

PENYUSUNAN PROGRAM BANTU BERBASIS MEH DAN METODE PSEUDO-MODAL UNTUK ANALISIS DINAMIK SISTEM POROS-ROTOR

I Wayan Suweca⁽¹⁾ dan I Komang Jaya Santika⁽²⁾

⁽¹⁾ Lab. Perancangan Mesin Departemen Teknik Mesin FTI-ITB

⁽²⁾ Alumni Departemen Teknik Mesin FTI-ITB

Ringkasan

Dalam makalah ini disusun suatu program bantu untuk melakukan analisis dinamik sistem poros-rotor. Program bantu yang disusun didasarkan pada metode elemen hingga dan metode pseudo-modal. Penulisan program bantu tersebut memanfaatkan bahasa pemrograman MATLAB®. Validasi terhadap program bantu yang telah disusun dilakukan dengan membandingkan hasil yang diperoleh dengan hasil pada referensi [1]. Program bantu yang telah divalidasi tersebut kemudian digunakan untuk melakukan analisis dinamik sistem poros-rotor dari generator listrik tipe 1FC 1801 produksi PT. PINDAD (Persero).

Perbandingan hasil validasi program bantu dengan hasil analisis pada referensi [1] yang berupa diagram Campbell, frekuensi pribadi sistem; menunjukkan akurasi yang sangat baik. Aplikasi program bantu pada sistem poros-rotor dari generator listrik produksi PT. PINDAD (Persero) memperlihatkan bahwa sistem poros-rotor dari generator tipe 1FC 1801 tersebut tidak memiliki putaran kritis pada kisaran putaran operasinya.

Abstract

This paper presents a strategy in analyzing shaft-rotor dynamics system based on finite element and pseudo-modal methods by using MATLAB® programming language. The validation of computer program developed in this study is carried out by comparing the results with those obtained in the reference [1]. The computer program then is used to analyze the dynamic behavior of the electric generator 1FC 1801 produced by PT PINDAD (Persero).

The validations of the computer program's results with those obtained in reference [1] have shown a very good agreement. The application of the computer program in analyzing the dynamic behavior of electric generator type 1FC 1801 has shown that the rotor dynamic system has no critical speed in the range of its operational speed.

Keywords: finite element method, pseudo-modal method, Campbell diagram, critical speed

1. LATAR BELAKANG MASALAH

Tuntutan adanya peningkatan performansi dan efisiensi dari dunia industri terhadap produk turbo-mesin memaksa berbagai pihak, khususnya pabrik pembuat, untuk berusaha keras melakukan berbagai modifikasi terhadap produk mereka. Salah satu aspek penting yang perlu dilakukan untuk dapat memprediksi kinerja produk turbo-mesin, seperti misalnya generator listrik, adalah dengan melakukan prediksi seakurat mungkin terhadap karakteristik dinamik sistem poros-rotor tersebut pada tahap perancangannya.

PT. PINDAD (Persero) yang memiliki potensi untuk melakukan pengembangan baik pada kegiatan perancangan maupun pada kegiatan produksi, khususnya untuk produk generator listrik, membutuhkan berbagai fasilitas baik perancangan maupun produksi. Salah satu fasilitas perancangan yang dibutuhkan adalah tersedianya perangkat lunak yang dapat digunakan untuk melakukan analisis karakteristik dinamik suatu sistem poros-rotor, sehingga selama kegiatan perancangan dapat dilakukan prediksi setepat mungkin terhadap karakteristik dinamik sistem poros-rotor yang akan diproduksi.

Masih langkanya perangkat lunak yang secara langsung dapat digunakan untuk melakukan analisis dinamik sistem poros-rotor, ditambah dengan harga perangkat lunak di pasaran yang cukup mahal, mendorong PT PINDAD untuk mengembangkan perangkat lunak sederhana yang dapat digunakan untuk membantu kegiatan perancangannya.

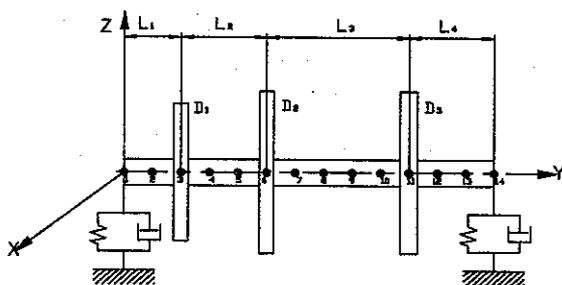
Dalam makalah ini disusun suatu program bantu berbasis metode elemen hingga dan metode pseudo-modal yang dapat digunakan dalam melakukan analisis dinamik sistem poros-rotor. Parameter dinamik yang akan dianalisis adalah diagram Campbell, respons sistem poros-rotor akibat adanya massa takseimbang pada suatu putaran poros tertentu, dan bentuk modus getar dari sistem poros-rotor tersebut.

2. SISTEM POROS-ROTOR

Elemen-elemen utama yang menyusun sebuah sistem poros-rotor adalah poros (*shaft*), piringan (*disk*), bantalan (*bearing*), dan penyekat (*seal*), [1]. Gambar skema sebuah sistem poros-rotor yang paling sederhana ditunjukkan pada Gb. 1.

Penurunan persamaan gerak sistem diperoleh secara sistematis seperti ditunjukkan pada referensi [1]. Mula-mula diturunkan persamaan energi kinetik dan energi regangan dari setiap komponen sistem poros-rotor. Kemudian dilakukan perhitungan kerja-luar yang diakibatkan oleh gaya-gaya luar yang bekerja pada sistem poros-rotor. Metode elemen hingga dapat digunakan untuk membantu penurunan persamaan energi kinetik, energi regangan dan kerja-luar. Selanjutnya, dengan menerapkan persamaan Lagrange dapat diturunkan persamaan gerak sistem poros-rotor.

Solusi persamaan gerak sistem poros-rotor dapat diperoleh dengan berbagai metode seperti metode langsung (*direct method*) dan metode *pseudo-modal*. Metode yang digunakan dalam kasus yang dibahas adalah metode *pseudo-modal*, karena metode ini memiliki kelebihan dari segi reduksi waktu dan memori yang dibutuhkan dalam perhitungan numeriknya. Sehingga sangat cocok untuk kasus-kasus nyata di industri di mana sistem dinamik yang dianalisis umumnya memiliki ukuran derajat kebebasan yang besar. Walaupun demikian, dari segi ketelitian, metode *pseudo-modal* memiliki kekurangan dibandingkan dengan metode langsung.



