

Pemodelan dan Analisa Energi yang Dihasilkan Mekanisme *Vibration Energy Harvesting* dengan Eksitasi Getaran *Engine*

Wiwiek Hendrowati^{1,a}, Harus Laksana Guntur^{2,b}, Yunarko Triwinarno^{3,c}

^{1,2,3}Jurusan Teknik Mesin-FTI-ITS Surabaya, Kampus Sukolilo, ITS, Surabaya, Indonesia
Email: ^awiwiek@me.its.ac.id, ^bharuslg@me.its.ac.id

Abstrak

Krisis energi yang mendunia telah mendorong banyak penelitian dilakukan untuk mencari sumber energi alternatif. Energi getaran merupakan salah satu energi kinetik yang dapat dikonversi menjadi energi listrik, dengan menggunakan mekanisme dan metode *piezoelectric*. Penelitian ini membahas beberapa mekanisme *ML PZT VEH* yang digunakan untuk memanen energi getaran *engine*. Mekanisme yang dimodelkan mempunyai spesifikasi yang sama yaitu ketebalan dan volume total *ML PZT* yang sama besar serta volume total pendorong dan penekan juga sama besar. Selain itu penelitian ini juga membahas mekanisme dengan variasi sudut $\alpha=45^{\circ}$ dan $\alpha=60^{\circ}$. Dimana beberapa macam mekanisme dan variasi sudut tersebut dirancang untuk mendapatkan gaya tekan yang besar untuk menekan massa *ML PZT*. Pemodelan dari mekanisme, selanjutnya dianalisa dan disimulasikan untuk mendapatkan energi listrik yang besar. Hasil dari penelitian ini dinyatakan bahwa mekanisme 3 dengan sudut $\alpha=60^{\circ}$, mempunyai respon *displacement*, kuat arus dan daya yang paling besar dibandingkan mekanisme yang lain. Semakin besar *displacement* atau defleksi dari material *ML PZT*, maka akan semakin besar daya listrik yang dihasilkan. Selain itu, mekanisme 3 mempunyai gerak bolak balik yang dapat menghasilkan energi listrik. Hasil simulasi didapatkan *displacement* RMS sebesar 0,631mm, kuat arus RMS sebesar 7,32mA dan daya listrik RMS sebesar 124,1mW.

Kata Kunci : *Multilayer Piezoelectric, Getaran Engine, Daya Listrik, Vibration Energy Harvesting*

PENDAHULUAN

Krisis energi yang mendunia telah mendorong banyak penelitian dilakukan untuk mencari sumber energi alternatif. Terutama sumber energi sekitar yang belum dimanfaatkan, misalnya energi getaran yang terbuang. Energi getaran merupakan salah satu energi kinetik yang dapat dikonversi menjadi energi listrik, dengan menggunakan mekanisme dan metode tertentu. Salah satu metode untuk mengkonversi energi kinetik tersebut adalah *piezoelectric*.

Energi getaran yang terjadi pada *engine mount* dapat dirubah menjadi energi listrik dengan suatu mekanisme *multilayer piezoelectric vibration energy harvesting (ML PZT VEH)*. Mekanisme ini menggunakan metode material *piezoelectric* yang disusun berlapis sehingga dapat menghasilkan energi listrik yang besar. Material *multilayer piezoelectric (ML PZT)* dapat menghasilkan energi listrik dengan cara ditekan. Sedangkan penggunaan mekanisme bertujuan untuk menghasilkan gaya tekan yang lebih besar dibandingkan tanpa mekanisme.

Beberapa penelitian telah dilakukan untuk merancang mekanisme *ML PZT VEH* yang digunakan untuk memanen energi getaran pada suspensi kendaraan. Berawal dari tahun 2011 dan

2012, Wiwiek, dkk [1,2,3] telah melakukan penelitian tentang pengaruh jumlah lapisan material *piezoelectric* yang digunakan dan pengaruh amplitudo serta frekuensi dari pembebanan yang diberikan, terhadap energi listrik yang dihasilkan. Penelitian menyatakan bahwa densitas energi listrik yang paling besar dihasilkan oleh massa *piezoelectric* yang disusun 3 layer dengan pembebanan amplitudo 14mm dan frekuensi 1000rpm, yaitu sebesar 17,15mV/cm³. Selanjutnya Wiwiek, dkk, juga melakukan penelitian [4,5] tentang pemodelan mekanisme dengan variasi sudut (15° , 25° , 35°). Dimana besarnya sudut akan menentukan besarnya gaya yang digunakan untuk menekan material *ML PZT*. Dari penelitian ini dinyatakan bahwa, energi listrik yang besar dihasilkan dengan memberikan sudut mekanisme 25° dan mendapatkan perbesaran daya sebesar $2,51 \times 10^8$ jika frekuensi kerjanya mencapai frekuensi naturalnya, yaitu $9,46 \times 10^4$ rad/s. Sebagai salah satu contoh aplikasi pemasangan mekanisme *ML PZT VEH* pada suspensi kendaraan juga telah diteliti oleh Wiwiek, dkk [6,7] pada tahun 2012. Hasil penelitian menyatakan bahwa pemasangan mekanisme *ML PZT VEH* secara paralel pada suspensi kendaraan tidak mengganggu kenyamanan kendaraan. Daya

listrik yang dihasilkan sekitar 7 kali lebih besar dibandingkan jika tanpa menggunakan mekanisme *ML PZT VEH*.

