

Optimasi Desain Gasket Karet Tipe Ring Profil C Flange Closed Groove Dengan Metode Simulasi

Fikrul Akbar Alamsyah, Moch. Agus Choiron, Anindito Purnowidodo
 Teknik Mesin Universitas Brawijaya Indonesia, Jl. MT. Haryono, 167 - Malang 65145
 E-mail address: fikrul.a.alamsyah@gmail.com

Abstract

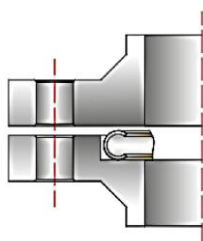
Gasket is one of important part in piping system to prevent leakage, especially in connection between pipes. The purpose of this study was to determine the optimal design on C profile rubber gasket based on contact width considering contact stress. Design parameter in this study were lips thickness (t)= 4; 4,5; 5 mm, lips length (l)= 5; 5,5; 6 mm, outer diameter (Ro)= 6,5; 6,7; 6,9 mm and inner diameter (Ri)= 2,5; 3; 3,5 mm. The observed value is contact width considering contact stress due to flange tightening and its measure by using finite element-based software. Mooney-Rivlin mathematical model used as rubber material model. Based on data from the simulation results, it can be obtained by using Taguchi Method; lips thickness (t) = 4,5 mm, lips length (l) = 6 mm, Outer Radius (Ro) = 6,9 mm and Inner Radius (Ri) = 3,5 mm.

Keywords : C profile rubber gasket, Taguchi Method, Contact Width, Contact Stress, Mooney-Rivlin

PENDAHULUAN

Salah satu penyebab kebocoran dari sambungan pipa ialah kurangnya tegangan kontak yang terjadi antara gasket dan flange. Tegangan kontak (*contact stress*) dan lebar kontak (*contact width*) merupakan parameter desain yang penting untuk mengoptimalkan kinerja gasket logam bergelombang [1]. Lebar kontak yang besar dan diiringi tegangan kontak yang tinggi akan memberikan kemampuan menahan kebocoran yang lebih baik [2-3]. Gasket profil C umumnya digunakan pada tekanan tinggi menggunakan material logam, hal ini karena material logam dapat menghasilkan karakter *spring back* yang tinggi [4]. Karakter *spring back* bermanfaat karena dapat memblokir jalur kebocoran dengan beban kontak tertentu [5].

Gasket profil C dengan material PTFE sesuai untuk kondisi kerja tekanan tinggi diatas 200 Bar, dengan memberikan kesimpulan bahwa *residual compression* gasket dipengaruhi juga oleh tegangan kontak dan lebar kontak [6]. Parameter desain penting untuk gasket profil C yaitu: geometri gasket, material dan kekasaran; geometri *groove* gasket dan kekasarannya.



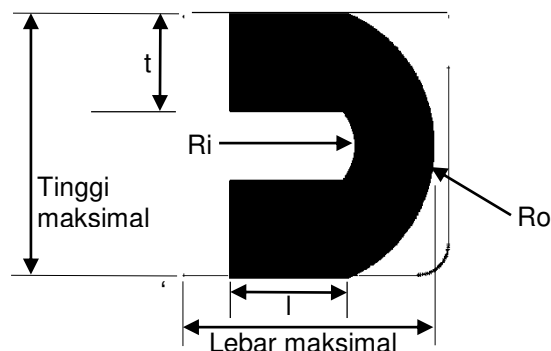
Gambar 1. Gasket Profil C.

Pada studi ini digunakan karet nitril sebagai material untuk gasket profil C untuk penerapan pada range tekanan kerja rendah untuk aplikasi mesin *food industry*. Karet secara umum memiliki kemampuan meregang lebih besar dari 300% tanpa patah[7], oleh karena itu perlu diketahui karakter lebar kontak dan tegangan kontak yang terjadi apabila digunakan

sebagai gasket dengan profil C.

METODOLOGI

Metode Taguchi digunakan untuk menganalisa efek tiap desain parameter dan memprediksi desain yang optimal pada gasket karet profil C.



Gambar 2. Parameter untuk gasket karet profil C

Parameter desain yang digunakan seperti tampak pada Gambar 2. Dari empat parameter yang ditentukan selanjutnya disusun tiga level untuk tiap parameter. Nilai tiap parameter disesuaikan dengan ruang yang ada pada *flange*, pada desain gasket dibatasi dengan tinggi maksimal 12.7 mm dan lebar maksimal tidak melewati *flange*.

