



TESIS - TM 142502

**ANALISIS KAVITASI PADA *DRAFT TUBE*
TERHADAP VARIASI BEBAN TURBIN FRANCIS
(STUDI KASUS PLTA CIRATA)**

**RISMA TARULI SIBUEA
2116207714**

**DOSEN PEMBIMBING
Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN MANAJEMEN ENERGI
KERJASAMA PT PJB
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVENBER
SURABAYA
2018**

[Halaman ini sengaja dikosongkan]



THESIS - TM 142502

**CAVITATION ANALYSIS ON DRAFT TUBE TO THE
LOAD VARIATION OF FRANCIS TURBINE (A CASE
STUDY OF CIRATA HYDROPOWER PLANT)**

RISMA TARULI SIBUEA

2116207714

ADVISOR

Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT.

MASTER PROGRAM

FIELD STUDY OF ENERGY MANAGEMENT

IN COOPERATION WITH PT PJB

DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVEMBER

SURABAYA

2018

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

LEMBAR PENGESAHAN

TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar

Magister Teknik (M.T)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Risma Taruli Sibuea

NRP : 2116207714

Tanggal Ujian : 20 Juli 2018

Periode Wisuda : September 2018

Disetujui oleh :

- 1. Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. (Pembimbing)**
NIP : 196202161995121001
- 2. Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA. (Penguji)**
NIP : 196001291987011001
- 3. Dr. Ir. Bambang Sudarmanta, ST. MT. (Penguji)**
NIP : 197301161997021001
- 4. Dr. M. Nur Yuniarto, ST. (Penguji)**
NIP : 197506301998021001

Dekan Fakultas Teknologi Industri

Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, ST, MT.

NIP : 196905071995121001

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

ANALISIS KAVITASI PADA *DRAFT TUBE* TERHADAP VARIASI BEBAN TURBIN *FRANCIS* (STUDI KASUS PLTA CIRATA)

Nama Mahasiswa : Risma Taruli Sibuea
NRP : 2116207714
Pembimbing : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

ABSTRAK

PLTA (Pembangkit Listrik Tenaga Air) merupakan pembangkit listrik EBT (Energi Baru Terbarukan) yang memanfaatkan air sebagai sumber energi primer. PLTA mempunyai peran yang sangat penting dalam menyeimbangkan stabilitas sistem jaringan. Dengan peran tersebut maka PLTA sering dioperasikan pada range beban yang lebar (sering *start-stop* dan beban yang bervariasi). Fungsi lainnya juga adalah sebagai penyangga beban puncak dan *back-up* jika terjadi gangguan di sistem jaringan. Sesuai dengan kondisi dan potensi sumber daya air di Indonesia, turbin Francis adalah turbin yang paling banyak digunakan dan memiliki efisiensi maksimum 93-95%. Pada operasi PLTA, variasi beban sering menimbulkan permasalahan ketidakstabilan operasional dan kavitasi. Sedangkan akibat kavitasi maka timbul *vortex breakdown*, *pressure shocks*, *vibration* dan *noise* yang kadang kala menyebabkan kegagalan sistem turbin. Sehubungan dengan kondisi diatas maka pada thesis ini akan dipelajari bagaimana terjadinya kavitasi akibat variasi pembebanan.

Studi kasus yang dilakukan pada penelitian ini adalah di PLTA Cirata dengan kapasitas 126 MW per unit, dengan jenis Turbin Francis poros vertikal (variasi beban mulai 40 % dan 100 %). Metode penelitian yang dilakukan secara numerik, dengan permodelan dan simulasi aliran dengan menggunakan *software* ANSYS CFX 18.2.

Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa pada kondisi operasi beban 40 % terlihat daerah tekanan rendah (dibawah tekanan uap) yang cukup luas dan munculnya *vortex rope* yang menyebabkan kavitasi pada daerah *draft tube* khususnya pada outer diameter *elbow*. Sedangkan pada kondisi operasi beban 100 % hanya terlihat sedikit daerah tekanan rendah dan tidak muncul *vortex rope*.

Kata kunci : *draft tube*, kavitasi, turbin francis, *vortex rope*.

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

**CAVITATION ANALYSIS ON DRAFT TUBE TO THE LOAD
VARIATION OF FRANCIS TURBINE
(A CASE STUDY OF CIRATA HYDROPOWER PLANT)**

Name : Risma Taruli Sibuea
NRP : 2116207714
Advisor Lecture : Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT

ABSTRACT

Hydropower plant (PLTA) is a power plant of EBT (Renewable Energy) which utilizes water as primary energy source. PLTA has a very important role in balancing the stability of network systems. Hydropower is operated in a wide load range, frequent start-stop and varying loads, to improve the network system stability. The other functions are as a buffer of the peak load and as the back up system when the interference occurred in network system. Francis turbine is the most widely used turbine and has a maximum efficiency of 93-95%. Several problems that are related to the operation of hydropower, such as operational instability, cavitation, vortex breakdown, pressure shocks, vibration and noise that sometimes cause a failure in the turbine system. Due to the situation above, this thesis will discuss on the occurrence of cavitation due to variation loading.

This research conducted a case study at Cirata hydropower plant with capacity of 126 MW per unit, with Francis turbine vertical shaft type (with the load variation starting from 40% and 100%). The research method is done numerically, with modeling and flow simulation using ANSYS CFX 18.2 software.

The results of this study show that at 40% load operating conditions, there is a large low pressure area (under vapor pressure). The form of the vortex rope has a low pressure under the vapor pressure causing cavitation on the draft tube, particularly in the elbow outer diameter. While, at the operating conditions with 100% load, there is narrow low pressure area and the vortex rope does not emerge.

Key words : draft tube, cavitation, Francis turbine, vortex rope.

[Halaman ini sengaja dikosongkan]

KATA PENGANTAR

Puji dan sembah syukur penulis panjatkan kepada Tuhan Yesus Kristus, Tuhan semesta alam yang selalu memberikan kasih dan karunianya pada penulis hingga mampu menyelesaikan Tesis ini dengan judul “Analisis Kavitas Pada *Draft Tube* Terhadap Variasi Beban Turbin Francis (Studi Kasus PLTA Cirata)”. Tesis ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi Magister Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Keberhasilan penulisan Tesis ini tentu tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terimakasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT., selaku dosen pembimbing yang telah banyak membantu dan memberikan ide-ide segar, ilmu dan motivasinya hingga terselesaikan penulisan Tesis ini.
2. Bapak Prof. Dr.Eng. Ir. Prabowo, M.Eng., selaku Kepala Program Studi Pascasarjana Departemen Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.
3. Bapak Prof. Dr. Ir. Triyogi Yuwono, DEA., Dr. Bambang Sudarmanta, ST. MT., Dr. M. Nur Yuniarto, ST., selaku dosen penguji yang memberi banyak arahan dan masukan serta kritikan yang sangat membangun.
4. Bapak-bapak dan ibu-ibu dosen pengajar, seluruh staf dan karyawan Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.
5. Seluruh jajaran direksi PT. Pembangkitan Jawa Bali yang telah memberikan kesempatan kepada penulis untuk belajar dan menuntut ilmu di Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.
6. Seluruh rekan-rekan, staf dan manajemen PT. PJB UP Cirata yang telah banyak membantu dalam pengumpulan data-data penunjang tesis.
7. Rekan-rekan angkatan I program beasiswa PT. PJB, bidang Manajemen Energi Teknik Mesin FTI-ITS Surabaya.
8. Bapa dan mama tercinta yang senantiasa memberi dukungan dan doa.

9. Istri tercinta Laura Mariana Situmorang dan kedua putri cantikku Kayla dan Nasya, terimakasih buat kesabaran, motivasi, keceriaan, dukungan dan doanya selama ini.
10. Semua pihak yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu yang telah membantu kelancaran penyusunan Tesis ini.

Kekurangan atau kesalahan tentu masih ada, namun bukan suatu yang disengaja, hal tersebut semata-mata disebabkan karena kekhilafan dan keterbatasan yang dimiliki. Oleh karena itu, kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan demi kesempurnaan tesis ini.

Akhir kata, semoga tesis ini dapat bermanfaat bagi pembaca serta dapat memberikan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK.....	vii
ABSTRACT.....	ix
KATA PENGANTAR	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL.....	xix
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	4
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	5
1.5 Manfaat penelitian.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	6
2.1 <i>Draft Tube</i>	6
2.2 Prinsip Kerja <i>Draft Tube</i>	6
2.3 Tipe <i>Draft tube</i>	9
2.3.1 Conical diffuser or straight divergent tube	9
2.3.2 Simple elbow type draft tube	9
2.3.3 Elbow with varying cross section	9
2.4 Kavitasi pada turbin air	10
2.4.1 <i>Turbine Type and configuration</i>	12
2.4.2 <i>Turbine setting level</i>	13
2.4.3 <i>Turbine Operation</i>	14
2.4.4 <i>Main types of cavitation</i>	16
2.4.4.1 Leading edge cavitation.....	16
2.4.4.2 Travelling bubble cavitation	16
2.4.4.3 <i>Draft tube swirl</i>	17
2.4.4.4 <i>Inter-blade vortex cavitation</i>	17
2.4.4.5 <i>Van Karman vortex cavitation</i>	17

2.5	Penelitian terdahulu	19
BAB III METODE PENELITIAN		27
3.1	Langkah-langkah Penelitian.....	27
3.1.1	<i>Pre-processing</i>	28
3.1.1.1	Model benda uji.....	28
3.1.1.2	Domain pemodelan.....	30
3.1.2	<i>Processing</i>	32
3.1.3	<i>Post-processing</i>	35
3.2	Diagram Alir Penelitian	35
3.3	Alokasi Waktu Penelitian	37
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....		38
4.1	Analisis Karakteristik Aliran	39
4.1.1	Analisis karakteristik aliran pada beban 40 %	39
4.1.1.1	Analisis distribusi tekanan pada beban 40 %.....	39
4.1.1.2	Analisis vektor kecepatan pada beban 40 %.....	43
4.1.1.3	Analisis vortex flow (velocity streamline) pada beban 40 %... 46	
4.1.1.4	Analisis vortex rope pada beban 40 %.....	49
4.1.2	Analisis karakteristik aliran pada beban 100 %.....	50
4.1.2.1	Analisis distribusi tekanan pada beban 100 %.....	50
4.1.2.2	Analisis vektor kecepatan pada beban 100 %.....	53
4.1.2.3	Analisis vector flow (velocity streamline) pada beban 100 %. 57	
4.1.2.4	Analisis vortex rope pada beban 100 %.....	59
4.2	Validasi	60
4.2.1	<i>Hydraulic Efficiency</i>	61
4.2.2	Deviasi Tekanan	62
4.3	Diskusi	64
BAB V KESIMPULAN		72
5.1	Kesimpulan	72
5.2	Saran	73
DAFTAR PUSTAKA.....		74
LAMPIRAN		76
BIOGRAFI PENULIS.....		81

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Draft tube</i> pada <i>Francis turbine</i> (Tridon, Barre, Ciocan, & Tomas, 2010).	7
Gambar 2.2 Skema PLTA (Tridon, Barre, Ciocan, & Tomas, 2010).	7
Gambar 2.3 Skematik tipe <i>draft tube</i> (Wadibhasme, et al., 2016).....	10
Gambar 2.4 Kerusakan kavitasi pada <i>runner blades</i> turbin francis (Dixon, B.Eng., PH.D., 1998)	11
Gambar 2.5 Variasi koefisien kavitasi kritikal dengan non dimensional kecepatan spesifik dari <i>Francis</i> dan <i>Kaplan Turbines</i> (Dixon, B.Eng., PH.D., 1998).....	12
Gambar 2.6 (Kiri) Skematik Kaplan turbine dan konfigurasi mekanik. (Kanan) Skematik <i>runner Francis</i> , <i>draft tube</i> dan <i>downstream reservoir</i> (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).....	13
Gambar 2.7 (kiri) Karakteristik operasi untuk turbin francis. (kanan) Diagram vektor menggambarkan kinematika dari aliran yang melewati <i>runner</i> turbin francis (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).....	16
Gambar 2.8 Tipe kavitasi pada <i>Francis Turbines</i> : (1) <i>leading edge cavitation</i> , (2) <i>travelling bubble cavitation</i> , (3) <i>draft tube swirl</i> dan (4) <i>inter-blade vortex cavitation</i> (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).....	18
Gambar 2.9 Skematik <i>runner</i> turbin francis: (kiri) berbagai tipe kavitasi dan lokasi <i>transducer</i> ; (kanan) alur transmisi yang memungkinkan diikuti oleh <i>excitations</i> pada <i>blade</i> dan didalam permukaan <i>draft tube</i> dibawah <i>runner cone</i> (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).....	19
Gambar 2.10 Bentuk (a) <i>vortex rope</i> dengan <i>base model draft tube</i> dan (b) 13G-10 mm J-Grooves dengan <i>transient analysis</i> (KC, Lee, & Thapa, 2015).....	20
Gambar 2.11 Foto dari <i>prototype runner</i> dengan <i>outlet erosion</i> pada <i>blades</i> disebabkan <i>bubble cavitation</i> (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).	21
Gambar 2.12 Perbandingan <i>auto-power spectra</i> dari vibrasi A13 <i>no cavitation</i> dan dengan <i>bubble cavitation</i> untuk model turbin francis (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).....	22

Gambar 2.13 <i>Velocity distribution</i> pada $a_0 = 18$ mm, $n_1' = 95$ rpm, $Q_1' = 595$ L/s, 38% <i>full load</i> [4].....	23
Gambar 2.14 <i>Vortex flow</i> pada $a_0 = 18$ mm, $n_1' = 95$ rpm, $Q_1' = 595$ L/s, 38% <i>full load</i> [4].....	23
Gambar 2.15 <i>Velocity distribution</i> pada $a_0 = 18$ mm, $n_1' = 55$ rpm, $Q_1' = 695$ L/s, 55% <i>full load</i> [4].....	24
Gambar 2.16 <i>Vortex flow</i> pada $a_0 = 18$ mm, $n_1' = 55$ rpm, $Q_1' = 695$ L/s, 55% <i>full load</i> [4].....	24
Gambar 2.17 <i>Velocity distribution</i> pada $a_0 = 42$ mm, $n_1' = 70$ rpm, $Q_1' = 1315$ L/s, 105% <i>full load</i>	25
Gambar 2.18 <i>Vortex flow</i> pada $a_0 = 42$ mm, $n_1' = 70$ rpm, $Q_1' = 1315$ L/s, 105% <i>full load</i>	25
Gambar 3.1 Skema geometri <i>draft tube</i>	29
Gambar 3.2 Benda uji <i>runner, guide vane</i> dan <i>draft tube</i>	30
Gambar 3.3 Domain pemodelan <i>runner, guide vane</i> dan <i>draft tube</i>	31
Gambar 3.4 <i>Meshing</i>	32
Gambar 4.1 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi <i>standard k-ε</i> pada beban 40% (<i>steady</i>).....	39
Gambar 4.2 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi RNG k-ε pada beban 40 % (<i>steady</i>)	40
Gambar 4.3 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi SST k- ω pada beban 40 % (<i>steady</i>)	40
Gambar 4.4 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi DES pada beban 40 % (<i>unsteady</i>)	41
Gambar 4.5 Vektor kecepatan dengan model turbulensi <i>standard k-ε</i> pada beban 40 % (<i>steady</i>)	43
Gambar 4.6 Vektor kecepatan dengan model turbulensi RNG k-ε pada beban 40 % (<i>steady</i>)	44
Gambar 4.7 Vektor kecepatan dengan model turbulensi SST k- ω pada beban 40 % (<i>steady</i>)	44
Gambar 4.8 Vektor kecepatan dengan model turbulensi DES pada beban 40 % (<i>unsteady</i>)	44

Gambar 4.9 <i>Vortex flow</i> dengan model turbulensi standard $k-\epsilon$ pada beban 40 % (<i>steady</i>)	46
Gambar 4.10 <i>Vortex flow</i> dengan model turbulensi RNG $k-\epsilon$ pada beban 40 % (<i>steady</i>)	47
Gambar 4.11 <i>Vortex flow</i> dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 40 % (<i>steady</i>)	47
Gambar 4.12 <i>Vortex flow</i> dengan model turbulensi DES pada beban 40 % (<i>unsteady</i>)	48
Gambar 4.13 <i>Vortex rope</i> dengan model turbulensi DES pada beban 40 %	49
Gambar 4.14 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi <i>standard $k-\epsilon$</i> pada beban 100 % (<i>steady</i>)	50
Gambar 4.15 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi RNG $k-\epsilon$ pada beban 100 % (<i>steady</i>)	51
Gambar 4.16 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 100 % (<i>steady</i>)	51
Gambar 4.17 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi DES pada beban 100 % (<i>unsteady</i>)	52
Gambar 4.18 Vektor kecepatan dengan model turbulensi <i>standard $k-\epsilon$</i> pada beban 100 % (<i>steady</i>)	54
Gambar 4.19 Vektor kecepatan dengan model turbulensi RNG $k-\epsilon$ pada beban 100 % (<i>steady</i>)	54
Gambar 4.20 Vektor kecepatan dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 100 % (<i>steady</i>)	55
Gambar 4.21 Vektor kecepatan dengan model turbulensi DES pada beban 100 % (<i>unsteady</i>)	55
Gambar 4.22 <i>Vortex flow</i> dengan model turbulensi <i>standard $k-\epsilon$</i> pada beban 100 % (<i>steady</i>)	57
Gambar 4.23 <i>Vortex flow</i> dengan model turbulensi RNG $k-\epsilon$ pada beban 100 % (<i>steady</i>)	58
Gambar 4.24 <i>Vortex flow</i> dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 100 % (<i>steady</i>)	58

Gambar 4.25 <i>Vortex flow</i> dengan model turbulensi DES pada beban 100 % (<i>unsteady</i>)	59
Gambar 4.26 <i>Vortex rope</i> dengan model turbulensi DES pada beban 100 %.....	60
Gambar 4.27 Probabilitas <i>Hydraulic Efficiency</i> PLTA Cirata	62
Gambar 4.28 Deviasi tekanan pada beban 40 %	63
Gambar 4.29 Deviasi tekanan pada beban 100 %	64
Gambar 4.30 Perbandingan <i>vortex flow (velocity streamline)</i> pada <i>part load condition</i>	65
Gambar 4.31 Perbandingan <i>vortex rope</i> pada <i>part load condition</i>	65
Gambar 4.32 Perbandingan distribusi tekanan pada <i>part load condition</i>	66
Gambar 4.33 Vibrasi Turbin-Generator PLTA Cirata saat <i>Performance Test</i>	67
Gambar 4.34 Spektrum vibrasi turbin pada beban 40 %.....	68
Gambar 4.35 Spektrum vibrasi turbin pada beban 100 %.....	68
Gambar 4.36 Segmen pengukuran <i>thickness draft tube</i>	69
Gambar 4.37 Kondisi <i>erosion</i> pada <i>draft tube</i> unit 7	70
Gambar 4.38 Kondisi <i>erosion</i> pada <i>draft tube</i> unit 3	71

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Dimensi geometri <i>draft tube liner</i> (dalam mm).....	29
Tabel 3.2 Metode run definition pada ANSYS CFX 18.2	34
Tabel 3.3 Alokasi waktu penelitian.....	37
Tabel 4.1 Aktual dan Numerikal hydraulic efficiency pada kondisi <i>part load</i> dan <i>full load</i>	61

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pengembangan kapasitas pembangkit tenaga listrik di Indonesia diarahkan untuk memenuhi pertumbuhan beban, dan pada beberapa wilayah tertentu diutamakan untuk memenuhi kekurangan pasokan tenaga listrik. Pengembangan kapasitas pembangkit juga dimaksudkan untuk meningkatkan keandalan pasokan yang diinginkan, dengan mengutamakan pemanfaatan energi setempat terutama energi terbarukan. Pengembangan kapasitas pembangkit tenaga listrik dilaksanakan sesuai dengan kebijakan pemerintah, misalnya dalam pengembangan energi baru dan terbarukan (EBT), serta program 35.000 MW. Pembangkit pemikul beban puncak, pemenuhan kebutuhan beban puncak sistem besar diupayakan tidak menggunakan pembangkit berbahan bakar BBM, prioritas PLN merencanakan pembangkit beban puncak yang beroperasi dengan gas (LNG, mini LNG, CNG). Apabila ada potensi hidro, PLN lebih mengutamakan pembangkit hidro, seperti PLTA *peaking* dengan *reservoir* dan *pumped storage* (Kementerian ESDM, 2017).

PLTA (Pusat Listrik Tenaga Air) merupakan pembangkit listrik EBT (Energi Baru Terbarukan) yang memanfaatkan air sebagai sumber energi primer. PLTA mempunyai peran yang sangat penting dalam menyeimbangkan stabilitas sistem jaringan. Dalam meningkatkan stabilitas sistem jaringan, PLTA dioperasikan pada range beban yang lebar, sering *start-stop* dan beban yang bervariasi. Fungsi lainnya juga adalah sebagai penyangga beban puncak dan back up sistem jika terjadi gangguan di sistem jaringan. Turbin Francis adalah turbin yang paling banyak digunakan dan memiliki efisiensi maksimum 93-95%. Permasalahan yang terkait dengan pengoperasian PLTA adalah ketidakstabilan operasional, kavitasi, *vortex breakdown*, *pressure shocks*, *vibration* dan *noise* yang kadang kala menyebabkan kegagalan sistem turbin.

Draft tube adalah komponen penting dari turbin francis. *Draft tube* terletak dibawah *runner* yang mana berfungsi memperlambat kecepatan aliran yang keluar

dari *runner* sehingga merubah energi kinetik yang cukup besar menjadi kenaikan tekanan statis. Oleh karena itu *draft tube* dapat meningkatkan efisiensi dari turbin air.

Kavitasi bisa terjadi karena desain atau kondisi operasi yang tidak sesuai. Kavitasi dinamakan juga “*cold boiling*” karena terjadi pada temperatur rendah. Ketika tekanan statis dari fluida pada mesin hidrolis mencapai tekanan uap maka gelembung uap akan terbentuk. Gelembung uap ini akan pecah ketika melewati daerah yang tekanannya lebih tinggi. Proses tersebut dinamakan kavitasi yang dapat menyebabkan erosi, pengurangan efisiensi, *noise*, vibrasi dan operasi tidak stabil.

Beberapa penelitian terdahulu mengenai *draft tube* diantaranya adalah

(KC, Lee, & Thapa, 2015) melakukan analisa efek dari aliran air yang keluar dari *runner* yang kemudian membentuk *vortex* di *draft tube* yang mengakibatkan aliran yang tidak diinginkan seperti *pressure pultation, fluctuation in torque, axial and radial forces* dan vibrasi pada turbin. Penelitian ini menyajikan hasil yang diperoleh dari analisis numerik mengenai perilaku *unsteady vortex* di *draft tube* dan ketidakstabilan aliran yang spesifik untuk turbin Francis yang terjadi pada beban operasi tertentu menggunakan ANSYS CFX. Hasil yang didapat dari penelitian tersebut adalah penggunaan MGVs tidak berpengaruh pada aliran yang terjadi di *runner* sampai *draft tube* dan penggunaan *J-Grooves* mampu meminimalisasi *vortex* dan mengurangi *turbulence*.

(Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006) melakukan penelitian tentang bagaimana mendeteksi kavitasi pada turbin air tanpa melakukan pemeliharaan korektif dan dilakukan tanpa mengganggu pengoperasian unit. Metode deteksi kavitasi pada penelitian ini adalah dengan vibrasi yang dihasilkan dan tekanan terukur pada mesin. Kesimpulan dari penelitian ini adalah kavitasi dapat terjadi dengan bentuk yang berbeda-beda pada *hydraulic turbine* tergantung daripada desain mesin dan kondisi operasi. Akibatnya adalah vibrasi yang tinggi, ketidakstabilan dan erosi yang bisa mengganggu operasi mesin dan mempercepat kerusakan.

(Muller, Favrel, Landry, & Avellan, 2017) mengungkapkan bagaimana *unsteady flow* pada turbin memberikan beban mekanik secara periodik terhadap poros *runner*. Metode pengukuran dilakukan dengan LDV (*Laser Doppler*

Velocimetry) dan *high-speed visualizations*. Hasil penelitian menunjukkan proses penting terbentuknya kavitasi pada *runner blades* mengubah sifat hidrodinamika yang menyebabkan berkurangnya momentum aliran fluida terhadap poros turbin. Bersamaan dengan itu, kavitasi *blade* mengubah sudut aliran pada *runner outlet* dan perpanjangan aliran *swirl* yang selanjutnya mengatur *volume vortex rope*.

Selanjutnya (Zeng, Liu, & Wang, 2012) melakukan simulasi tiga dimensi *unsteady turbulent flow* di *draft tube Francis turbine* menggunakan SIMPLE algorithm dengan *body-fitted coordinate* dan *tetrahedral grid system* dengan bantuan *software* FLUENT. Simulasi perhitungan berdasarkan persamaan Navier-Stokes dan LES (*large-eddy simulation*) model. Kondisi aliran di *draft tube* pada 3 (tiga) kondisi operasi di turbine berhasil disimulasikan. PIV (*particle image velocimetry*) telah digunakan untuk mengukur distribusi dari medan aliran pada *draft tube cone section* pada 4 *horisontal section* dari *outlet turbine runner*. Penelitian ini memainkan peranan penting dalam optimalisasi desain turbin, penentuan daerah pengoperasian unit yang stabil, jaminan pengoperasian unit yang stabil dan peningkatan kualitas daya.

PLTA Cirata merupakan pembangkit listrik tenaga air yang memanfaatkan air sebagai energi primer dari aliran sungai citarum. Pembangunannya terbagi atas 2 tahap, Cirata I dibangun sejak bulan Januari 1984 sejumlah 4 Unit dan pada akhir bulan September tahun 1988 telah dapat beroperasi, dan Cirata II sejumlah 4 Unit yang beroperasi tahun 1997. Kapasitas terpasang UP Cirata adalah 1008 MW, terdiri dari 8 Unit Pembangkit dengan kapasitas masing-masing 126 MW dan merupakan PLTA terbesar di Asia Tenggara.

Jenis *hydraulic turbine* yang digunakan di PLTA Cirata adalah tipe Turbin Francis dengan poros vertikal dimana merupakan turbin yang banyak digunakan pada pembangkit listrik yang menggunakan tenaga air. Turbin Francis banyak dipilih karena mempunyai desain yaitu kisaran *debit* dan *head* yang cukup luas.

PLTA Cirata memiliki peranan penting dalam menjaga keseimbangan atau stabilitas sistem 500 kV jawa bali. Untuk meningkatkan kestabilan sistem jaringan 500 kV yang saat ini mempunyai beban tinggi, PLTA Cirata dioperasikan dengan kondisi operasi yang berubah-ubah dan sering *start – stop*, *Load Frequency Control* dan *Governor Free*. Sehingga unit pembangkit dituntut kehandalannya pada

kondisi operasi yang sering berubah-ubah untuk menjaga keseimbangan frekuensi sistem. Namun pada kondisi operasi tertentu sering dijumpai timbulnya getaran yang berlebih disertai suara bising yang diduga terjadinya fenomena kavitasi. Bertitik tolak dari hal tersebut maka penulis ingin mempelajari hubungan antara variasi beban dengan kavitasi yang terjadi pada *draft tube*.

1.2 Perumusan Masalah

PLTA Cirata adalah jenis PLTA besar (> 10 MW), sehingga perannya sangat vital dalam sistem jaringan Jawa Bali. Hal ini disebabkan karena kemampuan sinkron yang lebih cepat (< 5 menit) dari pembangkit jenis lainnya serta mempunyai *ramping rate* yang tinggi (120 MW / menit).

Sesuai dengan peran dan fungsinya PLTA Cirata dengan kapasitas 126 MW sering dioperasikan dengan *mode* LFC (*Load Frequency Control*), *governor free* dan *minimum load*. Adapun *minimum load* adalah kondisi operasi beban 30 MW dimana dimanfaatkan oleh *dispatcher* untuk suplai MVAR ke sistem jaringan agar stabil pada tegangan nominalnya 500 kV. Dengan *mode* LFC dan *governor free*, maka unit beroperasi dengan beban fluktuatif. Pada kondisi operasi pada beban 40 % sering dijumpai timbulnya getaran yang paling tinggi dengan nilai vibrasi (± 180 μm) disertai dengan kebisingan (*noise*) yang hebat. Selain itu pada saat pemeliharaan pada sisi turbin ditemukan adanya erosi pada komponen-komponen turbin yaitu pada *runner blade*, *runner cone* dan *draft tube*. Berangkat dari permasalahan tersebut maka perlu dilakukan analisis secara numerik pemodelan 3D pada komponen *draft tube* PLTA Cirata terhadap fenomena kavitasi pada variasi beban. Fokus penelitian ini membahas kavitasi yang terjadi setelah air keluar dari *runner* turbin yang kemudian melewati *draft tube*.

1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian dengan pemodelan pada *draft tube* ini dibagi menjadi 2 (dua) bagian adalah sebagai berikut:

1. Tujuan umum:

Ingin mengetahui fenomena kavitasi pada variasi beban tertentu yang berpotensi terhadap terjadinya erosi pada *draft tube*.

