

Pemodelan *Galloping* Sebagai Media *Energy Harvester* Dengan *Tipbody* Berbentuk *Triangular* Menggunakan *Piezoelectric*

Yusran Anwar, Ismoyo Haryanto*, Achmad Widodo, Jamari
Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro
Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059
*E-mail: ismoyo_h@undip.ac.id

Abstract

Aeroelastic is a physical phenomenon involving the interaction of inertia, elastic and aerodynamics forces. One of the classic aeroelastic instability phenomena often encountered is galloping, where the occurring vibrations can be characterized by its low oscillation frequency and large amplitude. Due to the large amplitude of oscillations, galloping can be an acceptable scenario for vibrating piezoelectric-based energy harvesters. In its application this energy harvesting device is manifested as a cantilevered beam with a tip mass at its free end. The oscillations, arising from the interaction with the fluid flow through it, occur in the normal plane of the direction of the wind flow. On the cantilevered beam a piezoelectric is attached, which due to the dynamic strain the electrical energy can be extracted from mechanical energy. In this study, a theoretical model was developed to predict the dynamic characteristics of an energy harvesting system with a triangular-aerodynamic body. The FEM procedure is applied to determine the natural frequencies and mode shapes of the structure. In addition, the induced galloping force is modeled using the quasi-steady approximation. For this purpose, lift coefficients and aerodynamic body drag forces for certain Reynolds numbers and various angles of attack are determined using a computational fluid dynamics procedure (CFD). The dynamic response of the harvester can then be obtained directly by solving differential equations representing the transverse movement of the energy harvester. From the obtained results shows that the simulation developed in this study provides a maximum output voltage that differ about 1% compared to the output voltage obtained from the test. In this study, a variation of Reynolds number, weight of the tip mass and the resistance is also conducted.

Keywords: *Energy Harvester; Galloping; piezoelectric; FEM; CFD*

Abstrak

Studi mengenai pemanen energi (*energy harvesting*) berbasis aeroelastik dari waktu ke waktu menunjukkan peningkatan yang pesat. Aeroelastik adalah fenomena fisik yang melibatkan interaksi aspek-aspek inersia, elastik dan aerodinamika. Salah satu fenomena ketidakstabilan aeroelastik klasik yang sering ditemui adalah galloping, dimana getaran yang muncul dapat dicirikan sebagai frekuensi osilasi rendah dan amplitudo besar. Oleh karena amplitudo osilasi yang besar maka galloping dapat menjadi skenario yang dapat diterima untuk menggerakkan pemanen energi berbasis piezoelektrik. Pada penerapannya alat pemanenan energi ini dimanifestasikan dalam sebuah batang kantilever yang diberi sebuah pemberat di ujung bebasnya. Adapun osilasi, yang muncul akibat interaksi dengan aliran fluida yang melaluinya, terjadi di bidang normal terhadap arah aliran angin. Pada batang kantilever tersebut ditempelkan piezoelektrik yang akibat adanya regangan dinamis energi listrik dapat diekstraksi dari energi mekanik. Dalam penelitian ini, sebuah model teoritis dikembangkan untuk memprediksi karakteristik dinamika sistem pemanen energi dengan bodi aerodinamis berpenampang segitiga. Prosedur FEM digunakan untuk menentukan frekuensi natural dan bentuk modus struktur. Selain itu, gaya galloping yang diinduksi dimodelkan dengan menggunakan aproksimasi kuasi-stedi. Untuk tujuan ini, koefisien-koefisien gaya angkat dan gaya hambat bodi aerodinamis untuk bilangan Reynolds tertentu dan berbagai sudut serang ditentukan menggunakan prosedur dinamika fluida komputasional (CFD). Respon dinamis dari pemanen kemudian dapat diperoleh secara langsung dengan memecahkan persamaan diferensial yang mewakili gerakan transversal pemanen energi. Dari hasil yang diperoleh menunjukkan bahwa simulasi yang dikembangkan pada penelitian ini memberikan keluaran tegangan listrik maksimum yang mempunyai perbedaan sekitar 1 % dibanding dengan keluaran tegangan listrik yang diperoleh dari pengujian. Pada penelitian ini variasi bilangan Reynold, berat pada *tip mass* dan besarnya hambatan juga dilakukan.

Kata kunci: *Energy Harvester; Galloping; piezoelektrik; FEM; CFD.*

1. Pendahuluan

Pencarian untuk mengeksplorasi sumber energi terbarukan telah mendorong penelitian yang signifikan di bidang pemanfaatan energi, dimana energi yang berguna dihasilkan dengan cara baru dari sumber lingkungan yang biasanya diabaikan. Sejumlah sumber energi dari lingkungan telah diteliti agar dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan energi, termasuk gas panas, gelombang laut, angin, energi surya, hujan, gerakan manusia, kekuatan gempa, dan getaran mekanik. Penelitian mengenai pemanfaatan getaran mekanik tampaknya mengalami perkembangan yang sangat pesat karena perubahan energi mekanik menjadi energi listrik dapat dilakukan secara langsung dengan memanfaatkan sebuah perangkat piezoelektrik transduser. Di sisi lain, salah satu penyebab terjadinya getaran mekanik adalah apabila sebuah struktur berinteraksi dengan aliran udara [1].

