

# RANCANG BANGUN MODIFIKASI PENAMBAHAN *SLIDING VALVE* PADA TANGKI *BIGBAG* MESIN CF01

**Yusuf Imamudin**<sup>1)</sup>

Teknik Mesin-Politeknik Gajah Tunggal  
[yusufimamudin99@gmail.com](mailto:yusufimamudin99@gmail.com)

**Dharmanto**<sup>2)</sup>

Teknik Mesin-Politeknik Gajah Tunggal  
[dharmanto.mesin@gmail.com](mailto:dharmanto.mesin@gmail.com)

**Keywords :**

*Carbon Feeding  
 Sliding Valve  
 Down Time  
 Stress*

**Abstract :**

*The carbon feeding machine is a machine in the MCG mixing department which functions to supply carbon to the daybin tank for each mixing machine. In the MCG mixing department there are 5 carbon machines used for the production process. One of them is the CF01 engine which supplies carbon to 4 engines, namely MCG 1, MCG 2, MCG 3, and MCG 17. With the dense production carried out by the CF01 engine, there is still damage, namely in the form of a damaged rotary feeder which results in having to drain the carbon before carrying out time-consuming repairs. Related to this, the authors made modifications to the CF01 engine by adding a sliding valve to hold the carbon in the bigbag tank so that the carbon in it can be retained and able to reduce downtime due to the draining process. This modified design was made using solidworks software and used calculations to determine the strength, stress, and load of each component*

**1. PENDAHULUAN**

1.1 Latar Belakang

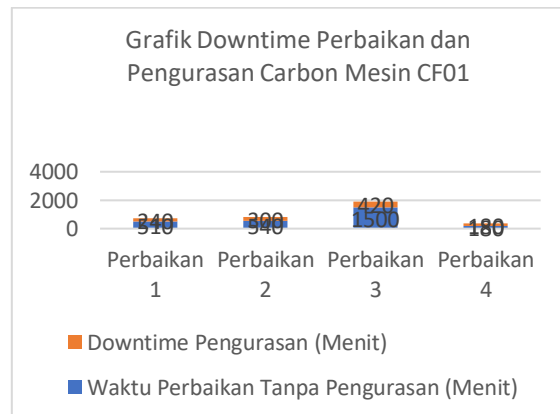
Pada mesin CF01 seringkali terjadi kerusakan pada bagian *rotary feeder* yang dalam proses perbaikannya memerlukan pekerjaan untuk menguras carbon dari tank big bag terlebih dahulu sehingga hal tersebut menyita waktu dan akan memperlambat pekerjaan perbaikan yang dilakukan oleh engineering serta material carbon dikhawatirkan akan tercampur dengan material yang lain sehingga menjadi scrap.

Tabel 1. Data Kerusakan Gearbox yang terjadi selama Desember 2022 – Februari 2023

No.	Work Order	Description	Asset Number
Perbaikan 1	MCG/0684/12/22	Rotary Transfer Tidak Bisa Berputar	MCG.00.C F.01
Perbaikan 2	MCG/0061/01/23	Pressure Tank Pengisian Carbon Tidak Naik	MCG.00. CF.01
Perbaikan 3	AS/MCG/021/01/23	Perbaikan Rotary	MCG.00. CF.01

		feeder Big Bag	
Perbaikan 4	AS/MCG/059/01/23	Rotary feeder Big Bag Macet	MCG.00. CF.01

Berdasarkan tabel 1 dapat dilihat bahwa terdapat 4 perbaikan yang terjadi dalam 3 bulan yang mengakibatkan mesin CF01 harus *stop* untuk dilakukan perbaikan. *Downtime* waktu perbaikan akibat pengurasan *carbon* dapat dilihat dalam grafik berikut.



Gambar 1 Total Waktu Perbaikan Dan Downtime Perbaikan *Rotary Feeder*

(Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

Berdasarkan grafik diatas dapat dilihat bahwa terdapat downtime waktu perbaikan rotary feeder yng didefinisikan dengan warna orange dimana pada perbaikan 1 terdapat 240 menit, perbaikan 2 terdapat 300 menit, perbaikan 3 sejumlah 420 menit, dan perbaikan 4 sebanyak 180 menit. Oleh karena itu penulis akan melakukan modifikasi pada tangka bigbag CF01 dengan menambahkan sliding *valve* agar dapat menahan carbon dan mengurangi downtime akibat pe guras carbon.

## 1.2. Tujuan Kajian

Penelitian ini dilakukan dengan tujuan sebagai berikut:

1. Memodifikasi tangki bigbag mesin CF1 dengan menambahkan sliding *valve* dan merancang bangun sistem penggerak pneumatik pada modifikasi penambahan sliding *valve* pada tank big bag mesin CF01.
2. Mengurangi downtime pengurasan carbon dan mengurangi scrap carbon yang diakibatkan pengurasan tank big bag.

## 1.3. Rumusan Masalah

Pada proses perbaikan *rotary feeder* diperlukan pekerjaan untuk menguras *carbon* yang ada di dalam *big bag* akibat tidak adanya penahan *carbon*. Maka dari itu dibutuhkan cara untuk memudahkan pekerjaan *engineering* yaitu memodifikasi tangki *bigbag* dengan menambakkann *sliding valve* yang memiliki penggerak untuk mengoperasikannya.

