



Vol. 1 No. 2 | Oktober 2017

ISSN No. 2597-4254

Jurnal Ilmiah Teknik Mesin

Rekayasa Mekanik



Di Publikasikan oleh:
Fakultas Teknik UNIB



Jurnal Ilmiah Teknik Mesin



ISSN No. 2597 – 4254

Vol. I No. 2, Tahun I, Oktober 2017

Jurnal Rekayasa Mekanika mempublikasikan karya tulis di bidang sains – Teknologi, Murni Disiplin dan Antar Disiplin, berupa penelitian dasar, perancangan dan studi pengembangan teknologi. Jurnal ini terbit berkala setiap enam bulan (April dan Oktober)

Penanggung Jawab

Dr.Eng Dedi Suryadi, S.T., M.T.

Penyunting Ahli (Mitra Bestari)

Helmizar, S.T., M.T., Ph.D. (Universitas Bengkulu)

Dr.Eng. Hendra, S.T., M.T. (Universitas Bengkulu)

Dr. Gesang Nugroho, S.T., M.T. (Universitas Gadjah Mada)

Dr.Eng. Nurkholis Hamidi (Universitas Brawijaya)

Prof. Dr.Eng. Gunawarman (Universitas Andalas)

Redaktur

Yovan Witanto, S.T., M.T.

Redaktur Pelaksana

Agus Nuramal, S.T., M.T.

Editor

Nurul Iman Supardi, S.T. M.P.

Ahmad Fauzan, S.T., M.T.

Angky Puspawan, S.T., M.Eng.

Hendri Van Hoten, S.T., M.T.

Agus Suandi, S.T., M.Eng.

Penerbit

Fakultas Teknik – Universitas Bengkulu

Sekretariat Redaksi

Gedung Dekanan Fakultas Teknik Program, Studi Teknik Mesin – Universitas Bengkulu

Jalan Raya WR Supratman, Kandang Limun, Bengkulu 38123, Telp. (0736) 21170, 344067, Fax (0736) 22105

E-mail: mesin@unib.ac.id

DAFTAR ISI

- **ANALYSIS OF STEAM TURBINE ISENTROPIC EFFICIENCY TYPE 1**
CONDENSATE 5U-GT 102 B IN PLANT UREA P-1 B GT-102 B, CASE STUDY
IN PT. PUPUK SRIWIDJAJA-PERSERO PALEMBANG BY USING
COMPUTER AIDED THERMODYNAMICS TABLE 3 (CATT3)
Angky Puspawan
- **OPTIMASI GEOMETRI SUDUT PAHAT DAN PARAMETER PROSES 7**
TERHADAP KEKASARAN PERMUKAAN DENGAN MENGGUNAKAN
METODE TAGUCHI DAN ANOVA
Hendri Van Hoten, Roby Syaputra, Zuliantoni[1], Nurbaiti[2]
- **METODE ALIGNMENT PADA POMPA SENTRIFUGAL 11**
Galang Perkasa Nusantara, Helmizar
- **KAJI KARAKTERISTIK MEKANISME FURLING CONTROL DENGAN SUDUT 21**
EKOR 20° PADA KINCIR ANGIN SKALA MIKRO
Agus Suandi[1], Linggar Pramudiono[1], Nurul Iman Supardi[1], Angky
Puspawan[1]
- **OPTIMASI BIAYA PERAWATAN DENGAN METODE AGE REPLACEMENT 27**
PADA MESIN SPINNING OPEN END
Zuliantoni[1], Rahmat Kurniawan[2]
- **ANALISA BEBAN STATIK MECHANICAL SEAL PADA POMPA 35**
SENTRIFUGAL 504G04 SECTION TANK FARM DENGAN MENGGUNAKAN
PERANGKAT LUNAK METODE ELEMEN HINGGA
Nopprian Ersan[1], Nurul Iman Supardi[2], Helmizar[3]
- **FORMAT PENULISAN JURNAL 41**

**ANALISA BEBAN STATIK MECHANICAL SEAL
PADA POMPA SENTRIFUGAL 504G04 SECTION TANK FARM
DENGAN MENGGUNAKAN PERANGKAT LUNAK METODE ELEMEN HINGGA**

Nopprian Ersan[1], Nurul Iman Supardi[2], Helmizar[3]

