ANALISA UNJUK KERJA PENGAYAK GETAR SEBAGAI SISTEM GETARAN DUA DERAJAT KEBEBASAN TERHADAP PENGAYAKAN ABU SEKAM PADI

Oleh:
Asmara Yanto
Jurusan Teknik Mesin – Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Padang (ITP)
Jl. Gajah Mada Kandis Nanggalo Padang, 25143, Indonesia
Email: asmarayanto@gmail.com

Abstrak

Sebuah pengayak getar dengan sumber eksitasi dari dalam sistem berupa mekanisme engkol peluncur sebagai sistem getaran dua derajat kebebasan telah diuji untuk pengayakan abu sekam padi. Pengayak getar ini terdiri dari empat pegas yaitu dua pegas di bagian depan dan dua pegas di bagian belakang dengan konstanta pegas masing-masing adalah 7401 N/m, sebuah saluran hasil ayakan dengan massa 3.8 kg, dan sebuah ayakan dengan massa 2 kg mengunakan mesh 150. Secara eksperimental, pengayak getar diuji dengan memvariasikan putaran motor penggerak mekanisme engkol peluncur dan aliran massa abu sekam padi masuk ayakan untuk mendapatkan data-data simpangan koordinat pegas yang bergetar dan simpangan titik berat pengayak getar. Dari hasil pengolahan data pengujian didapatkan frekuensi pribadi pertama pengayak getar sebesar 236.4 rad/s. Pada frekuensi motor penggerak mekanisme engkol peluncur yang hampir sama dengan frekuensi pribadi pertama pengayak getar yaitu sebesar 235.1 rad/s mengasilkan amplitudo getaran 2.24 mm untuk simpangan translasi dan 0.0033 rad untuk simpangan rotasi. Laju massa abu sekam padi masuk ayakan sebesar 7.69 gr/s menghasilkan laju massa hasil ayakan yang optimal sebesar 1.49 gr/s dengan putaran motor 2430 rpm.

Kata kunci: pengayak getar, engkol peluncur, amplitudo, laju massa hasil ayakan

Abstract

A vibrating screen with internal excitation source by using slider crank mechanism as a mechanic system with two degree of freedom has tested to sieving of rice husk. The vibrating screen is consist of four spiral springs that are two spiral springs in front of and the others are in the back where each of springs has 7401 N/m of spring constant, a channel for rate of mass of sieving result has 3.8 kg of mass, and a sieving has 2 kg of mass using mesh 150. Experimentally, the vibrating screen has tested with varieties of motor rotation of slider crank mechanism and varieties of rate of rice husk mass into screen to get deflections data of spiral spring coordinate and deflections data of central gratify of vibrating screen. From data calculation results, it got that the first natural frequency of the vibrating screen system is 236.4 rad/s. At frequency of motor rotation of slider crank mechanism that near the first natural frequency of vibrating screen equal to 235.08 rad/s obtained amplitude of vibration equal to 2.24 mm for translation and 0.0033 rad for rotation. Rate of rice husk mass enter to screen equal to 7.69 gr/s yields optimum of rate of mass of sieving result equal to 1.49 gr/s at motor rotation 2430 rpm.

Keywords: vibrating screen, slider crank, amplitude, rate of mass of sieving result

I. PENDAHULUAN

Sebuah struktur yang mempunyai massa dan elastisitas yang mampu bergerak secara relatif dan terjadi secara berulang-ulang dalam interval waktu tertentu disebut getaran. Efek dari getaran dapat menimbulkan bunyi, merusak bagian mesin, memindahkan gaya yang tidak diinginkan, dan menggerakkan benda yang didekatnya. Getaran terjadi karena adanya eksitasi baik yang berasal dari dalam maupun dari luar sistem, akan tetapi efek getaran yang ditimbulkan sangat tergantung dari frekuensi eksitasi dan elemen-elemen dari sistem getaran itu sendiri [1][2][3].

Eksitasi getaran secara praktis tidak mungkin dapat dihilangkan sama sekali, namun upaya

yang dilakukan hanya bisa meminimalkan efek gaya-gaya eksitasi yang terjadi terhadap sistem. Pada umumnya getaran tidak diinginkan karena dapat menimbulkan kerusakan. Namun demikian tidak semua getaran yang dihasilkan menyebabkan efek yang tidak dikehendaki atau merugikan, tetapi ada juga efek getaran yang dapat dimanfaatkan seperti pada sistem pengayak getar [4][5].

