

Analisis Dinamik Sistem Perpipaan pada *Aromatic Plant* akibat Getaran Pompa

Faizal Akbar^{1*}, Adi Wirawa Husodo², Rina Sandora³

Program studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkpalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia^{1*2}

Program studi D-IV Teknik Kesehatan dan Keselamatan Kerja, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkpalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia³

Email: faizalakbar@student.ppns.ac.id^{1*}; adi_wirawan@ppns.ac.id; rinasantora@ppns.ac.id;

Abstract - The safe running of the piping system and equipment will be seriously affected by the strong vibration of centrifugal pump in oil transportation. The damage will get more severe if resonance occur between the pipe and the pump. Dynamic analysis was conducted to determine how pump vibration affected the piping system. Modal analysis and harmonic analysis were used as the analytical method. Softwares for numerical simulation of centrifugal pump were also used in analysis process. A number of numerical simulation have been carried out and the results show that the piping system segment 2 experienced the highest vibration. Its natural frequency is nearly identical to the excitation frequency. Additionally, beat resonance was also occurred in the existing design.

Keyword: vibration, dynamic analysis, modal analysis, harmonic analysis, natural frequency

Nomenclature

ω_n	Frekuensi Alami (Hz)
ω	Frekuensi Eksitasi (Hz)
ω_d	Frekuensi Damping (Hz)
K	Koefisien Stiffness
m	Massa (kg)
l	Panjang Pipa (ft)
E	Modulus Elastisitas (psi)
I	Momen Inersia (in^4)
μ	Berat Pipa (lb/ft)
α	Nilai pada Tabel 1
F_0	Gaya Luar yang diterima Pipa (N)
m_{eq}	Massa Ekuivalen Pipa (kg)
θ	Sudut Fase ($^\circ$)
t	Waktu (s)
A	Amplitudo (m)
ζ	<i>Damping Factor</i>

1. PENDAHULUAN

Pompa adalah salah satu mesin fluida yang termasuk dalam golongan mesin kerja. Pompa berfungsi untuk merubah energi mekanis (kerja putar poros) menjadi energi fluida dan tekanan [1]. Pompa memiliki peranan penting pada proses distribusi, contohnya menaikkan *flowrate* aliran dan tekanan pada sistem perpipaan tersebut. Sistem tidak akan berjalan dengan baik apabila pompa tersebut bermasalah.

Turunnya performansi pompa secara tiba-tiba dan ketidakstabilan dalam operasi sering menjadi masalah yang serius dan mengganggu kinerja sistem secara keseluruhan. Berdasarkan API 610 (2010) kecepatan getaran yang aman untuk *vertical pump* dengan kecepatan putaran kurang dari 3600 rpm adalah $< 5 \text{ mm/s}$ [2]. Jalur

pipa yang terhubung pompa merupakan *pulsating line* [3]. Getaran yang dihasilkan pompa tersebut mempengaruhi *piping system* yang terhubung pada pompa. Kecepatan getaran yang terjadi pada sistem perpipaan yang terhubung pompa. Berdasarkan standard API 618 (2007) tentang *Piping Design Vibration Criteria*, kecepatan getaran yang aman dengan frekuensi 10 Hz-200 Hz adalah 32 mm/s [4]. Nilai frekuensi alami sistem perpipaan tidak boleh mendekati frekuensi eksitasi, karena dapat menyebabkan resonansi pada sistem tersebut [5]. Analisis dinamik perlu dilakukan meliputi analisis frekuensi alami menggunakan metode modal analisis dan analisis kecepatan getaran pada sistem perpipaan menggunakan metode harmonik analisis. Analisis getaran dilakukan untuk meninjau batasan aman kecepatan getaran pada sistem perpipaan [6].