Penelitian tentang getaran pada *engine mount* telah dilakukan oleh Karina [8] pada tahun 2013. Penelitian ini dilakukan dengan cara memodelkan motor bensin 4 langkah 2 silinder 650cc segaris. Dalam pemodelan ini terdapat data-data teknis *engine* dan analisa yang dilakukan berdasarkan kinematika dan dinamika mekanisme untuk mendapatkan respon getaran (*bouncing* dan *pitching*) yang terjadi pada *engine*. Dari analisa didapatkan respon getaran berupa *acceleration*, *velocity*, dan *displacement* untuk inputan impulsif dan periodik. Dari variasi yang dilakukan, variasi panjang *connecting rod* tidak begitu mempengaruhi hasil respon *acceleration*, *velocity*, dan *displacement*, baik berupa *bouncing* maupun *pitching*. Sedangkan pada perubahan kecepatan putaran *engine* (rpm) memberikan pengaruh yang cukup signifikan pada respon getaran berupa *acceleration* yang terjadi pada *engine* tersebut, dimana semakin besar nilai rpm maka semakin besar nilai respon.

Berdasarkan beberapa penelitian tersebut, pada penelitian ini dirancang suatu mekanisme *ML PZT VEH* yang digunakan untuk memanen energi getaran pada *engine mount*. Penelitian ini membahas tentang beberapa model mekanisme dengan variasi sudut untuk mendapatkan energi listrik yang paling optimum. Hasil rancangan mekanisme dimodelkan, dianalisa, dan disimulasikan dengan menggunakan software.

METODOLOGI

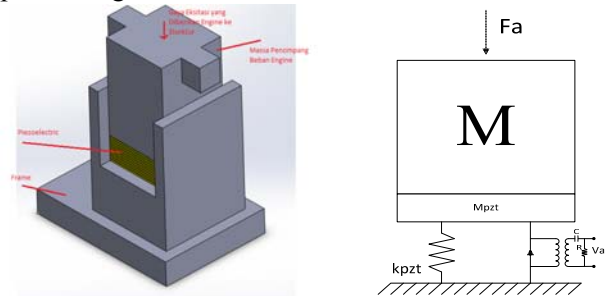
Perancangan Mekanisme *ML PZT VEH*

Pada penelitian ini dibahas tentang beberapa mekanisme *ML PZT VEH* yang dapat digunakan untuk memanen energi getaran *engine*. Getaran *engine* yang digunakan sebagai imputan dalam penelitian ini adalah hasil simulasi penelitian Karina [7]. Penelitian ini dilakukan dengan memodelkan 3 mekanisme yang mempunyai spesifikasi yang sama. Semua mekanisme menggunakan ketebalan dan volume total *ML PZT* yang sama besar. Kemudian volume total pendorong dan penekan juga sama besar. Dari model-model mekanisme tersebut, lalu dijabarkan persamaan model mekanis dan elektriknya untuk mendapatkan energi listrik yang optimum.

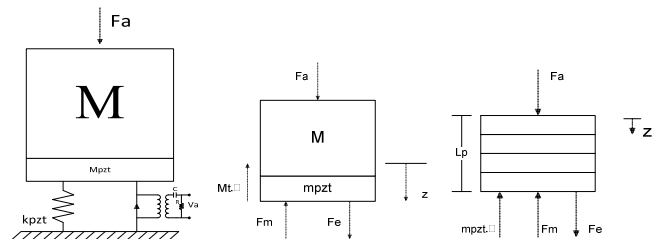
Penjelasan dan penjabaran model matematis dari rancangan mekanisme *ML PZT VEH* untuk energi getaran *engine mount* dijelaskan sebagai berikut:

Mekanisme 1

- Gaya eksitasi dari getaran *engine mount* langsung diberikan kepada mekanisme dan tegak lurus terhadap luas bidang penampang dari *ML PZT*.
- Massa pendorong *M* bergerak naik turun. Pada saat bergerak turun, maka pendorong akan menekan *ML PZT* sedangkan pada saat naik, pendorong tidak menekan *ML PZT*.



Gambar 1a. Mekanisme 1 dan Skema



Gambar 1b. Keseimbangan Gaya pada Mek. 1

Dari rancangan mekanisme 1 diperoleh keseimbangan gaya untuk analisa sebagai berikut : Keseimbangan gayanya adalah

$$M_T \ddot{z} + k_T z = F_a + F_e \quad (1)$$

dimana :

Massa Total

$$M_T = M + m_{pzt} \quad (2)$$

Koefisien pegas *ML PZT*

$$k_T = \frac{YA}{L_p} \quad (3)$$

Gaya elektrik *ML PZT*

$$F_e = NV \quad (4)$$

Analisa elektrik dari *ML PZT* adalah

$$V(t) - V_C(t) = V_R(t) \\ \frac{Nz(t)}{c} - \frac{Q(t)}{c} = \dot{Q}(t)R \quad (5)$$

Dimana:

Faktor penghubung mekanik-elektrik

$$N = \frac{d_{33}YA}{L_p} \quad (6)$$

$V(t)$: Voltase yang dihasilkan massa *ML PZT*

$V_C(t)$: Voltase *capacitance* pada elemen *ML PZT*

$V_R(t)$: Voltase yang dapat digunakan/ melewati *load resistance R*

Kemudian persamaan (1) dibentuk kedalam persamaan Transformasi Laplace berikut:

$$(M_T s^2 + k_T) z(s) = F_a(s) + NV(s)$$

$$z(s) = \frac{F_a(s)}{(M_T s^2 + k_T)} + \frac{N}{(M_T s^2 + k_T)} V(s) \quad (7)$$

$$z(s) = G_{1(s)} F_a(s) + G_{2(s)} V(s)$$

$$G_{1(s)} = \frac{1}{M_T s^2 + k_T} \quad (8)$$

$$G_{2(s)} = \frac{N}{M_T s^2 + k_T} \quad (9)$$

Dari persamaan (5) diketahui bahwa

$$V(t) = \frac{N}{C} z(t) \quad (10)$$

Dari persamaan (10) dibentuk kedalam persamaan Transformasi Laplace sebagai berikut:

$$V(s) = \frac{N}{C} z(s) \quad , \quad V(s) = G_{3(s)} z(s)$$

$$G_{3(s)} = \frac{N}{C} \quad (11)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (10) ke persamaan (5) diperoleh

$$V(t) - \frac{Q(t)}{C} = \dot{Q}(t) R \quad (12)$$

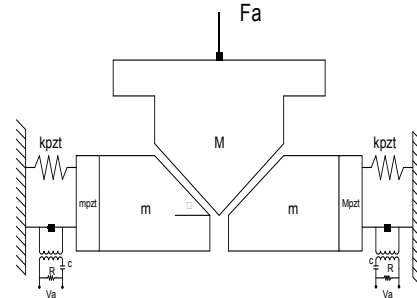
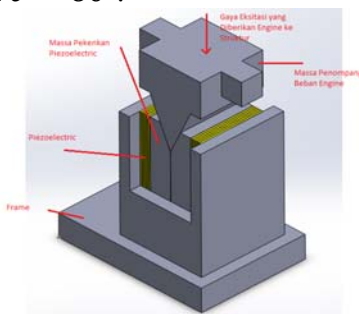
Lalu persamaan (12) dibentuk kedalam persamaan Transformasi Laplace

$$V(s) = Q(s) \left(\frac{1}{C} + Rs \right) \quad , \quad Q(s) = G_{4(s)} V(s)$$

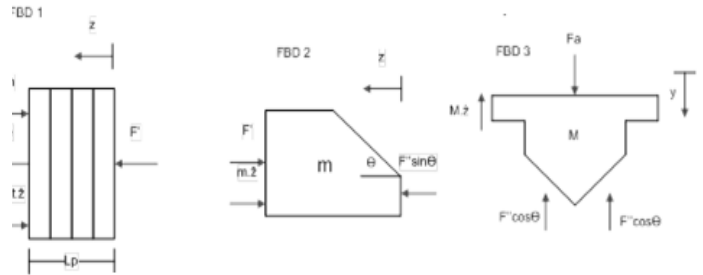
$$G_{4(s)} = \frac{1}{1/C + Rs} \quad (13)$$

Mekanisme 2

- Gaya eksitasi dari getaran *engine* diberikan kepada mekanisme dan dibagi menjadi 2 melalui massa penekan *m* yang bergerak kiri kanan. Gerakan massa penekan ini nantinya yang menekan bidang penampang *ML PZT*.
- Massa pendorong *M* bergerak naik turun. Pada saat bergerak turun, maka massa pendorong akan menekan massa penekan bergerak kiri kanan dan massa penekan menekan *ML PZT*. Sedangkan pada saat naik, pendorong tidak menekan massa penekan, sehingga massa penekan tidak menekan *ML PZT*.
- Pada mekanisme 2 dibuat variasi $\theta = 45^\circ$ dan $\theta = 60^\circ$.



Gambar 2a. Mekanisme 2 dan Skema



Gambar 2b. Keseimbangan Gaya pada Mek. 2

Dari rancangan mekanisme 2 diperoleh keseimbangan gaya untuk analisa sebagai berikut

Keseimbangan gayanya adalah

$$\tan \theta = z/y = \ddot{z}/\ddot{y} = F'' \sin \theta / F'' \cos \theta \quad (14)$$

Dari FBD 1:

$$m_{pzt} \ddot{z} = F' + F_e - F_m$$

$$m_{pzt} \ddot{z} = F' + F_e - k_T z \quad (15)$$

Dari FBD 2:

$$m \ddot{z} = F'' \sin \theta - F' \quad (16)$$

Dari FBD 3:

$$M \ddot{y} = F_a - 2F'' \cos \theta \quad (17)$$

Substitusikan persamaan (16) ke persamaan (15)

$$m_{pzt} \ddot{z} = F'' \sin \theta - m \ddot{z} + F_e - k_T z \quad (18)$$

Masukkan persamaan (14) ke dalam persamaan (17)

$$M \frac{\ddot{z}}{\tan \theta} = F_a - 2F'' \frac{\sin \theta}{\tan \theta} \quad (19)$$