2. Tujuan khusus:
 - a. Menganalisis *pressure distribution*, *velocity vector*, *velocity streamline* (*vortex flow*), dan *vortex rope*.
 - b. Mengetahui tingkat kavitasi pada setiap variasi beban operasi.
 - c. Mengetahui hubungan antara *mechanical failure* pada *draft tube* dengan fenomena kavitasi yang terjadi.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah yang diambil dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Aliran diasumsikan *steady* dan *unsteady (transient)*.
2. Penelitian dilakukan pada unit PLTA Cirata dengan variasi beban (40 % dan 100 %).
3. Turbin beroperasi pada *individual mode*.
4. Permodelan *draft tube* sesuai dengan desain awal.
5. Model turbulensi yang digunakan adalah *Standard k- ϵ* , *RNG (Renormalization Group) k- ϵ* dan *SST (Shear Stress Transport) k- ω* untuk simulasi *steady* sedangkan model turbulensi *DES (detached eddies simulation)* untuk simulasi *unsteady (transient)*.
6. Penelitian dilakukan secara numerik menggunakan perangkat lunak *software ANSYS CFX 18.2*.
7. *Boundary condition* untuk *inlet* adalah *velocity inlet* sedangkan pada sisi *outlet* adalah *pressure outlet*.

1.5 Manfaat penelitian

Manfaat yang ingin diperoleh dari penelitian adalah:

1. Mampu menggambarkan karakteristik aliran pada *draft tube* turbin Francis PLTA Cirata sehingga dapat mengetahui fenomena terjadinya kavitasi.
2. Memperoleh variasi beban operasi dengan perubahan parameter debit aliran pada *draft tube* sehingga didapatkan kondisi operasi yang optimal untuk memperpanjang umur (*life time*) pengoperasian unit.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Draft Tube

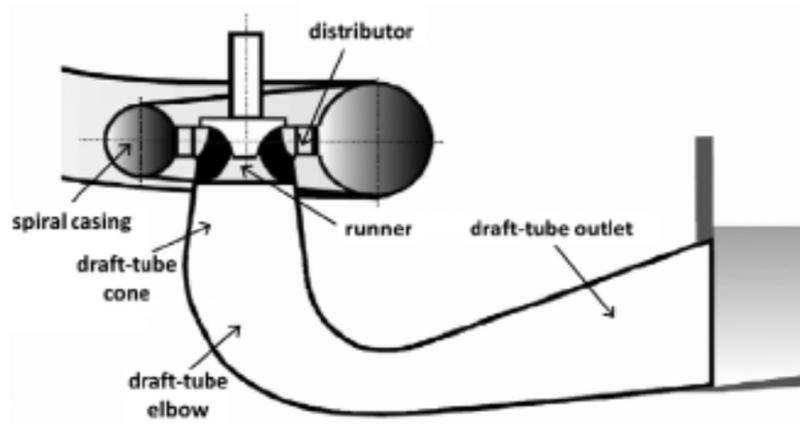
Draft tube adalah suatu komponen akhir lintasan air dari pembangkit listrik tenaga air. *Draft tube* diperlukan untuk membawa air keluar dari *runner* turbin menuju saluran bawah / *tail-race*. Air buangan tersebut akan bertemu kembali dengan saluran utama. *Draft tube* berperan penting untuk merubah energi kinetik dari aliran fluida menjadi energi potensial sehingga dapat meningkatkan efisiensi dari turbin air. Oleh karena itu, desain dari sebuah *draft tube* akan sangat mempengaruhi performa dari sistem pembangkit listrik tenaga air. Aliran fluida pada *draft tube* mempengaruhi unjuk kerja sebuah turbin air. Air sebagai media kerja turbin dianggap sebagai fluida yang tak kompresibel, yaitu fluida yang secara virtual massa jenisnya tidak berubah dengan tekanan. Fluida air adalah zat yang berubah secara kontinyu (terus-menerus) bila terkena tegangan geser, berapapun kecilnya tegangan geser tersebut.

2.2 Prinsip Kerja Draft Tube

Draft tube adalah saluran *diffuser* lengkung yang menghubungkan *runner* dan *outlet*. Fungsi utama *draft tube* adalah meningkatkan efisiensi turbin dengan merubah energi kinetik menjadi energi potensial secara menyeluruh dengan membuat *head artificial*. Selain itu *draft tube* juga berfungsi membuat kondisi yang memungkinkan agar turbin dapat diletakkan di atas level air muka bawah / *tail-race*. Perbedaan tekanan yang melalui *runner* menjadi besar dengan adanya *draft tube*, dikarenakan efek hisap yang timbul dari konstruksi ekspansi. Hasilnya adalah meningkatnya efisiensi turbin.

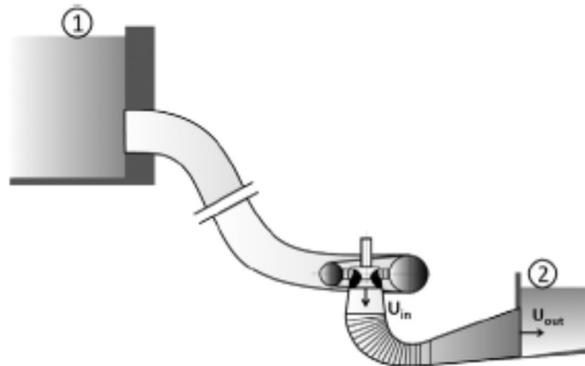
Draft tube dapat dirancang dengan berbagai cara yang berbeda, namun beberapa variasi desain dipandang kurang penting dibandingkan dengan beberapa hal lain, seperti bentuk *outlet* yang berupa lingkaran atau segi empat dipandang kurang penting dibandingkan dengan luas penampang luar. Akan tetapi pembentukan *elbow* merupakan salah satu masalah yang rumit dalam merancang

draft tube. Tantangan yang timbul adalah bagaimana membuat rancang yang kecil/minor dan tanpa resiko terjadi kerusakan yang diakibatkan oleh kavitasi.



Gambar 2.1 *Draft tube* pada *Francis turbine* (Tridon, Barre, Ciocan, & Tomas, 2010).

Bentuk klasik dari *draft tube* dapat dibagi menjadi tiga komponen dasar yaitu *conical diffuser*, *curved diverging diffuser* dan *last straight divergent diffuser* dengan satu pier untuk alasan struktural (Tridon, Barre, Ciocan, & Tomas, 2010). Prinsip desain dari *draft tube* dapat ditunjukkan dengan mempertimbangkan *head balance* antara *upstream* dan *downstream* level air yaitu antara point 1 dan 2 pada gambar 2.2.



Gambar 2.2 Skema PLTA (Tridon, Barre, Ciocan, & Tomas, 2010).

Kesetimbangan ini dapat diformulasikan sebagai berikut :

$$H_1 - \Delta H_t - K \frac{U_{in}^2}{2g} = H_2 + \frac{U_{out}^2}{2g} \quad (1)$$

dimana H adalah head turbin yang didefinisikan dengan perbedaan antara *upstream* dan *downstream level* ($H = H_1 - H_2$). K adalah koefisien rugi-rugi *draft tube* dan g adalah percepatan gravitasi. U_{in} dan U_{out} adalah masing-masing *inlet* (*outlet*) kecepatan draft tube (lihat gambar 2.2). ΔH_t adalah daya turbin (per unit volume flow rate). Daya ini selanjutnya disimpulkan menjadi :

$$\Delta H_t = \frac{U_{in}^2}{2g} \left(\frac{H}{\frac{U_{in}^2}{2g}} - K - \frac{A_{in}^2}{A_{out}^2} \right) \quad (2)$$

dimana A_{in} dan A_{out} adalah masing-masing *inlet* (*outlet*) area *draft tube*. Nilai ini dapat dibandingkan dengan yang diperoleh tanpa *diffuser*:

$$\Delta H_t = \frac{U_{in}^2}{2g} \left(\frac{H}{\frac{U_{in}^2}{2g}} - 1 \right) \quad (3)$$

Kemudian diperoleh daya relatif dengan penambahan diffuser, sehingga :

$$\Delta P = \frac{P_{with\ diffuser} - P_{witho\ diffuser}}{P_{without\ diffuser}} = \frac{1 - \frac{A_{in}^2}{A_{out}^2} - K}{\frac{H}{\frac{U_{in}^2}{2g}} - 1} \quad (4)$$

Berdasarkan persamaan (4), efisiensi optimum *draft tube* adalah didapatkan dengan meminimalisasi *draft tube outlet velocity* (U_{out}) dan koefisien rugi-rugi *draft tube* K, dengan perhatian khusus untuk mempertahankan tekanan dibawah *runner* agar diatas tekanan uap untuk menghindari terjadinya fenomena kavitasi (Tridon, Barre, Ciocan, & Tomas, 2010).

2.3 Tipe *Draft tube*

Ada 3 (tiga) jenis tipe *draft tube* berdasarkan bentuk geomteri *diffuser* nya, diantaranya adalah sebagai berikut (Wadibhasme, et al., 2016):

2.3.1 Conical diffuser or straight divergent tube

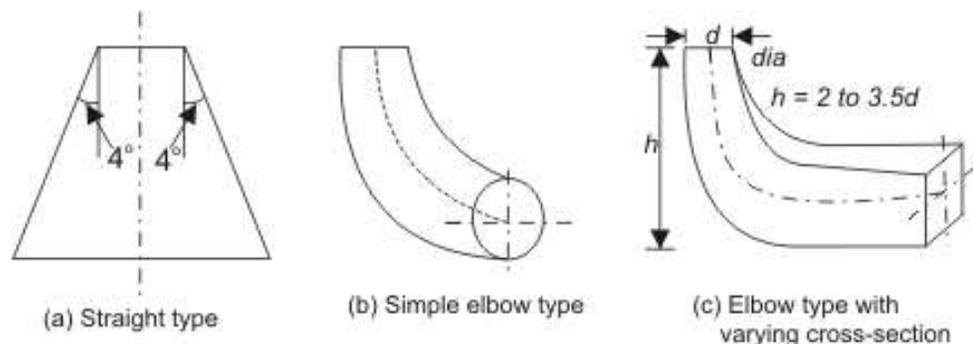
Tipe *draft tube* ini terdiri dari *conical diffuser* dengan sudut umumnya kurang dari 8° untuk mencegah aliran yang terpisah. Jenis ini biasanya digunakan untuk turbin dengan kecepatan spesifik rendah, *vertical shaft Francis turbine*. Efisiensi dari *draft tube* jenis ini adalah 90%.

2.3.2 Simple elbow type draft tube

Tipe *draft tube* ini terdiri dari *extended elbow jenis tube*. Umumnya digunakan pada turbin yang posisinya dekat dengan tail-race. Jenis ini membantu dalam mengurangi biaya dari eskavasi dan diameter keluar yang harus sebesar mungkin untuk merecovery energi kinetik pada outlet runner. Efisiensi dari *draft tube* jenis ini adalah kurang dari 60%.

2.3.3 Elbow with varying cross section

Tipe *draft tube* ini adalah pengembangan lebih lanjut dari *simple elbow type draft tube*. Jenis ini sama dengan *draft tube* bengkok tetapi bagian yang bengkok adalah bervariasi pada penampang melintangnya dengan *outlet* berbentuk *rectangular*. Bagian horisontal *draft tube* umumnya miring keatas untuk mencegah masuknya udara dari ujung luar. *Outlet* dari *draft tube* harus pada posisi dibawah *tail race*.



Gambar 2.3 Skematik tipe *draft tube* (Wadibhasme, et al., 2016).

2.4 Kavitasasi pada turbin air

Permasalahan yang sering terjadi pada suatu turbin Francis adalah timbulnya kavitasasi. Kavitasasi adalah peristiwa gejala menguapnya zat cair yang sedang mengalir sehingga membentuk gelembung-gelembung uap yang disebabkan karena berkurangnya tekanan cairan tersebut sampai dibawah titik jenuh uapnya. Pada saat gelembung-gelembung tersebut sampai pada daerah yang tekanannya lebih tinggi maka gelembung tersebut akan pecah dan mengakibatkan lubang-lubang kikisan pada permukaan dinding saluran hisap bagian atas (*draft tube*), sudu-sudu, dan rumah turbin. Selain itu juga akan menimbulkan getaran (*vibration*) dan bunyi yang berisik (*noise*). Kavitasasi yang sangat parah akan menurunkan daya dan efisiensi turbin. Terjadinya fenomena ini akan sangat mengganggu kinerja turbin tersebut seperti terjadinya getaran-getaran pada mesin, terjadi abrasi pada sudu-sudu turbin sehingga menyebabkan turunnya efisiensi turbin serta rusaknya komponen-komponen turbin. Ada 2 tipe kavitasasi yang dibuktikan dengan fakta-fakta (Dixon, B.Eng., PH.D., 1998) :

- a. Pada *suction surface* dari *runner blades* sisi *outlet* yang dapat menyebabkan blade erosion.
- b. *Twisting “rope type”* kavitasasi yang terlihat dalam *draft tube* pada kondisi operasi *off-design*.

Kavitasasi pada turbin air dapat terjadi pada *suction surface* dari *runner blade* dimana aksi dinamik dari gerakan *blades* terhadap fluida air menciptakan daerah bertekanan rendah. Turbin air didesain untuk beroperasi bertahun-tahun dengan pemeliharaan yang sederhana. Namun, jika kavitasasi terjadi dan kemudian menyebabkan *pitting* pada permukaan, *fatigue cracking*, dan kerusakan parsial pada *blades* maka akan mengurangi *performance*. Gambar 2.4 menunjukkan kerusakan yang diakibatkan kavitasasi pada *runner* turbin francis.



Gambar 2.4 Kerusakan kavitasi pada *runner blades* turbin francis (Dixon, B.Eng., PH.D., 1998)

Kavitasi akan dimulai saat tekanan statik lokal kurang dari tekanan uap air, yaitu, di mana *head* rendah, kecepatannya tinggi dan elevasi, z , dari turbin di-*setting* terlalu tinggi di atas *tailrace*. Untuk turbin dengan poros horizontal, tekanan terendah akan terdapat di bagian teratas dari *runner*, dimana dapat menjadi sangat penting pada turbin yang besar. Pada *runner* turbin berukuran besar umumnya memiliki poros vertikal untuk mengurangi masalah terjadinya kavitasi

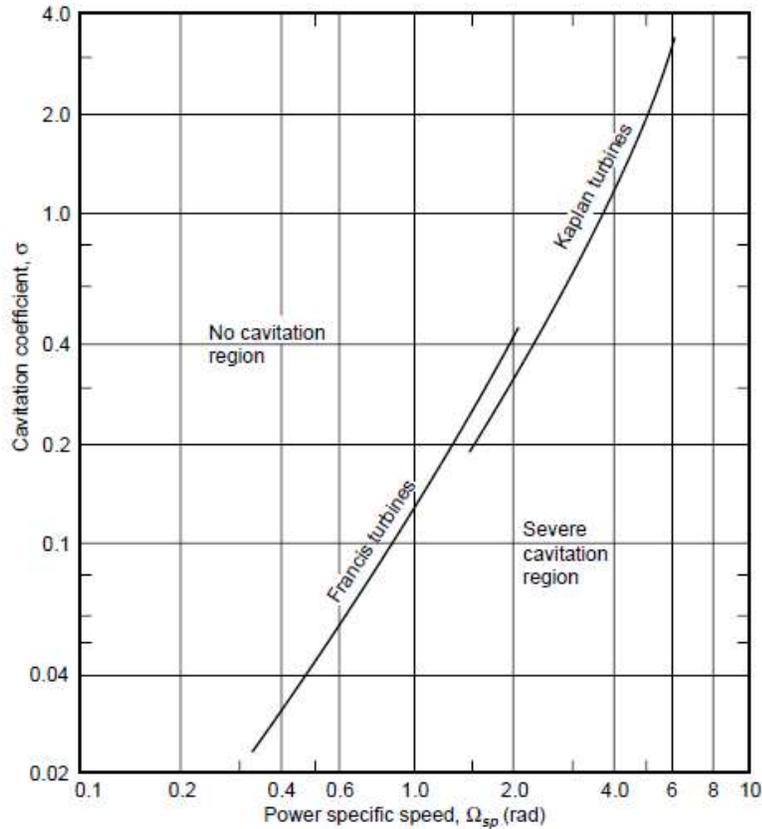
Kavitasi pada turbin air dapat dihubungkan dengan *Thoma Coefficient* σ dengan rumus sebagai berikut:

$$\sigma = \frac{H_S}{H_E} = \frac{(p_a - p_v) / (\rho g) - z}{H_E} \quad (5)$$

dimana H_S adalah *net positive suction head* (NPSH), besarnya *head* yang dibutuhkan untuk menghindari kavitasi, H_E adalah *head* efektif, z adalah perbedaan elevasi, p_v adalah tekanan uap dari air.

Gambar 2.5 dibawah menunjukkan hubungan antara koefisien thoma dengan kecepatan spesifik dari *Francis* dan *Kaplan turbine*, digunakan untuk menentukan batas antara tidak terjadinya kavitasi dan kavitasi yang parah. Sebenarnya, ada berbagai nilai kritis σ untuk setiap nilai kecepatan spesifik dan jenis turbin karena karakteristik kavitasi individu dari berbagai *runner* desain. Kurva tersebut dimaksudkan untuk membantu prosedur seleksi awal. Metode alternatif untuk menghindari kavitasi adalah melakukan tes pada model turbin

tertentu dimana nilai σ dikurangi sampai kavitasi terjadi atau ditandai penurunan efisiensi yang menjadi jelas. Penurunan kinerja ini akan terjadi berhubungan dengan pembentukan gelembung-gelembung kavitasi skala besar. Tekanan di mana erosi kavitasi terjadi akan benar-benar berada pada nilai yang lebih tinggi daripada dimana awal penurunan *performance*.

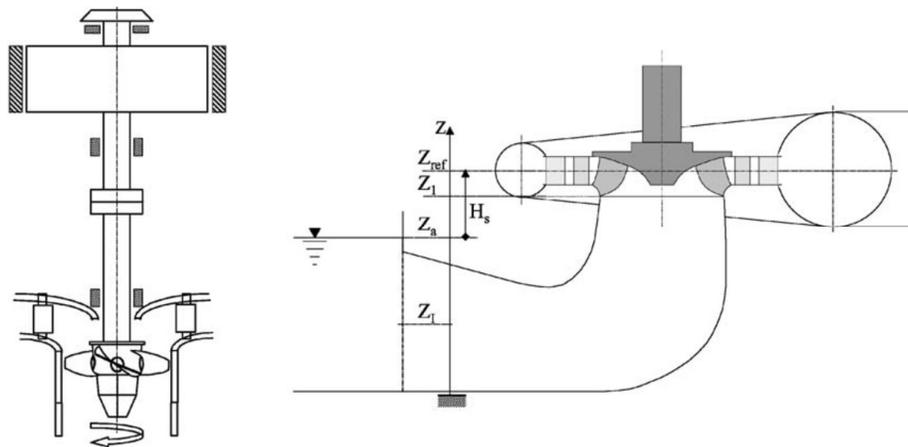


Gambar 2.5 Variasi koefisien kavitasi kritis dengan non dimensional kecepatan spesifik dari *Francis* dan *Kaplan Turbines* (Dixon, B.Eng., PH.D., 1998)

2.4.1 Turbine Type and configuration

Kavitasi memainkan peranan penting pada reaksi turbine air seperti *Kaplan*, *Francis* dan *Pump-Turbine*. Perbedaan utama antara *Kaplan* dan *Francis turbines* adalah desain dari runner masing-masing, yaitu antara aksial dan radial. Untuk *reversible Pump-Turbine*, runner memiliki desain radial dengan kecepatan spesifik rendah dan dapat beroperasi dalam mode turbin atau pompa. Komponen

lain turbin terdiri dari *penstock*, *spiral casing*, *stay vane*, *guide vanes*, *draft tube*, *shaft*, *alternator* dan *bearings analog* untuk desain tertentu. Pada gambar 2.6, sebuah skematis dari turbin *Kaplan* ditunjukkan di sebelah kiri dan sebuah penampang *runner Francis* dengan *reservoir* hilir ditunjukkan di sebelah kanan. Desain *runner* memiliki pengaruh yang jelas terhadap fenomena kavitasi namun dua parameter penting lainnya juga mempengaruhi dimulai dan pengembangan kavitasi yang dimana pengaturan *setting level* turbin dan pengoperasian pada kondisi *off-design*.



Gambar 2.6 (Kiri) Skematik Kaplan turbine dan konfigurasi mekanik. (Kanan) Skematik *runner Francis*, *draft tube* dan *downstream reservoir* (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).

2.4.2 Turbine setting level

Setting level dari turbin adalah jarak H_s yang dijelaskan pada gambar 2.5 dimana menentukan daerah tekanan dalam kaitannya dengan ambang tekanan uap. Gelembung kavitasi bisa terlihat bahkan pada titik efisiensi terbaik mesin karena memiliki ketergantungan yang kuat terhadap hal ini. Dengan demikian, koefisien kavitasi turbin hidrolis bergantung pada parameter ini. The International Electrotechnical Commission (ICE) merekomendasikan untuk menggunakan *Thoma number* atau *plant cavitation number* σ_p didefinisikan sebagai

$$\sigma_p = \frac{NPSE}{E} \quad (6)$$

dimana E adalah *specific energy* (Nm/Kg) dan NPSE adalah *net positive suction specific energy* (Nm/Kg) dan selanjutnya dapat dihitung sebagai:

$$NPSE = \frac{P_I}{\rho} + g(Z_I - Z_{ref}) + \frac{1}{2}C_I^2 - \frac{P_v}{\rho} \quad (7)$$

atau

$$NPSE = \frac{P_a}{\rho} - gH_S + \frac{1}{2}C_I^2 - \frac{P_v}{\rho} \quad (8)$$

Dimana :

- P_I : suction section pressure (Pa)
- P_a : downstream-free surface pressure (Pa)
- P_v : vapour pressure (Pa)
- Z_I : suction section high (m)
- Z_{ref} : reference section high (m)
- H_S : machine setting level (m)
- C_I : suction section mean velocity (m/s)
- g : gravity (m/s²)
- ρ : density (Kg/m³)

2.4.3 Turbine Operation

Turbin air didesain untuk mempunyai maksimum efisiensi dari *head* dan *flow rate* yang tersedia, tetapi dapat juga dioperasikan pada kondisi *off-design*. Sebagai contoh karakteristik diagram dari Francis Turbine ditunjukkan pada gambar 2.6. Kondisi operasi ditentukan oleh *pressure* atau *head coefficient*, ψ , dengan formula

$$\psi = \frac{2E}{\omega^2 R^2} \quad (9)$$

Dimana :

ψ : *pressure coefficient* (-)
 ω : *angular velocity* (rad/s)
 E : *specific energy* (Nm/kg)
 R : *runner external radius* (m)

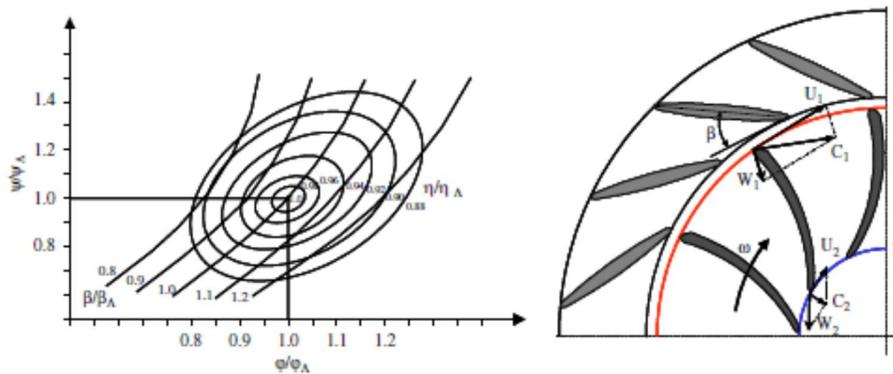
dan oleh *flow coefficient*, ψ , dengan formula :

$$\psi = \frac{Q}{\pi\omega R^2} \quad (10)$$

Dimana :

Q : *flow rate* (m³/s)

Sub-index A menunjukkan efisiensi terbaik atau nilai desain. Meskipun *head* dapat berubah karena kondisi *upstream* dan *downstream level reservoir* yang bervariasi. Selain itu, *flow rate* berubah dengan pembukaan atau penutupan sudut *guide vane*, β , dengan tujuan untuk mengatur *power output* (lihat skematik pada sisi kanan gambar 2.6). Variasi ini mempunyai pengaruh langsung pada gerak kinematik dari aliran yang melewati *runner* dan inilah yang menentukan kecenderungan untuk terjadinya kavitasi. Kecepatan fluida absolut pada *fixed frame* ditandai dengan C dan kecepatan relatif pada *rotating frame* di tandai dengan W (subscripts 1 dan 2 menunjukkan nilai pada *runner inlet* dan *outlet*). Semuanya berhubungan dengan U yang mana adalah kecepatan tangensial. Selanjutnya sudut antara W dan sudut singgung terhadap *blades* adalah sudut yang terbentuk, α , dari aliran masuk. Misalnya jika ada kenaikan *head* dari sudut *guide vane* tertentu, β , kecepatan fluida absolute C_1 akan meningkat dan sudut α menjadi positif. Sebagai akibatnya ketika turbin beroperasi pada *head* yang lebih tinggi dari pada desain ($\psi/\psi_A \gg 1$), kavitasi dapat terlihat pada sisi hisap *blades*. Vektor kecepatan di *outlet* juga berubah jika kondisi *inlet* berubah. Misalnya kecepatan absolut C_2 , yang memiliki arah radial pada efisiensi terbaik, dapat berubah dan meninggalkan komponen melingkar sisa yang mempengaruhi aliran *draft tube*.



Gambar 2.7 (kiri) Karakteristik operasi untuk turbin francis. (kanan) Diagram vektor menggambarkan kinematika dari aliran yang melewati *runner* turbin francis (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).

2.4.4 Main types of cavitation

Bentuk utama dari kavitasi yang dapat meningkat pada turbin francis secara singkat digambarkan pada paragraf berikut (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006) :

2.4.4.1 Leading edge cavitation

Kavitasi terjadi pada sisi hisap dari *runner blades* disebabkan *head* yang lebih tinggi dari desain *head* turbin ($\psi/\psi_A > 1$) ketika sudut yang terbentuk dari aliran *inlet* positif dan deviasi yang semakin besar dari nilai desain ($\alpha > 0$). Kavitasi juga dapat terjadi pada sisi tekanan selama beroperasi pada *head* yang lebih rendah dari desain *head* turbin ($\psi/\psi_A < 1$) ketika sudut yang terbentuk ($\alpha < 0$). Jika tidak stabil, jenis kavitasi ini sangat agresif yang cenderung sangat mengikis *blades* dan menimbulkan fluktuasi tekanan.

2.4.4.2 Travelling bubble cavitation

Terbentuk gelembung terpisah yang menempel pada sisi hisap *blade* dekat *mid-chord* di samping *trailing edge*. Gelembung ini muncul dikarenakan rendahnya *cavitation number* σ_p dan meningkat pada beban yang mencapai maksimum ketika beroperasi pada kondisi *overload* dengan *flow rate* tertinggi ($\phi/\phi_A \gg 1$). Tipe kavitasi ini sangat parah dan sangat bersuara yang mengurangi efisiensi turbin sangat signifikan dan dapat memicu erosi jika gelembung pecah di *blades*.

2.4.4.3 Draft tube swirl

Ini adalah kavitasasi *vortex-core flow* yang terbentuk dibawah *runner cone* di tengah *draft tube*. Intensitasnya tergantung σ_p dan muncul pada beban parsial ($\phi/\phi_A < 1$) dan *overload* ($\phi/\phi_A > 1$) dikarenakan kecepatan melingkar sisa pada aliran *discharged* dari *runner*. Vortex berputar pada arah yang sama saat beban parsial dan berlawanan arah pada saat *overload*. Dari 50% sampai 80% flow rate saat efisiensi terbaik, *vortex core* membentuk formasi helical dan menampakkan putaran 0,25 – 0,35 kali kecepatan berputar *runner*. Pada kasus ini, fluktuasi tekanan melingkar dihasilkan pada frekuensi rendah. Fluktuasi tekanan yang kuat mungkin terjadi jika frekuensi sesuai dengan oskilasi frekuensi natural dari *draft tube* atau *penstock*. Kavitasasi ini memicu dentuman tekanan yang besar di *draft tube* yang menyebabkan getaran tinggi pada turbin dan bahkan di sekitar pembangkit tenaga listrik. Di luar *best efficiency point* (BEP), *vortex* terpusat secara aksial di *draft tube cone*.