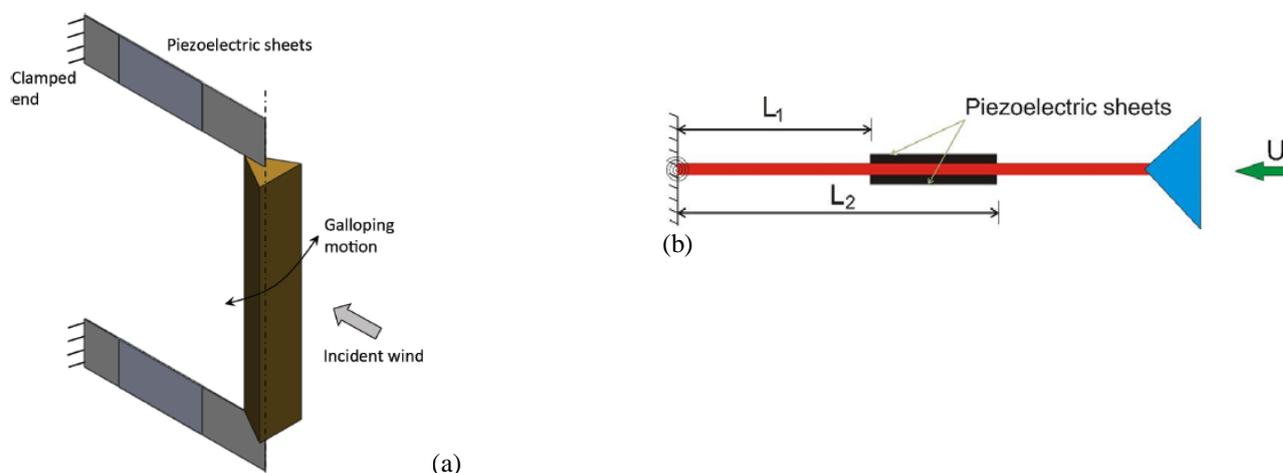
Aeroelastisitas adalah sebuah ilmu yang memperhatikan secara khusus mengenai interaksi antara struktur dengan gaya aerodinamika yang timbul jika sebuah struktur diletakkan dalam medan aliran udara. Salah satu fenomena aeroelastisitas adalah galloping. Galloping adalah sebuah fenomena getaran yang menyebabkan struktur elastis bergetar secara terus menerus akibat adanya interaksi dengan angin pada kecepatan tertentu. Ketika kecepatan semakin naik maka pada suatu saat redaman pada struktur tidak lagi menyerap energi tetapi memberikan energi sehingga terjadi ketidakstabilan pada struktur.

Dalam rangka untuk memaksimalkan ekstraksi energi dari galloping, maka dibuatlah sebuah pemodelan struktur *energy harvester* yang terdiri dari batang kantilever yang ditempel lembar piezoelektrik dan diberi *tip body* di ujung bebasnya sebagai wahana pembangkit gaya-gaya aerodinamika [2]. Pada pemodelan ini analisis aerodinamika dilakukan menggunakan Computational Fluid Dynamics (CFD) yang dimaksudkan untuk menentukan koefisien gaya hambat (C_D) dan koefisien gaya angkat (C_L) terhadap variasi sudut serang. Sedangkan analisis getaran bebas dilakukan menggunakan FEM yang dimaksudkan untuk menentukan frekuensi natural dan bentuk modus struktur. Selanjutnya respon dinamik sistem dapat dilakukan dengan memecahkan persamaan geraknya.

Salah satu aplikasi dari *energy harvesting* dengan memanfaatkan fenomena galloping yang menggunakan piezoelektrik sebagai ekstraksi energi mekanik menjadi listrik adalah pada wireless sensor network. Wireless sensor network adalah teknologi sistem penginderaan nir kabel yang banyak digunakan untuk pemantauan kondisi struktur sebuah bangunan. Dalam pemakaiannya, sensor ini membutuhkan sumber energi listrik yang berasal dari baterai. Dalam periode waktu tertentu baterai tersebut akan habis dan perlu dilakukannya penggantian. Proses penggantian baterai ini tentu akan menonaktifkan sementara kegiatan pemantauan struktur yang dilakukan sensor tersebut. Hal ini dianggap merugikan karena bisa saja data mengenai kondisi struktur akan muncul pada saat proses penggantian baterai tersebut dilakukan. Selain itu penggantian baterai sebagai sumber power dari sensor node membutuhkan biaya yang tidak sedikit. Dikarenakan hal tersebut, pengembangan self-powering sensors untuk memanfaatkan energi lingkungan tengah gencar dilakukan oleh para peneliti di seluruh dunia [3].

2. Pemodelan Energy Harvester

Struktur *energy harvester* dimodelkan sebagai cantilever beam yang dilapisi dua buah lembar material piezoelektrik pada masing-masing sisinya dan dilengkapi dengan tip mass pada ujung bebasnya seperti ditunjukkan pada Gambar 1. Secara garis besar struktur *energy harvester* mempunyai 3 bagian utama, yaitu batang kantilever, piezoelektrik, dan tip mass yang berbentuk triangular. Pada model tersebut jika massa ujung dikenai medan aliran udara maka akan terjadi getaran akibat induksi angin yang mengakibatkan massa tersebut mengalami gallop dalam arah transversal sehingga terjadi getaran lentur tereksitasi diri (*self-excited bending vibrations*) pada batang. Energi selanjutnya dapat dipanen dari akibat regangan lembar piezoelektrik yang ditempelkan pada batang.



