

**EFEKTIVITAS PEREDAM DINAMIK TIPE *CANTILEVER BEAM* PADA
STRUKTUR BATANG KANTILEVER**

(Skripsi)

Oleh

ANGGUN NADYA WISASTRA



FAKULTAS TEKNIK

UNIVERSITAS LAMPUNG

BANDAR LAMPUNG

2017

ABSTRACT

Excessive vibration due to resonance characterized by an increase of vibration amplitude magnitude can be reduced by applying Dynamic Vibration Absorber (DVA). A traditional dynamic vibration absorber consist of mass spring system. However, in this research we proposed a continuous structure namely cantilever beam type as a DVA which is attached to a primary beam structure connected by a spring. This research aims to know the effectivity of cantilever beam dynamic vibration absorber type for some parameters such as; The mass ratio, the coefficient of spring stiffness and the location of the spring on the beam. The equation of motion of the system derived by the energy method and can be arranged in matrix form to obtain the response equation for calculating the amplitude of the main structure. From the investigated model, it is known that the effectiveness of dynamic vibration absorber can be achieved through variations of several parameters such as the first resonance frequency by placing the k_2 spring in the middle of the main cantilever beam, selecting the k_2 spring stiffness of 930 N/m and the mass ratio $\mu = 0.6$, the amplitude successfully absorbed up to 20.37%. For the second resonance frequency, the k_2 spring could be placed at the end of the main cantilever beam, choosing the k_2 spring stiffness of 2800 N/m and a mass ratio $\mu = 0.4$, with amplitude absorbed reaching 24.07%.

Keywords: Resonance, Dynamic vibration absorber, Continuous system, Cantilever beam.

ABSTRAK

Getaran berlebih akibat resonansi yang ditandai dengan semakin besarnya amplitudo getaran dapat direduksi dengan menerapkan peredam dinamik (*Dynamic Vibration Absorber, DVA*). Peredam dinamik tradisional biasanya terdiri atas sistem pegas massa, namun dalam penelitian ini digunakan model struktur kontinyu, berupa peredam dinamik tipe *cantilever beam*. Struktur yang dianalisis merupakan struktur batang kantilever yang dipasang peredam dinamik tipe *cantilever beam* dengan sambungan sebuah pegas. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui efektivitas peredam dinamik tipe *cantilever beam* untuk berbagai parameter, yang meliputi; rasio massa, koefisien kekakuan pegas dan lokasi penempatan pegas pada batang kantilever. Penurunan persamaan matematik struktur yang dianalisis menggunakan metode energi dan persamaan gerak disusun dalam bentuk matriks, sehingga diperoleh persamaan respon untuk menghitung amplitudo struktur utama. Dari model yang diinvestigasi, didapatkan efektivitas peredam dinamik yang bisa dicapai melalui variasi parameter diantaranya pada frekuensi resonansi pertama dengan menempatkan pegas k_2 pada tengah batang kantilever, memilih kekakuan pegas k_2 sebesar 930 N/m dan rasio massa $\mu = 0.6$, amplitudo berhasil diredam hingga 20.37%. Untuk frekuensi resonansi kedua, dengan menempatkan pegas k_2 pada ujung batang kantilever utama, memilih kekakuan pegas k_2 sebesar 2800 N/m dan rasio massa $\mu = 0.4$, amplitudo berhasil diredam hingga mencapai 24.07%.

Kata Kunci: Resonansi, Peredam dinamik, Sistem kontinyu, *Cantilever beam*.

**EFEKTIVITAS PEREDAM DINAMIK TIPE *CANTILEVER BEAM* PADA
STRUKTUR BATANG KANTILEVER**

Oleh

Anggun Nadya Wisastra

Skripsi

Sebagai Salah Satu Syarat untuk Mencapai Gelar

SARJANA TEKNIK

Pada

**Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknik Universitas Lampung**



**FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS LAMPUNG
BANDAR LAMPUNG**

2017

Judul Skripsi

: **EFEKTIVITAS PEREDAM DINAMIK TIPE
CANTILEVER BEAM PADA STRUKTUR
BATANG KANTILEVER**

Nama Mahasiswa

: **Anggun Nadya Wisastra**

Nomor Pokok Mahasiswa : 1215021018

Jurusan

: Teknik Mesin

Fakultas

: Teknik

MENYETUJUI

1. Komisi Pembimbing



Zulhendri Hasymi, S.T., M.T.
NIP 19731002 200003 1 001



Dr. Asnawi Lubis, S.T., M.Sc.
NIP 19700412 199703 1 006

2. Ketua Jurusan Teknik Mesin



Ahmad Su'udi, S.T., M.T.
NIP 19740816 200012 1 001

MENGESAHKAN

1. Tim Penguji

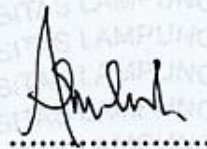
Ketua

: **Zulhendri Hasymi, S.T., M.T.**



Anggota Penguji

: **Dr. Asnawi Lubis, S.T., M.Sc.**

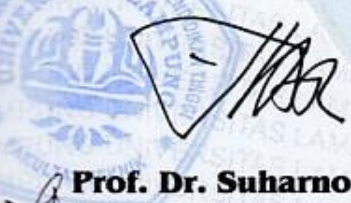


Penguji Utama

: **Ahmad Su'udi, S.T., M.T.**



2. Dekan Fakultas Teknik



Prof. Dr. Suharno, M.Sc., Ph.D.

NIP 19620717 198703 1 002

Tanggal Lulus Ujian Skripsi : **5 Juni 2017**

PERNYATAAN SKRIPSI MAHASISWA

Yang bertanda tangan dibawah ini :

Nama : Anggun Nadya Wisastra
NPM : 1215021018
Jurusan : Teknik Mesin
Fakultas : Teknik

Dengan ini menyatakan bahwa dalam skripsi ini tidak terdapat karya yang telah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu Perguruan Tinggi dan sepengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebut dalam daftar pustaka. Hal tersebut berdasarkan dalam pasal 27 Peraturan Akademik Universitas Lampung dengan Surat Keputusan Rektor No. 3187/H26/DT/2010.

Apabila dikemudian hari pernyataan ini tidak benar saya bersedia menerima sanksi akademik sesuai aturan yang berlaku.

Bandar Lampung, 14 Juni 2017

Yang Menyatakan



Anggun Nadya Wisastra
NPM. 1215021018

RIWAYAT HIDUP



Penulis dilahirkan di Kota Bogor Provinsi Jawa Barat pada tanggal 23 Mei 1995, yang merupakan anak ketiga dari 3 bersaudara, dari pasangan Ir. Supratman Tonny Sutiawisastra dan Dra. Aida Yustini. Penulis menyelesaikan pendidikan Sekolah Dasar (SD) Rimba Putra pada tahun 2006, kemudian pendidikan Sekolah Menengah Pertama Negeri (SMPN) 7 Bogor yang diselesaikan pada tahun 2009 dan kemudian penulis melanjutkan pendidikan pada Sekolah Menengah Atas Negeri (SMAN) 9 Bogor dan diselesaikan pada tahun 2012. Selama masa sekolah, penulis mengikuti kegiatan ekstrakurikuler yaitu basket dan futsal putri. Pada tahun 2012, penulis terdaftar sebagai mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung melalui jalur Penelusuran Minat dan Kemampuan (PMDK) berdasarkan nilai rapor.

Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif dalam organisasi Himpunan Mahasiswa Teknik Mesin (HIMATEM) sebagai anggota Divisi Kreativitas (2013 s.d. 2014) dan Kepala Divisi Kreativitas (2014 s.d. 2015). Pada tahun 2015, penulis melakukan kerja praktik di PT. Indal Steel Pipe, Gresik-Jawa Timur, dengan topik bahasan yaitu perancangan dimensi *spreader beam* dengan kapasitas *safe working load* 25 ton. Penulis melakukan penelitian tugas akhir dengan judul **“Efektivitas Peredam Dinamik Tipe *Cantilever Beam* Pada Struktur Batang Kantilever”**.

PERSEMBAHAN INI PENULIS TUNJUKKAN KEPADA

PAPAH TERCINTA (Ir. Supratman Tonny Sutiawisastro)

MAMAH TERCINTA (Dra. Aida Yustini)

AA DAN ABANG TERSAYANG (Ivan Agustiandra dan Ginanjar

Andita, S.H.)

DOSEN TEKNIK MESIN UNIVERSITAS LAMPUNG

TEMAN-TEMAN TEKNIK MESIN 2012

UNIVERSITAS LAMPUNG

Motto

"Dan Allah Mengeluarkan kamu dari perut ibumu dalam keadaan tidak mengetahui sesuatupun, dan Dia memberi kamu pendengaran, penglihatan, dan hati, agar kamu bersyukur" (Q.s. An Nahl [16] : 78)

"Dan bahwa manusia hanya memperoleh apa yang telah diusahakannya"
(Q.s. An-Najm [53] : 39)

"It always seems impossible until it's done" (Nelson Mandela, 1918-2013)

SANWACANA

Assalamu'alaikum Wr. Wb.

Alhamdu lillahi rabbil'alamin, puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT, yang senantiasa mencurahkan nikmat, rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi ini yang berjudul “Efektivitas Peredam Dinamik Tipe *Cantilever Beam* Pada Struktur Batang Kantilever” dengan sebaik-baiknya. Skripsi ini merupakan salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung.

Selama pelaksanaan dan penyusunan skripsi ini, penulis banyak menerima bantuan, baik berupa moril maupun materil dan bimbingan dari semua pihak. Oleh karena itu penulis mengucapkan terimakasih kepada:

1. Keluarga tercinta, terutama untuk dua orang terhebat dalam hidup penulis, mamah dan papah, juga Aa Ivan dan Bang Anjar yang telah memberikan dukungan semangat, moril maupun materil serta selalu mendoakan yang terbaik untuk penulis.
2. Bapak Ahmad Su'udi, S.T., M.T. sebagai Ketua Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Lampung dan juga selaku dosen pembahas dalam

pelaksanaan Tugas Akhir ini, yang telah memberikan kritik dan saran yang bermanfaat bagi penulis.

3. Bapak Zulkhendri Hasymi, S.T., M.T. sebagai dosen pembimbing utama Tugas Akhir, atas kesediaan dan keikhlasannya untuk berbagi ilmu, memberi dukungan, membimbing, memberi kritik maupun saran yang membangun sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan sebaik-baiknya.
4. Bapak Dr. Asnawi Lubis, S.T., M.Sc. sebagai dosen pembimbing pendamping atas kesediaannya membimbing dan memberi masukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen pengajar Jurusan Teknik Mesin yang banyak memberikan ilmu selama penulis melaksanakan studi, baik berupa materi perkuliahan maupun teladan dan motivasi sehingga dapat dijadikan bekal untuk terjun ke tengah masyarakat.
6. Teman seperjuangan Tugas Akhir, Alexander Sembiring yang bersama-sama merasakan suka dan duka dalam menyelesaikan Tugas Akhir di Lab. Komputasi Mekanik selama setahun belakangan ini, sebagai teman bertukar pikiran dan motivasi.
7. Cewek-cewek mesin (cemes) Unila, Mbak Nisa (TM 09), Mbak Biah (TM 10), Kak Theta (TM 11), adik-adik TM 13 hingga TM 16, terkhusus untuk TM 12, Dara dan Intan yang memberikan motivasi untuk penulis sehingga mampu menyelesaikan studi dan Tugas Akhir hingga selesai di Universitas Lampung.
8. Rekan-rekan Teknik Mesin angkatan 2012, Fariz (onta), Bima, Cris, Imam (ocid), Ijal, Emon, Fasial dan lain-lain yang tidak bisa saya tuliskan satu persatu, terima kasih telah memberikan dukungan dan semangatnya.

9. Keluarga besar Teknik Mesin Universitas Lampung, kakak-kakak dan adik-adik yang sama-sama berjuang untuk menyelesaikan perkuliahan di Unila, salam Solidarity M Forever.
10. Bondan S. yang selalu memberi dukungan, semangat dan mendoakan penulis dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
11. Semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung telah membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir.

Penulis menyadari bahwa dalam penulisan skripsi ini masih banyak terdapat kesalahan serta kekurangan. Menyadari hal tersebut dengan segala kerendahan hati penulis akan menerima segala kritik dan saran yang bersifat membangun dari pembaca untuk kesempurnaan skripsi ini, yang tentunya akan lebih mendorong kemajuan penulis dikemudian hari.

Semoga skripsi ini dapat berguna bagi penulis khususnya dan pembaca pada umumnya. Akhir kata penulis ucapkan terimakasih.

