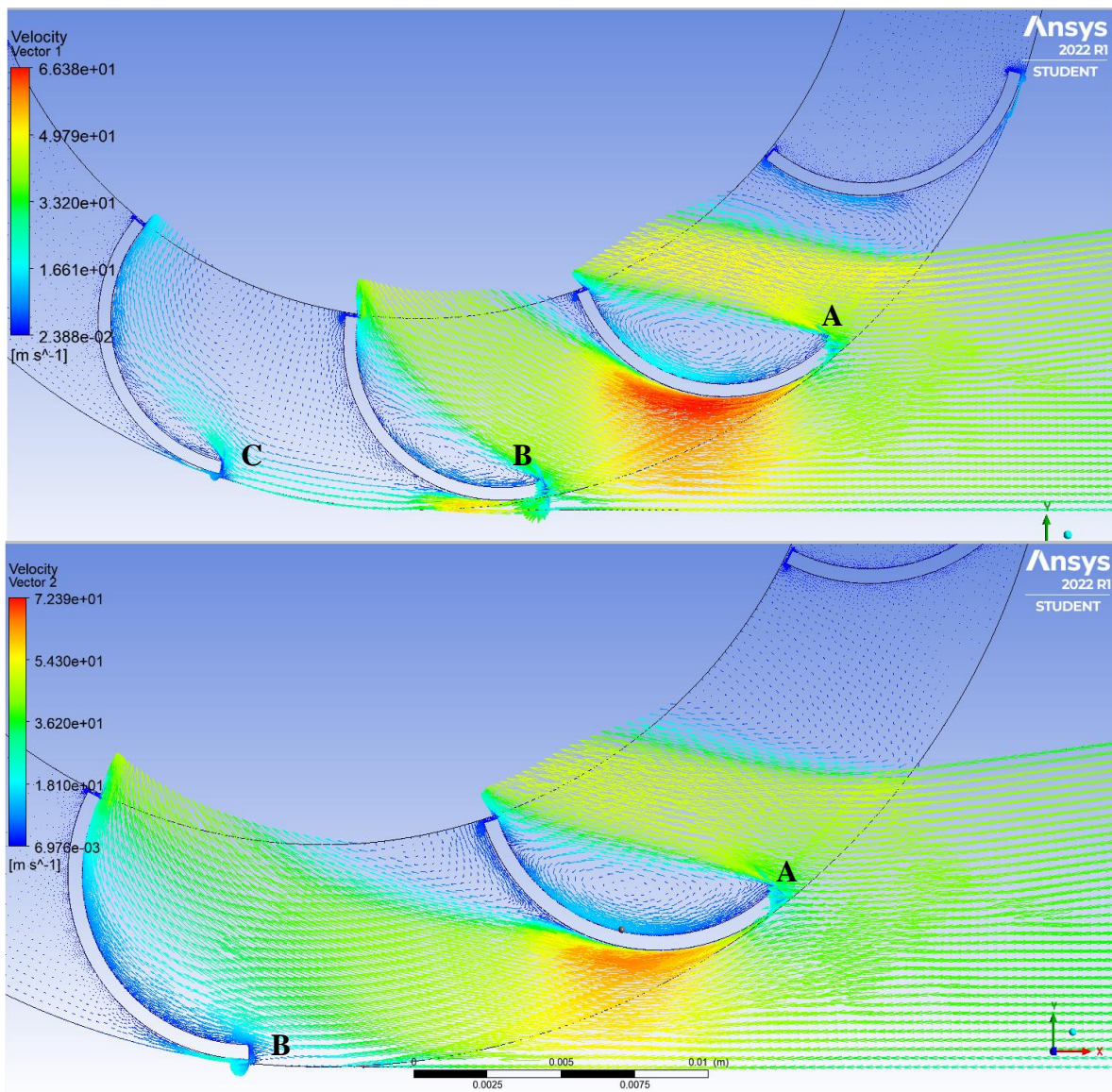


Gambar 4.32 Power turbin N = 8 dengan variasi bentuk blade

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

Pada subbab ini, akan dijelaskan perbandingan kualitatif dan kuantitatif antara turbin dengan jumlah *blade* 12 dan jumlah *blade* 8. Perbandingan kualitatif yang akan dibahas adalah antara lain kontur tekanan dan kecepatan yang dihasilkan antara dua variasi tersebut. Kemudian perbandingan kuantitatif yang akan dibahas adalah hasil nilai momen dan daya yang dihasilkan dari dua variasi tersebut.

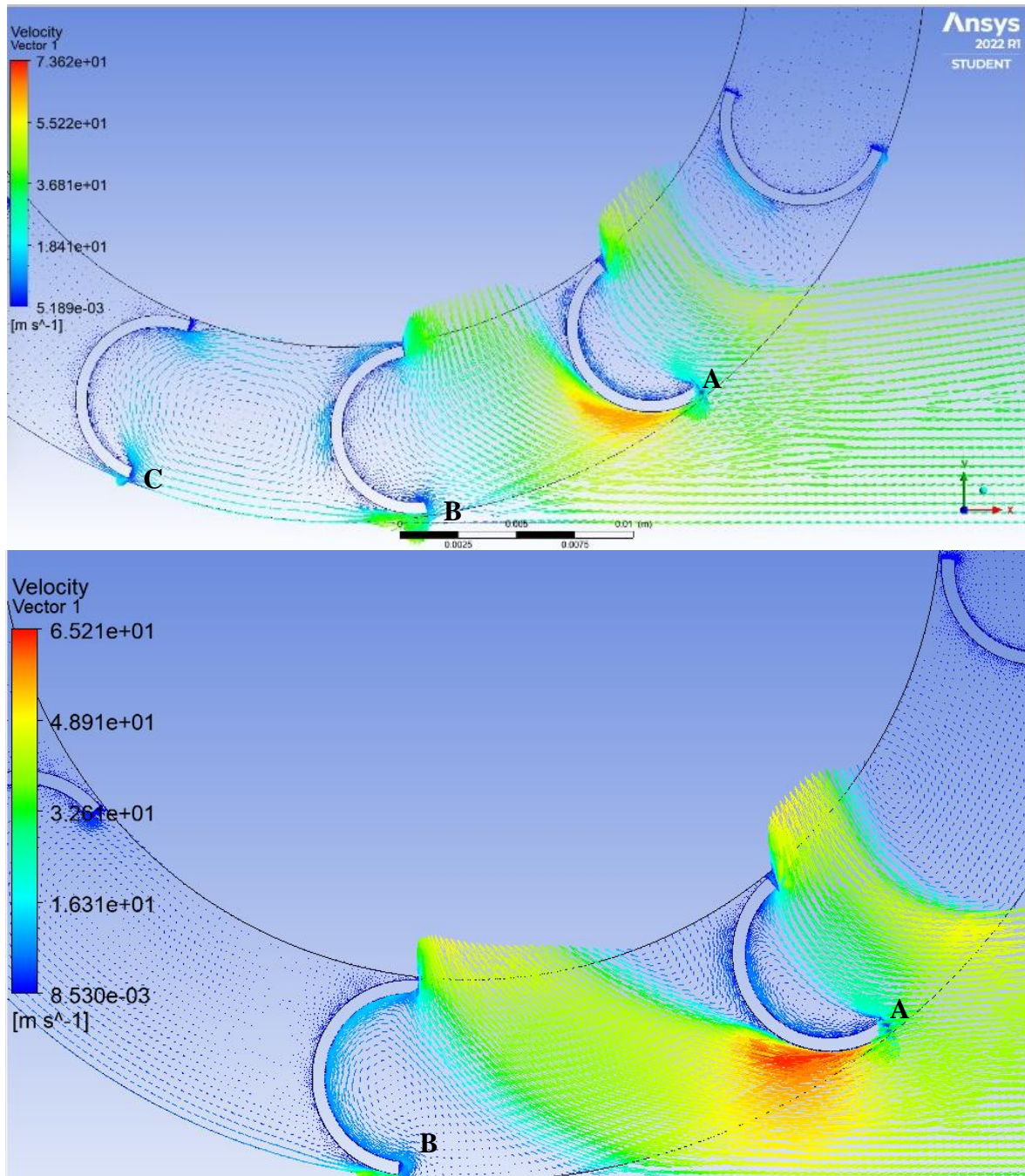
Pada gambar 4.33 terlihat vector kecepatan turbin bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan jumlah *blade* 12 dan 8 pada posisi *blade* yang sama. Pada turbin dengan jumlah *blade* 12 pada *blade* A menghasilkan kontur kecepatan berwarna merah pada bagian depan sedangkan pada turbin dengan jumlah *blade* 8 hanya menghasilkan kontur berwarna kuning. 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 3 *blade* yang aktif dilalui oleh aliran angin melalui celah masuk rotor yaitu *blade* A, B, dan C sedangkan pada turbin *blade* 8 hanya memiliki 2 *blade* yang aktif terkena aliran angin yaitu A dan B. Inilah yang menyebabkan turbin *blade* 12 lebih efektif dalam menghasilkan *drag force* dibandingkan dengan turbin *blade* 8.