Gambar 1. (a) Model fisik dan (b) skematik struktur pemanen energi

3. Analisis Aerodinamika

Pada tip mass ini akan terjadi gaya aerodinamika seperti gaya angkat (*lift*) dan gaya hambat (*drag*). Kedua gaya ini yang akan berperan penting dalam terjadinya fenomena galloping. Gambar 2 menjelaskan secara skematis gaya-gaya aerodinamika yang muncul pada tip mass, yaitu gaya angkat (L), gaya hambat (D), dengan kecepatan angin (U), perpindahan transversal (w) dan perpindahan angular (θ).

Gaya angkat (L) and dan gaya hambat (D) yang dibangkitkan selanjutnya dapat diformulasikan dalam bentuk

$$L = \frac{1}{2} \rho (U^2 + (\dot{w}(L_b))^2) b_{tip} C_L \quad (1)$$

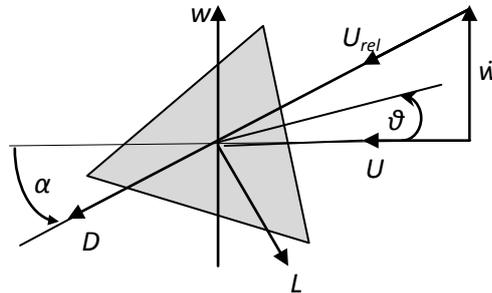
$$D = \frac{1}{2} \rho (U^2 + (\dot{w}(L_b))^2) b_{tip} C_D \quad (2)$$

dimana ρ adalah densitas udara, b_{tip} ketebalan penampang massa ujung, \dot{w} adalah kecepatan transversal. Adapun C_L dan C_D masing-masing menunjukkan koefisien gaya angkat dan koefisien gaya hambat dengan sudut serang efektif α yang diberikan oleh persamaan

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\dot{w}(L_b)}{U} \right) + \theta \quad (3)$$

Sehingga gaya total sepanjang arah transversal dinyatakan dengan

$$F_{tip} = F_z L_{tip} = (L \cos \alpha + D \sin \alpha) L_{tip} \quad (4)$$



Gambar 2. Gaya angkat dan gaya hambat pada tip mass.

dan

$$F_z = \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 C_y \quad (5)$$

dimana L_{tip} panjang batang tip mass dan $U_{rel} = \sqrt{U^2 + (\dot{w}(L_b))^2}$. Selanjutnya didefinisikan koefisien gaya aerodinamika dalam bentuk

$$C_y = C_L \cos \alpha + C_D \sin \alpha \quad (6)$$

Dengan asumsi harga rasio kecepatan \dot{w}/U cukup kecil maka koefisien gaya dapat didekati sebagai bentuk ekspansi sebagai berikut

$$C_y(\alpha) = \sum_{j=0}^n a_j \alpha^j = \sum_{j=0}^n a_j \left(\frac{\dot{w}}{U} \right)^j \quad (7)$$

Jika C_L dan C_D sudah ditentukan, baik secara eksperimental maupun dengan metoda komputasi, koefisien-koefisien a_j pada Pers. (7) dapat ditentukan secara numerik.

4. Analisis Getaran Bebas

Analisis getaran bebas pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan Metoda Elemen Hingga (FEM). Metode ini dapat menganalisa perpindahan, tegangan, regangan, getaran dan analisa lainnya pada struktur, selain itu cukup detail jika digunakan untuk menganalisa suatu struktur untuk mencari frekuensi natural dan modus getar [7]. Pada penelitian ini, pemodelan elemen hingga yang dipakai adalah menggunakan persamaan Euler-Bernoulli Beam [8]. Persamaan ini memodelkan sebuah batang menjadi beberapa elemen, dimana tiap elemen terdapat 2 nodal. Tiap nodal

terdapat 2 derajat kebebasan yaitu v (besar simpangan) dan θ (besar sudut simpangan). Persamaan Euler-Bernoulli untuk batang bending ditunjukkan oleh Persamaan (8) di bawah.

$$\rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) = q(x, t) \tag{8}$$

Dimana $v(x, t)$ adalah perpindahan transversal dari batang, ρ adalah massa jenis per volume, EI adalah kekakuan dari batang, $q(x, t)$ adalah tekanan yang diberikan pada batang, t dan x menunjukkan fungsi waktu dan jarak sepanjang sumbu batang. Energi kinetik dan energi potensial kemudian didapatkan dengan menerapkan persamaan Langrange :

$$T(t) = \frac{1}{2} \int_0^l \rho A \left\{ \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} \right\}^2 dx \equiv \frac{1}{2} \mathbf{v}^T(t) [m] \mathbf{v}(t) \tag{9}$$

$$U(t) = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left\{ \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} \right\}^2 dx \equiv \frac{1}{2} \mathbf{r}^T [k] \mathbf{r}(t) \tag{10}$$

Dengan mensubstitusikan Persamaan kubik polinomial ke dalam Persaman Energi Potensial didapatkan matriks kekakuan dan massa batang masing-masing adalah

$$[k] = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \quad [m] = \frac{\rho Al}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22l & 54 & -13l \\ 22l & 4l^2 & 13l & -3l^2 \\ 54 & 13l & 156 & -22l \\ -13l & -3l^2 & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} \tag{11}$$

