

# Analisis Tegangan Dan Frekuensi Alami Sistem Perpipaan Pada Suction Dan Discharge Booster Pump 16-P-001-C Area Kota Batak

Prayoga Prassetio<sup>1\*</sup>, Adi Wirawan Husodo<sup>1</sup>, Lely Pramesti<sup>2</sup>

Program Studi D4 Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia<sup>1</sup>

Program Studi D4 Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia<sup>2</sup>

Email: [prayogaprassetio02@student.ppps.ac.id](mailto:prayogaprassetio02@student.ppps.ac.id)<sup>1\*</sup>; [adi\\_wirawan@ppns.ac.id](mailto:adi_wirawan@ppns.ac.id)<sup>1</sup>; [lelypramesty@ppns.ac.id](mailto:lelypramesty@ppns.ac.id)<sup>2</sup>;

**Abstract** - This study presents static and dynamic analysis of suction and discharge piping systems, which were identified as critical lines due to their direct connection to rotating equipment. The study evaluated allowable pipe spans, sustained load, thermal expansion load, occasional load, nozzle loads, natural frequency, and flange leakage. Using the Kellogg method, allowable spans were determined as 12.954 meters for the suction line and 10.801 meters for the discharge line. Stress analysis according to ASME B31.3 showed maximum sustained load stress of 10,583.10 psi, occasional load stress of 10,586.60 psi, and thermal expansion stress of 9,086.50 psi. Nozzle load results met the manufacturer's allowable limits. Natural frequency increased from 2.458 Hz to 4.212 Hz after support adjustments, meeting the 4 Hz minimum standard from DNVGL-RP-D101 and aligning with Energy Institute guidelines of approximately 25 Hz. Flange leakage analysis based on ASME B16.5 showed stress of 699.84 psi, which remained below the permitted threshold. The redesigned piping system complied with applicable standards and demonstrated safe operational performance..

**Keyword:** Booster pump, Pipe stress, Nozzle load, Natural frequency, Flange leakage

## Nomenclature

$\Delta$	Allowable deflection (in)
$E$	Modulus of elasticity (psi)
$F$	Stress range reduction factor
$f_{cutoff}$	Frekuensi cut-off (Hz)
$g$	Percepatan gravitasi (in/s <sup>2</sup> )
$I$	Area moment of inertia of pipe (in <sup>4</sup> )
$L$	Panjang pipa (ft)
$L_{opt}$	Mass point per span
$L_s$	Pipe span limitation of stress (ft)
$L_d$	Pipe span limitation of deflection (ft)
$M$	Massa pipa (lb/in <sup>4</sup> )
$\sigma_h$	Allowable tensile stress (psi)
$S_L$	Tegangan akibat beban sustained (lb/in <sup>2</sup> )
$S_a$	Axial stress (lb/in <sup>2</sup> )
$S_b$	Bending stress (lb/in <sup>2</sup> )
$S_t$	Torsional stress (lb/in <sup>2</sup> )
$S_c$	Minimum stress (lb/in <sup>2</sup> )
$S_h$	Allowable stress (psi)
$w$	Berat total pipa (lb/ft)
$Z$	Modulus of selection (in <sup>3</sup> )

## 1. PENDAHULUAN

Pengembangan sistem *booster pump* di Area Kota Batak Junction (KBJ) dilakukan untuk mendukung distribusi *Sumatran Light Crude* (SLC) dengan kapasitas  $\pm 108.325$  BOPD menuju fasilitas penerima. Dalam implementasinya jalur *suction* (12"-PL-16-006C-A02A) dan *discharge*

(8"-PL-16-007C-A02A) *booster pump* dikategorikan sebagai *critical line* karena terhubung langsung ke *rotating equipment* [1]. Seluruh perpipaan berukuran  $\geq 3"$  yang tersambung ke peralatan berputar wajib dianalisis secara statik dan dinamik untuk menghindari resonansi akibat frekuensi alami yang rendah [2]. Resonansi dapat menimbulkan getaran berlebih yang memperbesar tegangan dan berpotensi menyebabkan kegagalan sistem [3] [4] [5].

