TESIS - TM 142501

ANALISA PENGARUH VARIASI *CONVEYING RATE* DAN *LUFFING ANGLE* TERHADAP RESPON GETARAN MEKANISME PENGGERAK KONVEYOR BOOM PADA STACKER RECLAIMER PLTU PAITON BARU

YANUAR KRISNAHADI
NRP. 2112 204 813

Dosen Pembimbing
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng

PROGRAM MAGISTER
BIDANG STUDI REKAYASA ENERGI
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2014

THESIS – TM 142501

INFLUENCE OF CONVEYING RATE AND LUFFING ANGLE'S VARIATIONS TO VIBRATION RESPONSE ON CONVEYOR DRIVE MECHANISMS OF STACKER RECKALIMER PAITON BARU POWER PLANT

YANUAR KRISNADI
NRP. 2112 204 813

Advisor:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng

MASTER PROGRAMME
FIELD STUDY OF ENERGY ENGINEERING
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2014

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:
YANUAR KRISNAHADI
NRP. 2112 204 813

Tanggal Ujian: 30 Desember 2014
Periode Wisuda: Maret 2015

Disetujui oleh:

1. **Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.** **(Pembimbing)**
   NIP. 197505111999031001

2. **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.** **(Penguji I)**
   NIP. 195106051978031002

3. **Hendro Nurhadi, Dipl., Ing., Ph.D.** **(Penguji II)**
   NIP. 197511202002121002

4. **Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.** **(Penguji III)**
   NIP. 197004121997032003

Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Dr. Ir. Adi Suprijanto, M.T.
NIP. 196404051990021001

INFLUENCE OF CONVEYING RATE AND LUFFING ANGLE'S VARIATIONS TO VIBRATION RESPONSE ON CONVEYOR DRIVE MECHANISMS OF STACKER RECKALIMER PAITON BARU POWER PLANT

By	: Yanuar Krisnahadi
Student identity number	: 2112204813
Supervisor	: Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng

ABSTRACT

Stacker reclaimer (SR) is one of the main equipment in the coal handling system which has a function to lay and arrange in a stockpile, also to take coal from the stockpile to be transferred to the silo through the conveyor. Failure of the stacker reclaimer can cause instability in the process of the coal handling system, with impact on the operation of the SR will decrease the average capacity of 1100 tons of coal handling / hour to 500 tons / hour and increase production costs.

Preventive maintenance and predictive maintenance have been done to maintain high reliability for stacker reclaimer. Predictive maintenance is done by analyzing and comparing the vibrational spectrum of the trend going. Vibration measurements performed periodically during the operation of equipment, then use the data in the initial measurement as a baseline. But the vibration measurement results indicate that the equipment have random trend, so that dificult to analyzed it.

This study was conducted to determine the vibration response of boom conveyor drive system in some variations of operating conditions, through experimentation and simulation of vibration response. Excitation source is assumed to originate from the belt conveyor effective tension, effect of the material handling process with frequency 1.237 Hz. From the measurement of vibration at every point that has been determined that the highest amplitude have frequency 24.5 Hz, which is approaching the conveyor drive motor frequency. While the amplitude of the effectife tension has a smaller value. This signals shows that the boom conveyor's drive mechanism have the others sources of excitation with dominant value that influence the overall RMS amplitude. Simulation with some variations of luffing angle and conveying rate shows that the amplitude response of a higher vibration occurs in the direction of the x-axis (horizontal), while the y-axis (vertical) direction of tend to be smaller. The greater the luffing angle or conveying rate will lead to an increase in the value of the amplitude.

Keywords: Stacker recklaimer, conveyor, dynamic modeling, vibration respon.

ANALISA PENGARUH VARIASI *CONVEYING RATE* DAN *LUFFING ANGLE*TERHADAPRESPON GETARAN MEKANISME PENGGERAK KONVEYOR BOOM PADA STACKER RECLAIMER PLTU PAITON BARU

Nama Mahasiswa : Yanuar Krisnahadi
NRP : 2112204813
Pembimbing : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng

ABSTRAK

Stacker Reclaimer (SR) merupakan salah satu peralatan utama dalam *coal handling system* yang memiliki fungsi untuk meletakkan dan menata batubara di *stockpile/coal yard* juga untuk mengambil batubara dari *stockpile* untuk ditransfer menuju silo melalui jalur *conveyor*.Kerusakan pada Stacker Reclaimer dapat menyebabkan ketidakstabilan dalam proses pada coal handling system. Dengan tidak beroperasinya SR akan berimbas terhadap penurunan kapasitas rata-rata *coal handling* dari 1100 ton/jam menjadi 500 ton/jam dan pembengkakan biaya produksi untuk sewa dan bahan bakar alat berat.

Untuk menjaga *reliability* SR, telah dilakukan pemeliharaan dengan metode *preventive* dan *predictive maintenance*. Salah satu cara dalam *predictive maintenance* yang dilakukan adalah dengan cara menganalisa spektrum vibrasi dan membandingkan *trend* yang terjadi. Pengukuran vibrasi dilakukan secara berkala pada saat peralatan beroperasi, kemudian menggunakan data pada awal pengukuran sebagai *baseline*. Namun hasil pengukuran vibrasi menunjukkan tren yang acak sehingga tidak dapat diketahui kondisi peralatan berdasarkan trennya.

Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui respon getaran pada sistem pengerak *boom conveyor* dalam beberapa variasi kondisi operasi, melalui eksperimen dan simulasi respon getaran. Sumber eksitasi diasumsikan berasal dari tegangan konveyor pada drive pulley akibat dari proses material handling dengan frekuensi 1,237 Hz. Dari hasil pengukuran vibrasi pada setiap titik yang telah ditentukan, didapatkan amplitudo tertinggi terjadi pada frekensi 24,5 Hz, dimana frekuensi tersebut mendekatifrekuensi motor penggerak konveyor. Sedangkan amplitudo akibat tegangan konveyor memiliki nilai lebih kecil dibandingkan dengan frekuensi tersebut. Hal ini menunjukkan pada mekanisme penggerak konveyor boom tersebut terdapat sumber eksitasi lain yang sangat dominan dalam mempengaruhi nilai RMS *overall*. Dari proses simulasi dengan beberapa variasi *luffing angle* dan *conveying rate*, terlihat bahwa amplitudo respon getaran lebih tinggi terjadi pada arah sumbu x (horizontal), sedangkan untuk getaran arah sumbu y (vertikal) cenderung lebih kecil. Semakin besar *luffing angle* ataupun *conveying rate* akan menyebabkan terjadinya kenaikan pada nilai amplitudo.

Kata kunci: *Stacker recklaimer*, *conveyor*, pemodelan sistem dinamis, respon getaran.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT Yang Maha Esa dan atas segala limpahan rahmat, taufik, serta hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Laporan Tesis ini sesuai dengan waktu yang telah direncanakan.

Dalam penulisan Laporan Tesis ini, penulis ingin menyampaikan ucapan terimakasih kepada :

1. Allah SWT dan rosulnya Nabi Muhammad SAW
2. Orang tua, Istri, serta anak tercinta yang telah memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan serta doa restunya.
3. PT. Pembangkitan Jawa Bali Services melalui beasiswa, telah mendukung penulis sehingga mencapai gelar Master.
4. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng selaku dosen pembimbing yang telah menyumbangkan waktu, tenaga serta pikirannya sehingga tesis ini dapat diselesaikan.
5. Bapak dan Ibu dosen penguji tesis yang telah memberikan kritik dan saran demi kesempurnaan tesis ini.
6. Semua Bapak dan Ibu dosen pasca sarjana Teknik Mesin yang telah memberikan ilmu selama kuliah, juga untuk seluruh karyawan pasca sarjana Teknik Mesin atas pelayanannya.
7. Mangemen UBJOM PT PJB Paiton Baru yang telah memberikan ijin dan dukungan dalam melakukan eksperimen pada stacker reclaimernya.
8. Bapak Sigit Pramono, bagian pemeliharaan mesin 2, untuk dukungan data dan informasi teknis.
9. Bagian CBM PLTU Paiton Baru atas bantuannya dalam melakukan pengambilan data vibrasi.
10. Teman-teman keluarga besar pasca sarjana Teknik Mesin Rekayasa Energi.

Akhir kata semoga tesis ini dapat memberikan manfaat bagi kita semua. Penulisan tesis ini masih banyak kekurangan, oleh karena itu segala kritik dan saran untuk pengembangan sangat diharapkan.

Surabaya, Desember 2014

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK i
ABSTRACT ii
KATA PENGANTAR iii
DAFTAR ISI v
DAFTAR GAMBAR ix
DAFTAR TABEL xiii

BAB 1 1
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 4
1.3 Tujuan 4
1.4 Manfaat 4
1.5 Batasan Masalah 5

BAB 2 7
2.1 Penelitian Terdahulu 7
2.2 Teori Penunjang 11
2.2.1 Mekanika Getaran 11
2.2.2 Elemen Getaran 12
2.2.3 Karakteristik Getaran 13
2.2.4 Derajat Kebebasan 17
2.2.5 *Free Body Diagram* 19
2.2.6 Persamaan Gerak 19
2.2.7 *State Variable Equations* 22
2.2.8 Karakteristik Redaman 24
2.3 *Belt Conveyor System* *27*
2.3.1 Bagian-bagian konveyor 27
2.3.2 Perhitungan Effective Tension Dan Daya Pada Belt Conveyor 31
2.4 Simulink Matlab 38
2.5 Standar Pengukuran Vibrasi 39

BAB 3 41
3.1 Metodologi Penelitian 41
3.2 Studi Literatur 43
3.3 Pengumpulan Data Teknis 43
3.4 Pengambilan Data Eksperimen 45
3.5 Pembuatan Model Matematis 47
3.6 Persamaan Gerak Dinamis 49
3.7 Membangun Bklok Diagram 49
3.8 Simulasi Respon Dinamis 49
3.9 Analisa Hasil 49

BAB 4 51
4.1 Variasi dan Titik Pengukuran 51
4.2 Hasil Pengukuran Respon Getaran 52
4.3 Analisa Hasil eksperimen 57

BAB 5 61
5.1 Pemodelan Matematis 61
5.2 Pembuatan Model 61
5.3 Free Body Diagram, Persamaaan Gerak, Dan State Variable 63
5.4 Parameter Pemodelan 69
5.5 Gaya Eksitasi 69
5.6 Hasil Simulasi 72
5.6.1 Respon getaran hasil simnulasi eksitasi impuls 72
5.6.2 Simulasi eksitasi periodik 73
5.6.3 Analisa hasil simulasi 80

BAB 6 83
6.1 Perbandingan Gelombang Respon Getaran 83
6.1.1 Perbandingan respon getaran pada luffing angle 3^0 dan conveying rate 300 t/h. 83
6.1.2 Perbandingan respon getaran pada luffing angle 3^0 dan conveying rate 500 t/h. 85

6.1.3 Perbandingan respon getaran pada luffing angle 4^0 dan conveying rate 300 t/h. 87
6.1.4 Analisa perbandingangrafik hasill eksperimen dan simulasi 89
6.2 Perbandingan RMS Velocity Respon Getaran 90

BAB 7 95
7.1 Kesimpulan.....95
7.2 Saran 95

DAFTAR PUSTAKA 97

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Faktor KY 34
Tabel 2.2 Faktor TP.....34
Tabel 2.3 *Discharge Plow Allowance*.....35
Tabel 2.4 *Skirtboard Friction Factor*, Cs 36
Tabel 2.5 *Wrap Factor*, Cw 37
Tabel 2.6 Batas Nilai pada Pengukuran *Non-rotating Parts*.....40
Tabel 3.1 Spesifikasi Konveyor Boom 41
Tabel 3.2 Spesifikasi Gearbox 41
Tabel 3.3 Spesifikasi Motor.....41
Tabel 4.1 Variasi Eksperimen.....51
Tabel 4.2 Hasil Eksperimen Respon Getaran Pada Frekuenbsi 1,237 Hz 57
Tabel 5.1 Parameter pemodelan.....69
Tabel 5.2 Spesifikasi Teknis Konveyor 70
Tabel 5.3 Faktor-Faktor Dalam Perhitungan 70
Tabel 5.4 Hasil Perhitungan Komponen tegangan Efektif Konveyor 71
Tabel 5.5 Perhitungan Tegangan Efektif 72
Tabel 5.6 RMS Velocity Hasil Simulasi.....80
Tabel 6.1 Perbandingan RMS Velocity Eksperimen, simulasi, dan *effective tension* pada DPIB horizontal.....91
Tabel 6.2 Perbandingan RMS Velocity Eksperimen, simulasi, dan *effective tension* pada DPIB vertikal.....91
Tabel 6.3 Perbandingan RMS Velocity Eksperimen, simulasi, dan *effective tension* pada DPOB horizontal 92
Tabel 6.4 Perbandingan RMS Velocity Eksperimen, simulasi, dan *effective tension* pada DPOB vertikal 92

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 *Flow Chart* Dan Skema Proses *Unloading* 1
Gambar 1.2 *Flow Chart* Dan Skema Proses *loading* 2
Gambar 1.3 *Stacker Recklaimer*.....2
Gambar 1.4 Tren Vibrasi *Outboard Bearing Pulley* Konveyor Boom 3
Gambar 2.1 *Belt Support Interaction* Untuk Model *Moving String* 7
Gambar 2.2 Spektrum Hasil Simulasi.....8
Gambar 2.3 Pengaruh Parameter Beban Terhadap *Diagnostic Feature* 8
Gambar 2.4 *Solid Model Of test Stand*.....9
Gambar 2.5 Skematik Dan Spring Model Dari *Belt Drive System* 10
Gambar 2.6 Perbandingan Hasil Simulasi Dan Eksperimen Saat T*orque Pulse Amplitude* 3 Nm 11
Gambar 2.7 Mekanisme Pegas Dengan Beban Pada Ujungnya.....12
Gambar 2.8 Siklus Getaran 14
Gambar 2.9 Hubungan Fasa, *Displacement, Velocity, Acceleration* 16
Gambar 2.10 Beda Fasa 180^0 17
Gambar 2.11 Sistem 1 DOF (a) Sistem Translasi; (b) Sistem Rotasi 18
Gambar 2.12 Sistem Pegas multi DOF 18
Gambar 2.13 *Free Body Diagram* Dari Sebuah Sistem 1 DOF 19
Gambar 2.14 Sistem Berderajat Kebebasan Tunggal 20
Gambar 2.15 Model Matematis dan *Free Body Diagram*.....21
Gambar 2.16 Sistem Getaran Dengan Redaman Untuk Bermaca-macam Damping Ratio.....25
Gambar 2.17 Contoh Grafik *Critically Damped*.....26
Gambar 2.18 Contoh Grafik *Overdamped*.....26
Gambar 2.19 Contoh Grafik *UnderDamped*.....27
Gambar 2.20 *Belt Conveypr System*.....28
Gambar 2.21 *Carry Idler*.....29
Gambar 2.22 *Impact Idler* 29
Gambar 2.23 *Return Idler* 30
Gambar 2.24 (a) Komponen *Idler*, (b) *Idler* 30
Gambar 2.25 *Pulley*.....31

