

ANALISIS CONTACT STRESS DAN BENDING STRESS PADA SPUR GEAR MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA DAN TEORITIS DENGAN VARIASI JENIS MATERIAL

*Ruben Sanilo¹, Budi Setiyana², M Tauvqirrahman²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Semarang 50275, Telp. +62247460059 Sudharto, SH., Tembalang-

*E-mail: rubenmsanilo@gmail.com; ** budisetiyana@lecturer.undip.ac.id

Abstrak

Penggunaan roda gigi semakin beragam dalam banyak kondisi memungkinkan adanya material-material baru yang digunakan untuk menyesuaikan lingkungan tempat kerja. Material seperti kuningan, aluminium, dan nilon menjadi alternative material baru untuk memenuhi kebutuhan tersebut. Penelitian ini bertujuan membandingkan material-material roda gigi dengan metode perhitungan Hertz, Lewis, dan metode elemen hingga untuk mengetahui besaran tekanan kontak, tegangan lentur, dan torsi kritis dari sebuah material. Roda gigi pinion diberikan torsi tertentu yang bervariasi pada bagian poros agar menghasilkan tegangan dan tekanan pada gigi yang berkontak dengan gigi roda gigi pasangannya. Tekanan kontak roda gigi berdasarkan metode Hertz dan ANSYS akan bervariasi sesuai dari material seperti pada baja karbon senilei 86,62 MPa, kuningan 60,99 MPa, dan nilon 7,79 MPa pada torsi 10 Nm. Torsi kritis didapatkan dengan menghitung kembali torsi pada saat tegangan atau tekanan mencapai nilai kekuatan luluh material uji. Kegagalan roda gigi material baja karbon dan kuningan akan mengalami deformasi pada daerah kontak sementara nilon akan terdeformasi pada daerah kaki gigi.

Kata kunci: elemen hingga; hertz; lewis; tekanan-tegangan; torsi

Abstract

The use of increasingly diverse gears in many conditions allows for new materials to be used to suit the working environment. Materials such as brass, aluminium, and nylon are alternative materials to meet these needs. This study aims to compare gear materials using the Hertz, Lewis, and finite element methods to determine the contact pressure, bending stress, and critical torque of a material. The pinion gear is given a certain torque that varies on the shaft in order to produce tension and pressure on the teeth in contact with the teeth of the gear partner. The gear contact pressure based on the Hertz and ANSYS methods will vary according to the material such as carbon steel worth 86,62 MPa, brass 60,99 MPa, and nylon 7,79 MPa at 10 Nm torque. Lewis's calculation will produce a bending stress of 20,83 MPa at 10 Nm of torque. The critical torque is obtained by recalculating the torque when the stress or pressure reaches the yield strength value of the test material. Failure of gears made of carbon steel and brass materials will experience deformation in the contact area while nylon will deform in the foot area of the tooth.

Keywords: hertz; lewis; fem; stress; torque

1. Pendahuluan

Proses perancangan mesin-mesin industry terdapat komponen yang umum digunakan yaitu roda gigi. Roda gigi lurus merupakan bentuk paling sederhana dari sebuah roda gigi [1]. Fungsi dari sebuah roda gigi adalah untuk meneruskan daya, mengubah arah daya dan torsi, mengatur kecepatan putaran, dan lain-lain [2]. Material-material baru seperti polimer memberikan sifat yang berbeda dengan logam sehingga menjadi alternatif baru dalam berbagai bidang seperti robotika dan otomasi karena sifat dan biaya operasional serta perawatan yang rendah. Roda gigi polimer banyak digunakan berbahan dasar nilon dan plastic. Sifat material polimer banyak dikembangkan dari segi komposisi material dan proses pembuatan material tersebut [3].

Pada penggunaan di dunia otomotif dan penerbangan, roda gigi bermaterial polimer memiliki keunggulan dari segi biaya yang rendah, efisiensi tinggi, suara yang senyap, dan dapat bekerja tanpa pelumasan luar [8,9]. Penggunaan proses produksi berupa *additive manufacturing* membuat penggunaan material polimer dan sejenisnya makin sering digunakan. [10]

Sebagai salah satu material alternatif pengganti logam, perlu adanya Analisa mengenai besar tekanan dan tegangan yang dapat diterima oleh material-material alternatif tersebut. Dalam dunia Teknik, terdapat banyak cara untuk mengukur dari segi desain maupun tekanan yang terjadi pada roda gigi. Roda gigi mengalami dua jenis tekanan yaitu tekanan kontak pada permukaan kontak dan tegangan lentur pada bagian kaki gigi [4,7]. Metode Hertz, Lewis, dan metode elemen hingga merupakan cara yang dapat digunakan oleh perancang dalam menentukan ukuran serta besar tekanan yang dibutuhkan pada roda gigi.

