

BAB IV

HASIL PEMBAHASAN

A. Perhitungan Gaya dan Momen puntir Sepeda motor

Sepeda motor adalah alat transportasi dengan konsep kerja mengangkat beban dan bergerak atau berpindah dengan kecepatan tertentu dengan gerakan rotasi pada bagian penggerakannya. Penjelasan dari konsep tersebut maka dapat diketahui terdapat dua gaya yang bekerja secara bersamaan pada saat kendaraan digunakan yaitu gaya vertikal (F_y) adalah gaya yang terjadi akibat beban dari pengemudi dan sepeda motor itu sendiri terhadap gravitasi dan gaya horisontal (F_x) adalah gaya yang terjadi ketika kendaraan mampu berjalan. Perhitungan gaya pada sepeda motor diawali dengan menghitung berat total kendaraan.

$$m = \text{berat kendaraan kosong} + \text{berat penumpang} \dots (4.1)$$

$$m = 109 \text{ kg} + 140 \text{ kg}$$

$$m = 249 \text{ kg}$$

Percepatan yang bekerja pada F_y merupakan percepatan gravitasi yang nilainya konstan. Dengan persamaan nilai F_y didapat :

$$F_y = m \times a \dots\dots\dots (4.2)$$

$$F_y = 249 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F_y = 2442,69 \text{ N}$$

Nilai percepatan sesaat yang bekerja pada sepeda motor bervariasi. Setelah dilakukan *test drive*, kendaraan mampu berjalan dengan kecepatan 120 km/h dengan menempuh waktu 6 detik. Nilai percepatan untuk F_x sebesar

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \dots\dots\dots (4.3)$$

$$a = \frac{120 \frac{km}{h} - 0}{16 s - 0}$$

$$a = \frac{12 \times 0,278 m/s - 0}{16 s - 0}$$

$$a = \frac{12 \times 0,278 m/s - 0}{16 s - 0}$$

$$a = \frac{33,36 m/s}{16 s}$$

$$a = 2,085 m/s^2$$

Setelah nilai percepatan F_x didapat maka nilai F_x tersebut adalah

$$F_x = m \times a \dots\dots\dots (4.4)$$

$$F_x = 249 kg \times 2,085 m/s^2$$

$$F_x = 519,165 N$$

Gaya total yang bekerja pada sepeda motor adalah

$$F = F_y + F_x \dots\dots\dots (4.5)$$

$$F = 2442,69 N + 519,165 N$$

$$F = 2961,855 N$$

Setelah kita mendapatkan nilai dari gaya total pada kendaraan tersebut, kita dapat menentukan momen puntir yang terjadi pada penggerak

sepeda motor. Mekanisme penggerak pada desain sepeda motor, *gear chain system* merupakan *final driven* yang artinya adalah output yang paling akhir yang menjadikan *velg* dapat berputar dan kendaraanpun dapat berjalan. Momen puntir kendaraan akan diletakkan pada bagian *driven gear* yang menjadi salah satu komponen dari *gear chain system*. Berikut persamaan dan substitusinya untuk mendapatkan nilai M_p :

$$M_p = F \times r \dots\dots\dots (4.6)$$

$$M_p = 2961,855 \text{ N} \times 76 \text{ mm}$$

$$M_p = 225101 \text{ Nmm}$$

$$M_p = 225,101 \text{ Nm}$$

B. Perhitungan Luas dan Momen Inersia

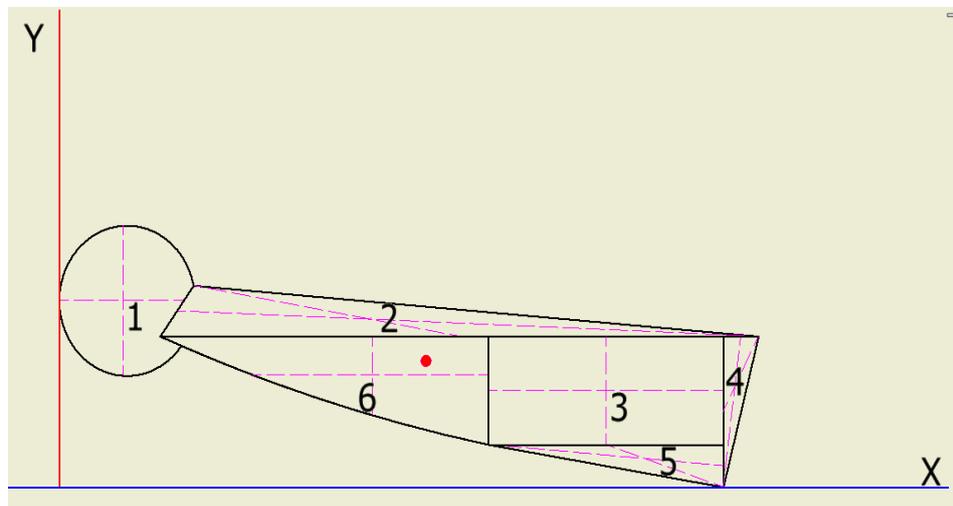
Sebuah rancangan terdapat faktor yang sangat mempengaruhi kekuatan dari rancangan tersebut yaitu luas dan momen inersia penampang. Dalam analisa tegangan baik luas dan momen inersia menjadi faktor yang berbanding terbalik dengan beban. Luas suatu benda selalu berbanding lurus dengan momen inersia, makin besar luas maka makin besar pula momen inersianya. Bentuk dari benda kerja dapat mempengaruhi besarnya nilai momen inersia terhadap sumbunya, hal tersebut sangatlah penting untuk mengoptimalkan rancangan dengan melihat gaya yang bekerja pada benda kerja. Itu mengapa dalam kehidupan sehari –hari banyak kita jumpai bentuk komponen yang berbeda – beda, hal ini dilakukan untuk mendapatkan hasil optimal.

Penelitian ini perhitungan luas dan momen inersia dilakukan pada

komponen yang divariasikan untuk mendapatkan hasil yang lebih kuat dan aman yaitu *ratchet gear* dan *pawl*. Di penelitian ini, penulis memaparkan *ratchet gear pitch 2.837mm* dan *pawl dengan pitch 2.837mm*. Berikut perhitungan luas dan momen inersia kedua komponen tersebut

1. *Pawl*

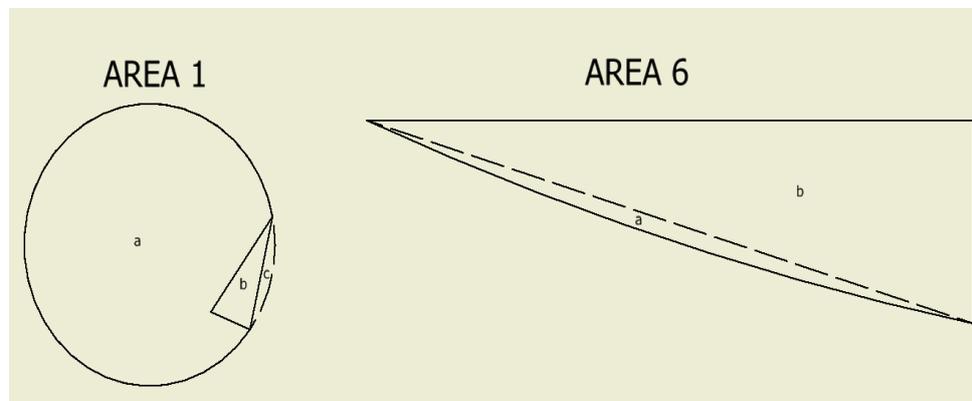
Perhitungan luas dan momen inersia pada *pawl* terbilang sangat sulit, hal ini dikarenakan bentuk *pawl* yang tidak beraturan sehingga tidak dapat diselesaikan dengan satu persamaan. Peneliti membagi *pawl* menjadi bagian – bagian kecil dengan bangun ruang yang dapat diselesaikan dengan persamaan yang tersedia. *Pawl* dibagi menjadi 6 bagian kecil terlihat pada gambar berikut.



Gambar.4.1 Bagian – bagian bangun ruang *pawl*

Penyelesaian perhitungan momen inersia *pawl* dapat dilakukan dengan persamaan $I_p = I_{xx} + I_{yy}$. I_{xx} dan I_{yy} didapat berdasarkan titik asal di *verteks*, yaitu dengan membuat garis permisalan yaitu sumbu x dan

sumbu y masing – masing sejajar dengan $pawl$ untuk mendapatkan titik pusat dari $pawl$. Berdasarkan gambar diatas area 2 adalah segitiga, area 4 dan 6 adalah segitiga siku - siku, dan area 3 adalah empat persegi panjang. Area 1 merupakan lingkaran yang terpotong bagiannya, dengan demikian untuk menghitung area 1 terlebih dahulu menghitung luas (A_i) dan momen lembam ke sumbu x (I_x) lingkaran penuh dan menguranginya dengan bagian yang terpotong yaitu segitiga dan gelombang sinus. Begitu pula area 6 yang terbagi dengan dua area yaitu segitiga dan gelombang sinus, untuk dapat mendapatkan A_i dan I_x area 6 dilakukan penjumlahan terhadap dua area tersebut. Area 1 dan area 6 terlihat seperti gambar dibawah ini



Gambar 4.2 Bagian – bagian bangun ruang area 1 dan area 6

Berikut perhitungan A_i dan I_x dari kedua area tersebut yang disajikan dalam bentuk tabel berikut :

Tabel.4.1 Perhitungan Luas dan momen lembam area 1 dan area 6

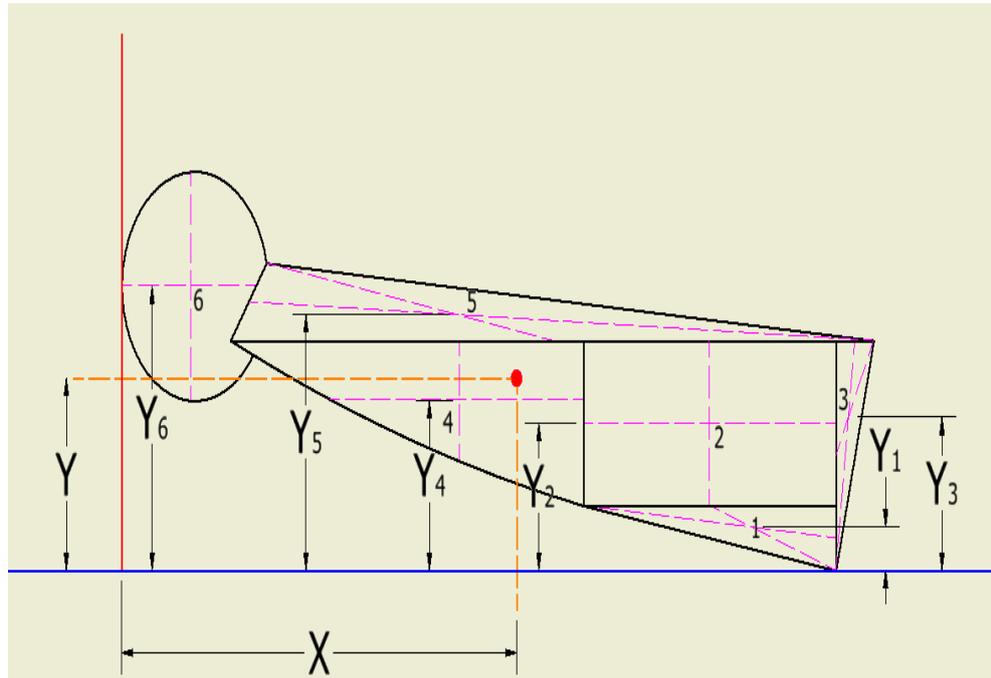
Detail Area 1						Detail Area 6				
Area	r (mm)	b (mm)	h (mm)	Ai (mm ²)	Ixi (mm ⁴)	Area	b (mm)	h (mm)	Ai (mm ²)	Ixi (mm ⁴)
a	1.25	-	-	4.90625	1.916503906	a	6.425	2.012	6.46355	1.45363229
b	-	0.438	1.005	0.220095	0.012350081	b	3.269	0.181	0.75374395	0.00167849
c	-	0.108	0.502	0.06906497	0.001183049	Total			7.21729395	1.45531077
Total				4.61709003	1.902970777					

Perhitungan dilanjutkan dengan menghitung A_i dan I_x keempat bagian lainnya.

Tabel.4.2 Perhitungan momen lembam $pawl$ terhadap sumbu y

Area	r (mm)	b (mm)	h (mm)	Ai (mm ²)	yi (mm)	Ai.yi (mm ³)	δy_i (mm)	$A_i \delta y_i^2$ (mm ⁴)	Ixi (mm ⁴)	
1	1.25	-	-	4.617090032	3.331	15.3795269	1.112332039	5.712644993	1.902970777	
2	-	11.634	0.815	4.740855	3.019	14.31264125	0.800332039	3.036666357	0.174944134	
3	-	4.5	2.012	9.054	1.741	15.763014	-0.477667961	2.065821133	3.054324648	
4	-	0.709	2.747	0.9738115	1.831	1.783048857	-0.387667961	0.146350672	0.408243908	
5	-	4.5	0.735	1.65375	0.49	0.8103375	-1.728667961	4.941889418	0.049633172	
6	-	-	-	7.217293949	2.029	14.64388942	-0.189667961	0.259634468	1.455310775	
Total				28.25680048		62.69245792		16.16300704	7.045427413	
$Y_{bar} = 2.218667961 \text{ mm}$							$I_{xx} = 23.20843445 \text{ mm}^4$			

Didapatkannya A_i dan I_x dari masing – masing area, kemudian data yang dibutuhkan lainnya adalah y_i . Y_i merupakan jarak sumbu x terhadap titik berat masing – masing area. y_i didapat dengan menggunakan menu *center of gravity* yang ada dalam *software autodesk inventor*.



