

ABSTRACT

An air spring is a system that has a spring and inherent damping behavior so that it can be used as vibration isolator or shock absorber. Objective of this research is to investigate dynamic characteristic of an air spring. This research develops a research conducted by Jayatun (2003), in which the bellows used is expansion joint whereas the air pressure used are 80 psig until 0 psig that varied with interval 5 psi. The research is conducted for two vibration modes that are vertical mode (lateral mode) and bending mode (transversal mode). The both modes are examined at transient and steady state conditions.

The result of the transient examination shows that for the various of air pressure used so in the both modes are obtained constant of spring (k) and natural frequency (f_n) that are inclined decrease as increasing of Mass Pressure Ratio (MPR) value whereas damping ratio (ζ) is inclined increase. On the other hand, the result of the steady examination shows that the good performance will be achieved by the air spring which is used as vibration isolator in lateral mode as long as the recommended working frequency, $f_p < 25$ Hz or $f_p > 60$ Hz whereas 20 Hz $< f_p < 50$ Hz in transversal mode.

The system should be added an equipment to improve its damping ratio when the air spring to be used as shock absorber. That is recommended because the air spring has low value of damping ratio in the both lateral and transversal modes.

PENDAHULUAN

Munculnya getaran yang terus menerus pada suatu konstruksi dan struktur akan menyebabkan kekuatannya berkurang dan pada suatu saat dapat terjadi kerusakan. Usaha untuk menanggulangi permasalahan tersebut dapat dilakukan dengan memasang sistem isolator getaran atau peredam kejut. Unjuk kerja dari sistem sangat tergantung pada konstanta pegas (k), *damping ratio* (ζ), dan frekwensi alami dari sistem (f_n). Parameter-parameter tersebut dinamakan sebagai karakteristik dinamis isolator getaran atau peredam kejut.

Salah satu dari sistem isolator getaran atau peredam kejut adalah sistem pegas udara (*air spring*). Thomson (1956) telah melakukan analisis teoritis tentang konstanta pegas dari suatu sistem pegas udara tetapi tanpa memperhitungkan elastisitas *bellows*. Macinante (1977) menyatakan bahwa pegas udara dapat dibuat dengan biaya yang relatif murah dan frekwensi alaminya dapat dijaga konstan sebesar 1 Hz sepanjang tinggi pegas dijaga konstan, serta pegas udara dapat dengan mudah diredam dengan cara menghubungkannya dengan *surge tank*. Schwartz (1999) menggunakan pegas udara sebagai landasan peluru kendali pada saat pengujian karakteristik getaran peluru yang mana hasil pengujiannya menunjukkan bahwa pegas udara memberikan unjuk kerja yang lebih baik dibanding bila peluru digantung dengan kabel baja atau sejenisnya.

Dari uraian singkat di atas dapat dikatakan bahwa karakteristik dinamis pegas udara belum banyak dibahas dalam penelitian-penelitian sebelum-

nya. Jayatun (2003) melakukan penelitian tentang karakteristik dinamis pegas udara dari suatu benda uji yang mana *bellows*-nya terbuat dari ban dalam roda sepeda motor Vespa. Adapun tekanan udara yang digunakan adalah 90 *cm H₂O* sampai 15 *cm H₂O* dengan variasi interval tekanan 5 *cm H₂O*. Hasil penelitian Jayatun menunjukkan bahwa pada ragam lateral maupun transversal, seiring dengan membesarnya nilai MPR maka nilai konstanta pegas dan frekwensi alami cenderung turun sedangkan nilai *damping ratio* cenderung naik. Penggunaan pegas udara sebagai isolator getaran tidak direkomendasikan pada ragam transversal sedangkan pada ragam lateral direkomendasikan untuk frekwensi kerja $f_p \geq 25$ Hz. Selanjutnya penelitian Jayatun tersebut ditindaklanjuti pada penelitian ini dengan *bellows* berupa *expansion joint* dan tekanan udara yang digunakan adalah 80 *psig* sampai 0 *psig* dengan variasi interval tekanan 5 *psi*.

