

# Analisa Beban Kerja dan Gaya Dinamis pada *Round Roller* dan *Sliding Roller* untuk Sistem CVT (*Continuously Variable Transmission*) Sepeda Motor *Matic*

Ahmad Bagus Prasajo dan Yusuf Kaelani

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

*e-mail:* y\_kaelani@me.its.ac.id

**Abstrak**—*Primary shave weight* atau sering disebut *roller* merupakan salah satu komponen dari sistem CVT pada motor matik yang sering mengalami kerusakan, baik itu aus maupun *crack* atau pecah. Metodologi yang dilakukan pada penelitian ini adalah menganalisa beban kerja (gaya) yang dialami oleh *roller*. Selanjutnya akan dihitung besar tegangan (*stress*) yang terjadi pada *roller* menggunakan teori tegangan kontak (*contact stress*). Kemudian analisa akan dilanjutkan menggunakan teori kelelahan (*fatigue*). Gaya normal yang didapat pada posisi stasioner sebesar 37,268 N dan posisi puncak sebesar 525,279 N. Untuk total tegangan ekuivalen yang terjadi berbeda dikarenakan luasan kontakannya, *round roller* dengan luasan kontak yang lebih kecil menghasilkan total tegangan yang lebih besar yaitu 21,423 MPa sedangkan *sliding roller* sebesar 14,559 MPa. Dengan frekuensi *real* pembebanan *roller* sebesar 0,0667 Hz dan berdasarkan teori kelelahan *Gerber stress amplitude round roller* didapatkan 8,8756 Mpa dan untuk *sliding roller* sebesar 6,195 Mpa. Jadi setelah *stress amplitude* dipetakan pada *sn-curve* PTFE hasil prediksi umur untuk *round roller* adalah 4,081  $\approx$  4 bulan dan untuk *sliding roller* adalah 5,89  $\approx$  6 bulan.

**Kata kunci**— gaya normal, *round roller*, *sliding roller*, tegangan kontak, teori kelelahan *Gerber*, umur pakai

## I. PENDAHULUAN

JUMLAH pengguna motor *matic* di Indonesia, dalam 5 tahun terakhir ini terus mengalami peningkatan. Berdasarkan statistik penjualan motor yang dicatatkan oleh Asosiasi Industri Sepeda Motor Indonesia (AISI) Pada tahun 2011 sebesar 4,15 juta unit (51,81 %), tahun 2012 sebesar 4,23 juta unit (59,33 %) pada tahun 2013 sebesar 4,89 juta unit (63,02 %), tahun 2014 mencapai 5,32 juta unit (67,33 %), pada tahun 2015 sebesar 4,87 juta unit (75,27%) dan pada tahun 2016 dapat dipastikan akan mengalami peningkatan pengguna motor matik di Indonesia.

*Primary shave weight* atau sering disebut *roller* merupakan salah satu komponen dari sistem CVT pada motor *automatic* yang sering mengalami kerusakan, baik itu aus maupun *crack* atau pecah, seperti yang ditunjukkan pada gambar 1. Adapun beberapa penyebab kerusakan dari *roller* seperti kurangnya perawatan pada sistem CVT, membuka tutup *handle gas* secara spontan, atau terkena kontaminasi zat-zat yang dapat

mengganggu kinerja dari *roller* seperti debu, lumpur, dan lain-lain.

Bentuk geometri *roller* pada umumnya yaitu silinder (*round roller*) dengan rongga di tengah dan terdiri dari dua lapisan, yaitu bagian dalam terbuat dari logam (tembaga, kuningan, aluminium, dll) sedangkan bagian luar terbuat dari bahan non logam (plastik, *teflon*, *polycarbonate*, *nylon*, dll). Namun, ada perusahaan pembuat *part* sepeda motor di Taiwan membuat sebuah *roller* dengan bentuk asimetris yang disebut *sliding roller*. Mereka menyebut *sliding roller* dapat bekerja lebih baik daripada *roller* standar (*round roller*) yang beredar di pasaran, dapat meningkatkan akselerasi dan umur pakai (*lifetime*) dari *sliding roller* lebih panjang.



Gambar 1. Kerusakan pada *roller*

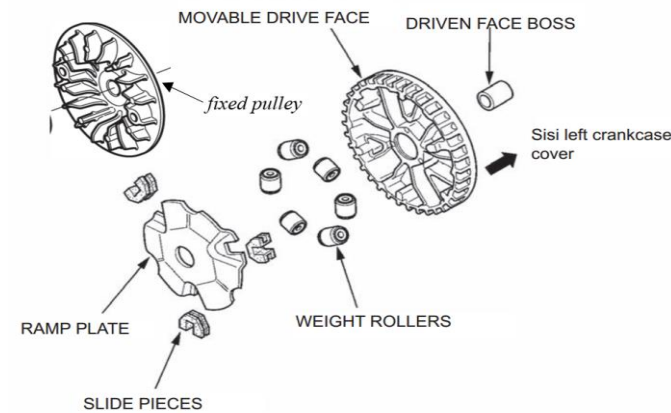
Pada penelitian sebelumnya belum ada yang spesifik membahas tentang gaya-gaya yang terjadi pada *roller*, khususnya *sliding roller* ini. Kebanyakan membahas tentang *round roller* dengan variasi berat maupun diameter *round roller* itu sendiri. Oleh karena itu di dalam penelitian ini penulis mencoba untuk menganalisa sebesar apa gaya-gaya yang terjadi pada *roller* CVT *matic*, baik itu *round roller* maupun *sliding roller* dan juga penulis akan mencoba membandingkan antara kedua jenis *roller* tersebut, apa kekurangan dan kelebihan dari keduanya.

