

Terbit online pada laman web jurnal : <http://metal.ft.unand.ac.id>**METAL: Jurnal Sistem Mekanik dan Termal**

| ISSN (Print) 2598-1137 | ISSN (Online) 2597-4483 |



Artikel Penelitian

Analisis Kegagalan Pada Roda Gigi Miring *Intermediate Gear 2* Pada *Gear Box* Untuk *Roller Press Milling Machine*

Andri Anto, Dedison Gasni

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Andalas, Padang

INFORMASI ARTIKEL

Sejarah Artikel:

Diterima Redaksi: 04 Agustus 2017

Revisi Akhir: 01 September 2017

Diterbitkan: 31 Oktober 2017

KATA KUNCI

Helical gear

Helical gear failure

Failure analysis

Fatigue failure

Contact mechanics

KORESPONDENSI

E-mail: andrianto313.aa@gmail.com

A B S T R A C T

This paper reports the result of an investigation of a fatigue failure of a helical gear in a reducer gear box used in roller press milling machine. Standard procedures in stress analysis on helical gear were used in failure analysis of this helical gear. It was found that the gear failed by fatigue fracture. Beach marks on the fracture surfaces were clearly visible. Detail examination of the surface of the gear revealed that extensive surface damage had occurred in the form of pitting and scuffing. Sub-surface damages in the form of spalling were also observed. Such observations indicated that the gear was under excessive contact stress during operation. Stress analysis did, in fact, confirm such hypothesis. Stress analysis has been conducted by using Niemann methods and Lewis equation. Finite element methods also have been conducted by using commercial software where the stress was obtained on the root of gear by modeling with pitting, without pitting, and matting. The results show that the working stresses on the root of gear were lower than strength of gear material. It was proved that the gear failure due to dynamic loading but not because of static loading. These surface and sub-surface damages lead to fatigue crack initiation followed by crack growth and eventual fracture excessive contact stress. It is showed that from contact mechanic analysis showed that Hertzian stress and shear stress at surface and at sub surface were excessive. It is concluded that the helical gear failed by fatigue fracture initiated by surface and sub-surface damages resulting from excessive contact stress.

1. PENDAHULUAN

Gear box berfungsi untuk mentransmisikan daya dengan mengubah torsi dan kecepatan putaran yang dihasilkan motor penggerak ke *Roller Press*. *Roller Press* berfungsi untuk memperkecil ukuran material batu kapur pada industri semen agar proses *milling* menjadi lebih cepat jika dibandingkan dengan material batu kapur yang tidak melalui proses *Roller Press*. *Gear box* memiliki empat roda gigi miring penghantar dimana masing-masing roda gigi berbeda karakteristiknya, baik jumlah gigi maupun diameternya. Dari keempat roda gigi tersebut, dua

buah roda gigi miring *Intermediate Gear 2* telah mengalami kegagalan, dimana posisi kedua roda gigi tersebut dapat dilihat pada Gambar 1. Akibat kegagalan roda gigi miring pada *gear box Roller Press* tersebut mengakibatkan terhentinya proses *milling*. Hal ini akan mengakibatkan kerugian yang besar bagi perusahaan akibat berhentinya pengoperasian *Roller Press* ini. Agar kejadian ini tidak terulang lagi dimasa yang akan datang, perlu dilakukan analisis penyebab kegagalan dari roda gigi miring dengan mengetahui akar penyebab (*root cause*) kegagalan pada roda gigi tersebut dan

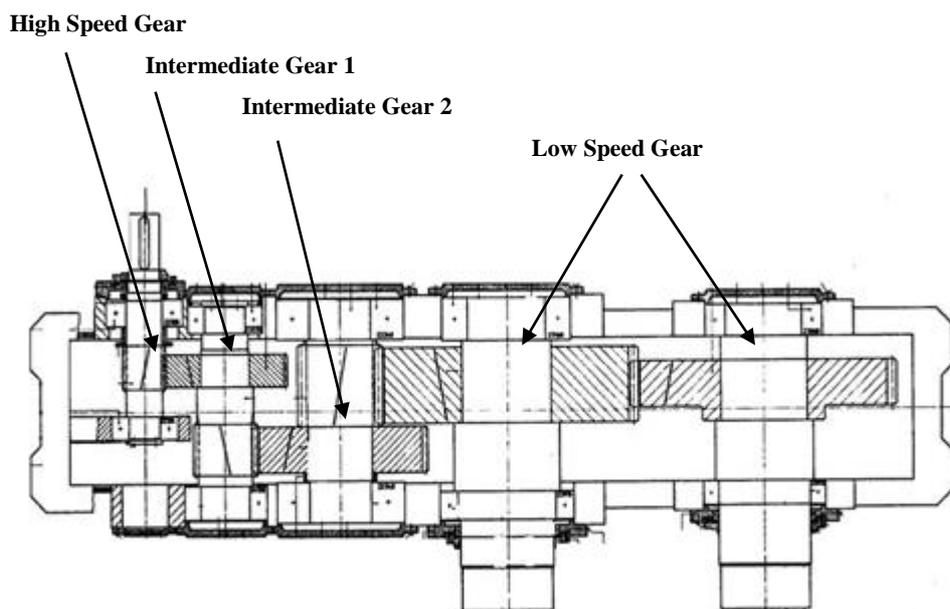
diharapkan untuk masa yang akan datang kegagalan seperti ini tidak terulang lagi.

Dari riwayat pemakaian *gear box* dari Roller Press ini, menunjukkan bahwa *gear box* telah dipasang selama ± 17 tahun dan telah mengalami dua kali pergantian roda gigi. Kegagalan pada roda gigi miring *intermediate gear* pada *gear box* ini terjadi secara tiba-tiba yang ditandai dengan adanya suara kasar pada *gear box*. Dari hasil wawancara dilapangan didapat informasi, bahwa *maintenance* pada *gear box Roller Press* ini telah dilakukan secara berkala terutama dalam penggantian cairan pelumas, sedangkan data vibrasi tidak diperoleh karena tidak dilakukan pengukuran. Dari hasil pengamatan di lapangan menunjukkan bahwa kegagalan yang terjadi pada *gear box* berupa patahnya gigi pada roda gigi *intermediate gear 2*.

Penyebab kegagalan roda gigi dapat disebabkan oleh beberapa hal diantaranya: kesalahan desain, ketidak tepatan pemakaian, dan kesalahan dalam pembuatan atau *manufacturing*. Kesalahan desain dapat disebabkan oleh beberapa hal diantaranya adalah: ketidaksesuaian dari geometri dari roda gigi, ketidaksesuaian material, kualitas material yang jelek, ketidaktepatan sistem pelumas dll. Ketidaktepatan dalam pemakaian diantaranya;

ketidaksesuaian pemasangan dan instalasi, pelumasan yang jelek, dan pemeliharaan (*maintenance*) yang jelek. Kesalahan dalam pembuatan (*manufacturing*) dapat berupa proses *machining* yang jelek atau kesalahan dalam proses perlakuan panas [1].