Relokasi *support* perlu dilakukan melalui kalkulasi rentang pipa maksimum yang diperkenankan berdasarkan parameter tegangan dan defleksi untuk memperoleh konfigurasi penyangga yang optimal [6] [7] [8]. Selain itu, analisis tegangan dilakukan untuk memastikan beban *sustain*, *thermal*, dan *occasional* tetap berada dalam batas aman sesuai ASME B31.3 [9], serta evaluasi beban *nozzle* mengacu pada standar manufaktur dan API STD 676 [10].

Analisis dinamik dilakukan menggunakan metode *modal analysis* yang diawali dengan penentuan nilai *frequency cut-off* agar hasil frekuensi alami akurat [11] [3]. Proses ini menggunakan perangkat lunak *stress analysis* berbasis data pemodelan sistem perpipaan sebelumnya [4] [2] [12]. Selain itu, potensi *flange leakage* dianalisis menggunakan metode *Equivalent Pressure (PEQ)* berdasarkan ASME B16.5 [13] [14] guna memastikan tegangan pada sambungan *flange* tetap dalam batas desain yang diperbolehkan.

Pada penelitian ini difokuskan pada analisis sistem perpipaan dengan melakukan evaluasi dan redesain penempatan *pipe support* menggunakan tiga metode pendekatan. Analisis mencakup perhitungan tiga jenis tegangan utama, yaitu *sustain*, *thermal expansion*, dan *occasional loads*. Selain itu, dilakukan evaluasi beban *nozzle*, analisis frekuensi alami untuk menghindari resonansi, serta analisis kebocoran *flange* untuk memastikan kelayakan sambungan. Hasil penelitian ini diharapkan dapat menjadi acuan teknis dalam perancangan sistem *pipe support* yang andal dan sesuai standar.

## 2. METODOLOGI

### 2.1 Allowable Pipe Span

Perancangan penempatan penyangga pada pipa harus dilakukan dengan menghitung jarak maksimum yang diizinkan antar penyangga pipa [15]. Perhitungan *allowable pipe span* akan dilakukan dengan Persamaan (1) dan (2) berdasarkan parameter tegangan dan defleksi (*Simple Beam*) [6].

$$L_s = \sqrt{\frac{0,33 \cdot Z \cdot S_h}{w}} \quad (1)$$

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{\Delta \cdot E \cdot I}{22,5 \cdot w}} \quad (2)$$

Perhitungan *allowable pipe span* juga dilakukan dengan Persamaan (3) dan (4) berdasarkan parameter tegangan dan defleksi (*Both and Fixed*) [6].

$$L_s = \sqrt{\frac{0,4 \cdot Z \cdot S_h}{w}} \quad (3)$$

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{\Delta \cdot E \cdot I}{13,5 \cdot w}} \quad (4)$$

Perhitungan *allowable pipe span* dilakukan dengan Persamaan (5) tetapi hanya berdasarkan parameter defleksi [7].

$$L = \sqrt[4]{\frac{384 \cdot E \cdot \Delta \cdot I}{5 \cdot w}} \quad (5)$$

Perhitungan *allowable pipe span* dilakukan dengan Persamaan (6) dan hanya berdasarkan parameter defleksi [8].

$$L = \sqrt[4]{\frac{E \cdot \Delta \cdot I}{17,1 \cdot w}} \quad (6)$$

### 2.2 Tegangan pada Pipa

Analisis tegangan pada sistem perpipaan mencakup tegangan yang disebabkan oleh beban *sustain*, *ekspansi thermal*, dan beban *occasional* [9]. Proses analisis dilakukan menggunakan perangkat lunak *pipe stress analysis*.

