

# Analisis Nosel Kompresor Sentrifugal Tekanan Rendah di Unit Fasilitas Produksi Terapung

**Fahriza Irdianto<sup>1</sup>, Anthon De Fretes<sup>2</sup>, dan Hadi Sutanto<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Program Studi Program Profesi Insinyur, Universitas Katolik Indonesia Atma Jaya,  
Jl Sudirman No. 51, Jakarta 12930 Indonesia

<sup>2,3</sup>Program Studi Teknik Mesin, Universitas Katolik Indonesia Atma Jaya,  
Jl Sudirman No. 51, Jakarta 12930 Indonesia

Email: [fahriirdianto@gmail.com](mailto:fahriirdianto@gmail.com), [anthon.defretes@atmajaya.ac.id](mailto:anthon.defretes@atmajaya.ac.id), [hadi.sutanto@atmajaya.ac.id](mailto:hadi.sutanto@atmajaya.ac.id)

## ABSTRAK

Studi kasus ini membahas bagaimana melakukan analisis nosel dari salah satu unit kompresor sentrifugal bertekanan rendah yang berada di atas fasilitas produksi terapung. Peneliti ditugaskan untuk memeriksa nosel dibagian hisap dan buang dengan mempertimbangkan faktor pertumbuhan pemuai nosel, pergerakan dek, rute pipa-pipa, temperatur dan tekanan yang digunakan. Pemeriksaan ini mengacu kepada spesifikasi basis desain tegangan yang menyebutkan bahwa kasus pembebanan dengan kondisi operasi proses, hasil gaya dan momen yang terjadi di nosel secara individu dan secara kombinasi antara hisap dan buang harus dibawah beban yang diijinkan oleh vendor kompresor. Analisis tegangan pipa ini menggunakan perangkat lunak berbasis metode elemen hingga, CAESAR II, dimana semua parameter-parameter yang menyertai pemodelan harus dimasukkan, seperti masa jenis fluida, kecepatan angin, beban gelombang air laut, pergerakan dek disetiap titik-titik penyangga pipa baik tipe pegas atau fix, temperatur dan tekanan, properti insulasi, material pipa, ukuran dan panjang pipa, jenis dan lokasi penyangga pipa yang sudah ditentukan.

**Kata kunci:** pertumbuhan pemuai nosel, pergerakan dek, analisis tegangan pipa, nosel kompresor.

## ABSTRACT

*This case study discusses how to analyze nozzles from the one of low-pressure centrifugal compressor units on a floating production facility. The writer was assigned to examine the nozzle in the suction and exhaust section by considering the growth factors of nozzle expansion, deck displacement, pipe routing, temperature and pressure used. This checking refers to the specification of stress design basis which states that load case for process operating conditions, the forces and moments results in individual nozzles and in combination between suction and discharge shall be lower than the allowable loads given by the compressor vendor. This pipe stress analysis uses software based on the finite element method CAESAR II, where all parameters accompanying the modelling must be considered, such as fluid density, wind speed, sea wave load, deck displacement at every single pipe support for both fix and spring type, temperature and pressure, insulation properties, pipe material, pipe size and length, type and pipe supports location that have been determined.*

**Keywords:** Nozzle thermal growth, deck displacement, pipe stress analysis, compressor nozzle.

## 1. PENDAHULUAN

Sebuah perusahaan T akan memiliki unit fasilitas produksi gas terapung di kawasan selat madura, unit tersebut akan disewa oleh sebuah perusahaan H dan dioperasikan selama 15 tahun ke depan, tujuan dari adanya unit tersebut dikarenakan adanya rencana peningkatan kapasitas produksi dari gas yang dihasilkan oleh anjungan-anjungan lepas pantai yang dimiliki perusahaan H disekitar lokasi tersebut.

Unit fasilitas produksi terapung ini sangatlah lengkap, semua peralatan mekanis terletak didalam modul-modul dari buritan hingga haluan yang berada diatas dek hull. Salah satu dari peralatan-peralatan mekanis tersebut adalah 2 unit kompresor sentrifugal yang bertekanan rendah.

Tulisan ini menampilkan bagaimana membuat analisis nosel kompresor bertekanan rendah dibagian inlet (hisap/suction) dan outlet (buang/discharge) yang terkoneksi dengan pipa-pipanya menuju nosel-nosel peralatan mekanis lainnya. Analisis ini menggunakan perangkat lunak berbasis metode elemen hingga, CAESAR II (HEXAGON PPM) dimana hasil analisisnya harus lebih kecil dari nilai batas beban yang diijinkan oleh vendor kompresor. Untuk itu pertama kali yang perlu dipersiapkan adalah membuat spesifikasi stress design basis yang secara umum mengatur apa saja parameter-parameter yang perlu diketahui, bagaimana menentukan pipa-pipa yang kritikal, apa saja kasus-kasus pembebanan yang harus dipertimbangkan, bagaimana membuat dokumen pelaporan, dan lain sebagainya.

Setelah itu peneliti mengumpulkan data-data seperti tag nomor pipa-pipa, servis rating pipa, temperatur dan tekanan di kondisi desain dan kondisi operasi, masa jenis dari fluida, masa jenis dan properti dari insulasi, gambar general arrangement dari vendor kompresor, gambar isometrik dari rute pipa yang sudah dibuat, 3D model dari tata letak perpipaan yang sudah dibuat, piping material class, structural displacement akibat hogging-sagging, kecepatan angin dan gelombang air laut, unit satuan, kesepakatan arah utara sebagai sumbu -X dan vertikal adalah sumbu Y, lokasi koordinat dibagian tengah diatas dek antara buritan dan haluan, berat semua jenis katup-katup yang dipakai dan benda-benda perpipaan yang spesial seperti strainer dan lain-lainnya.

## 2. METODOLOGI PENELITIAN

Kode dan standar internasional yang dipakai mengacu ke NEMA SM23 "Steam Turbines for Mechanical Drive Service", dimana untuk nilai gaya dan momen pada ukuran nosel dan rating tertentu sudah ditentukan dalam bentuk tabel dikode dan standar tersebut, vendor kompresor sudah menentukan faktor pengali dari nilai-nilai yang tersebut sebesar 19 kali NEMA SM23.