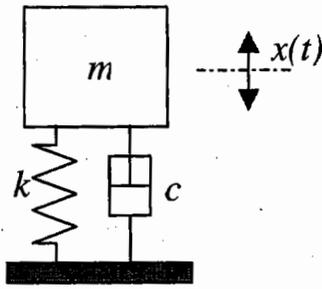
LANDASAN TEORI

Sistem Getaran Bebas Satu Derajat Kebebasan Dengan Redaman

Sistem pegas udara pada pengujian transien dapat dianggap sebagai sistem getaran bebas satu derajat kebebasan dengan redaman. Sistem tersebut dapat dimodelkan oleh sebuah massa m (kg) yang terletak di atas pegas yang mempunyai konstanta pegas k (N/m) dan peredam yang mempunyai koefisien redaman c (kg/s), seperti yang ditunjukkan pada gambar 1.

¹ Sugiyono, ST., MT., Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik UGM

² Ir. Sunardjo, MT., Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik UGM



Gambar 1. Sistem getaran bebas satu derajat kebebasan dengan redaman

Apabila sistem diberi simpangan awal, maka massa m akan bergetar dengan simpangan $x(t)$. Redaman yang terjadi pada sistem akan mempengaruhi amplitudo getaran yang mana hal ini tergantung pada nilai diskriminan ($D = c^2 - 4km$). Bila $D > 0$ maka sistem teredam berat, bila $D = 0$ maka sistem teredam kritis, dan bila $D < 0$ maka sistem teredam ringan.

Sistem pegas udara dianggap mengalami redaman ringan sehingga terkait dengan pengujian transien maka nilai dari *damping ratio*, frekuensi alami, dan konstanta pegas dari sistem pegas udara dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan-persamaan berikut :

➤ Damping ratio

$$\zeta = \frac{\delta}{2\pi} \left[\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\delta}{2\pi}\right)^2}} \right] \quad (1)$$

dimana, $\delta = \ln \frac{X_i}{X_{(i+1)}}$ adalah variabel *dekremen*

logaritma yang mana merupakan logaritma alam dari perbandingan amplitudo pada siklus yang berurutan.

➤ Frekuensi alami

$$f_n = \frac{f_d}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (2)$$

dimana, f_d adalah frekuensi alami teredam.

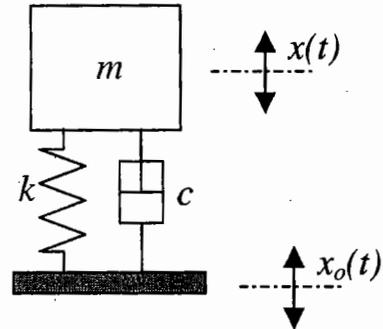
➤ Konstanta pegas

$$k = m (\omega_n)^2 \quad (3)$$

dimana, $\omega_n = 2\pi \cdot f_n$ adalah frekwensi angular alami.

Sistem Getaran Paksa (*Base Motion*) Satu Derajat Kebebasan Dengan Redaman

Sistem pegas udara pada pengujian stedi dapat dianggap sebagai sistem getaran paksa (*base motion*) satu derajat kebebasan dengan redaman. Sistem tersebut dapat dimodelkan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 2. Sistem getaran paksa (*base motion*) satu derajat kebebasan dengan redaman

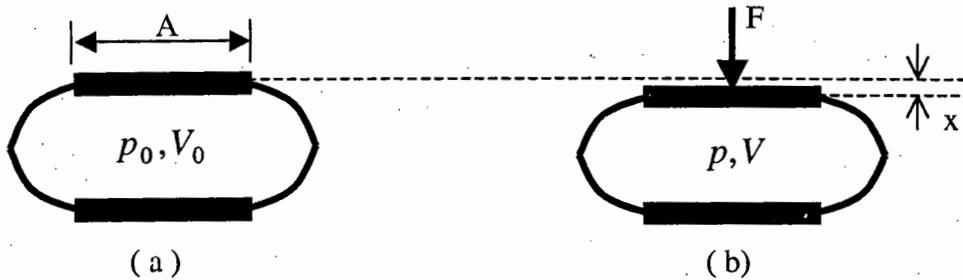
Tumpuan yang beresiliasi dapat menyebabkan gaya ajakan (gaya paksa) pada sistem. Dalam hal ini, simpangan tumpuan adalah $x_0(t)$ sedangkan simpangan massa m adalah $x(t)$. Terkait dengan pelaksanaan penelitian pegas udara, pengujian stedi dimaksudkan untuk mencari nilai *TR* (*Transmission Ratio*) yang mana merupakan perbandingan antara amplitudo respon (massa m) dengan amplitudo aksi (tumpuan).

$$|TR| = \frac{X}{X_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\zeta\xi)^2}{(1 - \xi^2)^2 + (2\zeta\xi)^2}} \quad (4)$$

dimana, $\xi = \frac{\Omega}{\omega_n}$ disebut dengan *frequency ratio*.