Gambar 2.26 Grafik KT 33
Gambar 2.27 *Take up Gravity* 39
Gambar 2.28 Contoh Block Diagram Simulink Matlab 40
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian 41
Gambar 3.2 Konveyor Boom dan Penggerak 43
Gambar 3.3 Konveyor Boom dan Penggerak Tampak Atas 44
Gambar 3.4 Penggerak Konveyor Boom 44
Gambar 3.5 Alat Ukur Vibrasi 46
Gambar 3.6 Titik Pengukuran DPOB 46
Gambar 3.7 Titik Pengukuran DPIB 47
Gambar 3.8 Titik Pengukuran Torque Arm 47
Gambar 3.9 SkematikPenggerak Konveyor Boom 48
Gambar 3.10 Model Matematis Penggerak Konveyor Boom 48
Gambar 4.1 *Drive Pulley Inboard Bearing* (DPIB) 51
Gambar 4.2 *Drive Pulley Outboard Bearing* (DPOB) 52
Gambar 4.3 Respon DPIB pada *Luffing angle* 3^0*conveying rate* 300t/h 52
Gambar 4.4 Respon DPOB pada *Luffing angle* 3^0*conveying rate* 300t/h 53
Gambar 4.5 Respon DPIB pada *Luffing angle* 3^0*conveying rate*500t/h 54
Gambar 4.6 Respon DPOB pada *Luffing angle* 3^0*conveying rate*500t/h 54
Gambar 4.7 Respon DPIB pada *Luffing angle*4^0*conveying rate* 300t/h 55
Gambar 4.8 Respon DPOB pada *Luffing angle*4^0*conveying rate* 300t/h 56
Gambar 4.9 Trending Pengukuran *Conveying Rate* Saat Eksperimen 56
Gambar 5.1 Stacker Reclaimer 61
Gambar 5.2 Mekanisme Penggerak Konveyor Boom (pandangan depan) 61
Gambar 5.3 Mekanisme Penggerak Konveyor Boom (pandangan belakang) 62
Gambar 5.4 Mekanisme Penggerak Konveyor Boom (pandangan atas) 62
Gambar 5.5 *Support* Mekanisme Penggerak Konveyor Boom 62
Gambar 5.6 Model Matematis 63
Gambar 5.7 Free Body Diagram Gerak Horizontal 64
Gambar 5.8 Free Body Diagram Gerak Vertikal 66
Gambar 5.9 Block Diagram 68
Gambar 5.10 Respon Getaran Horizontal Hasil Simulasi Impuls 72

Gambar 5.11 Respon Getaran Vertikal Hasil Simulasi Impuls 72
Gambar 5.12 Hasil simulasi respon getaran horizontal CG pada *luffing angle* 3^0 dan *conveying rate* 300 t/h 73
Gambar 5.13 Hasil simulasi respon getaran horizontal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle* 3^0 dan *conveying rate* 300 t/h 74
Gambar 5.14 Hasil simulasi respon getaran horizontal CG pada *luffing angle* 3^0 dan *conveying rate* 500 t/h 74
Gambar 5.15 Hasil simulasi respon getaran horizontal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle* 3^0 dan *conveying rate* 500 t/h 75
Gambar 5.16 Hasil simulasi respon getaran horizontal CG pada *luffing angle* 4^0 dan *conveying rate* 300 t/h 76
Gambar 5.17 Hasil simulasi respon getaran horizontal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle* 4^0 dan *conveying rate* 300 t/h 76
Gambar 5.18 Hasil simulasi respon getaran vertikal CG pada *luffing angle* 3^0 dan *conveying rate* 300 t/h 77
Gambar 5.19 Hasil simulasi respon getaran vertikal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle* 3^0 dan *conveying rate* 300 t/h.....77
Gambar 5.20 Hasil simulasi respon getaran vertikal CG pada *luffing angle* 3^0 dan *conveying rate* 500 t/h 78
Gambar 5.21 Hasil simulasi respon getaran vertikal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle* 3^0 dan *conveying rate* 500 t/h.....79
Gambar 5.22 Hasil simulasi respon getaran vertikal CG pada *luffing angle* 4^0 dan *conveying rate* 300 t/h 79
Gambar 5.23 Hasil simulasi respon getaran vertikal pada DPOB dan DPIB pada *luffing angle* 4^0 dan *conveying rate* 300 t/h.....80
Gambar 6.1 Respon Getaran DPIB horizontal luffing angle 3^0 dan conveying rate 300 t/h 83
Gambar 6.2 Respon Getaran DPIB vertikal luffing angle 3^0 dan conveying rate 300 t/h.....84
Gambar 6.3 Respon Getaran DPOB Horizontal *luffing angle* 3^0 dan *Conveying Rate* 300 t/h 84

Gambar 6.4 Respon Getaran DPOB Vertikal *luffing angle* 3^0 dan *Conveying Rate* 300 t/h 85
Gambar 6.5 Respon Getaran DPIB horizontal luffing angle 3^0 dan conveying rate 500 t/h 85
Gambar 6.6 Respon Getaran DPIB vertikal luffing angle 3^0 dan conveying rate 500 t/h 86
Gambar 6.7 Respon Getaran DPOB Horizontal *luffing angle* 3^0 dan *Conveying Rate* 500 t/h 86
Gambar 6.8 Respon Getaran DPOB Vertikal *luffing angle* 3^0 dan *Conveying Rate* 500 t/h 87
Gambar 6.9 Respon Getaran DPIB horizontal luffing angle 4^0 dan conveying rate 300 t/h 87
Gambar 6.10 Respon Getaran DPIB vertikal luffing angle 4^0 dan conveying rate 300 t/h 88
Gambar 6.11 Respon Getaran DPOB Horizontal *luffing angle*4^0 dan *Conveying Rate* 300 t/h 88
Gambar 6.12 Respon Getaran DPOB Vertikal *luffing angle*4^0 dan *Conveying Rate* 300 t/h 89

DAFTAR PUSTAKA

[1] Abrate, Serge. 1991, Vibrations Of Belts And Belt Drives. *Mech. Mach. Theory,* Vol. 27, hal. 645-659.

[2] Bartelmus, Walter. 2010,Modelling Of Gearbox Dynamics Under Time-Varying Nonstationary Load For Distributed Fault Detection And Diagnosis. *European Journal of Mechanics A/Solids,* Vol.29, hal.637-646.

[3] Budio, Sugeng. 2010. *Dinamika*. Lecture handout: Civil Engineering, Fakultas Teknik Universitas Brawijaya: Malang.

[4] Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2002. *Belt Conveyors for Bulk Materials.* Engineering Conference: United States of America

[5]European Association Of Pump Manufacturers. 2013. *Pump Vibration Standards Guidelines*. Europump.

[6] M. Musselman dan D. Djurdjanovic. 2012. Tension monitoring in a belt-driven automated material handling system.*CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, Vol. 5, hal67–76.

[7] Frederick, Close. 1995. *Modeling and Analysis of Dynamic System*. John Wiley & Sons: USA.

[8] Kelly, S Graham. 2000. *Fundamental of Mechanical Vibrations*. McGraw-Hill International Editions.: Ohio, USA

[9] Rao, Singiresu S. 2004. *Mechanical Vibration*. Prentice Hall PTR: Singapore.

[10] Selezneva, Aleksandra. 2007. *Modeling and Synthesis of Tracking Control for the Belt Drive System*, Mechanical Engineering Project, Lappeenranta University of Technology: Finland.

[11] Ghalamchi,Behnam, dkk. 2013, Simple and Versatile Dynamic Model of Spherical Roller Bearing. *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2013, hal. 13.

RIWAYAT PENULIS

YANUAR KRISNAHADI, di lahirkan pada 1 Januari 1983 di Malang, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Memulai pendidikan formal di SDN Sumber Kedawung III Probolinggo, melanjutkan ke SMP Taruna Dra. Zulaeha, dan menamatkan sekolah SMA Negeri I Probolinggo pada tahun2001. Kemudian melanjutkan kuliah di Universitas Brawijaya di FakultasTeknik jurusan teknik mesin lulus pada tahun 2008. Melanjutkan studi ke program Pascasarjana melalui program beasiswa PT. PJBS di Teknik Mesin FTI-ITS bidang studi Rekayasa Energi. Memiliki ketertarikan pada bidang energi, terutama aplikasinya terhadap dunia industri. Menyelesaikan jenjang pendidikan Program Pasacasarjana Prodi S2 pada tahun 2014 dengan Tesis yang berjudul "ANALISA PENGARUH VARIASI *CONVEYING RATE* DAN *LUFFING ANGLE* TERHADAP RESPON GETARAN MEKANISME PENGGERAK KONVEYOR BOOM PADA STACKER RECLAIMER PLTU PAITON BARU".

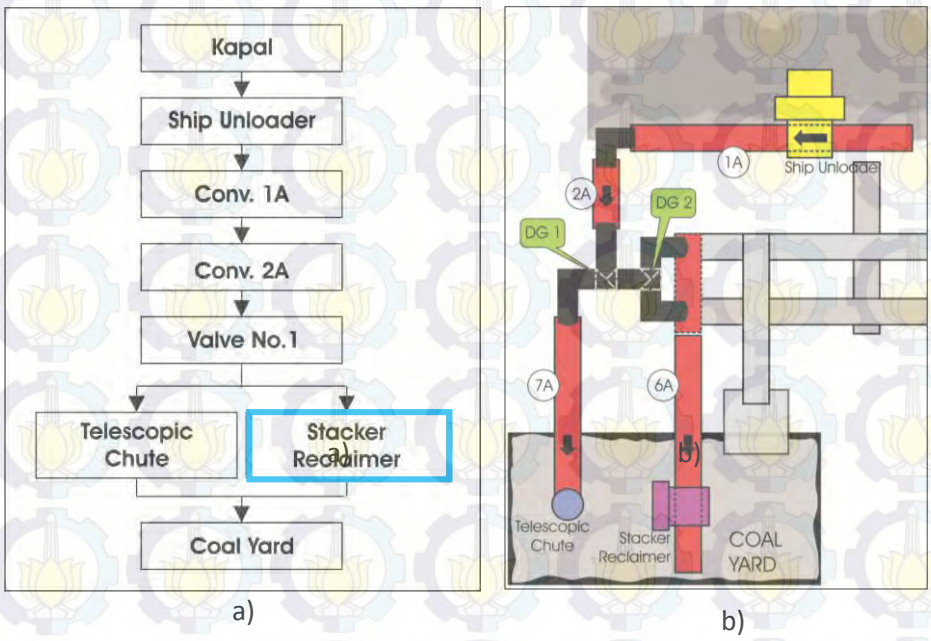
Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email *y_krisnahadi@yahoo.com*

BAB 1
PENDAHULUAN

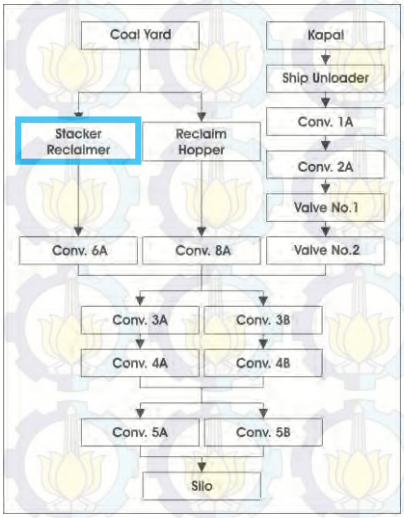
1.1 Latar Belakang

PLTU Paiton Baru merupakan salah satu dari beberapa pembangkit listrik dalam proyek percepatan dan diversifikasi energi PPDE 10 MW yang dibangun di pulau Jawa. Pembangkit ini terletak di berlokasi di desa Binor, kecamatan Paiton, kabupaten Probolinggo, Jawa Timur, tepatnya di komplek PLTU Paiton yang sudah ada (*existing*). PLTU Paiton Baru memiliki kapasitas 1 x 660 MW dengan bahan bakar batubara kalori rendah. Oleh karena itu, untuk menjamin kelancaran proses produksi perlu didukung oleh sistem penyimpanan dan suplai batubara (*coal handling system*) yang handal.

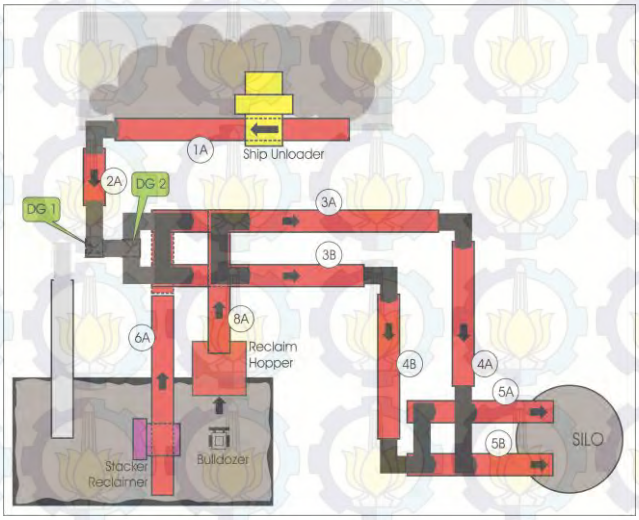
Coal handling system memiliki duaproses, yaitu: proses *loading*, dan *unloading*. Pada gambar 1.1 dan 1.2 dapat dilihat skema kedua proses tersebut. Proses *unloading* merupakan proses transfer batubara dari tongkang menuju *stockpile* untuk disimpan. Sedangkan proses *loading* adalah proses pengisian batubara di *coal bunker*, batubara bisa berasal dari *stockpile* maupun tongkang.



Gambar 1.1 a) Flow chart, b) Skema proses Unloading



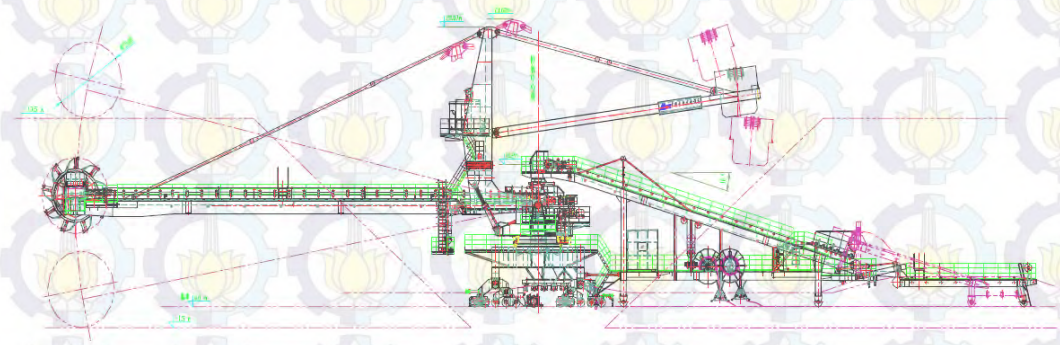
a)



b)

Gambar 1.2 a) Flow chart, b) Skema proses loading.

