

ANALISIS UMUR KOPLING *SCREW COMPRESSOR* JENIS *T.B. WOODS ELASTOMERIC* DI UNIT PEMELIHARAAN MESIN *KILN & COAL MILL* V PT. SEMEN PADANG

Febli Huda dan Ramli Ali Safrudin

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Riau, Kampus Bina Widya Km 12,5
Simpang Baru Panam, Pekanbaru, 28293, Indonesia

E-mail : feblil.huda@eng.unri.ac.id

ABSTRAK

Kopling *T.B Woods Elastomeric* merupakan kopling yang digunakan pada mesin kompresor udara jenis *screw*. Kebakaran pada kompresor pernah terjadi di PT Semen Padang, yang diakibatkan tidak terdeteksinya kerusakan pada kopling berbahan *butyl rubber* tersebut. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis umur dan penyebab kegagalan kopling kompresor *screw* melalui penghitungan teoritis. Bagian kopling terdiri atas gigi-gigi pencekam, bidang utama, serta lubang kopling yang diberi *hub*. Bidang utama kopling berbentuk seperti silinder bertingkat dengan sambungan berupa *chamfer*. Tegangan maksimum terdapat pada bidang utama kopling sebesar 1,0852 MPa dengan jumlah siklus akibat fatik sebesar $5,6 \times 10^7$ siklus, sehingga *lifetime* dari kopling adalah 164,5 hari. Beban torsi dari putaran poros motor dan rotor secara terus menerus mengakibatkan terjadinya fatik, yang menyebabkan retakan pada daerah *chamfer* dan merambat ke seluruh bagian kopling.

Kata kunci: *butyl rubber*, kerusakan kopling, beban fatik.

ABSTRACT

Elastomeric Woods T.B clutch is used on the machine screw type air compressor. Fire on the compressor was happened at PT Semen Padang due to the undetected damage in the clutch that was made from the butyl rubber. This researchy aims to determine the cause of the failure of the clutch through a theoretical approach. The clutch section consists of the chuck teeth, the main plane, and the clutch hole with hub. The main field of coupling was shaped like a multilevel cylinder with a chamfer connection. The maximum stress is found in the main plane of the clutch of 1.0852 MPa with a number of cycles due to fatigue of 5.6×10^7 cycles, so that the lifetime of the clutch is 164.5 days. Torque loads from motor and rotor shaft rotations continuously cause fatigue, which causes cracks in the chamfer area and propagates to all parts of the clutch.

Keywords: *butyl rubber, clutch damage, fatigue load.*

PENDAHULUAN

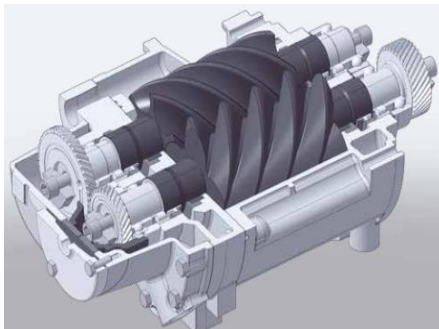
Kopling digunakan untuk mentransmisikan torsi dan gerakan antara poros penggerak dan poros penggerak, yang berputar bersama dalam proses kerja (Chang, et al. 2008). Selain itu, kopling juga digunakan sebagai perangkat yang aman untuk mencegah bagian-bagian yang terhubung terkena beban yang berlebihan, dan memiliki fleksibilitas yang baik dan ketahanan benturan. Dalam sistem transmisi daya kecepatan tinggi dan beban berat, kopling memiliki fungsi buffering, redaman, dan meningkatkan kinerja dinamis sistem poros. Kopling dapat mengkompensasi offset, yang disebabkan oleh

pemasangan pabrikan yang tidak akurat dari dua poros dan deformasi selama operasi (Guo, et al. 2019).

Teknologi pemrosesan kopling sudah sangat mapan. Namun, kegagalan masih sering terjadi karena kesalahan produksi dan penyalahgunaan dalam bekerja. Selain itu, ada beberapa faktor lain yang mempengaruhi kegagalan, yang meliputi cacat material (Kim, et al. 2002), desain yang buruk, keausan, konsentrasi tegangan dan pemasangan yang tidak tepat. Misalnya, ketidaksejajaran kopling akan menghasilkan serangkaian efek dinamis yang tidak kondusif untuk pengoperasian peralatan, yang

akan menyebabkan getaran mesin berputar (Mamedov, et al. 2018), bahkan berujung pada kegagalan sistem kopling (Zhang et al. 2020).

