

Hadrianus Sangian

Mahasiswa
Universitas Mercubuana
Jurusan Teknik Mesin
hadrianus.sangian@gmail.com

Deni Arif Rahman

Mahasiswa
Universitas Mercubuana
Jurusan Teknik Mesin
denny.ar86@gmail.com

Rudiwanto

Mahasiswa
Universitas Mercubuana
Jurusan Teknik Mesin
rudiwanto78@yahoo.com

Subekti

Tenaga Pengajar (Dosen)
Universitas Mercubuana
Jurusan Teknik Mesin
subekti@mercubuana.ac.id

Abdul Hamid

Tenaga Pengajar (Dosen)
Universitas Mercubuana
Jurusan Teknik Mesin
Abdul.hamid@mercubuana.ac.id

ANALISIS GETARAN PADA SCREW COMPRESSOR AKIBAT PENGARUH PUTARAN ROTOR

The air compressor engine is becoming a requirement for both large and small industries production machines instead of the drive system of the driven motor becomes pneumatic. In a pneumatic drive system requires certain air pressures are adjusted to the needs of the industry. Compressor engine which widely used is a screw compressor. On the screw compressor, male and female rotors in the air producer are part of the very important because as the primary producer of compressed air from the motor rotation, then the maintenance must be considered regularly, especially vibrations resulting. The study was conducted to test the amount of vibration that occurs on the screw compressor rotor from the rotor rotation variations using vibration measuring devices FFT analyzer. Measurements are made by attaching the accelerometer sensor to the x, y, and z-axis of the compressor screw rotor casing. Three variations rotors are 2557 rpm, 5042 rpm, and 7508 rpm to get a reference to the magnitude of rotation that is best used in the refrigeration machine is reviewed of the amount of vibration produced. From the results of testing and data collection, it can be concluded that vibration is measured using an FFT analyzer of vibration values the highest is at 7508 rpm which is 7.768 Hz and the lowest is at rotation 2557 rpm of 6,442 Hz. Characteristics of screw compressor vibrations in various rotation conditions can be unbalanced due to the emergence of amplitude at 1x rpm it also experiences a misalignment due to generating vibrations which are higher than usual 2x rpm.

Keywords: *Vibration Analysis, Screw Compressor, Male And Female Rotor; Fast Fourier Transform (FFT).*

1. PENDAHULUAN

Mesin kompresor udara menjadi sebuah kebutuhan industri besar maupun kecil untuk mesin-mesin produksi sebagai pengganti sistem penggerak dari penggerak motor listrik menjadi pneumatik. Pada sistem penggerak pneumatic membutuhkan udara bertekanan tertentu disesuaikan dengan kebutuhan industrinya. Mesin kompresor yang banyak digunakan salah satunya adalah kompresor sekrup. Menurut Broerman et al. [1] kompresor sekrup terdiri dari dua rotor dalam casing yang sama. Kedua rotor mempunyai bentuk lobus heliks *intermeshing* dan berputar terhadap satu sama lain dengan jarak yang presisi antara rotor, dan antara rotor dan casing. Selama rotasi, lobus dan casing membentuk ruang kompresi yang terus menurun volumenya saat rotor berputar, berubah secara siklikal dari volume maksimum menjadi nol dan kembali ke maksimum kembali. Dengan demikian, prinsip kerjanya mirip dengan mesin perpindahan positif lainnya seperti kompresor *reciprocating*. Dalam kompresor ulir yang dibanjiri oli, katup geser tersedia untuk kontrol kapasitas. Katup geser ini bergerak secara aksial di bawah rotor dan mengubah panjang rotor yang efektif, dan juga membuka volume daur ulang internal pada sisi hisap kompresor. Salah satu komponen yang sangat penting dari mesin kompresor udara tipe sekrup adalah rotor *male* dan *female* yang berfungsi sebagai pompa penghisap udara sekaligus mengkompresinya sehingga menjadi udara bertekanan dengan nilai tertentu yang dibutuhkan oleh mesin-mesin produksi sebagai penggerak. Jenis kompresor sekrup dapat dilihat pada Gambar 1.

Kompresor sekrup adalah mesin kompresor perpindahan positif yang terdiri dari sepasang rotor heliks, dalam sebuah casing, yang berputar secara bersama saat beroperasi. Saat ini, mesin kompresor sekrup banyak

digunakan dipabrik dan proses industri karena strukturnya yang sederhana, efisiensi tinggi dan kehandalan kemampuan beradaptasi pada berbagai sistem pendingin dan AC [2,3,4,5]. Menurut Forsthoffer [6] kompresor sekrup memiliki banyak keunggulan pada kisaran aliran rendah ke sedang. Karena termasuk jenis kompresor perpindahan positif, seperti jenis *reciprocating*, kompresor sekrup akan menghasilkan volume *inlet* yang konstan (dengan asumsi kecepatan konstan), dapat memenuhi berbagai tekanan diferensial dari proses dan tidak terpengaruh secara signifikan oleh perubahan kepadatan gas. Dalam kompresor sekrup, *bearing-bearing* biasanya digunakan sebagai komponen tumpuan rotor untuk menjaga posisi aksial rotor. *Bearing-bearing* ini memiliki usia kelelahan yang terbatas dan kadang-kadang gagal secara tak terduga seperti kendur dari posisinya akibat dari faktor kelainan [7].

