

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Mobil Pedesaan

Mobil pedesaan merupakan salah satu kendaraan untuk menunjang kegiatan proses pertanian pada daerah yang sulit dilewati oleh mobil konvensional. Mobil ini digunakan untuk mengangkut barang hasil pertanian, mengangkut para petani dan menarik alat-alat pertanian. Daerah operasi mobil pada daerah pedesaan akan menentukan faktor kecepatan, torsi dan jenis penggerak berbeda dengan mobil pada umumnya. Maka sistem transmisi yang ditentukan memerlukan torsi yang besar dengan menggunakan rasio *gear* yang lebih besar. Mobil pedesaan harus dapat melewati kondisi jalan yang berbatu dan mendaki maka dirancang *power train* dengan penggerak 4WD.



**Gambar 2. 1** Mobil Desa  
(Sumber: AMMDes, 2018)

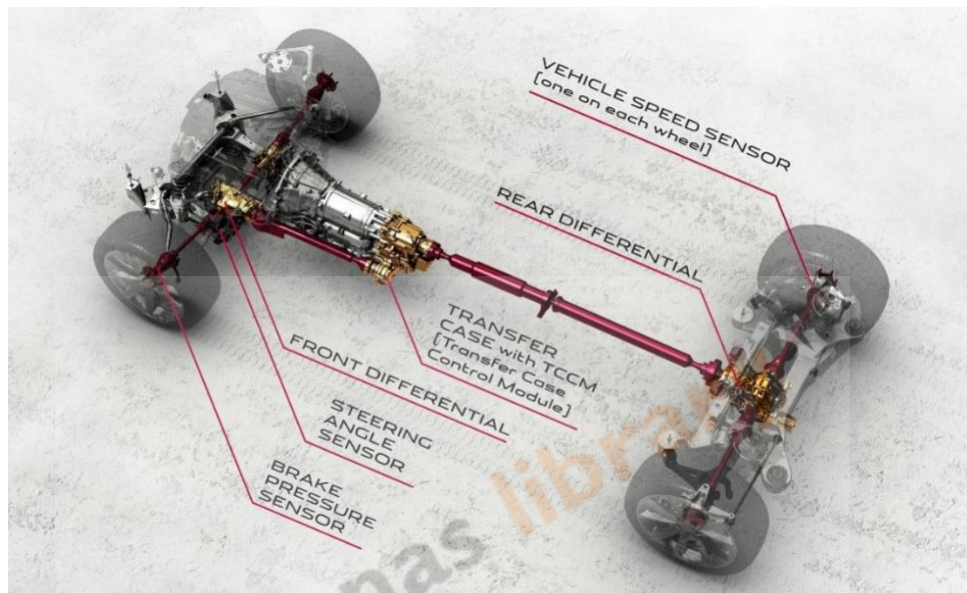
Dalam penelitian ini diperlukan sebuah pemilihan *engine* mobil yang tepat sesuai kebutuhan dan juga desain terhadap sistem transmisi yang diharapkan agar kendaraan dapat mengatasi hambatan dengan baik.

### 2.2 *Power Train*

Sebuah mobil pada dasarnya terdiri dari beberapa mekanisme yang bergerak terhadap sistem yaitu *engine*, kelistrikan, bodi, rangka, dan *power train*. *Power*

*train* merupakan sistem pemindah daya yang artinya sekumpulan komponen yang terangkai untuk meneruskan putaran dari *engine* hingga ke roda untuk dapat menjalankan kendaraan.

Sistem *power train* bukan hanya mengalirkan tenaga, namun juga harus dapat mengalirkan tenaga secara efisien dan tidak banyak mengalami kerugian (*losses*).



**Gambar 2. 2** *Power Train*

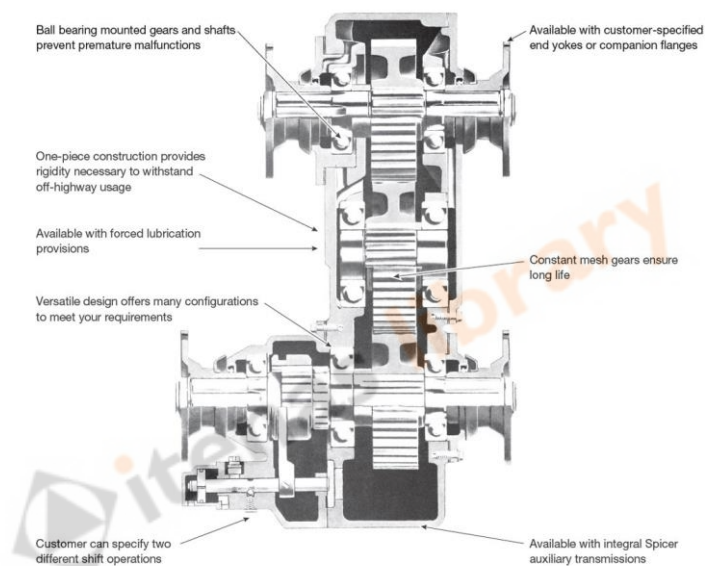
(Sumber: Stackexchange, 2018)

Jenis *power train* terbagi menjadi empat yaitu penggerak *Front Wheel Drive* (FWD), *Rear Wheel Drive* (RWD), *All Wheel Drive* (AWD), dan *Four Wheel Drive* (4WD). Mobil penggerak depan (FWD) pada umumnya digunakan pada mobil perkotaan dengan aliran daya yang ringkas sehingga menimbulkan kerugian tenaga yang rendah. Jenis penggerak belakang (RWD) mempunyai karakter yang berbeda berupa hasil beban yang dapat ditampung sistem *power train* lebih besar. Kendaraan penggerak belakang digunakan untuk kebutuhan kegiatan logistik namun pada medan yang dilalui tidak cukup sulit seperti jalan perkotaan.

Kebutuhan untuk mobil yang terus menerus melewati jalan yang menanjak dan berbatu maka perlu penggerak semua roda (AWD). Daerah pedesaan biasanya menggunakan mobil penggerak dengan tipe 4WD atau RWD karena tergantung dari medan yang dilewati sehingga traksi ban dapat lebih maksimal.

### 2.3 Transfer Case

*Transfer case* adalah komponen yang memindahkan tenaga *engine* ke empat roda atau dua roda dengan mode penggerak 4WD (4 *Wheel Drive*). 4WD merupakan salah satu jenis pemindah daya mesin yang ditransmisikan ke empat roda dengan memindahkan daya menuju poros roda depan dan poros roda belakang melalui *transfer case*. Penggerak 4WD sangat tepat digunakan untuk mobil pedesaan karena memiliki keunggulan untuk melewati jalan yang ekstrem (*off-road*).



**Gambar 2.3** *Transfer Case*  
(Sumber: Otomotif mobil, 2016)

### 2.4 Sistem Transmisi

Transmisi pada dasarnya merupakan komponen pada mesin yang memiliki tujuan untuk merubah kecepatan dan tenaga putar dari mesin menuju roda yang nantinya bisa digunakan untuk menggerakkan kendaraan.

Fungsi dari sistem transmisi antara lain:

1. Memperbesar torsi output mobil.
2. Mengatur percepatan kendaraan.
3. Memutuskan putaran mesin melalui posisi netral.
4. Memperbesar putaran output *engine*



**Gambar 2. 4** Transmisi Roda Gigi  
(Sumber: Fajar, 2016)

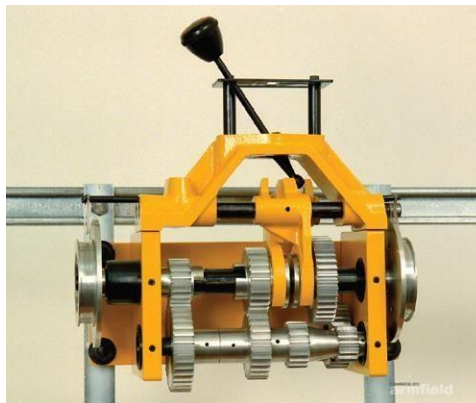
## 2.5 Transmisi Manual

Transmisi manual pemindahan rasio putaran dari *engine* sesuai dengan kondisi pengemudi tergantung ketika mobil akan berjalan atau melewati jalan yang mendaki. Transmisi manual berdasarkan cara kerjanya terbagi menjadi beberapa tipe yaitu *sliding mesh*, *constant mesh*, dan *synchromesh*.