Pegas Udara

Thomson (1956) meninjau suatu pegas udara seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.



Gambar 3. Pegas udara

Jika diasumsikan udara sebagai gas ideal dan proses kompresi adalah proses adiabatik maka konstanta dari pegas udara dapat dinyatakan sebagai berikut,

$$k \cong \frac{\gamma p_o V_o^\gamma A^2}{V_o^{\gamma+1}} \cong \frac{\gamma p_o A^2}{V_o} \quad (5)$$

dimana, γ adalah *ratio of specific heat*.

CARA PENELITIAN

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini meliputi benda uji (pegas udara) dan udara bertekanan. Benda uji terbuat dari *expansion joint double bellows* ukuran 4 inch yang mana pada bagian atas dan bawahnya ditutup rapat dengan plat baja. Dalam hal ini, plat baja yang digunakan berupa *flens* penutup untuk *expansion joint* ukuran 4 inch.

Untuk keperluan penelitian, maka pada bagian penutup atas dipasang alat yang akan digunakan untuk memasukkan udara dan pengukuran tekanan udara di dalam pegas udara. Secara keseluruhan, massa dari penutup atas adalah 6,38 kg yang kemudian dianggap sebagai massa benda bebas. Adapun tekanan udara yang digunakan adalah 80 *psig* sampai 0 *psig* dengan variasi interval tekanan 5 *psi*. Selanjutnya, perbandingan antara massa benda bebas dengan tekanan absolut udara digunakan sebagai parameter

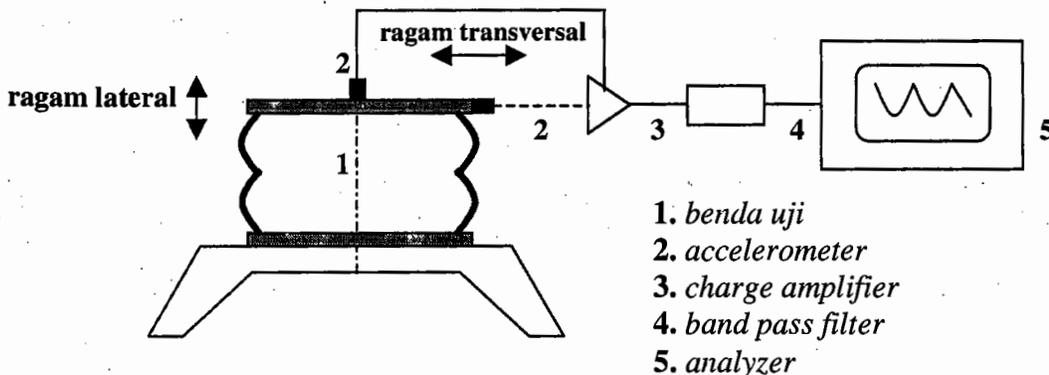
dalam penelitian karakteristik dinamis pegas udara. Parameter tersebut dinamakan *Mass Pressure Ratio; MPR* (kg/atm).

Dalam penelitian ini, ragam (*mode*) getaran yang diberikan pada benda uji adalah **ragam lateral** (sejajar dengan sumbu aksial) dan **ragam transversal** (tegak lurus sumbu aksial). Untuk kedua ragam tersebut, masing-masing dilakukan pengujian transien dan stedi.

Pengujian Transien

Pengujian transien dilaksanakan dengan cara memukul tutup bagian atas (*upper cover*) dengan arah pukulan sesuai dengan ragam getaran yang dikehendaki. Pengujian dilakukan untuk berbagai tekanan udara, yaitu 80 *psig* sampai 0 *psig* dengan variasi interval tekanan 5 *psi*. Untuk suatu nilai tekanan udara maka berarti pengujian dilakukan pada suatu nilai *MPR*.