Surface pitting merupakan salah satu modus utama kegagalan dari komponen mesin yang dikenai beban rolling kontak, seperti roda gigi dan bantalan, dan dinyatakan dengan *service life* dari komponen tersebut [2]. Proses *fatigue* pada permukaan yang berkontak dimulai dengan terbentuknya *micro pitting* diikuti dengan pertumbuhan retak yang dikenal dengan *crack initiation* dan selanjutnya terjadi pelepasan dari lapisan permukaan material [3]. Roda gigi yang mengalami kontak *fatigue* akan mengalami kerusakan pertama kali biasanya terjadi didaerah *dedendum* dan terjadi pada roda gigi yang paling kecil dari susunan roda gigi [4]. Kerusakan akibat kontak *fatigue* pada gigi dari roda gigi biasanya terjadi pada satu dari tiga daerah ini yaitu: sepanjang *pitch line*, pada *addendum* dan pada *dedendum* [5]. Pembentukan lubang pada permukaan gigi akan menghasilkan konsentrasi tegangan yang mengakibatkan daerah tersebut mulai terjadi retak dan akhirnya terjadi kegagalan



Gambar 1. Susunan roda gigi pada *gear box*

[6]. *Pitting* pada kondisi rolling murni dapat terjadi bahkan dibawah pelumasan yang sudah tepat sekalipun, karena minyak pelumas yang bertindak sebagai cairan yang tidak dapat dimampatkan, sehingga tidak dapat mengalir ke daerah kontak yang dibebani [7].

Pada tulisan ini akan dilakukan analisis untuk melihat akar penyebab kegagalan dari roda gigi *intermediate gear 2*. Untuk mengetahui akar penyebab kegagalan pada roda gigi *intermediate gear 2* ini, dilakukan beberapa langkah yaitu: analisis gaya-gaya yang bekerja pada roda gigi baik analisis gaya statik dan analisis gaya dinamik. Dari analisis gaya ini akan dilakukan analisis tegangan baik secara analitik dengan metode Niemann dan persamaan Lewis maupun dengan metode *finite element* menggunakan *software* komersil. Untuk menganalisis penyebab kerusakan roda gigi *intermediate gear 2* ini dilakukan dengan pendekatan dengan cara mengamati bentuk patahan yang terjadi dan analisis bentuk kegagalan pada permukaan gigi dari roda gigi tersebut, dengan pendekatan teori kontak mekanik.

2. KAJIAN PUSTAKA

2.1. Roda gigi miring

Roda gigi miring mempunyai keunggulan yaitu: putarannya lebih halus dan putaran poros tidak melebihi 3600 rpm. Sistem transmisinya lebih ringkas dan kemampuan menerima beban lebih tinggi serta faktor terjadinya slip sangat kecil. Analisis tegangan pada roda gigi dapat dilakukan dengan menggunakan dua pendekatan: metode Niemann dan dengan menggunakan persamaan Lewis.

a. Metoda Niemann

Metoda Niemann yang telah distandarkan oleh DIN dijadikan sebagai acuan dalam memahami dasar-dasar dalam menentukan tegangan pada akar kaki gigi [11]. Besarnya tegangan yang bekerja pada akar kaki gigi dinyatakan dengan intensitas beban nominal (B). Untuk mendapatkan Intensitas beban nominal (B)

dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan-persamaan di bawah ini:

a. Daya masukan, N_1 (HP) dan putaran roda gigi 1, n_1 (rpm)

$$b. \text{Kecepatan keliling, } v(\text{m/s}) = \frac{\pi n_1 d_1}{60000} \quad (1)$$

$$c. \text{Momen puntir, } M_1(\text{kgf.m}) = 716 N_1/n_1 \quad (2)$$

$$d. \text{Gaya keliling, } U(\text{kgf}) = 2M_1 10^3/d_{b1} \quad (3)$$

$$e. \text{Gaya keliling per lebar gigi, } u(\text{kgf/mm}) = U/b \quad (4)$$

$$f. \text{Intensitas beban nominal, } B(\text{kgf/mm}^2) = U/(d_{b1}b) \quad (5)$$

b. Persamaan Lewis

Dalam mencari daya yang bekerja dalam arah putaran roda gigi ditunjukkan dalam persamaan di bawah ini

$$P(\text{kW}) = \frac{T.n}{9.550.000} \quad (6)$$

Dimana daya (P) dalam kW dan kecepatan putaran (n) dalam rpm maka besar torsi dapat dihitung dengan persamaan berikut;

$$T = \frac{P(\text{kW}) . 9.550.000}{n} \quad (7)$$

Jika daya (P) dan kecepatan tangensial (v_t) diketahui, maka besarnya gaya tangensial dapat dihitung dengan persamaan

$$W_t = \frac{33.000 . P}{v_t} \quad (8)$$

Persamaan 9 adalah persamaan Lewis yang mana hanya berlaku pada beban statik dan tidak berlaku pada perhitungan dinamik. Persamaan di bawah ini harus dimodifikasi untuk menghitung adanya pengaruh konsentrasi tegangan dan geometri pada roda gigi. Untuk itu persamaan 10 adalah modifikasi dari persamaan Lewis yang direkomendasikan oleh AGMA (*American Gear Manufacturing Association*) untuk design praktis roda gigi dan menghitung faktor keadaan kondisi yang berbeda.

$$\sigma = \frac{6W \frac{t^2}{4x}}{b \cdot t^2} = \frac{3W \cdot p_d}{2 b p_d x} = \frac{W_t p_d}{b Y} \quad (9)$$

$$\sigma_b = \frac{W_t p_d}{F J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_b K_l \quad (10)$$

Dimana:

- Wt = Beban tangensial yang diteruskan
- Ka = Faktor aplikasi
- Kv = Faktor dinamik
- Ks = Faktor ukuran
- Kl = Faktor *idler* (1.42 jika rancangan *idle gear*)
- Km = Faktor distribusi beban
- Kb = Faktor *rim thickness*
- Pd = Diameter *pitch*
- F = Lebar gigi
- J = Faktor geometri untuk kekuatan *bending*

