

Diterima : 30 Juni 2023 | Selesai Direvisi : 05 Juli 2023 | Disetujui : 07 Juli 2023 | Dipublikasikan : Juni 2023

DOI : <http://dx.doi.org/10.24853/jk.14.2.163-174>

Copyright © 2023 Jurnal Konstruksia

This is an open access article under the CC BY-NC licence (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/4.0/>)

Pengaruh Tinggi Tertanam Pondasi Block Terhadap Karakteristik Dinamik Pondasi Mesin

Budi Satiawan^{1,2} dan Tanjung Rahayu¹

¹Prodi Teknik Sipil, Universitas Muhammadiyah Jakarta, Jl. Cempaka Putih Tengah 27, Jakarta, 10510

²Regional 3, PT. Pertamina Hulu Indonesia, Zona 9, Balikpapan

Email korespondensi: budi.satiawan@umj.ac.id

ABSTRAK

Penelitian ini dilakukan untuk melihat bagaimana pengaruh dari panjang pondasi tertanam didalam tanah terhadap karakterisik dinamis pondasi mesin. Dari penelitian diperoleh dengan pengurangan tinggi ratio tertanam pondasi (R_h) dari 90% ke 20% diperoleh penurunan frekuensi arah vertikal (f_{nz}) sebesar 5,24% dan untuk frekuensi alami arah horizontal (f_{nx}) diperoleh penurunan sebesar 10,66%. Penurunan nilai frekuensi alami pondasi dapat beresiko pada meningkatnya respon pondasi akibat beban vibrasi mesin jika pondasi mesin didesain berada di atas frekuensi operasi mesin (*high tune system*) dan mendekati frekuensi operasi mesin.

Kata kunci: Pondasi mesin, dinamis, vibrasi, panjang tertanam, frekuensi alami

ABSTRACT

*This study was conducted to see how the influence of the embedded length of foundation to the dynamic characteristics of the machine foundation. From this study, reducing the height of the embedded length foundation ratio (R_h) from 90% to 20%, a decrease in the frequency of the vertical direction (f_{nz}) of 5.24% was obtained and the natural frequency of the horizontal direction (f_{nx}) decreased 10.66%. Decreasing the natural frequency of foundation can be at risk of increasing the foundation response due to engine vibration force if the foundation is designed to be above the engine operating frequency (*high tune system*) and close to engine operating frequency.*

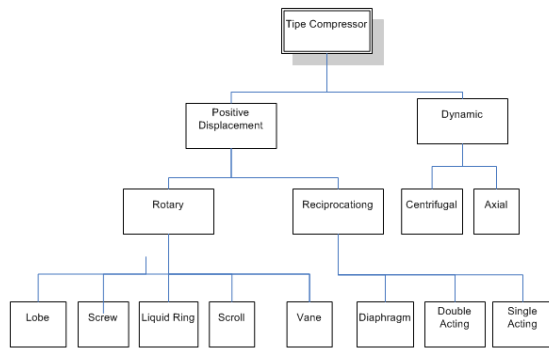
Keywords: Machine foundation, embedded length, dynamic, vibration, natural frequency

1. PENDAHULUAN

Pada fasilitas industri Hulu migas banyak ditemui fasilitas peralatan berupa *gas compressor*. Umumnya, *gas compressor* ini banyak digunakan untuk kebutuhan pengangkatan minyak di sumur menggunakan teknologi *gaslift*, pengumpulan gas, transmisi dan distribusi maupun dapat digunakan untuk

mengurangi besaran volume gas untuk kebutuhan pengiriman menggunakan tangker.

Terdapat beberapa tipe *compressor* sesuai teknologi yang ada (gambar 1). Aspek pertimbangan utama untuk pemilihan kompresor ini adalah kapasitas *gas compressor*, *suction pressure* dan *discharge pressure* serta rasio tekanan (*pressure ratio*).



Gambar 1. Tipe Gas Compressor

Untuk memastikan unit *compressor* ini agar selalu pada posisi dan elevasi yang tepat sesuai kebutuhan desain selama fase operasi maka paket *compressor* ini akan dipasang diatas pondasi sehingga posisi *compressor*. Tipe pondasi yang umumnya banyak digunakan untuk menunjang instalasi *gas compressor* ini adalah system pondasi rigid yang terbuat dari struktur beton bertulang yang didesain mampu menerima beban statis dan beban dinamis yang diakibatkan dari getaran mesin. Beban statis yang bekerja pada sistem pondasi mesin dapat berasal dari:

- Berat sendiri (pondasi)
- Berat dari peralatan atau mesin (paket *compressor*)
- Beban gempa statik
- Beban angin

Sedangkan beban dinamis dapat berasal dari getaran yang berasal dari pergerakan bagian-bagian mesin seperti gerakan *crank shaft / rotor* dan *piston*.

Kriteria desain pondasi mesin akibat beban statis adalah sebagai berikut :

- Memastikan tegangan tanah yang terjadi tidak melebihi daya dukung ijin tanah.
- Penurunan yang terjadi baik akibat penurunan seketika dan konsolidasi tidak melebihi batas yang diijinkan.

Sedangkan kriteria dinamis yang harus dipertimbangkan adalah:

- Resonansi tidak diperkenankan terjadi dimana frekuensi mesin tidak boleh sama dengan frekuensi sistem (mesin-pondasi-tanah).

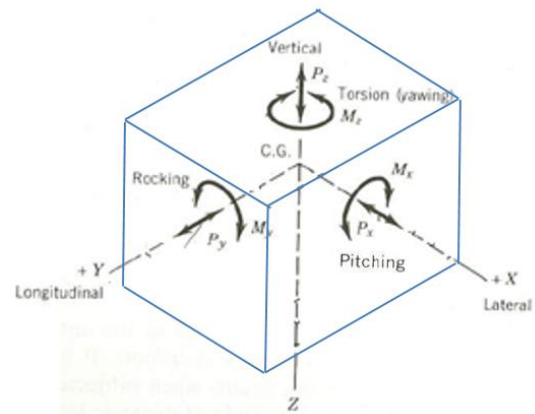
- Amplitudo yang terjadi pada pondasi tidak melebihi amplitudo yang diperkenankan dari pabrikan.
- Frekuensi alami pondasi umumnya dijauhkan 20% hingga 33% dari operating speed mesin [1].

