

OPTIMASI DESAIN DAN ANALISIS TEGANGAN *BUCKET EXCAVATOR* CAT 390F L MENGGUNAKAN METODE TOPOLOGI DAN ELEMEN HINGGA

*Aidil Rahman¹, **Sumar Hadi Suryo², Bambang Yunianto²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

*E-mail: aidilr0347@gmail.com; **E-mail: sumarhs.undip@gmail.com

Abstrak

Excavator hidrolik memiliki variasi *Bucket* yang dapat digunakan sesuai kepentingan suatu proyek. *Bucket Excavator* harus cukup kuat untuk bekerja dengan andal dalam kondisi kerja yang berat. Biasanya *Bucket Excavator* bekerja di bawah gerakan siklik selama proses penggalian. Karena sifat pekerjaan yang berulang ini, tegangan siklik dapat terjadi pada beberapa bagian *Excavator*. Optimasi dilakukan dengan pemodelan *Bucket* dan menganalisis tegangan *Bucket* menggunakan metode elemen hingga kemudian pengoptimasian menggunakan metode topologi. Hasil penelitian didapatkan distribusi gaya yang berpengaruh pada *Bucket excavator* yang ada pada ujung *Bucket teeth* (A_4), *idler point* (A_{11}) dan *Hinge point* (A_3). Nilai tegangan *von mises* pada jenis material ASTM-A36, AISI-1045, dan HARDOX-400 adalah 296,1 MPa, 291,7 MPa, dan 291,5 MPa. Nilai *displacement* pada jenis material ASTM-A36, AISI-1045, dan HARDOX-400 adalah 13,91 mm, 14,02 mm, 13,34 mm. Nilai *safety factor* pada jenis material ASTM-A36, AISI-1045, dan HARDOX-400 adalah 0,84, 1,06, dan 3,43. Setelah dilakukan optimasi topologi, didapatkan tegangan maksimum *von mises* pada variasi pertama 296, 2 MPa, sedangkan pada variasi kedua 293, 2 MPa. Nilai dari tegangan yang terjadi pada kedua desain dapat dinyatakan aman. Didapatkan juga penurunan massa pada desain variabel pertama menjadi 4492, 48 kg dan pada desain variabel kedua 4532, 46 kg.

Kata kunci: *bucket excavator*; metode elemen hingga; optimasi topologi

Abstract

Hydraulic excavators have a variety of buckets that can be used according to the needs of a project. *Excavator buckets* must be strong enough to work reliably in tough working conditions. Usually the *Bucket Excavator* works under cyclic motion during the playing process. Due to the repetitive nature of this work, cyclic stresses may occur in some parts of the *Excavator*. Optimization is done by *Bucket* modeling and analyzing the *Bucket* stress using the finite element method then optimization using the topology method. The results obtained about the distribution of forces that affect the excavator bucket at the end of the bucket teeth (A_4), idler point (A_{11}) and hinge point (A_3). The values of von Mises stress on ASTM-A36, AISI-1045, and HARDOX-400 materials are 296.1 MPa, 291.7 MPa, and 291.5 MPa. Displacement values for ASTM-A36, AISI-1045, and HARDOX-400 materials are 13.91 mm, 14.02 mm, 13.34 mm. The safety factor values for ASTM-A36, AISI-1045, and HARDOX-400 materials are 0.84, 1.06, and 3.43. After topology optimization, the maximum von Mises stress in the first variation is 296.2 MPa, while in the second variation 293.2 MPa. The value of the stress that occurs in both designs can be declared safe. Also found a decrease in mass in the first design variable to 4492.48 kg and in the second design variable 4532.46 kg

Keywords: *bucket excavator*; finite element method; topology optimization

1. Pendahuluan

Industri pertambangan, kehutanan, dan konstruksi melibatkan fungsi penggalian. Selama beberapa dekade terakhir, investasi dan upaya substansial telah dilakukan dalam mengembangkan solusi mekanis untuk melakukan kegiatan ini [1].

Excavator hidrolik juga bisa dibilang penggali tanah. *Excavator* hidrolik memiliki banyak variasi jenis, misalnya roda penggerak yang menggunakan rantai ataupun yang menggunakan roda seperti yang ada pada kendaraan pada umumnya, dan juga memiliki variasi alat yang dapat digunakan sesuai kepentingan kegiatan tersebut. Dalam suatu kegiatan yang dilakukan, pemilihan dari jenis, alat dan ukuran dari *Excavator* tentunya memiliki peran yang penting dalam pengaplikasiannya, hal ini bertujuan untuk meningkatkan efisiensi dari suatu kegiatan sehingga keuntungan ekonomis dapat dicapai [2].

