

Evaluasi Analisa Dinamik Rotor Turbin Uap Menggunakan Metoda Elemen Hingga

Achmad Zaki Rahman¹, Khairul Jauhari²

1. Laboratorium Teknik Produksi, Balai Teknologi Mesin Perkakas, Produksi, dan Otomasi – BPPT

2. Laboratorium Mesin Perkakas, Balai Teknologi Mesin Perkakas, Produksi, dan Otomasi – BPPT

Gedung Teknologi II no.251 lt.2 Kawasan PUSPIPTEK Serpong, Kota Tangerang Selatan - Banten

E-mail: achmad.zaki@bppt.go.id, khairul.jauhari@bppt.go.id

ABSTRAK

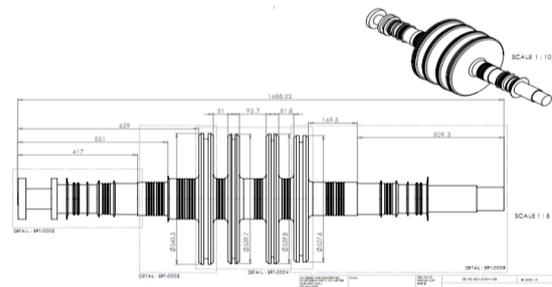
Dalam melakukan rekayasa balik atau *reverse engineering* rotor turbin uap 4MW perlu melalui beberapa tahapan. Salah satunya melakukan review terhadap desain yang ada agar tidak terjadi kegagalan ketika kelak digunakan. Dalam karya tulis ini akan dibahas mengenai simulasi vibrasi lateral yang mungkin terjadi pada sistem rotor-bearing turbin uap. Simulasi permodelan dilakukan dengan metoda elemen hingga untuk menganalisa *eigenvalue* dan *eigenvector* serta untuk mengetahui frekuensi natural, kecepatan kritis, modus getar pada kecepatan kritis, dan *respon unbalance*. Yang selanjutnya menganalisa respon unbalance dalam kasus sistem teredam dan tidak teredam, dan membandingkan puncak-puncak grafik dari respon yang dihasilkan.

Kata kunci: Metoda elemen hingga, analisa dinamik, vibrasi lateral, sistem rotor-bearing.

Pendahuluan

Proses review perlu dilakukan terhadap desain poros (Gambar 1.) yang didapat melalui proses rekayasa balik atau *reverse engineering* dari rotor turbin uap 4MW milik sebuah industri proses di Indonesia, yang bertujuan untuk memperkirakan kegagalan yang akan terjadi. Untuk itu dibuatlah permodelan untuk mempermudah proses analisa dinamik dari desain poros rotor turbin uap tersebut.

Beberapa metoda dan konsep permodelan menggunakan penelitian-penelitian sebelumnya mengenai analisa dinamik, seperti Nelson dan McVaugh [1] dan Nelson [2] yang menggunakan teori *Timoshenko-beam* untuk menganalisa dinamik pada rotor. Chatelet, dkk [3] mengkaji metoda analisa modal untuk mengetahui karakteristik dinamik pada turbin dengan membandingkan antara permodelan elemen hingga 3D dengan 1D. Ngo, dkk [4] melakukan analisa dinamik pada model rotor turbin uap 300MW.



Gambar 1. Desain Rotor Turbin 4MW

1. Permodelan dan Persamaan Gerak Rotor

Langkah awal yang dilakukan dalam studi ini adalah pemodelan untuk memperkirakan frekuensi natural, kecepatan kritis, modus getar pada kecepatan kritis, dan respon *unbalance*.

Pemodelan dimulai dengan penggambaran sistem poros-rotor pada perangkat lunak Solidworks R12. Gambar 2 memperlihatkan model elemen hingga dari perangkat uji sistem poros-rotor. Gambar ini kemudian ditransfer menjadi sebuah model elemen hingga dengan bantuan perangkat lunak ANSYS Workbench 12.

Hakikatnya rotor turbin merupakan gabungan antara poros, beberapa disk dan bantalan gelinding.