Gb. 1 Model sistem poros-rotor [1]

3. PENYUSUNAN PROGRAM BANTU DAN VALIDASINYA

Diagram alir dari program bantu yang disusun untuk menganalisis karakteristik dinamik sistem poros-rotor ditunjukkan pada Gb. 2. Program bantu tersebut ditulis dengan memanfaatkan bahasa pemrograman MATLAB®. Sebelum digunakan untuk menganalisis kasus sistem poros-rotor dari generator tipe 1FC 1801 produksi PT PINDAD (Persero), perlu dilakukan satu validasi terhadap program bantu tersebut.

Langkah validasi terhadap program bantu yang disusun dilakukan dengan cara membandingkan hasil analisis dengan menggunakan program bantu dan hasil analisis dari referensi [1]. Kasus yang dibahas adalah sistem poros-rotor seperti pada Gb. 1. Hasil analisis yang dibandingkan adalah frekuensi pribadi (diagram *Campbell*) dan respons akibat adanya massa takseimbang.

Poros dibagi menjadi 13 elemen berupa elemen balok dengan diameter penampang melintang yang sama, yaitu sebesar 100 mm. Poros dan piringan dibuat

dari material yang sama, yaitu baja dengan spesifikasi sbb. :

- Modulus elastisitas, $E = 2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
- Massa jenis, $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$
- Poisson ratio, $\nu = 0,3$

Data geometri piringan diberikan pada Tabel 1. Sedangkan dua buah bantalan yang digunakan diasumsikan memiliki karakteristik yang sama, seperti diberikan pada Tabel 2.

Tabel 1 Data Geometri Piringan [1]

Parameter	D_1	D_2	D_3
Tebal, h (m)	0,05	0,05	0,06
Diameter dalam, R_1 (m)	0,05	0,05	0,05
Diameter luar, R_2 (m)	0,12	0,2	0,2

Tabel 2 Data Bantalan [1]

Parameter	arah xx	arah zz	arah xz	arah zx
Kekakuan (N/m)	5×10^7	7×10^7	0	0
Redaman (N/m/s)	5×10^2	7×10^2	0	0

Sifat dari masing-masing piringan berupa massa dan inerti massa, dihitung dengan menggunakan rumus pendekatan [1] sbb.:

$$M_D = \pi (R_2^2 - R_1^2) h \rho \quad (1)$$

$$I_{Dx} = I_{Dz} = \frac{M_D}{12} (3R_1^2 + 3R_2^2 + h^2) \quad (2)$$

$$I_{Dy} = \frac{M_D}{12} (R_1^2 + R_2^2) \quad (3)$$

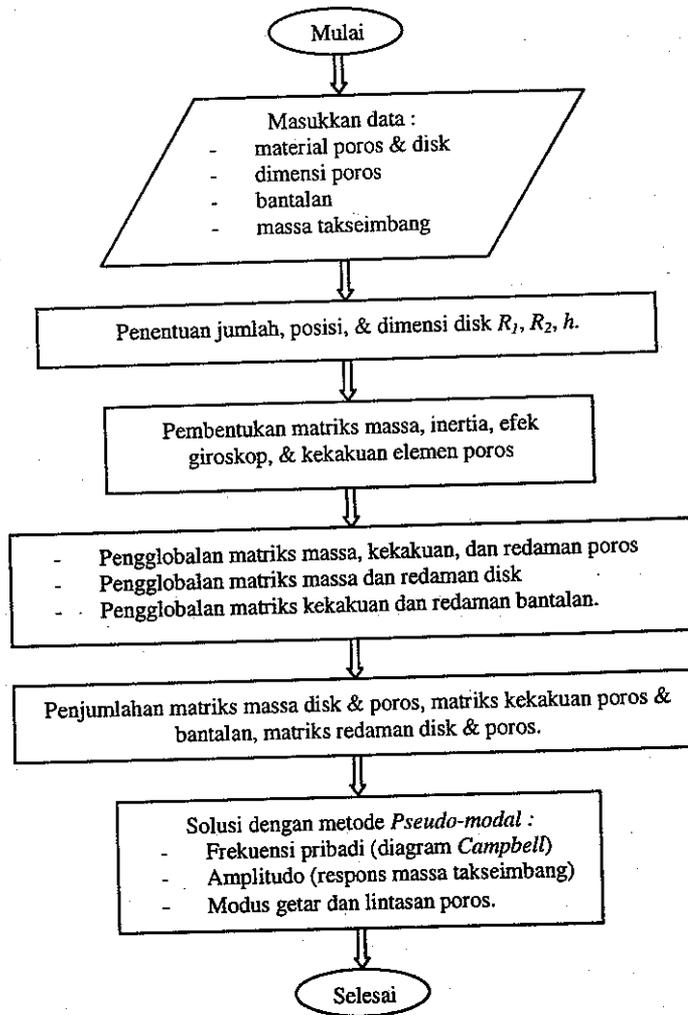
Rentang putaran rotor adalah dari nol sampai 30000 rpm. Sebuah massa tak seimbang sebesar 200 gram.mm diasumsikan terletak pada piringan kedua (di titik nodal 6).

Analisis dinamik terhadap sistem poros-rotor seperti pada Gb. 1 di atas dilakukan dengan menggunakan diagram alir seperti diperlihatkan pada Gb. 2.

3.1. Diagram Campbell

Diagram Campbell untuk 10 frekuensi pribadi terendah yang diperoleh dari analisis dengan program bantu dan yang diperoleh dari referensi [1] dapat dilihat pada Gb. 3 dan Gb. 4.

Delapan frekuensi pribadi terendah dan prosentase kesalahan terhadap hasil yang diperoleh dengan metode langsung (*direct method*) dapat dilihat pada Tabel 3. Dari Tabel 3 tersebut terlihat bahwa prosentase kesalahan adalah relatif sangat kecil. Kesalahan paling besar adalah sebesar 10,25 % dan kesalahan rata-ratanya adalah sebesar 1,41 %.

