



- 📄 Pengaruh Variasi *Timing Gear* Terhadap Emisi Gas Buang Dan Konsumsi Bahan Bakar Pada Mesin 160 CC
- 📄 Pegaruh Biodiesel Terhadap Unjuk Kerja Mesin Diesel 2500 Cc Kendaraan Roda Empat
- 📄 Optimasi Desain Ruang Pompa Pancar Yang Digunakan Pada Operasional Pengeboran Migas Dengan Menggunakan *Software* CFD
- 📄 Optimasi Disain Dimensi Silinder Sistem Hidrolik Pada *Hydraulic Excavator* (PC) 1250-7
- 📄 Optimasi Kinerja Suspensi Untuk Meningkatkan Kenyamanan Dengan Variasi Tekanan Ban Dan Berat Pada Kendaraan Innova 2000 CC
- 📄 Analisa Performance Dan Pengembangan Desain Boiler Fluidized Bed Coal Fired Type Df 30 Ton/Jam
- 📄 Kajian Teknis Spesifikasi Rem Mobil Pada Rancang Bangun Angkutan Umum Pedesaan Yang Murah Dan Ramah Lingkungan
- 📄 Optimasi Penggunaan Viskositas Pelumas, Penyetelan Celah Katup, Dan Celah Elektoda Busi Terhadap Emisi Gas Buang Pada Sepeda Motor

JURNAL ILMIAH MAGISTER TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK UNIVERSITAS PANCASILA

SUSUNAN REDAKSI

1. Pelindung : Dekan Fakultas Teknik Universitas Pancasila
2. Penanggung Jawab : Ketua Program Studi Magister Teknik Mesin
3. Pimpinan Redaksi : – Prawoto
4. Dewan Redaksi : – Budhi M. Suyitno
– Wibowo Paryatmo
– Djoko W. Karmiadji
– Syahbuddin
– Yudhi M. Solihin
– Mahfudz Al Huda
– Yogi Sirodz
– Yohanes Dewanto
5. Mitra Bestari : – Adi Satyo Suryo (Universitas Indonesia)
– Wegie Ruslan (Universitas Atmajaya)
– Agus Purna Irawan (Universitas Tarumanagara)
– Juwono Andrianto (PT. Toyota Manufaktur Indonesia)
– As Natio Lasman (BAPETEN)
– Dwi Rahmalina
6. Redaksi-Editor
Ketua : – Laode M. Firman
Anggota : – Susanto – Ari Wibowo
– Eka Maulana – Firman Noor Hasan
– Muasisah Jadidah
– Sorimuda Harahap
7. Sekretariat : Program Studi Magister Teknik Mesin Universitas Pancasila
8. Alamat Redaksi : Jl. Borobudur No. 07, Menteng Jakarta Pusat 10320
Tlp./Fax : 021 - 3192 6047
Email : admin@s2mesin-upancasila.net

Diterbitkan 3 (maret) kali dalam 1 (satu) tahun pada bulan **Maret, Juli, dan November**.

Redaktur mengundang para penulis dan peneliti untuk mengirimkan artikel ilmiah maupun hasil penelitiannya ke jurnal ilmiah **Teknobiz**.

Redaksi berhak menentukan dimuat atau tidaknya suatu naskah dan mengedit atau memperbaiki tulisan yang akan dimuat sepanjang tidak mengurangi maksud dan substansinya.

Naskah yang tidak dimuat akan dikembalikan kepada penulisnya.

Percetakan

.....
(isi di luar tanggung jawab percetakan)

Penerbit

Pusat Pengabdian Kepada Masyarakat
Fakultas Teknik Universitas Pancasila

Cover: *Desain cover oleh redaksi*



Jurnal Ilmiah

TEKNOBI²

Daftar Isi

1. Pengaruh Variasi Timing Gear Terhadap Emisi Gas Buang Dan Konsumsi Bahan Bakar Pada Mesin 160 Cc
Roben.....113 - 118
2. Pengaruh Biodiesel Terhadap Unjuk Kerja Mesin Diesel 2500 Cc Kendaraan Roda Empat
Efrata Tarigan119 - 124
3. Optimasi Desain Ruang Pompa Pancar Yang Digunakan Pada Operasional Pengeboran Migas Dengan Menggunakan Software Cfd
Alan Fernando, La Ode M. Firman, Sorimuda Harahap.....125- 129
4. Optimasi Disain Dimensi Silinder Sistem Hidrolik Pada Hydraulic Excavator (Pc) 1250-7
Hasan Basri130- 136
5. Optimasi Kinerja Suspensi Untuk Meningkatkan Kenyamanan Dengan Variasi Tekanan Ban Dan Berat Pada Kendaraan Innova 2000 Cc
Budhi M. Suyitno, Gunawan.....137- 142
6. Analisa Performance Dan Pengembangan Desain Boiler Fluidized Bed Coal Fired Type Df 30 Ton/Jam
Kharis Muslichudin, La Ode M. Firman143- 148
7. Kajian Teknis Spesifikasi Rem Mobil Pada Rancang Bangun Angkutan Umum Pedesaan Yang Murah Dan Ramah Lingkungan
Masrizal149- 153
8. Optimasi Penggunaan Viskositas Pelumas, Penyetelan Celah Katup, Dan Celah Elektoda Busi Terhadap Emisi Gas Buang Pada Sepeda Motor
Mulyadi, Wegie Ruslan, Eka Maulana154- 161

PENGARUH VARIASI TIMING GEAR TERHADAP EMISI GAS BUANG DAN KONSUMSI BAHAN BAKAR PADA MESIN 160 CC

Roben*

SMK Immanuel Medan, Sumatera Utara*

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui variasi *timing gear*, dengan konsumsi bahan bakar yang hemat dalam pemakaian sehari-hari, serta emisi gas buang yang ramah lingkungan, dengan variasi putaran yang berubah-ubah dengan mengeser *timing gear* maju dan mundur. Penelitian ini menggunakan mesin dengan kapasitas 160 cc, untuk uji emisi gas buang digunakan automotive emission analyser, serta pengujian konsumsi BBM menggunakan gelas ukur, dan untuk mengukur rpm menggunakan tachometer. Hasil penelitian menyimpulkan terdapat pengaruh variasi timing gear terhadap emisi gas buang dan konsumsi bahan bakar dengan variasi putaran mesin 2000 rpm, 3000 rpm, dan 4000 rpm. Variasi *timing gear* digeser maju menghasilkan pemakaian bahan bakar paling boros 15.66 ml, pada putaran 4000 rpm. Emisi gas buang HC pada *timing gear* digeser maju sebesar 45.66 ppm terjadi pada putaran 4000 rpm, terkecil 16.33 ml, pada timing standar dengan rpm 2000. Emisi gas buang CO paling kecil 0.03 % terjadi pada rpm 2000, pada variasi timing gear standar dan mundur. dan terbesar terjadi pada rpm 4000 0.35 % dengan timing di majukan. Emisi gas buang CO₂ paling kecil pada timing standar dengan rpm 2000, yaitu 3.33 % dan terbesar pada timing standar dengan rpm 4000, sebesar 5.2 %.

Kata kunci: Timing, Emisi, Bahan bakar

I PENDAHULUAN

1. 1 Latar Belakang

Sistem transportasi dirancang guna memfasilitasi pergerakan manusia dan barang. Dalam pelayanan transportasi keselamatan, baik orang maupun barangnya selalu melekat didalamnya, oleh karenanya orang yang melakukan perjalanan wajib mendapatkan jaminan keselamatan bahkan jika mungkin memperoleh kenyamanan, sedang barang yang diangkut harus tetap dalam keadaan utuh dan tidak berkurang kualitasnya.

Didalam perkembangan otomotif sebagai alat transportasi baik didarat, udara dan laut, sangat memudahkan manusia dalam melaksanakan aktifitas disisi lain juga berdampak pada kesehatan manusia dilingkungan sekitarnya akibat polusi udara yang ditimbulkan oleh hasil pembakaran pada mesin sepeda motor. Tanpa disadari dengan bertambahnya pemakaian sepeda motor polusi udara semakin meningkat dapat menyebabkan gangguan kesehatan dan ketidak nyamanan pada masarakat terutama pada orang yang melakukan aktifitas dijalan atau yang tinggal dilokasi yang dekat dengan jalan termasuk para pengguna kendaraan itu sendiri, polusi udara disebabkan banyaknya volume kendaraan terutama pada perkotaan, bahkan pertambahan pengguna sepeda motor telah merambah ke desa-desa sehingga akibat polusi udara disebabkan gas buang sudah menjadi perhatian yang sangat serius.

1.2 Perumusan Masalah

Seberapabesarkah pengaruh variasi timing gear terhadap konsumsi bahan bakar dan emisi gas buang, HC, CO, CO₂, yang optimum?

1.3 Tujuan Penelitian

Mengetahui besar pengaruh variasi timing gear terhadap emisi HC dan CO, CO₂, yang ramah lingkungan serta pemakaian bahan bakar yang hemat.

II DASAR TEORI

Salah satu jenis penggerak mula yang digunakan adalah mesin kalor, yaitu mesin yang menggunakan energi panas (*Thermal*) yang kemudian diubah menjadi energi mekanik. Energi itu sendiri dapat diperoleh dengan proses pembakaran yang terjadi dalam suatu silinder mesin. Energi mekanik yang dihasilkan berupa gerakan translasi piston yang diteruskan oleh batang piston (*Connecting Road*) menjadi gerak rotasi poros engkol (*Crank Shaft*) yang selanjutnya dilanjutkan ke system pemindah daya.

Katup (valve) biasanya terbuat dari baja paduan yang ditempa (forged alloy steel) atau keramik (hasil pengembangan/penelitian insinyur-insinyur di mercedes benz). Pendinginan katup buang yang beroperasi pada temperatur sekitar 700° C dapat dicapai dengan mengisikan sodium pada lubang stem katup. Dengan proses evaporasi dan kondensasi sodium dapat menghantarkan panas dari kepala katup yang panas ke daerah stem katup yang lebih dingin. Stem katup bergerak naik turun

di dalam valve guide (bushing katup). Sebuah pegas katup dipasang pada setiap valve stem dengan menggunakan spring washer dan split keeper, yang berfungsi menahan katup agar tetap tertutup.

1. Kemampuan Mesin

Kemampuan mesin dapat dipengaruhi beberapa hal seperti ukuran diameter silinder dan langkah piston, perbandingan kompresi, rademen (efisiensi) kecepatan pembakaran, volume campuran dari bahan bakar dan pembilasan ruang bakar.

2. Kapasitas silinder aktual

Kapasitas silinder merupakan total volume langkah pada mesin, yang merupakan informasi pokok suatu motor sering dijadikan indikator tentang kemampuan motor. Hal ini dapat dipahami karena kapasitas silinder suatu mesin relatif tetap. Kapasitas motor dipengaruhi oleh tiga faktor utama yaitu [9] :

- a. Diameter silinder (mm)
- b. Panjang langkah piston (mm)
- c. Jumlah silinder.

Volume silinder dapat di hitung dengan rumus :

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \cdot Z \quad (2.1.)$$

dimana : V = Volume silinder (cc)
 D = Diameter silinder (mm)
 S = Langkah piston (mm)
 Z = jumlah silinder

3. Volume Kompresi

Volume kompresi merupakan volume didalam silinder saat piston di TMA. Volume silinder juga disebut volume ruang bakar, sebab saat piston di TMA volume yang tersisa adalah volume pada ruang bakar. Volume ruang bakar dapat berkurang akibat adanya endapan karbon sisa pembakaran yang menempel pada ruang bakar atau dengan pergantian gasket yang tipis maupun yang tebal.

4. Perbandingan kompresi aktual

Perbandingan kompresi adalah perbandingan volume didalam silinder saat piston di TMB dengan saat piston di TMA. volume didalam silinder saat piston di TMB adalah volume langkah ditambah volume kompresi, sedangkan saat piston di TMA adalah volume kompresi.

Dengan demikian perbandingan kompresi dapat dirumuskan :

$$CR = \frac{VL+VC}{VC} \quad (2.2)$$

Dimana : CR = Kompresi Ratio

VL = Volume Langkah (cc)

VC = Volume Kompresi (cc)

Semakin tinggi perbandingan kompresi, semakin tinggi efisiensi mesin, namun, semakin tinggi

perbandingan kompresi menyebabkan tekanan dan temperatur kompresi semakin tinggi, sehingga bahan bakar dapat terbakar sendiri sebelum busi memercikan bunga api. Bila hal ini terjadi, proses pembakaran menjadi tidak terkendali, sehingga terjadi fluktuasi tekanan pembakaran, terdengar suara knocking, dan mesin akan menjadi panas (over heating) atau keadaan ini sering disebut dengan detonasi.

5. Volume silinder dan kompresi efektif saat timing kondisi advance

Langkah efektif saat kompresi dimana katup masuk mulai tertutup, atau gas bahan bakar dan udara terkurung didalam ruangan sehingga jika timing dimajukan atau dimundurkan akan mempengaruhi volume silinder dan tekanan kompresi, rumus yang digunakan untuk menghitung saat timing dimajukan adalah :

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot (S + s') \cdot Z \quad (2.3)$$

Volume silinder saat timing digeser mundur :

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot (S - s') \cdot Z \quad (2.4)$$

Dimana : V = Volume silinder cc
 D = Diameter silinder mm
 S = Langkah piston mm
 S' = Langkah advance (°)
 Z = jumlah silinder

6. Emisi Gas Buang

Bila bensin terbakar, maka akan terjadi reaksi dengan oksigen membentuk karbon dioksida (CO₂) dan air (H₂O). Gas bekas umumnya terdiri dari gas yang tidak beracun N₂ (Nitrogen), dan H₂O (uap air) dan sebagian kecil merupakan gas beracun seperti gas CO₂ (gas Carbon), CO, HC, dan Nox (Oksid Nitrogen) yang sekarang sangat populer dalam gas bekas maupun gas buang adalah gas yang beracun.

7. Katup

Jika celah katup masuk disetel rapat maka katup akan membuka lebih awal dan menutupnya lebih lama yang artinya seluruh langkah isap mendapat laluan katup penuh sehingga pengisapan membutuhkan kerja lebih sedikit dan ruang bakar dapat diisi dengan udara yang lebih banyak (efisiensi volumetriknya tinggi), sedangkan katup buang adalah katup yang digunakan untuk membuka dan menutup saluran pembuangan sehingga gas buang dapat keluar dari dalam ruang bakar.

Katup (valve) biasanya terbuat dari baja paduan yang ditempa (forged alloy steel) atau keramik (hasil pengembangan/penelitian insinyur-insinyur di mercedes benz). Pendinginan katup buang yang beroperasi pada temperatur sekitar

700° C dapat dicapai dengan mengisikan sodium pada lubang stem katup. Dengan proses evaporasi dan kondensasi sodium dapat menghantarkan panas dari kepala katup yang panas ke daerah stem katup yang lebih dingin. Stem katup bergerak naik turun di dalam valve guide (bushing katup). Sebuah pegas katup dipasang pada setiap valve stem dengan menggunakan spring washer dan split keeper, yang berfungsi menahan katup agar tetap tertutup.

III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode yang dipilih untuk penelitian adalah eksperimen. Dengan metode eksperimen dapat digunakan untuk mencari pengaruh perlakuan terhadap faktor lain pada kondisi yang terkendali.

3.2 Variabel Penelitian

Variabel penelitian ini ada dua, yakni variabel terikat dan variabel bebas. Variabel terikat ada 3 Konsumsi bahan bakar, Emisi gas buang CO, HC, CO2. Variabel terikatnya adalah *timing gear*, yang digeser maju dan mundur satu titik.

3.3 Media dan Peralatan Uji

Alat yang digunakan dalam penelitian ini adalah mesin sepeda motor 160, Automotive Emission Analyer untuk mengukur emisi gas buang, Gelas Ukur bersekala dan Stop Watch digunakan untuk mengukur hubungan waktu dengan konsumsi bahan bakar. Tacho meter digunakan untuk mengukur putaran mesin yang diinginkan pada 2000, 3000, 4000 rpm.

3.4 Teknik Analisis Data

Untuk menganalisis data penelitian digunakan statistik parametrik Analisis of Variance. Dengan teknik analisis ini dapat diketahui pengaruh terhadap, konsumsi bahan bakar, emisi gas buang CO, HC, CO2, melalui variasi timing gear yang digeser maju dan mundur satu titik, dengan bahan bakar bensin premium.

IV HASIL PENELITIAN

Data timing gear standar terhadap HC, CO, CO2, dan konsumsi bahan bakar.

a. Analisis Variansi (ANOVA)

Analisis variansi digunakan untuk mengetahui tingkat signifikansi tiap faktor terhadap hasil pengujian. Penghitungan ANOVA menggunakan perangkat bantu statistik SPSS 20. Konsep penghitungan ANOVA adalah untuk signifikansi antara perlakuan faktor terhadap hasil pengujian.

Tabel 1 Dependent Variable: HC (%)

Source	Type III Sum of Squares	Df	Mean Square	F	Sig.
Corrected Model	3349,333 ^a	8	418,667	120,255	,000
Intercept	17328,000	1	17328,000	4977,191	,000
PUTARAN	91,556	2	45,778	13,149	,000
TIMINGGEAR	3174,889	2	1587,444	455,968	,000
PUTARAN * TIMINGGEAR	82,889	4	20,722	5,952	,003
Error	62,667	18	3,481		
Total	20740,000	27			
Corrected Total	3412,000	26			

Tabel 2 Dependent Variable: CO2 (%)

Source	Type III Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
Corrected Model	6,120 ^a	8	,765	35,612	,000
Intercept	488,963	1	488,963	22762,086	,000
PUTARAN	2,287	2	1,143	53,224	,000
TIMINGGEAR	,380	2	,190	8,845	,002
PUTARAN TIMINGGEAR *	3,453	4	,863	40,190	,000
Error	,387	18	,021		
Total	495,470	27			
Corrected Total	6,507	26			

a. R Squared = ,941 (Adjusted R Squared = ,914)

Tabel 3 Dependent Variable: CO (%)

Source	Type III Sum of Squares	Df	Mean Square	F	Sig.
Corrected Model	,272 ^a	8	,034	22,322	,000
Intercept	,366	1	,366	239,709	,000
PUTARAN	,068	2	,034	22,280	,000
TIMINGGEAR	,179	2	,090	58,690	,000
PUTARAN TIMINGGEAR *	,025	4	,006	4,159	,015
Error	,027	18	,002		
Total	,665	27			
Corrected Total	,300	26			

a. R Squared = ,908 (Adjusted R Squared = ,868)

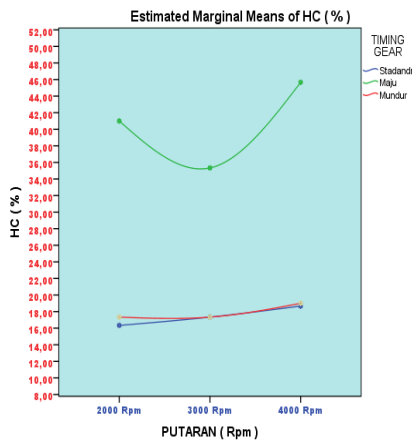
Tabel 4 Dependent Variable: B.BAKAR (ml)

Source	Type III Sum of Squares	df	Mean Square	F	Sig.
Corrected Model	239,333 ^a	8	29,917	73,432	,000
Intercept	3136,333	1	3136,333	7698,273	,000
PUTARAN	219,556	2	109,778	269,455	,000
TIMINGGEAR	8,667	2	4,333	10,636	,001
PUTARAN TIMINGGEAR *	11,111	4	2,778	6,818	,002
Error	7,333	18	,407		
Total	3383,000	27			
Corrected Total	246,667	26			

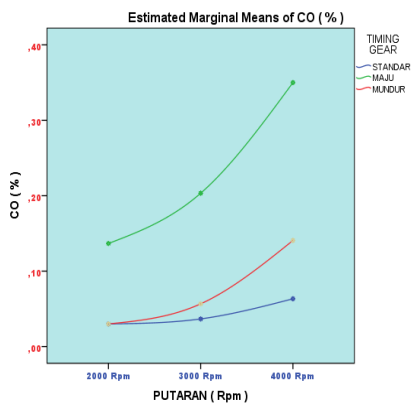
a. R Squared = ,970 (Adjusted R Squared = ,957)

b. Respon rerata

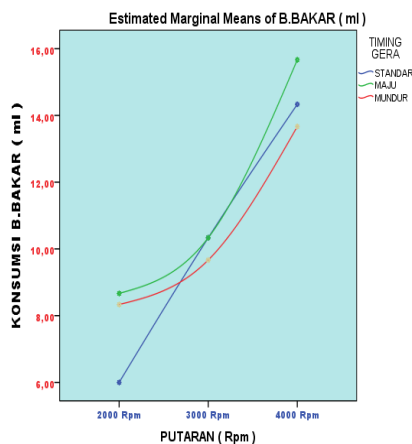
Dari data-data penelitian maka dapat disajikan grafik rerata respon penelitian daya, konsumsi bahan bakar, emisi gas buang HC, CO, CO₂.



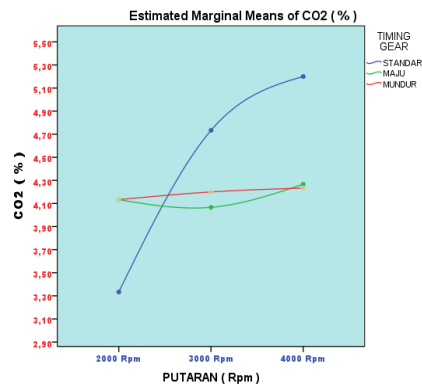
Gambar 1 Respon rerata emisi HC



Gambar 2 Respon rerata emisi CO



Gambar 3 Respon rerata emisi konsumsi bahan bakar



Gambar 4 Respon rerata emisi CO₂

V KESIMPULAN dan SARAN

5. 1 Kesimpulan

Hasil penelitian, analisa dan pembahasan maka peneliti menyimpulkan sebagai berikut:

- a. Emisi gas buang HC pada timing gear digeser maju sebesar 45.66 ppm terjadi pada putaran 4000 rpm, terkecil 16.33 pada timing standar dengan rpm 2000.
- b. Emisi gas buang CO paling kecil 0.03 % terjadi pada rpm 2000, pada variasi timing gear standar dan mundur. dan terbesar terjadi pada rpm 4000 0.35 % dengan timing di majukan.
- c. Emisi gas buang CO₂ paling kecil pada timing standar dengan rpm 2000 sebesar 3.33 % dan terbesar pada timing standar dengan rpm 4000, sebesar 5.2 %.
- d. Terdapat pengaruh konsumsi bahan bakar pada variasi *timing gear*, dimana pada variasi timing gear digeser maju Pemakaian bahan bakar lebih boros sebesar 15.66 ml pada variasi putaran 4000 rpm.

5.2 Saran

Berdasarkan temuan pada hasil penelitian maka peneliti menyampaikan beberapa saran:

- a. Didalam penelitian ini telah dibuktikan timing standar lebih baik dibandingkan dengan timing gear digeser maju dan mundur sangat perlu diteliti lagi lebih spesifik pada komponen camshaft.

- b. Perlu diadakan penelitian lebih lanjut guna mengurangi kadar emisi gas buang yang dihasilkan terhadap komponen lain pada mekanik mesin.
- c. Mengeser timing gear harus diperhatikan jarak dari katup dengan permukaan piston agar tidak terjadi benturan.
- d. Dalam pengujian emisi ventilasi bengkel harus baik untuk menghindari keracunan emisi gas buang.

DAFTAR PUSTAKA

- a. Wiranto Arismunandar, *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*, Edisi III, Penerbit ITB, Bandung, 1980
- b. Crouse, William, 1995, *Automotive Engine*, Mc Graw - Hill School Publishing Company, New York. Dasuki, Faisal, 1977, *Motor Motor Bakar Bensin, Devission*. Training Center, PT Astra Motor, Jakarta.
- c. Graham Bel, A, 1981, *Performance Tuning In Theory And Practice Four Stroke*, Lawrence Drive, california.
- d. Drs.Daryanto, (1985). *Contoh Perhitungan Motor Bensin Empat Langkah*, TARSITO-Bandung.
- e. Drs.Daryanto. (2003). *Dasar-Dasar Teknik Mobil*, Jakarta: Bumi Aksar, Bandung.
- f. Boentarto. (2005). *Cara Pemeriksaan Penyetelan dan Perawatan Sepeda Motor*.
- g. *Motor*. Yogyakarta: Andi <http://infobalapiarjakarta.blogspot.com/2011/10/memahami-siklus-buka-tutup-camnoken.html#ixzz3SLjFPefk>
- h. <http://www.pipercomex.com> (2012/5/5). *lima unsur- dalam-gas- buang*
- i. Julius Jama, dkk. (2008). *Teknik Sepeda Motor Jilid 3:Direktoriat Pembina Sekolah Pembina Kejuruan*.
- j. Drs.Ridwan.M.B.A, (2009). *Metode dan Teknik Penyusunan Proposal Penelitian*. Alfabeta, Bandung. Unang Supratman. (2007). *Kimia dan Bahan Bakar*. CV Nuansa Citra Grafika
- k. Singgih Santoso, (2014). *Paduan lengkap SPSS versi 20*, PT.Elex media komputindo-jakarta
- l. Dr. Zainal Arifin, M.T, (2012). *Materi – diklat vehicle – engineering- pkb – sarjana*
- m. Makalah Dampak Pembakaran bahan bakar Minyak. xnewspro.blogspot.com/.../makalah-dampak-pembakaran-bahan-bakar.h
- n. Belajar menghitung derajat camshaft. [http://www.kaskus.us/showthread.php?t=4954836&page=365\(2007\)diunduh3/4/2015](http://www.kaskus.us/showthread.php?t=4954836&page=365(2007)diunduh3/4/2015).
- o. Effectct Dari Mengeser Posisi Noken as. <http://infobalapiarjakarta.blogspot.com/2011/10/memahami-siklus-buka-tutup-camnoken.html#ixzz3SLjFPefk>. Diunduh 3/4/2015
- p. Yoyok Drajat Siswanto, vol.1, juli 2012. *Pengaruh variansi lobe seperatioan angle camshaft dan variasi putaran mesin terhadap daya pada sepeda motor supra 125 tahun 2008*.