2.2. Keausan Lelah

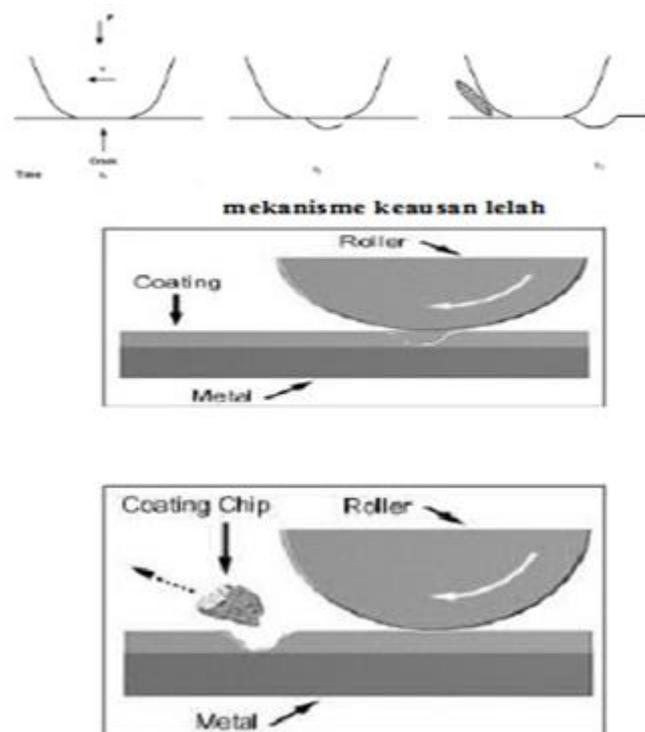
Keausan ini terjadi akibat interaksi permukaan dimana permukaan yang mengalami beban berulang akan mengarah pada pembentukan retak mikro. Retak mikro tersebut pada akhirnya menyatu dan menghasilkan pengelupasan material [3]. Tingkat keausan sangat bergantung pada tingkat

pembebanan. Gambar 2 memberikan skema mekanisme keausan lelah tersebut.

2.3. Kontak Mekanik

Seperti pada semua komponen mekanik pada umumnya, roda gigi juga mengalami keausan dikarenakan adanya kontak mekanik. Secara umum area kontak antara roda gigi memiliki bentuk segiempat (*rectangular*) dan bisa dikelompokkan dalam kontak garis (*line contact*). Kontak yang terjadi pada roda gigi berupa kontak *non-conformal* dan termasuk dalam deformasi elastis. Kontak *non-conformal* dan deformasi elastis dikategorikan dalam *line contact Elastohydrodynamic Lubrication (EHL)* [10].

Pada kenyataannya, permukaan roda gigi tidaklah halus. Kontak sebenarnya yang terjadi adalah antara *asperity* pada permukaan roda gigi. Tekanan kontak dan beban kontak mempunyai peranan penting pada koefisien gesek dan daya yang hilang. Kontak pada roda gigi ditunjukkan pada Gambar 3.



Gambar 2. Mekanisme keausan lelah [9]

Berdasarkan teori Hertz dari kontak elastik, jika dua permukaan saling berkontak maka akan terbentuk *point* atau *line* kontak seperti Gambar 4.

Lebar kontak dapat dinyatakan dengan

$$a = \sqrt{\frac{2F (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{\pi L (1/d_1 + 1/d_2)}} \quad (11)$$

Tekanan maksimum dapat dinyatakan dengan

$$P_{maks} = \frac{2F}{\pi a L} \quad (12)$$

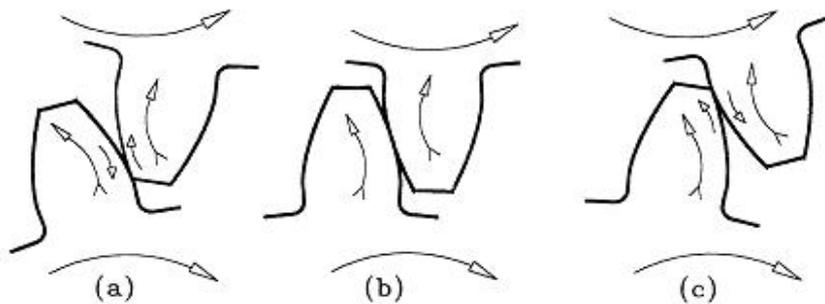
Dimana d_1 dan d_2 adalah diameter *pitch* dari pinion dan gear. Sehingga besarnya tekanan maksimum (Hertzian *Stress*) dapat dinyatakan dengan:

$$P_{maks} = \sigma_H = 0,564 \sqrt{\frac{F (\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2})}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}} \quad (13)$$

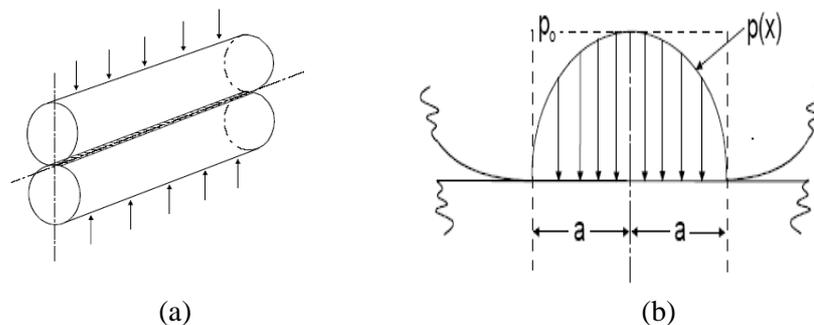
3. METODOLOGI

3.1. Prosedur Penelitian

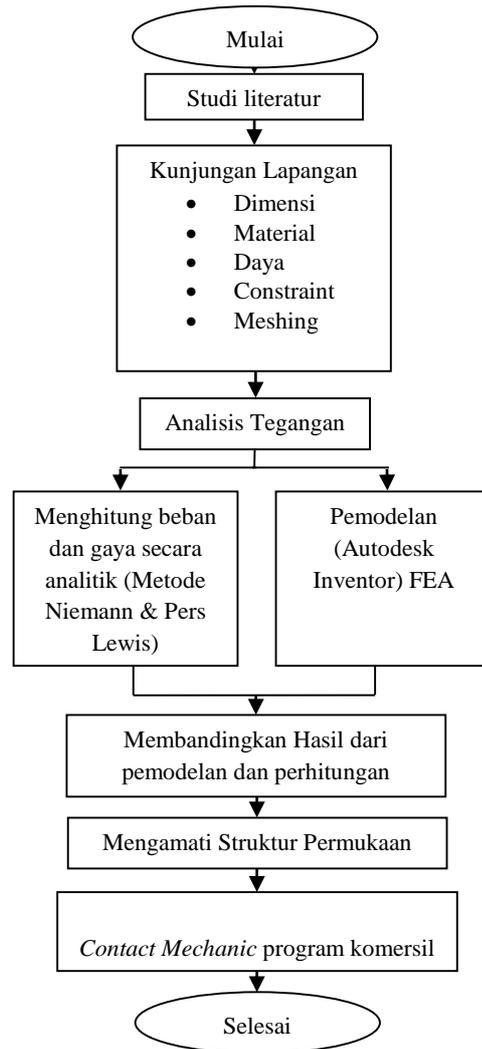
Gambar 5 memperlihatkan tahapan untuk menyusun langkah-langkah yang akan dilakukan dalam analisis kegagalan pada roda gigi miring. Pada tulisan ini, ada beberapa tahapan yang akan dilakukan dalam analisis kegagalan pada roda gigi, yaitu: menentukan gaya dan tegangan yang bekerja pada roda gigi miring untuk dapat memahami bentuk-bentuk kegagalan yang terjadi pada roda gigi tersebut. Tahap awal adalah studi literatur yang terkait dengan roda gigi miring. Dari hasil studi literatur diperoleh informasi seperti nomenklatur roda gigi, jenis roda gigi, kemudian geometri, gaya-gaya yang bekerja, dan bentuk-bentuk kegagalan yang terjadi pada roda gigi miring. Tahap kedua dilakukan pengumpulan data mengenai roda gigi miring dengan melakukan pengukuran langsung ke lapangan dan memotret bentuk patahan roda gigi. Data yang akan diperoleh dilapangan dapat dilihat pada Tabel 1.