2. METODELOGI PENELITIAN

Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini adalah membuat simulasi perhitungan menggunakan formulasi empiris yang diperoleh dari literatur sebagai pendekatan dalam menghitung karakter dinamis pondasi mesin.

3. LANDASAN TEORI [3]

Terdapat 6 derajat kebebasan untuk mode getaran pondasi block. 3 mode berupa gerakan arah translasi X, Y dan Z dan 3 mode rotasi (rocking, pitching dan torsion) sesuai gambar 2.



Gambar 2. Mode vibrasi pada pondasi Block

Secara umum untuk menganalisa efek dinamis getaran mesin pada pondasi mesin perlu dilakuka perhitungan dengan tahapan sebagai berikut.

Menghitung massa dan Momen Inertia

Untuk gerakan arah vertikal dan horizontal

$$m = W/g \quad (1)$$

dimana:

m = total massa

W = total berat mesin+pondasi
 g = percepatan gravitasi

Untuk momen inersia inersia dengan mode gerakan rotasi (rocking dan pitching) dapat dihitung menggunakan formulasi sebagai berikut:

$$I_{\psi}(\text{mesin}) = m \cdot k^2 \quad (2)$$

dimana:

I_{ψ} = Momen inersia mesin (tabel 1)
 m = total massa mesin
 k = jarak dari pusat paket mesin +tebal pondasi

untuk masing-masing pola gerakan pondasi.

Tabel 2. Nilai r_0 dan koefisien *embedment*

Mode of Vibration	r_0 for Rectangular Foundation	Coefficient
Vertical	$\sqrt{BL/\pi}$	$\eta_z = 1 + 0.6(1-\nu)(h/r_0)$
Horizontal	$\sqrt{BL/\pi}$	$\eta_x = 1 + 0.55(2-\nu)(h/r_0)$
Rocking	$\sqrt[3]{BL^3/3\pi}$	$\eta_{\phi} = 1 + 1.2(1-\nu)(h/r_0) + 0.2(2-\nu)(h/r_0)^3$
Torsional	$\sqrt[3]{BL(B^2 + L^2)/6\pi}$	None available

Notes: h is the depth of foundation embedment below grade; L is horizontal dimension perpendicular to axis of rocking; B is remaining horizontal dimension.

Tabel 1. Momen Inersia

SLENDER ROD		$I_y = I_z = \frac{1}{12} mL^2$
THIN RECTANGULAR PLATE		$I_x = \frac{1}{12} m(a^2 + b^2)$ $I_y = \frac{1}{12} ma^2$ $I_z = \frac{1}{12} mb^2$
RECTANGULAR PRISM		$I_x = \frac{1}{12} m(a^2 + b^2)$ $I_y = \frac{1}{12} m(a^2 + L^2)$ $I_z = \frac{1}{12} m(b^2 + L^2)$ $I_x = I_z + mL^2/4$
THIN DISK		$I_x = \frac{1}{2} mr^2$ $I_y = I_z = \frac{1}{4} mr^2$
CIRCULAR CYLINDER		$I_x = \frac{1}{2} ma^2$ $I_y = I_z = \frac{1}{12} m(3a^2 + L^2)$ $I_x = I_z + mL^2/4$
CIRCULAR CONE		$I_x = \frac{3}{10} ma^2$ $I_y = I_z = \frac{3}{5} m(\frac{1}{4}a^2 + h^2)$
SPHERE		$I_x = I_y = I_z = \frac{2}{5} ma^2$

Total inersia mesin dan pondasi dapat dihitung sebagai berikut:

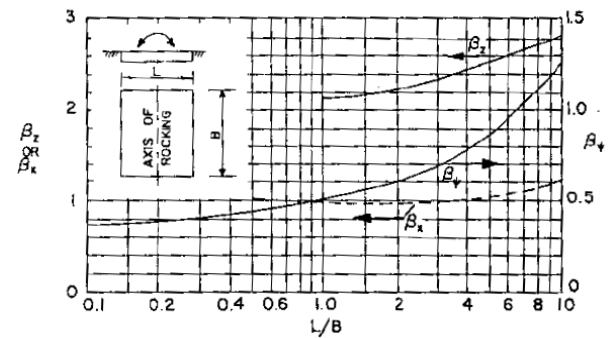
$$I_{\psi} = \sum_i^n \left[\frac{m_i}{12} (a_i^2 + b_i^2) + m_i k_i^2 \right] \quad (3)$$

Menghitung Spring Constant

Nilai *Equivalent radius* untuk pondasi persegi, r_0 dapat dihitung sesuai tabel 2

Koefisien *embedment* pondasi untuk menghitung *spring constant* dapat dihitung berdasarkan tabel 2 sesuai dengan pola gerakan.

Besaran koefisien β_z , β_x , β_{ψ} , dan β_{ϕ} dapat dihitung menggunakan grafik pada gambar 3. Nilai-nilai ini akan digunakan untuk menghitung nilai *equivalent spring constant* (k)



Gambar 3. Koefisien β_z , β_x dan β_y untuk pondasi persegi

Nilai *Equivalent spring constant* untuk pondasi persegi dapat dihitung berdasarkan tabel 3.

Tabel 3. Nilai *Equivalent Spring Constant*

Mode of Vibration	Circular Footing	Rectangular Footing
Vertical	$k_z = \frac{4Gr_0}{1-\nu} \eta z$	$k_z = \frac{G}{1-\nu} \beta_x \sqrt{BL} \eta$
Horizontal	$k_x = \frac{32(1-\nu)Gr_0}{7-8\nu} \eta$	$k_x = 2(1 + \nu)G\beta_x \sqrt{BL} \eta_z$
Rocking	$k_\psi = \frac{8Gr_0^3}{3(1-\nu)} \eta z$	$k_\psi = \frac{G}{1-\nu} \beta_\psi BL^2 \eta_\psi$
Torsional	$k_\theta = \frac{16Gr_0^3}{3}$	No. solution available Use r_0 from Table

Damping Ratio

Nilai *damping ratio embedment factor* dapat dihitung menggunakan tabel 4 sesuai dengan masing-masing pola gerakan translasi dan rotasi.