Masukkan persamaan (18) ke persamaan (19)

$$M \frac{\ddot{z}}{\tan \theta} = F_a - \frac{2(m_{pzt} \ddot{z} + m \ddot{z} - F_e + k_T z)}{\tan \theta}$$

$$\frac{M}{\tan \theta} \ddot{z} + \frac{2m_{pzt}}{\tan \theta} \ddot{z} + \frac{2m}{\tan \theta} \ddot{z} = \frac{F_a \tan \theta + 2F_e - 2k_T z}{\tan \theta}$$

$$(M + 2m_{pzt} + 2m) \ddot{z} = F_a \tan \theta + 2F_e - 2k_T z$$

$$M_T \ddot{z} = F_a \tan \theta + 2F_e - 2k_T z \quad (20)$$

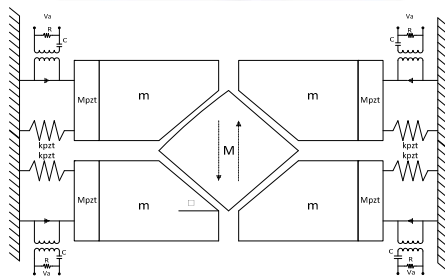
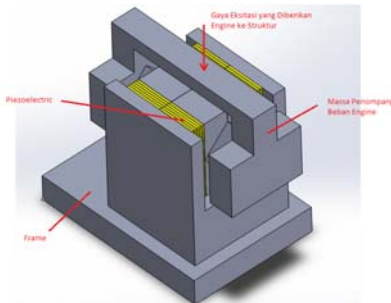
dimana :

$$M_T = M + 2m_{pzt} + 2m \quad (21)$$

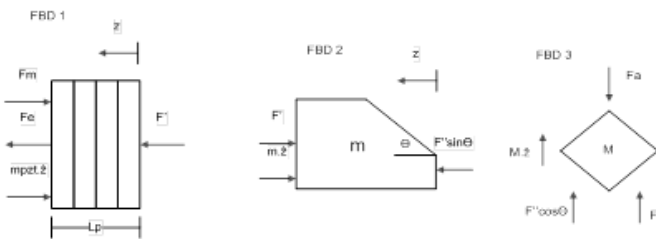
Selanjutnya analisa elektrik untuk mekanisme 2 sama dengan persamaan (3) hingga persamaan (13). Dari persamaan-persamaan yang telah diturunkan, maka dibuat blok diagram untuk simulasi.

Mekanisme 3

- Gaya eksitasi dari getaran *engine* diberikan kepada mekanisme dan dibagi menjadi 2 melalui massa penekan *m* yang bergerak kiri kanan. Gerakan massa penekan ini nantinya yang menekan bidang penampang *ML PZT*.
- Massa pendorong *M* bergerak naik turun. Pada saat bergerak turun, maka pendorong akan menekan massa penekan bergerak kiri kanan dan massa penekan menekan *ML PZT*.
- Sedangkan pada saat naik, pendorong juga menekan massa penekan atas, sehingga massa penekan menekan *ML PZT* atas.
- Pada mekanisme 2 dibuat variasi $\theta = 45^\circ$ dan $\theta = 60^\circ$.



Gambar 3a. Mekanisme 3 dan Skema



Gambar 3b. Keseimbangan Gaya pada Mek. 3

Dari rancangan mekanisme 3 diperoleh keseimbangan gaya untuk analisa. Analisa gaya pada mekanisme 3 adalah sama dengan mekanisme 2. Perbedaan dari kedua mekanisme ini adalah besar variabel inputan dan saat massa pendorong *M* bergerak keatas, maka sistem tetap menghasilkan energi listrik. Hal ini berbeda dengan mekanisme 1

dan 2 yang hanya menghasilkan energi listrik saat massa pendorong *M* bergerak ke bawah.

Keseimbangan gayanya adalah

$$\tan \theta = z/y = \ddot{z}/\dot{y} = F'' \sin \theta / F'' \cos \theta \quad (22)$$

Dari FBD 1:

$$m_{pzt} \ddot{z} = F' + F_e - F_m$$

$$m_{pzt} \ddot{z} = F' + F_e - k_T z \quad (23)$$

Dari FBD 2:

$$m \ddot{z} = F'' \sin \theta - F' \quad (24)$$

Dari FBD 3:

$$M \ddot{y} = F_a - 2F'' \cos \theta \quad (25)$$

Substitusikan persamaan (24) ke persamaan (23)

$$m_{pzt} \ddot{z} = F'' \sin \theta - m \ddot{z} + F_e - k_T z \quad (26)$$

Masukkan persamaan (22) ke dalam persamaan (26)

$$M \frac{\ddot{z}}{\tan \theta} = F_a - 2F'' \frac{\sin \theta}{\tan \theta} \quad (27)$$

Masukkan persmaan (26) ke persamaan (27)

$$M \frac{\ddot{z}}{\tan \theta} = F_a - \frac{2(m_{pzt} \ddot{z} + m \ddot{z} - F_e + k_T z)}{\tan \theta}$$

$$\frac{M}{\tan \theta} \ddot{z} + \frac{2m_{pzt}}{\tan \theta} \ddot{z} + \frac{2m}{\tan \theta} \ddot{z} = \frac{F_a \tan \theta + 2F_e - 2k_T z}{\tan \theta}$$

$$(M + 2m_{pzt} + 2m) \ddot{z} = F_a \tan \theta + 2F_e - 2k_T z \quad (28)$$

dimana :

$$M_T = M + 2m_{pzt} + 2m \quad (29)$$

Selanjutnya analisa elektrik untuk mekanisme 3 sama dengan persamaan (3) hingga persamaan (13). Dari persamaan-persamaan yang telah diturunkan, maka dibuat blok diagram untuk simulasi.