Wassalamu'alaikum Wr. Wb.

Bandar Lampung, Juni 2017

Penulis,

Anggun Nadya Wisastra

DAFTAR ISI

ABSTRACT

ABSTRAK

HALAMAN JUDUL

HALAMAN PENGESAHAN

PERNYATAAN PENULIS

PERSEMBAHAN

MOTTO

SANWACANA

DAFTAR ISI	i
DAFTAR GAMBAR	iv
DAFTAR SIMBOL	vii

I. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Tujuan Penelitian.....	5
1.3 Batasan Masalah.....	6
1.4 Sistematika Penulisan.....	6

II. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian Getaran	8
2.1.1 Komponen sistem getaran	10
2.1.2 Derajat kebebasan (<i>Degree of Freedom</i>).....	10
2.2 Klasifikasi Getaran	12
2.2.1 Getaran bebas dan getaran paksa	12
2.2.2 Getaran tak teredam dan getaran teredam	13
2.2.3 Getaran linier dan getaran non-linier	13

2.2.4 Getaran deterministik dan getaran acak	13
2.3 Respon Getaran Tak Tereadam yang Tereksitasi Secara Harmonik.....	14
2.4 Peredam Dinamik (<i>Dynamic Vibration Absorber</i>)	19
2.5 Euler-Bernoulli <i>Beam Theory</i>	25
2.5.1 Solusi getaran bebas	28
2.5.2 Frekuensi dan modus getar untuk batang kantilever.....	30
2.6 Metode Energi.....	33

III. METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Studi Literatur	37
3.2 Pemodelan Peredam Dinamik	37
3.3 Kaji Analitik.....	38
3.4 Penyusunan Program Komputasi	38
3.5 Menjalankan Program	38
3.6 Investigasi Efektivitas Peredam Dinamik	39
3.7 Analisis.....	39
3.8 Simpulan dan Saran.....	39
3.9 Bagan Alir Penelitian	40

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Struktur Rangka 1-DOF	41
4.2 Sistem Peredam Dinamik Tipe <i>Cantilever Beam</i>	46
4.2.1 Efektivitas rasio massa	54
4.2.2 Efektivitas lokasi pegas k_2	57
4.2.3 Efektivitas kekakuan pegas k_2	59

V. PENUTUP

5.1 Simpulan.....	65
5.2 Saran.....	66

DAFTAR KEPUSTAKAAN

LAMPIRAN

A Penurunan Persamaan Model Peredam Dinamik	70
---	----

B Bagan Alir Program Sistem Batang Kantilever 1-DOF	79
B Bagan Alir Program Sistem Peredam Dinamik Tipe <i>Cantilever Beam</i>	81
C Program Sistem Batang Kantilever 1-DOF	85
C Program Sistem Peredam Dinamik Tipe Cantilever Beam.....	87

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 (a) Model peredam dinamik tradisional	3
Gambar 1.1 (b) Model peredam dinamik Ren	3
Gambar 1.2 Sistem DVA tipe <i>dual-beam</i>	4
Gambar 1.3 Model peredam dinamik dengan menggunakan <i>beam</i> , pegas dan <i>viscous damper</i>	5
Gambar 2.1 Komponen-komponen sistem getaran.....	10
Gambar 2.2 Sistem satu derajat kebebasan.....	11
Gambar 2.3 Sistem dua derajat kebebasan.....	12
Gambar 2.4 Eksitasi deterministik dan acak	14
Gambar 2.5 <i>Magnification factor</i> dari sistem tak teredam	16
Gambar 2.6 Respon harmonik ketika $0 < \omega/\omega_n < 1$	16
Gambar 2.7 Respon harmonik ketika $\omega/\omega_n > 1$	17
Gambar 2.8 Respon ketika $\omega/\omega_n = 1$	19
Gambar 2.9 (a) Sebuah sistem satu derajat kebebasan	20
Gambar 2.9 (b) Sebuah sistem yang dipasang peredam dinamik sederhana	20
Gambar 2.10 Diagram Benda Bebas (DBB) dari peredam dinamik.....	21
Gambar 2.11 Respon frekuensi dari struktur utama.....	24
Gambar 2.12 Euler-Bernoulli <i>beam</i> sederhana dalam getaran transverse dengan	

panjang L	25
Gambar 2.13 Diagram benda bebas (DBB) dari elemen kecil pada balok yang diaplikasikan gaya terdistribusi persatuan panjang $f(x,t)$	26
Gambar 2.14 Balok kantilever	30
Gambar 2.15 Frekuensi natural dan <i>mode shapes</i> dari <i>cantilever beam</i>	32
Gambar 2.16 Batang kantilever yang tereksitasi harmonik	33
Gambar 3.1 Bagan alir penelitian.....	40
Gambar 4.1 Struktur rangka 1-DOF	41
Gambar 4.2 Ilustrasi <i>beam</i>	42
Gambar 4.3 Respon frekuensi non-dimensional struktur rangka batang kantilever 1-DOF.....	45
Gambar 4.4 Sistem peredam dinamik tipe <i>cantilever beam</i>	47
Gambar 4.5 Respon fungsi frekuensi sistem peredam dinamik tipe <i>cantilever beam</i>	53
Gambar 4.6 Efek rasio massa μ terhadap amplitudo getaran struktur utama	54
Gambar 4.7 Amplitudo getaran pada batang kantilever utama dan peredam: (a) $\mu = 0.2$	55
Gambar 4.7 Amplitudo getaran pada batang kantilever utama dan peredam: b) $\mu = 0.4$ dan (c) $\mu = 0.6$	56
Gambar 4.8 Efek lokasi pegas y^* pada amplitudo struktur utama: (a) $\mu = 0.2$, (b) $\mu = 0.4$, (c) $\mu = 0.6$	58
Gambar 4.9 Efek kekakuan pegas terhadap amplitudo struktur utama pada $y^* = 0.5L_1$; (a) $\mu = 0.2$	59

Gambar 4.9 Efek kekakuan pegas terhadap amplitudo struktur utama pada $y^* = 0.5L_1$; (b) $\mu = 0.4$, (c) $\mu = 0.6$	60
Gambar 4.10 Efek kekakuan pegas terhadap amplitudo struktur utama pada $y^* = 0.75L_1$; (a) $\mu = 0.2$, (b) $\mu = 0.4$	61
Gambar 4.10 Efek kekakuan pegas terhadap amplitudo struktur utama pada $y^* = 0.75L_1$; (c) $\mu = 0.6$	62
Gambar 4.11 Efek kekakuan pegas terhadap amplitudo struktur utama pada $y^* = L_1$; (a) $\mu = 0.2$, (b) $\mu = 0.4$, (c) $\mu = 0.6$	63

DAFTAR SIMBOL

A	Luas penampang batang kantilever (m^2)
b	Lebar batang kantilever (m)
E	Modulus elastisitas (Pa)
$f(x, t)$	Fungsi gaya
F_0	Gaya eksternal (N)
h	Tebal batang kantilever (m)
H	Amplitudo batang kantilever utama (m)
H_{st}	Defleksi statik (m)
I	Momen inersia bidang (m^4)
k	Kekakuan pegas (N/m)
k_1	Kekakuan pegas utama (N/m)
k_2	Kekakuan pegas peredam (N/m)
k_{11}	Kekakuan akibat interaksi pegas utama dengan batang kantilever utama (N/m)
k_{22}	Kekakuan akibat interaksi pegas peredam dengan batang kantilever utama (N/m)
k_{21}	Kekakuan akibat interaksi pegas peredam dengan batang kantilever utama dan batang kantilever peredam (N/m)

k_{33}	Kekakuan akibat interaksi pegas peredam dengan batang kantilever peredam (N/m)
K	Kekakuan batang kantilever (N/m)
K_{11}	Kekakuan batang kantilever utama (N/m)
K_{22}	Kekakuan batang kantilever peredam (N/m)
L	Panjang balok (m)
L_1	Panjang batang kantilever utama (m)
L_2	Panjang batang kantilever peredam (m)
m	Massa (kg)
m_1	Massa pertama (kg)
m_2	Massa kedua (kg)
M	Massa batang kantilever (kg)
M_{11}	Massa batang kantilever utama (kg)
M_{22}	Massa batang kantilever peredam (kg)
$M(x, t)$	Momen lentur balok
T	Energi kinetik
V	Energi potensial
$V(x, t)$	Gaya geser elemen balok
$W_p(x)$	Fungsi simpangan batang kantilever utama
$w(x, t)$	Simpangan batang kantilever utama
$\tilde{w}(x, t)$	Simpangan batang kantilever peredam
$W_n(x)$	Modus getar ke-n
$\tilde{W}_r(x)$	Fungsi simpangan batang kantilever peredam
x_1	Simpangan massa pertama (m)

x_2	Simpangan massa kedua (m)
X_1	Amplitudo massa pertama (m)
X_2	Amplitudo massa kedua (m)
$x_h(t)$	Solusi homogen
$x_p(t)$	Solusi partikular
y^*	Posisi pegas k_2 (m)
ρ	Massa jenis (kg/m^3)
ω	Frekuensi eksitasi (rad/s)
ω_n	Frekuensi natural struktur (rad/s)
β	Nilai eigen
Q_y	Gaya eksitasi harmonik
$\eta_p(t)$	Fungsi waktu
λ	Rasio frekuensi eksitasi terhadap frekuensi natural
$\varphi_r(t)$	Fungsi waktu peredam dinamik
$\emptyset$	Amplitudo batang kantilever peredam (m)
γ	Rasio frekuensi natural batang kantilever peredam terhadap frekuensi natural batang kantilever utama
Ω_1	Fungsi frekuensi pribadi
Ω_2	Fungsi frekuensi pribadi
β_1	Rasio frekuensi
β_2	Rasio frekuensi
μ	Rasio massa batang kantilever

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Getaran merupakan salah satu faktor yang dapat mempengaruhi baik atau tidaknya kinerja suatu mesin. Mesin yang beroperasi biasanya menimbulkan gerakan teratur dengan arah bolak balik pada posisi keseimbangan, peristiwa inilah yang disebut sebagai getaran. Sebagaimana diketahui, semua benda yang memiliki massa dan kekakuan akan mampu untuk bergetar, umumnya benda dapat bergetar karena adanya simpangan awal atau gaya gangguan (eksitasi). Sistem getaran sederhana terdiri atas massa dan pegas, sedangkan peredam dapat diperhitungkan pada sistem getaran teredam. Selain pada mesin atau alat mekanik lainnya, getaran juga dapat dengan mudah ditemukan dalam kehidupan sehari-hari, seperti; getaran pada struktur, *handphone*, senar gitar yang dipetik, getaran pada kendaraan bermotor, dan getaran pada pita suara ketika berbicara.

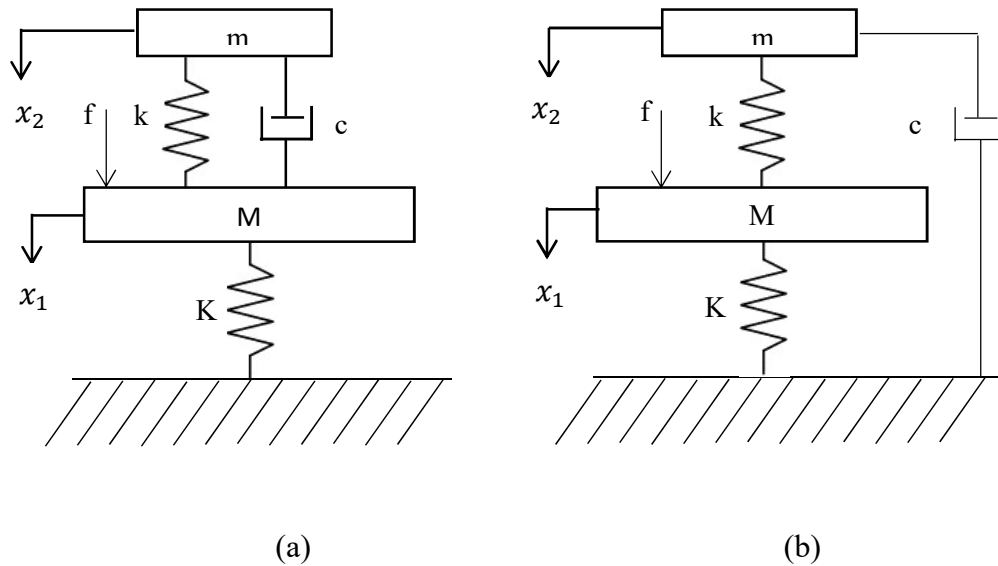
Pada penggunaan mesin-mesin industri, target kinerja bisa tidak terpenuhi karena terdapat getaran yang berlebihan pada suatu komponen. Getaran berlebihan terjadi karena frekuensi gaya gangguan (eksitasi) mendekati atau bahkan sama dengan frekuensi pribadi sistem. Hal tersebut akan menyebabkan amplitudo getaran

semakin bertambah besar sehingga terjadi getaran berlebihan, keadaan inilah yang disebut dengan resonansi. Kerusakan pada struktur besar seperti jembatan, gedung bahkan sayap pesawat terbang merupakan beberapa contoh kejadian berbahaya yang disebabkan resonansi. Dengan demikian, perhitungan frekuensi natural merupakan hal penting dalam sistem getaran (Thomson, 1986).