Untuk melakukan analisa dinamik sebuah rotor turbin, maka dilakukanlah perhitungan yang diambil dari beberapa literatur [5 – 6] yang mana tidak keseluruhannya akan ditampilkan pada tulisan ini selain yang berkaitan dengan persamaan pergerakan rotor saja. Sistem persamaan tersebut menggambarkan perilaku seluruh sistem rotor turbin yang diformulasikan dengan memperhatikan kontribusi dari semua elemen dalam sebuah permodelan.[7]

$$M \ddot{q} - C \dot{q} + K q = F \quad (1)$$

Dimana $M = (M_t + M_r)$ adalah matriks massa global dan M_t adalah matriks massa translasi dan M_r matriks rotasi. $C = (-\Omega G + C_b)$, sedang $K = (K_b + K_s)$ merupakan matriks peredaman dan kekakuan, G adalah matriks giroskopis. K_b , C_b adalah matriks kekakuan dan peredaman dari bantalan gelinding, serta F merupakan vektor gaya.

1.1. Analisa eigenvalue

Untuk mendapatkan frekuensi natural dari sistem rotor turbin, maka perlu diketahui terlebih dahulu nilai eigenvalue dengan cara merubah persamaan (1) menjadi variabel *state space*.

$$A \dot{x} + Bx = 0 \quad (2)$$

Yang mana nilai matriks A , B , dan perpindahan x masing-masing merupakan matriks sebagaimana tertera di bawah ini.

$$A = \begin{bmatrix} M_G & C_G \\ 0 & I \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 & K_G \\ -I & 0 \end{bmatrix}, \quad x = \begin{bmatrix} \dot{q} \\ q \end{bmatrix}$$

Untuk mengasumsikan solusi harmonik $x = x_0 e^{\lambda t}$ dari persamaan (2), untuk penyelesaian dari eigenvalue menggunakan persamaan:

$$(A\lambda + B)x_0 = 0 \quad (3)$$

Dimana λ adalah nilai eigenvalue, yang biasanya merupakan bilangan kompleks dan akar-akarnya konjugat

$$\lambda_k = \alpha_k \pm i\omega_k \quad (4)$$

Dimana α_k and ω_k merupakan faktor stabilitas dan k adalah modulus frekuensi redaman.

1.2. Analisa tunak dari respon *unbalance*

Persamaan gaya dari massa *unbalance* (F) yang terdapat pada persamaan (1) dapat ditulis sebagai:

$$F = F_u \Omega^2 e^{i\Omega t} \quad (5)$$

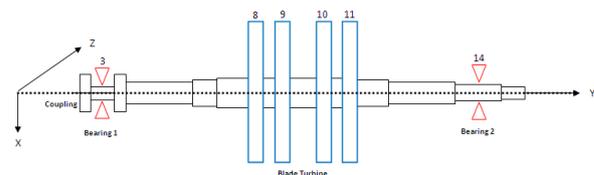
Yang mana variabel F_u tidak dipengaruhi oleh waktu dan kecepatan putar. Respon kondisi tunak akibat massa *unbalanced* adalah sebagai berikut

$$A = A_u e^{i\Omega t} \quad (6)$$

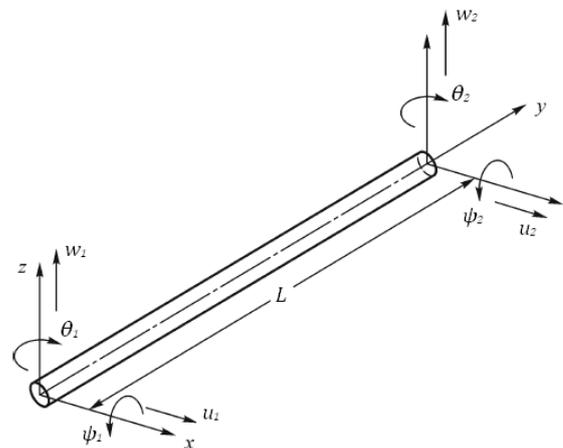
Maka hasil substitusi dari persamaan (5) dan (6) pada persamaan (1) adalah:

$$(K_G - \Omega^2 M_G + i\Omega C_G) A_u = F_u \Omega^2 \quad (7)$$

Dengan mengetahui nilai A_u pada persamaan (7), maka respon tunak dapat diperoleh.