Dengan menggunakan blok diagram dan simulasi, maka variabel-variabel berikut dimasukkan sebagai inputan.

$$d_{33} = 47.10^{-12} C/N, Y = 4,9.10^{10} N/m^2$$

$$A = 0,0009 m^2, t = 0,000111 m$$

$$\epsilon_{33}^T = 1,885.10^{-8}, n = 20$$

$$\rho_{pzt} = 7,65.10^3 kg/m^3$$

$$\rho_{besi} = 7874 kg/m^3$$

$$V_{besi} = 38.10^{-6} m^3$$

$$N = \frac{d_{33} Y A}{tn} = \frac{47.10^{-12} \times 4,9.10^{10} \times 0,0009}{0,000111 \times 20} = 9,3762$$

$$k_T = \frac{Y A}{tn} = \frac{4,9.10^{10} \times 0,0009}{0,000111 \times 20} = 1,9865.10^{10} N/m$$

$$m_{pzt} = \rho_{pzt} Ant$$

$$= 7,65 \cdot 10^3 \times 0,0009 \times 20$$

$$\times 0,000111 = 0,0153 \text{ kg}$$

$$M_{besi} = \rho_{besi} V_{besi} = 7874 \times 38 \cdot 10^{-6}$$

$$= 0,2992 \text{ kg}$$

$$M_T = M_{besi} + m_{pzt} = 0,2992 + 0,0153$$

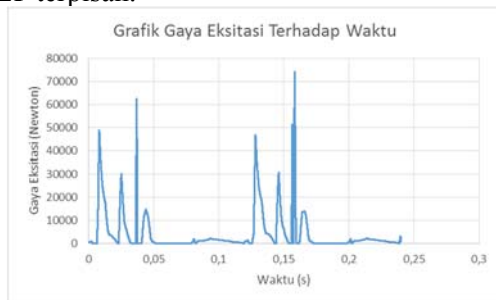
$$= 0,3145 \text{ kg}$$

$$C = \frac{n \varepsilon_{33}^T A}{t} = \frac{20 \times 1,885 \cdot 10^{-8} \times 0,0009}{0,000111} =$$

$$3,0568 \cdot 10^{-6}$$

Catatan :

Input gaya eksitasi diambil dari simulasi Karina Yulia [8], “*Pemodelan dan Analisa Getaran Motor Bensin 4 Langkah 2 Silinder 650cc Segaris Dengan Sudut Engkol 0° Untuk Rubber Mount*”. Input saat kondisi rpm = 1000 dan L1=115,6mm. Dimana gaya eksitasi yang diambil hanya yang positif dengan mengasumsikan bahwasanya gaya yang bernilai positif adalah gaya yang menekan massa *ML PZT*. Adapun gaya yang bernilai negatif adalah gaya eksitasi yang menarik massa *ML PZT*, karena massa balok pendorong dengan massa *ML PZT* terpisah.



Gambar 4. Grafik Gaya Eksitasi terhadap Waktu

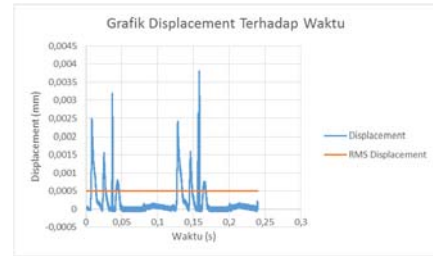
Dari simulasi ini diperoleh respon dan grafik *ML PZT* berupa *displacement*, kuat arus dan daya listrik yang dihasilkan.

HASIL DAN PEMBAHASAN

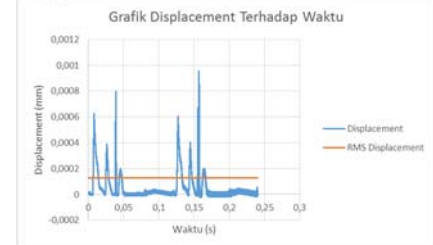
Hasil analisa dan simulasi dari beberapa mekanisme, didapatkan *displacement ML PZT*, kuat arus dan daya listrik yang dihasilkan.

3.1 Displacement ML PZT

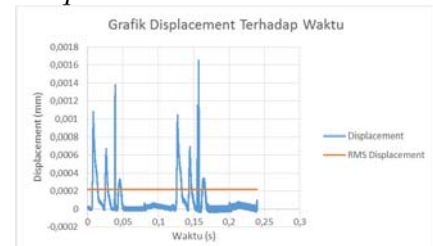
Pada gambar 5 ditampilkan *displacement ML PZT* dari masing-masing mekanisme yang mendapatkan gaya eksitasi dari getaran *engine mount*.