Table 1. Parameter gasket karet profil C

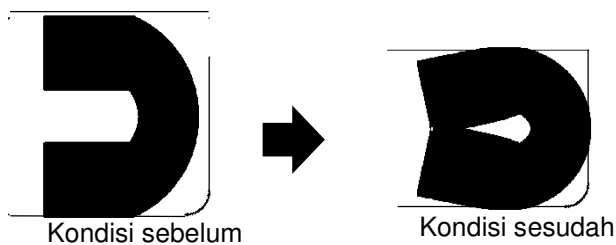
Faktor	Parameter	Level 1	Level 2	Level 3
A	Tebal bibir (t)	4 mm	4,5 mm	5 mm
B	Panjang bibir (l)	5 mm	5,5 mm	6 mm
C	Jari-jari luar (Ro)	6,5 mm	6,7 mm	6,9 mm
D	Jari-jari dalam (Ri)	2,5 mm	3 mm	3,5 mm

Dari empat parameter dan tiga level yang sudah didapatkan selanjutnya disusun sembilan model, hal ini sesuai dengan metode Taguchi L₉ [8]. Model tersebut merupakan kombinasi dari empat parameter dan tiga level, seperti terlihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Matriks L₉

Model	Parameter			
	A	B	C	D
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

Dari sembilan model tersebut selanjutnya dilakukan simulasi pengencangan seperti tampak pada Gambar 3. Selanjutnya akan didapatkan tegangan kontak dan lebar kontak antara gasket dengan flange.



Gambar 3. Kompresi pada gasket karet profil C

Model Elemen Hingga

Pemodelan elemen *axisymmetric* digunakan pada studi ini karena bentuk benda kerja simetris pada sumbu. Pemodelan ini memungkinkan untuk menganalisa bentuk 3D dalam bentuk 2D. Sedangkan untuk mesh yang digunakan ialah quad mesh, dengan tipe elemen *full and Hermann formulation*.

Material karet merupakan material dengan karakteristik tingkat elastisitas yang tinggi atau disebut *hyperelastis*, material ini termasuk elastomer (*elastic polymer*). Pada penelitian ini material yang digunakan adalah karet nitril dengan karakter material seperti pada Tabel 2 berikut [9].

Tabel 2. Karakter material karet Nitril

Sifat	Nilai
Tipe Campuran	Nitril
Kekerasan nominal (IRHD)	60(+5)
Warna	Hitam
Kekuatan Tarik (MPa)	≥ 10N/mm ²
Patah setelah perpanjangan	≥ 300%
Suhu kerja maksimal	-30°C s/d 80°C

Model matematis untuk elastomer menggunakan

model material Mooney-Rivlin. Model material ini cukup banyak digunakan untuk memodelkan perilaku material *nonlinear incompressible* dengan regangan yang besar (material karet). Persamaan 1 menunjukkan ekspresi dari model material Mooney-Rivlin.

$$\sigma = 2 \left(C_1 + \frac{C_2}{\lambda} \right) \left(\lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right) \tag{1}$$

Pada studi ini dua konstanta Mooney-Rivlin (tabel 3) digunakan sebagai pemodelan material gasket karet tipe *ring* profil C [10].

Tabel 3. Konstanta model material Mooney-Rivlin

C ₁	C ₂
0,951	0,238

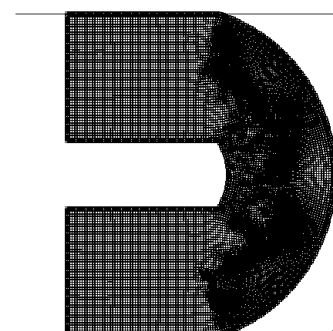


Gambar 4. Penampang melintang gasket

Proses pengencangan *flange* pada studi ini menggunakan simulasi perangkat lunak, dengan asumsi *flange* berupa benda rigid yang diberikan masukan berupa perpindahan. Secara skematis perpindahan *flange* dapat dilihat pada Gambar 3, dimana perpindahan akan menyebabkan gasket mengalami deformasi.

Kontak antar bagian gasket (antar *mesh*) diatur sebagai *deformable*, sedangkan antar *flange* ialah *rigid*. Nilai perpindahan yang diberikan sebesar +/- 20% dari tinggi maksimal gasket [11], sehingga gasket akan mengalami kompresi dari tinggi 12,7 mm menjadi 10,16 mm. Proses perpindahan *flange* dari kondisi sebelum menuju sesudah pada simulasi diatur dalam 100 langkah (*steps*), sehingga akan didapatkan data sebanyak 100 titik untuk sekali perpindahan *flange*. *Flange* yang digunakan pada penelitian ini ialah *closed groove*, seperti tampak pada Gambar 1.