Untuk matriks kekakuan dan matriks massa batang yang sudah ditempelkan piezoelektrik, inersia yang digunakan adalah inersia dari batang dan piezoelektrik yang telah dijumlahkan. Piezoelektrik dianggap sebagai batang Euler-Bernoulli karena rasio ketebalan dan panjangnya sangat besar [9]. Matriks kekakuan dan matriks massa yang masih dalam bentuk matriks elemen kemudian disusun secara global. Untuk mendapatkan eigenvalue dan eigenvector dari matriks global dapat dirumuskan dalam bentuk persamaan gerak berikut:

Persamaan gerak untuk getaran bebas diturunkan dari Persamaan Langrange $[K_{total} - \lambda M_{total}] \{x\} = 0$, dimana:

$$[K_{total}] = [K_{beam}] + [K_{piezo}] + [K_{tip}], \text{ dan } [M_{total}] = [M_{beam}] + [M_{piezo}] + [M_{tip}]$$

Dengan menyelesaikan Persamaan tersebut maka dapat diperoleh frekuensi natural dan bentuk modus untuk getaran bebas dari struktur energy harvester (cantilever batang dengan piezoelectric dan tip mass pada ujung bebasnya).

5. Persamaan Gerak

Persamaan diferensial gabungan untuk pemanen energi piezoelektrik, yaitu persamaan aero-elektromekanik, dapat diformulasikan dalam bentuk koordinat rampat x dan muatan listrik yang dihasilkan oleh lembar piezoelektrik q sebagai

$$m(\ddot{x} + 2\xi\omega_n \dot{x} + \omega_n^2 x) - \theta q = F_{tip} = F_z L_{tip} \tag{13}$$

$$C_p \dot{q} + \frac{q}{R} + \theta x = 0$$

dimana C_p merupakan kapasitansi piezoelektrik yang memiliki persamaan $C_p = \frac{e_{33} A_p}{t_p}$, dengan A_p menyatakan luas piezoelektrik, dan e_{33} adalah konstanta dielectris. Persamaan gerak elektromekanis tersebut selanjutnya dapat dinyatakan dalam bentuk *state-space* dengan membuat sebuah *state vector* yang terdiri atas perpindahan rampat (x), kecepatan rampat (\dot{x}), dan tegangan yang dihasilkan (q) sebagai berikut:

$$X = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \\ q \end{bmatrix}$$

sehingga

$$\begin{aligned} \dot{X}_1 &= X_2 \quad \dot{X}_2 = -(\omega_n^2)X_1 - (2\xi\omega_n)X_2 - \theta X_3 + (\phi(L_b))F_{tip} \\ \dot{X}_3 &= \left(-\frac{1}{c_p}\theta\right)X_2 + \left(-\frac{1}{R_L c_p}\right)X_3 \end{aligned} \tag{14}$$

Secara umum Persamaan (14) dapat dinyatakan dalam bentuk sebagai berikut :

$$\dot{X} = BX + (M^{-1}\phi(L_b)^T)F_{tip} \tag{15}$$

Dalam bentuk matrik persamaannya menjadi

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\omega_n^2 & -(2\xi\omega_n) & \theta \\ 0 & -\frac{\theta}{c_p} & -\frac{1}{R_L c_p} \end{bmatrix} X + \begin{Bmatrix} 0_{(Nx1)} \\ \phi(L_b) \\ 0 \end{Bmatrix} F_{tip} \tag{16}$$

Matriks B mempunyai eigenvalue berupa bilangan kompleks dan bentuk konjugatnya. Galloping terjadi manakala kecepatan aliran udaranya menghasilkan eigenvalue matriks B yang memberikan bagian riil berharga nol [6].

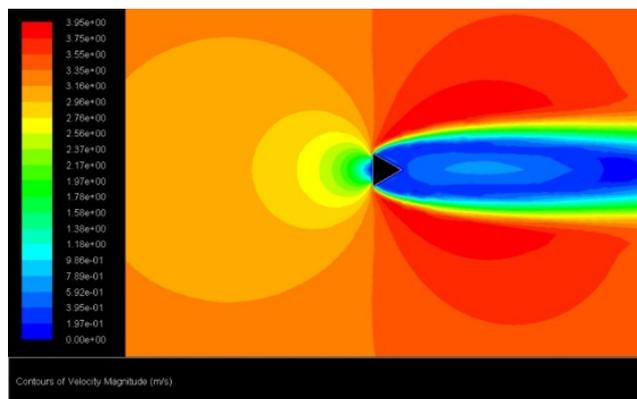
4. Hasil dan Pembahasan

Pada penelitian ini digunakan batang kantilever dan piezoelektrik dengan karakteristik seperti ditunjukkan pada Tabel 1. Tip mass 0.08 kg digunakan untuk menghasilkan galloping. Analisis CFD dilakukan untuk mendapatkan variasi koefisien gaya angkat dan gaya hambat (C_L dan C_D) pada sudut serang antara -45° sampai 45° dan pada bilangan Reynolds 10800.

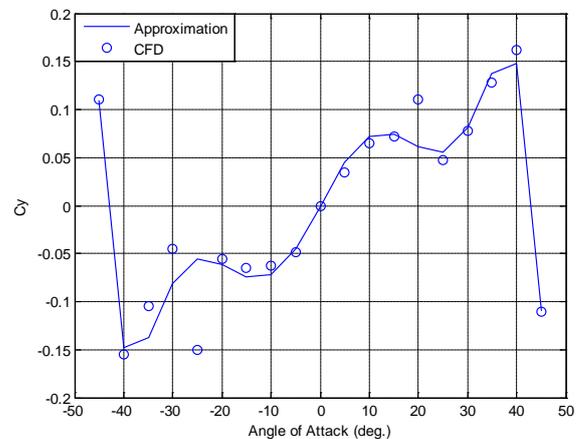
Gambar 3a menunjukkan sampel distribusi kecepatan pada profil segitiga yang diperoleh melalui analisis CFD pada bilangan Reynold 10800. Sedangkan Gambar 43b menunjukkan perbandingan variasi koefisien gaya aerodinamika C_y terhadap perubahan sudut serang yang diperoleh dari analisis CFD dan aproksimasi dengan Pers. (7) dimana harga-harga koefisiennya seperti ditunjukkan pada Tabel 2.