PENGARUH BIODIESEL TERHADAP UNJUK KERJA MESIN DIESEL 2500 CC KENDARAAN RODA EMPAT

Efrata Tarigan*

SMK Immanuel Medan, Sumatera Utara*

Email: tarigan.efrata@gmail.com

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui daya mesin, torsi, dan konsumsi bahan bakar, melalui variasi velocity dan variasi campuran biodiesel pada bahan bakar solar. Sampel penelitian menggunakan mobil mini bus 2400 CC, bahan bakar solar dan variasi campuran biodiesel. Melalui variasi putaran 2000 rpm, 2500 rpm, 3000 rpm, 3500 rpm, 4000 rpm dan campuran biodiesel 0%, 5%, 10%, 15, 20% diukur daya mesin pada roller dynamometer, dan konsumsi bahan bakar dengan gelas ukur. Data penelitian ditabulasi dan dilanjutkan analisis menggunakan analisis varians anava. Hasil penelitian menyimpulkan bahwa velocity dan variasi bioetanol berpengaruh terhadap peningkatan daya, torsi dan penurunan konsumsi bahan bakar, semakin besar campuran biodiesel semakin besar pengaruh terhadap daya, torsi dan konsumsi bahan bakar.

Kata Kunci : Daya, Torsi, Konsumsi Bahan Bakar, Biodiesel

I PENDAHULUAN

Minyak bumi merupakan sumber energi utama dan sumber devisa negara. Namun demikian, cadangan minyak bumi yang dimiliki Indonesia jumlahnya terbatas. Penggunaan bahan bakar di Indonesia terutama solar terus mengalami peningkatan dari tahun ke tahun. Kebutuhan 29 % solar diperoleh melalui impor dan pada tahun 2020 diperkirakan Indonesia akan impor solar sebesar 35%.

Berdasarkan hal tersebut, pemerintah telah mengeluarkan Peraturan Presiden Republik Indonesia nomor 5 tahun 2006 tentang Kebijakan Energi Nasional untuk mengembangkan sumber energi alternative sebagai pengganti BBM. Walaupun kebijakan tersebut menekankan penggunaan batu bara dan gas sebagai pengganti BBM, tetapi juga menetapkan sumber daya yang dapat diperbaharui seperti bahan bakar nabati sebagai alternatif pengganti BBM. [9]

Selain itu pemerintah juga telah memberikan perhatian serius untuk pengembangan bahan bakar nabati (*biofuel*) yang dapat diperbaharui (*renewable*) ini dengan menerbitkan Instruksi Presiden No 1 tahun 2006 tanggal 25 Januari 2006 tentang penyediaan dan pemanfaatan bahan bakar nabati (*biofuel*) sebagai bahan bakar lain. Oleh karena itu eksplorasi dan eksploitasi terhadap sumber-sumber alternative saat ini menjadi sebuah kebutuhan. Saat ini melalui kementerian energi dan sumber daya mineral, pemerintah sedang gencar memasyarakatkan penggunaan *biofuel* untuk penghematan energi dan penyelamatan lingkungan.

Salah satu cara untuk mengurangi konsumsi minyak bumi yang semakin lama semakin menipis terutama solar adalah dengan mencampur solar dengan bahan bakar lain, dan salah satunya

yaitu mencampur solar dengan biodiesel, dengan mencampur solar dengan biodiesel dapat mengurangi konsumsi minyak khususnya solar.

Biodiesel didefinisikan sebagai metil ester atau etil ester dari asam lemak (*fatty ester*) yang diproduksi dari minyak tumbuhan atau hewan dan memenuhi kualitas untuk digunakan sebagai bahan bakar mesin diesel. Biodiesel memiliki sifat menyerupai minyak diesel/solar sehingga dapat menjadi bahan bakar alternatif bagi mesin diesel, selain itu nilai oktan solar murni lebih kecil dibanding dengan campuran biodiesel, solar murni nilai angka oktannya sekitar 47, biodiesel antara 60 hingga 62. Oleh karena itu maka sangat penting untuk kita melakukan penelitian biodiesel kaitannya terhadap unjuk kerja mesin agar masyarakat tidak takut menggunakan bahan bakar biodiesel pada kendaraannya. [10].

II METODOLOGI

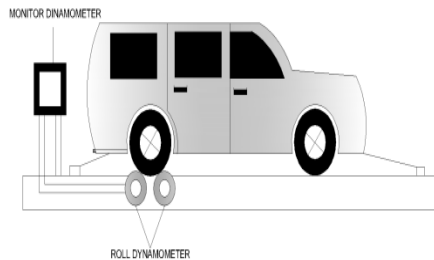
2.1 Alat dan Bahan

Tabel 1 Alat dan Bahan

No	Nama Bahan	Merk	Spesifikasi	Jumlah
1	Mobil	Kijang kapsul	Sen G	1 unit
		Tipe	2L	
		Jumlah silinder	4, segaris	
		Jumlah & mekanisme katup	OHC, 8-katup	
		Sistem pasokan bahan bakar	Distributor	
		Kapasitas cc	2.446	
		Diameter x langkah	92,0 x 92,0	
		Perbandingan kompresi	22,2:1	
		Tenaga maks. [EEC] kW@rpm	61@4.500	
		Torsi maks. [EEC] Nm@rpm	160 @2.800	

2.2 Skema Pengujian

Pengujian torsi dan daya mesin dilakukan dengan *chassis dynamometer* yang diukur pada roda-roda penggerak, sedangkan konsumsi bahan bakar dengan gelas ukur, Skema pengujian torsi dan dapat disajikan pada gambar berikut:



Gambar 1 Skema Pengujian Torsi Dan Daya

Langkah-langkah melakukan pengujian:

1. Persiapan kendaraan meliputi
 - a. Cek oli mesin.
 - b. Cek tekanan ban.
 - c. Cek air radiator
 - d. Dll (mengkondisikan mobil ke kondisi standar)
2. Kendaraan uji dinaikkan pada roll.
3. Selanjutnya kendaraan diikat muka belakang dengan belt pengaman agar mobil tidak keluar dari rooller.
4. Selanjutnya atur data kendaraan di monitor rool dynamometer.
5. Setelah berada pada posisi yang benar, kendaraan akan dijalankan dan memutar roll, Karena dikopel dengan dynamometer maka otomatis dynamometer juga berputar, putaran ini disebut putaran roll.

2.3 Parameter Penelitian Dan Variabel Bebas

Tabel 2 Parameter Penelitian Dan Variabel Bebas

No	Parameter yang diukur	Variabel bebas/ Faktor
1	Torsi mesin, $T (N.m)$	Biodisel, velocity
2	Daya Kw	Biodisel, velocity
3	Konsumsi Bahan Bakar	Biodesel, velocity

2.4 Batasan Lingkup

Rancangan eksperimen pada penelitian ini dibatasi dengan lima level untuk setiap variabel bebas / faktor. Tabel berikut menunjukkan batasan dan lingkup penelitian.

Tabel 3 Batasan dan lingkup penelitian.

Kode	Variabel bebas /faktor	Lv 1	Lv 2	Lv 3	Lv 4	Lv 5
A	Putaran (rpm)	2000	2500	3000	3500	4000
B	Biodiesel (%)	0	5	10	15	20

III HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Data Pengujian

Data yang digunakan dalam penelitian ini merupakan data hasil pengujian secara langsung. Pada penelitian ini terdapat tiga tahap pengujian, yaitu uji Chasisdyno, dan gelas ukur. Uji dyno dilakukan untuk mendapatkan data torsi dan daya. Uji gelas ukur dilakukan untuk mendapatkan konsumsi bahan bakar.

3.2 Uji Torsi

Uji torsi dilakukan pada unit *chassis dynamometer*. Torsi yang terukur adalah torsi pada roda roda penggerak. Roda roda depan dinaikkan diatas roller dynamometer, dengan satu orang operator berada didalam mobil. Tabel berikut menyajikan data hasil pengujian torsi, dengan beberapa variasi perlakuan sesuai dengan desain eksperimen.

Tabel 4 Data Hasil Pengukuran Torsi (N.m)

Trial number	Faktor A Putaran (rpm)	Faktor B Campuran BB (%)	Hasil Pengujian					
			Torsi (N.m)					
			Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Rata-rata
1	2000	0	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5	93,5
2	2000	5	95,0	95,0	94,5	95,0	94,0	94,7
3	2000	10	97,0	97,0	95,5	96,0	95,0	96,1
4	2000	15	98,0	98,5	96,5	98,0	96,0	97,4
5	2000	20	99,0	99,5	98,0	99,0	97,5	98,6
6	2500	0	133,5	133,5	133,5	133,5	133,5	133,5
7	2500	5	135,0	135,0	134,5	135,0	134,0	134,7
8	2500	10	136,0	137,0	135,5	136,0	135,0	135,9
9	2500	15	138,0	138,5	136,5	138,0	136,0	137,4
10	2500	20	139,0	139,5	138,0	139,0	137,5	138,6
11	3000	0	142,0	142,0	142,0	142,0	142,0	142
12	3000	5	143,0	143,5	143,5	143,0	143,5	143,3
13	3000	10	144,5	145,0	144,5	144,0	144,0	144,4
14	3000	15	146,0	146,0	146,5	145,0	145,0	145,7
15	3000	20	148,0	147,0	148,0	146,0	146,5	147,1
16	3500	0	123,5	123,5	123,5	123,5	123,5	123,5
17	3500	5	125,0	125,0	124,5	125,0	124,0	124,7
18	3500	10	126,0	127,0	125,5	126,0	125,0	125,9
19	3500	15	128,0	128,5	126,5	128,0	126,0	127,4
20	3500	20	129,0	129,5	128,0	129,0	127,5	128,6
21	4000	0	110,0	111,0	111,0	111,0	111,0	110,8
22	4000	5	112,0	112,0	112,0	112,0	112,0	112
23	4000	10	113,5	113,0	113,5	113,5	113,5	113,4
24	4000	15	114,0	115,0	115,0	115,5	116,0	115,1
25	4000	20	115,0	116,0	116,0	117,0	117,0	116,2

3.3 Uji Daya

Uji daya dilakukan pada unit *chassis dynamometer*. Daya yang terukur adalah daya pada roda roda penggerak. Roda roda depan dinaikkan diatas roller dynamometer, dengan satu

orang operator berada didalam mobil. Tabel 4.1 berikut menyajikan data hasil pengujian torsi, dengan beberapa variasi perlakuan sesuai dengan desain eksperimen.

Tabel 5 Hasil Pengukuran Daya (kW)

Trial number	Faktor A Putaran (rpm)	Faktor B Campuran BB (%)	Hasil Pengujian					
			Daya (kW)					
			Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Rata-rata
1	2000	0	12	12,1	12,1	12,1	12	12,06
2	2000	5	13	13	13,1	13,1	13	13,04
3	2000	10	13,5	13,5	13,8	13,5	13,5	13,56
4	2000	15	14	14	14	13,8	13,8	13,92
5	2000	20	15	14,5	14,2	14	13,9	14,32
6	2500	0	19	19,2	19	19	19,1	19,06
7	2500	5	19,2	19,4	19,2	19,3	19,3	19,28
8	2500	10	19,5	19,5	19,4	19,5	19,4	19,46
9	2500	15	19,8	19,8	19,6	19,6	19,5	19,66
10	2500	20	20	20	19,8	19,8	19,8	19,88
11	3000	0	28	28,1	28,2	28	28,2	28,1
12	3000	5	28,1	28,3	28,3	28,1	28,4	28,24
13	3000	10	28,4	28,5	28,5	28,4	28,5	28,46
14	3000	15	28,5	28,8	28,6	28,6	28,6	28,62
15	3000	20	29	29,5	29	29	29	29,1

16	3500	0	39	39	39	39	39	39
17	3500	5	39,4	39,2	39,4	39,2	39,2	39,28
18	3500	10	39,6	39,5	39,6	39,5	39,4	39,52
19	3500	15	39,7	39,8	39,8	39,7	39,8	39,76
20	3500	20	40	40	41	40	40	40,2
21	4000	0	48	48,1	48	48	48	48,02
22	4000	5	48,5	48,4	48,2	48,2	48,2	48,3
23	4000	10	48,8	48,8	48,6	48,4	48,4	48,6
24	4000	15	50	50	48,8	48,5	48,8	49,22
25	4000	20	52	52	50	50	52	51,2

Tabel 6 Hasil Pengukuran Komsumsi BB

Trial number	Faktor A Putaran (rpm)	Faktor B Campuran BB (%)	Hasil Pengujian						
			BBM						
			Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 5	Rata-rata	
1	2000	0	92,5	95	94	95	96	94,5	
2	2000	5	92	93	92	93	92	92,4	
3	2000	10	91	92	90	91	90	90,8	
4	2000	15	90	88	89	90	88	89	
5	2000	20	86	85	85	86	85	85,4	
6	2500	0	115	115	115	115	115	115	
7	2500	5	110	105	110	106	106	107,4	
8	2500	10	106	100	106	106	106	104,8	
9	2500	15	104	98	104	102	104	102,4	
10	2500	20	100	95	100	100	100	99	
11	3000	0	125	130	125	125	125	126	
12	3000	5	122	125	122	122	122	122,6	
13	3000	10	120	120	120	120	120	120	
14	3000	15	115	115	115	115	115	115	
15	3000	20	112	105	110	110	100	107,4	
16	3500	0	135	135	135	135	135	135	
17	3500	5	133	130	133	133	133	132,4	
18	3500	10	130	128	130	130	130	129,6	
19	3500	15	125	125	125	125	125	125	
20	3500	20	120	120	120	120	125	121	
21	4000	0	160	160	160	160	160	160	
22	4000	5	150	150	150	150	150	150	
23	4000	10	148	148	148	148	148	148	
24	4000	15	145	145	145	145	145	145	
25	4000	20	140	140	140	140	140	140	

Tabel 7 Persen Kontribusi Pengujian Torsi

Source	DF	SS	SS ²	% Kontribusi
Putaran	4	73832,7	73832,7	0,994074
Campuran BB	4	398,4	396,8	0,005343
Error	100	35,8		
Total	124	74271,2	74221,6	0,99933

Dari tabel di atas dapat diinterpretasikan bahwa faktor putaran berpengaruh sangat besar terhadap torsi, yaitu sebesar 99,4 % (berpengaruh signifikan), sementara campuran BB berpengaruh

0,5 % terhadap torsi yang dihasilkan. Total keseluruhan adalah 99,9 selebihnya adalah persentase faktor error.

3.4 Persen Kontribusi Pada Pengujian Daya

Tabel 8 Persen Kontribusi Daya

Source	DF	SS	SS'	% Kontribusi
Putaran	4	217,874	217,7412	0,978643
Campuran BB	4	0,683	0,5502	0,0024
Error	100	0,655		
Total	124	222,493	74221,6	0,98149

Dari tabel di atas dapat diinterpretasikan bahwa faktor putaran berpengaruh sangat besar terhadap daya, yaitu sebesar 97,8 % (berpengaruh signifikan), sementara campuran BB berpengaruh

0,24 % terhadap torsi yang dihasilkan. Total keseluruhan adalah 98,149% selebihnya adalah persentase faktor error.

3.5 Persen Kontribusi Pada Pengujian Konsumsi Bahan Bakar

Tabel 9 Persen Kontribusi Pengujian Daya

Source	DF	SS	SS'	% Kontribusi
Putaran	4	48571,2	48571,6	0,921521
Campuran BB	4	3581,5	3571,5	0,06776
Error	100	2,4		
Total	124	52798,1	74221,6	0,99435

Dari tabel di atas dapat diinterpretasikan bahwa faktor Putaran berpengaruh sangat besar terhadap daya, yaitu sebesar 92% (berpengaruh signifikan), sementara campuran BB berpengaruh 6,7% terhadap torsi yang dihasilkan. Total keseluruhan adalah 99,4% selebihnya adalah persentase faktor error.

IV KESIMPULAN dan SARAN

4.1. Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil berdasarkan hasil penelitian dan pembahasan yang telah dilakukan selama proses penelitian adalah sebagai berikut:

1. Output torsi mesin, output torsi pada mesin meningkat seiring meningkatnya campuran bahan bakar biodiesel 0%, 5%, 10%, 15%, dan 20%. Peningkatan terbesar terjadi di setiap kombinasi putaran dan campuran biodiesel 20%.
2. Output daya pada mesin meningkat seiring meningkatnya campuran bahan bakar biodiesel dari 0% ke 5%, 10%, 15%, 20%. Peningkatan terbesar terjadi di setiap kombinasi putaran dan campuran biodiesel 20%.
3. Konsumsi bahan bakar menurun seiring meningkatnya campuran bahan bakar biodiesel dari 0% ke 5%, 10%, 15%, 20%. Penurunan terbesar terjadi di setiap kombinasi putaran dan campuran biodiesel 20%.

4.2. Saran

1. Untuk peneliti lanjutan, perlu ditambahkan kombinasi temperatur bahan bakar agar hasil lebih akurat.
2. Untuk peneliti lanjutan, perlu ditambahkan kombinasi putaran yang lebih variatif agar lebih sempurna.
3. Penelitian ini hanya sebatas laboratorium untuk jangka panjang perlu penelitian yang lebih lama karena menurut WWFC bahwa untuk kendaraan yang dirancang untuk bukan untuk bahan bakar biodiesel akan merusak komponen mesin, oleh karena itu maka WWFC menyatakan 5% adalah campuran yang paling bagus untuk kendaraan yang dirancang untuk bahan bakar bensin.

DAFTAR PUSTAKA

1. Informasi Teknis Biodiesel Direktorat Bio Energi 2013
2. Sudirman, 2006. Metode Tepat Menghemat Bahan Bakar. Jakarta : Kawan Pustaka.
3. Astra Daihatsu Motor, PT. 2001. Training Manual. Jakarta: Service Division.
4. Yesung Allo Padang Juli 2011. Uji Eksperimental Konsumsi Bahan Bakar Mesin Berbahan Bakar Biodiesel Minyak Kelapa Hasil Metode Kering
5. Adly Havendri April 2008. kaji eksperimental perbandingan prestasi mesin dan emisi gas buang motor bakar diesel menggunakan bahan bakar campuran solar dengan biodiesel minyak jarak dan minyak kelapa

6. Drs.Samsudi Raharjo, ST, MM 2007. Analisa performa mesin diesel dengan bahan bakar biodiesel dari minyak jarak ISSN:1978-9777.
7. Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoke, Krister G.E.Johnson, 2010. Handbook of Diesel Engine
8. Nasir Widha Setyanto, ST, MT,Rio Prasetyo Lukodono, ST, MT, Lely Riawati, ST, MT. Metode Taguchi.
9. <http://www.kemendagri.go.id/produk-hukum/2006/01/25/peraturan-presiden-nomor-5-tahun-2006>
10. <http://yoniarman.blogspot.com/2013/09/latar-belakang-biodiesel-merupakan.html>

OPTIMASI DESAIN RUANG POMPA PANCAR YANG DIGUNAKAN PADA OPERASIONAL PENGEBORAN MIGAS DENGAN MENGGUNAKAN *SOFTWARE* CFD

Alan Fernando*, La Ode M. Firman**, Sorimuda Harahap***

PT. Tekarindo Sejahtera, Jakarta*

Program Magister, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta**

Program Magister, Jurusan Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta***

Alan.fernando17@gmail.com

Abstrak

Pada saat ini keperluan energy semakin meningkat seiring dengan perkembangan suatu negara, dengan melihat sumber *energy* yang makin terbatas menuntut masyarakat pengguna *energy* untuk berhemat. Tidak terkecuali pada bidang eksplorasi migas, Lumpur merupakan bagian yang terpenting untuk operasional eksplorasi migas dalam hal ini pengeboran. Untuk mensirkulasikan dibutuhkan pompa yang digerakan oleh mesin diesel untuk mensuplai lumpur ini ke dalam sumur serta untuk menghisapnya untuk selanjutnya disirkulasikan kembali oleh pompa pancar. Dengan mengoptimasikan pipa pancar dari pompa pancar, dengan kemampuan hisap yang sama diperlukan tekanan penggerak 11% lebih rendah, dengan demikian daya yang dibutuhkan menurun sebanyak 25%, sehingga meningkatkan umur komponen pompa lumpur khususnya bearing sebanyak 40%.

Kata Kunci: Optimasi, Pompa Pancar, Lumpur, Pipa Pancar.

Abstract

At the moment, energy requirement get an increasing in line with developing of country needs, concern of limitation energy source storage inside the earth, give an effort to people to save energy include with Gas and Oil Exploration Company, all lines are about thinking how to save the energy. Mud is important part to support oil and gas drilling exploration process. To circulate it is depend on mud pump which is driven by diesel engine to supply in to well and the suction move the mud in to tank then circulate it again to well by Jet Pump. By optimizing the mixing chamber of jet pump, with the same suction capability only required driving pressure 11% lower, thereby decreasing the power needed by 25%, and increasing component life, especially bearing of mud pump as much as 40%.

Key Word: Optimization, Jet Pump, Mud, Mixer Chamber

I PENDAHULUAN

Sejalan dengan meningkatnya pembangunan yang diikuti dengan pertumbuhan dan perkembangan perekonomian Indonesia, kebutuhan energi nasional juga semakin meningkat. Penyediaan energi nasional saat ini sangat terbatas, karena sumber energi terutama bahan bakar fosil yaitu minyak, gas dan batubara yang sifatnya tidak dapat diperbaharui semakin berkurang.

Pesawat pompa mempunyai peranan yang sangat penting dalam berbagai kebutuhan hidup manusia, misalnya: dalam bidang pelayanan air minum, kebutuhan industri, pertanian dan lain-lain. Untuk memenuhi kebutuhan tersebut pada

umumnya dilakukan dengan menggunakan jenis pompa sentrifugal, sedang pompa pancar secara khusus digunakan pada industri-industri, seperti: kapal laut, ketel uap dan sebagainya. Aplikasi sistem pompa pancar dalam penggunaannya banyak dijumpai pada kapal-kapal laut yang dimaksudkan adalah untuk menghemat pemakaian sumber energi listrik serta dapat menghemat sistem instalasi pipa didalam kapal. Selain itu pompa pancar digunakan untuk mencampur dua macam zat cair seperti air dengan *liquid foam* pada pemadam kebakaran.

Pompa pancar dapat berfungsi bilamana ada daya penggerak dalam hal ini adalah fluida yang dialirkan masuk kedalam tabung pancar melalui nosel dengan kecepatan yang tinggi, sehingga terjadi

kevakuman didalam tabung pompa pancar, maka akibatnya fluida akan terisap dan bercampur dengan fluida penggerak (pompa suplai). Berdasarkan prinsip kerja tersebut pompa pancar dapat menambah kapasitas pompa suplai, sehingga pompa ini perlu terus dikembangkan dan diterapkan pada bidang industri.

Untuk industri pengeboran, pompa pancar berperan sangat penting dalam membantu sirkulasi fluida yang digunakan dalam proses pengeboran. Untuk mengetahui lebih mendalam akan kemampuan dan prestasi pompa pancar, maka akan didesain dan disimulasikan dengan software CFD untuk mendapatkan nilai efisiensi pompa yang lebih optimal.

Tujuan yang diharapkan dari pengujian pompa ini adalah untuk menentukan nilai prestasi atau unjuk kerja serta mendapatkan gambaran tentang karakteristik dari pompa pancar. Manfaat dari hasil penelitian ini diharapkan dapat menjadi acuan dalam penggunaan dalam industry pengeboran.