## 1.4. Pertanyaan Penelitian

Pertanyaan penelitian didapatkan berdasarkan rumusan masalah diatas :

1. Bagaimana modifikasi penambahan sliding *valve* dengan penggerak silinder pneumatik pada tank big bag mesin CF01.
2. Berapa downtime dan scrap carbon yang dapat dikurangi setelah dilakukan modifikasi penambahan sliding *valve*.

## 1.5. Batasan Masalah

1. Pengamatan dan modifikasi hanya dilakukan pada mesin CF01 departemen MCG.
2. Modifikasi ini menggunakan sistem penggerak pneumatik.
3. Pada penelitian ini tidak memperhitungkan biaya penelitian.

4. Data yang dibutuhkan pada penelitian ini hanya terfokus pada penilaian 5 aspek panca mutu QCDSMP (Quality, Cost, Delivery, Safety, Morale, Productivity), yang digunakan untuk menghitung hasil penelitian.

5. Perancangan desain modifikasi menggunakan software solidworks.

## 1.6. Manfaat Tugas Akhir

Manfaat dari penelitian ini diantaranya sebagai berikut :

1. Mengetahui desain dan perhitungan komponen modifikasi penambahan *pneumatic sliding valve* pada *tank big bag* mesin CF01
2. Mengetahui sistem kerja penggerak pneumatik pada modifikasi penambahan *pneumatic sliding valve* pada *tank big bag* mesin CF1.
3. Mengurangi *downtime* pengurasan *carbon* dan *scrap carbon* yang diakibatkan proses pengurasan *tank big bag*.

## 2. TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Kajian Terdahulu

Tabel 2. Studi Pustaka

Nama Penulis, Tahun	Judul	Hasil Kajian
M. Kurniawan, Farkhurrohman (2018)	Studi Experimental Sambungan Baut dan Sambungan Las pada Rangka Batang	Mengetahui teori tentang sambungan baut dan las sehingga dapat memahami perhitungan apa saja yang diperlukan untuk menganalisis sambungan baut dan las seperti tegangan ijin, tegangan tarik, tegangan geser, faktor keamanan, tebal minimum pengelasan, dan nilai faktor keamanan.
Bisma Herlambang, Tri Mulyanto (2020)	Analisis Kekuatan <i>Gate Valve</i> 2 9/16 3.000 PSI Akibat Tekanan Fluida Menggunakan <i>Finite Element</i>	<i>Gate valve</i> memiliki kekuatan yang baik untuk kondisi full open. Nilai FOS juga menunjukkan bahwa <i>gate valve</i> sangat aman digunakan untuk fluida

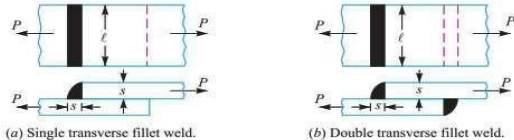
2.2 Landasan Teori

2.2.1 Rancang Bangun

Langkah yang dilakukan pertama kali saat mengembangkan suatu sistem yaitu perancangan. Perancangan memiliki definisi berupa proses implementasi berbagai teori serta teknik yang memiliki maksud untuk mendefinisikan suatu sistem secara detail dengan memperbolehkan realisasi fisik sistem tersebut. Sementara itu, bangun sistem merupakan proses membangun suatu sistem berdasarkan spesifikasi desain yang telah ditentukan. Sehingga dapat diartikan bahwa rancang bangun adalah proses mengubah hasil analisis untuk menciptakan suatu sistem ataupun mengubah sistem yang selama ini digunakan (Syukroni, 2017).

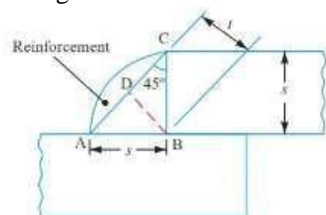
2.2.2 Tegangan Tarik Sambungan Las Fillet tunggal dan double

Metode pengelasan pfillet sejajar ini yang dirancang untuk kekuatan tarik, seperti pada gambar dibawah :



Gambar 2. Sambungan las fillet tunggal dan double (Sumber: (Khurmi & Gupta, 2005))

Sambungan las fillet melintang terdapat dua jenis yaitu single transverse fillet dan double transverse fillet. Perbedaannya terdapat pada titik pengelasan. Gambar dibawah menunjukkan skema dan dimensi bagian sambungan las.