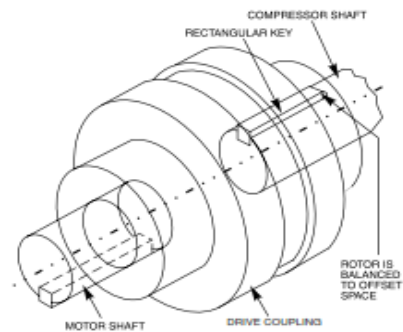
Pada industri semen, seperti di PT Semen Padang, Kompresor jenis *screw* merupakan kompresor yang banyak digunakan. Kompresor *screw* memiliki dua *screw* dan termasuk jenis mesin pemindah positif. Kedua *screw* dibungkus oleh *case* dan dipisahkan dengan jarak yang sangat kecil. Kompresor ini memampatkan (menambahkan energi) udara atau gas dengan putaran serempak kaitan gigi-gigi rotor atau roda gigi yang berputar dengan arah yang berlawanan dan saling berkaitan. Rotor tersebut yang satu mempunyai alur cembung (*male rotor*) dan lainnya mempunyai alur cekung (*female rotor*) yang saling mengait satu sama lain, kedua rotor tersebut ditumpu kedua ujungnya oleh bantalan. Salah satu ujungnya diberi bantalan aksial untuk menahan gaya aksial yang timbul dari perbedaan tekanan udara yang bekerja pada kedua ujung rotor seperti pada Gambar 1. Putaran serempak dan berlawanan inilah yang memindahkan dan memberikan tekanan kepada udara sepanjang alur rotor dari sisi masuk ke sisi keluar.



Gambar 1. *Compressor Screw* (Anonymous. 2015)

Putaran *screw* berasal dari poros motor diteruskan ke rotor yang terhubung melalui kopling jenis tetap dan elastis yaitu kopling T.B Woods *Elastomeric*. Kopling ini terdiri dari dua hub, yaitu *hub drive* dan *hub lepas*, gigi yang digunakan jenis *Hytrel Drive Spacer*. *Split hub* dijepit pada poros dengan mengencangkan sekrup penjepit. Torsi ditransmisikan dari motor melalui gigi elastomer yang mengapung bebas antar *hub* (Sularso, 2004). Berikut merupakan bentuk dan posisi dari kopling yang disajikan dalam Gambar 2. Apabila terjadi kerusakan pada kopling maka akan mengakibatkan kegagalan fungsi kompresor, yaitu menghasilkan udara bertekanan disebabkan *screw* tidak dapat berputar. Oleh karena itu, untuk memastikan berapa lama ketahanan kopling dalam pengoperasian, perlu dilakukan penghitungan umur umur kopling untuk

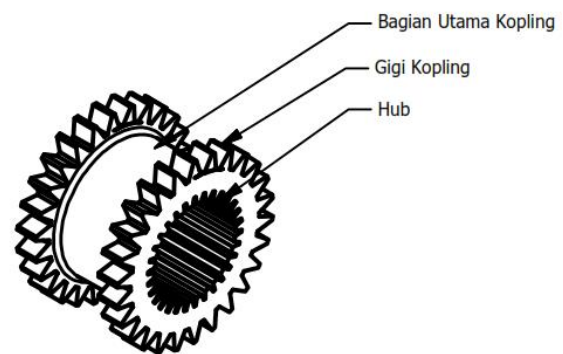
memastikan perencanaan perawatan pada mesin industri. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui penyebab kegagalan kopling serta menghitung *lifetime* dari kopling.



Gambar 2. Kopling pada Kompresor *Screw* (Sularso, 2004)

BAHAN DAN METODE

Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan pendekatan teoritis. Kopling dibagi kedalam beberapa bagian agar lebih mempermudah dalam menganalisis faktor-faktor penyebab kegagalan dari kopling tersebut. Bidang kopling terdiri atas gigi pencekam, bidang utama dan *hub* seperti pada Gambar 3. Kemudian diuraikan beberapa parameter-parameter yang digunakan untuk melakukan analisis kegagalan kopling. Alur penelitian ini dapat dilihat pada diagram alir pada Gambar 4.