Tabel 4. *Damping Ratio Embedment Factor*

Mode of Vibration	Damping Ratio Embedment Factor
Vertical	$\alpha_z = \frac{1 + 1,9(1-\nu) \frac{h}{r_0}}{\sqrt{n_z}}$
Horizontal	$\alpha_y = \frac{1 + 1,9(2-\nu) \frac{h}{r_0}}{\sqrt{n_x}}$
Rocking	$\alpha_\psi = \frac{1 + 0,7(1-\nu)(h/r_0) + 0,6(2-\nu)(h/r_0)^3}{\sqrt{n_\psi}}$

Nilai *Mass Ratio* dan *Damping Ratio* dapat dihitung menggunakan tabel 5.

Tabel 5. Tabel *Equivalent Damping Ratio* untuk Pondasi Bundar dan Persegi

Mode of Vibration	Mass (or Inertia) Ratio	Damping Ratio D
Vertical	$B_z = \frac{1-\nu}{4} \frac{W}{\gamma r_0^3}$	$D_z = \frac{0,425}{\sqrt{B_z}} \alpha_z$
Horizontal	$B_x = \frac{7-8\nu}{32(1-\nu)} \frac{W}{\gamma r_0^3}$	$D_x = \frac{0,288}{\sqrt{B_x}} \alpha_x$
Rocking	$B_\psi = \frac{3(1-\nu)}{8} \frac{I_\psi}{\rho r_0^5}$	$D_\psi = \frac{0,15\alpha_\psi}{(1+n_\psi B_\psi) \sqrt{n_\psi B_\psi}}$
Torsional	$B_\theta = \frac{I_\theta}{\rho r_0^5}$	$D_\theta = \frac{0,5}{1+2B_\theta}$

Perhitungan nilai n_ψ dapat diambil berdasarkan nilai b_ψ .

Tabel 6. Tabel Nilai n_ψ terhadap variasi nilai B_ψ

B_ψ	5	3	2	1	0,8	0,5	0,2
n_ψ	1,079	1,110	1,143	1,219	1,251	1,378	1,600

Geometrical damping ratio dapat dihitung menggunakan tabel 7.

Tabel 7. Tabel Nilai *Mass Ratio* dan *Damping Ratio*

Mode of Vibration	Mass (or Inertia) Ratio	Damping Ratio D
Vertical	$B_z = \frac{1-\nu}{4} \frac{W}{\gamma r_0^3}$	$D_z = \frac{0,425}{\sqrt{B_z}} \alpha_z$
Horizontal	$B_x = \frac{7-8\nu}{32(1-\nu)} \frac{W}{\gamma r_0^3}$	$D_x = \frac{0,288}{\sqrt{B_x}} \alpha_x$
Rocking	$B_\psi = \frac{3(1-\nu)}{8} \frac{I_\psi}{\rho r_0^5}$	$D_\psi = \frac{0,15\alpha_\psi}{(1+n_\psi B_\psi) \sqrt{n_\psi B_\psi}}$
Torsional	$B_\theta = \frac{I_\theta}{\rho r_0^5}$	$D_\theta = \frac{0,5}{1+2B_\theta}$

damping, D dapat dihitung dari penjumlahan *geometrical damping* (D_z) ditambah *internal damping* tanah (D_{zi}).

$$D = D_z + D_{zi} \quad (4)$$

Dimana:

D = Total damping

D_z = Geometrical damping

D_{zi} = Internal damping (tanah)

Frekuensi Alami Pondasi

Frekuensi alami pondasi akibat pengaruh dari dari berat pondasi dan mesin dapat dihitung menggunakan persamaan 5.

$$f_n = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

Dimana:

f_n = Frekuensi alami

k = *Equivalent spring constant*

m = massa total

Untuk nilai *Displacement response*, *Transmissibility factor* dan *Transmitted force* dapat dihitung sesuai tabel 8.

Tabel 8. Ringkasan persamaan sistem SDOF

Expression	Constant Force Excitation F_0 Constant	Rotating Mass-type Excitation $F_0 = m_i e \omega^2$
Magnification Factor	$M = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Dr)^2}}$	$M_r = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Dr)^2}}$
Amplitude at frequency f	$Y = M(F_0/k)$	$Y = M_r(m_i e/m)$
Resonant frequency	$f_{mr} = f_n \sqrt{1-2D^2}$	$f_{mr} = \frac{f_n}{\sqrt{1-2D^2}}$
Amplitude at resonance frequency f_r	$Y_{max} = \frac{(F_0/k)}{2D\sqrt{1-D^2}}$	$Y_{max} = \frac{(m_i e)}{2D\sqrt{1-D^2}}$
Transmissibility factor	$T_r = \frac{\sqrt{1+(2Dr)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Dr)^2}}$	$\bar{T}_r = \frac{r^2 \sqrt{1+(2Dr)^2}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2Dr)^2}}$

Dimana:

$$r = \omega / \omega_n \quad (6)$$

$$\omega_n (\text{Undamped natural circular frequency}) = \sqrt{(k/m)}$$

$$D (\text{Damping Ratio}) = C/C_0$$

$$C_0 (\text{Critical Damping}) = 2\sqrt{km}$$

$$T_r = \text{Force transmitted}/F_0$$

$$\bar{T}_r = \text{Force transmitted}/m_i e \omega^2$$

4. RUMUSAN MASALAH

Pada fase pekerjaan *Detail Engineering Desain*, umumnya pekerjaan desain pondasi mesin ini dikerjakan sesuai dengan informasi data mesin yang yang diberikan dari team *Mechanical* berdasarkan data vendor. Posisi dan elevasi pondasi akan diatur sedemikian rupa dengan mempertimbangkan kebutuhan desain dari tim *Process Engineering* dan tim *Piping Engineering*.

Ada kalanya pada fase konstruksi diperoleh kondisi perubahan elevasi pondasi *compressor* yang dikarenakan oleh suatu sebab yang tidak terduga seperti perbedaan data vendor yang diketahui pada saat-saat mendekati fase

eksekusi sehingga diputuskan untuk merubah elevasi desain pondasi tanpa melakukan perubahan sistem perpipaan sehingga modifikasi ini akan mempengaruhi ketebalan pondasi yang akan tertanam di dalam tanah terhadap ketebalan total pondasi.