2.4.4.4 Inter-blade vortex cavitation

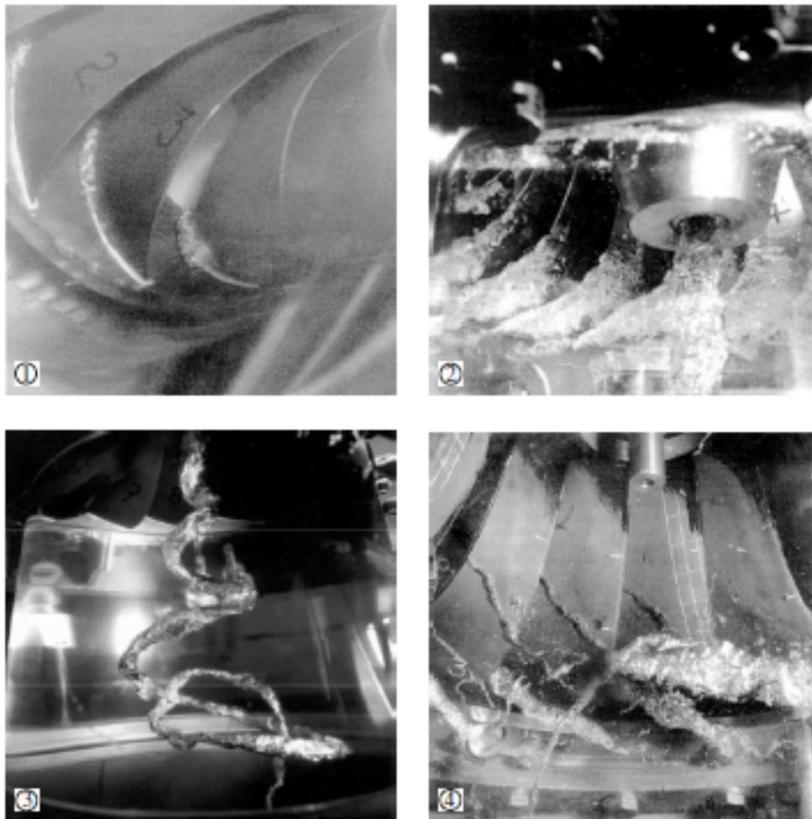
Kavitasasi ini terbentuk oleh *secondary vortices* yang terletak diantara *blades* kemudian meningkat karena pemisahan aliran dan dipicu oleh variasi kejadian dari *hub* ke *band*. Kavitasasi ini dapat timbul pada pertemuan *blade inlet-edge* dengan *crown* atau *mid-way the crown* diantara *blades* mendekati sisi hisap. Hanya jika gelembung ini mengenai permukaan *runner* dapat mengakibatkan erosi. Kavitasasi ini muncul pada beban operasi parsial ($\phi/\phi_A < 1$) dan menghasilkan tingkat kebisingan yang tinggi. Ini juga dapat muncul pada *head* operasi yang esktrim ($\psi/\psi_A \gg 1$) karena σ_p relatif rendah. Dalam kasus ini, kavitasasi jenis ini menyebabkan *unstable* dan vibrasi tinggi.

2.4.4.5 Van Karman vortex cavitation

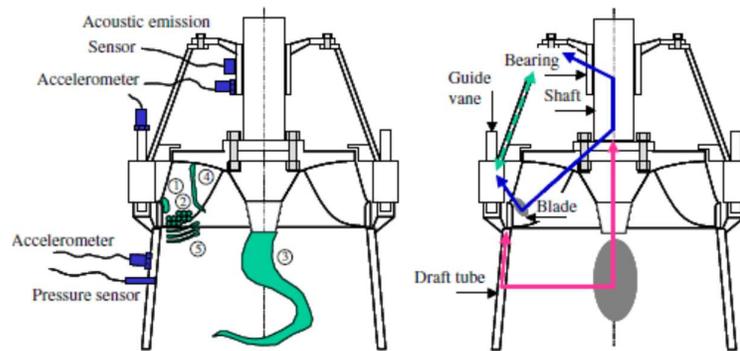
Dari *trailing edge of blades* dan vanes periodik *vortex shedding* dapat terjadi. Getaran yang parah dan suara bising dapat terjadi jika fenomena *lock-in* terjadi. Alhasil *trailing edge* mungkin mengalami kerusakan.

Untuk turbin kaplan, *leading edge cavitation* lebih jarang terjadi daripada turbin francis. Hal ini disebabkan karena *runner blade* memiliki *pitch* bervariasi dan turbin selalu beroperasi pada kondisi optimum. Artinya α mendekati nilai

optimum sampai rentang nilai operasi yang luas. Untuk alasan yang sama, pusaran pada *draft tube* juga kurang kuat jika dibandingkan dengan turbin francis. *Travelling bubble cavitation* dapat terjadi pada *blade suction side* karena pembebanan yang sangat besar pada *blade*. Jenis kavitasi eksklusif turbin kaplan adalah *tip vortex cavitation*. Kavitasi ini muncul di celah atau clearance antara ujung *blade* dan *casing*. Ini adalah jenis kavitasi yang kuat yang merusak daerah sepanjang *mid-chord length* di pinggiran sisi hisap *blades* karena ujung *vortex* menyentuh permukaan *blades*. Daerah di ujung ujung *blades* juga bisa mengalami erosi.



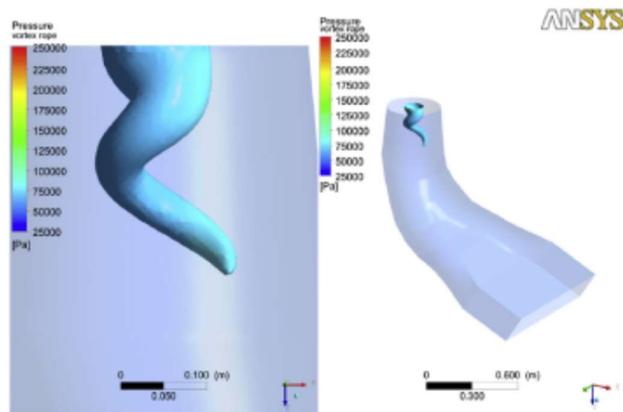
Gambar 2.8 Tipe kavitasi pada *Francis Turbines*: (1) *leading edge cavitation*, (2) *travelling bubble cavitation*, (3) *draft tube swirl* dan (4) *inter-blade vortex cavitation* (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006)



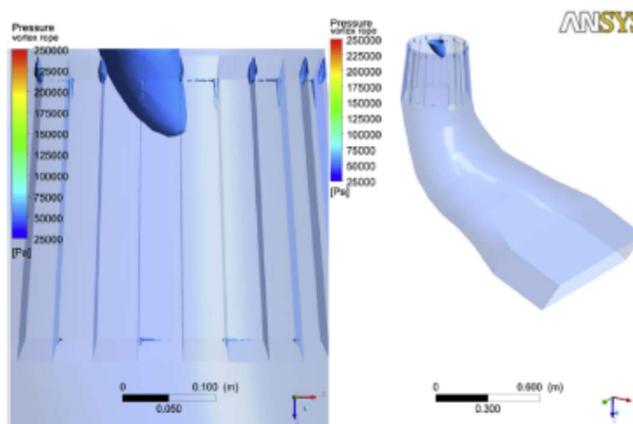
Gambar 2.9 Skematik *runner* turbin francis: (kiri) berbagai tipe kavitasi dan lokasi *transducer*; (kanan) alur transmisi yang memungkinkan diikuti oleh *excitations* pada *blade* dan didalam permukaan *draft tube* dibawah *runner cone* (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006)

2.5 Penelitian terdahulu

(KC, Lee, & Thapa, 2015) dalam penelitiannya melakukan analisa efek dari aliran air yang keluar dari *runner* yang kemudian membentuk *vortex* di *draft tube* yang mengakibatkan aliran yang tidak diinginkan seperti *pressure pulsation*, *fluctuation in torque*, *axial* and *radial forces* dan vibrasi pada turbin. Penelitian ini menyajikan hasil yang diperoleh dari analisis numerik mengenai perilaku *unsteady vortex* di *draft tube* dan ketidakstabilan aliran yang spesifik untuk *Francis turbine* yang terjadi pada beban operasi tertentu menggunakan ANSYS CFX. Hasil yang didapat dari penelitian tersebut adalah penggunaan MGVs tidak berpengaruh pada aliran yang terjadi di runner sampai *draft tube* dan penggunaan J-Grooves mampu meminimalisasi *vortex* dan mengurangi *turbulence*.



(a) Vortex rope with base model draft tube



(b) Vortex rope with J-groove

Gambar 2.10 Bentuk (a) *vortex rope* dengan *base model draft tube* dan (b) 13G-10 mm J-Grooves dengan *transient analysis* (KC, Lee, & Thapa, 2015).

Gambar diatas menunjukkan ukuran vortex rope yang berkurang dikarenakan adanya J-Grooves. Rancangan tabung dengan 13 J-grooves, kedalaman 10 mm meningkatkan aliran dalam *draft tube* dengan meminimalkan aliran *swirl* dan memperbaiki aliran aksial sepanjang wilayah aliran inti. Penggunaan MGV's tidak mempengaruhi aliran pada *runner* dan *runner downstream*, pada *draft tube* untuk mempengaruhi aliran yang tidak stabil yang terjadi saat *part load operation*. Ukuran dari *vortex rope* dan intensitasnya lebih besar dengan MGV's pada sudut pembukaan dibanding inti *vortex* yang dihasilkan dari *base model*.

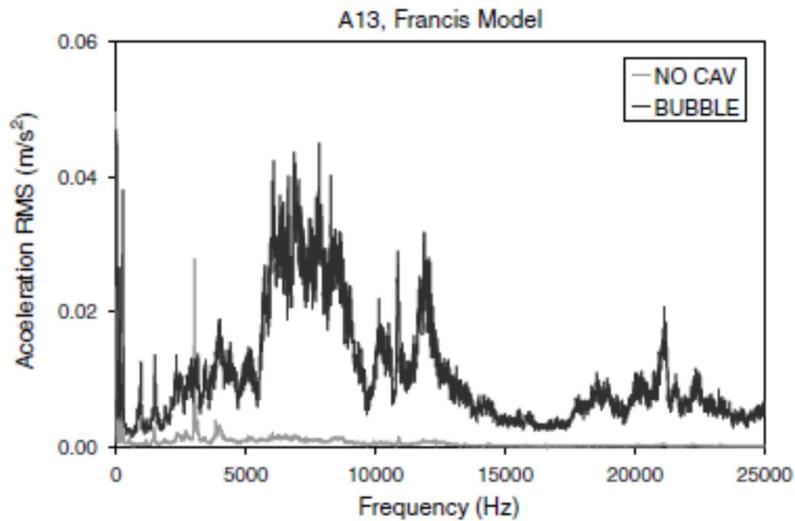
(Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006) melakukan penelitian tentang bagaimana mendeteksi kavitasi pada turbin air tanpa melakukan pemeliharaan korektif dan dilakukan tanpa mengganggu pengoperasian unit. Metode deteksi kavitasi pada penelitian ini adalah dengan vibrasi yang dihasilkan

dan tekanan terukur pada mesin. Kesimpulan dari penelitian ini adalah kavitasi dapat terjadi dengan bentuk yang berbeda-beda pada *hydraulic turbine* tergantung daripada desain mesin dan kondisi operasi. Akibatnya adalah vibrasi yang tinggi, ketidakstabilan dan erosi yang bisa mengganggu operasi mesin dan mempercepat kerusakan.

Deteksi kavitasi dilakukan untuk 3 (tiga) jenis kavitasi yaitu diantaranya *leading edge cavitation*, *bubble cavitation* dan *draft tube swirl*. Sebagai contoh khusus erosi terjadi pada *outlet blades* turbin francis akibat *bubble cavitation*, yaitu ditunjukkan pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Foto dari *prototype runner* dengan *outlet erosion* pada *blades* disebabkan *bubble cavitation* (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006).



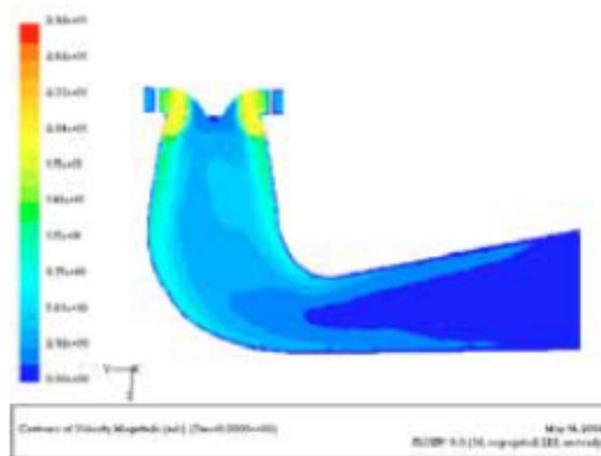
Gambar 2.12 Perbandingan *auto-power spectra* dari vibrasi A13 *no cavitation* dan dengan *bubble cavitation* untuk model turbin francis (Escaler, Egusquiza, Farhat, Avellan, & Coussirat, 2006)

(Muller, Favrel, Landry, & Avellan, 2017), penelitian ini mengungkapkan bagaimana *unsteady flow* pada turbin memberikan beban mekanik secara periodik terhadap poros *runner*. Metode yang dilakukan adalah dengan LDV (*Laser Doppler Velocimetry*) dan *high-speed visualizations*. Hasil penelitian menunjukkan proses penting terbentuknya kavitasi pada *runner blades* mengubah sifat hidrodinamika yang menyebabkan berkurangnya momentum aliran fluida terhadap poros turbin. Bersamaan dengan itu, kavitasi *blade* mengubah sudut aliran pada *runner outlet* dan perpanjangan aliran *swirl* yang selanjutnya menentukan volume *vortex rope*.

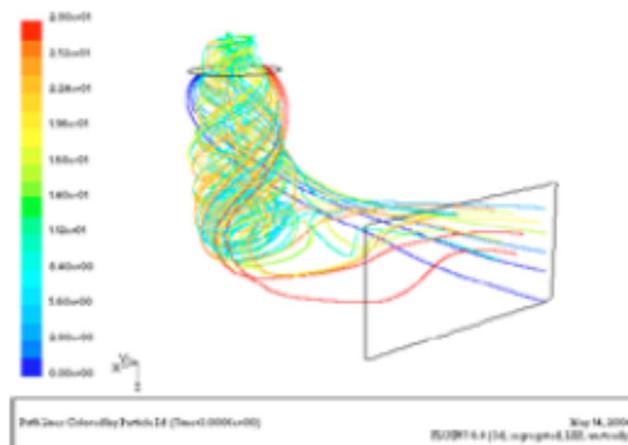
(Zeng, Liu, & Wang, 2012), tiga dimensi *unsteady turbulent flow* di *draft tube Francis turbine* telah dihitung menggunakan SIMPLE algorithm dengan body-fitted coordinate dan tetrahedral grid system dengan bantuan software FLUENT. Perhitungan berdasarkan persamaan *Navier-Stokes* dan *LES (large-eddy simulation)* model. Situasi aliran di *draft tube* pada 3 (tiga) kondisi operasi di turbine berhasil dihitung. PIV (*particle image velocimetry*) telah digunakan untuk mengukur distribusi dari medan aliran pada *draft tube cone section* pada 4 horisontal *section* dari *outlet runner* turbin. Penelitian ini memainkan peranan penting untuk

optimalisasi desain turbin, penentuan daerah pengoperasian unit yang stabil, jaminan pengoperasian unit yang stabil dan peningkatan kualitas daya.

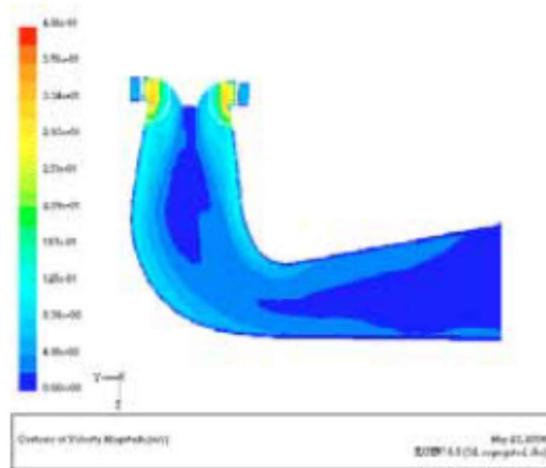
Dibawah ini adalah hasil dari prediksi simulasi CFD pada *draft tube* dengan perbedaan bukaan *guide vane* = a_0 , kecepatan putar turbin = n_1' dan debit turbin = Q_1' .



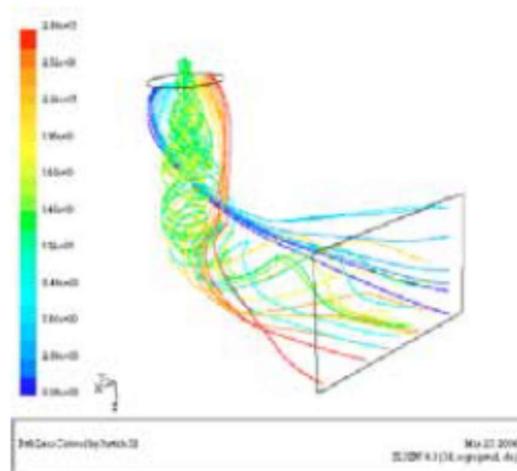
Gambar 2.13 *Velocity distribution* pada $a_0 = 18 \text{ mm}$, $n_1' = 95 \text{ rpm}$, $Q_1' = 595 \text{ L/s}$, 38% *full load* [4].



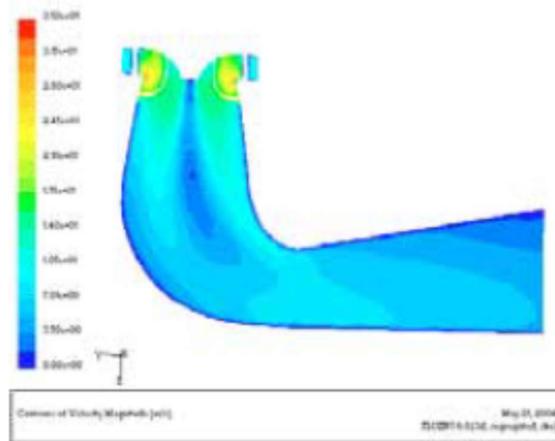
Gambar 2.14 *Vortex flow* pada $a_0 = 18 \text{ mm}$, $n_1' = 95 \text{ rpm}$, $Q_1' = 595 \text{ L/s}$, 38% *full load* [4].



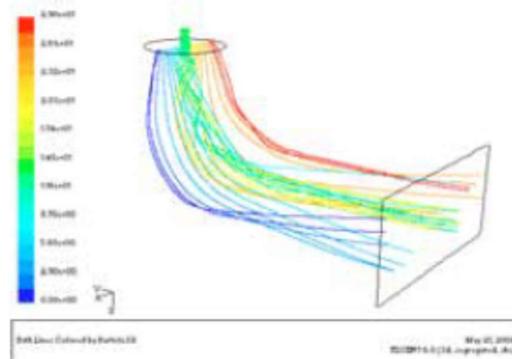
Gambar 2.15 *Velocity distribution* pada $a_0 = 18$ mm, $n_1' = 55$ rpm, $Q_1' = 695$ L/s, 55% full load [4]



Gambar 2.16 *Vortex flow* pada $a_0 = 18$ mm, $n_1' = 55$ rpm, $Q_1' = 695$ L/s, 55% full load [4]



Gambar 2.17 *Velocity distribution* pada $a_0 = 42$ mm, $n_1' = 70$ rpm, $Q_1' = 1315$ L/s, 105% *full load*



Gambar 2.18 *Vortex flow* pada $a_0 = 42$ mm, $n_1' = 70$ rpm, $Q_1' = 1315$ L/s, 105% *full load*

Melalui hasil perhitungan CFD diatas, dapat diringkas situasi *vortex strip* dalam *draft tube* pada beberapa kondisi. Pada gambar 2.13 dan 2.14 pada 30% sampai 40% *full load*, *vortex strip* sedikit eksentrik dengan sudut *helical* yang besar. Pada Gambar 2.15 dan 2.16: pada 55% beban penuh, *vortex strip* itu sangat eksentrik dalam bentuk spiral, dan pusat diameter *vortex strip* jelas berkurang. Air mengalir secara spiral ke bawah searah jarum jam (lihat dari atas ke bawah). Selanjutnya pada gambar 2.17 dan 2.18 (*overload condition*) diameter *vortex strip*

mempunyai bentuk *spiral* yang kecil dan mengalir berlawanan dengan arah jarum jam dari atas ke bawah.

Berdasarkan analisis dan perbandingan diatas, metode perhitungan numerik dapat digunakan untuk studi kuantitatif tentang *vortex strip* pada *draft tube*. Ini dapat dilihat dari penelitian ini bahwa situasi aliran yang dihasilkan dapat terlihat jelas distribusi kecepatan dan tekanan aliran yang melewati turbin, distribusi *vortex strip*, *eccentric* dari *vortex strip*, besarnya sudut *helical*, dan *vortex flow* dibawah beban rendah.

BAB III

METODE PENELITIAN

Penelitian ini akan dilakukan secara numerik menggunakan *software* ANSYS CFX 18.2 untuk menjelaskan karakteristik aliran pada *draft tube* dihubungkan dengan variasi beban sehingga didapatkan fenomena kavitasi yang terjadi. Secara umum ada tiga tahapan utama yang perlu dilakukan dalam metode numerik, antara lain: *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*.

Model yang dibuat berupa geometri dari *draft tube*, *runner*, *runner cone*, dan *guide vane*. PLTA Cirata memiliki *draft tube* dengan tipe “*Elbow Draft Tube with Varying Cross Section*”. Model *draft tube* ini dibuat pada *draft tube liner* sisi metal dan *lining concrete* yang menuju *tail race*. Untuk mendapatkan karakteristik aliran pada *draft tube* maka perlu dibuatkan model *runner*, *guide vane* dan *draft tube*. PLTA Cirata memiliki *runner* dengan tipe radial.

3.1 Langkah-langkah Penelitian

Secara garis besar metodologi untuk menyelesaikan penelitian simulasi aliran pada *draft tube* PLTA Cirata menggunakan CFD adalah sebagai berikut:

- Studi Literatur
Studi literatur dilakukan dengan mengumpulkan informasi baik dari *jurnal*, *e-book*, maupun hasil penelitian terdahulu yang berkaitan dengan tema tesis. Selain itu juga dilakukan dengan mencari literatur lain yang berkaitan dengan tema tesis.
- Studi Kasus
Kasus dan permasalahan yang terjadi didapatkan dari survei maupun dari pengalaman pekerjaan di PLTA Cirata. Tujuan utama dari studi kasus ini adalah untuk mengetahui permasalahan yang terjadi.
- Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan baik data primer maupun sekunder di PLTA Cirata. Data-data ini meliputi desain komponen *draft tube*, *runner*, *guide vane*, data operasi dan data *performance test/commisioning test*.

- Melakukan Pemodelan dan Simulasi

Dalam tahap ini dilakukan pemodelan dan simulasi menggunakan software ANSYS CFX 18.2 Pada tahap ini akan dibagi menjadi tiga bagian proses, yaitu *pre-processing*, *processing* dan *post-processing*. Penelitian ini dititik beratkan untuk mengetahui distribusi tekanan dan *vortex rope* di *draft tube* sehingga diketahui proses terjadinya kavitasi.

- Penyusunan Laporan

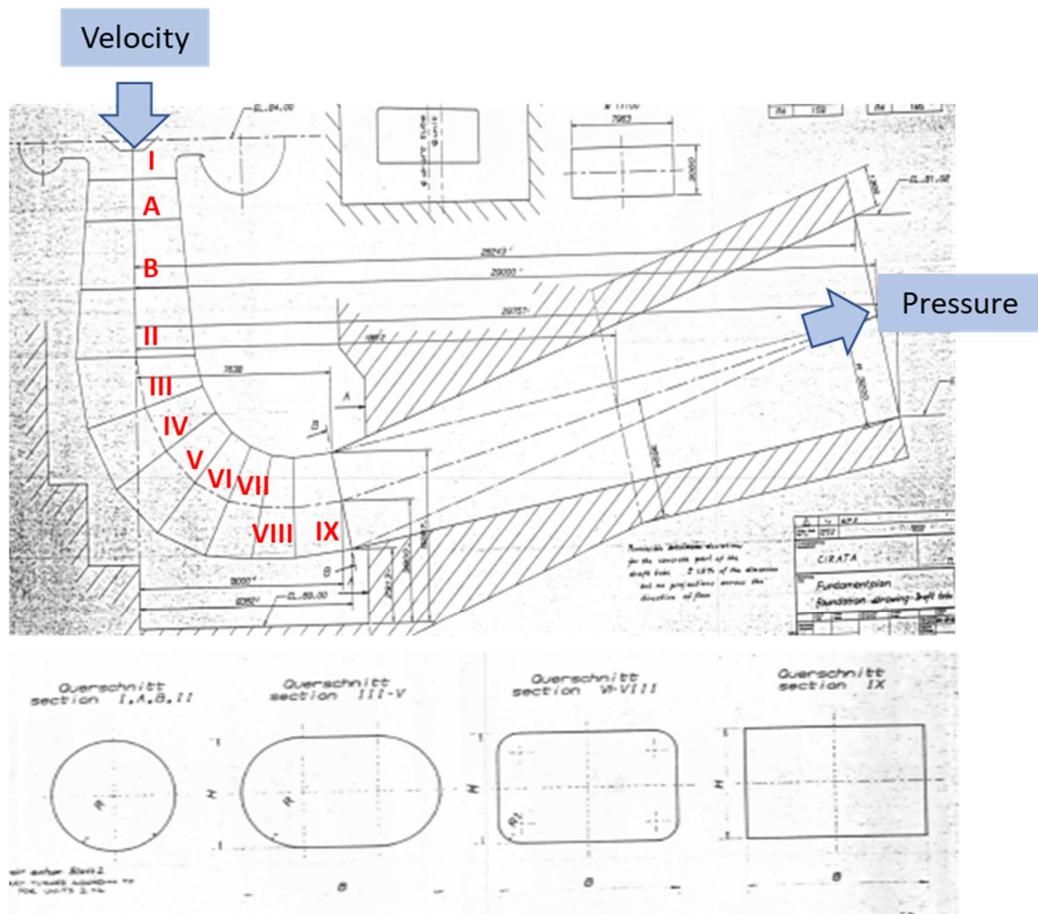
Hasil dari tahap ini adalah laporan akhir penyusunan tesis yang berisi pendahuluan, tinjauan pustaka, metodologi penelitian, hasil dan pembahasan, serta kesimpulan dan saran dari penelitian yang dilakukan.

3.1.1 *Pre-processing*

Pada tahap *pre-processing* ada beberapa langkah yang dilakukan, yaitu: pembuatan model benda uji, pembuatan *meshing* pada domain, dan penentuan kondisi batas dan parameter-parameter yang telah ditentukan.

3.1.1.1 Model benda uji

Model benda uji berupa *draft tube*, *guide vane*, dan *runner* digambar dengan menggunakan *software* pemodelan ANSYS SCDM (Space Claim Direct Modeler) 18.2. Adapun untuk mendapatkan model *runner* dilakukan dengan *scanning* 3D terlebih dahulu untuk mendapatkan geometri yang akurat. Sedangkan untuk model *draft tube* dan *guide vane* menggunakan referensi gambar. Dimensi dari benda uji menggunakan dimensi aktual *draft tube* PLTA Cirata dapat dilihat pada gambar 3.1 dibawah ini.

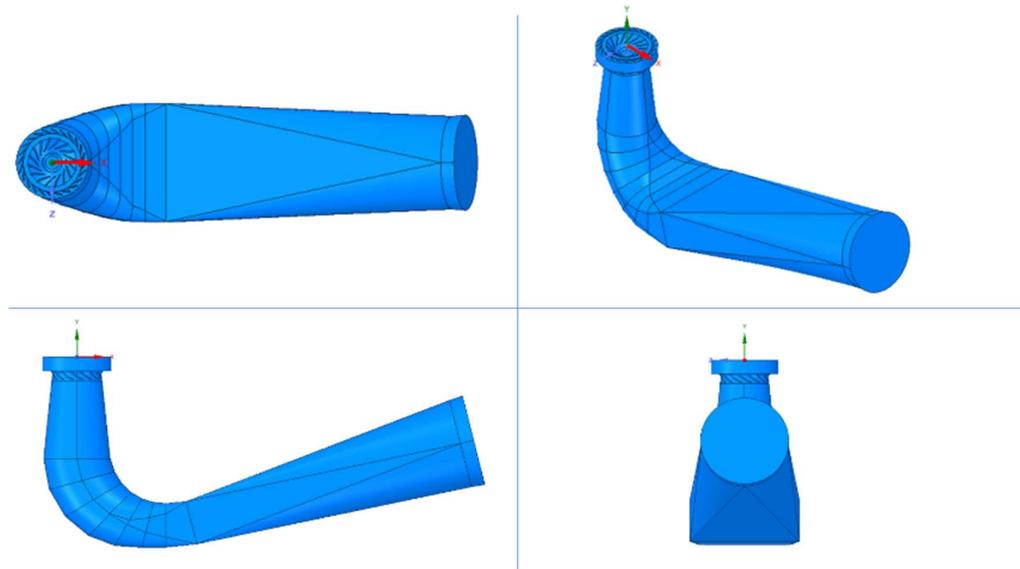


Gambar 3.1 Skema geometri draft tube.