[1][2][3] Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Bengkulu

Jl. W.R. Supratman, Kandang Limun, Bengkulu, Telp (0736) 344087, 22105-227

Email : Simbutunib@yahoo.com

ABSTRACT

A Mechanical seal on a 504G04 sentrifugal pump at a tank farm section is a component that serves to prevent leakage of fluid. A mechanical seal that is loaded with static force was investigated numerically on this work. A Jhon Crane 59U Ø 43 mechanical seal with silicon carbide material was simulated with ANSYS WORKBENCH 14.0 software. The static forces that were loaded to the seal is a fluid pressure with two variations of 1.3 bar and 5.3 bar, and a spring pretension load of 80N. The results show strain and stress due to the pressure of 1.3 bars and 5.3 bar are still under the allowed strain and stress of the material.

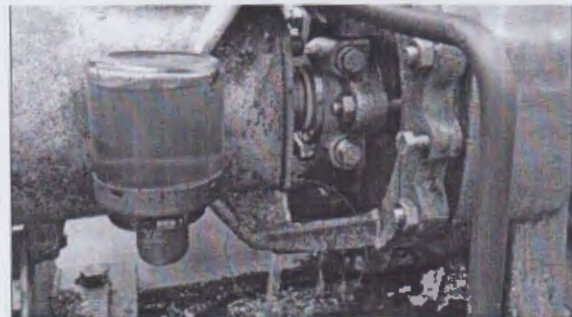
Keywords: Mechanical seal, static force, fluid pressure, pretension load,

I. PENDAHULUAN

Pompa sentrifugal adalah merupakan salah satu alat yang dapat digunakan untuk memindahkan product product industry yang fasenya cair [1]. PT. Ecogreen Oleochemical Batam adalah perusahaan yang menghasilkan berbagai jenis produk dari alam, berbahan dasar minyak nabati berupa *fatty alcohol*, *fatty acid* dan *glycerin* [2]. Produk produk yang dihasilkan tersebut ditransportasikan dengan menggunakan pompa sentrifugal. Pada proses pemindahan produk menggunakan pompa sentrifugal sering terjadi kebocoran pada *mechanical seal* sehingga produk berkontaminasi dengan air ataupun tanah sehingga mencemari lingkungan. kebocoran pada *mechanical seal* ini sering terjadi dikarenakan oleh banyak faktor seperti cacat produk, teknik pemasangan yang salah, *kavitasi*, *vibrasi* dan lain sebagainya.

Prinsip kerja dari *mechanical seal* ini yaitu dilakukan pemblokkan oleh dua *seal*

faces yang permukaannya sangat halus dan rata, satu *seal faces (rotatik)* berputar



Gambar 1. Kebocoran yang terjadi

mengikuti putaran dari *shaft* dan *seal faces (statik)* diam melekat pada suatu dinding yang di sebut *gland plate*. Kedua permukaan *Seal faces* yang saling bersentuhan inilah yang mencegah terjadinya kebocoran. Material dari kedua *seal face* tersebut berbeda, *seal faces statik* biasanya bersifat lunak terbuat dari *carbon-graphite* dan *seal face rotatik* bersifat lebih keras dengan jenis material biasanya seperti *silicone carbida*.



Gambar 2. Kondisi kerusakan *mechanical seal* rotatik



Gambar 3. Kondisi kerusakan *mechanical seal* statik

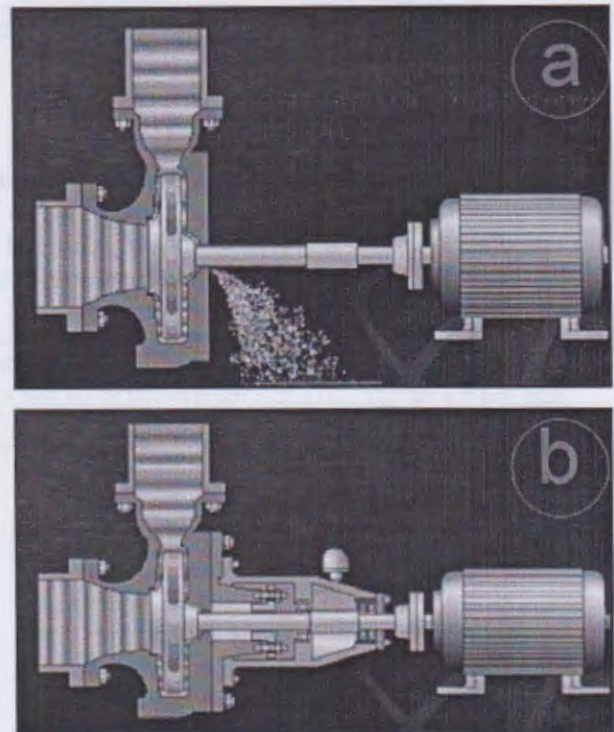
Mechanical seal ini adalah part yang cukup sering mengalami kerusakan. hal ini tentu menjadi permasalahan yang cukup mengganggu dimana proses transportasi product menjadi terhenti, yang tentu saja mengganggu jalannya proses produksi. Disamping itu, itu harga komponen ini relative mahal \pm Rp 15 juta. Tentu saja menjadi hal yang menarik untuk melihat lebih jauh apa yang menjadi penyebab kerusakan komponen ini.