Amplitudo getaran berlebih dapat direduksi dengan peredam getaran. Salah satu teknik peredam getaran yang dapat diterapkan adalah dengan menggunakan *dynamic vibration absorber* (DVA) atau peredam dinamik. Peredam dinamik adalah peredam yang terdiri atas sistem massa-pegas yang dipasang pada struktur utama untuk mentransmisikan getaran dari struktur utama ke struktur tambahan. Peredam dinamik sederhana hanya terdiri dari sebuah massa tambahan yang dihubungkan dengan sebuah pegas pada struktur utama. Peredam dinamik juga dirancang sedemikian rupa sehingga frekuensi pribadi peredam dinamik didekatkan dengan frekuensi pribadi sistem agar energi redaman maksimal.

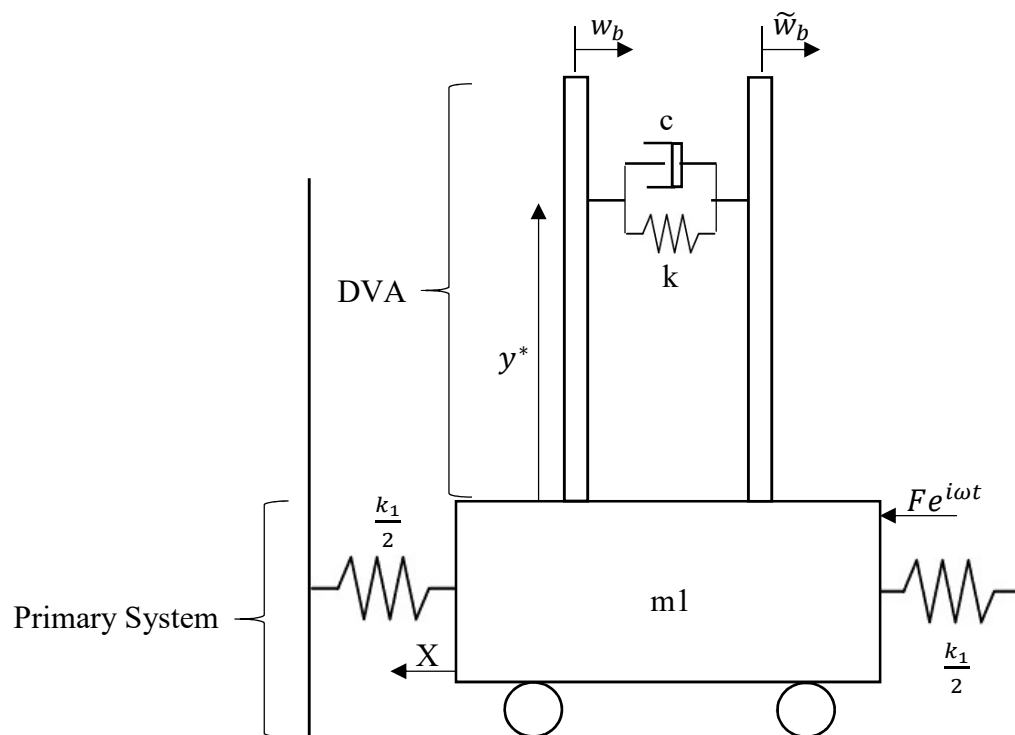
Sebelumnya sudah terdapat beberapa penelitian mengenai efektivitas dari peredam dinamik. Misalnya pada penelitian yang dilakukan oleh Ren (2001) yang bertujuan untuk mengetahui efektivitas dari dua model peredam dinamik seperti terlihat pada Gambar 1.1 di mana pada model (a) peredam viskos dan pegas dipasang pada struktur utama sedangkan pada model (b) peredam viskos dipasang langsung pada permukaan tanah. Dengan memberikan nilai rasio massa yang sama pada kedua model, diketahui bahwa peredam dinamik dengan peredam viskos yang terpasang langsung pada permukaan tanah lebih efektif dalam meredam getaran dibanding

dengan peredam dinamik model (a). Meskipun dengan bentuk yang tidak biasa, namun varian ini diharapkan dapat berguna pada kondisi tertentu.



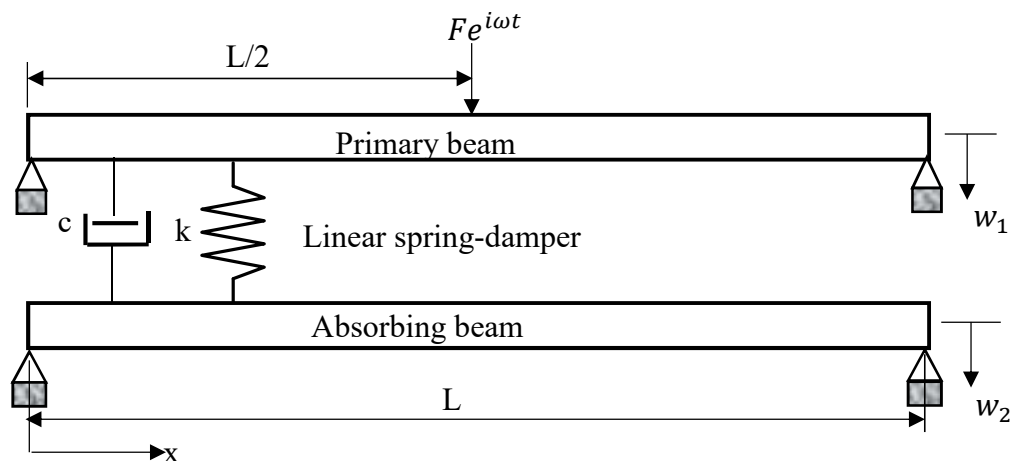
Gambar 1.1 (a) Model peredam dinamik tradisional; (b) Model peredam dinamik Ren (Ren, 2001)

Pada penelitian Zulhendri (2015) menggunakan struktur kontinyu sebagai DVA tipe *dual-beam*, terdiri atas dua batang kantilever yang disatukan sebuah pegas-dashpot dan disambungkan menggunakan tumpuan jepit (*clamped*) ke struktur utama sistem pegas-massa seperti terlihat pada Gambar 1.2. Dari model DVA pada Gambar 1.2 terlihat peningkatan efektivitas DVA tipe *dual-beam* dapat dicapai melalui variasi beberapa parameter seperti dengan menempatkan pegas-dashpot di tengah sampai ujung batang kantilever, memilih koefisien redaman tidak lebih rendah dari 0,1 N.s/m dan koefisien pegas tidak lebih besar dari 10 N/m, memilih rasio frekuensi batang dekat dengan 1 (satu) serta memilih rasio batang kantilever yang sesuai.



Gambar 1.2 Sistem DVA tipe *dual-beam* (Zulhendri, 2015)

Sementara pada penelitian Abd dkk (2012) menggunakan model *simply-supported beam* dipasang sebuah *beam* tambahan sebagai peredam dinamik yang dihubungkan dengan pegas dan peredam viskos seperti terlihat pada Gambar 1.3. Pengaruh parameter struktural, seperti rasio kekakuan, rasio massa dan rasio redaman diinvestigasi untuk tujuan mengurangi amplitudo getaran pada frekuensi natural struktur utama. Dari penelitian tersebut, didapatkan bahwa parameter struktur tersebut dapat mengurangi amplitudo struktur utama, tetapi harus disesuaikan dengan mengontrol nilai parameter struktural tersebut.



Gambar 1.3 Model peredam dinamik dengan menggunakan *beam*, pegas dan *viscous damper* (Abd dkk, 2012)

Berdasarkan latar belakang yang sudah dijabarkan, maka selanjutnya akan dilakukan analisis dengan menggunakan bantuan perangkat lunak MATLAB R2015a pada model struktur kontinyu, yaitu struktur batang kantilever yang kemudian dipasang peredam dinamik (*dynamic vibration absorber*) tipe *cantilever beam* menggunakan sebuah pegas. Dengan adanya analisis ini diharapkan memudahkan pemecahan permasalahan getaran mekanik sebelum diterapkan pada dunia nyata dan perangkat peredam dinamik ini juga diharapkan dapat mereduksi getaran yang terjadi pada struktur batang kantilever, oleh karena itu penulis mengambil judul pada penelitian ini “Efektivitas Peredam Dinamik Tipe *Cantilever Beam* pada Struktur Batang Kantilever”.

1.2 Tujuan Penelitian

Tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mendapatkan persamaan gerak dari model peredam dinamik tipe *cantilever beam* pada struktur batang kantilever.
2. Mengetahui efektivitas peredam dinamik tipe *cantilever beam* pada struktur batang kantilever.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah diberikan agar pembahasan dari hasil yang didapatkan lebih terarah. Adapun batasan masalah pada penelitian ini, meliputi:

1. Gaya gangguan pada struktur utama terjadi dalam arah vertikal.
2. Gaya gangguan bersifat harmonik.
3. *Beam* diasumsikan memiliki modulus elastisitas yang seragam sepanjang penampang *beam*.
4. Program simulasi disusun menggunakan Bahasa Komputasi Teknik MATLAB R2015a.

1.4 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan pada penyusunan tugas akhir ini dimulai dari Bab I Pendahuluan yang berisikan; latar belakang, tujuan, batasan masalah serta sistematika penulisan laporan tugas akhir. Pada Bab II Tinjauan Pustaka menjelaskan tentang landasan teori yang berhubungan dengan topik tugas akhir dan mendukung pembahasan dalam tugas akhir ini. Teori digunakan sebagai pendukung dan bahan rujukan dalam membuat laporan tugas akhir. Bab III Metodologi Penelitian menjelaskan tentang prosedur penelitian dan bagan alir penelitian. Selanjutnya pada Bab IV Hasil dan Pembahasan berisi tentang pembahasan

terhadap hasil yang didapatkan dari simulasi kemudian dianalisis dan diberi evaluasi terhadap hasil simulasi tersebut. Laporan ini diakhiri dengan Bab V Simpulan dan Saran, berisi simpulan yang diambil dari pembahasan dan saran yang dapat diberikan dari penelitian ini.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengertian Getaran

Getaran merupakan gerak osilasi di sekitar titik atau posisi seimbang yang disebabkan oleh getaran udara atau gaya eksitasi, misalnya mesin atau alat-alat mekanik lainnya. Semua mesin yang beroperasi pasti bergetar meskipun intensitasnya sangat kecil, oleh sebab itu getaran banyak dipergunakan untuk menganalisis mesin-mesin baik dari gerak rotasi atau translasi. Dalam sistem biologis, getaran merupakan salah satu cara tubuh untuk berkomunikasi, seperti telinga bergetar untuk mendengar dan untuk berbicara maka pita suara akan bergetar, kemudian berjalan juga melibatkan gerak osilasi dari kaki dan tangan, sedangkan pernapasan berhubungan dengan getaran pada paru-paru. Dalam dunia musik, getaran yang terjadi pada alat musik seperti kecapi, gitar dan drum merupakan hal yang diinginkan.