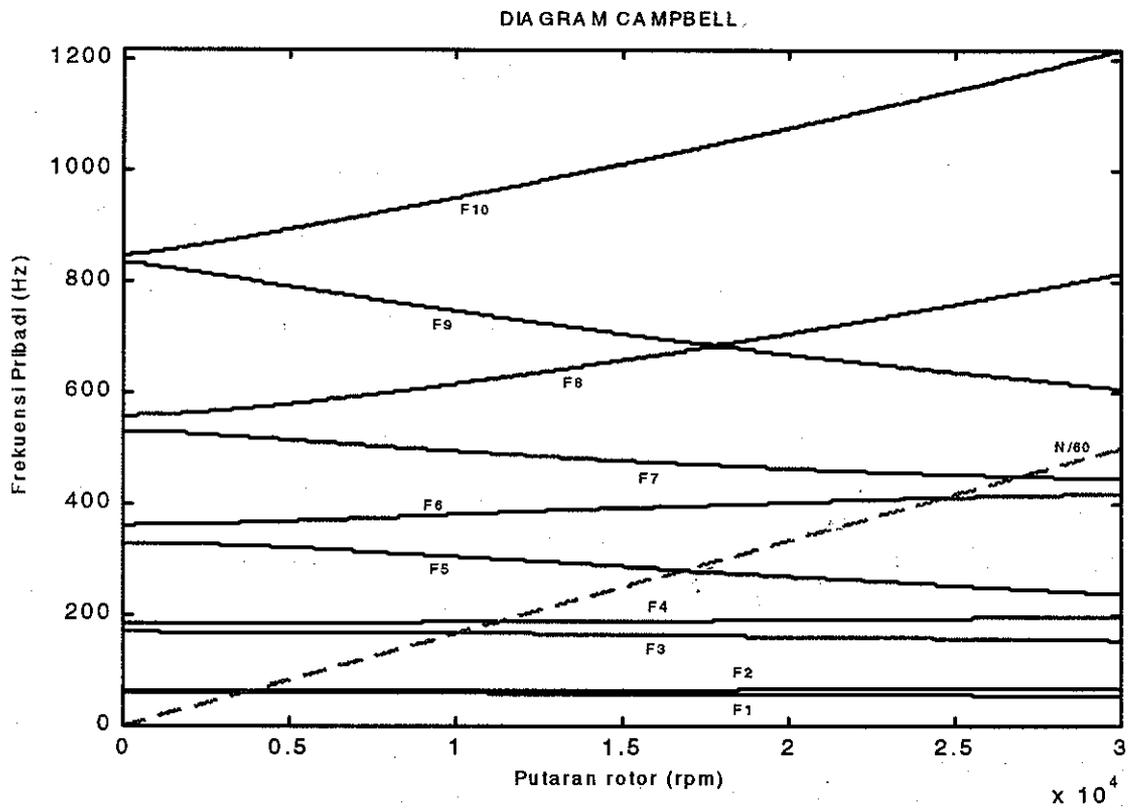


Gb. 2 Diagram alir proses perhitungan dalam program bantu.

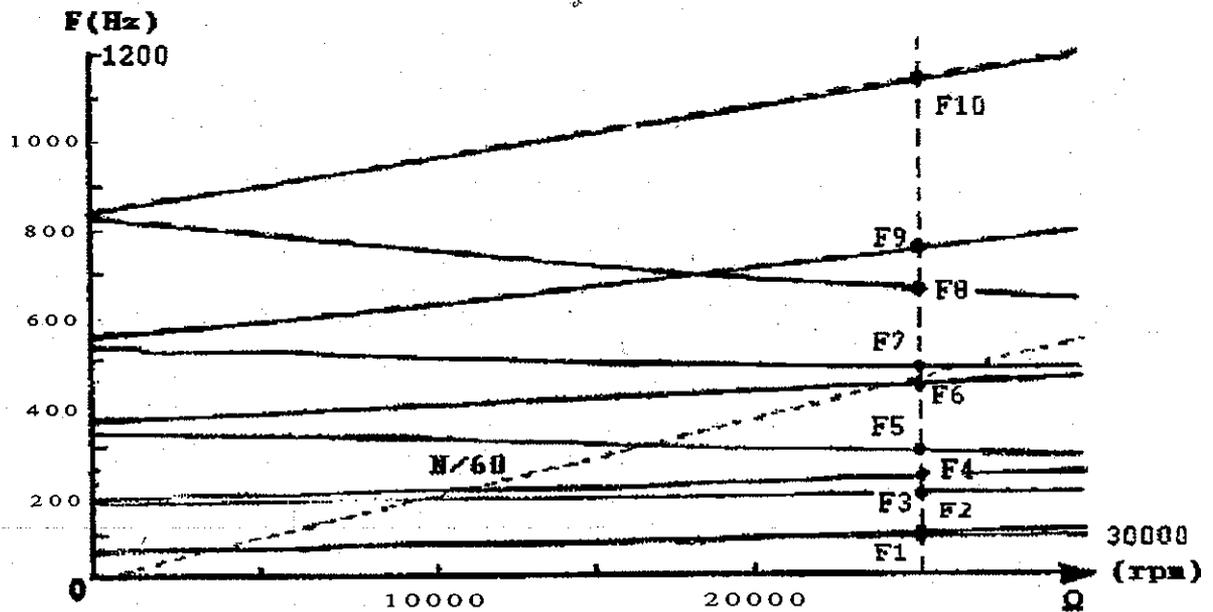
Tabel 3. Frekuensi Pribadi [Hz] pada Putaran 25000 rpm

Frek. ke :	Direct method	MPM 2 Modus		MPM 4 Modus		MPM 6 Modus		MPM 8 Modus	
		Referensi	Matlab	Referensi	Matlab	Referensi	Matlab	Referensi	Matlab
1	55,408	56,135 (1,3 %)	56,150 (1,3 %)	56,127 (1,3 %)	56,144 (1,3 %)	55,690 (0,51 %)	55,704 (0,53 %)	55,472 (0,12 %)	55,487 (0,14 %)
2	67,209	68,062 (1,3 %)	68,097 (1,3 %)	68,051 (1,3 %)	68,085 (1,3 %)	67,473 (0,39 %)	67,505 (0,44 %)	67,267 0,09 %	67,299 0,13 %
3	157,90			160,30 (1,5 %)	160,409 (1,5 %)	160,23 (1,1 %)	160,348 (1,5 %)	159,97 (1,1 %)	160,084 (1,3 %)
4	193,71			196,30 (1,3 %)	196,548 (1,4 %)	196,25 (1,3 %)	196,489 (1,4 %)	195,94 (1,1 %)	196,190 (1,2 %)
5	249,90					270,63 (8,3 %)	270,564 (8,2 %)	254,53 (1,8 %)	254,586 (1,8 %)
6	407,62					448,57 (10 %)	449,416 (10,25 %)	413,06 (1,3 %)	413,665 (1,4 %)
7	446,62							453,03 (1,4 %)	454,161 (1,6 %)
8	715,03							759,81 (6,2 %)	760,638 (6,3 %)

Catatan :
MPM : Metode Pseudo-modal



Gb. 3. Diagram *Campbell* 10 modus terendah yang diperoleh dari program *Matlab 5*.