Tabel 3.1 Dimensi geometri draft tube liner (dalam mm)

Section	H	B	R	R1	X1	X2	Y1	Y2
I	3484.6	3484.6	1742.3	-	-1742.3	-1742.3	11710	11710
A	3758.4	3758.4	1879.2	-	-1879.2	-1879.2	10450	10450
B	4214.6	4214.6	2107.3	-	-2107.3	-2107.3	8350	8350
II	4670.9	4670.9	2335.5	-	-2335.5	-2335.5	6250	6250
III	4734.2	5236	2367.1	-	-1947.5	2625.4	4087.8	5313.2
IV	4588.1	5916	2294.3	-	-861.9	3112	2218.8	4513.2
V	4258.8	6698	2129.4	-	737.8	3749.2	867.7	3879.1
VI	3790.3	7400	-	1700	2593.2	4488.3	141.4	3423.8
VII	3262	7880	-	1090	4445.2	5289.7	-	3150.8
VIII	3060	7962.8	-	710	6120	6120	-	3060
IX	3060	7956	-	-	8361.6	7638.4	-	3186.5

Berikut adalah model *draft tube* dan *runner* sebagai bahan uji :

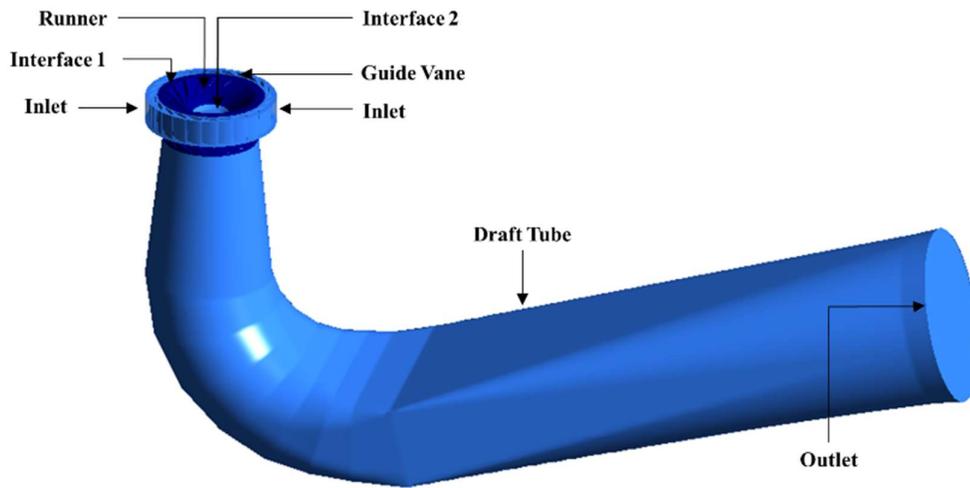


Gambar 3.2 Benda uji *runner*, *guide vane* dan *draft tube*

Runner pada gambar 3.2 diatas dihasilkan dengan terlebih dahulu dilakukan 3D *scanning*, sehingga didapatkan geometri *runner* yang sesuai dengan kondisi yang terpasang di PLTA Cirata. Adapun jenis *runner* di PLTA Cirata adalah menggunakan tipe radial.

3.1.1.2 Domain pemodelan

Dalam penelitian secara numerik salah satu hal terpenting yang harus diperhatikan adalah pembuatan domain dari simulasi. Domain dari simulasi sangat mempengaruhi dari hasil yang dikeluarkan oleh hasil simulasi. Domain simulasi sedapat mungkin disesuaikan dengan geometri dari benda uji. Dalam penelitian ini domain simulasi berupa *guide vane*, *runner blade* dan *draft tube*. Domain simulasi dapat dilihat seperti pada Gambar 3.3

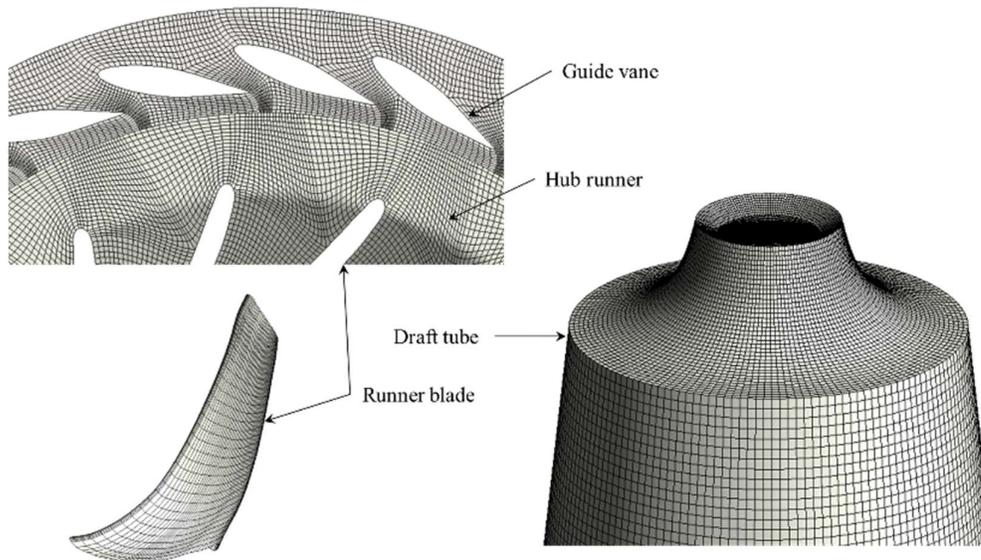


Gambar 3.3 Domain pemodelan *runner*, *guide vane* dan *draft tube*.

Kondisi batas merupakan parameter-parameter dan batasan yang mungkin terjadi pada aliran, yaitu dengan pemberian beban kecepatan, viskositas air, massa jenis air, tekanan serta kondisi batas turbulen pada inlet dan outlet. Kondisi batas merupakan hal yang berpengaruh sangat signifikan terhadap simulasi yang dilakukan. Kondisi batas harus disesuaikan dengan keadaan sebenarnya dari model benda uji. Dinding saluran dan benda uji didefinisikan sebagai *wall* sedangkan inlet berupa *velocity inlet* dan outlet berupa *pressure outlet*. *Boundary condition* yang diberikan dapat dilihat pada Gambar 3.3 diatas.

3.1.1.3 Meshing

Pembuatan *meshing* elemen dilakukan dengan cara membagi model solid menjadi elemen-elemen kecil sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat diaplikasikan kedalam elemen-elemen kecil tersebut. *Meshing edge* adalah langkah pertama dalam pembuatan *meshing face* dan *volume*. Jumlah dan rasio dari *node* harus disesuaikan dengan panjang dan bentuk garis, karena hal ini sangat berpengaruh terhadap hasil simulasi. Bentuk *mesh* yang dipilih adalah jenis mesh *unstructured tetrahedron*. Hasil *meshing* pada *draft tube* yaitu terdapat 95.065 *node* dan 526.009 *element* sedangkan pada hasil *meshing* pada *runner* terdapat 1.756.723 *node* dan 9.627.979 *element*. Hasil *meshing* adalah seperti pada gambar 3.4 dibawah ini.



Gambar 3.4 *Meshing*

3.1.2 *Processing*

Hasil *meshing* dari domain simulasi diekspor ke *software* ANSYS CFX 18.2 untuk dilakukan *processing*. Langkah-langkah dalam *processing* adalah sebagai berikut:

a. Models

Pada langkah ini dilakukan permodelan dari aliran (estimasi karakteristik aliran), meliputi pemilihan *model solver* dan penentuan model turbulensi yang digunakan. Permodelan menggunakan 3 model turbulensi RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*) yaitu *Standard k-ε*, RNG (*Renormalization Group*) *k-ε* dan SST (*Shear Stress Transport*) *k-ω* sedangkan untuk simulasi *unsteady (transient)* digunakan model turbulensi DES (*Detached Eddy Simulation*). Sebagai referensi untuk pengambilan simulasi DES ini adalah penelitian terdahulu (Foroutan & Yavuzkurt, 2014).

b. Material

Jenis dan *thermodynamic properties* dari material dimasukkan sesuai dengan kondisi dari lingkungan, yaitu *water* pada temperatur 25°C dan tekanan 1 atm. *Material properties* air sebagai *fluida* kerja adalah *density* (ρ) = 997,0 kg/m³ dan molar mass = 18,02 kg/kmol.

c. Operating Condition

Operating Condition adalah penentuan kondisi daerah operasi yang biasanya merupakan perkiraan tekanan pada kondisi STP (*Standard Temperature and Pressure*) yaitu 1 atm atau 101.325 Pa. Putaran turbin 187,5 rpm digunakan untuk setting domain *runner* (*rotating*).

d. Boundary Condition

Boundary Condition adalah penentuan parameter-parameter dan batasan yang terjadi pada aliran yang melewati benda uji *draft tube* dengan menentukan *inlet*, *outlet* serta kondisi pada *wall*. *Inlet* merupakan *velocity inlet*, berupa komponen kecepatan pada beban 40 % dan 100 % sedangkan *outlet* berupa *pressure*.

e. Adapt

Sebelum melakukan iterasi pada software ANSYS CFX 18.2, maka diperlukan solusi grid independensi yaitu dengan melakukan adapt (menghaluskan *meshing*).

f. Solver control

Turbulence Numerics pada penelitian ini adalah menggunakan *first order*. *Timestep initialization* menggunakan *automatic*. *Advection Scheme: High Resolution* dan *transient scheme: second order backward euler*.

g. Initialize

Merupakan langkah perhitungan awal untuk memudahkan dalam mendapatkan hasil yang konvergen pada tahap iterasi *initialize* dihitung dari *velocity inlet*.

h. Monitor Residual

Merupakan bagian tahapan dalam penyelesaian masalah berupa proses iterasi sampai mencapai kriteria konvergensi yang diinginkan. Kriteria

konvergensi ditetapkan sebesar 10^{-5} , artinya proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah residualnya mencapai harga lebih kecil dari 10^{-5} .

i. Iterasi

Merupakan langkah kelanjutan dari monitor residual yang merupakan langkah perhitungan pada ANSYS CFX 18.2. Pada tahap ini dilakukan iterasi sampai *convergence criterion* sebesar 10^{-5} .

Dengan menggunakan *software* ANSYS CFX 18.2, parameter pemodelan serta kondisi yang telah ditetapkan pada saat *pre-processing* akan dihitung (diiterasi) sampai mencapai harga kriteria konvergensi yang diinginkan. Jika kriteria konvergensi tercapai sesuai pengaturan *monitor residual* maka tahapan dilanjutkan pada *post-processing* dan jika tidak tercapai tahapan akan kembali ke tahapan perbaikan *meshing*. Adapun metode run definition pada ANSYS CFX 18.2 dapat dilihat pada Tabel 3.2.

Parameter	Deskripsi
Simulated components	Domain 1: Stationary - guide vane Domain 2: Rotating - runner blade Domain 3: Stationary, draft tube All domains have 0 atm as reference pressure
Grid type	Hexahedral
Simulation type	Steady dan Unsteady (Transient)
Interfaces	Rotational periodicity, Mesh connection: GGI Interface 1 and 2: General connection, transient rotor stator with automatic pitch change, Mesh connection: GGI Mixing model : Frozen Rotor
Boundary conditions Inlet:	Mass flow rate: 51,4 m ³ /s, 121 m ³ /s, turbulence intensity 5% Cylindrical Velocity Components 40 %: (axial 0 m/s, radial -4 m/s theta -10 m/s) Cylindrical Velocity Components 100 %: (axial 0 m/s, radial -2,1 m/s theta -8,4 m/s) Outlet: relative pressure (0 Pa) and Pressure profile blend : 0.05
Fluid	Walls: Smooth walls with no slip condition
Solver control	Water atau air pada 25°C Advection Scheme: High resolution Turbulence numerics: First order Transient scheme: Second order backward Euler
Convergence control	Maximum coefficient loops : 2, Residual target (RMS): 1E-5
Turbulence model	k-Epsilon, RNG k-Epsilon, Shear Stress Transport dan Detached Eddy Simulation

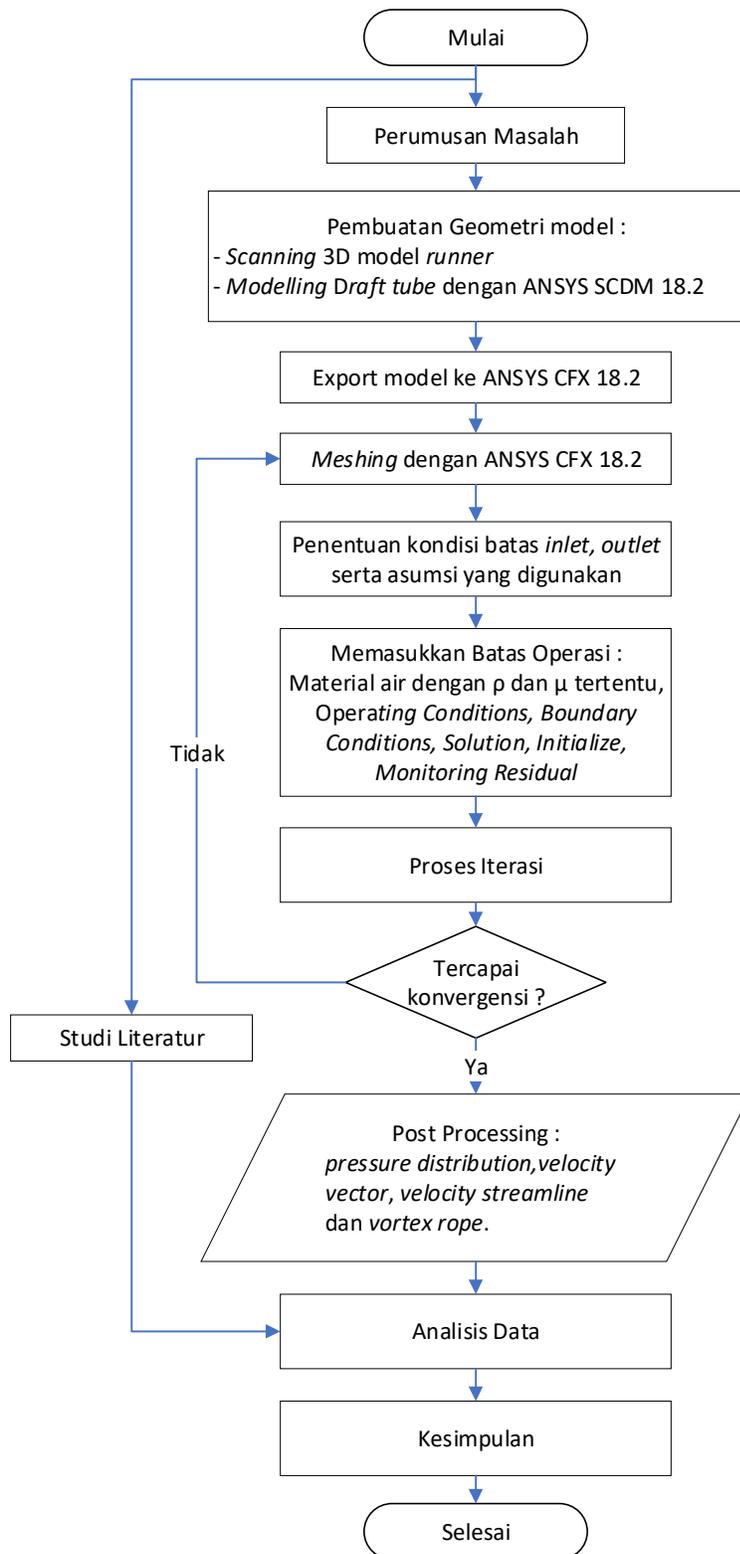
Tabel 3.2 Metode run definition pada ANSYS CFX 18.2

3.1.3 *Post-processing*

Setelah berhasil melakukan *running* langkah selanjutnya adalah tahap *Post-processing*. *Post-processing* merupakan penampilan hasil serta analisa terhadap hasil yang telah diperoleh berupa data kualitatif dan data kuantitatif. Data kualitatif berupa visualisasi aliran dengan menampilkan *pressure distribution*, *velocity vector*, *velocity streamline*, dan *vortex rope* pada *draft tube* dengan variasi beban kemudian hasilnya dianalisis dan dibandingkan. Data kuantitatif berupa *pressure* dan *velocity* serta *torque*.

3.2 Diagram Alir Penelitian

Secara singkat prosedur penelitian secara numerik pada *draft tube* dengan tipe “*Elbow Draft Tube with Varying Cross Section*” dapat dijelaskan dengan menggunakan *flowchart* yang akan ditunjukkan seperti pada gambar 3.5.



Gambar 3.5 Flowchart penelitian

3.3 Alokasi Waktu Penelitian

Untuk mendapatkan hasil penelitian yang memuaskan serta tepat waktu, maka diperlukan sebuah penjadwalan kegiatan yang baik. Penelitian ini dijadwalkan dalam waktu 6 bulan dengan rincian kegiatan seperti pada tabel 3.3 dibawah ini.

Tabel 3.3 Alokasi waktu penelitian

No	Kegiatan	I				II				III				IV				V				VI			
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	Studi pustaka & literatur	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
2	Pengumpulan data	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
2	Scanning dan pembuatan model	■	■	■	■																				
3	Pembuatan <i>meshing</i>					■	■	■	■	■	■	■	■												
4	Seminar proposal									■	■														
5	Input data ANSYS CFX 18.2													■	■										
6	Running ANSYS CFX 18.2													■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
7	<i>Post-processing</i>													■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
8	Penulisan laporan		■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
9	Sidang Thesis																							■	■

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan bagaimana fenomena kavitasi yang terjadi pada *draft tube francis turbine* pada *operating condition* yang berbeda yaitu pada beban 40% dan 100% terhadap *full load* dengan menggunakan software ANSYS CFX 18.2. Simulasi yang sudah dilakukan adalah dengan menggunakan simulasi *steady state* dan *transient*. Untuk memprediksi karakteristik aliran yang mendekati aktual maka pada penelitian ini dilakukan simulasi *steady state* menggunakan 3 (tiga) model turbulensi RANS (*Reynolds Averaged Navier Stokes*) yaitu *Standard k-ε*, *RNG (Renormalization Group) k-ε* dan *SST (Shear Stress Transport) k-ω* sedangkan untuk simulasi *unsteady (transient)* digunakan model turbulensi DES (*Detached Eddy Simulation*). Simulasi *transient* dilakukan agar dapat memprediksi karakteristik aliran berupa *vortex rope* dengan baik khususnya pada turbin PLTA Cirata.

Sebelum dilakukan analisis karakteristik aliran yang terjadi pada *draft tube* terlebih dahulu dilakukan validasi hasil simulasi dengan membandingkan parameter operasi dan performance turbin pada kondisi operasi tertentu dengan data aktual pada saat *commisioning unit*. Hasil perbandingan data aktual dan simulasi numerik didapatkan simulasi model turbuensi dengan nilai *error* yang terkecil dan hasil simulasi tersebut dapat digunakan sebagai analisis karakteristik aliran yang terjadi yaitu *pressure distribution*, *velocity distribution*, *vortex flow*, *velocity vector* dan *vortex rope* pada komponen *draft tube*.

Untuk mendapatkan hasil simulasi yang mendekati kondisi aktual maka pada simulasi numerik pada penelitian ini dilakukan pengaturan parameter *mass flow rate* di *boundary condition inlet* pada *domain guide vane* dan sudut bukaan *guide vane (guide vane opening)*. Misal untuk pengaturan sudut bukaan *guide vane* 15° untuk *mass flow rate* pada beban 40% dan pengaturan sudut bukaan *guide vane* 30° untuk *mass flow rate* pada beban 100%.

4.1 Analisis Karakteristik Aliran

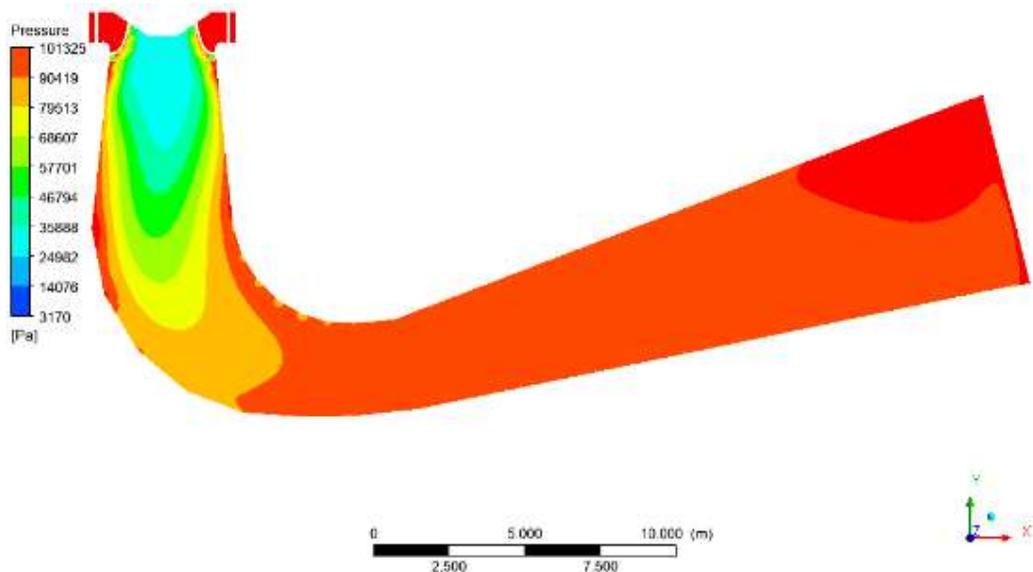
Untuk mengetahui karakteristik aliran pada masing-masing variasi beban (40 % dan 100%), pada penelitian ini dilakukan analisis pada *mid section plane x-y* ($z = 0$ mm) (analisis 2D) antara lain *pressure distribution*, *velocity distribution* dan *velocity vector*. Selain itu untuk mengetahui karakteristik *vortex flow* (*velocity streamline*) dan *vortex rope* juga dilakukan analisis secara 3D. Karakteristik aliran disimulasikan secara *steady* dengan menggunakan 3 model turbulensi *standard k- ϵ* , RNG *k- ϵ* dan SST *k- ω* dan *unsteady* (*transient*) dengan model turbulensi DES.

4.1.1 Analisis karakteristik aliran pada beban 40 %

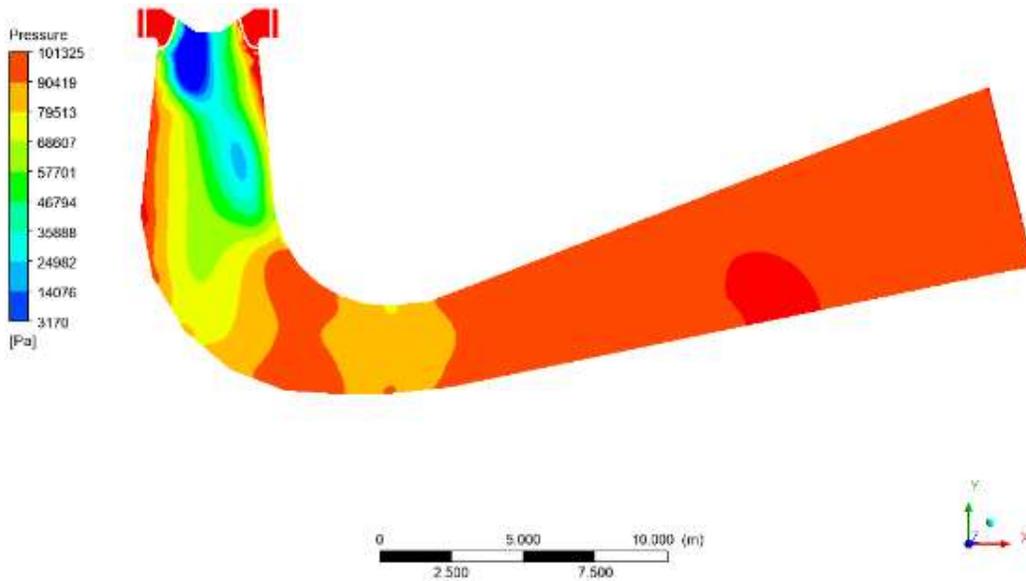
Pada beban 40 % atau kondisi *part load* diperlihatkan karakteristik aliran pada area *draft tube* dengan nilai $Q = 51,4$ m³/s dan bukaan sudut *guide vane* atau *guide vane opening* (GVO) sebesar 15°.

4.1.1.1 Analisis distribusi tekanan pada beban 40 %

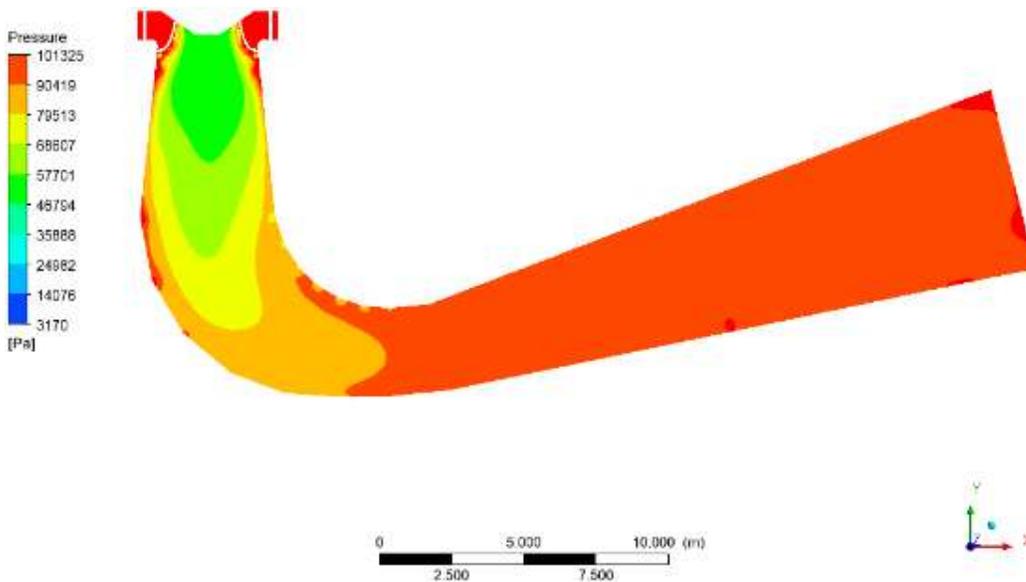
Hasil numerik kontur distribusi tekanan pada penampang *mid section* sepanjang *plane x-y* ($z = 0,0$ mm) pada kondisi beban 40 % dari masing-masing model turbulensi akan dianalisis sebagai berikut:



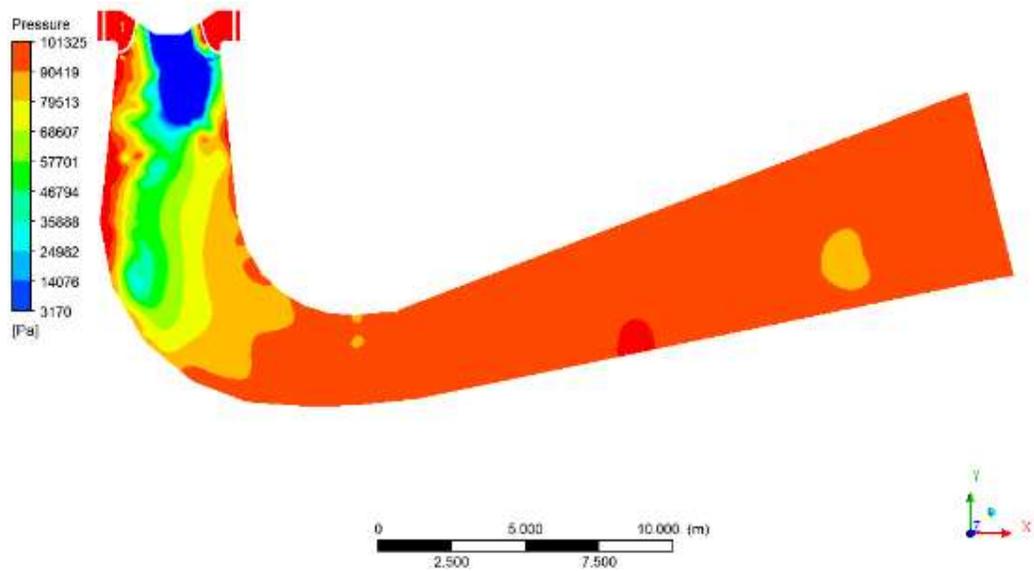
Gambar 4.1 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi *standard k- ϵ* pada beban 40% (*steady*)



Gambar 4.2 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi RNG $k-\epsilon$ pada beban 40 % (*steady*)



Gambar 4.3 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 40 % (*steady*)



Gambar 4.4 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi DES pada beban 40 % (*unsteady*)

Kontur distribusi tekanan pada berbagai model turbulensi kesemuanya memperlihatkan kontur yang mirip, dimana tekanan rendah terbentuk pada bagian tengah *draft tube*. Tekanan rendah tersebut akibat aliran *swirling* yang meninggalkan *runner*, selanjutnya tekanan rendah ini akan meningkat seiring dengan laju aliran menuju *exit draft tube*. *Pressure recovery* yang rendah terjadi pada semua *model turbulensi* pada kondisi operasi beban 40 % diakibatkan oleh *vortex breakdown* dan *flow separation* sangat kuat. *Vortex rope* di dalam *draft tube* terlihat menyelimuti daerah tekanan rendah ini, dimana pada kontur distribusi tekanan ditunjukkan dengan warna biru tua. Pada saat aliran fluida mencapai tekanan dibawah tekanan uap maka akan terjadi gelembung-gelembung uap. Gelembung-gelembung ini kemudian bergerak melintasi saluran *elbow* menuju *exit draft tube* dengan tekanan semakin meningkat. Jika gelembung-gelembung uap tersebut melintasi daerah yang bertekanan tinggi atau menumbuk dinding *draft tube* maka gelembung akan pecah dan menyebabkan erosi pada dinding. Fenomena inilah yang dinamakan kavitasi dimana menjadi penyebab kerusakan material pada dinding metal dari *draft tube*.