Bucket Excavator harus cukup kuat untuk bekerja dengan andal dalam kondisi kerja yang berat. Biasanya *Bucket Excavator* bekerja di bawah gerakan siklik selama proses penggalian. Karena sifat pekerjaan yang berulang ini, tegangan siklik dapat terjadi pada beberapa bagian *Excavator*. Tingkat tegangan yang tinggi, mengakibatkan kerusakan atau

kegagalan pada *Bucket* itu sendiri, sehingga hal ini dapat mengurangi produktifitas dari *Excavator*. Optimisasi dilakukan untuk mengurangi nilai stress dan deformasi akibat kegiatan siklik tersebut, sehingga dapat mengurangi biaya pembuatan suatu komponen dan juga meningkatkan performansi dari mesin [3].

Dengan melihat latar belakang di atas, penulis tertarik untuk melakukan optimasi terutama bagian *Bucket* dari *Excavator*. Optimasi dilakukan dengan pemodelan *Bucket* terlebih dahulu dan menganalisis tegangan *Bucket* menggunakan metode elemen hingga kemudian dilanjutkan dengan pengoptimasian menggunakan metode topologi.

2. Metode Penelitian

2.1 Variasi Penelitian

Pada penelitian ini, terdapat tiga bahan material yang akan dibandingkan besar nilai tegangannya dengan memperhatikan nilai *Safety Factor*.

A. Material ASTM A36

Tabel 1. *Mechanical Properties* Material ASTM A36. [4]

No.	<i>Mechanical Properties</i>	Nilai
1	Modulus Elastisitas (GPa)	200
2	<i>Possion Ratio</i>	0.26
3	Massa Jenis (kg/mm ³)	7850
4	<i>Yield Strength</i> (MPa)	250
5	<i>Tensile Strength</i> (MPa)	475

B. Material AISI 1045

Tabel 2. *Mechanical Properties* Material AISI 1045. [5]

No.	<i>Mechanical Properties</i>	Nilai
1	Modulus Elastisitas (GPa)	200
2	<i>Possion Ratio</i>	0.29
3	Massa Jenis (kg/mm ³)	7870
4	<i>Yield Strength</i> (MPa)	310
5	<i>Tensile Strength</i> (MPa)	565

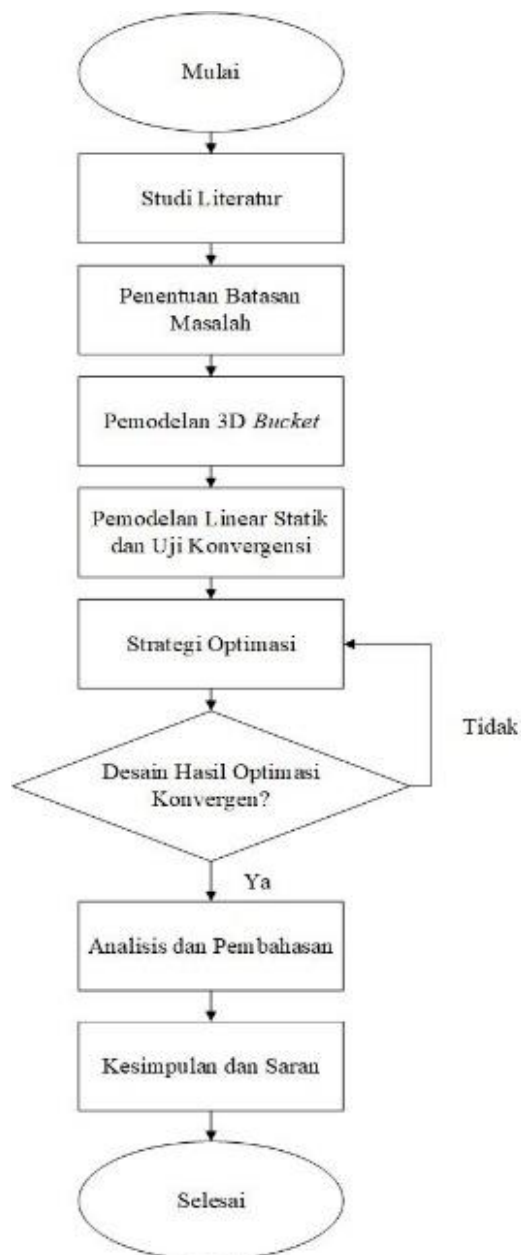
C. Material HARDOX-400

Tabel 3. *Mechanical Properties* Material HARDOX-400. [6]