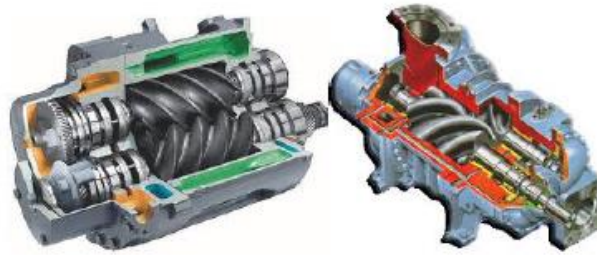
Sebagai kompresor pemindah positif, kompresor sekrup telah memiliki peran yang semakin penting dalam aplikasi kompresor. Beberapa kompresor sekrup dilengkapi dengan *timing gear* dan adanya oli sebagai salah-satu kebutuhan kompresor yang diperlukan. Wu, et al [8], profil rotor menentukan karakteristik kebocoran dan karakteristik dinamis dari kompresor sekrup. Baik penutupan dan distribusi torsi sebagai prinsip dasar dari profil rotor.

Metode Holzer digunakan untuk secara akurat memprediksi respons puntir (frekuensi dan defleksi sudut relatif dan amplitudo torsi) [9,10]. Wang, et al [11], melakukan penelitian kebisingan dan getaran dari kompresor sekrup pada kondisi kapasitas berbeda-beda secara eksperimental. Ditemukan bahwa secara keseluruhan sound pressure level (SPL) dari kompresor meningkat dengan seiring kapasitas pemuatan naik. Kebisingan dan spektrum getaran juga menunjukkan sangat berkorelasi, terutama untuk puncak di beberapa harmonik sehubungan dengan frekuensi kecepatan poros rotor *male* dan rotor *female*. Bakhtiarfyard, et al [12], pengurangan gaya yang terjadi pada rotor dan sistem *bearing* pada desain *part-load* dapat sangat memengaruhi masa kerja dari mesin. Getaran dapat menyebabkan kegagalan fungsi atau kerusakan mesin yang menunjukkan ketidakseimbangan atau ketidaksejajaran. Ini juga dapat menyebabkan kegagalan seperti runtuhnya jembatan [13].

Keberlangsungan mesin kompresor sekrup agar tetap dalam keadaan optimal diperlukan perlakuan khusus perawatan dan pencegahan kerusakan pada mesin kompresor udara tersebut. Salah-satunya perlakuan dan perawatan pada rotor *male* dan *female*. Getaran yang ditimbulkan pada kompresor sekrup disebabkan oleh adanya ketidakseimbangan, kegagalan bantalan, resonansi puntir, dan lain lain. Menurut Rahnama et al. [14] untuk meminimalkan kegagalan keretakan akibat getaran untuk mesin-mesin kompresor sekrup yang memerlukan oli adalah dengan melakukan pengujian getaran pada kompresor sekrup setelah mulai menilai pipa dan instrumentasi arus utama. Pengujian harus mempertimbangkan jangkauan parameter-parameter operasi. Munculnya getaran pada kompresor jenis ini disebabkan oleh sistem perpipaan, bejana, kerangka dasar, dan lain-lain. Analisis getaran lebih baik untuk analisis kompresor sekrup *oil-injected* karena kemampuannya merinci kerusakan sementara (*inner race, outer race, ball spin, ball pass, cage*) yang baik [15].

Analisis area waktu dari sinyal getaran digunakan untuk mengamati transisisituasi, seperti *start-up* dan *shutdown* rotor, atau respon dampak ketika keanehan terjadi di daerah yang sensitif. Parameter dari waktu sinyal telah dievaluasi, parameter ini adalah perpindahan, kecepatan dan akselerasi [16]. Cerpinska, et al [17], melakukan penelitian kompresor sekrup yang digunakan untuk kompresi gas untuk *thermo power plan* dipasang pada *skid mounting*, hasilnya menunjukkan bahwa getaran dalam sumbu aksial biasanya lebih tinggi untuk kompresor sekrup daripada arah radial.