Gb. 4 Diagram *Campbell* 10 modus terendah yang diperoleh dari referensi [1].

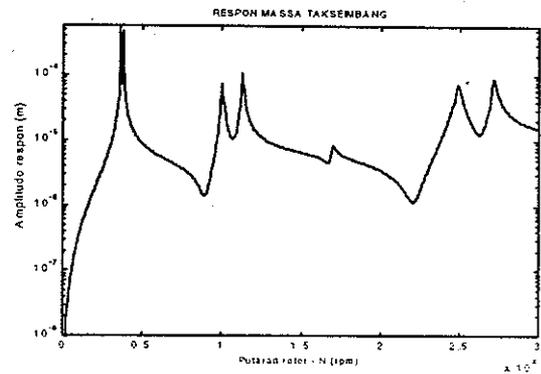
3.2. Respons Akibat Massa Takseimbang

Respons struktur oleh gaya akibat massa takseimbang yang dihitung dengan hanya menggunakan 4 frekuensi pribadi terendah ditunjukkan pada Gb. 5. Sedangkan untuk kasus hanya dengan menggunakan 8 frekuensi pribadi terendah dapat dilihat pada Gb. 6.

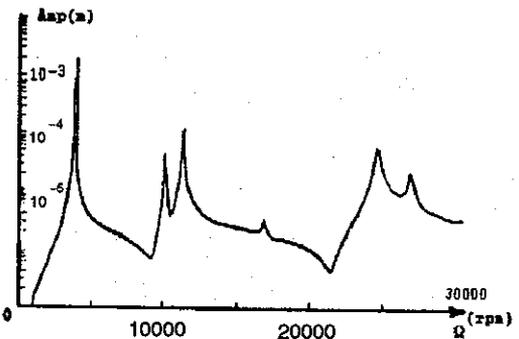
3.3. Bentuk Modus Getar

Beberapa bentuk modus getar poros-rotor dapat dilihat pada Gb. 7 sampai dengan Gb. 10. Bentuk modus getar kedua sama dengan bentuk modus getar yang pertama. Yang membedakannya hanyalah arah perpindahan yang dialami oleh titik-titik nodal, di mana modus getar pertama menunjukkan perpindahan dalam arah sumbu-x, sedangkan modus getar kedua menunjukkan perpindahan dalam arah sumbu-z. Ini berlaku juga untuk pasangan modus getar ketiga dan keempat, dan seterusnya.

Dari Tabel 3 dapat dilihat bahwa kesalahan yang terjadi antara hasil yang diperoleh dengan dari program bantu, yang menggunakan metode pseudo-modal, dengan metode langsung adalah relatif kecil. Demikian pula jika kita lihat dari grafik respons massa takseimbang (Gb. 5 dan Gb. 6). Dari hasil tersebut dapat dikatakan bahwa program bantu yang disusun dapat digunakan untuk menganalisis suatu sistem poros-rotor, khususnya untuk memperoleh diagram Campbell dan respons akibat massa takseimbang.

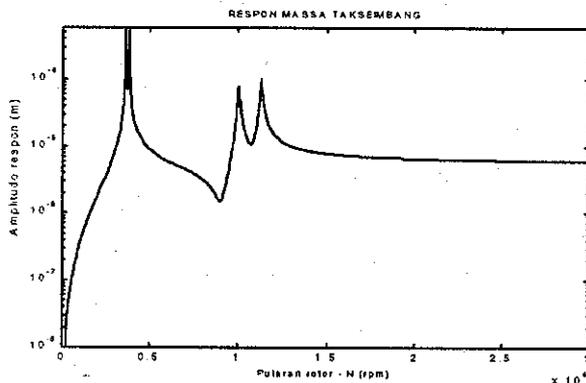


(a) Hasil dari program bantu.

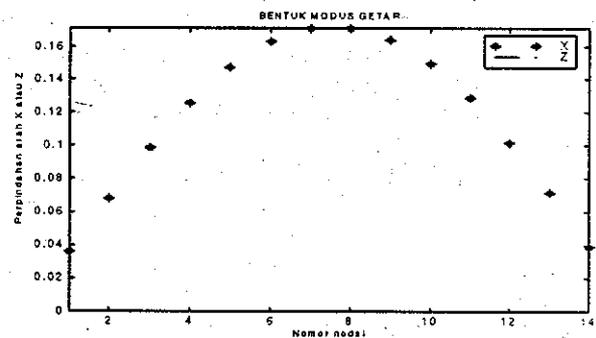


(b) Hasil dari referensi [1]

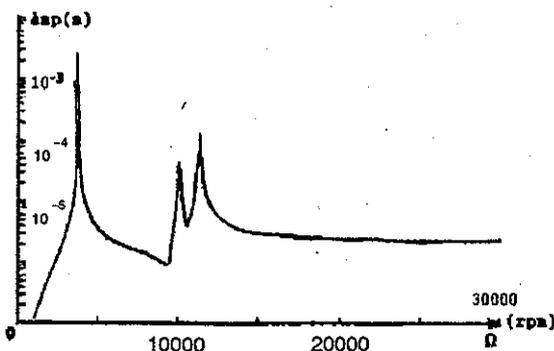
Gb. 6 Respons akibat massa takseimbang, $n = 8$