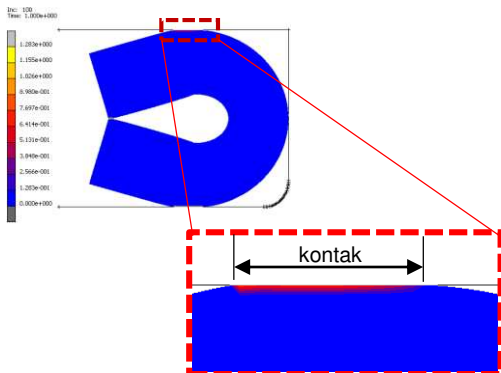
Profil mesh dari gasket karet tipe *ring* profil C dapat dilihat seperti pada gambar 5. Ukuran mesh sebesar 0,1 mm sehingga terdapat 10 node untuk tiap 1 mm



Gambar 5. Meshing pada gaske

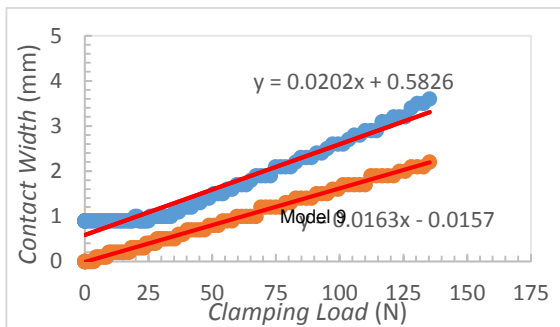
HASIL

Dari simulasi yang telah dilakukan didapatkan data lebar kontak dan beban pengencangan. Lebar kontak didapatkan dari *node* yang mengalami kontak dengan *flange*, sedangkan beban pengencangan didapatkan dari nilai tegangan kontak arah normal. Selain itu didapatkan juga data tegangan kontak yang terjadi pada daerah kontak (Gambar 6).



Gambar 6. Area kontak gasket terhadap *flange*

Tegangan kontak yang terjadi antara gasket dengan *flange* diasumsikan memenuhi kriteria menghasilkan *sealing line* yang optimal apabila nilainya lebih besar 0,75 MPa. Nilai ini berdasarkan tekanan kerja maksimum untuk gasket karet yaitu 0,4-0,5 MPa [12]. Dengan asumsi *safety factor* 1,5 kali dari tekanan kerja maka didapatkan nilai 0,75MPa [13].



Gambar 7. Kurva kontak terhadap beban pada desain 9

Lebar kontak yang terjadi hanya sebagian yang memenuhi kriteria untuk menghasilkan *sealing line* yang optimal karena nilainya dibawah 0,75 MPa. Dari sembilan buah model yang sudah disimulasikan didapatkan kecenderungan lebar kontak dan tegangan kontak yang berbeda-beda, sebagai contoh desain no 9 pada Gambar 7.

Pada Gambar 7 grafik berwarna biru menunjukkan lebar kontak yang terjadi secara keseluruhan sedangkan grafik berwarna kuning adalah lebar kontak yang nilainya diatas 0,75 MPa atau lebar kontak yang mempertimbangkan tegangan kontak. Analisa yang digunakan adalah lebar kontak yang mempertimbangkan tegangan kontak untuk tiap-tiap model. Pada tiap model akan menghasilkan *slope of curve* (*trendline*) garis yang berbeda-beda, yang akan dianalisa nilai kemiringannya kemudian

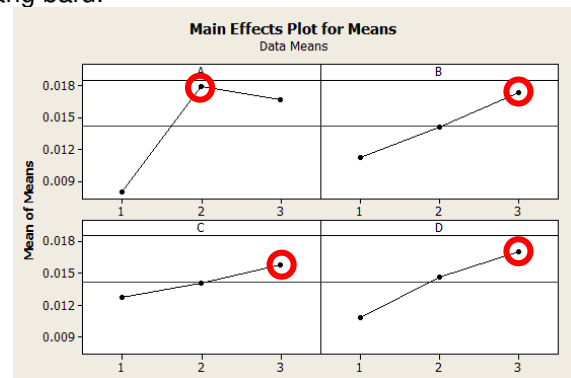
digunakan metode taguchi untuk mengetahui masing-masing pengaruhnya.