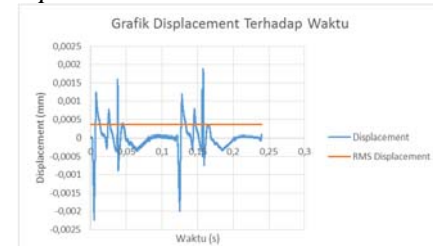
a. Displacement ML PZT Mekanisme 1



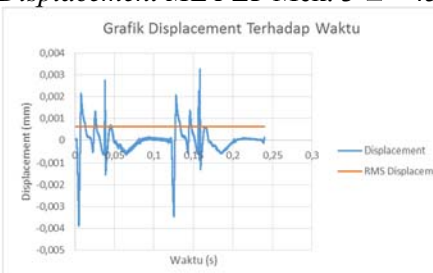
b. Displacement ML PZT Mek. 2 $\square = 45^0$



c. Displacement ML PZT Mek. 2 $\square = 60^0$



d. Displacement ML PZT Mek. 3 $\square = 45^0$



e. Displacement ML PZT Mek. 3 $\square = 60^0$

Gambar 5. Displacement ML PZT Mek.1, 2 dan 3

Displacement ML PZT yang dihasilkan masing-masing mekanisme terlihat pada gambar 5. Dimana pada mekanisme 1, massa *ML PZT* diberikan gaya tekan langsung dari *engine mount*. *Displacement ML PZT* RMS sebesar 0,50mm. Sedangkan pada mekanisme 2 menghasilkan *displacement ML PZT* lebih kecil dibandingkan dengan mekanisme 1, karena gaya yang terjadi pada *engine mount* dibagi menjadi 2 gerakan kiri kanan. Pada sudut $\square=45^0$, *displacement ML PZT* RMS sebesar 0,126mm, sedangkan pada sudut $\square=60^0$ *displacement ML PZT*

RMS sebesar 0,219mm. Pada mekanisme 3 pada sudut $\alpha=45^\circ$, *displacement ML PZT* RMS sebesar 0,364mm, sedangkan pada sudut $\alpha=60^\circ$ *displacement ML PZT* RMS sebesar 0,631mm.

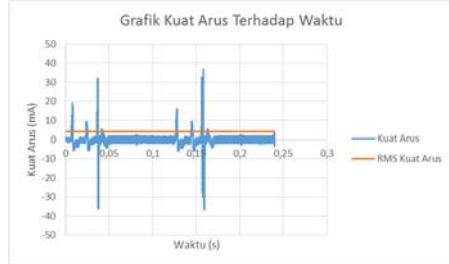
3.2 Kuat Arus

Pada gambar 6 ditampilkan kuat arus yang dapat dihasilkan oleh massa *ML PZT* pada masing-masing mekanisme. Kuat arus tergantung pada besarnya frekuensi dari beban yang diberikan.

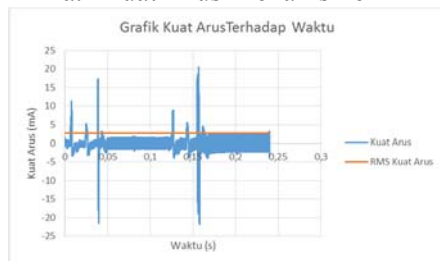
Kuat arus yang dihasilkan dari masing-masing mekanisme terlihat pada gambar 6. Pada mekanisme 1, kuat arus RMS yang dihasilkan oleh massa *ML PZT* sebesar 4,15mA. Massa *ML PZT* pada mekanisme 2, $\alpha=45^\circ$, menghasilkan kuat arus RMS sebesar 2,69mA, dan untuk sudut $\alpha=60^\circ$ sebesar 4,67mA. Sedangkan untuk mekanisme 3, yang mempunyai sudut $\alpha=45^\circ$, kuat arus RMS yang dihasilkan sebesar 4,25mA, dan untuk sudut $\alpha=60^\circ$ sebesar 7,32mA.

3.3 Daya Listrik

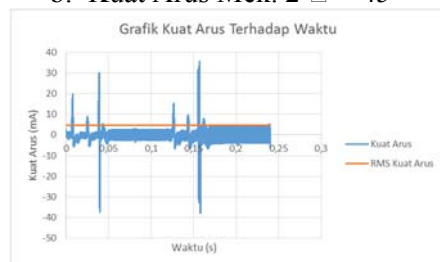
Pada gambar 7 ditampilkan daya listrik yang dapat dihasilkan oleh massa *ML PZT* pada masing-masing mekanisme. Daya listrik yang dihasilkan tergantung seberapa besar defleksi yang dialami massa *ML PZT*.