Tabel 1. Karakteristik geometris dan material energy harvester.

Parameter	Cantilever Beam	Piezoelectric
Material	Aluminium	Piezoelectric PZT-5H
Length (m)	$l_b = 0.161$	$l_p = 0.0724$
Width (m)	$b_b = 0.038$	$b_p = 0.0362$
Thickness (m)	$t_b = 0.00635$	$t_p = 0.267 \times 10^{-3}$
Young's modulus (N/m ²)	$E_b = 6.9 \times 10^{10}$	$E_p = 6.2 \times 10^{10}$
Density (kg/m ³)	$\rho_b = 2700$	$\rho_p = 7800$
Stress Constant (Vm/N)	-	$g_{31} = 8.5 \times 10^{-3}$
Strain Constant (C/N)	-	$d_{31} = -320 \times 10^{-12}$
Dielectric Constant (nF/m)	-	$\epsilon_{33} = 33.65$



(a)



(b)

Gambar 3. (a) Distribusi kecepatan, (b) koefisien gaya aerodinamika C_y .

Tabel 2. Koefisien polinomial untuk aproksimasi C_y

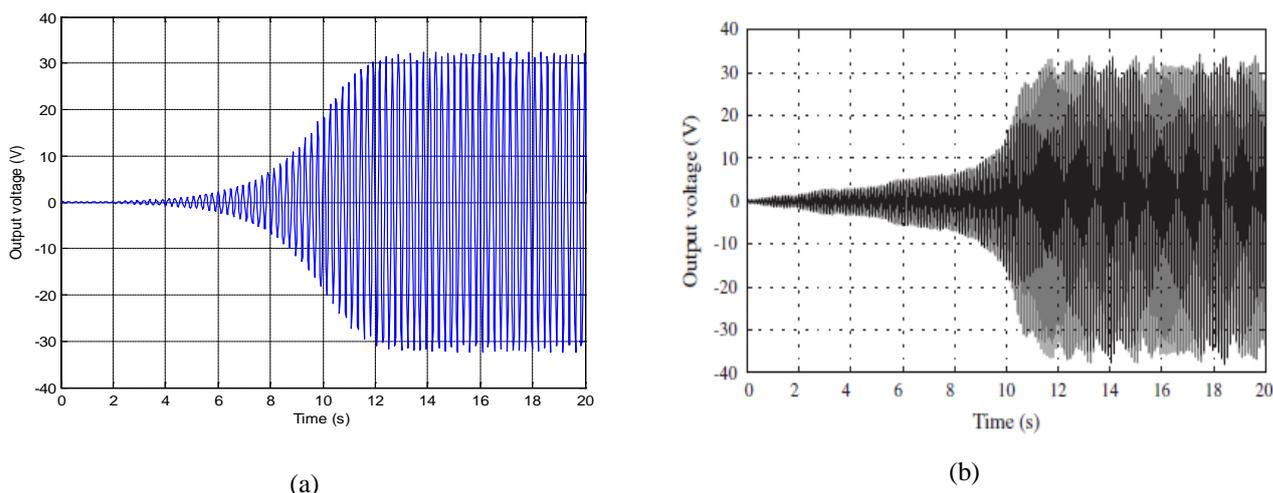
Section	a_1	a_3	a_5	a_7
Triangular	1.427	-38.666	-18.49	-0.398

Analisis getaran bebas dilakukan menggunakan metode Elemen Hingga (FEM) dan diperoleh frekuensi natural pemanen energi sebesar 10.44 Hz. Harga ini bersesuaian dengan yang diperoleh oleh Sirohi dan Mahandik, yaitu 10.43 Hz [5]. Selanjutnya perbandingan tegangan listrik keluaran yang diperoleh dari pendekatan komputasional dan pengukuran pada kecepatan angin 4,47 m/s dan tahanan beban 37 kΩ masing-masing ditunjukkan pada Gambar 4a dan 4b. Dapat dilihat bahwa tegangan keluaran hasil komputasi sebesar 32.83 V dan mempunyai kecenderungan yang sesuai dengan tegangan yang diperoleh dari pengukuran. Oleh karena itu dapat disimpulkan bahwa pemodelan diterapkan dalam penelitian ini dapat diterima.

Tahap selanjutnya adalah melakukan variasi bilangan Reynold dengan menggunakan CFD untuk menghitung koefisien aerodinamika C_y . Berdasarkan koefisien aerodinamika yang diperoleh selanjutnya dihitung eigenvalue matriks B pada Persamaan (15) untuk menentukan kecepatan galloping sistem yang diindikasikan dengan eigenvalue bagian riil berharga nol. Tabel 3 menunjukkan bagian riil eigenvalue matriks B untuk variasi bilangan Reynold dan variasi kecepatan aliran.