Gambar 3. Mekanisme kontak roda gigi, (a) pada titik pertama kontak, (b) pada titik pitch dan (c) pada titik terakhir kontak [10]



Gambar 4. Kontak antara dua permukaan: (a) *line* kontak dan (b) distribusi tegangan di daerah kontak [10]



Gambar 5. Flowchart Penelitian

Tabel 1. Nomenklatur dari Pinion Gear dan Intermediate Gear 2 di lapangan

Nomenklatur	Simbol	Pinion	Intermediate Gear 2
Daya (Input)	P	900 kW	900 kW
Putaran (Input)	n	980 rpm	980 rpm
Daya (Output)	P	683 kW	683 kW
Putaran (Output)	n	299 rpm	107 rpm
Sudut Tekan	ϕ/α	14°	14°
Helix angle	β	20°	20°
Diameter lingkaran jarak bagi	d0	226 mm	685 mm
Lebar gigi	F/b	255,5 mm	255, 5 mm
Diameter lingkaran kepala	dk	246 mm	705,6 mm
Diameter lingkaran kaki	df	206 mm	665,6 mm
Jumlah gigi	N/z	23	68
Modul	m	10,69	10,37
Pitch	p	33,56	32,56

3.2. Menghitung Gaya dan Tegangan Beban Dinamik Secara Analitik

3.2.1 Analisis Roda Gigi Menggunakan Perhitungan Niemann

Dalam analisis roda gigi miring *intermediate gear 2* ini menggunakan perhitungan berdasarkan standar DIN [11]. Ada beberapa langkah yang akan digunakan untuk menganalisis kegagalan roda gigi miring, yaitu:

1. Dimensi
2. Intensitas beban nominal
3. Kesalahan gigi (f)
4. Rasio kontak efektif (ε_w)
5. Faktor tegangan kaki gigi (q_w)
6. Faktor beban C_s , C_D , C_T dan C_β
7. Intensitas beban efektif B_w
8. Tegangan efektif kaki gigi σ_w
9. Tekanan kontak permukaan gigi k_w
10. Tahanan *scoring* permukaan gigi k_F
11. Faktor keamanan terhadap patah lelah kaki gigi S_B
12. Faktor keamanan terhadap kegagalan *pitting* S_G
13. Faktor keamanan terhadap *scoring* S_F

3.2.2 Menghitung Tegangan dengan Menggunakan Persamaan Lewis

Dari persamaan 7 diperoleh besarnya torsi yang bekerja pada roda gigi sebesar 60.749 N.m dan pada roda gigi miring terdapat 3 jenis beban yang bekerja secara bersamaan yaitu beban tangensial (W_t), beban aksial (W_x), dan beban radial (W_r).

$$W_t = 177.370 \text{ N,}$$

$$W_x = 44.223,3 \text{ N, dan}$$

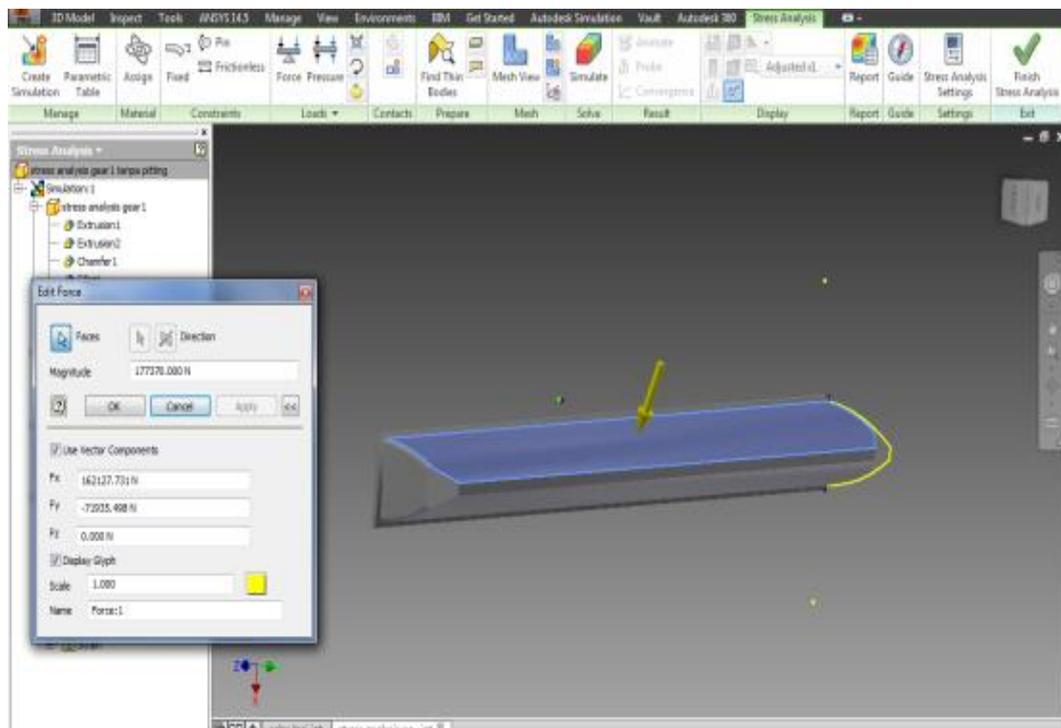
$$W_r = 64.557,5 \text{ N}$$

Dengan menggunakan persamaan Lewis (persamaan 10) akan diperoleh tegangan pada roda gigi, sebesar $\sigma_b = 324,48 \text{ MPa}$.