### 2.5.1 *Sliding Mesh*

Transmisi tipe *sliding mesh* adalah jenis transmisi manual yang cara kerja dalam pemindahan gigi dengan cara menggeser langsung roda gigi *input* dan *output* nya. Transmisi jenis ini jarang digunakan, karena mempunyai kekurangan yaitu:

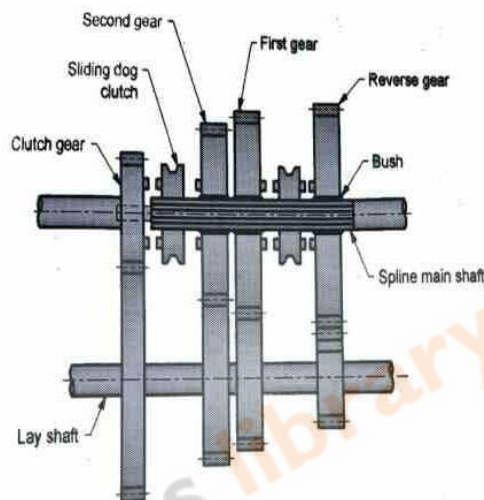
1. Perpindahan gigi tidak dapat dilakukan secara langsung atau memerlukan waktu beberapa saat untuk melakukan perpindahan gigi.
2. Hanya dapat menggunakan salah satu jenis roda gigi yaitu roda gigi lurus sehingga terjadi suara yang kasar saat perpindahan gigi.



**Gambar 2. 5** *Sliding Mesh*  
(Sumber : Pinterest, 2012)

### 2.5.2 Constant Mesh

Transmisi tipe *constant mesh* adalah jenis transmisi manual yang cara kerja dalam pemindahan giginya memerlukan bantuan kopling geser agar terjadi perpindahan tenaga dari poros input ke poros output. Transmisi jenis *constant mesh* antara roda gigi input dan output nya selalu berkaitan, tetapi roda gigi input tidak satu poros dengan poros output transmisi.



**Gambar 2. 6 Constant Mesh**  
(Sumber: Typeandlist, 2015)

Tenaga akan diteruskan ke poros output melalui mekanisme kopling geser. Transmisi jenis ini memungkinkan untuk menggunakan roda gigi lebih dari satu jenis.

### 2.5.3 Synchromesh

Transmisi *synchromesh* dapat menyamakan putaran antara roda gigi penggerak dan roda gigi yang digerakkan. Kelebihan yang dimiliki transmisi tipe *synchromesh* yaitu:

1. Pemindahan gigi dapat dilakukan secara langsung tanpa menunggu waktu yang lama.
2. Suara saat terjadi perpindahan gigi halus dan memungkinkan untuk menggunakan berbagai jenis roda gigi.



**Gambar 2.7** *Synchromesh*  
(Sumber : Anakotomotif31, 2016)

## 2.6 Komponen Transmisi *Synchromesh*

*Synchromesh* berarti menyinkronkan atau menyamakan. *Synchromesh* terdiri dari berbagai jenis komponen yang menjadi satu bagian yang dapat menyamakan putaran antara roda gigi penggerak dan roda gigi yang digerakkan pada transmisi. Mekanisme *synchromesh* berfungsi untuk menghubungkan dan memindahkan putaran poros input ke poros output melalui *counter gear* dan gigi percepatan.

### 2.6.1 Roda Gigi Miring

Perancangan roda gigi untuk *gearbox* perlu mengkoreksi daya  $P$  (HP) maksimal output dari *engine* sehingga faktor koreksi pertama dapat diambil besar. Jika faktor koreksi adalah  $f_c$  maka daya rencana  $P_d$  (kW) menggunakan persamaan 2.1 (Sularso, 1978):

$$P_d = f_c \cdot P \quad (2.1)$$

Keterangan:

$P_d$  = Daya rencana [kW]

$f_c$  = Faktor koreksi

$P$  = Daya *engine* [kW]

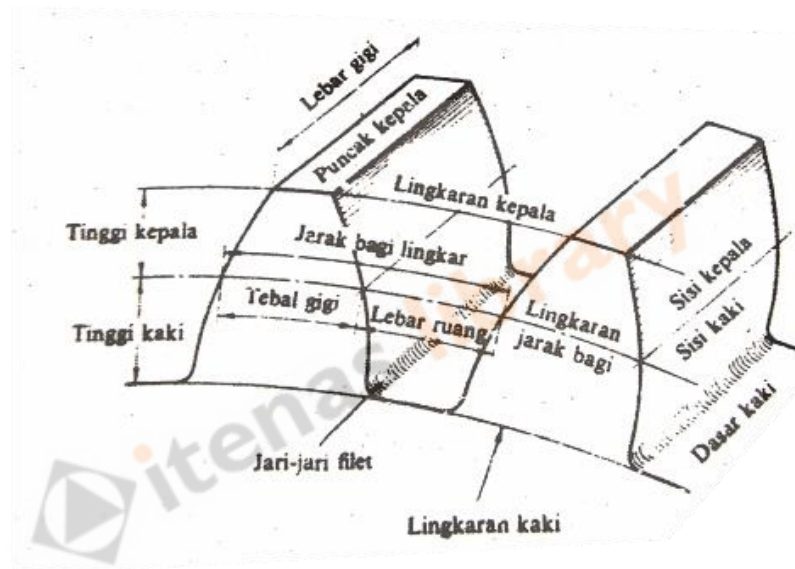
Harga untuk faktor koreksi diambil berdasarkan pemilihan daya *engine* yang diperlukan dengan melihat Tabel 2.1.

**Tabel 2. 1** Faktor-Faktor Koreksi Daya yang Ditransmisikan

Daya yang akan ditransmisikan	$f_c$
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 2,0
Daya normal	1,0 – 1,5

(Sumber: Sularso, 1978)

Jika daya diberikan dalam satuan tenaga kuda (HP), maka harus dikalikan dengan 0,7457 untuk mendapatkan daya dalam satuan kW. Berikut beberapa buah istilah yang akan digunakan dalam perancangan roda gigi yaitu:

**Gambar 2. 8** Nama - Nama Bagian Roda Gigi

(Sumber: Sularso, 1978)