II DASAR TEORI

2.1. Hukum Dasar aliran Fluida

Fluida umumnya dibagi atas gas dan cairan yang diartikan sebagai suatu zat yang dapat mengalir, sedang pengertian yang lebih teliti adalah suatu zat yang bergerak secara kontinu karena aksi gaya geser. Gaya geser timbul bila terjadi gesekan relative antara satu lapisan dengan lapisan lain yang bersinggungan dalam fluida tersebut. Aliran fluida terlalu rumit dan tidak selalu tunduk pada analisa matematik yang tepat, sehingga untuk menganalisisnya dapat digunakan tiga hukum dasar aliran fluida, yaitu: persamaan kontinuitas, persamaan momentum dan persamaan energy.

2.2. Persamaan Kontinuitas

Persamaan diturunkan dari prinsip kekekalan massa. Untuk aliran yang bersifat stasioner (mantap), didalam volume atur tidak terjadi perubahan jumlah massa, yaitu bahwa jumlah massa yang masuk ke suatu volume atur sama dengan jumlah massa yang keluar dari volume atur dalam selang waktu t.

$$\rho AV = \text{Konstan}$$

Untuk fluida incompressible (air), secara praktis massa jenis ρ (Kg/m^3) dianggap

konstan, sehingga; $A.V=Q=\text{konstan}$, dengan A = Luas Penampang [m^2], V = kecepatan aliran [m/s], dan q = kapasitas atau debit aliran [m^3/s].

2.3. Persamaan Momentum

Persamaan momentum dikembangkan dari hukum kedua newton, yaitu:

$$F = M \frac{dV}{dt}$$

Dengan F adalah jumlah gaya luar yang bekerja (N), M adalah massa zat (Kg), $\frac{dV}{dt}$ adalah laju perubahan kecepatan (m^2/s)

2.4. Persamaan Energi

Persamaan energy dapat dinyatakan dalam bentuk persamaan Bernoulli, yang merupakan persamaan energy mekanik untuk aliran stasioner dan massa konstan. Untuk aliran yang stasioner incompressible dan reversible berlaku persamaan Bernoulli yang berbentuk:

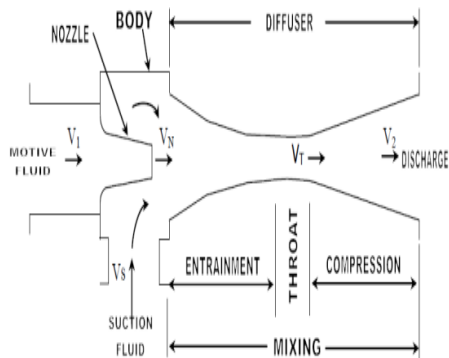
$$\frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} + Z = \text{Konstan}$$

Dengan $\frac{P}{\gamma}$ adalah Head tekanan (m), $\frac{V^2}{2g}$ adalah Head kecepatan (m) dan Z adalah Head ketinggian (m). P adalah tekanan (N/m^2), γ adalah berat jenis fluida (N/m^3), dan g adalah percepatan (m/s^2)

2.5. Prinsip Kerja Dan Karakteristik Pompa Pancar

Istilah pompa pancar (jet Pump) atau ejector adalah suatu pompa yang terdiri dari sebuah tabung pancar dan venture yang berbentuk konvergen divergen (diffuser). Pada bagian konvergen dihubungkan dengan sebuah pipa yang berfungsi sebagai pipa isap (suction fluid). Fluida dapat terisap oleh pompa pancar karena adanya daya penggerak dalam bentuk energy tekanan fluida (motive fluid) yang dialirkan ke dalam tabung pancar melalui nosel (nozzle) dengan kecepatan tinggi menyebabkan terjadinya kevakuman dalam tabung pompa pancar. Fluida yang dialirkan ke dalam tabung pompa pancar adalah dengan bantuan sebuah pompa suplai melalui suatu instalasi pipa yang dilengkapi dengan sebuah katup pengatur. Aliran fluida inilah yang dimanfaatkan sebagai Aliran fluida inilah yang dimanfaatkan sebagai fluida penggerak (*motive fluid*) dengan

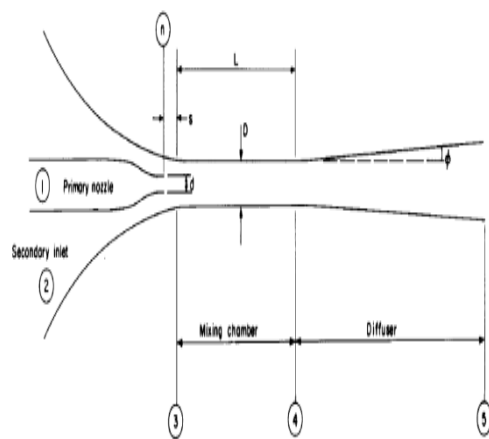
kontruksi pompa yang diperlihatkan pada gambar berikut:



Gambar 1. Skema dari Pompa Pancar

Untuk mendapatkan karakteristik pompa pancar ada beberapa parameter penting yang berkaitan dengan teori fluida dan aplikasinya terhadap sistem pompa pancar. Parameter yang dimaksud adalah: head tekanan masuk tabung pancar, head tekanan keluar pada saluran buang, kapasitas pompa suplai, kapasitas pompa pancar dan efisiensi yang dihasilkan oleh pompa pancar.

Tujuan dalam mendesain adalah untuk menghasilkan pompa pancar yang akan menghasilkan pompa pancar yang akan beroperasi dengan efisiensi maksimal dalam tekanan primer dan sekunder aliran dan tekanan.



Gambar 2. Referensi dari persamaan pompa

Parameter dalam mendesain pompa pancar pada umumnya diwakili dengan persamaan ratio tanpa dimensi yang menggambarkan

geometri dan performa dari alat ini. Terdapat lima persamaan ratio utama [8] yang didefinisikan sebagai berikut:

1. Ratio Tekanan, kenaikan tekanan saluran sekunder-penurunan tekanan saluran utama

$$N = (P_5 - P_2) / (P_1 - P_5)$$

Pada saat fluida pada saluran utama dan sekunder sama, N dapat menjadi ratio dari Head

$$N = (H_5 - H_2) / (H_1 - H_5)$$

2. Ratio Debit fluida, Debit fluida Sekunder kepada aliran Debit fluida utama,

$$M = Q_s / Q_p$$

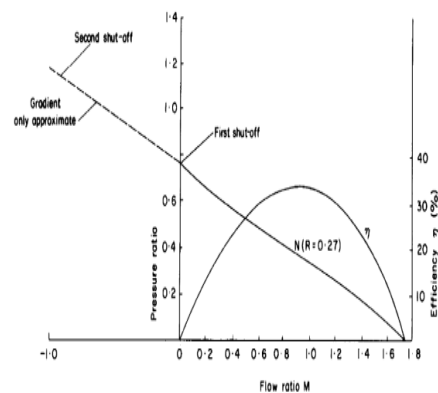
3. Effisiensi Pompa Pancar,

$$\eta = \frac{Q_s(P_5 - P_2)}{Q_p(P_1 - P_5)} = M \times N$$

4. Ratio Luas penampang ujung keluar nosel terhadap luas penampang tabung pancar,

$$R = A_n / A_m$$

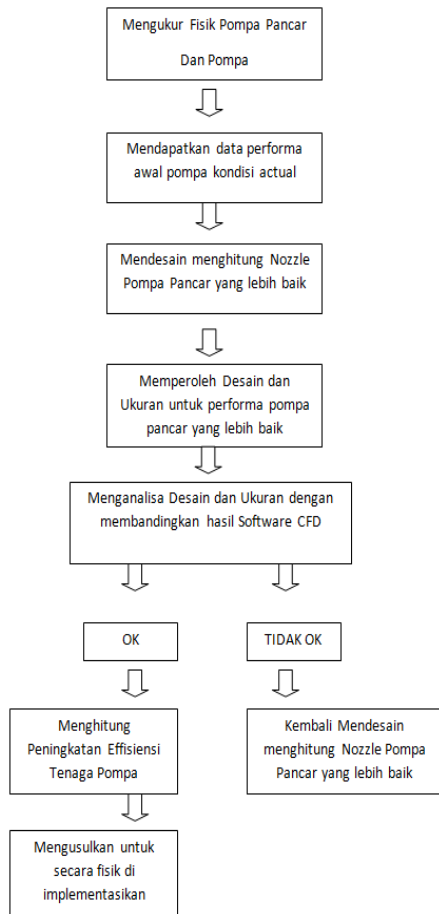
5. Ratio panjang pipa pancar dan diameter pipa pancar,



Gambar 3. Diagram Pressure Ratio N dan Effisiensi η [1]

III METODOLOGI PENELITIAN

Metodologi yang dilakukan dalam perancangan Pompa Pancar ini dapat dilihat pada Gambar berikut:



Gambar 4. *Flow Chart* Desain Pompa Pancar

Adapun data akan diambil dari mengukur fisik yang sudah ada serta menghitung hasil efisiensi volume yang dihisap dengan membandingkan teoritis air yang di supply ke jet nozzle dengan total air yang tersuply ke tangki penampung.

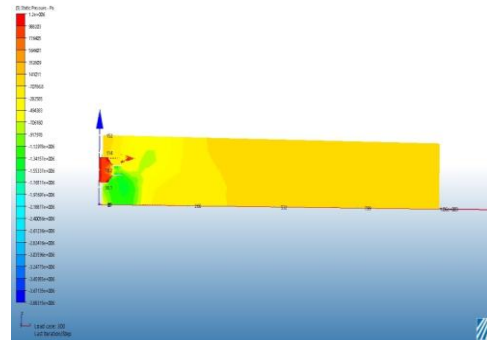
Dari hasil pengukuran debit pompa ke tanki ini dapat menjadi input dari prestasi model yang sudah digunakan, selanjutnya optimasi model akan dimulai dari karakter model awal.

Desain dan analisa yang dilakukan dalam program CFD akan menemui kendala bilamana akan diterapkan pada keadaan aktualnya, salah satu penyebabnya dapat berasal dari ketidak konsistennya nilai SG pada lumpur yang digunakan.

IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

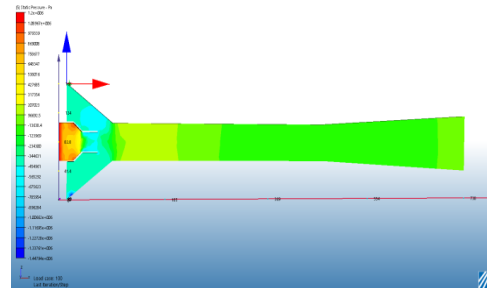
Diperoleh hasil Perhitungan yang disusun dengan membandingkan desain optimasi dengan desain lama.

untuk dapat menjadi verifikasi dari desain yang dihitung secara manual. Hasil CFD adalah sebagai berikut.

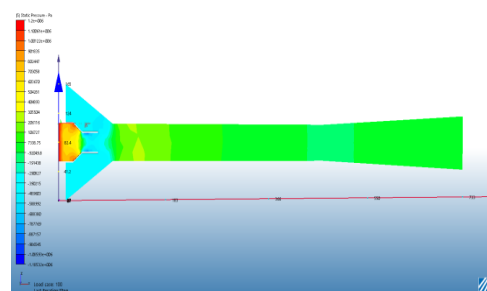


Gambar 5 Desain Lama

Pada Instalasi Pompa Pancar Desain Lama. Tekanan hisap tidak merata dari Nilai - 70,786 Pa sampai -917,978 Pa. Pada kondisi demikian, efektifitas penghisapan tidak maksimal.



Gambar 6 pompa Pancar (Dx7)



Gambar 7 Pompa Pancar (Dx5)

V KESIMPULAN

1. Sesuai perhitungan yang sudah dilakukan, design yang telah terpasang saat ini memiliki efisiensi yang rendah dan cenderung menurun disebabkan keausan yang terjadi disertai kecepatan yang diberikan kepada pompa sudah pada batas yang tinggi yaitu 100 SPM. Dari Hasil yang didapatkan, Effisiensi kerja Pompa pancar yang digunakan adalah 22%. Adapun dimensi yang digunakan saat ini pipa pancar 152 mm dengan panjang 3000 mm.
2. Dari Hasil yang di peroleh, ukuran optimasi Nozzle adalah 27.25 mm, Pipa Pancar didapatkan di ukuran 53.46 mm dengan panjang 267.3 mm dengan efisien mencapai 33% dan tekanan yang diperoleh pada desain ini lebih merata daripada desain awal.
3. Terjadi perbaikan umur dari bearing dari Pompa dari 711,225 jam menjadi lebih panjang yaitu 1,940,097 jam lebih panjang atau 63% lebih baik
4. Terjadi penurunan tekanan yang diberikan kepada pompa pancar dari 1,723,689.32 Pa menjadi 1.310.004 Pa atau 24% lebih baik. Gaya yang diterima oleh bearing pun menjadi lebih ringan dan jauh dibawah batas maksimal yang dapat diterima bearing.
5. Terjadi penurunan putaran pompa yang dibutuhkan dari 100 putaran permenit menjadi 86 putaran per menit atau turun 14%
6. Terjadi penurunan daya pompa yang dibutuhkan dari 26.59 HP menjadi 17.16 Hp atau 36% lebih rendah.
4. Enterprise Oil. 2001. Well Control Manual
5. Adam T. Bourgoyne Jr. & Keith K. Millheim & Marthin E. Chenevert & F.S. Young Jr. 1986. *Applied Drilling Engineer*. Texas: SPE
6. Bill Michell. 1995. *Advance Oil Well Drilling Engineer*. New Mexico: SPE
7. ESDU. April 1977. *Friction Losses For Fully – Developed Flow In Straigh Pipes*, Item No. 66027, With Amendments A and B. London: ESDU International Ltd.
8. Fritz Dietzel. & Dakso Sriyono. *Turbin Pompa dan Kompresor*. 1996: Erlangga
9. Timken Bearing. 2015. *Catalog and Maintenance-Tapper Roller Bearing*. United State of America: Timken Inc.
10. Pål Jåtun Pedersen. 2006. *Review And Application Of The Tulsa Liquid Jet Pump Model*. Trondheim: ESDU International Ltd.
11. David S. Kelly. 2005. *Pro Engineer Wildfire Instructor*. New York: McGraw Hill

DAFTAR PUSTAKA

1. Igor J. Karassik. & Joseph P. Messina. & Paul Cooper & Charles C. Heald. 2004. *PumpHand Book*. New York: McGraw Hill
2. Frank M. White. 2001. *Fluids Mechanics*. New York: McGraw Hill
3. US department of labor. 2001. Oil and Gas Tooling

OPTIMASI DISAIN DIMENSI SILINDER SISTEM HIDROLIK PADA *HYDRAULIC EXCAVATOR (PC) 1250-7*

Hasan Basri*

Universitas Muhammadiyah Jakarta, akultas Teknik, Jakarta*
hbasrihs@yahoo.com

ABSTRAK

Dunia industri alat-alat berat di Indonesia telah mulai ada pada medio tahun 1990-an, dimulai oleh salah satu perusahaan alat berat yang cukup besar yang mulai dengan bisnis jual beli dan juga sewa alat-alat berat diseluruh wilayah Indonesia. Salah satu jenis alat-alat berat tersebut adalah *Hydraulic Excavator*, dimana fungsi dari alat tersebut adalah untuk menggali tanah, membuat parit, memuat material ke *Dump Truck* atau kayu ke *Trailer*. Konstruksi *Hydraulic Excavator* bagian atas (*upper structure*) mampu berputar (*swing*) 360°, sehingga mobilitas alat ini sangat lincah untuk penggalian dan pemindahan tanah atau material lainnya pada areal sempit sekalipun. Tujuan penelitian ini adalah meningkatkan kualitas dan efisiensi kerja dari *Hydraulic Excavator* tersebut menjadi yang lebih optimal dan nantinya dijadikan sebagai satu langkah modifikasi berikutnya, penelitian ini menggunakan metoda *Full factorial*. Analisa *Full factorial* dilakukan untuk mengetahui seberapa besar pengaruh dari masing-masing faktor, yaitu: Panjang silinder, Diameter silinder dan Persentase tekanan silinder. Berdasarkan hasil pengolahan data berdasarkan variasi dengan menggunakan panjang silinder 1.6 m, diameter silinder 11 cm dan kondisi tekanan kerja silinder 105%, yaitu tekanan diperoleh tekanan hidrolik sebesar 197.16 [kgf/cm²] dan daya sebesar 998.7 [W].

Kata kunci: *Hydraulic Excavator*, panjang silinder, diameter silinder, tekanan silinder, persentase tekanan

ABSTRACT

World industrial heavy equipment in Indonesia have started there in the mid-1990s, started by one of the heavy equipment is large enough that started with the business of buying and selling and rental of heavy equipment throughout the territory of Indonesia. One type of heavy equipment is Hydraulic Excavator, where the function of the device is to excavate the soil, making trenches, loading material into dump trucks or timber to the trailer. Construction Hydraulic Excavator top (*upper structure*) capable of rotating (*swing*) 360°, so mobility is very agile tool for the excavation and removal of soil or other material in a narrow area though. The purpose of this research is to improve the quality and efficiency of work of the Hydraulic Excavator become more optimal and will serve as the next modification step, this study uses the Full factorial method. Full factorial analysis was conducted to determine how big the influence of each factor, namely: The length of the cylinder, the cylinder diameter and the percentage of the pressure cylinder. Based on the results of data processing by using a variation of the cylinder 1.6 m long, 11 cm diameter cylinder and pressure conditions 105% working cylinder, hydraulic pressure is the pressure obtained at 197.16 [kgf/cm²] and the power of 998.7 [W].

Keywords: *Hydraulic Excavator*, length of the cylinder, the diameter of the cylinder, cylinder pressure, percentage of pressure

I PENDAHULUAN

Ilmu dan pengetahuan hingga saat ini terus berkembang dengan pesat dan mengikuti pergerakan peradaban manusia, termasuk mengikuti pertumbuhan penduduk dan keinginan manusia untuk memenuhi kebutuhan hidupnya. Penemuan teknologi baru dan inovasi terhadap teknologi tersebut selalu terjadi pada komponen kehidupan, semua dengan cepat berubah dan berganti

menjadi lebih baik dengan hal-hal baru dan lebih tepat guna.

Termasuk didalam dunia industri pertambangan dan juga industri lainnya, yang senantiasa mengikuti kemajuan teknologi tersebut. Sebut saja untuk memperoleh hasil sumber daya alam seperti batubara dan juga mineral batuan lainnya, memiliki alat untuk mengeruk atau menggali dengan bantuan alat tersebut perusahaan ataupun industri tambang dan juga industri

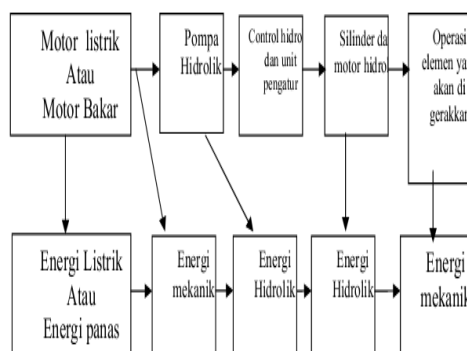
lainnya dapat menghemat dan memperoleh keuntungan yang berlipat ganda.

Dunia industri alat-alat berat di Indonesia telah mulai ada pada medio tahun 1990-an, dimulai oleh salah satu perusahaan alat berat yang cukup besar yang mulai dengan bisnis jual beli dan juga sewa alat-alat berat diseluruh wilayah Indonesia. Salah satu jenis alat-alat berat tersebut adalah *Hydraulic Excavator*, dimana fungsi dari alat tersebut adalah untuk menggali tanah, membuat parit, memuat material ke *Dump Truck* atau kayu ke *Trailer*. Konstruksi *Hydraulic Excavator* bagian atas (*upper structure*) mampu berputar (*swing*) 360°, sehingga mobilitas alat ini sangat lincah untuk penggalian dan pemindahan tanah atau material lainnya pada areal sempit sekalipun. Dalam penelitian ini dilakukan optimasi disain dimensi silinder di sistem hidrolik pada *Hydraulic Excavator* tersebut, sehingga nantinya diperoleh disain dan hasil kondisi yang lebih optimum pada alat berat tersebut. Untuk mencari kondisi optimum tersebut dilakukan dengan menggunakan metoda *full factorial*.

II DASAR TEORI

2.1 Prinsip sistem hidrolik

Sistem hidrolik adalah sistem penerusan daya dengan menggunakan oli. Prinsip dasar dari sistem hidrolik adalah memanfaatkan sifat bahwa zat cair tidak mempunyai bentuk yang tetap. Namun menyesuaikan dengan yang ditempatinya. Zat cair bersifat unkompresibel. Karena itu tekanan yang diterima diteruskan ke segala arah secara merata.



Gambar 1. Diagram aliran sistem hidrolik

Sistem hidrolik biasanya diaplikasikan untuk memperoleh gaya yang lebih besar dari gaya awal yang dikeluarkan. Fluida penghantar ini dinaikkan tekanannya oleh pompa yang

kemudian diteruskan ke silinder kerja melalui pipa-pipa saluran dan katup-katup. Gerakan translasi batang piston dari silinder kerja yang diakibatkan oleh tekanan fluida pada ruang silinder dimanfaatkan untuk gerak maju dan mundur maupun naik dan turun sesuai dengan pemasangan silinder yaitu arah horizontal atau vertikal.

2.2 Keuntungan dan Kekurangan Sistem Hidrolik

Sistem hidrolik memiliki beberapa keuntungan, antara lain yaitu:

- a. **Fleksibilitas.**
Sistem hidrolik berbeda dengan metode pemindahan tenaga mekanis dimana daya ditransmisikan dari *engine* dengan *shafts, gears, belts, chains* atau *cable* (elektrik). Pada sistem hidrolik, daya dapat ditransfer ke segala arah dan tempat dengan mudah melalui pipa atau selang fluida.
- b. **Melipat gandakan gaya.**
Pada sistem hidrolik gaya yang kecil dapat digunakan untuk menggerakkan beban yang besar dengan cara memperbesar ukuran diameter silinder.
- c. **Sederhana.**
Sistem hidrolik memperkecil bagian-bagian yang bergerak dan keausan dengan pelumasan sendiri.
- d. **Hemat.**
Karena penyederhanaan dan penghematan tempat yang diperlukan sistem hidrolik, dapat mengurangi biaya pembuatan sistem.
- e. **Relatif aman.**
Dibandingkan dengan sistem yang lainnya, kelebihan beban mudah dikontrol dengan menggunakan *relief valve*.

Dan, kekurangan dari sistem hidrolik adalah:

- a. Gerakan relatif lambat
- b. Mudah terjadi kebocoran

2.3 Pengertian Alat Berat

Alat Berat (*Heavy Equipment*) adalah alat mekanis yang digunakan untuk membantu manusia dalam pelaksanaan pekerjaan konstruksi. Penggunaan alat berat bertujuan untuk mempercepat proses pelaksanaan pekerjaan, selain itu dengan tenaga alat berat yang besar maka akan sanggup

melaksanakan jenis pekerjaan yang tidak dapat dilakukan oleh tenaga manusia. Kadang sampai batas volume tertentu untuk suatu jenis pekerjaan, penggunaan alat berat jauh lebih ekonomis jika dibandingkan dengan penggunaan tenaga manusia. Alat berat terbagi berdasarkan fungsi dan Operasionalnya.

Berdasarkan fungsinya, alat berat terbagi menjadi :

1. **Alat berat untuk mengolah lahan** (membersihkan dan merapikan lahan), contoh : *excavator, motor grader, scraper.*
2. **Alat berat untuk menggali** (*cut and fill*/menggali dan menimbun), contoh: *excavator, front shovel, dragline, shell.*
3. **Alat berat untuk mengangkat** (transportasi), contoh: *crane, truck, truck mixer, belt conveyor.*
4. **Alat berat untuk memindahkan material** pada jarak yang pendek/dekat, contoh: *wheel loader, bulldozer*
5. **Alat berat untuk memadatkan** suatu lahan, contoh : *pneumatic tire roller, smooth wheel roller, sheep foot roller, tamping roller*
6. **Alat berat untuk produksi material** pada proyek konstruksi, contoh : *mixer / beton molen, concrete batching plant, stone crusher, asphalt mixing plant (AMP)*
7. **Alat berat untuk penempatan akhir**, contoh : *concrete sprader, concrete pump, asphalt paver*

Berdasarkan operasionalnya, alat berat terbagi menjadi :

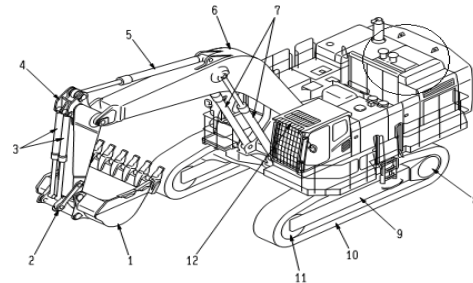
1. **Alat berat yang statis** (tetap atau tidak berpindah tempat)
2. **Alat berat dengan penggerak** (dapat berpindah tempat)

Beberapa faktor yang mempengaruhi pemilihan alat berat antara lain:

1. Fungsi yang dibutuhkan
2. Volume pekerjaan dan kapasitas peralatan yang dibutuhkan
3. Target waktu penyelesaian pekerjaan
4. Metode konstruksi yang digunakan
5. Faktor ekonomi
6. Jenis dan lokasi Pekerjaan / Proyek
7. Kondisi lapangan / lokasi pekerjaan

2.4 Hydraulic Excavator

Hydraulic Excavator adalah alat yang serba guna salah satunya adalah untuk menggali tanah, membuat parit, memuat material ke *dump truck* atau kayu ke trailer. Konstruksi *excavator* bagian atasnya (*upper structure*) mampu berputar (*swing*) 360°, sehingga alat ini sangat lincah untuk penggalian dan pemindahan tanah atau material lainnya pada areal sempit.