Gambar 3. Skema dan dimensi sambungan las (Sumber: (Khurmi & Gupta,2005))

Berdasarkan gambar diatas jaarak ketebalan atau throat (t) adalah jarak yang paling kecil. Sehingga didapatkan rumus sebagai berikut (Khurmi, 2005)

$$A = t \times l \tag{1}$$

$$A = t \times \sin 45^\circ \times s \times l$$

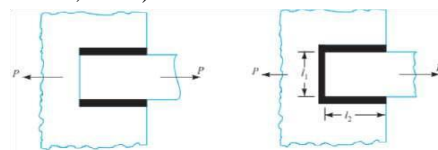
$$A = t \times 0,707 \times s \times l$$

Kekuatan tarik pada sambungan las dengan metode las fillet ganda (double fillet weld) adalah sebagai b`erikut (Khurmi, 2005)

$$P = 2 \times 0,707 \times s \times l \times \sigma_t \tag{2}$$

2.2.3 Tegangan Tarik Sambungan Las Fillet Sejajar

Pada metode pengelesan ini dirancang untuk kekuatan tarik seperti terlihat pada gambar dibawah ini (Khurmi, 2005) :



Gambar 4. Sambungan las fillet sejajar (Sumber: (Khurmi & Gupta))

Apabila  $\tau$  adalah tegangan geser ijin untuk proses pengelasan logam, sehingga kekuatan tarik untuk metode pengelasan fillet tunggal (single fillet weld) adalah sebagai berikut (khurmi, 2005)

$$P = Throat \times All \ Shear \ Stress \tag{3}$$

$$P = 0,707 \times s \times l \times \tau$$

Kekuatan geser sambungan tegangan ijin ntuk metode pengelasan fillet ganda (double fillet weld) adalah sebagai berikut (Khurmi, 2005)

$$P = 2 \times 0,707 \times s \times l \tag{4}$$

$$P = 1,414 \times s \times l \times \tau$$

2.2.4 Perhitungan Sambungan Ulir

Dalam perencanaan sambungan mur baut pada diperlukan hitungan diameter dalam ulir baut halus (Sularso, 1991):

$$d1 = \frac{4 \times W}{\pi \times \sigma_a} \tag{5}$$

Dimana:

d1 = Diameter dalam ulir halus,

W = Beban,

$\sigma_a$  = Tegangan geser ( $N/mm^2$ ).

Dalam perencanaan sambungan mur baut diperlukan hitungan tegangan tarik pada baut (Sularso, 1991):

Dimana:

$$\sigma\tau = \sqrt{\frac{4 \times W}{\pi \times d1^2}} \quad (6)$$

$\sigma\tau$  = Tegangan Tarik( $N/mm^2$ ),

W = Beban(kg),

d1 = Diameter dalam ulir halus (mm).

Dalam perencanaan sambungan mur baut diperlukan hitungan jumlah ulir (Sularso,1991)

$$z = \frac{W}{\pi \times D2 \times H1 \times \tau\alpha}$$

Dimana:

z = Jumlah ulir,

D2 = Diameter luar(mm),

H1 = Tinggi,

$\tau\alpha$  = Tegangan permukaan ( $N/mm^2$ ).

Dalam perencanaan sambungan mur baut diperlukan hitungan tegangan geser ulir pada mur (Sularso, 1991):

$$= \frac{W}{\pi \times D1 \times k \times p \times z} \quad (7)$$

Dimana:

$\tau g$  = Tegangan geser ( $N/mm^2$ )

D1 = Diameter dalam(mm),

k = Ulir metris,

p = Jarak bagi,

z = Jumlah ulir.

Dalam perencanaan sambungan mur baut diperlukan hitungan tegangan tarik yang terjadi pada setiap baut (Sularso, 1991):

$$\tau g = \frac{4 \times W}{\pi \times d1^2 \times n} \quad (8)$$

Dimana:

$\tau g$  = Tegangan geser ( $N/mm^2$ )

W = Beban(kg),

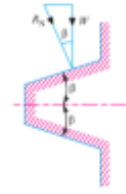
d1 = Diameter dalam ulir halus(mm),

n = Jumlah baut.

### 2.2.5 Perhitungan Ulir Daya.

1. Gaya gaya yang di terima ulir trapesium.

Gaya normal pada ulir Kita tahu bahwa ada reaksi normal (RN) jika ulir berputar adalah  $RN = W \cos \alpha$  di mana  $\alpha$  adalah sudut heliks. Tetapi jika benang Acme atau trapesium, reaksi normal antara sekrup dan mur meningkat karena komponen aksial dari reaksi normal ini harus sama dengan beban aksial (W)(khurmi,2005)



Gambar 5. gaya normal ulir(khurmi,2005)  
Dengan,  $2\beta$  = Sudut ulir trapezium, dan  $\beta$  = setengah sudut ulir trapezium untuk benang trapesium,  $2\beta = 30^\circ$ .(khurmi,2005)

sehingga  $RN = W / \cos \beta$  dan gaya geseknya ( $\mu 1$ )

$$F = RN \cdot \mu = \mu \times (W / \cos \beta) = \mu 1 \cdot W$$

$$\mu 1 = \tan \phi 1 = \left( \frac{\mu}{\cos \beta} \right) \quad (9)$$

(khurmi,2005)

dengan :

Koefisien gesek ulir =  $\mu = \tan \phi$

Koefisien gesek ulir trapesium =  $\mu 1 = \tan \phi 1$

$2\beta$  = Sudut ulir trapezium

RN = gaya normal

W = beban aksial

Karna koefisien gesekan  $\mu 1 = \mu / \cos \beta$  maka ulir trapesium dianggap sama dengan ulir segi empat, sehingga semua persamaan ulir segi empat berlaku untuk ulir trapesium. Dalam kasus ulir trapesium,  $\mu 1$  (yaitu  $\tan \phi 1$ ) dapat diganti menggantikan koefisien gesek  $\mu$  (yaitu  $\tan \phi$ ). Jadi daya untuk ulir trapezium.