Gambar 4.3 *Pawl* dengan titik berat terhadap sumbu y

Kalikan A_i masing – masing area dengan y_i lalu jumlahkan hasil kali keenam area tersebut, dengan demikian kita dapat menemukan titik berat *pawl* terhadap sumbu x dengan menggunakan persamaan dan substitusinya

$$\bar{y} = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i} \dots\dots\dots(4.7)$$

$$\bar{y} = \frac{62,69245792 \text{ mm}^2}{28,25680048 \text{ mm}}$$

$$\bar{y} = 2,218667691 \text{ mm}$$

Setelah didapat titik berat *pawl*, maka kita dapat mengetahui jarak titik berat keenam bagian terhadap titik berat *pawl* sejajar dengan sumbu y dengan cara mengurangnya dan didapat hasilnya pada tabel kolom 8 dengan symbol δy_i . Berikutnya, kuadratkan δy_i masing – masing area, lalu

Tabel 4.3 Perhitungan momen lembam *pawl* terhadap sumbu x

Area	r (mm)	b (mm)	h (mm)	c (mm)	A_i (mm ²)	x_i (mm)	$A_i \cdot x_i$ (mm ³)	δx_i (mm)	$A_i \delta x_i^2$ (mm ⁴)	I_{yi} (mm ⁴)
1	1.25	-	-		4.617090032	1.181	5.452783328	-5.993043105	165.8300173	1.914581043
2	-	11.634	0.815	0.662	4.740855	5.911	28.02319391	-1.263043105	7.562981143	33.735527
3	-	4.5	2.012		9.054	10.487	94.949298	3.312956895	99.37383737	15.278625
4	-	0.709	2.747		0.9738115	12.974	12.6342304	5.799956895	32.75853193	0.027195363
5	-	4.5	0.735		1.65375	11.237	18.58318875	4.062956895	27.29947447	1.86046875
6	-	-	-		7.217293949	5.968	43.07281029	-1.206043105	10.49784254	14.82497758
Total					28.25680048		202.7155047		343.3226848	67.64137474
					$x_{bar} = 7.174043105$			$I_{yy} = 410.9640595$		

Dari hasil diatas maka hasil momen inersia (I_{yy}) adalah sebagai berikut

$$I_{yy} = \sum I_{yi} + \sum A_i \delta x_i^2 \dots\dots\dots(4.9)$$

$$I_{yy} = 67,64137474 \text{ mm}^4 + 343,3226848 \text{ mm}^4$$

$$I_{yy} = 410,9640595 \text{ mm}^4$$

Momen inersia total (I_p) dapat dihitung dengan cara menjumlahkan I_{xx} dan I_{yy}

$$I_p = I_{xx} + I_{yy}$$

$$\dots\dots\dots(4,10)$$

$$I_p = 410,9640595 \text{ mm}^4 + 23,20843445 \text{ mm}^4$$

$$I_p = 434,172 \text{ mm}^4$$

Perhitungan dengan proses yang sama, peneliti telah melakukan perhitungan terhadap kedua *pawl* lainnya yang terdapat pada lampiran 1,2,3, dan lampiran 4. Maka didapat hasil sebagai berikut

Tabel.4.4 Hasil perhitungan momen inersia *pawl*

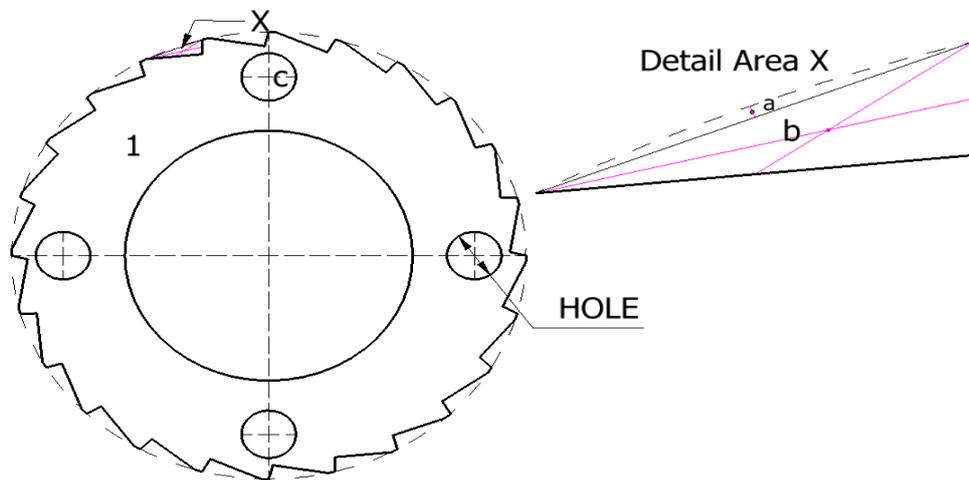
<i>Part</i>	A_i (mm^2)	I_{xx} (mm^4)	I_{yy} (mm^4)	I_p (mm^4)
<i>Pawl Pitch 2.008 mm</i>	20.54137641	12.69505591	266.5228801	279.217936
<i>Pawl Pitch 2.422 mm</i>	23.22076549	16.14284671	293.1537407	309.2965874
<i>Pawl Pitch 2.837 mm</i>	28.25680048	23.20843445	410.9640595	434.172494

Dari tabel diatas diketahui, semakin besar luas *pawl* maka semakin besar pula momen inersia *pawl* tersebut. *Pawl* yang memiliki nilai terbesar adalah *pawl* yang memiliki *pitch* terbesar, sedangkan *pawl* yang memiliki nilai terendah adalah *pawl* yang memiliki *pitch* terendah.

2. *Ratchet Gear*

Ratchet gear merupakan komponen yang memiliki bentuk lingkaran namun memiliki gigi yang berbentuk searah. Kita dapat mengetahui dari bentuknya bahwa *ratchet gear* merupakan benda yang berbentuk simetris, sehingga kita dapat menghitung luas dan momen inersia dengan titik asal di titik beratnya. Dapat diketahui bahwa titik berat tersebut adalah titik pusat, namun untuk perhitungan gigi searah tidak dapat dilakukan dengan satu persamaan. Penyelesaian perhitungan luas dan momen inersia *ratchet gear* dilakukan dengan menghitung A_i dan I_x cincin lingkaran penuh dan mengurangnya dengan bagian yang hilang (x

) sebanyak 24 hingga lingkaran tersebut menjadi *ratchet gear* seperti terlihat pada gambar.



Gambar 4.5 *Ratchet gear* dengan bagian potongan yang hilang

Pada bagian yang hilang tersebut kita membagi menjadi tiga bagian yaitu gelombang sinus (a), segitiga (b), dan lingkaran (c). Berikut data perhitungan yang disajikan pada tabel

Tabel 4.5 Perhitungan momen lembam *ratchet gear* terhadap sumbu y

Area	r (mm)	t (mm)	b (mm)	h (mm)	Ai (mm ²)	Jumlah bagian	ΣAi (mm ²)	yi (mm)	Aiδyi ² (mm ⁴)	Σ Aiδyi ² (mm ⁴)	Ixi (mm ⁴)
1	58.54	16.54			3040.310024	1	3040.31002	29.27	2604733.624	2604733.624	1302366.812
a			9.119	2.837	12.9353015	24	310.447236	36.365	17105.81377	410539.5306	138.8142222
b			0.321	4.896	2.002058599	24	48.0494064	37.38	2797.405207	67137.72496	78.29035118
c	4				50.24	4	200.96	30	45216	180864	803.84
Total								2480.85338		1946192.368	1301345.867
Ixx = 32475384 mm⁴											

Dari hasil diatas maka hasil momen inersia (Ixx) adalah sebagai berikut

$$I_{xx} = \sum I_{xi} + \sum A_i \delta y_i^2 \dots\dots\dots (4.11)$$

$$I_{xx} = 1301345.867 \text{ mm}^4 + 1946192.368 \text{ mm}^4$$

$$I_{xx} = 32475384 \text{ mm}^4$$

Berbeda dengan perhitungan *pawl*, perhitungan momen inersia *ratchet gear* sangat mudah. Dengan bentuk *ratchet gear* yang simetris maka nilai I_{xx} dan I_{yy} adalah sama. Dengan demikian untuk mendapatkan nilai momen inersia total (I_p) dapat dilakukan dengan menjumlahkan I_{xx} dan I_{yy} yang sama.

$$I_p = I_{xx} + I_{yy} \dots \dots \dots (4.12)$$

$$I_p = 32475384 \text{ mm}^4 + 32475384 \text{ mm}^4$$

$$I_p = 6495076.471 \text{ mm}^4$$

Perhitungan dengan proses yang sama, peneliti telah melakukan perhitungan terhadap kedua *pawl* lainnya yang terdapat pada lampiran 7. Maka didapat hasil sebagai berikut

Tabel. 4.6 Hasil perhitungan momen inersia *ratchet gear*

Part	A_i (mm^2)	I_{xx} (mm^4)	I_{yy} (mm^4)	I_p (mm^4)
<i>Ratchet Gear Pitch 2.008 mm</i>	2480.853382	3247538.236	3247538.236	6495076.472
<i>Ratchet Gear Pitch 2.422 mm</i>	2566.486028	3361894.426	3361894.426	6723788.852
<i>Ratchet Gear Pitch 2.837 mm</i>	2642.649034	3463533.377	3463533.377	6927066.754

Dari perhitungan diatas diketahui bahwa *ratchet gear pitch* terkecil memiliki nilai luas dan momen inersia paling besar. semakin besar *pitch* pada *ratchet gear* maka luas dan momen inersianya semakin menurun.

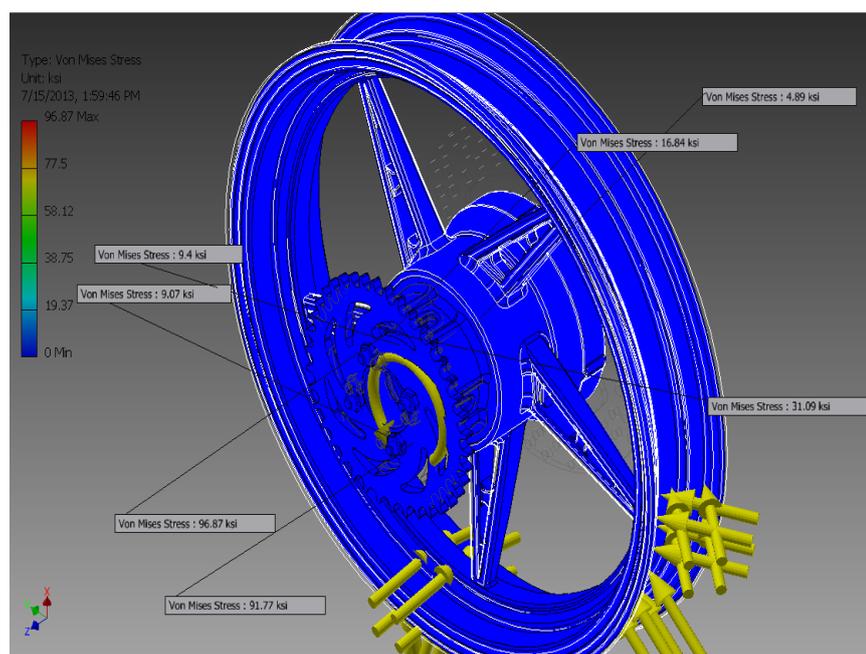
C. Analisa Desain Simulasi Software

Pengujian *software* sangat penting untuk dapat mengetahui tingkat keberhasilan rancangan yang telah dibuat, penulis menggunakan simulasi *software Autodesk Inventor Professional 2012*. Di hasil simulasi ini, penulis akan mengoptimalkan ketahanan rancangan *freewheel* pada *rear wheel* sepeda motor *hybrid* dalam 2 tahapan, yaitu dengan perbandingan penggunaan jumlah *pawl* dan perbedaan *pitch* dari *ratchet gear* dengan memvariasikan lingkaran dalam. Penulis menggunakan *ratchet gear pitch* 2.008 mm untuk pemaparan ketahanan rancangan dengan perbandingan penggunaan *pawl* dan pemaparan perbedaan *pitch ratchet gear* dengan menggunakan rancangan sepeda motor *hybrid* yang menggunakan 6 *pawl*.

1. Perbandingan penggunaan jumlah *pawl*

Pada penelitian ini, simulasi rancangan *freewheel* sepeda motor *hybrid* menggunakan variasi 2 *pawl*, 3 *pawl*, 4 *pawl* dan 6 *pawl*.

a. Penggunaan *freewheel* 2 *pawl*



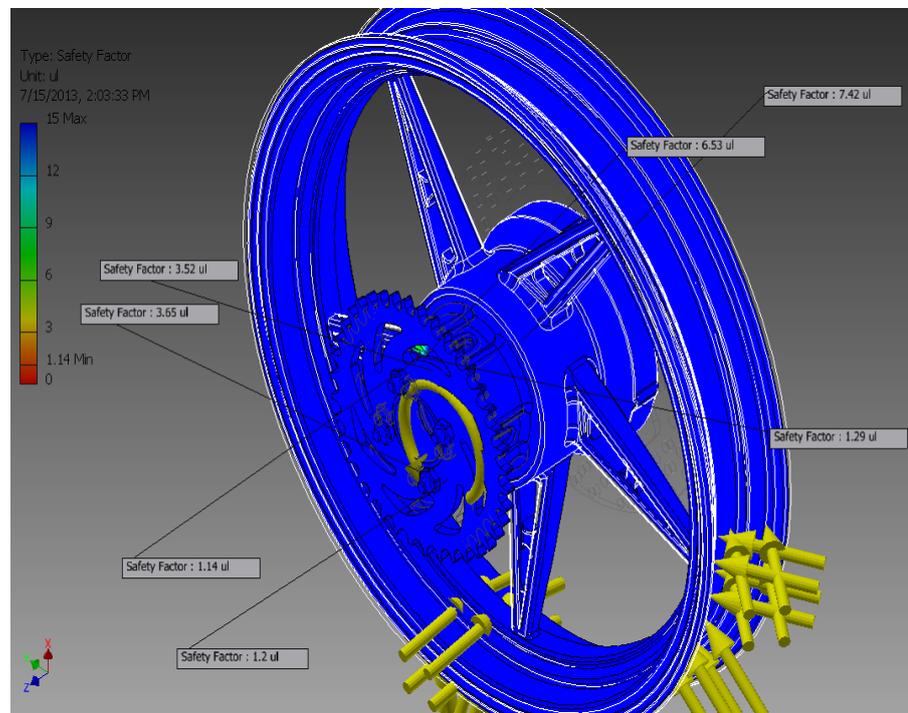
Gambar 4.6 Hasil simulasi *von mises maximum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 2 *pawl*

Dari hasil simulasi dengan menggunakan 2 *pawl* dihasilkan tegangan maksimal sebesar 96,87 ksi dan terendah adalah 0 pada gambar terlihat pada pojok kiri dengan variasi warna. Warna biru menunjukkan daerah yang paling sedikit terjangkau penyebaran tegangan dan tegangan yang kritis ditunjukkan dengan warna merah. Pada gambar tersebut hasil tegangan masing masing part tidak dapat terlihat, namun terdapat *feature probe* yang dapat menunjukkan hasil simulasi tegangan maksimal beberapa part.

Pawl merupakan part dengan nominal tegangan maksimal tertinggi. Kedua *pawl* memiliki nilai yang berbeda namun hampir sama. Kedua nilai *pawl* tersebut adalah sebesar 96,87ksi dan 91,21ksi. *Ratchet gear* mempunyai nilai tegangan maksimal sebesar 16.84ksi, dan pegas gaya kontan (bagian lingkaran) memiliki nilai tegangan maksimal masing – masing sebesar 9.4ksi dan 9.07ksi. Tidak kalah pentingnya, hasil *rear drive hub* dan *velg*, menentukan keberhasilan konstruksi *rear wheel* tersebut. Nilai tegangan yang terjadi pada *velg* adalah sebesar 4.89ksi dan nilai tegangan *rear drive hub* sebesar 31.09ksi.