Dapat dilihat dari Tabel 3 bahwa kecepatan galloping (U_g) terjadi pada harga kecepatan aliran yang ditunjukkan pada baris terakhir dari tabel tersebut. Oleh karena itu kecepatan aliran udara yang digunakan dalam pemodelan ini adalah 5 m/s.

Gambar 5 menunjukkan tegangan keluaran energy harvester dengan variasi bilangan Reynolds 17200, 80000, 150000, 400000, 1000000, dan 5000000 dengan hambatan beban sebesar $R = 37 \text{ k}\Omega$, berat tip mass = 0.08 kg, dan kecepatan 5 m/s. Dari hasil yang diperoleh tampak bahwa sekalipun tidak begitu signifikan tegangan keluaran cenderung meningkat dengan kenaikan bilangan Reynold. Akan tetapi untuk bilangan Reynold yang lebih besar dari 1000000 tegangan keluaran justru mengalami penurunan secara tajam. Sedangkan Gambar 6 dan 7 masing-masing menunjukkan tegangan keluaran energy harvester untuk bilangan Reynold $Re = 17200$ dan $Re = 400000$ dengan tip mass 0.05 kg, (b) massa 0.25 kg. Dari Gambar 6 tampak bahwa respon sistem pada $Re = 17200$ dengan tip mass 0.05 kg memberikan tegangan keluaran 40.8089 V sedangkan untuk tip mass 0.25 kg tegangan keluaran yang terjadi adalah sebesar 48.4184 V. Sedangkan dari Gambar 7 dapat dilihat bahwa respon sistem pada $Re = 400000$ tegangan keluaran adalah 41.3575 V untuk tip mass 0.05 kg, sedangkan untuk tip mass 0.25 kg tegangan keluarannya sebesar 48.9357 V. Dari kedua variasi berat tip mass tersebut dapat disimpulkan bahwa semakin berat massanya maka output voltage yang dihasilkan akan semakin besar. Akan tetapi dari Gambar 6 dan 7 tersebut juga dapat dilihat bahwa semakin berat tip mass waktu yang diperlukan untuk mencapai steady state response juga semakin lama.



Gambar 4. Tegangan keluaran untuk $U = 4.47 \text{ m/s}$ dan $R = 37 \text{ k}\Omega$, (a) hasil komputasi, (b) pengukuran [5].

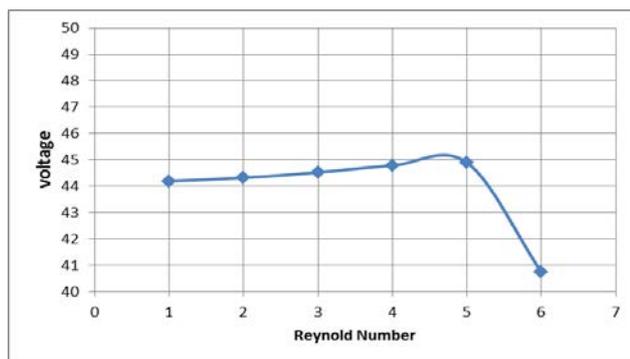
Tabel 3. Bagian riil eigenvalue matriks B untuk berbagai kecepatan aliran dan bilangan Reynold

U (m/s)	Bilangan Reynold					
	17200	80000	150000	400000	1000000	5000000
0.5	-0.0656	-0.066	-0.0655	-0.0657	-0.0656	-0.0687
1.0	-0.0513	-0.053	-0.0513	-0.0515	-0.0514	-0.0577
1.5	-0.0371	-0.039	-0.037	-0.0374	-0.0372	-0.0466
2.0	-0.0229	-0.025	-0.0228	-0.0233	-0.0229	-0.0356
2.5	-0.0087	-0.012	-0.0085	-0.0092	-0.0087	-0.0245
3.0	0.0055	0.002	0.0057	0.0049	0.0055	-0.0135
3.5	0.0197	0.015	0.02	0.0191	0.0197	-0.0025
4.0	0.0339	0.029	0.0342	0.0332	0.0339	0.0086

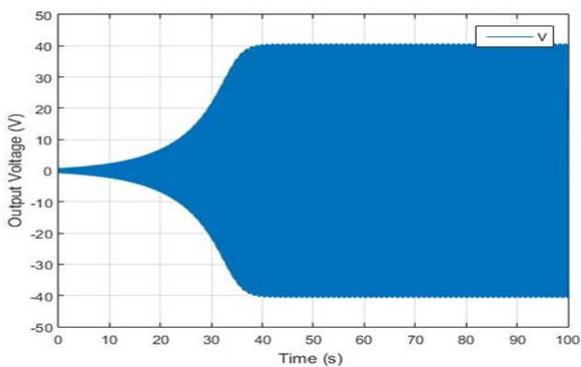
4.5	0.0481	0.043	0.0485	0.0473	0.0481	0.0196
5.0	0.0624	0.056	0.0627	0.0614	0.0623	0.0307
5.5	0.0766	0.070	0.0769	0.0755	0.0765	0.0417
6.0	0.0908	0.084	0.0912	0.0896	0.0907	0.0528
Ug	2.806	2.807	2.800	2.826	2.808	3.613