Gambar 3. Pembagian Bidang Kopling (Anonymous, 2000)

Analisis dilakukan dengan mengasumsikan kondisi kerja kopling pada kompresor *screw* adalah sama dengan kondisi kerja poros, yang mengalami pembebanan torsi akibat putaran yang dihasilkan oleh motor kompresor. Berikut adalah parameter yang digunakan untuk mengetahui tegangan-tegangan yang terjadi pada kopling kompresor *screw*.

a. *Besar daya motor*

Besarnya daya motor dihitung dengan mengalikan antara daya pada spesifikasi motor dengan faktor koreksi (f_c) penggunaan motor seperti pada persamaan 1 berikut.

$$P_d = f_c \cdot P \dots\dots\dots(1)$$

b. *Torsi akibat daya motor dan putaran poros motor*

Besarnya torsi ditentukan dari besarnya daya (P) berbanding terbalik terhadap banyaknya putaran dalam satu menit (n) [3].

$$T = f_c (60.P/2.\pi.n) \dots\dots\dots(2)$$



Gambar 4. Diagram Alir Penelitian

c. *Tegangan geser pada gigi kopling*

Gaya radial akibat torsi yang terjadi pada permukaan gigi kopling akan diteruskan keseluruh gigi sehingga akan terbagi merata untuk tegangan gesernya.

$$\tau_{gigi} = F/(N.w.l) \dots\dots\dots(3)$$

Dimana,

- τ_{gigi} = Tegangan Geser pada *Spline*
- F = Gaya radial pada Gigi Kopling
- w = Tebal gigi
- l = panjang *spline*

d. *Tegangan pada bagian utama kopling*

Bagian utama kopling memiliki bentuk seperti poros bertingkat dengan diberikan *chamfer* pada bagian sambungannya. Sehingga untuk mencari tegangan geser perlu dikalikan dengan faktor konsentrasi tegangannya.

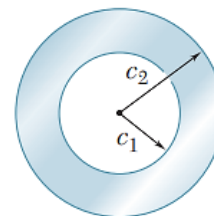
$$\tau_{ch} = K_s (T.r_{Dk} / J) \dots\dots\dots(4)$$

Dimana,

- τ_{ch} = Tegangan Geser pada Kopling
- K_s = Faktor Konsentrasi Tegangan akibat *chamfer*
- J = Momen inersia polar kopling

Momen inersia polar benda berlubang, disajikan pada Gambar 5 dimana c_2 adalah jari-jari lingkaran terluar dan c_1 adalah jari-jari lingkaran dalam dengan satuannya adalah m^4 untuk satuan SI.

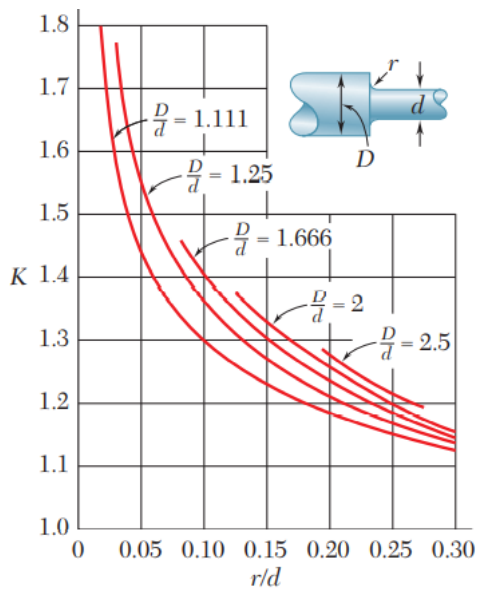
$$J = \pi.(d_{out}^4 - d_{in}^4)/32 \dots\dots\dots(5)$$



Gambar 5. Momen Inersia Polar Benda Berlubang (Beer, 2006)

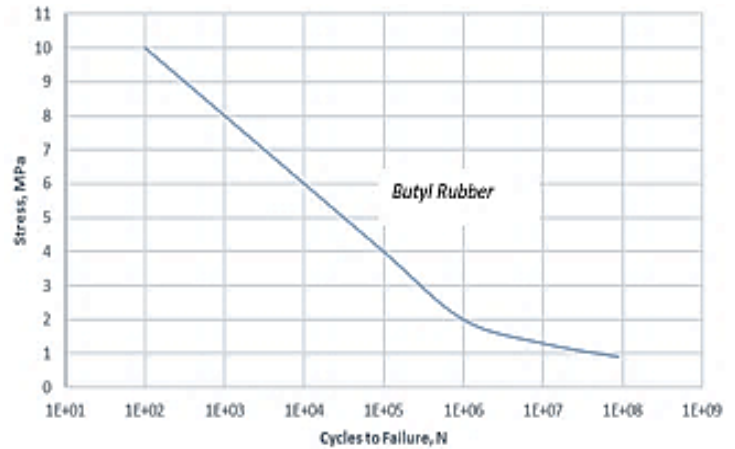
e. *Faktor konsentrasi tegangan*

Faktor konsentrasi tegangan digunakan apabila terdapat komponen yang memiliki sambungan, lubang atau *chamfer* seperti pada poros bertingkat. Cara menentukan besarnya faktor tegangan adalah dengan melihat perbandingan antara diameter dari poros bertingkat serta perbandingan antara besar *chamfer* dengan diameter poros yang terkecil. Seperti yang disajikan dalam grafik pada Gambar 6.