Menurut Hubel dan Zitek [9] getaran adalah fitur yang sangat khas dari semua kompresor yang menjadi perhatian besar dalam dunia industri. Alasannya adalah sesuatu kejanggalan dalam komponen yang bergerak dapat dideteksi (terutama ketika getaran terjadi pada audio frekuensi) dan masa pakai seluruh mesin. Bukhtoyarov, et al [18], membahas mengenai diagnostik getaran kompresor sekrup, serta melakukan penilai guna menentukan sensor getaran yang paling cocok dalam melakukan analisis getaran pada kompresor sekrup. Ghafil [19] melakukan penelitian pengukuran getaran dan stress menggunakan *anti-vibration rubber mounts* pada generator dan ditemukan bahwa tegangan yang terinduksi lebih sedikit jika menggunakan dudukan *anti-vibration rubber* daripada tegangan *ultimate* pada keadaan tanpa dudukan atau memakai dudukan asal pabrik.



Gambar 1: Jenis kompresor sekrup tanpa pelumas (kiri) dan jenis kompresor sekrup dengan pelumas (kanan) [20].

Sedangkan penelitian mengenai getaran telah lama dilakukan di Universitas Mercubuana terutama dengan menggunakan *FFT analyzer*, seperti identifikasi pada *non-linear* dengan menggunakan metode *FRF*, selanjutnya dilakukan analisis dengan menggunakan *wavelet packet decomposition* [21]. Subekti [22], melakukan pengujian karakteristik dinamik pada motor torak silinder, dimana diperoleh adanya frekuensi modus getaran global. Susanto, et al [23], melakukan pengujian *FRF* untuk mengetahui karakter dinamik dalam suatu struktur mekanis dalam mengidentifikasi kerusakan pada *tapered bearing* di sumbu X, Y dan Z dengan getaran *harmonic* yang berasal dari *handphone*. Effendi, et al [24], melakukan penelitian untuk mengetahui frekuensi pribadi dan lokal pada *disc brake* Sigra menggunakan metode *bump test*. Sedangkan untuk mengetahui kerusakan pada *disc brake* Sigra dengan menggunakan metode *bump test* [25]. Kamiel, et al [26], melakukan penelitian berbasis *principal component analysis* (PCA) pada pompa sentrifugal untuk mengukur kavitasi pompa, dengan metoda PCA memberikan kemudahan bagi operator dalam melakukan monitoring kondisi pompa di lapangan.

Atas dasar tersebut diatas pada makalah ini, penulis akan membahas mengenai analisis getaran akibat pengaruh putaran pada rotor kompresor sekrup. Adapun variasi putaran yang dilakukan adalah 2557 rpm, 5042 rpm dan 7508 rpm di tiga sumbu yaitu sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z.

2. METODE DAN BAHAN

Pada penelitian ini, mesin kompresor sekrup yang digunakan mempunyai daya 11 kW, seperti tampak pada Gambar 2. Adapun spesifikasi dari kompresor sekrup dapat dilihat pada Tabel 1. Pengambilan data menggunakan accelerometer sebagai sensor getaran yang dihubungkan dengan *FFT analyzer* Ono Sokki yang selanjutnya dilakukan analisis dengan menggunakan Matlab. Untuk lebih jelasnya mengenai proses pengambilan data dapat dilihat pada Gambar 3. Adapun spesifikasi alat yang digunakan pada pengukuran adalah sebagai berikut:

- The accelerometer sensor serves to measure response vibration
- Type: Piezoelectric accelerometer
- conversion sensitivity ratio :
- Frequency range : 2 – 10.000 Hz
- Resonance frequency: >28 kHz
- Transverse sensitivity: <5%
- Accelerometer cable: 1.5 m
- *FFT* portable type analyzer CF-3600A (4-ch) with touch panel computer utilizing simultaneous analysis and recording. The maximum range of frequency that can be analyzed is 40 kHz.
- *FFT* is used as a spectrum analyzer and data acquisition.

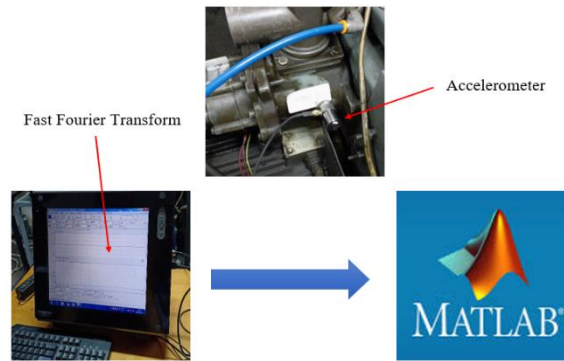


Gambar 2: Kompresor sekrup 11 kW

Pengambilan data dilakukan saat mesin kompresor sekrup dalam keadaan beroperasi dengan variasi putaran 2557 rpm, 5042 rpm, dan 7508 rpm. Titik pengambilan data dilakukan pada rotor kompresor sekrup dengan tiga sumbu yaitu sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z. Hal ini dilakukan agar diperoleh data yang lebih akurat. Untuk lebih jelasnya titik pengambilan data dapat dilihat pada Gambar 4.