Ukuran untuk diameter sementara lingkaran jarak bagi pada pasangan roda gigi lurus dapat dinyatakan melalui persamaan 2.2 (Sularso, 1978):

$$d'_1 = \frac{2a}{1+i_1}, d'_2 = \frac{2a.i}{1+i_1} \quad (2.2)$$

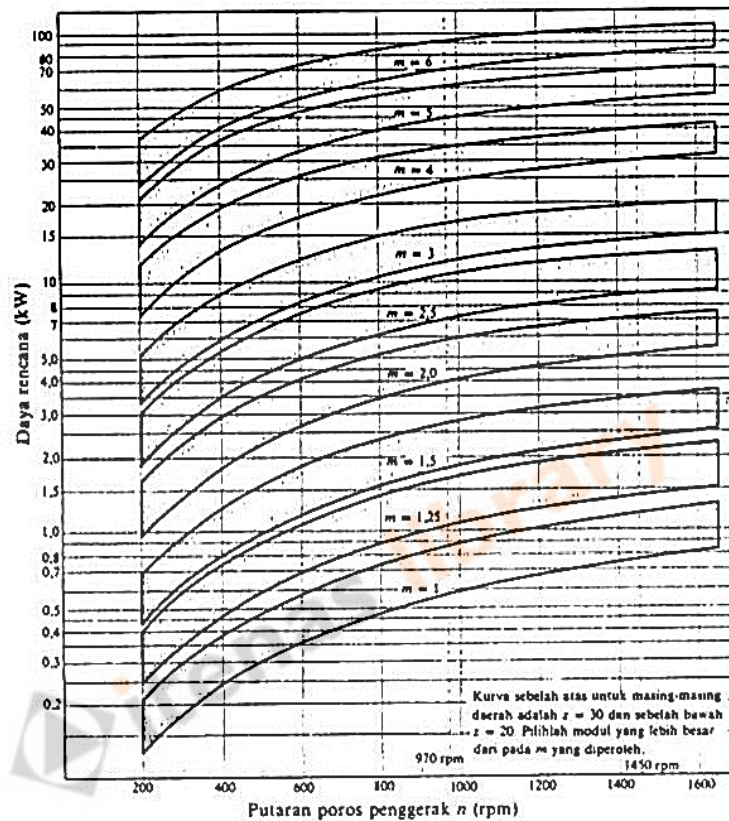
Keterangan:

$d'$  = Diameter sementara lingkaran jarak bagi [mm]

$a$  = Jarak sumbu poros [mm]

$i$  = Rasio gigi

Modul roda gigi ditentukan berdasarkan diagram pemilihan modul. Putaran poros penggerak ( $n$ ) dengan daya rencana ( $P_d$ ) merupakan parameter yang digunakan pada pemilihan modul. Diagram pemilihan modul dapat dilihat pada Gambar 2.9.



**Gambar 2. 9** Diagram Pemilihan Modul  
(Sumber: Sularso, 1978)

Jika diameter sementara lingkaran jarak bagi dinyatakan dengan  $d'$  (mm), dan jumlah gigi dengan  $z$  dan modul suatu ukuran gigi yang sudah ditetapkan menurut standar maka jumlah gigi didapatkan di persamaan 2.3 (Sularso, 1978):

$$z = \frac{d'}{m_n} \quad (2.3)$$

Keterangan:

$z$  = Jumlah gigi

$d'$  = Diameter sementara lingkaran jarak bagi [mm]

$m_n$  = Modul normal [mm]



Tabel 2. 2 Rumus Dimensi Roda Gigi Miring

No.	Item	Symbol	Formula
1	Radial Module	$m_t$	$\frac{(z_1 + z_2)(\text{inv } \alpha_{wt} - \text{inv } \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n}$
2	Radial Pressure Angle	$\alpha_t$	
3	Helix Angle	$\beta$	
4	Number of Teeth & Helical Hand	$z_1, z_2$	
5	Radial Coefficient of Profile Shift	$x_{t1}, x_{t2}$	
6	Involute Function $\alpha_{wt}$	$\text{inv } \alpha_{wt}$	$2 \tan \alpha_t \left( \frac{x_{t1} + x_{t2}}{z_1 + z_2} \right) + \tan \alpha - \alpha$
7	Radial Working Pressure Angle	$\alpha_{wt}$	Find from Involute Function Table
8	Center Distance Increment Factor	$y$	$\frac{z_1 + z_2}{2} \left( \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} - 1 \right)$
9	Center Distance	$a_x$	$\left( \frac{z_1 + z_2}{2} + y \right) m_t$
10	Standard Pitch Diameter	$d$	$z m_t$
11	Base Diameter	$d_b$	$d \cos \alpha_t$
12	Working Pitch Diameter	$d_w$	$\frac{d_b}{\cos \alpha_{wt}}$
13	Addendum	$h_{a1}$ $h_{a2}$	$(1 + y - x_{t2}) m_t$ $(1 + y - x_{t1}) m_t$
14	Whole Depth	$h$	$[2.25 + y - (x_{t1} + x_{t2})] m_t$
15	Outside Diameter	$d_o$	$d + 2 h_o$
16	Root Diameter	$d_f$	$d_o - 2 h$

(Sumber: Michalec, 1950)

Kecepatan keliling dapat ditentukan pada diameter jarak bagi roda gigi yang memiliki putaran dengan menggunakan persamaan 2.4 (Sularso, 1978):

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \times 1000} \quad (2.4)$$

Keterangan:

$v$  = Kecepatan keliling  $\left[ \frac{m}{s} \right]$

$d$  = Diameter lingkaran jarak bagi sebenarnya roda gigi penggerak [mm]

$n$  = Putaran roda gigi penggerak [rpm]

Kontak antara pasangan roda gigi mengakibatkan beban lenturan dalam arah keliling atau tangensial yakni gaya tangensial. Harga 102 merupakan ketetapan konstanta jika daya dalam satuan kW, maka gaya tangensial dapat ditentukan dengan persamaan 2.5 (Sularso, 1978):

$$F_t = \frac{102 P_d}{v} \quad (2.5)$$

Keterangan:

$F_t$  = Gaya tangensial [kg]

$P_d$  = Daya rencana [kW]

$v$  = Kecepatan keliling  $\left[\frac{m}{s}\right]$

**Tabel 2. 3** Faktor Dinamis

Kecepatan Rendah	$v = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Kecepatan Sedang	$v = 5 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan Tinggi	$v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + v^{1,2}}$

(Sumber: Sularso, 1978)

Tegangan lentur yang diijinkan besarnya tergantung pada bahan dapat diperoleh dari Tabel 2.4. Faktor bentuk gigi dari roda gigi standar dengan sudut tekanan  $20^\circ$  diperoleh menurut Tabel 2.5. Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar sisi menggunakan persamaan 2.6 (Sularso, 1978):

$$F'_b = \sigma_a \cdot m \cdot Y \cdot f_v \quad (2.6)$$

Keterangan:

$F'_b$  = Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar sisi  $\left[\frac{kg}{mm}\right]$

$\sigma_a$  = Tegangan lentur ijin bahan  $\left[\frac{kg}{mm^2}\right]$

$m$  = Modul roda gigi [mm]

$Y$  = Faktor bentuk gigi

$f_v$  = Faktor dinamis

Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar sisi ( $F'_H$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.7 (Sularso, 1978)

$$F'_H = K_H \cdot d \cdot \frac{2z_2}{z_1 + z_2} \quad (2.7)$$

Keterangan:

$F'_H$  = Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar sisi  $\left[ \frac{kg}{mm} \right]$

$K_H$  = Faktor tegangan kontak  $\left[ \frac{kg}{mm^2} \right]$

$d$  = Diameter lingkaran jarak bagi roda gigi penggerak  $[mm]$

$z$  = Jumlah gigi

**Tabel 2. 4** Tegangan Lentur yang Diizinkan Pada Bahan Roda Gigi

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik $\sigma_b$ (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan (Bridell) $H_b$	Tegangan lentur yang diizinkan $\sigma_s$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Besi cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123-183	21
	S 35 C	52	149-207	26
	S 45 C	58	167-229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dieleup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21 SNC 22	80 100	600 (dieleup dingin dalam air)	35-40 40-55
Baja khrom nikel	SNC 1	75	212-255	35-40
	SNC 2	85	248-302	40-60
	SNC 3	95	269-321	40-60
Perunggu Logam dehta		18 35-60	85 -	5 10-20
	Perunggu fosfor (coran)	19-30	80-100	5-7
Perunggu nikel (coran)	64-90	180-260	20-30	
Damar phenol, dll.				3-5

(Sumber: Sularso, 1978)

**Tabel 2. 5** Faktor Bentuk Gigi

Jumlah gigi z	Y	Jumlah gigi z	Y
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batang gigi	0,484

(Sumber: Sularso, 1978)

Dalam persamaan di atas terdapat  $K_H$  yaitu faktor tegangan kontak yang berhubungan dengan bahan. Harga  $K_H$  dapat ditentukan berdasarkan Tabel 2.6.