Metode ini akan difokuskan bagaimana mendapatkan nilai gaya dan momen yang terjadi dengan pendekatan perangkat lunak CAESAR II. Pemodelan yang tepat dan sesuai dengan desain tata letak yang sudah dibuat termasuk faktor-faktor nilai pendukung yang harus dimasukkan, apabila ada kesalahan maka hasil yang didapatkan tidak bisa digunakan untuk perbandingan dengan nilai gaya dan momen yang diijinkan dari vendor. Untuk itu pengecekan model yang berulang-ulang sangatlah penting.

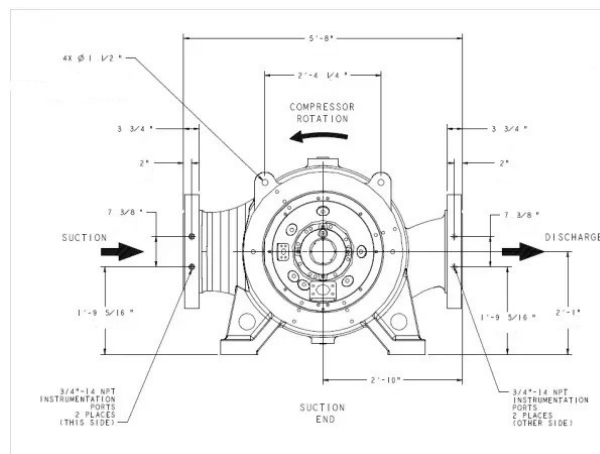
### 2.1 Gaya dan Momen

Gaya adalah sesuatu yang dapat menyebabkan benda berubah kecepatan atau arah geraknya, mempunyai satuan Newton sedangkan momen adalah besaran gaya yang bekerja menyebabkan benda bergerak melingkar terhadap sumbu putarnya dengan kata lain bahwa momen akan terjadi apabila sebuah gaya mempunyai jarak terhadap sumbunya, momen ini mempunyai satuan Newton.Meter.

Gaya dan momen yang terjadi disini disebabkan oleh pergerakan pipa ke segala arah (sumbu X, Y, Z), pergerakan tersebut dipengaruhi oleh beberapa faktor seperti panas, tekanan, berat fluida, berat pipa dan aksesoris lainnya, lokasi penyangga pipa yang tidak tepat. Jadi gaya dan momen tersebut merupakan besaran vektor yang mempunyai arah yang sesuai dengan koordinat baik positif atau negatif serta mempunyai besaran nilai.

### 2.2 Nosel Kompresor Sentrifugal

Kompresor sangat banyak tipe dan macamnya, disini peneliti akan fokus kepada tipe kompresor sentrifugal yang kedua noselnya tegak lurus secara horisontal terhadap garis sumbu putar dari kompresor tersebut. Tampak bagian inlet (hisap/suction) dan outlet (buang/discharge) nosel dari gambar berikut yang mempunyai permukaan seperti flens dan disambungkan dengan flens dari pipa yang terhubung ke masing-masing nosel.



Gambar 1 Kompresor Sentrifugal

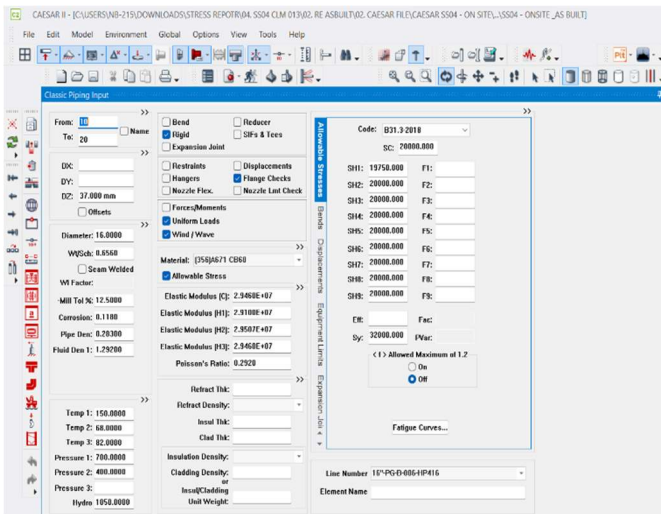
Gaya dan momen akan terjadi di titik pertemuan flens dari masing-masing yang terhubung dengan permukaan flens dari nosel tersebut. Namun titik tersebut bukanlah titik yang diam ketika kompresor beroperasi, nosel akan bergerak translasi dan rotasi karena pengaruh temperatur ke semua arah baik X, Y, Z dan RX, RY, RZ, pergerakan nosel harus dipertimbangkan untuk dimasukkan kedalam analisis, disini peneliti akan memodelkan kompresor tersebut menggunakan elemen rigid no weight dengan tekanan dan temperatur dimasukkan untuk elemen-elemen tersebut, dimana pengaruh temperatur terhadap nosel-noselnya akan dihitung secara otomatis dan dianalisis bersamaan dengan faktor-faktor lainnya..

### 2.3 Pengolahan Data

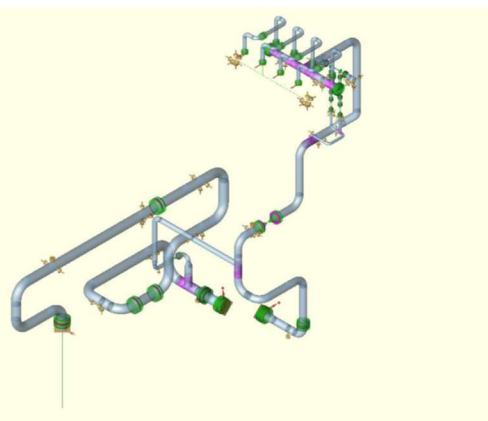
Setelah data-data sudah didapatkan, kemudian langkah berikutnya adalah membuat daftar kasus pembebanan dan pengaturan konfigurasi berupa unit satuan, selisih nomor nodal, konstanta kekakuan serta parameter lain sudah ditentukan di perangkat lunak tersebut, lalu selanjutnya adalah memodelkan semua komponen-komponen pipa, penyangga pipa, termasuk penyangga pegas untuk sistem kalkulasi kompresor ini, Dimulai dengan bagian pipa hisap yang terhubung ke inlet (hisap/suction) nosel kompresor dari outlet nosel scrubber dan nomor 10 sebagai nodal pertamanya, cara yang sama untuk bagian pipa buang yang terhubung dari outlet

(buang/discharge) nosel kompresor ke inlet air fan cooler seperti gambar berikut.