Akibat perubahan ini maka konsekuensinya akan mempengaruhi karakteristik dinamik pondasi mesin yang nantinya akan berpengaruh pada respon pondasi akibat beban dinamis.

5. TUJUAN PENELITIAN

Tujuan penelitan ini adalah untuk mengetahui seberapa besar pengaruh kedalaman pondasi tertanam didalam tanah terhadap karakteristik dinamis pondasi mesin.

6. METODELOGI PENELITIAN

Metodelogi yang digunakan dalam penelitian ini adalah membuat simulasi perhitungan menggunakan formulasi empiris yang diperoleh dari literatur sebagai pendekatan dalam menghitung karakteristik dinamis pondasi mesin.

7. BATASAN MASALAH

Batasan masalah yang diambil di dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- Kondisi tanah adalah homogen
- Output yang diteliti hanya meliputi karakter dinamis pondasi mesin tidak mencakup stabilitas internal dan eksternal pondasi serta respon pondasi akibat beban dinamis.
- Dalam penelitian ini untuk semua variasi kedalaman pondasi tertanam memiliki ukuran dimensi pondasi yang sama.
- Tipe *gas compressor* yang digunakan dalam perhitungan adalah tipe *Reciprocate*.

8. ANALISA DAN PEMBAHASAN

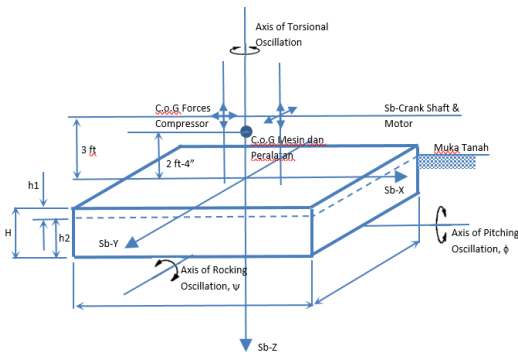
Analisa kasus diambil dari informasi mesin dan peralatan sebagai berikut:

- Compressor = 125061,71 N
- Gas coolers = 19349,76 N
- Scrubbers = 31182,02 N
- Motor = 80067,96 N
- Berat Total = 255661,44N

Jarak dari pusat berat mesin dan peralatan ke permukaan atas pondasi, (C.G) arah Z = 711,20 mm

Compressor speed primary (operating)= 585 rpm

Compressor speed Secondary = 1170 rpm



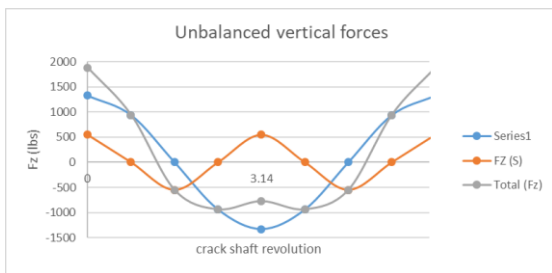
Gambar 4. Geometri Pondasi dan Mesin

Unbalance force untuk arah vertikal (Z) diperoleh:

$$F_z (P) = 1329 \cos \omega t$$

$$F_z (S) = 553 \cos 2\omega t$$

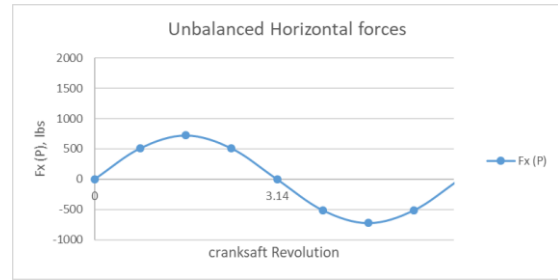
$$F_z = 1329 \cos \omega t + 553 \cos 2\omega t$$



Gambar 5. Fungsi waktu unbalanced vertical force

Unbalance force untuk arah horizontal (X) diperoleh:

$$F_x (P) = 725 \sin \omega t$$



Gambar 6. Fungsi waktu unbalanced horizontal force

Unbalance force untuk mode rotasi diperoleh:

Vertical Moment, $T\phi(P)$

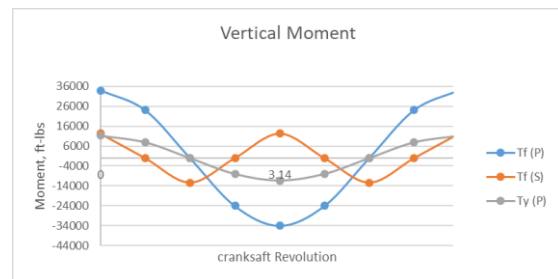
$$T\phi (P) = 34000 \cos \omega t$$

Vertical Moment, $T\phi(S)$

$$T\phi (S) = 12350 \cos 2 \omega t$$

Horizontal Moment, $T\psi(P)$

$$T\psi (P) = 11304 \cos \omega t$$



Gambar 7. Fungsi waktu unbalanced vertical moment

Sehingga dapat diperoleh amplitude untuk masing-masing arah gaya sebagai berikut:

- Max Vertical primary force, $F_z = 1329$ lbs = 5911.68 N
- Max Vertical secondary force, $F_z = 553$ lbs = 2459.87 N
- Max Horizontal primary force, $F_x = 725$ lbs = 3224.96 N
- Max Rocking primary moment $T\psi = 11304$ lbs.ft = 1.53E+07 N.mm
- Max Pitching primary moment $T\phi = 34000$ lbs.ft = 4.61E+07 N.mm
- Max Pitching secondary moment $T\phi = 12350$ lbs.ft = 1.67E+07 N.mm

Diketahui parameter tanah dan pondasi sebagai berikut:

- Berat volume tanah (γ) = 1.87416E-05 N/mm³
- Modulus Geser (G) = 14000 psi = 96.53 Mpa
- Poisson's Ratio (ν) = 0.35
- $\rho = \gamma/g = 1.91046E-09$ N.s²/mm⁴
- Damping Ratio (Dyi) = 0.05
- Daya dukung ijin statik, $\sigma_{all} = 0,12$ Mpa
- Settlement permanen = 0,2 in saat tegangan tanah di 0,12Mpa