Pada sebagian besar sistem mekanik dan struktur, getaran yang tidak diinginkan terjadi dan bahkan bersifat destruktif. Misalnya getaran pada rangka pesawat menyebabkan *fatigue* dan akhirnya mengakibatkan kerusakan. Struktur yang

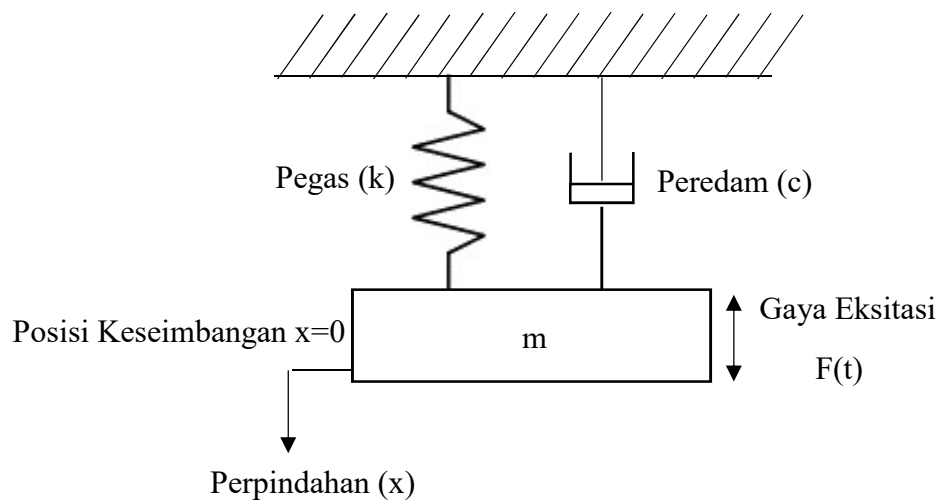
dirancang untuk mendukung mesin sentrifugal, seperti motor dan turbin, atau mesin *reciprocating*, seperti mesin uap dan gas juga mengalami getaran. Dalam hal ini, struktur atau komponen mesin yang bergetar dapat mengakibatkan kelelahan material yang dihasilkan variasi siklus dari *induced stress*. Selain itu, getaran menyebabkan keausan lebih cepat dari salah satu bagian mesin seperti *bearings* dan *gears* dan juga terjadinya kebisingan yang berlebihan. Dalam proses pemotongan logam, getaran dapat menyebabkan pemotongan menjadi tidak stabil dan mengakibatkan permukaan produk menjadi buruk.

Hal yang harus dihindari dalam sistem getaran adalah resonansi. Resonansi terjadi saat frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi natural dari sistem utama, sehingga mengarah pada defleksi yang semakin membesar. Karena efek dahsyat dari getaran yang terjadi pada mesin dan struktur, maka pengujian getaran telah menjadi prosedur standar dalam kebanyakan desain dan pengembangan sistem rekayasa. Terlepas dari efek yang merugikan, getaran dapat dimanfaatkan di beberapa aplikasi industri, contohnya pada pengayak getar, *compactors*, mesin cuci, sikat gigi elektrik, jam dan alat pemijat listrik elektrik. Getaran juga digunakan pada *pile driver* (mesin pancang), penguji getaran pada suatu material, *vibratory finishing process*, untuk mensimulasikan gempa pada penelitian geologi dan juga untuk melakukan studi dalam desain reaktor nuklir.

Berikut merupakan hal-hal dasar yang perlu diketahui dari getaran, antara lain (Rao, 2004):

2.1.1 Komponen sistem getaran

Dalam suatu sistem getaran terdiri dari beberapa komponen secara fisik, yaitu massa (m), pegas (k) dan peredam (c) seperti pada Gambar 2.1. secara umum, sebuah sistem getaran termasuk sebagai sarana untuk menyimpan energi potensial (*spring* atau elastisitas), energi kinetik (massa atau inersia), dan energi yang hilang secara bertahap (peredam). Sistem getaran melibatkan transfer energi potensial ke energi kinetik dan energi kinetik ke energi potensial secara bergantian. Jika sistem teredam, maka beberapa energi diserap dalam setiap siklus getaran dan harus diganti oleh gaya eksternal apabila ingin mempertahankan keadaan getaran yang stabil.

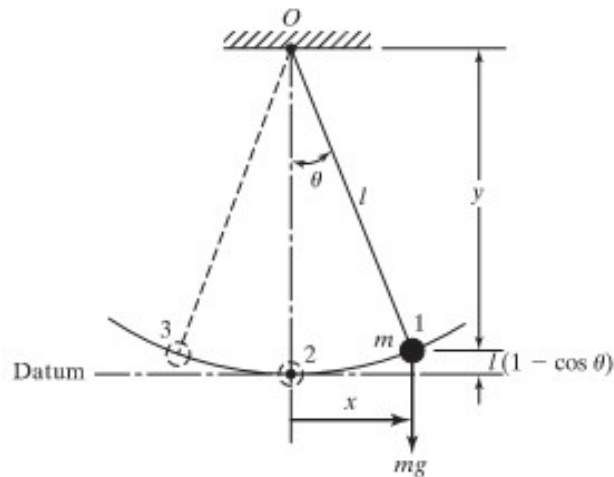


Gambar 2.1 Komponen-komponen sistem getaran

2.1.2 Derajat kebebasan (*Degree of Freedom*)

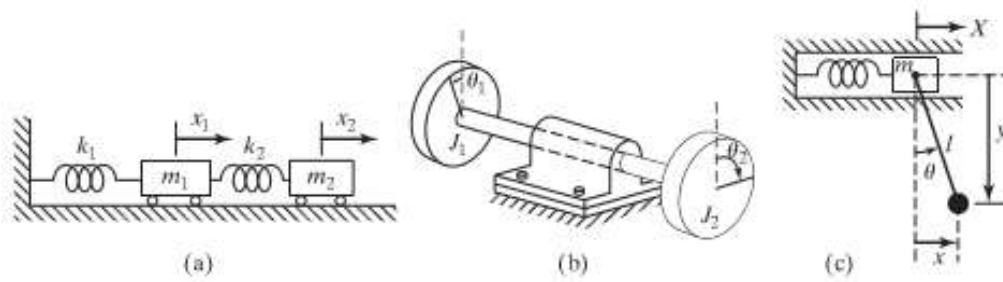
Jumlah minimum koordinat independen yang diperlukan untuk menentukan posisi semua komponen dari sebuah sistem pada sembarang waktu mendefinisikan jumlah derajat kebebasan dari suatu sistem. Pendulum sederhana pada Gambar 2.2

merupakan sebuah sistem satu derajat kebebasan. Gerakan pendulum sederhana dapat dinyatakan baik dalam sudut θ atau koordinat Cartesian x dan y . Jika koordinat x dan y digunakan untuk menggambarkan gerak, diketahui bahwa koordinat ini tidak independen. Koordinat tersebut berhubungan satu sama lain melalui hubungan $x^2 + y^2 = l^2$, dimana l adalah panjang konstan pendulum. Jadi setiap satu koordinat dapat menggambarkan gerak pendulum. Pada contoh ini, memilih θ sebagai koordinat yang independen akan lebih mudah daripada memilih x dan y .



Gambar 2.2 Sistem satu derajat kebebasan (Rao, 2004)

Beberapa contoh dua derajat kebebasan ditunjukkan pada Gambar 2.3. Gambar 2.3 (a) menunjukkan sistem dua massa dan dua pegas yang dijelaskan dengan dua koordinat linear, dan Gambar 2.3 (b) menunjukkan sistem dua rotor yang geraknya dapat ditentukan dalam θ_1 dan θ_2 . Sedangkan pada Gambar 2.3 (c) gerak dari sistem dapat dinyatakan dengan jelas oleh X dan θ atau oleh x, y dan X dengan x dan y memiliki hubungan sebagai $x^2 + y^2 = l^2$, dimana l adalah konstan.



Gambar 2.3 Sistem dua derajat kebebasan (Rao, 2004)

2.2 Klasifikasi Getaran

Getaran dapat diklasifikasikan menjadi beberapa jenis. Berikut ini merupakan beberapa klasifikasi penting dalam getaran.

2.2.1 Getaran bebas dan getaran paksa

Getaran bebas terjadi jika sistem berosilasi karena bekerjanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri dan tidak ada gaya luar yang bekerja. Sistem yang bergetar bebas akan bergetar pada satu atau lebih frekuensi naturalnya, yang merupakan sistem dinamika yang dibentuk oleh distribusi massa dan kekakuannya.

Getaran yang terjadi karena rangsangan gaya luar disebut getaran paksa. Jika rangsangan tersebut berosilasi, maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi rangsangan. Jika frekuensi rangsangan sama dengan salah satu frekuensi natural sistem, maka akan didapat keadaan resonansi, dan osilasi besar yang berbahaya mungkin terjadi. Kerusakan pada struktur besar seperti jembatan, gedung atau sayap pesawat terbang, merupakan kejadian yang disebabkan resonansi. Maka perhitungan frekuensi natural merupakan hal penting dalam getaran (Thomson, 1981).

2.2.2 Getaran tak teredam dan getaran teredam

Jika tidak ada energi yang hilang atau terdisipasi oleh gesekan dan tidak ada tahanan lain selama osilasi, maka getaran ini dikenal dengan getaran tak teredam. Apabila ada energi yang didisipasi oleh gesekan dan tahanan lain, maka getaran ini disebut getaran teredam. Dalam banyak kasus, apabila redamannya sangat kecil, maka dapat diabaikan untuk memudahkan perhitungan frekuensi natural. Namun, perhitungan redaman menjadi sangat penting dalam menganalisis sistem getaran yang mendekati resonansi.

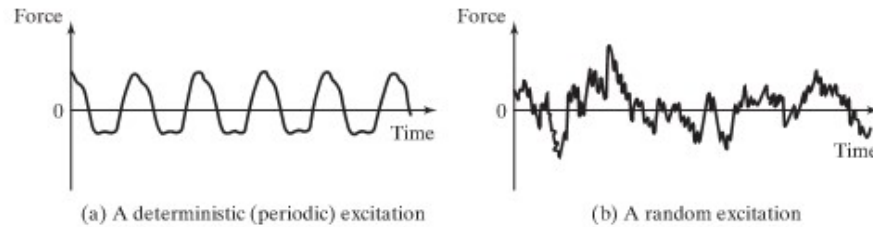
2.2.3 Getaran linier dan getaran non-linier

Jika getaran adalah getaran linier, maka berlaku prinsip superposisi dan analisis menggunakan pemodelan matematika yang dikembangkan dengan baik. Sedangkan untuk non-linier, prinsip superposisi tidak valid dan teknik untuk menganalisisnya kurang dikenal dan sulit digunakan. Tetapi karena semua sistem getaran cenderung berperilaku non-linier seiring dengan meningkatnya amplitudo osilasi, maka pengetahuan tentang getaran nonlinier diperlukan guna menangani *practical vibratory systems*.

2.2.4 Getaran deterministik dan getaran acak

Jika nilai atau besarnya eksitasi yang bekerja pada sistem getaran dapat diukur dan diketahui pada waktu tertentu, maka hal ini disebut deterministik. Getaran yang dihasilkan adalah getaran deterministik. Sebaliknya, apabila nilai eksitasi tidak dapat diprediksi pada waktu tertentu, maka getaran yang dihasilkan adalah getaran acak. Contoh dari eksitasi acak adalah kecepatan angin, kekasaran jalan dan

gerakan tanah saat gempa bumi. Gambar 2.4 menunjukkan contoh dari eksitasi deterministik dan acak (Rao, 2004).



Gambar 2.4 Eksitasi deterministik dan acak (Rao, 2004)

2.3 Respon Getaran Tidak Tereadam yang Tereksitasi Secara Harmonik

Jika sebuah gaya $F(t) = F_0 \cos \omega t$ diberikan pada massa m dari sebuah sistem tak teredam, persamaan geraknya menjadi :

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \dots\dots\dots(1)$$

Solusi homogen dari persamaan di atas yaitu :

$$x_h(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t \dots\dots\dots(2)$$

Dimana $\omega_n = \sqrt{k/m}$ adalah frekuensi natural sistem. Karena gaya eksitasi $F(t)$ adalah harmonik, solusi partikular juga harmonik dan punya frekuensi ω . Maka diasumsikan solusinya yaitu

$$x_p(t) = X \cos \omega t \dots\dots\dots(3)$$

Dimana X adalah konstanta yang menunjukkan amplitudo maksimum dari $x_p(t)$.