Slope of curve yang besar menjadi pertimbangan karena menunjukkan nilai tegangan kontak yang besar juga.

Tabel 3. Hasil Test Matriks L_9

Trial	Parameter				Slope of curve
	A	B	C	D	
1	1	1	1	1	$6 \cdot 10^{-6}$
2	1	2	2	2	0,0082
3	1	3	3	3	0,0156
4	2	1	2	3	0,0176
5	2	2	3	1	0,0160
6	2	3	1	2	0,0201
7	3	1	3	2	0,0157
8	3	2	1	3	0,0180
9	3	3	2	1	0,0163

Dengan analisa metode Taguchi maka akan didapatkan data tabel respon untuk *means* seperti ditunjukkan pada Gambar 8. Dengan menggunakan karakteristik *large is better* sebagai acuan untuk menentukan parameter yang paling berpengaruh. Kemudian nilai yang tertinggi pada level di tiap-tiap parameter menjadi pedoman dalam membuat desain yang baru.



Gambar 8. Main effect plot untuk Mean

Pada Gambar 8 tampak masing-masing level yang paling berpengaruh untuk tiap parameter (lingkaran merah). Dari analisa metode Taguchi selain didapatkan *Main effect plot* untuk *Means* juga didapatkan tabel respon rata-rata untuk tiap parameter, seperti ditunjukkan Tabel 4.

Tabel 4. Tabel Respon rata-rata untuk tiap parameter

Level	A	B	C	D
1	0,007935	0,011167	0,012702	0,010769
2	0,017900	0,014067	0,014033	0,014667
3	0,016667	0,017333	0,015767	0,017067
Delta	0,009965	0,006167	0,003065	0,006298
Rank	1	3	4	2

Dapat diketahui bahwa parameter yang paling berpengaruh secara berturut-turut adalah *lip thickness*, *inner radius*, *lip length*, *outer radius*. Urutan ini berdasarkan dari nilai delta masing-masing parameter untuk tiap level, nilai delta didapatkan dari perbedaan antara nilai rata-rata maksimal dan minimal *Means*. Menggunakan klasifikasi *large is*

better maka didapatkan parameter yang paling berpengaruh adalah parameter yang pertama, yaitu *lip thickness*. Sedangkan desain optimal dari gasket karet tipe *ring* profil C berdasarkan pada tabel respon rata-rata untuk tiap parameter yang diteliti, parameter tersebut ditunjukkan pada Tabel 5.

Tabel 5. Parameter dan dimensi desain yang optimum

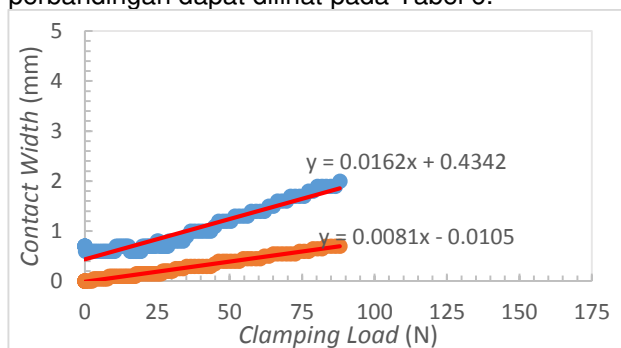
Parameter	Level	Dimensi
Lip Thickness (lt)	2	4,5
Lip Length (ll)	3	6
Outer Radius (Ro)	3	6,9
Inner Radius (Ri)	3	3,5

PEMBAHASAN

Berdasarkan tabel respon rata-rata didapatkan bahwa *lip thickness* memiliki pengaruh paling signifikan untuk meningkatkan lebar kontak yang mempertimbangkan tegangan kontak. *Lip Thickness* memiliki pengaruh besar karena pada proses pengencangan mampu memperkecil ruang antar *lip*, hal ini mengakibatkan ujung antar *lip* bertemu kemudian menimbulkan kompresi di ujung *lip*. Kompresi pada ujung *lip* menyebabkan permukaan gasket terdorong, sehingga menyebabkan lebar kontak meningkat.

Pada desain optimal gasket karet tipe *ring* profil C karakter tegangan yang diamati yaitu pada bagian area lebar kontak / lebar kontak. Pada bagian lebar kontak diamati karena bagian ini, tegangan yang terjadi relatif tinggi dibandingkan dengan bagian lainnya.