Pengukuran yang dilakukan pada pengujian ini adalah pengukuran frekwensi alami teredam (f_d) dan amplitudo respon per siklus (X). Selanjutnya data-data tersebut digunakan untuk menghitung *damping ratio* (ζ), frekwensi alami (f_n), dan konstanta pegas (k).



1. benda uji
2. accelerometer
3. charge amplifier
4. band pass filter
5. analyzer

Gambar 4. Rangkaian uji pada pengujian transien untuk ragam lateral dan transversal

Pengujian Stedi

Pengujian stedi dilaksanakan dengan cara menggetarkan tutup bagian bawah (*lower cover*) oleh *exciter* dengan arah getaran sesuai dengan ragam getaran yang dikehendiki. Pengujian dilakukan untuk berbagai tekanan udara, yaitu 80 *psig* sampai 0 *psig* dengan variasi interval tekanan 5 *psi*. Untuk suatu nilai tekanan udara maka berarti pengujian dilakukan pada suatu nilai *MPR*. Selanjutnya pada tiap-tiap nilai *MPR* dilakukan pengujian untuk berbagai nilai tertentu dari frekwensi paksa (f_p) atau frekwensi penggetar.

Pengukuran yang dilakukan pada pengujian ini adalah pengukuran amplitudo *exciter* (aksi) dan amplitudo tutup atas (*respon*). Selanjutnya data-data tersebut digunakan untuk menghitung nilai *TR* (*Transmission Ratio*).

HASIL DAN PEMBAHASAN

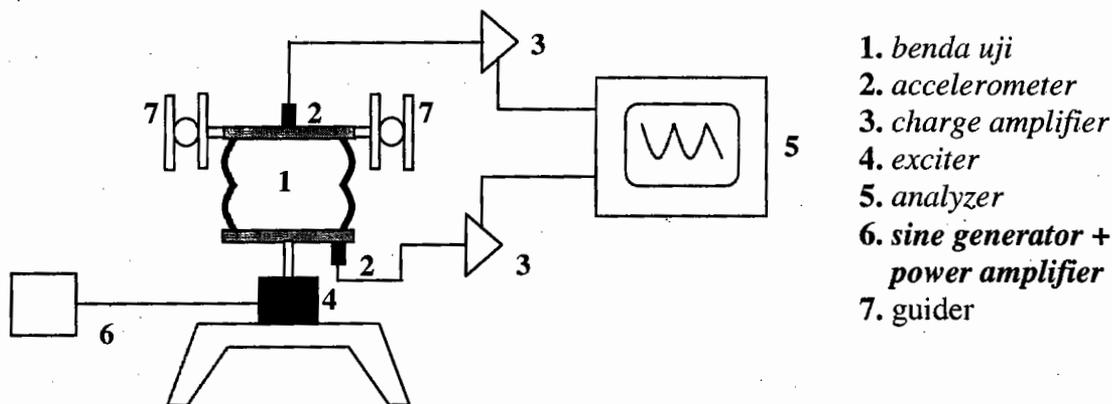
Hasil dari penelitian ini dikelompokkan berdasarkan kondisi pengujian (*transien* dan *stedi*) yang dilakukan pada masing-masing ragam getaran (*lateral* dan *transversal*). Untuk pengujian *transien*, hasil penelitian ditampilkan dalam bentuk grafik

hubungan antara *damping ratio*, frekwensi alami, konstanta pegas dengan nilai *MPR*. Sedangkan untuk pengujian *stedi*, hasil penelitian ditampilkan dalam bentuk grafik hubungan antara nilai *TR* (dari berbagai nilai *MPR*) dengan frekwensi paksa.