II. TINJAUAN PUSTAKA

II.1 Mechanical Seal

Mechanical seal adalah suatu komponen mekanis yang berfungsi untuk mencegah kebocoran fluida dari ruang / wadah yang memiliki poros berputar. Pemblokkan terjadi karena alat mekanis tersebut memiliki dua buah komponen muka akhir (*end faces*)

pada posisi 90° terhadap sumbu poros yang senantiasa kontak satu dengan lainnya karena adanya gaya *axial* dari pegas/*spring*. *Mechanical seal* umumnya terpasang pada bermacam jenis pompa seperti *sentrifugal pump*, *gear pump*, *screw pump*. Ilustrasi mengenai peletakan dan efek seal pada sebuah pompa dapat dilihat pada Gambar 4 a dan b.

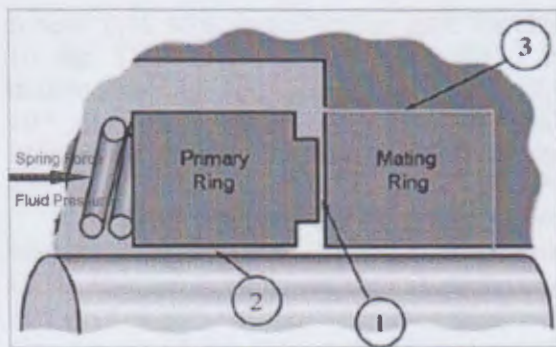


Gambar 4 Ilustrasi pompa yang tidak menggunakan *mechanical seal* (a) dan yang menggunakan mekanikal seal (b) [3]

II.2 Cara Kerja *Mechanical Seal*

Dalam *mechanical seal* ada 3 titik pengesilan seperti terlihat pada gambar 5 yaitu:

1. *Primary Seal*, titik pengesilan yang terjadi pada *face contact* (*primary ring vs mating ring*).
2. *Secondary seal*, titik pengesilan untuk mencegah kebocoran dibagian *inside diameter primary ring*.
3. *Tertiary seal*, titik pengesilan untuk mencegah kebocoran dibagian *outside diameter mating ring*



Gambar 5 Titik Pengesilan Pada *Mechanical Seal* [3]

Ada 2 kelompok komponen Di dalam *mechanical seal* yang disebut sebagai *rotating unit* (bagian yang berputar) dan *stationary unit* (bagian yang diam). *Rotating unit* terpasang pada poros pompa dan berputar seiring dengan putaran poros, sedangkan *stationary unit* terpasang pada bagian pompa yang diam yang disebut *gland plate*.

Di dalam *rotating unit* ada komponen yang disebut *primary ring* (*rotary face*), komponen ini selalu kontak dengan *mating ring* (*stationary face*) karena memperoleh gaya dorong dari *spring* (pegas) serta tekanan *hydrodynamic fluid* dari tekanan cairan di dalam pompa. Bidang kontak antara *primary ring* dan *mating ring* merupakan titik pengesilan utama (*primary sealing*) dari sebuah *mechanical seal*.

Bidang kontak terjadi karena adanya *closing force* yang lebih besar dibanding dengan *opening force*. *Closing force* berasal dari gaya *axial spring* ditambah dengan gaya dari tekanan cairan (*fluid pressure*).