2. METODOLOGI .

2.1 Prosedur Penelitian

Desain *existing* sistem perpipaan pipa 8 inchi dan 16 inchi schedule 40 material API 5L Gr B, dengan desain temperatur 37,8^oC dan desain pressure 1,47 kg/cm². Yang diperlukan dalam pengerjaan ini adalah komputer yang terinstal software ANALYSIS dan CAESAR II yang digunakan untuk pemodelan respon kecepatan getaran serta frekuensi alami sistem perpipaan serta diperlukan *vibration pen* yang digunakan untuk pengukuran getaran di lapangan.

2.2 Analisis

a) Frekuensi Alami Pipa

Persamaan (1) menunjukkan perhitungan frekuensi alami pada pipa [6].

$$\omega_n = \left(\frac{\alpha\pi}{l}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\mu}} \quad (1)$$

b) Simpangan Getaran Tak Teredam

Persamaan (2) menunjukkan perhitungan simpangan tak teredam pada pipa [7].

$$x(t) = \frac{F_0}{m_{eq}(\omega_n^2 - \omega^2)} \sin(\omega t + \theta) \quad (2)$$

c) Respon Kecepatan Getaran Tak Teredam

Persamaan (3) menunjukkan perhitungan respon kecepatan getaran tak teredam pada pipa [7].

$$\dot{x}(t) = \frac{F_0}{m_{eq}(\omega_n^2 - \omega^2)} \omega \cos(\omega t + \theta) \quad (3)$$

d) Nilai Damping

Penentuan damping atau peredam pompa dengan menggunakan *viscoelastic damper* berupa *natural rubber* berdasarkan penelitian “A Procedure for the Parametric Identification of Viscoelastic Dampers Accounting a Preload” dengan 3 variasi *hardness* ditunjukkan di Tabel 2.

e) Simpangan Getaran Teredam

Persamaan (4) menunjukkan perhitungan simpangan teredam pada pipa [7].

$$x(t) = \frac{F_0}{m_{eq}\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \sin(\omega t + \theta) \quad (4)$$

f) Respon Kecepatan Getaran Teredam

Persamaan (5) menunjukkan perhitungan respon kecepatan getaran teredam pada pipa [7].

$$\dot{x}(t) = \frac{F_0}{m_{eq}\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2}} \omega \cos(\omega t + \theta) \quad (5)$$

g) Perhitungan Ulang Nilai Damping



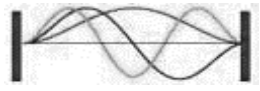

- Persamaan (6) menunjukkan perhitungan rasio damping.

$$\frac{m \times \omega_n \times A}{F_0} = \frac{1}{2\zeta \times \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (6)$$

- Persamaan (7) menunjukkan perhitungan nilai respon kecepatan getaran setelah *redesign* damping.

$$\dot{x}(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t + \theta) + \cos(\omega t + \theta) \quad (7)$$

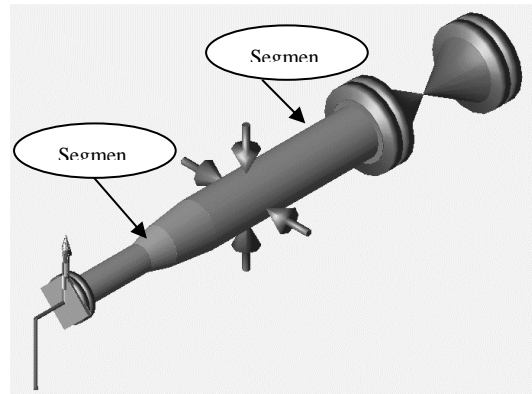
Tabel 1. Nilai α

Frequency Factor	A	Gambar
Simple Support Beam	1	
Cantilever Beam	0.597	
Fixed end Beam	3/2	
Fixed Supported Beam	5/4	