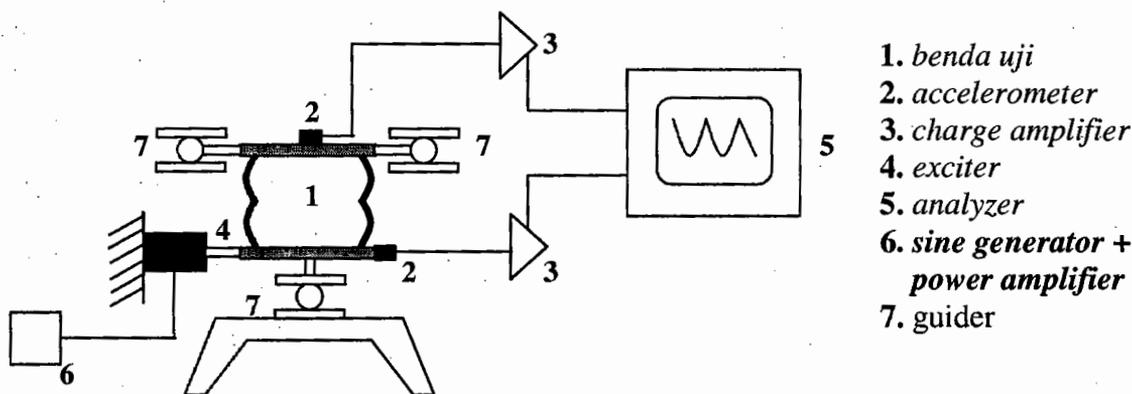
Pengujian Transien

❖ *Damping ratio* (ζ)

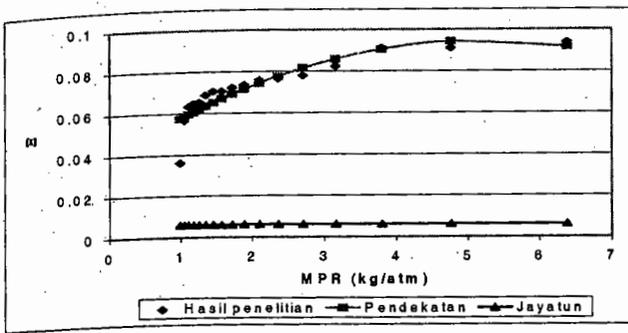
Berdasarkan gambar 7 dan 8 diketahui bahwa, untuk variasi tekanan udara yang digunakan maka nilai *damping ratio* (ζ) untuk ragam *lateral* maupun *transversal* cenderung naik seiring dengan bertambahnya nilai *MPR*. Dalam hal ini, naiknya *damping ratio* berarti juga naiknya redaman. Jika dibandingkan dengan hasil penelitian yang telah dilakukan oleh Jayatun (2003) maka nilai *damping ratio* pada penelitian ini relatif lebih tinggi walaupun keduanya mempunyai kecenderungan yang sama. Perbedaan nilai *damping ratio* dari kedua penelitian tersebut dikarenakan oleh material *bellows* dan tekanan udara yang digunakan adalah berbeda. Hal ini ditunjukkan oleh persamaan yang terbangun dari kedua penelitian tersebut juga berbeda.



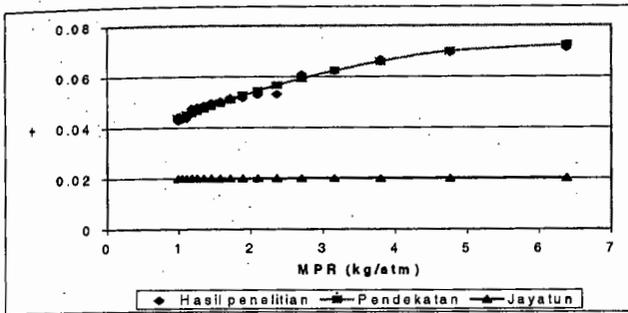
Gambar 5. Rangkaian uji pada pengujian stedi untuk ragam lateral



Gambar 6. Rangkaian uji pada pengujian stedi untuk ragam transversal



Gambar 7. Hubungan *damping ratio* (ζ) dengan *Mass Pressure Ratio* (*MPR*) pada pengujian ragam lateral



Gambar 8. Hubungan *damping ratio* (ζ) dengan *Mass Pressure Ratio* (*MPR*) pada pengujian ragam transversal