Gambar 6. Chart Faktor Konsentrasi Tegangan Akibat Torsi (Beer, 2006)

- N = Batasan siklus material yang mengakibatkan fatik (*cyclus/s*)
- n = Putaran motor (rpm)
- R_h = Jam operasional mesin (*hours*)



Gambar 7. Chart S-N Material Butyl Rubber (CES Edu, 2009)

f. Tegangan Thermal Akibat Pengaruh Temperatur Kerja Kopling

Tegangan *Thermal* merupakan tegangan yang diakibatkan adanya kenaikan temperatur yang terjadi pada komponen yang kemudian dihubungkan ke sifat materialnya.

$$\sigma_{th} = \alpha \cdot E \cdot \Delta T = \alpha \cdot E \cdot (T_k - T_l) \dots\dots\dots (6)$$

Dimana,

σ_{th} = Tegangan Termal

α = Koefisien thermal material

ΔT = Beda Temperatur kerja dan lingkungan

g. Tegangan total

Perhitungan tegangan total yaitu dengan menambahkan semua tegangan-tegangan yang terjadi pada masing-masing bidang kopling.

$$\sigma_m = \tau_{ch} + \sigma_{th} \dots\dots\dots(7)$$

h. Umur Kopling (Lifetime)

Beban fatik merupakan penyebab utama kegagalan dari sebuah benda yang bergerak dan digunakan secara terus menerus. Kopling pada kompresor ini juga mengalami beban fatik akibat penggunaannya secara berulang. Grafik Tegangan versus Jumlah siklus akibat tegangan fatik disajikan dalam Gambar 7. Besarnya jumlah siklus akibat tegangan fatik akan digunakan untuk menentukan umur kopling dengan membandingkan dengan *running hours* kopling tersebut.

$$L_f = N/3600 \cdot n \cdot R_h \dots\dots\dots(8)$$

Dimana,

L_f = *Life time*, umur kopling (*day*)

Analisis kegagalan dari kopling dilakukan dengan mengolah beberapa data pendukung berikut ini.

a. Data kompresor

Data kompresor terdiri atas data spesifikasi motor kompresor serta temperatur kerja, diambil pada kompresor yang mengalami kerusakan kopling di PT. Semen Padang. Berikut adalah data spesifikasi kompresor yang disajikan dalam Tabel 1.

Tabel 1. Data Spesifikasi Kompresor

| Parameter | Nilai |
|---------------------|----------|
| Daya Maksimum Motor | 158 KW |
| Putaran Max. Poros | 1485 rpm |
| Temperatur Kerja | 84-97 °C |

b. Data material kopling

Penulis tidak mendapatkan informasi mengenai data material kopling T.B. Woods Elastomeric dari perusahaan. Namun melihat dari karakteristik dan sifat material *butyl rubber*, material tersebut tahan terhadap vibrasi yang berlebih akibat kerja motor. Karakteristik seperti itu berkaitan dengan kondisi kerja kopling yang bekerja pada tingkat vibrasi yang tinggi akibat putaran motor. Sehingga dapat diasumsikan bahwa material dari kopling tersebut adalah *butyl rubber*. Seperti yang disajikan dalam Gambar 8 berikut.

| Polymers | Abbreviation | Applications |
|----------------------------|--------------|---|
| Elastomer | | |
| Butyl rubber | | Tyres, seals, anti-vibration mountings, electrical insulation, tubing |
| Ethylene-vinyl-acetate | EVA | Bags, films, packaging, gloves, insulation, running shoes |
| Isoprene | IR | Tyres, inner tubes, insulation, tubing, shoes |
| Natural rubber | NR | Gloves, tyres, electrical insulation, tubing |
| Polychloroprene (neoprene) | CR | Wetsuits, O-rings and seals, footwear |
| Polyurethane elastomers | el-PU | Packaging, hoses, adhesives, fabric coating |
| Silicone elastomers | | Electrical insulation, electronic encapsulation, medical implants |

Gambar 8. Material Kopling Rubber (Ashby, 2005)

Data sifat-sifat dari material *butyl rubber* disajikan dalam Tabel 2 berikut ini.