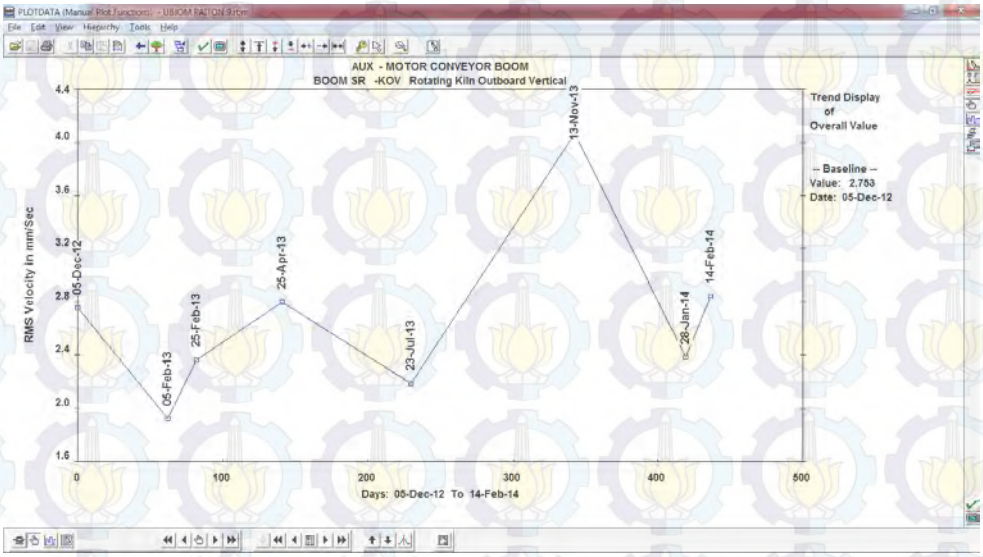
Stacker Reclaimer (SR) merupakan salah satu peralatan utama dalam coal handling system yang memiliki fungsi untuk meletakkan dan menata batubara di *stockpile/coal yard* juga untuk mengambil batubara dari *stockpile* untuk ditransfer menuju silo melalui jalur *conveyor*. Pada saat berporasi, SR dapat mengatur kapasitas laju aliran batubara sesuai kebutuhan, juga dapat mengatur sudut lengan boom untuk menyesuaikan dengan ketinggian batubara pada *stockpile*. Kerusakan pada Stacker Reclaimer dapat menyebabkan ketidakstabilan dalam proses pada *coal handling system*. Dengan tidak beroperasinya SR akan berimbas terhadap penurunan kapasitas rata-rata *coal handling* dari 1100 ton/jam menjadi 500 ton/jam dan pembengkakan biaya produksi untuk sewa dan bahan bakar solar alat berat.



Gambar 1.3 Stacker Reclaimer

Untuk menjamin keandalan Stacker Reclaimer, PLTU Paiton Baru menerapkan metode *preventive maintenance* (PM) dan *predictive maintenance* (PdM). Salah satu cara dalam predictive maintenance yang dilakukan yaitu dengan cara menganalisa spektrum vibrasi dan membandingkan *trend* yang terjadi. Pengukuran vibrasi dilakukan secara berkala pada saat peralatan beroperasi, kemudian menggunakan data pada awal pengukuran sebagai *baseline*.

Gambar 1.4 menunjukkan tren hasil pengukuran vibrasi SR, pada mekanisme konveyor boom, yang telah dilakukan sejak pertama kali dijalankan hingga awal 2014. Pada gambar tersebut terlihat bahwa tren vibrasi yang terbentuk bersifat acak terhadap *baseline*-nya dengan nilai fluktuasi yang cukup tinggi. Fluktuasi yang tinggi dalam pengukuran akan menyebabkan kesulitan dalam menganalisa kondisi peralatan.



Gambar 1.4 Tren vibrasi *outboard bearingpulley* konveyor boom Stacker Reclaimer.

Vibrasi yang terlalu tinggi pada mesin dapat menyebabkan berkurangnya *life time* komponen-komponen yang ada pada mesin tersebut seperti: *bearing*, *gear*, poros, dan lain-lain. Selain itu, vibrasi juga dapat menyebabkan peningkatan konsumsi energi pada motor penggerak akibat *losses* yang tinggi pada sistem transmisinya.

Berdasarkan latar belakang tersebut, maka diperlukan sebuah simulasi/pemodelan untuk mengetahui respon dinamis pada sistem *boom*

conveyor dalam beberapa variasi kondisi operasi. Selain variasi kondisi operasi, pada penelitian ini juga memasukkan variabel *support* pada pondasi sistem penggerak *conveyor* dalam pemodelan, sehingga dapat diamati interaksi antara gaya eksitasi dan kestabilan sistem tersebut. Hasil pemodelan yang didapatkan bisa digunakan untuk mengetahui karakteristik respon vibrasi pada beban dan sudut elevasi yang berbeda.

1.2 Rumusan masalah

Dengan melihat latar belakang yang ada, maka pada penelitian ini dapat dibuat rumusan masalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh variasi *conveying rate* terhadap respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer.
2. Bagaimana pengaruh variasi *luffing angle* terhadap respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer.

1.3 Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer dengan variasi *conveying rate*.
2. Mengetahui respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer dengan variasi *luffing angle*.

1.4 Manfaat

Berdasarkan tujuan yang ada pada penelitian ini, maka manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah :

1. Memberikan informasi respon getaran sistem penggerak konveyor boom pada stacker reclaimer dengan beberapa variasi beban.
2. Memberikan informasi respon dinamis sistem konveyor boom pada stacker reclaimer dengan beberapa sudut kemiringan konveyor.
3. Memberikan referensi bagi bagian *predictive maintenance* PT. PJB UBJOM Paiton Baru dalam pemilihan *baseline* vibrasi pada mekanisme konveyor boom.

4. Memberikan informasi bagi operator *coal handling system* dalam memprediksi kondisi *stacker reclaimer* untuk kondisi operasi tertentu.

1.5 Batasan Masalah

Batasan masalah dari penelitian ini adalah:

1. Mesin yang digunakan adalah *stacker reclaimer* (SR) pada PT. PJB UBJOM Paiton Baru.
2. Pemodelan hanya dilakukan pada sistem penggerak konveyor boom saja.
3. Titik yang menjadi pengamatan adalah *outboard bearing drive pulley* (DPOB), dan *inboard bearing drive pulley* (DPIB).
4. Eksitasi hanya disebabkan oleh tegangan *belt conveyor*.
5. Tidak memodelkan dan menganalisa respon getaran pada sumbu z karena gaya eksitasi yang dipilih tidak bergerak pada arah sumbu z.
6. Respon getaran yang dimati adalah *velocity*.
7. Tidak membahas kerangka struktur konveyor boom.
8. Tidak memperhitungkan akibat dari ketidaksesuaian *assembly* dan cacat pada komponen *stacker reclaimer*..
9. Mode operasi yang diamati adalah *reclaiming*.

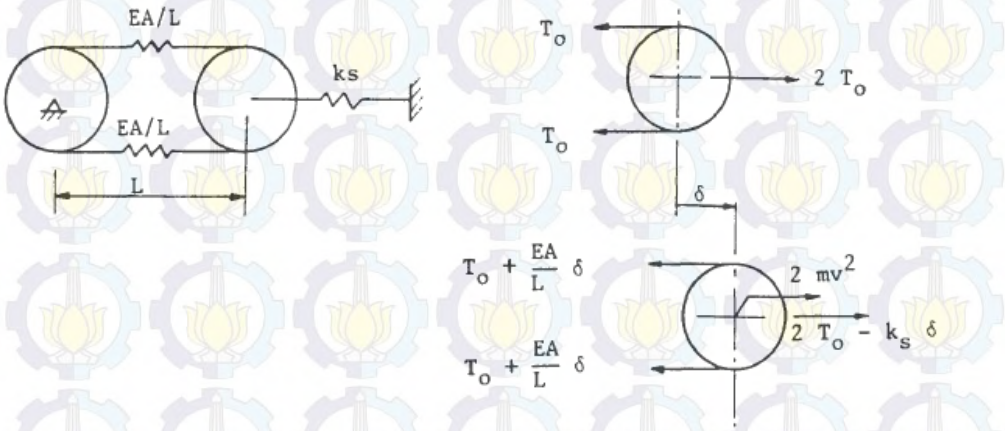
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 2
TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Kajian Pustaka dari Penelitian Terdahulu

Serge Abrate pada tahun 1992 melakukan review terhadap *state of the art* dalam menganalisa vibrasi pada *power transmission belts*. Pada saat beroperasi suatu *power transmission belt* dapat bergerak secara aksial, transversal, dan torsional. Vibrasi yang terjadi dipengaruhi oleh beberapa faktor yang kompleks. Faktor tersebut meliputi: *initial tension, transport velocity, bending rigidity, support flexibility, displacements,* serta *belt* dan *pulley imperfections.*

Untuk vibrasi transversal, belt dapat dimodelkan sebagai *moving string* atau *sebagai moving beam* tergantung pada parameter *bending rigidity, initial tension* dan *span length.* Pada model *moving string*, efek *bending rigidity* pada *belt* dapat diabaikan apabila pengaruhnya kecil. Apabila belt memiliki *initial tension* yang menyebabkan defleksi pada *support system*, maka *belt velocity* akan meberikan efek tambahan tension. Interaksi antara belt dan support diilustrasikan seperti pada gambar 2.1.

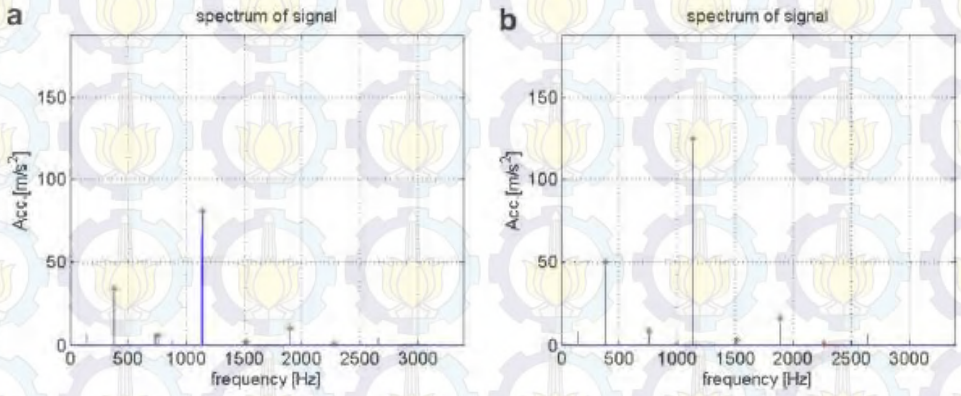


Gambar 2.1 *Belt-support interaction* untuk model *moving string*. [2]

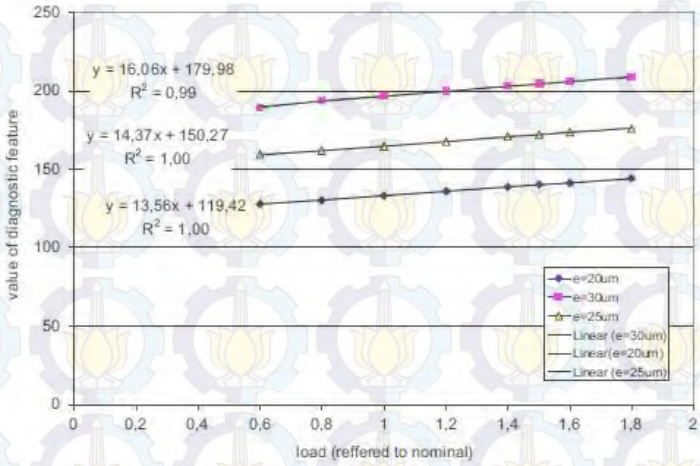
Terkait dengan *belt conveyor*, Walter Bartelmus, dkk (2010) melakuan pemodelan dinamis gearbox penggerak belt konveyor dengan beberapa variasi *non stationary load* untuk mendeteksi *distributed fault*. Dalam penelitian ini dilakukan simulasi dan verifikasi melalui pengukuran langsung terhadap

equipment. Pemodelan dilakukan pada dua model gearbox (*fixed-axis two-stage gearbox* dan *planetary gearbox*) pada sistem mekanis *belt conveyor* dan *bucket wheel excavator*.

Hasil dari pemodelan dan verifikasi menunjukkan bahwa *original transmission error* merupakan fungsi dari perubahan technical condition dan variasi beban. Pada gambar 2.2 dapat dilihat bahwa semakin tinggi nilai amplitudo eror maka akan meningkatkan nilai respon getaran dan amplitudo pada *gear mesh frequency*. Untuk *energy based parameters*, nilai RMS atau penjumlahan *arithmetic* amplitude dari *spectral gearmesh components* digunakan sebagai *diagnostic features*. Hasil simulasi menunjukkan bahwa ada hubungan erat antara *load values,* perubahan kondisi operasi dan *diagnostic features* yang dihasilkan, seperti terlihat pada gambar 2.3. Pemahaman terhadap hubungan-hubungan ini akan menjadi kunci dalam pelaksanaan *condition monitoring.*



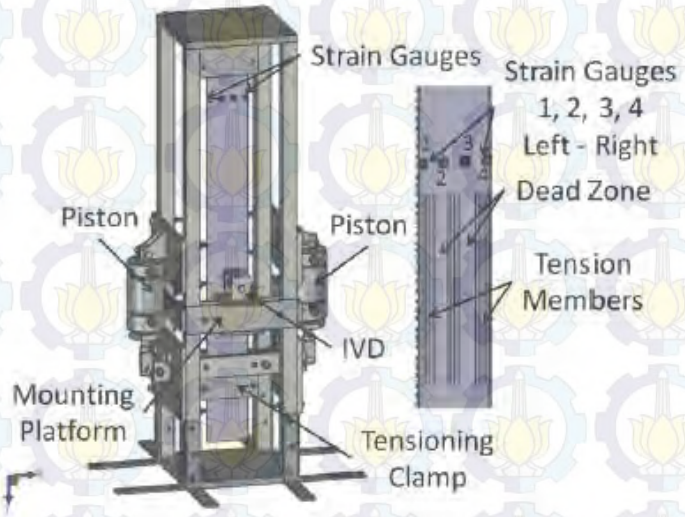
Gambar 2.2 Spektrum hasil simulasi untuk a) e = 20 µm; b) e = 30 µm. [1]



Gambar 2.3 Pengaruh parameter beban terhadap *diagnostic feature.* [1]

Namun dalam penelitian yang dilakukan oleh Walter Bartelmus hanya sebatas pada vibrasi torsional saja, fokus kajian terutama pada roda gigi gearbox. Dalam penelitian tersebut belum mengamati interaksi antara perubahan *technical condition* dan variasi beban terhadap getaran arah translasi.

Penentuan gaya eksitasi merupakan hal yang penting didalam pemodelan respon dinamik, sehingga diperlukan pemahaman terhadap perilaku *belt* dalam kondisi desain tertentu. M. Musselman, dkk (2011) melakukan penelitian *tension monitoring in a belt-driven automated material handling system*. Penelitian tersebut bertujuan untuk mempelajari gerakan dinamis pada *belt*. Penelitian dilakukan dengan cara memberikan gaya eksitasi untuk menyebabkan *belt vibrations* pada *material handling system*, kemudian dilakukan pengukuran vibrasi pada belt dengan menggunakan *strain gauge*. Personal komputer digunakan untuk merekam response yang dihasilkan setiap *strain gauge* juga mengatur *firing time* dan durasi eksitasi oleh IVD, seperti terlihat pada gambar 2.4.