2. Pembuatan Geometri Roda Gigi

Beberapa parameter penting yang menjadi dasar dalam perhitungan roda gigi adalah modul, sudut tekan, tebal gigi, jumlah gigi, dan lain-lain. [5] Desain roda gigi sangat menentukan besar tekanan dan gaya yang bekerja. Pada penelitian ini menggunakan acuan roda gigi pada transmisi sepeda motor dengan spesifikasi seperti berikut.

Tabel 1. Spesifikasi roda gigi

Modul	2 mm
Jumlah gigi pinion	12
Jumlah gigi gear	34
Sudut tekan	20°
Lebar gigi	20 mm

Material yang digunakan sebagai variasi pada penelitian ini menggunakan tiga jenis material yaitu baja karbon, kuningan, dan nilon 6/6. Spesifikasi setiap material tersebut yang mempengaruhi nilai tekanan tegangan roda gigi adalah.

Tabel 2. Spesifikasi material

Sifat material	Baja karbon	Kuningan	Nilon 6/6
Kekuatan luluh	589 MPa	87,7 MPa	57,1 MPa
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	776 MPa	278 MPa	64,7 MPa
<i>Poisson's Ratio</i>	0,3	0,345	0,41
<i>Modulus Young</i>	200 GPa	96 GPa	1480 MPa

3. Perhitungan Teoritis Tekanan Kontak dan Lentur pada Roda Gigi

3.1 Perhitungan Tekanan Kontak Menggunakan Persamaan Hertz

Persamaan Hertz memperhitungkan besar tekanan kontak yang dapat terjadi pada roda gigi akibat interaksi dengan roda gigi pasangannya. Jika bahan roda gigi sangat kaku maka kontak akan menjadi garis sederhana karena kontak dua permukaan luar gigi yang melengkung. Namun, material memiliki sifat elastisitas, gigi akan mengalami perubahan bentuk yang menghasilkan gaya yang ditransmisikan bekerja pada area persegi Panjang kecil. Nilai tekanan kontak Hertz dapat dihitung menggunakan rumus berikut [6].

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{W_t \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)}{F \pi \left\{ \left[\frac{1 - V_p^2}{E_p}\right] + \left[\frac{1 - V_G^2}{E_G}\right] \right\}}}$$

σ_c = tekanan kontak (MPa)

W_t = Gaya tangensial (N)

F = Lebar gigi (mm)

E_p, E_G = Modulus elastisitas material (MPa)

V_G, V_p = Poisson's ratio

r_1, r_2 = jari – jari kelengkungan permukaan (mm)

Dengan rumus diatas dan geometri pada tabel 1 dan torsi 10Nm, didapatkan nilai tekanan kontak sebesar,

$$W_t = \frac{T}{D_p}$$

$$W_t = \frac{2 \cdot 10000}{24}$$

$$W_t = 833,33 \text{ N}$$

$$r_1 = \frac{D_{pp} \sin(\varphi)}{2}; r_2 = \frac{D_{pg} \sin(\varphi)}{2}$$

$$r_1 = \frac{24 \sin(20)}{2}; r_2 = \frac{68 \sin(20)}{2}$$

$$r_1 = 10,95 \text{ mm}; r_2 = 31,04 \text{ mm}$$

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{833,33 \text{ N} \cdot \left(\frac{1}{10,95 \text{ mm}} + \frac{1}{31,04 \text{ mm}}\right)}{20 \text{ mm} \cdot \pi \cdot \left\{ \left[\frac{1 - 0,3^2}{200 \text{ GPa}}\right] + \left[\frac{1 - 0,3^2}{200 \text{ GPa}}\right] \right\}}}$$

$$\sigma_c = 86,62 \text{ MPa}$$

3.2 Perhitungan Tegangan Lentur Menggunakan Persamaan Lewis

Wilfred Lewis mengemukakan persamaan untuk menghitung tegangan lentur pada kaki gigi yang menjadi dasar dalam perhitungan desain roda gigi saat ini [6]. Persamaan Lewis dapat dilihat pada persamaan berikut.