Penentuan Ukuran Pondasi

Dimensi pondasi yang digunakan dalam perhitungan sebagai berikut:

Tebal pondasi di atas muka tanah, $h_2 = 150$ mm

Tebal pondasi tertanam di dalam tanah, $h_1 = 1350$ mm

Tebal total pondasi, $H = 1500$ mm (h_1+h_2)

Lebar pondasi, $B = 8000$ mm

Panjang Pondasi, $L = 4800$ mm

Luas bidang kontak, $A = 38400000$ mm²

Berat pondasi = 382400 N

Total beban statik, $W =$ berat mesin + berat pondasi = 1638061,45 N

Berat pondasi / berat mesin = 5,41 > 5, OK

Tegangan tanah terjadi = 0,04N/mm² < 0.5 $\sigma_{all} = 0,06$ Mpa

Mode Gerak Arah Vertikal (*Vertical Excitation, Z-Direction*)

$m = W/g = 166.9787405$ N-sec²/mm

$$r_o = \sqrt{B \cdot L / \pi} = 3496,15 \text{ mm}$$

Eff. $h = 1350$ mm

$$n_z = 1 + 0,6(1 - \nu) \left(\frac{h}{r_o} \right) = 1,15$$

$B = 4800$ mm

$L = 8000$ mm

$L/B = 1,67$

$\beta_z = 2,15$ (Gambar 3)

$$k_z = \frac{G}{1-\nu} \beta_z \sqrt{B \cdot L} \cdot n_z = 2,28E+06 \text{ N/mm}$$

$$\alpha_z = \frac{1+1,9(1-\nu) \frac{h}{r_o}}{\sqrt{n_z}} = 1,38$$

$$B_z = \frac{1-\nu}{4} \frac{W}{\gamma \cdot r_o^3} = 0,332$$

$$D_z = \frac{0,425}{\sqrt{B_z}} \alpha_z = 1,015$$

$D_{zi} = 0,05$

Total damping, $D_z = D_z + D_{zi} = 1,065$

$$f_{nz} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = 1114,99 \text{ rpm}$$

Karena $2.D^2 = 2,27 > 1$, resonance tidak terjadi

$F_{zo}(P) = 5911,68$ N

$F_{zo}(S) = 2459,87$ N

$\omega = 585$ rpm (operasi utama)

$\omega_n = 1114,99$ rpm

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = 0,52$$

$$M_z(P) = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2.D.r)^2}} = 0,751$$

$\omega = 1170$ rpm (operasi sekunder)

$\omega_n = 1114,99$ rpm

$r = 1,05$

$D_z = 1,07$

$M_z(S) = 0,45$

Mode Gerak Arah Horizontal (*Horizontal Excitation, X-Direction*)

$m = W/g = 166,98$ N-sec²/mm

$$r_o = \sqrt{B \cdot L / \pi} = 3496,15 \text{ mm}$$

Eff. $h = 1350$ mm

$$n_x = 1 + 0,55(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_o} \right) = 1,35$$

$B = 4800$ mm

$L = 8000$ mm

$L/B = 1,67$

$\beta_z = 0,95$ (Gambar 3)

$$k_x = 2(1 + \nu) G \beta_x \sqrt{B \cdot L} \cdot n_x = 2071902,19 \text{ N/mm}$$

$$\alpha_x = \frac{1+1,9(2-\nu) \frac{h}{r_o}}{\sqrt{n_x}} = 1,90$$

$$B_x = \frac{7-8\nu}{32(1-\nu)} \frac{W}{\gamma \cdot r_o^3} = 0,413$$

$$D_x = \frac{0,288}{\sqrt{B_x}} \alpha_x = 0,852$$

$D_{xi} = 0,05$

Total damping, $D_x = D_x + D_{xi} = 0,902$

$$f_{nx} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = 1063,72 \text{ rpm}$$

Karena $2.D^2 = 1,63 > 1$, resonance tidak terjadi

$$F_{xo}(P) = 3224,96 \text{ N}$$

$$\omega = 585 \text{ rpm}$$

$$\omega_n = 1063,72 \text{ rpm}$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = 0,55$$

$$M_z(P) = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2.D.r)^2}} = 0,824$$

Rocking Excitation (ψ -Direction)

$$m = 255661 / (9.81 * 1000) = 26,06$$

$$k = 1500 + 711,2 = 2211,20 \text{ mm}$$

$$I_\psi (\text{mesin}) = m.k^2 = 127424307,60 \text{ N-sec}^2/\text{mm}$$

$$I_\psi = \sum_i^n \left[\frac{m_i}{12} (a_i^2 + b_i^2) + m_i k_i^2 \right]$$

$$I_\psi (\text{pondasi}) = 857247706,42 \text{ N-sec}^2/\text{mm}$$

Dimana:

$$m = 140,917$$

$$a = 8000 \text{ mm}$$

$$b = 1500 \text{ mm}$$

$$k = 750 \text{ mm}$$

$$I_\psi (\text{sistem}) = I_\psi (\text{mesin}) + I_\psi (\text{pondasi}) = 984672014,02 \text{ N-sec}^2/\text{mm}$$

$$r_o = \sqrt[4]{\frac{B^3 \cdot L}{\pi}} = 4018,46 \text{ mm}$$

$$\text{Eff. } h = 1350 \text{ mm}$$

$$n_\psi = 1 + 1,2(1 - \nu) \left(\frac{h}{r_o} \right) + 0,2(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_o} \right)^3 = 1,27$$

$$L/B = 1,67$$

$$\beta_\psi = 0,58 \text{ (Gambar 3)}$$

$$k_\psi = \frac{G}{(1-\nu)} \beta_\psi \sqrt{B \cdot L^2} \cdot n_\psi = 3,37E+13 \text{ N/mm}$$

$$\alpha_\psi = \frac{1 + 0,7(1 - \nu) \left(\frac{h}{r_o} \right) + 0,6(2 - \nu) \left(\frac{h}{r_o} \right)^3}{\sqrt{n_\psi}} = 1,05$$

$$B_\psi = \frac{3(1-\nu)}{8} \frac{I_\psi}{\rho \cdot r_o^5} = 0,12$$

$$n_\psi = 1.6 \text{ (dari table 2)}$$

$$D_\psi = \frac{0,15 \alpha_\psi}{(1 + n_\psi B_\psi) \sqrt{n_\psi B_\psi}} = 0,303$$

$$D_{\psi i} = 0,05$$

Total damping, $D_\psi = D_\psi + D_{\psi i} = 0,902$

$$f_{n\psi} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = 1767,24 \text{ rpm}$$