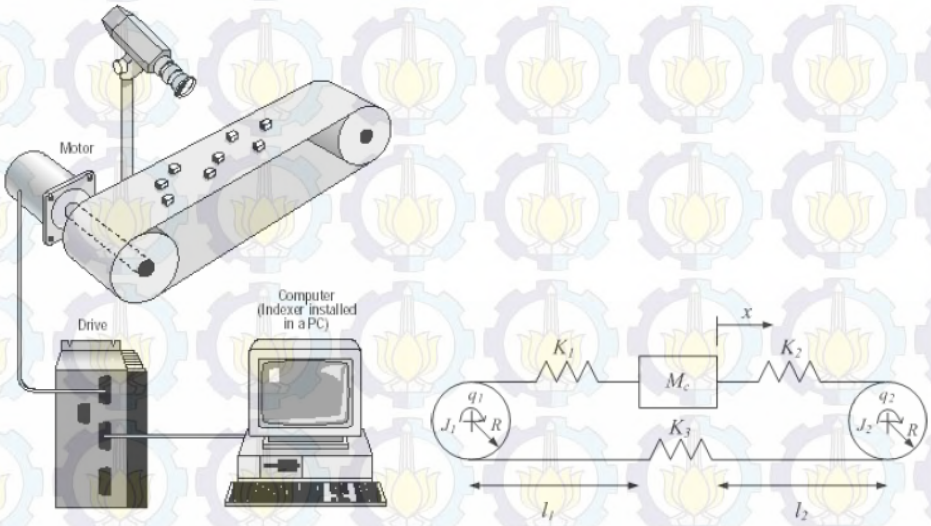


Gambar 2.4 Solid model of test stand. [3]

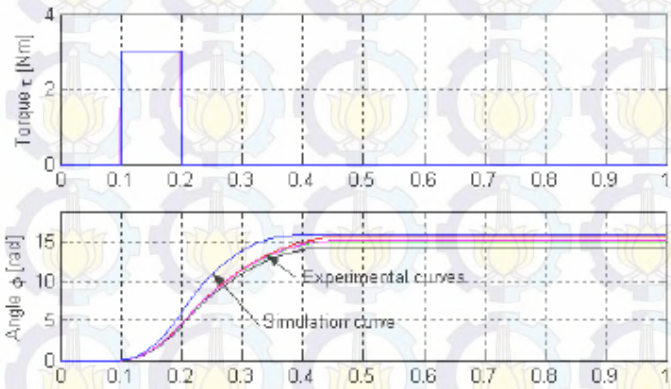
Hasil analisa ANOVA *sensitivity* menunjukkan bahwa vibrasi transversal pada belt sangat sensitif terhadap perubahan *belt length, belt tension, belt misalignment,* dan *excitation location*. Hasil eksperimen ini relevan digunakan pada jenis *flat belt* dan *timing belt.*

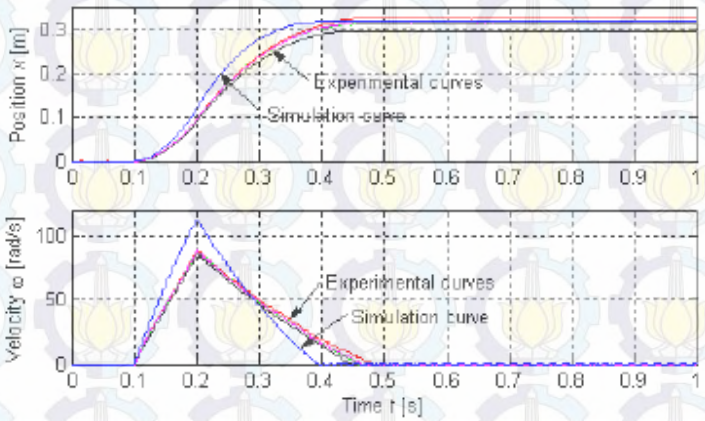
Setelah mendapatkan hasil simulasi, maka validasi sangat diperlukan untuk mengevaluasi keakuratan simulasi tersebut. Aleksandra Selezneva (2007) melakukan pemodelan *linear belt-drive system* dan mendesain *position control.* Pada penelitiannya, Aleksandra menganalisa fenomena friksi dan *position dependent elasticity* pada belt dengan membangun persamaan gerak sebagai *mass-spring.* Untuk menjalankan simulasinya digunakan simulink pada matlab.

Validasi dilakukan dengan membandingkan hasil simulasi dengan pengukuran saat eksperimen. Gambar 2.6 menunjukkan perbandingan hasil simulasi dan eksperimen yang dilakukan. Dari hasil perbandingan menunjukkan kurva yang terbentuk memiliki bentuk dan nilai yang identik untuk posisi angular pulley dan posisi cart pada *high levels* sinyal referensi.



Gambar 2.5 skematik dan spring model dari *belt drive system*. [4]





Gambar 2.6 Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen saat *torque pulse amplitude* 3 Nm. [4]

Dari hasil pembahasan penelitian-penelitian tersebut, maka dapat kita simpulkan bahwa untuk memodelkan gerak dinamis sebuah *belt* dapat dilakukan dengan metode *moving string* atau *moving beam*. Kondisi desain dan operasi *conveyor system* akan sangat berpengaruh terhadap gerak dinamis *belt* dan respon getaran yang dihasilkan oleh mekanisme transmisi penggeraknya, dimana kapasitas beban *(load)* merupakan salah satu hal dominan sebagai sumber eksitasi. Sedangkan untuk melakukan validasi terhadap hasil simulasi dapat dilakukan dengan cara membandingkan hasil simulasi dengan respon getaran yang didapat melalui pengukuran langsung pada peralatan, dengan parameter desain dan operasi yang sama. Namun pada penelitian-penelitian tersebut belum mengamati respon getaran yang terjadi dalam arah translasi pada bantalan-bantalan penumpu poros. Selain itu juga belum dilakukan analisa respon getarasn akibat interaksi antara *belt tension* yang disebabkan oleh variasi beban operasi terhadap kondisi pondasi mekanisme penggeraknya. Sehingga kondisi ini membuka peluang untuk melakukan penelitian terhadap hal-hal yang belum diamati tersebut.

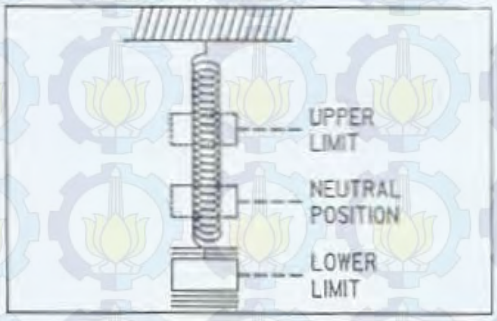
2.2 Teori Penunjang

2.2.1 Mekanika Getaran

Getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangannya. Untuk menjelaskan getaran, dapat diilustrasikan sebagai mekanisme pegas yang diberi massa pada ujungnya seperti pada Gambar 2.7. Setiap komponen mekanik memiliki berat dan properties yang

menyerupai pegas. Secara umum getaran dapat dikelompokkan mencadi dua, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas terjadi jika sistem berosilasi karena bekerjanya gaya yang ada dalam sistem itu sendiri atau tidak ada gaya luar yang bekerja. Sistem yang bergetar bebas akan bergetar pada satu atau lebih frekuensi naturalnya

Getaran yang terjadi karena pengaruh gaya luar disebut getaran paksa. Jika gaya tersebut berosilasi, maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi eksitasinya. Jika frekuensi eksitasi sama dengan frekuensi natural maka akan terjadi resonansi pada sistem.



Gambar 2.7 Mekanisme Pegas dengan Beban pada Ujungnya.

Semua sistem yang bergetar mengalami redaman sampai derajat tertentu karena energi terdisipasi oleh gesekan dan tahanan lain. Jika redaman kecil maka pengaruhnya sangat kecil pada frekuensi natural, dan perhitungan frekuensi natural biasanya dilakukan atas dasar tidak ada redaman.

2.2.2 Elemen Getaran

Semua mesin memiliki tiga komponen dasar yang digabungkan untuk menentukan bagaimana mesin akan bereaksi terhadap gaya yang menyebabkan getaran tersebut, seperti halnya sistem massa-pegas. Tiga komponen dasar tersebut adalah massa (m), kekakuan (k), dan redaman (c).

Komponen-komponen ini merupakan karakteristik yang tidak dapat dipisahkan pada suatu mesin atau struktur yang akan menahan atau melawan getaran.

a. Massa

Massa mewakili inersia benda untuk tetap pada kondisi awal. Suatu gaya mencoba untuk membawa perubahan pada kondisi awal yang ditahan oleh massa. Massa ini diukur dalam kg.

b. Kekakuan

Kekakuan adalah gaya yang dibutuhkan untuk membuat struktur menjadi terdefleksi dengan jarak tertentu. Pengukuran gaya yang dibutuhkan untuk memperoleh defleksi disebut kekakuan. Satuan dari kekakuan adalah N/m.

c. Peredam

Peredam: suatu gaya yang diatur pada bagian struktur ke dalam gerakan atau struktur yang mekanismenya tidak dapat dipisahkan untuk memperlambat gerakan (kecepatan).Karakteristik ini untuk mengurangi percepatan gerakan yang disebut dengan peredam yang diukur dengan N/(m/s).

Sebagaimana yang telah disebutkan sebelumnya, efek yang dikombinasikan untuk mengendalikan efek gaya dalam kaitannya dengan massa, kekakuan dan redaman, menentukan bagaimana suatu sistem akan bereaksi terhadap gaya luar yang diberikan.

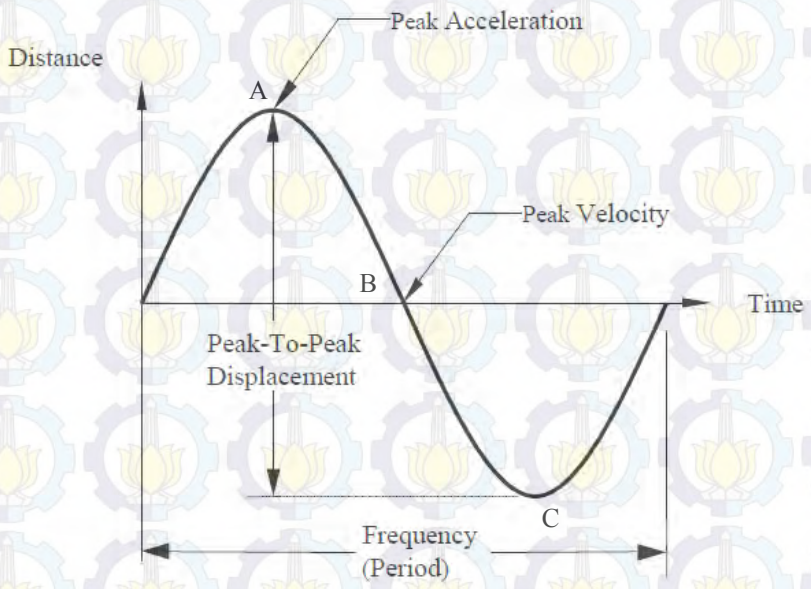
2.2.3 Karakteristik Getaran

Kondisi suatu mesin dan masalah-masalah mekanik yang terjadi dapat diketahui dengan mengukur karakteristik getaran pada mesin tersebut. Karakteristik- karakteristik getaran yang penting antara lain adalah :

a. Frekuensi Getaran
b. Perpindahan Getaran *(Vibration Displacement)*
c. Kecepatan Getaran *(Vibration Velocity)*
d. Percepatan Getaran *(Vibration Acceleration)*
e. Fasa Getaran

Dengan mengacu pada gerakan pegas, kita dapat mempelajari karakteristik suatu getaran dengan memetakan gerakan dari pegas tersebut terhadap fungsi waktu. Gerakan massa-pegas dari posisi netral ke batas atas dan kembali lagi ke posisi netral dan dilanjutkan ke batas bawah, dan kembali lagi ke

posisi netral, disebut satu siklus getaran (satu periode) seperti ditunjukkan pada Gambar 2.8.



Gambr 2.8 Siklus getaran. [3]

a) Frekuensi Getaran

Gerakan periodik atau getaran selalu berhubungan dengan frekuensi yang menyatakanbanyaknya gerakan bolak-balik (satu siklus penuh) tiap satuan waktu. Hubungan antara frekuensidan perioda suatu getaran dapat dinyatakan dengan rumus sederhana:

$$f = \frac{1}{T} \tag{2.1}$$

Sedangkan hubungan kecepatan sudut dengan frekuensi adalah:

$$\omega - 2\pi f - \frac{2\pi}{T} \tag{2.2}$$

dimana:

f = frekuensi (Hertz)

T = perioda (sekon)

ω = kecepatan sudut (rad/s)

π = 3.14

Frekuensi bisa dinyatakan dalam CPS (cycles per second) atau Hertz dan putaran dinyatakan dalam revolution per minute (RPM). Frekuensi

dibedakan menjadi dua yaitu frekuensi aktif dan frekuensi pasif. Frekuensi ini dibedakan berdasarkan respons terhadap gangguan yang diberikan pada sistem.

Pada frekuensi aktif, nilai frekuensi akan muncul sebanding dengan gaya gangguan yang diberikan. Gangguan dapat diartiakan sebagai kecepatan rotasi pada sistem. Artinya, nilai frekuensi aktif akan muncul sebanding dengan kecepatan rotasi yang diberikan. Berbeda halnya dengan frekuensi pasif. Frekuensi pasif merupakan frekuensi pribadi dari sistem. Frekuensi pasif ini memiliki nilai frekuensi tertentu berdasarkan massa dan kekakuan suatu struktur.

b) Perpindahan, Kecepatan dan Percepatan Getaran

Berdasarkan Gambar 2.8, jarak yang ditempuh dari suatu puncak A ke puncak yang lain C disebut perpindahan dari puncak ke puncak (peak to peak displacement). Perpindahan tersebut pada umumnya dinyatakan dalam satuan mikron (μm) atau mils. 1 μm = 0.001 mm, 1 mils = 0.001 inch.

Karena getaran merupakan suatu gerakan, maka getaran tersebut pasti mempunyai kecepatan. Pada gerak periodik (getaran) seperti pada Gambar 2.10; kecepatan maksimum terjadi pada titik B (posisi netral) sedangkan kecepatan minimum (v =0) terjadi pada titik A dan titik C. Kecepatan getaran ini biasanya dalam satuan mm/det (peak). Karena kecepatan ini selalu berubah secara sinusoidal, maka seringkali digunakan pula satuan mm/sec (rms). nilai peak = 1,414 x nilai rms.

Karakteristik getaran lain dan juga penting adalah percepatan. Pada gambar 2.10, dititik A atau C kecepatan getaran adalah nol tetapi pada bagian-bagian tersebut akan mengalami percepatan yang maksimum. Sedang pada titik B (netral) percepatan getaran adalah nol. Secara teknis percepatan adalah laju perubahan dari kecepatan. Percepatan getaran disebabkan oleh gaya gravitasi pada permukaan bumi.