#### 2.2.1 Tegangan Akibat Beban *Sustain*

Beban *sustain* adalah beban yang bekerja secara kontinu pada sistem perpipaan selama operasi berlangsung. Beban ini terdiri atas kombinasi dari tekanan internal fluida atau gas serta beban berat dari pipa dan komponennya. Berdasarkan ASME B31.3, analisis beban *sustain* mempertimbangkan tegangan aksial, tegangan akibat tekukan (*bending*), serta tegangan puntir. Evaluasi tegangan akibat beban *sustain* dilakukan menggunakan persamaan yang disajikan pada Persamaan (7) [9].

$$S_L = \sqrt{(S_a + S_b)^2 + (2S_t)^2} \quad (7)$$

#### 2.2.2 Tegangan Akibat Beban *Thermal Expansion*

Merujuk pada ASME B31.3, tegangan yang ditimbulkan akibat ekspansi termal harus tetap berada di bawah batas tegangan yang diizinkan untuk material yang digunakan. Tegangan tersebut dapat dihitung dengan mempertimbangkan beberapa parameter, antara lain: faktor pengurang rentang tegangan, tegangan pada suhu logam minimum, dan tegangan pada suhu logam maksimum, sesuai dengan Persamaan (8) [9].

$$S_A = f (1,25 S_c + 0,25 S_h) \quad (8)$$

#### 2.2.3 Tegangan Akibat Beban *Occasional*

Menurut ketentuan ASME B31.3 Pasal 302.3.6 (a1), jumlah tegangan longitudinal yang timbul akibat tekanan internal, berat sendiri, beban *sustained* lainnya, serta tegangan dari beban *occasional* seperti angin dan gempa, tidak diperbolehkan melebihi 1,33 kali nilai tegangan izin material (*allowable stress*  $S_h$ ). Besarnya tegangan izin yang berlaku untuk beban *occasional* ditentukan menggunakan Persamaan (9) [9].

$$S \text{ due to occasional load} \leq 1,33 S_h \quad (9)$$

### 2.3 Beban *Nozzle* pada *Booster Pump*

Hasil analisis sistem perpipaan menunjukkan bahwa beban yang diterima oleh *nozzle* dapat dikategorikan aman selama nilainya tidak melebihi batas toleransi yang diizinkan berdasarkan ketentuan standar teknis yang berlaku atau tidak melebihi nilai ambang yang ditetapkan dalam standar API 610 untuk peralatan

pompa [1]. Adapun ambang batas beban untuk *nozzle* pompa yang terdapat pada standar manufaktur.

## 2.4 Frekuensi Alami

Penentuan frekuensi alami pada sistem perpipaan menjadi aspek krusial dalam merancang penyangga pipa (*pipe support*), dengan tujuan untuk menghindari terjadinya resonansi atau getaran yang merugikan. Getaran tersebut dapat berasal dari aliran fluida internal, perbedaan tekanan, hingga fenomena *vortex shedding* akibat pengaruh angin atau arus laut yang melewati pipa [2].

Langkah awal dalam melakukan *modal analysis* adalah menetapkan nilai frekuensi *cut-off*, yaitu frekuensi batas yang memisahkan antara sinyal yang dapat diteruskan dan sinyal yang akan diredam dalam sistem. Dalam analisis dinamis dengan metode modal analisis, frekuensi *cut-off* perlu ditentukan untuk mendapatkan hasil yang akurat [16]. Perhitungan frekuensi *cut-off* dapat dilakukan dengan Persamaan (10) [17].

$$f_{cutoff} = \sqrt{(E/\rho)/L} \quad (10)$$

Dalam analisis dinamis menggunakan metode modal analisis, langkah selanjutnya setelah menentukan nilai frekuensi *cut-off* adalah menetapkan nilai titik *mass point per span*. Titik *mass point per span* adalah jarak distribusi massa antara masing-masing titik ketika beban dinamis atau jumlah mode maksimal pada sistem perpipaan. Perhitungan *mass point per span* dapat menggunakan Persamaan (11) [17].