Variasi dilakukan dengan mengganti hambatan (R) yang tadinya $37\text{ k}\Omega$ menjadi $20\text{ k}\Omega$ dan $100\text{ k}\Omega$ pada bilangan Reynolds 80000 dan 1000000 . Gambar 8 menunjukkan respon sistem pada $Re = 80000$ dengan hambatan $R = 20\text{ k}\Omega$ dan $R = 100\text{ k}\Omega$ pada kecepatan aliran udara 5 m/s dan tip mass 0.08 kg . Sedangkan Gambar 9 menunjukkan respon sistem pada $Re = 1000000$ dengan hambatan $R = 20\text{ k}\Omega$ dan $R = 100\text{ k}\Omega$ pada kecepatan aliran udara 5 m/s dan tip mass 0.08 kg . Dari Gambar 8 tampak bahwa untuk bilangan Reynold 80000 diperoleh tegangan keluaran sebesar 32.094 V untuk $R = 20\text{ k}\Omega$, tegangan keluaran 52.716 V untuk $R = 100\text{ k}\Omega$. Sedangkan pada Gambar 9 tampak bahwa untuk bilangan Reynold sebesar $Re = 1000000$ diperoleh tegangan keluaran sebesar 32.514 V untuk $R = 20\text{ k}\Omega$ dan 53.424 V untuk $R = 100\text{ k}\Omega$. Dari hasil tersebut tampak bahwa pengaruh hambatan beban sangat besar dibanding dengan pengaruh bilangan Reynold maupun tip mass.

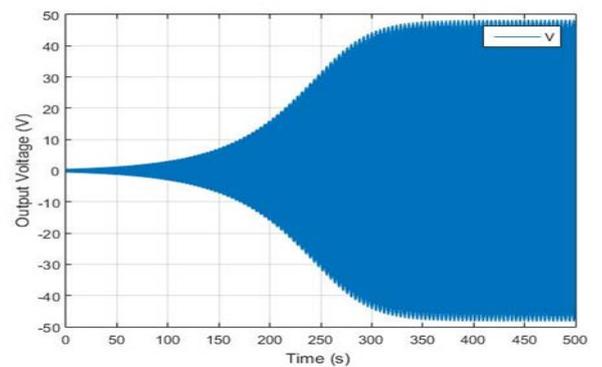
Sumbu X		Output Voltage
No	Reynolds	
1	17200	44.1865
2	80000	44.3161
3	150000	44.5197
4	400000	44.781
5	1000000	44.8951
6	5000000	40.7398



Gambar 5. Tegangan keluaran sistem pemanen energi untuk berbagai bilangan Reynold dengan $R = 37\text{ k}\Omega$, berat tip mass $= 0.08\text{ kg}$ dan $U = 5\text{ m/s}$.

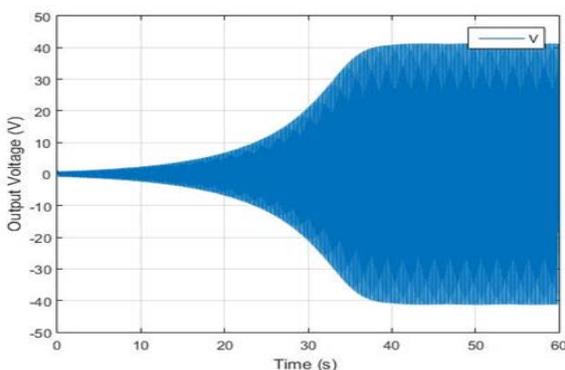


(a)

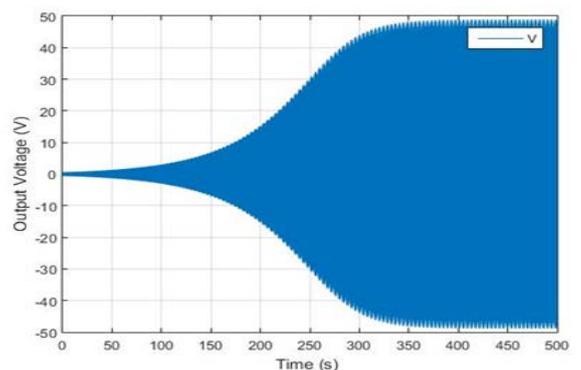


(b)

Gambar 6. Respon sistem pada $Re = 17200$, dengan tip mass (a) 0.05 kg , (b) massa 0.25 kg .

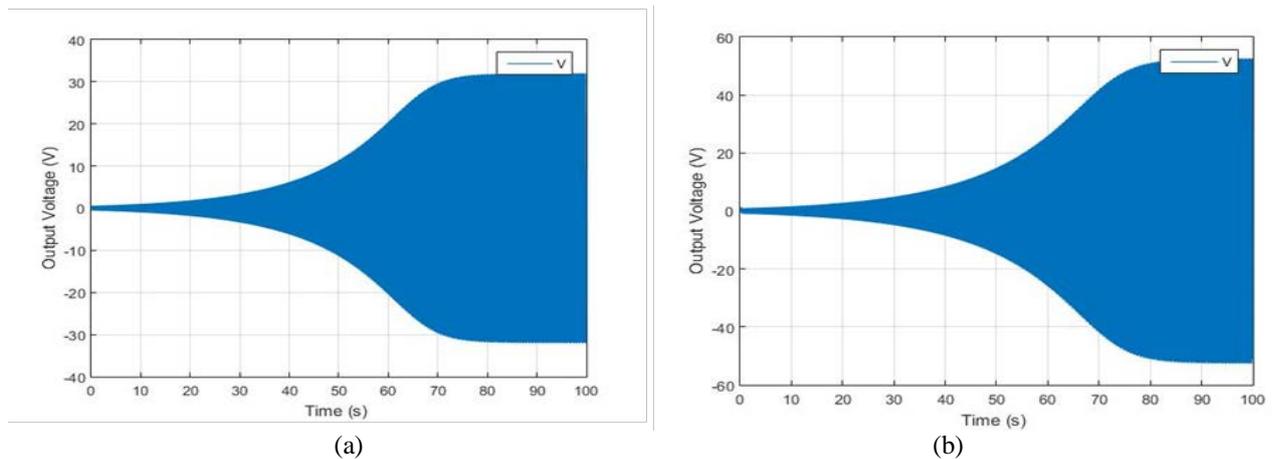


(a)