Nilai lebar kontak dengan mempertimbangkan tegangan kontak pada desain optimal gasket karet tipe *ring* profil C tampak seperti pada Gambar 9. Pada gambar 9 tampak bahwa lebar kontak dan beban pengencangan (*clamping load*) dari desain optimal gasket tidak lebih besar dari lebar kontak dan beban pengencangan model sebelumnya. Sebagai perbandingan dapat dilihat pada Tabel 6.



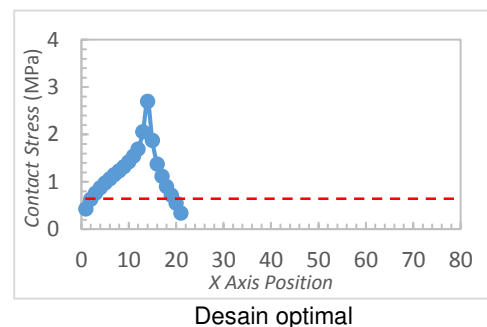
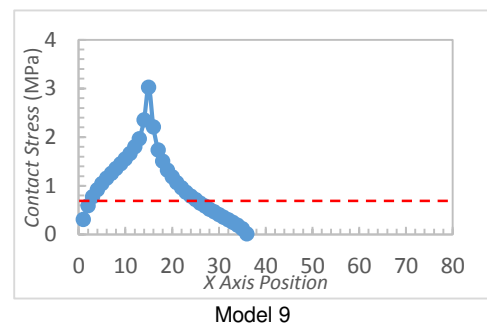
Gambar 9. Kurva kontak terhadap beban untuk desain optimal

Pada desain optimal kemiringan kurva tidak menunjukkan nilai yang besar, hal ini karena lebar kontak yang muncul tidak terlalu banyak seperti pada model 3 sampai dengan 9. Sedangkan nilai tegangan maksimal yang dihasilkan, untuk desain optimal menunjukkan nilai terbesar setelah desain model 7.

Meskipun nilainya tidak lebih besar daripada model 7, desain optimal mampu menghasilkan tegangan maksimal sebesar 3,16 MPa hanya dengan *sealing line* 2 mm. Selain itu dapat diketahui bahwa volume optimum desain lebih kecil dibandingkan dengan model 7.

Tabel 6. Kemiringan kurva dan tegangan maksimal

Model	Slope of curve	Tegangan Maksimal (MPa)	Lebar Kontak (mm)
1	6.10 ⁻⁶	0,76	1,7
2	0,0082	1,96	1,5
3	0,0156	2,64	1,3
4	0,0176	2,69	2,2
5	0,0160	3,02	1,8
6	0,0201	2,06	2,7
7	0,0157	3,46	3,0
8	0,0180	2,43	4,0
9	0,0163	3,02	3,6
Desain optimal	0,0081	3,16	2,0



Gambar 10. Distribusi tegangan kontak pada daerah lebar kontak

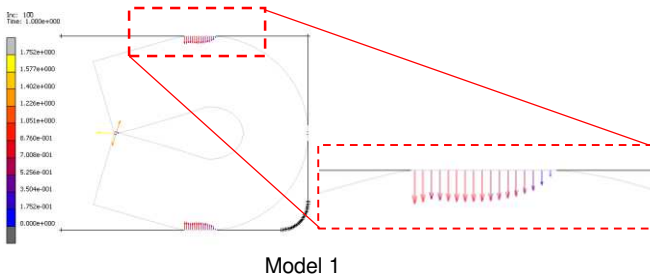
Untuk mengetahui distribusi tegangan pada desain optimal dapat dilihat pada gambar 10. Pada gambar 10 terlihat distribusi tegangan kontak pada daerah lebar kontak pada gasket karet tipe *ring* profil C untuk model 9 dan desain optimal. Garis merah putus-putus sebagai tanda nilai batas tegangan kerja untuk gasket karet yaitu sebesar 0,75 MPa, area dibawah garis merupakan nilai tegangan lebih kecil dari 0,75 MPa. Area dibawah garis putus-putus dapat dikatakan nilai tegangan yang tidak dapat menahan tegangan kerja. Untuk masing-masing model dapat dilihat pada Tabel 7.

Selain nilai tegangan pada masing-masing model dan pada desain optimal, karakter tegangan pada model 1 dan model 9 untuk area kontak gasket dapat diketahui berdasarkan arah vektor gaya seperti pada Gambar 11.