$$L_{opt} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2 \cdot f}} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot G}{w}} \quad (11)$$

Modal analisis didasarkan pada fakta bahwa respons getaran dari sistem dinamis linear yang tidak berubah terhadap waktu dapat dinyatakan sebagai kombinasi linear dari serangkaian gerakan harmonis sederhana yang disebut sebagai mode getaran alami [5]. Persamaan untuk nilai frekuensi alami dapat dihitung dengan Persamaan (12) [2].

$$f_n = \frac{a}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{m_e}} \quad (12)$$

Penentuan nilai minimum frekuensi alami menggunakan acuan standar DNVGL-RP-D101 yaitu 4-5 Hz dan berdasarkan *Guidlines Energy Institute* frekuensi alami sebesar  $\pm 20\%$  dari frekuensi eksitasi.

## 2.5 Flange Leakage Analysis

*Flange* didesain sedemikian rupa agar mampu menahan potensi kebocoran pada kondisi tekanan dan temperatur operasi tertentu. Standar ASME B16.5 dalam perancangan *flange* tidak memasukkan pengaruh momen lentur dan gaya aksial yang mungkin terjadi pada sambungan *flange*. Oleh karena itu, dilakukan analisis *flange leakage analysis* berdasarkan pendekatan dan metode dalam ASME B16.5 untuk mengevaluasi besarnya tegangan yang timbul, serta menentukan apakah tegangan tersebut berpotensi menyebabkan kegagalan sambungan [13]. Analisis kebocoran *flange* dilakukan dengan pendekatan *Kellogg Equivalent Pressure Method*, yang ditunjukkan dalam Persamaan (13).

$$p = \frac{16M}{\pi G^3} + \frac{4F}{\pi G^2} + p_d \quad (13)$$

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Maximum Allowable Pipe Span

Analisis *maximum allowable pipe span* bertujuan untuk menentukan ukuran serta jumlah penyangga yang dibutuhkan guna meminimalkan defleksi pada sistem perpipaan. Jumlah penyangga diperoleh berdasarkan perhitungan jarak maksimum antar tumpuan agar defleksi tetap dalam batas yang diizinkan. Perhitungan tersebut memerlukan data teknis, antara lain berat pipa, berat fluida di dalamnya, *section modulus*, momen inersia, tegangan tarik yang diizinkan, batas defleksi yang diperbolehkan, serta modulus elastisitas material pipa. Hasil perhitungan *allowable pipe span* berdasarkan *limitation of stress* dan *limitation of deflection* dengan menggunakan Persamaan (1), (2), (3), (4), (5), dan (6) berdasarkan [6], [7], [8]. Nilai *allowable pipe span* untuk jalur *suction* dan *discharge* ditentukan dengan mengacu pada batasan tegangan (*stress limitation*) dan batasan defleksi (*deflection limitation*), sebagaimana ditampilkan pada Tabel 1.

### 3.2 Pemodelan Desain *Modify Support*

*Modify ulang support* pada jalur *suction* dan *discharge booster pump* dilakukan untuk memperoleh konfigurasi posisi dan jenis *support* yang paling optimal. Tujuan dari pemodelan ini adalah memperoleh konfigurasi sistem perpipaan

Tabel 1 Allowable Pipe Span Berdasarkan Limitation of Stress dan Limitation of Deflection Pada Line Suction