Gambar 2. Model Rotor Turbin 4MW



Gambar 3. Kordinat yang digunakan pada rotor

2. Hasil Perhitungan

2.1. Frekuensi Getaran pada rotor

Delapan pertama hasil *eigenvalue*, frekuensi natural ω_n serta frekuensi natural teredam ω_d untuk rotor pada 0 rpm dan 3500 rpm ditampilkan pada Tabel 1 Ketika poros berputar di 6000 rpm, masing-masing sepasang frekuensi alami terpisah karena adanya efek gyroscopic tapi sangat kecil.

2.2. Mode shape untuk kecepatan kritis

Dengan melihat diagram Campbell (Gambar 4), besarnya kecepatan kritis dapat dilihat dari garis-garis yang saling berpotongan pada diagram tersebut. Dari Tabel 2 memperlihatkan empat pertama dari kecepatan kritis rotor. Sedangkan *mode shapes* pada nodal-nodal sepanjang poros rotor yang berhubungan dengan kecepatan kritis ditunjukkan pada Gambar. 6 dan 7.

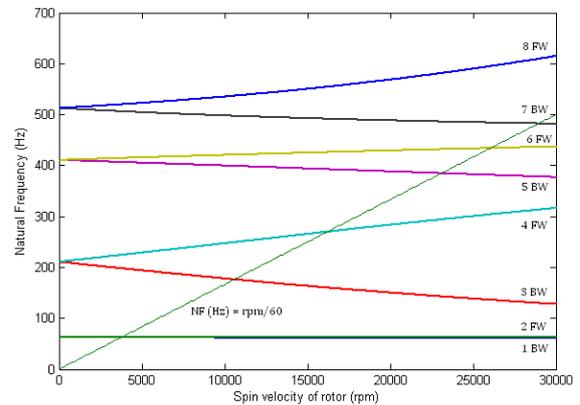
Table 1 Natural frequency (ω_n) and damped natural frequencies (ω_d)

Spin speed (rpm)	ω_n	ω_d
0	62.20	62.25
	62.20	62.25
	209.81	210.80
	209.81	210.80
	412.99	410.56
	412.99	410.56
	525.05	512.46
	525.05	512.46
6000	62.00	62.05
	62.39	62.44
	189.72	190.51
	231.16	232.34
	406.02	404.02
	419.92	416.65
	515.75	502.92
	536.83	524.87

Table 2 Table caption

Table 2 First third FW critical speeds (rpm)

Ω_1	Ω_2	Ω_3
3740	16086	26510



Gambar 4. Diagram Campbell

Orbit seluruh nodal berada pada titik-titik di sepanjang poros dan amplitudo relatif dari mode shape bervariasi sepanjang poros tersebut. Dikarenakan konfigurasi poros rotor yang simetri, maka orbit dari setiap titik membentuk lingkaran.

2.3. Respon ketidakseimbangan

Respon ketidakseimbangan terdiri dari dua hal: sistem tidak-teredam dan teredam. Diasumsikan bahwa respon dari sistem memiliki nilai ketidakseimbangan sebesar 0,001 m dari disk pada nodal 31 (bagian tengah, lihat Gambar. 1). Gambar 8 menunjukkan respon ketidakseimbangan dan perubahan fase dari nodal untuk arah x dalam kondisi teredam. Ada empat puncak identik dengan empat kecepatan kritis yang diperlihatkan dalam Tabel 2. Ketika rotor berputar pada rentang kecepatan subkritis, nodal akan memasuki fase *whirl-in*. Namun ketika rotor mencapai kecepatan kritisnya, fase berubah menjadi -180° . Orbit dari *whirl* pada rotor dapat dilihat pada Gambar. 9. Orbit yang terjadi berbentuk melingkar dan *whirl* ke arah depan.

Diameter orbit merupakan amplitudo dari respon pada nodal-nodal yang tersedia. Pada kecepatan 140 rpm, disk pada nodal 46 memiliki fase yang berbeda 180° dibandingkan lainnya. Dikarenakan nodal 13 dan 31 telah melewati fasanya pada kecepatan kritis yang pertama, sedang nodal ke-46 belum. Pada kecepatan 1000 rpm dan 1700 rpm ketiga *whirl* bersamaan. Sedangkan pada 1700 rpm nodal ke 46 berubah fase -180° dikarenakan adanya kecepatan kritis kedua.