III. METODE PENELITIAN

III.1 Pembuatan Model Mechanical Seal

Model *mechanical seal* yang dianalisa pada penelitian ini adalah 2 buah, yaitu *mechanical seal* statik dan rotatik,. Gaya yang bekerja pada kedua seal tersebut berupa beban yang berasal dari *spring force* dan *hydrodynamic fluid pressure*. Beban *hydrodynamic pressure* dapat dari *pressure gauge* yang terpasang pada hulu dari pompa tersebut. Dari data lapangan menunjukkan nilai tekanan sebesar 1,3 bar. *Spring force* adalah pretension yang diberikan pada seal tersebut melalui pegas. Data lapangan menunjukkan pretension yang diberikan sebesar 80 N. Pembuatan model seal didapat

berdasarkan dari gambar teknis spesifikasi dari seal tersebut. Gambar model *mechanical seal* statik dan rotatik seperti ditunjukkan pada gambar 6



Gambar 6 *mechanical seal* statik (a) rotatik (b) assembly (c)

Model *mechanical seal Jhon Crane type 59U* dibuat dengan menggunakan Autodesk Inventor 2014. Setelah model selesai maka dilakukan simulasi pada software ANSYS Workbench 14.0 sehingga didapat deformasi dan stress.

III.2 Material Properties Mechanical Seal

Material *properties mechanical Seal Jhon Crane 59U* adalah *silicon carbide (SiC)*. Material *silicon carbida* ini memiliki sifat mekanik yang sangat baik, tahan temperatur tinggi, ketahanan terhadap oksidasi, kekerasan yang tinggi, tahan terhadap korosi, tahan erosi dan berat relatif rendah tetapi material ini memiliki sifat yang getas yang berarti tidak mampu menahan beban kejut. material *propertis* dari *silicon carbide* dapat dilihat pada Gambar 7.

Deformasi dan stress yang dialami seal adalah dua hal yang dianalisis pada simulasi ini. Simulasi dilakukan dengan memberikan beban tekanan sebesar 1,3 bar dan 5,3 bar. Nilai tekanan 1,3 bar adalah nilai tekanan yang terjadi dilapangan sebagaimana dijelaskan sebelumnya, sementara nilai tekanan 5,3 bar adalah *allowable work press* sebagaimana disebutkan pada spesifikasi pompa. Nilai tekanan 1,3 bar dan pretension 80 N memberikan beban total sebesar 126N.

Typical Silicon Carbide (SiC) Properties

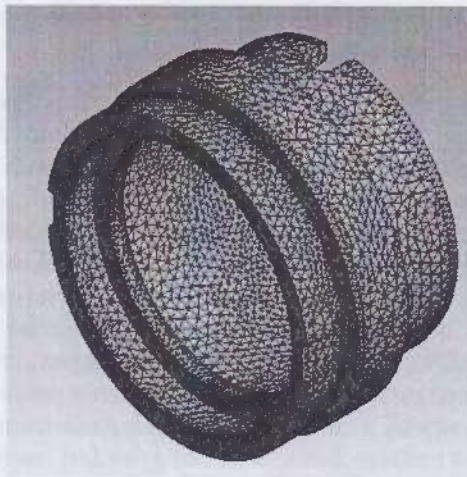
SiC is an artificial (man-made) mineral known for its very high hardness and abrasion resistance. Common applications include pump seals, valve components, and wear-intensive applications such as rollers and paper industry rollers.

Properties	Units	Test	Value
Physical			
Chemical Formula			SiC
Density, ρ	g/cm ³	ASTM C20	3.21
Color			dark gray
Crystal Structure			hexagonal
Water Absorption	% @ room temperature (R.T.)	ASTM C373	0.6
Hardness	MHs		9-10
Hardness	Knoop (kg/mm ²)	Knoop 100 g	2800
Mechanical			
Compressive Strength	MPa @ R.T.	ASTM C773	1725-2500
Tensile Strength	MPa @ R.T.	ACMA Test 04	310
Modulus of Elasticity			
(Young's Modulus)	GPa	ASTM C848	475
Flexural Strength (MOR)	MPa @ R.T.	ASTM F417	324
Poisson's Ratio, ν		ASTM C810	0.19
Fracture Toughness, K_{Ic}	MPa \sqrt{m}	Watered Bolt Test	4.0
Thermal			
Max. Use Temperature (in air)	°C	No load cond.	1400
Thermal Shock Resistance	ΔT (°C)	Quenching	350-500
Thermal Conductivity	W/m-K @ R.T.	ASTM C408	41
Coefficient of Linear	$\mu m/m-^{\circ}C$	ASTM C372	5.12
Thermal Expansion, α_L	(-25°C through +1000°C)		
Specific Heat, c_p	cal/g-°C @ R.T.	ASTM C351	0.15
Electrical			
Dielectric Constant	1 MHz @ R.T.	ASTM D150	10.2
Dielectric Strength	kV/mm	ASTM D116	—
Electrical Resistivity	Ohm @ R.T.	ASTM D1829	10 ⁹