(a) Hasil dari program bantu

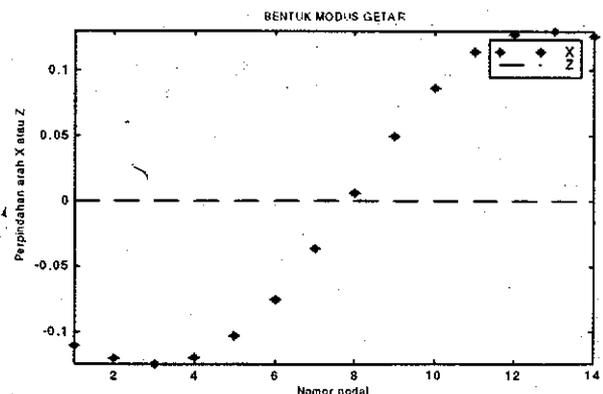


Gb. 7 Modus getar poros ke 1

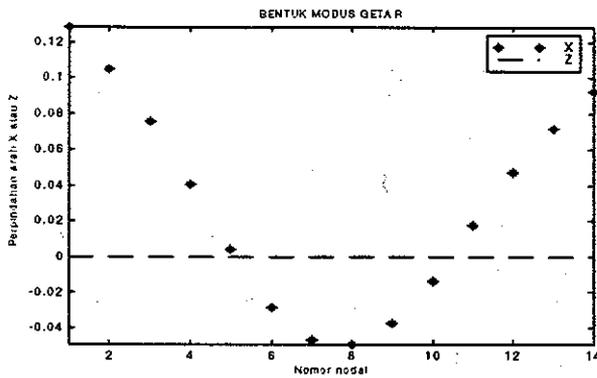


(b) Hasil dari referensi [1]

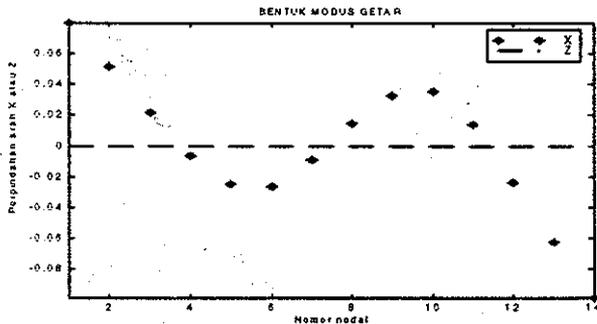
Gb. 5 Respons akibat massa takseimbang, $n = 4$



Gb. 8 Modus getar poros ke 3



Gb. 9 Modus getar poros ke 5



Gb. 10 Modus getar poros ke 7

4. ANALISIS STUDI KASUS

Sebagai studi kasus, program bantu yang telah disusun digunakan untuk menganalisis poros-rotor generator tipe 1FC1801 produksi PT PINDAD (Persero).

Gambar poros-rotor generator tipe 1FC1801 tersebut dapat dilihat pada Gb. 11. Sedangkan gambar skema penyederhanaan untuk keperluan pemodelan dapat dilihat pada Gb. 12. Hal ini bertujuan untuk mempermudah analisis yang dilakukan dengan program bantu yang telah disusun.

Bagian poros bersirip yang merupakan tempat untuk meletakkan lilitan konduktor, dimodelkan dengan balok berpenampang lingkaran. Sifat-sifat dari bagian tersebut seperti massa, inerti penampang, dan panjang, didekati dengan memvariasikan diameter balok tersebut. Variasi dari diameter ini menyebabkan variasi pada massa jenis (ρ) material poros. Dari hasil perhitungan diperoleh massa jenis untuk bagian poros bersirip ini adalah 5589 kg/m^3 , sedangkan bagian lainnya adalah 7850 kg/m^3 . Sifat-sifat lain dari material poros adalah :

- Material : St-52.
- Modulus Elastisitas, E : $2,1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$.
- Poisson ratio, ν : 0,32

- Massa jenis, ρ : 7850 kg/m^3 .

Pada generator tipe 1FC 1801 poros hanya ditumpu oleh sebuah bantalan bola. Sedangkan pada ujung lainnya poros dikopel langsung ke mesin penggerak dengan sepasang flens yang dihubungkan dengan baut. Putaran operasi dari poros-rotor generator adalah 750 rpm.

Model elemen hingga poros-rotor generator tipe 1FC 1801 terdiri dari 26 elemen balok dan 6 buah piringan yang diperlihatkan pada Gb. 13.

Analisis yang dilakukan adalah untuk memperoleh frekuensi pribadi sistem poros-rotor generator tipe 1FC 1801 sebagai fungsi dari putaran poros (diagram Campbell), respons akibat adanya massa takseimbang, bentuk modus getar yang dialami poros, dan defleksi yang dialami poros pada saat berputar. Pada analisis tersebut, bantalan dimodelkan dengan suatu pegas dengan kekakuan dalam arah-arah radial poros yang sangat besar yaitu $k_{xx} = k_{zz} = 3 \times 10^{12} \text{ N/m}$. Sedangkan $k_{xz} = k_{zx} = 0$ dan redaman sistem poros-rotor dianggap kecil sekali, sehingga $c_{xx} = c_{zz} = c_{xz} = c_{zx} = 0$.

Pada Gb. 13 ditunjukkan model poros-rotor generator dengan 26 elemen hingga balok (27 titik nodal). Pada poros ini terdapat enam buah piringan yang sifat-sifatnya (massa dan inerti massa) masing-masing terpusat pada titik nodal 2, 7, 12, 14, 16, 18. Geometri dari masing-masing piringan adalah seperti Tabel 4 di bawah ini.

Sebuah massa takseimbang diasumsikan terletak pada piringan kedua (D_2) dengan massa (m_u) = 2 kg, dan eksentrisitas terhadap sumbu aksial poros (d) sebesar 0,14 meter. Asumsi ini didasarkan pada standar API (American Petroleum Institute)^[1], yang dirumuskan sebagai :