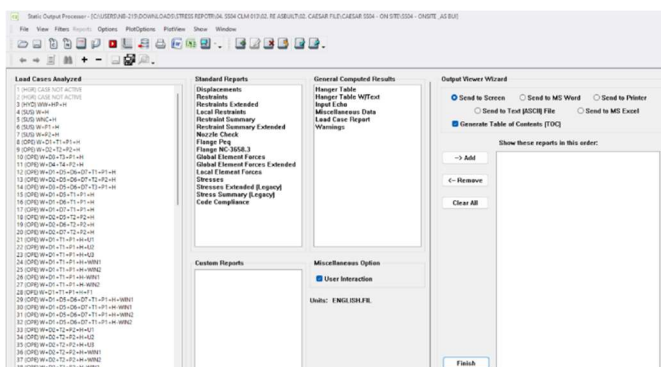
selanjutnya adalah melanjutkan dengan pengecekan error sebelum running model. Selanjutnya peneliti memproses running dan perangkat lunak akan bekerja beberapa waktu serta memberikan hasil dari running model sebagai berikut,



Gambar 2. CAESAR Input



Gambar 3. Pemodelan CAESAR On site dan Transportation



Gambar 4. Tampilan Running CAESAR

Peneliti melakukan pengecekan model satu per satu dan memastikan tidak ada kesalahan dalam pemodelan sebelum melangkah ke tahap analisis. Setelah pemodelan selesai dilakukan maka langkah

Peneliti melakukan tinjauan dan memastikan tidak ada yang melebihi nilai yang diijinkan seperti tegangan pipa saat kasus pembebanan sustain, expansion dan occasional, lalu displacement pipa yang terjadi saat kasus pembebanan sustain, dan occasional kemudian analisis kebocoran flens khusus kasus pembebanan operasi serta beban penyangga pipa saat kasus pembebanan operating baik kondisi desain dan operasi yang dikombinasi dengan occasional, yang terakhir adalah frekuensi pribadi yang harus lebih dari 4 Hz.

Setelah hasil dari analisis tidak ada yang melebihi nilai yang diijinkan dan tidak ada yang berlebih untuk beban penyangga pipa serta nilai frekuensi pribadi yang sudah lebih dari nilai minimumnya maka model dapat ditutup dan beralih ke window analysis kompresor dengan NEMA SM23. Spreadsheet untuk analisis kompresor harus diisi sesuai dengan data-data yang sudah ada, setelah pengisian data sudah selesai, langkah selanjutnya adalah pengecekan error sebelum running spreadsheet. Kemudian hasil dari running spreadsheet dapat dilihat sebagai berikut.

Description:  
1st COMPRESSOR (TRAIN 1)

INPUT DATA:  
Shaft CL Direction Cosines (X,Y): ( 0.000, 1.000)  
Factor for NEMA SM 23 Allowables = 19.00

Nozzle	Node	Nominal Diameter (in.)	Diameter (USED) (in.)
SUCTION	5000	16.000	10.667
DISCHARGE	6000	16.000	10.667

Nozzle	Distance from Resolution Point (in.)	Loads (lb. & ft.lb.)
SUCTION 5000	DX= 0.000	FX= 1980
	DY= 0.000	FY= 2011
	DZ= 0.000	FZ= -4010
DISCHARGE 6000	DX= 20.236	FX= -818
	DY= 67.992	FY= -2341
	DZ= 0.000	FZ= -2574
SUCTION 5000	MX= 12643	
	MY= -17677	
	MZ= -19444	
DISCHARGE 6000	MX= 27505	
	MY= 7843	
	MZ= -12465	

OUTPUT DATA:  
Output in local coordinates.  
Local X axis = Shaft CL  
Local Y axis = Vertical  
Local Z axis = Right angle to Shaft CL

Note - The calculated % of allowable is based upon ENGLISH units.

Nozzle	Distance From Resolution Point		
	X (in.)	Y (in.)	Z (in.)
SUCTION 5000	0.000	0.000	0.000
DISCHARGE 6000	67.992	0.000	20.236

Gambar 5. Tampilan Running NEMA SM23

Kebutuhan penyangga pipa pegas, yang terdapat di model harus diinformasikan ke vendor agar bisa memproduksi sesuai apa yang dibutuhkan dengan

data dalam penelitian ini.

```

LOAD CASE DEFINITION KEY
CASE 3 (SUS) W+H
CASE 21 (SUS) L21=L20+L3
CASE 23 (EXP) L23=L20+L22
CASE 27 (OCC) L27=L26+L20+L3

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2016, Jan 31, 2017

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (SUS) W+H
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 3 (SUS) W+H
Ratio (%): 13.4 @Node 1345
Code Stress: 2679.3 Allowable Stress: 19950.0
Axial Stress: 297.3 @Node 1190
Bending Stress: 2672.7 @Node 1345
Torsion Stress: 146.5 @Node 1180
Hoop Stress: 0.0 @Node 20
Max Stress Intensity: 2679.3 @Node 1345

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 21 (SUS) L21=L20+L3
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 21 (SUS) L21=L20+L3
Ratio (%): 15.7 @Node 1345
Code Stress: 3129.4 Allowable Stress: 19950.0
Axial Stress: 348.2 @Node 1350
Bending Stress: 3070.2 @Node 1345
Torsion Stress: 203.5 @Node 530
Hoop Stress: 0.0 @Node 20
Max Stress Intensity: 3129.4 @Node 1345

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 23 (EXP) L23=L20+L22
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 23 (EXP) L23=L20+L22
Ratio (%): 31.7 @Node 490
Code Stress: 15541.4 Allowable Stress: 49038.5
Axial Stress: 486.9 @Node 425
Bending Stress: 15243.6 @Node 490
Torsion Stress: 2948.0 @Node 430
Hoop Stress: 0.0 @Node 20
Max Stress Intensity: 15675.5 @Node 490

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 27 (OCC) L27=L26+L20+L3
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 27 (OCC) L27=L26+L20+L3
Ratio (%): 21.9 @Node 1345
Code Stress: 5808.1 Allowable Stress: 26533.5
Axial Stress: 642.5 @Node 1350
Bending Stress: 5739.7 @Node 1345
Torsion Stress: 360.6 @Node 530
Hoop Stress: 0.0 @Node 20
    
```