Tabel 1: Spesifikasi kompresor sekrup.

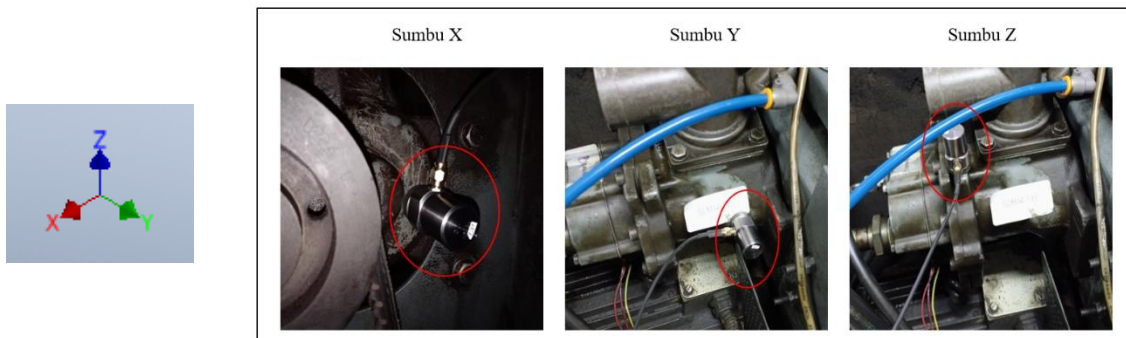
NAME	DIMENSION	UNIT
Working Pressure Workplace	7,5	Bar(e)
	109	Pound per square inch gauge (psig)
Capacity FAD	30,7	Liter per second (l/s)
	110,5	Cubic meter per hour (m^3/h)
	64,8	Cubic feet per minute (cfm)
Motor Power	11	Kilowatt (kW)
	15	Horse Power (HP)
Noise Level	62	Decibel Adjusted (dbA)
Weight	293	Kilogram (kg)



Gambar 3: Pengukuran dan analisis data

3. HASIL DAN DISKUSI

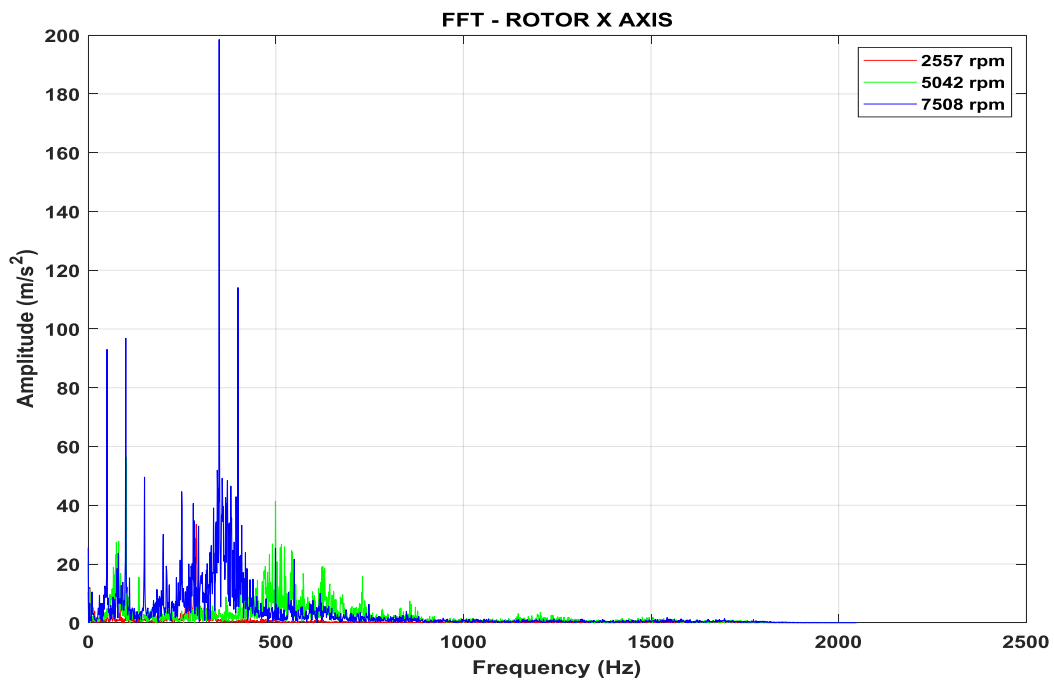
Data dari pengukuran FFT *analyzer*, selanjutnya diolah menggunakan *software* MATLAB untuk mendapat hasil *Fast Fourier Transform*. Pengukuran dilakukan dengan menempelkan sensor *accelerometer* pada sumbu x, y, dan z rumah rotor kompresor sekrup yang di atur dengan tiga variasi putaran yaitu 2557 rpm, 5042 rpm, dan 7508 rpm. Variasi putaran tersebut apabila dikonversikan dalam frekuensi akan diperoleh 16,67 Hz, 33,33 Hz, dan 50 Hz. Gambar 5, 6, dan 7 menunjukkan grafik hasil pengukuran FRF. Pada gambar tersebut merupakan hasil pengukuran pada posisi pengukuran sumbu X, Y, dan Z dengan tanpa penambahan oli, dimana frekuensi yang digunakan adalah 20 kHz dan jumlah sampel 4096. Untuk penyajian data dalam grafik, rentang frekuensi yang diambil adalah 0 – 50 Hz.