Secara visual kecenderungan sebaran vektor gaya dari model 1 menuju model 9 semakin besar, hal ini disertai dengan nilai tegangan maksimal yang ikut meningkat. Seperti ditunjukkan tabel 6. Pada desain optimal sebaran vektor gaya yaitu sebesar 2,1 mm memiliki tegangan maksimal sebesar 3,16 MPa.

Tabel 7. Distribusi tegangan kontak

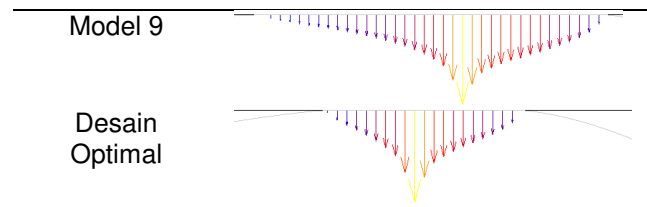
Model	Tegangan Kontak < 0,75 MPa	Tegangan Kontak > 0,75 MPa
1	1,6 mm	0,1 mm
2	0,6 mm	0,9 mm
3	0,4 mm	0,9 mm
4	0,6 mm	1,6 mm
5	0,6 mm	1,2 mm
6	0,7 mm	2 mm
7	1 mm	2 mm
8	1,2 mm	2,8 mm
9	1,4 mm	2,2 mm
Desain Optimal	0,6 mm	1,4 mm



Model 1

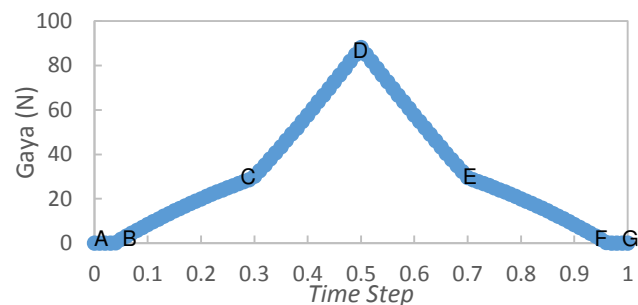
Gambar 11. Karakter tegangan kontak pada gasket
Tabel 8. Sebaran vektor tegangan kontak

Model	Sebaran Vektor
Model 2	
Model 3	
Model 4	
Model 5	
Model 6	
Model 7	
Model 8	



Deformasi yang terjadi dari sembilan model ditambah dengan desain optimum menunjukkan bahwa ujung dari kedua *lips* bertemu, penting dikembangkan desain dimana kedua ujung *lips* tidak bertemu agar tidak mengganggu fenomena *self energized* oleh *internal pressure* dari profil C gasket.

Dengan menggunakan desain optimal yang sudah diperoleh, maka dapat diketahui pembebanan terhadap waktu dari gasket karet tipe *ring* profil C. Pembebanan dilakukan untuk mengetahui karakter deformasi gasket, karakter deformasi diwakili oleh garis yang nilainya berubah dari waktu ke waktu seperti ditunjukkan pada Gambar 12.



Gambar 12. Kurva loading-unloading gasket.

Pada grafik di atas tampak pembebanan gasket karet tipe *ring* profil C menunjukkan karakter kurva yang simetris, bentuk kurva tersebut menunjukkan gaya yang terjadi pada gasket sebelum dan sesudah terjadinya pembebanan melalui *flange*, tampak nilainya relatif tidak berbeda secara signifikan.

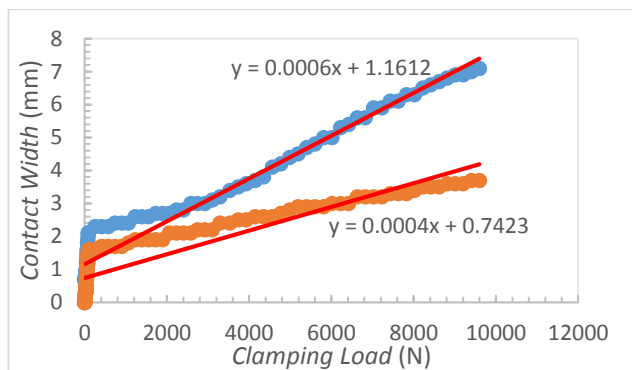
Selain itu dengan bentuk yang simetris menunjukkan gasket memiliki kemampuan untuk membentuk lebar kontak relatif sama saat kondisi diberi beban dan saat beban mulai dilepas. Karakter tersebut sangat bermanfaat apabila sebuah sambungan antar bagian mesin mengalami pengenduran tanpa disengaja untuk waktu tertentu.