Gambar 6. Tampilan Running NEMA SM23  
(lanjutan)

HANGER REPORT (TABLE DATA FROM DESIGN RUNS)									
NODE	NUM RQD	FIG. NO.	SIZE	VERTICAL MOVEMENT	HOT LOAD	THEORETICAL INSTALLED LOAD	ACTUAL INSTALLED LOAD	SPRING RATE	HORIZONTAL MOVEMENT
				(in.)	(lb.)	(lb.)	(lb.)	(lb./in.)	(in.)
80	1	USER	VSH			2521.			900.
385	1	USER	VSH			4823.			1600.
645	1	USER	VSH			3621.			1200.
695	1	USER	VSH			4566.			1600.

Gambar 7. Tabel Penyangga Pipa Pegas

### 3. Hasil Dan Diskusi

Secara lengkap hasil dari analisis nosel kompresor sentrifugal bertekanan rendah tersebut dapat dilihat dengan semua analisis-analisis lainnya yang menyertainya sebagai berikut.

#### 3.1. Tegangan Pipa Semua Kasus Pembebanan

Dapat dilihat dengan gambar berikut bahwa kondisi tegangan pipa yang terjadi masih dibawah tegangan yang diijinkan.

```

Individual Nozzle Calculations
-----
Nozzle      Node      Components      Resultants      Values/Allowables
              ( lb. & ft.lb.) ( lb. & ft.lb.) (ENGLISH)
-----
SUCTION     5000     FX= 2011         F = 4904         3F + M <9500*D(used)
            FY= -4010
            FZ= 1980         3F + M = 43872
            Fr= 4904         9500*D(used) = 101333
            MX= -17677
            MY= -19444   % of ALLOW. = 43.29
            MZ= 12643
            Mr= 29161   M = 29161

Moments due to "Force Resolution"
MX= 0
MY= 0
MZ= 0

Moments About Resolution Point
(Algebraic addition of the moments above)
MX= -17677 ft.lb.
MY= -19444 ft.lb.
MZ= 12643 ft.lb.
-----
DISCHARGE   6000     FX= -2341        F = 3574         3F + M <9500*D(used)
            FY= -2574
            FZ= -818   3F + M = 41922
            Fr= 3574   9500*D(used) = 101333
            MX= 7843
            MY= -12465 % of ALLOW. = 41.37
            MZ= 27505
            Mr= 31200   M = 31200

Moments due to "Force Resolution"
MX= 4341
MY= 687
MZ= -14584

Moments About Resolution Point
(Algebraic addition of the moments above)
MX= 12184 ft.lb.
MY= -11778 ft.lb.
MZ= 12921 ft.lb.
-----

LOAD CASE DEFINITION KEY
CASE 3 (HYD) WW+HP+H
CASE 6 (SUS) W+P1+H
CASE 7 (SUS) W+P2+H
CASE 56 (EXP) L56=L55+L52
CASE 57 (EXP) L57=L8-L6
CASE 58 (EXP) L58=L9-L7
CASE 73 (OCC) L73=L71+L48+L6
CASE 74 (OCC) L74=L72+L52+L7
CASE 102 (EXP) L102=L57-L58+L15-L8+L16-L8+L17-L8
    
```

Piping Code: B31.3 = B31.3 -2016, Jan 31, 2017

```

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 3 (HYD) WW+HP+H
Ratio (%): 32.2 @Node 875
Code Stress: 11270.8 Allowable Stress: 35000.0
Axial Stress: 10553.7 @Node 880
Bending Stress: 2820.7 @Node 1345
Torsion Stress: 234.9 @Node 1180
Hoop Stress: 21873.5 @Node 880
Max Stress Intensity: 24286.5 @Node 1020

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 6 (SUS) W+P1+H
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 6 (SUS) W+P1+H
Ratio (%): 38.4 @Node 875
Code Stress: 7653.8 Allowable Stress: 19950.0
Axial Stress: 7120.8 @Node 880
Bending Stress: 2672.2 @Node 1345
Torsion Stress: 147.5 @Node 530
Hoop Stress: 14752.4 @Node 880
Max Stress Intensity: 16360.9 @Node 1015

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 7 (SUS) W+P2+H
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 7 (SUS) W+P2+H
Ratio (%): 30.5 @Node 875
Code Stress: 6075.3 Allowable Stress: 19950.0
Axial Stress: 5542.2 @Node 880
Bending Stress: 2672.2 @Node 1345
Torsion Stress: 147.5 @Node 530
Hoop Stress: 11481.8 @Node 880
Max Stress Intensity: 12733.8 @Node 1015

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 56 (EXP) L56=L55+L52
Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 56 (EXP) L56=L55+L52
    
```