Tabel 2. Sifat-sifat Material *Butyl Rubber* (CES Edu, 2009)

| Parameter | Nilai |
|----------------------------------|---|
| <i>Young's Modulus</i> | 0.001-0.002 Gpa |
| <i>Yield Strength</i> | 2-3 Mpa |
| <i>Tensile/Ultime Strength</i> | 5-10 Mpa |
| <i>Fatigue at 10⁷</i> | 0.9-1.3 Mpa |
| <i>Thermal Expansion, α</i> | 120-300 (x10 ⁻⁶) °C ⁻¹ |

c. Data kopling

Berikut merupakan data dimensi dari kopling yang disajikan dalam Tabel 3. Data diperoleh melalui pengukuran langsung pada kopling di PT. Semen Padang menggunakan jangka sorong.

Tabel 3. Dimensi Kopling Karet Bintang

| Parameter Ukuran | Nilai |
|------------------------------------|------------------|
| <i>D_{out} Gigi spline</i> | 285 mm |
| <i>D_{in} Gigi Spline</i> | 258 mm |
| <i>Panjang Spline</i> | 27.85 mm |
| <i>Tebal Spline</i> | 20.45 mm |
| <i>D_{out} Hub</i> | 182 mm |
| <i>D_{in} Hub</i> | 162.45 mm |
| <i>D_{Kopling}</i> | 235 mm |
| <i>P_{kopling}</i> | 110 mm |
| <i>Radius Chamfer</i> | 6 mm |
| <i>Jumlah Gigi Spline</i> | 24 <i>Theeth</i> |

HASIL DAN PEMBAHASAN

Berdasarkan metode pendekatan teoritis, berikut adalah beberapa pembahasan yang dilakukan untuk mengetahui umur dari kopling.

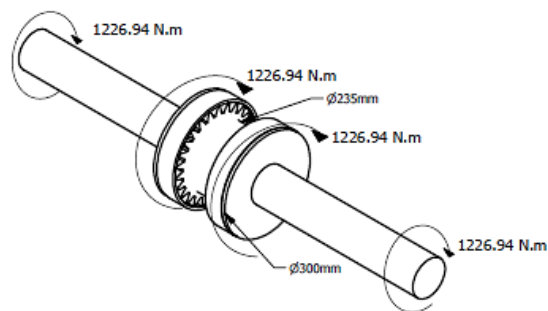
a. Tegangan geser akibat torsi pada gigi kopling

Daya yang terjadi diasumsikan adalah daya maksimum. Daya maksimum adalah 120% dari spesifikasi motor. Sehingga faktor koreksi yang digunakan adalah 1,2. Diagram benda bebas dari torsi akibat daya motor disajikan dalam Gambar 9. Melalui Pers. (A.2), besarnya torsi adalah sebagai berikut.

$$T = 1.2 \times (60.159000 / 2 \cdot \pi \cdot 1485)$$

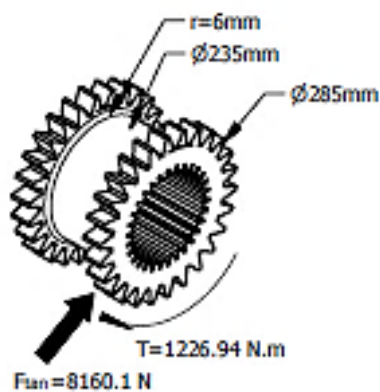
$$T = 1.2 \times 1022.45 \text{ N.m}$$

$$T = 1226.94 \text{ N.m}$$



Gambar 9. Diagram Benda Bebas Poros dan Kopling

Torsi menghasilkan gaya radial pada gigi kopling yang besarnya ditentukan dari persamaan torsi. Berikut ini merupakan Diagram Benda Bebas (DBB) dari bidang gigi kopling yang disajikan dalam Gambar 10.



Gambar 10. DBB Kopling

$$T = F \cdot r$$

$$F = (T/r) = (1226.94 \text{ Nm} / 0.1425 \text{ m}) = 8160.1 \text{ N}$$

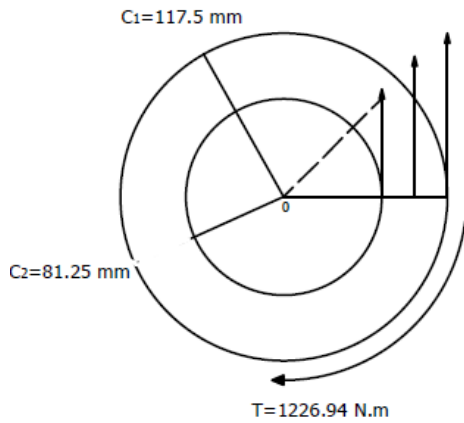
Gaya radial menyebabkan tegangan geser, dan besarnya tegangan geser ditentukan menggunakan Pers. (A.3).

$$\tau_{gigi} = \left[\frac{8160.1 \text{ N}}{24(0.02045 \text{ m})(0.027985 \text{ m})} \right]$$

$$\tau_{gigi} = 595627.74 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 0.595 \text{ MPa}$$

b. Tegangan geser pada bidang utama kopling

Berikut merupakan DBB bidang utama kopling yang disajikan dalam Gambar 11.