Gambar 4. 33 Vektor kecepatan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$

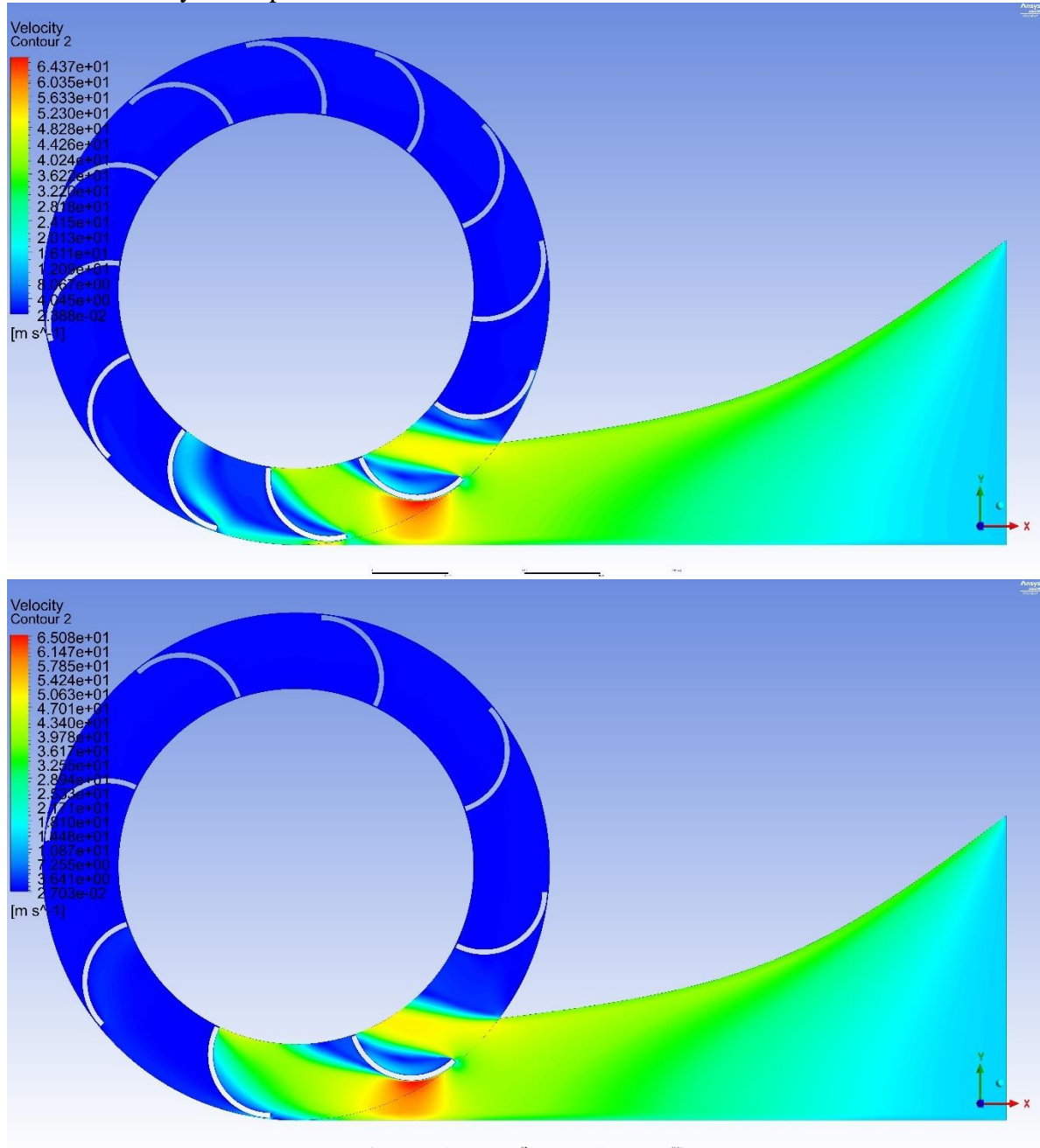
Kemudian pada gambar 4.34, ditunjukkan vector kecepatan untuk turbin blade 12 dan 8 untuk bentuk blade $\beta_1 = \beta_2 = 0^\circ$. Pada blade A bagian depan, untuk turbin blade 12 aliran mengalami separasi setelah melewati bagian tengah blade dan pada sisi cekung blade tidak didapati vortex separasi. Yang ada hanya aliran yg sangat melambat terhalang (blockage) oleh permukaan cekung sehingga tekanan statisnya tinggi. Menuju ujung keluar blade tekanan ini perlahan naik karena lebih tertahan oleh permukaan cekung, namun di trailing edge turun tajam karena bisa lepas dari cekungan dengan kecepatan tinggi. Namun pada turbin $blade 8$ dengan bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ berhasil menghasilkan momen yang lebih optimal dibandingkan turbin dengan $blade 12$ dengan bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Analisa dari kejadian ini adalah pada turbin $blade 8$ dengan bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ memiliki tekanan statis yang tinggi pada permukaan cekungnya jika dibandingkan dengan bentuk bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan jumlah $blade 12$.

Penambahan jumlah *blade* sejatinya akan meningkatkan momen rotor, namun hal ini menunjukkan bahwa bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ sangat efektif dalam menghasilkan *drag force* jika dibandingkan dengan bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$. Dengan jumlah *blade* yang sedikit pada bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, momen yang dihasilkan lebih tinggi dibandingkan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan jumlah yang lebih banyak.

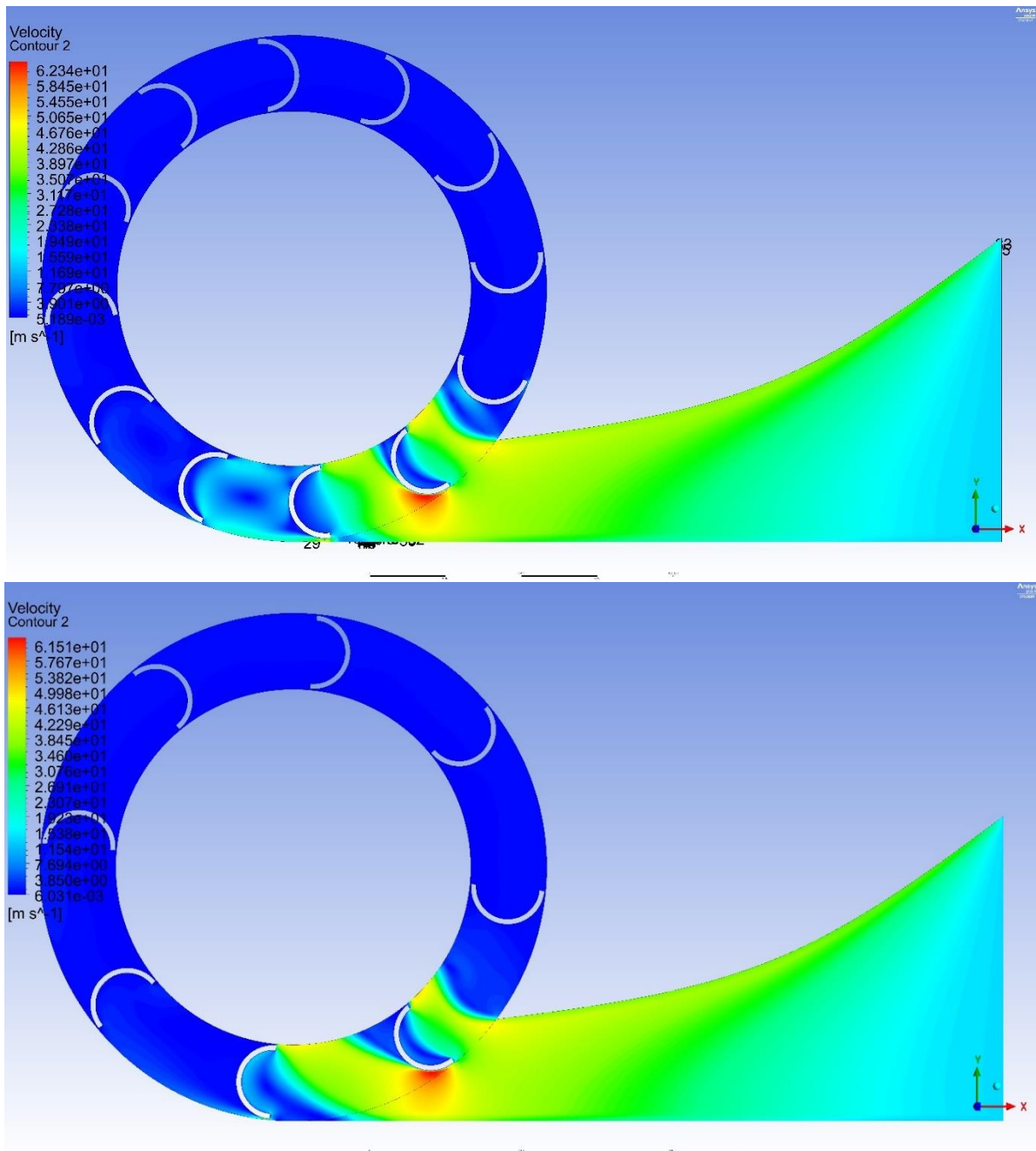


Gambar 4. 34 Vektor kecepatan turbin $N = 12$ dan $N = 8$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm

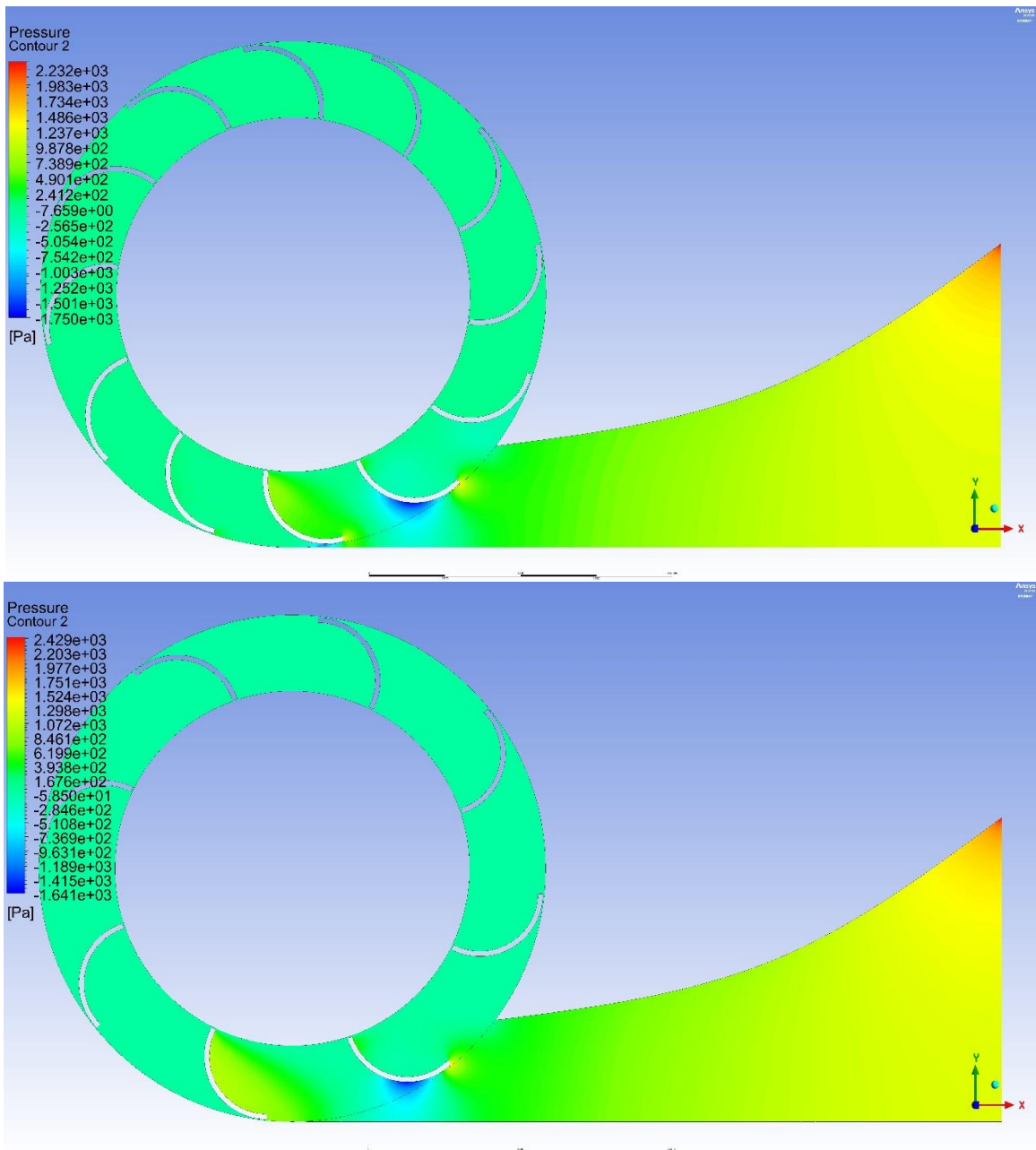
Lalu berikut ditunjukkan kontur kecepatan dan tekanan untuk turbin jumlah *blade* 12 dan 8 untuk masing masing variasi bentuk *blade*. Seperti yang sudah dijelaskan diatas dimana pada turbin *blade* 12 aliran berhasil menumbuk 3 *blade* melalui celah masuk rotor sedangkan pada turbin *blade* 8 hanya mampu menumbuk 2 *blade*.