Pengayak getar merupakan suatu peralatan mekanik yang memanfaatkan gaya-gaya eksitasi yang terjadi guna memisahkan material berdasarkan ukuran butir material yang dikehendaki. Alat ini biasanya dioperasikan bersama dengan alat penghancur material (*crusher*). Pada umumnya pengayak getar mengunakan poros eksentris untuk menghasilkan gaya eksitasi [6][7].

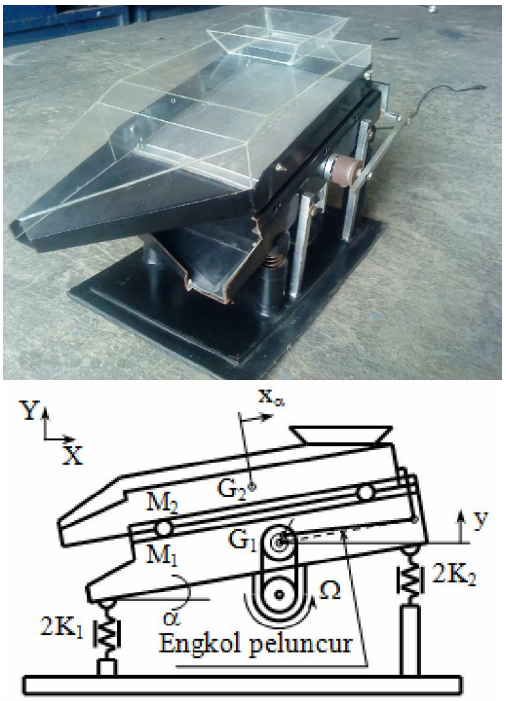
Pada makalah ini dianalisa pengaruh putaran motor penggerak mekanisme engkol peluncur sebagai sumber eksitasi dimana frekuensi motor divariasikan mulai dari frekuensi yang diperkirakan di bawah frekuensi pribadi pertama pengayak getar sampai frekuensi yang diperkirakan di atas frekuensi pribadi pertama pengayak getar. Unjuk kerja dari pengayak getar ini dikaji secara eksperimental terhadap pengayakan abu sekam padi dimana laju massa abu sekam padi memasuki ayakan juga divariasikan. Pengayak getar yang diuji adalah sebuah prototipe pengayak getar yang terdiri dari empat buah pegas yaitu dua buah pegas di bagian depan dan dua pegas di bagian belakang serta dengan dua buah massa yaitu sebuah saluran hasil ayakan dan sebuah ayakan yang mengunakan ukuran *mesh* tertentu.

II. METODOLOGI

Sebuah pengayak getar dengan eksitasi mekanisme engkol peluncur sebagai sistem getaran mekanis dua derajat kebebasan dapat dilihat seperti pada Gambar 1. Mekanisme engkol peluncur pada pengayak getar ini terdiri dari:

- Sistem penggerak (motor dan batang rotasi yang digerakkan oleh motor) yang dipasangkan ke M_1
- Batang penghubung yang menghubungkan batang rotasi dengan peluncur (*slider*) yang juga dipasangkan ke M_1.
- Peluncur yang dipasangkan ke M_2.

Apabila motor penggerak mekanisme engkol peluncur berputar dengan putaran sebesar Ω, maka M_2 akan bergerak dengan arah x_α (arah + dan – secara berulang-ulang). Pergerakan M_2 ini menyebabkan titik berat G_1 dan G_2 berpindah posisi pada bidang X-Y yang menghasilkan getaran dalam dua arah yaitu translasi dan rotasi dengan gaya penggetar sebesar $M_2\ddot{x}_\alpha$ dengan arah gaya membentuk sudut α dari sumbu-X.