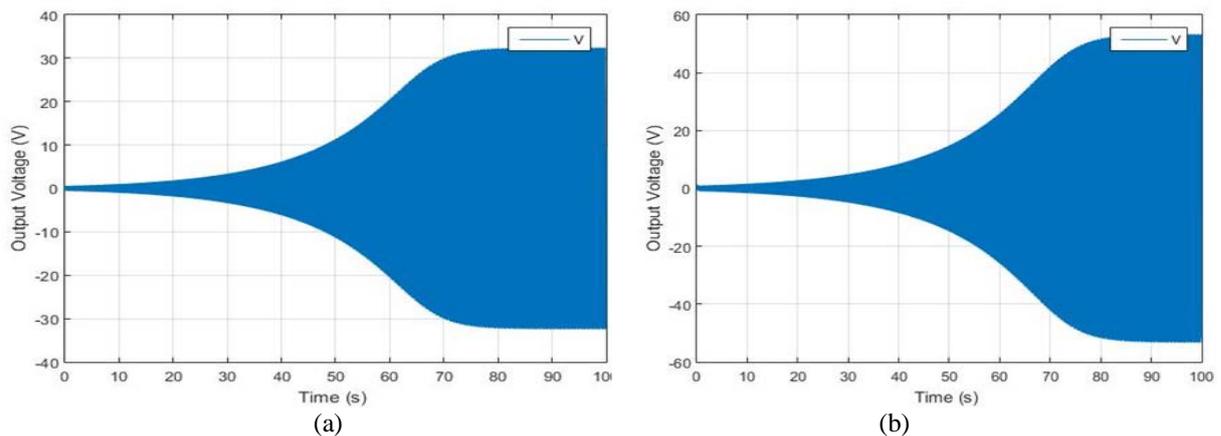


(b)

Gambar 7. Respon sistem pada $Re = 400000$, dengan tip mass (a) 0.05 kg , (b) massa 0.25 kg .



Gambar 8. Respon sistem pada $Re = 80000$ dengan (a) $R = 20 \text{ k}\Omega$, (b) $R = 100 \text{ k}\Omega$.



Gambar 9. Respon sistem pada $Re = 1000000$ (a) $R = 20 \text{ k}\Omega$, (b) $R = 100 \text{ k}\Omega$.

5. Kesimpulan dan Saran

Dari hasil yang diperoleh tampak bahwa pemodelan yang diterapkan dalam penelitian ini memberikan hasil yang cukup memadai. Hal ini ditunjukkan pada hasil tegangan keluaran yang diperoleh oleh sistem yang ditinjau tidak memberikan perbedaan yang berarti jika dibanding dengan hasil yang diperoleh dari pengukuran. Tampak pula bahwa sistem pemanen energi sangat sensitif terhadap perubahan harga tahanan beban. Adapun waktu yang diperlukan sistem untuk mencapai kondisi steady state sangat dipengaruhi oleh besar tip mass yang digunakan. Sekalipun hasil yang diperoleh dalam penelitian ini sangat memuaskan akan tetapi beberapa hal perlu dilakukan untuk perbaikan hasil. Diantaranya adalah analisis CFD sebaiknya dilakukan untuk bilangan Reynold yang lebih bervariasi agar dapat memberikan gambaran yang lebih memadai dengan kondisi riil. Pengkajian mengenai variasi hambatan beban juga perlu dilakukan.

Daftar Pustaka

- [1] Ali, M., Arafa, M., Elaraby, M., 2013, Harvesting Energy From Galloping Oscillations, Vol. 3, pp. 1-2
- [2] Abdelkefi, A., Nayfeh, A.H., Hajj, M.R., 2016, Aeroelasticity Energy Harvesting, 100,112–135.
- [3] Liya, Z., Lihua, T., Yaowen, Y., 2012, Small Wind Energy Harvesting From Galloping Using Piezoelectric Materials, Proceedings of the ASME 2012 Conference on Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems (SMASIS2012), Georgia, USA.
- [4] Barrero-Gil, A., Alonso, G., Sanz-Andres, A., 2010, Energy Harvesting from Transverse Galloping, Journal of Sound and Vibration, 329 (14) 2873–2883.
- [5] Sirohi, J., Mahadik, R., 2011, Piezoelectric Wind Energy Harvester for Low-power Sensors, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 22 (18) 2215-2228.
- [6] Abdelkefi, A., Nayfeh, A.H., Hajj, M.R. (2012). "Power harvesting from transverse galloping of square cylinder." Nonlinear Dyn 70:1355–1363
- [7] Kumar, C., 2014, Cantilever Batang With Tip Mass At Free Endanalysis By FEM, International Journal Of Scientific Research And Education, 2 (7) 1077-1090.
- [8] Kwon, Y.W., Bang, H., 2000, The Finite Element Method Using MATLAB. New York; CRC Press.
- [9] J.P. Den Hartog, 1956, Mechanical Vibrations, McGraw-Hill.