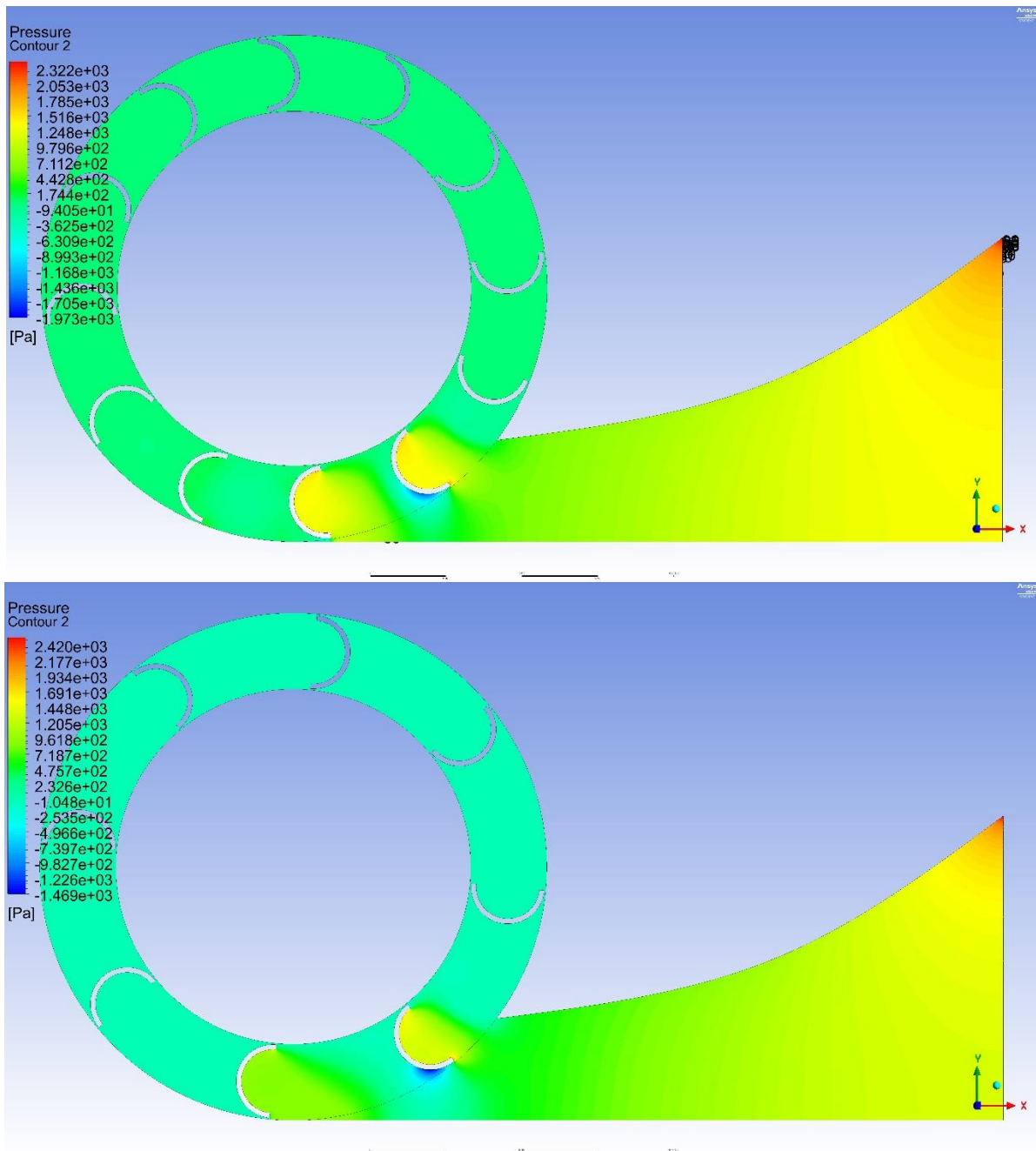
Gambar 4. 35 Kontur kecepatan N = 12 dan N = 8, n = 300 rpm, bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$



Gambar 4. 36 Kontur kecepatan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, bentuk $blade \beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$



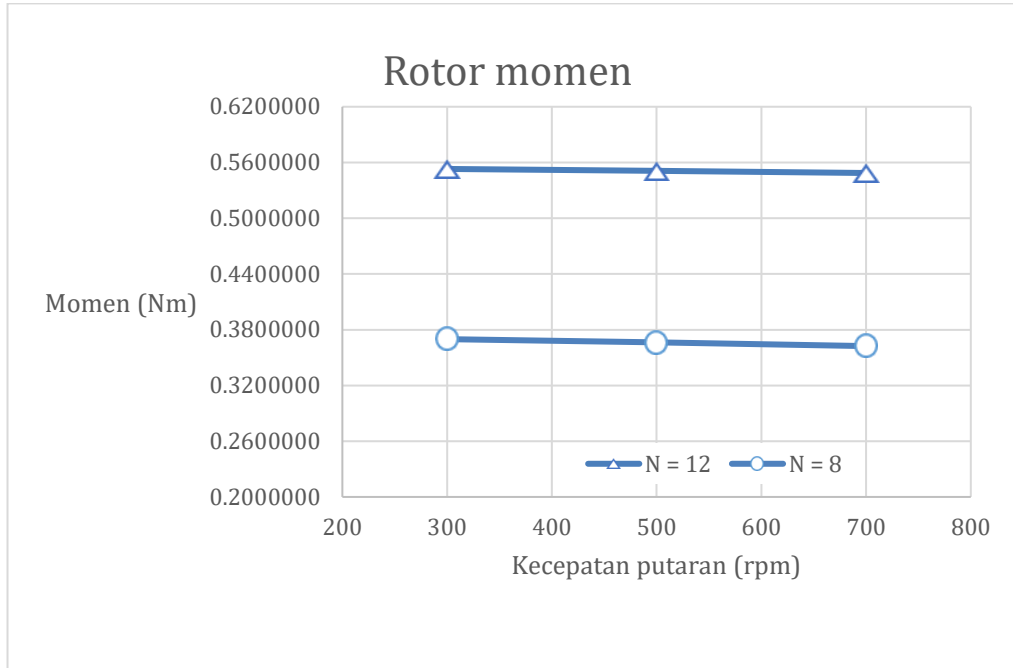
Gambar 4. 37 Kontur kecepatan $N = 12$ dan $N = 8$, $n = 300$ rpm, bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$



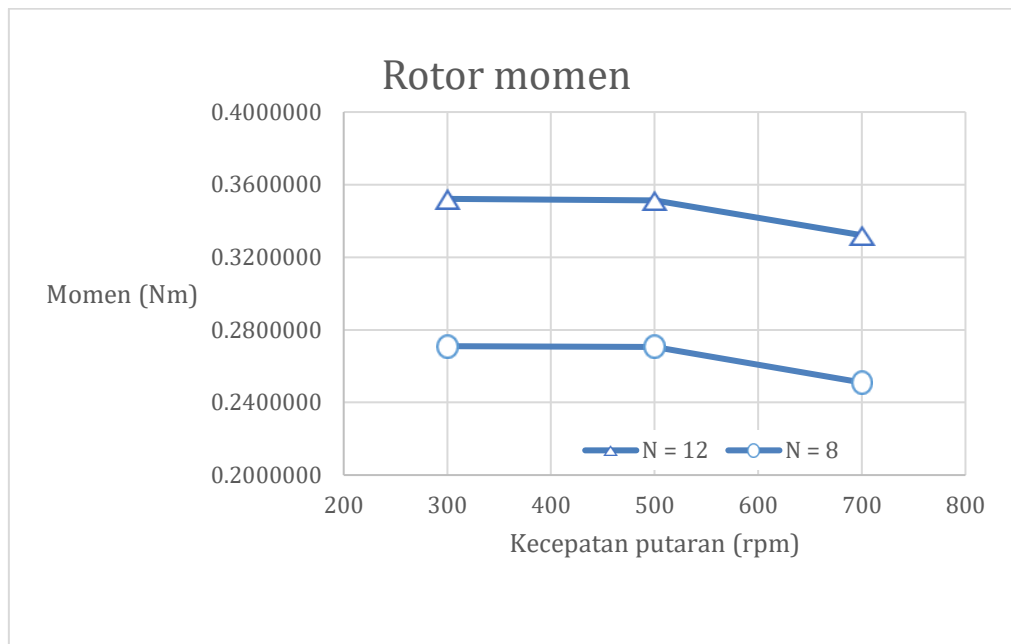
Gambar 4. 38 Kontur tekanan N = 12 dan N = 8, n = 300 rpm, bentuk $blade\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$

Kemudian dilakukan perbandingan data kuantitatif antara turbin dengan jumlah blade 12 dan 8. Dari data kuantitatif yang diambil antara lain adalah nilai momen dan daya yang dihasilkan. Pada gambar 4.39 dan 4.40 menunjukkan momen yang dihasilkan antara 2 variasi turbin tersebut. Terlihat bahwa turbin dengan jumlah blade 12 menghasilkan nilai momen yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin dengan jumlah blade 8 jika dibandingkan pada bentuk *blade* yang sama. Hal ini terjadi karena lebih banyaknya blade maka *drag force* yang dihasilkan tiap blade

juga semakin besar. Semakin besarnya *drag force* mengakibatkan semakin besarnya momen yang dihasilkan.