Pada titik A *flange* mulai bersentuhan dengan gasket, terlihat kurva cenderung datar. Akan tetapi terjadi kenaikan nilai gaya pembebanan yang terjadi pada gasket dengan nilai yang relatif kecil yaitu 5.32×10^{-6} N. Titik B menunjukkan kemiringan kurva yang meningkat dibanding sebelumnya, pada titik ini dimensi gasket mulai termampatkan. Peristiwa termampatkan gasket sebanding dengan peningkatan gaya pembebanan yang terjadi pada gasket yaitu 1.68574 N. Titik C, menunjukkan kemiringan kurva yang meningkat. Kemiringan yang meningkat menunjukkan gasket dalam kondisi semakin termampatkan, semakin dimampatkan maka semakin besar gaya pembebanan yang terjadi yaitu 32.627 N.

Pada titik D, merupakan puncak kurva. Hal ini

menunjukkan bahwa *flange* sudah mencapai tinggi maksimal dari *grove*. Pada kondisi ini gasket profil C sudah termampatkan maksimal. Perlu dijaga agar tidak benar-benar termampatkan sempurna agar *internal pressure* dapat tertampung yang digunakan sebagai energi tambahan (*self energising*) untuk meningkatkan tegangan kontak arah normal. Apabila nilai tegangan kontak arah normal semakin besar maka kebocoran pada gasket dapat diminimalkan gaya yang terjadi sebesar 88.0586 N. Selanjutnya *flange* dilepaskan agar diketahui karakter gasket saat setelah mengalami pembebanan. Pada titik E, kondisi kemiringan kurva tidak terlalu curam dibandingkan sebelumnya hal ini karena gasket mulai terlepas dan tidak dimampatkan gayanya yaitu 29.5955 N. Sedangkan pada titik F dan G kemiringan kurva berangsur-angsur semakin berkurang masing-masing bernilai 1.70694 N dan $1,19 \times 10^{-13} \text{N}$.

Pada penelitian ini setelah didapatkan desain yang optimal, maka dilanjutkan dengan melihat karakter pembebanan saat setelah diberikan tekanan dalam (*internal pressure*) yang besarnya 0,5 MPa. Pada kondisi sebelum menerima *internal pressure* lebar kontak dapat dilihat pada Gambar 9, sedangkan sesudah menerima *internal pressure* yang terjadi terlihat seperti pada Gambar 13 berikut.



Gambar 13. Kurva kontak terhadap beban dengan *internal pressure*.

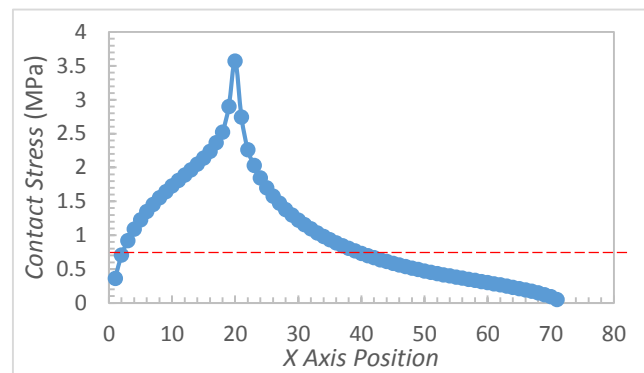
Kondisi setelah mengalami *internal pressure* tampak seperti pada grafik diatas merupakan hasil optimasi desain gasket karet tipe *ring* profil C dimana terlihat perubahan cukup signifikan untuk gaya pada pembebanan pada gasket. Saat sebelum menerima *internal pressure* nilai maksimal dari lebar kontak yang dapat dicapai ialah 2 mm tetapi hanya 0,7 mm saja yang nilai tegangannya diatas batas aman sebesar 0,75 MPa. Sedangkan gaya yang dapat terbentuk pada gasket secara keseluruhan terhadap *flange* sebelum menerima *internal pressure* ialah 88 N.

Pada gasket karet tipe *ring* profil C setelah menerima *internal pressure* maka nilai lebar kontak yang dapat dicapai ialah 7,1 mm tetapi hanya 3,7 mm saja dari keseluruhan yang nilainya tegangannya diatas batas aman sebesar 0,75 MPa. Gaya yang dapat terbentuk pada gasket desain yang optimal setelah menerima *internal pressure* sebesar 0,5 MPa

secara keseluruhan yaitu 9599,11 N.