Tabel 2. Nilai Damping Factor Natural Rubber

Rubber Hardness	Damping Factor (ζ)
Soft - 25 shore	0,074

Medium - 33 shore	0,075
Hard -48 shore	0,027



Gambar 1 Pemodelan Sistem Perpipaan

3.HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Frekuensi Alami Pipa

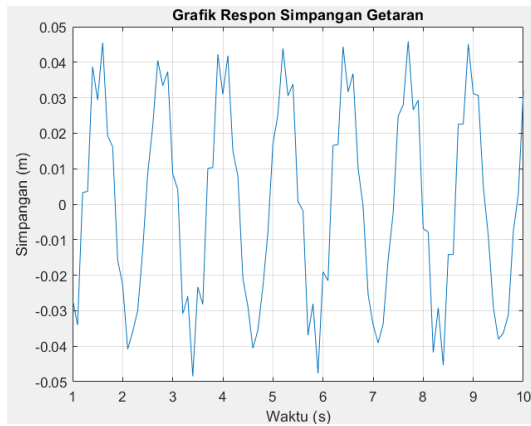
Nilai frekuensi alami pada pipa dapat dihitung dengan menggunakan rumus (1). Dan hasil perhitungan tertera pada Tabel 3.

3.2 Modeling Frekuensi Alami Pipa

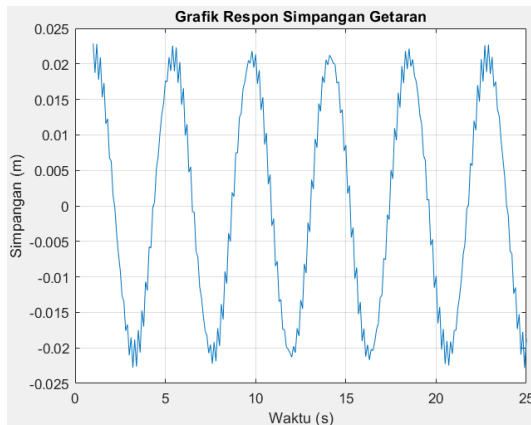
Panjang dari jalur perpipaan dari *suction pump 910-P-110A-M line 16"-CON-910110-A1A10-N* adalah 4113 mm. Dalam perhitungan, sistem perpipaan dibagi menjadi 2 segmen pipa berdasarkan titik *support* yang terpasang pada 16"-CON-910110-A1A10-N, yang nantinya akan menjadi perhitungan induksi visualisasi analisis dinamik berupa grafik getaran yang terjadi yang dialami oleh perpipaan pada tiap segmennya. Pemodelan perpipaan akan ditunjukkan dalam **Error! Reference source not found.** yang telah dimodelkan dengan menggunakan *software* pemodelan 3D. Dan hasil *running* frekuensi alami tertera pada Tabel 4.

3.3 Respon Kecepatan Getaran Tak Teredam

Berdasarkan hasil analisis menggunakan Persamaan (2) dan *software analysis*, nilai maksimum simpangan getaran pada sistem perpipaan terjadi pada segmen 1 sebesar 0,0459 m yang terletak pada segmen 1. Dari kedua segmen tersebut, nilai frekuensi alami pada segmen 1 yang paling mendekati frekuensi eksitasi. Hal ini memperkuat analisis sebelumnya bahwa frekuensi alami sistem perpipaan tidak boleh mendekati frekuensi eksitasi, karena dapat menyebabkan resonansi pada sistem tersebut dengan simpangan getaran yang cukup besar. Hal tersebut ditunjukkan pada Gambar 2 dan Gambar 3.