Dengan menggunakan metode kwadrat terkecil, penelitian ini menghasilkan persamaan *damping ratio* yang merupakan fungsi dari *MPR* yang mana untuk ragam lateral dan transversal masing-masing adalah,

$$\zeta = -0,0021 MPR^2 + 0,0217 MPR + 0,0382 \quad (6)$$

dan,

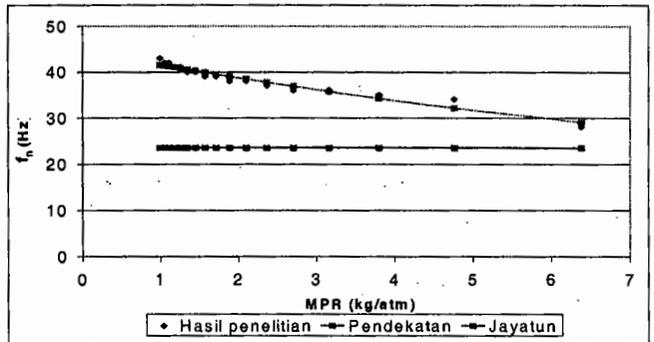
$$\zeta = -0,001 MPR^2 + 0,0127 MPR + 0,0322 \quad (7)$$

Kedua persamaan tersebut memberikan nilai maksimum *damping ratio*, $\zeta = 0,094$ pada nilai *MPR* = 5,167 kg/atm untuk ragam lateral dan $\zeta = 0,072$ pada nilai *MPR* = 6,35 kg/atm untuk ragam transversal. Hal ini menunjukkan bahwa nilai *damping ratio* dari hasil penelitian ini masih terhitung relatif kecil sehingga jika pegas udara akan digunakan sebagai peredam kejut maka diperlukan peralatan tambahan yang dapat menaikkan nilai *damping ratio*.

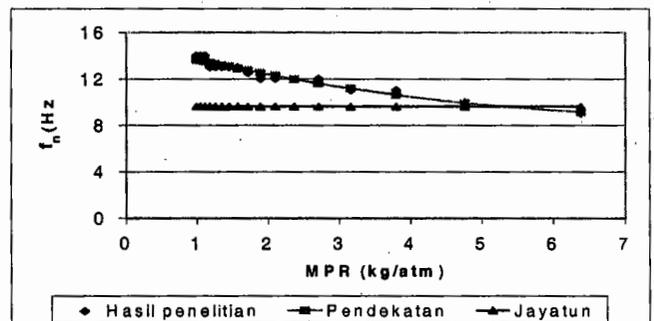
❖ Frekwensi alami (f_n)

Berdasarkan gambar 9 dan 10 diketahui bahwa, untuk variasi tekanan udara yang digunakan maka nilai frekwensi alami (f_n) untuk ragam lateral maupun transversal cenderung turun seiring dengan bertambahnya nilai *MPR*. Kecenderungan ini sama dengan hasil penelitian yang telah dilakukan oleh

Jayatun (2003). Walaupun demikian, pada nilai *MPR* yang sama maka kedua penelitian tersebut menghasilkan nilai frekwensi alami yang berbeda. Perbedaan ini dikarenakan oleh material *bellows* dan tekanan udara yang digunakan adalah berbeda. Pada ragam lateral, frekwensi alami dari hasil penelitian ini nilainya relatif lebih tinggi dibandingkan dengan penelitian Jayatun untuk semua nilai *MPR*. Sedangkan pada ragam transversal, keadaan tersebut terjadi untuk nilai *MPR* < 5,287 kg/atm dan keadaan sebaliknya untuk nilai *MPR* > 5,287 kg/atm.



Gambar 9. Hubungan frekwensi alami (f_n) dengan *Mass Pressure Ratio* (*MPR*) pada pengujian ragam lateral



Gambar 10. Hubungan frekwensi alami (f_n) dengan *Mass Pressure Ratio* (*MPR*) pada pengujian ragam transversal

Dengan menggunakan metode kwadrat terkecil, penelitian ini menghasilkan persamaan frekwensi alami yang merupakan fungsi dari *MPR* yang mana untuk ragam lateral dan transversal masing-masing adalah,

$$f_n = 0,1111 MPR^2 - 3,1355 MPR + 44,622 \quad (8)$$

dan,

$$f_n = 0,0939 MPR^2 - 1,5291 MPR + 15,088 \quad (9)$$

❖ Konstanta pegas (k)

Berdasarkan gambar 11 dan 12 diketahui bahwa, untuk variasi tekanan udara yang digunakan maka nilai konstanta pegas (k) untuk ragam lateral maupun

transversal cenderung turun seiring dengan bertambahnya nilai *MPR*. Untuk ragam lateral, kecenderungan ini sama dengan hasil penelitian yang telah dilakukan Jayatun (2003) maupun kajian teoritis yang diberikan Thomson (1956). Sedangkan untuk ragam transversal, kecenderungan yang sama diberikan oleh penelitian ini dan penelitian Jayatun.