II. URAIAN PENELITIAN

A. Transmisi Otomatis

Transmisi otomatis adalah transmisi kendaraan yang pengoperasiannya dilakukan secara otomatis dengan memanfaatkan gaya sentrifugal. Transmisi yang digunakan yaitu transmisi otomatis “V” belt atau yang dikenal dengan CVT (*Continuous Variable Transmission*). CVT adalah sistem transmisi daya dari mesin menuju ban belakang menggunakan sabuk yang menghubungkan antara *drive pulley* dengan *driven pulley* menggunakan prinsip gaya gesek.

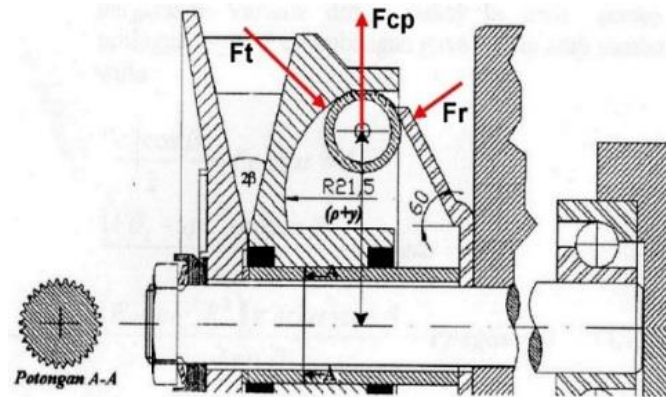
*Pulley Penggerak/ pulley primer (Drive Pulley/ Primary Pulley)* adalah komponen yang berfungsi mengatur kecepatan sepeda motor berdasar gaya sentrifugal dari *roller*, yang terdiri dari beberapa komponen seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.



Gambar 2. Komponen pulley primer [6]

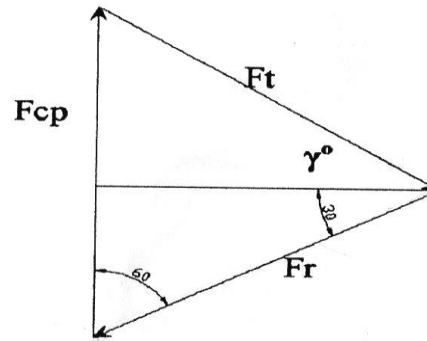
*Fixed Pulley* atau kipas pendingin merupakan komponen pulley penggerak tetap. Selain berfungsi untuk memperbesar perbandingan rasio di bagian tepi komponen ini terdapat kipas pendingin yang berfungsi sebagai pendingin ruang CVT agar belt tidak cepat panas dan aus. *Pulley Penggerak / movable drive face Pulley* penggerak merupakan komponen pulley yang bergerak menekan CVT agar diperoleh kecepatan yang diinginkan.

B. Analisa Gaya Pada Roller Penggerak



Gambar 3. Diagram benda bebas dari roller penggerak [5]

Untuk menghitung besarnya harga Ft pada tiap titik garis singgung kurva lingkaran kita dapat menggunakan rumusan sebagai berikut:



Gambar 4. Poligon segitiga gaya [5]

Berdasarkan gambar 4 didapatkan:

$$\frac{F_t}{\sin 60^\circ} = \frac{F_{cp}}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} = \frac{F_{cp} \times \sin 60^\circ}{\sin(30^\circ + \gamma^\circ)} \tag{1}$$

Dimana  $F_{cp}$  adalah gaya sentrifugal

$$F_{cp} = m\omega^2(\rho + y)$$

Dimana :  $M$  = massa roller

$\omega$  = kecepatan sudut ( $\frac{\text{rad}}{\text{detik}}$ )

$\rho$  = radius putar awal

C. Tegangan Kontak (*Contact Stress*)

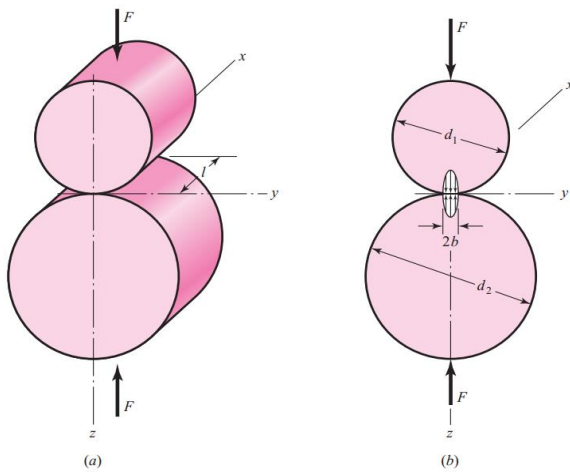
Tegangan kontak adalah tegangan yang terjadi ketika salah satu atau kedua benda memiliki permukaan melengkung ditekankan bersama-sama, titik atau garis kontak berubah menjadi kontak area.