**Tabel 2. 6** Faktor Tegangan Kontak

Bahan roda gigi (Kekerasan $H_a$ )				$k_H$ ( $kg/mm^2$ )	Bahan roda gigi (Kekerasan $H_a$ )				$k_H$ ( $kg/mm^2$ )
Pinyon		Roda gigi besar			Pinyon		Roda gigi besar		
Baja	(150)	Baja	(150)	0,027	Baja	(400)	Baja	(400)	0,311
-	(200)	-	(150)	0,039	-	(500)	-	(400)	0,329
-	(250)	-	(150)	0,053	-	(600)	-	(400)	0,348
-	(200)	-	(200)	0,053	-	(500)	-	(500)	0,389
-	(250)	-	(200)	0,069	-	(600)	-	(600)	0,569
-	(300)	-	(200)	0,086	-	(150)	Besi cor	-	0,039
-	(250)	-	(250)	0,086	-	(200)	-	-	0,079
-	(300)	-	(250)	0,107	-	(250)	-	-	0,130
-	(350)	-	(250)	0,130	-	(300)	-	-	0,139
-	(300)	-	(300)	0,130	-	(150)	Perunggu fosfor	-	0,041
-	(350)	-	(300)	0,154	-	(200)	-	-	0,082
-	(400)	-	(300)	0,168	-	(250)	-	-	0,135
-	(350)	-	(350)	0,182	Besi cor	-	Besi cor	-	0,188
-	(400)	-	(350)	0,210	Besi cor nikel	-	Besi cor nikel	-	0,186
-	(500)	-	(350)	0,226	Besi cor nikel	-	Perunggu fosfor	-	0,155

Sudut tekanan  $\alpha = 20^\circ$

(Sumber: Sularso, 1978)

Maka, lebar sisi minimum roda gigi yang diperlukan berdasarkan perhitungan kekuatan terhadap beban lentur dan tekanan permukaan dinyatakan dalam persamaan 2.8 (Sularso, 1978):

$$b = \frac{F_t}{F'_b} \quad (2.8.a)$$

$$b = \frac{F_t}{F'_H} \quad (2.8.b)$$

Keterangan:

$b$  = Lebar sisi gigi [mm]

$F'_b$  = Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar sisi  $\left[ \frac{kg}{mm} \right]$

$F'_H$  = Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar sisi  $\left[ \frac{kg}{mm} \right]$

$F_t$  = Gaya tangensial [kg]

### 2.6.2 Poros Dengan Beban Puntir dan Lentur

Poros adalah elemen mesin yang digunakan untuk mentransmisikan daya dari satu komponen ke komponen lainnya. Poros bisa menerima beban lenturan, beban

aksial atau beban puntiran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan lainnya. Poros transmisi pada kendaraan secara umum terdiri dari poros input, *counter* dan output menerima beban puntir dan beban lentur karena mentransmisikan rasio roda gigi dari *engine* menuju poros *propeller*.

Poros input merupakan poros pada sistem transmisi kendaraan yang berfungsi untuk memindahkan daya putar dari *engine* menuju poros *counter* maupun poros output. Material untuk poros tidak selalu dianjurkan baja paduan khusus akibat putaran tinggi dan pembebanan yang berat saja. Berikut merupakan Tabel 2.7 yang dapat digunakan pada pemilihan bahan untuk poros.

**Tabel 2. 7** Baja Karbon untuk Konstruksi Mesin dan Baja Batang yang Diformasi Dingin untuk Poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang diformasi dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

(Sumber: Sularso, 1978)

Dalam kasus ini momen puntir atau torsi (T) diperoleh dari roda gigi yang bekerja, sedangkan momen lentur (M) diketahui berdasarkan pembebanan yang terjadi pada poros.

Kemudian ditentukan bahan yang akan digunakan serta kekuatan tarik bahan  $\sigma_b$   $\left(\frac{kg}{mm^2}\right)$  (dari Tabel 2.7) dan tegangan geser yang diijinkan  $\tau_a$   $\left(\frac{kg}{mm^2}\right)$ . Untuk menentukan tegangan geser yang diijinkan dapat dihitung dengan persamaan 2.9 (Sularso, 1978):

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{(Sf_1 \times Sf_2)} \quad (2.9)$$

Keterangan:

$$\tau_a = \text{Tegangan geser ijin} \left[ \frac{kg}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_b = \text{Kekuatan tarik bahan} \left[ \frac{kg}{mm^2} \right]$$

$Sf_1, Sf_2 =$  Faktor keamanan

Nilai faktor keamanan untuk bahan poros dapat menggunakan aturan sebagai berikut menurut (Sularso, 1978):

- a.  $Sf_1 = 6,0$  untuk bahan S-C dengan pengaruh masa dan baja paduan.
- b.  $Sf_2 = 1,3 - 3,0$

Torsi pada poros didapatkan melalui pembebanan roda gigi terhadap poros. Jika momen puntir adalah  $T$  (kg.mm) yang bekerja pada roda gigi penggerak maka menggunakan persamaan 2.10 (Sularso, 1978):

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n} \quad (2.10)$$

Keterangan:

$T =$  Torsi [kg.mm]

$P_d =$  Daya rencana [kW]

$n =$  Putaran poros penggerak [rpm]

Poros transmisi menerima pembebanan puntir dan lentur maka dimensi poros dapat ditentukan dengan persamaan 2.11 (Sularso, 1978):

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (2.11)$$

Keterangan:

$d_s =$  Diameter poros [mm]

$\tau_a =$  Tegangan geser  $\left[ \frac{kg}{mm^2} \right]$

$K_m =$  Faktor koreksi untuk momen lentur

$M =$  Momen lentur [kg.mm]

$K_t =$  Faktor koreksi untuk torsi

$T =$  Torsi [kg.mm]

Pada poros yang berputar dengan pembebanan momen lentur memiliki nilai faktor koreksi  $K_m$  yang disesuaikan dengan tumbukan yang terjadi dimana:

- a. Untuk tumbukan ringan memiliki nilai  $K_m = 1,5 - 2,0$
- b. Untuk tumbukan berat memiliki nilai  $K_m = 2,0 - 3,0$

Faktor koreksi untuk torsi ( $T$ ) dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus, 1,0-1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan, dan 1,5-3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar. Harga 5,1 merupakan ketetapan konstanta.

Diameter poros harus dipilih berdasarkan Tabel 2.8, pilihlah suatu diameter yang lebih besar dari harga yang cocok di dalam tabel untuk menyesuaikan dengan diameter dalam dari bantalan.

**Tabel 2. 8** Diameter Poros

(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
4,5	11	25	42	110	250	420
					260	440
5	*11,2	28	45	*112	280	450
		30		120	300	460
5,6	*12,5	*31,5	48		*315	480
		32	50	125	320	500
6		35	55	130	340	530
	*5,6	14	*35,5	56	140	*355
6,3	(15)			150	360	560
	16	38	60	160	380	600
7	(17)			170		
	*6,3	18	63	180		630
7,1	19			190		
		20		200		
8	22		65	220		
			70			
9			71			
			75			
			80			
			85			
			90			
			95			

(Sumber: Sularso, 1978)

Keterangan:

2.1 Tanda \* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.

2.2 Bilangan di dalam kurung hanya untuk bagian di mana akan dipasang bantalan gelinding.

Suatu poros dengan kondisi pembebanan normal memiliki batasan defleksi ( $\theta$ ) pada nilai 0,25 – 0,3 derajat, dimana akan digunakan persamaan 2.12 (Sularso, 1978) :

$$\theta = 584 \frac{T \cdot l}{G \cdot d_s} \quad (2.12)$$

Keterangan:

$\theta$  = Defleksi puntiran [°]

$T =$  Torsi [ $kg \cdot mm$ ]

$l =$  Panjang poros [mm]

$d_s =$  Diameter poros [mm]

Baja untuk nilai modulus geser sebesar  $8,3 \times 10^3 \left[ \frac{kg}{mm^2} \right]$  apabila dibatasi sampai dengan nilai  $0,25^\circ$ . Harga 584 merupakan ketetapan konstanta. Dengan panjang poros pada kasus ini direncanakan terlebih dahulu.