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{F}$$

σ_b = tegangan lentur (MPa)

W_t = Gaya tangensial (N)

F = Lebar gigi (mm)

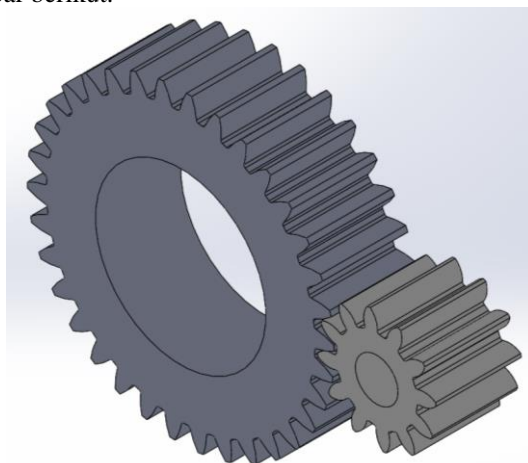
P_D = Diameter Pitch (mm)

$$\sigma_b = \frac{833,33 \cdot 0,5}{20}$$

$$\sigma_b = 20,83 \text{ MPa}$$

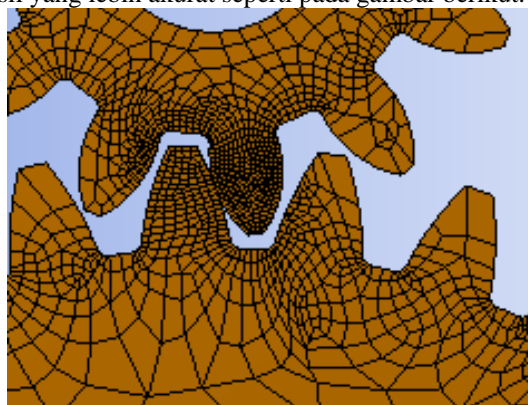
4. Simulasi Statis Struktural Roda Gigi pada ANSYS

Metode elemen hingga merupakan metode penyelesaian permasalahan teknik yang menggunakan pendekatan dengan membagi-bagi (diskritisasi) benda yang akan dianalisa kedalam bentuk elemen-elemen yang berhingga yang saling berkaitan satu sama lain. Dengan bentuk geometri pada tabel 1 diatas, dibuat geometri roda gigi pada aplikasi SOLIDWORKS seperti pada gambar berikut.



Gambar 1. Geometri roda gigi

Pemodelan menggunakan *Static Structural* yang bertujuan mendapatkan hasil simulasi pembebanan statis untuk disesuaikan dengan metode perhitungan Hertz dan Lewis. *Meshing* dilakukan dengan beberapa *element size* untuk mengetahui nilai mesh yang tidak mempengaruhi hasil akhir simulasi Mesh diperhalus pada bagian kontak gigi dan pada bagian kaki gigi agar mendapat hasil yang lebih akurat seperti pada gambar berikut.