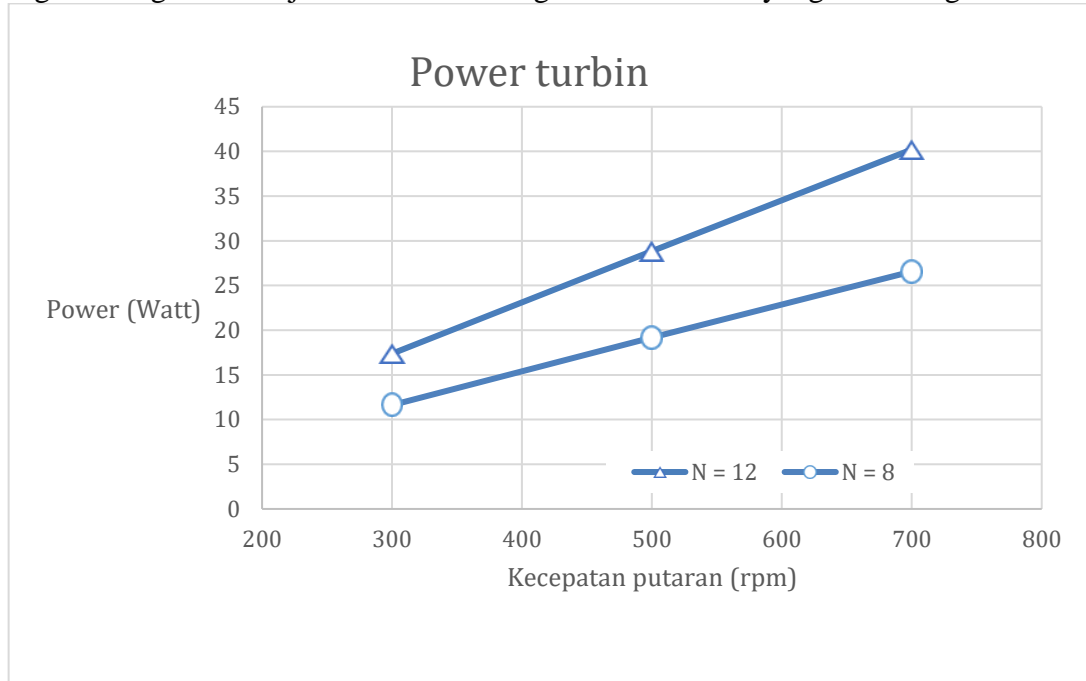
Gambar 4.39 Momen rotor turbin bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dengan variasi jumlah *blade*



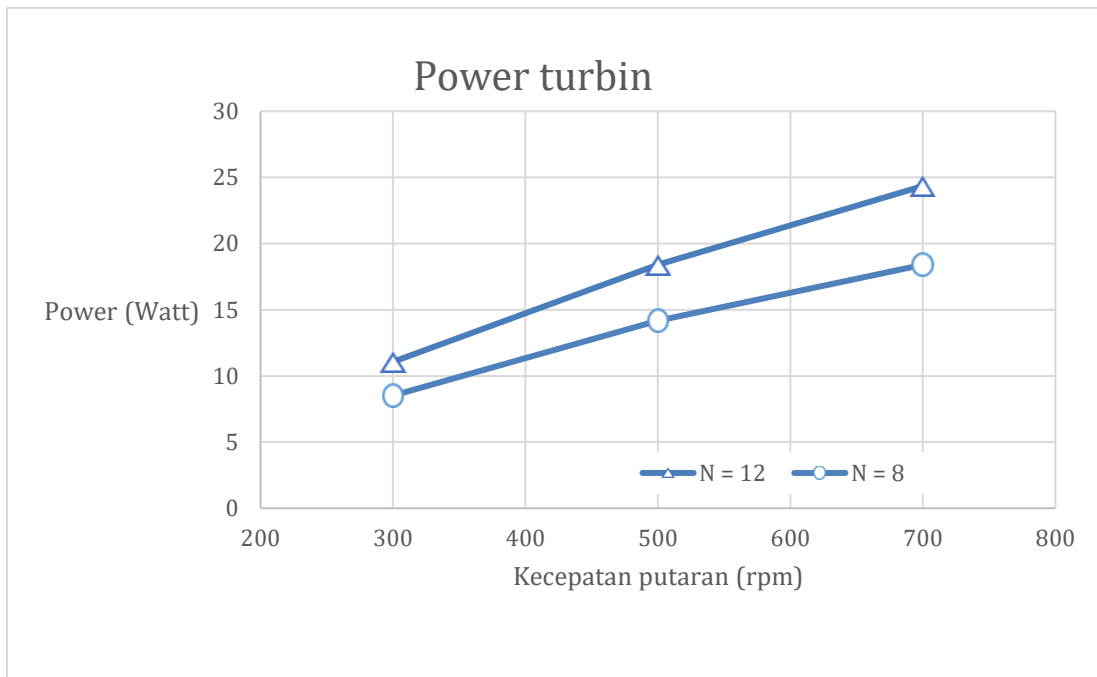
Gambar 4.40 Momen rotor turbin bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan variasi jumlah *blade*

Kemudian pada gambar 4.41 dan 4.42 ditunjukkan grafik daya yang dihasilkan dari turbin dengan jumlah blade 12 dan 8 pada bentuk *blade* yang sama. Terlihat bahwa daya yang

dihasilkan pada turbin dengan jumlah blade 12 menghasilkan daya yang lebih tinggi dibandingkan dengan turbin jumlah blade 8 dengan bentuk *blade* yang dibandingkan sama.



Gambar 4.41 Power turbin sudut $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dengan variasi jumlah blade



Gambar 4.42 Grafik power turbin sudut $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ dengan variasi jumlah blade

Berikut disajikan rangkuman data kuantitatif output dari penelitian *Multiple blade closed type impulse wind turbine* ini, antara lain momen dan daya yang dihasilkan. Didapatkan data

momen paling tinggi pada turbin dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dengan jumlah *blade* 12 pada putaran 300 rpm. Lalu daya paling tinggi didapatkan pada turbin dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dengan jumlah *blade* 12 pada putaran 700 rpm.

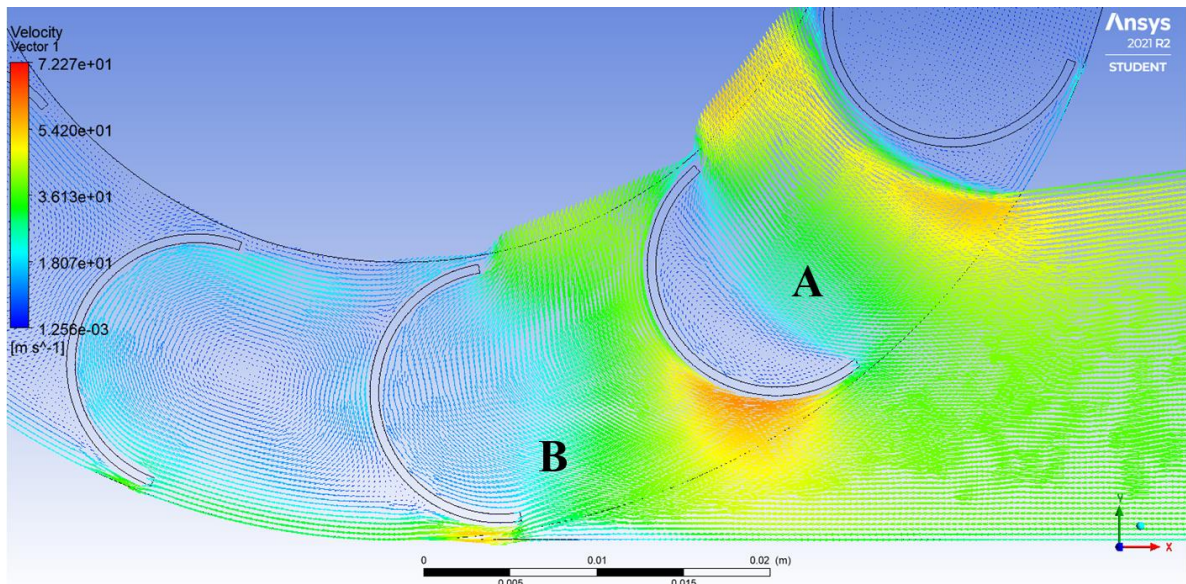
Tabel 4. 1 Data kuantitatif momen dan daya tiap variasi

Putaran (rpm)	Bentuk blade	Jumlah blade	Momen (Nm)	Daya (Watt)
300	$\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$	12	0.5530492	17.3745532
		8	0.3698356	11.6187281
	$\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$	12	0.3521720	11.0638093
		8	0.2710071	8.51394144
500	$\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$	12	0.5511374	28.8574892
		8	0.3664442	19.1869739
	$\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$	12	0.3513280	18.3954912
		8	0.2705846	14.1677791
700	$\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$	12	0.5486905	40.2211175
		8	0.3623732	26.5633858
	$\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$	12	0.3321500	24.3478668
		8	0.2509820	18.3979424