3.3. Pemodelan Dengan Menggunakan Program Komersil Autodesk inventor

3.3.1 Pemodelan dengan batang kantilever

Untuk memberi beban, maka dipilih gaya dengan ikon **force**, pilih sisi yang menghadap keatas pada bagian *gear* seperti terlihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Memberikan gaya (*force*) pada *gear face*

3.3.2 Pemodelan roda gigi secara keseluruhan

Dalam pemodelan roda gigi secara keseluruhan dengan menggunakan Autodesk *simulation mechanical* ini ditunjukkan pada Gambar 7.

3.4. Mencari Nilai Besarnya Tegangan Pada Permukaan Yang Terdapat Pitting dengan Pemodelan Inventor

Pemodelan *inventor* dengan cara memberikan bentuk *pitting* sebagai pusat distribusi tegangan yang bekerja apabila diberi gaya. Pemodelan adanya *pitting* ditunjukkan pada Gambar 8.

Setelah mendapatkan nilai gaya dari metode Niemann, persamaan Lewis, dan pemodelan FEA maka akan dibandingkan dengan *yield strength* spesimen roda gigi yang komposisinya telah didapat dan diukur berapa nilai *yield strength* dari kandungan Fe, C, Si, Mn dan Cr pada spesimen. Kemudian nilai *yield strength* inilah yang akan dibandingkan dengan hasil pendekatan melalui metode Niemann, persamaan Lewis dan FEA.

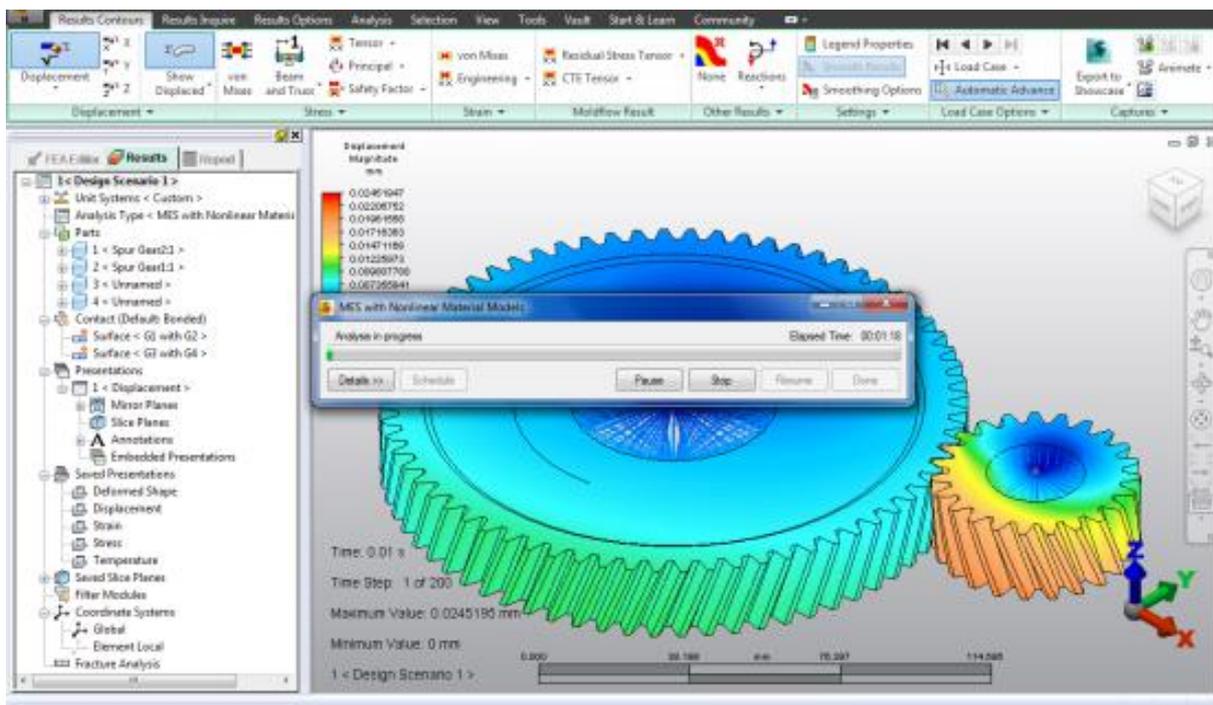
3.5. Tegangan yang Terjadi Pada Permukaan kontak Roda Gigi

Tegangan kontak pada permukaan roda gigi *Intermediate Gear 2* diperoleh dengan cara pendekatan kontak mekanik. Persamaan Hertzian *stress* digunakan untuk menentukan tegangan Hertzian dan tegangan geser pada *sub-surface*. Disamping itu dilakukan perhitungan kontak *stress* dan *shear stress* dengan pendekatan elemen hingga dengan *software* komersil.

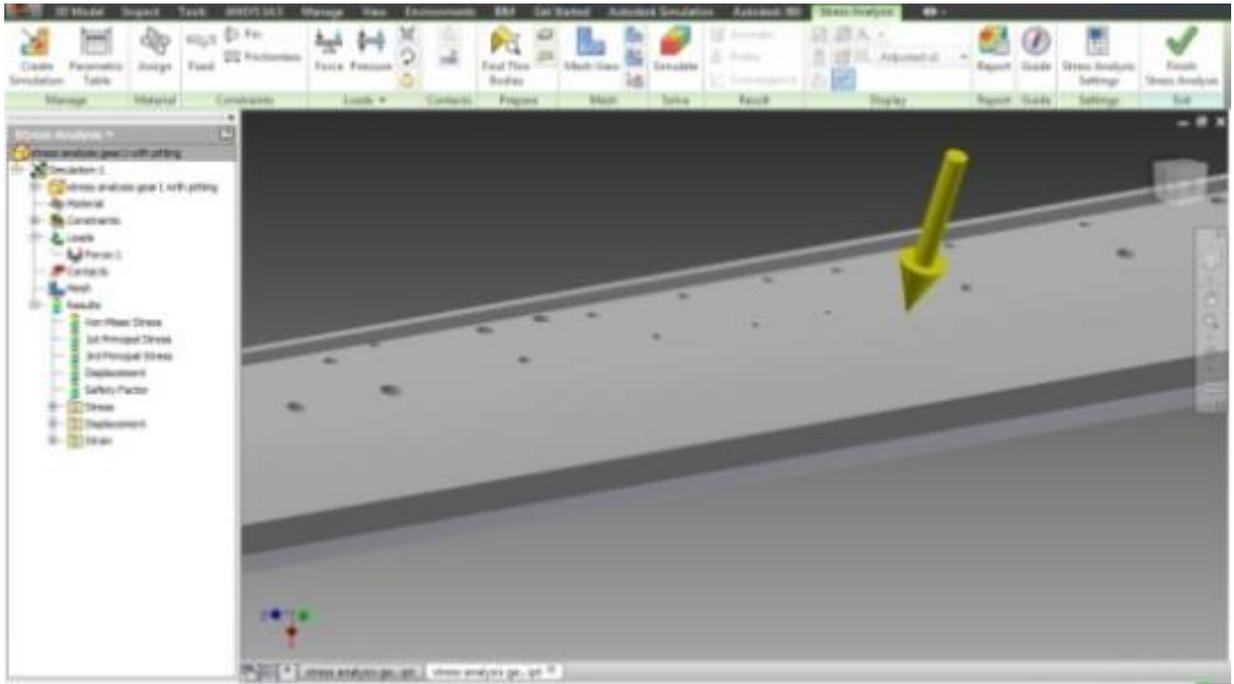
4. HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Fakta Lapangan