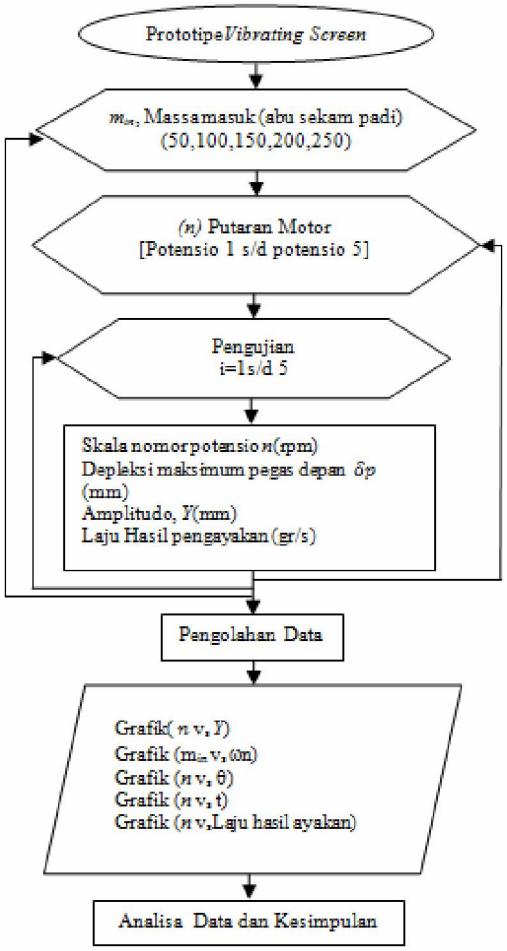


Keterangan :
- $2K_1$ = 2 buah pegas pada bagian depan
- $2K_2$ = 2 buah pegas pada bagian belakang
- M_1 = saluran hasil ayakan + mekanisme engkol peluncur
- M_2 = ayakan
- G_1 = titik berak M_1
- G_2 = titik berak M_2
- y = simpangan M_1 searah sumbu-Y
- x_α = simpangan M_2 dengan sudut α terhadap sumbu-X.
- α = sudut kemiringan pengayak getar
- Ω = putaran motor penggerak mekanisme engkol peluncur

Gambar 1. Pengayak getar sebagai sistem getaran dua derajat kebebasan.

M_1 bergetar secara translasi searah sumbu-Y dengan simpangan y dan bergetar secara rotasi pada bidang X-Y dengan simpangan θ. Sedangkan M_2 bergetar secara translasi searah sumbu-Y dengan simpangan $y + x_\alpha \sin(\alpha + \theta)$, searah sumbu-X dengan simpangan $x_\alpha \cos(\alpha + \theta)$, dan bergetar secara rotasi pada bidang X-Y juga dengan simpangan θ.

Untuk memperoleh data-data pengujian, dilakukan eksperimenen berdasarkan diagram alir pada Gambar 2. Massa abu sekam padi masuk, m_{in}, divariasikan 50 gr, 100 gr, 150 gr, 200 gr, dan 250 gr. Putaran motor, n, untuk menggerakkan mekanisme engkol peluncur divariasikan dengan mengatur skala potensio 1 s/d 5.



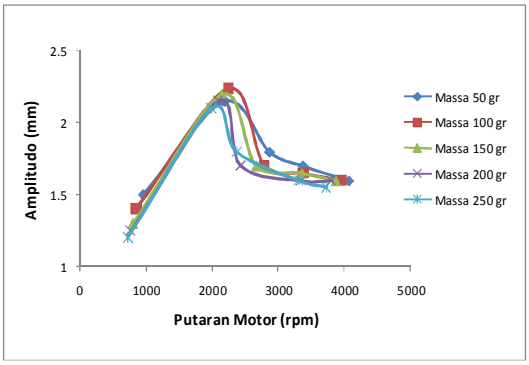
Gambar 2. Diagram alir pengujian pengayak getar pada proses pengayakan abu sekam padi.

Untuk setiap variasi m_{in} dan n dilakukan pengujian sebanyak 5 kali. Data yang diambil yaitu putaran n (rpm), defleksi maksimum pegas δ_p (mm), hasil pengayakan (gr) dan lama pengayakan (s).