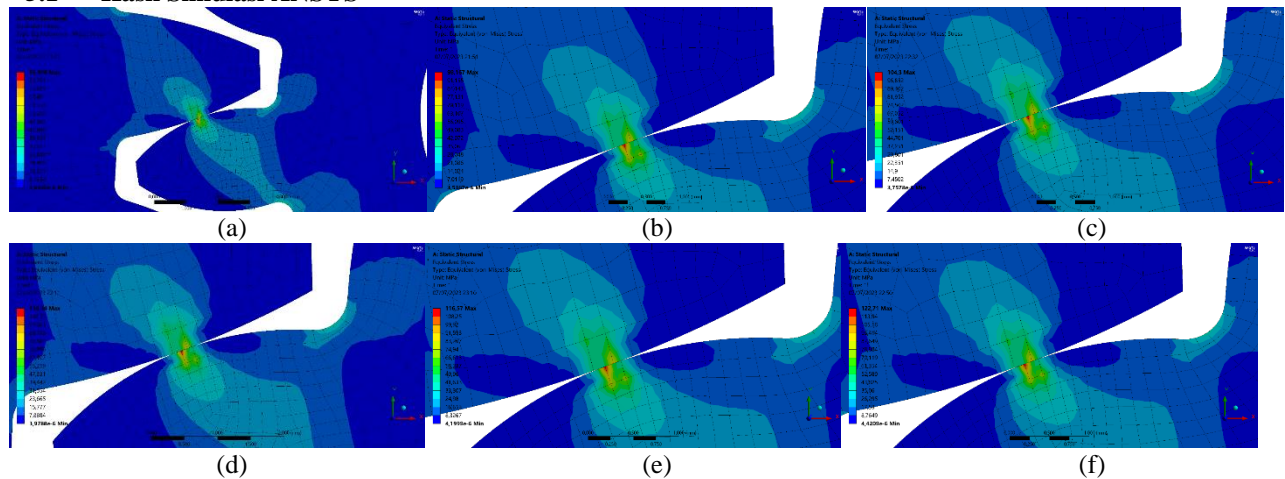
Gambar 2. Meshing roda gigi

4.1 Pembebanan dan Kondisi Batas

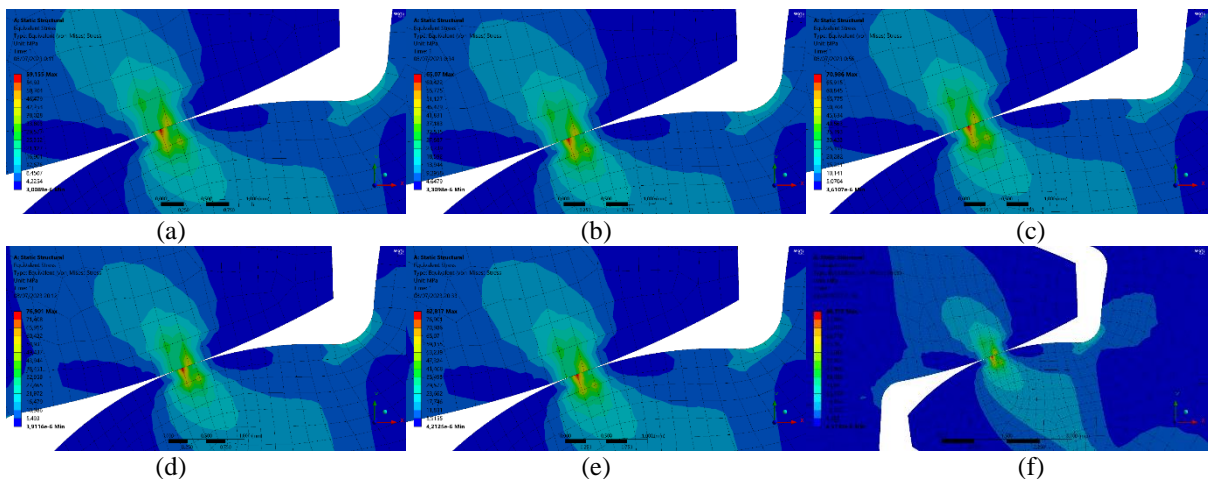
Kondisi batas simulasi menggunakan *frictionless support*, *fixed support*, dan *remote displacement*. Kondisi batas tersebut bertujuan menghasilkan pergerakan roda gigi yang sesuai dengan kondisi sebenarnya dimana roda gigi akan terhubung dengan poros dan bergerak secara radial. Beban dimasukkan dalam bentuk momen sebesar 10 Nm hingga 20Nm pada roda gigi pinion.