Dengan mensubstitusi persamaan (3) ke persamaan (1) maka solusi untuk X adalah

$$X = \frac{F_0}{k - m\omega^2} = \frac{\delta_{st}}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \dots\dots\dots(4)$$

Dimana $\delta_{st} = F_0/k$ defleksi massa dibawah gaya F_0 dan kadang disebut defleksi statis kaena F_0 adalah gaya konstan (statis). Maka solusi persamaan (1) menjadi

$$x(t) = C_1 \cos \omega_n t + C_2 \sin \omega_n t + \frac{F_0}{k - m\omega^2} \cos \omega t \dots\dots\dots(5)$$

Dengan menggunakan kondisi awal $x(t = 0) = x_0$ dan $\dot{x}(t = 0) = \dot{x}_0$, didapatkan

$$C_1 = x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2}; C_2 = \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \dots\dots\dots(6)$$

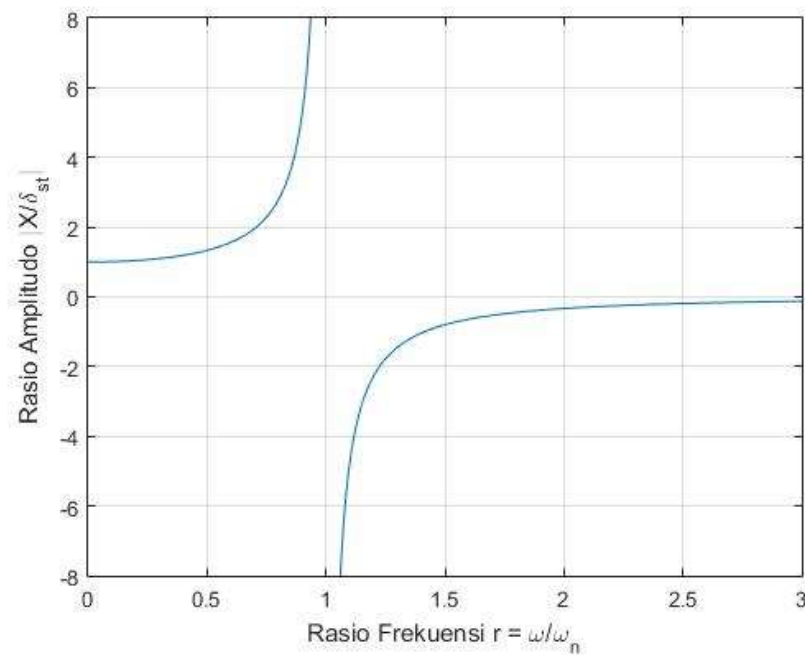
Dengan demikian

$$x(t) = \left(x_0 - \frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cos \omega_n t + \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega_n}\right) \sin \omega_n t + \left(\frac{F_0}{k - m\omega^2}\right) \cos \omega t \dots\dots\dots(7)$$

Amplitudo maksimum X pada persamaan (4) dapat menjadi

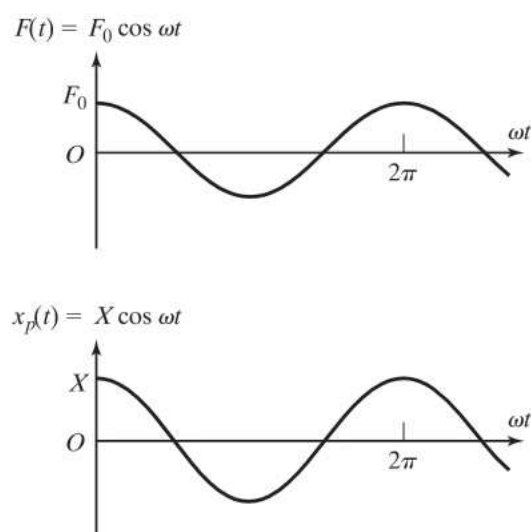
$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \dots\dots\dots(8)$$

Kuantitas X/δ_{st} mewakili rasio dinamis dengan amplitudo statis gerak dan biasanya disebut *magnification faktor*, *amplification faktor* atau amplitudo ratio. Variasi rasio amplitudo, X/δ_{st} , dengan rasio frekuensi $r = \omega/\omega_n$ (Pers. 8) ditunjukkan pada Gambar 2.5. Dari Gambar 2.5, respon dari sistem dapat diidentifikasi menjadi tiga jenis.



Gambar 2.5 *Magnification factor* dari sistem tak teredam

Kasus 1. Ketika $0 < \omega/\omega_n < 1$, penyebut pada persamaan (8) adalah positif dan respon yang diberikan oleh persamaan (3) tidak berubah. Respon harmonik dari sistem $x_p(t)$ dinyatakan dalam fase dengan gaya eksternal seperti ditunjukkan pada Gambar 2.6.



Gambar 2.6 Respon harmonik ketika $0 < \omega/\omega_n < 1$ (Rao, 2004)

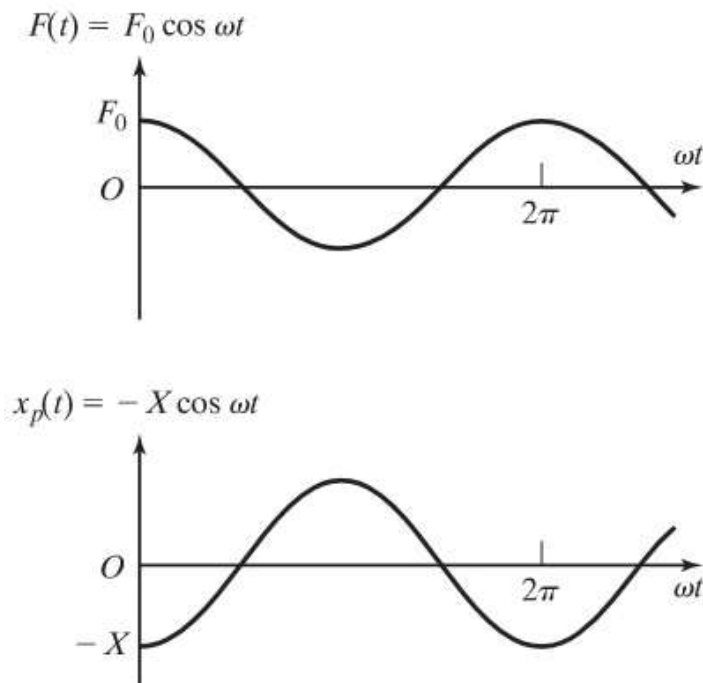
Kasus 2. Ketika $\omega/\omega_n > 1$, penyebut pada persamaan (8) adalah *negative*, dan solusi *steady-state* dapat dinyatakan

$$x_p(t) = -X \cos \omega t \dots\dots\dots(9)$$

Dimana amplitudo gerak X didefinisikan ulang menjadi

$$X = \frac{\delta_{st}}{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1} \dots\dots\dots(10)$$

Variasi $F(t)$ dan $x_p(t)$ dengan waktu ditunjukkan pada Gambar 2.7. Karena $F(t)$ dan $x_p(t)$ memiliki tanda yang berlawanan, respon dikatakan 180° keluar dari fase dengan gaya eksternal. Kemudian, $\omega/\omega_n \rightarrow \infty$, $X \rightarrow 0$. Sehingga respon sistem untuk gaya harmonik dari frekuensi yang sangat tinggi mendekati nol.



Gambar 2.7 Respon harmonik ketika $\omega/\omega_n > 1$ (Rao, 2004)

Kasus 3. Ketika $\omega/\omega_n = 1$, amplitudo X yang diberikan oleh persamaan (8) dan (24) menjadi tidak terhingga. Kondisi dimana frekuensi eksitasi ω sama dengan frekuensi natural sistem ω_n disebut resonansi. Untuk mencari respon dari kondisi ini, maka persamaan (7) menjadi

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \delta_{st} \left(\frac{\cos \omega t - \cos \omega_n t}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right) \dots \dots \dots (11)$$

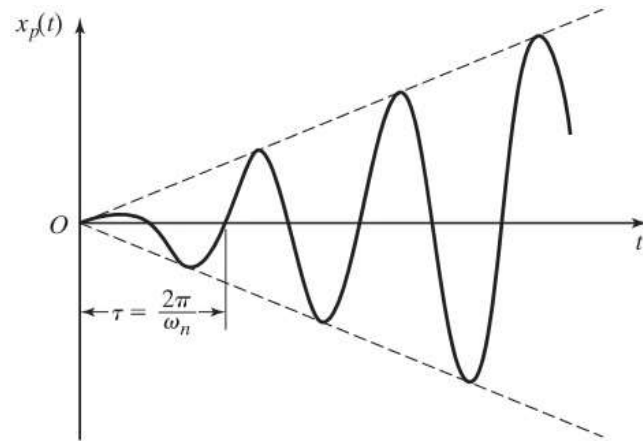
Karena persamaan ini menjadi bentuk tak terhingga untuk $\omega = \omega_n$, diterapkan aturan L'Hospital's untuk evaluasi limit dari keadaan ini :

$$\begin{aligned} \lim_{\omega \rightarrow \omega_n} \left[\frac{\cos \omega t - \cos \omega_n t}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right] &= \lim_{\omega \rightarrow \omega_n} \left[\frac{\frac{d}{d\omega}(\cos \omega t - \cos \omega_n t)}{\frac{d}{d\omega} \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)} \right] = \\ \lim_{\omega \rightarrow \omega_n} \left[\frac{t \sin \omega t}{2 \frac{\omega}{\omega_n^2}} \right] &= \frac{\omega_n t}{2} \sin \omega_n t \dots \dots \dots (12) \end{aligned}$$

Maka respon sistem pada resonansi menjadi

$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{\dot{x}_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \frac{\delta_{st} \omega_n t}{2} \sin \omega_n t \dots \dots \dots (13)$$

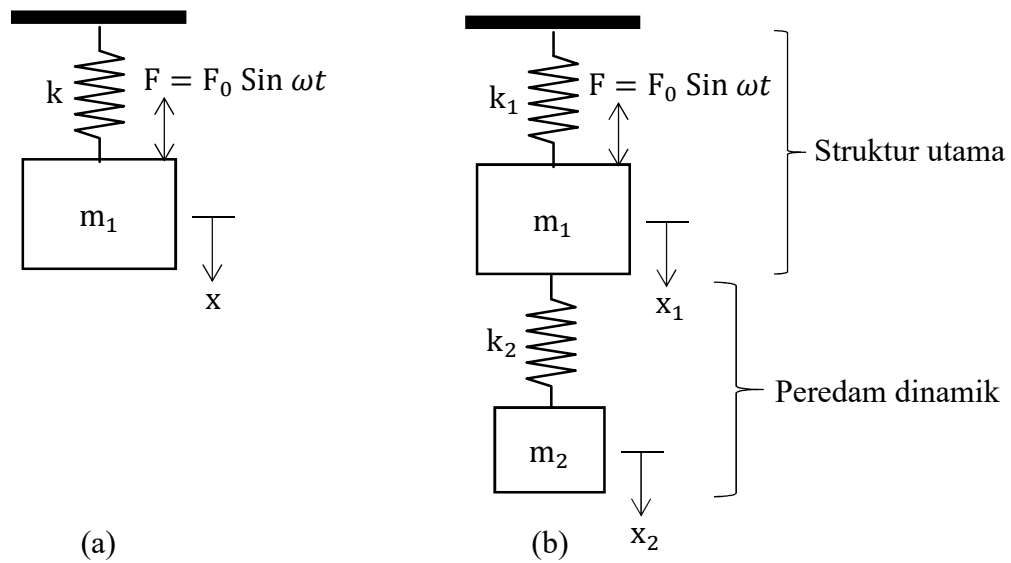
Dapat dilihat dari persamaan (13) bahwa pada resonansi, $x(t)$ meningkat tanpa batas. Keadaan terakhir dari persamaan (13) ditunjukkan pada Gambar 2.8, dimana amplitudo respon meningkat secara linear terhadap waktu (Rao, 2004).



Gambar 2.8 Respon ketika $\omega/\omega_n = 1$ (Rao, 2004)

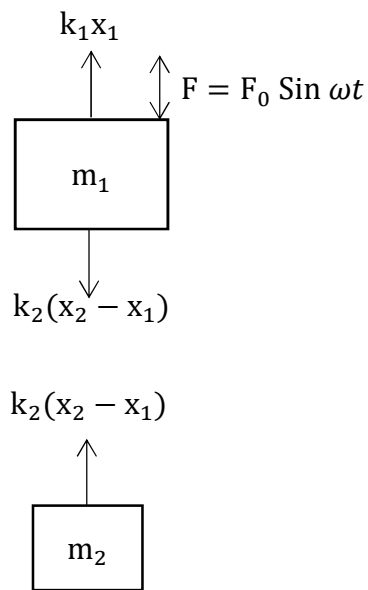
2.4 Peredam Dinamik (*Dynamic Vibration Absorber*)

Peredam dinamik adalah perangkat mekanis yang digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan, sistem peredam dinamik ini terdiri atas massa tambahan dan pegas yang dipasang pada massa utama. Peredam dinamik biasanya digunakan untuk mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, karena peredam dinamik disetel untuk memiliki frekuensi natural yang sama dengan frekuensi operasinya. Peredam dinamik juga dirancang sedemikian rupa sehingga frekuensi alami dari sistem yang dihasilkan jauh dari frekuensi eksitasi.