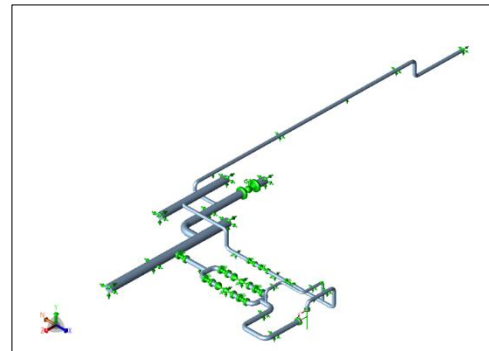
Parameter	Nilai	Satuan	Code and Standard/Reference
Limitation of Stress (Simple Beam)	56,671	ft	Sam Kannapan Formulas/
Limitation of Deflection (Simple Beam)	39,682	ft	Sam Kannapan Formulas
Limitation of Stress (Both and Fixed)	62,393	ft	Sam Kannapan Formulas
Limitation of Deflection (Both and Fixed)	45,087	ft	Sam Kannapan Formulas
Limitation of Deflection (Timoshenko)	55,624	ft	Timoshenko Formulas
Limitation of Deflection (Kellog)	42,500	ft	Kellog Formulas

yang memenuhi kriteria desain berdasarkan standar yang berlaku. Visualisasi hasil pemodelan setelah dilakukan penyesuaian posisi *support* ditampilkan pada Gambar 1.

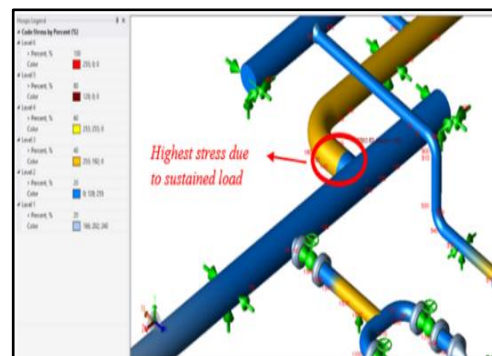
### 3.3 Tegangan pada Pipa *Modify Support*

Analisis tegangan pada sistem perpipaan dengan konfigurasi *modify support* dilakukan menggunakan perangkat lunak *pipe stress analysis*, yang mencakup perhitungan tegangan akibat beban *sustain*, ekspansi termal, serta beban *occasional*. Hasil analisis tegangan untuk jalur *suction* dan *discharge* ditampilkan pada Tabel 2. Berdasarkan hasil tersebut, seluruh nilai tegangan yang dihasilkan dari ketiga jenis beban telah berada dalam batas yang diizinkan sesuai dengan ketentuan standar ASME B31.3.

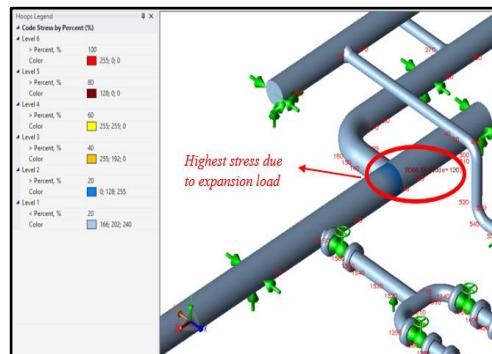
Berdasarkan hasil analisis tegangan akibat berbagai jenis pembebanan pada jalur perpipaan sistem *booster pump* setelah dilakukan modifikasi jenis dan lokasi *support* menggunakan perangkat lunak analisis tegangan pipa, diperoleh bahwa tegangan tertinggi akibat beban *sustain* terjadi pada *node* 140 sebesar 10.583,1 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio 52,9% dari batas tegangan yang diizinkan. Hal ini disebabkan oleh posisi *node* yang terletak pada sambungan *tee*, yang merupakan titik diskontinuitas geometri sehingga rentan terhadap konsentrasi tegangan. Untuk beban ekspansi termal, tegangan tertinggi terletak pada *node* 120 dengan nilai sebesar 9.086,5 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio 20,4% dari *allowable stress*. Sementara itu, pembebanan *occasional* menghasilkan tegangan maksimum sebesar 10.586,6 lb/in<sup>2</sup> dengan rasio 39,8% terhadap batas tegangan yang diperbolehkan, dan kembali terjadi pada *node* 140.