Gear box jenis *Jahnel-Kesterman* beroperasi normal dengan daya sekitar 683-900 kW. Motor penggerak mempunyai daya 900 kW. Oli yang digunakan adalah Masri FLG ISO VG 320 yang telah diganti secara berkala sesuai rekomendasi *manufacturer*. Beberapa gigi dari roda gigi *failure* pada *intermediate gear 2*. Gambar 9 memperlihatkan kegagalan dari roda gigi *intermediate gear 2*.



Gambar 7. Hasil Pemodelan *Inventor*



Gambar 8. Batang kantilever dengan adanya *pitting* pada permukaan roda gigi



Gambar 9. *Intermediate Gear 2* dan *Pinion Gear*

4.2. Pengamatan Secara Visual Bentuk Kegagalan Roda Gigi

Pada gambar 10 terlihat bahwa adanya *scuffing* (*scoring*) pada permukaan gigi, penyebab terjadinya *scuffing* adalah adanya pelumasan yang kurang baik. Disamping itu, pada permukaan roda gigi terlihat adanya lubang-lubang kecil yang disebut dengan *pitting*. Pada gigi yang patah dijumpai 2 (dua) bentuk patahan, yaitu berupa patahan leleh (Gambar 11a) dan patahan ulet (Gambar 11b).

4.3. Gaya-gaya Pada Roda gigi

Dengan menggunakan prinsip aturan tangan kanan, maka dapat dilihat arah torsi pada susunan roda gigi pada *gear box* seperti diperlihatkan pada Gambar 12. Besarnya torsi pada masing-masing roda gigi dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Nilai Torsi Pada Roda Gigi

No	Poros	Putaran (rpm)	Torsi (Nm)
1	A	980	6.655,76
2	B	298.98	21.816
3	C	107.37	60.748
4	D	35.36	184.446,8
5	E	35.36	184.446,8



Gambar 10. Kegagalan *scuffing* dan *pitting* pada permukaan *gear*



(a)

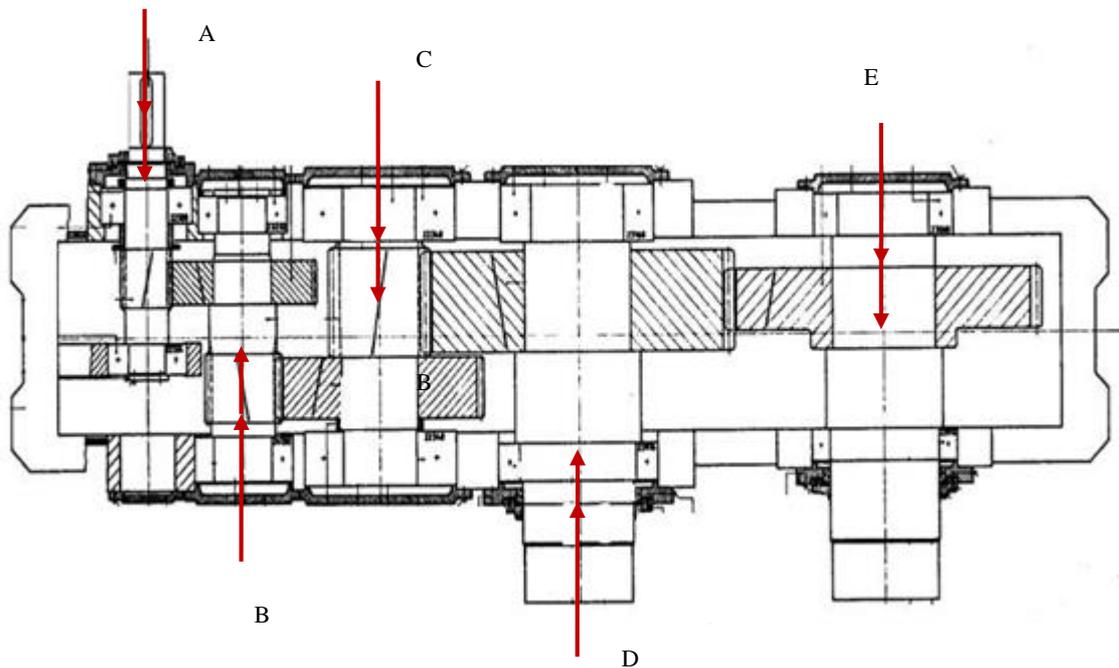
(b)

Gambar 11. Bentuk patah leleh spesimen *intermediate gear 2*

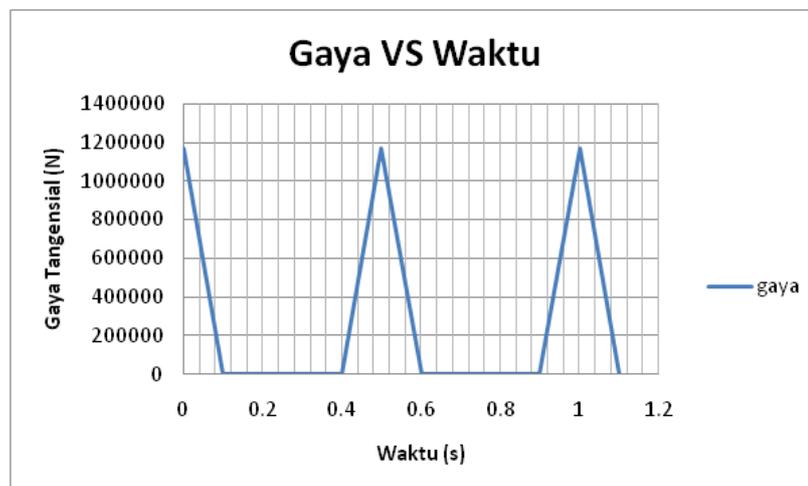
4.4. Perbandingan Tegangan yang Terjadi pada Permukaan Gigi antara Perhitungan Niemann, Lewis dan FEA (Finite Element Analysis)

Dari hasil pengujian terhadap material dari roda gigi dengan menggunakan EDX (Tabel 4) diperoleh komposisi karbon sebesar 0,60 %, mangan sebesar 0,69 %, chromium sebesar 1,7 % dan nikel sebesar 1,4 % maka material dari roda gigi ini termasuk

pada *low alloy steel* dengan nilai *yield strength*-nya sebesar 1860 MPa [5]. Dari data tegangan yang bekerja pada permukaan kaki gigi (Tabel 3) memperlihatkan bahwa tegangan tersebut berada di bawah kekuatan material dari roda gigi *intermediate gigi 2* (1860 MPa). Dari fakta ini jelas bahwa kegagalan dari roda gigi *intermediate gear 2* tersebut, bukan karena beban statik namun diakibatkan oleh beban dinamik atau *fatigue*.