Kontak Silinder (*Cylindrical Contact*) gambar 5(a) menggambarkan situasi yang sama dimana unsur-unsur menghubungkan dua silinder panjang  $l$  dan diameter  $d_1$  dan  $d_2$ . Seperti yang ditunjukkan pada gambar 5(b), daerah kontak adalah persegi panjang sempit  $2b$  lebar dan panjang  $l$ , dan distribusi tekanan berbentuk bulat panjang. Lebar setengah  $b$  diberikan oleh:

$$b = \sqrt{\frac{2F(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{\pi l (1/d_1 + 1/d_2)}} \tag{2}$$

Tekanan Maksimal adalah

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi bl} \tag{3}$$



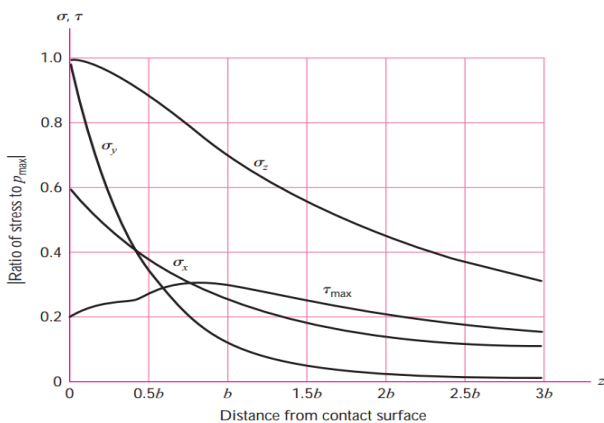
Gambar 5. Dua silinder sirkular yang tepat diadakan di kontak oleh Gaya  $F$  merata sepanjang silinder panjang  $l$  (a) Tegangan Kontak memiliki elips distribusi di seluruh zona kontak lebar  $2b$  (b) [3]

$$\sigma_x = -2vp_{max} \left[ \sqrt{\left(1 + \frac{z^2}{b^2}\right)} - \left|\frac{z}{b}\right| \right] \quad (4)$$

$$\sigma_y = -p_{max} \left[ \frac{1+2\frac{z^2}{b^2}}{\left(\sqrt{1+\frac{z^2}{b^2}}\right)} - 2\left|\frac{z}{b}\right| \right] \quad (5)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-p_{max}}{\sqrt{\left(1+\frac{z^2}{b^2}\right)}} \quad (6)$$

Ketiga persamaan diplot pada gambar 6 hingga jarak  $3b$  bawah permukaan. Untuk  $0 \leq z \leq 0.436b$ ,  $\sigma_1 = \sigma_x$ , dan  $\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2 = (\sigma_x - \sigma_z) / 2$ . Untuk  $z \geq 0.436b$ ,  $\sigma_1 = \sigma_y$ , dan  $\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2$ . Sebuah plot  $\tau_{max}$  juga termasuk dalam gambar 6, di mana nilai terbesar terjadi pada  $z / b = 0,786$  dengan nilai  $0.300 p_{max}$ . Hertz (1881) memberikan model matematika sebelumnya dari bidang tegangan ketika zona kontak bebas dari tegangan geser.

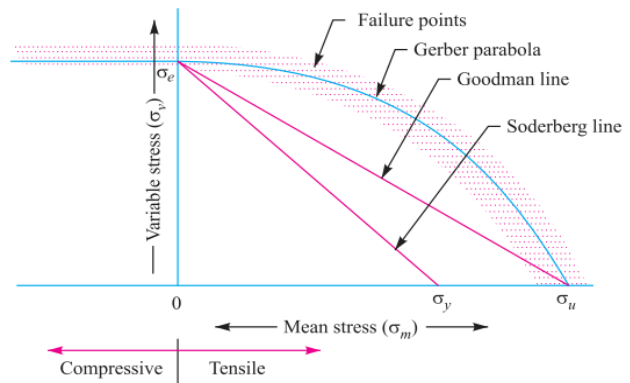


Gambar 6. Besaran komponen tegangan di bawah permukaan sebagai fungsi maksimal tekanan untuk kontak silinder [3]

**D. Teori Kelelahan (Fatigue)**

Metode *Gerber* - Hubungan antara tegangan variabel ( $\sigma_v$ ) dan tegangan rata-rata ( $\sigma_m$ ) untuk beban aksial dan beban tekuk (*bending*) untuk material lentur ada pada gambar 7 Sebuah

kurva parabolik digambar antara batas ketahanan (*endurance limit*) dan tegangan tarik maksimum (*ultimate tensile strength*) disarankan oleh *Gerber* pada tahun 1874.



Gambar 7. Gabungan tegangan rata-rata dan variabel [2]

Berdasarkan *Gerber*, tegangan variabel (*variable stress*),

$$\sigma_v = \sigma_e \left[ \frac{1}{F.S.} - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 F.S. \right] \quad (7)$$

atau

$$\frac{1}{F.S.} = \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 F.S. + \frac{\sigma_v}{\sigma_e} \quad (8)$$

dimana,

$F.S.$  = faktor keamanan

$\sigma_m$  = tegangan rata-rata (tarik atau tekan),

$\sigma_u$  = tegangan maksimum (tarik atau tekan)

$\sigma_e$  = batas ketahanan untuk beban berlawanan (*reversal*)

Karena nilai dari faktor konsentrasi tegangan kelelahan ( $K_f$ ), maka persamaan diatas menjadi

$$\frac{1}{F.S.} = \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_u}\right)^2 F.S. + \frac{\sigma_v \times K_f}{\sigma_e} \quad (9)$$

**III. METODE PENELITIAN**

Penyusunan tugas akhir ini diawali dengan studi literatur mengenai *continuously variable transmission (CVT)* pada sepeda motor matik, khususnya pada bagian *Primary shave weight* atau sering disebut *Roller*, merumuskan masalah masalah yang akan dibahas, mengumpulkan data-data mengenai *round roller* dan *sliding roller* beserta dimensinya, menentukan variasi kecepatan *driver pulley* yang akan dianalisa, menentukan variasi bentuk geometri dari *roller*.