Gambar 4: Penempatan sensor *accelerometer* pada sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z

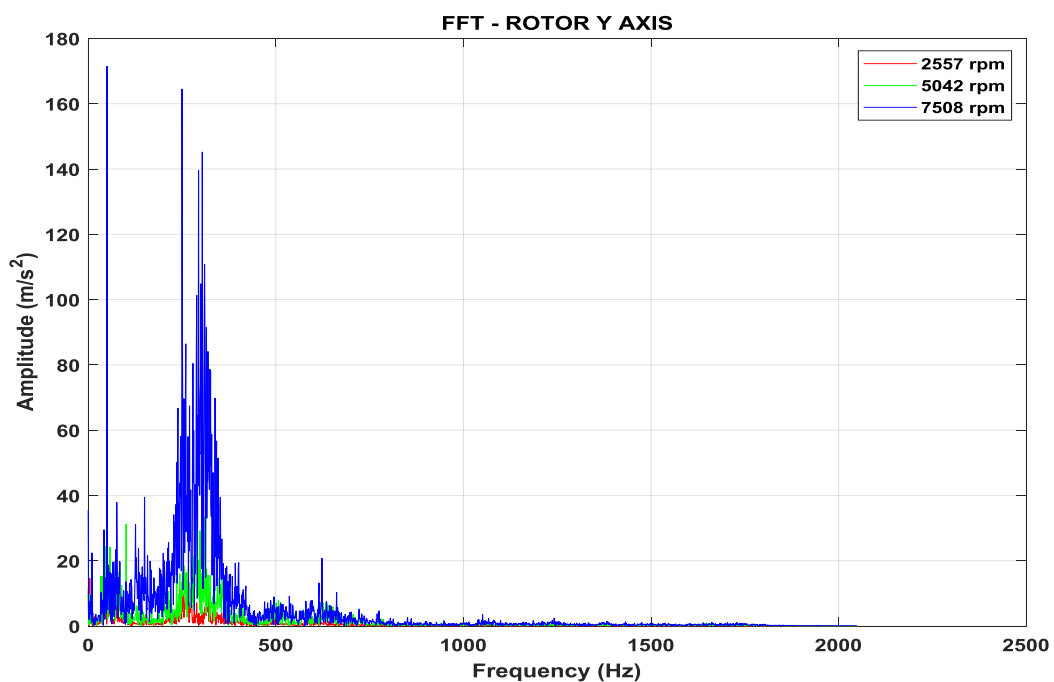
Hasil pengolahan data menggunakan *software* MATLAB dengan mengukur setiap puncak frekuensi yang terjadi pada rotor kompresor sekrup yaitu pada Gambar 5 terlihat bahwa pada sumbu X dengan tiga variasi putaran mesin yaitu 2557 rpm, 5042 rpm, dan 7508 rpm. pada sumbu X dari putaran sebesar 2557 rpm diperoleh 15 puncak frekuensi, dimana puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 2x, 6x, 10x, 12x, 16x, 18x, 21x, 25x, 34x, 40x, 42x, 51x, 72x, 86x, dan 96x rpm. Sedangkan pada putaran 5042 rpm, diperoleh 26 puncak frekuensi, puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 2x, 5x, 6x, 8x, 10x, 14x, 17x, 20x, 22x, 23x, 24x, 27x, 30x, 34x, 37x, 40x, 44x, 47x, 50x, 51x, 55x, 68x, 72x, 88x, 93x dan 102x rpm.

Pada putaran 7508 rpm diperoleh 14 puncak frekuensi, puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 2x, 3x, 4x, 6x, 8x, 10x, 11x, 14x, 16x, 20x, 22x, 25x, 30x, dan 34x rpm. Pada putaran 5042 rpm memiliki jumlah puncak frekuensi yang lebih banyak dibandingkan dengan putaran 2557 rpm, sedangkan jumlah puncak frekuensi yang lebih sedikit terjadi pada putaran 7508 rpm. Hal ini menunjukkan bahwa puncak frekuensi pada putaran 7508 rpm menghasilkan frekuensi yang lebih halus dibandingkan dengan putaran 2557 rpm dan 5042 rpm. Pada masing-masing variasi putaran terdapat puncak frekuensi yang sama, yaitu pada 2x, 6x, 10x, dan 34x rpm.