Karena $2.D^2 = 0,25 < 1$

$$f_{mr} = \frac{fa}{\sqrt{1 - 2D^2}} = 2039,56 \text{ N}$$

$$F_{\psi o}(P) = 23112502,74 \text{ N.mm}$$

$$F_{\psi o}(S) = 2062198,35 \text{ N.mm}$$

$$\omega = 585 \text{ rpm (operasi Utama)}$$

$$\omega_n = 1767,24 \text{ rpm}$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} = 0,33$$

$$M_\psi (P) = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2.D.r)^2}} = 1,086$$

$$\omega = 1170 \text{ rpm (operasi sekunder)}$$

$$r = 0,66$$

$$D_\psi = 0,353$$

$$M_\psi (S) = 1,3685$$

Pitching Excitation (ϕ -Direction)

$$m = 255661 / (9,81 * 1000) = 26,06 \text{ N-sec}^2/\text{mm}$$

$$k = 1500 + 711,2 = 2211,200 \text{ mm}$$

$$I_\phi (\text{mesin}) = m.k^2 = 127424307,60 \text{ N-sec}^2/\text{mm}$$

$$I_\psi = \sum_i^n \left[\frac{m_i}{12} (a_i^2 + b_i^2) + m_i k_i^2 \right]$$

$$I_\psi (\text{pondasi}) = 857247706,42 \text{ N-sec}^2/\text{mm}$$

Dimana:

$$m = 140,917 \text{ N-sec}^2/\text{mm}$$

$$a = 8000 \text{ mm}$$

$$b = 1500 \text{ mm}$$

$$k = 750 \text{ mm}$$

$$I_\phi (\text{sistem}) = I_\phi (\text{mesin}) + I_\phi (\text{pondasi}) = 503673848,88 \text{ N-sec}^2/\text{mm}$$

$$r_o = \sqrt[4]{\frac{B^3 \cdot L}{\pi}} = 3112,69 \text{ mm}$$

$$\text{Eff. } h = 1350 \text{ mm}$$

$$n_{\phi} = 1 + 1,2(1 - \nu)\left(\frac{h}{r_o}\right) + 0,2(2 - \nu)\left(\frac{h}{r_o}\right)^3 = 1,37$$

$$B = 8000 \text{ mm}$$

$$L = 4800 \text{ mm}$$

$$L/B = 0,6$$

$$\beta_{\phi} = 0,45 \text{ (Gambar 3)}$$

$$k_{\phi} = \frac{G}{(1-\nu)} \beta_{\phi} \sqrt{B \cdot L^2} \cdot n_{\phi} = 1.68E+13 \text{ N/mm}$$

$$\alpha_{\phi} = \frac{1 + 0,7(1 - \nu)\left(\frac{h}{r_o}\right) + 0,6(2 - \nu)\left(\frac{h}{r_o}\right)^3}{\sqrt{n_{\phi}}} = 1,09$$

$$B\phi = \frac{3(1-\nu)}{8} \frac{I_{\phi}}{\rho \cdot r_o^5} = 0,22$$

$$n\phi = 1,591 \text{ (dari tabel 2)}$$

$$D_{\phi} = \frac{0,15\alpha_{\psi}}{(1 + n_{\phi}B\phi)\sqrt{n_{\phi}B\phi}} = 0,205$$

$$D\phi_i = 0,05$$

$$\text{Total damping, } D\phi = D\phi + D\phi_i = 0,255$$

$$f_{n\phi} = \frac{60}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = 1744.84 \text{ rpm}$$

Karena $2.D^2 = 0,13 < 1$

$$f_{mr} = \frac{fa}{\sqrt{1 - 2.D^2}} = 1871,256 \text{ N}$$

$$F\phi(P) = 46097793,5 \text{ N.mm}$$

$$F\phi(S) = 16744345,58 \text{ N.mm}$$

$$\omega = 585 \text{ rpm (operasi Utama)}$$

$$\omega n = 1744.84 \text{ rpm}$$

$$r = \frac{\omega}{\omega n} = 0,34$$

$$M_{\phi}(P) = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2.D.r)^2}} = 1,11$$

$$\omega = 1170 \text{ rpm (operasi sekunder)}$$

$$r = 0,67$$

$$D\phi = 0,255$$

$$M\phi(S) = 1,54$$

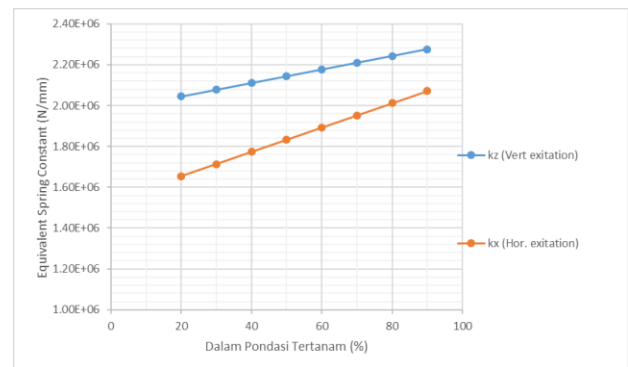
Dalam penelitian ini, perhitungan akan dilakukan dengan membuat beberapa variasi ketebalan pondasi efektif yang tertanam didalam tanah (h2) sehingga dari hasil simulasi dapat diketahui pengaruh nilai h2 terhadap karakteristik dinamis pondasi mesin.

Pengaruh Variasi Tebal Pondasi Efektif Tertanam Dalam Tanah Terhadap Nilai Equivalent Spring Constant (kz, kx, kφ)

Berdasarkan variasi rasio perbandingan kedalaman pondasi tertanam (h2) dan variasi pondasi yang muncul di atas muka tanah (h1) dapat dilihat trend perubahan nilai *equivalent spring constant* untuk masing-masing arah gerakan pondasi (translasi dan rotasi).