5. Hasil dan Pembahasan

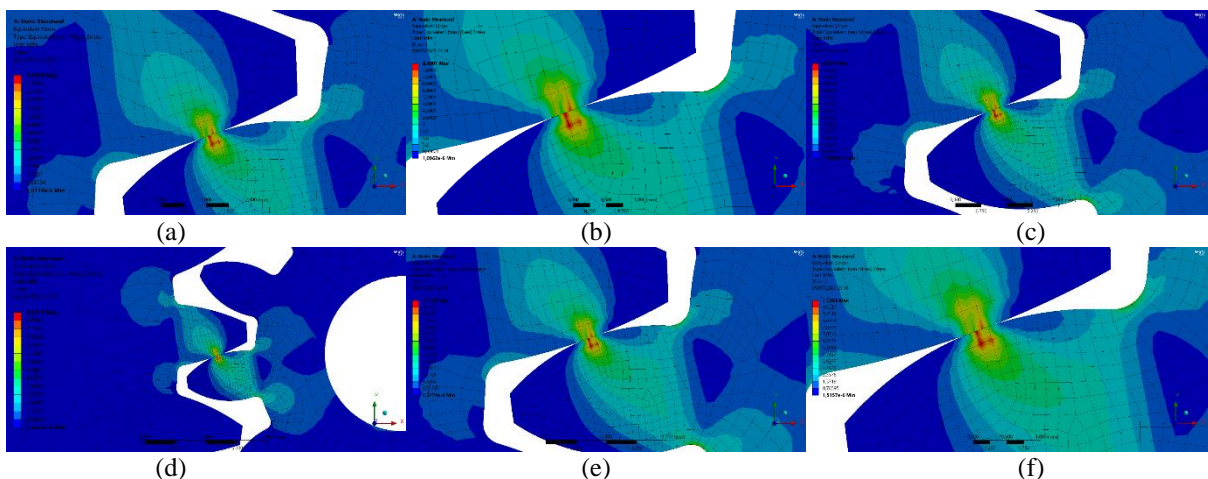
5.1 Hasil Simulasi ANSYS



Gambar 3. Kontur Von-Mises Stress Baja Karbon (a) 10 Nm, (b) 12 Nm, (c) 14 Nm, (d) 16 Nm, (e) 18 Nm, (f) 20 Nm



Gambar 4. Kontur Von-Mises Stress Kuningan (a) 10 Nm, (b) 12 Nm, (c) 14 Nm, (d) 16 Nm, (e) 18 Nm, (f) 20 Nm



Gambar 5. Kontur Von-Mises Stress Nilon 6/6 (a) 10 Nm, (b) 12 Nm, (c) 14 Nm, (d) 16 Nm, (e) 18 Nm, (f) 20 Nm