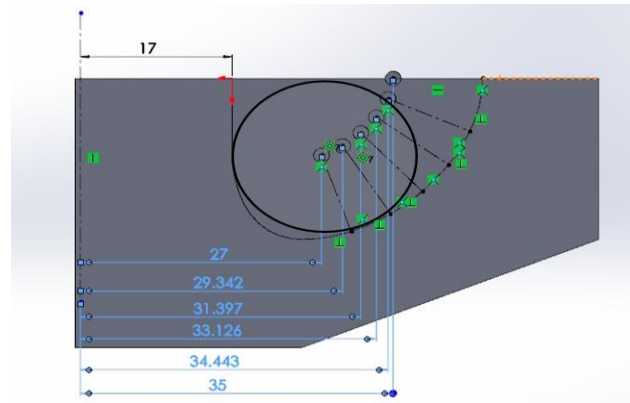
Data dari *roller* yang akan dijadikan sebagai objek penelitian ini bersumber dari hasil pengukuran, bentuk geometris dari *roller* standar seperti yang ditunjukkan pada gambar 8. Konstruksi dari *roller* sendiri tersusun dari dua material yang berbeda, material terluar adalah material non logam yaitu *teflon*, kemudian material yang didalam yaitu material logam yaitu tembaga.





Gambar 8. Diameter round roller dan sliding roller

telah ditentukan, yaitu Titik 1 = 29,342 mm; Titik 2 = 31,397 mm; Titik 3 = 33,126 mm; Titik 4 = 34,443 mm; Titik 5 = 35,007 mm, seperti pada gambar 9.



Gambar 9. Radius gerak roller

Tabel 1. Spesifikasi material roller teflon / PTFE dan tembaga

PTFE	
Property	Value
Density	2200 kg/m <sup>3</sup>
Melting Point	600 K
Thermal Expansion	112-125 x10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
Thermal diffusivity	0,124 mm <sup>2</sup> /s
Young's Modulus	0,5 GPa
Yield Strength	23 MPa
Bulk Resistivity	10 <sup>16</sup> Ω-m
Coefficient of Friction	0,05 - 0,10
Dielectric Constant	$\epsilon = 2,1 \tan(\delta) < 5(-4)$
Dielectric Constant (60 Hz)	$\epsilon = 2,1 \tan(\delta) < 2(-4)$
Dielectric Strength (1 MHz)	60 MV/m
Tembaga	
Property	Value
Phase	Solid
Melting Point	1357,77 K (1084,62°C; 1984,32°F)
Boiling Point	2835 K (2562°C; 4643°F)
Density near r.t.	8,96 g/cm <sup>3</sup>
when liquid, at m.p.	8,02 g/cm <sup>3</sup>
Heat of Fusion	13,26 kJ/mol
Heat of Vaporization	300,4 kJ/mol
Molar Heat Capacity	24440 J/(mol-K)
Thermal Expansion	16,5 μm/(m-K) (at 25°C)
Thermal Conductivity	401 W/(m-K)
Electrical Resistivity	16,78 nΩ-m (at 20°C)
Magnetic Ordering	Diamagnetic
Young's Modulus	110- 128 Gpa
Shear Modulus	48 GPa
Bulk Modulus	140 GPa
Poisson Ratio	0,34
Mohs Hardness	3,0
Vickers Hardness	343 - 369 MPa
Brinell Hardness	235 - 878 MPa
CAS Number	7440-50-8

Berikut adalah langkah-langkah yang akan dilakukan untuk menganalisa dan juga melakukan perhitungan gaya pada roller. Mendapatkan data-data parameter yang dibutuhkan untuk melakukan analisa, seperti berat, dimensi, material, radius, torsi dan kecepatan.

Memvariasikan kecepatan dari driver pulley, yaitu 1700 rpm, 3400 rpm, 5100 rpm, 6800 rpm dan 8500 rpm. Menggambar diagram benda bebas dari kedua jenis roller (Free Body Diagram). Mengukur radius gerak roller menjadi 5 titik yang

Menghitung gaya sentrifugal pada roller dengan rumusan  $F_c = \frac{m.v^2}{r}$  menjadi  $F_c = m\omega^2r$ , Mencari  $\theta_1, \theta_2, \theta_{b1}$  dan  $\theta_{b2}$  untuk menghitung gaya normal roller terhadap pulley, gaya normal belt terhadap pulley dan gaya tegang belt dengan menggunakan metode grafis, Menganalisa, menguraikan dan menghitung gaya normal roller terhadap pulley, gaya normal pulley penggerak terhadap belt, gaya tegang belt, total gaya yang diterima oleh roller baik itu dari belt, pulley maupun dari roller itu sendiri, besar tegangan total yang terjadi pada round roller dan sliding roller. Memprediksi umur round roller dan sliding roller menggunakan teori kelelahan (fatigue). Kesimpulan yang didapatkan.

#### IV. HASIL DAN DISKUSI

Data Kendaraan - Pada penelitian ini diperlukan beberapa data untuk pengolahan analisa baik teoritis simulasi maupun eksperimen yang dapat diperoleh dari perhitungan manual ataupun dari sumber yang lain. Untuk mempermudah menganalisa gaya dan tegangan yang dialami roller akan dibagi menjadi 5 titik statis dari lintasan roller seperti pada tabel 2.