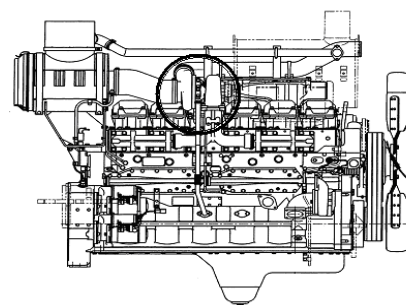


Gambar 2. Hydraulic Excavator
Keterangan Gambar 2 :

- | | |
|---------------------|---------------------|
| (1) Bucket | (7) Boom cylinder |
| (2) Bucket link | (8) Sprocket |
| (3) Bucket cylinder | (9) Track frame |
| (4) Arm | (10) Track shoe |
| (5) Arm cylinder | (11) Idler |
| (6) Boom | (12) Overhead guard |

Komatsu membuat *Hydraulic Excavator* dalam berbagai macam ukuran, diantaranya adalah *Hydraulic Excavator type PC 1250 – 7*. Dimana, kode PC 1250 – 7 menunjukkan :
 P : Hydraulic Excavator Komatsu
 C : Kode *Crawler (Track Shoe)*
 1250 : Berat unit siap operasi (ton) 1250
 X : 0.1 = 125 ton
 7 : Modifikasi

Untuk unit PC 1250–7 yang menggunakan engine model SAA6D170E-3, dimana pengaplikasiannya adalah sebagai berikut :



Gambar 3. Engine model SAA9D40E-3

Kode Engine model SAA6D40E-3 menunjukkan:
 S : Supercharger (menggunakan turbocharger)
 AA : Air Cooled / Aftercooler (udara ke udara)
 9 : Jumlah cylinder
 D : Diessel Engine
 40 : Diameter Cylinder (*cylinder bore*)
 E : low emission
 3 : Modifikasi

2.5 Studi Pendahuluan

Pramono, A, (2011) telah melakukan penelitian dengan fokus kepada pemanfaatan sistem hidrolik untuk frameover, menekankan kepada berbagai macam media dari sistem hidrolik untuk frameover.

Wijaya, Ady, dkk (2007), telah melakukan penelitian tentang analisa kapasitas angkat silinder hidrolik pada *Excavator* tipe 320 C di PT Pupuk Kujang Wilayah Cikampek. Dimana, hasil dari penelitian tersebut sebagai tenaga penggerak untuk mengoperasikan lengan angkat silinder (Boom, Stick dan Bucket)

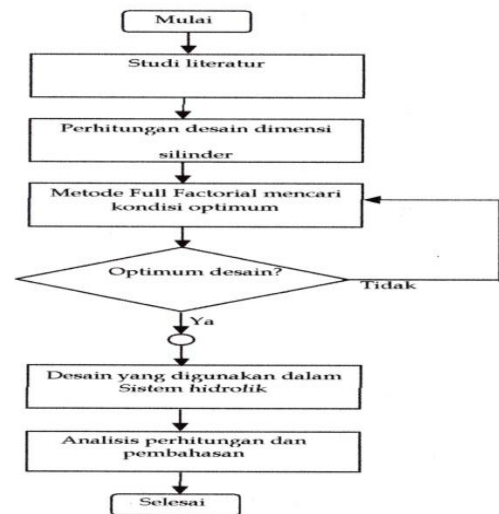
Sodikin, I, (2008) telah melakukan penelitian untuk penentuan interval perawatan preventif komponen elektrik dan komponen mekanik yang optimal pada mesin excavator seri PC 200-6 dengan pendekatan model Jardine.

III METODE PENELITIAN

Metodologi atau pendekatan yang akan dilakukan adalah dengan metode optimasi *Full Factorial* dengan desain dimensi pada silinder kerja boom pada hydraulic excavator PC 1250-7. Langkah-langkah metodologinya, sebagai berikut :

- a. Melakukan studi literature dan melakukan desain dimensi silinder boom pada sistem hidrolik untuk *Hydraulic Excavator* PC 1250-7.
- b. Membuat perhitungan dimensi dari silinder boom pada *Hydraulic Excavator* PC 1250-7.
- c. Melakukan analisis data dan perhitungan akhir, sehingga diperoleh kondisi optimum desain yang digunakan untuk riset selanjutnya.

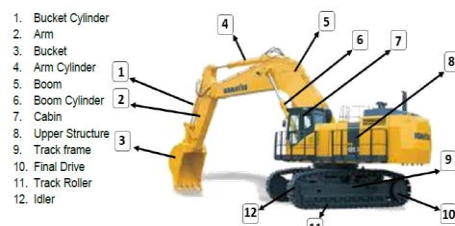
Alur penelitian analitik desain dimensi silinder kerja bomm pada *Hydraulic Excavator* PC 1250-7, seperti pada Gambar dibawah ini:



Gambar 4. Alur penelitian yang dilakukan

IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam penelitian ini, akan difokuskan lebih lanjut mengenai optimasi disain dimensi silinder komponen sistim hidrolik pada *Hydraulic Excavator (PC) 1250-7*. Untuk mengetahui komponen-komponen silinder yang akan dilakukan optimasi disain dapat dilihat pada Gambar 4 berikut ini :



Gambar 5. Komponen silinder dari *Hydraulic Excavator (PC) 1250-7*

4.1 Desain Awal dari Silinder Kerja Pada Hydraulic Excavator

Pada proses awal ini akan diteliti terlebih dahulu mengenai disain awal ataupun spesifikasi awal silinder kerja dari sistim hidrolik pada *Hydraulic Excavator (PC) 1250-7*. Kemudian dilakukan perhitungan secara analitik untuk mengetahui daya pompa dan juga efisiensi kerja dari masing-masing silinder. Untuk mengetahui disain awal dari *Hydraulic Excavator (PC) 1250-7* dapat dilihat pada Tabel 1. Berikut ini :

Tabel 1 Data disain awal dari *Hydraulic Excavator (PC) 1250-7[1]*

No	Nama Komponen	Data Perencanaan
1	Berat total <i>Hydraulic Excavator</i>	198000 Kg
2	Berat Bucket	528.7 Kg
3	Berat Arm	376.353 Kg
4	Berat Boom	1278.667 Kg
5	Panjang Silinder	1.4 m
6	Diameter Silinder	12 cm

Kemudian dengan menggunakan data diatas dilakukan perhitungan dengan analisis untuk mengetahui seberapa besar daya pompa yang digunakan pada kondisi tersebut. Sehingga menjadi pertimbangan selanjutnya didalam melakukan optimasi disain dengan menggunakan metoda *full factorial* agar mendapatkan kondisi yang optimal.

4.2 Kondisi desain awal tekanan dan daya silinder pada saat menggali batu

Desain awal dilakukan perhitungan pada kondisi operasi menggali dan memuat pada gunung batu, ledakan batu, cadas, batu lunak dan lain-lainnya, berat jenis dari batuananya lebih kurang sama dengan 2000 kgf/m³, dan kondisi untuk tekanan kerja sebesar 90%, untuk kapasitas 0.8 m³. Sehingga diperoleh hasil perhitungan seperti pada Tabel 2 dan Tabel 3.

Tabel 2. Hasil perhitungan tekanan pada bucket untuk kondisi kosong dan juga kondisi 90%

Silinder	Kondisi Bucket Kosong (kgf/cm ²)	Kondisi Bucket 90% (kgf/cm ²)
Boom	193.18	320.57
Arm	80.06	207.45
Bucket	46.77	174.16

Tabel 3. Hasil perhitungan daya pada bucket untuk kondisi kosong dan juga kondisi 90%

Silinder	Kondisi Bucket Kosong (W)	Kondisi Bucket 90% (W)
Boom	1019.069	1691.069
Arm	772.3427	1094.358
Bucket	246.7267	918.7267

4.3 Kondisi disain awal tekanan dan daya silinder saat penggalian ringan

Untuk operasi menggali dan memuat tanah gembur kering, pasir, lumpur dan lain-lain, berat jenisnya lebih kurang sama dengan 1600 kgf/m³, dan kondisi untuk tekanan kerja sebesar 90%, untuk kapasitas 0.8 m³. Dengan menggunakan persamaan-persamaan diatas dapat dihitung besarnya tekanan hidrolik dan daya pada masing-masing silinder kerja, seperti pada Tabel 4 dan Tabel 5.

Tabel 4. Hasil perhitungan tekanan pada masing-masing silinder pada boom, arm dan bucket

Silinder	Kondisi Bucket Kosong (kgf/cm ²)	Kondisi Bucket 90% (kgf/cm ²)
Boom	193.18	295.09
Arm	80.06	181.98
Bucket	46.77	148.68

Tabel 5. Hasil perhitungan daya pada masing-masing silinder pada boom, arm dan bucket

Silinder	Kondisi Bucket Kosong (W)	Kondisi Bucket 90% (W)
Boom	1019.069	1556.669
Arm	772.3427	959.9581
Bucket	246.7267	784.3267

4.4 Kondisi disain awal tekanan dan daya silinder pada saat memuat material

Untuk operasi memuat tanah kering, tanah gembur dan pasir. Berat jenisnya lebih kurang sama dengan 1100 kgf/m³, dan kondisi untuk tekanan kerja sebesar 90%, untuk kapasitas 0.8 m³. Dengan menggunakan persamaan-persamaan diatas dapat ditentukan seperti terdapat pada Tabel 6 dan 7.

Tabel 6. Hasil perhitungan tekanan pada masing-masing silinder pada boom, arm dan bucket untuk kondisi kosong dan juga kondisi 90% pada *Bucket Excavator* (untuk memuat material).

Silinder	Kondisi Bucket Kosong (kgf/cm ²)	Kondisi Bucket 90% (kgf/cm ²)
Boom	193.18	263.24
Arm	80.06	150.13
Bucket	46.77	116.83

Tabel 7. Hasil perhitungan daya pada masing-masing silinder pada boom, arm dan bucket untuk kondisi kosong dan juga kondisi 90% pada Bucket Excavator (untuk memuat material).

Silinder	Kondisi Bucket Kosong (W)	Kondisi Bucket 90% (W)
Boom	1019.069	1388.669
Arm	772.3427	791.9581
Bucket	246.7267	616.3267

4.5 Optimasi Disain Dimensi Silinder Kerja Dengan Metode Full Factorial

Dengan menggunakan data dari perhitungan dimensi awal pada tekanan dan daya silinder kerja untuk sistem hidrolik pada Hydraulic Excavator PC 1250-7. Selanjutnya adalah melakukan perhitungan optimasi disain dimensi dari silinder kerja pada bucket pada sistem hidrolik Hydraulic Excavator PC 1250-7 di proses penggalian ringan, dengan menggunakan metode optimasi secara full factorial sehingga memperoleh disain yang optimum dari alat berat yang diteliti dan juga memperhatikan batasan dan ruang lingkup dari penelitian.

Pada penelitian ini sebagai variable bebas atau faktor disain dipilih sebagai berikut:

1. Panjang silinder kerja : 1.3 m; 1.4 m; 1.6 m
2. Dimensi silinder: 11 cm, 12 cm, 13 cm
3. Kondisi kerja: 85%; 95%; 105%

Tabel 8. Batasan dan ruang lingkup penelitian

Kode	Variabel Bebas / Faktor	Level 1	Level 2	Level 3
A	Panjang Silinder, m	1.3	1.4	1.6
B	Diameter silinder, cm	11	12	13
C	Kondisi kerja, %	85	95	105

Selanjutnya ruang lingkup penelitian yang berisikan banyaknya kondisi disain dan jumlah eksperimen untuk disain yang akan dilakukan, berdasarkan batasan disain seperti diatas terlihat pada Tabel 9. Yaitu :

Tabel 9. Kondisi disain dan jumlah eksperimen disain full factorial

No	Panjang Silinder (m)	Diameter Silinder (cm)	Kondisi Kerja (%)	Tekanan Hidrolik (kgf/cm ²)	Daya Silinder (W)
1	1.3	11	85	170.21	700.57
2	1.3	11	95	183.68	756.04
3	1.3	11	105	197.16	811.50
4	1.3	12	85	143.02	700.57
5	1.3	12	95	154.34	756.04
6	1.3	12	105	165.67	811.50
7	1.3	13	85	121.86	700.57
8	1.3	13	95	131.51	756.04
9	1.3	13	105	141.16	811.50
10	1.4	11	85	170.21	754.46
11	1.4	11	95	183.68	814.19
12	1.4	11	105	197.16	873.93
13	1.4	12	85	143.02	754.46
14	1.4	12	95	154.34	814.19
15	1.4	12	105	165.67	873.93
16	1.4	13	85	121.86	754.46
17	1.4	13	95	131.51	814.19
18	1.4	13	105	141.16	873.93
19	1.6	11	85	170.21	862.24
20	1.6	11	95	183.68	930.51
21	1.6	11	105	197.16	998.77
22	1.6	12	85	143.02	862.24
23	1.6	12	95	154.34	930.51
24	1.6	12	105	165.67	998.77
25	1.6	13	85	121.86	862.24
26	1.6	13	95	131.51	930.51
27	1.6	13	105	141.16	998.77

Dari hasil perhitungan desain dimensi Hydraulic Excavator tersebut diatas terdapat 3 desain dimensi silinder dari Hydraulic Excavator yang paling optimum, yaitu kondisi desain no.3 dengan tekanan hidrolik 197.16 dan daya 811.50 dan kondisi desain no.12 dengan tekanan hidrolik 197.16 dan daya 873.93 serta kondisi desain no.21 dengan tekanan hidrolik 197.16 dan daya 988.77.

V KESIMPULAN

Berdasarkan analisa hasil pengolahan data dengan menggunakan metoda eksperimen full factorial untuk menentukan disain dimensi silinder yang optimum dari Hydraulic Excavator (PC) 1250-7 diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Dalam perhitungan dan menganalisis pengaruh dari masing-masing faktor terutama adalah faktor dimensi silinder dan faktor dari panjang silinder, diameter silinder dan tekanan kerja pada silinder terhadap tekanan hidrolik dan daya

diperoleh hasil yang dapat mempengaruhi paling besar adalah: Tekanan hidrolik (kgf/cm^2) dipengaruhi yaitu: panjang silinder untuk semua memiliki pengaruh yang sama, diameter silinder yang digunakan 11 cm, dan untuk tekanan silinder yang mempengaruhinya sebesar 105%.

2. Daya (P) dipengaruhi yaitu: panjang silinder yang digunakan 1.6 m, diameter silinder memiliki pengaruh yang sama, dan untuk tekanan silinder yang mempengaruhinya sebesar 105%.
3. Kondisi optimum disain dimensi silinder di *Hydraulic Excavator* (PC) 1250-7 dengan metoda eksperimen *full factorial* adalah sebagai berikut :
 - a. Dimensi silinder *Hydraulic Excavator* (PC) 1250-7 yang paling baik adalah nilai tekanan hidrolik dan daya yang paling besar.
 - b. Dari ke-27 hasil perhitungan disain dimensi *Hydraulic Excavator* tersebut diatas terdapat 3 disain dimensi silinder dari *Hydraulic Excavator* yang paling optimum, yaitu kondisi disain no 3 dengan tekanan hidrolik 197.16 dan daya 811.50 dan kondisi disain no 12 dengan tekanan hidrolik 197.16 dan daya 873.93 serta kondisi disain no 21 dengan tekanan hidrolik 197.16 dan daya 998.77. Dari ke 3 kondisi disain silinder dari *Hydraulic Excavator* tersebut yang paling optimal.
 - c. Berdasarkan tekanan hidrolik dari ketiga kondisi disain tersebut, maka kondisi disain yang paling optimum dipilih kondisi disain no. 21 dengan panjang silinder 1.6 m, diameter silinder 11 cm, dan diatur tekanan silinder sebesar 105% pada kondisi normal.

DAFTAR PUSTAKA

1. Anonymous, 1984, *Buku Panduan Sistem Hidrolik*, PT. United Tractor, Jakarta
2. Aryoseto, J., 2010, *Pembuatan Alat Peraga Sistem Hidrolik*, Universitas Sebelas Maret, Surakarta
3. Dietzel, F., 1993, *Turbin, Pompa dan Kompresor*, Penerbit Erlangga, Jakarta
4. Pramono, A, 2011, *Pemanfaatan Sistem Hidrolik Pada Frameover*, Politeknik Negeri Semarang, Semarang
5. Sodikin, I, 2008, *Penentuan Interval Perawatan Preventif Komponen Elektrik dan Komponen Mekanik Yang Optimal Pada Mesin Excavator Seri PC 200-6 Dengan Pendekatan Model Jardine*, Jurnal Teknologi, Vol 1 No 2
6. Sardi, 2007, *Analisis Kerusakan Turbocharger Pada Engine Type SAA6D170E-3 Unit PC 1250 – 7*, Tugas Akhir, Universitas Muhammadiyah Jakarta
7. Siswanto, B. T., 2007, *Teknik Alat Berat Bagian I*, Penerbit Universitas Negeri Yogyakarta, Yogyakarta
8. Siswanto, B. T., 2007, *Teknik Alat Berat Bagian III*, Penerbit Universitas Negeri Yogyakarta, Yogyakarta
9. Sullivan, J.A, 1992, *Fluid Power*, Reston Publishing Company
10. Wijaya, A., 2007, *Analisa Kapasitas Angkat Silinder Hidrolik Pada Excavator Tipe 320 Di PT Pupuk Kujang Wilayah Cikampek*, Universitas Gunadarma, Depok
11. Yulianto, R, 2008, *Analisis Suspensi Silinder HD 465-7*, Universitas Muhammadiyah Jakarta, Jakarta

OPTIMASI KINERJA SUSPENSI UNTUK MENINGKATKAN KENYAMANAN DENGAN VARIASI TEKANAN BAN DAN BERAT PADA KENDARAAN INNOVA 2000 CC

Budhi M. Suyitno*, **Gunawan****

Program Studi Magister Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta*

SMK Negeri 1 Adiwerna, Jawa Tengah**

Abstrak

Perkembangan teknologi kendaraan tidak hanya mengurangi tingkat emisi dan tingkat konsumsi bahan bakar saja namun peningkatan kenyamanan kendaraan sangat penting. Kenyamanan adalah parameter utama yang menentukan kualitas kendaraan. Kriteria getaran untuk tubuh manusia berdasarkan standar internasional ISO 2631(1974) dimana kendaraan transportasi dengan frekuensi 1–80 Hz. Salah satu bagian penting kendaraan yang berpengaruh besar terhadap keamanan dan kenyamanan kendaraan adalah sistem suspensi. Setelah dilakukan pengujian nilai amplitudo tertinggi 2,06 dan terendah 1,75. Hasil nilai getaran optimasi sebesar $10,780 \leq Y \leq 12,220$. $\omega = 12,57 \text{ rad/s}$. $\Omega_n = 12,7 \text{ rad/s}$, $f_n = 2,02 \text{ Hz}$, rasio redaman $\xi = 0,210$, $\delta = 0,163$. Perbandingan amplitudo ini mempunyai standar jika perbandingan frekuensi eksitasi (ω) dengan frekuensi pribadi (ω_n) lebih kecil dari $\sqrt{2} = 1,414$ maka amplitudo kendaraan bisa lebih besar dari amplitudo eksitasi jalan. Sebaliknya jika harga perbandingan tersebut lebih besar dari $\sqrt{2} = 1,414$ maka amplitudo getaran kendaraan lebih kecil dari amplitudo eksitasi jalan, kondisi inilah yang diharapkan pada kendaraan sehingga dampak getaran pada tubuh manusia tidak besar.

Kata Kunci : ISO 2631(1974), optimasi, tekanan ban, berat kendaraan, amplitudo.

Abstract

The development of vehicle technology not only reduces the level of emissions and fuel consumption levels alone but increase vehicle comfort is very important. Convenience is the main parameter that determines the quality of the vehicle. Criteria vibration to the human body based on international standards ISO 2631 (1974) in which the transport vehicle with a frequency of 1-80 Hz. One of the important parts of vehicles which have great impact on the safety and comfort of the vehicle is the suspension system. After testing the highest amplitude value of 2.06 and the lowest was 1.75. Results of the optimization of the value of vibration $10.780 \leq Y \leq 12.220$. $\omega = 12.57 \text{ rad/s}$. $\Omega_n = 12.7 \text{ rad/s}$, $f_n = 2.02 \text{ Hz}$, damping ratio $\xi = 0.210$, $\delta = 0.163$. This amplitude comparison has standard if the comparison frequency excitation (ω) with the natural frequency (ω_n) is smaller than $\sqrt{2} = 1.414$ then the vehicle may be greater amplitude than the amplitude of the excitation path. Conversely, if the price comparison is greater than $\sqrt{2} = 1.414$ then the vehicle vibration amplitude smaller than the amplitude of the excitation path, this is the condition expected at the vehicle so that the impact of vibration on the human body is not great.

Keywords: ISO 2631 (1974), optimasion, tire pressure, vehicle weight, amplitude

I PENDAHULUAN

Kenyamanan adalah parameter utama yang menentukan kualitas kendaraan. Salah satu kriteria kenyamanan bagi penumpang kendaraan yang terkena getaran vertikal adalah kriteria Janeway yaitu Society of Automotive Engineering (SAE) yang diwujudkan dalam manual ride and vibration. Kriteria getaran untuk tubuh manusia berdasarkan standar internasional ISO 2631(1974) dimana kendaraan transportasi dengan frekuensi 1–80 Hz. Salah satu bagian penting kendaraan

yang berpengaruh besar terhadap keamanan dan kenyamanan kendaraan adalah sistem suspensi. Sistem suspensi berfungsi untuk menyerap getaran yang ditimbulkan oleh kondisi jalan yang tidak rata maupun menjaga stabilitas kendaraan pada berbagai kondisi jalan dalam rangka mereduksi oskilasi pada kendaraan (rolling, pitching, bouncing dan yawing) yang sangat berpotensi menimbulkan kecelakaan. Sistem suspensi terbagi menjadi dua bagian, yaitu sistem suspensi pasif dan sistem suspensi aktif. Sistem suspensi pasif memiliki konstanta peredaman

dengan nilai konstan sehingga tingkat kenyamanan berubah mengikuti kondisi permukaan jalan. Sedangkan suspensi aktif merupakan tipe suspensi yang memiliki proses pengendalian. Kinerja suspensi baik pasif maupun aktif sangat ditentukan dari desain, kualitas komponen suspensi, kondisi ban serta komposisi berat kendaraan (masa terpegas dan masa tidak terpegas). Masa terpegas (sprung mass) adalah masa yang ditopang pegas yaitu bodi dan berat (penumpang dan barang didalamnya), sedang masa tidak terpegas (unsprung mass) adalah bagian di bawah pegas yaitu poros ban dan roda. Analisa dan prediksi dari perilaku dinamik (dynamics behavior) dari sistem suspensi ditandai oleh gerakan vibrasi. Getaran sistem suspensi ini berisolasi terhadap posisi keseimbangan yang mempengaruhi kenyamanan dan keamanan berkendaraan. Sistem suspensi ini sendiri sangat kompleks untuk dianalisa, disisi lain diperlukan kemampuan untuk memprediksi perilaku sistem suspensi itu sendiri. Pengembangan sebuah model matematis yang diasumsikan memenuhi syarat dalam menggambarkan sistem suspensi dengan banyak derajat kebebasan (multi degree of freedom). Permodelan dinamik merupakan gambaran nyata dari getaran pada kendaraan yang sebenarnya sehingga mudah dalam mempelajarai dan analisis. Obyek dalam penelitian ini adalah mobil kijang innova 2000 cc th 2005, dengan Suspensi depan Double Whisbone, ukuran ban 205/65R15, berat aksel depan 820 kg dan berat Aksel belakang 1035 kg.

II METODE PENELITIAN

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah eksperimen dengan mengkombinasikan enam variabel dan lima level serta menggunakan metode Industriell Taguchi. Matrik orthogonal Taguchi digunakan untuk menentukan jumlah eksperimen dan kombinasi yang optimal.