Diketahuinya tegangan maksimal yang terjadi pada masing – masing *pawl*, maka kita dapat mengetahui *safety factor minimum* atau ketahanan bahan dari masing – masing part. *Safety factor*

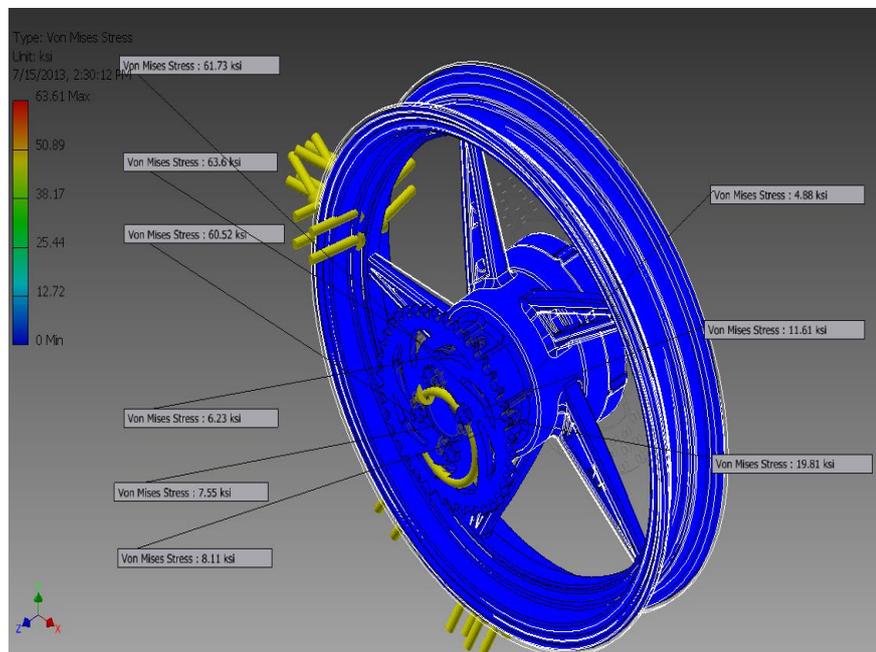
minimum didapat dengan membagi *yield strength* masing – masing bahan dengan tegangan maksimal yang terjadi. *Pawl* merupakan part yang memiliki *safety factor minimum* terendah. Kedua *pawl* tersebut masing – masing memiliki nilai *safety factor minimum* sebesar 1.14 dan 1.2. *Ratchet gear* mempunyai nilai *safety factor minimum* sebesar 6.53, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai *safety factor minimum* masing – masing sebesar 3.52 dan 3.65. Sementara itu *velg* merupakan part dengan nilai *safety factor minimum* terbesar yaitu dengan nilai 7.32 dan *rear drive hub* dengan nilai *safety factor minimum* sebesar 1.29. Hasil simulasi tersebut terlihat pada gambar



Gambar 4.7 Hasil simulasi *safety factor minimum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 2 *pawl*

Dari data yang dihasilkan, penggunaan 2 *pawl* pada rancangan sepeda motor *hybrid* tidak aman. Dengan *pawl* bernilai *safety factor minimum* sebesar 1.14 dan memiliki tegangan maksimal sebesar 96.87 ksi memungkinkan *pawl* mengalami kegagalan berfungsi dan patah begitu juga dengan *rear drive hub* memiliki *safety factor minimum* dibawah 2. Dilain pihak, rancangan ini juga tidak mampu memutar *velg* dengan baik terlihat pada gambar hasil simulasi, dimana bayangan gerakan *velg* berupa garis putih hanya sedikit berputar. Hasil selengkapnya dapat dilihat pada lampiran 8

b. Penggunaan *freewheel 3 pawl*

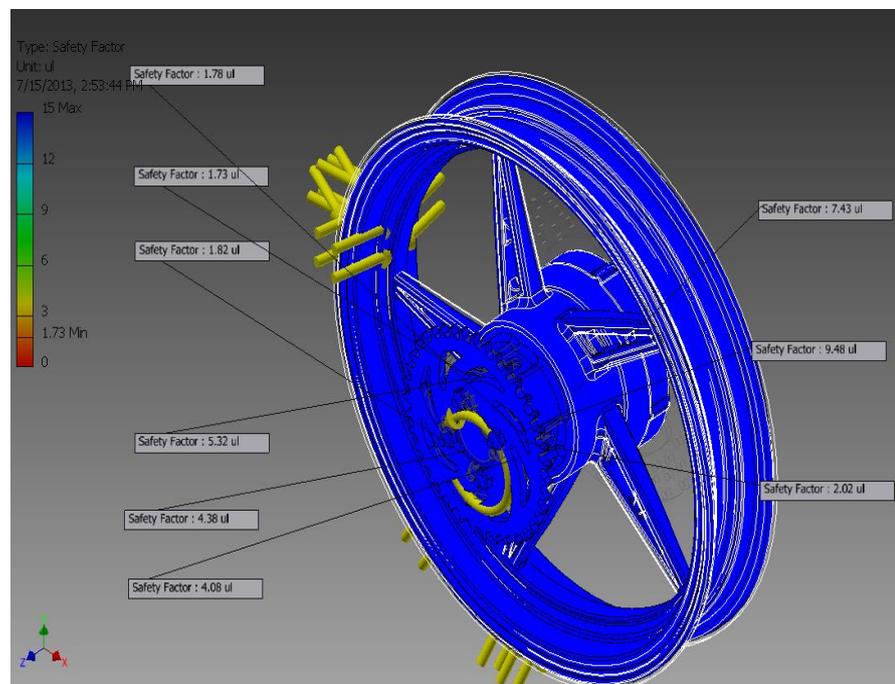


Gambar 4.8 Hasil simulasi *von mises maximum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 3 *pawl*

Penambahan jumlah *pawl* pada rancangan sepeda *hybrid* membawa pengaruh yang signifikan terhadap penurunan tegangan maksimal. Tegangan maksimal yang terjadi turun hingga 30ksi, menjadi 63.61ksi sementara untuk tegangan minimum pada rancangan ini sama seperti rancangan *freewheel* dengan 2*pawl*. Sama halnya dengan simulasi sebelumnya *pawl* merupakan part dengan nominal tegangan maksimal tertinggi. Ketiga *pawl* memiliki nilai yang berbeda namun hampir sama. Ketiga nilai *pawl* tersebut adalah sebesar 61.73ksi, 63.6ksi dan 60.52ksi. *Ratchet gear* mempunyai nilai tegangan maksimal sebesar 11.61ksi, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai tegangan maksimal masing – masing sebesar 6.23ksi, 7.55ksi dan 8.11ksi. Pada hasil simulasi ini, terdapat perbedaan hasil pada *real drive hub* dan *velg*. Nilai tegangan *velg* maksimal sama dengan nilai tegangan yang terjadi pada rancangan *rear wheel* dengan 2 *pawl*, sedangkan pada *rear drive hub* terjadi penurunan tegangan maksimal menjadi 19.81ksi.

Menurunnya tegangan maksimal masing – masing part akan berbanding terbalik dengan nilai *safety factor minimum*. Nilai *safety factor minimum* masing – masing part akan meningkat sesuai dengan berkurangnya tegangan maksimal yang terjadi. Hasil simulasi menunjukkan peningkatan *safety factor minimum* sebesar 0.59 dari sebelumnya yang hanya 1.14. Sama halnya dengan

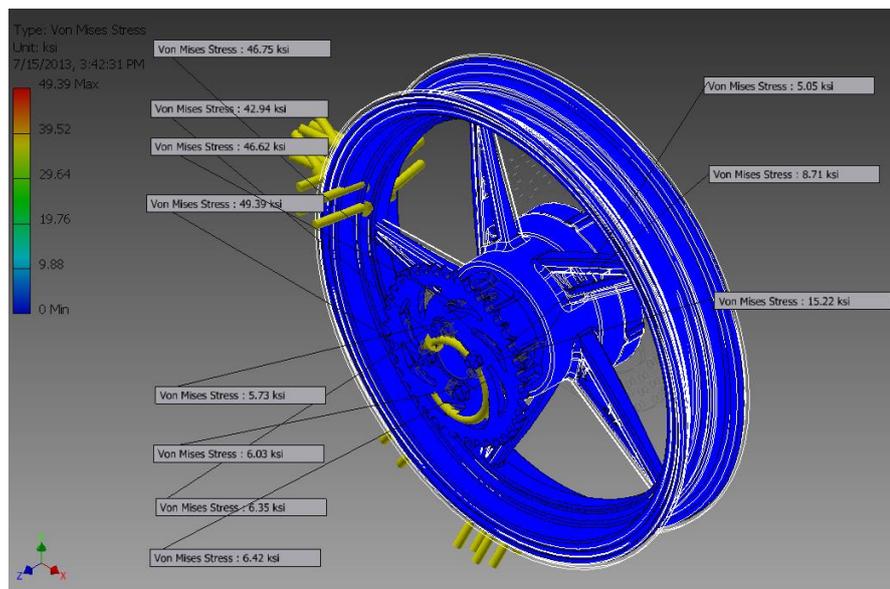
simulasi sebelumnya *Pawl* merupakan part yang memiliki *safety factor minimum* terendah. Ketiga *pawl* tersebut masing – masing memiliki nilai *safety factor minimum* sebesar 1.73, 1.78 dan 1.82. *Ratchet gear* mempunyai nilai *safety factor minimum* sebesar 9.48, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai *safety factor minimum* masing – masing sebesar 4.08, 4.38 dan 5.32. Sementara itu *velg* merupakan part dengan nilai *safety factor minimum* yang sama dengan simulasi sebelumnya yaitu dengan nilai 7.32, dan nilai *safety factor minimum rear drive hub* meningkat dengan nilai *safety factor minimum* sebesar 2.02. Hasil simulasi tersebut terlihat pada gambar



Gambar 4.9 Hasil simulasi *safety factor minimum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 3 *pawl*

Penambahan jumlah *pawl* menjadi 3 *pawl* pada pengujian memang berdampak baik terhadap ketahanan masing – masing part. Penurunan tegangan maksimal pada masing – masing part mengartikan bahwa puntiran yang terletak pada *gear* telah didistribusikan lebih baik dari rancangan 2 *pawl*. Keadaan ini tidak sejalan dengan tegangan maksimal yang terjadi pada *velg*. Dari kedua hasil simulasi, tegangan *velg* tidaklah berubah, ini mengartikan bahwa *velg* tidak berputar dengan baik. Sehingga dapat dipastikan rancangan *freewheel* sepeda motor *hybrid* dengan menggunakan 3 *pawl* tidak dapat digunakan. Hasil selengkapnya dapat dilihat pada lampiran 9

c. Penggunaan *freewheel* 4 *pawl*

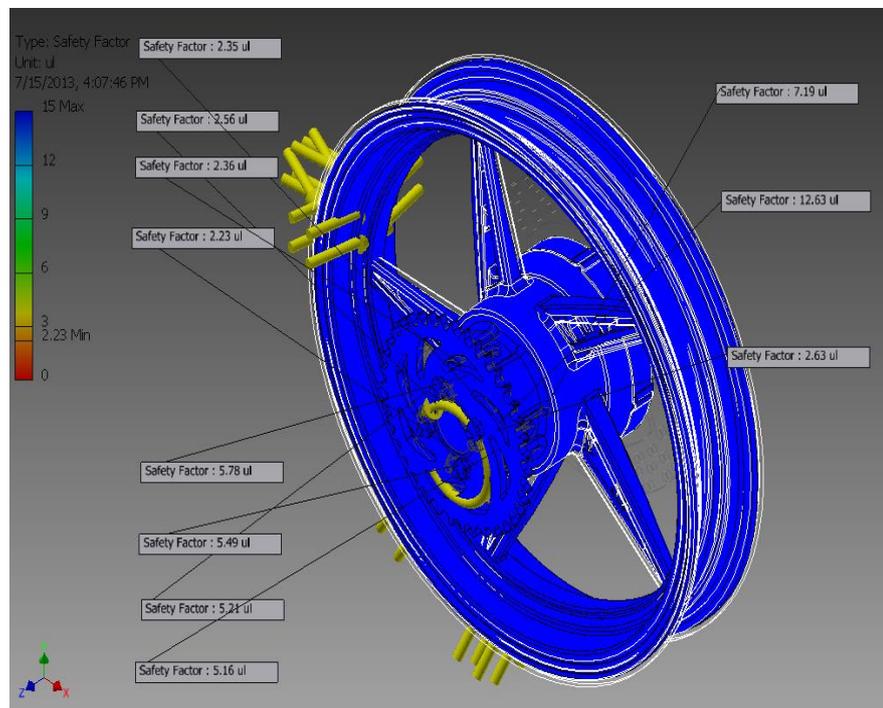


Gambar 4.10 Hasil simulasi *von mises maximum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 4 *pawl*

Penggunaan 4 *pawl* pada rancangan *freewheel* sepeda motor *hybrid* dihasilkan penurunan kembali tegangan maksimal. Berbeda dengan penambahan 1 *pawl* sebelumnya, pada rancangan ini hanya mengurangi tegangan maksimal sebesar 14.26ksi. Hasil tersebut berkurang hampir dua kali lipat dari perbandingan penggunaan 3 *pawl* dengan penggunaan 2 *pawl*. Sama halnya dengan 2 simulasi sebelumnya, *pawl* merupakan part dengan nominal tegangan maksimal tertinggi. Keempat *pawl* memiliki nilai yang berbeda – beda sehingga dapat dikatakan penyebaran tegangan pada *pawl* tidak terdistribusi dengan seimbang. Keempat nilai *pawl* tersebut adalah sebesar 46.75ksi, 46.62ksi, 42.94ksi dan 49.39ksi. *Ratchet gear* mempunyai nilai tegangan maksimal sebesar 8.711ksi, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai tegangan maksimal masing – masing sebesar 5.73ksi, 6.03ksi, 6.35ksi dan 6.42ksi. Pada hasil simulasi ini, terdapat peningkatan hasil nilai tegangan maksimal pada *velg* dengan nilai tegangan 5.047ksi, sedangkan pada *rear drive hub* terjadi penurunan kembali tegangan maksimal menjadi 15.22ksi.

Safety factor minimum hasil simulasi dengan menggunakan 4 *pawl* meningkat 0.5 dari hasil simulasi rancangan dengan menggunakan 3 *pawl*. Peningkatan *Safety factor minimum* dari pengujian 2 *pawl* hingga 4 *pawl* secara berturut – turut menghasilkan perbandingan yang nyaris sama yaitu 0.59 dan 0.5.