4.4 Diskusi

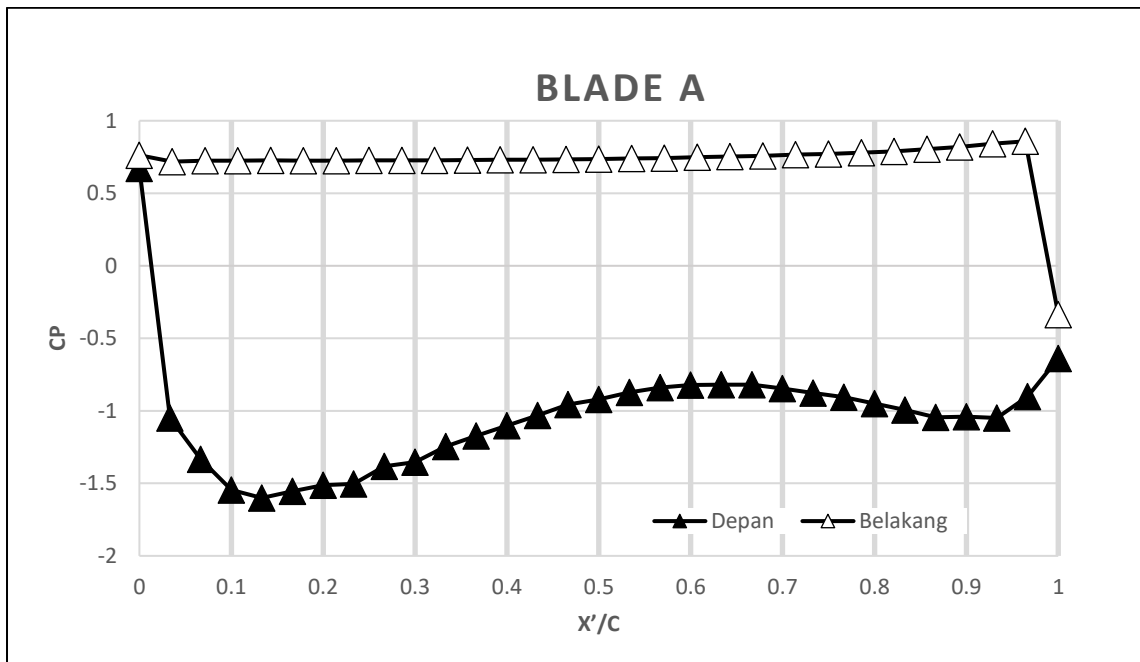
Pada subbab ini akan dilakukan diskusi terkait optimasi yang dilakukan pada *Multiple blade closed type impulse wind turbine*. Optimasi yang dilakukan adalah dengan menambahkan lebar chord pada bentuk *blade* yang dianggap menghasilkan momen lebih efektif pada penelitian ini, yaitu bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$. Penulis mengambil penelitian Charminuel Sihombing (2022) yang berjudul “Studi numerik pengaruh lebar sudu dan jumlah sudu pada performansi *Multiple blade closed type impulse wind turbine*”. Pada penelitian tersebut, dilakukan studi numerik tentang optimasi pada *Multiple blade closed type impulse wind turbine* dengan cara memvariasikan lebar *blade* dan jumlah *blade* nya. Lebar *blade* yang digunakan adalah 0,17m dan 0,19m dengan variasi jumlah *blade* 8 dan 12.

Variasi yang akan dilakukan diskusi pada kondisi jumlah *blade* 12 dengan lebar chord 0,19m. Pada gambar vector berikut, terlihat bahwa separasi sangat terlambat terjadi hampir saat mencapai *trailing edge* pada *blade* A. Pada permukaan cekungnya, *blade* diisi oleh vortex dengan tekanan tinggi. Pada *clearence* dari *blade* B, aliran mengalami penambahan kecepatan lalu sempat menumbuk *blade* C dengan efektif sehingga *blade* C menghasilkan *drag force* yang lumayan efektif pada posisi ini.



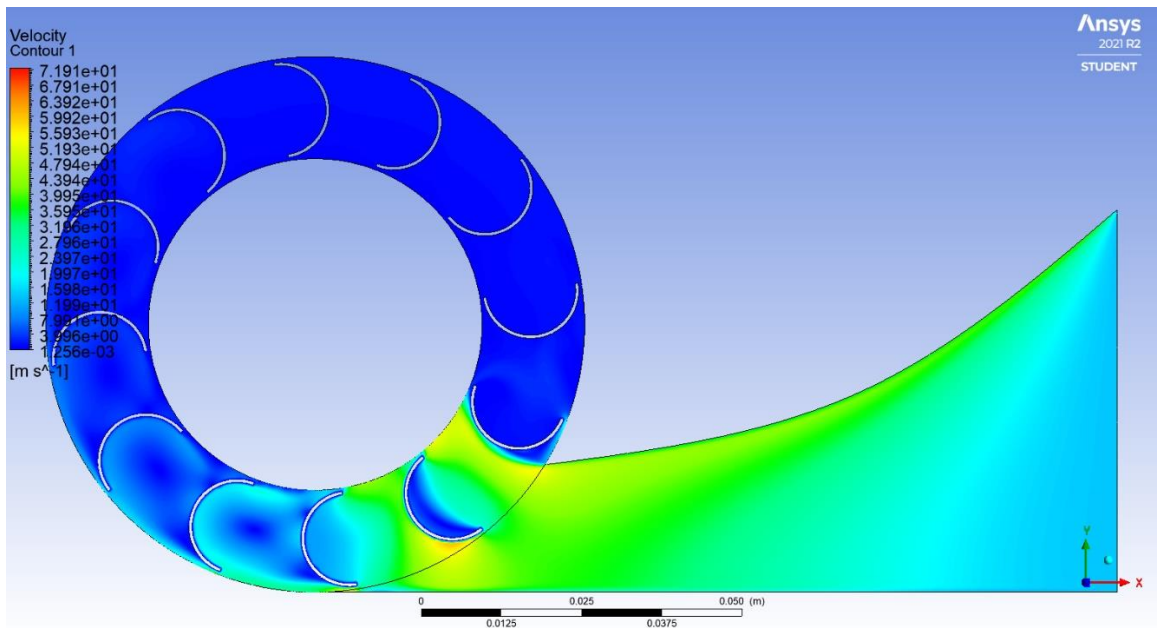
Gambar 4. 43 Vektor kecepatan turbin N =12, lebar L = 19mm, n = 300 rpm

Kemudian terlihat pada grafik *blade pressure* pada lebar chord 0,19m separasi tidak terjadi sehingga pada X'/C 0,1 pun C_p masih berada pada titik -0,638.



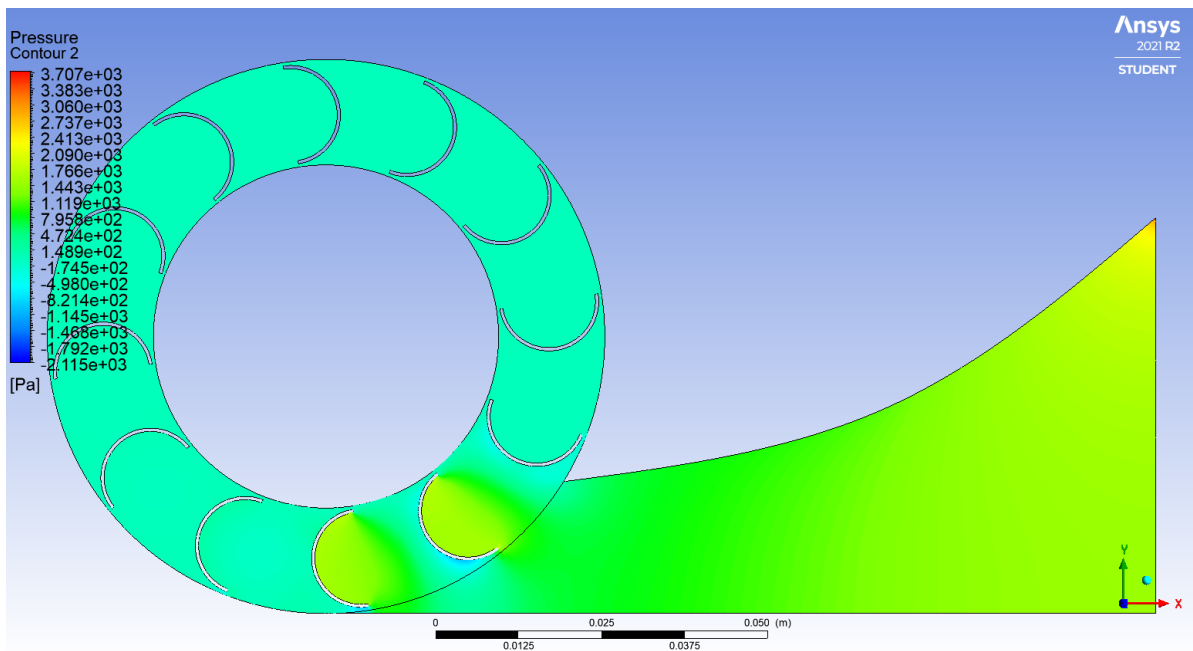
Gambar 4. 44 *Blade pressure coefficient* turbin blade N = 12, lebar L = 0,19m, n = 300rpm

Kemudian dianalisa kontur kecepatan pada kondisi tersebut. Pada permukaan cembung, aliran mengalami akselerasi tidak mencapai kecepatan yang terlalu tinggi atau tidak menunjukkan kontur yang berwarna merah. Kemudian setelah mengalami akselerasi kecepatan, aliran mengalami deselerasi namun tidak terlihat mengalami separasi sehingga menuju *trailing edge* aliran bertahan pada kontur kecepatan berwarna hijau.



Gambar 4. 45 Kontur kecepatan turbin $N = 12$, lebar blade $L = 0,19\text{m}$, dan $n = 300\text{ rpm}$

Kemudian pada kontur tekanan berikut, terlihat pada permukaan cekung diisi dengan kontur tekanan berwarna kuning dimana menunjukkan tekanan yang tinggi pada bagian ini. Kemudian pada permukaan cekungnya diisi oleh kontur berwarna biru, yaitu tekanan yang rendah. Perbedaan tekanan ini akan membuat *drag force* pada *blade* semakin efektif.



