

ANALISIS CONTACT STRESS DAN BENDING STRESS PADA SPUR GEAR DALAM KONDISI MISALIGNMENT MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Taufiqurrohman¹, Budi Setiyana², Mohammad Tauvqiirrahman²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

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

*E-mail: rahmantaufikur57@gmail.com

Abstrak

Pemasangan roda gigi secara ideal tidak mengalami *misalignment*, baik *axial* maupun *angular misalignment*. Namun, pemasangan roda gigi dilapangan terkadang terdapat *misalignment* sehingga bisa berpotensi mengakibatkan kegagalan roda gigi. Penelitian ini bertujuan mengetahui tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum yang terjadi ketika kondisi ideal, *axial misalignment*, *angular misalignment*, serta perbandingan tegangan kontak dan tegangan kaki antara kondisi ideal dan kondisi *axial* maupun *angular misalignment*. Roda gigi dimodelkan dalam kondisi ideal, *axial misalignment* sebesar 1 mm, 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm, dan 6 mm, serta *angular misalignment* sebesar 1°, 2°, 3°, 4°, 5°, dan 6° kemudian dilakukan analisis elemen hingga untuk memperoleh nilai tekanan kontak dan tegangan kaki di bagian gigi – gigi yang berkontak. Nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum semakin besar seiring semakin besarnya *misalignment* dimana roda gigi beroperasi secara aman ketika kondisi ideal. Selain itu, *angular misalignment* lebih berpotensi mengakibatkan kegagalan roda gigi daripada *axial misalignment*.

Kata kunci : metode elemen hingga; misalignment; tekanan – tegangan

Abstract

Ideally installing gears does not experience misalignment, either axial or angular misalignment. However, when installing gears in the field there is sometimes misalignment which could potentially result in gear failure. This research aims to determine the maximum contact pressure and maximum leg stress that occur under ideal conditions, axial misalignment, angular misalignment, as well as the comparison of contact stress and leg stress between ideal conditions and axial and angular misalignment conditions. The gears are modeled in ideal conditions, axial misalignment of 1 mm, 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm, and 6 mm, and angular misalignment of 1°, 2°, 3°, 4°, 5°, and 6°. Then a finite element analysis is carried out to obtain the contact pressure and leg stress values at the contacting teeth. The maximum contact pressure and maximum toe stress values increase with the greater the misalignment where the gear operates safely under ideal conditions. In addition, angular misalignment has more potential to cause gear failure than axial misalignment.

Keywords : finite element method; misalignment; pressure – stress

1. Pendahuluan

Roda gigi lurus merupakan salah satu komponen yang sering digunakan dalam mesin industri. Roda gigi yang memiliki bentuk sederhana merupakan roda gigi lurus [1]. *Spur gear* digunakan untuk menyalurkan daya karena gigi – giginya yang lurus memotong cincin sejajar dengan sumbu putaran [2]. Roda gigi lurus merupakan salah satu penemuan tertua peradaban manusia [3]. Roda gigi seringkali beroperasi dalam waktu yang lama dan situasi yang rumit yang menyebabkan performa roda gigi bisa berkurang atau gagal dalam waktu yang lama. Inilah mengapa desain, proses manufaktur, dan teknologi baru terus berkembang untuk membuat roda gigi yang andal [4]. *Gear* yang memiliki prosedur perakitan gigi yang tidak tepat akan menyebabkan transmisi buruk dan ketidaksejajaran [5]. Kesalahan perakitan dapat menyebabkan vibrasi dan kebisingan yang tinggi yang mana bisa memicu terjadinya tegangan yang bisa menyebabkan berkurangnya umur roda gigi [6].

Dalam dunia rekayasa, ada berbagai cara untuk mengetahui tekanan yang terjadi pada roda gigi. Perancang dapat menggunakan metode hertz, lewis, dan elemen hingga untuk menentukan ukuran dan tekanan yang diperlukan pada roda gigi [7]. Hal ini bisa mencegah terjadinya kegagalan pada roda gigi [8]. Secara ideal, pemasangan roda gigi semestinya tidak mengalami *misalignment*. Namun, kondisi tersebut sulit tercapai dilapangan karena roda gigi dengan profil involute sensitif terhadap *misalignment* [9]. Oleh karena itu, dalam penelitian ini dilakukan analisis elemen hingga terhadap *spur*

gear dalam kondisi *misalignment* untuk mengetahui besarnya tekanan kontak dan tegangan kaki yang terjadi pada *spur gear*.

2. Pembuatan Geometri *Spur Gear*

Parameter penting sebagai dasar perhitungan *spur gear* meliputi modul, sudut tekan, ketebalan gigi, dan jumlah gigi. Besarnya tekanan dan gaya yang terjadi pada *spur gear* ditentukan oleh desain *spur gear* [10]. Acuan roda gigi yang digunakan dalam penelitian ini adalah roda gigi pada transmisi sepeda motor yang memiliki spesifikasi seperti ditunjukkan Tabel 1.