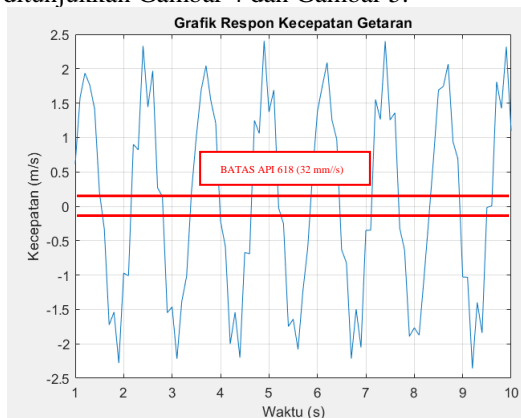


Gambar 2 Simpangan Getaran Segmen 1

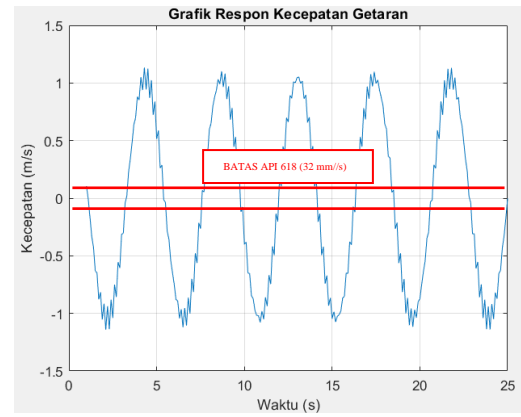


Gambar 3 Simpangan Getaran Segmen 2

Berdasarkan hasil analisis menggunakan Persamaan (3) dan *software analysis*, nilai maksimum respon kecepatan getaran pada sistem perpipaan terjadi pada segmen 1 sebesar 2,404 m/s, kecepatan tersebut melebihi batas aman dengan maksimum kecepatan getaran sebesar 33 mm/s dari API 618, sehingga respon kecepatan getaran sistem perpipaan tak teredam tersebut tidak memenuhi kriteria keamanan. Hal tersebut ditunjukkan Gambar 4 dan Gambar 5.



Gambar 4 Respon Kecepatan Getaran Segmen 1



Gambar 5 Respon Kecepatan Getaran Segmen 2

Tabel 3. Hasil Perhitungan Frekuensi Alami Pipa

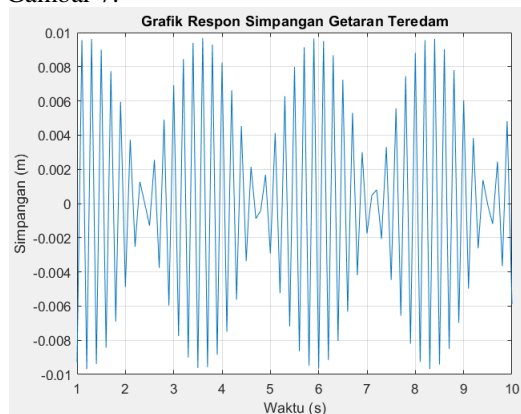
Segmen	Diameter	Frekuensi Alami		
		Hz	rad/s	derajat/s
1	8"	12.406	77.912	4464.018
2	16"	5.240	32.908	1885.507

Tabel 4. Hasil Perhitungan *Software* Frekuensi Alami Pipa

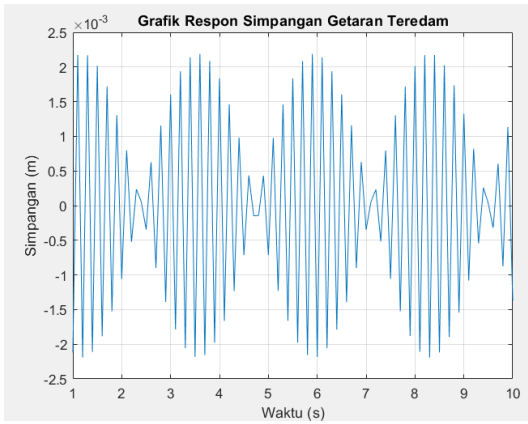
Mode	Frequency (Hz)	Frequency (rad/sec)	Periode (sec)
1	16.243	102.056	0.062
2	16.276	102.262	0.061
3	113.533	713.347	0.009
4	172.662	1084.87	0.006

3.4 Respon Kecepatan Getaran Teredam

Berdasarkan hasil analisis menggunakan Persamaan (4) dan *software analysis*, nilai simpangan getaran dengan penambahan damping pada desain *existing* lebih kecil daripada nilai simpangan getaran yang tidak diberi penambahan damping. Sehingga, hal ini membuktikan bahwa damping mampu meredam getaran sehingga mengurangi simpangan pada getaran tersebut. Hal tersebut ditunjukkan pada Gambar 6 dan Gambar 7.