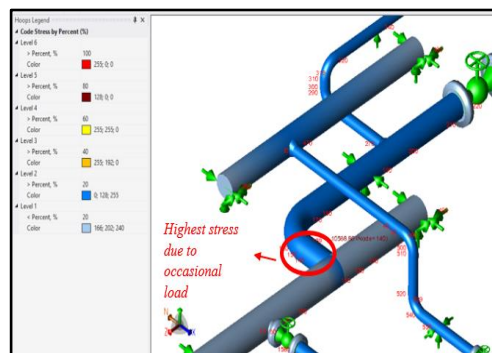
Gambar 1 Model Line Suction dan Discharge Setelah Penempatan Ulang



Gambar 2 Model Line Suction dan Discharge Setelah Penempatan Ulang



Gambar 3 Node Stress Due To Thermal Expansion Load Tertinggi Modify Support



Gambar 4 Node Stress Due To Occasional Load Tertinggi Modify Support

Berdasarkan hasil perbandingan antara desain awal dan desain pembenaran, dapat disimpulkan bahwa nilai tegangan akibat beban *sustain*, *thermal*, dan *occasional* tidak mengalami

Tabel 2 Nilai Tegangan Line Suction dan Discharge Modify Support

Load Case	Node	Code Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Allowable Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Keterangan
SUS = W + P1	140	10583,1	20000	Diterima
EXP = L2-L10	120	9086,5	44577	Diterima
OCC = L25	140	10586,6	26600	Diterima

Tabel 3 Nilai Nozzle Load Suction Modify Support

Komponen					
Forces (lbf)	L1	L2	L3	Allowable	Kriteria
Fx	-61	-103	-84	<b>890</b>	Diterima
Fy	-272	-511	-397	<b>890</b>	Diterima
Fz	72	85	88	<b>890</b>	Diterima
Moments (lbf.ft)					
Mx	-473,7	-400,7	-437,9	<b>1571</b>	Diterima
My	122,6	179,6	159,6	<b>1571</b>	Diterima
Mz	-188,7	1346,4	631,6	<b>1571</b>	Diterima

Tabel 4 Nilai Nozzle Load Discharge Modify Support

Komponen					
Forces (lbf)	L1	L2	L3	Allowable	Kriteria
Fx	242	335	334	<b>594</b>	Diterima
Fy	38	-21	4	<b>594</b>	Diterima
Fz	19	34	36	<b>594</b>	Diterima
Moments (lbf.ft)					
Mx	75,4	242,6	133,9	<b>1047</b>	Diterima
My	241,9	738,5	459,2	<b>1047</b>	Diterima
Mz	26,6	220,3	283,2	<b>1047</b>	Diterima

Tabel 5 Nilai Frekuensi Alami Desain Awal

Mode	Frekuensi (Hz)	Frekuensi (Rad/S)	Periode (S)
1	2,458	15,444	0,407

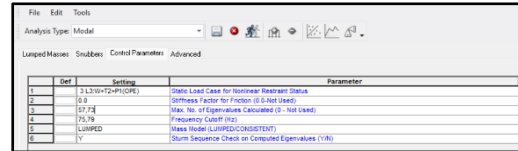
Tabel 6 Nilai Frekuensi Alami Modify Support

Mode	Frekuensi (Hz)	Frekuensi (Rad/S)	Periode (S)
1	4,212	26,464	0,237

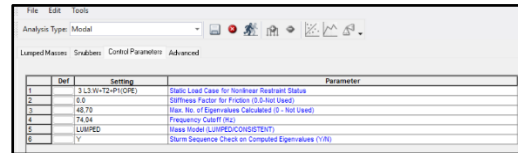
perubahan signifikan. Hal ini disebabkan karena konfigurasi utama sistem perpipaan serta kondisi pembebanan tidak mengalami perubahan besar. Perubahan letak *support* yang dilakukan tidak cukup untuk memengaruhi distribusi beban secara signifikan.