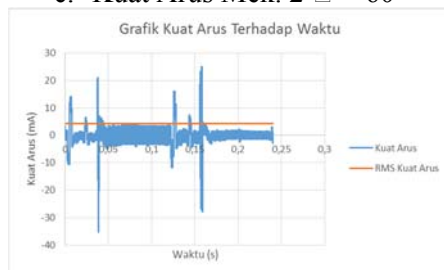
a. Kuat Arus Mekanisme 1



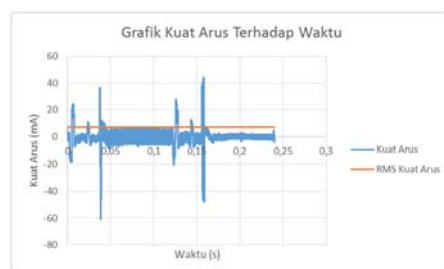
b. Kuat Arus Mek. 2 $\alpha = 45^\circ$



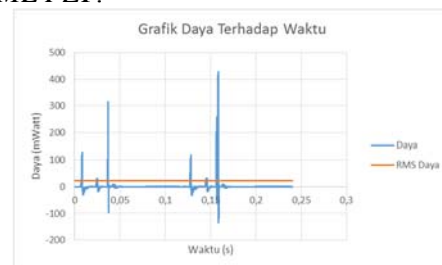
c. Kuat Arus Mek. 2 $\alpha = 60^\circ$



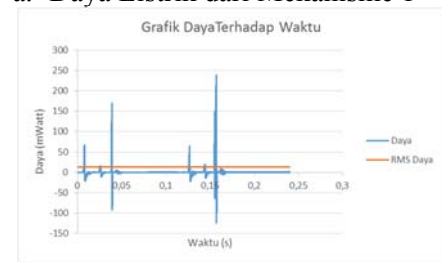
d. Kuat Arus Mek. 3 $\alpha = 45^\circ$



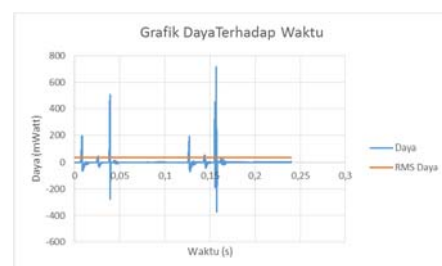
e. Kuat Arus Mek. 3 $\alpha = 60^\circ$



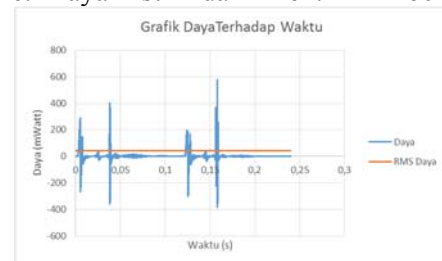
a. Daya Listrik dari Mekanisme 1



b. Daya Listrik dari Mek.2 $\alpha = 45^\circ$

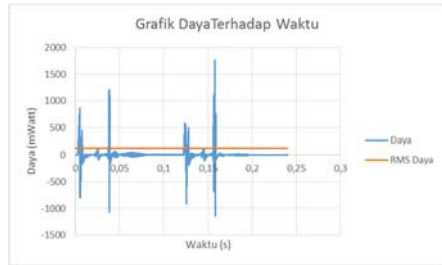


c. Daya Listrik dari Mek. 2 $\alpha = 60^\circ$



d. Daya Listrik dari Mek. 3 $\alpha = 45^\circ$

Gambar 6. Kuat Arus dari Mekanisme 1, 2 dan 3



e. Daya Listrik dari Mek. 3 $\alpha = 60^0$

Gambar 7. Daya Listrik dari Mekanisme 1, 2 dan 3

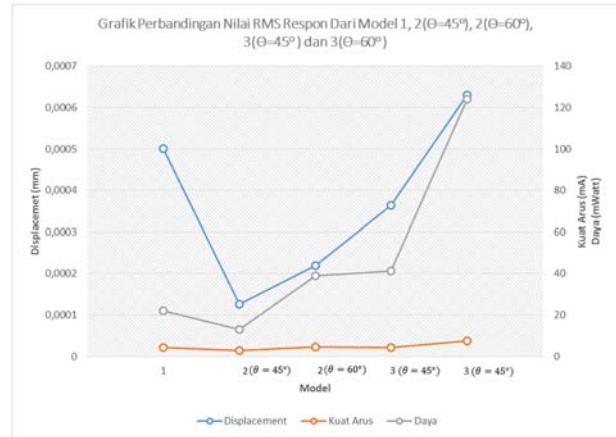
Daya listrik yang dihasilkan dari masing-masing mekanisme terlihat pada gambar 7. Pada mekanisme 1, daya listrik RMS yang dihasilkan oleh massa *ML PZT* sebesar 21,9mW. Massa *ML PZT* pada mekanisme 2 dengan sudut $\alpha=45^0$, menghasilkan daya listrik RMS sebesar 13,0mW, dan untuk sudut $\alpha=60^0$ sebesar 39,1mW. Sedangkan untuk mekanisme 3, yang mempunyai sudut $\alpha=45^0$, daya listrik RMS yang dihasilkan sebesar 41,3mW, dan untuk sudut $\alpha=60^0$ sebesar 124,1mW.