$$U_B = m \cdot d \approx \frac{5M}{\Omega^2} \quad (4)$$

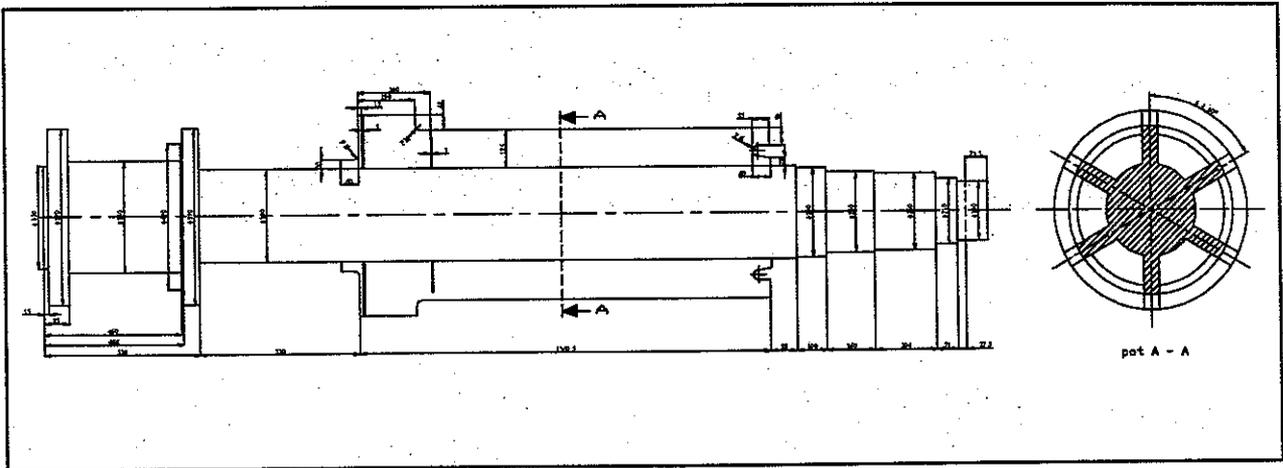
dimana :

- U_B = massa takseimbang [kgm]
- M = massa rotor [kg]
- Ω = 105 % kecepatan putar poros [rad/detik].

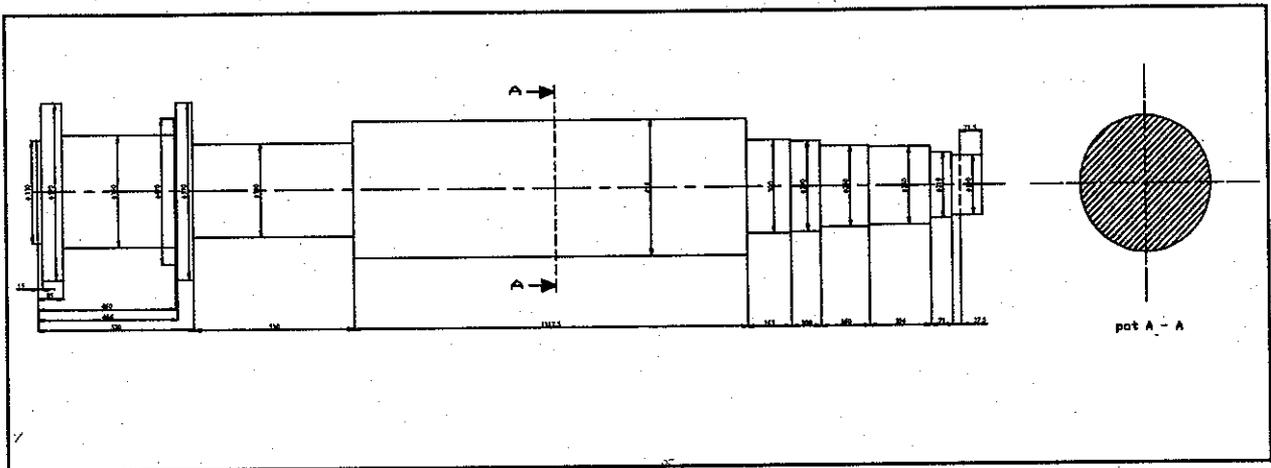
Hasil analisis dari model dengan 26 elemen hingga yang berupa diagram Campbell untuk enam modus terendah adalah seperti terlihat pada Gb. 14. Sedangkan respons dari beberapa titik nodal akibat adanya massa takseimbang dapat dilihat pada Gb. 15. Sedangkan defleksi yang dialami oleh poros pada putaran operasi 750 rpm ditunjukkan pada Gb. 16.

Tabel 4. Data Piringan (Disk) Model Poros-Rotor Generator Tipe 1FC 1801

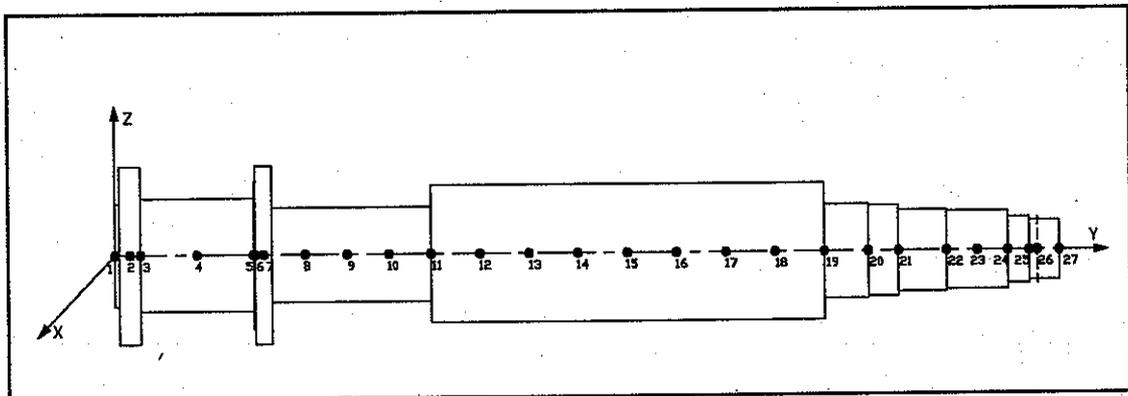
Geometri disk :	Piringan (disk) ke :					
	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6
R dalam, R_1 (m)	0,165	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
R luar, R_2 (m)	0,285	0,285	0,219	0,219	0,219	0,219
Tebal, h (m)	0,07	0,054	0,328125	0,328125	0,328125	0,328125



Gb. 11 Poros-rotor generator tipe 1FC 1801.