Tabel 1. Spesifikasi *spur gear*

Modul	2 mm
Jumlah gigi pinion	15
Jumlah gigi gear	40
Sudut tekan	20°
Lebar gigi	20 mm

Material roda gigi yang digunakan dalam penelitian ini yaitu baja karbon. Tabel 2 menunjukkan spesifikasi material dari baja karbon.

Tabel 2. Spesifikasi material baja karbon

Nama Material	Baja Karbon
<i>Yield Strength</i>	589 MPa
<i>Ultimate Tensile Strength</i>	776 MPa
<i>Poisson's Ratio</i>	0.3
<i>Modulus Young</i>	200000 MPa

3. Perhitungan Tekanan Kontak dan Tegangan Kaki pada *Spur Gear* dalam Kondisi Ideal

3.1 Perhitungan Tekanan Kontak Menggunakan Persamaan Hertz

Persamaan hertz mempertimbangkan besarnya tekanan kontak yang dapat dihasilkan pada sebuah roda gigi sebagai hasil interaksinya dengan gigi yang lain. Rumus berikut digunakan untuk memperoleh besarnya nilai tekanan kontak [11].

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t \frac{\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)}{D_p F}}$$

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 menggunakan rumus tersebut dan data geometri roda gigi di Tabel 1 serta torsi 10000 Nmm maka diperoleh besarnya tekanan kontak,

$$W_t = \frac{2T}{D_p}$$

$$W_t = \frac{2T}{N_{pm}}$$

$$W_t = \frac{2 \cdot 10000}{15 \cdot 2}$$

$$W_t = 666.66 \text{ N}$$

$$r_1 = \frac{D_{PP} \sin \theta}{2}; r_2 = \frac{D_{PG} \sin \theta}{2}$$

$$r_1 = \frac{N_p m \sin \theta}{2} ; r_2 = \frac{N_G m \sin \theta}{2}$$

$$r_1 = \frac{15 \cdot 2 \sin 20}{2} ; r_2 = \frac{40 \cdot 2 \cdot \sin 20}{2}$$

$$r_1 = 5.13 \text{ mm} ; r_2 = 13.68 \text{ mm}$$

$$\sigma_c = 187.03 \sqrt{666.66 \frac{\left(\frac{1}{5.13} + \frac{1}{13.68}\right)}{15 \cdot 2 \cdot 20}}$$

$$\sigma_c = 102.04 \text{ MPa}$$

3.2 Perhitungan Tegangan Kaki Menggunakan Persamaan Lewis

Metode lewis bisa digunakan untuk menghitung tegangan kaki yang mana berprinsip *cantilever beam* [11]. Perhitungan berikut memakai data material dari baja karbon dengan beban 10000 Nmm serta data geometri roda gigi seperti ditunjukkan Tabel 1.

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

σ_b = tegangan kaki (MPa)

W_t = Gaya tangensial (N)

F = Lebar gigi (mm)

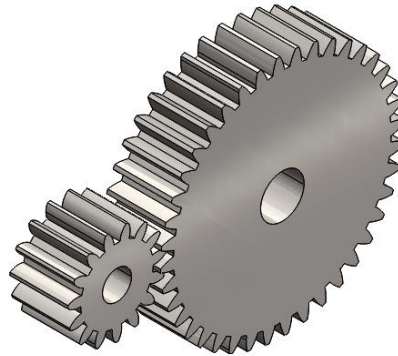
P_D = Diameter *pitch* (mm)

$$\sigma_b = \frac{666.66 \cdot 0.5}{20}$$

$$\sigma_b = 16.66 \text{ MPa}$$

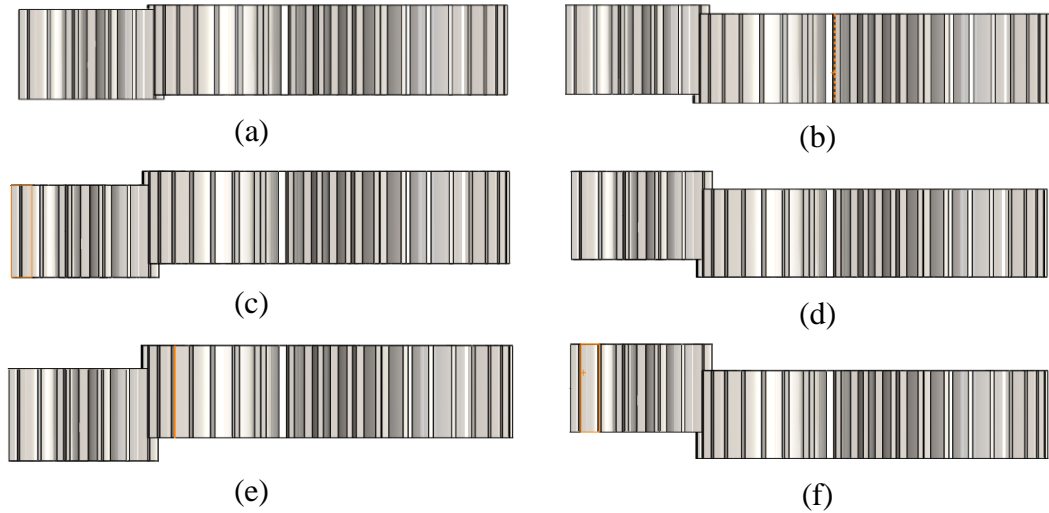
4. Simulasi *Static Structural Spur Gear* pada ANSYS