Gambar 12. Susunan roda gigi pada Gear box



Gambar 13. Susunan roda gigi pada Gear box

4.5. Kontak mekanik

Besarnya tekanan kontak berdasarkan Hertzian Stress diperoleh sebesar **541,56 MPa** dan besarnya tegangan geser maksimum sebesar **164,63 MPa**. Dimana tegangan geser maksimum ini terjadi pada

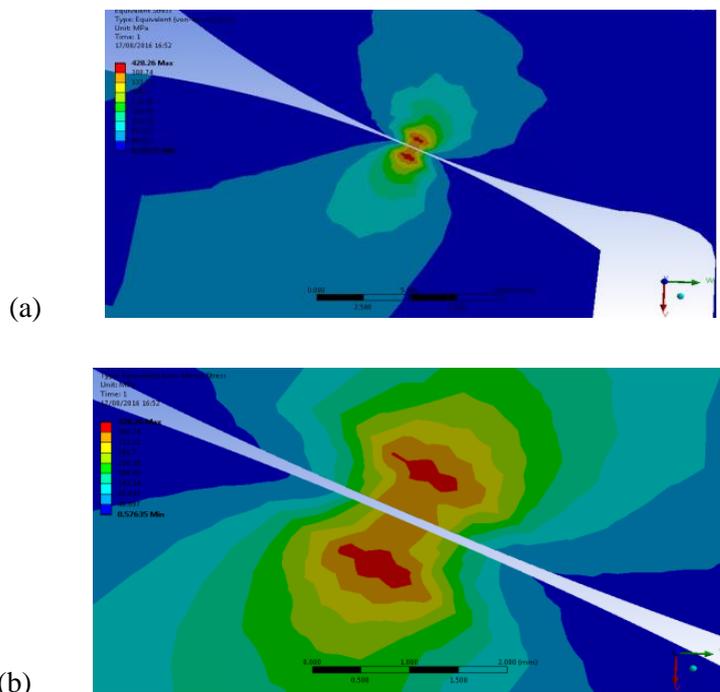
sub-surface dari permukaan gigi. Hasil analisis numerik untuk tegangan kontak yang terjadi pada permukaan gigi dengan menggunakan program *software* komersial dapat dilihat pada Gambar 14 dan 15.

Tabel 3. Perbandingan tegangan yang bekerja pada kaki gigi akibat beban dinamik dan beban statik

Beban Dinamik		Beban Statik		
Metode Niemann	Persamaan Lewis	Batang Kantilever		Kontak berpasangan
		Tanpa <i>Pitting</i>	Dengan <i>Pitting</i>	
352 MPa	324,48 MPa	120,7 MPa	182,5 MPa	434,3MPa

Tabel 4. Komposisi material roda gigi

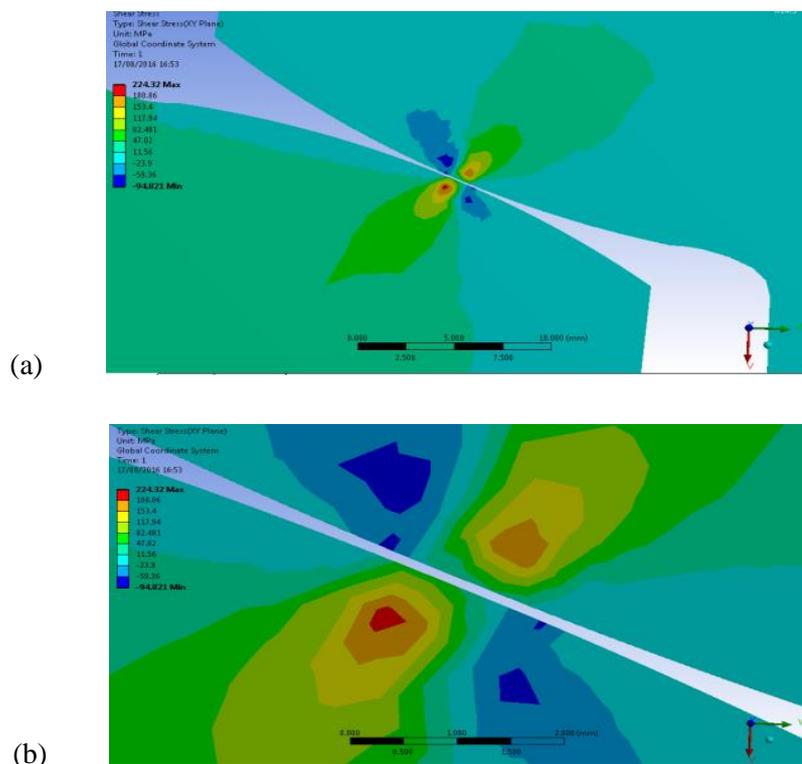
Element	Burn 1	Burn 2	Burn 3
Fe %	94,7	94,9	95,0
C %	0,861	0,673	0,535
Si %	0,367	0,296	0,223
Mn %	0,698	0,589	0,550
P %	0,0167	0,0141	0,0151
S %	0,0144	0,0133	0,0111
Cr %	1,77	1,65	1,65



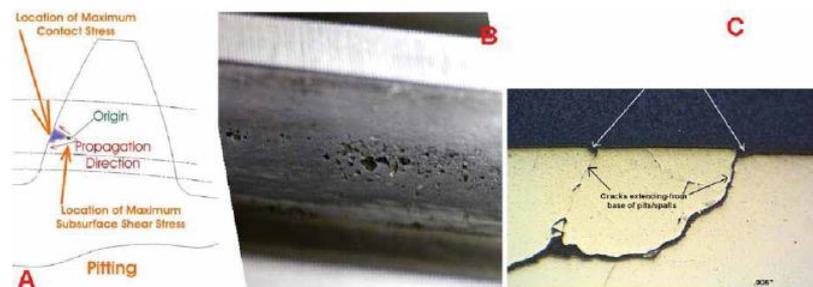
Gambar 14. Distribusi tegangan (*Von Misses stress*); (a) pada permukaan dua buah roda gigi yang berkontak dan (b) perbesaran