Hasil simulasi *steady* dengan model turbulensi *standard k- ϵ* (gambar 4.1), RNG k- ϵ (gambar 4.2) dan SST k- ω (gambar 4.3) memperlihatkan luasan daerah tekanan rendah yang berbeda, dimana *standard k- ϵ* dan SST k- ω berada simetri di *exit runner* dengan nilai tekanan >3170 Pa. Sedangkan daerah tekanan rendah pada model turbulensi RNG k- ϵ tampak menguasai daerah *outer diameter* dengan nilai tekanan yang lebih rendah (< 3170 Pa). *Pressure recovery* yang terjadi pada model turbulensi RNG k- ϵ lebih lambat daripada 2 model yang lain (*standard k- ϵ* dan SST k- ω). Hal ini diperlihatkan dengan degradasi warna kontur yang lebih panjang. Pada *outer diameter* sisi *elbow draft tube* semua model turbulensi memperlihatkan daerah tekanan yang lebih tinggi, hal ini ditunjukkan dengan warna oranye yang melapisi dinding. Pada daerah tersebut gelembung-gelembung akan pecah dan menimbulkan erosi.

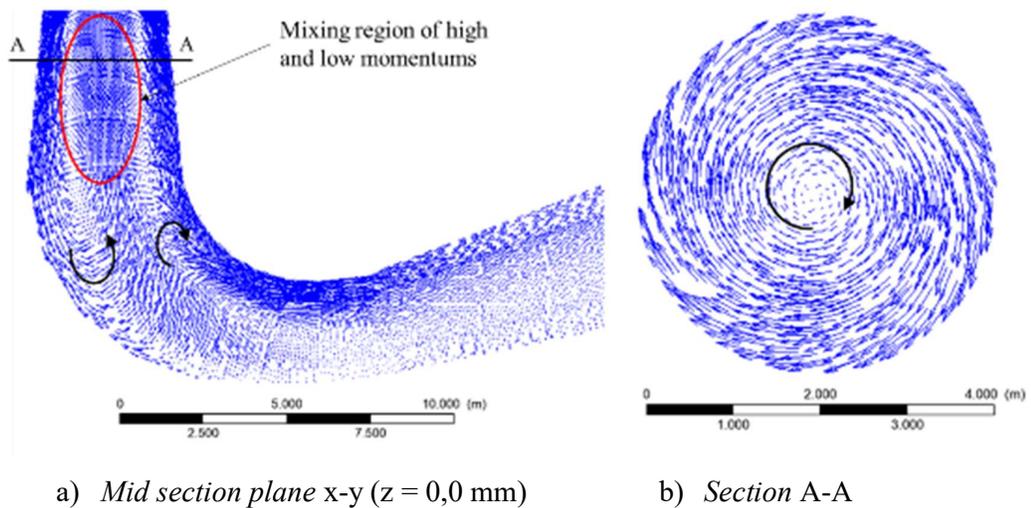
Pada simulasi *transient* dengan model turbulensi DES (gambar 4.4) kondisi daerah tekanan rendah (dibawah tekanan uap) terlihat jelas menguasai daerah *exit runner* dengan warna biru tua. Jika dibandingkan dengan simulasi *steady* dengan model turbulensi RNG k- ϵ , maka daerah tekanan rendah pada simulasi DES tampak mempunyai area yang lebih luas. Kontur daerah tekanan rendah pada simulasi ini terletak didalam *vortex rope*. Selanjutnya aliran bergerak melintasi saluran menuju *elbow* dengan tekanan semakin meningkat. Jika daerah yang dilewati mempunyai tekanan melebihi tekanan uap maka gelembung-gelembung uap tersebut akan pecah dan menyebabkan erosi pada dinding saluran. Hal ini dapat diperlihatkan pada kedua model dimana daerah tekanan yang lebih tinggi di tandai dengan degradasi warna biru muda menuju orange. Namun kenaikan tekanan (*pressure recovery*) hasil simulasi DES lebih cepat dengan posisi simetri *outer elbow* dibanding model turbulensi RNG k- ϵ . Sehingga daerah ini diprediksi akan mengakibatkan kerusakan material yang lebih signifikan.

Bila dibandingkan dengan kondisi PLTA Cirata yang saat ini sering beroperasi pada beban rendah (*part load*), maka kedua simulasi tersebut memperlihatkan kesesuaian. Hal ini ditandai dengan lokasi terjadinya kerusakan material dinding elbow akibat erosi terletak pada lokasi itu. Pada kondisi riil fenomena kavitasi akan disertai dengan vibrasi poros turbin yang tinggi dan timbulnya noise. Dengan demikian maka hasil simulasi numerik karakteristik aliran

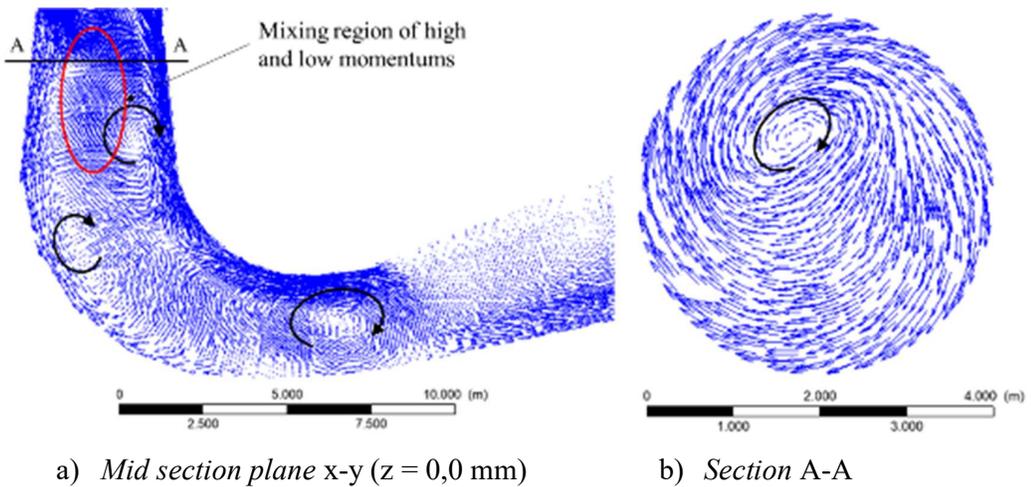
ini bisa menjadi dasar untuk melakukan prediksi karakteristik aliran pada kondisi operasi *part load*.

4.1.1.2 Analisis vektor kecepatan pada beban 40 %

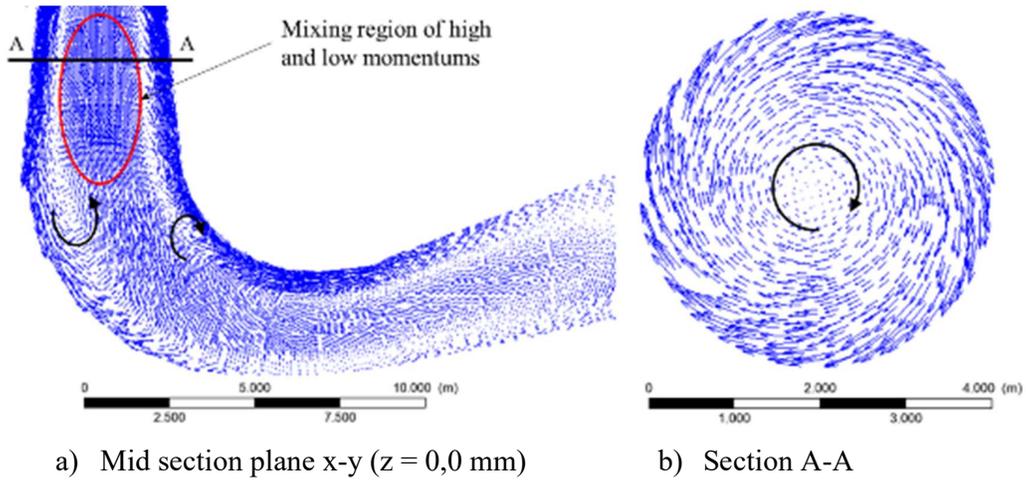
Hasil pemodelan numerik berupa vektor kecepatan pada penampang *mid section* sepanjang *plane x-y* ($z = 0,0$ mm) dan section A-A ($y = -4,0$ mm) dengan kondisi operasi beban 40 % dari masing-masing model turbulensi diperlihatkan pada gambar 4.5, 4.6 dan 4.7 dibawah ini:



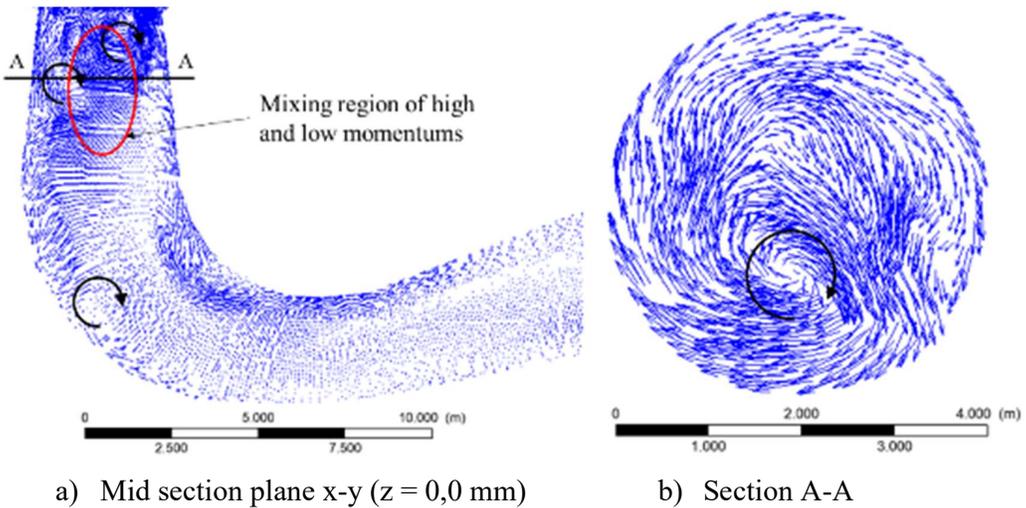
Gambar 4.5 Vektor kecepatan dengan model turbulensi *standard k-ε* pada beban 40 % (*steady*)



Gambar 4.6 Vektor kecepatan dengan model turbulensi RNG k- ϵ pada beban 40 % (*steady*)



Gambar 4.7 Vektor kecepatan dengan model turbulensi SST k- ω pada beban 40 % (*steady*)



Gambar 4.8 Vektor kecepatan dengan model turbulensi DES pada beban 40 % (*unsteady*)

Gambar 4.5, 4.6, 4.7 dan 4.8 diatas menunjukkan vektor kecepatan pada *mid section plane* x-y dan *section A-A* setelah melewati *runner* pada putaran nominal turbin dan kondisi operasi beban 40 %. Analisis pada *mid section plane* x-y memperlihatkan *velocity vector* aliran pada *draft tube* yang identik. Dimana pada aliran setelah keluar *runner (inlet draft tube)* mempunyai intensitas turbulensi yang tinggi. Hal ini ditandai dengan bentuk *velocity vector* didominasi arah longitudinal dengan kecepatan yang lebih tinggi dibanding lokasi lain. Bentuk vektor ini menandakan bahwa aliran di *inlet draft tube* membentuk pusaran dengan kecepatan yang sangat tinggi dan bergerak menuju *elbow* dengan bentuk ujung pusaran semakin mengerucut. Pusaran aliran (*vortex*) pada *inlet draft tube* tampak lebih jelas bila dilihat pada *section A-A*. Dibagian dalam pusaran aliran dengan kecepatan yang tinggi maka tekanannya menjadi sangat rendah. Apabila tekanan lebih rendah dari tekanan uap maka menyebabkan kavitasi. Mengingat bentuk *inner elbow* mempunyai *adverse pressure gradient* yang besar maka aliran cenderung menuju *outer elbow* disertai dengan peningkatan tekanan (*pressure recovery*). Selanjutnya aliran bergerak menuju *exit draft tube* dengan intensitas turbulensi yang semakin lemah. Hal ini ditandai oleh *velocity vector* aliran dari *elbow* menuju *exit* tampak mempunyai bentuk yang lebih *transversal*.

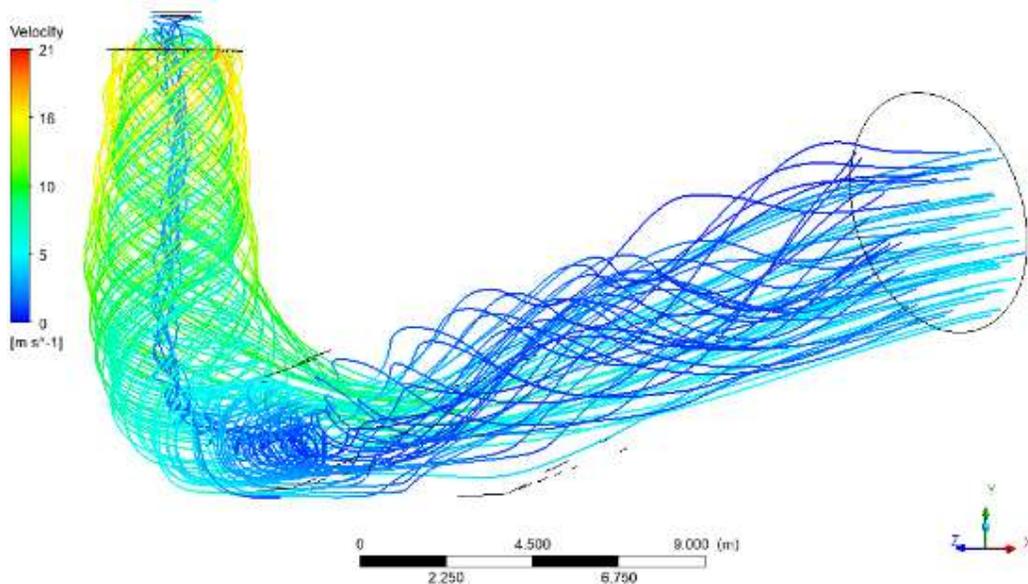
Pada kondisi operasi beban 40 % bisa diamati semua simulasi model turbulensi memperlihatkan terjadinya daerah *mixing region of high & low momentum* yang lebar yaitu daerah terjadinya tumbukan aliran yang berlawanan antara aliran yang keatas dan aliran ke bawah. Hal ini ditandai dengan *head loss* yang tinggi pada *draft tube* sehingga *pressure recovery* pada *draft tube* kurang optimal. Akibat *pressure recovery* yang kurang optimal inilah yang menyebabkan efisiensi hidrolis nilainya jauh lebih rendah daripada nilai efisiensi pada *best efficiency point* (BEP).

Bila diperhatikan antara simulasi model *standard k-ε* dan *SST k-ω*, kedua model tersebut mempunyai bentuk *vortex core* tepat di *center diameter draft tube* (simetri), dimana bagian tengah tampak lebih terang dan dibagian dekat dinding tampak lebih gelap. Hal ini menandakan bahwa aliran ditengah mempunyai kecepatan kearah transversal lebih tinggi dibanding aliran dekat dinding. Hal ini mengartikan bahwa *secondary flow* yang terbentuk didalam *draft tube* mempunyai

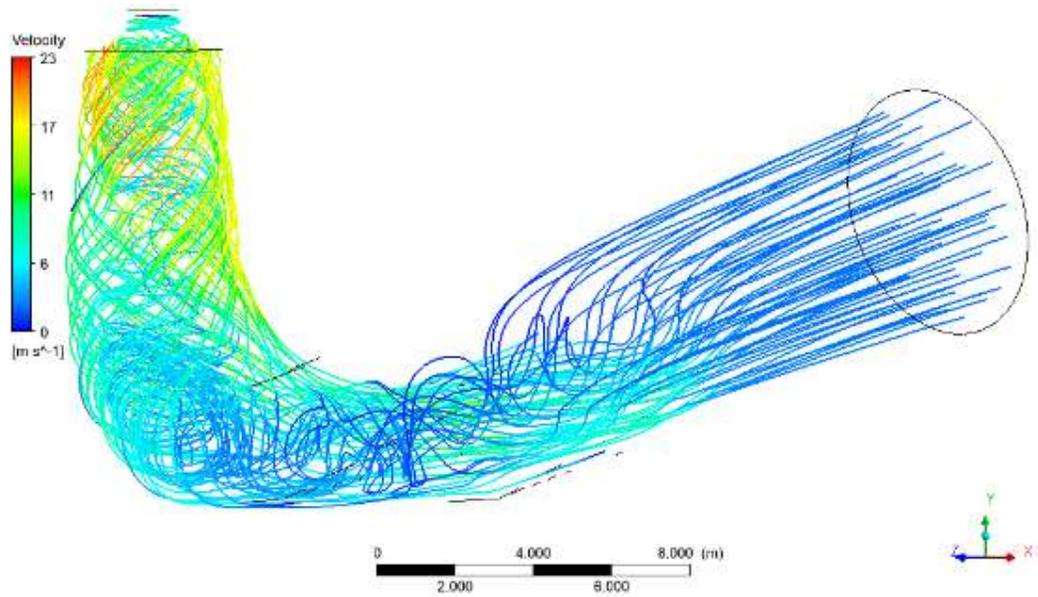
head loss yang lebih besar dibagian dekat dinding. Sedangkan bentuk *vortex core* pada model turbulensi RNG k- ϵ dan DES tampak tidak simetri. Vektor Kecepatan pada section A-A pada simulasi RNG k- ϵ ini terdapat *vortex* pada sisi *outer diameter draft tube* sedangkan untuk simulasi DES pada sisi *inner diameter draft tube*. Dari hasil numerik terlihat *secondary flow* pada *mid section plane* x-y ($z = 0,0$ mm), bahwa jika dibandingkan hasil simulasi RNG k- ϵ dan DES maka simulasi DES memiliki daerah yang lebih kecil. Hal ini menyebabkan nilai hydraulic efficiency dengan model turbulensi DES sebesar 84,84 % lebih besar daripada model turbulensi RNG k- ϵ sebesar 83,08 %.

4.1.1.3 Analisis vortex flow (velocity streamline) pada beban 40 %

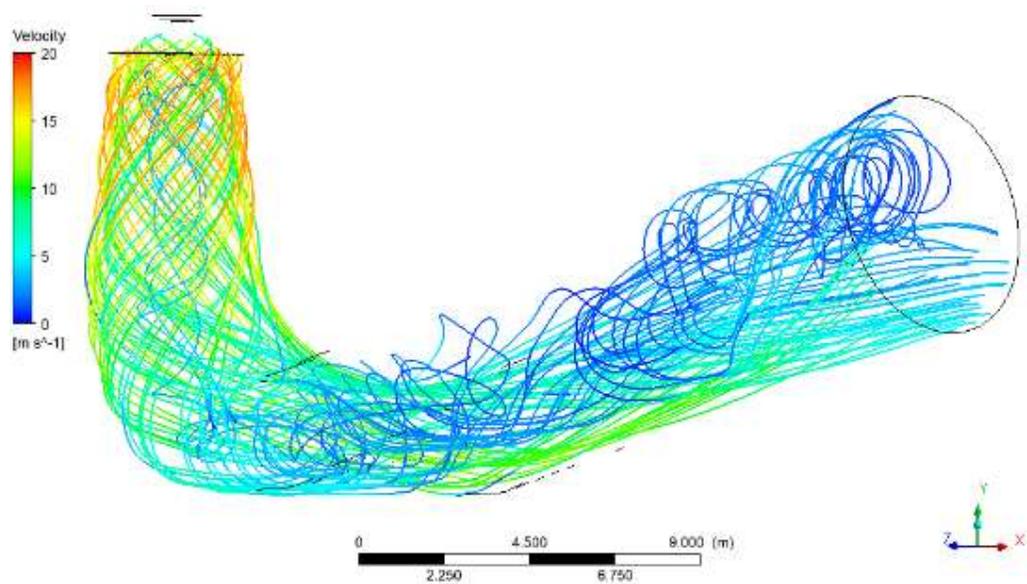
Data *vortex flow (velocity streamline)* diambil dalam *type 3D streamline* pada *domain draft tube* dengan arah aliran dari lokasi *mesh region-inlet draft tube*. Analisis ini untuk mengamati bentuk aliran air pada *inlet draft tube* sampai dengan *outlet draft tube* setelah melewati *inlet guide vane* dan *runner blades* pada kondisi operasi beban 40 %.



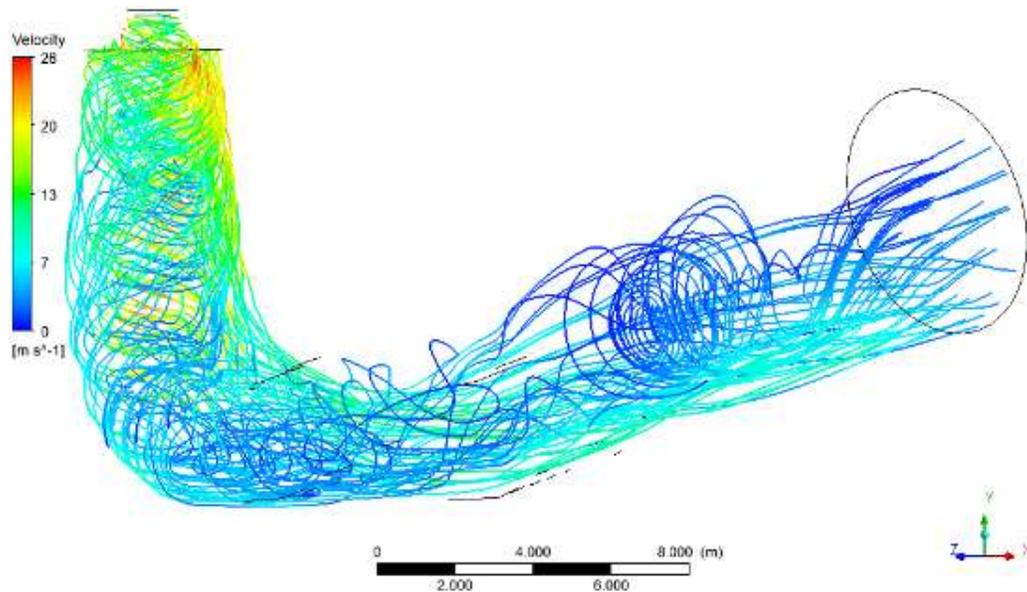
Gambar 4.9 *Vortex flow* dengan model turbulensi standard k- ϵ pada beban 40 % (*steady*)



Gambar 4.10 *Vortex flow* dengan model turbulensi RNG $k-\epsilon$ pada beban 40 % (*steady*)



Gambar 4.11 *Vortex flow* dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 40 % (*steady*)



Gambar 4.12 *Vortex flow* dengan model turbulensi DES pada beban 40 % (*unsteady*)

Hasil simulasi *vortex flow* (*velocity streamline*) pada berbagai model turbulensi kesemuanya memperlihatkan bentuk aliran yang identik. Bentuk dari *velocity streamline* mengindikasikan adanya *vortex rope* yang berputar didalam *draft tube*. *Vortex flow* pada *part load* berbentuk spiral dengan mempunyai sudut heliks. Aliran pada dinding *draft tube* mempunyai kecepatan longitudinal lebih tinggi dari mulai *cone draft tube* sampai pada *elbow draft tube*. Hal ini tampak warna merah didaerah inlet *draft tube* dan berangsur-angsur semakin berkurang menuju exit *draft tube* yang ditandai dengan degradasi warna menuju biru tua.

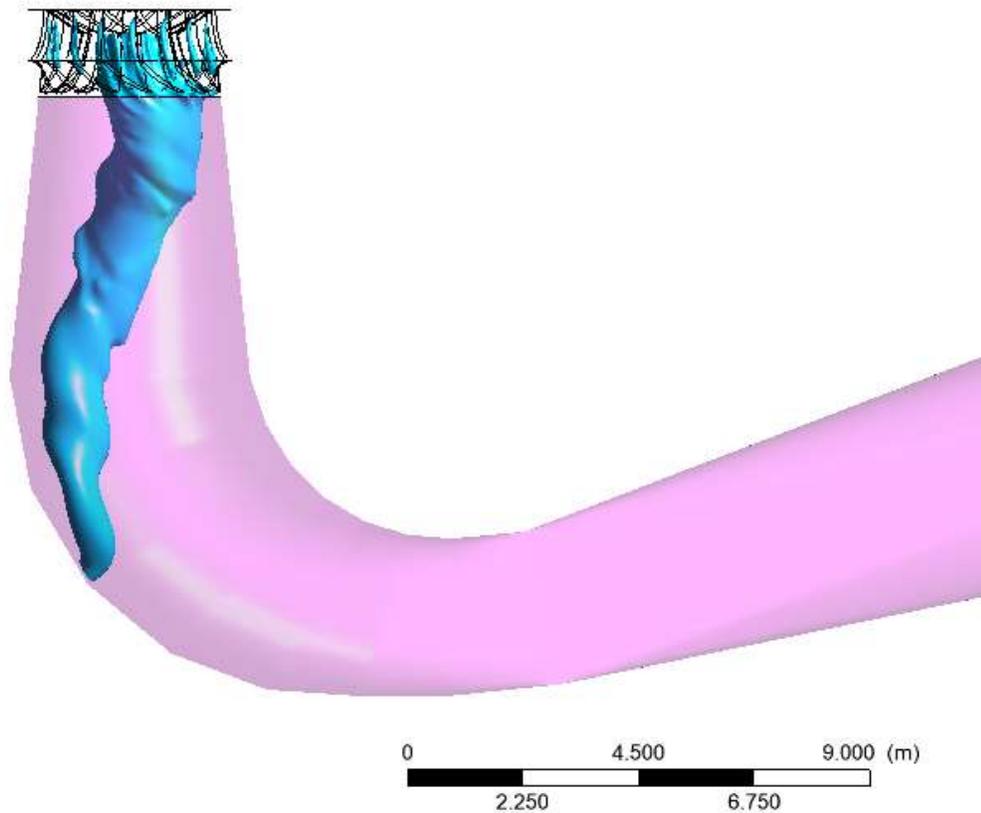
Hasil simulasi *steady* dengan model turbulensi *standard* k- ϵ (gambar 4.9), RNG k- ϵ (gambar 4.10) dan SST k- ω (gambar 4.11) memperlihatkan bentuk *vortex flow* yang *eccentric* dalam bentuk *spiral* dengan sudut heliks besar pada bagian tengah *draft tube*. Aliran pada pusat *vortex flow* memiliki bentuk tidak beraturan (*turbulen*). Diameter *vortex flow* terlihat lebih kecil pada model turbulensi *standard* k- ϵ sedangkan pada model turbulensi RNG k- ϵ dan SST k- ω lebih besar.

Pada hasil simulasi *unsteady* (*transient*) dengan model turbulensi DES (gambar 4.12) memperlihatkan bentuk *vortex flow* yang *eccentric* dalam bentuk *spiral* dengan sudut heliks besar pada bagian tengah *draft tube* dibandingkan

simulasi *steady*. Aliran pada pusat *vortex flow* memiliki bentuk tidak beraturan (turbulen).

4.1.1.4 Analisis vortex rope pada beban 40 %

Hasil numerik ini didapatkan dengan simulasi *transient* dengan model turbulensi DES. Untuk pengamatan *vortex rope* dilakukan dengan metode *iso surface* pada nilai *vapor pressure* fluida pada *domain draft tube*. Adapun hasil dari simulasi *transient* ini menunjukkan terjadinya *vortex rope* pada area *cone* sampai *elbow draft tube*, dapat dilihat pada gambar 4.13. *Vortex rope* ini merupakan aliran yang memiliki tekanan rendah dan berpotensi terjadinya kavitasi. *Vortex rope* ini dapat menimbulkan karakteristik operasi yang tidak diinginkan seperti penurunan efisiensi, kebisingan (*noise*), vibrasi, variasi *output* daya, pergerakan vertikal *runner*, dan fluktuasi tekanan pada *draft tube*.