### 3.4 Analisis Beban Nozzle pada Booster Pump Modify Support

Analisis beban *nozzle* pada *suction* dan *discharge booster pump* dilakukan menggunakan perangkat lunak *Pipe Stress Analysis* untuk memperoleh nilai gaya dan momen yang terjadi. Nilai tersebut kemudian dibandingkan dengan batas maksimum berdasarkan standar manufaktur.



Gambar 5(a) Input Modal Analysis Line Suction



Gambar 5(b) Input Modal Analysis Line Discharge

Analisis mempertimbangkan kondisi temperatur desain dan operasi. Hasil analisis disajikan pada Tabel 3 dan Tabel 4.

### 3.5 Analisis Frekuensi Alami Sistem Perpipaan Modify Support

Nilai frekuensi alami diperoleh melalui *modal analysis* menggunakan perangkat lunak *pipe stress analysis*. Penilaian dilakukan dengan mengacu pada standar DNVGL-RP-D101, di mana batas minimum frekuensi alami ditetapkan sebesar 4-5 Hz. Parameter seperti *cut-off frequency* dan *mass point per span* dimasukkan dalam proses analisis. Gambar 5(a) dan 5(b) menunjukkan konfigurasi input *modal analysis* untuk jalur *suction* dan *discharge*.

Hasil analisis frekuensi alami pada desain awal jalur *suction* dan *discharge* ditampilkan pada Tabel 5. Berdasarkan hasil tersebut, nilai *mode* pertama frekuensi alami diperoleh sebesar 2,458 Hz untuk jalur *suction* dan jalur *discharge*. Nilai ini masih berada di bawah batas minimum yang ditetapkan oleh standar DNVGL-RP-D101. Oleh karena itu, diperlukan penyesuaian ulang terhadap posisi dan jenis *support* guna memastikan bahwa frekuensi alami sistem perpipaan memenuhi batas minimum yang disyaratkan.

Besaran frekuensi alami pada jalur *suction* dan *discharge* dengan konfigurasi *modify support* disajikan pada Tabel 6. Hasil analisis menunjukkan bahwa nilai *mode* pertama, yang merepresentasikan frekuensi alami minimum, diperoleh sebesar 4,212 Hz untuk jalur *suction* dan *discharge*. Nilai tersebut telah memenuhi batas minimum frekuensi alami sesuai standar DNVGL-RP-D101, sehingga sistem perpipaan dengan konfigurasi *modify support* dinyatakan aman terhadap risiko resonansi.

### 3.6 Analisis Flange Leakage Modify Support

Analisis nilai kebocoran flange (*flange leakage*) pada sistem perpipaan *suction* dan *discharge booster pump* dilakukan dengan dua pendekatan, yaitu melalui perangkat lunak *stress analysis* dan perhitungan manual.

Tabel 2 Nilai Flange Leakage pada Software Modify Support

Section	Node	Code	Allowable	Keterangan
		Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Stress (lb/in <sup>2</sup> )	
Suction	1110	699,84	740	Diterima
Discharge	1760	698,58	740	Diterima

Tabel 3 Perhitungan Selisih Nilai Flange Leakage Suction dan Discharge Modify Support

Section	Node	Flange Leakage (ib/in <sup>2</sup> )		Error (%)
		Manual	Software	
Suction	1110	695,44	699,84	0,6 %
Discharge	1760	703,61	698,58	0,7 %

Hasil analisis *flange leakage* menggunakan perangkat lunak pada konfigurasi *modify support* menunjukkan bahwa tegangan pada *flange suction* dan *discharge booster pump* masih berada dalam batas tegangan yang diizinkan. Rincian hasil analisis tersebut disajikan pada Tabel 7. Perbandingan antara hasil perhitungan *flange leakage* secara manual dan menggunakan perangkat lunak dilakukan untuk memastikan bahwa nilai *flange leakage* yang dihasilkan tidak melebihi batas tegangan *flange* yang diizinkan (*allowable flange stress*). Selisih hasil analisis flange leakage pada kedua jalur tersebut ditampilkan pada Tabel 8.