2.1 Teknik Pengumpulan Data

Pengumpulan data dilakukan secara langsung pada saat pengujian dengan menggunakan alat uji suspensi

1. Alat dan bahan yang digunakan

Tabel 1 Bahan Penelitian

No	Jenis Bahan	Merek	Spesifikasi	Jumlah
1	Kantong Pasir		50 Kg	6 kantong

Tabel 2 Alat Penelitian

No	Jenis Alat	Merk	Spesifikasi	Jumlah
1	Unit Kendaraan	Toyota Innova	2000 cc	1 unit
2	Suspensi Tester	Beissbarth TL600		1 unit

2.2 Alat dan bahan

Bahan yang digunakan:

Kantong Pasir adalah tempat yang digunakan untuk menyimpan barang, tetapi dipenelitian ini saya gunakan untuk menyimpan pasir agar dapat mengetahui pembebanan yang terjadi pada suspensi kendaraan, pada bagian depan dan belakang bila kendaraan diisi penuh dengan penumpang.

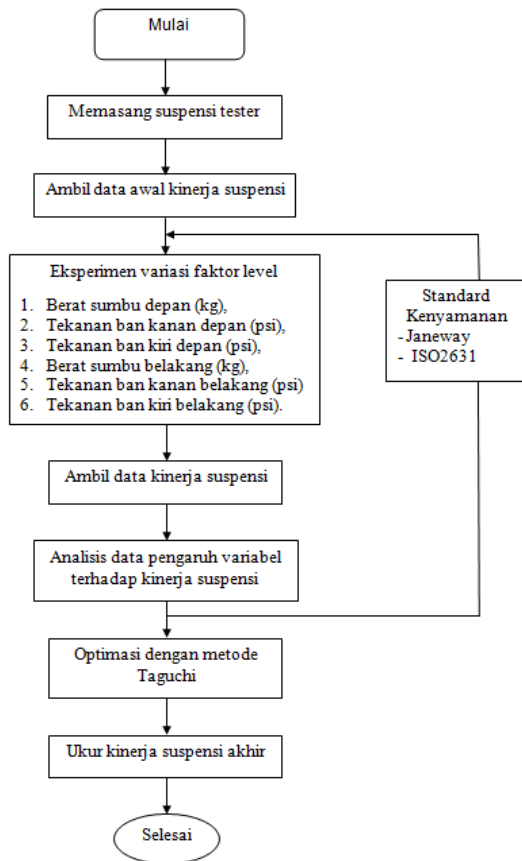
2.3 Alat penelitian

Kendaraan yang digunakan adalah satu buah kijang innova 2000 cc. Dimana dilakukan pengujian untuk mengetahui pembebanan yang terjadi pada kendaraan dengan menggunakan suspensi tester. Serta mengoptimalkan kemampuan chasis dengan dilakukan pengujian dengan menggunakan metode Taguchi. Taguchi merupakan pengujian eksperimental dimana untuk mengetahui pembebanan yang sesuai dengan kendaraan.

Tabel 3 Kombinasi Faktor dan Variabel yang akan diteliti

Notasi	Variabel	Level 1	Level 2	Level 3	Level 4	Level 5
A	Berat sumbu depan (kg)	820	870	920	970	1020
B	Tekanan ban kanan depan (psi)	19	23	27	31	35
C	Tekanan ban kiri depan (psi)	19	23	27	31	35
D	Berat sumbu belakang (kg)	1035	1085	1135	1185	1235
E	Tekanan ban kanan belakang (psi)	19	23	27	31	35
F	Tekanan ban kiri belakang (psi)	19	23	27	31	35

2.4 Bagan Alur Penelitian



Gambar 3.1 Flowchart Penelitian

Gambar 1 Flow chart penelitian

III HASIL DAN PEMBAHASAN

Analisa data pada penelitian ini terdiri dari dua tahap yaitu tahap pengumpulan data dan tahap pengolahan data. Pengumpulan data meliputi kegiatan pembebanan sumbu depan dan belakang serta pemberian tekanan ban depan dan belakang kanan-kiri. Tahap kedua adalah pengolahan data meliputi pengelompokan data analisis variasi, identifikasi faktor-level, identifikasi faktor-level dominan dan memperkirakan hasil yang optimum. Faktor dan level setelah dimasukkan ke dalam tabel matrik Taguchi menunjukkan uji kinerja suspensi berdasarkan tabel eksperimen Taguchi dengan 25 kali percobaan, A,B,C,D,E,dan F merupakan faktor pengujian sedang tingkat atau level yang akan diuji ditunjukkan pada kolom dan baris dengan ditunjukkan angka 1 sampai dengan 5 yang artinya ada 5 level pengujian. Dari matrik Taguchi di atas diperoleh hasil seperti tabel 4.3 berikut ini:

Tabel 4 Matrik Taguchi

Tabel 4.3. Matrik taguchi L25(6⁵) array

Eks	A	B	C	D	E	F	Hasil (Hertz)
1	820	19	19	1035	19	19	15,5
2	820	23	23	1085	23	23	14
3	820	27	27	1135	27	27	14
4	820	31	31	1185	31	31	14
5	820	35	35	1235	35	35	14
6	870	19	23	1135	31	35	13
7	870	23	27	1185	35	19	13
8	870	27	31	1235	19	23	13
9	870	31	35	1035	23	27	13,5
10	870	35	19	1085	27	31	13,5
11	920	19	27	1185	35	19	14
12	920	23	31	1235	19	23	14,5
13	920	27	35	1035	23	27	14,5
14	920	31	19	1085	27	31	13,5
15	920	35	23	1135	31	35	14
16	970	19	31	1235	19	23	16
17	970	23	35	1035	23	27	14
18	970	27	19	1085	27	31	14
19	970	31	23	1135	31	35	14
20	970	35	27	1185	35	19	15
21	1020	19	35	1035	23	27	14
22	1020	23	19	1085	27	31	13,5
23	1020	27	23	1135	31	35	15,5
24	1020	31	27	1185	35	19	13,5
25	1020	35	31	1235	19	23	14,5

Keterangan:

- Faktor A: Berat sumbu depan (kg)
- Faktor B: Tekanan ban kanan depan (psi)
- Faktor C: Tekanan ban kiri depan (psi)
- Faktor D: Berat sumbu belakang (kg)
- Faktor E: Tekanan ban kanan belakang (psi)
- Faktor F: Tekanan ban kiri belakang (psi)

Tabel 5 Frekwensi dsn Amplitudo

Ekperimen	Frekwensi (hertz)	Amplitudo
1	15,5	2.06
2	14	1.88
3	14	1.88
4	14	1.88
5	14	1.88
6	13	1.75
7	13	1.75
8	13	1.75
9	13,5	1.82
10	13,5	1.82
11	14	1.88
12	14,5	1.94
13	14,5	1.94
14	13,5	1.82
15	14	1.88
16	16	2.12
17	14	1.88
18	14	1.88
19	14	1.88
20	15	2.00
21	14	1.88
22	13,5	1.82
23	15,5	2.06
24	13,5	1.82
25	14,5	1.94

Tabel 6 spesifikasi kijang innova

MODEL/ TYPE	A/T					M/T						
	V		G		E	V		G		E	J	
	2.0L Gasoline	2.5L Diesel	2.0L Gasoline	2.5L Diesel	2.0L Gasoline	2.5L Gasoline	2.0L Diesel	2.5L Gasoline	2.5L Diesel	2.0L Gasoline	2.5L Diesel	2.0L Gasoline
DIMENSI / DIMENSION												
Panjang/ Overall Length (mm)	4,585											
Lebar/ Overall Width (mm)	1,775		1,760		1,775		1,760					
Tinggi / Overall Height (mm)	1,750											
Jarak Sumbu/ Wheelbase (mm)	2,750											
Jarak Front Pajak (mm)	1,510											
Tread Belakang Rear (mm)	1,510											
Berat kosong (kg)	1,545	1,640	1,535	1,635	1,525	1,530	1,600	1,525	1,600	1,520	1,595	1,480

Pengaruh tiap-tiap level dan faktor terhadap getaran dapat dilihat pada tabel 4.4 berikut ini.

Tabel 7 Tabel respon dari pengaruh faktor

Level	A (Berat sumbu depan)	B (Tekanan ban kanan depan)	C (Tekanan ban kiri depan)	D (Berat sumbu belakang)	E (Tekanan ban kanan belakang)	F (Tekanan ban kiri belakang)
1	14,30	14,50	14,00	14,30	14,70	14,20
2	13,20	13,80	14,10	13,70	14,00	14,40
3	14,10	14,20	13,90	14,10	13,70	14,00
4	14,60	13,70	14,40	13,90	14,10	13,70
5	14,20	14,20	14,00	14,40	13,90	14,10
Selisih	1,40	0,80	0,50	0,70	1,00	0,70
Rangking	6	4	1	2	5	3

Berdasarkan tabel di atas dapat diketahui bahwa kombinasi level faktor untuk mendapatkan getaran terkecil diperoleh pada C3, D2, F2, B4, E3, A2 yaitu tekanan ban kiri depan 27 psi, berat sumbu belakang 1135 kg, tekanan ban kiri belakang 23 psi, tekanan ban kanan depan 31 psi, tekanan ban kanan belakang 27 psi dan berat sumbu depan 870 kg.

Berdasarkan hasil prediksi hasil penelitian yang optimum, kemudian dilakukan uji konfirmasi untuk membuktikan bahwa hasil optimasi berada dalam daerah penerimaan confident interval. Kombinasi level faktor prediksi hasil optimum pada getaran terkecil diperoleh pada C3, D2, F2, B4, E3, A2 yaitu tekanan ban kiri depan 27 psi, berat sumbu belakang 1135 kg, tekanan ban kiri belakang 23 psi, tekanan ban kanan depan 31 psi, tekanan ban kanan belakang 27 psi dan berat sumbu depan 870 kg. Hasil percobaan konfirmasi

dengan menggunakan kombinasi faktor level optimum adalah sebagai berikut:

Tabel 8 Rerata Hasil Pengujian

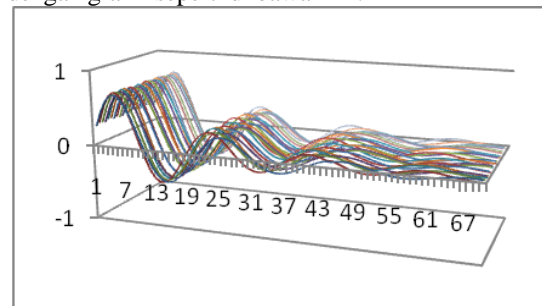
A	B	C	D	E	F	Tes 1	Tes 2	Tes 3	Rerata
870 kg	31 psi	27 psi	1135 kg	27 psi	23 psi	12	11,5	11,5	11,67

Berdasarkan tabel di atas menunjukkan bahwa hasil pengujian getaran skala optimasi yaitu bernilai 11,67 yang masih berada dalam interval kepercayaan 10,780 sampai 12,220 berarti hasil uji konfirmasi getaran sebesar 11,67 berada dalam interval penerimaan.

Tabel 9 Hasil perhitungan analisa getaran

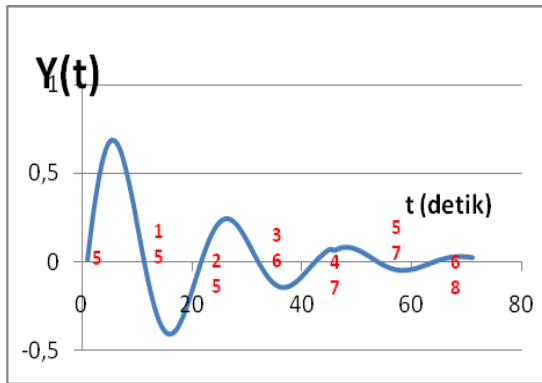
Eksperimen	K_s (kN/m)	K_w (kN/m)	C_s (kN det/m)	C_w (kN det/m)	K_{eq} (N/m)	C_{eq} (N det/m)	ω (rad/det)	ω_n (rad/det)	f_n (Hz)	r	ξ	ω_d (rad/det)
1	250	150	10	3.44	99750.00	2559.52	12.57	12.70	15.50	0.99	0.24	12.31
2	300	200	20	3.68	120000.00	3108.11	12.57	14.36	14.00	0.88	0.26	13.86
3	250	200	20	3.68	111111.11	3108.11	12.57	13.82	14.00	0.91	0.27	13.30
4	300	150	20	3.68	100000.00	3108.11	12.57	13.11	14.00	0.96	0.29	12.56
5	300	200	10	3.68	120000.00	2690.06	12.57	14.36	14.00	0.88	0.23	13.99
6	300	200	20	3.44	120000.00	2995.15	12.57	14.36	13.00	0.88	0.25	13.91
7	300	150	10	3.44	100000.00	2559.52	12.57	13.11	13.00	0.96	0.24	12.74
8	250	200	10	3.44	111111.11	2559.52	12.57	13.82	13.00	0.91	0.22	13.47
9	250	150	20	3.44	99750.00	2995.15	12.57	12.70	13.50	0.99	0.28	12.19
10	250	150	10	3.68	99750.00	2690.06	12.57	12.70	13.50	0.99	0.26	12.27
11	250	200	10	3.68	111111.11	2690.06	12.57	13.82	14.00	0.91	0.24	13.43
12	300	150	20	3.44	100000.00	2995.15	12.57	13.11	14.50	0.96	0.27	12.62
13	250	150	20	3.68	99750.00	3108.11	12.57	12.70	14.50	0.99	0.30	12.12
14	300	200	10	3.44	120000.00	2559.52	12.57	14.36	13.50	0.88	0.22	14.02
15	250	200	20	3.44	111111.11	2995.15	12.57	13.82	14.00	0.91	0.26	13.35
16	300	150	10	3.68	100000.00	2690.06	12.57	13.11	16.00	0.96	0.25	12.70
17	275	150	10	3.44	97058.82	2559.52	13.57	12.92	14.00	1.05	0.24	12.54
18	275	200	20	3.56	115789.47	3022.07	14.57	14.11	14.00	1.03	0.26	13.62
19	275	200	15	3.56	115789.47	2877.16	15.57	14.11	14.00	1.10	0.25	13.67
20	275	170	15	3.44	105056.18	2798.26	16.57	13.44	15.00	1.23	0.25	13.00
21	275	170	20	3.56	105056.18	3022.07	17.57	13.44	14.00	1.31	0.27	12.93
22	275	150	20	3.68	97058.82	3108.11	18.57	12.92	13.50	1.44	0.29	12.35
23	275	150	15	3.44	97058.82	2798.26	19.57	12.92	15.50	1.52	0.26	12.46
24	275	170	10	3.56	105056.18	2625.37	20.57	13.44	13.50	1.53	0.24	13.06
25	275	200	10	3.68	115789.47	2690.06	21.57	14.11	14.50	1.53	0.23	13.73

Hasil $Y(t)_1$ sampai dengan $Y(t)_{25}$ dapat digambarkan dengan grafik seperti di bawah ini:



Gambar 2 Persamaan Getaran Paksa dengan Peredaman

Dari 25 eksperimen menunjukkan bahwa 4 eksperimen mempunyai nilai frekuensi netral (f_n) terkecil yang sama, ditunjukkan pada gambar dan tabel di bawah ini :



Gambar 3 Persamaan Getaran Paksa Dengan Peredam Pada Eksperimen 1, 9, 10 dan 13

Tabel 10 Persamaan Getaran Paksa Dengan Peredam Pada Eksperimen 1, 9, 10 dan 13.

Eksperimen	Fn (Hz)	ω_d (rad/s)	Amplitudo Y (t) Pada Waktu (detik)							
			5	15	25	36	47	57	68	
1	15.5	12.7	0.6842	-0.4107	0.2433	-0.1449	0.0823	-0.0490	0.0289	
9	13.5	12.7	0.6836	-0.4073	0.2375	-0.1429	0.0794	-0.0478	0.0281	
10	13.5	12.7	0.6840	-0.4097	0.2415	-0.1444	0.0816	-0.0483	0.0286	
13	14.5	12.7	0.6833	-0.4055	0.2387	-0.1415	0.0798	-0.0470	0.0280	

Gambar dan tabel di atas menunjukkan bahwa pada eksperimen 9 dan 10 nilai frekuensi pribadi teredam (ω_d) dan amplitudo ($Y(t)$) terkecil.

IV KESIMPULAN

Berdasarkan hasil pengolahan data dan analisis yang telah dilakukan pada bab sebelumnya, maka dapat ditarik kesimpulan:

1. Berdasarkan identifikasi faktor maka faktor-faktor yang berpengaruh adalah faktor berat sumbu depan (A), tekanan ban kanan depan (B), berat sumbu belakang (D), tekanan ban kanan belakang (E) dan tekanan ban kiri belakang (F).
2. Kombinasi level dari faktor ayng menghasilkan nilai rata-rata dan variasi penurunan getaran untuk kenyamanan berkendara yang optimal adalah C3, D2, F2, B4, E3, A2 yaitu tekanan ban kiri depan 27 psi, berat sumbu belakang 1135 kg, tekanan ban kiri belakang 23 psi, tekanan ban kanan depan 31 psi, tekanan ban kanan belakang 27 psi dan berat sumbu depan 870 kg.
3. Berdasarkan dari percobaan konfirmasi hasil pengujian getaran untuk keamanan dan kenyamanan berada pada interval penerimaan.
4. Jenis shock absorber yang di pakai pada sistem suspensi bagian depan kendaraan ini dengan nilai kekakuan pegas sebesar 250 kN/m, nilai kekauan ban sebesar 150 kN/m, nilai koefisien peredam suspensi sebesar 20

kN s/m dan nilai koefisien peredam ban sebesar 3,68 kN s/m.

5. Dari 25 eksperimen menunjukkan bahwa 4 eksperimen mempunyai nilai frekuensi netral yaitu eksperimen 1, 9, 10 dan 13, eksperimen 9 dan 10 nilai frekuensi pribadi teredam (ω_d) dan amplitudo ($Y(t)$) mempunyai nilai terkecil.

Daftar Pustaka

- [1] Elbani, A. 2012. *Kendalian pada Sistem Suspensi Kendaraan dengan Metoda Pole Placement dan Linier Quadratic Optimal Control*. Jurnal Elkha, Vol. 4. No.1.
- [2] Sutantra, N dan Sampurno, B, 2010, *Teknologi Otomotif*, Penerbit Guna Widya, Surabaya.
- [3] Reimpell J, Stoll H and Betzler JW. 2001. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. Second Edition, Butterworth-Heinemann, Linacre House, Jordan Hill, Oxford.
- [4] Gillespie, TD. 1992. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Engineers, Inc, Warrendale.
- [5] Wong, J.Y. 1978. *Theory of Ground Vehicle*. John Wiley & Sons, New York.
- [6] Daryono. 2009. *Optimasi Disain Model Pegas Daun Suspensi Kendaraan Dump Truck*. Lembaga Penelitian, UMM, Malang.
- [7] Susatio dan Biyanto. 2006. *Perancangan Sistem Suspensi Aktif pada Kendaraan Roda Empat, Menggunakan Pengendali Jenis Robust Proporsional, Integral dan Derivatif*. Jurnal Teknik Mesin, Vol. 8, No. 2.
- [8] Karmiadji D.W. 2011. *Optimasi Desain Material, Komponen, Konstruksi: Teori Dasar & Aplikasi*. Engineering Clinics FTUP, Jakarta.
- [9] Achmad, A. 2002. *Rancang Bangun Sistem Suspensi Semiaktif Untuk Peningkatan Kenyamanan Kendaraan*. Jurnal Teknik Mesin, Volume 2, Nomor 1
- [10] Wibowo, 2011. *Perancangan Karakteristik Sistem Suspensi Semi Aktif Untuk Meningkatkan Kenyamanan Kendaraan*, Jurnal Teknik Mesin, Volume 10, Nomor 1
- [11] Stone, Richer and Jeffrey K. Ball, 2004. *Automotive Engineering Fundamentals*, SAE Permission 400 Commonwealth Drive, USA

ANALISA PERFORMANCE DAN PENGEMBANGAN DESAIN BOILER FLUIDIZED BED COAL FIRED TYPE DF 30 TON/JAM

Kharis Muslichudin*, La Ode M. Firman**

Program Studi Magister Teknik Mesin, Universitas Pancasila, Jakarta**

Email: Kharis_38@yahoo.co.id, herlan_guntoro@yahoo.co.id, ridwan_xli@yahoo.com

Abstrak

Boiler merupakan satu bejana tertutup dimana panas pembakaran dialirkan ke air sampai terbentuk air panas atau steam berupa energi kerja. Air adalah media yang berguna dan murah untuk mengalirkan panas ke suatu proses. Uap atau *steam* pada tekanan dan suhu tertentu mempunyai nilai energi yang kemudian di gunakan untuk mengalirkan panas dalam bentuk energi kalor ke suatu proses.

Adapun tujuan dilakukan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh dari masing-masing faktor dan level didalam mendesain ulang dan menganalisis aspek dimensi pada alat penukar kalor tipe shell dan tube untuk *Economizer* pada mesin *Boiler*, dengan menggunakan metode eksperimen *full factorial*.

Berdasarkan hasil analisis pengolahan data dengan menggunakan metode *full factorial* atau secara teoritis diperoleh kondisi yang optimum yaitu Diameter shell (D_s) sebesar 0,79 m, Jumlah tube (N_t) 56 buah, dengan Diameter tube (d_o) sebesar 0.56 m, dan diatur *Pitch Ratio* (PR) 1.25, dengan posisi susunan antar tube 60° .

Kata kunci: alat penukar kalor, eksperimen full factorial, dimensi utama.

Abstract

Boiler is a closed vessel in which the combustion heat transferred to water until it becomes heated water or steam energy in form of work. Water is a useful and inexpensive medium for transferring heat to a process. Steam or water at a certain temperature and pressure have an energy value which is then used to circulate the heat in the form of heat energy to the process.

The purpose of this research was to determine the effect of each factor and level in redesigning and analyze the dimensional aspects of the heat exchanger shell and tube type Economizer for the Boiler, using a full factorial experimental design.

Based on the analysis of data processing by using full factorial or theoretically derived optimum conditions the shell diameter (D_s) = 1.04 m, Number of tubes (N_t) = 333, with a tube diameter (d_o) = 0.0381 m, and Pitch Ratio (PR) 1.25, with inter-tube arrangement position 30° . For final design results obtained HTRI program optimization with shell diameter (D_s) = 1.04 m, Number of tubes (N_t) 333, with a tube diameter (d_o) = 0.0381 m, and set Pitch Ratio (PR) 1.25, with the position of the arrangement between tube is 30° . Based on theoretical calculations with full factorial experimental method and the results of the program have approached HTRI same initial conditions as well as conditions for optimization.

Keywords: heat exchanger, full factorial experiment, HTRI, main dimensional

I PENDAHULUAN

boiler fluidized bed coal fired type DF kapasitas 30 ton/jam serta *economizer* yang merupakan salah satu bagian terpenting dalam system *boiler*. *Boiler* merupakan bejana tertutup dimana panas pembakaran di alirkan ke air sampai terbentuk uap atau *steam* berupa energi kerja. Air adalah media yang berguna dan murah untuk mengalirkan panas ke suatu proses. Uap atau *steam* pada tekanan dan suhu tertentu mempunyai nilai energi yang kemudian di gunakan untuk mengalirkan panas dalam bentuk energi kalor ke suatu proses. Jika air dididihkan sampai menjadi *steam*, maka volumenya akan meningkat. Sistem *boiler* merupakan peralatan

yang harus dikelola dan dijaga dengan sangat baik. Untuk mendapatkan *efisiensi* yang tinggi dari operasi *boiler* diperlukan pengetahuan dan keterampilan bagaimana cara mengoperasikan, merawat dan memelihara sehingga didapat hasil optimal.

Pembakaran dengan *fluidized bed (FBC)* muncul sebagai alternatif yang memungkinkan dan memiliki kelebihan yang cukup berarti dibanding sistim pembakaran yang konvensional dan memberikan banyak keuntungan – rancangan *boiler* yang kompak, *fleksibilitas* terhadap bahan bakar, *efisiensi* pembakaran yang tinggi dan berkurangnya emisi polutan yang merugikan seperti SO_x dan NO_x . Bahan bakar yang dapat dibakar dalam *boiler* ini adalah batubara, sekam

padi, limbah pertanian, karet dari ban bekas, dan lainnya. *Boiler fluidized bed* memiliki kisaran kapasitas yang luas yaitu antara 0.5 T/jam sampai lebih dari 100 T/jam.