Ketiga karakteristik getaran tersebut memiliki hubungan satu dengan yang lainnya. Hubungan dari ketiganya dapat di tampilkan dalam suatu persamaan matematis. Pada persamaan ini hanya digunakan untuk getaran

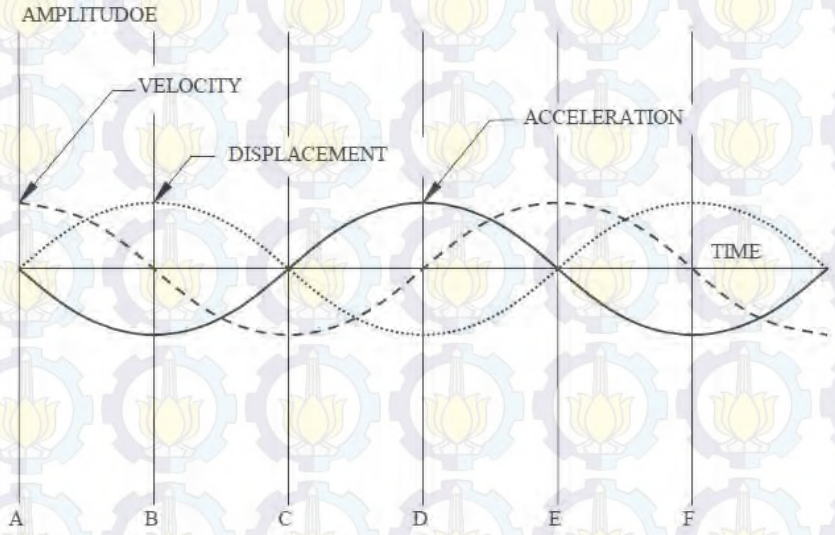
untuk frekuensi tunggal dimana $\omega = 2\pi f$, dan A adalah amplitudo getaran dan f adalah frekuensi dengan satuan Hertz.

Displacement $= A\sin(2\pi ft)$ (2.3)

Velocity $= 2\pi fA\cos(2\pi ft)$ (2.4)

Acceleration $= -(2\pi f)2A\sin(2\pi ft)$ (2.5)

Persamaan 2.3, 2.4, dan 2.5. dapat diilustrasikan dalam bentuk kurva-kurva sinusoidal yang mana ketiganya memiliki hubungan fasa. Hubungan fasa tersebut dapat ditunjukkan pada Gambar 2.9.



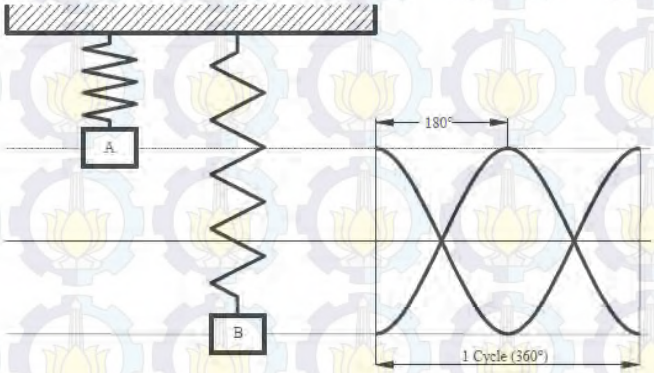
Gambar 2.9 Hubungan fasa, *displacement, velocity, acceleration.* [3]

c) Fasa Getaran

Pengukuran fasa getaran memberikan informasi untuk menentukan bagaimana suatu bagian bergetar relatif terhadap bagian yang lain, atau untuk menentukan posisi suatu bagian yang bergetar pada suatu saat, terhadap suatu referensi atau terhadap bagian lain yang bergetar dengan frekuensi yang sama.

Pada Gambar 2.10. dapat kita lihat contoh sederhana dua buah sistem massa-pegas yang bergetar dengan frekuensi dan displacement yang sama. Sistem massa-pegas A berada pada posisi batas atas dan sistem massa-pegas B pada waktu yang sama berada pada batas bawah. Kita dapat menggunakan fasa untuk menyatakan perbandingan tersebut. Dengan memetakan gerakan

kedua sistem massapegas tersebut pada satu siklus penuh, kita dapat melihat bahwa titik puncak displacement kedua bandul tersebut terpisah dengan sudut 180° (satu siklus penuh = 360°). Oleh karena itu kita dapat mengatakan bahwa kedua bandul tersebut bergetar dengan beda fasa 180.



Gambar 2.10 Beda fasa 180°. [3]

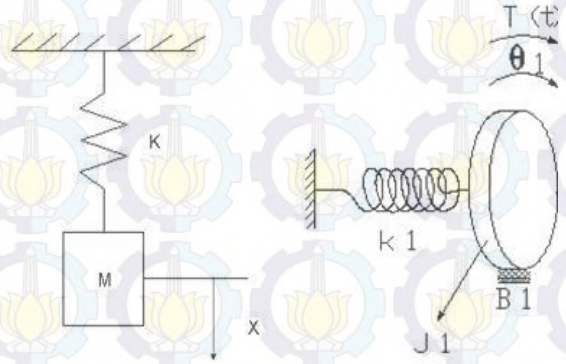
2.2.4 Derajat Kebebasan

Sistem yang bergetar memiliki gerakan pada arah atau koordinat tertentu secara berulang-ulang. Beberapa sistem terkadang memiliki arah getaran yang bermacam-macam sehingga koordinat yang dimiliknya pun lebih dari satu. Banyaknya koordinat dari gerakan getaran inilah yang disebut sebagai derajat kebebasan.

a) Sistem satu derajat-kebebasan

Apabila sebuah sistem hanya dapat bergerak dalam satu kejadian, atau apabila hanya satu koordinat bebas yang dibutuhkan untuk menunjukkan kedudukan massa sistem dalam ruang secara lengkap, maka sistem tersebut disebut sebagai sistem dengan satu derajat kebebasan.

Pada sistem massa-pegas seperti terlihat pada Gambar 2.11 (a) di bawah ini, apabila massa *m* dibatasi bergerak secara tegak maka hanya satu koordinat , *x (t)* , yang dibutuhkan untuk mendefinisikan kedudukan massa pada waktu tertentu dari kedudukan statis. Berarti sistem tersebut memiliki satu derajat kebebasan. Begitu juga pada Gambar 2.11 (b) dimana massa inersia piringan dibatasi bergerak pada satu koordinat $\theta(t)$.

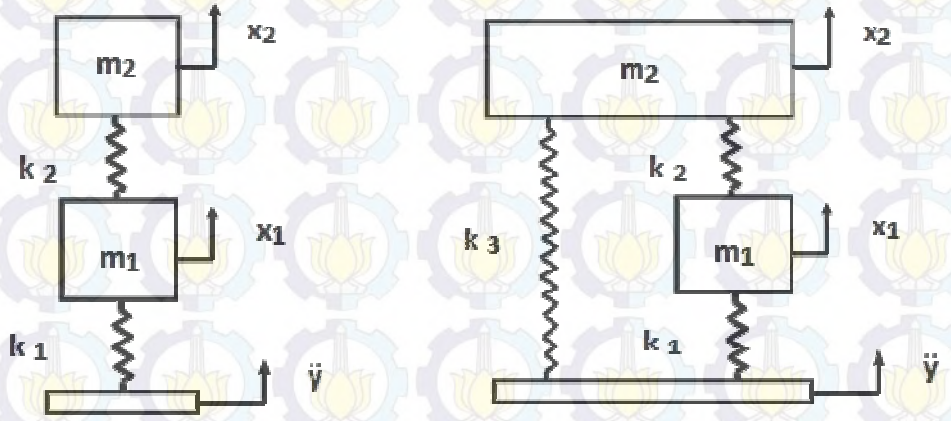


(a) (b)

Gambar 2.11 Sistem 1 DOF (a) Sistem Translasi; (b) Sistem Rotasi. [9]

b) Sistem multi derajat kebebasan

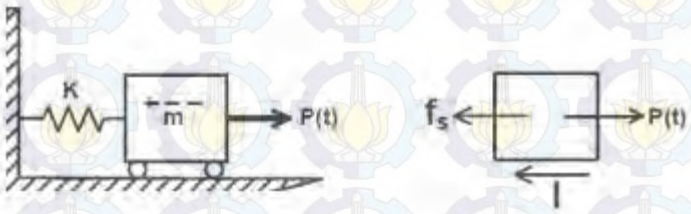
Sistem multi derajat kebebasan adalah sistem yang membutuhkan dua atau lebih koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya.Dalam sistem massa pegas seperti terlihat pada Gambar 2.12, bila gerakan massa m secara vertikal dibatasi paling sedikit dibutuhkan satu koordinat x untuk menentukan kedudukan massa pada berbagai waktu. Berarti sistem membutuhkan dua buah koordinat bersama-bersama untuk menentukan kedudukan massa yaitu kedudukan massa akibat gerak translasi x(t) dan kedudukan massa akibat gerak rotasi pada titik beratnya θ(t). Sistem yang seperti ini dinamakan sistem dua-derajat- kebebasan. Sistem yang dimaksud bisa dilihat pada Gambar 2.3.



Gambar 2.12 Sistem Pegas multi DOF.

2.2.5 *Free Body Diagram*

Salah satu aspek yang penting dalam analisis dinamis adalah menggambarsebuah diagram free body dari sistem yang memungkinkan penulisan besaranmatematik dari sistem tersebut. Free Body Diagram (FBD) adalah suatu sketsadari benda yang dipisahkan dari benda lainnya, dimana semua gaya luar padabenda terlihat jelas. Sebagai contoh dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 2.13 Free Body Diagram dari sebuah sistem 1 DOF. [3]

Dari gambar free body diagram diatas, menunjukan bahwa massa m yang dipindahkan dengan adanya gaya luar sebesar P(t), dan memberikan gaya pegas sebesar Fs=ky serta gaya inersia I.

2.2.6 Persamaan Gerak (Equation of Motion)

Pada bagian ini persamaan gerakan dari beberapa model lumped parameterakan diturunkan dengan menggunakan hukum Newton atau yang ekivalen,metode gaya D'Alembert.

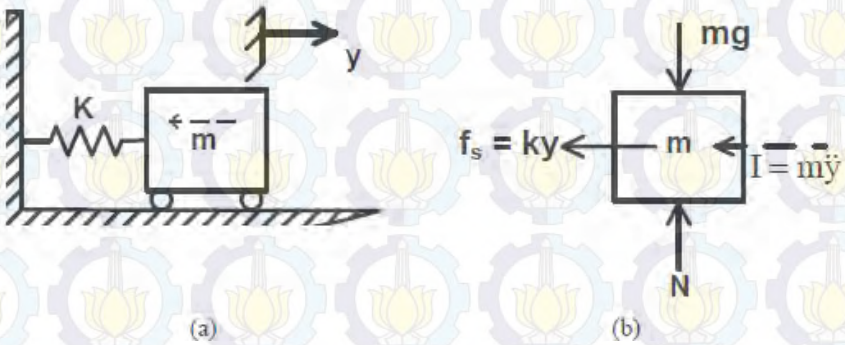
a. Hukum Newton

Hukum newton digunakan untuk menentukan gerak pada sebuah sistem, baik berupa perpindahan atau kecepatan, suatu massa m pada saat t dengan kondisi awal saat t = 0. Hubungan antara perpindahan dan waktu diberikan oleh Hukum Newton Kedua untuk gerak yang ditulis pada persamaan 2.6, dimana F adalah resultangaya yang bekerja pada partikel massa m dan a adalah resultan percepatan.Persamaan diatas merupakan persamaan vektor yang dapat ditulis dalam bentukekivalen, dalam besaran komponennya menurut sumbu koordinat.

$$\sum F_x = ma_x;\ \sum F_y = ma_y \sum F_z = ma_z \qquad (2.6)$$

b. Prinsip D'Alembert

Alternatif pendekatan untuk mendapatkan persamaan gerak adalah penggunaan Prinsip D'Alembert yang menyatakan bahwa sebuah sistem dapat dibuat dalam keadaan keseimbangan dinamis dengan menambahkan sebuah gaya fiktif pada gaya-gaya luar yang disebut sebagai gaya inersia.



Gambar 2.14. Sistem berderajat kebebasan tunggal, (a) model matematis dan (b) *free body diagram*. [3]

Penggunaan Prinsip D'Alembert memungkinkan pemakaian persamaan keseimbangan untuk mendapatkan persamaan gerak. Pada gambar *free body diagram* diatas dapat dilihat bahwa jumlah gaya-gaya pada arah y memberikan persamaan

$$\sum H = 0$$

$$f_s + I = 0$$

$$m\ddot{y} + ky = 0 \qquad (2.7)$$

Dengan: y = simpangan

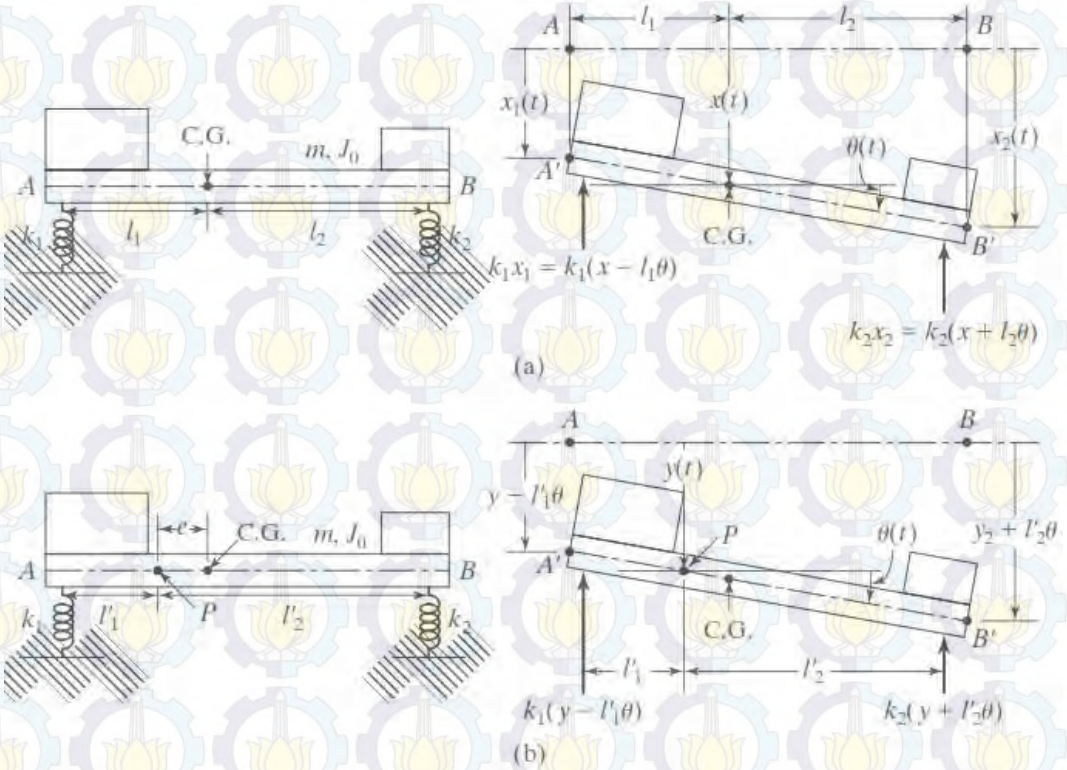
$\ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2}$ = percepatan

m = massa

k = kekakuan elemen

Apabila suatu sistem dipengaruhi oleh eksitasi harmonik, maka respon getaran yang akan terbentuk pada frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasi. Sumber-sumber eksitasi harmonik bisa berasal dari gaya-gaya pada peralatan mesin atau gerak mesin itu sendiri

Berikut ini adalah contoh penurunan persamaan gerak sistem dengan beberapa derajat kebebasan.