5.2 Hasil Perhitungan Tekanan Kontak

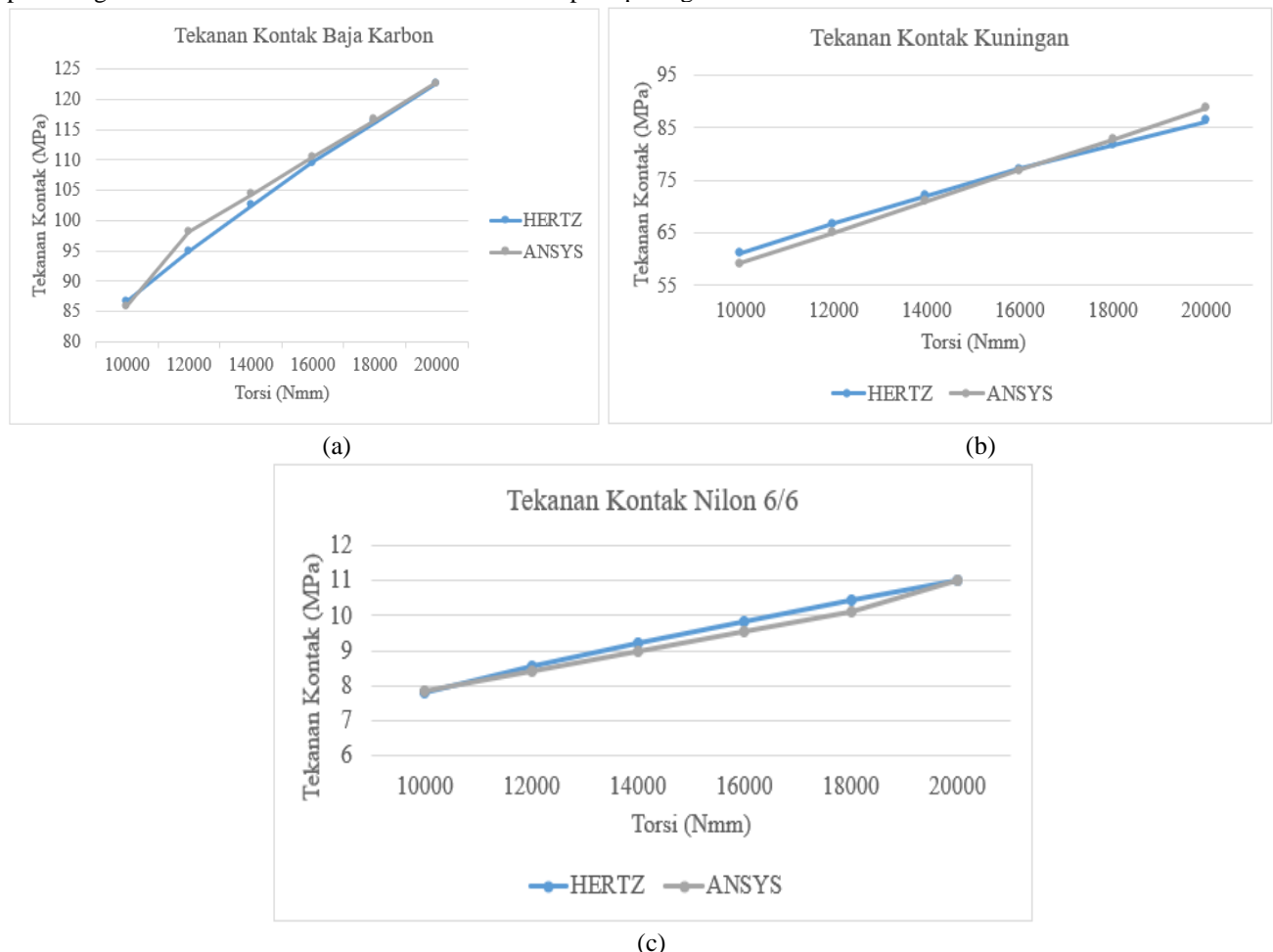
Tabel 3. Hasil Perhitungan Hertz Statis

Torsi (Nm)	Baja Karbon (MPa)	Kuningan (MPa)	Nilon 6/6 (MPa)
10	86,62	60,99	7,79
12	94,89	66,81	8,53
14	102,49	72,17	9,22
16	109,57	77,15	9,85
18	116,21	81,83	10,45
20	122,5	86,25	11,02

Tabel 4. Hasil Simulasi Tekanan Kontak ANSYS

Torsi (Nm)	Baja Karbon (MPa)	Kuningan (MPa)	Nilon 6/6 (MPa)
10	85,89	59,15	7,85
12	98,16	65,07	8,4
14	104,3	70,98	8,96
16	110,44	76,90	9,56
18	116,57	82,81	10,13
20	122,71	88,73	11

Dengan nilai tekanan pada tabel 3 dan 4 diatas, dapat diplot pada sebuah grafik untuk melihat perbandingan antara perhitungan Hertz statis dan hasil simulasi ANSYS seperti pada grafik berikut.



Gambar 6. Grafik Tekanan Kontak Material (a) baja karbon ; (b) kuningan ; (c) nilon 6/6

Pada gambar 6 dapat dilihat hasil perhitungan Hertz dan ANSYS memiliki nilai yang mendekati satu sama lain, menandakan simulasi ANSYS dapat memenuhi kriteria perhitungan teoritis Hertz.

5.3 Hasil Perhitungan Tegangan Kaki

Tabel 5. Hasil Perhitungan Lewis dan ANSYS

Torsi (Nm)	Lewis (MPa)	ANSYS		
		Baja Karbon (MPa)	Kuningan (MPa)	Nilon 6/6 (MPa)
10	20,83	24,54	16,90	2,24
12	25	28,04	18,59	2,4
14	29,17	29,80	20,28	2,56
16	33,33	31,55	21,97	2,73
18	37,5	33,30	23,66	2,89
20	41,67	35,06	25,35	3,14

Dari gambar 4.7 hingga 4.9 diatas dapat dilihat bahwa nilai tekanan kontak berbanding lurus dengan besaran torsi yang diberikan pada roda gigi. Dengan nilai tekanan berdasarkan simulasi ANSYS mendekati hasil perhitungan Hertz menyatakan bahwa simulasi pada aplikasi ANSYS dapat menjadi salah satu cara untuk menghitung besaran tekanan kontak pada roda gigi lurus.

Tekanan kontak menunjukkan nilai yang berbeda-beda bergantung pada material roda gigi. Berdasarkan rumus Hertz, properti material yang mempengaruhi nilai tersebut adalah koefisien elastis yang memerlukan data *poisson's ratio* dan *Modulus Young*.