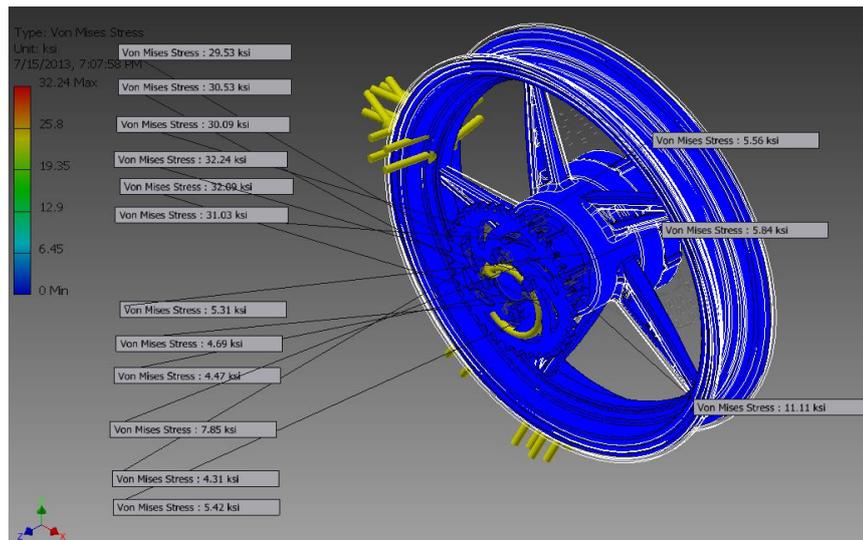
Hasil yang tidak jauh berbeda terlihat pada simulasi, dimana *Pawl* merupakan part yang memiliki *safety factor minimum* terendah. Keempat *pawl* tersebut masing – masing memiliki nilai *safety factor minimum* sebesar 2.35, 2.56, 2.36 dan 2.23. *Ratchet gear* mempunyai nilai *safety factor minimum* sebesar 12.63, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai *safety factor minimum* masing – masing sebesar 5.78, 5.49, 5.21 dan 5.16. Sementara itu nilai *safety factor minimum* pada *velg* mengalami penurunan menjadi 7.19, dan nilai *safety factor minimum rear drive hub* meningkat kembali dengan nilai *safety factor minimum* sebesar 2.63. Hasil simulasi tersebut terlihat pada gambar



Gambar 4.11 Hasil simulasi *safety factor minimum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 4 *pawl*

Dari data yang dihasilkan simulasi dengan menggunakan 4 *pawl*, telah terjadi peningkatan yang baik. Masing – masing part mengalami peningkatan nilai ketahanan terhadap rancangan atau dengan kata lain penurunan nilai tegangan maksimal. Pendistribusian tegangan pada rancangan ini menjadi penyebab menurunnya tegangan maksimal. Bisa dikatakan rancangan ini lebih baik dari 2 rancangan sebelumnya. Dengan terdistribusinya tegangan, maka perubahan terjadi pada tegangan maksimal pada *velg*. *Velg* mengalami peningkatan tegangan maksimal atau penurunan nilai *safety factor minimum*. Peningkatan tegangan maksimal pada *velg* berarti peningkatan puntiran yang terjadi pada *velg* tetapi belum maksimal. Hasil selengkapnya pada lampiran 10

d. Penggunaan *freewheel 6 pawl*

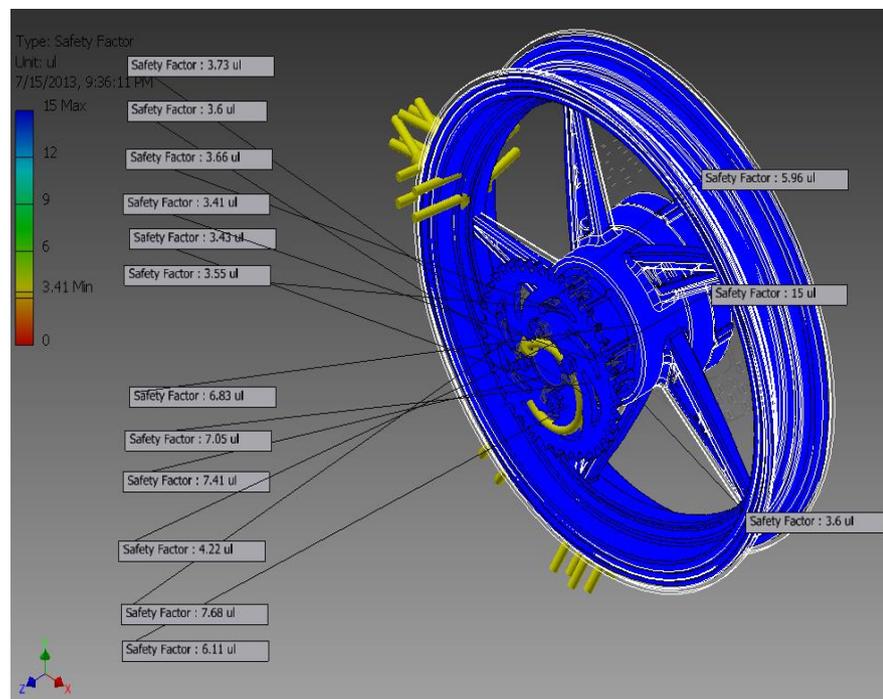


Gambar 4.12 Hasil simulasi *von mises maximum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 6 *pawl*

Dari data yang dihasilkan, rancangan *freewheel* sepeda motor *hybrid* menggunakan 6 *pawl* mengalami penurunan tegangan maksimal sebesar sebesar 17.15ksi dibandingkan dengan rancangan menggunakan 4 *pawl* dengan tegangan minimum sebesar 0. Hasil perbandingan ini tidak jauh berbeda dengan perbandingan sebelumnya sebesar 14.26ksi. Dapat dikatakan perbandingan ini berbanding lurus secara berurutan. *Pawl* merupakan part dengan nilai tegangan maksimal tertinggi. Keenam *pawl* memiliki nilai yang berbeda – beda namun perbedaan nilai tegangan sangat tipis, dapat dikatakan puntiran dari *ratchet gear* terdistribusi dengan seimbang melalui *pawl*. Keenam nilai *pawl* tersebut adalah sebesar 29.53ksi, 30.53ksi, 30.09ksi dan 32.34ksi, 32.09ksi, dan 31.03ksi. *Ratchet gear* mempunyai nilai tegangan maksimal sebesar 5.84ksi, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai tegangan maksimal masing – masing sebesar 5.31ksi, 4.69ksi, 4.47ksi, 7.85ksi, 4.31 dan 5.42ksi. Pada hasil simulasi ini, terdapat peningkatan kembali hasil nilai tegangan maksimal pada *velg* dengan nilai tegangan 5.56 ksi, sedangkan pada *rear drive hub* terjadi penurunan tegangan maksimal menjadi 11.11 ksi.

Berbeda dengan hasil sebelumnya peningkatan *safety factor minimum* yang terjadi pada rancangan ini sebesar 0.91. Peningkatan tersebut hampir mencapai 2 kali lipat dari

perbandingan rancangan sebelumnya. Sama halnya dengan simulasi sebelumnya *pawl* merupakan part yang memiliki *safety factor minimum* terendah. Keenam *pawl* tersebut masing – masing memiliki nilai *safety factor minimum* sebesar 3.73, 3.6, 3.66, 3.41, 3.43 dan 3.55. *Ratchet gear* mempunyai nilai *safety factor minimum* sebesar 15, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai *safety factor minimum* masing – masing sebesar 6.83, 7.05, 7.41, 4.22, 7.68 dan 6.11. Sementara itu nilai *safety factor minimum* pada *velg* mengalami penurunan signifikan 5.96, dan nilai *safety factor minimum rear drive hub* meningkat kembali dengan nilai *safety factor minimum* sebesar 3.6. Hasil simulasi tersebut terlihat pada gambar



Gambar 4.13 Hasil simulasi *safety factor minimum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 6 *pawl*

Dari data yang dihasilkan simulasi dengan menggunakan 6 *pawl*, masing – masing part telah memiliki *safety factor minimum* yang cukup untuk diaplikasikan. Pendistribusian tegangan pada rancangan ini telah mampu memutar *velg*. Namun demikian penurunan *safety factor minimum* pada bagian *velg* menggambarkan bahwa puntiran belum terdistribusi dengan sangat baik. Puntiran yang tidak terlalu kuat membuat lengan pada *velg* tidak memiliki kemiringan yang cukup, hal ini menyebabkan tekanan udara memiliki jarak yang dekat dengan tromol. Sehingga tekanan udara sebesar 49psi mampu menekan tromol dengan kuat, dengan demikian tegangan maksimal akan meningkat. Hasil selengkapnya dapat dilihat pada lampiran 11

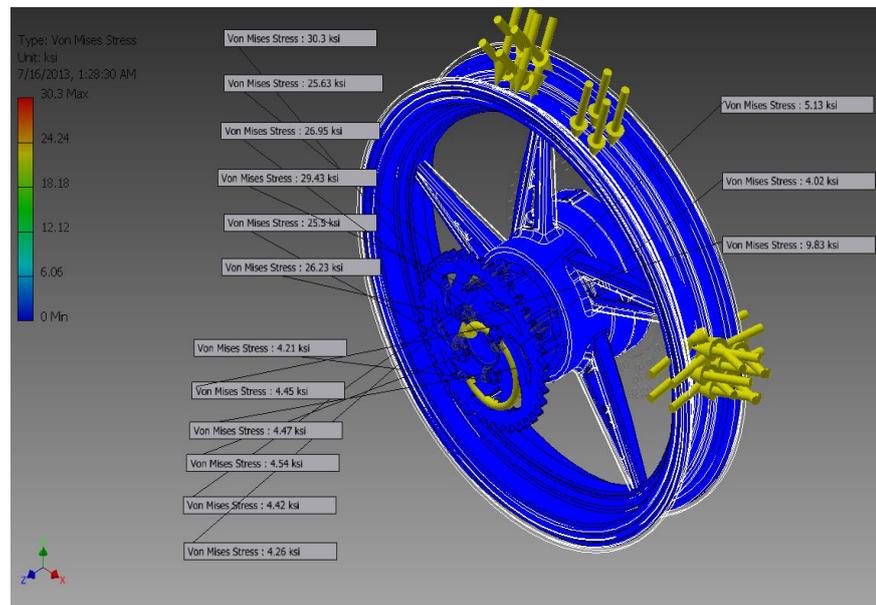
Dari pemaparan diatas kita dapat mengetahui bahwa banyaknya penggunaan *pawl* dapat meningkatkan ketahanan masing – masing part. Pada sistem ini terlihat bahwa *pawl* merupakan faktor pembagi dari puntiran yang diberikan. Dapat dikatakan bahwa pendistribusian puntiran akan selalu terbagi dengan banyaknya jumlah *pawl*.

2. Perbandingan *pitch ratchet gear*

Pada penelitian ini, penulis menggunakan 3 variasi *pitch ratchet gear*. *Pitch* didapat dengan memvariasikan diameter dalam pada *ratchet gear*, sehingga didapat *pitch ratchet gear* sebesar 2.008mm, 2.422mm,

2.837mm. Untuk *pitch ratchet gear* 2.008mm telah dibahas pada sub bab sebelumnya, sehingga pembahasan hanya meliputi *ratchet gear pitch* 2.422mm dan 2.837mm. berikut gambar dan pemaparannya :

a. *Ratchet gear pitch* 2.422mm



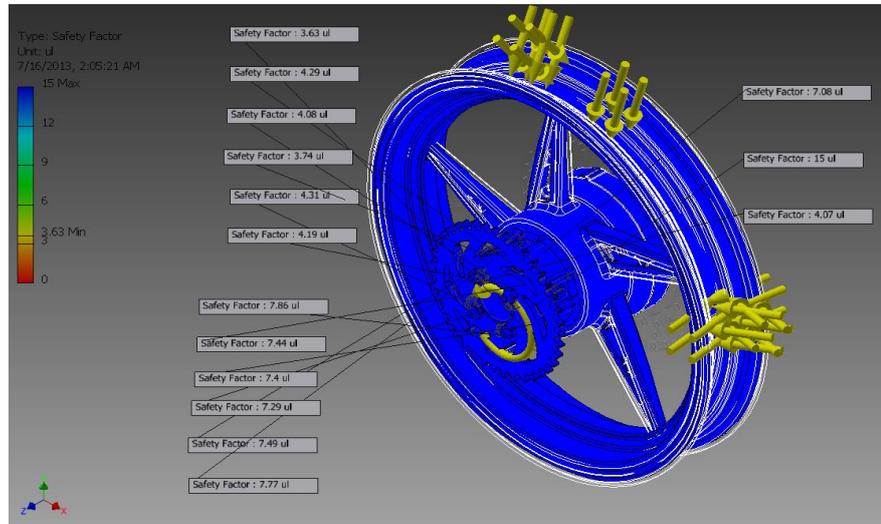
Gambar 4.14 Hasil simulasi *von mises maximum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 6 *pawl pitch* 2.422mm

Dari data yang dihasilkan, simulasi rancangan dengan *ratchet gear* 2.422mm terdapat penurunan tegangan maksimal yang relatif tidak besar yaitu 2.1ksi. *Pawl* merupakan part dengan nilai tegangan maksimal tertinggi. Keenam *pawl* memiliki nilai yang berbeda – beda namun perbedaan nilai tegangan lebih besar dari hasil simulasi *pitch* 2.008mm. Keenam nilai *pawl* tersebut

adalah sebesar 30.3ksi, 25.63 ksi, 26.95ksi, 29.43ksi, 25.5ksi dan 26.23ksi.

Ratchet gear juga mengalami penurunan nilai tegangan maksimal sebesar 4.02ksi, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai tegangan maksimal masing – masing sebesar 4.21ksi, 4.45ksi, 4.47ksi, 4.54ksi, 4.42ksi dan 4.26ksi. Hal berbeda terdapat pada nilai tegangan maksimal *velg* yang mengalami penurunan tegangan maksimal menjadi 5.13ksi. Sama halnya dengan *velg*, nilai tegangan maksimal *rear drive hub* mengalami penurunan menjadi 9.83 ksi.