Metode elemen hingga merupakan cara untuk menyelesaikan masalah teknik dengan cara membagi *objek* yang akan dianalisis menjadi elemen – elemen berhingga yang berhubungan satu sama lain. Desain roda gigi lurus dibuat menggunakan *software* SOLIDWORKS dengan spesifikasi seperti ditunjukkan Tabel 1.



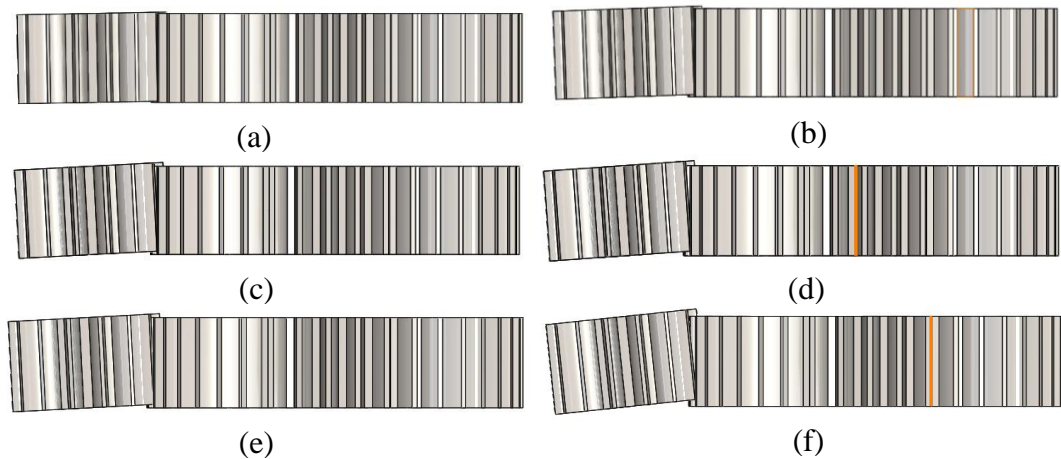
Gambar 1. Geometri *spur gear*

Kemudian dilakukan pemodelan *axial misalignment* yang mana *axial misalignment* merupakan ketidaklurusan dikarenakan adanya perbedaan *center of distance* antara *gear* dan *pinion* sehingga mengakibatkan *misalignment*. *Axial misalignment* yang dimodelkan sebesar 1 mm, 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm, dan 6 mm seperti ditunjukkan Gambar 2.



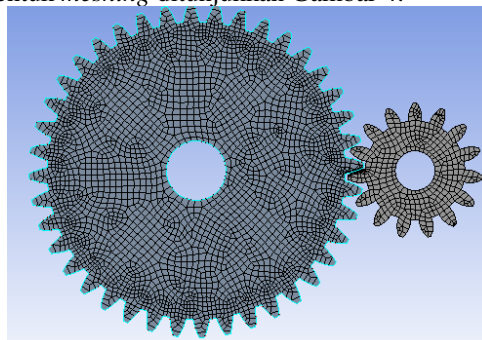
Gambar 2. Pemodelan axial misalignment (a) 1 mm (b) 2 mm (c) 3 mm (d) 4 mm (d) 5 mm (e) 6 mm

Pemodelan *angular misalignment* juga dilakukan terhadap roda gigi yang mana *angular misalignment* merupakan ketidaklurusan karena *shaft pinion* dan *gear* saling menyudut satu dengan yang lainnya sehingga mengakibatkan *misalignment*. *Angular misalignment* yang dimodelkan sebesar 1° , 2° , 3° , 4° , 5° , dan 6° seperti ditunjukkan dalam Gambar 3.



Gambar 3. Pemodelan angular misalignment (a) 1° (b) 2° (c) 3° (d) 4° (e) 5° (f) 6°

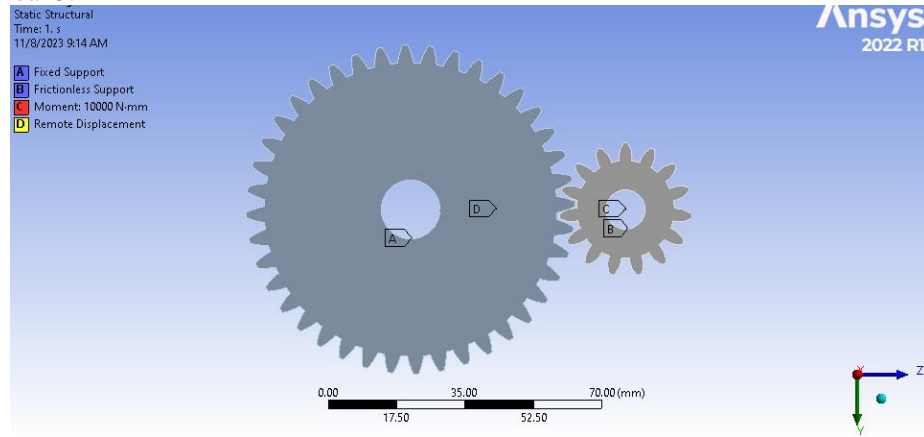
Pada simulasi, proses *meshing* dilakukan menggunakan berbagai ukuran elemen hingga memperoleh ukuran elemen yang tepat untuk simulasi. Bentuk *meshing* ditunjukkan Gambar 4.