Gambar. 2.15. Model Matematika dan *Freebody Diagram*. [9]

Persamaan gerak untuk gambar 2.15(a) dengan menggunakan koordinat x(t) dan θ(t) dijelaskan berikut ini. Persamaan kesetimbangan gaya arah vertikal adalah :

$$m\ddot{x} = -k_1(x - l_1\theta) - k_2(x + l_2\theta) \qquad 2.8$$

Dan persamaan kesetimbangan momen terhadap pusat massa (CG) adalah :

$$J_0\ddot{\theta} = k_1(x - l_1\theta)l_1 - k_2(x + l_2\theta)l_2 \qquad 2.9$$

Persamaan – persamaan diatas dalam bentuk matrik dinyatakan sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} m_0 & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & (k_1 l_1 - k_2 l_2) \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2) & (k_1 l_1^2 - k_2 l_2^2) \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \qquad 2.10$$

Sedangkan untuk gambar 2.15(b) persamaan gerak menggunakan koordinat y(t) dan θ(t) sebagai berikut :

$$m\ddot{y} = -k_1(y - l'_1\theta) - k_2(y + l'_2\theta) - me\ddot{\theta} \qquad 2.11$$

$$J_p\ddot{\theta} = k_1(y - l'_1\theta)l'_1 - k_2(y + l'_2\theta)l'_2 - me\ddot{y} \qquad 2.12$$

Persamaan – persamaan diatas dalam bentuk matrik dinyatakan sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} m & me \\ me & J_p \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_1 l_1 - k_2 l_2) \\ -(k_1 l_1' + k_2 l_2') & (k_1 l_1'^2 + k_2 l_2'^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \qquad 2.13$$

Secara umum, pada kebanyakan kasus sistem multi derajat kebebasan dengan redaman viscous mempunyai persamaan gerak dalam bentuk umum sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \cdots & m_{1j} \\ J_{21} & J_{21} & \cdots & J_{2j} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ m_{i-1\,1} & m_{i-1\,2} & \cdots & m_{i-1\,j} \\ J_{i1} & J_{i1} & J_{i1} & J_{ij} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \vdots \\ \ddot{x}_{i-1} \\ \ddot{\theta}_i \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \cdots & c_{1j} \\ c_{21} & c_{21} & \cdots & c_{2j} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ c_{i-1\,1} & c_{i-1\,2} & c_{i-1\,3} & c_{i-1\,j} \\ c_{i1} & c_{i2} & c_{i3} & c_{ij} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \vdots \\ \dot{x}_{i-1} \\ \dot{\theta}_i \end{Bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \cdots & k_{1j} \\ k_{11} & k_{11} & \cdots & k_{2j} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{i-1\,1} & k_{i-1\,2} & k_{i-1\,3} & k_{i-1\,j} \\ k_{i1} & k_{i2} & k_{i3} & k_{ij} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ \theta_2 \\ \vdots \\ x_{i-1} \\ \theta_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_{i-1} \\ F_i \end{Bmatrix} \qquad 2.14$$

2.2.7 *State Variable* Equations

Salah satu prosedur dalam pembuatan model suatu sistem adalah dengan membangun sebuah set *state variable*. *State variable* harus secara lngkap menggambarkan pengaruh suatu keadaan terhadapa respon yang akan dihasilkan. *State variable* untuk sistem mekanik biasanya berhubungan dengan energi yang tersimpan dalam setiap elem sistem. Karena adanya energi awal yang tersimpan pada sistem, maka akan mempengaruhi respon sistem.

Pendekatan umum untuk menurunkan persamaan matematis dalam bentuk *state variable* adalah sebagai berikut:

1. Identifikasi *state variable* dan tulis presamaan *state variable* tersebut yang tidak membutuhkan suatuu diagram benda bebas, seperti persamaan yang berbentuk $\dot{x} = v$.
2. Gambarkan diagram benda bebas untuk masing-masing benda bebas dan titik penghubung yang dapat bergerak dengan gerakan yang tidak diketahui, kemudian tentukan gaya-gaya pada masing-masing diagram benda bebas secaa terpisah untuk menentukan satu set persamaan diferensial.

3. Bentuk persamaan-permsamaan tersebut dalam bentuk *state variable*, untuk masing-masing *state variable* harus merupakan persamaan yang menyatakan turunannya sebagau suatu fungsi aljabar dari *state variable* dan *input*.
4. Buat variable-variable *outpu* sebagai fungsi aljabar dari stat variable dan *input*.

Untuk sistem *fixed linear,* bentuk persamaan *state variable*dan persamaan *output*nya adalah sebagai berikut:

$\dot{q} = Aq + Bu$

$y = Cq + Du$ (2.15)

dimana

q adalah vektor kolom dani n *state variable*

$\dot{q}$ adalah turunan pertama dari elemen q

u adalah vektor dari m *input*

y adalah vektor dari p *output*

masing-masing dari vektor tersebut adalah sebagai berikut:

$$q = \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ \vdots \\ q_4 \end{bmatrix}; \dot{q} = \begin{bmatrix} \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \\ \vdots \\ \dot{q}_4 \end{bmatrix}; \quad u = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ \vdots \\ u_4 \end{bmatrix}; \quad y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ \vdots \\ y_4 \end{bmatrix}$$

Sedangkan A adalah matrix koefisien *n x n*, B adalah matrix koefisien *n x m*, C adalah matrix koefisien *p x n* dan D adalah matrix koefisien *p x m*. Masing-masing sebagai berikut:

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nn} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & \dots & b_{1m} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ b_{n1} & b_{n2} & \dots & b_{nm} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1n} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ c_{p1} & c_{p2} & \dots & c_{pn} \end{bmatrix}; \quad D = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & \dots & d_{1m} \\ \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ d_{p1} & d_{p2} & \dots & d_{pm} \end{bmatrix}$$

Untuk menyelesaikan permasalahan sistem dengan multi derajat kebebasan dapat dilakukan dengan cara seperti dibawah ini:

1. Mengatur koordinat untuk mendeskripsikan posisi dari berbagai massa dan *rigid body* yang ada pada sistem.
2. Menentukan konfigurasi kesetimbangan statis dari sistem.
3. Menggambar *free body diagram* dari setiap massa pada sistem sehingga gaya-gaya yang bekerja pada massa tersebut dapat terlihat setelah massa diberi perpindahan dan kecepatan.
4. Menggunakan hukum II Newton untuk setiap *free body diagram* yaitu

   $m_i\ddot{x}_i = \sum_j F_{ij}$ untuk massa *i* (2.16)

   Atau

   $J_i\ddot{\theta}_i = \sum_j M_{ij}$ (2.17)

   Dimana $\sum_j F_{ij}$ merupakan jumlah dari seluruh gaya yang bekerja pada massa m_i, sedangkan M_{ij} merupakan jumlah dari momen dari semua gaya yang bekerja pada *rigid body* pada massa inersia J_i.
5. Persamaan gerak dapat diselesaikan dengan bantuan simulink Matlab dengan menggunakan metode *variablestate*.

Bila suatu sistem dipengaruhi oleh eksitasi harmonik, maka respon getaranya akan berlangsung pada frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasi. Sumber-sumber eksitasi harmonik bisa berasal dari gaya-gaya pada peralatan mesin torak atau gerak mesin itu sendiri.

2.2.8 Karakteristik Redaman

Karakteristik redaman merupakan perilaku atau sifat dari peredam ketika mendapatkan gaya eksitasi. Karakteristik redaman ini tergantung dari nilai relatif dua parameter dasar yaitu frekuensi natural (ω_n) dan damping ratio (ζ).

Frekuensi natural (ω_n) adalah frekuensi dimana sistem dapat bergetar tanpa bantuan atau adanya gaya eksternal, sesudah diberikan eksitasi awal. Pada umumnya, jumlah frekuensi natural yang didapat dari analisa akan sama dengan jumlah d.o.f. sistem getar. Untuk getaran dengan MDOF, frekuensi natural (ω_1, ω_2, ω_3, ω_n) dapat ditentukan dengan mencari akar-akar dari determinan matrix

$$det(K - \omega^2 M) \quad 2.18$$

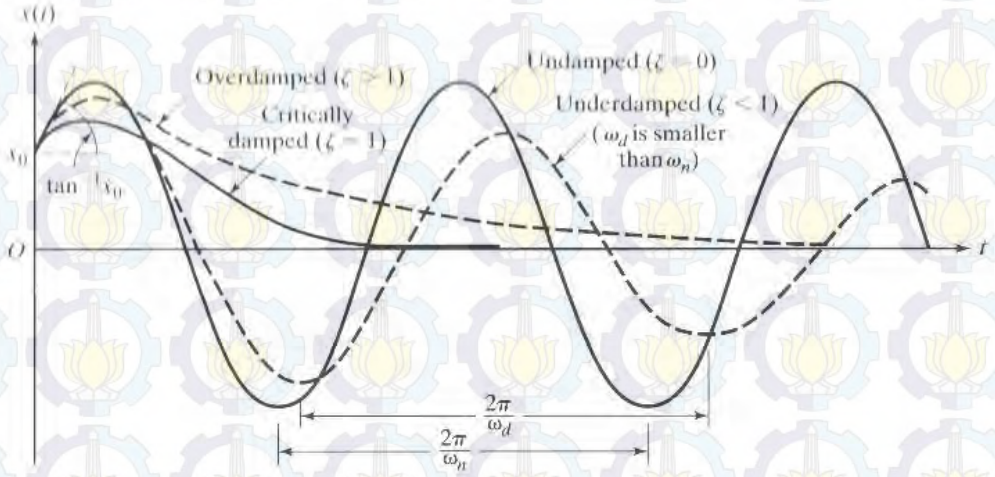
Damping ratio (ζ) adalah rasio koefisien damping yang ada (faktual) dengan koefisien damping kritis

$$\zeta = \frac{c}{Cc} = \frac{c}{2m\omega_o} \qquad 2.19$$

Sehingga

$$\zeta = \frac{c}{Cc} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \qquad 2.20$$

Nilai dari damping ratio (ζ) tersebutlah yang menentukan karakteristik dari suatu redaman. Sebagaimana yang ditunjukkan Gambar 2.16 berikut.

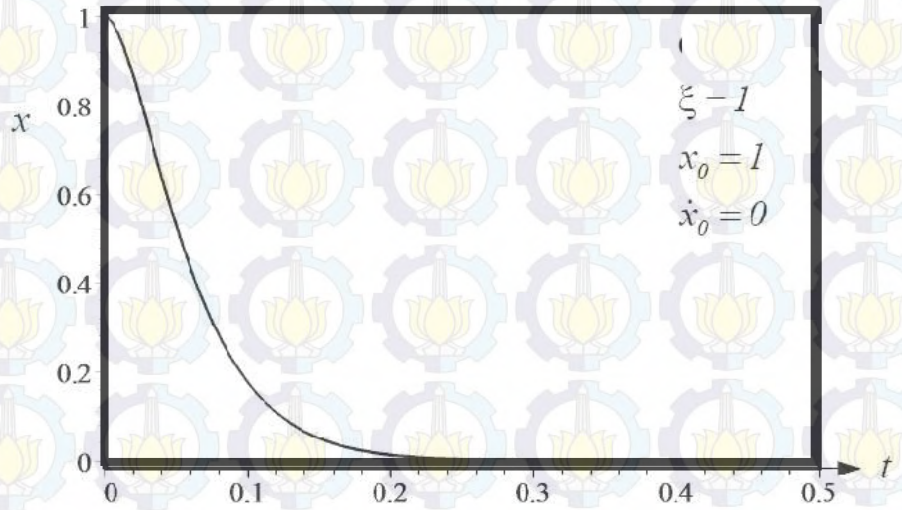


Gambar 2.16 Sistem getaran bebas dengan redaman untuk bermacam – macam *damping ratio.* [9]

Pada gambar tersebut dapat kita kelompokkan menjadi 4 bagian,yaitu :

a. *Critically damped*

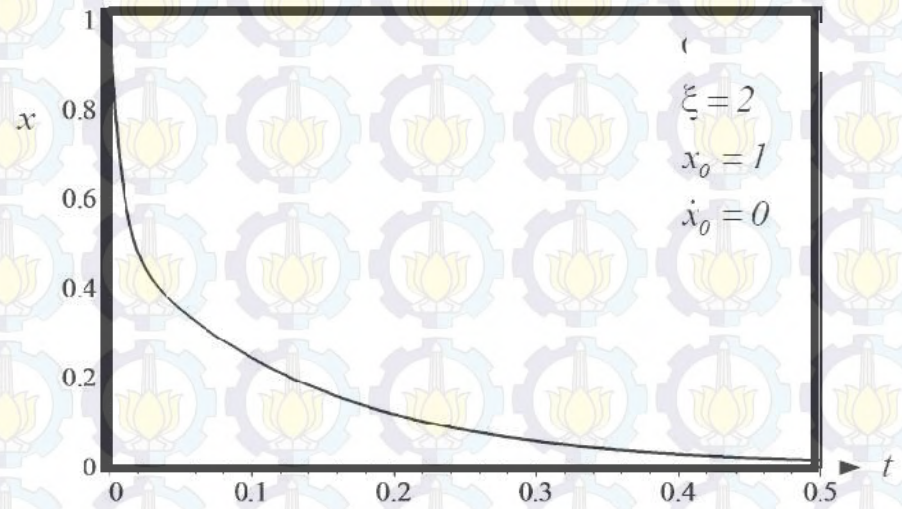
Saat kondisi dmana (ζ = 1) atau (C = Cc) , disini sistem akan berusaha kembali pada posisi yang semula (ekuilibrium) dengan cepat tanpa terjadi overshooting, berikut ini adalah Gambar 2.17 yang menunjukkan contoh grafik *critically damped.*



Gambar 2.17 Contoh Grafik *Critically Damped.*

b. *Overdamped*

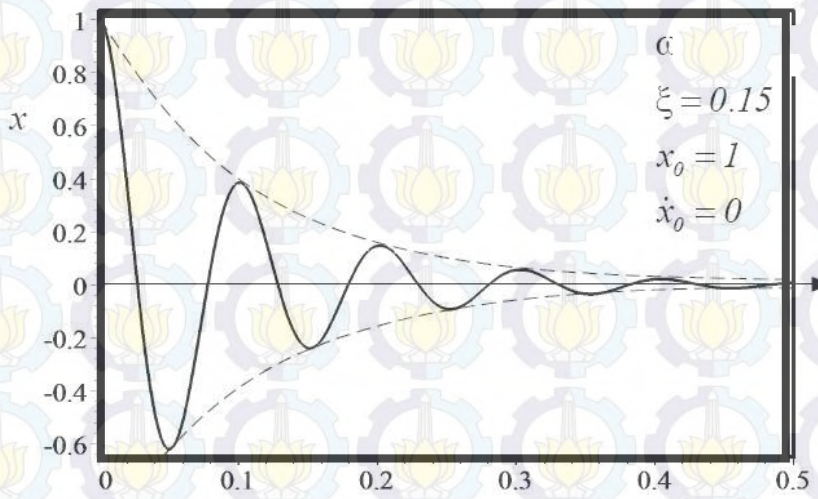
Saat kondisi dimana ($\zeta > 1$) atau ($C > Cc$), disini sistem membutuhkkan waktu yang lebih lama dari pada saat critically damped untuk kembali ke posisi semula (ekuilibrium). Berikut ini adalah Gambar 2.18 contoh grafik *overdamped*.