Gambar 11. DBB Bagian Utama Kopling

Kopling tersebut merupakan jenis silinder berlubang, karena pada bagian lubang terdapat *hub*, yang juga berfungsi sebagai pemegang poros motor atau pun poros rotor, sehingga besar inersia polarnya dengan menggunakan Pers. (A.5) adalah sebagai berikut.

$$J = \pi(0.235^4 - 0.162^4)m^4/32$$

$$J = 2.32 \times 10^{-4} m^4$$

Bentuk kopling seperti poros bertingkat, diprediksi akan menghasilkan tegangan berkonsentrasi akibat beda diameter antara bidang utama kopling dengan gigi kopling. Besarnya faktor konsentrasi tegangan akibat adanya beda diameter dapat ditentukan melalui grafik faktor konsentrasi tegangan pada Gambar 6. Berikut adalah proses penentuan besarnya faktor konsentrasi tegangan yang terjadi antara gigi kopling berdiameter 285 mm dan bagian utama kopling berdiameter 235 mm serta diberikan radius *chamfer* sebesar 6 mm. Besarnya konsentrasi tegangan yang terjadi pada kopling dapat di lihat pada Gambar 12.

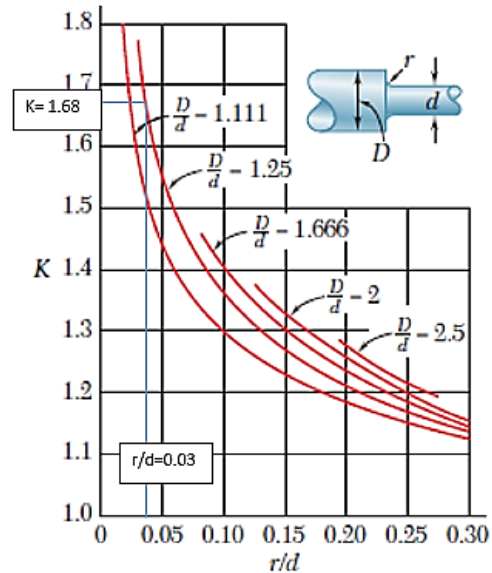
$$D/d = \frac{285}{235} = 1.213 = 1.25$$

$$r/d = \frac{6}{235} = 0.034$$

Faktor konsentrasi tegangan akibat beda diameter pada kopling adalah 1.68. Berdasarkan Pers. (A.4), besarnya tegangan geser pada bidang utama kopling akibat torsi adalah sebagai berikut.

$$\tau_{ch} = 1.68 \left[\frac{(1226.94 Nm \times 0.1175 m)}{2.32 \times 10^{-4} m^4} \right]$$

$$\tau_{ch} = 1044876.176 N/m^2 = 1.045 MPa$$

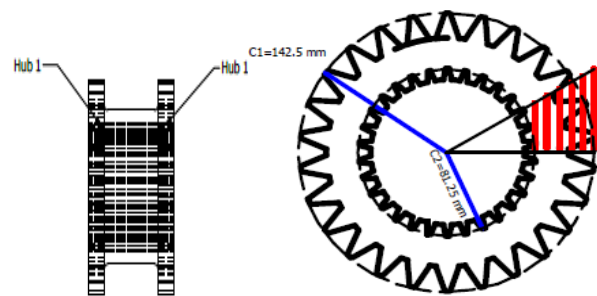


Gambar 12. Chart Faktor Konsentrasi Tegangan (Beer 2006)

c. Tegangan pada *hub*

Tegangan pada *hub* bisa diperoleh melalui metode distribusi tegangan geser dengan mengacu tegangan maksimum pada permukaan sebagai maksimum dan tegangan *hub* adalah minimum. Penulis membagi perhitungan menjadi dua bagian yaitu *hub* yang berada pada bidang spline (*hub 1*) dan *hub* pada bidang utama (*hub 2*) untuk melihat apakah terdapat perbedaan tegangan yang terjadi diantara *hub 1* dan *hub 2*.