Pawl merupakan part yang memiliki *safety factor minimum* terendah. Keenam *pawl* tersebut masing – masing memiliki nilai *safety factor minimum* sebesar 3.63, 4.29, 4.08, 3.74, 4.31 dan 4.19. *Ratchet gear* mempunyai nilai *safety factor minimum* yang telah mencapai hasil maksimal sebesar 15, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai *safety factor minimum* masing – masing sebesar 7.86, 7.44, 7.4, 7.29, 7.49 dan 7.77. Sementara itu nilai *safety factor minimum* pada *velg* mengalami peningkatan kembali secara signifikan 7.08, dan nilai *safety factor minimum rear drive hub* meningkat dengan nilai *safety factor minimum* sebesar 4.07. Hasil simulasi tersebut terlihat pada gambar berikut :

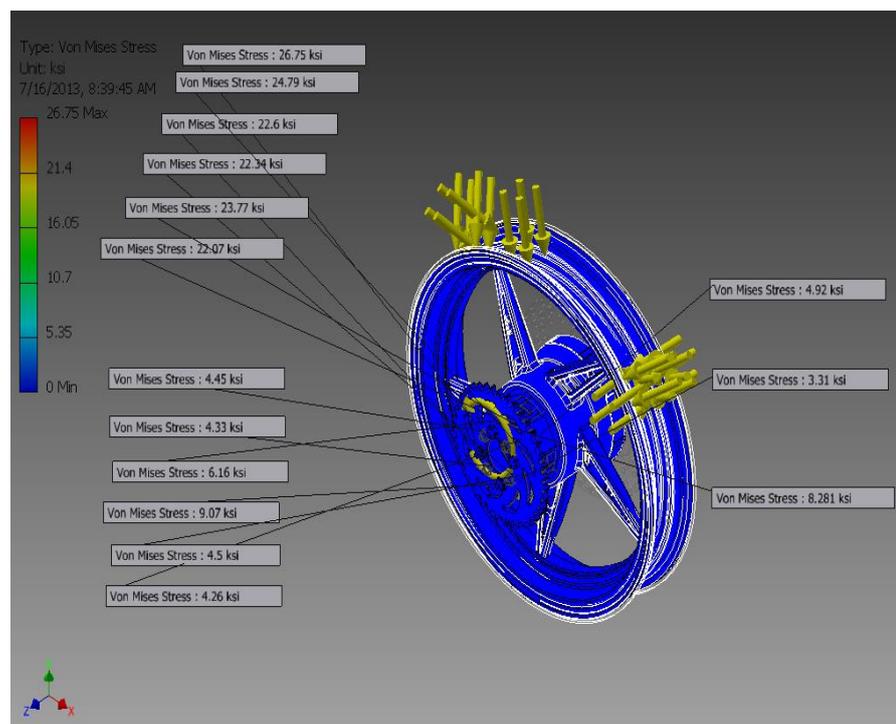


gambar 4.15 Hasil simulasi *safety factor minimum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 6 *pawl pitch* 2.422mm

Dari pemaparan diatas kita dapat mengetahui peningkatan *safety factor minimum* pada *pawl* diiring oleh peningkatan *safety factor minimum rear drive hub*. Perbedaan terjadi yaitu meningkatnya *safety factor minimum* pada *velg*. Nilai *safety factor minimum velg* pada simulasi ini menyerupai nilai *safety factor minimum* rancangan *freewheel* dengan menggunakan 2 dan 3 *pawl*, namun memiliki arti yang bertolak belakang. Simulasi ini *safety factor minimum velg* didapat lebih besar dibandingkan *ratchet gear pitch* 2.422mm dikarenakan pendistribusian puntiran yang sangat baik, dimana putaran membuat perubahan posisi *velg* dan berdampak terhadap kemiringan lengan *velg* yang menjadikan perubahan jarak antara letak tekanan udara dengan tromol *velg*. Berbeda dengan rancangan *freewheel* menggunakan 2 dan 3 *pawl*,

nilai *safety factor minimum* besar dikarenakan tromol sedikit mendapatkan puntiran sehingga tidak terjadi perubahan posisi yang signifikan, dengan kata lain lengan pada *velg* tegak sehingga pendistribusian tekanan udara sebesar 49 psi langsung menekan tromol tanpa adanya perubahan arah. Hasil selengkapnya dapat dilihat pada lampiran 15

b. *Ratchet gear* dengan 2.837mm



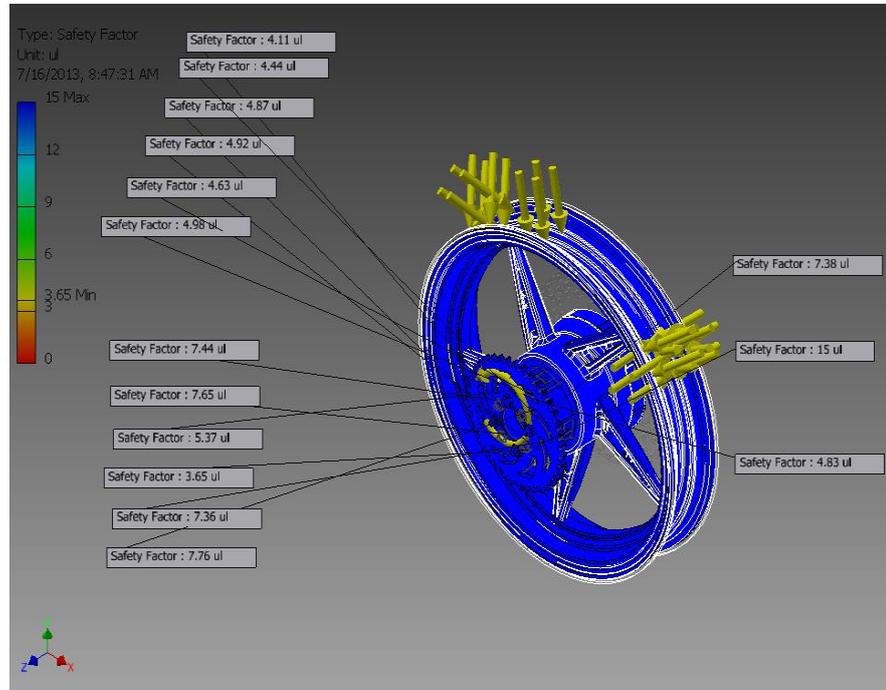
Gambar 4.16 Hasil simulasi *von mises maximum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 6 *pawl pitch* 2.837mm

Pada simulasi rancangan dengan *ratchet gear* 2.837mm terdapat penurunan kembali tegangan maksimal, namun penurunan

tegangan maksimalnya lebih besar dari perbandingan *pitch* sebelumnya. Perbandingan sebelumnya menghasilkan penurunan sebesar 2.1ksi sedangkan perbandingan antara *pitch* 2.837mm dengan 2.422mm sebesar 3.55ksi. *Pawl* merupakan part dengan nilai tegangan maksimal tertinggi. Keenam *pawl* memiliki nilai yang berbeda – beda namun perbedaan nilai tegangan tidak jauh berbeda dari hasil simulasi *pitch* 2.422mm. Keenam nilai *pawl* tersebut adalah sebesar 26.75ksi, 24.79ksi, 22.6ksi, 22.34ksi, 23.77ksi dan 22.07ksi. *Ratchet gear* juga mengalami penurunan nilai tegangan maksimal sebesar 3.307ksi, dan pegas gaya konstan (bagian lingkaran) memiliki nilai tegangan maksimal masing – masing sebesar 4.45ksi, 4.33ksi, 6.16ksi, 9.07ksi, 4.5ksi dan 4.26ksi.

Hasil berbeda terjadi pada rancangan *ratchet gear pitch* 2.837mm. *Pawl* tidak lagi menjadi part dengan nilai *safety factor minimum* terendah, melainkan pegas gaya konstan (bagian lingkaran). Keenam pegas tersebut masing – masing memiliki nilai *safety factor minimum* sebesar 7.44, 7.65, 5.37, 3.65, 7.36 dan 7.76. Sama halnya dengan hasil sebelumnya *ratchet gear* mempunyai nilai *safety factor minimum* yang telah mencapai hasil maksimal sebesar 15. Sementara itu nilai *safety factor minimum* pada *velg* mengalami peningkatan kembali dengan nilai yang tidak terlalu besar yaitu 7.38, dan nilai *safety factor minimum rear drive*

hub meningkat menjadi 4.83. Hasil simulasi tersebut terlihat pada gambar berikut :



Gambar 4.17 Hasil simulasi *safety factor minimum rear wheel* sepeda motor *hybrid* dengan 6 *pawl pitch 2.837mm*

Dari pemaparan diatas kita dapat mengetahui bahwa penambahan *pitch* pada *ratchet gear* merupakan penambahan bidang kontak. Dari ketiga hasil simulasi didapat peningkatan *safety factor minimum*, namun tidak secara konsisten. Hasil *pitch 2.008mm* menunjukkan *safety factor minimum* terkecil dari masing – masing *pawl* adalah 3.41, sedangkan hasil *pawl* pada *pitch 2.422mm* memiliki *safety factor minimum* terkecil sebesar 3.63, dan hasil *pawl* pada *pitch 2.837mm* memiliki *safety factor*

minimum terkecil sebesar 4.11. Hasil selengkapnya dapat dilihat pada lampiran 19

Sama halnya dengan *ratchet gear*, penambahan bidang kontak dapat meningkatkan *safety factor minimum*. Pada hasil simulasi *pitch* 2.008mm *ratchet gear* memiliki nilai tegangan maksimal sebesar 5.837ksi, sedangkan pada hasil simulasi pada *pitch* 2.422mm *ratchet gear* terjadi penurunan menjadi 4.024ksi, dan pada hasil simulasi pada *pitch* 2.837mm *ratchet gear* mengalami penurunan kembali sebesar 3.307ksi. Disimpulkan bahwa penambahan bidang kontak dapat dijadikan salah satu cara untuk meningkatkan *safety factor minimum* baik *ratchet gear* maupun *pawl*.

D. Tampilan Grafik Hasil Simulasi *Ratchet Gear* dan *Pawl*

Dari hasil data yang telah dilakukan lewat simulasi pada *software Autodesk Inventor Professional 2012*, penulis mendapatkan beberapa kesimpulan mengenai hasil tegangan maksimal dan *safety factor ratchet gear* dan *pawl* yang ditampilkan dalam bentuk grafik. Berikut pemaparan kedua komponen tersebut.

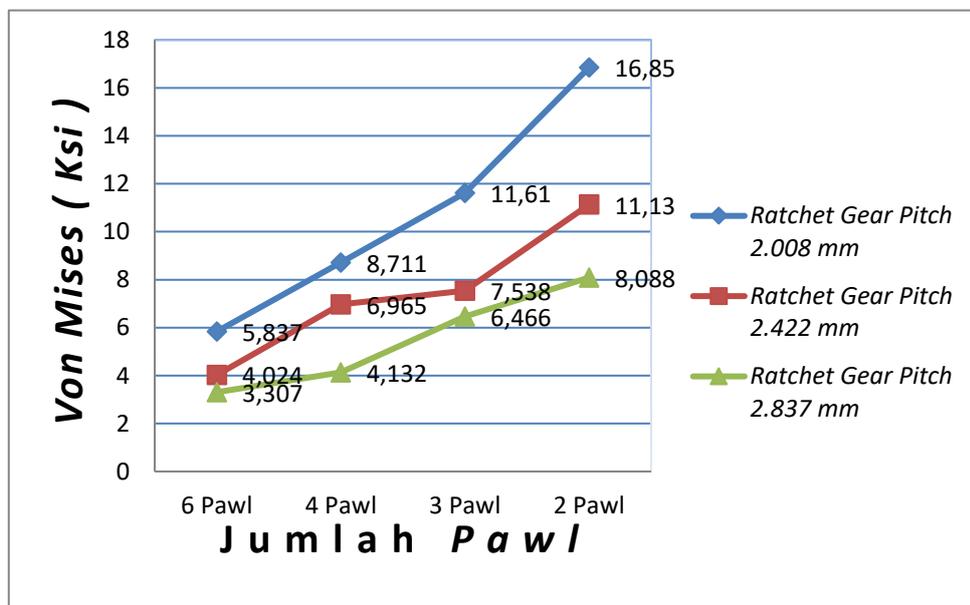
1. Ratchet Gear

Pada tampilan grafik *ratchet gear*, penulis menyajikan grafik perbandingan *pitch ratchet gear* dengan penggunaan jumlah *pawl* dalam 2

bentuk grafik yaitu *von mises* (tegangan maksimal) dan *safety factor* (ketahanan benda kerja), untuk mempermudah, maka penulis telah membuat keseluruhan hasil ratchet gear berupa *von mises* dan *safety factor* yang terdapat pada lampiran 23.

Pada grafik pertama sumbu Y menampilkan *von mises* (tegangan maksimal) dalam satuan ksi. Semakin tinggi grafik, maka tegangan maksimal yang dihasilkan akan semakin besar. Sementara itu, untuk sumbu X adalah penggunaan jumlah *pawl*. Semakin ke kanan, maka jumlah *pawl* yang digunakan semakin sedikit. Lebih jelasnya, bisa melihat tabel perbandingan di bawah ini.

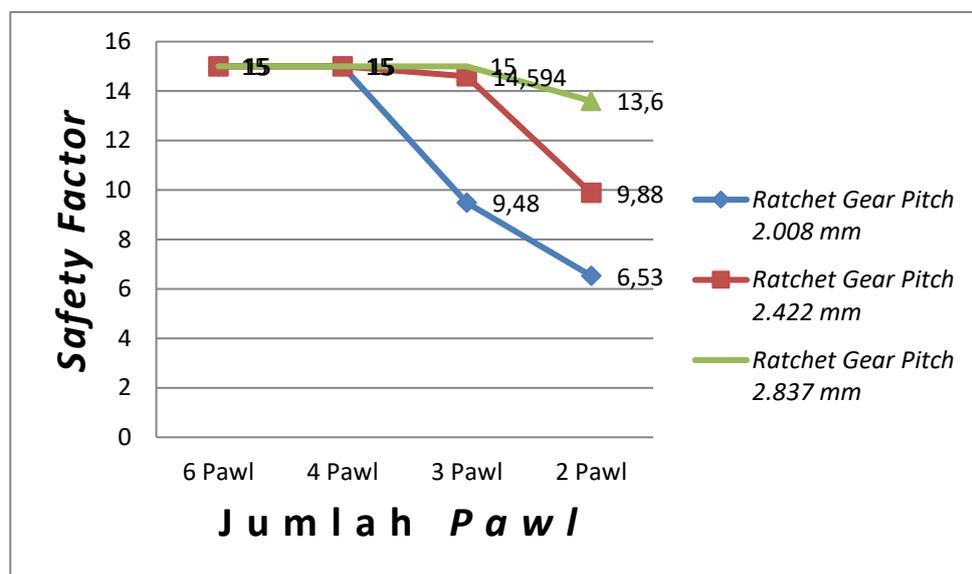
Tabel 4.7 Perbandingan *pitch ratchet gear* dengan penggunaan jumlah *pawl* dalam bentuk *von misesmaximum* pada *ratchet gear*.



Grafik kedua disajikan penulis untuk memperlihatkan nilai *safety factor minimum* dari *ratchet gear*. Pada grafik sumbu Y menampilkan nilai

safety factor minimum. Semakin menurun grafik, maka semakin kecil nilai *safety factor minimum*. Sementara itu, untuk sumbu X adalah penggunaan jumlah *pawl* dibuat sama dengan tabel sebelumnya. Lebih jelasnya, bisa melihat tabel perbandingan di bawah ini.