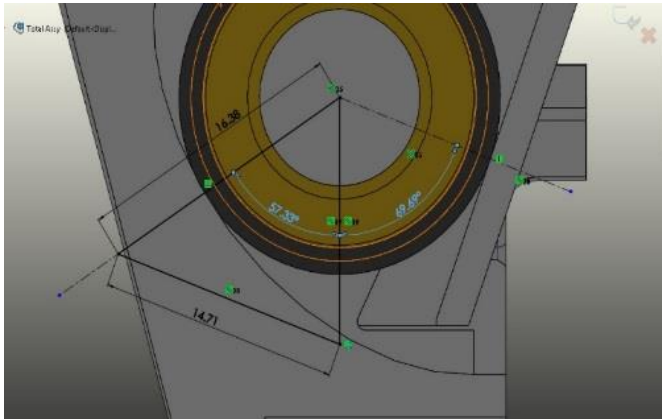
Tabel 2. Data spesifikasi roller pada 5 titik statis

Posisi	M (kg)	n (rpm)	$\omega$ (rad/s)	R (mm)	R (m)
1	0,018	1700	177,933	29,342	0,0293
2	0,018	3400	355,867	31,397	0,0314
3	0,018	5100	533,800	33,126	0,0331
4	0,018	6800	711,733	34,443	0,0344
5	0,018	8500	889,667	35,000	0,0350

Sudut-sudut yang dibutuhkan pada proses analisa yaitu  $\theta_1$  adalah sudut normal dari gaya sentrifugal terhadap pulley,  $\theta_2$  adalah sudut normal dari gaya sentrifugal terhadap ramp plate,  $\theta_{b1}$  adalah sudut antara normal roller pulley dan normal pulley belt, dan  $\theta_{b2}$  adalah sudut normal belt terhadap pulley. Pencarian sudut-sudut tersebut menggunakan metode grafis, yaitu dengan cara memvektorkan arah gaya yang sudah diketahui pada roller seperti yang ditunjukkan pada tabel 3.

Tabel 3.  
Hasil pencarian sudut  $\theta_1, \theta_2, \theta_{b1}$  dan  $\theta_{b2}$

Posisi	$\theta_1$ (deg)	$\theta_2$ (deg)	$\theta_{b1}$ (deg)	$\theta_{b2}$ (deg)
1	57,329	69,687	16,507	73,836
2	46,510	69,687	27,325	73,836
3	36,153	69,687	37,682	73,836
4	23,677	69,687	50,158	73,836
5	4,279	69,687	69,556	73,836



Gambar 10. Ilustrasi Metode Grafis mencari  $\theta_1$  dan  $\theta_2$

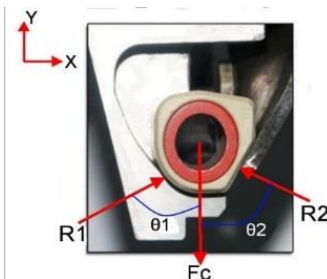
Perhitungan yang dilakukan yaitu secara teoritis untuk mencari gaya sentrifugal ( $F_c$ ), gaya normal roller terhadap pulley ( $R_1$ ), gaya normal roller terhadap ramp plate ( $R_2$ ), gaya gesek roller pada titik kontak 1 ( $F_{s1}$ ), gaya gesek roller pada titik kontak 1 ( $F_{s1}$ ), gaya normal pulley terhadap belt ( $R_b$ ), dan gaya tegang belt ( $F_b$ ). Perhitungan Gaya Sentrifugal ( $F_c$ ) di titik 1 dengan rumusan:

$$F_c = m\omega^2 r \tag{10}$$

Perhitungan gaya gesek pada di titik 1 dengan koefisien gesek statis ( $\mu_s$ ) PTFE dengan Aluminium adalah sebesar 0,19 maka didapat besar gaya gesek yang terjadi pada roller di titik kontak 1 adalah

$$F_s = \frac{N}{\mu_s} \tag{11}$$

Perhitungan gaya normal roller terhadap pulley ( $R_1$ ) di titik 1, diagram benda bebas dapat dilihat pada gambar 11.



Gambar 11. FBD Gaya Normal Roller Terhadap Pulley ( $R_1$  dan Ramp plate ( $R_2$ ))

$$\sum F = m \cdot a = 0$$

$$F_c - R_{1y} - R_{2y} = 0$$

$$F_c - R_1 \cos \theta_1 - R_2 \cos \theta_2 = 0$$

$$R_1 \cos \theta_1 - R_2 \cos \theta_2 = F_c \tag{12}$$

$$\sum F_x = m \cdot a = 0$$

$$R_{1x} - R_{2x} = 0$$

$$R_1 \sin \theta_1 - R_2 \sin \theta_2 = 0$$

$$R_1 = \frac{R_2 \sin \theta_2}{\sin \theta_1} \tag{13}$$

Perhitungan Gaya Normal Roller Terhadap Ramp plate ( $R_2$ ) di titik 1 Dari Perumusan perhitungan gaya normal roller terhadap pulley ( $R_1$ ), maka didapatkan rumusan untuk perhitungan gaya normal roller terhadap ramp plate ( $R_2$ ) sebagai berikut, hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 4.

$$R_2 = \frac{F_c \sin \theta_1}{\sin \theta_1 + (\cos \theta_2 \cdot \sin \theta_1)} \tag{14}$$

Tabel 4  
Hasil perhitungan teoritis

$F_c$ (N)	$R_1$ (N)	$R_2$ (N)	$F_{s1}$ (N)	$F_{s2}$ (N)
<b>16,722</b>	19,640	17,629	3,732	3,349
<b>71,571</b>	74,803	57,868	14,213	10,995
<b>169,902</b>	165,625	104,189	31,469	19,796
<b>314,057</b>	295,034	126,337	56,056	24,004
<b>498,649</b>	486,567	38,712	92,448	7,355

Tegangan normal pada roller terjadi pada sliding roller titik kontak kedua, yaitu titik kontak antara sliding roller dan ramp plate. Rumusan Tegangan Normal  $\sigma = \frac{F}{A}$  dimana luasan kontak untuk sliding roller pada titik kontak kedua ( $A_2$ -SR) adalah  $143 \text{ mm}^2 = 0,000143 \text{ m}^2$ , dengan gaya reaksi posisi 1 pada titik kontak kedua sebesar 17,629 N. Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 5.