Gambar 2.18 Contoh Grafik *Overdamped*

c. *Underdamped*

Saat kondisi dimana ($0 < \zeta < 1$) atau ($C < Cc$), disini sistem akan bergerak naik turun selama beberapa saat sebelum akhirnya kembali ke bentuk awalnya. Berikut ini adalah Gambar 2.19 contoh grafik *underdamped.*



Gambar 2.19 Contoh Grafik *Underdamped*

d. Undamped

Saat kondisi dimana (ζ = 0), disini sistem akan bergerak sama dengan frekuensi naturalnya.

Sistem dengan redaman kritis akan memberikan nilai damping terkecil untuk menghasilkan gerak non-periodik; massa kembali ke posisi diam dalam waktu terpendek.

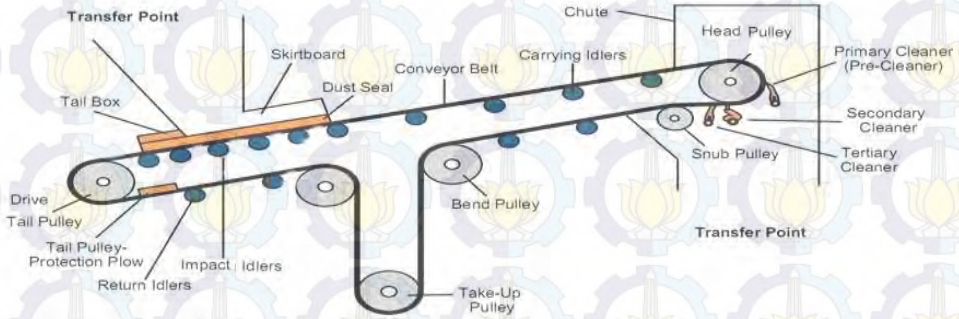
2.3 *Belt Conveyor System*

2.3.1 Bagian-bagian konveyor

Belt Conveyor berfungsi sebagai sarana transportasi material yang efisien untuk mengangkut material baik yang berupa unit load atau bulk material secara mendatar ataupun miring. Keuntungan dari penggunaan belt conveyor adalah:

1. Menurunkan biaya produksi pada saat memindahkan material.
2. Memberikan pemindahan yang terus menerus dalam jumlah yang konstan.
3. Membutuhkan sedikit ruang.
4. Menurunkan tingkat kecelakaan saat pekerja memindahkan material.
5. Menurunkan polusi udara.

Komponen yang ada pada sitem*belt conveyor*seperti terlihat pada gambar 2.120 berikut ini:



Gambar 2.20 *Belt conveyor system.*

a) *Belt*

Belt adalah salah satu komponen dari *belt conveyor*sistem yang berfungsi untuk membawa material dan meneruskan gaya putar.Kekuatan *belt*bukan dilihat berdasarkan ketebalannya, melainkan pada jumlah lapisan penguat (*ply*) dan tegangan tarik per *ply (Tensile Strenght).* Ditinjau dari struktur lapisan penguatnya, belt conveyor dibagi dalam dua jenis, yaitu:*steel cord* dan *fabric*.

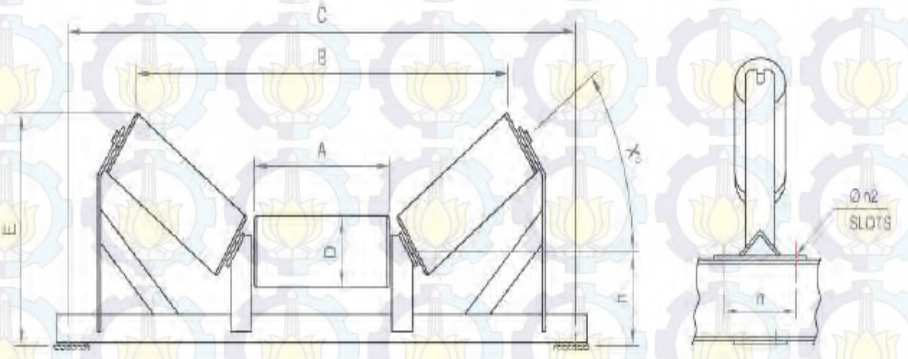
b) *Belt cleaner*

Belt Cleaner ini berfungsi sebagai pembersih *belt* agar tidak ada material yang melekat pada *belt* balik yang disebut sebagai *carry back*. Dengan demikian konveyor akan memiliki umur lebih lama dengan sesedikit mungkin downtime akibat kerusakan dini dari bagian-bagian pendukungnya.Belt cleaner ini biasanya dipasang di area *head pulley, tail pulley* dan *take up pulley*. Berdasarkan jenis dan fungsi nya *belt cleaner* terbagi menjadi: *primary cleaner, secondary cleaner, tertiery cleaner, v plough, diagonal plough*.

c) *Idler*

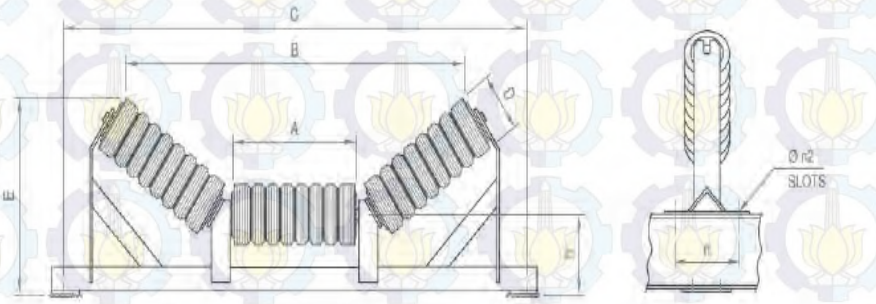
Idler berguna untuk menahan atau menyangga belt. Menurut letak dan fungsinya maka idler dapat dibagi menjadi :

1. *Idler* atas *(Carry Idler)* merupakan *roller* yang terletak di bawah *belt* yang membawa muatan. Berfungsi sebagai penumpu *belt* dan sebagai landasan luncur yang dipasang dengan jarak tertentu agar *belt* tidak meluncur ke bawah.



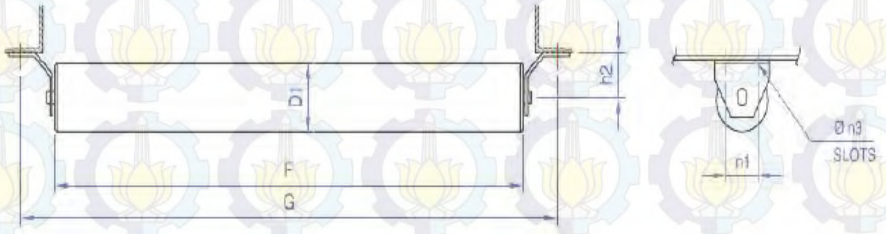
Gambar 2.21 *Carry idler*

2. *Idler* penahan *(Impact Idler)*digunakan untuk menopang belt pada zona penerimaan material. *Impact idler* dapat diandalkan saat menangani tumpahan dari material berat dengan merayap daya benturan yang dihasilkan dari material yang jatuh dan untuk melindungi *belt* dari kerusakan



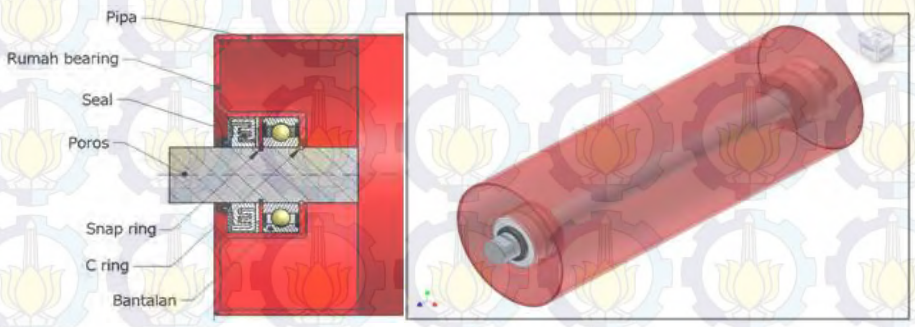
Gambar 2.22 *Impact idler*

3. *Idler* bawah *(Return Idler)* Merupakan *roller* balik atau *roller* penunjang belt pada daerah yang tidak bermuatan yang dipasang pada bagian bawah frame.



Gambar 2.23 *Return idler*

Komponen *roller (Idler)* sendiri terdiri dari pipa, *seal*, poros, *snapring, C-ring,* dan *bearing*. Susunan komponen tersebut seperti gambar 2.24 di bawah ini.



Gambar 2.24 a) Komponen *idler;* b) *Idler*

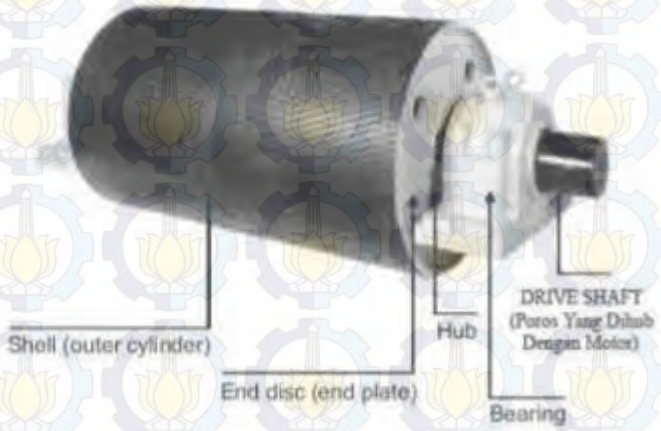
c) Pulley

Pulley berfungsi sebagai pemutar *belt conveyor*, pulley terediri dari beberapa jenis tergantung pada posisi dan fungsinya, diantaranya adalah :

1. *Head pulley* dapat juga dikatakan sebagai *pulley* penggerak dari sistem *belt conveyor*. Jika pada *head pulley* dipasang sistem penggerak untuk menggerakkan *belt conveyor*. *Head pulley* bisa dinamakan *Drive Pulley*. Namun tidak bisa semua *head pulley* dikatakan sebagai *drive pulley* karena *drive pulley*, adalah *pulley* yang terhubung langsung dengan penggerak. Head pulley juga dapat dikatakan sebagai titik dimana material akan dicurahkanuntuk dikirim ke Belt Conveyor selanjutnya.
2. *Tail Pulley* merupakan *pulley* yang terletak pada daerah belakang dari sistem *conveyor*,dimana pulley ini merupakan tempat jatuhnya material

untuk dibawa ke bagian depan dari *conveyor*. Konstruksinya sama dengan *head pulley*

3. *Take up pulley*adalah perangkat yang mengencangkan *belt* yang kendur dan memberikan tegangan pada *belt* pada start awal.
4. *Snub Pulley*berfungsi untuk menjaga keseimbangan tegangan p*ada drive pulley*.
5. *Bend Pulley*berfungsi sebagai penjaga kekencangan *belt* sebelum *gravity take up*.



Gambar 2.25 *Pulley*.

d) *Dust Seal*

Dust Seal atau yang biasa disebut dengan *skirt rubber* Berfungsi sebagai penyekat agar material tidak tertumpah keluar dari ban berjalan pada saat muat.

2.3.2 Perhitungan *Effective Tension* (Te) dan Daya Pada *Belt Conveyor*

a) Tegangan Efektif (T_e)

Komponen rumus tegangan efektif *belt* adalah :

T_x = Tahanan akibat gesekan pada idler (lbs)

$$T_x = L \times K_x \times K_t \qquad 2.21$$

T_{yc} = Tahanan belt flexure pada carrying idler (lbs)

$$T_{yc} = L \times K_y \times W_b \times K_t \qquad 2.22$$

T_{yr} = Tahanan belt flexure pada return idler (lbs)

$T_{yr} = L \times 0{,}015 \times W_b \times K_t$ 2.23

T_{ym} = Tahanan material flexure (lbs)

$T_{ym} = L \times K_y \times W_m$ 2.24

T_m = Tahanan material lift (+) atau lower (-) (lbs)

$T_m = \pm H \times W_m$ 2.25

T_p = Tahanan pulley (lbs)

$T_p = ((N_{ts} \times P_t) + (N_{ss} \times P_t)) \times 0{,}445$ 2.26

T_{am} = Tahanan percepatan material (lbs)

$T_{am} = 2{,}8755 \times 10^{-4} \times Q \times (v \pm v_0)$ 2.27

T_{ac} = Tahanan dari aksesoris (lbs)

$T_{ac} = T_{bc} + T_{pc}$ 2.28

Maka rumus tegangan efektif adalah:

$T_e = T_x + T_{yc} + T_{yr} + T_{ym} + T_m + T_p + T_{am} + T_{ac}$ (lbs) 2.29

Atau dapat juga dituliskan:

$T_e = L \times K_t(K_x + K_y \times W_b + 0.015W_b) + W_m(L \times K_y + H)$
$+ T_p + T_{am} + T_{ac}$ 2.30

Dimana :

L = panjang conveyor (ft)

K = faktor koreksi ambient temperature

K_t = faktor gesekan idler (lbs/ft)

K_y = faktor untuk menghitung gaya belt dan beban flexure pada idler

W_b = berat belt (lbs/ft)

W_m = berat material

$W_m = (33{,}33 \times Q) / v$ (lbs/ft) 2.31

Q = kapasitas konveyor

v = kecepatan belt (fpm)

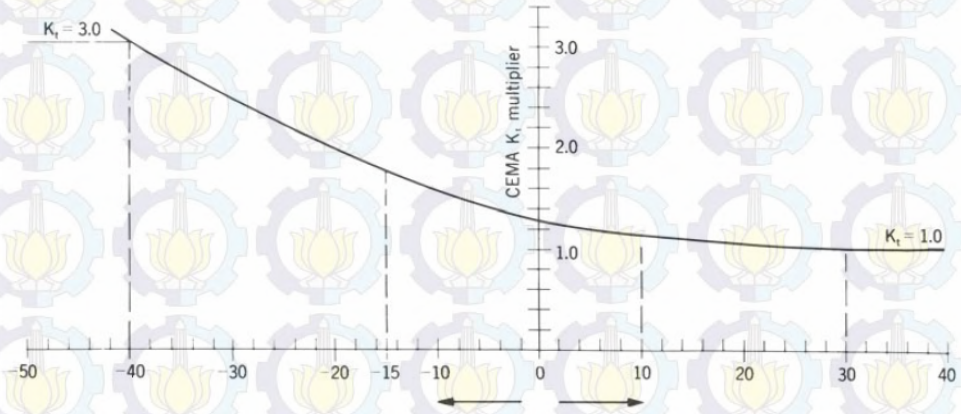
v_0 = kecepatan initial material saat penjatuhan didaerah loading (fpm)

H = jarak vertical material lift atau lower (ft)

b) Faktor –faktor koreksi

1) Faktor Koreksi Ambient Temperatur(K_t)

Tahanan putaran idler dan tahanan flexure pada belt meningkat pada operasi cuaca dingin. Pada cuaca dingin yang ekstrim diperlukan pelumasan lebih pada idler untuk mencegah peningkatan tahanan putaran idler. Gambar 2.6 menunjukkan hubungan niklai K_t dengan temperatur.