Tabel 4.8 Perbandingan *pitch ratchet gear* dengan penggunaan jumlah *pawl* dalam bentuk *safety factor minimum* pada *ratchet gear*



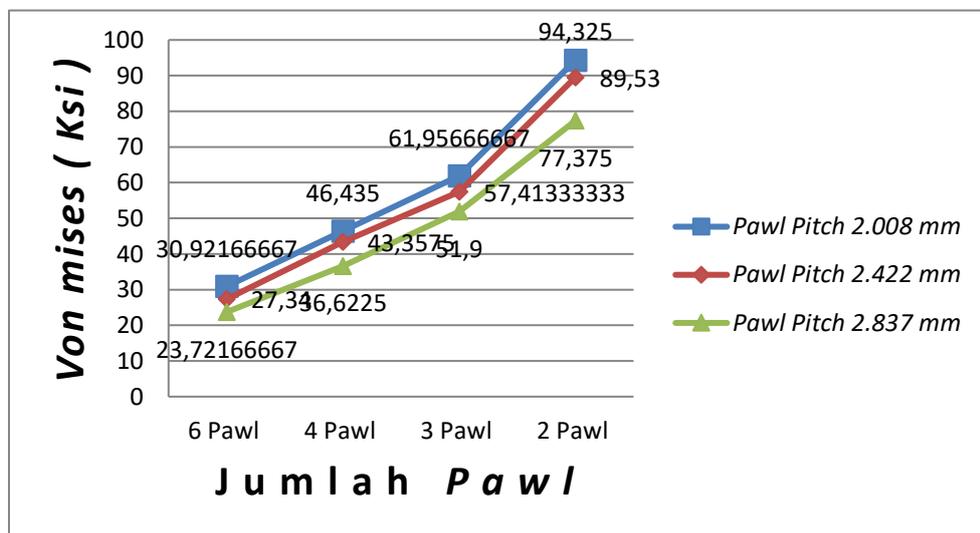
2. Pawl

Pada hasil pengujian *rear wheel* sepeda motor *hybrid*, terdapat 2 atau lebih jumlah *pawl* setiap variasi pengujian. Pemaparan tentang *pawl* berbeda dengan *ratchet gear*, untuk menampilkan *von mises* dan *safety factor minimum pawl* pada sebuah grafik terlebih dulu mencari nilai rata – rata *pawl* pada setiap pengujiannya.(hasil terdapat pada lampiran 20,21, dan 22). Dengan demikian kita mendapatkan satu nilai sebagai perwakilan *pawl* pada masing – masing pengujian. Hasil tersebut terdapat pada

lampiran 23.

Sama halnya dengan *ratchet gear* penulis menyajikan grafik perbandingan *pitch ratchet gear* dengan penggunaan jumlah *pawl* dalam 2 bentuk grafik yaitu *von mises* (tegangan maksimal) dan *safety factor* (ketahanan benda kerja). Pada grafik pertama sumbu Y menampilkan *von mises* (tegangan maksimal) dalam satuan ksi. Semakin tinggi grafik, maka tegangan maksimal yang dihasilkan akan semakin besar. Sumbu X adalah keterangan penggunaan jumlah *pawl*. Semakin ke kanan, maka jumlah *pawl* yang digunakan semakin sedikit. Lebih jelasnya, bisa melihat tabel perbandingan di bawah ini.

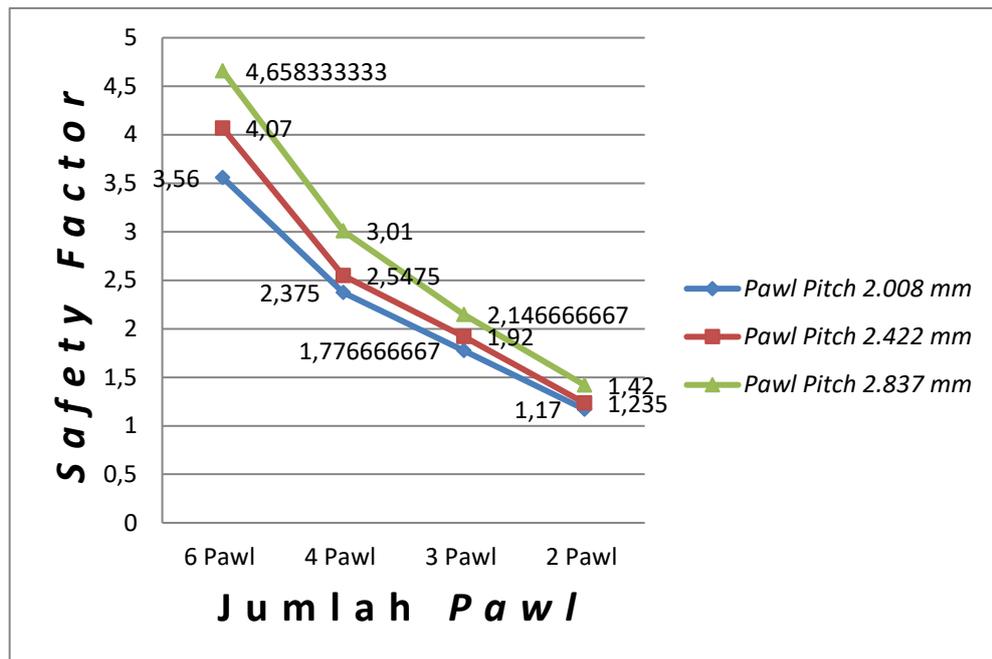
Tabel 4.9 Perbandingan *pitch ratchet gear* dengan penggunaan jumlah *pawl* dalam bentuk *von mises maximum* pada *pawl*.



Grafik kedua adalah grafik untuk memperlihatkan nilai *safety factor minimum* dari *pawl*. Pada grafik sumbu Y menampilkan nilai *safety factor minimum*. Semakin menurun grafik, maka *safety factor minimum*

yang dihasilkan akan semakin kecil. Sementara itu, untuk sumbu X adalah penggunaan jumlah *pawl* dibuat sama dengan tabel sebelumnya. Lebih jelasnya, bisa melihat tabel perbandingan di bawah ini.

Tabel 4.10 Perbandingan *pitch ratchet gear* dengan penggunaan jumlah *pawl* dalam bentuk *safety factor minimum* pada *pawl*



E. Analisa Perhitungan *Freewheel*

Setelah dilakukan pengujian pada rancangan *rear wheel* sepeda motor *hybrid*, maka diketahui hasil dari pengujian tersebut. Dengan demikian, penulis kiranya ingin menampilkan asumsi – asumsi yang dibutuhkan pada rancangan dalam pemilihan dimensi ataupun material yang digunakan. Pada penelitian ini, penyajian perhitungan mencakup komponen – komponen dasar dari *freewheel*, yaitu *ratchet gear*, *pawl*, dan pegas gaya konstan.

1. *Ratchet Gear*

Perhitungan *ratchet gear* yang disajikan penulis adalah hasil simulasi *ratchet gear pitch* 2.008mm, mengingat banyaknya variable yang telah disimulasikan sebelumnya. Perhitungan *ratchet gear pitch* yang lain disajikan dalam bentuk tabel pada lampiran 24. Dari hasil simulasi *ratchet gear pitch* 2.008mm didapat hasil tegangan maksimal sebesar 5.837psi untuk pengujian 6 *pawl*, 8.711psi untuk pengujian 4 *pawl*, 11.610psi untuk pengujian 3 *pawl*, dan 16.850psi untuk pengujian 2 *pawl*.

Pada desain *ratchet gear* yang telah disimulasikan didapat informasi mengenai dimensi – dimensi yang terkait dengan perhitungan *ratchet gear* diantaranya:

$$\text{Diameter (d)} = 0.07508 \text{ m}$$

$$\text{Gaya (F)} = 2961,855 \text{ N}$$

$$\text{Pitch Ratchet gear} = 0.079055118 \text{ in}$$

$$\text{Keliling Pitch (P)} = 0.24823307052 \text{ in (P2} = 0.061619657 \text{ in2)}$$

$$\text{Tebal (l)} = 0.455 \text{ in}$$

$$\text{Jumlah gigi (n)} = 24 \text{ gigi}$$

.Perhitungan akan diawali dengan mencari momen puntir rancangan, hal yang berbeda adalah dimana diameter tidak dibagi dua seperti persamaan puntiran yang sering digunakan, melainkan dibagi dengan jumlah *pawl* yang digunakan dengan simbol n. Hal ini berkaitan dengan fungsi *pawl* sebagai penerus atau pendistribusi puntiran. Hasil perhitungan akan menghasilkan satuan Nm. Perhitungan *ratchet gear*

momen punter dengan satuan Nm akan diubah kedalam satuan lb.in, maka dalam persamaan dilakukan penyesuaian secara langsung dengan membagi 0.112985 sebagai angka yang membuat satuan Nm dengan lb.in sama besar nilainya. Persamaannya dituliskan seperti dibawah ini

$$m = F \times \frac{d}{n \times 0.112985} \dots\dots\dots(4.13)$$

Rumus perhitungan *pitch ratchet gear* dapat dijelaskan dengan persamaan :

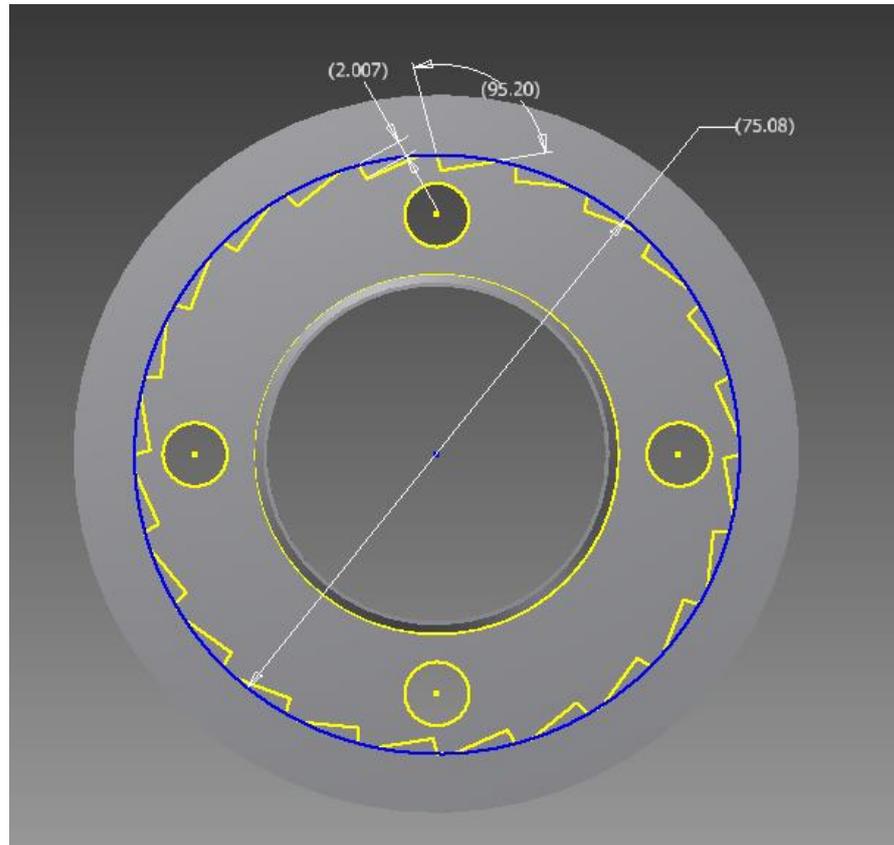
$$P^2 = \frac{\alpha m}{l S s N} \dots\dots\dots(4.14)$$

Pada perhitungan ini, factor α sebagai koefisien jumlah gigi akan diabaikan, mengingat jumlah gigi yang sama banyaknya tidak berdampak terhadap variasi hasil simulasi. Maka persamaan untuk menghitung safe stress yang terjadi pada *pitch ratchet gear* sebagai berikut

$$Ss = \frac{m}{l N P^2} \dots\dots\dots (4.15)$$

Pada persamaan diatas nilai P^2 merupakan luasan *pitch* yang berbentuk lingkaran, tidak seperti pada kenyataan rancangan yang telah dibuat, dimana gigi dibentuk dengan kemiringan tertentu. Kemiringan *ratchet gear* adalah sebesar tangen 5.2 (lihat gambar 4.18). Kemiringan tersebut akan dilambangkan dengan symbol α . Berikut persamaan untuk menggambarkan kondisi tersebut.

$$Ss = \frac{m}{l N P^2 \alpha} \dots\dots\dots(4.16)$$



Gambar 4.18 Geometry dan dimensi – dimensi *ratchet gear*

Berikut pemaparan perhitungan *ratchet gear* dengan perbedaan jumlah *pawl*-nya.

- a. Analisa perhitungan *ratchet gear* dengan penggunaan 6 *pawl*.

Perhitungan momen puntir dengan 6 *pawl* dituliskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut.

$$m = F \times \frac{d}{n \times 0.112985}$$

$$m = 2961.855 \text{ N} \times \frac{0.07508 \text{ m}}{6 \times 0.112985}$$

$$m = 328.0318529 \text{ lb.in}$$

Perhitungan *Safe stress* untuk mendapatkan nilai tegangan maksimal dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$S_s = \frac{m}{lNP^2\alpha}$$

$$S_s = \frac{328.0318529 \text{ lb.in}}{0.455 \text{ in} \times 24 \times 0.0615337636 \text{ in}^2 \times \tan 5.2}$$

$$S_s = \frac{328.0318529 \text{ lb.in}}{0.455 \text{ in} \times 24 \times 0.061619657 \text{ in}^2 \times 0.091}$$

$$S_s = 5357.136428 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Perhitungan analitik *safe stress* dengan persamaan tersebut didapat hasil sebesar 5357.136428psi (lb/in²), sedangkan hasil simulasi sebesar 5837psi. Besar nilai perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan analitik sebesar 1.09

- b. Analisa perhitungan *ratchet gear* dengan penggunaan 4 *pawl*.

Perhitungan momen puntir dengan 4 *pawl* dituliskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut.

$$m = F \times \frac{d}{n \times 0.112985}$$

$$m = 2961.855 \text{ N} \times \frac{0.07508 \text{ m}}{4 \times 0.112985}$$

$$m = 492.0477794 \text{ lb.in}$$

Perhitungan *Safe stress* untuk mendapatkan nilai tegangan maksimal dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$S_s = \frac{m}{lNP^2\alpha}$$

$$S_s = \frac{492.0477794 \text{ lb.in}}{0.455 \text{ in} \times 24 \times 0.0615337636 \text{ in}^2 \times \tan 5.2}$$

$$S_s = \frac{492.0477794 \text{ lb.in}}{0.455 \text{ in} \times 24 \times 0.061619657 \text{ in}^2 \times 0.091}$$

$$S_s = 8035.70464 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Perhitungan analitik *safe stress* dengan persamaan tersebut didapat hasil sebesar 8035.70464psi (lb/in²), sedangkan hasil simulasi sebesar 8711psi. Besar nilai perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan analitik sebesar 1.08

- c. Analisa perhitungan *ratchet gear* dengan penggunaan 3 *pawl*.

Perhitungan momen puntir dengan 3 *pawl* dituliskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut.

$$m = F \times \frac{d}{n \times 0.112985}$$

$$m = 2961.855 \text{ N} \times \frac{0.07508 \text{ m}}{3 \times 0.112985}$$

$$m = 656.0637058 \text{ lb.in}$$

Perhitungan *Safe stress* untuk mendapatkan nilai tegangan maksimal dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$S_s = \frac{m}{lNP^2\alpha}$$

$$S_s = \frac{656.0637058 \text{ lb.in}}{0.455 \text{ in} \times 24 \times 0.0615337636 \text{ in}^2 \times \tan 5.2}$$

$$S_s = \frac{656.0637058 \text{ lb.in}}{0.375 \text{ in} \times 24 \times 0.061619657 \text{ in}^2 \times 0.091}$$

$$S_s = 10714.27286 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Perhitungan analitik *safe stress* dengan persamaan tersebut didapat hasil sebesar 10714.27286psi (lb/in²), sedangkan hasil simulasi sebesar 11610psi. Besar nilai perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan analitik sebesar 1.08

- d. Analisa perhitungan *ratchet gear* dengan penggunaan 2 *pawl*.