Dalam kasus sistem teredam, respon ketidakseimbangan dan perubahan fase ditunjukkan

pada Gambar. 10. Besarnya respon menurun karena adanya efek redaman. Tabel 3 membandingkan tiga nilai puncak pertama dari respon ketidakseimbangan di ketiga nodal . Gambar 11 menunjukkan orbit forward-whril pada ketiga nodal rotor ini.

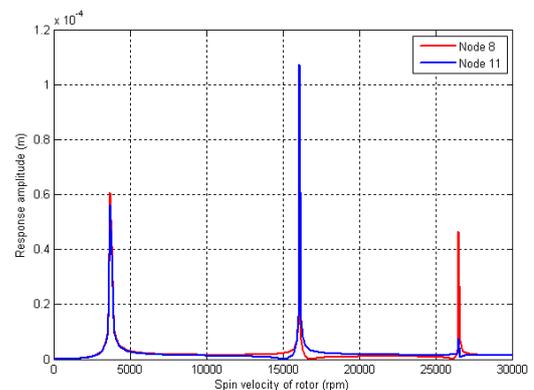
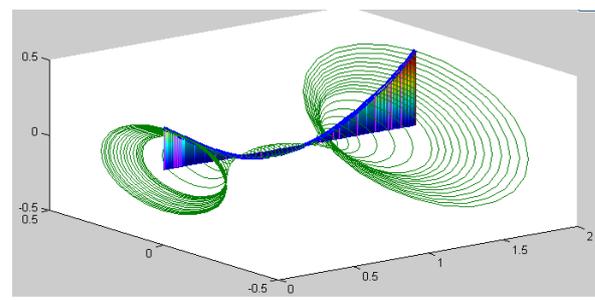
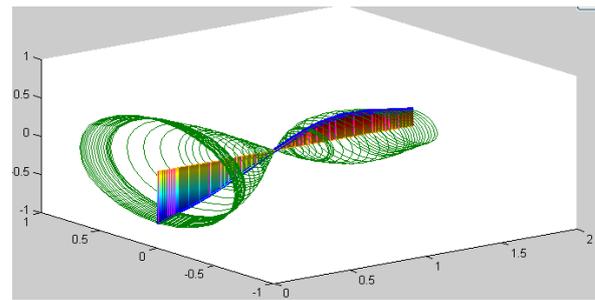
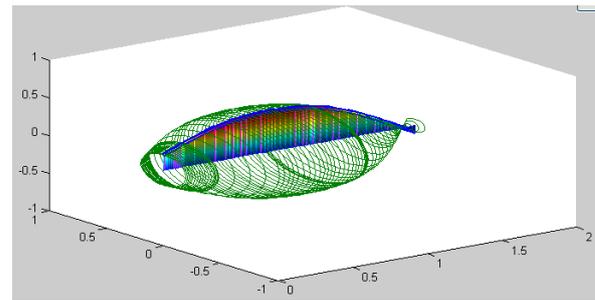
3. Kesimpulan