Gambar 2.9 (a) Sebuah sistem satu derajat kebebasan; (b) sebuah sistem yang dipasang peredam dinamik sederhana

Pada Gambar 2.9 (a), dapat dilihat bahwa sebuah sistem satu derajat kebebasan (1-DOF) terdiri atas massa m_1 dan pegas k_1 bergetar akibat adanya gaya eksitasi $F_0 \sin \omega t$. Jika perpindahan x_1 dari massa m_1 yang terjadi terlalu besar, maka sebuah peredam dinamik yang terdiri dari massa m_2 dan pegas k_2 tambahan dapat dipasang pada struktur utama (Gambar 2.9 (b)) untuk mengurangi respon x_1 sehingga sistem menjadi sistem dua derajat kebebasan (2-DOF). Untuk mengetahui apakah peredam dinamik ini dapat bekerja dengan baik, maka dilakukan perhitungan dengan menuliskan persamaan gerak untuk sistem yang sudah dipasang peredam dinamik (Gambar 2.9 b).



Gambar 2.10 Diagram Benda Bebas (DBB) dari peredam dinamik

Berdasarkan Gambar 2.10, maka persamaan gerak untuk massa m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut.

Massa m_1 :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) = F_0 \sin \omega t$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots(14)$$

Massa m_2 :

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \dots\dots\dots(15)$$

Persamaan (14) dan (15) dalam bentuk matriks menjadi:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \sin \omega t \dots\dots\dots(16)$$

Dimana respon *steady state* dari dua derajat kebebasan diasumsikan sebagai berikut:

$$x_1 = X_1 \sin \omega t \qquad x_2 = X_2 \sin \omega t$$

$$\dot{x}_1 = X_1 \omega \cos \omega t \qquad \dot{x}_2 = X_2 \omega \cos \omega t$$

$$\ddot{x}_1 = -X_1 \omega^2 \sin \omega t \qquad \ddot{x}_2 = -X_2 \omega^2 \sin \omega t$$

Dengan mensubstitusi x_1 dan x_2 maka persamaan (14) dan (15) menjadi:

$$m_1(-X_1 \omega^2 \sin \omega t) + (k_1 + k_2)(X_1 \sin \omega t) - k_2(X_2 \sin \omega t) = F_0 \sin \omega t$$

$$[-m_1 X_1 \omega^2 + (k_1 + k_2)X_1 - k_2 X_2] \sin \omega t = F_0 \sin \omega t$$

$$[-m_1 \omega^2 + (k_1 + k_2)]X_1 - k_2 X_2 = F_0 \dots\dots\dots(17)$$

$$m_2(-X_2 \omega^2 \sin \omega t) - k_2(X_1 \sin \omega t) + k_2(X_2 \sin \omega t) = 0$$

$$[-m_2 X_2 \omega^2 - k_2 X_1 + k_2 X_2] \sin \omega t = 0$$

$$[-m_2 \omega^2 + k_2]X_2 - k_2 X_1 = 0 \dots\dots\dots(18)$$

Persamaan (17) dan (18) dapat disusun dalam bentuk matriks sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} -m_1 \omega^2 + (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & -m_2 \omega^2 + k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 - m_1 \omega^2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - m_2 \omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (19)$$

Dengan menerapkan inverse matriks pada persamaan (19), maka didapatkan:

$$\begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \frac{1}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \begin{bmatrix} (k_2 - m_2 \omega^2)F_0 \\ k_2 F_0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (20)$$

Sehingga didapatkan amplitudo getaran untuk massa m_1 dan m_2 adalah :

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \dots\dots\dots (21)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \dots\dots\dots (22)$$

Dari persamaan (21) amplitudo getaran dari sistem utama X_1 dapat menjadi nol bila pembilangnya dibuat nol, sehingga didapat

$$k_2 - m_2 \omega^2 = 0 \dots\dots\dots (23)$$

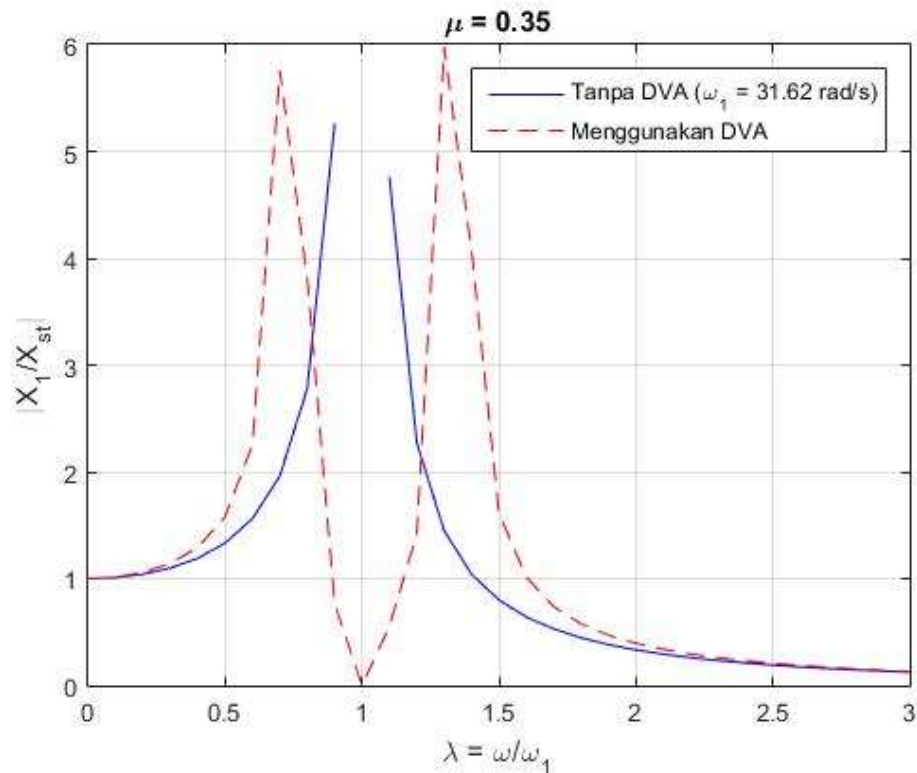
$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \omega_2^2 \dots\dots\dots (24)$$

Dari persamaan (24) diketahui bahwa ketika frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi natural dari peredam, maka amplitudo struktur utama dapat menjadi nol meskipun dieksitasi dengan gaya harmonik. Amplitudo defleksi statis dari sistem utama di bawah beban F_0 adalah $X_{st} = F_0/k_1$. Dengan mengaplikasikan rasio massa ($\mu = \frac{m_2}{m_1}$), frekuensi natural dari struktur utama ($\omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1}$) dan frekuensi natural dari peredam ($\omega_2^2 = \frac{k_2}{m_2}$) ke dalam persamaan (21) dan (22) maka didapatkan

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_2^2}}{\frac{\omega^4}{\omega_1^2 \omega_2^2} - \left[(1+\mu) \frac{\omega^2}{\omega_1^2} + \frac{\omega^2}{\omega_2^2} \right] + 1} \dots\dots\dots (25)$$

$$\frac{X_2}{X_{st}} = \frac{1}{\frac{\omega^4}{\omega_1^2 \omega_2^2} - \left[(1+\mu) \frac{\omega^2}{\omega_1^2} + \frac{\omega^2}{\omega_2^2} \right] + 1} \dots\dots\dots (26)$$

Persamaan (25) dan (26) adalah respon amplitudo dari struktur utama dan peredam sebagai fungsi dari frekuensi eksitasi. Persamaan (25) diselesaikan menggunakan Matlab, dengan data $m_2 = 0.35 \text{ kg}$ dan $m_1 = 1 \text{ kg}$ sehingga rasio massa yang digunakan adalah $\mu = 0.35$ serta kekakuan pegas k_1 dan k_2 adalah 1000 N/m . Grafik yang dihasilkan dari persamaan (25) ditunjukkan pada Gambar 2.11 dimana frekuensi natural sistem sebelum dipasang peredam dinamik yaitu sebesar 31.62 rad/s atau 5.03 Hz (Inman, 2001).



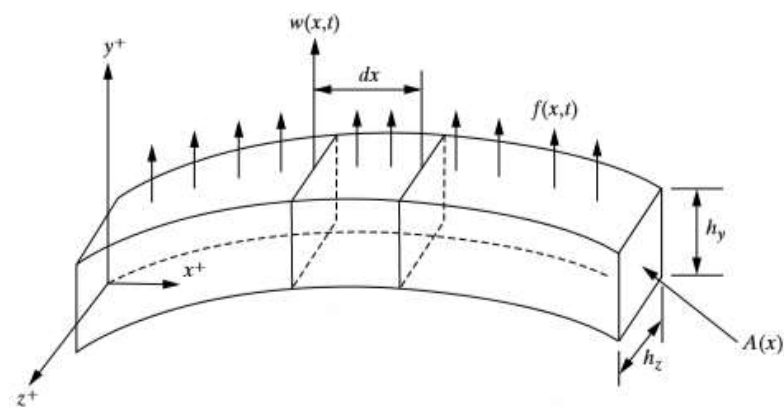
Gambar 2.11 Respon frekuensi dari struktur utama

Dari Gambar 2.11 diketahui bahwa sistem 2-DOF memiliki dua frekuensi resonansi, frekuensi resonansi pertama lebih rendah dari frekuensi resonansi original sistem, dan frekuensi resonansi kedua lebih tinggi dari frekuensi original sistem. Pada frekuensi resonansi pertama, amplitudo yang terjadi lebih kecil dibanding amplitudo frekuensi resonansi kedua, tetapi amplitudo pada frekuensi resonansi original dapat dibuat menjadi nol.

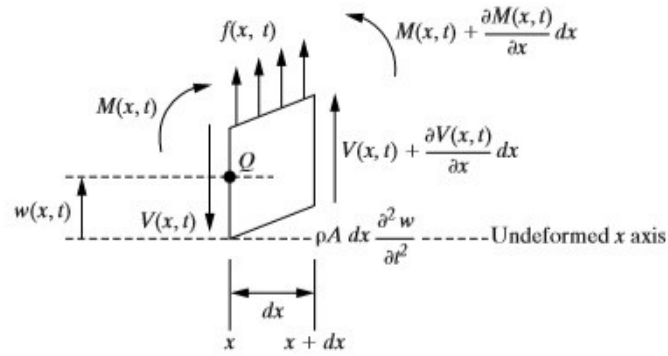
2.5 Euler-Bernoulli *Beam Theory*

Gambar 2.12 dan 2.13 mengilustrasikan sebuah balok dengan getaran transverse. Balok mempunyai panjang L , lebar h_z dan tebal h_y . Momen lentur balok yaitu $M(x, t)$, dimana momen lentur berhubungan dengan defleksi balok atau deformasi lentur $W(x, t)$ sebagai berikut,

$$M(x, t) = EI(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \dots \dots \dots (27)$$



Gambar 2.12 Euler-Bernoulli *beam* sederhana dalam getaran transverse dengan panjang L (Inman, 2001)



Gambar 2.13 Diagram benda bebas (DBB) dari elemen kecil pada balok yang diaplikasikan gaya terdistribusi persatuan panjang $f(x, t)$ (Inman, 2001)

Asumsikan deformasi sangat kecil sehingga deformasi gesernya juga menjadi lebih kecil dari defleksi balok $W(x, t)$ (agar sisi dx tidak menekuk), maka persamaan dalam arah y adalah:

$$\left(V(x, t) + \frac{\partial V(x, t)}{\partial x} dx \right) - V(x, t) + f(x, t) dx = \rho A(x) dx \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} \dots (28)$$

Dimana $V(x, t)$ adalah gaya geser pada ujung sisi kiri elemen dx , $V(x, t) + V_x(x, t) dx$ adalah gaya geser pada ujung kanan elemen dx , $f(x, t)$ adalah total gaya eksternal yang teraplikasi pada elemen persatuan panjang, dan persamaan pada sebelah kanan sama dengan adalah gaya inersia dari elemen. Asumsi deformasi geser yang kecil digunakan dalam persamaan gaya kesetimbangan (28) akan berlaku apabila $L/h_z \geq 10$ dan $L/h_y \geq 10$.