Tabel 9. Nilai Rh Vs Equivalent Spring Constant kz dan kx

h1 (mm)	h2 (mm)	Rh (%)	kz (Vertical) (N/mm)	kx (Horiontal) (N/mm)
150	1350	90	2.28E+06	2.07E+06
300	1200	80	2.24E+06	2.01E+06
450	1050	70	2.21E+06	1.95E+06
600	900	60	2.18E+06	1.89E+06
750	750	50	2.14E+06	1.83E+06
900	600	40	2.11E+06	1.77E+06
1050	450	30	2.08E+06	1.71E+06
1200	300	20	2.04E+06	1.65E+06

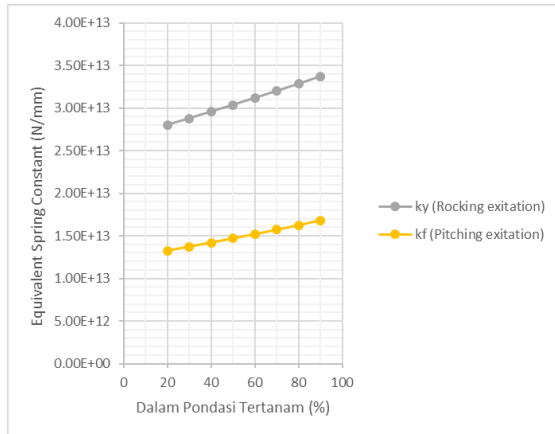


Gambar 8. Grafik Rh Vs Equivalent Spring Constant kz dan kx

Tabel 10. Nilai Rh Vs Equivalent Spring Constant kψ dan kφ

h1 (mm)	h2 (mm)	Rh (%)	kψ Rocking (N/mm)	kφ Pitching (N/mm)
150	1350	90	3.37E+13	1.68E+13
300	1200	80	3.29E+13	1.63E+13
450	1050	70	3.20E+13	1.57E+13
600	900	60	3.12E+13	1.52E+13

h1 (mm)	h2 (mm)	Rh (%)	k ψ Rocking (N/mm)	k ϕ Pitching (N/mm)
750	750	50	3.04E+13	1.47E+13
900	600	40	2.96E+13	1.42E+13
1050	450	30	2.88E+13	1.37E+13
1200	300	20	2.80E+13	1.32E+13



Gambar 9. Grafik Rh Vs Equivalent Spring Constant k_{ψ} dan k_{ϕ}

Dari tabel 9, tabel 10, gambar 8 dan gambar 9 dapat terlihat perubahan nilai *equivalent spring constant* sesuai dengan variasi perubahan rasio tinggi tertanam pondasi di dalam tanah (rh). Dengan pengurangan tinggi ratio tertanam pondasi dari 90% menjadi 20% terlihat penurunan kekakuan spring arah vertikal (k_z) dari nilai awal $2.28E+06N/mm$ menjadi $2.04E+06N/mm$ yang artinya akan mengalami penurunan sebesar 10,18%. Sedangkan penurunan kekakuan spring arah horizontal (k_x) terjadi dari nilai awal $2.07E+06N/mm$ menjadi $1.65E+06N/mm$ atau sebesar 20,18%. Hal ini menunjukkan penurunan kekakuan akan lebih sensitive pada nilai *equivalent spring constant* arah horizontal (k_z) jika dibandingkan dengan kekakuan arah vertical (k_x).

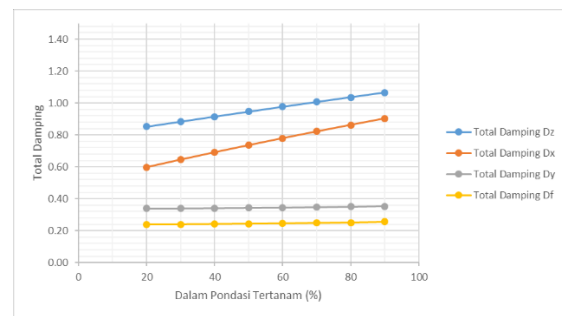
Pengaruh Variasi Tebal Pondasi Efektif (Rh) Tertanam Dalam Tanah Terhadap Nilai Total Damping (Dz, Dx, D ψ , D ϕ)

Dari table 11 dan gambar 10 terlihat perubahan nilai total damping sesuai

dengan variasi perubahan rasio tinggi tertanam pondasi di dalam tanah (Rh).

Tabel 11. Nilai Rh Vs Total Damping

Rh %	Total Damping Dz	Total Damping Dx	Total Damping Dy	Total Damping Df
90	9.02E-01	3.53E-01	2.55E-01	1.11E+03
80	8.62E-01	3.50E-01	2.51E-01	1.11E+03
70	8.21E-01	3.47E-01	2.48E-01	1.10E+03
60	7.79E-01	3.45E-01	2.45E-01	1.09E+03
50	7.36E-01	3.43E-01	2.43E-01	1.08E+03
40	6.91E-01	3.41E-01	2.42E-01	1.07E+03
30	6.45E-01	3.40E-01	2.40E-01	1.07E+03
20	5.98E-01	3.39E-01	2.39E-01	1.06E+03



Gambar 10. Grafik Rh Vs Total Damping

Dengan pengurangan tinggi ratio tertanam pondasi dari 90% menjadi 20% terlihat penurunan *total damping* arah vertikal (Dz) dari nilai awal $9,02E-01$ menjadi $5,98E-01$ yang artinya akan mengalami penurunan sebesar 33,76%. Sedangkan penurunan *total damping* arah horizontal (Dx) diperoleh dari nilai awal $3,3E-01$ menjadi $3,39E-01$ yang jika penurunan ini dipersentasekan adalah sebesar 3,39%. Hal ini menunjukkan *Total damping* akan lebih sensitif pada arah vertikal (Dz) jika dibandingkan dengan penurunan total damping pada mode gerakan arah lainnya (horizontal dan rotasi).