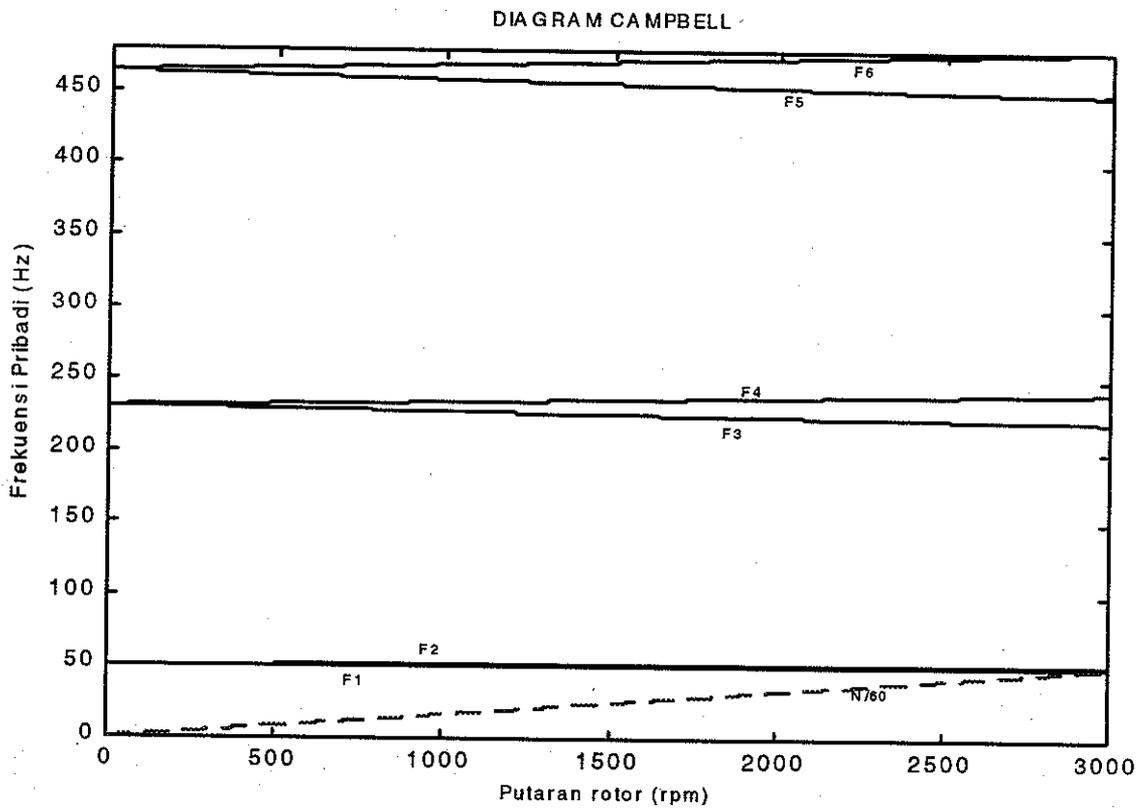
Gb.12. Penyederhanaan untuk pemodelan poros-rotor generator tipe 1FC 1801.



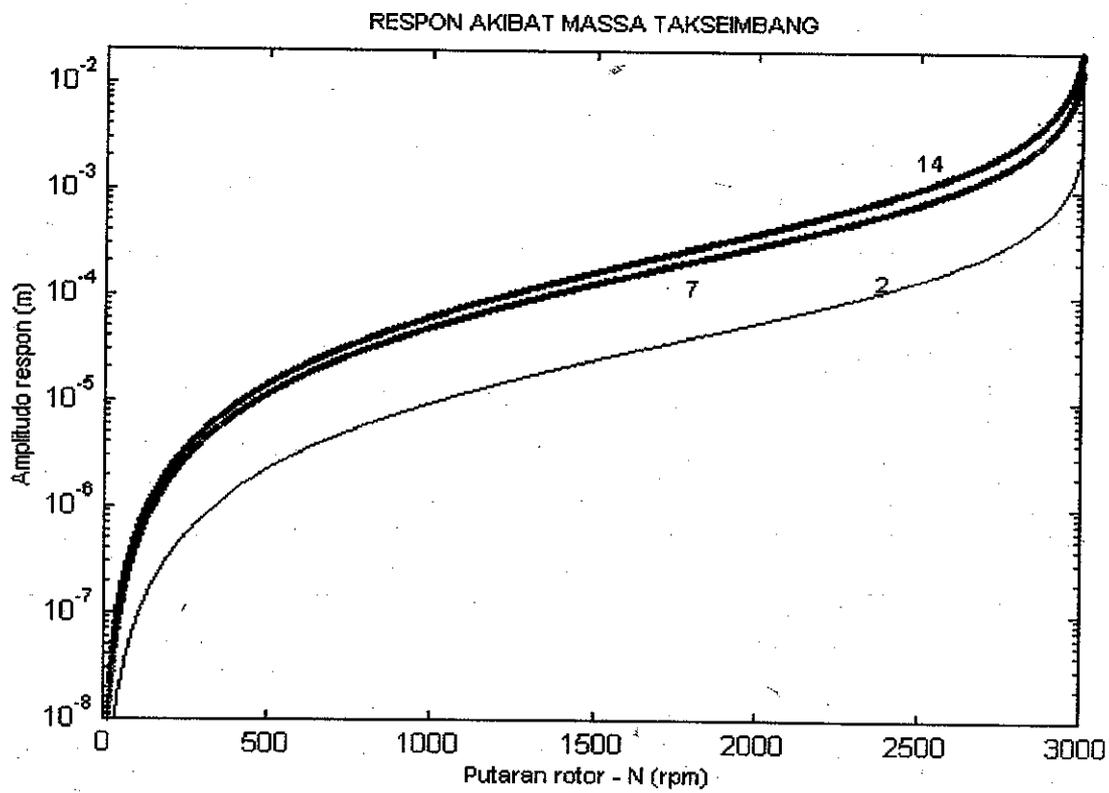
Gambar 13. Model elemen hingga poros-rotor generator tipe 1FC 1801.

Bentuk modus getar pertama, ketiga, dan kelima, masing-masing dapat dilihat pada Gb. 17, Gb. 18, dan Gb. 19.

Defleksi maksimum yang dialami titik nodal pada poros untuk berbagai posisi massa takseimbang dan putaran poros adalah seperti pada Tabel 5.