Dapat disimpulkan bahwa *internal pressure* mampu meningkatkan lebar kontak. Untuk nilai beban pengencangan meningkat lebih dari 100 kali lipat dari kondisi sebelum menerima *internal pressure*, yaitu dari 88 N menjadi 9.599,11 N.

Nilai dari distribusi tegangan kontak dapat diketahui seperti pada gambar 5.9, dimana terlihat bahwa nilai maksimal terletak ditunjukkan pada sumbu y.



Gambar 14. Distribusi tegangan kontak

Dengan *internal pressure* standar gasket karet sebesar 0,75 MPa, dari penelitian didapatkan bahwa gasket karet tipe ring profil C mampu menghasilkan tegangan kontak tiga kali lipat dari *internal pressure*. Nilai tegangan kontak maksimal yang dihasilkan yaitu 3,57012 MPa, sehingga secara teoritis dapat menahan kebocoran.

KESIMPULAN

Pada desain gasket dapat menghasilkan karakteristik lebar kontak dan tegangan kontak yang berbeda-beda. Pada geometri dengan lebar kontak yang tinggi tidak selalu menghasilkan tegangan kontak yang tinggi juga. Pada penelitian ini parameter desain gasket karet profil C yang memiliki desain optimal antara lain; *Lip Thickness* (l_t) = 4,5 mm; *Lip Length* (l_l) = 6 mm; *Outer Radius* (R_o) = 6,9 mm; *Inner Radius* (R_i) = 3,5 mm.

ACKNOWLEDGEMENTS

Pada penyusunan tulisan ini didukung oleh Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem (SPRS), Teknik Mesin Universitas Brawijaya Malang.

DAFTAR PUSTAKA

[1] H.A Said, S. Izumi, S. Sakai, S. Haruyama, M. Nagawa, H. Noda, *Development of New Metallic Gasket and its Optimum Design for Leakage Performance*, Journal of Solid Mechanics and Material Engineering, pp. 105-114, 2008.
 [2] S. Haruyama, M.A. Choiron, K. Kaminishi, *Study of Design Standard and Performance Evaluation on New Metallic Gasket*, Proceeding of the 2nd International Symposium on Digital Manufacturing, Wuhan China, pp. 107-113, 2009.
 [3] M.A. Choiron, S. Haruyama, K. Kaminishi, *Simulation and Experimentation on the Contact*

- Width of New Metal Gasket for Asbestos Substitution*, International Journal of Aerospace and Mechanical Engineering, pp. 283-287, 2010.
- [4] Sun F S. *Application of auto-seal mechanism in ultra-high pressure working condition*, Hydraulic Pneum, vol 4, pp. 44–45, 1992.
- [5] X. Jia, H. Chen, X. Li, Y. Wang, L. Wang *A Study on the Sealing Performance of Metallic C-Rings in Reactor Pressure Vessel*, Nuclear Engineering and Design 278, pp. 64-70, 2014.
- [6] L. Baldassarre, M. Pelella, *C-Type PTFE Gaskets Performance in High Pressure Sour Applications*. Proceedings of the Forty-First Turbomachinery Symposium, 2012.
- [7] J.T. Bauman (2008) *Fatigue, Stress, and Strain of Rubber Components*. Carl Hanser Verlag, Munich.
- [8] R.K. Roy (2001) *Design of Experiments Using the Taguchi Approach : 16 Steps to Product and Process Improvement*, John Wiley & Sons, Inc., U.S.
- [9] Blucher stainless steel drainage systems, *Material Properties of Rubber Seals*, http://www.blucherdrains.com/Resources/Technical/Rubber_Seal_Properties
- [10] G. Belforte, M. Conte, A.M. Bertetto, L. Mazza, C. Visconte (2009) *Experimental and Numerical Evaluation of Contact Pressure in Pneumatic Seals*. Tribology International, vol. 42, pp 169-175.
- [11] HTMS High Tech Metal Steel, *Resilient Metal Steel*, www.hightechmetalseals.com/catalogue/htms-full-catalogue-english.pdf
- [12] Gasket Characteristic. http://www.engineeringtoolbox.com/gaskets-properties-d_34.html.
- [13] M. Ma, W. Jia, Y. Bu, S. Guo, *Study on Rubber Seal Design of Swellpacker in Oil Well Cementing*, Open Acces Library Journal, 1: e1082, 2014.