Gambar 4. 46 Kontur tekanan turbin $N = 12$, lebar blade $L = 0,19\text{m}$, dan $n = 300\text{ rpm}$

Dari diskusi diatas, dapat diambil kesimpulan meningkatkan lebar chord akan menambah luasan aktif *blade* yang akan dialiri fluida sehingga akumulasi *drag force* akan meningkat dengan

meningkatnya lebar chord. Separasi yang terjadi pada permukaan cembung *blade* juga terlihat semakin terlambat terjadi seiring dengan meningkatnya lebar chord yang digunakan. Kemudian pada permukaan cekung, tekanan lebih tinggi juga dimiliki pada kondisi *blade* yang lebih lebar. Semakin terlambatnya separasi yang terjadi dan semakin tingginya tekanan pada permukaan cekung *blade* akan meningkatkan *drag force* pada *blade* sehingga momen dan daya yang dihasilkan juga semakin tinggi. Variasi turbin dengan $N = 12$ dengan bentuk *blade* $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ dan lebar chord 0,19m berhasil mendapatkan nilai momen 2,25299 Nm dengan daya output 70,714 watt.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil simulasi numerik *Multiple blade closed type impulse wind turbine* dengan berbagai variasi jumlah *blade*, bentuk *blade*, dan putaran rotor yang sudah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan :

Secara kualitatif terdapat persebaran vector kecepatan, kontur tekanan, dan kontur kecepatan yang menunjukkan bahwa :

1. *Blade* dengan bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$ sangat sensitif dalam menyebabkan separasi aliran pada permukaan depannya. Dalam mengarahkan aliran yang mengalami separasi pada bagian depannya, bentuk *blade* ini cenderung mengalirkan aliran ke arah *outlet* dibandingkan ke bagian cekung *blade* didepannya. Namun aliran yang mengarah ke *outlet* ini menahan aliran yang berada pada permukaan cekung *blade* didepannya untuk membentuk *vortex* dengan tekanan yang tinggi. Perbedaan tekanan yang tinggi antara permukaan cekung dan cembung *blade* membuat bentuk *blade* ini sangat efektif dalam menghasilkan *drag force*.
2. *Blade* dengan bentuk $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$ sangat baik dalam menunda terjadinya separasi aliran pada permukaan bagian depannya. Dalam mengarahkan aliran yang mengalami separasi pada permukaan depan, *blade* ini cenderung mengarahkan aliran ke bagian cekung *blade* didepannya. Namun permukaan cekungnya selalu diisi dengan *vortex* atau juga aliran yang memiliki kecepatan yang tidak terlalu rendah sehingga tidak didapatn kondisi tekanan tinggi pada permukaan cekungnya. Tidak didapatkannya kondisi perbedaan tekanan yang tinggi antara permukaan cekung dan cembungnya membuat bentuk *blade* ini tidak efektif dalam menghasilkan *drag force*.
3. Turbin dengan jumlah *blade* 12 memiliki *blade* yang lebih banyak aktif menerima aliran angin yang 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.
4. Turbin dengan jumlah *blade* 8 memiliki *blade* yang lebih sedikit aktif dalam menerima aliran angin yang memasuki celah rotor sehingga berkurangnya jumlah *blade* bisa mengurangi pemanfaatan aliran angin yang masuk melalui celah rotor.
5. Pada berbagai variasi putaran rotor, didapatkan hasil data kuantitatif momen dimana pada kenaikan putaran rotor selalu menurunkan momen yang dihasilkan pada rotor. Pada semua konfigurasi yang diteliti, putaran rotor 300 rpm telah memberikan kecepatan relatif antara rotor dan aliran masuk yang paling tinggi untuk menghasilkan gaya *drag* yang efektif pada *blade* yg berada pada posisi efektif di zona celah masuk rotor. Itu terbukti juga berpengaruh menunda separasi dan menurunkan tekanan minimum pada permukaan cembungnya. Penurunan kenaikan relative akibat kenaikan putaran rotor akan menurunkan *drag force* yang dihasilkan tiap *blade*, begitu juga momen dan dayanya.

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. Dibutuhkannya penelitian lebih lanjut tentang bentuk *blade* yang paling optimal dalam memanfaatkan aliran angin yang mengalami separasi pada permukaan cembung *blade*.
2. Dibutuhkannya penelitian lebih lanjut tentang jumlah *blade* yang paling optimal dalam memanfaatkan aliran angin masuk melalui celah rotor.

DAFTAR PUSTAKA

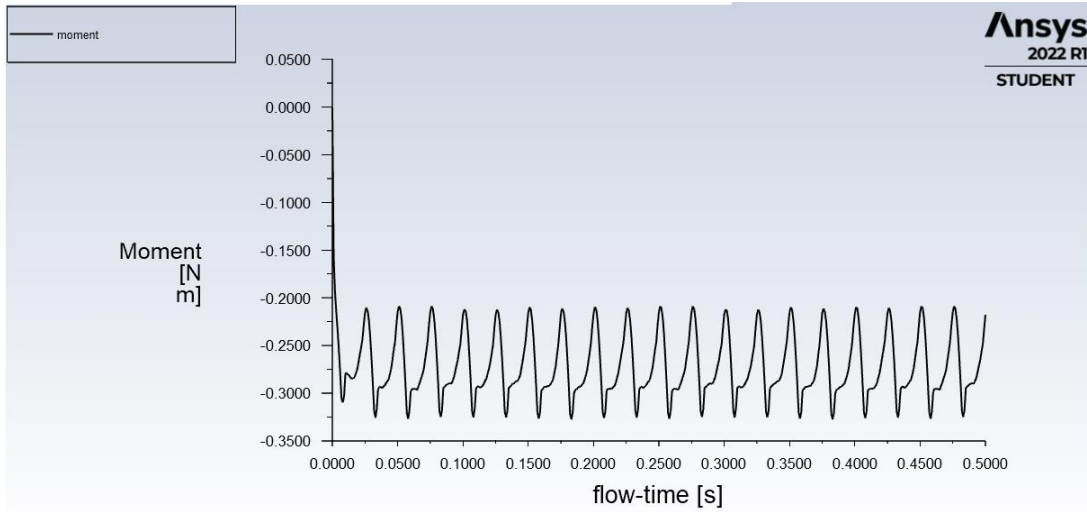
- [1] IESR, *Beyond 443 GW – Unveiling Indonesia’s Infinite Renewable Energy Potentials*, 2021.
- [2] IESR, “Indonesia Clean Energy Outlook: Tracking Progress and Review of Clean Energy Development in Indonesia,” *Jakarta Inst. Essent. Serv. Reform (IESR)*, December 2019, pp. 1–72, 2019, [Online]. Available: www.iesr.or.id.
- [3] Krzysztof Sobczak, " *Numerical investigations of an influence of the aspect ratio on the Savonius rotor performance*, 2018.
- [4] K. D. Brown, “Power Generating Method and Apparatus,” 1968.
- [5] M.H. Nasef , W.A. El-Askary, A.A. Abdel-hamid, H.E. Gad, “Evaluation of Savonius rotor performance: Static and dynamic studies”, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*.
- [6] N.H. Mahmoud, A.A. El-Haroun, E. Wahba, M.H. Nasef, " *An eX’perimental study on improvement of Savonius rotor performance*", *Alex’andria University Engineering Journal*, 2010.
- [7] Yohanes eka, "Pembangkit listrik tenaga mikrohidro menggunakan turbin pelton dengan jumlah sudu 16 dan 18", 2011.
- [8] Bernardus, " Uji performansi turbin pelton dengan 24 sudu pada head 5,21 meter dengan menggunakan satu nosel dan analisa perbandingan menggunakan variasi bentuk sudu", 2013.
- [9] R. Rudramoorthy and C. P. Kothandaraman, *Fluid Mechanics and Machinery*, Second Edi. New Delhi: New Age International (P) Ltd, 2017.
- [10] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, G. Orsi, J. H. Ferziger, A. W. Date, and J. D. Anderson, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*. Harlow Essex’: Longman Group Ltd., 1995.
- [11] F. Dietzel, *Turbin Pompa dan Kompresor*. PT. Gelora aksara Pratama, 1980.
- [12] P. J. Pritchard and J. C. Leylegian, *FoX’ And McDonald’s Introduction to Fluid Mechanics*, Eight Edit. Hoboken: John Wiley & Sons, INC, 2011.

BIODATA PENULIS

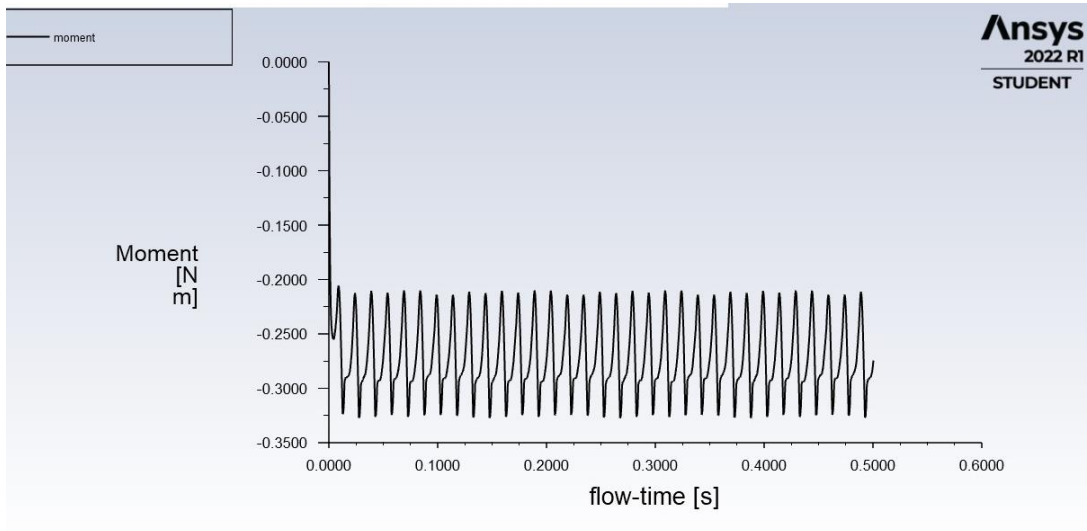


Johan Nicholas Pasaribu dilahirkan di Medan pada 27 Maret 2000. Merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Orang tua penulis bernama Patuan Pasaribu dan Agustina Samosir. Riwayat Pendidikan penulis pernah bersekolah di SD Methodist - 3 yang kemudian melanjutkan di jenjang sekolah menengah pada SMP Methodist - 3 dan menengah atas di SMA St. Thomas 1 Medan. Penulis kemudian melanjutkan pendidikan sarjana di Perguruan Tinggi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Departemen Teknik Mesin pada tahun 2018. Selama masa perkuliahan penulis aktif dalam kegiatan akademis dan non-akademis. Kegiatan nonakademis yang sudah dilakukan oleh penulis adalah antara lain menjadi Anggota, Staff, dan Kepala Sub divisi pelatihan organisasi MMC. Penulis juga mengikuti kegiatan akademik seperti pernah mendaftar PKM dan menjadi koordinator asisten praktikum mekanika fluida dasar. Untuk semua informasi terkait tugas akhir ini silakan hubungi penulis di email johan.nicholas.10@gmail.com