Gambar 2.26 Grafik K_T. [4]

2) Faktor gesekan idler (Kx)

Kx dapat dihiutng dengan rumus :

$$K_x = 0{,}00068\ (W_b + W_m) + \frac{Ai}{Si}\ \text{(lbs/ft)} \qquad 2.32$$

Dimana nilai

A_i = 1,5 untuk 6-inch dia. Idler roll

A_i = 1,8 untuk 5-inch dia. Idler roll

A_i = 2,3 untuk 4-inch dia. Idler roll

A_i = 2,4 untuk 7-inch dia. Idler roll

A_i = 2,8 untuk 8-inch dia. Idler roll

3) Faktor perhitungan gaya *belt* dan beban *flexure* pada *Idler* (K_y)

Kedua tahanan belt terhadap flexure yang bergerak diatas idler dan tahanan beban flexure material diatas belt yang bertumpu pada idler menghasilkan gaya tegangan belt k_y adalah faktor perkalian untuk menghitung gaya tegangan ini. Nilai k_y dapat dilihat dari tabel 2.1

Tabel 2.1 Faktor K_y. [4]

Conveyor Length (ft)	$W_b + W_m$ (lbs/ft)	Percent Slope						
		0	3	6	9	12	24	33
		Approximate Degrees						
		0	2	3.5	5	7	14	18
1000	50	0.031	0.028	0.026	0.024	0.023	0.019	0.016
	75	0.030	0.027	0.024	0.022	0.019	0.016	0.016
	100	0.030	0.026	0.022	0.019	0.017	0.016	0.016
	150	0.033	0.024	0.019	0.016	0.016	0.016	0.016
	200	0.032	0.023	0.017	0.016	0.016	0.016	0.016
	250	0.033	0.022	0.017	0.016	0.016	0.016	0.016
	300	0.033	0.021	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
1400	50	0.029	0.026	0.024	0.022	0.021	0.016	0.016
	75	0.028	0.024	0.021	0.019	0.016	0.016	0.016
	100	0.028	0.023	0.019	0.016	0.016	0.016	0.016
	150	0.029	0.020	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	200	0.030	0.021	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	250	0.030	0.020	0.017	0.016	0.016	0.016	0.016
	300	0.030	0.019	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
2000	50	0.027	0.024	0.022	0.020	0.018	0.016	0.016
	75	0.026	0.021	0.019	0.016	0.016	0.016	0.016
	100	0.025	0.020	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	150	0.026	0.017	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	200	0.024	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	250	0.023	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	300	0.022	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
2400	50	0.026	0.023	0.021	0.018	0.017	0.016	0.016
	75	0.025	0.021	0.017	0.016	0.016	0.016	0.016
	100	0.024	0.019	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	150	0.024	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	200	0.021	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	250	0.021	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	300	0.020	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
3000	50	0.024	0.022	0.019	0.017	0.016	0.016	0.016
	75	0.023	0.019	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	100	0.022	0.017	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	150	0.022	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	200	0.019	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	250	0.018	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016	0.016
	300	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018

4) Tahanan Pulley(T_p)

Tahanan belt permukaan pulley dan tahanan pulley untuk berputar pada bearingnya. Besarnya nilai tahanan pulley dapat dilihat pada tabel 2.2.

Tabel 2.2 Faktor T_p. [4]

Location of Pulleys	Degrees Wrap of Belt	Pounds of Tension at Belt Line
Tight side	150° to 240°	200 lbs/pulley
Slack side	150° to 240°	150 lbs/pulley
All other pulleys	less than 150°	100 lbs/pulley
Note: Double the above values for pulley shafts that are not operating in antifriction bearings.		

5) Tahanan aksesoris (T_{ac})

Aksesoris conveyor antara lain : *triper,stacker, plows, belt-cleaning equipment/scraper,* dan *skirtbord*

a. T_{tr} Tahanan tripper berasal dari pulley tripper

$$T_{tr} = T_{ptr} + H \cdot W_b \qquad 2.33$$

b. T_{pl} tahanan plows dapat dilihat pada tabel 2.3.

Tabel 2.3 *Discharge Plow Allowance.* [4]

Type of Plow	Additional Belt Pull per Plow, at Belt Line (lbs/in belt width)
Full V or single slant plow, removing all material from belt	5.0
Partial V or single slant plow, removing half material from belt	3.0

c. T_{bc} Tahanan dari peralatan belt-cleaning/scraper

Scraper biasanya lebih dari satu dan bekerja menekan belt, tahanan yang dibutuhkan sekitar 2 sampai 3lbs/inch dari lebar belt. T_{bc} dapat dihitung dengan rumus:

$$T_{pc} = n \cdot 3 \cdot b \text{ (lbs)} \qquad 2.34$$

Dimana, b = lebar belt (inch)

d. T_{sb}Tahanan gesek pada karet skirtboard

$$T_{sb} = (2 \cdot C_s \cdot L_b \cdot h_s) + (6 \cdot L_b) \text{ (lbs)} \qquad 2.35$$

Dimana, Cs = Faktor dari beberapa material pada tabel 2.4

Lb = panjang skirtboard (ft)

Hs = kedalaman material mengenai skirtboard

=0,1 x lebar belt (in)

Tabel 14 Skirtboard Friction Factor, Cs. [4]

Material	Factor C_s	Material	Factor C_s	Material	Factor C_s
Alumina, pulv. dry	0.1210	Coke, ground fine	0.0452	Limestone, pulv., dry	0.1280
Ashes, coal, dry	0.0571	Coke, lumps and fines	0.0186	Magnesium chloride, dry	0.0276
Bauxite, ground	0.1881	Copra, lumpy	0.0203	Oats	0.0219
Beans, navy, dry	0.0798	Cullet	0.0836	Phosphate rock, dry, broken	0.1086
Borax	0.0734	Flour, wheat	0.0265	Salt, common, dry, fine	0.0814
Bran, granular	0.0238	Grains, wheat, corn or rye	0.0433	Sand, dry, bank	0.1378
Cement, Portland, dry	0.2120	Gravel, bank run	0.1145	Sawdust, dry	0.0086
Cement clinker	0.1228	Gypsum, ½" screenings	0.0900	Soda ash, heavy	0.0705
Clay, ceramic, dry fines	0.0924	Iron ore, 200 lbs/cu ft	0.2760	Starch, small lumps	0.0623
Coal, anthracite, sized	0.0538	Lime, burned, ⅛"	0.1166	Sugar, granulated dry	0.0349
Coal, bituminous, mined	0.0754	Lime, hydrated	0.0490	Wood chips, hogged fuel	0.0095

Sehingga tahanan aksesoris

$T_{ac} = T_{tr} + T_{pl}\ T_{bc} + T_{sb}$ 2.36

c) Daya Belt

Daya yang dibutuhkan belt cnveyor yang memiliki tegangan efektif, T_e pada drive pulley adalah

$$P = \frac{Te \times v}{3300} \text{(lbs)} \quad 2.37$$

Dimana, P = Daya belt (hp)

Tc = Tension belt (lbs)

V = Kecepatan belt (fpm)

d) Wrap Factor(C_w)

Wrap factor adalah nilai yang digunakan untuk perhitungan efektif belt, T_c, yang dapat tergantung dari penempatan drive pulley. T_c dipengaruhi oleh koefisien gesekan yang terjadi antara pilley dan belt, wrap, dan nilai T_1 dan T_2.

$T_c = T1-T2$ 2.38

T_1 = tegangan maksimum/tight-side pada pulley (lbs)

T_2 = tegangan slack-side pada pulley (lbs)

e = dasar logaritma naperian = 2,718

f = koefisien gesekan antara permukaan pulley dan permukaan belt (0,25 untuk bare pulley dan 0,35 untuk lagged pulley)

ɵ = factor wrap (lihat tabel 2.5)

$$ɵ = \frac{T1}{T2} = \frac{1}{e^{f\theta}-1} \qquad 2.39$$

Tabel 2.5 Wrap Factor, C_w. [4]

Type of Pulley Drive	θ Wrap	Automatic Takeup		Manual Takeup	
		Bare Pulley	Lagged Pulley	Bare Pulley	Lagged Pulley
Single, no snub	180°	0.84	0.50	1.2	0.8
Single with snub	200°	0.72	0.42	1.0	0.7
	210°	0.66	0.38	1.0	0.7
	220°	0.62	0.35	0.9	0.6
	240°	0.54	0.30	0.8	0.6
Dual*	380°	0.23	0.11	0.5	0.3
	420°	0.18	0.08	—	—

e) *Belt sag* antara *idler*

Untuk belt conveyor jarak jauh, sag belt antara idler harus dibatasi untuk menccegah material tumpah pada tepi belt dan material, jarak idler dan tegangan belt

$$Sag = \frac{WxSi^2}{8T} = \frac{(Wb+Wm)S1^2}{8\,xT} \qquad 2.40$$

Tegangan minimum untuk menghasilkan persentase sag sebagai berikut :

Untuk 3% sag $T_0 = 4{,}2\ S_i\ (W_b + W_m)$

Untuk 2% sag $T_0 = 6{,}25\ S_i\ (W_b + W_m)$

Untuk 11/2% sag $T_0 = 8{,}4\ S_i\ (W_b + W_m)$

f) Berat *take-up gravity*(T_{TU})

Rumus untuk mencari berat take-up :

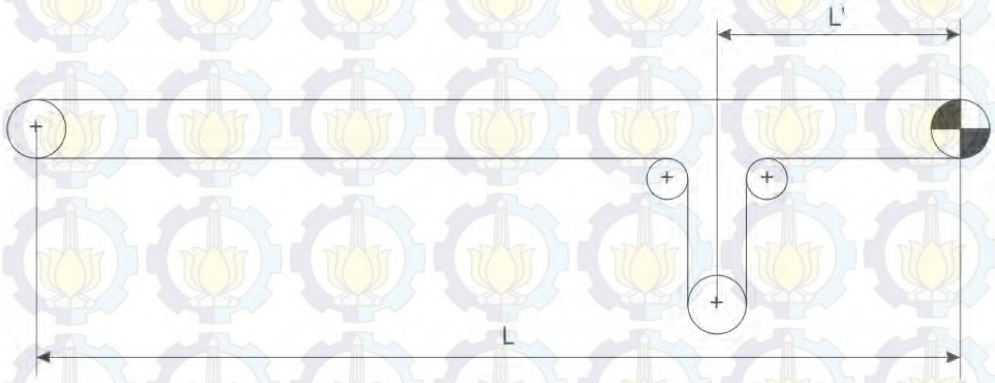
$$T_{TU} = (T_2 \frac{L'}{L} Tyr + Tp - Tb) \qquad 2.41$$

Dimana :

T_2 = T1 - T2

T_{yr}= 0,015 L W_b

T_b = H . W_b

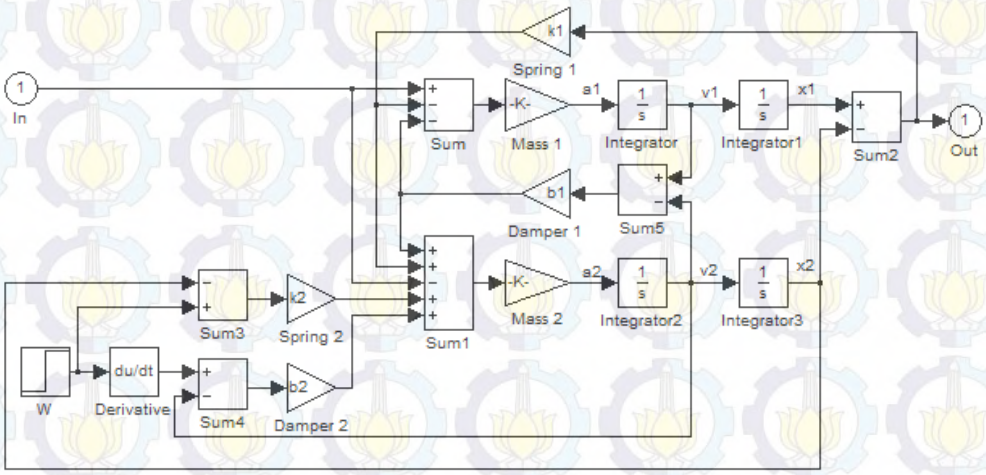


Gambar 2.27 *Take - Up Gravity.*

2.4 Simulink Matlab

Simulink pada Matlab adalah salah satu fitur dari matlab untuk mensimulasi suatu desain atau model yang bersifat dinamis ataupun tertanam, simulasi ditujukan untuk mengukur kinerja dari suatu desain atau model sistem yang telah dirancang yang sesuai hasil yang diinginkan.

Dalam penelitian ini respon *sprung mass* dan energi bangkitan yang didapat dari pergerakan sistem suspensi akan dianalisa melalui eksperimen dan simulasi menggunakan simulink. Proses simulasi dengan menggunakan Simulink diawali dengan membuat persamaan matematika dari model *regenerative shock absorber model quarter* kendaraan. Hasil dari persamaan matematika tersebut diubah kedalam bentuk *state variable*. Selanjutnya *state variable* diterjemahkan ke dalam *block diagram* pada Simulink matlab. Berikut ditampilkan gambar 2.28 contoh *block diagram*.



Gambar 2.28 Contoh block diagram simulink matlab.

Setelah *state variable* diterjemahkan ke dalam *block diagram*, seluruh parameter yang diketahui di input dan di *running* agar repson pada *sprung mass* dan energi bangkitan generator dapat dilihat hasilnya.

2.5 Standar Pengukuran Vibrasi.

Standar untuk pengukuran dan evaluasi *mechanical vibration* pada mesin *industrial application* menggunakan standar ISO 10816-7. . Standar ini dapat digunakan pada mesin dengan daya nomnal diatas 1 kW. Pengukuran dilakukan secara *insitu* baik pada *rotating* dan *non-rotating parts* (*bearing housing vibration*). Standar ini juga menyediakan panduan *vibration saverity* untuk menentukan batasan-batasan toleransi vibrasi yang diijinkan saat beroperasi.

Tabel 2.6 Batas nilai vibrasi pada pengukuran *non-rotating parts*. [5]

		Vibration velocity limit mm/s rms value			
		Category 1		Category 2	
Zone	Description	≤ 200 kW	> 200 kW	≤ 200 kW	> 200 kW
A	Newly commissioned machines in POR	2.5	3.5	3.2	4.2
B	Unrestricted long term operation in AOR	4.0	5.0	5.1	6.1
C	Limited operation	6.6	7.6	8.5	9.5
D	Hazard damage	> 6.6	> 7.6	> 8.5	> 9.5
Maximum ALARM limit (≈ 1.25 times upper limit of zone B)[1]		5.0	6.3	6.4	7.6
Maximum TRIP limit (≈ 1.25 times upper limit of zone C)[1]		8.3	9.5	10.6	11.9
In situ acceptance test	Preferred operating range	2.5	3.5	3.2	4.2
	Allowable operating range	3.4	4.4	4.2	5.2
Factory acceptance test	Preferred operating range	3.3	4.3	4.2	5.2
	Allowable operating range	4.0	5.0	5.1	6.1