Bila udara atau gas yang terdistribusi secara merata dilewatkan ke atas melalui *bed* partikel padat seperti pasir yang disangga oleh saringan halus, partikel tidak akan terganggu pada kecepatan yang rendah. Begitu kecepatan udaranya berangsur-angsur naik, terbentuklah suatu keadaan dimana partikel tersuspensi dalam aliran udara-*bed* tersebut “*terfluidisasikan*”. Dengan kenaikan kecepatan udara selanjutnya, terjadi pebentukan gelembung, turbulensi yang kuat, pencampuran cepat dan pembentukan *bed* yang tepat. *Bed* partikel padat menampilkan sifat cairan mendidih dan terlihat seperti *fluida*-“*bed* gelembung *fluida* / *bubbling fluidized bed*”

Jika partikel pasir dalam keadaan *terfluidisasikan* dipanaskan hingga ke suhu nyala batubara, dan batubara diinjeksikan secara terus menerus ke *bed*, batubara akan terbakar dengan cepat dan *bed* mencapai suhu seragam. Pembakaran dengan *fluidized bed* (*FBC*) berlangsung pada suhu sekitar 840°C hingga 950°C. Karena suhu ini jauh berada dibawah suhu fusi abu, maka pelelehan abu dan permasalahan yang terkait didalamnya dapat dihindari. Suhu pembakaran yang lebih rendah tercapai disebabkan tingginya koefisien perpindahan panas sebagai akibat pencampuran cepat dalam *fluidized bed* dan ekspansi panas yang efektif dari *bed* melalui perpindahan panas pada pipa dan dinding *bed*.

II METODE PENELITIAN

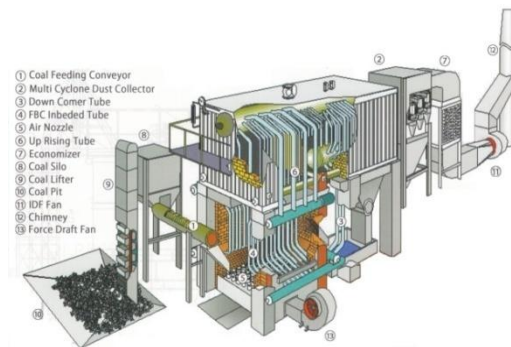
Penelitian ini akan dilakukan dalam 2 tahapan yaitu:

1. Pengujian *experimental* pada skala industri yaitu memonitoring instalasi boiler dan pengujian *comissioning test* dengan menggunakan peralatan skala industri kemudian diperoleh data aktual yang di catat setiap jamnya saat operasi mesin berlangsung.

2. Pengolahan data yang diperoleh dengan pengujian *experimental* pada skala industri dengan menggunakan formulasi dan simulasi numerik sehingga diperoleh karakteristik temperatur dan efektifitas *boiler water tube* jenis *FBC*.

Tabel 1 Data spesifikasi Boiler

DATA SPESIFIKASI BOILER	
MODEL	DF30-16 FBC
TYPPE	3-PASS, WATER TUBE WITH COOLING FBC TUBES& WATER WALL
COMBUSTION SYSTEM	ATMOSPHERIC BUBBLING FLUIDIZ BED
MAX.RATED EVAPORATOR	30,000 kg/h (From &at 105°C)
STEAM TEMPERATUR. (@16 Bar)	≈ 204°C
DESIGN PRESSURE	16 kg/cm ²
OPRATING PRESSURE AT BOILER	10 kg/cm ²
HYDROSTATIC TEST PRESSURE	24.5 kg/cm ²
STEAM QUALITY	SATURATED
FLUE GAS TEMP. EX-ECONOMIZER	140 -160°C
TURNDOWN RATIO	1:4
FEED WATER TEMP	105°C
BOILER WATER FOLUME	28 m ³
COAL SIZE (AFTER CRUZER)	0 - 10 mm
CALORIFIC VALUE	≈ 2,127 Kcal/kg
CONDENSATE RETURN OTY	50%
CONDENSATE RETRUN TEMP	90%



Gambar 1 Boiler

Tabel 2. Data Sepesifikasi Economizer

HEATING SIDE DATA		
Fluida	Exhaust Gas	
Fouling Faktor	0,0010	
Flow rate	30000	kg/h
Inlet temperature (design)	250	°C
Outlet temperature (design)	160	°C
Temperature Drop (rise)	5%	°C
Average specific heat	205,000	J/kg °K
Heat release	46,86	
Flow pattern	COUNTER	
COOLING SIDE DATA		
Fluida	Water (H2O)	
Flow rate	30000	kg/h
Inlet temperature (design)	105	°C
Outlet temperature (design)	146	°C
Temperature Drop (rise)	5%	°C
Heat absorber	46,39	
Heating Surface	2.95	m ²
Tube diameter x mi thickness	80 x 2000	mm
Tube Length (nominal)	38	mm
Tube Material	Carbon steel	



Gambar 2 Ekonomizer

Tabel 3. Variabel/faktor dan level di metode Full Factorial

Kode	Variabel Bebas / Faktor	Level 1	Level 2	Level 3
A	Diameter tube (<i>d_o</i> , m)	0,056	0,066	0,076
B	Susunan tube/lay out (<i>CL</i> , ^o)	45	60	90
C	Jarak antar tube /Pitch Ratio (PR)	1,25	1,37	1,50
D	Excess Area	1,20	1,25	1,30

Data – data yang dibutuhkan dalam penelitian ini adalah data desain awal dari oil cooler di mesin utama kapal laut seperti: ukuran tube, jumlah tube, bentuk susunan tube dan beberapa faktor yang lainnya.

Metode penelitian yang dipilih adalah metode eksperimen pada desain alat penukar kalor dengan menggunakan persamaan-persamaan teoritis. Jika menggunakan metode *full factorial*, dibutuhkan 81 kali percobaan/desain yang dilakukan.

III HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada sub ini akan dilakukan perhitungan awal desain alat penukar kalor tipe shell dan tube dengan tujuannya adalah menentukan dimensi utama dari alat penukar kalor di mesin kapal laut, yaitu luas permukaan total (*A_o*) perpindahan panas yang diperlukan oleh alat tersebut sesuai dengan beban termal yang diberikan sesuai dengan kondisi awal dari alat tersebut.

Adapun langkah-langkah perhitungannya adalah sebagai berikut:

1. Perhitungan perpindahan kalor yang dilepas fluida
2. Perhitungan laju aliran massa air yang ada di Ekonomizer
3. Perhitungan beda temperatur rata-rata logaritmik
4. Perhitungan koefisien perpindahan panas global/menyeluruh
5. Perhitungan luas total permukaan perpindahan kalor
6. Perhitungan diameter shell, dan
7. Perhitungan jumlah tube

Selanjutnya ruang lingkup penelitian yang berisikan banyaknya kondisi desain dan jumlah eksperimen yang akan dilakukan, berdasarkan batasan desain seperti diatas terlihat pada Tabel yaitu:

Tabel 4. Kondisi desain dan jumlah eksperimen *full factorial*

No	Do (m)	CL (°)	Pitch Ratio (PR)	Af/Ac
1	0,056	45	1,25	1,2
2	0,056	45	1,37	1,2
3	0,056	45	1,50	1,2
4	0,056	60	1,25	1,2
5	0,056	60	1,75	1,2
6	0,056	60	1,50	1,2
7	0,056	90	1,25	1,2
8	0,056	90	1,37	1,2
9	0,056	90	1,50	1,2
10	0,066	45	1,25	1,2
11	0,066	45	1,37	1,2
12	0,066	45	1,50	1,2
13	0,066	60	1,25	1,2
14	0,066	60	1,37	1,2
15	0,066	60	1,50	1,2
16	0,066	90	1,25	1,2
17	0,066	90	1,37	1,2
18	0,066	90	1,50	1,2
19	0,066	45	1,25	1,2
20	0,076	45	1,37	1,2
21	0,076	45	1,50	1,2
22	0,076	60	1,25	1,2
23	0,076	60	1,3	1,2
24	0,076	60	1,50	1,2
25	0,076	90	1,25	1,2
26	0,076	90	1,37	1,2
27	0,076	90	1,50	1,2
28	0,056	45	1,25	1,25
29	0,056	45	1,37	1,25
30	0,056	60	1,50	1,25
31	0,056	60	1,25	1,25
32	0,056	60	1,37	1,25
33	0,056	45	1,50	1,25
34	0,056	90	1,25	1,25

No	Do (m)	CL (°)	Pitch Ratio (PR)	Af/Ac
35	0,056	90	1,37	1,25
36	0,056	90	1,50	1,25
37	0,066	45	1,25	1,25
38	0,066	45	1,37	1,25
39	0,066	45	1,50	1,25
40	0,066	60	1,25	1,25
41	0,066	45	1,37	1,25
42	0,066	45	1,50	1,25
43	0,066	60	1,25	1,25
44	0,066	60	1,37	1,25
45	0,066	60	1,50	1,25
46	0,066	30	1,25	1,25
47	0,076	30	1,37	1,25
48	0,076	30	1,50	1,25
49	0,076	45	1,25	1,25
50	0,076	45	1,37	1,25
51	0,076	45	1,50	1,25
52	0,076	90	1,25	1,25
53	0,076	90	1,37	1,25
54	0,076	90	1,50	1,25
55	0,056	40	1,25	1,3
56	0,056	45	1,37	1,3
57	0,056	45	1,50	1,3
58	0,056	60	1,25	1,3
59	0,056	60	1,37	1,3
60	0,056	60	1,50	1,3
61	0,056	90	1,25	1,3
62	0,056	90	1,37	1,3
63	0,056	90	1,50	1,3
64	0,066	45	1,25	1,3
65	0,066	45	1,37	1,3
66	0,066	45	1,50	1,3
67	0,066	60	1,25	1,3
68	0,066	60	1,37	1,3
69	0,066	60	1,5	1,3
70	0,066	90	1,25	1,3
71	0,066	90	1,37	1,3
72	0,066	90	1,50	1,3
73	0,066	45	1,25	1,3
74	0.0381	45	1,37	1,3
75	0.0381	45	1,50	1,3

No	Do (m)	CL (°)	Pitch Ratio (PR)	Af/Ac
76	0.0381	60	1,25	1,3
77	0.0381	60	1,37	1,3
78	0.0381	60	1,50	1,3
79	0.0381	90	1,25	1,3
80	0.0381	90	1,37	1,3
81	0.0381	90	1,50	1,3

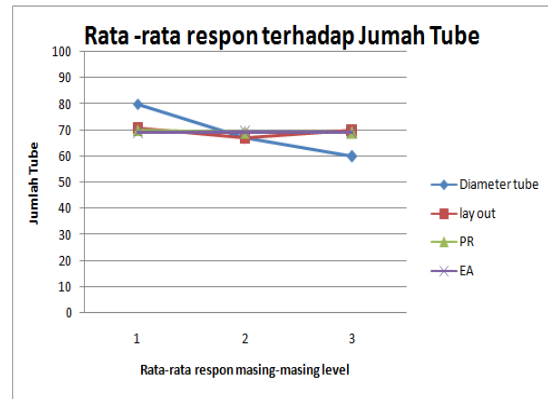
Tabel 5. Hasil perhitungan optimasi desain alat dengan menggunakan eksperimen *full factorial*

No	Do (m)	CL (°)	Pitch Ratio (PR)	Af/Ac	Ds (m)	Nt (Tube)
1	0.056	45	1.25	1.2	0.73	81.92
2	0.056	45	1.375	1.2	0.80	81.92
3	0.056	45	1.5	1.2	0.87	81.92
4	0.056	60	1.25	1.2	0.68	76.41
5	0.056	60	1.375	1.2	0.75	76.41
6	0.056	60	1.5	1.2	0.82	76.41
7	0.056	90	1.25	1.2	0.73	81.92
8	0.056	90	1.375	1.2	0.80	81.92
9	0.056	90	1.5	1.2	0.87	81.92
10	0.066	45	1.25	1.2	0.79	69.51
11	0.066	45	1.375	1.2	0.87	69.51
12	0.066	45	1.5	1.2	0.95	69.51
13	0.066	60	1.25	1.2	0.74	64.83
14	0.066	60	1.375	1.2	0.81	64.83
15	0.066	60	1.5	1.2	0.88	64.83
16	0.066	90	1.25	1.2	0.79	69.51
17	0.066	90	1.375	1.2	0.87	69.51
18	0.066	90	1.5	1.2	0.95	69.51
19	0.066	45	1.25	1.2	0.79	69.51
20	0.076	45	1.375	1.2	0.93	60.36
21	0.076	45	1.5	1.2	1.02	60.36
22	0.076	60	1.25	1.2	0.79	56.30
23	0.076	60	1.375	1.2	0.87	56.30
24	0.076	60	1.5	1.2	0.95	56.30
25	0.076	90	1.25	1.2	0.85	60.36
26	0.076	90	1.375	1.2	0.93	60.36
27	0.076	90	1.5	1.2	1.02	60.36
28	0.056	45	1.25	1.25	0.73	81.92
29	0.056	45	1.375	1.25	0.80	81.92
30	0.056	60	1.5	1.25	0.82	76.41
31	0.056	60	1.25	1.25	0.68	76.41
32	0.056	60	1.375	1.25	0.75	76.41
33	0.056	45	1.5	1.25	0.87	81.92
34	0.056	90	1.25	1.25	0.73	81.92
35	0.056	90	1.375	1.25	0.80	81.92
36	0.056	90	1.5	1.25	0.87	81.92
37	0.066	45	1.25	1.25	0.79	69.51
38	0.066	45	1.375	1.25	0.87	69.51

No	Do (m)	CL (°)	Pitch Ratio (PR)	Af/Ac	Ds (m)	Nt (Tube)
39	0.066	45	1.5	1.25	0.95	69.51
40	0.066	60	1.25	1.25	0.74	64.83
41	0.066	60	1.375	1.25	0.81	64.83
42	0.066	60	1.5	1.25	0.88	64.83
43	0.066	90	1.25	1.25	0.79	69.51
44	0.066	90	1.375	1.25	0.87	69.51
45	0.066	90	1.5	1.25	0.95	69.51
46	0.066	30	1.25	1.25	0.79	69.51
47	0.076	30	1.375	1.25	0.93	60.36
48	0.076	30	1.5	1.25	1.02	60.36
49	0.076	45	1.25	1.25	0.85	60.36
50	0.076	45	1.375	1.25	0.93	60.36
51	0.076	45	1.5	1.25	1.02	60.36
52	0.076	90	1.25	1.25	0.85	60.36
53	0.076	90	1.375	1.25	0.93	60.36
54	0.076	90	1.5	1.25	1.02	60.36
55	0.056	45	1.25	1.3	0.73	81.92
56	0.056	45	1.375	1.3	0.80	81.92
57	0.056	45	1.5	1.3	0.87	81.92
58	0.056	60	1.25	1.3	0.68	76.41
59	0.056	60	1.375	1.3	0.75	76.41
60	0.056	60	1.5	1.3	0.82	76.41
61	0.056	90	1.25	1.3	0.73	81.92
62	0.056	90	1.375	1.3	0.80	81.92
63	0.056	90	1.5	1.3	0.87	81.92
64	0.066	45	1.25	1.3	0.79	69.51
65	0.066	45	1.375	1.3	0.87	69.51
66	0.066	45	1.5	1.3	0.95	69.51
67	0.066	60	1.25	1.3	0.74	64.83
68	0.066	60	1.375	1.3	0.81	64.83
69	0.066	60	1.5	1.3	0.88	64.83
70	0.066	90	1.25	1.3	0.79	69.51
71	0.066	90	1.375	1.3	0.87	69.51
72	0.066	90	1.5	1.3	0.95	69.51
73	0.066	45	1.25	1.3	0.79	69.51
74	0.076	45	1.375	1.3	0.93	60.36
75	0.076	45	1.5	1.3	1.02	60.36
76	0.076	60	1.25	1.3	0.79	56.30
77	0.076	60	1.375	1.3	0.87	56.30
78	0.076	60	1.5	1.3	0.95	56.30
79	0.076	90	1.25	1.3	0.85	60.36
80	0.076	90	1.375	1.3	0.93	60.36
81	0.076	90	1.5	1.3	1.02	60.36

Tabel 6 Identifikasi level faktor optimum pada jumlah tube

Faktor Level	Diameter tube (A)	Lay Out (B)	Pitch Ratio (C)	Excess Area (D)
1	80	71	70	69
2	67	67	69	69
3	60	70	69	69
Selisih	20	4	1	0
Rangking	4	3	2	1

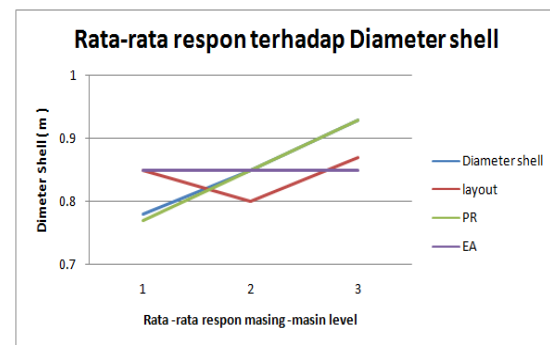


Gambar 3 Pengaruh rata-rata respon masing-masing level terhadap jumlah tube

Pengaruh tiap tiap level dan faktor terhadap diameter *shell* dapat dilihat pada Tabel berikut:

Tabel 7 Identifikasi level faktor optimum pada diameter *shell*

Faktor Level	Diameter Shell (A)	Lay Out (B)	Pitch Ratio (C)	Excess Area (D)
1	0.78	0.85	0.77	0.85
2	0.85	0.80	0.85	0.85
3	0.93	0.87	0.93	0.85
Selisih	15	7	16	0
Rangking	4	2	3	1



Gambar 4 Pengaruh rata-rata respon masing-masing level terhadap Diameter *Shell*

Selanjutnya hasil dari perhitungan eksperimen *full factorial* dilakukan dan diperoleh pengaruh rata-rata dari masing-masing faktor terhadap jumlah *tube* dan diameter *shell* sehingga diperoleh hasil kondisi desain yang optimum. Kondisi optimum alat penukar kalor dapat dilihat seperti pada Tabel berikut ini:

Tabel 8 Dimensi desain optimum hasil eksperimen *full factorial*

No	Uraian	Notasi	Nt	Ds (m2)
1	Pengaruh rata-rata Diameter tube 0.056	A1	80	0.78
2	Pengaruh rata-rata Diameter tube 0.066	A2	67	0.85
3	Pengaruh rata-rata Diameter tube 0.076	A3	60	0.93
4	Pengaruh rata-rata Lay Out 45 derajat	B1	71	0.85
5	Pengaruh rata-rata Lay Out 60 derajat	B2	67	0.80
6	Pengaruh rata-rata Lay Out 90 derajat	B3	70	0.87
7	Pengaruh rata-rata Pitch Ratio 1.25	C1	70	0.77
8	Pengaruh rata-rata Pitch Ratio 1.375	C2	69	0.85
9	Pengaruh rata-rata Pitch Ratio 1.50	C3	69	0.93
10	Pengaruh rata-rata Excess Area 1.20	D1	69	0.85
11	Pengaruh rata-rata Excess Area 1.25	D2	69	0.85
12	Pengaruh rata-rata Excess Area 1.30	D3	69	0.85

Tabel 9. Perbandingan data desain kondisi optimum antara teoritis (Full Factorial Eksperimen) dan kondisi existing saat ini.

Parameter yang di ukur	Kondisi saat ini (existing)	Redesign
Jumlah Tube (N _t)	80 Psc	60 Pcs
Diameter Shell (D _s)	0.93 m	0.78 m

melakukan desain ulang alat tersebut dengan menggunakan kondisi desain no 22 dan 76 dimana hasil *design* ini adalah kondisi yang paling optimum apabila dibandingkan dengan kondisi saat ini dengan jumlah *tube* 80 buah dan diameter *shell* 0,93 m sehingga diharapkan kondisi desain tersebut bisa berdampak positif dari segi teknis maupun ekonomis.

DAFTAR PUSTAKA

1. Donald Q Kern,1984, *Prosess Heat Transfer*, Mc Graw- Hill Book Co, Singapore
2. Frank Kreith & Williem Z. Black. 1980. *Basic Heat Transfer*. New York : Harper & Row Publisher.
3. Merle C. Potter stc., 2001. *Mechanical of Fluids*. Prentice-Hall.Inc.
4. Micheal J. Moran, etc, 2003, *Interoduction to Thermal System Engineering*, John Wiley and Sons.
5. Yunus A. Cengei & Michael A. Boles. 2007. *Thermodynamics : An Engineering Approach*. McGraw-hill.Singapore
6. Chandra Soekardi 2008, *Fouling Pada Alat Penukar Kalor*, Jakarta.

IV KESIMPULAN

Permasalahan yang menjadi objek setudi dalam tesis ini adalah mencari jawaban atas pertanyaan,

1. Perbedaan hasil *redesign* dengan kondisi aktual saat ini terhadap performen boiler baru bisa diaplikasikan saat ada perubahan unit economizer.
2. Pengaruh faktor geometri jarak antar *tube*, ukuran pipa batasan termal terhadap dimensi utama cukup signifikan dimana diameter *shell* rata –rata lebih kecil 20 % dari kondisi saat ini dan jumlah *tube* lebih sedikit rata –rata sekitar 25 % dari jumlah *tube existing* saat ini.
3. Dari 81 eksperimen perhitungan dengan menggunakan metode penelitian *full factorial* dihasilkan dimensi utama yang paling optimum yaitu kondisi *design* no 22 dan 76 dimana dengan jumlah *tube* 56 buah dan diameter *shell* 0,79 m.
4. Solusi yang dapat dilakukan untuk memperbaiki kondisi saat ini adalah dengan

KAJIAN TEKNIS SPESIFIKASI REM MOBIL PADA RANCANG BANGUN ANGKUTAN UMUM PEDESAAN YANG MURAH DAN RAMAH LINGKUNGAN

Masrizal*

SMK Muhammadiyah Bumiayu, Tegal, Jawa Tengah*

Abstrak

Keselamatan transportasi jalan saat ini sudah merupakan masalah global yang bukan semata-mata masalah transportasi saja tetapi sudah menjadi permasalahan social kemasyarakatan. Pesatnya pertumbuhan kepemilikan kendaraan bermotor di Indonesia dalam tahun-tahun terakhir, dikombinasikan pula dengan penduduk dengan usia yang relatif muda dan beragamnya jenis kendaraan telah mengakibatkan masalah keselamatan jalan yang kian memburuk. Salah satu sistem pengendalian sekaligus keselamatan pada kendaraan bermotor adalah sistem pengereman. Sistem rem berperan penting dalam mengurangi kecepatan, menghentikan dan memarkir kendaraan. Rem yang tidak bekerja dengan baik / blong (lepas kendali) dapat mengakibatkan kendaraan sulit dihentikan sehingga dapat menyebabkan kecelakaan yang bisa membahayakan nyawa pengendara maupun pengguna jalan yang lain. Dalam Thesis ini dikaji system rem yang dapat memberikan jaminan keselamatan dan keamanan penumpang yang dapat dijadikan rujukan pada rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan. Kajian ini memberikan rujukan system rem yang dapat digunakan dalam rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan yaitu dengan menggunakan master silinder tipe ganda, rem depan tipe cakram, rem belakang tipe tromol, rem parker tipe roda belakang *sharing*, booster rem tipe ganda.

Kata kunci : Rem, Regulasi, Angkutan umum pedesaan

I PENDAHULUAN

Dalam pelayanan transportasi keselamatan (safety) baik orang maupun barangnya selalu melekat didalamnya, oleh karenanya orang yang melakukan perjalanan wajib mendapatkan jaminan keselamatan bahkan jika mungkin memperoleh kenyamanan, sedang barang yang diangkut harus tetap dalam keadaan utuh dan tidak berkurang kualitasnya.

Keselamatan transportasi jalan saat ini sudah merupakan masalah global yang bukan semata-mata masalah transportasi saja tetapi sudah menjadi permasalahan social kemasyarakatan. Pesatnya pertumbuhan kepemilikan kendaraan bermotor di Indonesia dalam tahun-tahun terakhir, dikombinasikan pula dengan penduduk dengan usia yang relatif muda dan beragamnya jenis kendaraan telah mengakibatkan masalah keselamatan jalan yang kian memburuk. Kondisi ini akan tetap memburuk dengan pertambahan jumlah kendaraan rata-rata sekitar 10% per tahun dan peningkatan jumlah penduduk jika tidak diikuti oleh perbaikan dibidang manajemen keselamatan baik menyangkut prasarana, kendaraan dan sumber daya manusia.

Kecelakaan lalu lintas dapat direduksi dengan program penanganan keselamatan jalan yang dapat diartikan sebagai upaya dalam penanggulangan kecelakaan yang terjadi di jalan raya (road crash), dan perbaikan teknologi kendaraan yang dapat meminimalisir dampak dan kerugian yang disebabkan oleh terjadinya kecelakaan.

Salah satu komponen yang berpengaruh terhadap keselamatan orang maupun barang pada kendaraan bermotor adalah rem. Rem berperan penting dalam mengurangi kecepatan, menghentikan dan memarkir kendaraan. Rem yang tidak bekerja dengan baik dapat mengakibatkan kendaraan sulit dihentikan sehingga dapat menyebabkan kecelakaan yang bisa membahayakan nyawa pengendara, penumpang maupun pengguna jalan yang lain.