Perbedaan nilai konstanta pegas untuk ragam lateral maupun transversal dari penelitian ini dan penelitian Jayatun dikarenakan oleh material *bellows* dan tekanan udara yang digunakan adalah berbeda. Dengan menggunakan metode kwadrat terkecil, penelitian ini menghasilkan persamaan konstanta pegas yang merupakan fungsi dari *MPR* yang mana untuk ragam lateral dan transversal masing-masing adalah,

$$k = 3918 MPR^2 - 69643 MPR + 502556 \quad (10)$$

dan,

$$k = 759,23 MPR^2 - 10337 MPR + 56499 \quad (11)$$

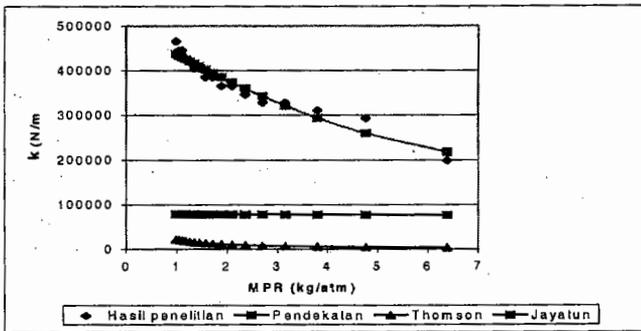
sehingga mempengaruhi juga nilai konstanta pegas. Selanjutnya, berdasarkan persamaan (10) maka rumusan Thomson terkoreksi menjadi,

$$k = 20,6087 (MPR)^{0,6511} \frac{\gamma P_0 A^2}{V_0} \quad (12)$$

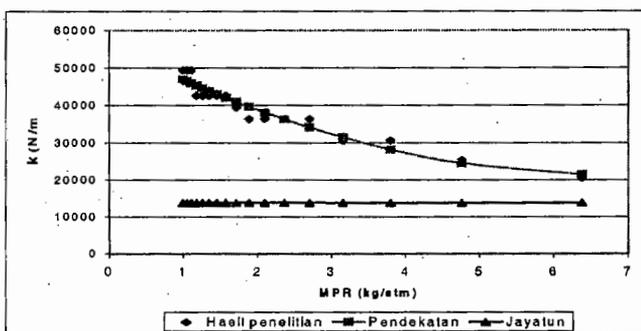
Pengujian Stedi

Pengujian stedi memberikan hasil berupa nilai *Transmission Ratio (TR)* dari suatu nilai *MPR* untuk berbagai frekwensi *exciter* atau frekwensi paksa (f_p). Hasil pengujian ini dapat dilihat pada gambar 13 untuk ragam lateral dan gambar 14 untuk ragam transversal.

Berdasarkan gambar 13 dan 14 diketahui bahwa, besarnya frekwensi paksa yang direkomendasikan untuk penggunaan pegas udara sebagai isolator getaran adalah $f_p < 25$ Hz atau $f_p > 60$ Hz untuk ragam lateral sedangkan untuk ragam transversal adalah 20 Hz $< f_p < 50$ Hz. Hal ini dikarenakan bahwa pada kisaran nilai f_p tersebut dihasilkan nilai *TR* yang cukup rendah serta jauh dari kondisi resonansi.

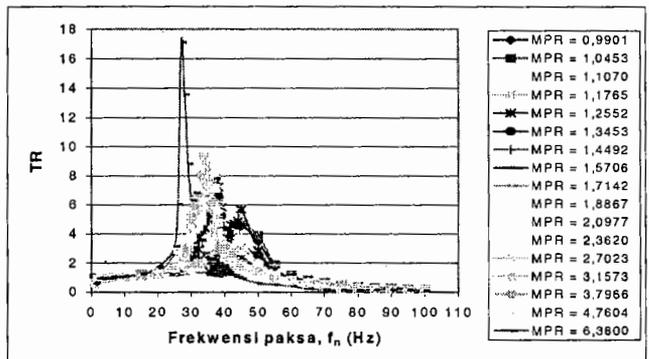


Gambar 11. Hubungan konstanta pegas (*k*) dengan *Mass Pressure Ratio (MPR)* pada pengujian ragam lateral