3.4 Pembahasan

Hasil dari analisa dan simulasi masing-masing mekanisme dapat ditampilkan dalam tabel perbandingan dan gambar berikut :

Tabel 1. Perbandingan Displacement, Kuat Arus dan Daya Listrik

N O	Mekanisme	Displ. RMS $\times 10^{-3}$ (mm)	Kuat Arus RMS (mA)	Daya RMS (mWatt)
1	1	0,500	4,15	21,9
2	2 ($\alpha = 45^0$)	0,126	2,69	13,0
3	2 ($\alpha = 60^0$)	0,219	4,67	39,1
4	3 ($\alpha = 45^0$)	0,364	4,25	41,3
5	3 ($\alpha = 60^0$)	0,631	7,32	124,1



Gambar 8 Grafik perbandingan nilai RMS dari mekanisme 1,2,3

Dari tabel 1. dan gambar 8. terlihat grafik dari masing-masing analisa. Grafik *displacement* RMS dalam mm, kuat arus dalam mA dan daya listrik dalam mW. Pada grafik *displacement*, terlihat bahwa mekanisme 3, $\alpha=60^0$ mempunyai *displacement* paling besar. Sedangkan pada mekanisme 2 dan sudut $\alpha=45^0$ mempunyai *displacement* paling rendah. Hal ini disebabkan karena gaya eksitasi dari *engine mount* dibagi menjadi 2 dan besar gaya totalnya sama dengan gaya eksitasi. Selanjutnya pada grafik kuat arus, tidak mengalami perubahan yang signifikan karena arus listrik yang dihasilkan tergantung dari frekuensi beban yang diberikan pada massa *ML PZT*. Sedangkan pada penelitian ini, frekuensi yang diberikan sama. Kemudian pada grafik daya listrik, pada mekanisme 3 dengan sudut $\alpha=60^0$, daya listrik yang dihasilkan paling besar. Hal ini karena defleksi massa *ML PZT* yang dihasilkan juga besar, sehingga energi listrik yang dihasilkan besar juga. Dari penelitian ini, dapat dinyatakan bahwa pada mekanisme 3 dan sudut $\alpha = 60^0$, hasil dari respon *displacement*, kuat arus dan daya yang diperoleh paling besar dibandingkan mekanisme yang lain. Semakin besar *displacement* atau defleksi dari material *ML PZT*, maka akan semakin besar daya listrik yang dihasilkan. Selain itu, model 3 mempunyai gerak bolak balik yang dapat menghasilkan daya listrik.

KESIMPULAN

Dari penelitian ini dapat disimpulkan bahwa :

1. *Displacement* dan defleksi massa *ML PZT* terbesar dihasilkan oleh mekanisme 3 dengan sudut $\alpha = 60^0$
2. Kuat arus listrik yang dihasilkan tidak terjadi perbedaan yang signifikan. Karena kuat arus dipengaruhi oleh frekuensi beban eksitasi.
3. Daya listrik yang besar dapat dihasilkan dari mekanisme 3 dengan sudut $\alpha = 60^0$. Karena gerakan bolak-balik dari osilasi dapat digunakan untuk menghasilkan listrik.
4. Penggunaan mekanisme *ML PZT VEH* sangat menguntungkan dibandingkan dengan tanpa menggunakan mekanisme. Hal ini terlihat adanya perbandingan energi listrik yang dihasilkan oleh mekanisme 1 dan mekanisme 3.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Wiwiek H. dkk., Rancang Bangun Mekanisme *Multi-Layer Piezoelectric Vibration Energy Harvesting* dan Pengaruh Eksitasi Getaran pada Energi yang Dihasilkan, SNTTM X, Univ. Brawijaya, Malang, 2-3 Nov 2011.
- [2] Wiwiek H. et. al, *Electrical Energy Characteristics Of A Piezoelectrics Vibration Energy Harvesting Mechanism Due To Impact Loads*, 3rd APTECS, ITS, Surabaya, December 6, 2011.
- [3] Wiwiek H. dkk., Studi Eksperimental Energi Yang Dihasilkan Mekanisme *Multi-Layer Piezoelectric Vibration Energy Harvesting* Akibat Pengaruh Eksitasi Getaran Translatif Harmonik, Jurnal Teknik Mesin, ITS, Vol. 12, No. 2 Edisi Mei 2012
- [4] Wiwiek H. dkk., Pemodelan dan Analisa Energi yang Dihasilkan Mekanisme *Multi-Layer Piezoelectric Vibration Energy Harvesting* Akibat Pengaruh Sudut Mekanisme, Seminar Nasional Teknik Mesin VII, 21 Juni 2012, UK Petra Surabaya
- [5] Wiwiek H. dkk. , Pemodelan dan Analisa Respon Kendaraan Akibat Pemasangan Mekanisme *Multi-Layer Piezoelectric Vibration Energy Harvesting*, Seminar Nasional Teknik Mesin VII, 21 Juni 2012, UK Petra Surabaya
- [6] Wiwiek H. dkk. , Pemodelan Dan Analisa Energi yang Dihasilkan Mekanisme *Multilayer Piezoelectric Vibration Energy Harvesting* Akibat Pengaruh Variasi Susunannya Dengan Sistem Suspensi Pada Kendaraan, SNTTM XI, UGM, Yogyakarta, 16-17 Okt 2012
- [7] Hendrowati W., *Design, Modelling and Analysis of Implementing a Multilayer Piezoelectric Vibration Energy Harvesting Mechanism in the Vehicle Suspension*, Engineering, Scientific Research, Vol. 4, No. 11. doi: 10.4236/eng.2012.411094 Published Online November 2012, (<http://www.SciRP.org/journal/eng>)
- [8] Karina Yulia, Pemodelan dan Analisa Getaran Motor Bensin 4 Langkah 2 Silinder 650cc Segaris Dengan Sudut Engkol 0^0 Untuk Rubber Mount, Tugas Akhir, JTM-FTI-ITS, Surabaya, 2013