Dalam Undang-Undang Nomor 22 Tahun 2009 tentang Lalu Lintas dan Angkutan Jalan, Peraturan Pemerintah Republik Indonesia Nomor 55 Tahun 2012 Tentang Kendaraan, Keputusan Menteri Perhubungan Nomor 63 tahun 1993 tentang Ambang Batas Laik Jalan Kendaraan Bermotor dan Keputusan Menteri Perhubungan Nomor 9 tahun 2004 tentang Uji Tipe Kendaraan Bermotor pemerintah telah mengatur tentang

ketentuan dan efisiensi system rem pada kendaraan.

Berdasarkan latar belakang dan identifikasi masalah yang telah diuraikan diatas, maka terdapat dua pertanyaan utama yang memerlukan jawaban melalui rangkaian penelitian yang akan di lakukan. Kedua pertanyaan tersebut adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana memilih spesifikasi rem yang tepat pada rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan sehingga dapat menjamin keselamatan dan kenyamanan penumpang.
2. Teknologi rem seperti apa yang tepat untuk diterapkan dalam rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan untuk menjamin keselamatan dan kenyamanan penumpang.

Hasil penelitian ini akan berupa :

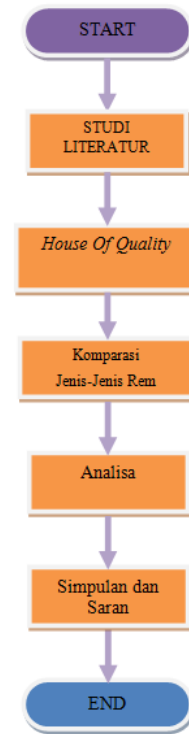
1. Diperoleh rekomendasi spesifikasi rem yang tepat pada rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan yang dapat menjamin keselamatan dan kenyamanan penumpang.
2. Tersusun kajian teknis yang dapat dijadikan dasar untuk memberikan usulan teknologi rem yang tepat untuk diterapkan dalam rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan untuk menjamin keselamatan dan kenyamanan penumpang.

Parameter Penelitian dan Variabel Bebasnya.

1. Studi literatur atas perkembangan teknologi system rem pada kendaraan.
2. Studi literatur atas beberapa standar regulasi berkenaan dengan system rem pada kendaraan.
3. Mengumpulkan dan mengolah data-data ambang batas yang berkaitan dengan system rem pada kendaraan melalui pengamatan dan studi literatur.
4. Melakukan kajian ambang batas dan perkembangan teknologi rem

pada kendaraan yang dapat menjamin keselamatan.

II Metodologi Penelitian



Gambar 3.1 Alur Penelitian

Gambar 1 Alur penelitian

2.1 Metode Penelitian

Penelitian terdiri dari tiga tahap yaitu :

- *House Of Quality* untuk mengetahui kepuasan dan harapan masyarakat tentang rem pada angkutan umum pedesaan yang ada.
- Komparasi jenis – jenis rem guna mendapatkan teknologi rem terbaik yang dapat memberikan jaminan keselamatan kendaraan.
- Analisis yang meliputi rekayasa perhitungan gaya pengereman dari berbagai jenis rem, sinkronisasi teknologi rem dengan regulasi yang ada.

Kajian ini menggunakan metode yang dapat dikelompokkan menjadi 2 tahap yaitu tahap pengumpulan data dan tahap analisis evaluasi. Untuk mendukung proses analisis yang baik, diperlukan data sekunder dan data primer. Tahap pengumpulan data

mencakup inventarisasi studi, referensi, kebijakan pemerintah, kebijakan produsen otomotif.

2.2 Teknik Pengumpulan data

Dalam pengumpulan data penulis menggunakan cara sebagai berikut :

1. Studi Literatur

Mempelajari dan membandingkan berbagai jenis rem dan kemajuan teknologi rem serta regulasi nasional maupun internasional mengenai ambang batas uji laik jalan utamanya yang berkaitan dengan regulasi yang dapat menjamin keselamatan dan kenyamanan penumpang dalam rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan khususnya regulasi tentang system rem.

2. Sumber Data

a. Data primer

Data primer adalah data yang diperoleh langsung dari sumbernya. Data primer yang digunakan dalam penelitian ini diperoleh dengan cara wawancara bebas terstruktur, yaitu dengan mengajukan pertanyaan-pertanyaan secara lisan, tanpa terikat suatu susunan pertanyaan terstruktur yang telah dipersiapkan sebelumnya, namun tetap memiliki pedoman yang mengacu serta relevan dengan kerangka dan tujuan penelitian. Hal ini dilakukan dengan tujuan-tujuan untuk memperoleh informasi yang sebanyak-banyaknya tanpa harus melenceng dari tujuan dilakukannya penelitian.

b. Data Sekunder

Data sekunder yaitu data yang diperoleh dari sumber tidak langsung. Data sekunder dalam penelitian ini diperoleh dengan melalui studi kepustakaan mengenai peraturan perundang-undangan, buku-buku, literatur-literatur, dokumen-dokumen serta arsip-arsip yang berkaitan dan relevan dengan permasalahan yaitu pengujian kendaraan.

3. Analisis Data

Dalam penelitian ini, metode analisis data yang digunakan adalah :

a. *House Of Quality*

Spesifikasi Kendaraan akan sangat menentukan dalam perancangan atas desain kendaraan yang diinginkan. Untuk mendapatkan spesifikasi kendaraan dikerjakan melalui *house of quality* (rumah kualitas) yang tertuang secara detail.

House of Quality adalah diagram, menyerupai rumah, digunakan untuk

mendefinisikan hubungan antara keinginan pelanggan dan perusahaan / kemampuan produk. Ini adalah bagian dari *Quality Function Deployment (QFD)* dan memanfaatkan matriks perencanaan dengan mengaitkan apa yang diinginkan oleh pelanggan. Dan bagaimana sebuah perusahaan (yang menghasilkan produk) akan memenuhi keinginan pelanggan tersebut. Seperti Rumah dengan “matriks korelasi” sebagai atapnya, keinginan pelanggan versus fitur produk sebagai bagian utama, evaluasi pesaing sebagai teras dll. Hal ini didasarkan pada “keyakinan bahwa produk harus dirancang untuk mencerminkan keinginan pelanggan dan selera”. Hal ini juga digunakan untuk meningkatkan integrasi lintas fungsional dalam organisasi yang menggunakannya, khususnya antara pemasaran, teknik dan manufaktur.

b. Komparasi Jenis – jenis Rem

Komparasi jenis – jenis rem adalah membandingkan jenis – jenis rem yang ada seperti rem tromol, rem cakram, kombinasi keduanya dan perkembangan teknologi system rem seperti *ABS*.

c. Studi Kasus

Interaksi dari latar belakang, perkembangan, kondisi saat ini, lingkungan dari satu atau lebih individu, kelompok, komuniti, perusahaan, atau institusi diamati, direkam, dan dianalisa tingkatan dan pola yang terkait dengan pengaruh internal & eksternal.

Penelitian ini mengambil studi kasus di Kabupaten Brebes Jawa Tengah, bagaimana kondisi angkutan pedesaan, tingkat keselamatan dan kenyamanan angkutan serta kondisi jalan desa disana.

III HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Analisa *House Of Quality*

Analisa *House Of Quality* digunakan untuk mengetahui tingkat kepuasan dan harapan dari masyarakat Kabupaten Brebes terhadap angkutan umum pedesaan yang ada.

Dalam penyusunan *House Of Quality* didahului dengan pengumpulan data melalui kuisisioner. Data yang didapat dari responden tersebut meliputi nilai harapan dari tingkat kepuasan dan nilai kinerja dari tingkat kepentingan, dimana nilai-nilai tersebut kemudian dimasukkan ke dalam *House Of Quality* sehingga didapatkan

kepentingan *absolute* dan *relative* dari tiap nilai-nilai tersebut.

Di Kabupaten Brebes terdapat berbagai kendaraan-kendaraan yang digunakan untuk angkutan umum pedesaan, dalam hal ini diambil satu merek tertentu yang digunakan sebagai sampel untuk diketahui performanya, dimana merek kendaraan tersebut adalah merek yang paling banyak digunakan sebagai angkutan umum pedesaan di Kabupaten Brebes.

1. Respon Teknikal

Tabel 4.1 Atribut Teknikal Respon

No	Teknikal Respon
1	Perubahan Bentuk Body
2	Perubahan Kapasitas Mesin
3	Perubahan Chasis
4	Perbaikan Sistem Pengereman
5	Perubahan Bentuk dan Ukuran Velg
6	Perubahan Ukuran dan Tapak Ban
7	Perubahan Shockbeaker
8	Perubahan Sistem Rem
9	Pengaturan Sumbu
10	<i>Ground Clearance</i>
11	Perubahan Dudukan Mesin
12	Pembinaan Distribusi Sparepart

2. Hubungan Antara Teknikal Respon dan Atribut-Atribut Produk Dalam menyusun *House of Quality*, hal penting yang dilakukan adalah melihat hubungan antara teknikal respon dan atribut produk. Hubungan tersebut disusun dalam bentuk matriks yang akan menilai kuat tidaknya hubungan antara teknikal respon dan atribut produk yang merupakan kebutuhan *customer*. Hubungan tersebut dapat merupakan hubungan yang kuat, sedang ataupun lemah. Masing-masing hubungan dalam *House of Quality* dilambangkan dalam bentuk symbol. Hubungan antara setiap teknikal respon dengan atribut stabilitas dinamik angkutan umum pedesaan.

3.2 Penerapan Kendaraan Studi Kasus di Kabupaten Brebes Jawa Tengah

Jalan yang dilewati angkutan pedesaan di Kabupaten Brebes merupakan jalan beraspal, kondisi aspal jalan ada yang masih baik dan ada di beberapa bagian yang sudah rusak.

Untuk mampu melewati kondisi jalan di Kabupaten Brebes kendaraan harus memiliki kemampuan manuver yang baik. Analisa kemampuan manuver kendaraan baru yang akan digunakan dengan mengacu pada dimensi yang direkomendasikan oleh atma dalam kajian desain bodi angkutan pedesaan yang aman dan hemat energi sebagai angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan dapat dilihat sebagai berikut dengan teknologi sistem rem yang dipilih dalam kajian ini :

Dimensi desain bodi angkutan pedesaan,

- Panjang :4635 mm
- Lebar depan :1760 mm
- Lebar belakang:1775 mm
- *Wheelbase* :2830 mm
- *Wheeltrack* :1510 mm
- Tinggi total :2285 mm
- Tinggi *Centre of Gravity*: 712 mm
- Berat Kendaraan:1179 kg

Untuk mampu melewati kondisi jalan seperti di atas kendaraan harus memiliki kemampuan manuver yang baik. Analisa kemampuan manuver kendaraan baru yang akan digunakan sebagai angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan dapat dilihat pada lampiran 5 dan lampiran 6.

Dari analisa kemampuan manuver menunjukkan bahwa kendaraan baru yang dirancang untuk digunakan sebagai angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan mempunyai kemampuan yang cukup baik untuk dapat melintasi berbagai kondisi jalan di Kabupaten Brebes Jawa Tengah.

IV KESIMPULAN

Dari Kajian Teknis Sistem Rem Kendaraan Bermotor Pada Rancang Bangun Angkutan Umum Pedesaan Yang Murah Dan Ramah Lingkungan dapat disimpulkan bahwa :

1. Sistem Rem merupakan bagian yang dapat menjamin

- keselamatan dan kenyamanan kendaraan.
2. Masyarakat belum puas dengan kemampuan system pada angkutan pedesaan yang ada. Oleh karena itu pada rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan diperlukan pemilihan teknologi system rem yang dapat menjamin keselamatan dan kenyamanan kendaraan.
 3. Sistem rem yang direkomendasikan untuk rancang bangun angkutan umum pedesaan yang murah dan ramah lingkungan dapat membantu kemampuan manuver kendaraan untuk melewati jalan-jalan desa di Kabupaten Brebes.

DAFTAR PUSTAKA

- [1.] Atma. W. 20013. *Kajian Desain Body Angkutan Pedesaan Yang Aman dan Hemat Energi*. Universitas Pancasila. Jakarta.
- [2.] <http://www.bppt.go.id/index.php/tir/br/630-harmonisasi-regulasi-un-ece-untuk-industri-otomotif-nasional> diambil tanggal 29 Agustus 2013.
- [3.] *House of Quality Perancangan Produk*. diambil dari <http://branchoftheworld.wordpress.com/tag/house-of-quality-hoq-perancangan-produk/> tanggal 14 Desember 2014.
- [4.] Isuzu, 2008, *Brake System*, Isuzu Training Centre. Jakarta.
- [5.] Kementrian Perhubungan. 2004. *Keputusan Menteri Perhubungan Nomor 9 Tahun 2004 Tentang Pengujian Tipe Kendaraan Bermotor*. Jakarta.
- [6.] Kementrian Perhubungan. 1993. *Keputusan Menteri Perhubungan Nomor 63 Tahun 1993 Tentang Persyaratan Ambang Batas Laik Jalan Kendaraan Bermotor, Kereta Gandengan, Kereta Tempelan, Karoseri dan Bak Muatan Serta Komponen-komponennya*. Jakarta.
- [7.] PT. Toyota-Astra Motor, 2012, *Toyota Technician*. Team 21. Jakarta.
- [8.] RI. 2012. *Peraturan Pemerintah Nomor 55 Tahun 2012 Tentang Kendaraan*. Jakarta.
- [9.] RI. 2006. *Peraturan Pemerintah Nomor 4 Tahun 2006 Tentang Jalan*. Jakarta.
- [10.] RI. 2009. *Undang-undang Republik Indonesia Nomer 22 Tahun 2009 Tentang Lalu Lintas dan Angkutan Jalan*. Jakarta.
- [11.] UN. *TRANS/WP.29/1045 World Forum for Harmonization of Vehicle Regulations (WP.29)*. diambil dari <http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs1-20.html> tanggal 19 September 2013.
- [12.] UN. *ECE No 13 H Brake System (Passanger Car)*. diambil dari <http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29regs1-20.html> tanggal 29 Agustus 2013.
- [13.] Wong, J.Y, 1978. *Teory of Ground Vehicles*. New York: John Wiley & Sons
- [14.] Zainal Arifin. 2012. *Perkembangan Teknologi Kendaraan Bermotor, Balai Pendidikan dan Pelatihan Transportasi Darat*. Bali.

OPTIMASI PENGGUNAAN VISKOSITAS PELUMAS, PENYETELAN CELAH KATUP, DAN CELAH ELEKTRODA BUSI TERHADAP EMISI GAS BUANG PADA SEPEDA MOTOR

Mulyadi*, Wegie Ruslan, Eka Maulana*****
SMKN 1 Bojong Genteng Sukabumi, Jawa Barat*
Magister Teknik Mesin Universitas Pancasila Jakarta**
Magister Teknik Mesin Universitas Pancasila Jakarta***

ABSTRAK

Perkembangan jumlah kendaraan bermotor di Indonesia tiap tahun bertambah pesat, sebagian besar kendaraan bermotor menghasilkan emisi gas buang yang buruk, baik akibat perawatan yang kurang memadai atau perilaku pengendara yang buruk. Polusi udara yang telah terjadi selama ini sebagian besar disebabkan oleh keberadaan kendaraan bermotor sebagai alat transportasi. Sebagian besar pencemaran udara diakibatkan oleh emisi kendaraan bermotor. Kendaraan bermotor mengeluarkan gas-gas berbahaya yang dapat menimbulkan dampak negatif, baik terhadap kesehatan manusia maupun lingkungan.

Metode penelitian ini adalah deskriptif eksperimental dengan rancangan pengumpulan data menggunakan metode Taguchi dengan variabel penelitian yaitu Optimasi Penggunaan Viskositas Pelumas, Penyetelan Celah katup dan Celah Elektroda Busi dengan 3 level. Kemudian hasil pengaturan pada ketiga variabel tersebut diamati pengaruhnya yang diharapkan terhadap emisi gas buang yang lebih rendah kadar CO dan HC. Penelitian ini mempergunakan bahan bakar Premium, kemudian diberikan perlakuan penyetelan celah katup in 0,05mm, 0,06mm, 0,07mm serta katup ex; 0,10 mm, 0,12 mm, 0,13 mm, celah elektroda busi 0,5 mm, 0,6 mm, 0,7 mm dan Penggunaan pelumas dengan viskositas SAE 10W-30, SAE 10W-40, SAE 20W-50. Pada setiap penyetelan variasi celah katup, celah elektroda busi dan viskositas pelumas pada masing-masing putaran idle mesin dengan tujuan untuk mengetahui karakteristik gas buang yang keluar dari kendaraan ke lingkungan.

Berdasarkan hasil penelitian pada variasi viskositas SAE 10-40W, celah katup in: 0,7 mm, ex: 0,13 dan celah elektroda busi 0,70 mm menghasilkan emisi gas buang yang paling rendah

Kata kunci : katup, elektroda, dan viskositas.

1. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Bertambahnya kendaraan bermotor tiap tahunnya akan menambah jumlah emisi gas buang. Menurut data dari badan pusat statistik (BPS) jumlah kendaraan bermotor setiap tahunnya akan mengalami peningkatan signifikan

Dengan meningkatnya jumlah kendaraan bermotor dapat menimbulkan dampak yang buruk bagi lingkungan, terutama emisi gas buang yang dihasilkan dari sisa pembakaran. Proses pembakaran bahan bakar dari motor bakar menghasilkan gas buang yang secara teoritis mengandung unsur CO, NO₂, HC, C, CO₂, H₂O, dan N₂. Unsur CO dan HC yang berpengaruh bagi kesehatan, karena unsur CO dan HC hasil pembakaran bersifat racun bagi darah manusia pada saat pernafasan sebagai akibat berkurangnya oksigen pada jaringan darah. Jika jumlah CO dan HC sudah mencapai

jumlah tertentu atau jenuh di dalam tubuh maka akan menyebabkan kematian. Besarnya emisi gas buang yang dihasilkan oleh kendaraan bermotor tidak boleh melebihi standar baku yang dikeluarkan oleh pemerintah, sesuai dengan Peraturan Menteri Negara Lingkungan Hidup 05 Tahun 2006 tentang ambang batas emisi gas buang kendaraan bermotor lama untuk sepeda motor produksi kurang dari tahun 2010 untuk dua langkah 4,5% CO & 1200 ppm HC, untuk empat langkah 5,5% CO & 2400 ppm HC, sedangkan sepeda motor produksi lebih dari tahun 2010 baik dua langkah maupun empat langkah 4,5% CO & 2000 ppm HC.

1.2 Rumusan Permasalahan

Berdasarkan latar belakang tersebut di atas maka permasalahan penelitian dirumuskan sebagai berikut :

a. Dengan optimasi penggunaan viskositas pelumas Apakah dapat diperoleh emisi gas buang yang lebih signifikan.

- b. Dengan optimasi celah katup apakah dapat diperoleh emisi gas buang yang lebih signifikan.
- c. Dengan optimasi celah elektroda busi apakah dapat diperoleh emisi gas buang yang lebih signifikan .
- d. Dengan optimasi penggunaan viskositas pelumas, penyetelan celah katup dan celah elektroda busi Berapa kadar emisi gas buang *CO*, *HC*, yang dihasilkan?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk mendapatkan viskositas pelumas, celah katup dan celah elektroda busi yang terbaik ditinjau dari segi emisi gas buang sepeda motor.

1.4 Parameter Penelitian dan Variabel Bebas

Parameter penelitian yang diukur adalah;

1. Carbon monoksida (*CO*) %
2. Hidro Carbon (*HC*), ppm

1.5 Variabel Penelitian

1. Variabel Bebas
 - 1) Viskositas Pelumas
 - 2) Penyetelan celah katup
 - 3) Celah elektrode busi
2. Variabel Terikatnya adalah Emisi gas Buang

II STUDI LITERATUR

2.1 Motor Bakar

Motor bakar adalah mesin yang menggunakan energi hasil pembakaran sebagai sumber energi. Hal ini berbeda dengan mesin uap, karena meskipun sama - sama menggunakan bahan bakar sebagai sumber energi, tetapi pada mesin uap, pembakaran berlangsung di luar sistem penggerak, sedangkan pada motor bakar, proses pembakaran berlangsung di dalam sistem.

2.2 Pelumas

Fungsi minyak pelumas (Oli) *engine* adalah :

- a. Mengurangi keausan *engine* agar minimum.
- b. Mengurangi gesekan dan kehilangan tenaga yang diakibatkannya.
- c. Memindahkan panas.
- d. Mengurangi suara *engine*
- e. Sebagai perapat.
- f. Membersihkan komponen-komponen *engine*.

Klasifikasi oli *engine* dibedakan oleh jenis kekentalan dan kualitas yang disesuaikan dengan jenis dan konstruksi *engine*, temperatur serta situasi dan kondisi alam dimana *engine* itu berada.

2.3 Klasifikasi Viskositas /kekentalan

Viskositas/Kekentalan menunjukkan ketebalan atau kemampuan untuk menahan aliran suatu cairan (umumnya kami menyebut *weight viscosity* dalam penjelasan tentang oli mesin). Oli cenderung menjadi encer dan mudah mengalir ketika panas dan cenderung menjadi kental dan tidak mudah mengalir ketika dingin. Tapi masing-masing kecenderungan tersebut tidak sama untuk semua oli. Ada tingkatan permulaan besar (kental) dan ada yang dibuat encer (tingkatankekentalannyarendah). Kekentalan atau berat dari oli dinyatakan oleh angka yang disebut indek kekentalan. Suatu badan internasional *SAE (Society of Automotive Engineers)* mempunyai standar kekentalan dengan awalan *SAE* di depan indek kekentalan.

2.4 Katup

Katup berfungsi Untuk membuka dan menutupnya lubang *intake* dan *exhaust* secara bergantian agar mendapatkan Efisiensi Volumetrik yang baik dan membuang gas sisa pembakaran dengan baik tanpa tersisa.

Penyetelan katup adalah salah satu unit kompetensi dalam klaster Tune Up. Penyetelan katup diperlukan karena kerapatan/kerenggangan katup dapat mempengaruhi kerja (Performa) mesin yang disebabkan oleh pemasukan (Efisiensi Volumetrik) dan kebocoran ruang bakar.

2.5 Busi

Tegangan tinggi yang dihasilkan oleh kumparan sekunder koil pengapian, setelah melalui rangkaian tegangan tinggi akan dikeluarkan diantara elektroda tengah (elektroda positif) dan elektroda sisi (elektroda negatif) busi berupa percikan bunga api. Tujuan adanya busi dalam hal ini adalah untuk mengalirkan pulsa atau arus tegangan tinggi dari tutup (terminal) busi ke bagian elektroda tengah ke elektroda sisi melewati celah udara dan kemudian berakhir ke masa (ground). Busi merupakan bagian (komponen) sistem pengapian yang bisa habis, dirancang untuk melakukan tugas dalam waktu tertentu dan harus diganti dengan yang baru jika busi sudah aus atau terkikis.

2.6 Emisi Gas Buang

Emisikendaraan bermotor mengandung berbagai senyawa kimia. emisi gas buang di definisikan sebagai berikut : Gas buang yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar dan udara terdiri dari banyak komponen gas yang sebagian besar merupakan polusi bagi lingkungan hidup.