Hub 1 terletak sejajar dengan gigi kopling. Maka untuk menentukan besarnya tegangan yang terjadi mengacu kepada tegangan yang terjadi pada gigi kopling dengan prinsip distribusi tegangan yang disajikan dalam Gambar 13 berikut.



Gambar 13. *Hub 1* (Gigi Kopling)

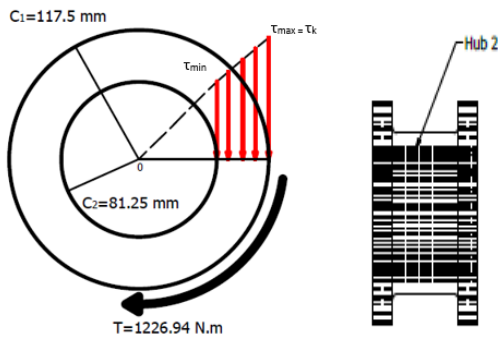
$$\tau_{min} = \tau_{max} (c_2/c_1)$$

$$\tau_{min} = 0.595 MPa (81.25 mm / 142.5 mm)$$

$$\tau_{min} = 0.339 MPa$$

$$\tau_{min} = \tau_{hub.1}$$

Posisi *hub 2* sejajar dengan bidang utama kopling. Dengan prinsip tegangan geser maka referensi untuk tegangan geser maksimum adalah tegangan pada permukaan bidang utama kopling. Gambar 14 menyajikan DBB dari tegangan geser dari *hub 2*.



Gambar 14. DBB Distribusi Tegangan Geser pada *Hub 2*

$$\tau_{\min} = \tau_{\text{hub}}$$

d. Tegangan akibat temperatur kerja

Temperatur dapat mempengaruhi besar kecilnya tegangan dan material juga memiliki batasan ketahanan terhadap temperatur kerja yang terjadi. Berikut merupakan uraian besarnya nilai tegangan yang terjadi akibat temperatur kerja yang dialami kopling.

$$\sigma_{th} = (300 \times 10^{-6} / ^\circ C)(2MPa)(97 - 30)^\circ C$$

$$\sigma_{th} = 40200Pa = 0.0402MPa$$

e. Total tegangan

Total tegangan merupakan indikasi yang digunakan untuk melihat besarnya tegangan dari beberapa tegangan-tegangan yang bekerja pada kopling serta untuk memeriksa apakah tegangan yang bekerja masih dalam batasan aman atau sudah melebihi batas maksimum yang dapat diterima oleh material.

Dimana:

$$\tau_{\text{all}} = \sigma_{\text{ym}} = \sigma_{\text{max.fatigue}} = 1.3MPa$$

a. Tegangan pada gigi kopling

$$\sigma_m = \tau_{\text{gigi}} + \sigma_{th} = (0.595 + 0.0402)MPa$$

$$\sigma_m = 0.6452MPa$$

b. Tegangan pada bidang utama kopling

$$\sigma_m = \tau_{ch} + \sigma_{th} = (1.045 + 0.0402)MPa$$

$$\sigma_m = 1.0852MPa$$

c. Tegangan pada hub 1

$$\sigma_m = \tau_{\text{hub}} + \sigma_{th} = (0.7226 + 0.0402)MPa$$

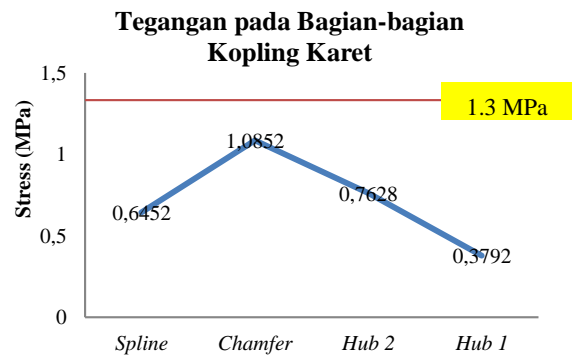
$$\sigma_m = 0.7628MPa$$

d. Tegangan pada hub 2

$$\sigma_m = \tau_{\text{hub}} + \sigma_{th} = (0.339 + 0.0402)MPa$$

$$\sigma_m = 0.3792MPa$$

Tegangan-tegangan yang terjadi pada bagian-bagian kopling ditampilkan lebih jelas melalui grafik pada Gambar 15 berikut.