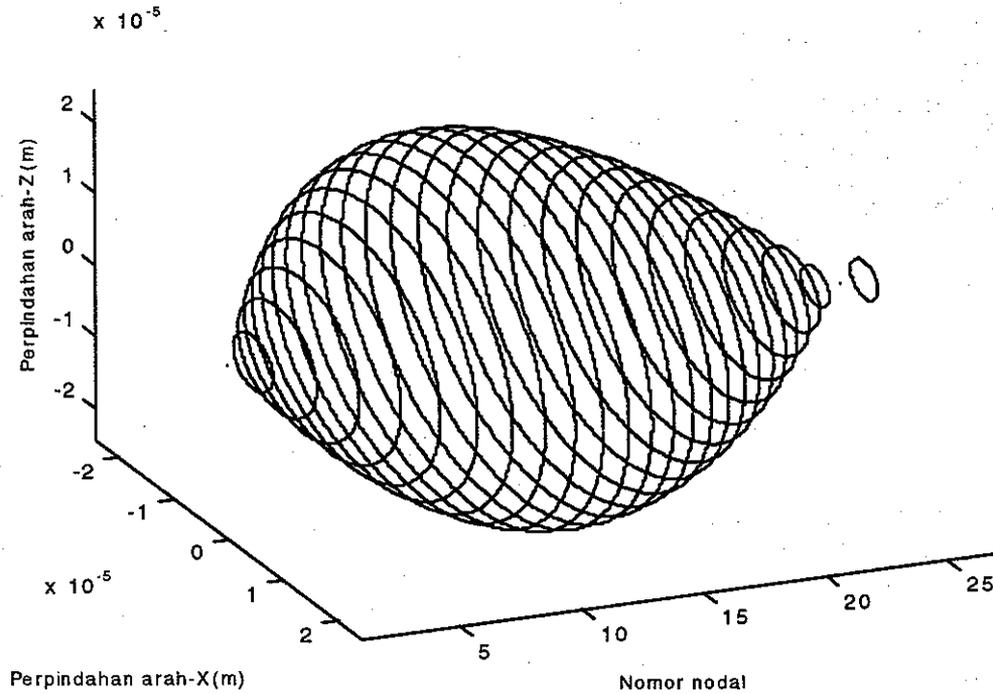


GB. 14. Diagram *Campbell* 6 modus pertama.



GB. 15. Respons akibat massa takseimbang untuk titik-titik nodal 2, 7, dan 14

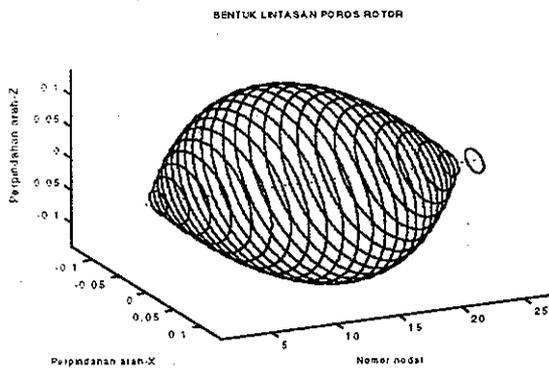
DEFLEKSI POROS ROTOR



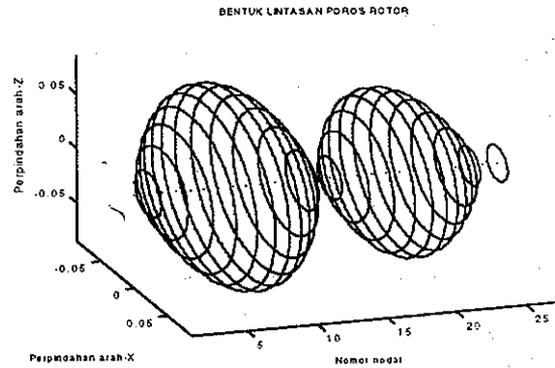
Gambar 16. Defleksi poros-rotor generator, $N = 750 \text{ rpm}$.

Tabel 5 Defleksi Maksimum (mm) pada Poros-Rotor Generator tipe 1FC 1801

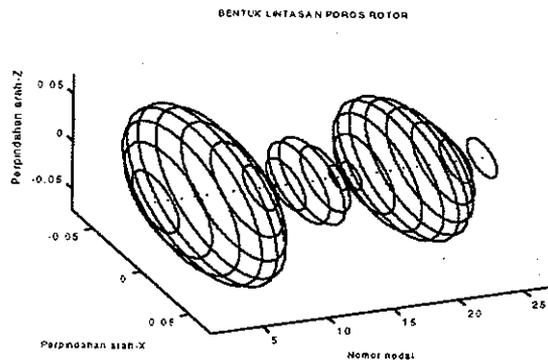
Putaran (rpm)	Posisi massa takseimbang ($m_u = 2 \text{ kg}$ dan $d = 0.14 \text{ m}$)					
	D_1	D_2	D_3	D_4	D_5	D_6
750	0,0044 (nodal 12)	0,0243 (nodal 12)	0,0352 (nodal 13)	0,358 (nodal 14)	0,0341 (nodal 14)	0,030 (nodal 14)
1500	0,0217 (nodal 12)	0,1193 (nodal 12)	0,1738 (nodal 13)	0,1771 (nodal 14)	0,1687 (nodal 14)	0,1487 (nodal 14)
3000	2,587 (nodal 14)	14,28 (nodal 14)	20,93 (nodal 14)	21,4 (nodal 14)	20,43 (nodal 14)	18,1 (nodal 14)



Gb. 17 Bentuk modus getar pertama.



Gb. 18 Bentuk modus getar ketiga.



Gb. 19 Bentuk modus getar kelima.

5. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil yang diperoleh dari penerapan program bantu untuk analisis dinamik poros-rotor, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Frekuensi pribadi terendah pada putaran operasi ($N = 750$ rpm) dari generator tipe 1FC 1801 adalah sebesar 50,97 Hz atau 3050,2 rpm (*backward whirl*), dan sebesar 51,36 Hz atau 3081,6 rpm (*forward whirl*).

2. Massa takseimbang sebesar 0,28 kgm (nilai maksimum yang diijinkan menurut standar API[1]), yang terletak pada piringan dari model dengan 27 titik nodal, tidak menyebabkan sistem poros-rotor yang dikaji mengalami kondisi kritis. Defleksi terbesar dari poros pada putaran operasi ($N = 750$ rpm) akan terjadi jika massa takseimbang terletak pada piringan keempat (D_4), yang dialami oleh titik nodal 14, yaitu sebesar 0,358 mm.

6. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada segenap jajaran PT PINDAD (Persero) yang telah memberikan kesempatan dan berbagai fasilitas penelitian, sehingga memungkinkan disusunnya program bantu ini.

7. REFERENSI

1. Michel Lalane, Guy Ferraris, *Rotordynamics Prediction in Engineering*, John Wiley and Sons, England, (1990)
2. The Math Work, Inc., *Matlab 5 New Features - Version 5*, Natick, MA, (1996).