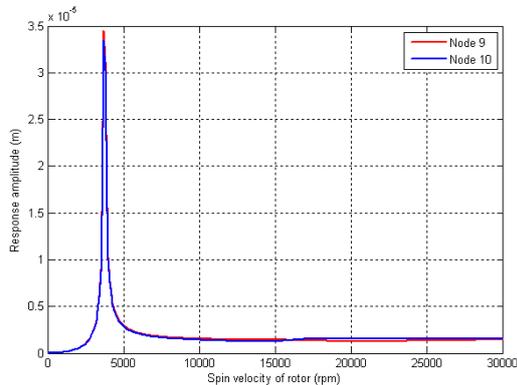
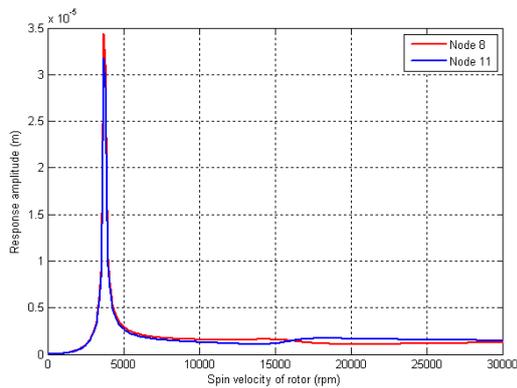
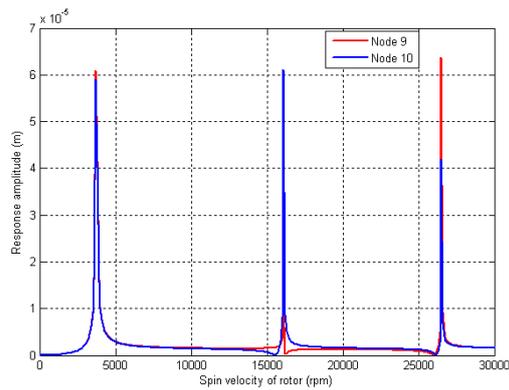
Studi ini menyajikan sebuah simulasi elemen hingga untuk derajat-kebebasan multi-rig rotor disajikan dalam pekerjaan ini. Dalam model ini, eigenvalues, vektor eigen dihitung dan dianalisis untuk menemukan frekuensi alami, kecepatan penting, bentuk modus dan tanggapan ketidakseimbangan, masing-masing. Pertama, frekuensi alami dihitung baik sistem stasioner dan rotasi dan terjadi pada pasangan. Unsur-unsur disk rotor termasuk efek gyroscopic sehingga dalam kasus rotasi, masing-masing pasangan frekuensi alami divergen. Kedua, kritis dan modus bentuk ditentukan dan getaran rotor pada frekuensi resonansi yang akan ditampilkan. Ketiga, respon kekuatan unbalance dianalisis dalam kasus sistem undamped dan teredam, dan puncak dari respon dibandingkan.

Table 3 Response amplitude at resonance in case of un-damped and damped rotor-bearing system (μm)

Re sp on se	Node							
	Node 8		Node 9		Node 10		Node 11	
	Un da mp ed	Da m p ed	Un da mp ed	Da m p ed	Un da mp ed	Da m p ed	Un da mp ed	Da m p ed
1st pe ak	60. 7	34 .4	60. 9	34 .5	58. 9	33 .4	56 .7	31 38
2nd pe ak	12. 4	1. 60	11. 9	1. 39	61. 2	1. 40	107 .45	1. 16
3rd pe ak	46. 6	1. 19	63. 7	1. 37	41. 9	1. 52	7.4 .54	1. 26
								6

a) Table footnote; b) List





4. Referensi

- [1] H.D. Nelson, J.M. McVaugh, The Dynamics models of rotor-bearing systems using finite elements, *Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME* 93 (1976) 593-600.
- [2] H.D. Nelson, A finite rotating shaft element using Timoshenko beam theory, *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME* 102 (1980) 793-803.
- [3] E. Chatelet, F. D'Ambrosio, G. Jacquet-Richardet, Toward global modeling approaches for dynamic analyses of rotating assemblies of turbomachines, *Journal of Sound and Vibration* 282 (2005) 163-178.
- [4] V.T. Ngo, D. Xie, Y. Xiong, H. Zhang, Y. Yang. Dynamics analysis of a rig shafting vibration based on finite element. *Front. Mech. Eng. Springer-2013*
- [5] Lalanne, M., and Ferraris, B. G., 1998, "Rotordynamics Prediction in Engineering," Wiley, New York.
- [6] Yamamoto, T., and Ishida, Y., 2001, "Linear non-Linear Rotordynamics a Modern Treatment with Applications," John Wiley and Son, New York.
- [7] Friswell, M. I., Penny, J. E. T., Garvey, S. D., Lees, A. W., 2010, "Dynamic of Rotating Machine," Cambridge University Press, New York.
- [8] Choi, B. G., and Yang, B. S., 2000, "Optimum Shape Design of Rotor Shafts Using Genetic Algorithm," *Journal of Vibration and Control*, 6 (2): 207-222