Fenomena *pitting* ini (Gambar 16) telah menjadi perhatian yang serius terutama pada roda gigi yang mengalami pembebanan yang cukup besar dengan kecepatan putaran yang rendah maupun kecepatan putaran yang tinggi [12]. Awal mula terbentuknya fenomena *pitting* terjadi *micro pitting* pada permukaan gigi, yang disebabkan oleh terbentuknya *crack* (retak) pada *sub-surface* permukaan roda gigi, sehingga mengakibatkan tegangan geser yang terjadi (Gambar 15) melebihi tegangan geser yang

diizinkan dari kekuatan *yield material*. *Pitting* yang terbentuk biasanya terjadi pada daerah *dedendum*. Retak yang terbentuk ini akan merambat ke permukaan gigi yang disebabkan oleh beban berulang yang terjadi pada permukaan gigi, sehingga membentuk lubang yang sangat halus (*micro pitting*) kemudian berkembang menjadi lubang yang cukup besar (*pitting*), dalam jangka panjang akan terbentuk lubang yang membesar (*splating*).



Gambar 15. Distribusi tegangan geser; (a) pada permukaan dua buah roda gigi yang berkontak dan (b) perbesaran



Gambar 16. Fenomena *pitting* akibat beban dinamik, (a) Mulai terbentuknya *crack* pada *subsurface* permukaan gigi, (b) Terbentuknya *pitting* pada permukaan gigi, dan (c) Perambatan[12].

Penyebab terjadinya *pitting* sampai saat ini belum diketahui secara pasti. Beberapa teori menyatakan bahwa fenomena *pitting* ini terjadi pada saat *running in* atau saat roda gigi pertama kali dioperasikan [13]. Teori lain juga mengatakan bahwa *pitting* juga dapat terjadi karena beban yang bekerja cukup besar dengan lapisan pelumasan yang kurang baik sehingga akan menjadi resiko terbentuknya *micro pitting* [12].

5. KESIMPULAN

Dari analisis kegagalan yang telah dilakukan pada roda gigi miring memperlihatkan bahwa besarnya Gaya tangensial yang terjadi pada roda gigi *intermediate gear 2* sebesar 177.370 N. Gaya sebesar itu akan menyebabkan tegangan yang terjadi akar kaki gigi berdasarkan persamaan Lewis sebesar, $\sigma_b = 324,48$ MPa dan dengan metode Niemann sebesar, $\sigma_w = 333$ MPa. Perhitungan dengan metode finite elemen (FEA) memperlihatkan bahwa tegangan bending yang terjadi pada akar kaki gigi jika dimodelkan tanpa *pitting* besarnya tegangan sebesar, $\sigma_b = 120,7$ MPa, jika dimodelkan adanya *pitting* besarnya tegangan sebesar, $\sigma_b = 182,5$ MPa, dan jika dimodelkan dengan roda gigi yang berpasangan besarnya tegangan, $\sigma_d = 434,3$ MPa. Sedangkan kekuatan dari material roda gigi dari hasil uji komposisinya menunjukkan bahwa material dari roda gigi adalah *low alloy steel* dengan nilai *yield strength*-nya sebesar 1860 MPa dimana kekuatan dari roda gigi masih berada di atas tegangan bending yang bekerja pada akar kaki gigi. Sehingga kegagalan yang terjadi pada roda gigi *intermediate 2* ini tidak disebabkan oleh beban statik akan tetapi disebabkan oleh beban secara dinamik atau gagal akibat *fatigue*.

Berdasarkan analisis kontak mekanik memperlihatkan bahwa Hertzian *Stress* yang terjadi didaerah kontak adalah sebesar 541,56 MPa dan dengan tegangan geser sebesar 164,63 MPa. Hal ini juga diperkuat dengan analisis elemen hingga (FEA) dengan menggunakan software komersil besarnya tekanan kontakannya (*von misses*) sebesar 428,26 MPa dan tegangan geser sebesar 224,32 MPa. Ini

memperkuat bahwa akar penyebab terjadinya kegagalan pada *intermediate gear 2* adalah terjadi *pitting* dan *scufing* akibat *rolling contact* pada permukaan roda gigi yang menyebabkan terjadinya konsentrasi tegangan, yang merupakan sumber dari kegagalan roda gigi dan akan mengakibatkan patah lelah.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] N. Samceng dan S. Panya "Failure Analysis of a Helical Gear", Paper presented at *The First TSME International Conference Mechanical Engineering*, 20-22 Oktober 2010, Ubon Ratchathan, Thailand.
- [2] K. L. Alchay dan V. Dwakar, "Metalurgical Analysis of Failed Gear", *Engineering Failure Analysis*, Vol. 9(3), June 2002, pp: 359-365.
- [3] K. L. Johnson, "The Strength of Surfaces in Rolling Contact", *Journal Mechanical Engineering Science*, Vol. 203 (C3), 1989, pp: 151-163.
- [4] D. J. Wupi, "*Understand How Components Fail*", 2nd edition, ISBN 0-87170-671-8, ASM International, Materials Park, Ohio, 1985.
- [5] L. E. Alban, "*Systematic Analysis of Gear Failure*", 2nd edition ISBN 0-87170-200-2, American Society for Metals, The United States of America, 1985.
- [6] P. J. L. Fernandes, "Tooth Bending Fatigue Failure in Gears", *Engineering Failure Analysis*, Vol 3(3), September 1966, 1996, pp: 219-225.
- [7] R. J. Shipley dan W. T. Bader, "*Failure of Gears*", Vol 11, Failure Analysis and Prevention, ISBN 087170-704-7, ASM International, Materials Park, Ohio, 2002.
- [8] Setiyana, "*Perancangan Roda Gigi Metoda Niemann*". Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro. 2007.
- [9] S. Mardjono, "*Fracture Mechanics dan Prediksi Umur Kelelahan*", Jurusan Teknik Mesin, ITB.
- [10] T. Hidayat, "*Fenomena Running-in Roda Gigi Transmisi*" Program Studi Teknik Mesin, Universitas Muria Kudus, 2014.

- [11] G. Niemann, “*Machine Elements Design and Calculation in Mechanical Engineering*”. Volume II, Springer-Verlag, 1978.
- [12] J. D. Raymond, J. C. Roy dan C. Steve, “The Anatomy of a Micropitting-Induced Tooth Fracture Failure—Its Causation”, *Initiation, Progression and Prevention, Gear Technology*, June 2010
- [13] T. I. Fowle, “*Gear Lubrication: Relating theory and practice*”, Shell International Petroleum Co. LTd. London.