(khurmi,2005) menjadi:

$$T = P \times \frac{d}{2} = P 1 \times l \quad (10)$$

$$P = W \tan (\alpha + \phi 1) = \left( \frac{\tan \alpha + \tan \phi 1}{1 - \tan \alpha \cdot \tan \phi 1} \right)$$

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi d}$$

(khurmi,2005)

Dengan:

l = lengan(mm).

T = torsi.

P = gaya angkat.

P1 = gaya putar.

$\phi 1$  = sudut gesekan virtual.

2. Tegangan pada ulir daya.

Sekrup daya harus memiliki kekuatan yang memadai untuk menahan beban aksial dan torsi yang diberikan. Berikut jenis tekanan yang diinduksi dalam sekrup.

Tegangan langsung atau tegangan tekan akibat beban aksial.

Tegangan langsung akibat beban aksial dapat ditentukan dengan membagi beban aksial (W) dengan luas penampang melintang minimum dari sekrup ( $A_c$ ) yang sesuai dengan diameter minor ( $d_c$ ). sehingga Tegangan langsung (tarik atau tekan). (khurmi,2005) menjadi:

$$\sigma_c = \left( \frac{W}{Ac} \right) \tag{11}$$

$\sigma_c$  = Stres disebabkan karena beban W.  
 Ac =luas penampang melintang minimum dari sekrup

3. Tegangan geser

Ulir mengalami momen puntir, jadi ulir menerima tegangan geser. Tegangan geser Ini diperoleh dengan mempertimbangkan penampang sekrup minimum (Ac). Jadi torsi rumus dapat di rumuskan dengan(khurmi,2005)

$$T = \frac{\pi}{16} \cdot \tau \cdot dc^3 \tag{12}$$

Sehingga tegangan geser menjadi:

$$\tau = \frac{16T}{\pi(dc)^3} \tag{13}$$

4. Tegangan geser maksimal

Bila ulir terkena tekanan langsung dan tegangan geser torsi, maka perancangan harus didasarkan pada teori tegangan geser maksimum, yang menurutnya tegangan geser maksimum pada bagian diameter minor(khurmi,2005)

$$\tau_{(max)} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_c)^2 + 4\tau^2} \tag{14}$$

5. Tegangan geser akibat beban aksial.

Tegangan geser ulir terdapat pada diameter inti baut dan mur pada diameter mayor ,sehingga ulir yang meluncur memiliki beban aksial. Dengan asumsi bahwa beban didistribusikan secara merata di atas ulir yang dalam kontak.sehingga tegangan geser dapat di rumuskan sebagai berikut(khurmi,2005).

1. Tegangan geser baut

$$\tau_{(screw)} = \left( \frac{W}{\pi \cdot n \cdot d \cdot ct} \right) \tag{15}$$

2. Tegangan geser mur (N/mm<sup>2</sup>)

$$\tau_{(nut)} = \left( \frac{W}{\pi \cdot n \cdot dot} \right) \tag{16}$$

n = tinggi mur / pitch = h / p

tebal ulir (t) = pitch / 2 =p / 2

Dengan :

- W = Beban aksial pada sekrup,
- n = Jumlah ulir aktif,
- dc = Diameter inti atau akar sekrup(mm),
- do = Diameter luar
- t = Tebal atau lebar ulir

Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm<sup>2</sup>) pada bahan dapat diperoleh dengan berbagai cara. Di dalam sularso Fs dihitung atas dasar batas kelelahan puntir

yang 14 besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik yang besarnya kira- kira 45% dari kekuatan tarik Tt (kg/mm<sup>2</sup> ). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik sesuai dengan standar ASME. (Ir. Sularso, 2004)

2.2.6 Solidworks

Solidworks adalah salah satu CAD perangkat lunak yang dibuat oleh Dassault System digunakan untuk merancang bagian permesinan atau susunan bagian permesinan yang berupa penggabungan dengan tampilan 3D untuk merepresentasikan bagian sebelum hasil akhirnya dibuat atau tampilan 2D (drawing) untuk gambar proses permesinan. (Saryanto & Sebayang, 2015)

Solidworks merupakan perangkat lunak yang digunakan untuk membuat desain produk dari yang sederhana sampai kompleks seperti roda gigi, casing handphone, mesin mobil, dsb. Perangkat lunak ini merupakan salah satu opsi diantara desain perangkat lunak lainnya seperti Catia, Inventor, Autocad, dll. Namun bagi yang berkecimpung dalam dunia teknik khususnya teknik mesin dan teknik industri, software ini wajib dipelajari karena sangat sesuai dan prosesnya lebih cepat daripada Autocad. Desain kita juga bisa disimulasikan, dianalisis kekuatan dari desain secara sederhana, maupun diliat animasinya. (Saryanto & Sebayang, 2015)

3. METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Alur Penelitian



Gambar 6. Alur Penelitian

(Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

### 3.2 Detail Alur Penelitian

#### 3.2.1 Melakukan Observasi

Tahap ini peneliti melakukan observasi secara langsung di lapangan untuk melihat dan memahami kondisi actual serta menggali informasi terkait permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian.