Gambar 15. Grafik Besar Tegangan pada Bagian-bagian Kopling Karet

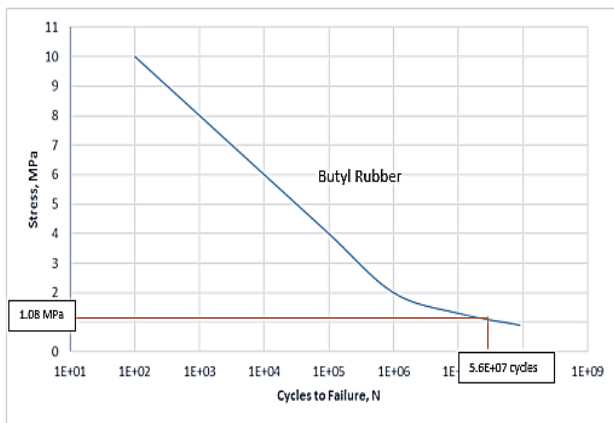
Tegangan terbesar terjadi pada bidang *chamfer* yaitu 1,085 MPa. Hasil tersebut mendukung terjadinya kerusakan pada kopling, karena pada fakta dilapangan retakan bermula pada daerah *chamfer*. Berikut adalah bentuk kerusakan yang terjadi pada kopling karet di PT. Semen Padang melalui Gambar 16.



Gambar 16. Bentuk Kerusakan pada Kopling Karet

f. Perhitungan umur kopling

Berdasarkan data material *butyl rubber*, material tersebut akan mengalami beban *fatigue* setelah melakukan siklus sebanyak $1-9 \times 10^7$ *cyclus* pada tegangan sebesar 0.9-1.3 Mpa. Tegangan pada daerah *chamfer* adalah tegangan yang terbesar, sehingga tegangan tersebut dijadikan acuan dalam menentukan umur kopling. Gambar 17 menyajikan grafik tentang tegangan-jumlah siklus kegagalan dari material *butyl rubber*.



Gambar 17. Chart Stress-N Material Butyl Rubber

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil dari analisis yang telah dilakukan dapat disimpulkan bahwa, tegangan maksimum terjadi pada bidang utama kopling, tepatnya pada *chamfer* yaitu 1,0852 MPa. Umur pemakaian kopling karet *T.B woods elastomeric* mencapai 164,5 hari jika diasumsikan penggunaannya 24 jam/hari.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada PT Semen Padang atas dukungan data sehingga tulisan ini dapat diselesaikan dengan baik.

DAFTAR PUSTAKA

- Anonymous. 2000. *Rotary screw Compressor Unit with Microprocessor Control All Refrigerants*. Service Manual-Section. Fricks : USA.
- Anonymous. 2015. *Atlas Copco Compressed Air Manual, 8th*. Belgium.
- Ashby, Michael F. 2005. *Material Selection in Mechanical Design*. Butterworth-Heinemann.
- Beer, Ferdinand P. 2006. *Mechanics of Materials*. New York. Mc Grew Hill.
- Callister, William D. 2009. *Material Science and Engineering*. USA. John Willey & Sons.
- CES Edu 2009.
- Chang, K., Chiang, H. and Lee, C., 2008. Design and implementation of a piezoelectric clutch mechanism using piezoelectric buzzers. *Sensors and Actuators A: Physical*, 141(2), pp.515-522.
- Guo, R., Xue, S., Zheng, L., Deng, A. and Liu, L., 2019. Fracture failure analysis of DY08Aluminum alloy elastic coupling. *Engineering Failure Analysis*, 104, pp.1030-1039.
- Kim, H., Seo, M. and Bae, W., 2002. A study of the manufacturing of tie-rod ends with casting/forging

- process. *Journal of Materials Processing Technology*, 125-126, pp.471-476.
- L. Mott, Robert. 2004. *Elemen-elemen Mesin dalam Perancangan Mekanis: Perancangan Elemen Mesin Terpadu Buku 1*. Diterjemahkan oleh: Dwi Prabantini. Yogyakarta: Andi.
- Mamedov, A. and Parlar, Z., 2018. Failure Analysis of the Hydraulic Primary Standard Pressure Balance Piston. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 18(6), pp.1548-1553.
- Patel, Nikhil M, dkk. 2013. Design and Analysis for Screw Compressor. *Journal of Information, Knowledge and Research in Mechanical Engineering* 02 (2013): 511-514.
- Sularso. 2004. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Bandung. ITB.
- Zhang, Q., Wei, S. and Chen, Y., 2020. Failure analysis of the fifth wheel couplings utilized in heavy semi-trailer tractors. *Engineering Failure Analysis*, 109, p.104352.