Tegangan kaki menghasilkan nilai yang berbeda dari simulasi dan perhitungan teoritis. Nilai pada simulasi dipengaruhi oleh jenis material yang dimasukkan dalam proses simulasi, sementara perhitungan teoritis tidak menunjukkan adanya perhitungan material dalam rumus.

5.4 Hasil Perhitungan Tekanan Kontak Efektif

Pada proses perancangan serta penggunaan roda gigi akan berbentuk dinamis akibat faktor luar seperti pemasangan, temperatur kerja, getaran mesin penggerak, dan sebagainya. Faktor-faktor yang mempengaruhi tekanan kontak efektif untuk transmisi roda gigi untuk sepeda motor antara lain sebagai berikut.

1. Faktor kelebihan beban (K_o) = 1,5
2. Faktor Dinamis (K_v) = 1,3
3. Faktor Ukuran (K_s) = 1
4. Faktor Distribusi Beban (K_m) = 1
5. Faktor Kondisi Permukaan (C_f) = 1
6. Faktor Geometri (I) = 0,094

Dengan nilai faktor-faktor diatas, maka nilai tekanan kontak Hertz efektif dengan material baja karbon torsi 10Nm menjadi

$$\sigma_{c,eff} = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s K_m C_f \frac{\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)}{D_p F I}}$$

$$\sigma_{c,eff} = 187,07 \sqrt{833,33 \cdot 1,5 \cdot 1,3 \frac{\left(\frac{1}{10,95} + \frac{1}{31,04}\right)}{24 \cdot 20 \cdot 0,094}}$$

$$\sigma_{c,eff} = 394,53 \text{ MPa}$$

Tabel 6. Nilai tekanan kontak efektif

Torsi (Nm)	Baja Karbon (MPa)	Kuningan (MPa)	Nilon 6/6 (MPa)
10	394,53	277,80	35,49
12	432,19	304,32	38,88
14	466,82	328,70	42,00
16	499,05	351,40	44,90
18	529,32	372,71	47,62
20	557,95	392,87	50,19

5.5 Hasil Perhitungan Tegangan Kaki Efektif

Faktor yang mempengaruhi tegangan kaki efektif untuk transmisi roda gigi adalah sebagai berikut.

1. Faktor Kelebihan beban (K_o) = 1,5
2. Faktor Dinamis (K_v) = 1,3
3. Faktor Ukuran (K_s) = 1
4. Faktor Distribusi Beban (K_m) = 1
5. Faktor Ketebalan rim (K_b) = 1
6. Faktor Geometri (J) = 0,36

Dengan memperhitungkan faktor-faktor diatas, maka nilai tegangan kaki Lewis efektif untuk material baja karbon torsi 10 Nm menjadi:

$$\sigma_{b,eff} = \frac{W_t K_o K_v K_s P_d K_m K_b}{F J}$$

$$\sigma_{c,eff} = \frac{833,33 \cdot 1,5 \cdot 1,3 \cdot 0,5}{20 \cdot 0,36}$$

$$\sigma_{c,eff} = 112,85 \text{ MPa}$$

Tabel 7. Nilai tegangan kaki efektif

Torsi (Nm)	Baja Karbon (MPa)	Kuningan (MPa)	Nilon 6/6 (MPa)
10	112,85	112,85	112,85
12	135,42	135,42	135,42
14	157,99	157,99	157,99
16	180,56	180,56	180,56
18	203,13	203,13	203,13
20	255,69	255,69	255,69

5.6 Nilai Torsi Kritis

Torsi kritis didefinisikan sebagai batas maksimal torsi yang dapat ditahan oleh roda gigi sesuai dengan material yang digunakan. Torsi kritis ini menentukan besar daya yang dapat diteruskan pada putaran tertentu. Dengan sifat material pada tabel 2, besar torsi maksimal material adalah

$$\sigma_{cc} = 187,07 \sqrt{W_{tc} \cdot 1,5 \cdot 1,3 \cdot \left(\frac{1}{10,95} + \frac{1}{31,04} \right)}$$

$$W_{tc} \approx 1833,33 \text{ N}$$

$$W_{tc} = \frac{2 T_c}{D_p}$$

$$1833,33 = \frac{2 T_c}{24}$$

$$T_c = 22000 \text{ Nmm}$$

$$589 = \frac{W_{tc} \cdot 1,5 \cdot 0,5}{20 \cdot 0,36}$$

$$W_{tc} \approx 4333,33 \text{ N}$$

$$4333,33 = \frac{2 T_c}{24}$$

$$T_c = 52000 \text{ Nmm}$$

Dengan perhitungan diatas, didapatkan torsi kritis untuk material kuningan dan nilon 6/6 sebagai berikut.