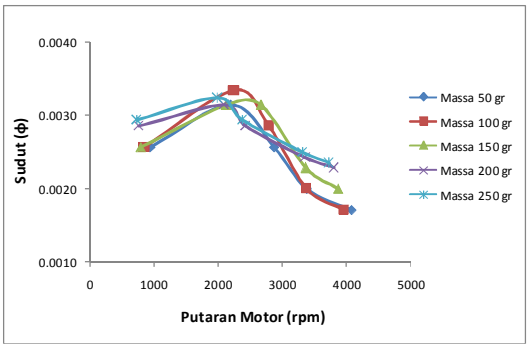
Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengujian ini adalah *Tachometer*, *Stopwatch*, *Jangka sorong*, dan *Timbangan digital*. Sedangkan peralatan yang digunakan yaitu dua buah bak penampung hasil ayakan, Plastik wadah hasil ayakan, Kertas millimeter, Gunting, dan Lem *double tick*.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pengaruh putaran motor, n, terhadap amplitudo getaran translasi, Y, sistem pengayak getar dapat dilihat pada Gambar 3 dan pengaruh putaran motor, n, terhadap amplitudo getaran rotasi, ϕ, sistem pengayak getar dapat dilihat pada Gambar 4.



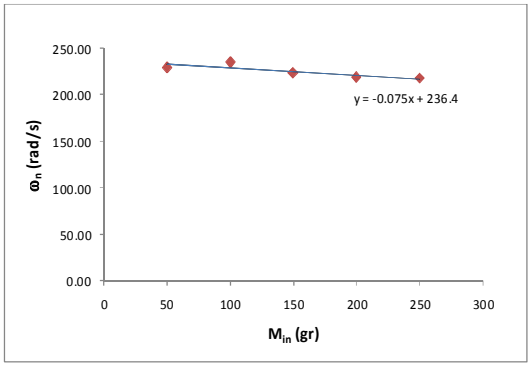
Gambar 3. Grafik pengaruh putaran motor terhadap amplitudo getaran translasi sistem pengayak getar.



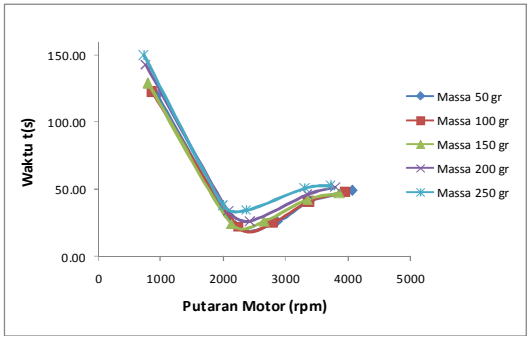
Gambar 4. Grafik pengaruh putaran motor terhadap amplitudo rotasi sistem pengayak getar..

Pengaruh massa masuk, m_{in}, terhadap frekuensi pribadi pertama sistem pengayak getar, ω_n, dapat dilihat pada Gambar 5,

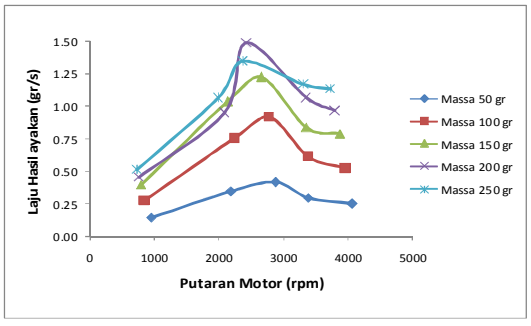
pengaruh putaran motor, n, terhadap waktu pengayakan abu sekam padi dapat dilihat pada Gambar 6 dan pengaruh putaran motor, n, terhadap laju hasil ayakan dengan variasi putaran dan massa masuk dapat dilihat pada Gambar 7.



Gambar 5. Grafik pengaruh massa masuk terhadap frekuensi pribadi pertama sistem pengayak getar.



Gambar 6. Grafik pengaruh putaran motor terhadap waktu dibutuhkan dalam pengayakan abu sekam padi.



Gambar 7. Grafik pengaruh putaran motor terhadap laju hasil pengayakan.

Berdasarkan grafik pada Gambar 3 dapat dilihat bahwa amplitudo getaran translasi sistem pengayak getar adalah 2.24 mm dengan massa masuk 100 gr terjadi pada kecepatan putaran motor 2246 rpm atau 235.08 rad/s. Pengaruh putaran motor terhadap amplitudo sistem pengayak getar yaitu pada putaran motor mendekati frekuensi pertama maka simpangan maksimum dari gelombang atau simpangan terjauh dari titik keseimbangan (ampitudo) sistem pengayak getar akan relatif semakin besar.