Source: Army-Ceramic Center, Inc., Fort Belvoir, Ill., www.army-ceramic.com

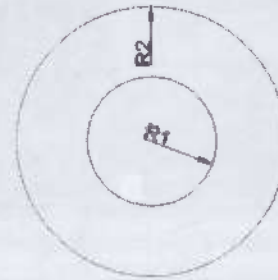
Note: Although no tests are shown to verify the accuracy of the data presented, this information is offered for comparison only. Exact properties will vary depending on the manufacturing method and part configuration, and are sometimes so limited to make quality comparisons. Contact your technical supplier for more detailed information. Consult your Quality and Control departments to verify all quality test data, materials or components.

Gambar 7. Material Properties Mechanical seal [4]



Gambar 8 Meshing pada kedua seal.

Model yang sudah digambar kemudian ditentukan propertiesnya berdasarkan data sheet dari material. Setelah itu dilakukan meshing pada model seal seperti pada gambar 8. Elemen size pada model ini adalah 1mm.



Gambar 9 Daerah kontak kedua permukaan seal

$$A = \pi R_2^2 - \pi R_1^2 \dots \dots \dots (1)$$

Kontak area kedua seal seperti ditunjukkan pada gambar 9 dengan jari jari R_1 dan R_2 .

$$R_1 = 18 \text{ mm}$$

$$R_2 = 21 \text{ mm}$$

Hasil perhitungan menunjukkan nilai $A = 367,38 \text{ mm}^2$. Dengan nilai tekanan $P=1,3 \text{ Bar}$, maka besar gaya yang bekerja akibat beban hidrodinamik fluida adalah:

$$F = P \times A \dots \dots \dots (2)$$

$$= 0,13 \text{ mpa} \times 367,38 \text{ mm}^2$$

$$= 48 \text{ N}$$

Sementara beban pretension adalah:

$$F = m \times g \dots \dots \dots (3)$$

$$= 8 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 78,48 \text{ N}$$

Sehingga beban total yang bekerja sebesar $F_{\text{total}} = 126,48 \text{ N}$

Hal yang dilakukan pada beban nilai tekanan 5,3 bar, sehingga didapat gaya beban F sebesar 273,2 N.

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dari simulasi yang telah dilakukan pada *mechanical seal* dengan beban 126,48 N didapatkan deformasi maksimum sebesar 1.7 10^{-6} mm dan von mises *strees* maksimum

sebesar 0,66 Mpa seperti terlihat pada Gambar 10 dan 11. Sementara pada beban 273,2 N didapat nilai deformasi maksimum sebesar $6,9 \cdot 10^{-6}$ mm dan *stress* maksimum sebesar 2,67 Mpa seperti ditunjukkan pada Gambar 12 dan 13.

Pada Gambar 10 dan 12 terlihat bahwa bentuk deformasi yang terjadi terletak pada kedua *face mechanical seal* dimana permukaan dari *mechanical seal rotatik* menekan *face statik* searah sumbu Z dan deformasi pada tepi *rotatik*. Gambar 11 dan 13 menunjukkan *stress* maksimum terjadi pada kedua *face mechanical seal*.



Gambar 10 Deformasi pada beban 126,48 N



Gambar 11 Stress pada beban 126,48 N



Gambar 12 Deformasi pada beban 273,2 N



Gambar 13 Stress pada beban 273,2 N

Batas regangan maksimum dihitung berdasarkan regangan maksimum yang bisa diterima oleh material dari seal dalam hal ini adalah silicon carbide. Regangan yang di ijinakan pada silicon carbide dihitung dari

$$\epsilon = \frac{\sigma_y}{E} \dots \dots \dots (4)$$

Tegangan yield diambil dari data sheet material sebesar $\sigma_y = 3,1 \cdot 10^8$ Pa dengan nilai modulus young sebesar $E = 4,76 \cdot 10^{11}$ Pa. Sehingga didapat regangan yang di ijinakan $\epsilon = 6,5 \cdot 10^{-4}$.