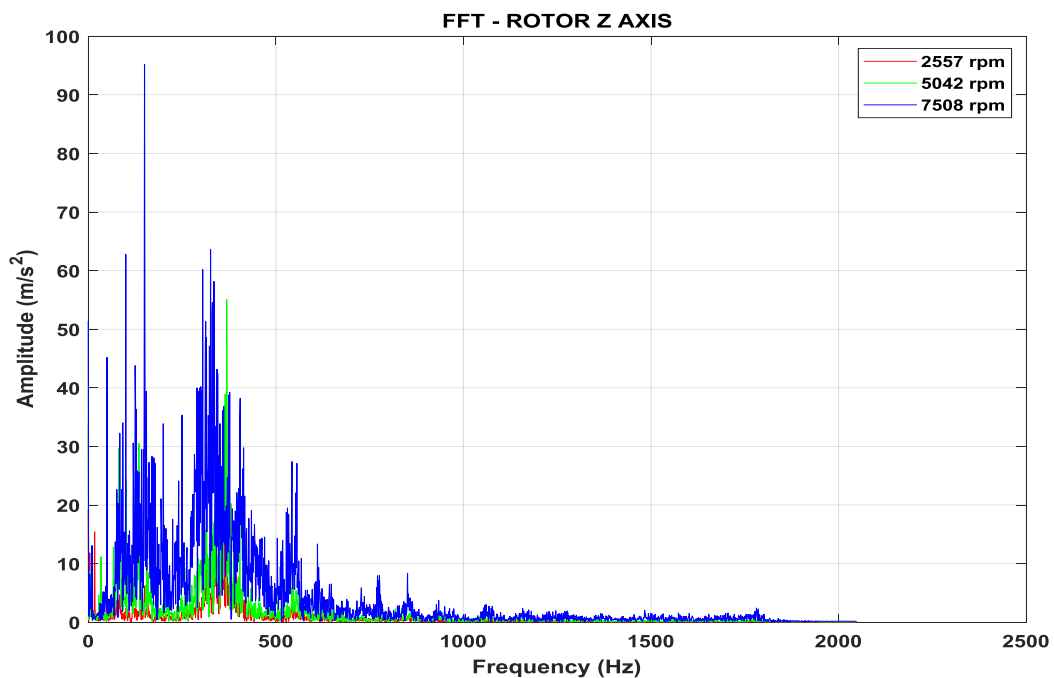
Gambar 5: Hasil pengukuran pada sumbu X dengan tiga variasi putaran rotor yaitu 2557 rpm , 5042 rpm, dan 7508 rpm

Pada hasil pengukuran searah sumbu Y, diperlihatkan bahwa pada 2557 rpm mempunyai 15 puncak frekuensi, dimana puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 2x, 6x, 9x, 12x, 18x, 26x, 31x, 34x, 38x, 59x, 71x, 86x, 126x, 148x, dan 200x rpm. Sedangkan pada putaran 5042 rpm terjadi 16 puncak frekuensi, puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 3x, 5x, 6x, 10x, 15x, 18x, 24x, 30x, 34x, 38x, 40x, 42x, 47x rpm, 62x, 73x, dan 98x rpm. Pada putaran 7508 rpm terjadi pada 11 puncak frekuensi, puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 2x, 3x, 5x, 6x, 10x, 12x, 16x, 25x, 26x, 29x dan 31x rpm. Untuk lebih jelasnya puncak frekuensi yang dihasilkan pada sumbu Y dengan variasi putaran 2557, 5042, dan 7508 rpm dapat dilihat pada Gambar 6. Pada variasi putaran 2557, 5042, dan 7508 rpm diperlihatkan bahwa pada sumbu Y terlihat adanya persamaan puncak frekuensi pada 6x rpm. Pada putaran 7508 rpm terlihat puncak frekuensi paling sedikit dibandingkan dengan 2557 dan 5042 rpm.



Gambar 6: Hasil pengukuran pada sumbu Y dengan tiga variasi putaran rotor yaitu 2557 rpm , 5042 rpm, dan 7508 rpm

Pada sumbu Z dengan 2557 rpm diperoleh 16 puncak frekuensi, dimana puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 2x, 4x, 10x, 14x, 18x, 34x, 37x, 43x, 46x, 56x, 59x, 65x, 72x, 91x, 100x dan 127x rpm. Sedangkan pada putaran 5042 rpm diperoleh 19 puncak frekuensi, puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 2x, 5x, 6x, 8x, 10x, 12x, 15x, 22x, 24x, 31x, 33x, 37x, 40x, 43x, 46x, 50x, 55x, 57x, dan 63x rpm. Pada putaran 7508 rpm terdapat 18 puncak frekuensi, puncak frekuensi yang dihasilkan terhadap putaran diperoleh 2x, 4x, 5x, 6x, 8x, 10x, 12x, 16x, 22x, 24x, 26x, 29x, 31x, 34x, 37x, 42x, 47x, dan 71x rpm. Puncak frekuensi yang dihasilkan pada sumbu Z dengan variasi putaran 2557 rpm, 5042 rpm, dan 7508 rpm dapat dilihat pada Gambar 7. Pada variasi putaran 2557 rpm, 5042 rpm, dan 7508 rpm memperlihatkan bahwa pada sumbu Z terlihat adanya persamaan puncak frekuensi pada 2x, 10x, dan 37x rpm. Pada putaran 5042 rpm terlihat puncak frekuensi paling sedikit dibandingkan dengan 2557 dan 7508 rpm.