Pemeriksaan kekuatan poros perlu dilakukan agar poros dapat menerima tegangan geser. Syarat aman dinyatakan dengan tegangan geser yang diijinkan ( $\tau_a$ ) lebih besar dari tegangan geser yang terjadi ( $\tau$ ) dinyatakan dengan ketentuan:

$$\tau_a > \tau$$

Dengan demikian poros dinyatakan aman terhadap tegangan geser.

Begitu pula dengan syarat aman untuk tegangan lentur yang diijinkan ( $\sigma_a$ ) lebih besar dari tegangan lentur yang terjadi ( $\sigma$ ) dinyatakan dengan ketentuan:

$$\sigma_a > \sigma$$

Dengan demikian poros dinyatakan aman terhadap tegangan lentur. Tegangan lentur ijin ( $\sigma_a$ ) yang diijinkan dapat dipilih pada Tabel 2.9:

**Tabel 2. 9** Tegangan yang Diperbolehkan pada Bahan Gandar

Bahan Gandar	Tegangan yang diperbolehkan, $\sigma_a \left[ \frac{kg}{mm^2} \right]$
Kelas 1	10,0
Kelas 2	10,5
Kelas 3	11,0
Kelas 4	15,0

(Sumber: Sularso, 1978)

Kekakuan poros terhadap lenturan juga perlu diperiksa. Bila suatu poros panjang ditumpu secara kaku dengan bantalan atau dengan cara lain, maka lenturannya dapat dinyatakan dengan rumus berikut (Sularso, 1978):

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{F \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{d_s^4 \cdot l} \quad (2.13)$$

Keterangan:

$y =$  Kekakuan poros terhadap lenturan [mm]



$F$  = Beban [kg]

$l_1, l_2$  = Jarak dari bantalan ke titik pembebanan [mm]

$F$  = Jarak antar bantalan [mm]

$d_s$  = Diameter poros [mm]

Poros pada *gearbox* mobil berkerja pada putaran tinggi dan kritis maka perlu dilakukan perhitungan putaran kritis ( $N_c$ ). Persamaan untuk putaran kritis pada poros tersebut menggunakan persamaan 2.14 (Sularso, 1978):

$$N_c = 52.700 \frac{d_s^2}{l_1.l_2} \sqrt{\frac{l}{W.l_1.l_2}} \quad (2.14)$$

Keterangan:

$N_c$  = Putaran kritis [rpm]

$d_s$  = Diameter poros [mm]

$l_{1,2}$  = Jarak antar bantalan [mm]

$l$  = Panjang poros [mm]

$W$  = Gaya berat [kg]

Bila terdapat beberapa benda berputar pada satu poros, maka dihitung lebih dahulu putaran – putaran kritis  $N_{c1}, N_{c2}, N_{c3}, \dots$ , dari masing – masing benda tersebut yang seolah – olah berada sendiri pada poros. Maka putaran kritis keseluruhan dari sistem  $N_{c0}$  adalah (Sularso, 1978):

$$\frac{1}{N_{c0}^2} = \frac{1}{N_{c1}^2} + \frac{1}{N_{c2}^2} + \frac{1}{N_{c3}^2} + \dots \quad (2.15)$$

### 2.6.3 Analisis Gaya Roda Gigi Miring

Gambar 2.10 gaya – gaya gigi yang bekerja pada roda gigi miring ke kanan roda gigi. Dari geometri pada gambar, ketiga komponen dari gaya gigi normal  $W$  adalah:

$$W_r = W \sin \phi_n \quad (2.16)$$

$$W_t = W \cos \phi_n \cos \psi \quad (2.17)$$

$$W_a = W \cos \phi_n \sin \psi \quad (2.18)$$

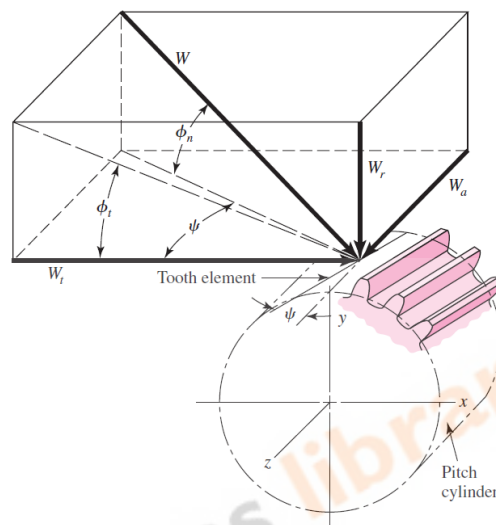
Keterangan:

$W$  = Gaya normal

$W_r$  = Komponen radial

$W_t$  = Komponen tangensial, disebut juga beban yang dipindahkan

$W_a$  = Komponen aksial, disebut juga gaya aksial



**Gambar 2. 10** Gaya - Gaya yang Bekerja pada Roda Gigi Miring  
(Sumber: Shigley, 1984)

Biasanya  $W_t$  diketahui dan gaya – gaya yang lain dicari. Dalam hal ini, tak sulit menemukan bahwa:

$$W_r = W_t \tan \phi_t \quad (2.19)$$

$$W_a = W_t \tan \psi \quad (2.20)$$

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi_n \cos \psi} \quad (2.21)$$

#### 2.6.4 Bantalan

Bantalan atau *bearing* adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-balik nya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka performa seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja

secara normal.

Jenis bantalan pada transmisi *gearbox* mobil ini berupa bantalan bola. Jika sudah diketahui gaya aksial ( $F_A$ ) dan gaya radial ( $F_R$ ) yang terjadi pada roda gigi lurus, maka persamaan untuk beban radial gabungan ( $F_R$ ) menggunakan persamaan 2.29 (Sularso, 1978):

$$F_R = \sqrt{R_1^2 + R_2^2} \quad (2.29)$$

Keterangan:

$F_R$  = Gaya radial [kg]

$R$  = Gaya tumpuan bantalan [kg]

Pemilihan nominal nomor bantalan berdasarkan standar katalog bantalan (Sularso, 1978). Ukuran utama bantalan yaitu diameter lubang, diameter luar, lebar dan jari-jari. Setelah mendapatkan nomor bantalan, maka didapatkan kapasitas nominal dinamis spesifik  $C$  dan kapasitas nominal statis spesifik  $C_0$ . Nomor bantalan diperlihatkan dalam Tabel 2.10 dan Tabel 2.11.