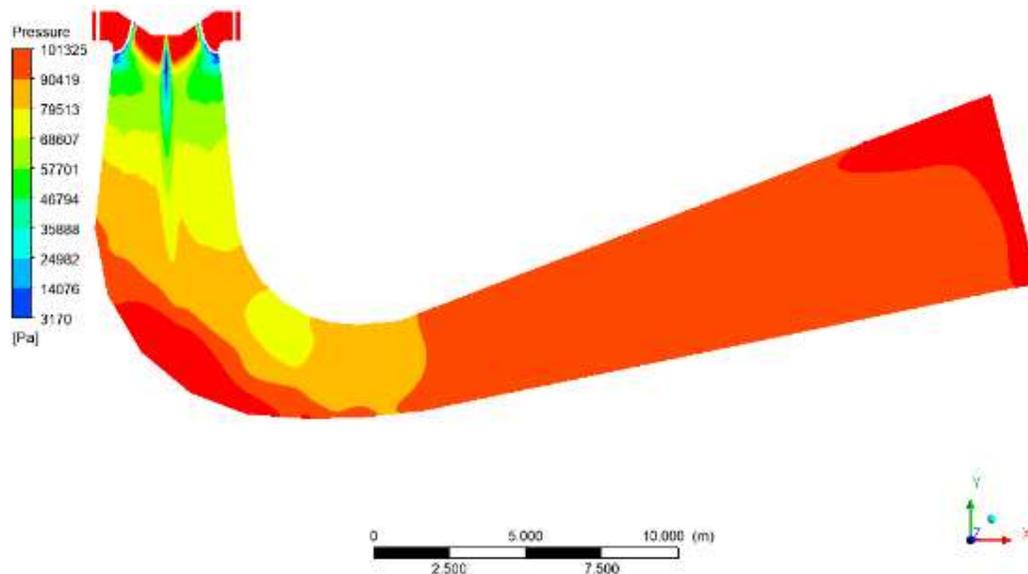
Gambar 4.13 *Vortex rope* dengan model turbulensi DES pada beban 40 %

4.1.2 Analisis karakteristik aliran pada beban 100 %

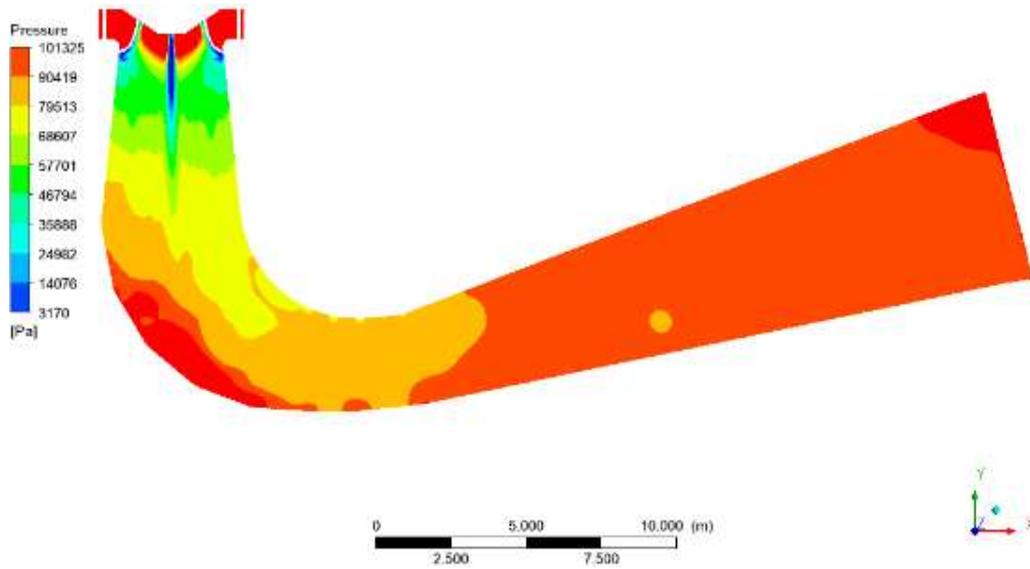
Pada beban 100 % atau kondisi *part load* diperlihatkan karakteristik aliran pada area draft tube dengan nilai $Q = 121 \text{ m}^3/\text{s}$ dan bukaan sudut guide vane (GVO) sebesar 30° .

4.1.2.1 Analisis distribusi tekanan pada beban 100 %

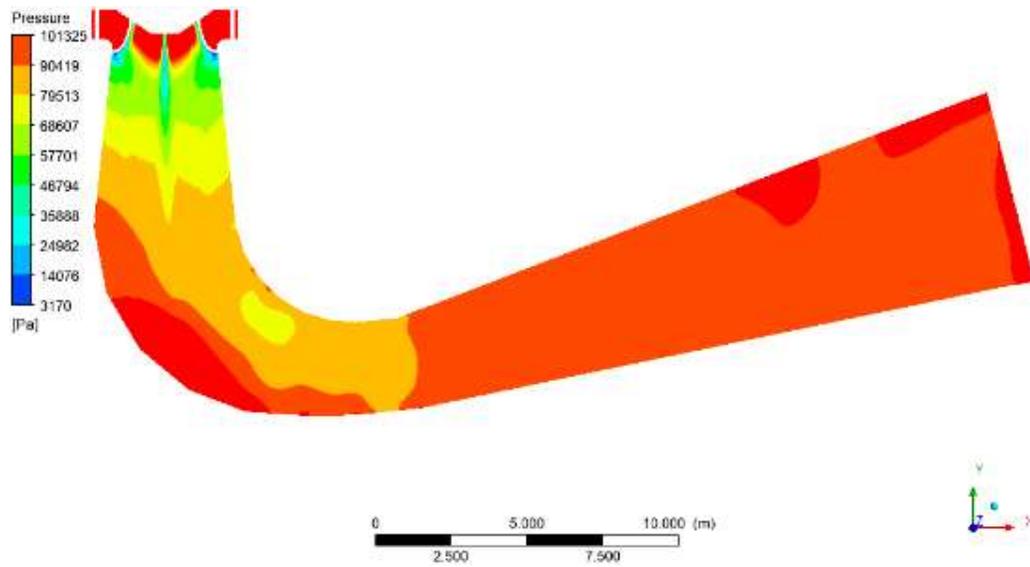
Hasil numerik kontur distribusi tekanan pada penampang *mid section* sepanjang *plane x-y* ($z = 0,0 \text{ mm}$) pada kondisi beban 100 % dari masing-masing model turbulensi akan dianalisis sebagai berikut:



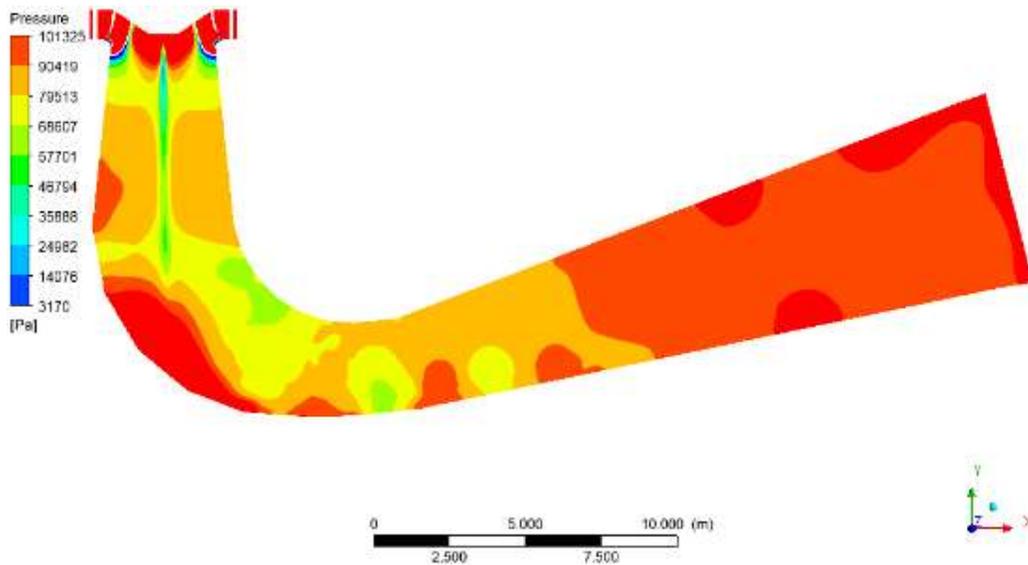
Gambar 4.14 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi *standard k-ε* pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.15 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi RNG $k-\epsilon$ pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.16 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.17 Kontur distribusi tekanan dengan model turbulensi DES pada beban 100 % (*unsteady*)

Pada gambar kontur distribusi tekanan pada berbagai model turbulensi kesemuanya memperlihatkan kontur yang mirip, dimana tekanan rendah terbentuk pada bagian tengah *draft tube*. Tekanan rendah tersebut akibat aliran *swirling* yang meninggalkan *runner*, selanjutnya tekanan rendah ini akan meningkat seiring dengan laju aliran menuju exit *draft tube*. *Pressure recovery* lebih baik terjadi pada semua *model turbulensi* pada kondisi operasi beban 100 % diakibatkan oleh lemahnya *vortex breakdown* dan *flow separation*. *Vortex rope* tidak terbentuk pada kondisi operasi beban 100 % (*full load*), dimana pada kontur distribusi tekanan ditunjukkan dengan daerah tekanan rendah yang sangat kecil dan berwarna biru tua. Pada saat aliran fluida mencapai tekanan dibawah tekanan uap maka akan terjadi gelembung-gelembung uap. Gelembung-gelembung ini kemudian bergerak melintasi saluran *elbow* menuju *exit draft tube* dengan tekanan semakin meningkat. Jika gelembung-gelembung uap tersebut melintasi daerah yang bertekanan tinggi atau menumbuk dinding *draft tube* maka gelembung akan pecah dan menyebabkan erosi pada dinding. Fenomena inilah yang dinamakan kavitasi dan mempercepat kerusakan material pada dinding metal dari *draft tube*. Alhasil dengan daerah

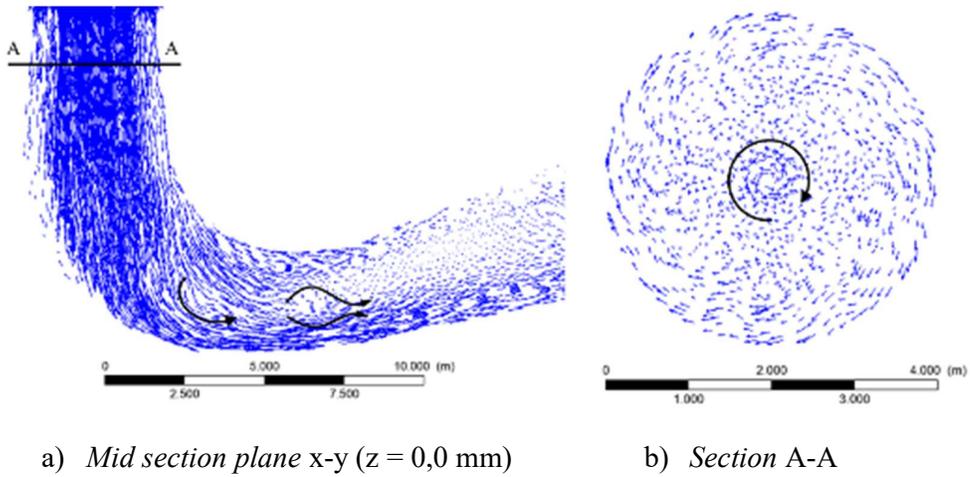
tekanan rendah yang sangat kecil maka fenomena kavitasi pada kondisi operasi beban 100 % dapat dihindari.

Hasil simulasi *steady* dengan model turbulensi *standard* k- ϵ (gambar 4.14), RNG k- ϵ (gambar 4.15) dan SST k- ω (gambar 4.16) memperlihatkan luasan daerah tekanan rendah yang berbeda, dimana *standard* k- ϵ dan RNG k- ϵ berada ditengah area draft tube dan daerah dekat *trailing edge runner* dengan nilai tekanan (<3170 Pa). Sedangkan daerah tekanan rendah pada model turbulensi SST k- ω tampak sedikit dekat ujung bawah *trailing edge* dengan nilai tekanan yang lebih rendah (< 3170 Pa) sedangkan dibagian tengah draft tube nilai tekanannya > 3170 Pa. *Pressure recovery* yang terjadi pada kondisi operasi beban 100 % lebih cepat daripada kondisi *part load* (40 %). Hal ini diperlihatkan dengan warna kontur merah pada posisi *elbow* yang sudah mencapai tekanan diatas tekanan atmosfer. Pada *outer diameter* sisi *elbow draft tube* semua model turbulensi memperlihatkan daerah tekanan yang lebih tinggi, hal ini ditunjukkan dengan warna merah yang melapisi dinding. Pada daerah tersebut gelembung-gelembung uap tersebut pecah dan menimbulkan erosi. Namun pada kondisi operasi beban 100 % dengan daerah tekanan rendah yang sangat kecil maka potensi gelembung-gelembung uap tersebut pecah dan menimbulkan erosi menjadi semakin kecil.

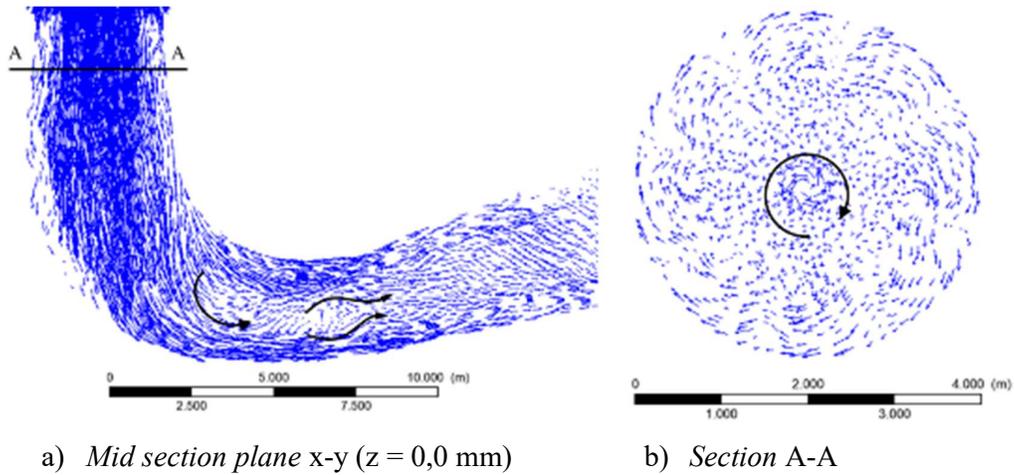
Pada hasil simulasi *unsteady* (*transient*) dengan model turbulensi DES (gambar 4.17) kondisi tekanan rendah dibawah tekanan uap terlihat sangat kecil pada bagian tengah *draft tube* dan pada *inlet draft tube* sepanjang *trailing*. Daerah tekanan rendah tersebut ditandai dengan kontur warna biru tua. Daerah tekanan rendah pada simulasi model turbulensi DES lebih kecil daripada simulasi *steady* model turbulensi *standard* k- ϵ dan RNG k- ϵ .

4.1.2.2 Analisis vektor kecepatan pada beban 100 %

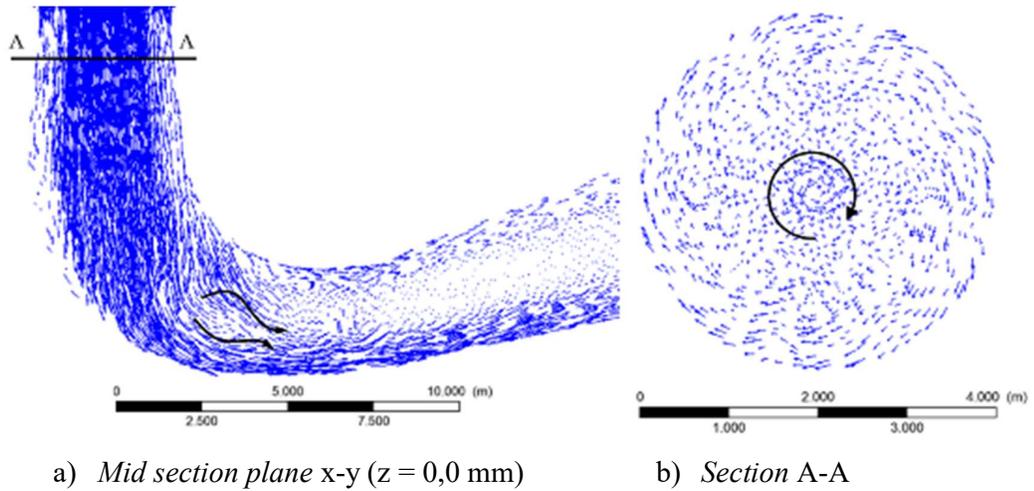
Hasil numerik vektor kecepatan pada penampang *mid section* sepanjang *plane x-y* ($z = 0,0$ mm) dan *section A-A* ($y = - 4,0$ mm) dengan kondisi operasi beban 100 % dari masing-masing model turbulensi akan dianalisis sebagai berikut:



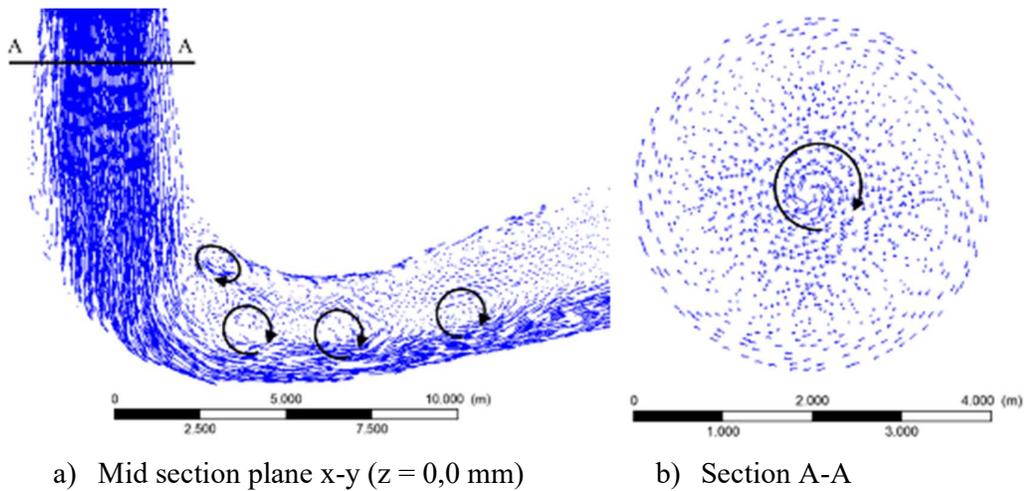
Gambar 4.18 Vektor kecepatan dengan model turbulensi *standard k-ε* pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.19 Vektor kecepatan dengan model turbulensi *RNG k-ε* pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.20 Vektor kecepatan dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.21 Vektor kecepatan dengan model turbulensi DES pada beban 100 % (*unsteady*)

Gambar 4.18, 4.19, 4.20 dan 4.21 diatas menunjukkan vektor kecepatan pada *mid section plane x-y* dan *section A-A* setelah melewati *runner* pada putaran nominal turbin dan kondisi operasi beban 100 %. Analisis pada *mid section plane x-y* memperlihatkan *velocity vector* aliran pada *draft tube* yang identik. Dimana pada aliran setelah keluar *runner (inlet draft tube)* mempunyai intensitas turbulensi

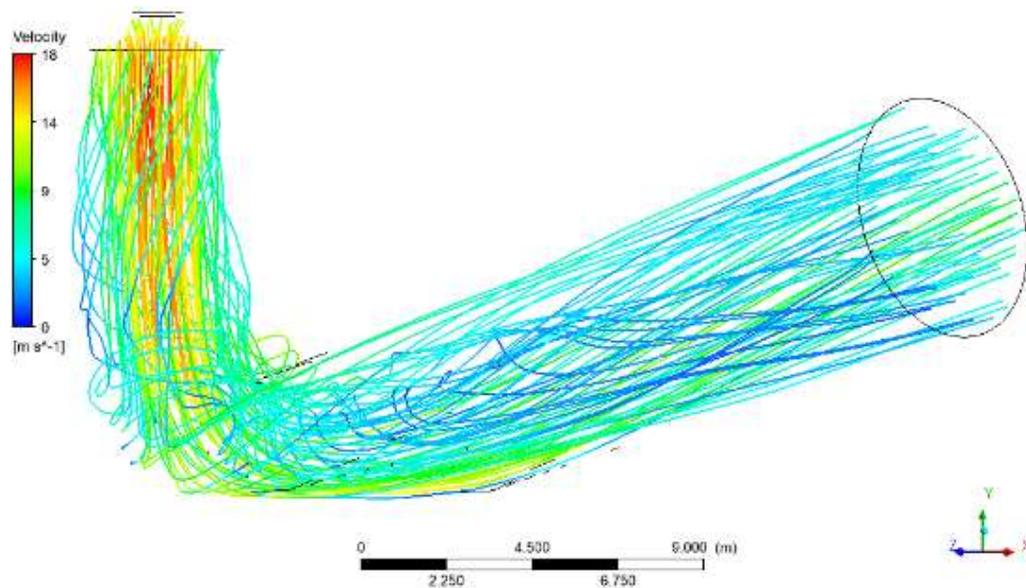
yang rendah. Hal ini ditandai dengan bentuk *velocity vector* didominasi arah transversal dengan kecepatan yang lebih tinggi dibanding lokasi lain. Bentuk vektor ini menandakan bahwa aliran di *inlet draft tube* bergerak menuju *outlet draft tube* dengan kecepatan yang sangat tinggi dan bergerak menuju *elbow* tanpa terjadi pusaran. Dengan tidak adanya pusaran aliran dengan kecepatan yang tinggi maka tekanan rendah (dibawah tekanan uap) tidak terjadi pada kondisi *full load*. Apabila tekanan lebih rendah dari tekanan uap maka menyebabkan kavitasi. Mengingat bentuk *inner elbow* mempunyai *adverse pressure gradient* yang besar maka aliran cenderung menuju *outer elbow* disertai dengan peningkatan tekanan (*pressure recovery*). Selanjutnya aliran bergerak menuju *exit draft tube* dengan intensitas turbulensi yang semakin lemah. Hal ini ditandai oleh *velocity vector* aliran dari *elbow* menuju *exit* tampak mempunyai bentuk yang lebih *transversal*.

Pada kondisi operasi beban 100 % bisa diamati semua simulasi model turbulensi memperlihatkan tidak adanya daerah *mixing region of high & low momentum* yaitu daerah terjadinya tumbukan aliran yang berlawanan antara aliran yang keatas dan aliran ke bawah. Hal ini ditandai dengan *head loss* yang rendah pada draft tube sehingga *pressure recovery* pada *draft tube* berjalan cepat. Akibat *pressure recovery* yang cepat maka menyebabkan efisiensi hidrolik nilainya lebih tinggi daripada nilai efisiensi pada kondisi operasi beban 40 %

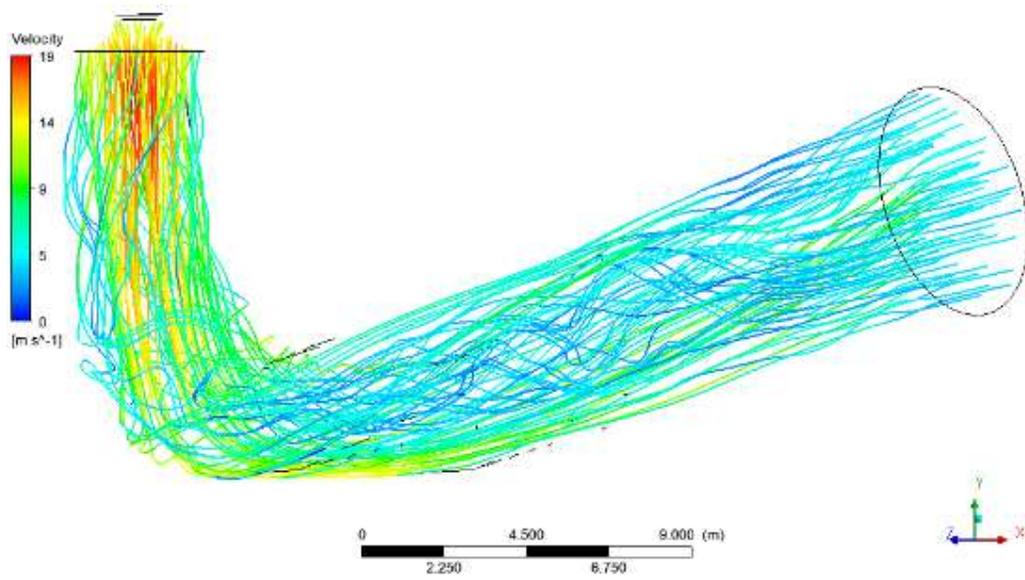
Bila diperhatikan antara keempat simulasi model tersebut mempunyai bentuk *vortex core* tepat di *center diameter draft tube* (simetri), dimana tampak lebih terang pada seluruh penampang section A-A. Hal ini menandakan bahwa aliran dominan mempunyai kecepatan kearah transversal. Dari hasil numerik terlihat *secondary flow* pada *mid section plane* x-y ($z = 0,0$ mm), maka hasil simulasi DES jika dibandingkan memiliki daerah *vortex* yang lebih banyak pada daerah *elbow* sedangkan untuk simulasi steady berbentuk *wake*. Dari keempat simulasi model, hasil numerik DES sedikit lebih terang. Hal ini menyebabkan nilai hydraulic efficiency dengan model turbulensi DES sebesar 91,71 % lebih besar daripada ketiga simulasi model turbulensi *standard* k- ϵ , RNG k- ϵ dan SST k- ω dengan nilai hydraulic efficiency berturut-turut sebesar 90,38 %, 90,56 % dan 90,69 %.

4.1.2.3 Analisis vector flow (velocity streamline) pada beban 100 %

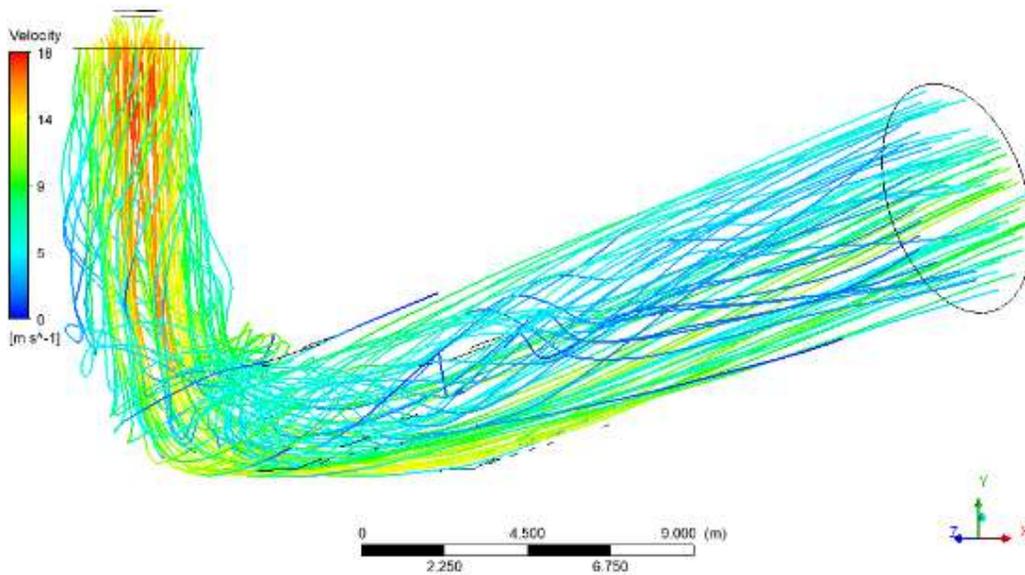
Data *vortex flow (velocity streamline)* diambil dalam *type 3D streamline* pada *domain draft tube* dengan arah aliran dari lokasi *mesh region-inlet draft tube*. Untuk pengamatan *vortex rope* dilakukan dengan metode *iso surface* pada nilai *vapor pressure* air pada *domain draft tube*. Analisis ini untuk mengamati bentuk aliran air setelah melewati *runner blade* kemudian masuk ke *inlet draft tube* sampai dengan *outlet draft tube* pada kondisi operasi beban 100 %.