Gambar 8. Stress Summary

### 3.2. Displacement Pipa Semua Kasus Pembebanan

Dapat dilihat dengan gambar berikut bahwa displacement pipa yang terjadi masih dibawah displacement yang diijinkan.

```

Ratio (%):                26.0           @Node 1148
Code Stress:              12114.1        Allowable Stress: 46584.8
Axial Stress:             275.0         @Node 1148
Bending Stress:           11403.5        @Node 1148
Torsion Stress:           3196.8         @Node 1179
Hoop Stress:              0.0           @Node 20
Max Stress Intensity:     12248.4        @Node 1148

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 57 (EXP) L57=L8-L6

Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 57 (EXP) L57=L8-L6
Ratio (%):                17.9           @Node 875
Code Stress:              8112.0        Allowable Stress: 45334.3
Axial Stress:             116.6         @Node 799
Bending Stress:           7901.9         @Node 875
Torsion Stress:           2152.7        @Node 1180
Hoop Stress:              0.0           @Node 20
Max Stress Intensity:     8108.5         @Node 875

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 58 (EXP) L58=L9-L7

Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 58 (EXP) L58=L9-L7
Ratio (%):                8.7            @Node 875
Code Stress:              3947.9        Allowable Stress: 45396.8
Axial Stress:             64.9          @Node 789
Bending Stress:           3870.4         @Node 875
Torsion Stress:           691.1         @Node 1179
Hoop Stress:              0.0           @Node 20
Max Stress Intensity:     3947.2         @Node 875

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 73 (OCC) L73=L71+L48+L6

Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 73 (OCC) L73=L71+L48+L6
Ratio (%):                30.1           @Node 875
Code Stress:              7975.5        Allowable Stress: 26533.5
Axial Stress:             7134.3         @Node 1020
Bending Stress:           3160.9         @Node 1345
Torsion Stress:           347.8         @Node 1148
Hoop Stress:              14752.4        @Node 880
Max Stress Intensity:     16745.4        @Node 1015

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 74 (OCC) L74=L72+L52+L7

Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 74 (OCC) L74=L72+L52+L7
Ratio (%):                23.9           @Node 875
Code Stress:              6337.9        Allowable Stress: 26533.5
Axial Stress:             5566.2         @Node 1020
Bending Stress:           3155.2         @Node 1345
Torsion Stress:           341.2         @Node 1148
Hoop Stress:              11481.8         @Node 880
Max Stress Intensity:     13128.7         @Node 890

CODE STRESS CHECK PASSED : LOADCASE 102 (EXP) L102=L57-L58+L15-L8+L16-L8+L17-L8

Highest Stresses: (lb./sq.in.) LOADCASE 102 (EXP) L102=L57-L58+L15-L8+L16-L8+L17-L8
Ratio (%):                21.8           @Node 490
Code Stress:              9969.6        Allowable Stress: 45700.9
Axial Stress:             319.2         @Node 209
Bending Stress:           9843.0         @Node 490
Torsion Stress:           2718.6         @Node 1159
Hoop Stress:              0.0           @Node 20
Max Stress Intensity:     10056.7         @Node 490

```

#### LOAD CASE DEFINITION KEY

CASE 6 (SUS) W+P1+H  
CASE 73 (OCC) L73=L71+L48+L6

Node	Load Case	DX in.	DY in.	DZ in.	RX deg.	RY deg.	RZ deg.
10							
6 (SUS)		-0.0005	0.0120	-0.0000	-0.0037	-0.0002	-0.0009
73 (OCC)		0.0273	0.0145	0.0000	0.0044	0.0089	0.0071
MAX		0.0273/L73	0.0145/L73	0.0000/L73	0.0044/L73	0.0089/L73	0.0071/L73
20							
6 (SUS)		-0.0005	0.0121	-0.0000	-0.0037	-0.0002	-0.0009
73 (OCC)		0.0275	0.0146	0.0000	0.0044	0.0089	0.0071
MAX		0.0275/L73	0.0146/L73	0.0000/L73	0.0044/L73	0.0089/L73	0.0071/L73
30							
6 (SUS)		-0.0005	0.0124	-0.0000	-0.0036	-0.0002	-0.0009
73 (OCC)		0.0284	0.0151	0.0000	0.0044	0.0089	0.0071
MAX		0.0284/L73	0.0151/L73	0.0000/L73	0.0044/L73	0.0089/L73	0.0071/L73
39							
6 (SUS)		-0.0007	0.0125	-0.0002	0.0032	0.0001	-0.0008
73 (OCC)		0.0293	0.0151	0.0003	0.0047	0.0025	0.0088
MAX		0.0293/L73	0.0151/L73	0.0003/L73	0.0047/L73	0.0025/L73	0.0088/L73
40							
6 (SUS)		-0.0009	0.0119	-0.0021	0.0084	0.0002	-0.0007
73 (OCC)		0.0270	0.0142	0.0029	0.0115	0.0009	0.0100
MAX		0.0270/L73	0.0142/L73	0.0029/L73	0.0115/L73	0.0009/L73	0.0100/L73
48							
Node	Load Case	DX in.	DY in.	DZ in.	RX deg.	RY deg.	RZ deg.
73 (OCC)		0.0021	0.0000	0.0011	0.0015	0.0169	0.0010
MAX		0.0021/L73	0.0000/L73	0.0011/L73	0.0015/L73	0.0169/L73	0.0010/L73
120							
6 (SUS)		0.0005	-0.0000	-0.0008	-0.0010	0.0028	0.0001
73 (OCC)		0.0021	0.0000	0.0012	0.0015	0.0169	0.0010
MAX		0.0021/L73	0.0000/L73	0.0012/L73	0.0015/L73	0.0169/L73	0.0010/L73
130							
6 (SUS)		0.0005	-0.0000	-0.0009	-0.0010	0.0028	0.0001
73 (OCC)		0.0020	0.0000	0.0013	0.0015	0.0169	0.0010
MAX		0.0020/L73	0.0000/L73	0.0013/L73	0.0015/L73	0.0169/L73	0.0010/L73
140							
6 (SUS)		0.0002	-0.0000	-0.0004	0.0023	0.0031	0.0004
73 (OCC)		0.0006	0.0000	0.0013	0.0030	0.0172	0.0013
MAX		0.0006/L73	0.0000/L73	0.0013/L73	0.0030/L73	0.0172/L73	0.0013/L73
150							
6 (SUS)		0.0000	-0.0000	0.0013	0.0038	0.0033	0.0006
73 (OCC)		0.0000	0.0000	0.0026	0.0048	0.0174	0.0009
MAX		0.0000/L73	0.0000/L73	0.0026/L73	0.0048/L73	0.0174/L73	0.0009/L73
151							
6 (SUS)		0.0000	-0.0000	0.0000	0.0000	-0.0000	0.0000
73 (OCC)		0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
MAX		0.0000/L73					
169							
6 (SUS)		-0.0011	0.0005	0.0047	0.0038	0.0038	0.0017