**Tabel 2. 10** Nomor Bantalan Bola

Nomor bantalan			Ukuran luar				Kapasitas nominal dinamis spesifik $C$ (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik $C_0$ (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
60001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
9310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

(Sumber: Sularso, 1978)

**Tabel 2. 11** Nomor Bantalan Rol Kerucut

Nomor bantalan	Ukuran luar (mm)								Faktor beban aksial		Konstanta	Kapasitas nominal dinamis spesifik (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik (kg)
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>r</i>	<i>r<sub>1</sub></i>	<i>p</i>	<i>Y<sub>1</sub></i>	<i>Y<sub>0</sub></i>			
30302	15	42	14,25	13	11	1,5	0,5	3,3	2,1	1,2	0,28	1640	1000
30303	17	47	15,25	14	12	1,5	0,5	4,6	2,1	1,2	0,28	2030	1280
30304	20	52	16,25	15	13	2	0,8	4,4	2,0	1,1	0,30	2490	1670
30305	25	62	18,25	17	15	2	0,8	5,0	2,0	1,1	0,30	3300	2250
30306	30	72	20,75	19	16	2	0,8	5,2	1,9	1,0	0,32	4200	2970
30307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	6,0	1,9	1,0	0,32	5350	3950
30308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	5,0	1,7	0,95	0,35	6100	4750
30309	45	100	27,25	25	22	2,5	0,8	5,9	1,7	0,95	0,35	7600	6050
30310	50	110	29,25	27	23	3	1	6,1	1,7	0,95	0,35	8900	7150
30312	60	130	33,5	31	26	3,5	1,2	7,1	1,7	0,95	0,35	11900	9950
32304	20	52	22,25	21	18	2	0,8	8,2	2,0	1,1	0,30	3200	2350
32305	25	62	25,25	24	20	2	0,8	9,5	2,0	1,1	0,30	4400	3300
32306	30	72	28,75	27	23	2	0,8	9,7	1,9	1,0	0,32	5650	4500
32307	35	80	32,75	31	25	2,5	0,8	12,1	1,9	1,0	0,32	7000	5700
32308	40	90	35,25	33	27	2,5	0,8	12,3	1,7	0,95	0,35	8150	7000
32309	45	100	38,25	36	30	2,5	0,8	12,5	1,7	0,95	0,35	9850	8600
32310	50	110	42,25	40	33	3	1	13,7	1,7	0,95	0,35	12000	10800

(Sumber: Sularso, 1978)

Jika terdapat getaran atau tumbukan pada beban yang bekerja, perhitungan beban dikalikan dengan faktor beban  $f_w$ . Ketentuan faktor beban dapat dipilih menurut kerja putaran dibawah ini:

1.  $f_w = 1 - 1,1$  (putaran halus tanpa beban tumbukan)
2.  $f_w = 1,1 - 1,3$  (putaran kerja biasa)
3.  $f_w = 1,2 - 1,5$  (kerja dengan tumbukan)

Faktor  $V=I$  untuk pembebanan cincin dalam yang berputar. Faktor  $e$  didapatkan melalui persamaan 2.30 (Sularso, 1978):

$$e = \frac{C_0}{F_A} \quad (2.30)$$

Keterangan:

$e$  = Faktor  $e$

$F_A$  = Gaya aksial gabungan [kg]

$C_0$  = Kapasitas nominal statis spesifik [kg]

Harga-harga  $X$  dan  $Y$  terdapat dalam Tabel 2.12 dan Tabel 2.13 (Sularso, 1978):

**Tabel 2. 12** Harga X dan Y untuk Bantalan

$C_0/F_a$		5	10	15	20	25
$F_a/VF_r \leq e$	X	1				
	Y	0				
$F_a/VF_r > e$	X	0,56				
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85
$e$		0,35	0,29	0,27	0,25	0,24

(Sumber: Sularso, 1978)

**Tabel 2. 13** Harga X dan Y untuk Bantalan Bola

$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	$Y_1$

(Sumber: Sularso, 1978)

Beban ekuivalen statis yaitu deformasi permanen maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum. Persamaan untuk beban radial ekuivalen dinamis dapat dilihat pada persamaan 2.31 (Sularso, 1978):

$$P_R = X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_A \quad (2.31)$$

Keterangan:

$P_R$  = Beban ekuivalen dinamis [kg]

$F_R$  = Gaya radial gabungan [kg]

$F_A$  = Gaya aksial gabungan [kg]

Perhitungan umur nominal dari sebuah bantalan jika kondisi umur nominal yaitu 90% dari jumlah sampel, setelah berputar 1 juta putaran, tidak memperlihatkan kerusakan karena kelelahan gelinding dapat ditentukan. Maka faktor kecepatan ( $f_n$ ) untuk bantalan bola menggunakan persamaan 2.32 dan untuk bantalan rol menggunakan persamaan 2.33 (Sularso, 1978):

$$f_n = \left( \frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.32)$$

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{3}{10}} \quad (2.33)$$

Keterangan:

$f_n$  = Faktor kecepatan

$n$  = Putaran poros [rpm]

Faktor umur untuk kedua bantalan menggunakan persamaan 2.34 (Sularso, 1978):

$$f_h = f_n \times \frac{C}{P_R} \quad (2.34)$$

Keterangan:

$f_h$  = Faktor umur

$f_n$  = Faktor kecepatan

$C$  = Kapasitas nominal dinamis spesifik [kg]

$P_R$  = Beban ekuivalen dinamis [kg]

Umur nominal bantalan bola dan bantalan rol dapat menggunakan persamaan 2.35 dan 2.36 (Sularso, 1978):

$$L_h = 500 \times f_h^3 \quad (2.35)$$

$$L_h = 500 \times f_h^{\frac{10}{3}} \quad (2.36)$$

Keterangan:

$L_h$  = Umur nominal [hour]

$f_h$  = Faktor umur

**Tabel 2. 14** Bantalan untuk Permesinan serta Umurnya

Umur $L_h$		2000-4000 (jam)	5000-15000 (jam)	20000-30000 (jam)	40000-60000 (jam)
		Pemakaian jarang	Pemakaian sebentar-sebentar (tidak terus-menerus)	Pemakaian terus-menerus	Pemakaian terus-menerus dengan keandalan tinggi
1-1.1	Kerja halus tanpa tumbukan	Alat listrik rumah tangga, sepeda	Konveyor, mesin pengangkat, lift, tangga jalan	Pompa, poros transmisi, separator, pengayak, mesin perkakas, pres putar, separator sentrifugal, sentrifus pemurni gula, motor listrik	Poros transmisi utama yang menegang peranan penting, motor-motor listrik yang penting
1.1-1.3	Kerja biasa	Mesin pertanian gerinda tangan	Otomobil, mesin jahit	Motor kecil, roda meja, pemegang pinyon, roda gigi vedukai, kereta rel	Pompa penguras, mesin pabrik kertas, rol kelender, kipas angin, kran, penggiling bola, motor utama kereta rel listrik
1.2-1.5	Kerja dengan getaran atau tumbukan		Alat-alat besar, unit roda gigi dengan getaran besar, rolling mill.	Penggetar, penghancur	

(Sumber: Sularso, 1978)

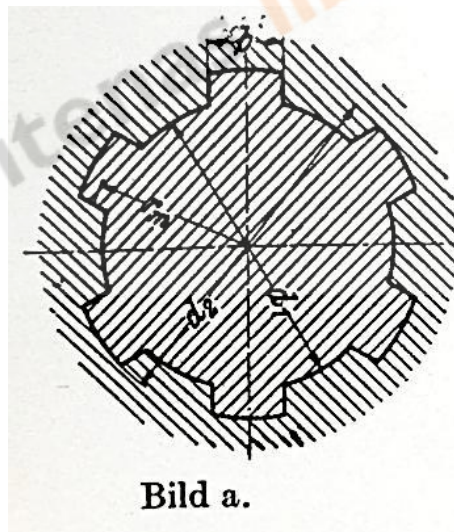
Setelah mendapatkan umur nominal bantalan kemudian dapat menentukan apakah umur yang dihitung perlu dihitung lagi dengan nomor bantalan yang lain, harus dipertimbangkan berdasarkan harga-harga standar dalam Tabel 2.14.

Syarat atau ketentuan yang diijinkan antara umur nominal bantalan yang diperhitungkan dengan umur kehandalan bantalan menurut harga-harga standar yaitu  $L_h > L_N$ , dimana  $L_N$  adalah umur kehandalan dipilih menurut Tabel 2.14.