#### 3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada tahap ini peneliti melakukan identifikasi terhadap masalah yang ada di lapangan. Selain itu, peneliti mendapat informasi setelah melakukan observasi sehingga memungkinkan mendapatkan latar belakang dari permasalahan pada penelitian dan mencari solusi yang tepat.

#### 3.2.3 Merumuskan Masalah

Berdasarkan identifikasi masalah yang ada peneliti menentukan rumusan masalah memikirkan dan mencari solusi untuk menyelesaikan masalah pada penelitian ini. Untuk mendapatkan solusi yang tepat penulis mengumpulkan sumber informasi seperti buku ilmiah, internet, ataupun dari kajian-kajian sebelumnya yang berhubungan dengan permasalahan ini.

#### 3.2.4 Tujuan Penelitian

Untuk memberikan solusi terhadap permasalahan yang ada peneliti bertujuan untuk memodifikasi mesin yang ada dengan penambahan *sliding valve* dengan system penggerak *pneumatic* guna untuk menahan karbon yang ada di tanki bigbag agar tidak keluar saat perbaikan bada rotary

#### 3.2.5 Studi Pustaka dan Lapangan

Tahap studi pustaka dan lapangan dilakukan untuk mencari informasi atau referensi yang membantu peneliti dalam mengatasi permasalahan tersebut. Referensi yang menjadi acuan yaitu berupa jurnal yang berhubungan dengan permasalahan yang dihadapi atau penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya. Sedangkan studi lapangan yaitu berdasarkan pengamatan secara langsung di lapangan maupun arahan langsung dari teknisi yang ada di area tersebut.

#### 3.2.6 Perencanaan dan Pembuatan Modifikasi

Pada tahap ini setelah mendapatkan solusi yang tepat maka penulis mulai menyiapkan rancangan modifikasi alat seperti mendesain, mempersiapkan alat dan bahan yang diperlukan untuk membuat

rancangan desain dan sistem penggerak pneumatiknya.

Setelah melakukan perencanaan selanjutnya adalah melakukan pekerjaan modifikasi sesuai dengan konsep yang telah dibuat.

#### 3.2.7 Pengujian Alat

Pada tahap ini peneliti akan melakukan pengujian alat secara menyeluruh pada modifikasi penambahan *sliding valve* dengan system penggerak pneumatik pada tanki bigbag pada mesin CF 1

#### 3.2.8 Hasil Dan Pembahasan

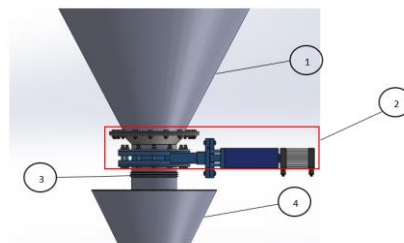
Pada tahap ini hasil yang telah didapatkan dari pengujian alat kemudian dilakukan pembahasan dan dianalisa. Tahap ini dapat dianalisa da dilihat hasil sebelum dan sesudah modifiks. Hal ini dilakukan untuk mengetahui apakah berhasil atau tidak setelah melakukan modifikasi pada *tank bigbag* mesin CF1.

#### 3.2.9 Kesimpulan

Pada tahap ini peneliti membuat kesimpulan dari hasil dan pembahasan yang telah dilakukan dalam penelitian.

## 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Gambaran Umum Alat

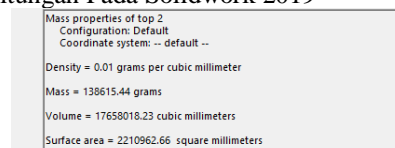


Gambar 7. Mesin yang sudah di modifikasi (Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

Pada perhitungan ini bertujuan untuk mencari tahu nilai berat setiap komponen, hal ini dilakukan untuk mempermudah perhitungan selanjutnya. Pada perhitungan kali ini penulis menggunakan software solidwork 2019 untuk mengetahui massa setiap part.

### 4.2 Perhitungan Massa Setiap Part

#### 1. Perhitungan Pada Solidwork 2019



Gambar 8. Perhitungan pada solidwork 2019 (Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

Cara ini dilakukan dengan memasukkan jenis material pada desain yang sudah dibuat pada solidwork sehingga dapat diketahui nilai dari massa dan volumenya.