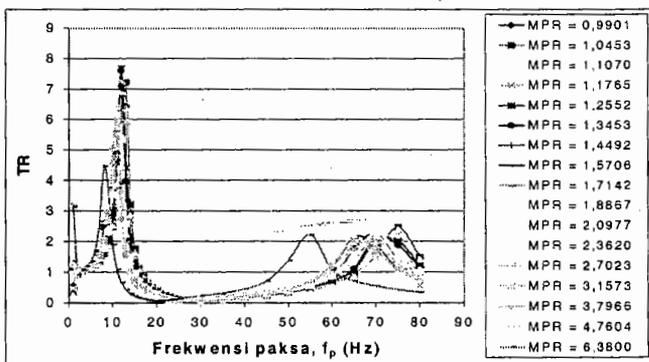


Gambar 12. Hubungan konstanta pegas (*k*) dengan *Mass Pressure Ratio (MPR)* pada pengujian ragam transversal

Adapun perbedaan nilai konstanta pegas untuk ragam lateral dari penelitian ini dengan kajian teoritis Thomson disebabkan oleh belum diperhitungkannya pengaruh *biaxial stress* (*hoop stress* dan *longitudinal stress*) di dalam kajian Thomson. Besarnya nilai *biaxial stress* akan mempengaruhi elastisitas *bellows*



Gambar 13. Hubungan *Transmission Ratio (TR)* dengan frekwensi paksa (f_p) untuk berbagai nilai *Mass Pressure Ratio (MPR)* pada pengujian ragam lateral



Gambar 14. Hubungan *Transmission Ratio (TR)* dengan frekwensi paksa (f_p) untuk berbagai nilai *Mass Pressure Ratio (MPR)* pada pengujian ragam transversal

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil penelitian yang telah dilakukan maka dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- 1) Untuk variasi tekanan yang digunakan maka pada ragam lateral maupun transversal diperoleh nilai konstanta pegas (k) dan frekwensi alami (f_n) yang cenderung turun seiring dengan bertambahnya nilai MPR , sedangkan nilai *damping ratio* (ζ) cenderung naik.
- 2) Persamaan-persamaan yang terbangun (ζ , f_n , dan k) akan tergantung pada material dari pegas udara dan tekanan udara yang digunakan.
- 3) Penggunaan pegas udara sebagai isolator getaran direkomendasikan pada frekwensi kerja, $f_p < 25$ Hz atau $f_p > 60$ Hz untuk ragam lateral sedangkan untuk ragam transversal, 20 Hz $< f_p < 50$ Hz. Hal ini dikarenakan bahwa pada kisaran nilai f_p tersebut dihasilkan nilai TR yang cukup rendah serta jauh dari kondisi resonansi.
- 4) Penggunaan pegas udara sebagai peredam kejut pada ragam lateral maupun transversal, perlu ditambahkan suatu peralatan yang dapat menaikkan nilai *damping ratio*.

DAFTAR PUSTAKA

- Jayatun, Y.A., 2003, *Karakteristik Dinamis Pegas Udara*, Tesis S-2, Program Studi Teknik Mesin, Jurusan Ilmu-ilmu Teknik, Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.
- Macinante, J.A., 1977, *Vibration Isolation*, Symposium of Noise and Vibration in Industry, The Institute of Engineers, Australia.
- Rao, Singirestu S., 1995, *Mechanical Vibrations*, 3rd edition, Addison – Wesley Publishing Company Inc., Massachussetts.
- Schwab, Harry L., 1999, *Vibration Testing aLarge Guided Missile on Air-Spring Supports*, Journal of the IEST, July/August 1999 Edition, Illinois, page : 35 - 40.
- Soekrisno, R dan Jamasri, 1990, *Getaran Pada Konstruksi*, PAU Ilmu Teknik Universitas Gadjah Mada, Yogyakarta.
- Thomson, William Tyrrell, 1956, *Mechanical Vibrations*, vol. 3, 2nd edition, Prentice – Hall Inc., Englewood Cliffs N.J.