Deformasi maksimum terjadi didaerah rotatik seal dibagian tepi lingkaran luar seperti ditunjukkan pada gambar 4.2 dan 4.4. bagian ini mempunyai panjang awal $L_0 = 3,5$ mm. Perhitungan nilai regangan yang dialami *mechanical seal* dengan beban 126,48 N pada bagian ini adalah

$$\begin{aligned} \Delta L &= 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \\ L_0 &= 3,5 \text{ mm} \\ \epsilon &= \frac{\Delta L}{L_0} \dots \dots \dots (5) \\ \epsilon &= 1,7 \cdot 10^{-6} \text{ mm} / 3,5 \text{ mm} \\ \epsilon &= 4,8 \cdot 10^{-7} \end{aligned}$$

Pada perhitungan di atas didapatkan nilai regangan yang dialami *mechanical seal* sebesar $4,8 \cdot 10^{-7}$. Perhitungan yang sama juga dilakukan untuk beban 273,2 N, dan menunjukkan nilai regangan sebesar $1,96 \cdot 10^{-6}$.

Hasil simulasi menunjukkan ternyata deformasi yg terjadi masih jauh dibawah defomasi maksimum yg diijinkan pada material. Bahkan untuk kondisi ekstrim dimana tekanan fluida sebesar 5,3 bar (yang berelasi dengan beban 273,2 N). Untuk memudahkan, maka pada table 1 ditampilkan data regangan

maksimum dan tegangan maksimum yang terjadi pada seal serta data regangan maksimum dan tegangan maksimum pada material silikon karbida.

Tabel 1. Data regangan maksimum dan tegangan maksimum yang terjadi serta data regangan dan tegangan yang diijinkan pada material silikon karbida.

Beban	Regangan maksimum	Tegangan maksimum
126,48 N (1.3 bar)	$4,8 \cdot 10^{-7}$	$0,66 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
273N,2 N (5.3 bar)	$1,96 \cdot 10^{-6}$	$2,67 \cdot 10^6 \text{ pa}$
Silicon carbide	$\epsilon = 6,5 \cdot 10^{-4}$	$\sigma_y = 3,1 \cdot 10^8 \text{ Pa}$

Hasil simulasi menunjukkan bahwasanya beban operasional static tidak akan menimbulkan kerusakan pada seal, bahkan ketika diberi tekanan fluida sebesar tekanan maksimum dari spesifikasi pompa sebesar 5,3 bar, seal belum mengalami kerusakan. Ada kemungkinan kerusakan terjadi karena adanya beban fluktuatif, atau beban dinamis, karena sering cukup sering terjadi kegagalan komponen mesin karena adanya beban dinamis, meskipun beban tersebut masih dibawah tegangan yang diijinkan pada material.

V. KESIMPULAN DAN SARAN

Dari hasil simulasi, dan analisis dapat ditarik beberapa kesimpulan dan saran, yaitu:

1. Beban operasional static dari system perpipaan yang berasal dari tekanan hidrodinamik fluida (1.3 bar) dan pre tension dari spring force (80N) menghasilkan regangan yang masih dibawah regangan yang di ijinan pada material silikon karbida.
2. Beban operasional static menghasilkan tegangan yang nilainya masih dibawah tegangan yang di ijinan pada material silikon karbida.

3. Skenario ekstrim juga telah dilakukan untuk beban 5,3 bar, dan simulasi menunjukkan bahwa tegangan dan regangan yang terjadi masih dalam batas aman material.
4. Ada kemungkinan kegagalan pada seal terjadi karena adanya beban fluktuatif/dinamis yang dialami oleh seal, oleh karena itu disarankan untuk melakukan simulasi lanjutan dengan beban dinamis, dengan range mulai dari tekanan operasional harian 1,3 bar hingga tekanan maksimal 5.3 bar.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. H. Church, *Pompa dan blower sentrifugal*. Jakarta: Erlangga, 1993.
- [2] P. E. Oleochemicals, "ecogreen oleochemicals," *Ecogren Oleochemicals*, 2017. [Online]. Available: <http://www.ecogreenoleo.com/products.htm> l. [Accessed: 22-May-2017].
- [3] R. Wijaya, "Landasan Teori-Mechanical Seal," Jakarta: PT. Jhon Crane Indonesia, 2011.
- [4] Ferro-Ceramic Grinding Inc, "Ceramic Properties Tables," 2012. [Online]. Available: http://www.ferroc ceramic.com/Silicon Carbide_table.htm. [Accessed: 23-May-2017].