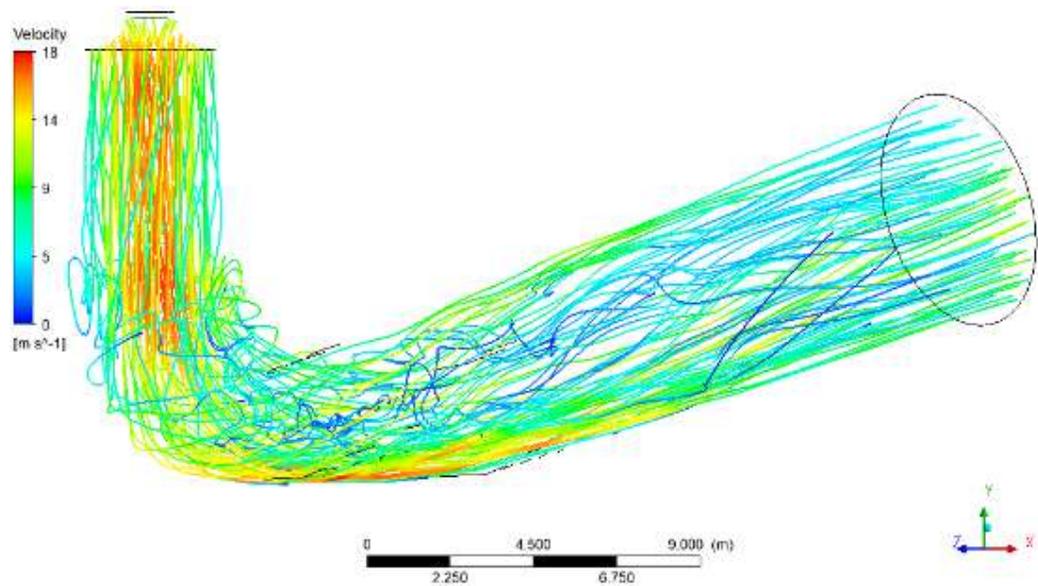
Gambar 4.22 *Vortex flow* dengan model turbulensi *standard k- ϵ* pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.23 *Vortex flow* dengan model turbulensi RNG $k-\epsilon$ pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.24 *Vortex flow* dengan model turbulensi SST $k-\omega$ pada beban 100 % (*steady*)



Gambar 4.25 *Vortex flow* dengan model turbulensi DES pada beban 100 % (*unsteady*)

Hasil simulasi *vortex flow* (*velocity streamline*) pada berbagai model turbulensi kesemuanya memperlihatkan bentuk aliran yang identik. Bentuk dari *velocity streamline* mengindikasikan tidak adanya *vortex rope* yang berputar didalam *draft tube*. Aliran pada dinding *draft tube* mempunyai kecepatan longitudinal lebih tinggi dari mulai *cone draft tube* sampai pada *elbow draft tube*. Hal ini tampak warna merah didaerah center draft tube sampai melewati sisi elbow (*bottom*) dan berangsur-angsur semakin berkurang menuju exit draft tube yang ditandai dengan degradasi warna menuju biru tua.

Hasil simulasi dengan keempat model turbulensi *standard k-ε* (gambar 4.22), RNG *k-ε* (gambar 4.23), SST *k-ω* (gambar 4.24) dan DES (gambar 4.25) memperlihatkan tidak adanya *vortex flow* yang *eccentric* dalam bentuk *spiral* pada bagian tengah *draft tube*.

4.1.2.4 Analisis vortex rope pada beban 100 %

Hasil numerik ini didapatkan dengan simulasi *transient* dengan model turbulensi DES. Adapun hasil dari simulasi *transient* ini menunjukkan tidak ada terjadinya *vortex rope* pada area *cone draft tube* yaitu seperti diperlihatkan pada gambar 4.26. Dengan kondisi operasi pada beban 100 % dimana memiliki *mass*

flow dan bukaan sudut *guide vane* (GVO) yang lebih besar daripada kondisi operasi pada beban 40 %. Dengan tidak terbentuknya *vortex rope* maka dapat disimpulkan bahwa pada kondisi operasi ini tidak terjadi kavitasi karena tekanan yang dialami fluida air masih diatas tekanan uapnya.



Gambar 4.26 *Vortex rope* dengan model turbulensi DES pada beban 100 %

4.2 Validasi

Pada penelitian ini dilakukan proses validasi terhadap simulasi yang dilakukan dengan beberapa model turbulensi dengan membandingkan parameter operasi dan *performance* turbin hasil simulasi dengan data aktual pada saat *commisioning unit* pada beban 40 % (*part load*) dan 100 % (*full load*). Dari hasil perbandingan data aktual dan simulasi numerik maka akan didapatkan simulasi model turbuensi dengan nilai *error* yang terkecil. Validasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah dengan membandingkan nilai *hydraulic efficiency* dan deviasi tekanan antara *inlet* dan *outlet*.

4.2.1 Hydraulic Efficiency

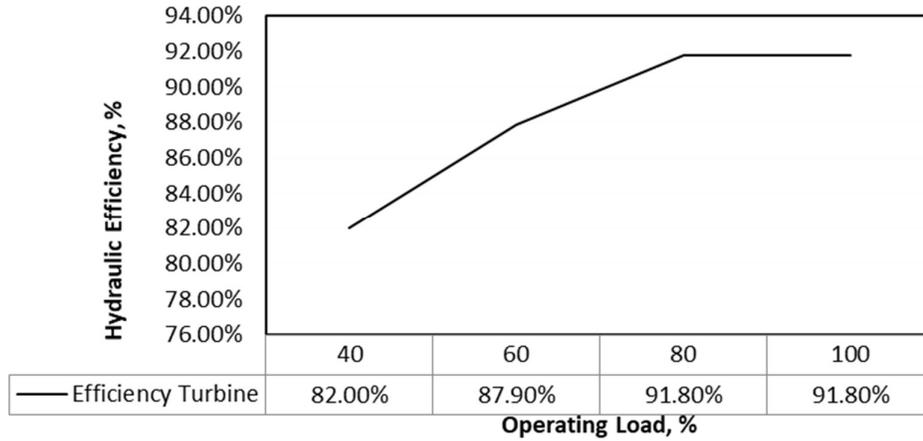
Hydraulic Efficiency adalah energi yang bisa dimanfaatkan oleh turbin dibandingkan dengan daya air yang berasal dari energi potensial. *Hydraulic efficiency* merupakan indikator yang digunakan sebagai pedoman validasi untuk membandingkan hasil simulasi pada beberapa model turbulensi. Dari simulasi numerik dapat dihasilkan data parameter yang dapat digunakan untuk perhitungan *hydraulic efficiency*. Pada tabel 4.1 menunjukkan perbandingan nilai *hydraulic efficiency* aktual (*commissioning*) dan numerik (standard k- ϵ , RNG k- ϵ , SST k- ω dan DES) pada kondisi operasi beban 40 % (*part load*) dan 100 % (*full load*). Perbedaan minimum antara *hydraulic efficiency* aktual dan numerikal terdapat pada model turbulensi *detached eddy simulation* (DES). Dimana pada model turbulensi ini adalah merupakan analisis *transient* dan dapat menunjukkan bentuk dari vortex rope yang terjadi pada kondisi operasi beban 40 % (*part load*) dan 100 % (*full load*). Berdasarkan hasil efisiensi tersebut maka hasil simulasi dengan model turbulensi DES dapat digunakan sebagai acuan dalam analisis karakteristik aliran pada *draft tube* turbin francis.

Tabel 4.1 Aktual dan Numerikal hydraulic efficiency pada kondisi *part load* dan *full load*

Operating Condition		Hydraulic efficiency, η_h , %				
GVO, (α^0)	Q, m ³ /s	Actual	Numerical			
			Standard k- ϵ (steady)	RNG k- ϵ (steady)	SST k- ω (steady)	DES SST (Transient)
15°	51.40	84.77%	82.97%	83.08%	82.67%	84.84%
30°	121.00	92.89%	90.38%	90.56%	90.69%	91.71%

Berdasarkan tabel 4.1 diatas dapat terlihat bahwa perbedaan hydraulic efficiency yang terkecil terdapat pada model turbulensi DES yaitu 0,07 % untuk kondisi operasi beban 40 % dan -1,18 % untuk kondisi operasi beban 100 %. Hasil

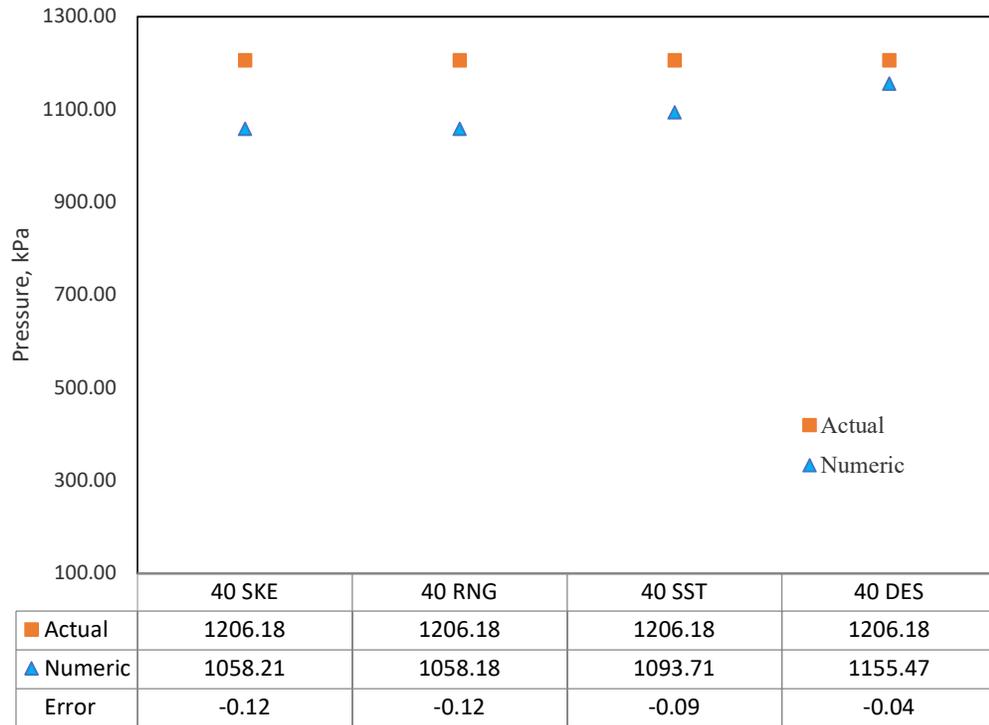
perhitungan ini juga bisa dibandingkan dengan perhitungan desain prediksi efisiensi turbin, seperti ditunjukkan pada gambar 4.27 dibawah ini.



Gambar 4.27 Probabilitas *Hydraulic Efficiency* PLTA Cirata

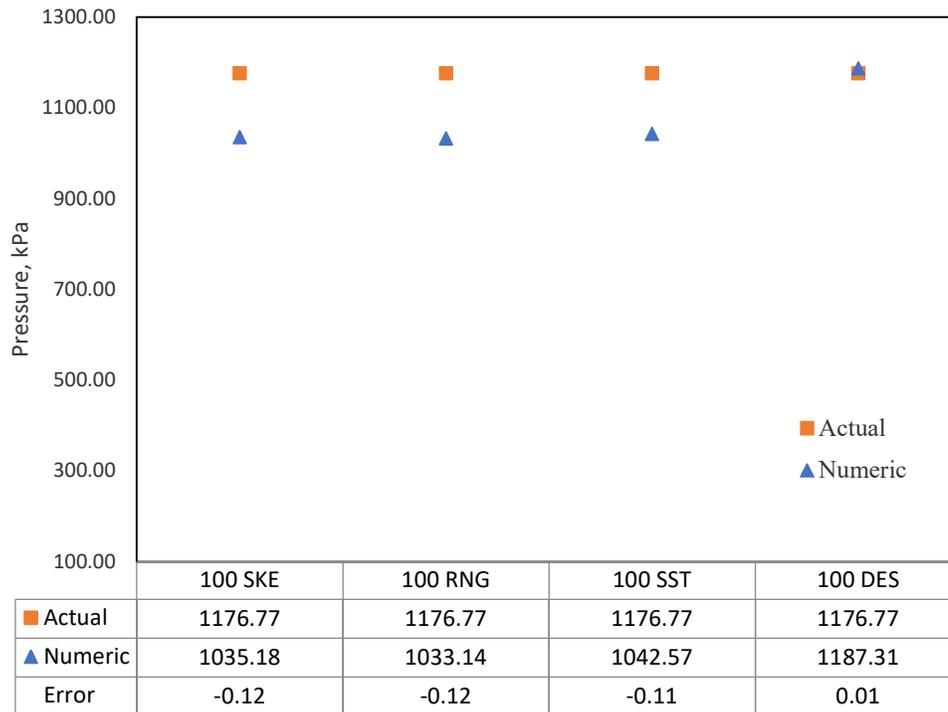
4.2.2 Deviasi Tekanan

Deviasi tekanan ini digunakan untuk menentukan perbedaan nilai *pressure* antara aktual dan numerik. Data deviasi tekanan numerik didapatkan dari *total pressure area averages* pada lokasi *inlet* domain *guide vane* dikurangi dengan nilai *total pressure* dari *area averages* pada lokasi *outlet* domain *draft tube*. Sedangkan untuk data aktual, deviasi tekanan dihitung dari nilai tekanan *penstock* dikurangi dengan nilai tekanan *draft tube*. Perbandingan deviasi tekanan aktual dan numerik pada kondisi operasi *full load* 40 % diperlihatkan pada gambar 4.28 berikut:



Gambar 4.28 Deviasi tekanan pada beban 40 %.

Dari grafik perbandingan diatas (gambar 4.28) dapat diketahui bahwa hasil simulasi *unsteady (transient)* model turbulensi DES mempunyai deviasi tekanan mendekati kondisi aktual dengan *error* sebesar -4,20 %. Dengan penentuan batas *error* lebih kecil dari 5 % maka hasil simulasi ini dapat dianggap sebagai hasil yang paling mendekati aktual. Selanjutnya untuk perbandingan deviasi tekanan aktual dan numerik pada beban 100 % ditunjukkan pada gambar 4.29 berikut:

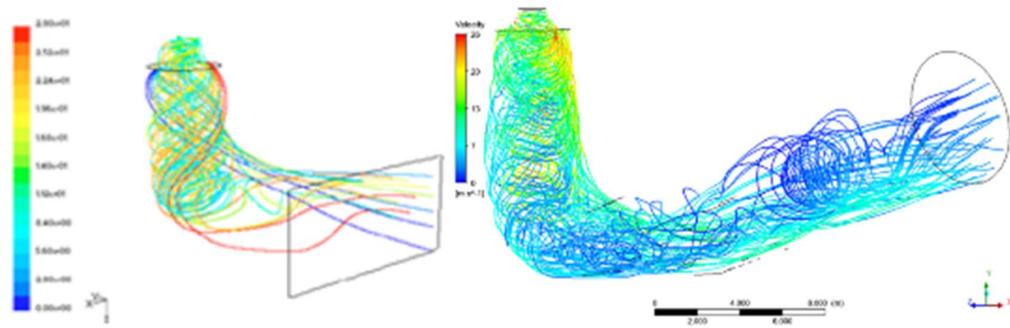


Gambar 4.29 Deviasi tekanan pada beban 100 %.

Dari grafik perbandingan diatas (gambar 4.29) dapat diketahui bahwa hasil simulasi *unsteady (transient)* model turbulensi DES mempunyai deviasi tekanan mendekati kondisi aktual dengan *error* sebesar 0,87 %. Dengan penentuan batas error lebih kecil dari 5 % maka hasil simulasi dapat dianggap sebagai hasil yang paling mendekati aktual

4.3 Diskusi

Sesuai dengan penelitian (Zeng, Liu, & Wang, 2012), bahwa pada kondisi operasi *part load* terjadi *vortex flow* yang signifikan. Arah putaran aliran konsisten dengan arah putaran turbin. Vortex flow terlihat *eccentric* dalam bentuk spiral dengan sudut helik yang besar seperti tampak pada gambar 2.12. Pada hasil simulasi diperoleh bahwa pada area *draft tube* dengan beban 40 % terjadi *vortex flow* dan tidak beraturan, dapat dilihat pada gambar 4.30. Pada kondisi operasi mendekati desain (beban 100 %) tidak terjadi *vortex flow* pada area *draft tube*.

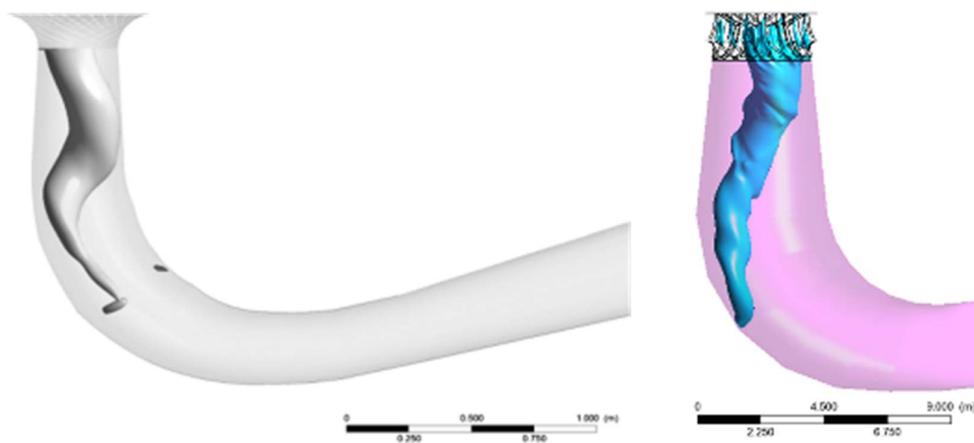


a) (Zeng, Liu, & Wang, 2012)

b) Hasil simulasi DES

Gambar 4.30 Perbandingan *vortex flow* (*velocity streamline*) pada *part load condition*.

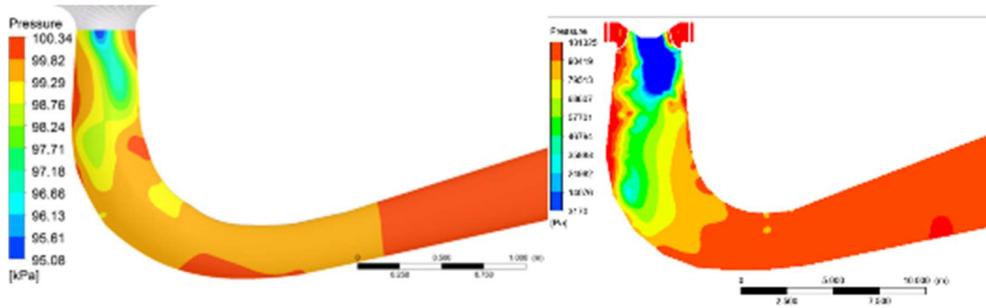
Vortex rope yang berbentuk spiral pada umumnya terjadi pada kondisi operasi *part load* (dibawah 60 % *full load*) dimana pada kondisi *unsteady* tersebut erat hubungannya dengan fluktuasi tekanan yang sangat rendah dan menimbulkan kavitasi yang berakibat pada kerusakan material permukaan *draft tube* dan penurunan *performance* mesin pembangkit (Zhang, Wu, Chen, Wu, & Liu, 2009). Pada penelitian (Goyal, Trivedi, Gandhi, & Cervantes, 2017) dilakukan simulasi pada kondisi *part load* dan dihasilkan fenomena *vortex rope* dan pada daerah *iso-surface* tersebut merupakan daerah yang bertekanan rendah, dapat dilihat pada gambar 4.31.



a) (Goyal, Trivedi, Gandhi, & Cervantes, 2017)

b) Hasil simulasi DES

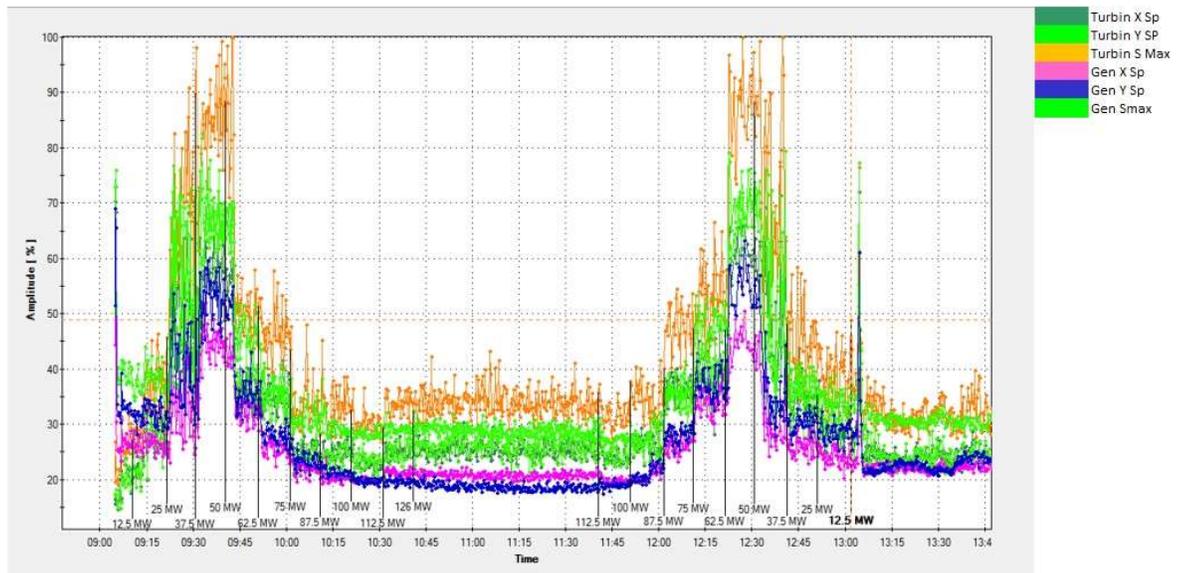
Gambar 4.31 Perbandingan *vortex rope* pada *part load condition*



Gambar 4.32 Perbandingan distribusi tekanan pada *part load condition*

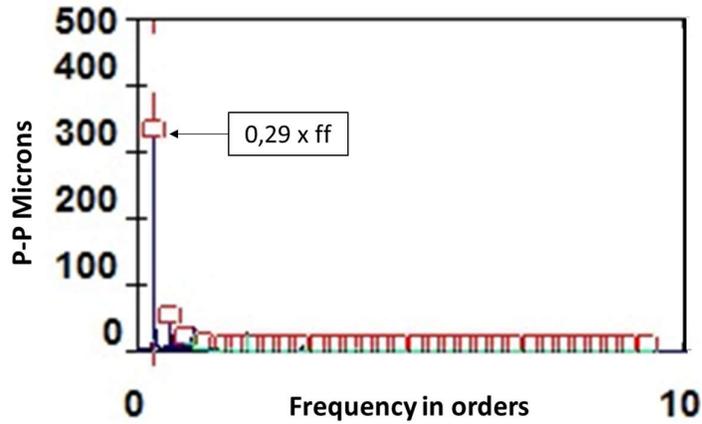
PLTA Cirata didesain untuk memenuhi permintaan ketenagalistrikan secara *realtime* dan menjaga kestabilan sistem jaringan 500 KV sehingga pola operasi dari PLTA Cirata selalu berubah-ubah (*transient*). Dengan kondisi operasi tersebut menyebabkan unit beroperasi jauh dari nilai *best efficiency point* (BEP) atau beroperasi pada *part load*. Pada kondisi operasi *part load*, turbin francis seringkali akan mengalami *low frequency* parah dan amplitudo fluktuasi tekanan yang besar yang disebabkan oleh ketidakseimbangan pergerakan dari *vortice* (dikenal sebagai *vortex rope*) (Zhang, Wu, Chen, Wu, & Liu, 2009). Pada daerah *vortex rope* memiliki daerah tekanan yang rendah dan berpotensi timbulnya kavitasi (Goyal, Trivedi, Gandhi, & Cervantes, 2017).

Metode untuk mendeteksi kavitasi yang terjadi pada *draft tube* di penelitian ini adalah dengan analisis data hasil pengukuran vibrasi pada bagian *shaft* yang dekat dengan turbin (*turbine shaft vibration sensor*), dapat dilihat pada gambar 4.32 dibawah ini.



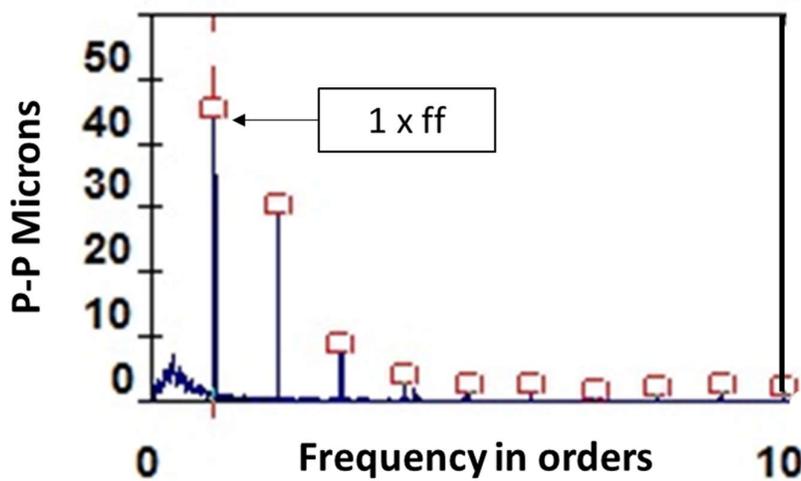
Gambar 4.33 Vibrasi Turbin-Generator PLTA Cirata saat *Performance Test*

Dari grafik diatas dapat diketahui bahwa baik turbin maupun generator mengalami kenaikan vibrasi yang sangat signifikan untuk pembebanan antara 25 MW s/d 62.5 MW (20 % s/d 50 %). Vibrasi akan cenderung stabil pada beban diatas 75 MW (60 %). Untuk turbin-generator PLTA Cirata, dapat dikatakan bahwa Turbin-Generator PLTA Cirata memiliki karakteristik beban kritis pada pembebanan 30% s/d 50% dari beban maksimum (*full load*). Hasil pengukuran vibrasi pada beban bertahap ini sesuai dengan hasil simulasi numerik dimana pada beban 40 % terjadi aliran *vortex rope* yang bertekanan rendah dan menyebabkan kavitasi. Dengan menggunakan alat *vibration analyzer* didapatkan spektrum vibrasi yang menunjukkan adanya vibrasi tinggi pada *sub synchronous* (frekuensi dibawah 1x frekuensi in order). Pada kecepatan putar 187,5 rpm (frekuensi fundamental $f_f = 3,13$ Hz), jumlah *runner blade* 16 dan *guide vane* 24. Dimana pada nilai vibrasi tersebut mengindikasikan adanya flow turbulen. Flow turbulen pada kondisi operasi beban 40% telah ditunjukkan dari hasil simulasi dengan terjadinya *vortex rope*. Hasil pengukuran vibrasi tersebut seperti pada gambar 4.33 dibawah ini



Gambar 4.34 Spektrum vibrasi turbin pada beban 40 %

Dari gambar diatas dapat diketahui bahwa vibrasi dominan pada $0,29 \times ff$ yang disebabkan karena adanya peristiwa turbulensi diarea *runner* dan *draft tube*. Efek turbulensi semakin mengecil pada pembebanan 100% dan akan dominan di spectrum $1 \times ff$ yang mengindikasikan *unbalance*. *Unbalance* pada komponen berputar merupakan hal yang tidak dapat dielakkan dan harus dipantau dan harus memenuhi batas nilai yang diijinkan. Spektrum vibrasi turbin pada beban 100 % ditunjukkan pada gambar 4.34 berikut ini:

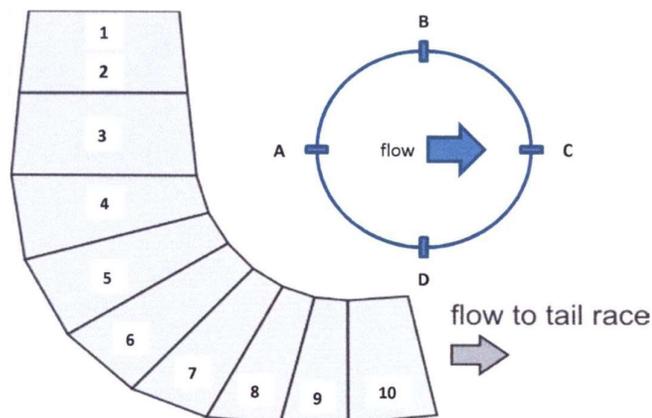


Gambar

4.35 Spektrum vibrasi turbin pada beban 100 %

Dari gambar diatas dapat diketahui bahwa vibrasi dominan pada $0,99 \times f_f$ yang disebabkan karena *unbalance*. Berdasarkan hasil simulasi membuktikan bahwa pada beban 100 % tidak terjadi *vortex rope*.