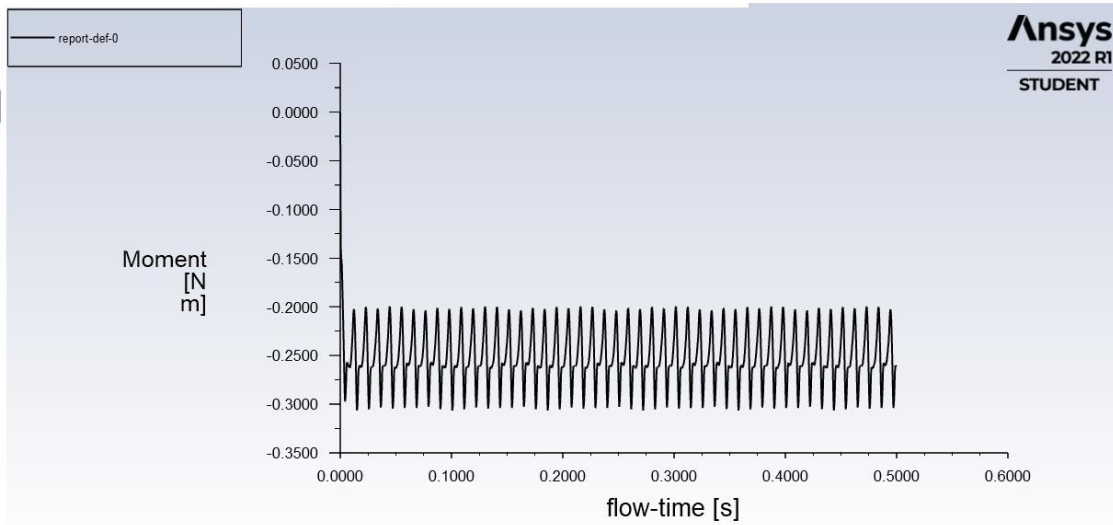
LAMPIRAN



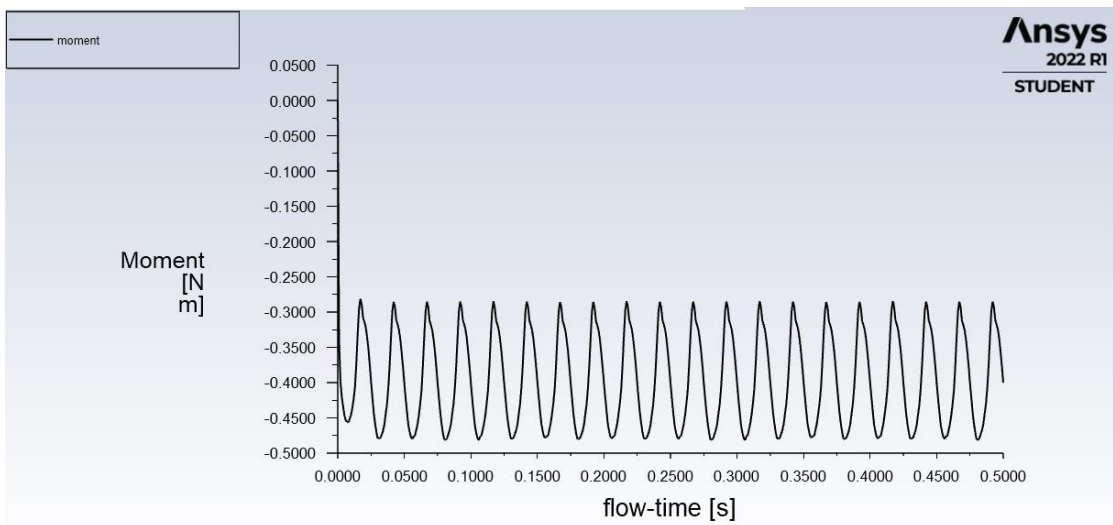
Gambar 6. 1 Grafik momen terhadap waktu turbin N = 8, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, n = 300 rpm



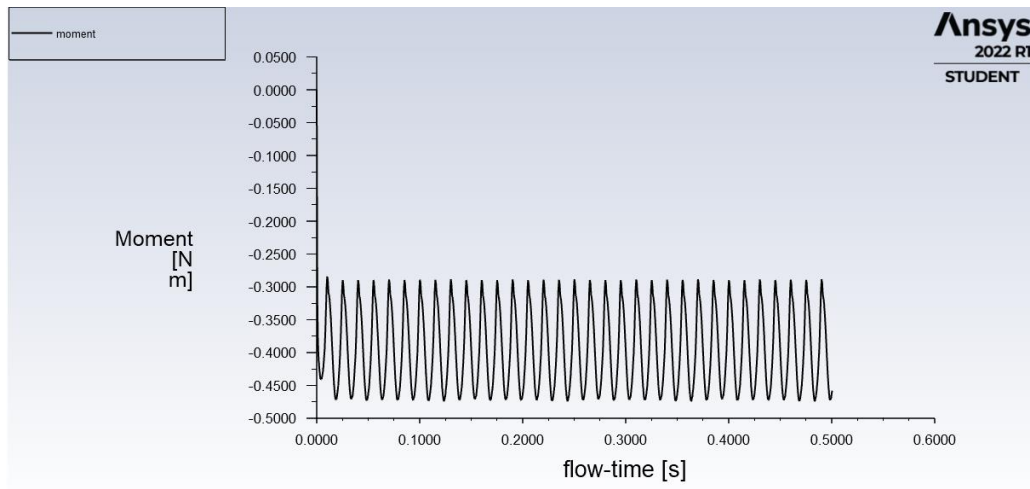
Gambar 6. 2 Grafik momen terhadap waktu turbin N = 8, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, n = 500 rpm



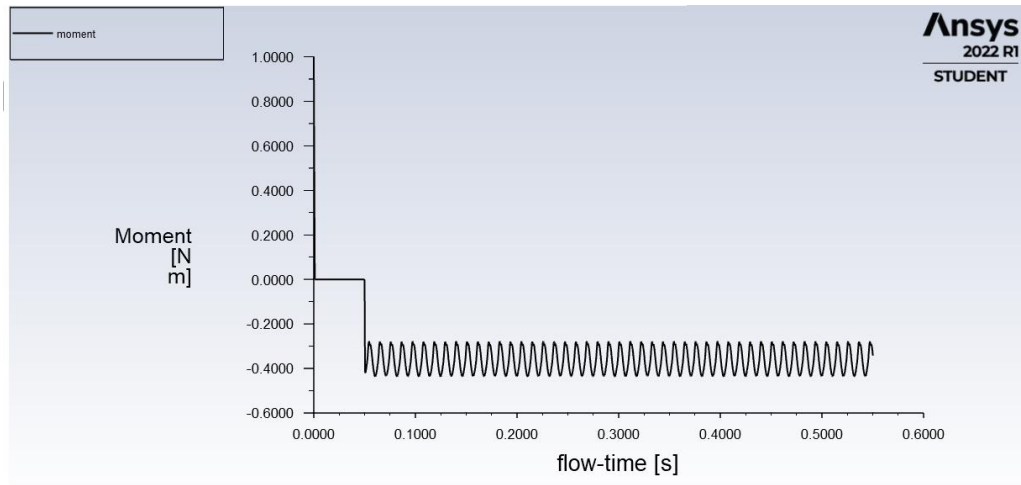
Gambar 6. 3 Grafik momen terhadap waktu turbin N = 8, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, n = 700 rpm



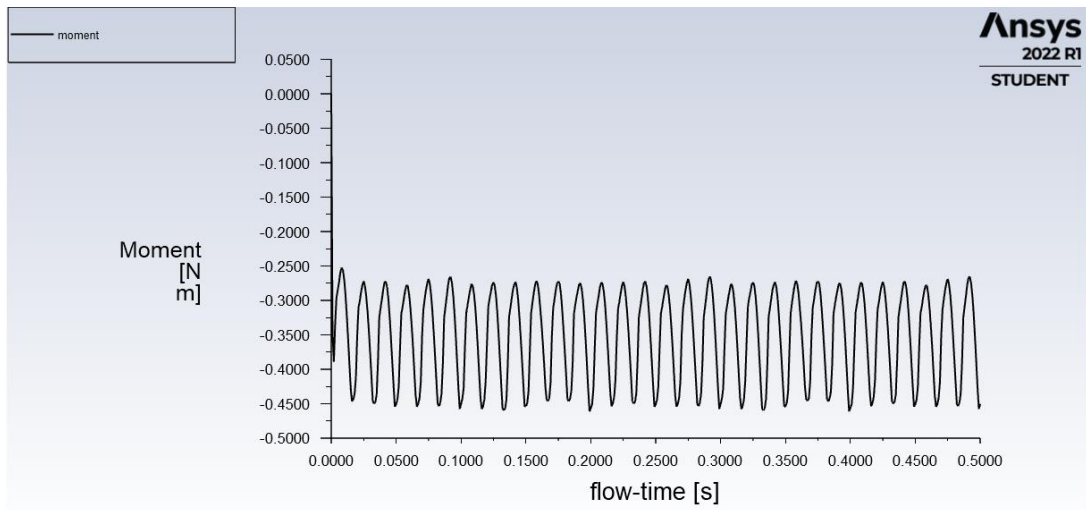
Gambar 6. 4 Grafik momen terhadap waktu turbin N = 8, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, n = 300 rpm