Tabel 8. Torsi kritis dan status kegagalan

Material	Yield strength (MPa)	Batas torsi (Nmm)	Status kegagalan
Baja karbon	589	22000	Permukaan kontak
Kuningan	87,70	1000	Permukaan kontak
Nilon 6/6	57,10	5100	Kaki gigi

6. Kesimpulan

Berdasarkan hasil yang didapatkan peneliti beserta analisa yang dilakukan, didapatkan beberapa kesimpulan sebagai berikut.

1. Pada torsi 10000 Nmm, tekanan kontak yang dihasilkan oleh material baja karbon sebesar 86,62 MPa, kuningan 60,99 MPa, dan nilon 6/6 7,79 MPa. Tekanan kontak berbanding lurus dengan nilai torsi yang diberikan. Nilai yang didapatkan melalui perhitungan statis dan ANSYS menghasilkan nilai yang seragam dengan error nilai sebesar 3,4%. Nilai error tersebut menunjukkan simulasi pada aplikasi ANSYS dapat dilakukan berdasarkan perhitungan tekanan kontak Hertz.
2. Pada torsi 10000 Nmm, tegangan kaki yang dihasilkan berdasarkan perhitungan Lewis adalah 20,83 MPa sedangkan ANSYS menghasilkan nilai 24,54 MPa. Error yang dihasilkan adalah 15,1%.
3. Kegagalan pada material baja karbon dan kuningan akan terjadi pada daerah kontak sementara material nilon 6/6 pada daerah kaki gigi. Torsi Kritis baja karbon adalah 24000 Nmm dan kuningan 1000 Nmm hasil perhitungan Hertz. Material nilon mengalami hal yang berbeda dibandingkan baja karbon dan kuningan dengan nilai torsi kritis 6500 Nmm hasil perhitungan Lewis.

7. Daftar Pustaka

- [1] Rao, P.S., Vamsi, Ch. (2016). Contact Stress and Shear Stress Analysis of Spur Gear Using ANSYS and Theoretical. *International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering (IJMSME)*, 2, pp.9-14.
- [2] Mohammed, J.K., Khdir, Y.K., Kasab, S.Y. (2018). Contact Stress Analysis of Spur Gear Under the Different Rotational Speed by Theoretical and Finite Element Method. *Academic Journal of Nawroz University (AJNU)*, 7(4), pp. 213-222.
- [3] Buj-Corral, I., Zayas-Figueras, E.E. (2023). Comparative study about dimensional accuracy and form errors of FFF printed spur gears using PLA and Nylon. *Polymer Testing*, 117, 107862.
- [4] Shukla, A., Patel, S. (2023). Fatigue failure analysis of spur gear under moving load. *Materials Today: Proceedings*, 72, pp. 2803-2810.
- [5] Gupta, B., Choubey, A., Varde, G.V. (2012) Contact Stress Analysis of Spur Gear. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 1. ESRSA Publications
- [6] Budynas, R.G., Nisbett, J.K. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design Tenth Edition*. New York: McGraw-Hill Education.
- [7] Agrawal, A.P., Ali, S., Rathore, S. (2022). Finite element stress analysis for shape optimization of spur gear using ANSYS. *Materials Today: Proceedings*, 64, pp. 1147-1152.
- [8] Zhang, Y., Pursell, C., Mao, K. (2020). A physical investigation of wear and thermal characteristics of 3D printed nylon spur gears. *Tribology International*, 141, 105953.
- [9] Imrek, H. (2009). Performance improvement method for Nylon 6 spur gears. *Tribology International*, 42, pp. 503-510
- [10] Muminovic, A.J., Pervan, N., Delic, M. (2022). Failure analysis of nylon gears made by additive manufacturing. *Engineering Failure Analysis*, 137, 106272