Dari uraian grafik pada Gambar 4 diatas dapat dilihat bahwa dari setiap pengujian sistem pengayak getar pada massa masuk 50, 100, 150, 200, dan 250 gr, amplitudo rotasi sistem terbesar terjadi pada putaran motor rata-rata 2131.44 rpm. Dari kelima variasi massa masuk *screen mesh* pengayak getar amplitudo getaran tranlasi sistem pengayak getar adalah 0.0033 (rad) terjadi pada massa masuk 100 gr pada putaran motor 2246 rpm. Pengaruh putaran motor terhadap sudut perpindahan sistem dimana pada putaran motor mendekati frekuensi pertama maka sudut perpindahan sistem akan relatif besar. Dalam pengayakan abu sekam padi jika sudut perpindahan sistem besar akan mengakibatkan pengayakan yang cepat karena abu sekam padi diatas *screen mesh* dengan cepat meluncur keluar dari ayakan.

Frekuensi pribadi pertama sistem pengayak getar adalah 236.4 rad/s atau pada putaran motor 2246 rpm. Pada putaran motor mendekati frekuensi pribadi pertama maka amplitudo sistem pengayak getar relatif besar. Dengan membandingkan hasil ayakan terhadap waktu yang dibutuhkan dalam pengayakan maka pengayakan abu sekam padi dengan putaran mendekati frekuensi pribadi pertama yaitu antara 2000 rpm sampai dengan 2500 rpm mengakibat kan laju pengayakan lebih cepat. Hal ini disebabkan oleh getaran yang keras. Dalam kasus getaran apapun kita harus menghindari frekuensi gangguan sama dengan frekuensi pribadi pertama sistem, karena dapat mengakibatkan getaran yang sangat keras atau terjadinya resonansi.

IV. KESIMPULAN

Dari hasil penelitian dan pembahasan sistem pengayak getar dengan mekanisme engkol

peluncur sebagai sumber eksitasi dapat disimpulkan bahwa:

1. Frekuensi pribadi pertama sistem pengayak getar secara eksperimen didapat sebesar 236.4 rad/s dan dengan variasi massa masuk yaitu 50, 100, 150, 200, dan 250 (gr) didapatkan persamaan frekuensi pribadi $\omega n = 236.4\,\text{rad/s} - 0.075\,m_{in}$
2. Amplitudo getaran translasi sistem pengayak getar adalah 2.24 (mm) dan amplitudo getaran rotasi sistem adalah 0.0033 (rad) dengan kecepatan putaran motor 2246 (rpm)
3. Pada putaran motor mendekati frekuensi pribadi yaitu 236.4 (rad/s) maka amplitudo sistem pengayak getar akan relatif besar
4. Laju hasil pengayakan abu sekam padi yang tertinggi pada putaran motor 2430 rpm dengan laju massa hasil ayakan yang optimal sebesar 1.49 gr/s.

DAFTAR PUSTAKA

[1] P. Girdhar, *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance.* Burlington: IDC Technologies, 2004.

[2] R. K. Mobley, *Vibration Fundamentals (Plant Engineering Maintenance (Hardback))*. Boston: Butterworth–Heinemann, 1999.

[3] W. Thomson, *Theory of Vibration with Application, 2nd Edition.* New Jersey: Prentice-Hall Inc., 1993.

[4] Z. Yue-min, et al., "Dynamic design theory and application of large vibrating screen," *Procedia Earth and Planetary Science 1*, pp. 776–784, 2009.

[5] D.S. Yantek and H.R. Camargo, "Structural vibration as a noise source on vibrating screens," *Proceedings of the American Society of Mechanical Engineers International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2009-12272*, November 13–19, 2009.

[6] F. Zhu, et al., "Dynamic characteristic analysis of body of single-pass and double-pass vibrating screen based on FEM, *Coal Mine Machinery*, Vol. 7, pp.60-70, 2006.

[7] D. Yantek, P. Jurovcik, and E.R. Bauer. "Noise and Vibration Reduction of a Vibrating Screen," *2005 SME Annual Meeting, preprint 05-71*, (Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, Inc., Littleton, CO, 2005).