Gambar 7: Hasil pengukuran pada sumbu Z dengan tiga variasi putaran rotor yaitu 2557 rpm , 5042 rpm, dan 7508 rpm

Berdasarkan analisis karakteristik getaran yang terjadi pada komponen rotor kompresor sekrup, maka hasil yang didapatkan adalah terjadinya amplitudo sebesar 1x RPM pada rotor sumbu Y putaran 5042 rpm dan 7508 rpm, dan rotor sumbu Z putaran 7508 rpm. Munculnya amplitudo sebesar 1x RPM merupakan jenis kerusakan ketidakseimbangan (*unbalance*). Amplitudo sebesar 2x RPM terjadi pada rotor sumbu X putaran 2557 rpm, 5042 rpm, dan 7508 rpm. Pada sumbu Y terjadi pada putaran 5042 rpm dan 7508 rpm, dan pada sumbu Z terjadi pada putaran 2557 rpm, 5042 rpm, dan 7508 rpm. Munculnya amplitudo sebesar 2x RPM merupakan jenis kerusakan ketidaklurusan (*misalignment*). Kerusakan akibat ketidakseimbangan dan ketidaklurusan ini menyebabkan kerusakan pada komponen rotor kompresor sekrup berupa goresan yang ditunjukkan pada gambar 8.



Gambar 8: Kerusakan pada rotor kompresor sekrup akibat ketidakseimbangan dan ketidaklurusan

4. KESIMPULAN

Pada penelitian analisis getaran pada rotor dengan variasi putaran menempelkan sensor *accelerometer* pada sumbu X, sumbu Y, dan sumbu Z rumah rotor kompresor sekrup yang di atur dengan tiga variasi putaran rotor yaitu 2557 rpm , 5042 rpm, dan 7508 rpm untuk mendapatkan referensi besarnya putaran yang paling baik digunakan pada mesin pendingin tersebut ditinjau dari besarnya getaran yang dihasilkan. Dari Hasil pengujian dan pengambilan data dapat disimpulkan getaran yang diukur menggunakan FFT *analyzer* nilai getaran tertinggi ada pada putaran 7508 rpm yaitu sebesar 7,768 Hz dan terendah di putaran 2557 rpm sebesar 6,442 Hz. Karakteristik getaran kompresor sekrup pada berbagai kondisi putaran dapat kompresor sekrup mengalami ketidakseimbangan (*unbalance*), hal ini dikarenakan munculnya amplitudo pada 1x RPM selain itu mengalami ketidaklurusan (*misalignment*) dikarenakan menghasilkan getaran yang lebih besar dari keadaan normal 2 x RPM.

5. PERNYATAAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan banyak berterima kasih kepada Kepala Program Studi Teknik Mesin dan Kepala Laboratorium Teknik Mesin Universitas Mercubuana yang selalu memberikan dukungan baik dalam bentuk moril dan fasilitas untuk penelitian ini. Penulis juga berterimakasih kepada Ketua Yayasan Vincentius Jakarta, penulis mengucapkan terimakasih yang sebesar besarnya atas kesempatan penulis untuk menyelesaikan kuliah Strata 1 sampai lulus dalam bentuk beasiswa, serta kepada semua pihak yang terlibat dalam penelitian dan penyusunan makalah ini.

6. DAFTAR PUSTAKA

- [1] BROERMAN, E. B., MANTHEY, T., WENNEMAR, J., et al, “Compression Machinery for Oil and Gas”, *Gulf Professional Publishing*, pp. 253-307. 2019. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-814683-5.00006-7>
- [2] KOVACEVIC, A., STOSIC, N., SMITH, I., “A Twin Screw Combined Compressor and Expander for CO2 Refrigeration Systems”, In: *International Compressor Conference*, 1591, 2002.
- [3] KOVACEVIC, A., STOSIC, N., SMITH, I., *Screw Compressors Three Dimensional Computational Fluid Dynamics and Solid Fluid Interaction*, London, Springer, 2007.
- [4] KOVACEVIC, A., STOSIC, N., MUJIC, E., et al, “CFD Integrated Design of Screw Compressors”, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, pp. 96-108, 2007.
- [5] STOSIC, N., SMITH, I. K., KOVACEVIC, A., *Screw Compressors Mathematical Modelling and Performance Calculation*, London, Springer, 2005.
- [6] FORSTHOFFER, W. E., *Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks*, New York, Elsevier Advanced Technology, 2005.
- [7] FUJIWARA, A., SAKURAI, N., “Experimental Analysis of Screw Compressor Noise” *International Compressor Engineering Conference*, pp. 566-582, 1986.
- [8] WU, H., HUANG, H., ZHANG, B., et al, “CFD Simulation and Experimental Study of Working Process of Screw Refrigeration Compressor with R134a”, *Energies*, pp. 1-14, 2019.
- [9] WILLIE, J., SACHS, R., “Structural and Torsional Vibration Analysis of a Dry Screw Compressor”, In:

- IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 90 012005, 2015.
- [10] WILLIE, J., ASAL, W., SACHS, R., “Analysis of the Noise and Vibration of a Dry Screw Compressor”, In: *International Conference on Screw Machines*, pp. 23-24, September, 2014.
- [11] Wang, B. T., Hsieh, C. H., Wang, W. C., et al, “Noise and Vibration Characteristic Studies of Twin Screw Compressor In Different Operating Conditions”, In: *International Compressor Engineering Conference*, Purdue, 2012.
- [12] BAKHTIARYFARD, L., CHEN, S. X., Y. R., HSIEH, et al., “Vibration Analysis of Twin-Screw Compressors under Partial Load Design: A Case Study”, In: *International Compressor Engineering Conference*, 1197, Purdue, 9-12 July 2018.
- [13] CHEN, X., LIU, Y., *Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench*, 2 ed, Boca Raton, Taylor & Francis Group, 2019
- [14] RAHNAMA, R., EBERLE, K., MACULO, M., et al, “Case Study of Solving Screw Compressor Package Vibrations”, In: *Gas Machinery Conference*. Pittsburgh, Wood Group & Williams, 1-4 October 2017.
- [15] TOWNSEND, J., “Effectiveness of Condition Monitoring on Screw Compressors”, *International Journal of Engineering Inventions*, pp. 41-51, 2019.
- [16] HUBEL, D., ZITEK, P, “Screw Compressor Analysis from a Vibration Point-of-View”, *AIP Conference Proceedings 1889*, 020011-1–020011-7, 2017
- [17] CERPINSKA, M., IRBE, M., HELMANIS, R. E. “Vibration of Foundation for Rotary Screw Compressor” *Engineering For Rural Development*, pp. 1997-2002, 2018.
- [18] V. V. BUKHTOYAROV, D. K. ZYRYANOV, N. A. BUKHTOYAROV, et al., “Expert analysis of elements of the diagnostic system for compressor technological equipment”, *Journal of Physics: Conference Series 1399 IOP Publishing*, 10.1088/1742-6596/1399/4/044113, 2019.
- [19] GHAFIL, H. N., “Vibration Analysis of a Generator Anti-Vibration Rubber Mounts”, *Journal of Computer Science & Computational Mathematics*, pp. 105-111, 2016.
- [20] ZARGAR, O. A., “Hydraulic Unbalance in Oil Injected Twin Rotary Screw Compressor Vibration Analysis” *International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering*, pp. 2371-2377, 2013.
- [21] SUBEKTI, S., HAMID, A., BIANTORO, A. W., “Identifying the Nonlinearity of Structures Dynamics” In: *IOP Conference Series: Material Science and Engineering*, 453 012003, 2018.
- [22] SUBEKTI, S., “Studying the Dynamic Characteristics to Lengthen the Operating Life for a Diesel Engine using the Frequency Response Function (FRF) Measurement”, *SINERGI*, pp. 161-168, 2018.
- [23] SUSANTO, A., YUSUF, Q. S., HAMID, A., et al, “Implementation of Frequency Response Function on Tapper Bearing Maintenance”, *SINERGI*, pp. 132-138, 2019.
- [24] EFFENDI, B. D., SUBEKTI, S., HAMMID, A., “Karakteristik Dinamik Disc Brake Daihatsu Siga 1200 cc dengan Metode Bump Test”, *Flywheel: Jurnal Teknik Mesin Untirta*, Vol. V, No. 1, pp. 14 – 19, April 2019.
- [25] SUBEKTI, S., HAMID, A., EFENDY, B. D., et al, “Inspecting a Bump Test in The Maintenance of a 1200-cc Daihatsu Siga Disc Brake”, *SINERGI*, pp. 191-198, 2019.
- [26] KAMIEL, B. P., PRASTOMO, N., “Ekstraksi Parameter Statistik Domain Waktu dan Domain Frekuensi Untuk Mendeteksi Kavitas pada Pompa Sentrifugal Berbasis Principal Component Analysis (PCA)”, *Jurnal Rekayasa Mesin*, v. 8, eISSN 2477-6041, pp. 165 - 176, 2019.