## 2. Perhitungan Massa Aktual

Perhitungan berat benda/komponen dapat dihitung berdasarkan volume dikali massa jenis benda. Jika material yang digunakan adalah ASTM A36 dengan rumus perhitungan berat setiap komponen alat menggunakan persamaan 5 sebagai berikut :

$$m = \rho \times v$$

Dari hasil perhitungan menggunakan persamaan tersebut didapat hasil sebagai berikut

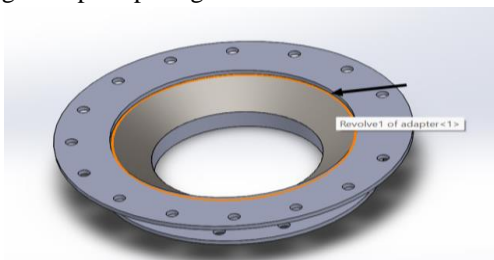
Tabel 3. Berat Komponen Modifikasi

No	Nama Komponen	Jumlah	Beban Komponen (N)	Jumlah Beban (N)
1	Upper Flange	1	78.4	78.4
2	Adapter Flange	1	18.6	18.6
3	Flange Bawah	2	68.6	137.2
4	Baut M20x2.5x45	4	1.37	5.48
5	Mur M20	4	0.49	1.96
6	Baut M16x2x50	16	0.833	13.33
7	Baut M16x2x140	8	1.96	15.68
8	Mur M16	24	0.2352	5.64
9	Set Pneumatic Sliding valve	1	648.27	648.27
<b>TOTAL BEBAN</b>				<b>925</b>

## 4.3 Perhitungan Kekuatan Sambungan Las

### 4.3.1 Kekuatan Sambungan Las Upper Flange dan Bagian Dalam Adapter

Pengelasan dilakukan pada upper flange dan adapter bagian dalam menggunakan pengelasan jenis las fillet melingkar seperti pada gambar 59.



Gambar 9. Area Pengelasan pada Upper Flange dan

## Adapter

(Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

Diketahui :  $d = 340 \text{ mm}$ ,  $t = 10 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} l &= \pi \times d \\ &= 3.14 \times 340 \\ &= 1067,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal minimum dari profil pelat yang akan dilas yaitu tebal ( $t$ ) sebesar 10 mm, tebal las ( $s$ ) yang direkomendasikan untuk tebal 10 mm adalah 6 mm (lampiran 1).

### 1. Mengitung Tegangan Tarik Izin

Dalam pengelasan ini peneliti menggunakan elektroda jenis titan 808 dimana tegangan tariknya adalah 800 Mpa = (lampiran 3) dan *factor safety* yang digunakan untuk material *steel* adalah 12 (lampiran 5). Untuk menghitung tegangan tarik izin pada sambungan las dapat menggunakan persamaan (2.11), sebagai berikut :

Tegangan tarik izin :

$$\begin{aligned} \sigma_{ijin} &= \frac{\sigma_t}{FS} \\ &= \frac{800 \text{ N/mm}^2}{12} \\ &= 66,67 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

### 2. Menghitung Beban Maksimal Yang Diterima

Beban yang diterima oleh sambungan las yaitu beban *ring shaft lock*, beban pipa *slider*, dan beban komponen *up rim*, maka:

$$\begin{aligned} W_{total} &= (W_{adapter} + 2(W_{flange \text{ bawah}}) + 8(W_{baut \text{ M16x2x50}}) + 8(W_{mur \text{ M16}}) + 4(W_{baut \text{ M20x2.5x45}}) + 4(W_{mur \text{ M20}}) + W_{set \text{ pneumatic sliding valve}} + F_2 \text{ carbon}) \\ &= 18.6 \text{ N} + 137.2 \text{ N} + 15.68 \text{ N} + 5.64 \text{ N} + 5.48 \text{ N} + 1.96 \text{ N} + 648.27 \text{ N} + 306.47 \text{ N} \\ &= 1139.23 \text{ N} \end{aligned}$$

### 3. Menghitung Beban Maksimal Pengelasan

Untuk menghitung beban maksimal pengelasan dapat menggunakan persamaan (2.20) :

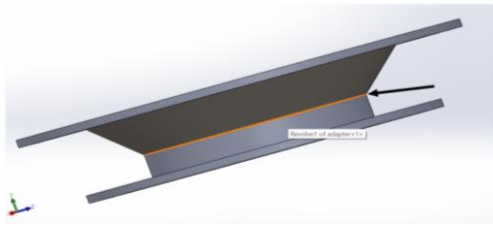
$$\begin{aligned} P &= 0,707 \times s \times l \times \sigma_{ijin} \\ &= 0,707 \times 6 \times 1067,6 \times 66,67 \\ &= 301932,37 \text{ N} \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil yang telah didapatkan bahwa beban maksimal yang diijinkan pada

sambungan las tersebut adalah sebesar 310812 N, sedangkan beban actual yang diterima oleh sambungan las adalah sebesar 876.27 N. Oleh karena itu dikarenakan besar dari  $P_{ijin} > P_{aktual}$ , maka dapat dinyatakan bahwa sambungan las sangat aman untuk menerima total beban maksimum.

#### 4.3.2 Kekuatan Sambungan Las Flange Bawah dan Bagian Luar Adapter

Pengelasan dilakukan pada upper *flange* dan adapter bagian dalam menggunakan pengelasan jenis las *fillet* melingkar seperti pada gambar 59.



Gambar 10. Area Pengelasan Pada *Flange Bawah*

(Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

Diketahui :

$$d = 250 \text{ mm}, t = 5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} l &= \pi \times d \\ &= 3.14 \times 250 \\ &= 785 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tebal minimum dari profil pelat yang akan dilas yaitu tebal (t) sebesar 5 mm, tebal las (s) yang direkomendasikan untuk tebal 5 mm adalah 3 mm (lampiran 1).