Gambar 4. Meshing spur gear

4.1 Pembebanan dan Kondisi Batas

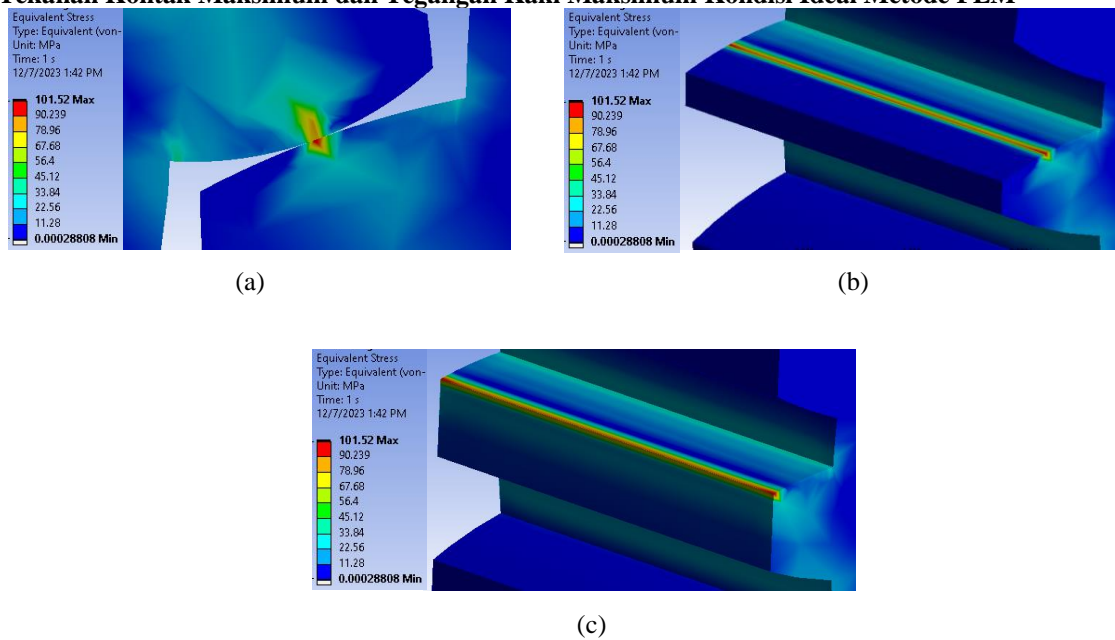
kondisi batas yang digunakan dalam simulasi ini adalah *frictionless support*, *fixed support* dan *remote displacement*. *Frictionless support* diberikan di bagian *shaft* pinon kaena torsi yang dihasilkan motor berasal dari *shaft* pinion kemudian *remote displacement* berfungsi mencegah roda gigi bergerak translasi maupun rotasi terhadap sumbu z maupun sumbu y sehingga roda gigi bisa bergerak rotasi terhadap sumbu x. Dengan menggunakan kondisi batas ini bertujuan supaya bisa memperoleh kondisi roda gigi yang sebenarnya yang mana roda gigi terhubung dengan *shaft* dan hanya melakukan pergerakan radial dengan besar torsi yang diberikan pada shaft pinion sebesar 10000 Nmm seperti ditunjukkan Gambar 5.



Gambar 5. Boundary condition

5. Hasil dan Pembahasan

5.1 Tekanan Kontak Maksimum dan Tegangan Kaki Maksimum Kondisi Ideal Metode FEM



Gambar 6. Hasil simulasi kondisi ideal (a) tampak 2D (b) distribusi tegangan di sepanjang lebar gigi (c) distribusi tegangan di sepanjang potongan gigi