Selanjutnya momen yang berlaku pada elemen dx pada sumbu z melalui titik Q adalah:

$$\left[M(x, t) + \frac{\partial M(x, t)}{\partial x} dx \right] - M(x, t) + \left[V(x, t) + \frac{\partial V(x, t)}{\partial x} dx \right] dx + \left| f(x, t) dx \right| \frac{dx}{2} = 0 \dots\dots\dots(29)$$

Persamaan (29) sama dengan nol karena diasumsikan bahwa inersia putar dari elemen dx diabaikan. Bentuk sederhana dari persamaan (29) adalah:

$$\left[\frac{\partial M(x, t)}{\partial x} + V(x, t) \right] dx + \left[\frac{\partial V(x, t)}{\partial x} + \frac{f(x, t)}{2} \right] (dx)^2 = 0 \dots\dots\dots(30)$$

Karena dx diasumsikan sangat kecil, maka $(dx)^2$ diasumsikan mendekati nol, sehingga:

$$V(x, t) = - \frac{\partial M(x, t)}{\partial x} \dots\dots\dots(31)$$

Persamaan (31) menyatakan bahwa gaya geser sebanding dengan perubahan spasial pada momen lentur. Substitusi persamaan (31) ke persamaan (28),

$$- \frac{\partial^2}{\partial x^2} [M(x, t)] dx + f(x, t) dx = \rho A(x) dx \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} \dots\dots\dots(32)$$

Substitusi persamaan (27) ke persamaan (32) kemudian dibagi dengan dx , maka:

$$\rho A(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \right] = f(x, t) \dots\dots\dots(33)$$

Bila tidak ada gaya eksternal, maka $f(x, t) = 0$ dan jika $EI(x)$ dan $A(x)$ adalah konstan, maka persamaan (33) menjadi:

$$\rho A(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI(x) \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} \right] = 0 \dots\dots\dots(34)$$

Dimana $c = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$, maka persamaan (34) menjadi (Inman, 2001):

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + c^2 \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} = 0 \dots\dots\dots(35)$$

2.5.1 Solusi getaran bebas

Solusi getaran bebas dapat ditentukan dengan metode pemisahan variabel, yaitu terdiri dari dua fungsi (ruang dan waktu),

$$w(x, t) = W(x)T(t) \dots\dots\dots(36)$$

Gunakan persamaan (36) ke persamaan (35):

$$\frac{c^2}{W(x)} \frac{d^4 w(x,t)}{dx^4} = -\frac{1}{T(t)} \frac{d^2 T(t)}{dt^2} = \omega_n^2 \dots\dots\dots(37)$$

Persamaan (37) dapat dituliskan kembali menjadi dua persamaan, yaitu:

$$\frac{c^2}{W(x)} \frac{d^4 w(x,t)}{dx^4} = \omega_n^2 \dots\dots\dots(38)$$

$$-\frac{1}{T(t)} \frac{d^2 T(t)}{dt^2} = \omega_n^2 \dots\dots\dots(39)$$

Persamaan (38) dan (39) menjadi:

$$\frac{d^4 w(x,t)}{dx^4} - \beta^4 W(x) = 0 \dots\dots\dots(40)$$

$$\frac{d^2 T(t)}{dt^2} + \omega_n^2 T(t) = 0 \dots\dots\dots(41)$$

Dimana,

$$\beta^2 = \frac{\omega_n}{c} = \omega_n \sqrt{\frac{\rho A}{EI}} \dots\dots\dots(42)$$

Dari persamaan (42) didapatkan frekuensi natural dari beam, yaitu:

$$\omega_n = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} = (\beta_n l)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A l^4}} \dots\dots\dots(43)$$

Solusi untuk persamaan (41) adalah:

$$T(t) = A \sin \omega t + B \cos \omega t \dots\dots\dots(44)$$

Dimana A dan B adalah konstanta yang dapat ditentukan dari kondisi awal. Solusi untuk persamaan (40) diasumsikan menjadi bentuk eksponensial,

$$W(x) = C e^{sx} \dots\dots\dots(45)$$

Dimana C dan s adalah konstanta. Substitusi persamaan (45) ke persamaan (40), sehingga didapatkan

$$s^4 - \beta^4 = 0 \dots\dots\dots(46)$$

Akar-akar dari persamaan di atas adalah

$$s_{1,2} = \pm \beta \text{ dan } s_{3,4} = \pm i\beta \dots\dots\dots(47)$$

Maka solusi persamaan (40) dapat diekspresikan sebagai:

$$W(x) = A e^{-\beta x} + B e^{\beta x} + C e^{-i\beta x} + D e^{i\beta x} \dots\dots\dots(48)$$

Dimana A, B, C dan D adalah konstanta. Persamaan (48) dapat ditampilkan lebih mudah lagi sebagai:

$$W(x) = A \sin \beta x + B \cos \beta x + C \sinh \beta x + D \cosh \beta x \dots\dots\dots(49)$$

Fungsi $W(x)$ diketahui sebagai ragam normal (*normal mode*) atau fungsi karakteristik dari beam dan ω_n adalah frekuensi natural getaran. Konstanta A, B, C dan D pada persamaan (48) atau (49) serta nilai β pada persamaan (43) dapat ditentukan sesuai dengan kondisi batas (*boundary condition*) dari beam.

Jika frekuensi natural ke- i dinotasikan sebagai ω_i dan ragam normal ke- i adalah $W_i(x)$, total respon getaran bebas dari beam dapat ditemukan dengan menempatkan normal mode sebagai (Rao, 2007):

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} W_i(x) (A_i \sin \omega_i t + B_i \cos \omega_i t) \dots\dots\dots(50)$$

2.5.2 Frekuensi dan modus getar batang kantilever

Bila sebuah batang dijepit pada $x = 0$ dan bebas pada $x = L$, maka batang ini disebut dengan batang kantilever seperti pada Gambar 2.14 (Lalane, 1984).



Gambar 2.14 Batang kantilever

Kondisi batas batang kantilever dinyatakan sebagai berikut:

$$W(0) = 0 \dots\dots\dots(51)$$

$$\frac{dW(0)}{dx} = 0 \dots\dots\dots(52)$$

$$EI \frac{d^2W(L)}{dx^2} = 0 \dots\dots\dots(53)$$

$$EI \frac{d^3W(L)}{dx^3} = 0 \dots\dots\dots(54)$$

Substitusikan persamaan (51) sampai (54) ke dalam persamaan (49) untuk menghasilkan

$$B + D = 0 \dots\dots\dots(55)$$

$$A + C = 0 \dots\dots\dots(56)$$

$$-A \sin \beta L - B \cos \beta L + C \sinh \beta L + D \cosh \beta L = 0 \dots\dots\dots(57)$$

$$-A \cos \beta L + B \sin \beta L + C \cosh \beta L + D \sinh \beta L = 0 \dots\dots\dots(58)$$

Substitusikan persamaan (55) dan (56) ke dalam persamaan (57) dan (58) maka

$$-A(\sin \beta L + \sinh \beta L) - B(\cos \beta L + \cosh \beta L) = 0 \dots\dots\dots(59)$$

$$-A(\cos \beta L + \cosh \beta L) + B(\sin \beta L + \sinh \beta L) = 0 \dots\dots\dots(60)$$

Dari persamaan (58) dan (59) didapatkan persamaan frekuensinya yaitu

$$\cos \beta L \cosh \beta L + 1 = 0 \dots\dots\dots(61)$$

Substitusikan persamaan (55) dan (56) ke dalam persamaan (49):

$$W(x) = A(\sin \beta x - \sinh \beta x) + B(\cos \beta x - \cosh \beta x) \dots \dots \dots (62)$$

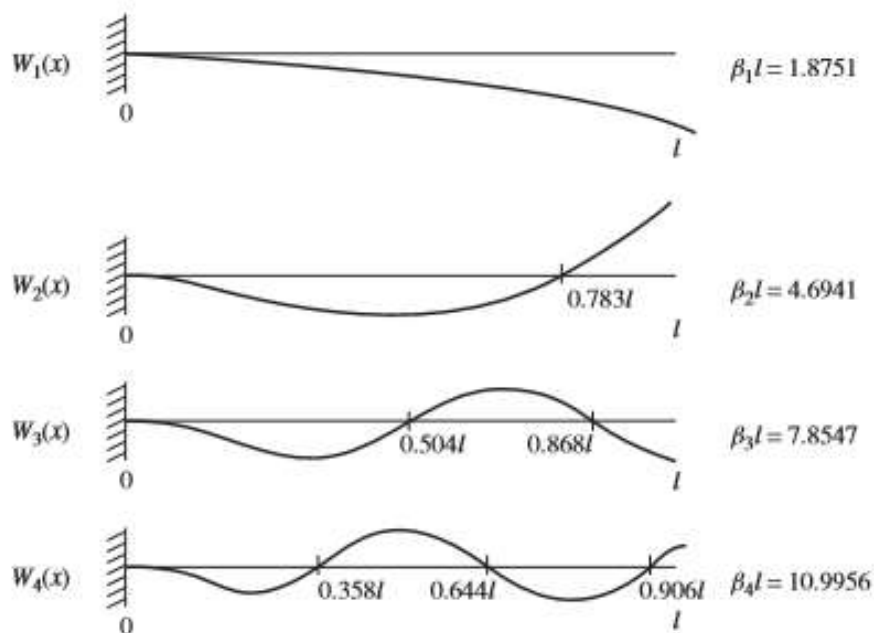
Dari persamaan (59) didapatkan B yaitu:

$$B = -A \frac{(\sin \beta L + \sinh \beta L)}{(\cos \beta L + \cosh \beta L)} \dots \dots \dots (63)$$

Maka modus getar ke-n dapat ditentukan dengan:

$$W_n(x) = (\sin \beta_n x - \sinh \beta_n x) - \frac{(\sin \beta_n L + \sinh \beta_n L)}{(\cos \beta_n L + \cosh \beta_n L)} (\cos \beta_n x - \cosh \beta_n x) \dots \dots \dots (64)$$

Empat frekuensi natural dan modus getar pertama ditunjukkan oleh Gambar 2.15.



Gambar 2.15 Frekuensi natural dan *mode shapes* dari *cantilever beam*. $\omega_n =$

$$(\beta_n l)^2 (EI / \rho A L^4)^{1/2} ; \beta_n l \simeq (2n - 1)\pi / 2 \text{ (Rao, 2007)}$$

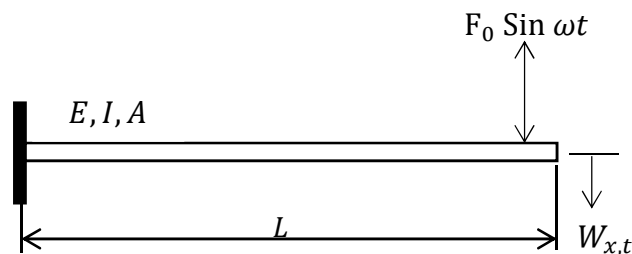
2.6 Metode Energi

Metode energi digunakan untuk mendapatkan persamaan gerak dari batang kantilever dengan mengaplikasikan persamaan Lagrange. Sedangkan frekuensi dan modus untuk sistem kontinyu diselesaikan berdasarkan sub bab 2.5 yaitu mengenai *Euler-Bernoulli beam theory*.

Energi kinetik T dan energi potensial V dari sebuah batang kantilever pada Gambar 2.16 diberikan sebagai berikut (Lalane, 1984):

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \left(\frac{\partial w(x,t)}{\partial t} \right)^2 dx \dots\dots\dots(65)$$

$$V = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right)^2 dx \dots\dots\dots(66)$$



Gambar 2.16 Batang kantilever yang tereksitasi harmonik

Gaya eksitasi harmonik dinyatakan sebagai,

$$Q_y = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots(67)$$

Sedangkan simpangan didekati dengan metode ekspansi modal, sehingga simpangan dinyatakan dalam bentuk,

$$w(x, t) = \sum_{p=1}^m W_p(x) \eta_p(t) \dots\dots\dots(68)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (68) ke dalam persamaan (65) dan (66) diperoleh,

$$T = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \left(\sum_{p=1}^m W_p(x) \dot{\eta}_p(t) \right)^2 dx \dots\dots\dots(69)$$

$$V = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\sum_{p=1}^m W_p''(x) \eta_p(t) \right)^2 dx \dots\dots\dots(70)$$

Kemudian dengan mengaplikasikan persamaan Lagrange, maka diperoleh persamaan gerak dari batang kantilever. Persamaan Lagrange dinyatakan sebagai berikut,

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad i = 1, 2, 3, \dots, N \dots\dots\dots(71)$$

dimana,

$$L = T - V \dots\dots\dots(72)$$

$$L = \frac{1}{2} \int_0^L \rho A \left(\sum_{p=1}^m W_p(x) \dot{\eta}_p(t) \right)^2 dx - \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\sum_{p=1}^m W_p''(x) \eta_p(t) \right)^2 dx \dots\dots\dots(73)$$

Untuk koordinat η_p :

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\eta}_p} = \int_0^L \rho A \sum_{p=1}^m W_p(x) W_p(x) \dot{\eta}_p(t) dx \dots\dots\dots(74)$$