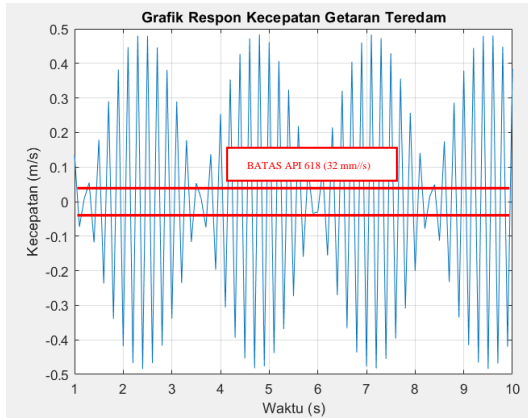


Gambar 6 Simpangan Getaran Segmen 1

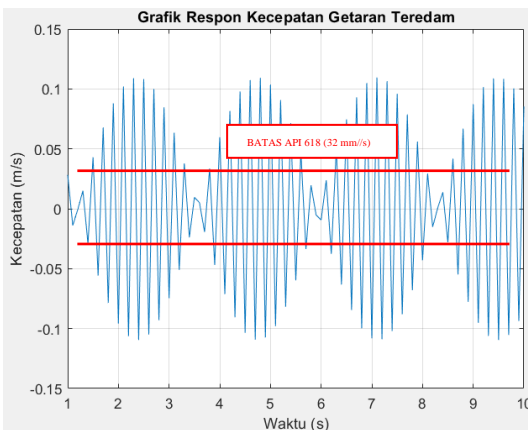


Gambar 7 Simpangan Getaran Segmen 2

Berdasarkan hasil analisis menggunakan Persamaan (5) dan *software analysis*, nilai respon kecepatan getaran dengan penambahan damping pada desain *existing* lebih kecil daripada nilai respon kecepatan getaran yang tidak diberi penambahan damping. Namun, kecepatan tersebut tetap melebihi batas aman dengan maksimum kecepatan getaran sebesar 32 mm/s dari API 618, serta dari kedua grafik tersebut, dapat diketahui adanya *beat resonance*, sehingga harus dilakukan perhitungan ulang nilai damping dari desain *existing* untuk menghilangkan getaran yang tinggi. Hal tersebut ditunjukkan pada **Error! Reference source not found.** dan **Error! Reference source not found.**