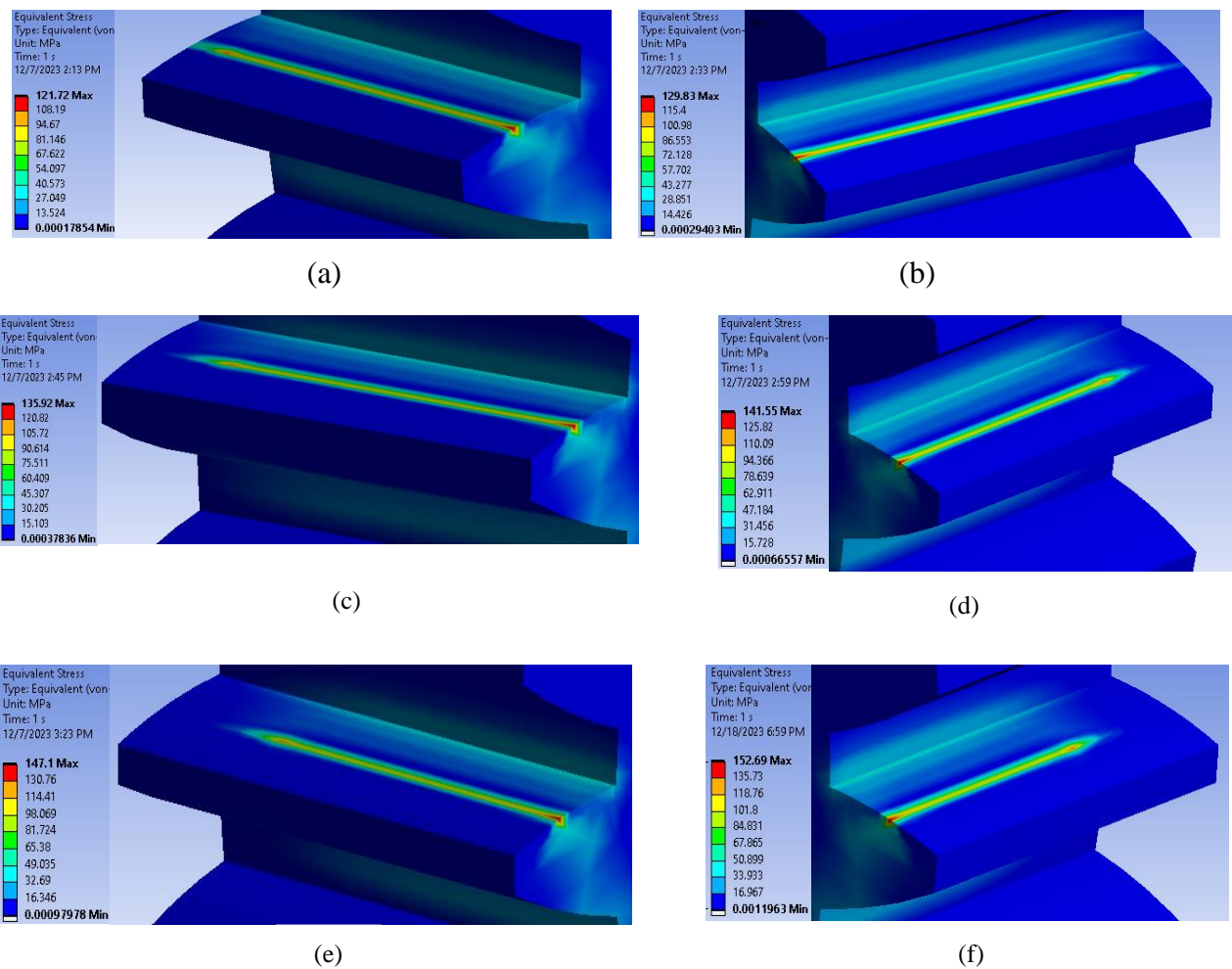
Gambar 6 menunjukkan distribus tegangan yang terjadi ketika kondisi ideal dimana tegangan terdistribusi secara merata artinya ketika kondisi ideal seluruh lebar gigi mengalami kontak. Hasil dari FEM perlu divalidasi menggunakan perhitungan teoritis seperti ditunjukkan Tabel 4.

Tabel 4. Perbandingan nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum dari metode FEM dan teoritis kondisi ideal

	FEM	Perhitungan Teoritis	Selisih (%)
Tekanan Kontak (Mpa)	101.52	102.04	0.51
Tegangan Kaki (Mpa)	17.98	16.66	7.92

Dengan selisih yang kecil antara nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum yang diperoleh dari FEM dan teoritis maka bisa dikatakan bahwa FEM bisa digunakan untuk memperoleh nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum yang terjadi pada roda gigi. Selain itu, tekanan maksimum dan tegangan kaki yang terjadi ketika kondisi ideal masih dibawah *yield strength* dari material roda gigi sebesar 589 MPa sehingga roda gigi masih bisa beroperasi secara aman.