Node	Load Case	DX in.	DY in.	DZ in.	RX deg.	RY deg.	RZ deg.
73 (OCC)		0.0192	0.0142	0.0144	0.0122	0.0047	0.0090
	MAX	0.0192/L73	0.0142/L73	0.0144/L73	0.0122/L73	0.0047/L73	0.0090/L73
49							
6 (SUS)		-0.0016	0.0109	-0.0130	0.0080	0.0005	-0.0005
73 (OCC)		0.0165	0.0129	0.0178	0.0106	0.0062	0.0072
	MAX	0.0165/L73	0.0129/L73	0.0178/L73	0.0106/L73	0.0062/L73	0.0072/L73
50							
6 (SUS)		-0.0015	0.0086	-0.0139	0.0077	0.0008	-0.0003
73 (OCC)		0.0133	0.0100	0.0190	0.0093	0.0104	0.0068
	MAX	0.0133/L73	0.0100/L73	0.0190/L73	0.0093/L73	0.0104/L73	0.0068/L73
60							
6 (SUS)		-0.0010	0.0048	-0.0139	0.0079	0.0009	-0.0003
73 (OCC)		0.0078	0.0055	0.0190	0.0093	0.0115	0.0052
	MAX	0.0078/L73	0.0055/L73	0.0190/L73	0.0093/L73	0.0115/L73	0.0052/L73
68							
6 (SUS)		-0.0009	0.0037	-0.0139	0.0080	0.0010	-0.0003
73 (OCC)		0.0062	0.0042	0.0190	0.0094	0.0117	0.0047
	MAX	0.0062/L73	0.0042/L73	0.0190/L73	0.0094/L73	0.0117/L73	0.0047/L73
69							
6 (SUS)		-0.0005	0.0012	-0.0128	0.0095	0.0013	-0.0003
73 (OCC)		0.0027	0.0013	0.0177	0.0105	0.0144	0.0028
	MAX	0.0027/L73	0.0013/L73	0.0177/L73	0.0105/L73	0.0144/L73	0.0028/L73
70							
6 (SUS)		-0.0003	-0.0000	-0.0098	0.0095	0.0014	-0.0003

Node	Load Case	DX in.	DY in.	DZ in.	RX deg.	RY deg.	RZ deg.
73 (OCC)		0.0032	0.0008	0.0071	0.0065	0.0182	0.0033
	MAX	0.0032/L73	0.0008/L73	0.0071/L73	0.0065/L73	0.0182/L73	0.0033/L73
180							
6 (SUS)		-0.0026	0.0013	0.0051	0.0016	0.0046	0.0022
73 (OCC)		0.0092	0.0026	0.0078	0.0053	0.0187	0.0041
	MAX	0.0092/L73	0.0026/L73	0.0078/L73	0.0053/L73	0.0187/L73	0.0041/L73
188							
6 (SUS)		-0.0060	0.0022	0.0052	0.0011	0.0049	0.0027
73 (OCC)		0.0226	0.0062	0.0079	0.0050	0.0186	0.0051
	MAX	0.0226/L73	0.0062/L73	0.0079/L73	0.0050/L73	0.0186/L73	0.0051/L73
189							
6 (SUS)		-0.0072	0.0025	0.0050	0.0022	0.0055	0.0028
73 (OCC)		0.0273	0.0077	0.0073	0.0059	0.0175	0.0060
	MAX	0.0273/L73	0.0077/L73	0.0073/L73	0.0059/L73	0.0175/L73	0.0060/L73
190							
6 (SUS)		-0.0069	0.0029	0.0037	0.0086	0.0057	0.0034
73 (OCC)		0.0273	0.0086	0.0050	0.0119	0.0168	0.0079
	MAX	0.0273/L73	0.0086/L73	0.0050/L73	0.0119/L73	0.0168/L73	0.0079/L73
200							
6 (SUS)		-0.0056	0.0029	-0.0000	0.0117	0.0061	0.0035
73 (OCC)		0.0242	0.0086	0.0000	0.0149	0.0166	0.0082
	MAX	0.0242/L73	0.0086/L73	0.0000/L73	0.0149/L73	0.0166/L73	0.0082/L73
201							
6 (SUS)		-0.0000	0.0000	-0.0000	0.0000	-0.0000	0.0000

Gambar 9. Displacement Summary

CASE 101 (OPE) L101=L91,L99,L3

Node	Load Case	FX lb.	FY lb.	FZ lb.	MX ft.lb.	MY ft.lb.	MZ ft.lb.	DX in.	DY in.	DZ in.
80										
	101 (OPE)	865	0	255.2	0.0	0.0	0.0	0.0197	3.2732	11.5623
81										
	101 (OPE)	865	0	255.2	0.0	0.0	0.0	0.0197	3.1496	11.8504
90										
	101 (OPE)	145	562.5	387.1	0.0	0.0	0.0	0.0342	3.1890	11.2598
91										
	101 (OPE)	145	562.5	387.1	0.0	0.0	0.0	0.0197	3.1890	11.2598
150										
	101 (OPE)	1841	0	0	0.0	0.0	0.0	0.0315	3.1333	10.8385
151										
385										
	101 (OPE)	0	0	483.2	0.0	0.0	0.0	0.0756	2.3304	10.5773
386										
	101 (OPE)	0	0	483.2	0.0	0.0	0.0	0.0197	2.3622	10.5906
480										
	101 (OPE)	0	0	0	0.0	0.0	0.0	0.1515	2.4347	10.8213
481										
	101 (OPE)	0	0	0	0.0	0.0	0.0	0.0118	2.3622	10.9449
490										
	101 (OPE)	0	0	166.5	0.0	0.0	0.0	0.1685	2.4665	10.9449
491										
	101 (OPE)	0	0	166.5	0.0	0.0	0.0	0.0118	2.3622	10.9449

### 3.3. Beban Penyangga Pipa Kondisi *Operating* dan atau *Occasional*

Dapat dilihat dengan gambar berikut bahwa beban penyangga pipa tidak terlalu besar dan masih bisa dikatakan sesuai dengan standar