2.7 Gas Karbon Monoksida (CO)

Gas karbonmonoksida adalah gas beracun yang membahayakan terutama bagi manusia, Gas karbonmonoksida (CO) merupakan gas yang tidak berwarna, tidak berbau, sukar larut dalam air dan tidak mempunyai rasa

2.8 Hidrokarbon (HC)

Hidrokarbon merupakan sisa pembakaran motor bensin yang berdampak buruk terhadap lingkungan. Hidrokarbon (HC) merupakan emisi yang timbul karena bahan bakar yang belum terbakar tetapi sudah keluar bersama-sama gas buang menuju atmosfer. [12]

2.9 Karbondioksida (C)

Karbondioksida (CO₂) pada prinsipnya berbanding terbalik dengan gas buang karbonmonoksida (CO), apabila CO₂ tinggi maka CO akan rendah, karena dalam proses pembakaran yang hampir sempurna CO₂ harus tinggi dan O₂ rendah, akan tetapi CO₂ yang tinggi hasil pembakaran dapat dicegah dengan melakukan penghijauan untuk menyerap CO₂

2.10 Metode Taguchi

Metode Taguchi dicetuskan oleh Genichi Taguchi pada tahun 1959 merupakan pengembangan dari Design of Experiment (DoE) yang pertama kali diperkenalkan oleh Genichi Taguchi, yang bertujuan untuk memperbaiki proses manufaktur produk untuk mencapai kualitas yang baik. Metode ini sangat membantu dalam off-line Quality Control, metode ini sangat kontroversial karena metode ini tidak cukup kuat secara konsep statistika, akan tetapi memberikan hasil sangat memuaskan

2.11 Penelitian yang Relevan

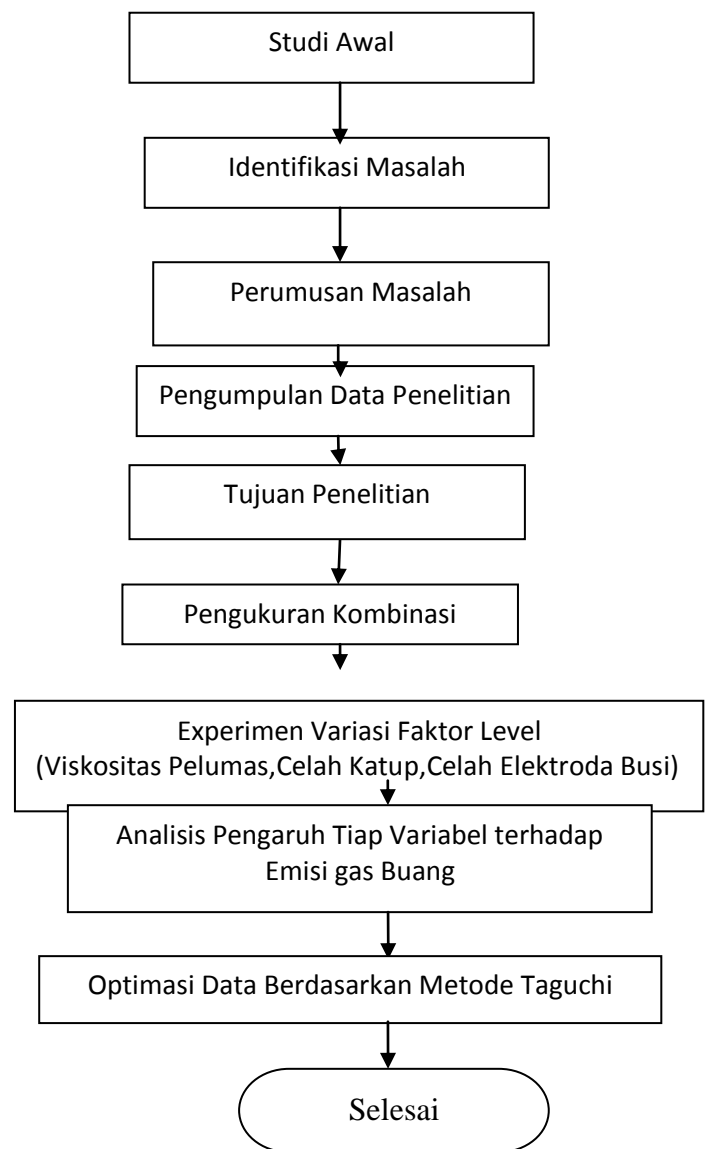
Beragam eksperimen dengan bahan yang berbeda ataupun sama telah dilakukan para peneliti sebelumnya antara lain. IW Budiarsa dan IW Suarna dalam penelitiannya Pengaruh Nilai Oktan Bahan Bakar dan Putaran Mesin Pada Kendaraan Bermotor disimpulkan bahwa Nilai Oktan Bahan Bakar dan Variasi Putaran Mesin berpengaruh signifikan terhadap karakteristik emisi gas buang.

Syahril Machmud, Yokie Gendro Irawan (2011) dalam penelitiannya Dampak

Kerenggangan Celah Elektroda Busi Terhadap Kinerja Motor Bensin 4 Tak menyimpulkan, terdapat nilai daya yang berbeda dari berbagai kerenggangan celah busi.

III METODOLOGI PENELITIAN

Metode penelitian yang dipilih adalah: metode eksperimen. Kombinasi tiga variabel bebas/ faktor dan tiga level penelitian, dibutuhkan pengambilan data (*trial*) yang banyak. Untuk mereduksi jumlah data (*trial*), kemudian dipilih metode taguchi.



Gambar 1 Diagram alir penelitian

IV PEMBAHASANNYA

Tabel 1 Hasil Eksperimen CO pada putaran 1600 ± 100 rpm

4.1 Hasil Pengukuran Eksperimen Taguchi

Uji emisi dilakukan dengan unit analyzer untuk mendapatkan data CO HC. Pencatatan dilakukan pada kondisi stasioner (1600 rpm ± 100 rpm). Tata cara pengujian mengikuti prosedur uji emisi sesuai dengan lampiran Keputusan Menteri Negara Lingkungan Hidup nomor 05 tahun 2006 tentang cara pengujian kendaraan bermotor kategori L pada kondisi idle (SNI 09-7118.3-2005)

Order	Variabel			Replikasi CO dalam %					Rata Rata
	A	B	C	CO 1	CO 2	CO 3	CO 4	CO 5	
1	1	1	1	4.87	4.95	4.9	5.05	4.89	4.932
2	1	2	2	2.04	2.01	1.98	1.86	1.84	1.94
3	1	3	3	1.52	1.42	1.5	1.51	1.52	1.49
4	2	2	3	1.49	1.52	1.51	1.53	1.51	1.51

4.2 Hasil Eksperimen CO dan HC

Contoh perhitungan rata-rata CO sebagai berikut;

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$$

$$= \frac{1}{5} (4.87 + 4.95 + 4.9 + 5.05 + 4.89)$$

$$= 4.932 \%$$

Contoh perhitungan rata-rata HC sebagai berikut;

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$$

$$= \frac{1}{5} (226 + 223 + 223 + 227 + 214)$$

$$= 222,6 \text{ ppm}$$

4.3 Melakukan Analisa Statistik Terhadap Nilai Rata-Rata

Taguchi menggunakan analysis of means untuk mencari faktor-faktor yang mempengaruhi nilai rata-rata respon. Analysis of means merupakan metode yang digunakan untuk mencari setting level optimal yang dapat meminimalkan penyimpangan nilai rata-rata.

- 1). Menghitung nilai rata-rata CO dan HC seluruh percobaan
- 2). Menghitung nilai rata-rata setiap level factor
- 3). Membuat respons tabel dan grafik respons untuk nilai rata-rata.

Tabel 2 Hasil Eksperimen HC pada putaran 1600 ± 100 rpm

Order	Variabel			Replikasi CO dalam %					Rata Rata
	A	B	C	HC 1	HC 2	HC 3	HC 4	HC 5	
1	1	1	1	226	223	223	227	214	222.6
2	1	2	2	130	138	139	134	134	135
3	1	3	3	83	85	87	95	90	88
4	2	1	2	116	114	119	108	108	113
5	2	2	3	115	112	117	110	115	113.8
6	2	3	1	155	162	164	175	156	162.4
7	3	1	3	125	127	128	122	124	125.2
8	3	2	1	220	225	220	231	230	225.2
9	3	3	2	97	92	94	95	93	94.2

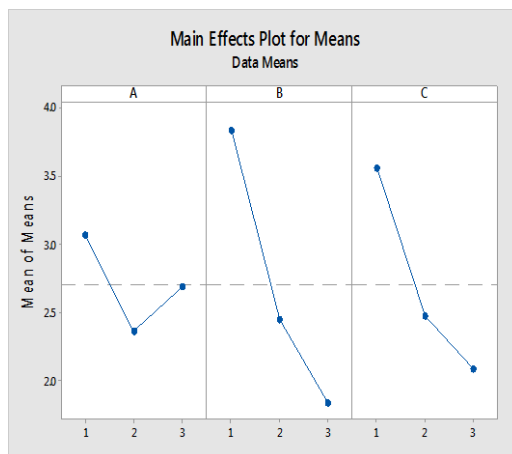
Tabel 3 Respon rerata faktor level terhadap nilai CO, dan HC

No	Uraian	Notasi	CO%	HC (ppm)
1	Rerata Viskositas SAE 10W-30	$\bar{A1}$	2.789	148.5
2	Rerata Viskositas SAE 10W-40	$\bar{A2}$	2.381	129.7
3	Rerata Viskositas SAE 20W-50	$\bar{A3}$	2.645	148.2

No	Uraian	Notasi	CO%	HC (ppm)
4	Rerata Celah Katup In:0,05 dan Ex:0,10	\bar{B}_1	4.159	153.6
5	Rerata Celah Katup In:0,06 dan Ex:0,12	\bar{B}_2	1.969	158
6	Rerata Celah Katup In:0,07 dan Ex:0,13	\bar{B}_3	1.687	114.90
7	Rerata Celah Elektroda Busi 0,5	\bar{C}_1	3.13	203.4
8	Rerata Celah Elektroda Busi 0,6	\bar{C}_2	2.375	114.1
9	Rerata Celah Elektroda Busi 0,7	\bar{C}_3	2.309	109
10	Rerata hasil pengujian (Y)	\bar{Y}	2.6	142.15

Tabel 4 Respon nilai rata-rata eksperimen optimasi CO

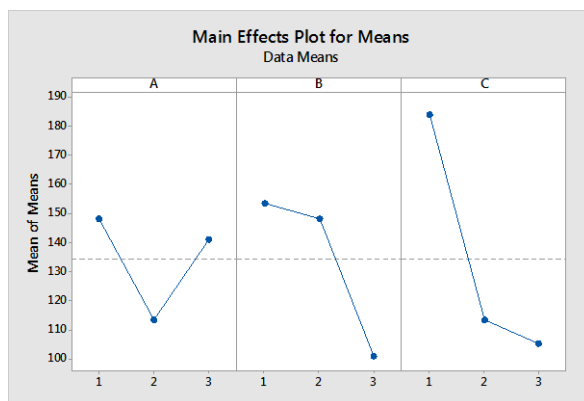
Level	A	B	C
1	2.789	4.159	3.13
2	2.381	1.969	2.375
3	2.645	1.687	2.309
Delta	0.408	2.472	0.821
Rank	3	1	2



Gambar 2 Grafik respons untuk nilai rata-rata CO

Tabel 5 tabel respon nilai rata-rata eksperimen optimasi HC

Level	A	B	C
1	148.5	153.6	203.4
2	129.7	158	114.1
Level	A	B	C
3	148.2	114.90	109
Delta	18.8	38.70	94.4
Rank	3	2	1



Gambar 3 Grafik respons untuk nilai rata-rata HC

4.4 Analisis Variansi (ANOVA)

Analisis variansi digunakan untuk mengetahui tingkat signifikansi tiap faktor terhadap hasil pengujian. Penghitungan ANOVA menggunakan perangkat bantu statistik minitab. Konsep penghitungan ANOVA adalah membandingkan nilai Fhitung terhadap Ftabel. Jika Fhitung lebih besar dari Ftabel, dinyatakan ada hubungan yang signifikan

antara perlakuan faktor terhadap hasil pengujian. Sebaliknya jika Fhitung lebih kecil dari Ftabel, menunjukkan adanya hubungan yang tidak signifikan.

4.5 Prediksi CO Optimum

a. Perhitungan Prediksi CO Optimum
 Dari tabel, CO terkecil diperoleh dari kombinasi antara, B3, dan C3. Kondisi optimal untuk CO. Hasil perhitungan prediksi emisi CO optimum adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \mu_{\text{prediksi}} &= \hat{Y} + (\overline{B3} - \bar{Y}) + (\overline{C3} - \bar{Y}) \\ &= 2.6 + (1.687 - 2.6) + (2.309 - 2.6) \\ &= 1.39 \% \end{aligned}$$

b. Perhitungan Confident Interval (C.I)
 Perhitungan confidence interval (CI) untuk optimasi CO adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} CI &= \pm \left[\frac{F(0.05, 1, n_2) \times V_e}{N_e} \right]^{1/2} \\ &= \pm \left[\frac{F(0.05, 1, n_2) \times V_e}{N_e} \right]^{1/2} \end{aligned}$$

dengan n_{eff} adalah,

$$\begin{aligned} n_{\text{eff}} &= \frac{\text{Total number of experiment}}{\text{Sum of degrees of freedom is estimated of mean}} \\ &= \frac{9 \times 5}{V_{\mu} + V_A + V_B + V_C} \\ &= \frac{45}{1 + 2 + 2 + 2} \\ &= 6.42 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka CI} &= \pm \left[\frac{F(0.05, 1, n_2) \times V_e}{n_{\text{eff}}} \right]^{1/2} \\ &= \pm \left[\frac{F(0.05, 1, 38) \times 0.1465}{6.42} \right]^{1/2} \\ &= \pm \left[\frac{4.098 \times 0.1465}{6.42} \right]^{1/2} \\ &= \pm 0.3 \% \end{aligned}$$

Dengan nilai CO optimasi sebesar 1.39 %, berarti level minimum penerimaan sebesar 1.39 % dikurangi 0.3 %, yaitu sebesar 1.09 %, sedangkan level maksimum penerimaan sebesar 1.39 % ditambah 0.3 %, yaitu sebesar 1.69 %.

4.6 Prediksi HC optimum

a. Perhitungan prediksi HC optimum
 Dari tabel HC terkecil diperoleh dari kombinasi antara B3, dan C3. Hasil perhitungan prediksi emisi HC optimum adalah sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \mu_{\text{prediksi}} &= \hat{Y} + (\overline{B3} - \bar{Y}) + (\overline{C3} - \bar{Y}) \\ &= 142.15 + (114.90 - 142.15) + (109 - 142.15) \\ &= 81.74 \text{ ppm.} \end{aligned}$$

b. Perhitungan Confident Interval (C.I)
 Perhitungan confidence interval (CI) dengan tingkat kepercayaan 95 % untuk optimasi HC adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} CI &= \pm \left[\frac{F(0.05, 1, n_2) \times V_e}{N_{\text{eff}}} \right]^{1/2} \\ &= \pm \left[\frac{F(0.05, 1, n_2) \times V_e}{N_{\text{eff}}} \right]^{1/2} \end{aligned}$$

dengan n_{eff} adalah

$$\begin{aligned} n_{\text{eff}} &= \frac{\text{Total number of experiment}}{\text{Sum of degrees of freedom is estimated of mean}} \\ &= \frac{9 \times 5}{V_{\mu} + V_A + V_B + V_C} \\ &= \frac{45}{1 + 2 + 2 + 2} \\ &= 6.42 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka CI} &= \pm \left[\frac{F(0.05, 1, n_2) \times V_e}{n_{\text{eff}}} \right]^{1/2} \\ &= \pm \left[\frac{F(0.05, 1, 38) \times 352.65}{6.42} \right]^{1/2} \\ &= \pm \left[\frac{4.098 \times 352.65}{6.42} \right]^{1/2} \\ &= \pm 15.003 \text{ ppm} \end{aligned}$$

Dengan nilai HC optimasi sebesar 81.74 ppm, berarti level minimum penerimaan sebesar 81.74 ppm dikurangi 15.003 ppm, yaitu sebesar 66.74 ppm, sedangkan level maksimum penerimaan sebesar 81.74 ppm ditambah 15.003 ppm, yaitu sebesar 96.74 ppm.

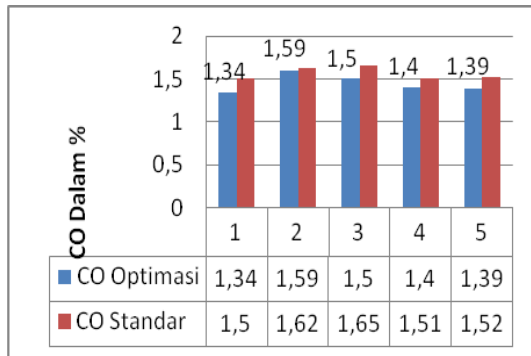
4.7 Percobaan Konfirmasi CO

Kombinasi terbaik untuk mendapatkan CO optimum adalah stelannya penggunaan viskositas pelumas SAE 10-40W (A2), penyetelan celah katup in: 0.7 mm, katup ex: 0.13 mm (B3), dan celah elektroda busi 0.70 mm (C3). Berikut adalah hasil percobaan konfirmasi dengan menggunakan kombinasi faktor level optimum

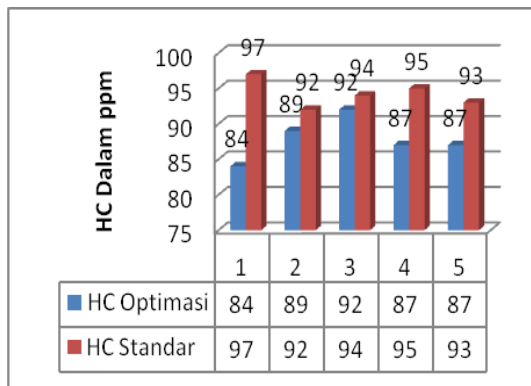
4.8 Percobaan Konfirmasi HC

Kombinasi terbaik untuk mendapatkan HC optimum adalah penggunaan viskositas

pelumas SAE 10-40W (A2), penyetelan celah katup in:0,7mm ,katup ex:0,13 mm (B3), dan celah elektroda busi 0,70 mm (C3). Berikut adalah hasil percobaan konfirmasi dengan menggunakan kombinasi faktor level optimum.



Gambar 4 Grafik Eksperimen Konfirmasi CO



Gambar 5 Grafik Eksperimen konfirmasi HC

V KESIMPULAN dan SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian ini dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut:

1. Dengan optimasi penggunaan viskositas pelumas mesin SAE 10 W- 40 terhadap SAE 10W-30 dan SAE 20W-50 pada sepeda motor skywave, ada pengaruh sebesar 2,06 % untuk emisi gas buang CO dan 3,3 % untuk emisi gas buang HC
2. Dengan Optimasi penyetelan celah katup in 0,07mm dan katup ex 0,13mm terhadap celah katup in 0,05 mm dan ex 0,10 mm dan celah katup in 0,06 mm dan ex 0,12 mm pada sepeda motor, ada pengaruh sebesar 87,71% untuk emisi CO dan 16,09 % untuk emisi HC
3. Dengan Optimasi penyetelan celah elektroda busi 0,07 mm terhadap celah elektroda 0,50 mm dan 0,60

mm Ada pengaruh sebesar 9,95 % untuk emisi CO dan 80,54 % emisi HC pada sepeda motor skywave

4. Terdapat Penurunan kadar gas buang CO sebesar 7,43 % dan HC sebesar 6,79 % dengan optimasi penggunaan viskositas pelumas SAE 10W-40, penyetelan celah katup in 0,07 mm,katup ex 0,13mm dan celah elektroda busi 0,7 mm terhadap pengukuran standar pada sepeda motor skywave
5. Emisi CO dan HC optimum diperoleh pada kombinasi penggunaan viskositas pelumas SAE 10W-40,celah katup in 0,7mm,ex 013 mm dan celah elektroda 0,70 mm
6. Optimasi penggunaan viskositas pelumas,penyetelan celah katup ,dan celah elektroda busi dapat memenuhi standar ambang batas emisi yang berlaku di Indonesia (Peraturan Menteri Negara Lingkungan Hidup No. 05 Tahun 2006).

5.2 Saran

Dari serangkaian hasil pengujian dan analisis data yang telah dilakukan, maka dapat diberikan beberapa saran sebagai berikut:

1. Karena terdapat berbagai range ukuran standar maka diharapkan ada penelitian yang lebih lengkap variasi ukurannya sehingga bisa mendapatkan emisi gas buang yang lebih baik
2. Karena penelitian ini terbatas pada kondisi idle tanpa beban diharapkan ada tindak lanjut penelitian yang menguji emisi gas buang kendaraan pada berbagai variasi kecepatan
3. Perlunya penelitian dan rekayasa lebih lanjut mengenai emisi gas buang

DAFTAR PUSTAKA

- 1.Muhamad, Muhtadi Mahfudz.2013.Jurnal Pengaruh Berbagai Macam Campuran Ethanol Absolut Dan Premium Terhadap Emisi Gas Buang Sepeda Motor Vario Tahun 2010
- 2.Mohamad Punantoro 2012,Analisis Campuran Pertamina Plus dalam Premium 88 Terhadap Konsumsi Bahan Bakar dan Emisi Gas Buang pada Sepeda Motor Honda
- 3.Syahril Machmud,Yokie Gendro Irawan 2011, Jurnal Dampak Kerenggangan Celah Elektroda Busi Terhadap Konek Motor Bensin 4 Tak

4. Ellyanie. 2011. Pengaruh Penggunaan Three-Way Catalytic Converter Terhadap Emisi Gas Buang Pada Kendaraan Toyota Kijang Innova. Prosiding Seminar Nasional Avoer, Hal 437-445 ISBN : 979-587-395-4
5. Mustafa, Wahidin Nuriana. 2011. Jurnal Analisis Celah Busi terhadap Konsumsi Bahan Bakar dan Kinerja Pada Mesin Suzuki Tornado
6. Kabib, Masruki. 2009. Pengaruh pemakaian campuran premium dengan champor terhadap performasi dan emisi gas buang mesin Toyota kijang seri 4K. Jurnal Sain dan Teknologi. Vol. 2 No. 2. Hal : 1-17
7. Raharjo, Winarno Dwi dan Karnowo. 2008. Mesin Konversi Energi. Semarang: Universitas Negeri Semarang Press
8. Permen Lingkungan Hidup Nomor 05. 2006. Ambang Batas Emisi Gas Buang Kendaraan Bermotor Lama.

PANDUAN BAGI PENULIS JURNAL TEKNIK

Abstrak

Intisari (Abstrak) memuat inti permasalahan, cara pemecahannya dan hasil yang diperoleh, abstrak ditulis dalam bahasa Inggris, serta membuat kata kunci (*keyword*) di bawahnya. Naskah asli yang dikirim penulis akan langsung dicetak sesuai isi jurnal teknik untuk menjamin keseragaman dan kelancaran proses percetakan, serta format naskah. Panduan ini sebagai acuan yang diperlukan untuk penulis dan pengiriman naskah Jurnal Teknik. Panduan ini ditulis sebagai format baku Jurnal Teknik dan dapat dijadikan contoh bagi penulis.!

Keyword/Kata Kunci : panduan, naskah, format, judul

pada panduan ini.

1. PENGIRIMAN NASKAH

Naskah asli yang dikirim ke Redaksi Jurnal Teknik harus dalam bentuk siap cetak dan dikirim bersama *softcopy* dalam bentuk CD, dengan dilampiri pernyataan bahwa naskah tersebut belum diterbitkan dan tidak sedang menunggu untuk diterbitkan di media mana pun. Penulis juga diminta untuk melampirkan biografi ringkas, afiliasi dan alamat lengkap, termasuk alamat e-mail (jika ada).

2. PENULISAN MAKALAH

Tata Letak

Naskah dicetak dengan tinta hitam pada satu muka kertas HVS putih ukuran A4. Setiap halaman diberi nomor dan panjang naskah tidak melebihi delapan halaman. Untuk menjamin keseragaman format, naskah hendaknya mempunyai margin minimum sebagai berikut :

- a. **Margin atas besarnya 3 cm**
- b. **Margin kiri dan kanan berturut-turut 3 dan 2.5 cm**
- c. **Margin bawah sebesar 3 cm harus bebas dari tulisan, kecuali nomor halaman. Bagian terbawah catatan kaki (kalau ada) harus di atas margin bawah.**
- d. **Badan naskah harus ditulis pada dua kolom dengan jarak antar kolom 1 cm.**

Huruf dan Spasi

Naskah dicetak dengan huruf **Times New Roman 10** dengan jarak antar baris satu spasi, kecuali judul makalah, nama penulis dan ringkasan makalah. **Judul Makalah dicetak tebal dengan huruf besar Arial 16**, dan ringkasan makalah ditulis miring (*italic*) dengan huruf **Times New Roman 10**.

Judul

Judul Makalah : Judul makalah dicetak tebal dengan huruf besar (16) dan diletakkan di tengah halaman. Judul makalah diikuti nama dan afiliasi penulis serta ringkasan (abstrak), seperti

Judul Bagian : Judul bagian dicetak tebal dengan huruf besar dan diletakkan di tengah lembar kolom.

Judul Sub-Bagian : Judul sub-bagian dicetak tebal dan digaris bawah, dengan gabungan huruf besar dan kecil, dimulai dari sisi kiri kolom.

Bahasa, satuan dan Persamaan

Bahasa yang digunakan adalah bahasa Indonesia yang baik dan benar. Penggunaan bahasa dan istilah asing sedapat mungkin dihindari, kecuali untuk "abstrak".

Penggunaan singkatan dan tanda-tanda diusahakan mengikuti satuan nasional atau internasional. Satuan yang digunakan hendaknya mengikuti sistem satuan internasional (SI). Persamaan atau hubungan matematik harus dicetak dan diberi nomor seperti ini.

$$\sigma = 2\zeta\omega_n \quad (1)$$

Di dalam teks, persamaan 1 di nyatakan dengan "pers.(1)" atau "Persamaan (1)".

Gambar

Gambar dicetak dengan tinta hitam-putih, rapi dan jelas. agenda gambar ditulis dengan huruf cetak. Keterangan gambar ditulis sebagai berikut : "Gambar 1 keterangan gambar". Di dalam teks, gambar 1 dinyatakan dengan "Gb. (1) atau "Gambar (1)".

Jika ada foto, foto asli hitam-putih dengan permukaan glosi diberi nomor gambar dan nama penulis pada bagian belakang foto.

Daftar Pustaka

Penyetiran pustaka dilakukan dengan memberi nomor seperti pada akhir kalimat ini [1]. Penomoran tersebut disesuaikan dengan urutan penyetiran dalam teks. Daftar pustaka dicantumkan pada bagian akhir naskah.