5.2 Tekanan Kontak Maksimum dan Tegangan Kaki Maksimum Kondisi *Axial Misalignment*



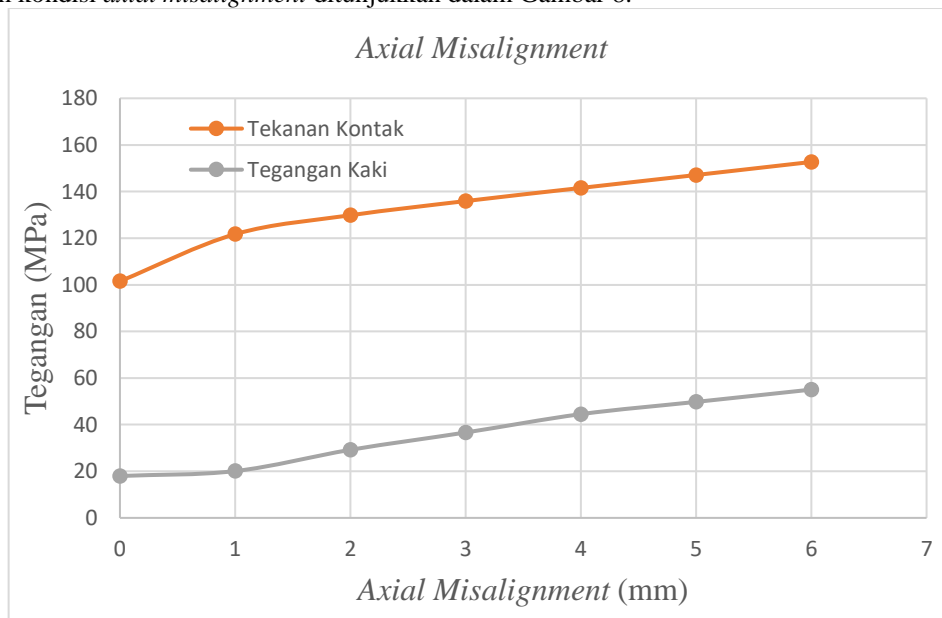
Gambar 7. *Axial misalignment* (a) 1 mm (b) 2 mm (c) 3 mm (d) 4 mm (e) 5 mm (f) 6 mm

Gambar 7 menunjukkan distribusi tegangan ketika kondisi *axial misalignment* di sepanjang lebar gigi dimana semakin besar *axial misalignment* maka semakin kecil lebar gigi yang mengalami kontak artinya semakin besar *axial misalignment* maka semakin besar bagian lebar gigi yang tidak mengalami kontak. Nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum ketika *axial misalignment* ditunjukkan Tabel 5.

Tabel 5. Nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum kondisi *axial misalignment*

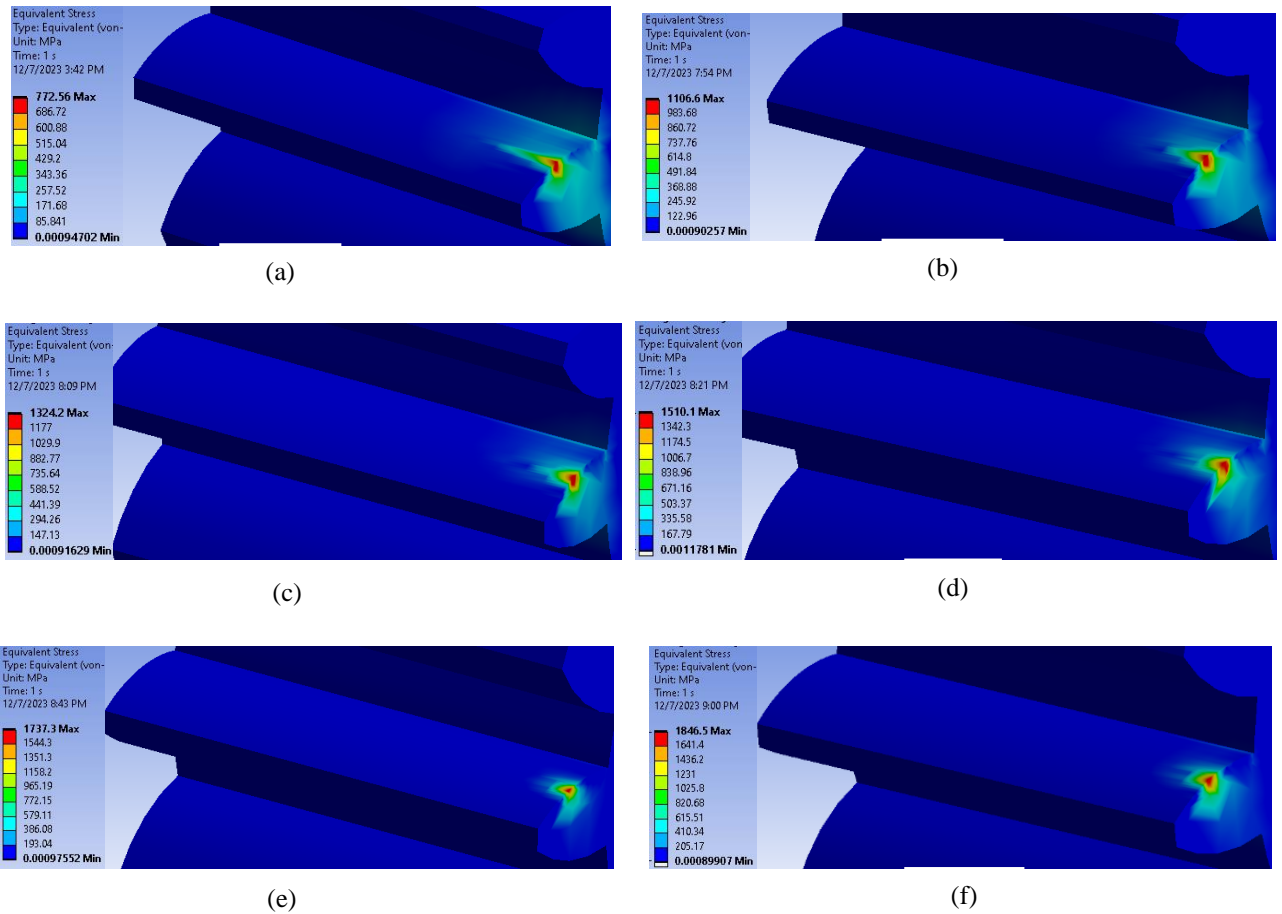
<i>Axial Misalignment</i>	Tekanan Kontak (MPa)	Tegangan Kaki (MPa)	Selisih Tekanan Kontak <i>Misalignment</i> dan Ideal (%)	Selisih Tegangan Kaki <i>Misalignment</i> dan Ideal (%)	Status (Aman / Gagal)
0	101.52	17.98	-	-	
1	121.72	20.08	19.89	11.67	Aman
2	129.83	29.21	27.88	62.45	Aman
3	135.92	36.63	33.88	103.72	Aman
4	141.55	44.51	39.43	147.55	Aman
5	147.1	49.76	44.89	176.75	Aman
6	152.69	55.04	50.40	206.11	Aman

Nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum ketika kondisi *axial misalignment* semakin besar seiring semakin besarnya *axial misalignment*. Selain itu, nilai tekanan kontak dan tegangan kaki maksimum yang terjadi ketika *axial misalignment* 1 mm, 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm, dan 6 mm masih berada di bawah *yield strength* dari material roda gigi sebesar 589 MPa sehingga roda gigi bisa beroperasi secara aman. Kemudian nilai tekanan kontak dan tegangan kaki maksimum ketika kondisi *axial misalignment* juga lebih tinggi dari nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum ketika kondisi ideal. Selain itu, distribusi tegangan yang terjadi di bagian lebar gigi ketika kondisi *axial misalignment* tidak merata di seluruh bagian lebar gigi dimana semakin besar *axial misalignment* maka distribusi tegangan di bagian lebar gigi semakin kecil hal ini dikarenakan semakin besar *axial misalignment* maka semakin sedikit bagian lebar gigi yang saling berkontak. Untuk kemudahan dalam pembacaan data, nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum kondisi *axial misalignment* ditunjukkan dalam Gambar 8.



Gambar 8. Hasil simulasi *axial misalignment*

5.3 Tekanan kontak maksimum dan Tegangan Kaki Maksimum Kondisi *Angular Misalignment*



Gambar 9. *Angular misalignment* (a) 1° (b) 2° (c) 3° (d) 4° (e) 5° (f) 6°

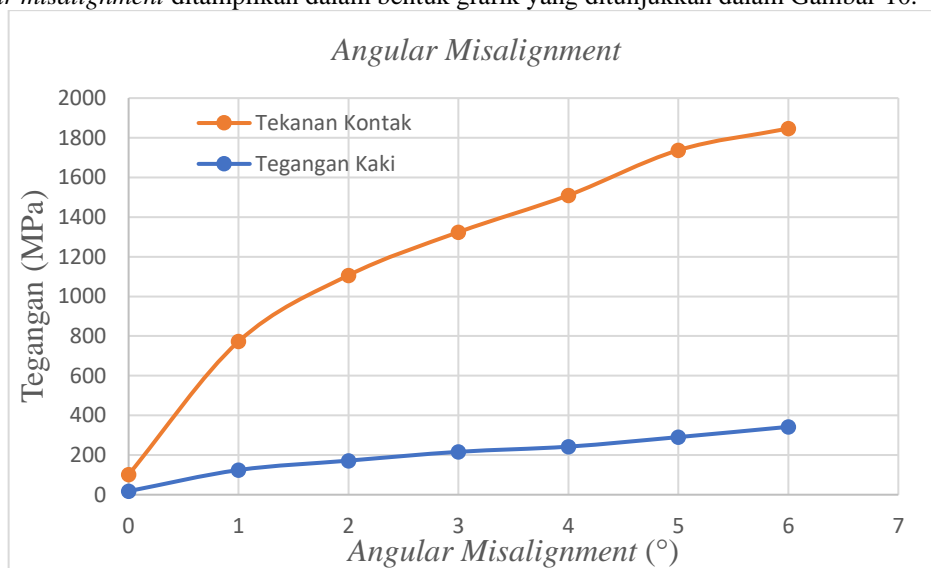
Gambar 9 menunjukkan distribusi tegangan ketika kondisi *angular misalignment* dimana distribusi tegangan hanya terjadi disalah satu ujung gigi sementara ujung gigi yang lain tidak mengalami distribusi tegangan artinya ketika kondisi *angular misalignment* hanya salah satu dari ujung gigi yang mengalami kontak sementara ujung gigi yang lain tidak mengalami kontak. Nilai tekanan kontak dan tegangan kaki ketika kondisi *angular misalignment* ditunjukkan Tabel 6.