Gambar 8 Respon Kecepatan Getaran Segmen 1

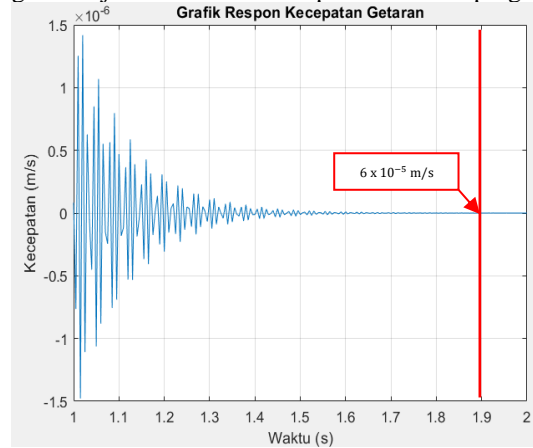


Gambar 9 Respon Kecepatan Getaran Segmen 2

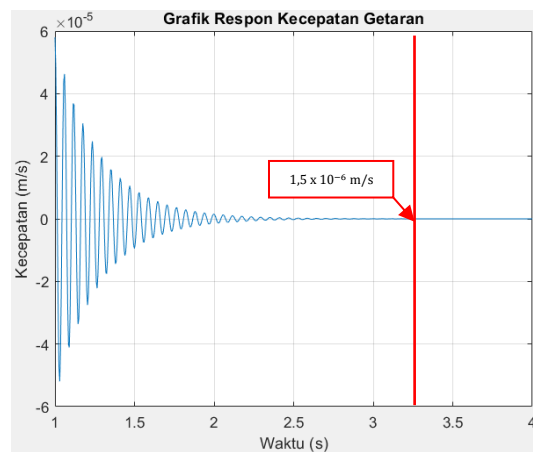
3.5 Perhitungan Ulang Nilai Damping

Dari perhitungan menggunakan Persamaan (6) didapatkan hasil pada Tabel 6 dan didapatkan beberapa nilai rasio damping dan diambil nilai damping pada segmen yang memiliki kecepatan getaran paling besar yang dimungkinkan dapat meredam semua segmen. Sehingga, nilai damping yang digunakan adalah pada segmen 1, yaitu $\zeta_1 = 0,921$; $\zeta_2 = 0,691$. Dari nilai damping pada segmen 1 harus memenuhi kriteria $\zeta_1 < \frac{1}{\sqrt{2}}$ [7]. Sehingga, rasio damping yang dipakai untuk desain damping baru adalah material yang memiliki nilai $\zeta = 0,691$.

Berdasarkan hasil analisis setelah *re-design* nilai damping pada sistem perpipaan menggunakan Persamaan (7) dan *software analysis*, telah didapatkan hasil perhitungan respon kecepatan getaran. **Error! Reference source not found.** dan **Error! Reference source not found.** menunjukkan bahwa nilai kecepatan getaran jauh lebih kecil daripada nilai damping



Gambar 10 Respon Kecepatan Getaran Redesign Damping Segmen 1



Gambar 11 Respon Kecepatan Getaran Redesign Damping Segmen 2

Tabel 5. Hasil Perhitungan Ulang Nilai Rasio Damping

Segmen	ζ_1	ζ_2
1	0.921	0.691
2	2.357	2.248

sebelumnya dengan nilai kecepatan getaran paling besar pada segmen 2 yaitu 6×10^{-5} m/s atau 0,06 mm/s dan nilai kecepatan getaran tersebut tidak melebihi batas aman dengan maksimum kecepatan getaran sebesar 32 mm/s dari API 618, serta dari kedua grafik tersebut, dapat diketahui bahwa getaran tersebut dapat teredam dalam kurun waktu paling lama pada segmen 2 yaitu 3,3 detik.

4. KESIMPULAN

Dari hasil studi variasi respon kecepatan getaran dilakukan pada desain *existing* tak teredam dan teredam. Hasil analisis menunjukkan nilai respon kecepatan getaran pada kedua variasi tersebut melebihi batas aman standard API 618. Nilai respon kecepatan paling besar terletak pada segmen 2. Dari desain *existing* terjadi adanya *beat resonance* yang dapat menyebabkan kerusakan pada sistem perpipaan. Setelah dilakukan perhitungan ulang nilai rasio damping yang efektif sebesar 0,691 sistem mampu teredam dalam waktu kurang dari 3,3 detik dan tidak terjadi *beat resonance*.

5. PUSTAKA

- [1] Sularso, (2000). Pompa dan Kompresor. Jakarta: PT Pradnya Pratama.
- [2] API. (2010). *API 610 Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*. Washington DC: API Publishing Service.
- [3] Mahardhika, P. (2017). Penentuan *Allowable Span* antar Penyangga Pipa SLF berdasarkan Tegangan, Defleksi, Frekuensi Alami. *Jurnal IPTEK*, Vol 21 (2) :27-34.
- [4] API. (2007). *API 618 Reciprocating Compressors for Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*. Washington DC: API Publishing Service.
- [5] Vadilla, V., Husodo, AW & Mahardhika, P., (2017). Analisa Tegangan dan Frekuensi Alami pada Pipa Line 1160TH202-200-40C10 di *Plant Fatty Acid Fractination Upgrade*. *Proceeding 2nd Conference of Piping Engineering and its Application*, Vol 2 (9) : 79-54.
- [6] Wu, Xiaonan, Lu, Hongfang., & Wu, Shijuan., (2014). *Stress Analysis of Reciprocating Pump Pipeline System in Oil Station*. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Research*, Vol 6 (7) : 2026-2032.
- [7] Graham Kelly, S. (2012). *Mechanical Vibration Theory and Application*. Stamford: Global Engineering.