Tabel 5  
Hasil perhitungan tegangan normal sliding roller pada titik kontak kedua

Posisi	$A_3$ -SR ( $\text{m}^2$ )	$\sigma_3$ -SR (MPa)
1	0,000143	<b>0,123</b>
2	0,000143	<b>0,405</b>
3	0,000143	<b>0,729</b>
4	0,000143	<b>0,883</b>
5	0,000143	<b>0,271</b>

Perhitungan tegangan kontak (*contact stress*) pada round roller dan sliding roller di titik 1 kontak 1 dari persamaan (2).

Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 6, dimana,

$F$  = gaya yang bekerja (19,64 N)

$L$  = panjang kontak silinder / roller (15 mm)

$V_1$  = poisson's ratio objek 1 / roller (Teflon = 0,46)

$V_2$  = poisson's ratio objek 2 / variator (Aluminium = 0,35)

$E_1$  = modulus elastisitas objek 1 / roller (Teflon = 0,5 GPa)

$E_2$  = modulus elastisitas objek 2 / variator (Aluminium = 70 GPa)

$d_1$  = diameter objek 1 / roller (20 mm)

$d_2$  = diameter objek 2 / variator ( $\pm 40$  mm)

Tabel 6.

Hasil perhitungan lebar bidang kontak pada titik kontak 1 dan 2

$b_1$ (mm)	$b_2$ (mm)	$A_{b1}$ (m <sup>2</sup> )	$A_{b2}$ (mm <sup>2</sup> )
<b>0,230</b>	0,154	0,007	0,005
<b>0,449</b>	0,279	0,013	0,008
<b>0,668</b>	0,375	0,020	0,011
<b>0,892</b>	0,413	0,027	0,012
<b>1,146</b>	0,228	0,034	0,007

Perhitungan tekanan maksimal (*Maximum Pressure*) yang dialami *roller* ( $P_{max}$ ) dengan rumusan dari persamaan (3), Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 7.

Tabel 7.

Hasil perhitungan tekanan maksimal *roller* pada titik kontak 1 dan 2

Posisi	$P_{max1}$ (MPa)	$P_{max2}$ (MPa)
1	3,620	4,851
2	7,065	8,788
3	10,513	11,792
4	14,032	12,985
5	18,019	7,188

Perhitungan tegangan utama *Roller* (*Principal Stress*) arah X, Y dan Z dengan rumusan dari persamaan (4), (5) dan (6), Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 8.

Tabel 8.

Hasil perhitungan tegangan utama *roller* (*principal stress*) arah x, y dan z pada titik kontak 1 dan 2

Posisi	$\sigma_x$ Total (MPa)	$\sigma_y$ Total (MPa)	$\sigma_z$ Total (MPa)
1	-3,713	-1,494	-6,578
2	-7,083	-2,938	-12,459
3	-9,964	-4,132	-17,528
4	-12,072	-5,009	-21,235
5	-11,261	-4,671	-19,810

Perhitungan tegangan geser (*shear stress*) bidang x arah z ( $\tau_{xz}$ ), bidang y arah z ( $\tau_{yz}$ ) dan bidang x arah y ( $\tau_{xy}$ ), Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 9, dengan rumusan,

$$\tau_{xz} = \frac{\sigma_x - \sigma_z}{2} \tag{15}$$

$$\tau_{yz} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2} \tag{16}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F_s}{A_{b1}} \tag{17}$$

Tabel 9.

Hasil perhitungan tegangan geser *roller* (*shear stress*)

Posisi	$\tau_{xz}$ Total (MPa)	$\tau_{yz}$ Total (MPa)	$\tau_{xy}$ Round (MPa)	$\tau_{xy}$ Sliding (MPa)
1	1,432	2,542	0,00126	0,02396
2	2,688	4,761	0,00237	0,07794
3	3,782	6,698	0,00333	0,14000
4	4,581	8,113	0,00403	0,16995
5	4,274	7,569	0,00376	0,05413

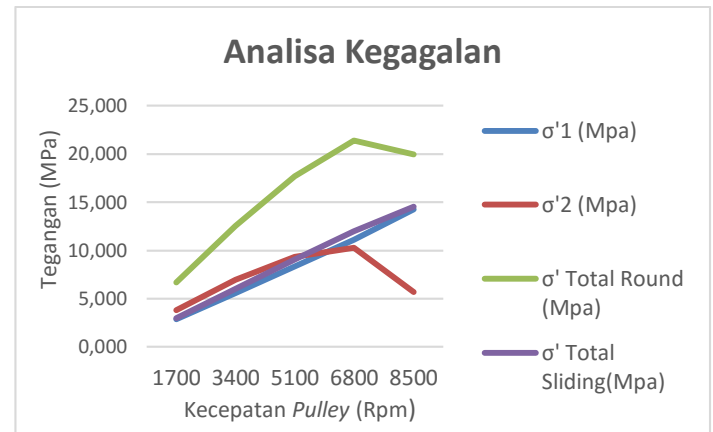
Dan yang terakhir menghitung tegangan ekuivalen (*equivalent stress*) menggunakan perumusan *Von Mises*, Hasil perhitungan dapat dilihat pada tabel 10 dan pada gambar 12.