### 2.6.5 Spline

*Spline* (poros bintang) atau poros berseri pasak profil alur banyak berfungsi untuk menahan momen puntir besar dan juga khususnya sesuai untuk naf yang dapat bergeser.

Kelebihan *spline* lebih kuat dan konsentrasi tegangan yang akan terjadi akan lebih kecil. Dimensi *spline* ditentukan berdasarkan dimensi poros. Pemilihan dimensi *spline* merujuk pada *standard DIN 5462* dapat dilihat pada Tabel 2.15.



**Gambar 2. 11 Spline**

(Sumber: G.Niemann, 1994)

Berdasarkan diameter dalam (diameter poros) maka dapat ditentukan jumlah *spline* ( $Z$ ), lebar ( $b$ ) dan diameter luar *spline* ( $d_0$ ). Maka untuk minimum panjang *spline* ( $l$ ) didapatkan dengan persamaan 2.37 (Sularso, 1978):

$$l = \frac{2T}{d_i \cdot b \cdot \tau_a \cdot Z} \quad (2.37)$$

Keterangan:

$l$  = Panjang *spline* [mm]

$T$  = Torsi [kg.mm]

$d_i$  = Diameter dalam (poros) [mm]

$b$  = Lebar *spline* [mm]

$\tau_a$  = Tegangan ijin bahan [ $\frac{kg}{mm^2}$ ]

$Z$  = Jumlah *spline*

**Tabel 2. 15** Standar *Spline* DIN 5462

Diameter dalam $d_i$ mm	Ringan DIN 5462			Menengah DIN 5464			Berat Din 5464		
	Banyaknya baji i	$d_2$ mm	b mm	Banyaknya baji i	$d_2$ mm	b mm	Banyaknya baji i	$d_2$ mm	b mm
11	-	-	-	6	14	3	-	-	-
13	-	-	-	6	16	3,5	-	-	-
16	-	-	-	6	20	4	10	20	5
18	-	-	-	6	22	5	10	23	3
21	-	-	-	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	16	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	8	78	12	10	82	12	20	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	108	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

(Sumber: G.Niemann, 1994)

### 2.6.6 Hub Sleeve

Komponen *hub sleeve* berfungsi untuk mengunci *synchromesh* dengan gigi kecepatan sehingga memungkinkan poros output bisa berputar dan berhenti.

### 2.6.7 Synchronizer

Komponen transmisi ini bertujuan untuk memungkinkan perpindahan gigi pada transmisi dapat bekerja.

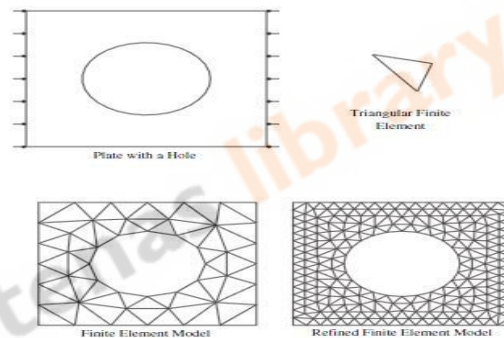
### 2.6.8 Shift Fork

*Shift fork* yaitu garpu pemindah gigi percepatan yang terhubung melalui tuas pemindah gigi yang di atur oleh pengemudi untuk menentukan gigi tingkat kecepatan sesuai kebutuhan.



## 2.7 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah prosedur numeris yang dapat dipakai untuk menyelesaikan masalah-masalah dalam bidang rekayasa (*engineering*), seperti analisa tegangan pada struktur, perpindahan *panas*, *perpindahan massa*, *elektromagnetik*, dan *aliran fluida*. Metode ini digunakan pada masalah-masalah rekayasa dimana *exact solution/analytical solution* tidak dapat menyelesaikannya. Inti dari metode elemen hingga adalah membagi suatu benda yang akan dianalisa menjadi beberapa bagian dengan jumlah hingga (*finite*). Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elemen lainnya dihubungkan dengan nodal (*node*). Kemudian dibangun persamaan matematika yang menjadi representasi benda tersebut. Proses pembagian benda menjadi beberapa bagian disebut *meshing*.



**Gambar 2. 12** Metode Elemen Hingga

Sumber: (Albert, 2011)

## 2.7 Solidworks

Solidworks adalah salah satu CAD *software* yang dibuat oleh *Dassault Systemes* yang digunakan untuk merancang *part* pemesinan atau susunan *part* pemesinan yang berupa *assembling* dengan tampilan 3D untuk merepresentasikan *part* sebelum *real part* nya dibuat atau tampilan 2D (*drawing*) untuk gambar proses pemesinan. Selain digunakan menggambar 3D, Solidworks juga dapat menghitung tegangan yang terjadi pada benda/komponen dengan menggunakan fasilitas "*Simulation*".

## 2.8 Tegangan

Tegangan merupakan intensitas gaya dalam pada elemen struktur sebagai reaksi terjadinya deformasi yang timbul akibat bekerjanya beban luar, pada umumnya intensitas gaya ini berarah miring pada bidang potongan. Dalam praktik keteknikan intensitas gaya tersebut diuraikan menjadi tegak lurus dan sejajar dengan irisan yang sedang dianalisis. Penguraian intensitas gaya ini dapat dilihat pada Gambar 2.18, sehingga menghasilkan tegangan normal dan geser.

Tegangan normal merupakan intensitas gaya yang bekerja tegak lurus terhadap potongan tampang melintang, apabila tegangan normal tersebut bekerja ke arah luar dari penampang maka disebut sebagai tegangan tarik dengan tanda positif, sedangkan tegangan yang menuju potongan tampang disebut tegangan tekan dengan tanda negatif. Berikut merupakan persamaan tegangan normal :

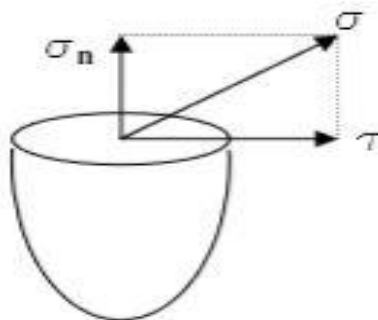
$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.38)$$

Tegangan geser merupakan intensitas gaya yang bekerja sejajar dengan potongan tampang melintang. Berikut merupakan persamaan tegangan geser maksimum untuk penampang persegi :

$$\tau_{max} = \frac{3V}{2A} \quad (2.39)$$

Sedangkan persamaan tegangan geser maksimum untuk penampang lingkaran adalah sebagai berikut :

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \quad (2.40)$$



**Gambar 2. 13** Tegangan Normal dan Geser

(Sumber : Adhika, 2019)

## 2.9 Safety Factor

Faktor keamanan atau *safety factor* adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan suatu struktur, dimana kekuatan suatu bahan harus melebihi kekuatan sebenarnya. Faktor keamanan merupakan suatu hal yang sangat penting dalam analisis dan perencanaan struktur secara keseluruhan. Permasalahan ini sudah menjadi subyek penelitian dan telah banyak dibicarakan khususnya di bidang rekayasa struktur. Faktor keamanan elemen dan sistem struktur sangat tergantung pada ketahanan struktur yaitu bahan dan geometri. Faktor keamanan elemen dan sistem struktur sangat tergantung juga pada beban yang bekerja.

$$S_f = \frac{\sigma_y}{\sigma} \quad (2.41)$$

Dimana  $S_f$  = faktor keamanan,  $\sigma_y$  = tegangan *yield*,  $\sigma$  = tegangan yang terjadi.