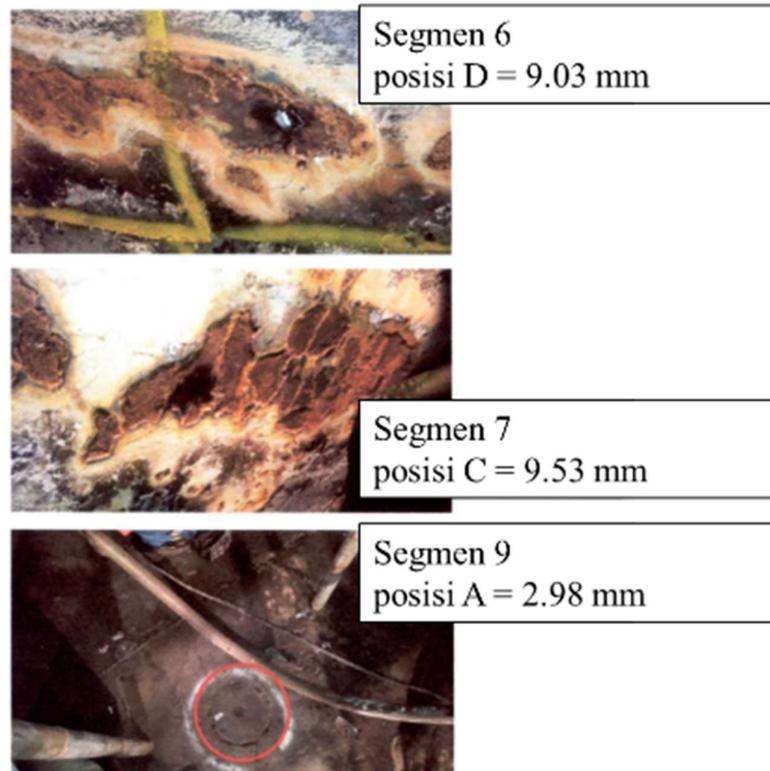
Akibat dari kavitasi pada area *draft tube* adalah terjadinya kerusakan pada permukaan material dan penurunan *performance* dari mesin pembangkit. Kavitasi dapat menyebabkan pitting pada *runner* dan *draft tube* (Patel, Desai, Chauhan, & Charnia, 2011). PLTA Cirata selalu melakukan pemeriksaan (*assesment*) dan pemeliharaan (*maintenance*) pada komponen *draft tube* pada setiap masa pemeliharaan. Pemeriksaan yang dilakukan adalah dengan melakukan pengukuran *thickness*. Dalam melakukan pengukuran *thickness*, dilakukan pembagian menjadi 10 segmen (gambar 4.33). Dimensi *initial plat* untuk segmen 1 dan 2 adalah 19 mm, sedangkan segmen 3 s/d 10 adalah 12 mm.



Gambar 4.36 Segmen pengukuran *thickness draft tube*

Hasil pemeriksaan pada saat *assesment draft tube* Unit 7 PLTA Cirata menunjukkan telah terjadi *erosi* pada area *draft tube*. Terjadinya *erosi* ditunjukkan dengan hasil pengukuran *thickness* pada material *draft tube* sehingga didapatkan ketebalan sisa dari material *metal lining draft tube*, dapat dilihat pada gambar 4.34. Secara umum ketebalan rata-rata masih tidak jauh dari ketebalan *initial plat* pada segmen 1 hingga 4. Lokasi yang mengalami kerusakan dimulai dari *elbow* sampai pada akhir segmen 10. Lokasi rata-rata terburuk pada unit 7 ini berada pada sisi dinding kanan dan kiri atap segmen 5,6 dan 7 (yang merupakan lokasi *elbow*)

dengan ketebalan sisa terkecil 8.55 mm pada segmen 6. Titik kerusakan bentuk pitting terdalam berada pada sisi dasar segmen 9 dengan sisa ketebalan sekitar 2.98 mm dan di segmen 8 dengan sisa ketebalan sekitar 6.17 mm.



Gambar 4.37 Kondisi *erosion* pada *draft tube* unit 7

Hasil *assesment* pada unit 3 menunjukkan ketebalan rata-rata secara umum tidak jauh dari ketebalan *initial plat* kecuali pada segmen ke-9. Segmen ke-9 (*bottom*) mengalami *erosion* pada dinding *metal* sampai menembus *concrete* artinya sudah tidak memiliki ketebalan sisa sehingga perlu dilakukan perbaikan untuk mencegah kondisi yang lebih buruk. Fenomena kerusakan *draft tube* pada unit 3 PLTA Cirata dapat dilihat pada gambar 4.37 dibawah ini.



Gambar 4.38 Kondisi *erosion* pada *draft tube* unit 3

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari simulasi “Analisis Kavitasasi Pada *Draft Tube* Terhadap Variasi Beban Turbin Francis (Studi Kasus PLTA Cirata) ” didapatkan beberapa kesimpulan, yaitu:

1. Distribusi tekanan pada kondisi operasi beban 40 % (*part load*) memperlihatkan daerah tekanan rendah dibawah tekanan uap (< 3170 Pa) pada bagian tengah *cone draft tube* sehingga berpotensi timbul kavitasasi yang berakibat pada kerusakan material *draft tube*.
2. Distribusi tekanan pada kondisi operasi beban 100 % memperlihatkan sedikit daerah tekanan rendah dibawah tekanan uap (< 3170 Pa) pada bagian tengah *cone draft tube* sehingga potensi timbulnya kavitasasi yang berakibat pada kerusakan material *draft tube* sangat rendah.
3. Berdasarkan validasi dari data hasil simulasi pada kondisi operasi beban 40 % didapatkan nilai *hydraulic efficiency* sebesar 82,90 % untuk standard k- ϵ , 83,08 % untuk RNG k- ϵ , 82,67 % untuk SST k- ω dan 84,84 % untuk DES. Jika dibandingkan dengan nilai aktual *hydraulic efficiency* sebesar 84,77 % maka DES memiliki error terkecil sebesar 0,07 %.
4. Berdasarkan validasi dari data hasil simulasi pada kondisi operasi beban 100 % didapatkan nilai *hydraulic efficiency* sebesar 90,38 % untuk standard k- ϵ , 90,56 % untuk RNG k- ϵ , 90,69 % untuk SST k- ω dan 92,89 % untuk DES. Jika dibandingkan dengan nilai aktual *hydraulic efficiency* sebesar 92,89 % maka DES memiliki error terkecil sebesar -1,18 %.
5. *Vortex rope* muncul pada kondisi operasi beban 40 % (*part load*) sedangkan pada kondisi operasi beban 100 % tidak muncul *vortex rope*.
6. Dari hasil simulasi numerik menunjukkan bahwa simulasi *transient* dengan model turbulensi DES dapat digunakan untuk analisis *vortex rope* yang terjadi pada *draft tube* turbin francis.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan setelah melakukan penelitian dan diharapkan berguna untuk penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

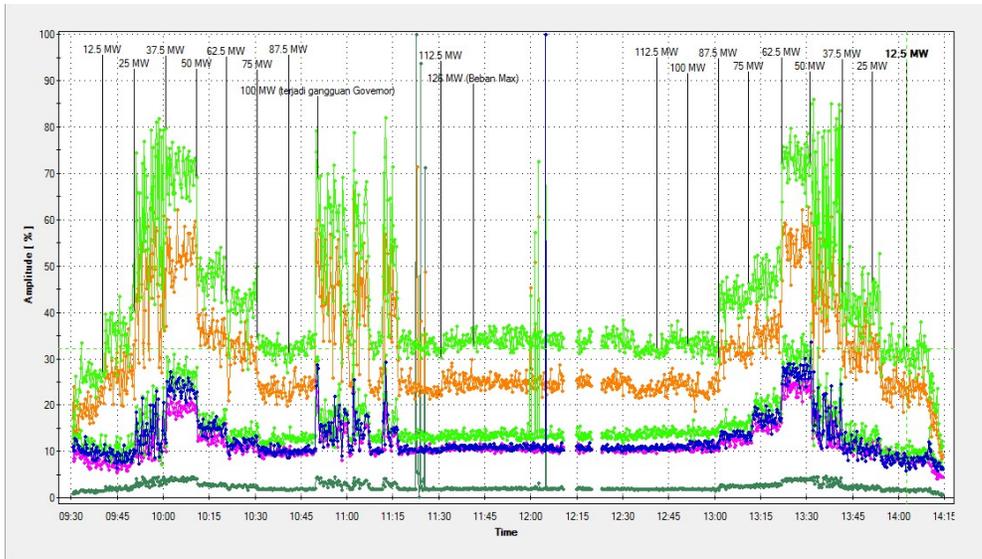
1. Perlunya dilakukan metode pengukuran detail untuk mendeteksi jenis-jenis kavitasi yang terjadi untuk beberapa variasi beban operasi, sehingga dapat diketahui beban-beban kritis operasi PLTA Cirata.
2. PLTA Cirata direkomendasikan agar tidak beroperasi pada beban 40%. Namun direkomendasikan agar beroperasi pada beban 100 % atau mendekati best efficiency point (BEP).

DAFTAR PUSTAKA

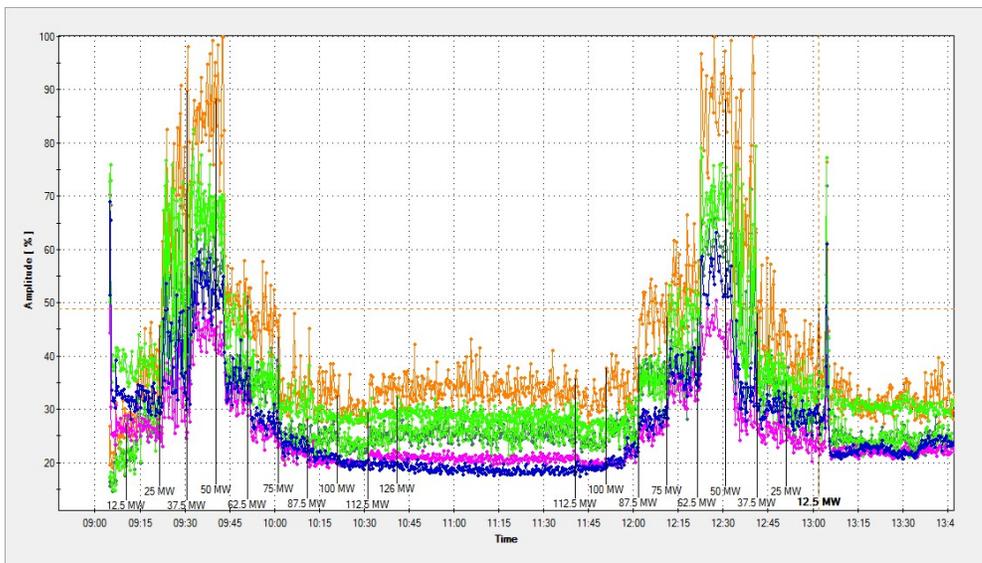
- Dixon, B.Eng., PH.D., S. L. (1998). *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*. Oxford: Pergamon Press Ltd.
- Escaler, X., Egusquiza, E., Farhat, M., Avellan, F., & Coussirat, M. (2006). Detection of cavitation in hydraulic turbines. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 983–1007.
- Foroutan, H., & Yavuzkurt, S. (2014). Flow in the Simplified Draft Tube of a Francis Turbine Operating at Partial Load—Part II: Control of the Vortex Rope. *Journal of Applied Mechanics*.
- Goyal, R., Trivedi, C., Gandhi, B. K., & Cervantes, M. J. (2017). Numerical Simulation and Validation of a High Head Model Francis Turbine at Part Load Operating Condition. *J. Inst. Eng. India Ser. C*. doi:DOI 10.1007/s40032-017-0380-z
- KC, A., Lee, Y. H., & Thapa, B. (2015). CFD study on prediction of vortex shedding in draft tube of Francis turbine and vortex control techniques. *Renewable Energy*, 86, 1406-1421. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.09.041>
- Kementerian ESDM. (2017). *Rencana Usaha Penyediaan Tenaga Listrik PT Perusahaan Listrik Negara (Persero) Tahun 2017 s.d. 2026*. Jakarta: Kementerian ESDM.
- Muller, A., Favrel, A., Landry, C., & Avellan, F. (2017). Fluid–structure interaction mechanisms leading to dangerous power swings in Francis turbines at full load. *Journal of Fluids and Structures*, 69, 56–71.
- Patel, K., Desai, J., Chauhan, V., & Charnia, S. (2011). Development of Francis Turbine using Computational Fluid Dynamics. *The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and The 3rd Fluid Power Technology Exhibition*. doi:DOI: 10.13140/2.1.2177.4402

- Tridon, S., Barre, S., Ciocan, G. D., & Tomas, L. (2010). Experimental analysis of the swirling flow in a Francis turbine draft tube: Focus on radial velocity component determination. *European Journal of Mechanics B/Fluids*, 29, 321-335.
- Wadibhasme, S. J., Peshne, S., Barapatre, P., Barade, S., Dangore, S., Harde, S., & Daf, P. S. (2016). HYDRAULIC TURBINE DRAFT TUBE:LITERATURE REVIEW. *International Journal of Science, Engineering and Technology Research (IJSETR)*, 5(3).
- Zeng, Y., Liu, X., & Wang, H. (2012). Prediction and experimental verification of vortex flow in draft tube of Francis turbine based on CFD. *Procedia Engineering*, 31, 196 – 205.
- Zhang, R. K., Wu, J. Z., Chen, S. Y., Wu, Y. L., & Liu, S. H. (2009). Characteristics and Control of the Draft-Tube Flow in Part-Load Francis Turbine. *Journal of Fluids Engineering*, 131.

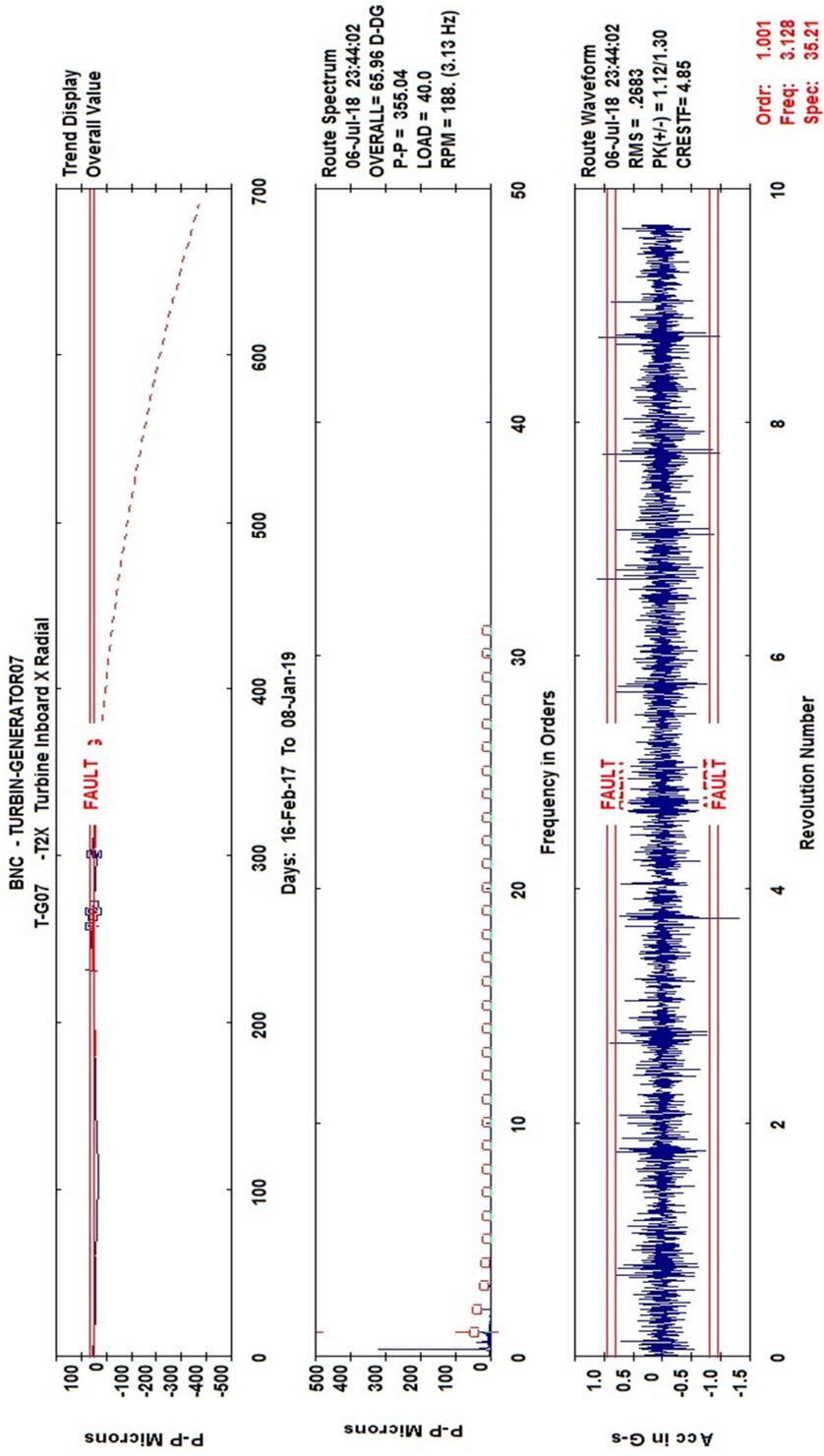
LAMPIRAN



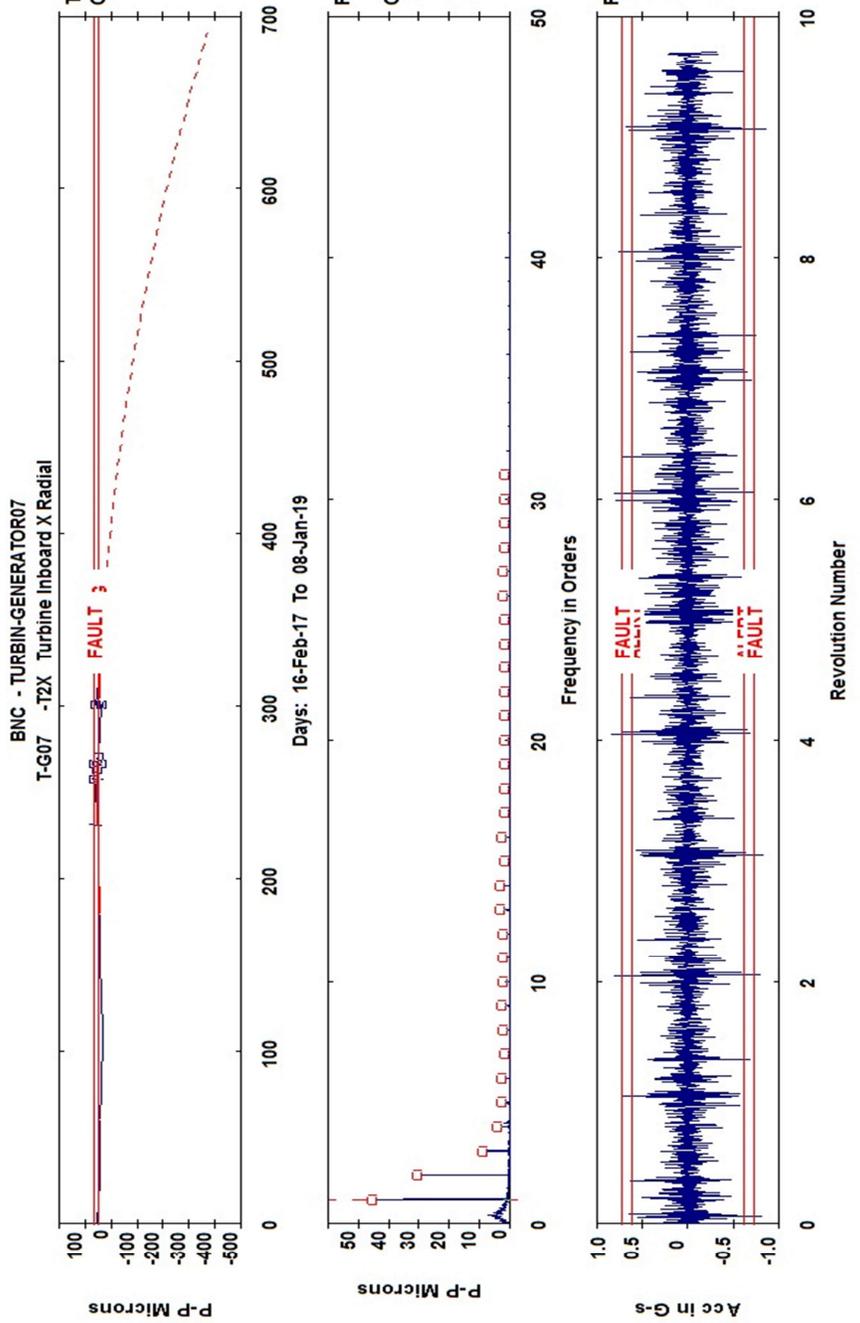
Gambar 1 Data vibrasi unit 3



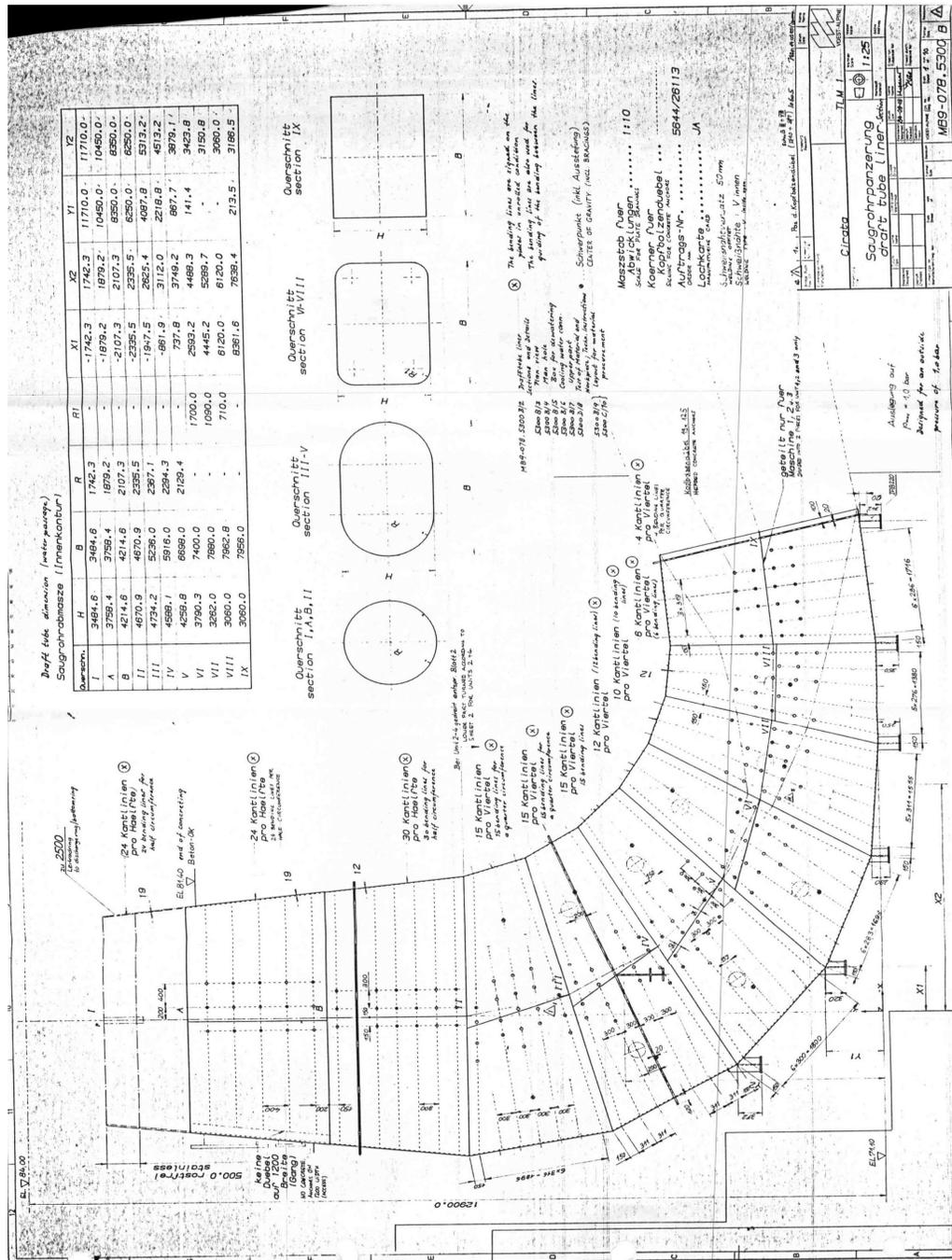
Gambar 2 Data Vibrasi Unit 4



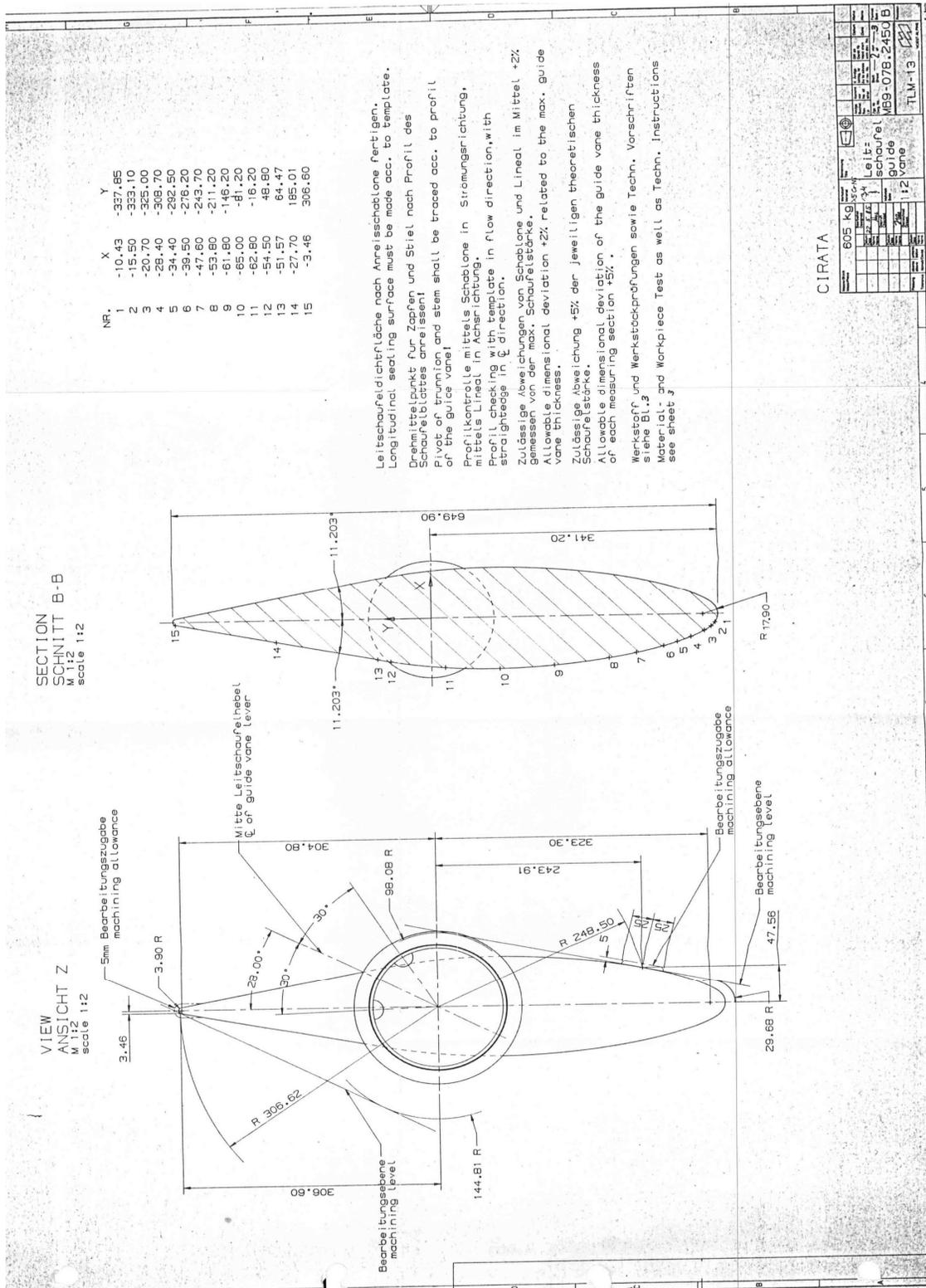
Gambar 3 Data Vibration Analyzer pada beban 40%



Gambar 4 Data Vibration Analyzer pada beban 100%



Gambar 5 Draft Tube Liner



Gambar 6 Dimensi Guide Vane

BIOGRAFI PENULIS



Risma Taruli Sibuea dilahirkan di Cilacap pada tanggal 05 bulan Pebruari tahun 1982. Penulis memulai pendidikan formal di SDN 1 Klapagada, kemudian melanjutkan ke SMPN 2 Maos dan SMUN 1 Cilacap. Penulis menyelesaikan program sarjana di Universitas Diponegoro tahun 2005, dengan mengambil program studi Teknik Mesin. Penulis kemudian melanjutkan program magister di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan bidang keahlian Manajemen Energi melalui program beasiswa kerjasama antara ITS Surabaya dan PT Pembangkitan Jawa Bali (PT. PJB).

Saat ini penulis bekerja di PT Pembangkitan Jawa Bali Unit Pembangkitan Cirata, sebuah perusahaan pembangkit listrik yang terletak di Purwakarta, Jawa Barat. Penulis berharap tulisan ini dapat menambah ilmu dan wawasan serta bermanfaat bagi pengembangan penelitian selanjutnya. Saran dan kritik mengenai tulisan ini dapat dikirimkan melalui email: risma@ptpjb.com