##### 1. Menghitung Tegangan Tarik Izin

Dalam pengelasan ini peneliti menggunakan elektroda jenis titan 808 dimana tegangan tariknya adalah 800 Mpa = (lampiran 3) dan *factor safety* yang digunakan untuk material *steel* adalah 12 (lampiran 5). Untuk menghitung tegangan tarik izin pada sambungan las dapat menggunakan persamaan (2.11), sebagai berikut :

Tegangan tarik izin :

$$\begin{aligned} \sigma_{ijin} &= \frac{\sigma_t}{FS} \\ &= \frac{800 \text{ N/mm}^2}{12} \\ &= 66,67 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

##### 2. Menghitung Beban Maksimal Yang Diterima

Beban yang diterima oleh sambungan las yaitu beban *ring shaft lock*, beban pipa *slider*, dan beban komponen *up rim*, maka:

$$\begin{aligned} W_{total} &= 2 (W_{flange \text{ bawah}}) + 8 (W_{baut} \\ & \quad M16 \times 2 \times 50) + 8 (W_{mur \text{ M16}}) + 4 (W_{baut} \\ & \quad M20 \times 2.5 \times 45) + 4 (W_{mur \text{ M20}}) + W_{set} \\ & \quad \text{pneumatic sliding valve} + F_2 \text{ carbon}) \\ &= 137.2 \text{ N} + 15.68 \text{ N} + 5.64 \text{ N} + \\ & \quad 5.48 \text{ N} + 1.96 \text{ N} + 648.27 \text{ N} + \\ & \quad 306.47 \text{ N} \\ &= 1120.63 \text{ N} \end{aligned}$$

##### 3. Menghitung Beban Maksimal Pengelasan

Untuk menghitung beban maksimal pengelasan dapat menggunakan persamaan (2.20) :

$$\begin{aligned} P &= 0,707 \times s \times l \times \sigma_{ijin} \\ &= 0,707 \times 3 \times 785 \times 66,67 \\ &= 111004 \text{ N} \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil yang telah didapatkan bahwa beban maksimal yang diijinkan pada sambungan las tersebut adalah sebesar 111004 N, sedangkan beban actual yang diterima oleh sambungan las adalah sebesar 1120.63 N. Oleh karena itu dikarenakan besar dari  $P_{ijin} > P_{aktual}$ , maka dapat dinyatakan bahwa sambungan las sangat aman untuk menerima total beban maksimum.

#### 4.3.3 Resume Perhitungan Sambungan Pengelasan

No	Perhitungan	Beban yang diizinkan	Beban yang diterima	Keterangan
1	Sambungan Las Bagian Luar Upper Flange dan Adapter	310812 N	1139.23 N	Dapat menerima beban dengan baik
2	Sambungan Las Bagian Dalam Upper Flange dan Adapter	301932.37 N	1139.23 N	Dapat menerima beban dengan baik
3	Sambungan Las Bagian Luar Flange Bawah dan Adapter	111004 N	1120.63 N	Dapat menerima beban dengan baik
4	Sambungan Las Bagian Dalam Flange Bawah dan Adapter	111004 N	1120.63 N	Dapat menerima beban dengan baik

Gambar 11. Resume Perhitung Sambungan Las (Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

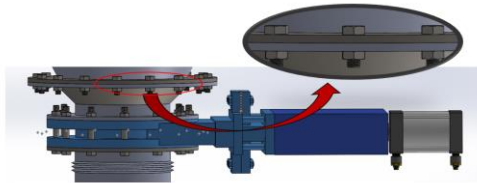


#### 4.4 Perhitungan Kekuatan Sambungan Baut

##### 4.4.1 Perhitungan Sambungan Baut *Tank big bag* dengan *Upper Flange*

*Tank big bag* disambung dengan *upper flange* yang sudah di las dengan komponen modifikasi.

Baut yang digunakan adalah M16 x 2 x 50 sejumlah 16 buah seperti gambar berikut.



Gambar 12. Posisi Baut M16 x 2 x 50

(Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

##### 1. Beban yang Diterima Baut

Beban yang akan diterima baut adalah beban dari plat alas dan komponen modifikasi lainnya. Maka, perhitungan total beban yang akan diterima dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} W_{total} &= (W_{upper\ flange} + W_{adapter} + 2 (W_{flange} \\ &\text{bawah}) + 8 (W_{baut\ M16x2x50}) + 8 (W_{mur\ M16}) + 4 (W_{baut\ M20x2,5x45}) + 4 (W_{mur\ M20}) + W_{set\ pneumatic\ sliding\ valve} + F_2 \\ &\text{carbon}) \\ &= 78.4\ N + 18.6\ N + 137.2\ N + 15.68\ N + 5.64\ N + 5.48\ N + 1.96\ N + \\ &648.27\ N + 306.47\ N \\ &= 1217.63\ N \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, karena jumlah baut adalah 16 maka beban yang diterima baut adalah 1217.63 N

##### 2. Tegangan Geser pada Baut

Untuk menghitung tegangan geser pada baut dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P &= \frac{\pi}{4} x d^2 x \tau x n \\ 1217.63 &= \frac{\pi}{4} x 16^2 x \tau x 16 \\ 1217.63 &= 3215.36 x \tau \\ \tau &= \frac{1217.63}{3215.36} \\ \tau &= 0.378\ N/mm^2 \end{aligned}$$