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \tag{18}$$

Tabel 10.

Hasil perhitungan tegangan ekuivalen *roller* (*equivalent stress*) pada titik kontak 1 dan 2

$\sigma'1$ (MPa)	$\sigma'2$ (MPa)	$\sigma'$ Total Round (MPa)	$\sigma'$ Total Sliding (MPa)
<b>2,87072</b>	3,83922	6,70994	3,01796
<b>5,60257</b>	6,96869	12,57126	6,08519
<b>8,33648</b>	9,35073	17,68720	9,20507
<b>11,12661</b>	10,29667	21,42328	12,18004
<b>14,28874</b>	5,69968	19,98843	14,61358



Gambar 12. Grafik analisa kegagalan *Von Mises*

Perhitungan teori kelelahan (*fatigue*) pada *round roller* dan *sliding roller* untuk memprediksi umur *roller*, untuk memprediksi umur dari *roller* akan digunakan teori kelelahan (*fatigue*) dikenakan tegangan yang berulang-ulang maka akan terjadi kegagalan. Akan digunakan teori kelelahan *gerber* dikarenakan pada umumnya, data pengujian untuk material lentur (*ductile*) mendekati parabola *Gerber* seperti pada gambar 7 perumusannya adalah sebagai berikut.

$$\frac{1}{F.S.} = \left[ \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right]^2 \times F.S + \frac{\sigma_v}{\sigma_e}$$

Dimana:

F.S. : Faktor Keamanan [1]

$$\sigma_m : \text{Tegangan Rata-rata} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{21,423 + 6,710}{2} = \mathbf{14,071 \text{ MPa}}$$

$\sigma_u$  : Tegangan *Ultimate* (PTFE = 34 MPa)

$\sigma_v$  : Tegangan Variabel / Amplitudo tegangan

$$= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{21,423 - 6,710}{2} = \mathbf{7,357 \text{ MPa}}$$

$\sigma_e$  : Batas ketahanan untuk beban berlawanan (*reversal stress*)

Jadi,

$$\frac{1}{1} = \left[ \frac{14,071}{34} \right]^2 \times 1 + \frac{7,357}{\sigma_e}; 1 = \frac{7,357}{\sigma_e} + 0,17116$$

$$0,82884 = \frac{7,357}{\sigma_e} \Rightarrow \sigma_e = \mathbf{8,8756 \text{ MPa}}$$

Untuk *sliding roller* dengan perumusan yang sama akan tetapi untuk tegangan rata-rata ( $\sigma_m$ ), tegangan variabel / amplitudo tegangan ( $\sigma_v$ ) dan batas ketahanan (*endurance limit*) ( $\sigma_e$ ) berbeda dengan *round roller*:

$$\frac{1}{F.S.} = \left[ \frac{\sigma_m}{\sigma_u} \right]^2 \times F.S + \frac{\sigma_v}{\sigma_e}$$

Dimana:

F.S. : Faktor Keamanan [1]

$$\sigma_m : \text{Tegangan Rata-rata} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{14,559 + 2,994}{2} = 8,776 \text{ MPa}$$

$\sigma_u$  : Tegangan *Ultimate* (PTFE = 34 MPa)

$\sigma_v$  : Tegangan Variabel / Amplitudo tegangan

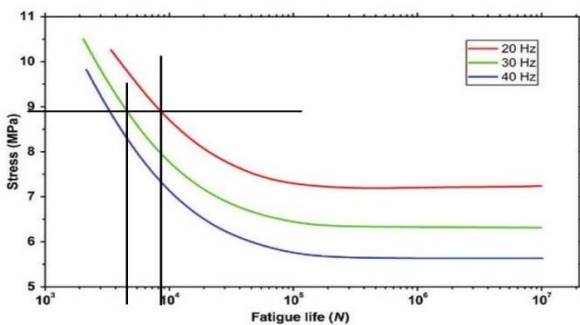
$$= \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{14,559 - 2,994}{2} = 5,782 \text{ MPa}$$

$\sigma_e$  : Batas ketahanan untuk beban berlawanan (*reversal stress*)

Jadi,

$$\frac{1}{1} = \frac{8,776}{23} \times 1 + \frac{5,782}{\sigma_e}; 1 = \frac{5,782}{\sigma_e} + 0,0666$$

$$0,9334 = \frac{5,7825}{\sigma_e}; \sigma_e = 6,195 \text{ MPa}$$



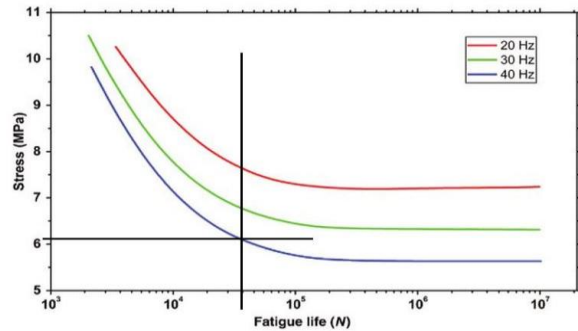
Gambar 13. Kurva amplitudo tegangan (*stress amplitude*) vs siklus (*cycle*) *sn-curve* material PTFE *round roller* [4]

Untuk frekuensi pembebanan real didapat dari mengkorelasikan waktu yang dibutuhkan motor dari kecepatan 0 menuju kecepatan maksimum yaitu selama  $\pm 10$  detik, dan dari kecepatan maksimum menuju 0 yaitu selama  $\pm 5$  detik, maka 1 periode siklus *roller* didapat  $\pm 15$  detik. Jadi dengan perumusan frekuensi  $f=1/T$ , didapatkan nilai frekuensi pembebanan *real roller* sebesar 0,0667 Hz.