Perhitungan momen puntir dengan *pawl* dituliskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut.

$$m = F \times \frac{d}{n \times 0.112985}$$

$$m = 2961.855 \text{ N} \times \frac{0.07508 \text{ m}}{2 \times 0.112985}$$

$$m = 984.0955587 \text{ lb.in}$$

Perhitungan *Safe stress* untuk mendapatkan nilai tegangan maksimal dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$S_s = \frac{m}{lNP^2\alpha}$$

$$S_s = \frac{984.0955587 \text{ lb.in}}{0.375\text{in} \times 24 \times 0.0615337636\text{in}^2 \times \tan 5.2}$$

$$S_s = \frac{984.0955587 \text{ lb.in}}{0.375\text{in} \times 24 \times 0.061619657\text{in}^2 \times 0.091}$$

$$S_s = 16071.40929 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Perhitungan analitik *safe stress* dengan persamaan tersebut didapat hasil sebesar 16071.40929psi (lb/in²), sedangkan hasil simulasi sebesar 16850psi. Besar nilai perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan analitik sebesar 1.048445.

Dari pemaparan diatas seluruh hasil perbandingan perhitungan analitik *ratchet gear pitch* 2.008mm dengan hasil simulasi mendekati angka 1. Begitu juga dengan keseluruhan hasil perhitungan tegangan maksimal *pawl*, perbandingannya selalu mendekati angka 1. Perhitungan yang dipaparkan oleh penulis dapat digunakan untuk memprediksi tegangan maksimal *ratchet gear* pada rancangan *rear wheel* sepeda motor *hybrid*.

2. *Pawl*

Sama halnya dengan *ratchet gear*, perhitungan *pawl* yang disajikan penulis adalah hasil simulasi *pawl pitch* 2.008mm. Perhitungan *pawl* dengan *pitch* yang lain disajikan dalam bentuk tabel pada lampiran 25. Dari hasil simulasi *pawl pitch* 2.008mm didapat hasil tegangan maksimal yang bervariasi, namun dilakukan perhitungan rata – rata untuk mendapatkan satu nilai *pawl* pada masing – masing pengujian. Hal tersebut telah diselaskan pada sub bab sebelumnya. Hasil *pawl* tersebut adalah 30921.67psi untuk pengujian 6 *pawl*, 46435psi untuk pengujian 4 *pawl*, 61956.67psi untuk pengujian 3 *pawl*, dan 94325psi untuk pengujian 2 *pawl*.

Pada desain *pawl* yang telah disimulasikan didapat informasi mengenai dimensi – dimensi yang terkait dengan perhitungan *pawl* diantaranya:

$$\text{Diameter (d)} = 0.073 \text{ m}$$

$$\text{Gaya (F)} = 2961,855 \text{ N}$$

$$\text{Lebar (w)} = 0.012 \text{ m}$$

$$\text{tinggi (h)} = 0.004023 \text{ m}$$

Rumus perhitungan tegangan maksimal *pawl* dapat dijelaskan dengan persamaan :

$$\sigma_{max} = \frac{T}{c_1wh^2} \dots\dots\dots(4.17)$$

Pada persamaan tersebut nilai C_1 adalah nilai konstanta, nilai konstanta tersebut dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4.11 Nilai C_1 dan C_2 untuk batang penampang berbentuk persegi³⁴

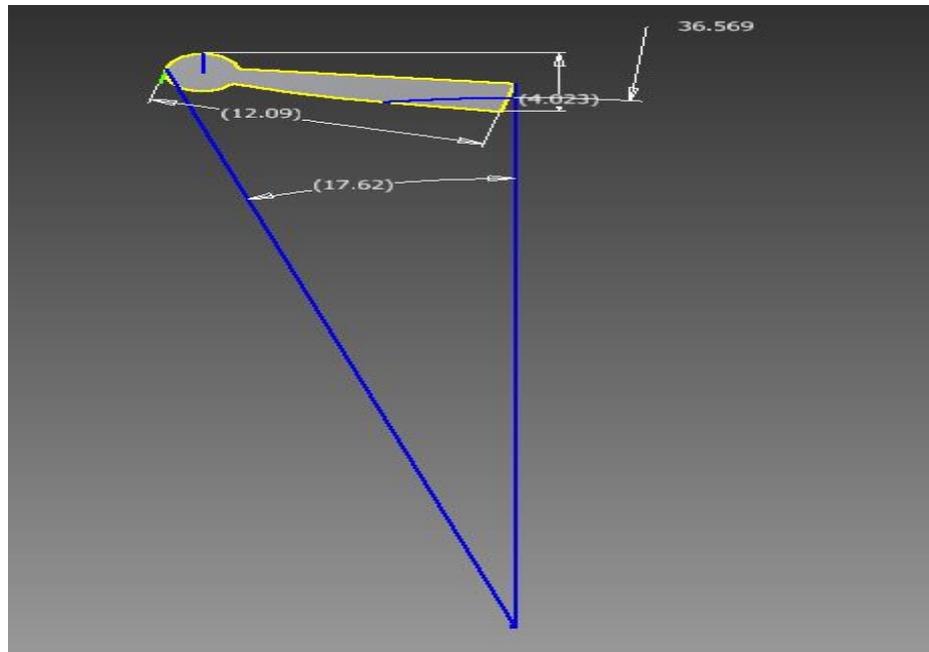
w/h	C_1	C_2
1	0.208	0.141
1.2	0.219	0.166
1.5	0.231	0.196
2	0.246	0.229
2.5	0.258	0.249
3	0.267	0.263
4	0.282	0.281
5	0.291	0.291
10	0.312	0.312
∞	0.333	0.333

Pada tabel nilai yang dipergunakan adalah nilai pada kolom C_1 . Untuk menentukan nilai C_1 , terlebih dahulu membagi lebar (w) dengan tinggi (h). Maka nilai C_1 yang digunakan sejajar secara vertikal dengan hasil pembagian w/h . Pada perhitungan ini nilai C_1 adalah 0.267, hasil ini dari nilai w 0.012m dibagi dengan nilai 0.004023m. maka hasilnya adalah 2.98 yang dibulatkan menjadi 3.

Perhitungan akan diawali dengan mencari momen puntir yang membentur *pawl*, momen punter akan disimbolkan T yaitu torsi yang artinya sama dengan momen puntir. Sama halnya dengan perhitungan *ratchet gear*, gaya akan dikalikan dengan diameter dan dibagi jumlah *pawl* sebagai penjabaran dari persamaan sebelumnya yaitu $T = F \times d/2$. Terdapat perbedaan pada perhitungan sebelumnya dimana nilai diameter yang digunakan adalah jarak titik pusat terhadap titik tengah tinggi *pitch*, yaitu 0.073 m. Pada perhitungan ini hasil akan dibagi dengan sudut tangen 17.62 sebagai penggambaran pergerakan puntiran yang tertahan dengan besaran

³⁴ Saeed Moaveni, .op.cit. hal.317

pawl. Lebih jelasnya dapat terlihat pada gambar berikut.



Gambar. 4.19 Geometri dan dimensi – dimensi *pawl*

Persamaannya dituliskan seperti dibawah ini

$$T = F \times \frac{d}{n \times \tan 17.62} \dots\dots\dots (4.18)$$

Berikut pemaparan perhitungan *pawl* pada rancangan *rear wheel* dengan *ratchet gear pitch* 2.008mm

- a. Analisa perhitungan tegangan maksimal 6 *pawl*

Perhitungan moment puntir dengan 6 *pawl* dituliskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut.

$$T = F \times \frac{d}{n \times \tan 17.62}$$

$$T = 2961.855N \times \frac{0.073 \text{ m}}{6 \times 0.317}$$

$$T = 11.31384182 \text{ Nm}$$

Perhitungan nilai tegangan maksimal dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \frac{T}{c1wh^2} \\ \sigma_{max} &= \frac{11.31384182 \text{ Nm}}{0.267 \times 0.012\text{m} \times (0.004023\text{m})^2} \\ \sigma_{max} &= 218181302.5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\end{aligned}$$

Perhitungan analitik tegangan maksimal dengan persamaan tersebut didapat hasil sebesar 218181302.5N/m^2 , sedangkan hasil simulasi sebesar 213173993N/m^2 . Besar nilai perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan analitik sebesar 0.977

b. Analisa perhitungan tegangan maksimal 4 *pawl*

Perhitungan momen puntir dengan 4 *pawl* dituliskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut.

$$\begin{aligned}T &= F \times \frac{d}{n \times \tan 17.62} \\ T &= 2961.855\text{N} \times \frac{0.073 \text{ m}}{4 \times 0.317} \\ T &= 16.97076273 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Perhitungan nilai tegangan maksimal dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$\sigma_{max} = \frac{T}{c1wh^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{16.97076273 Nm}{0.267 \times 0.012m \times (0.004023m)^2}$$

$$\sigma_{max} = 327271953.7 \frac{N}{m^2}$$

Perhitungan analitik tegangan maksimal dengan persamaan tersebut didapat hasil sebesar 327271953.7N/m², sedangkan hasil simulasi sebesar 320122890N/m². Besar nilai perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan analitik sebesar 0.978

c. Analisa perhitungan tegangan maksimal 3 *pawl*

Perhitungan momen puntir dengan 3 *pawl* dituliskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut.

$$T = F \times \frac{d}{n \times \tan 17.62}$$

$$T = 2961.855N \times \frac{0.073 m}{3 \times 0.317}$$

$$T = 22.62768364 Nm$$

Perhitungan nilai tegangan maksimal dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$\sigma_{max} = \frac{T}{c1wh^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{22.62768364 Nm}{0.267 \times 0.012m \times (0.004023m)^2}$$

$$\sigma_{max} = 436362605 \frac{N}{m^2}$$

Perhitungan analitik tegangan maksimal dengan persamaan tersebut didapat hasil sebesar 436362605N/m², sedangkan hasil simulasi sebesar 427129283N/m². Besar nilai perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan analitik sebesar 0.978

d. Analisa perhitungan tegangan maksimal 2 *pawl*

Perhitungan moment puntir dengan 2 *pawl* dituliskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut.

$$T = F \times \frac{d}{n \times \tan 17.62}$$

$$T = 2961.855N \times \frac{0.073 m}{2 \times 0.317}$$

$$T = 33.94152547 Nm$$

Perhitungan nilai tegangan maksimal dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$\sigma_{max} = \frac{T}{c1wh^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{33.94152547 Nm}{0.267 \times 0.012m \times (0.004023m)^2}$$

$$\sigma_{max} = 654543907.4 \frac{N}{m^2}$$

Perhitungan analitik tegangan maksimal dengan persamaan tersebut didapat hasil sebesar 654543907.4N/m², sedangkan hasil

simulasi sebesar 650276550N/m^2 . Besar nilai perbandingan hasil simulasi dengan perhitungan analitik sebesar 0.99

Dari pemaparan diatas seluruh hasil perbandingan perhitungan analitik *pawl pitch* 2.008mm dengan hasil simulasi mendekati angka 1. Begitu juga dengan keseluruhan hasil perhitungan tegangan maksimal *pawl*, perbandingannya selalu mendekati angka 1. Perhitungan yang dipaparkan oleh penulis dapat digunakan untuk memprediksi tegangan maksimal *pawl* pada rancangan *rear wheel* sepeda motor *hybrid*.

3. Pegas gaya konstan

Perhitungan pegas gaya konstan dilakukan pada bagian yang tertekan oleh *pawl*. Rancangan pada bagian yang tertekan *pawl* sangatlah penting, dimana fungsi pegas adalah mengembalikan *pawl* keposisi semula atau *pawl* bersiap untuk meneruskan puntiran. Perhitungan mengenai pemilihan bahan pegas gaya konstan sangatlah penting dan juga perkiraan akan daya tahan rancangan pegas gaya konstan, hal ini dilakukan untuk mendapatkan rancangan yang aman

Pemilihan material pegas gaya konstan yang tepat dapat dilakukan dengan menentukan beberapa dimensi yang dibutuhkan terlebih dahulu.

Dimensi – dimensi tersebut adalah

$$\text{Beban (P)} = 0.01962 \text{ N (P} = 0.087274 \text{ lbs)}$$

$$\text{Tebal (t)} = 0,002 \text{ in}$$

$$\text{Ld} = 0,13 \text{ in}$$

$$R_n = 0,065 \text{ in}$$

$$\text{Lebar (b)} = 0.375 \text{ in}$$

Perhitungan pegas gaya konstan untuk memilih material yang tepat dihitung dengan persamaan dan substitusinya adalah sebagai berikut

$$P = \frac{Ebt^3}{26.4 Rn^2} \dots\dots\dots (4.19)$$

$$0.087274 \text{ lbs} = \frac{E \times 0.375 \text{ in} \times (0,002 \text{ in})^3}{26.4 (0,065 \text{ in})^2}$$

$$0.087274 \text{ lbs} = \frac{E \times 0.000000003 \text{ in}^4}{0.11154 \text{ in}^2}$$

$$0.00973454196 \text{ lbs. in}^2 = E \times 0.000000003 \text{ in}^4$$

$$E = 3244847.32 \text{ Psi}$$

Dari perhitungan diatas, maka material yang digunakan untuk pegas gaya konstan adalah material yang memiliki nilai modulus elastisitas lebih dari 3244847.32 Psi . Berdasarkan perhitungan tersebut, penulis memilih bahan *stainless steel austenitic* yang memiliki nilai modulus elastisitas yang lebih besar yaitu 27600682.66 psi