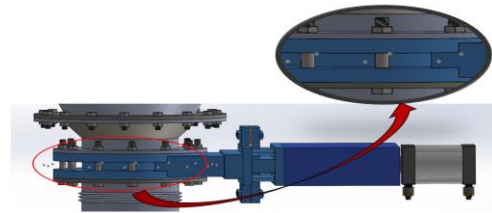
Berdasarkan perhitungan diatas, tegangan geser pada baut yaitu 0.378 N/mm<sup>2</sup>. Sedangkan tegangan geser izin adalah 149.4 N/mm<sup>2</sup>, sehingga baut tersebut

dapat menerima beban dengan baik karena tegangan geser yang terjadi tidak melebihi tegangan geser izin.

##### 4.4.2 Perhitungan Sambungan Baut *Tank big bag* dengan *Upper Flange*

*Tank big bag* disambung dengan *upper flange* yang sudah di las dengan komponen modifikasi.

Baut yang digunakan adalah M16 x 2 x 140 sejumlah 12 buah seperti gambar berikut.



Gambar 13. Posisi Baut M16 x 2 x 140

(Sumber: (Hasil Kajian Penulis,2023))

##### 1. Beban yang Diterima Baut

Beban yang akan diterima baut adalah beban dari plat alas dan komponen modifikasi lainnya. Maka, perhitungan total beban yang akan diterima dapat dihitung menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} W_{total} &= (W_{flange\ bawah}) + 8 (W_{baut\ M16x2x50}) \\ &+ 8 (W_{mur\ M16}) + 4 (W_{baut\ M20x2,5x45}) \\ &+ 4 (W_{mur\ M20}) + W_{set\ pneumatic\ sliding\ valve} \\ &+ F_2\ carbon) \\ &= 68.6\ N + 15.68\ N + 5.64\ N + 5.48\ N + \\ &1.96\ N + 648.27\ N + 306.47\ N \\ &= 1052.1\ N \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, karena jumlah baut adalah 16 maka beban yang diterima baut adalah 1052.1 N

##### 2. Tegangan Geser pada Baut

Untuk menghitung tegangan geser pada baut dapat menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} P &= \frac{\pi}{4} x d^2 x \tau x n \\ 1052.1 &= \frac{\pi}{4} x 16^2 x \tau x 12 \\ 1052.1 &= 2411.5 x \tau \\ \tau &= \frac{1052.1}{2411.5} \\ \tau &= 0.436\ N/mm^2 \end{aligned}$$

Berdasarkan perhitungan diatas, tegangan geser pada baut yaitu 0.436 N/mm<sup>2</sup>. Sedangkan tegangan geser izin adalah 149.4 N/mm<sup>2</sup>, sehingga baut tersebut dapat menerima beban dengan baik karena tegangan geser yang terjadi tidak melebihi tegangan geser izin.

## 5. KESIMPULAN

Desain dan modifikasi penambahan sliding *valve* pada tangki big bag berdasarkan analisa material yaitu perhitungan pembebanan, kekuatan material, kekuatan sambungan las, kekuatan sambungan baut, dinyatakan aman karena hasil dari perhitungan sesuai dengan standar izin. Pada perencanaan sistem pneumatik menggunakan silinder 100 mm, diameter rod 25 mm dan stroke 275 mm yang bekerja dengan tekanan 5 bar mampu menarik beban sebesar sebesar  $F = 340,08$  N dengan gaya yang bekerja pada saat silinder maju adalah sebesar 3926,99 N dan saat silinder mundur adalah sebesar 2208 N. Dengan kebutuhan udara pada saat piston bekerja maju adalah 2,15984 liter sedangkan kebutuhan udara saat piston bekerja mundur adalah sebesar 2,02485 liter. Kebutuhan udara kompresinya pada saat bekerja maju sebesar "0,1922661682851 " liter/menit dan pada saat mundur "0.0699149702018 " liter/menit sehingga dengan sistem ini membutuhkan daya udara kompresi 0,17136022 Watt, sehingga dapat disimpulkan bahwa silinder pneumatik dengan diameter 100 mm dan diameter rod 25 aman digunakan untuk sliding gate *valve*..

## DAFTAR RUJUKAN

- Maulana, P. A., Putri, F., & Arifin, F. (2022). ANALISIS FATIGUE MENGGUNAKAN AUTODESK INVENTOR. 3(1), 17–22.
- Awwaluddin, M. (2019). Analisa Kekuatan Rangka Sepeda Listrik Menggunakan Software SolidWorks. *Piston: Journal of Technical Engineering*, 3(1), 5–16.
- Prasetyo, E., Hermawan, R., Ridho, M. N. I., Hajar, I. I., Hariri, H., & Pane, E. A. (2020). Analisis Kekuatan Rangka Pada Mesin Transverse Ducting Flange (TDF) Menggunakan Software Solidworks. *Rekayasa*, 13(3), 299–306. <https://doi.org/10.21107/rekayasa.v13i3.8872>