Untuk *round roller*, amplitudo tegangan (*Stress Amplitude*) didapatkan nilai sebesar 8,8756 MPa, sehingga akan didapatkan berapa siklus akan dilalui yaitu kurang lebih sebanyak  $85 \times 10^3$  siklus untuk kurva merah (20 Hz) dan  $45 \times 10^3$  siklus untuk kurva hijau (30 Hz). Dan untuk frekuensi pembebanan real dari *roller* yaitu 0,0667 Hz akan dilakukan ekstrapolasi, dan didapatkan hasilnya adalah  $65 \times 10^4$  siklus.

Jika waktu yang dibutuhkan untuk 1 periode siklus adalah  $\pm 15$  detik, dan didapat sebesar  $65 \times 10^4$  siklus dikalikan 15 detik jadi prediksi umur pakai *round roller* adalah 2708,33 jam atau 112,847 hari atau 16,121 minggu atau  $4,03 \approx 4$  Bulan. Dari

buku pedoman reparasi honda vario 125 PGM-Fi menyatakan bahwa penggantian *roller* dan *belt* adalah setiap **8000 Km**, jika jarak Surabaya-Sidoarjo adalah 35 Km, maka bisa dipakai untuk  $114,256 \approx 114$  kali Pulang Pergi. Dan jika dalam 1 hari motor dipakai 1 kali PP, maka umur pakai *roller* adalah 114,256  $\approx 114$  hari atau  $16,322 \approx 16$  minggu atau **4,081  $\approx 4$  Bulan**.



Gambar 14. Kurva amplitudo tegangan (*stress amplitude*) vs siklus (*cycle*) *sn-curve* material PTFE *sliding roller* [5]

Sedangkan untuk *sliding roller*, amplitudo tegangan (*Stress Amplitude*) didapatkan nilai sebesar 6,195 MPa, setelah itu ditarik garis lurus horizontal sehingga akan memotong kurva warna biru, pada perpotongan garis ditarik garis lurus vertical sehingga akan didapatkan berapa siklus akan dilalui yaitu kurang lebih sebanyak  $35 \times 10^4$  siklus untuk kurva merah (40 Hz) dan dilinierkan dengan  $75 \times 10^3$  siklus. Dan untuk frekuensi pembebanan real dari *roller* yaitu 0,0667 Hz akan dilakukan ekstrapolasi, dan didapatkan hasilnya adalah  $95 \times 10^4$  siklus.

Jika waktu yang dibutuhkan untuk 1 periode siklus adalah  $\pm 15$  detik, dan didapat sebesar  $95 \times 10^4$  siklus dikalikan 15 detik jadi prediksi umur pakai *round roller* adalah 3958,333 jam atau 164,93 hari atau 23,561 minggu atau  $5,89 \approx 6$  Bulan. Dari buku pedoman reparasi honda vario 125 PGM-Fi menyatakan bahwa penggantian *roller* dan *belt* adalah setiap 8000 Km, jika umur pakai yang dihasilkan adalah  $\pm 6$  bulan *Sliding Roller* dapat bertahan selama **12600 Km**.

## V. KESIMPULAN

Setelah dilakukan analisa pada *round roller* dan *sliding roller*, Total Gaya Normal yang didapatkan untuk *round roller* dan *sliding roller* hasilnya adalah sama yaitu pada posisi stasioner sebesar 37,268 N dan posisi puncak sebesar 525,279 N akan tetapi untuk total tegangan ekuivalen yang terjadi berbeda dikarenakan luasan kontak yang berbeda. *Round roller* dengan luasan kontak yang lebih kecil menghasilkan total tegangan yang lebih besar yaitu 21,423 MPa sedangkan *sliding roller* sebesar 14,559 MPa.

Frekuensi pembebanan *real roller* didapatkan 0,0667 Hz dan berdasarkan amplitudo tegangan yang sudah didaatkan dan diplotkan pada *sn-curve* didapatkan siklus untuk *round roller* adalah sebanyak  $65 \times 10^4$  siklus, sedangkan untuk *sliding roller* adalah sebanyak  $95 \times 10^4$  siklus

Prediksi umur *round roller* adalah  $\pm 8000$  Km dan Untuk *Sliding roller* adalah  $\pm 12600$  Km, dan jika dikorelasikan dengan buku pedoman reparasi honda vario 125 PGM-Fi yang menyatakan bahwa penggantian *roller* dan *belt* adalah setiap 8000 Km, dengan memakai *sliding roller* bisa mencapai 12600 Km.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sutantra, I. N., & Sampurno. (2010). Teknologi Otomotif Edisi Kedua. Surabaya: Intitut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [2] Khurmi, R.S. Gupta, J.K. (2005), a Textbook of Machine Design. New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.
- [3] Budynas, Richard G. & Nisbett., J. Keith (2011), Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition. New York: McGraw-Hill.
- [4] McKeen, Laurence W. (2016) Fatigue and Tribological Properties of Plastics and Elastomers Third Edition. Oxford OX5 IGB UK: Elsevier.
- [5] Wijanarko, (2007). Analisa Pengaruh Perubahan Massa *Roller* Penggerak Variator *Pulley* Pada Continuously Variable Transmission (CVT) Terhadap Kinerja Traksi Pada Sepeda Motor Yamaha Mio. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [6] Buku Pedoman Reparasi Honda Vario 125 (2013). PT.Astra Honda Motor.