Setelah didapat material pegas gaya konstan sesuai dan aman, maka kita dapat menghitung ketebalan pegas yang telah ditentukan sebelumnya, hal tersebut penting mengingat beban pada saat *pawl* menekan harus mampu ditahan pada bagian A dengan ketebalan yang sangat aman. Aman atau tidaknya ketebalan yang ditentukan dapat dijelaskan dengan persamaan dan substitusinya sebagai berikut

$$S = \frac{Et}{2 Rn} \dots\dots\dots (4.20)$$

$$S = \frac{3244847.32 \text{ Psi} \times t}{2 \times 0.065 \text{ in}}$$

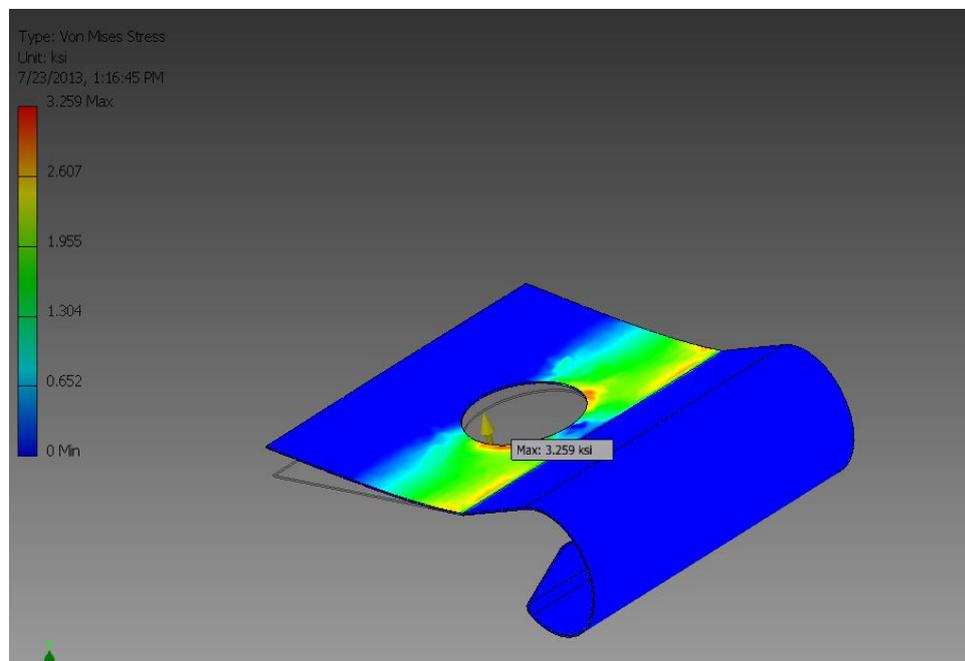
$$3259 \text{ Psi} = \frac{3244847.32 \text{ Psi} \times t}{2 \times 0.065 \text{ in}}$$

$$423.67 \text{ Psi} \cdot \text{in} = 3244847.32 \text{ Psi} \times t$$

$$t = \frac{423.67 \text{ Psi} \cdot \text{in}}{3244847.32 \text{ Psi}}$$

$$t = 0.00013 \text{ in}$$

Dari perhitungan diatas ketebalan minimal (t) dari pegas adalah 0.00013in. Sedangkan penelitian ini menggunakan pegas gaya konstan dengan ketebalan 0.002in. Dari pemaparan tersebut dapat dipastikan ketebalan pegas yang digunakan telah memenuhi kerja sistem dan aman diaplikasikan pada rancangan *rear wheel* sepeda motor *hybrid*.



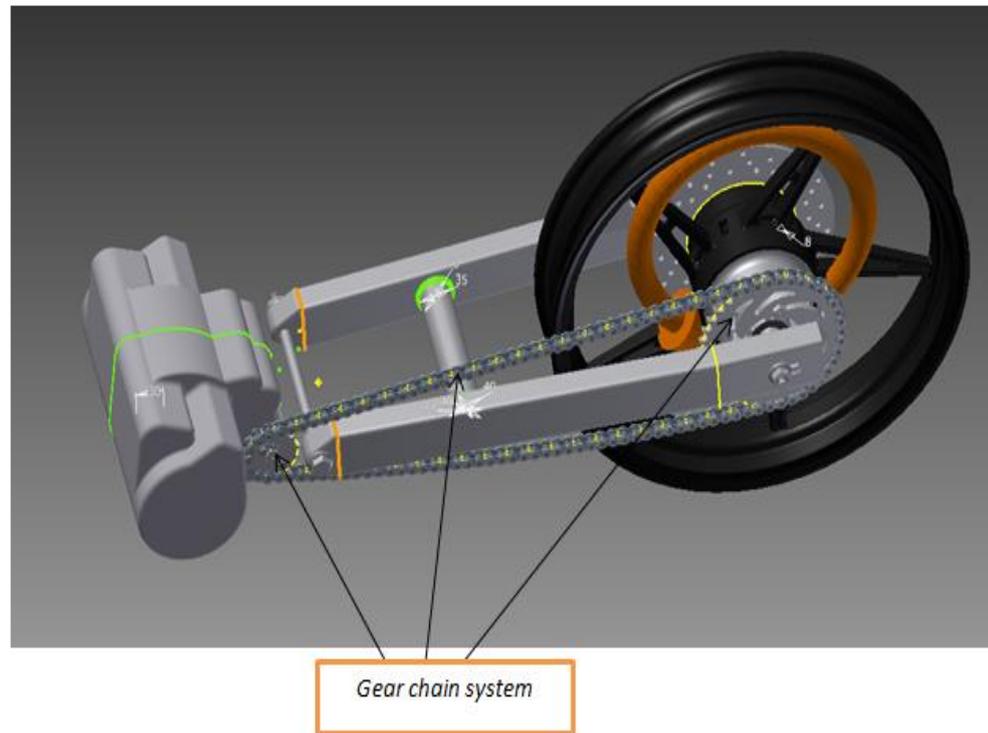
Gambar 4.20 Hasil simulasi pegas gaya konstan

F. Mekanisme Sepeda Motor *Hybrid* Menggunakan *Freewheel*

Mekanisme sepeda motor *hybrid* menggunakan *freewheel* berbeda dengan mekanisme sepeda motor pada umumnya. Sepeda motor *hybrid* yang menggunakan dua tenaga gerak yaitu tenaga motor listrik dan juga tenaga berbahan bakar bensin membutuhkan *freewheel* sebagai kopling tak tetap yang memutus dan juga meneruskan puntiran, serta kondisi tertentu. Pemaparan tentang mekanisme sepeda motor *hybrid* terbagi menjadi 2 yaitu : sepeda motor *hybrid* menggunakan *freewheel* dengan penggerak motor listrik , dan sepeda motor *hybrid* menggunakan *freewheel* dengan penggerak motor berbahan bakar. Berikut penjelasan lebih rinci

1. Sepeda motor *hybrid* menggunakan *freewheel* dengan penggerak motor listrik

Sepeda motor *hybrid* akan bergerak dengan menggunakan motor listrik pada kecepatan rendah yaitu sampai dengan kecepatan 50 km/jam. Baterai akan mensuplai energi listrik ke generator yang terdapat pada tromol roda belakang. Maka generator akan menciptakan medan magnet sehingga *velg* akan berputar, maka kendaraan dapat berjalan. Berikut gambar *rear wheel* dengan petunjuk arah putaran pada bagian *velg*

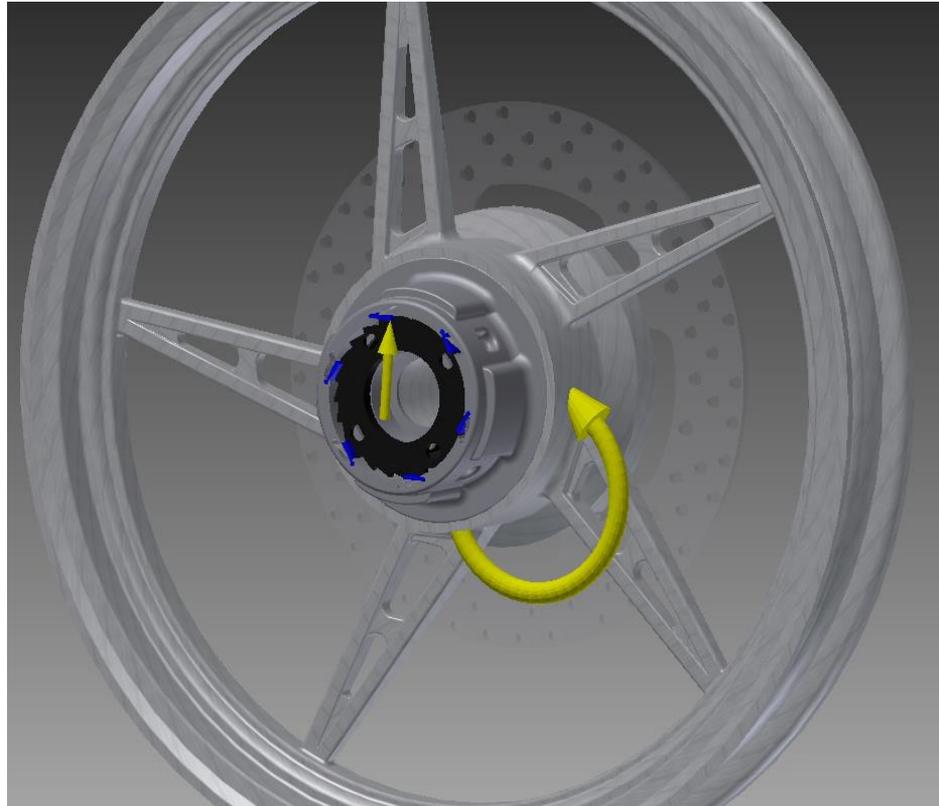


Gambar 4.21 Mekanisme *rear wheel* penggerak motor listrik

Kondisi mesin pada saat motor listrik bekerja adalah mati dan transmisi terkait pada posisi gigi 3. Kondisi mesin seperti ini akan membuat *gear chain system* tidak dapat berputar. Begitu pula dengan *ratchet gear* yang dibaut pada *driven gear*. Berputarnya *velg* memang akan membuat *rear drive hub* berputar, namun *pawl* yang terdapat pada *rear drive hub* tidak dapat memutar *ratchet gear* yang tertahan oleh *gear chain system*. Akibatnya *pawl* akan bergesekan dengan lembut dan bergerak mengikuti permukaan miring dari *ratchet gear*. Posisi melewati *pitch ratchet gear* maka *pawl* akan ditekan oleh pegas untuk mengembalikan *pawl* keposisi semula dan bersiaga untuk mengirimkan torsi jika diputar kearah berlawanan. Posisi *pawl* tertekan oleh pegas maka akan terdengar

suara klik akibat benturan permukaan miring *ratchet gear* dan *pawl*.

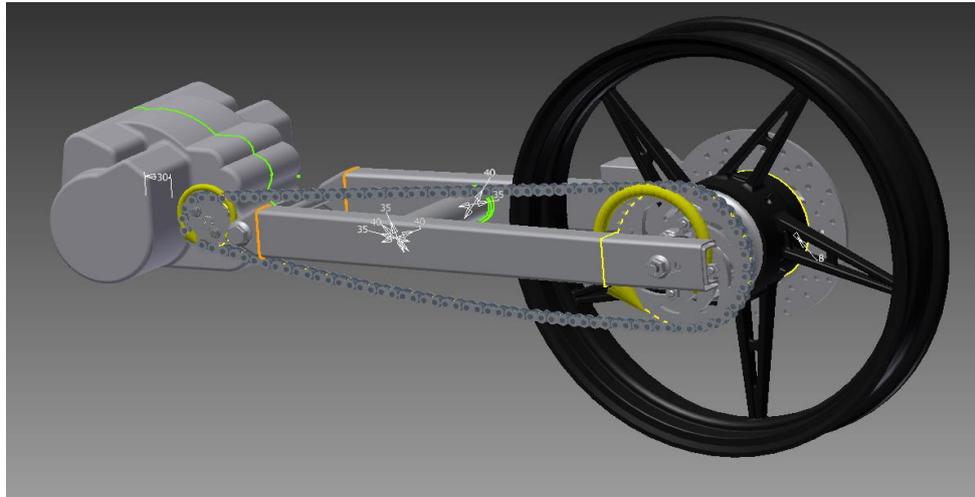
Berikut gambar posisi *pawl* dengan arah panah sebagai petunjuk gerakan.



Gambar 4.22 Posisi *pawl* saat mekanisme dengan penggerak motor listrik

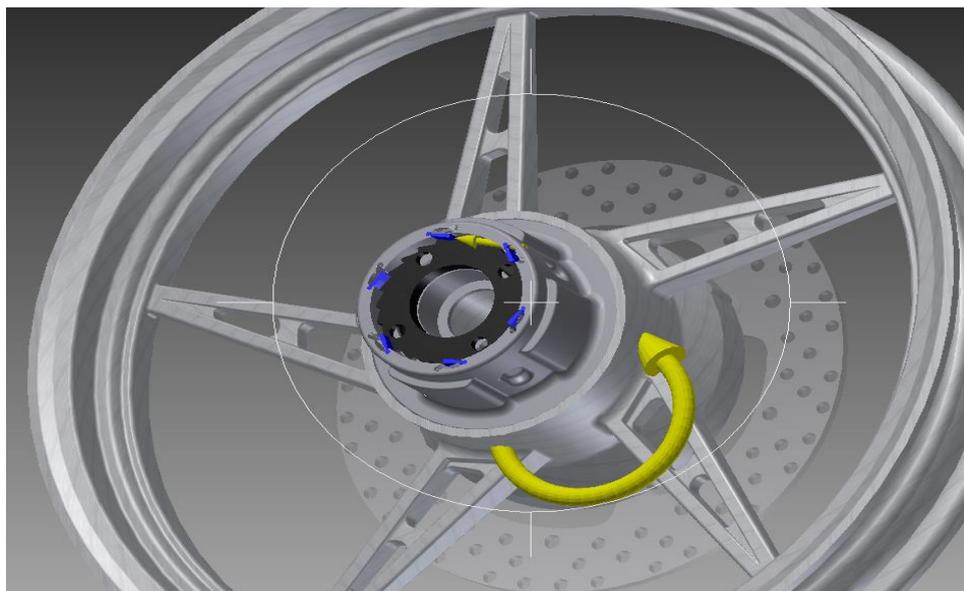
2. Sepeda motor *hybrid* menggunakan *freewheel* dengan penggerak motor bakar

Sepeda motor *hybrid* akan bergerak dengan menggunakan motor bakar pada kecepatan tinggi yaitu diatas kecepatan 50 km/jam. Memanfaatkan kondisi sebelumnya, ketika kendaraan melaju dengan kecepatan diatas 50 km/jam, maka *gear chain system* akan berputar dan *ratchet gear* pun yang terkait dengan *driven gear* akan berputar. Berikut gambar rear wheel dengan petunjuk arah putarannya.



Gambar 4.23 Mekanisme *rear wheel* penggerak motor bakar

Bidang kontak *pawl* yang terbentur dengan ratchet gear akan meneruskan puntiran ke bagian *rear drive hub* dan puntiran akan berakhir pada *velg*, maka kendaraan dapat berjalan. Mekanisme seperti ini dapat mempermudah pengguna, dimana kondisi otomatis dua mekanisme telah didapat dengan *microcontroller* sebagai sensor kecepatan yang menentukan penggunaan motor listrik ataupun motor bakar.



Gambar 4.24 Mekanisme *pawl* pada saat penggerak motor bakar

Pada kecepatan tinggi ketika deakselerasi (penurunan kecepatan), sisa puntiran pada *velg* akan terdistribusi ke *rear drive hub*, namun berbeda dengan kecepatan rendah, *pawl* akan meneruskan puntiran pada bagian kemiringan *ratchet gear* dan diteruskan puntiran ke bagian *gear chain system*. Hal tersebut dapat terjadi dikarenakan mesin dalam keadaan hidup, dimana piston telah dalam kondisi bergerak.