Node	Load Case	FX lb.	FY lb.	FZ lb.	MX ft.lb.	MY ft.lb.	MZ ft.lb.	DX in.	DY in.	DZ in.
101 (OPE)		1841	0	0	0.0	0.0	0.0	0.0315	3.1890	11.2205
	TYPE=Rigid +Z;									
200										
101 (OPE)		-186	-56	563	0.0	0.0	0.0	0.1136	2.6666	10.8204
	TYPE=Displ + Reaction;									
201										
101 (OPE)		-186	-56	563	0.0	0.0	0.0	0.0315	3.1890	11.2205
	TYPE=Rigid X; Rigid +Z;									
310										
101 (OPE)		-3680	121	583	0.0	0.0	0.0	0.0236	2.4838	11.0236
	TYPE=Displ + Reaction;									
311										
101 (OPE)		-3680	121	583	0.0	0.0	0.0	0.0236	2.3622	11.0236
	TYPE=Rigid Y;									
340										
101 (OPE)		0	846	1	0	0.0	0.0	0.0198	2.3622	10.6280
	TYPE=Displ + Reaction;									
341										
101 (OPE)		0	846	1	0	0.0	0.0	0.0118	2.3622	10.6299
	TYPE=Rigid X; Rigid +Z;									
520										
101 (OPE)		0	884	0	0.0	0.0	0.0	0.1374	3.1890	10.9366
	TYPE=Displ + Reaction;									
521										
101 (OPE)		0	884	0	0.0	0.0	0.0	0.0315	3.1890	11.2598
	TYPE=User Design VSH;									
645										
101 (OPE)		0	0	363	9	0.0	0.0	0.1555	2.3143	10.7627
	TYPE=Displ + Reaction;									
646										
101 (OPE)		0	0	363	9	0.0	0.0	0.0236	2.3622	10.7480
	TYPE=Rigid Y; User Design VSH; Rigid X;									
695										
101 (OPE)		2026	102	469	7	0.0	0.0	0.0394	3.1890	10.9873
	TYPE=Displ + Reaction;									
696										
101 (OPE)		2026	102	469	7	0.0	0.0	0.0394	3.1890	10.9055
	TYPE=Rigid									

Gambar 10. Restraint Loads Summary

Node	Axial Force lb.	Bending Moment ft.lb.	G/C in.	P Equivalent lb./sq.in.	Rating Temperature F	Allowable Pressure /Stress	Ratio %
10	3159	5737.8	18.50	467.13	68.00	740.00	63.13
20	3138	5788.5	18.50	467.55	68.00	740.00	63.18
110	5434	28191.0	18.50	692.33	68.00	740.00	93.56
120	5434	28186.4	18.50	692.28	68.00	740.00	93.55
240							
250	5434	21213.9	18.50	624.98	68.00	740.00	84.46
270							
280	5434	13636.7	18.50	551.84	68.00	740.00	74.57
390							
400	1235	14681.9	18.50	546.31	68.00	740.00	73.83
460	634	6189.5	8.50	1452.12	186.00	1376.80	105.47
470	634	4132.9	8.50	1247.46	186.00	1376.80	90.61
600							
610	2865	23288.3	15.00	1262.93	186.00	1376.80	91.73
710	592	16457.9	15.00	1126.38	186.00	1376.80	81.81
720	592	6935.1	15.00	953.94	186.00	1376.80	69.29
1724							
1725	231	760.1	15.00	840.07	186.00	1376.80	61.02
1750							
1760	256	637.0	8.50	892.91	186.00	1376.80	64.85
914							
915	332	500.9	8.50	880.71	186.00	1376.80	63.97
940							
950	255	490.0	8.50	878.26	186.00	1376.80	63.79
1814							
1815	82	0.0	8.50	826.45	186.00	1376.80	60.03
1840							
1850	196	772.1	8.50	905.28	186.00	1376.80	65.75
1054							
1055	44	831.1	8.50	908.48	186.00	1376.80	65.99
1080							
1090	139	848.9	8.50	911.92	186.00	1376.80	66.23
1380	1266	348.5	6.19	956.88	186.00	1376.80	69.50
1390	937	263.2	6.19	923.98	186.00	1376.80	67.11
1430	825	188.6	6.19	901.02	186.00	1376.80	65.44
1440	496	133.3	6.19	875.84	186.00	1376.80	63.61
1470							
1480	377	142.6	6.19	874.27	186.00	1376.80	63.50
1490							
1500	43	98.5	8.50	42.56	156.00	271.00	15.71
1570	1266	685.7	6.19	1043.76	186.00	1376.80	75.81
1580	937	527.6	6.19	992.09	186.00	1376.80	72.06
1620	825	379.4	6.19	950.17	186.00	1376.80	69.01
1630	496	236.5	6.19	902.43	186.00	1376.80	65.55
1660							
1670	377	143.2	6.19	874.43	186.00	1376.80	63.51
1680							
1690	57	176.6	8.50	50.59	156.00	271.00	18.67

### 3.4. Kebocoran Flens Kondisi Operasi

Dapat dilihat dengan gambar berikut bahwa tidak ada flens yang bocor akibat kasus pembebanan operasi seperti tabel dibawah