#### 4. KESIMPULAN

Hasil analisis pada desain awal menunjukkan bahwa nilai frekuensi alami masih berada di bawah batas minimum yang ditetapkan oleh standar DNVGL-RP-D101. Selain itu, beban yang bekerja pada *nozzle booster pump* juga melebihi batas maksimum yang diizinkan, sehingga sistem dinyatakan tidak aman. Untuk mengatasi hal tersebut, dilakukan penyesuaian terhadap konfigurasi sistem perpipaan, berupa perubahan jenis dan posisi *support*, serta penambahan panjang pipa tertentu guna meningkatkan fleksibilitas sistem. Setelah dilakukan modifikasi tersebut, desain *modify support* menunjukkan peningkatan performa sistem secara signifikan. Nilai frekuensi alami, tegangan pada pipa, serta gaya dan momen pada *nozzle booster pump* telah memenuhi batasan izin sesuai dengan standar yang berlaku. Dengan demikian, sistem perpipaan hasil perancangan ulang dinyatakan aman dan layak untuk dioperasikan.

#### 5. DAFTAR PUSTAKA

[1] A. Chamsudi, "Piping Stress Analisis," *Diktat-Piing Stress Anal.*, p. 99, 2005.  
 [2] DNVGL-RP-D101, "STRUCTURAL ANALYSIS OF PIPING SYSTEMS no. July, 2017.

[3] R. Tripathi *et al.*, "Vibration analysis of piping connected with shipboard equipment," *Front. Mech. Eng.*, vol. 10, no. May, pp. 1–13, 2024, doi: 10.3389/fmech.2024.1396170.  
 [4] S. K. Shetty and K. Raghunandana, "Vibration Analysis of a Piping System Attached with Pumps and Subjected to Resonance, 2014.  
 [5] J. and He and Z.-F. Fu, *Modal analysis book*, no. Mi. 2001.  
 [6] S. Kannappan and J. W. Ley, "Sam Kannappan," 1986.  
 [7] S. Timoshenko, "Timoshenko S - Strength Of Materials. parts I\_ Elementary Theory and Problems-D. Van Nostrand (1941).pdf." 1941.  
 [8] M. KELLOG, "Design of piping systems," *Journal of the Franklin Institute*, vol. 262, no. 5. p. 417, 1956. doi: 10.1016/0016-0032(56)90101-6.  
 [9] A. B31.3, "ASME B31.3 (2022).pdf." 2022.  
 [10] API, "COPYRIGHT Licensed by American Petroleum Institute Information Handling Services," *API STD*, 1994.  
 [11] H. Lu, X. Wu, and K. Huang, "Study on the effect of reciprocating pump pipeline system vibration on oil transportation stations," *Energies*, vol. 11, no. 1, 2018,  
 [12] Marine Technology Directorate, "Guidelines for the avoidance of Marine Technology Directorate. (1999). Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue in small-bore pipework, 44(0)., 1999.  
 [13] ASME B16.5, "Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings.," *ANSI Stand*, no. B16. 5, 2020.  
 [14] R. M. Antrasena *et al.*, "SEBAGAI PENINGKATAN FLEKSIBILITAS OPERASI TRANSFER CRUDE OIL PROJECT RDMP RU-V BALIKPAPAN," 2024.  
 [15] P. Mahardhika, "Desain Peletakan Penyangga Dan Evaluasi Tegangan Pada Sistem Perpipaan Fluida Masseurite Dari Reheater Menuju Feed Mixer," *JTT (Jurnal Teknol. Ter.*, vol. 6, no. 1, p. 39, 2020,  
 [16] B. Lundin and P. M<sup>o</sup>artensson, "Finding general guidelines for choosing appropriate cut-off frequencies for modal analyses of railway bridges trafficked," 2018.  
 [17] Autopipe, "AutoPipe Modal Analysis," *AutoPipe Modal Anal.*, vol. 16, no. 2, pp. 39–55, 2015.