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{\eta}_p} \right] = \int_0^L \rho A \sum_{p=1}^m W_p(x) W_p(x) \ddot{\eta}_p(t) dx \dots\dots\dots(75)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \eta_p} = - \int_0^L E I \sum_{p=1}^m W_p''(x) W_p''(x) \eta_p(t) dx \dots\dots\dots(76)$$

$$Q_\eta = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots(77)$$

Maka persamaan geraknya dapat ditulis sebagai berikut:

$$\begin{aligned} & \int_0^L \rho A \sum_{p=1}^m W_p(x) W_p(x) \ddot{\eta}_p(t) dx + \\ & \int_0^L E I \sum_{p=1}^m W_p''(x) W_p''(x) \eta_p(t) dx = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots(78) \end{aligned}$$

Dengan pemisalan sebagai berikut,

$$\eta_p = H \sin \omega t \dots\dots\dots(79)$$

$$\dot{\eta}_p = \omega H \cos \omega t \dots\dots\dots(80)$$

$$\ddot{\eta}_p = -\omega^2 H \sin \omega t \dots\dots\dots(81)$$

Substitusikan persamaan (79) sampai (81) ke dalam persamaan (78), maka persamaan gerak menjadi:

$$\begin{aligned} & \left[-\omega^2 \int_0^L \rho A \sum_{p=1}^m W_p(x) W_p(x) dx + \right. \\ & \left. \int_0^L E I \sum_{p=1}^m W_p''(x) W_p''(x) dx \right] H \sin \omega t = F_0 \sin \omega t \dots\dots\dots(82) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left[-\omega^2 \int_0^L \rho A \sum_{p=1}^m W_p(x) W_p(x) dx + \right. \\ & \left. \int_0^L E I \sum_{p=1}^m W_p''(x) W_p''(x) dx \right] H = F_0 \dots\dots\dots(83) \end{aligned}$$

Persamaan gerak (83) dalam bentuk matriks adalah:

$$(-\omega^2[M] + [K])H = F_0 \dots\dots\dots(84)$$

dimana,

$$M = \int_0^L \rho A \sum_{p=1}^m W_p(x)W_p(x) dx \dots\dots\dots(85)$$

$$K = \int_0^L EI \sum_{p=1}^m W_p''(x)W_p''(x) dx \dots\dots\dots(86)$$

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

Pada bab ini dijelaskan tentang metodologi yang digunakan dalam Tugas Akhir ini. Secara keseluruhan bagan alir metodologi penelitian ditunjukkan pada Gambar 3.1 dengan penjelasan sebagai berikut.

3.1 Studi Literatur

Studi literatur adalah mencari referensi teori yang berkaitan dan mendukung penyelesaian tugas akhir, dimana pada tugas akhir ini referensinya mengenai teori-teori peredam dinamik. Referensi ini dapat dicari dari beberapa sumber yaitu buku, jurnal, artikel laporan penelitian dan situs-situs di internet. Studi literatur ini bertujuan sebagai dasar teori dalam melakukan studi dan juga menjadi dasar untuk melakukan pemodelan dan simulasi optimasi peredam dinamik.

3.2 Pemodelan Peredam Dinamik

Pada penelitian ini digunakan sebuah struktur batang kantilever sebagai sistem utama yang dipasangkan sebuah peredam dinamik tipe *cantilever beam* yang dihubungkan menggunakan sebuah pegas. Struktur utama mengalami gaya eksitasi ($F_0 \sin \omega t$) sebagai frekuensi gangguan.

3.3 Kaji Analitik

Kaji analitik dilakukan dengan mengkaji teori-teori yang berkaitan dengan peredam dinamik. Teori yang ada berguna untuk menurunkan dan mendapatkan persamaan gerak dan respon frekuensi struktur batang kantilever setelah dipasang peredam dinamik. Untuk mendapatkan persamaan gerak pada penelitian ini digunakan metode energi dalam menurunkan persamaannya.

3.4 Penyusunan Program Komputasi

Untuk mempermudah pemecahan permasalahan pada peredam dinamik, maka dilakukan simulasi menggunakan bantuan bahasa pemrograman memanfaatkan *software* MATLAB R2015a. Input yang dimasukkan adalah data dari sistem utama, geometri dari struktur batang kantilever dan peredam dinamik, sifat material yang digunakan dan posisi pegas. Dalam penyusunan program terdapat beberapa ketetapan yang sudah ditentukan seperti persamaan frekuensi untuk getaran transverse pada batang kantilever dan juga *mode shape* untuk batang kantilever. *Output* dari penyusunan program ini adalah diagram respon fungsi frekuensi struktur utama baik sebelum dipasang peredam dinamik maupun setelah dipasang peredam dinamik.

3.5 Menjalankan Program

Program simulasi yang dibuat dari pemodelan peredam dinamik, dijalankan dengan memasukkan variabel input yang dibutuhkan program. Apakah getaran pada struktur utama dapat diredam dan *output* dari program sesuai dengan referensi yang digunakan, yakni getaran pada struktur utama saat resonansi original dapat diredam

sehingga amplitudo pada keadaan resonansi mendekati atau bahkan menjadi nol. Bila tidak sesuai maka periksa kembali apakah terjadi kesalahan pada kaji analitik atau penyusunan program komputasi. Kemudian apabila kesalahan terletak pada kaji analitik, maka proses pengerjaan tugas akhir kembali ke tahapan kaji analitik, tetapi bila kaji analitik sudah benar, maka dapat langsung kembali ke tahapan penyusunan program.

3.6 Investigasi Efektivitas Peredam Dinamik

Bila *output* sudah sesuai dengan referensi, yakni getaran pada struktur utama saat resonansi original dapat diredam sehingga amplitudo pada keadaan resonansi mendekati atau bahkan menjadi nol, maka selanjutnya dilakukan investigasi efektivitas peredam dinamik dengan memberikan variasi pada berbagai parameter seperti; rasio massa beam, lokasi pegas dan kekakuan pegas.

3.7 Analisis

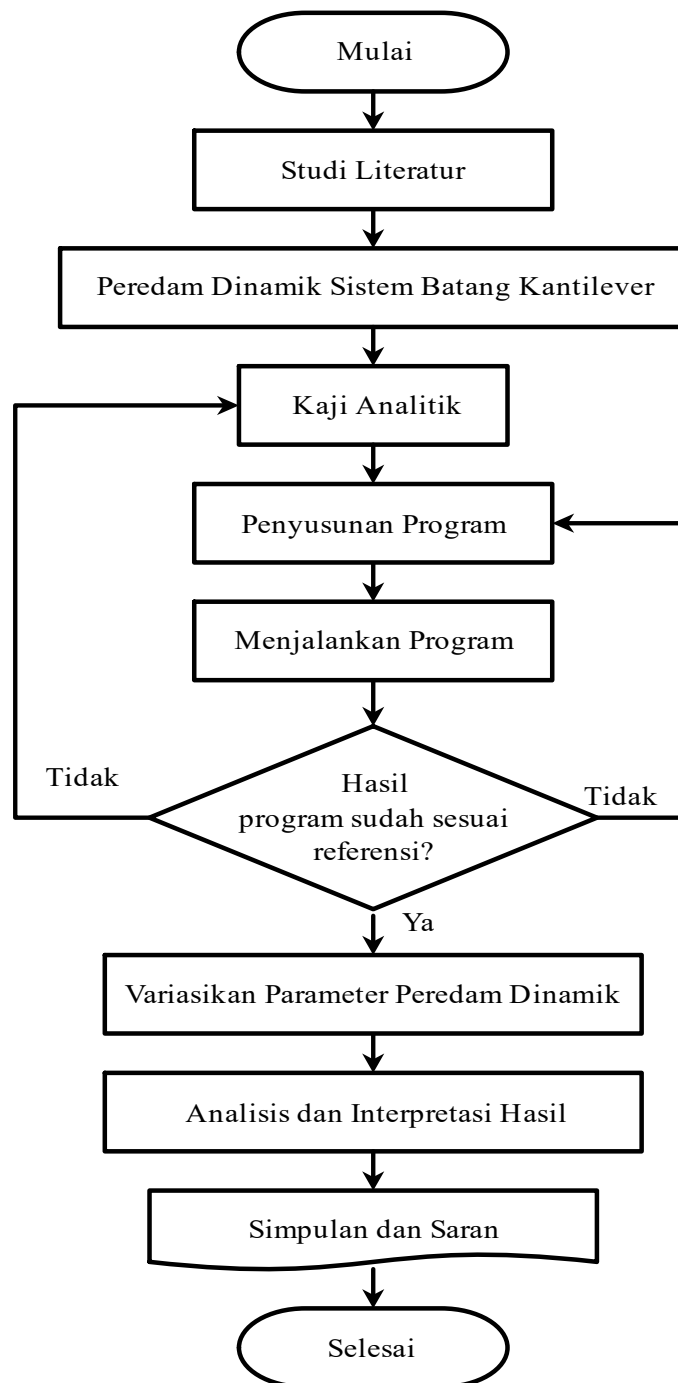
Pada tahap ini dilakukan analisis efektivitas peredam dinamik terhadap parameter seperti; rasio massa beam, lokasi pegas dan kekakuan pegas, serta menentukan parameter yang paling efektif dalam meredam getaran pada struktur batang kantilever.

3.8 Simpulan dan Saran

Langkah terakhir dalam metodologi penelitian ini adalah penarikan kesimpulan yang diperoleh dari hasil simulasi peredam dinamik, dan saran atas apa yang dilakukan selama pengerjaan Tugas Akhir.

3.9 Bagan Alir Penelitian

Penelitian yang dilakukan melewati bagan alir penelitian sesuai dengan Gambar 3.1 berikut ini.



Gambar 3.1 Bagan alir penelitian

BAB V

PENUTUP

5.1 Simpulan

Efek dari parameter struktural seperti rasio massa, kekakuan pegas dan lokasi pegas pada struktur batang kantilever yang dipasang peredam dinamik tipe *cantilever beam* telah diinvestigasi, adapun kesimpulan yang diperoleh yaitu:

1. Peredam dinamik tipe *cantilver beam* yang paling efektif untuk meredam amplitudo pada frekuensi resonansi pertama dapat menggunakan desain peredam dinamik dengan rasio massa $\mu = 0.6$, menempatkan pegas k_2 pada $y^* = \frac{1}{2}L_1$ dan kekakuan pegas k_2 sebesar 930 N/m , dimana amplitudo berhasil diredam hingga 20.37%.
2. Peredam dinamik tipe *cantilver beam* yang paling efektif untuk meredam amplitudo pada frekuensi resonansi kedua dapat menggunakan desain peredam dinamik dengan rasio massa $\mu = 0.4$, menempatkan pegas k_2 pada $y^* = L_1$ dan kekakuan pegas k_2 sebesar 2800 N/m , dimana amplitudo berhasil diredam hingga 24.07%.

5.2 Saran

Adapun saran atas apa yang dilakukan selama pengerjaan Tugas Akhir ini adalah:

1. Untuk mendapat hasil yang lebih efektif dalam meredam getaran pada struktur batang kantilever, dapat dicoba dengan menggunakan peredam dinamik berupa *fix-simply support end* atau *simply support* pada kedua sisinya, atau bisa juga ditambahkan *dashpot* agar lebih efektif menekan amplitudo.
2. Untuk memvalidasi hasil dari simulasi, dapat dilakukan pengujian secara eksperimental terhadap sistem peredam dinamik tipe *cantilever beam*.

DAFTAR KEPUSTAKAAN

Abd, M.Y., Putra, A., Jalil, N.A.A., dan Noorzaei, J., 2012, *Effects of Structural Parameters on the Dynamics of a Beam Structure with a Beam-Type Vibration Absorber*. Advances in Acoustic and Vibration Volume 2012, Article ID 268964, 10 pages. Malaysia.

Inman, D.J., 2001, *Engineering Vibration, 4th Edition*. Pearson Education, Inc. New Jersey.

Lalane, M., Berthier, P., dan Hagopian, J.D., 1984, *Mechanical Vibration for Engineers*. The Universities Press (Belfast) Ltd. Northern Ireland.

Rao, S.S., 2004, *Mechanical Vibration, 5th Edition*. Prentice-Hall. New Jersey.

Rao, S.S., 2007, *Vibration of Continuous Systems*. John Wiley & Sons, Inc. New Jersey.

Ren, M.Z., 2001, *A Variant Design of The Dynamic Vibration Absorber*. Journal of Sound and Vibration 245(4), 762-770. Japan.

Thomson, W.T., 1981, *Theory of Vibration With Applications, 2nd Edition*. Prentice-Hall, Inc. New Jersey.

Zulhendri, H., 2015, *Studi Parameter Sistem Peredam Getaran Dinamik Tipe Dual-beam*. Proceeding Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin XIV. Banjarmasin.