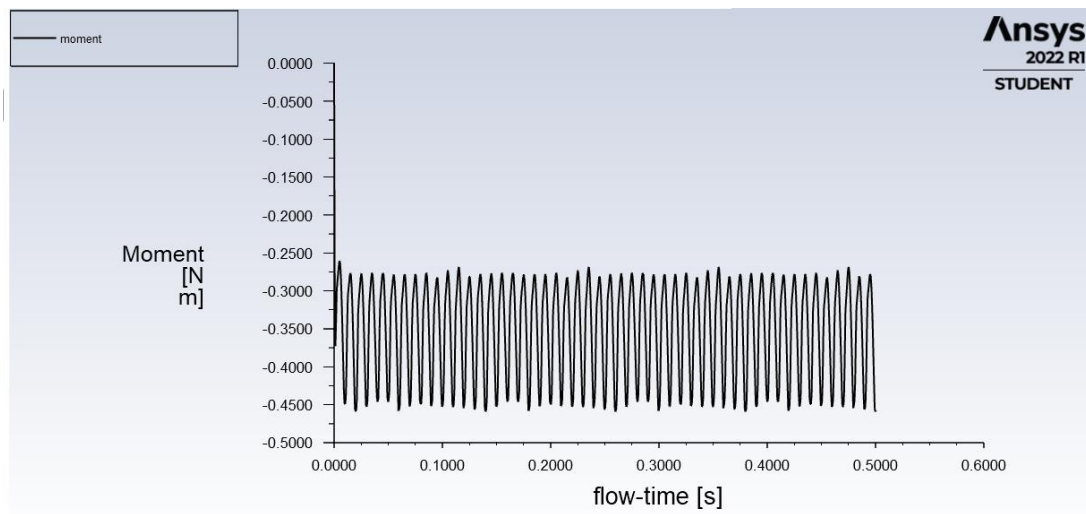
Gambar 6. 5 Grafik momen terhadap waktu turbin N = 8, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, n = 500 rpm



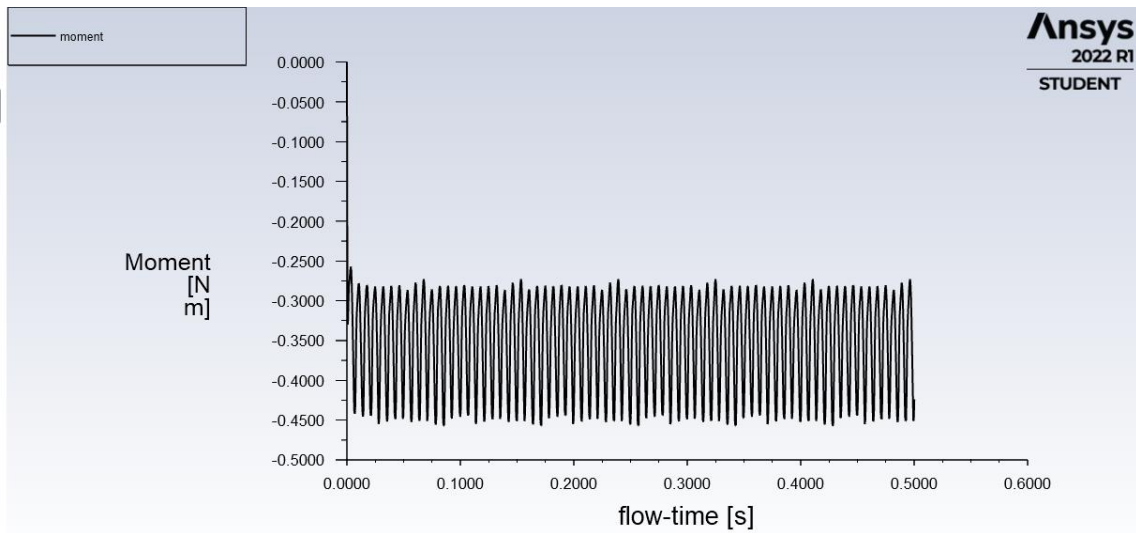
Gambar 6. 6 Grafik momen terhadap waktu turbin N = 8, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, n = 700 rpm



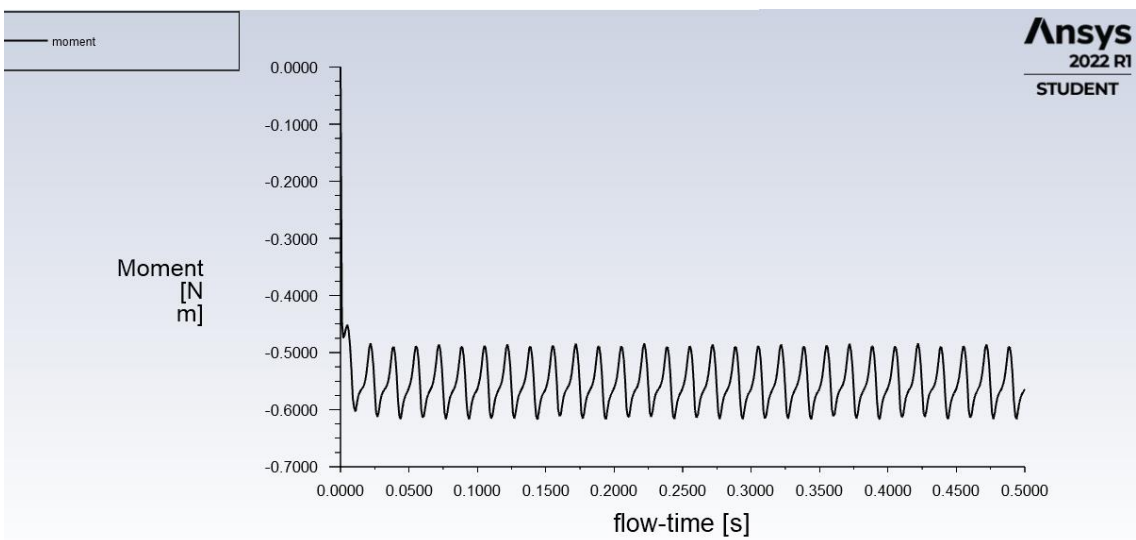
Gambar 6. 7 Grafik momen terhadap waktu turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 300$ rpm



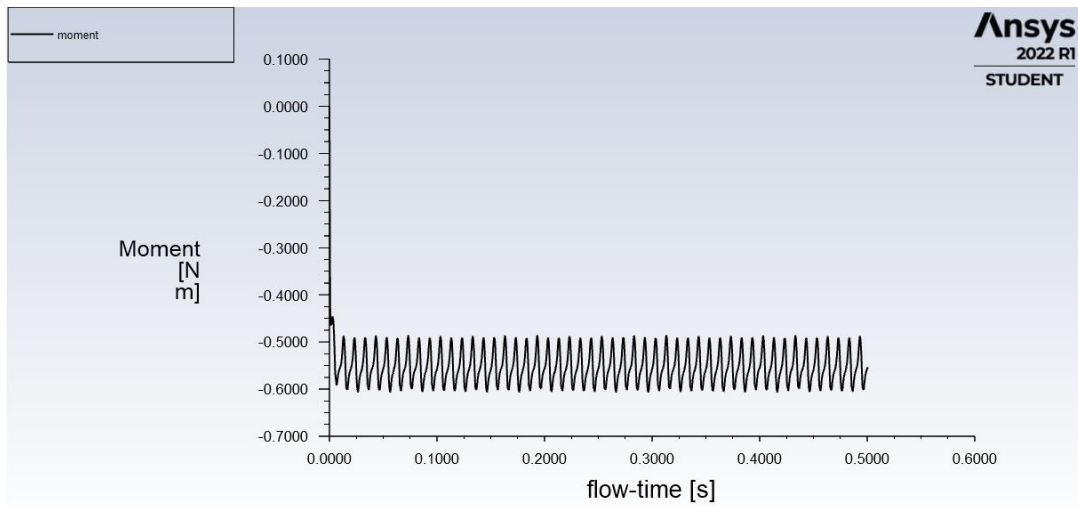
Gambar 6. 8 Grafik momen terhadap waktu turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 500$ rpm



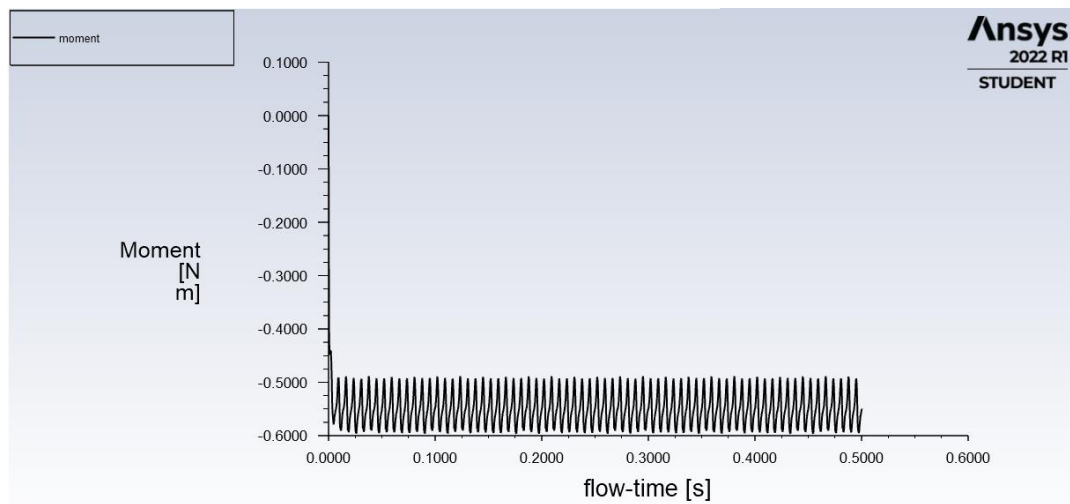
Gambar 6. 9 Grafik momen terhadap waktu turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 90^\circ$, $n = 700$ rpm



Gambar 6. 10 Grafik momen terhadap waktu turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 300$ rpm



Gambar 6. 11 Grafik momen terhadap waktu turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 500$ rpm



Gambar 6. 12 Grafik momen terhadap waktu turbin $N = 12$, bentuk blade $\beta_1 = 0^\circ$ dan $\beta_2 = 180^\circ$, $n = 700$ rpm