Pengaruh Variasi Tebal Pondasi Efektif Tertanam Dalam Tanah Terhadap Frekuensi Alami (fnz, fnx, fn ψ , fn ϕ)

Dari hasil analisa sesuai tabel 12 dan gambar 10 terlihat perubahan nilai frekuensi alami pondasi sesuai dengan variasi perubahan rasio tinggi tertanam pondasi di dalam tanah (Rh). Dengan pengurangan tinggi rasio tertanam pondasi dari 90% menjadi 20% diperoleh penurunan frekuensi arah vertikal (fnz) dari nilai awal 1114,99 rpm menjadi 1056,71 rpm yang artinya akan mengalami penurunan sebesar 5,236%.

Tabel 12. Nilai Rh Vs Frekuensi Alami Arah Vertikal (fnz)

Rh %	Natural freq, fnz (rpm)	Penurunan %
90	1114.99	0.00
80	1106.85	0.73
70	1098.66	1.46
60	1090.40	2.21
50	1082.07	2.95
40	1073.69	3.70
30	1065.23	4.46
20	1056.71	5.23

Tabel 13. Nilai Rh Vs Frekuensi Alami Arah Horizontal (fnx)

Tertanam %	Natural freq. Hor. Exitacion (rpm)	Penurunan %
90	1063.72	0.00
80	1048.27	1.45
70	1032.59	2.93
60	1016.67	4.42
50	1000.49	5.94
40	984.06	7.49
30	967.34	9.06
20	950.33	10.66

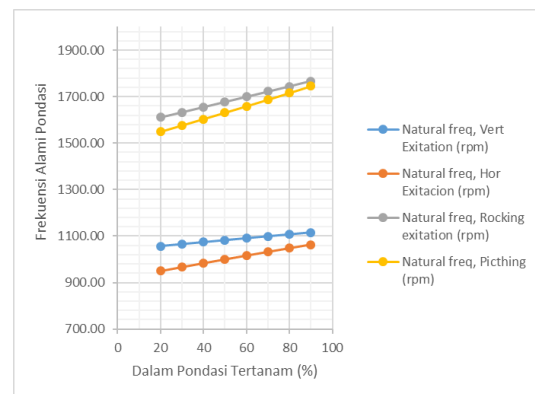
Tabel 14. Nilai Rh Vs Frekuensi Alami mode Rocking Excitation (fnψ)

Tertanam %	Natural freq, Rocking excitation (rpm)	Penurunan %
90	1767.24	0.00
80	1744.33	1.30
70	1721.69	2.58
60	1699.27	3.85

50	1677.01	5.11
40	1654.83	6.36
30	1632.65	7.62
20	1610.41	8.87

Tabel 15. Nilai Rh Vs Frekuensi Alami mode Pitching Excitation (fnφ)

Tertanam %	Natural freq. Picthing excitation (rpm)	Penurunan %
90	1744.84	0.00
80	1715.46	1.68
70	1686.73	3.33
60	1658.54	4.95
50	1630.78	6.54
40	1603.31	8.11
30	1575.99	9.68
20	1548.66	11.24



Gambar 10. Grafik Rh Vs Frekuensi Alami Pondasi (fn)

Untuk penurunan frekuensi alami arah horizontal (fnx) sesuai table 13 diperoleh dari nilai awal 1063,72 rpm menjadi 950,33 rpm atau sebesar 10,66%. Hal ini menunjukkan penurunan frekuensi alami akan lebih sensitive pada arah horizontal (fnx) jika dibandingkan dengan penurunan frekuensi alami (fn) pada mode gerakan arah vertikal. Untuk perubahan nilai frekuensi alami dengan arah pola gerakan rotasi dapat dilihat pada tabel 14 dan tabel 15.

Penurunan nilai frekuensi alami ini dapat beresiko pada pondasi mesin yang didesain mendekati dengan frekuensi

operasi unit mesin. Dengan mengurangi rasio dalam tertanam pondasi terhadap ketinggian pondasi total maka akan berpotensi mendekat frekuensi masa pondasi dan mesin terhadap frekuensi putaran mesin untuk tipe system pondasi yang didesain berada di atas frekuensi operasi mesin (*High Tune System*) yang akan berpotensi meningkatkan simpangan pondasi.

9. KESIMPULAN

Dengan pengurangan tinggi ratio tertanam pondasi dari 90% menjadi 20% diperoleh penurunan frekuensi arah vertikal (fnz) sebesar 5,24%. Untuk penurunan frekuensi alami arah horizontal (fnx) diperoleh penurunan sebesar 10,66%. Hal ini menunjukkan penurunan frekuensi alami akan lebih sensitive pada arah horizontal (fnx) jika dibandingkan dengan penurunan frekuensi alami (fn) pada mode gerakan arah vertikal

Penurunan nilai frekuensi alami ini dapat beresiko pada meningkatnya respon pondasi akibat beban vibrasi mesin jika pondasi mesin didesain mendekati frekuensi operasi mesin. Dengan mengurangi rasio dalam tertanam pondasi terhadap ketinggian pondasi total maka akan berpotensi mendekat frekuensi massa (pondasi dan mesin) terhadap frekuensi putaran mesin untuk tipe system pondasi yang didesain berada di atas frekuensi operasi mesin (*High Tune System*).

DAFTAR PUSTAKA

- [1] ACI 351.3R-04 [2004]. "Foundations for Dynamic Equipment". American Concrete Institute, United State of America.
- [2] Andalucia, S. (2023) "Operasi dan Troubleshooting Gas Compressor di Stasiun Kompresor Gas (SKG) Lembak PT Pertamina Hulu rokan Region 1 Zona 4". Jurnal Cakrawala Ilmiah Vol.2, No. 5, Indonesia
- [3] Arya, S., O'Neill M. and Pincus, G. (1984). "Design of Structures and Foundations for Vibrating Machines". Gulf Publishing Company, Houston.
- [4] Bhatia, K.G. (2008). "Foundation for Industrial Machines and Earthquake Effects". ISET Journal of Earthquake Technology, Paper No. 495, Vol. 45, No. 1-2.
- [5] Hanlon, C.P. [2001]. "Compressor Handbook". McGRAW-HILL, United State of America.
- [6] Prakash, S. and Puri, V.K. (2006). "Foundation for Vibrating Machines". Journal of Structural Engineering, SERC, Madras, India.