FLANGE LEAKAGE/STRESS CALCULATIONS	
Flange Inside Diameter [B] (User to verify) ..... (in.)	6.070
Flange Thickness [t]..... (in.)	1.880
Flange Rating (Optional) .....	600.000
Bolt Circle Diameter ..... (in.)	11.500
Number of Bolts .....	12.000
Bolt Diameter ..... (in.)	1.000
Bolt Initial Tightening Stress ..... (lb./sq.in.)	
Uncompressed Gasket Thickness ..... (in.)	0.177
Grade of Attached B16.5 ANSI Flange.....	1.100
Leak Pressure Ratio [m] .....	3.000
Effective Gasket Modulus ..... (lb./sq.in.)	437500.000
Externally Applied Moment ..... (optional) .... (in.lb.)	74274.000
Externally Applied Force ..... (optional) ..... (lb.)	634.000
Pressure [P]..... (lb./sq.in.)	100.000
Disable Stress Calculations (Y/N) .....	N
Flange Type (1-8, see ?-Help or Alt-P to plot) .....	1.000
Flange Outside Diameter [A]..... (in.)	14.000
Design Temperature ..... F	68.000
Small End Hub Thickness [g0]..... (in.)	0.280
Large End Hub Thickness [g1]..... (in.)	1.340
Hub Length [h]..... (in.)	2.740
Flange Allowable @Design Temperature ..... (lb./sq.in.)	20000.000
Flange Allowable @Ambient Temperature ..... (lb./sq.in.)	20000.000
Flange Modulus of Elasticity @Design ..... (lb./sq.in.)	28000000.000
Flange Modulus of Elasticity @Ambient ..... (lb./sq.in.)	29500000.000
Bolt Allowable @Design Temperature ..... (lb./sq.in.)	23000.000
Bolt Allowable @Ambient Temperature ..... (lb./sq.in.)	23000.000
Gasket Seating Stress [y] ..... (lb./sq.in.)	10000.000
Flange Allowable Stress Multiplier .....	1.000
Bolt Allowable Stress Multiplier (VIII Div 2 4-141) ...	2.000
Disable Leakage Calculations (Y/N) .....	N
Disable ANSI B16.5 Checks (Y/N) .....	N
Flange Face OD or Lapjt Cnt OD..... (in.)	8.500
Flange Face ID or Lapjt Cnt ID..... (in.)	6.070
Gasket Outer Diameter ..... (in.)	8.250
Gasket Inner Diameter ..... (in.)	7.190
Nubbin Width ..... (in.)	2.000
Facing Sketch .....	2.000
Facing Column .....	2.000
Flange Type: (Integral Weld Neck)	
Effective gasket width parameters:	
Effective gasket seating width, b..... (in.)	0.2574
Diameter of gasket load reaction, G..... (in.)	7.7352
SAFETY FACTOR SUMMARY for the different Flange Models analyzed. (SAFETY FACTOR = Allowed/Actual)	
	SAFETY FACTOR
Flexibility/Gasket Compression Model (Leakage) ..	23.32
ANSI B16.5/Equivalent Pressure (Stress).....	1.59
ASME Model Operating (Stress).....	3.48
ASME Model Seating (Stress).....	1.84
FLANGE FLEXIBILITY MODEL -----	
BOLTED FLANGE CHARACTERISTICS:	
Initial Tightening Stress in the Bolt (Not the seating stress):	45000 lb./sq.in.
Approximate Torque required to induce the above initial stress:	310 ft.lb.
GASKET COMPRESSION:	COMPRESSION
	(in.)
After Initial Boltup (Ci).....	0.0137316873
Loss-of due to Pressure (Cp).....	0.0000621349
Loss-of due to Applied Moment (Cm) ..	0.0005078376
Loss-of due to Applied Force (Cf)...	0.0000083828
Loss-of due to all loads (CL).....	0.0005783553
Initial minus all Losses (Ci-CL)....	0.0131533323
For Leak-Proof Joint (Creq).....	0.0002430171
Excess available (Ci-Creq) .....	0.0134886699
LEAKAGE SAFETY FACTOR: (If less than one then joint leakage is predicted.) (Allowed/Actual)	
Pressure Only (Ci-Creq)/Cp .....	217.09
Force Only (Ci-Creq)/CF .....	1609.09
Moment Only (Ci-Creq)/Cm .....	26.56
Pressure+Force+Moment (Ci-Creq)/CL .....	23.32
EQUIVALENT PRESSURE MODEL -----	
Equivalent Pressure (lb./sq.in.) .....	930.81
ANSI B16.5 Flange Allowable Pressure Rating .	1480.00
STRESS SAFETY FACTOR: (If less than one then joint	

Gambar 11. Evaluasi Flens

failure is predicted.) (Allowed/Actual)	
ANSI B16.5/Equivalent Pressure .....	1.59
ASME SECT VIII DIV 1 STRESS MODEL -----	
ACCORDING TO A05 APP 2-14, THE FOLLOWING RIGIDITY FACTORS SHOULD BE LESS THAN 1.0	
ASME Rigidity Factor "J", Operating Case .....	0.0749
ASME Rigidity Factor "J", Seating Case .....	0.1344
CALCULATED STRESSES (lb./sq.in.)	
	OPERATING      ALLOW      SEATING      ALLOW
	-----      -----      -----      -----
Longitudinal Hub ..	5747      30000      10863      30000
Radial Flange ....	5751      20000      10870      20000
Tangential Flange .	3879      20000      7331      20000
Maximum Average ...	5749      20000      10866      20000
Bolting .....	7183      46000      9460      23000
*** Indicates Failure for an item.	
STRESS SAFETY FACTOR: (If less than one then joint failure is predicted.) (Allowed/Actual)	
	OPERATING      SEATING
	-----      -----
Longitudinal Hub ....	5.22      2.76
Radial Flange .....	3.48      1.84
Tangential Flange ...	5.16      2.73
Maximum Average .....	3.48      1.84
Bolting .....	6.40      2.43

Gambar 12. Evaluasi Flens (lanjutan)

### 3.5. Frekuensi Pribadi Perpipaan

Dapat dilihat dari gambar berikut bahwa frekuensi pribadi terendah mempunyai nilai yang lebih besar dari nilai yang sudah ditetapkan yaitu 4 Hz.

MODE	(Hz) FREQUENCY	(Radians/Sec) FREQUENCY	(Sec) PERIOD
1	5.097	32.024	0.196
2	6.808	42.776	0.147
3	8.077	50.751	0.124

Gambar 13. Frekuensi Pribadi

### 3.6. Nosel Kompresor Kondisi Operasi

Summation Calculations.		
Diameter Due to Equivalent Nozzle Areas, DC =	13.54 (in.)	
Nozzle Loads & Summations	Allowables      % of ALLOW.      Status	
( lb. & ft.lb.)	(lb. & ft-lb)	
SFX = -330      -330	950*DC =	12865      2.57
SFY = -6584      -6584	2375*DC =	32163      20.47
SFZ = 1162      1162	1900*DC =	25731      4.52
FC(RSLT) = 6694      6694		
SMX = -5493      -5493	4750*DC =	64327      8.54
SMY = -31222      -31222	2375*DC =	32163      97.07
SMZ = 25564      25564	2375*DC =	32163      79.48
MC(RSLT) = 40725      40725		
2FC + MC =	54112      4750*DC =	64327      84.12
Overall Status	**PASSED**	

Gambar 14. Evaluasi Nosel Kompresor



Dapat dilihat dari gambar 14 bahwa semua komponen nosel baik secara individu maupun kombinasi tidak ada yang melewati batas nilai yang sudah ditentukan oleh vendor kompresor.

#### **4. Daftar Pustaka**

- [1] Energy Institute. 2008. Guidelines for the Avoidance of Vibration Induced Fatigue Failure in Process Pipework 2nd Edition. London: Energy Institute.
- [2] NEMA SM 23-1991. Steam Turbines for Mechanical Drive Service.
- [3] Sularso, Haruo Tahara. 1985. Pompa dan Kompresor: Pemilihan, Pemakaian dan Pemeliharaan.