## 2.10 Kekuatan Bahan

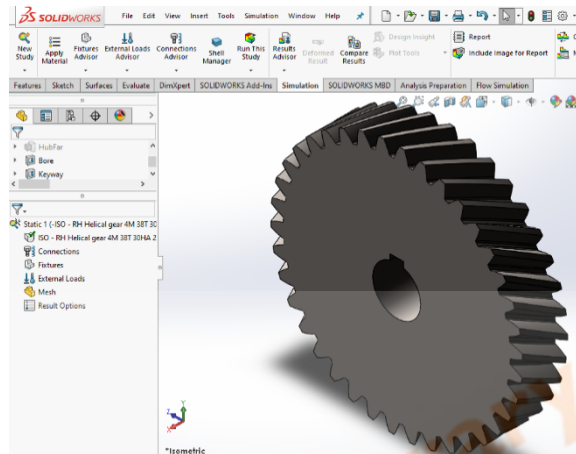
Suatu sistem struktur yang menanggung beban luar (*external forces*) akan menyebabkan timbulnya gaya dalam (*internal forces*) pada elemen-elemen penyusun struktur tersebut. Gaya dalam berfungsi untuk menahan beban yang bekerja sesuai dengan hukum keseimbangan (*equilibrium*). Apabila gaya dalam bertambah maka akan menyebabkan bertambahnya tahanan dalam material yang digunakan sampai mencapai suatu nilai maksimum. Jika penambahan beban masih terus dilanjutkan maka akan terjadi kegagalan pada elemen struktur tersebut. Batas maksimum kemampuan elemen struktur dalam memberikan tahanan guna melawan beban luar yang bekerja disebut sebagai kekuatan. Selanjutnya kekuatan struktur sangat dipengaruhi oleh material yang digunakan, jenis pembebanan, sistem struktur, temperatur, jangka waktu pembebanan dan lain sebagainya.

Material yang digunakan pada elemen struktur sebagai hasil dari perubahan jarak antar atom (*interatomic spacing*) akibat bekerjanya gaya luar. Analisis kekuatan bahan perlu mempertimbangkan intensitas gaya dalam yang bekerja untuk menahan seluruh beban luar yang bekerja pada elemen struktur. Intensitas gaya dalam yang bekerja pada setiap titik material disebut sebagai tegangan, sedangkan tegangan maksimum yang terukur pada saat terjadinya kegagalan disebut sebagai kekuatan bahan.

## 2.11 Tahapan Analisis Menggunakan Solidworks

### 2.11.1 Pembuatan Komponen

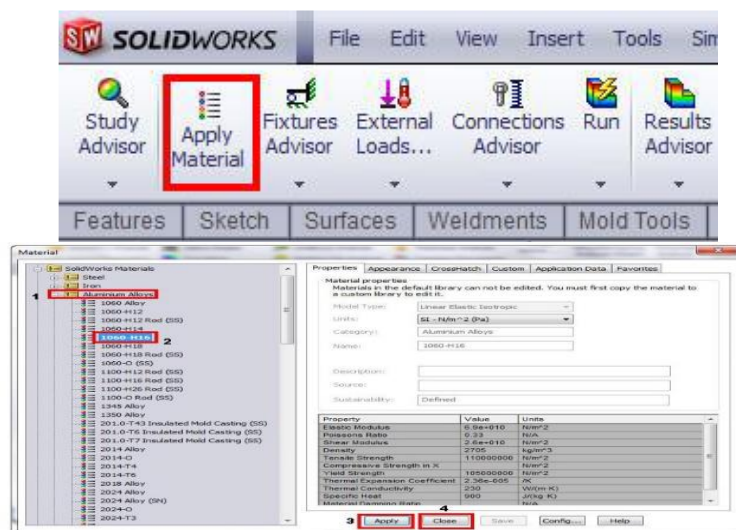
Pembuatan komponen merupakan langkah pertama untuk melakukan analisis statik, yaitu dengan cara membuat geometri *part* per komponen sub sistem yang telah dihasilkan dari data hasil perancangan.



Gambar 2. 14 Driven Gear 1

### 2.11.2 Memilih Jenis Material

Setelah pembuatan komponen selesai maka langkah selanjutnya adalah memilih jenis material yang akan dianalisis, dimana material yang digunakan sudah ditentukan oleh perancang.

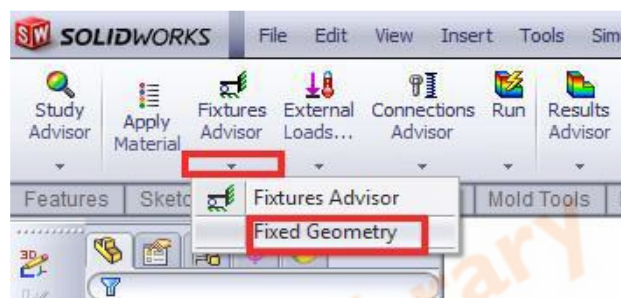


Gambar 2. 15 Memilih Jenis Material

Misalkan material yang akan digunakan adalah aluminium campuran (*alloy*) 1060-H16. Spesifikasi material dapat dilihat pada kotak dialog material tersebut. Setelah dipilih, kemudian *apply* dan *close*.

### 2.11.3 Memilih Jenis Tumpuan

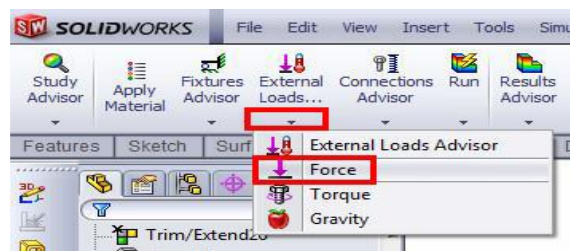
Setelah memilih jenis material maka langkah selanjutnya adalah memilih jenis tumpuan yang digunakan pada komponen tersebut, dimana tumpuan ini berfungsi untuk menahan gaya-gaya yang bekerja pada komponen tersebut.



Gambar 2. 16 Memilih Jenis Tumpuan

### 2.11.4 Pemberian Beban

Setelah memilih jenis tumpuan yang ada pada komponen tersebut maka langkah selanjutnya adalah memberi pembebanan yang terjadi pada komponen tersebut, dimana besar dan arahnya sesuai dengan data hasil perancangan. Gambar 2.17 menunjukkan cara pemberian beban.

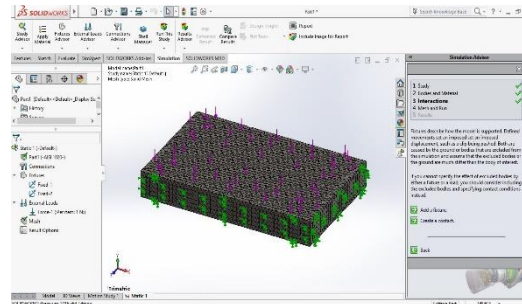


Gambar 2. 17 Pemberian Beban

### 2.11.5 Pemberian Mesh

Setelah pemberian beban selesai maka langkah selanjutnya adalah memberi *mesh* pada komponen sesuai dengan kebutuhan, dimana pemberian *mesh* ini dapat

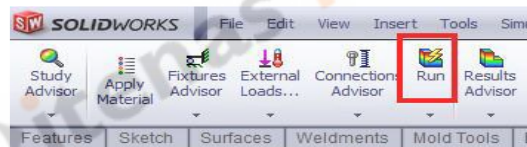
diatur tingkat kekasaran dan kehalusannya. Semakin halus *mesh* yang diberikan maka perhitungan dengan Solidworks ini akan semakin teliti begitupun sebaliknya.



**Gambar 2. 18** Pemberian *Mesh*

### 2.11.6 Menjalankan Program

Setelah selesai menentukan semua parameter yang akan dianalisis maka langkah selanjutnya adalah menjalankan program dengan cara klik ikon *run this study*, dimana *run this study* ini akan menjalankan program secara otomatis sesuai dengan parameter-parameter yang diinput.



**Gambar 2. 19** Menjalankan Program