Tabel 6. Nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum kondisi *angular misalignment*

<i>Angular Misalignment</i>	Tekanan Kontak (MPa)	Tegangan Kaki (MPa)	Selisih Tekanan Kontak <i>Angular Misalignment</i> dan Ideal (%)	Selisih Tegangan Kaki <i>Angular Misalignment</i> dan Ideal (%)	Status (Aman / Gagal)
0	101.52	17.98	-	-	
1	772.56	124.47	660.92	592.26	Mulai gagal (deformasi plastis)
2	1106.6	171.83	990.03	855.67	Gagal
3	1324.2	216.26	1204.37	1102.78	Gagal

4	1510.1	242.49	1387.49	1248.66	Gagal
5	1737.3	290.52	1611.28	1515.79	Gagal
6	1846.5	342.31	1744.98	1803.83	Gagal

Nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum semakin tinggi seiring semakin besarnya *angular misalignment*. Nilai tekanan kontak maksimum ketika *angular misalignment* 1° masih sudah melebihi *yield strength* material roda gigi namun masih berada dibawah *ultimate tensile strength* sehingga roda gigi mengalami deformasi plastis kemudian nilai tekanan kontak dan tegangan kaki maksimum ketika *angular misalignment* 2° sampai 6° sudah melebihi *ultimate tensile strength* dari material roda gigi sebesar 776 MPa sehingga roda gigi mengalami kegagalan. Distribusi tegangan yang terjadi di sepanjang lebar gigi ketika *angular misalignment* semakin kecil atau sempit seiring dengan semakin besarnya *angular misalignment* yang terjadi. Selain itu, distribusi tegangan yang terjadi hanya terkonsentrasi di salah satu sisi dari gigi sementara sisi lain gigi tidak mengalami tegangan. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar *angular misalignment* maka semakin kecil bagian gigi yang berkontak. Untuk kemudahan dalam pembacaan, data hasil simulasi *angular misalignment* ditampilkan dalam bentuk grafik yang ditunjukkan dalam Gambar 10.



Gambar 10. Hasil simulasi *angular misalignment*

6. Kesimpulan

Nilai tekanan kontak dan tegangan kaki yang terjadi ketika kondisi pemasangan ideal masih berada dibawah nilai *yield strength* material roda gigi yaitu baja karbon sebesar 589 MPa sehingga roda gigi masih bisa beroperasi secara aman. Kemudian *angular misalignment* lebih berpotensi mengakibatkan kegagalan pada roda gigi daripada *axial misalignment*. Selain itu, nilai tekanan kontak maksimum dan tegangan kaki maksimum ketika kondisi *axial* maupun *angular misalignment* lebih tinggi daripada pemasangan kondisi ideal dimana semakin besar *misalignment* maka semakin besar nilai tekanan kontak dan tegangan kaki maksimum yang dihasilkan.

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] Rao, P.S., Sriraj, N., Farookh, M. (2015). Contact Stress Analysis of Spur Gear for Different Materials using ANSYS and Hertz Equation. *International Journal of Modern Studies in Mechanical Engineering (IJMSME)*, 1, pp. 45-52.
- [4] Karabacak, Y.E., Bas, H. (2022). Experimental Investigation of Efficiency of Worm Gears and Modeling of Power Loss Through Artificial Neural Networks. *Measurement*, 202, 111756.
- [5] Ameen, Hani Aziz. (2010). Effect of Shaft Misalignment on The Stresses Distribution of Spur Gears. *Eng. And Tech. Journal*. Vol. 28. No.7.

- [6] Gurumani, Ramalingam dan Shanmugam, Subrabaniam. 2011. "Modeling and Contact Analysis of Crowned Spur Gear Teeth". Engineering MECHANICS Journal. Vol. 18, , No. 1, pp. 65–78.
- [7] Shukla, A., Patel, S. (2023). Fatigue Failure Analysis of Spur Gear Under Moving Load. *Materials Today: Proceedings*, 72, pp. 2803-2810.
- [8] Patel, Jotram., Gopal, Sahu., Prakash, Kumar, Sen. (2015), A Study on Common Failure of Gears. *International Journal of Innovative Research in Technology* 2 (6), hal. 301-307.
- [9] Kandil, A., Abd El-Gwad, E., Yassen, M. (2014). Effect of Shaft Misalignment on the Stress Distribution on Teeth of Spur Gears. *Port Said Engineering Research Journal* 18 (1), hal. 90-98.
- [10] Gupta, B., Choubey, A., Varde, G.V. (2012) Contact Stress Analysis of Spur Gear. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 1. ESRSA Publications.
- [11] Budynas, R.G., Nisbett, J.K. (2015). *Shigley's Mechanical Enngineering Design Tenth Edition*. New York: McGraw-Hill Education.