No.	<i>Mechanical Properties</i>	Nilai
1	Modulus Elastisitas (Gpa)	210
2	<i>Possion Ratio</i>	0.29
3	Massa Jenis (kg/mm ³)	7473.57
4	<i>Yield Strength</i> (MPa)	1000
5	<i>Tensile Strength</i> (MPa)	1250

2.2 Diagram Alir Penelitian

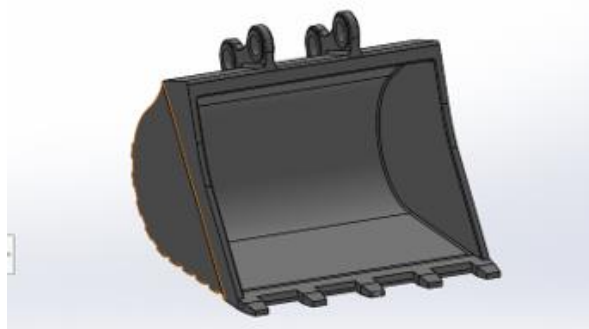
Pada penelitian ini langkah-langkah kegiatan mengacu pada diagram alir yang bisa dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

2.3 Proses Pemodelan 3D Bucket Excavator

Pembuatan desain *bucket* menggunakan *software CAD* dengan menggunakan pendekatan dari model aslinya. *Software CAD* yang digunakan untuk memodelkan adalah *Solidworks 2018*.



Gambar 2. Model 3D Bucket

2.4 Analisis *Bucket Capacity*

Analisis *Bucket capacity* dilakukan untuk menentukan gaya *Bucket force* yang tepat berdasarkan dari data *catalog* yang nantinya akan dijadikan sebagai input pada proses simulasi. Berikut merupakan dimensi dari *Bucket Excavator 390F L* [7].

Tabel 4. Dimensi *Bucket Excavator*

P_{Area} (mm ²)	W_f (mm)	W_r (mm)	L_B (mm)
1557492.88	2000	1900	1578,47

$$V_s = P_{Area} \left(\frac{W_f + W_r}{2} \right)$$

$$V_s = 3037111116 \text{ mm}^3$$

$$V_e = \left(\frac{L_B W_f^2}{4} - \frac{W_f^3}{12} \right)$$

$$V_e = 1512354298 \text{ mm}^3$$

$$V_h = V_s + V_e$$

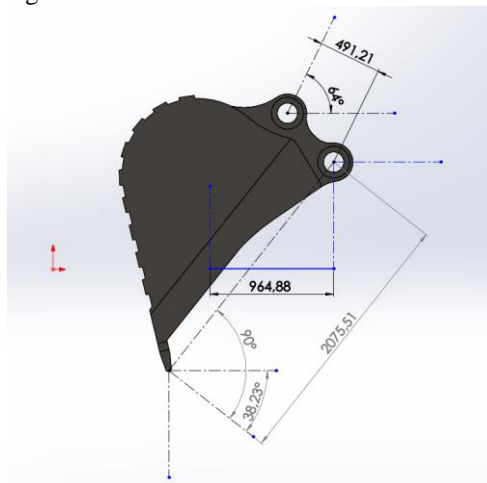
$$V_h = 4.549465414 \text{ m}^3$$

$$V_h \approx 4,6 \text{ m}^3$$

Dari perhitungan di atas didapatkan besar *Bucket capacity* sebesar 4,55 m³ yang dibulatkan menjadi 4,6 m³ dan data yang dipakai merupakan *Bucket*, *arm*, dan *boom* dengan ukuran standar gaya maksimum.

2.5 Analisis Gaya Statis

Analisis pada *Bucket* terdapat tiga titik yang harus dihitung untuk gaya reaksinya. Mengikuti referensi perhitungan kapasitas *Bucket* yang dilakukan sebelumnya dengan memilih gaya breakout dari catalogue yaitu 322.2 kN pada sudut 38,23° untuk kondisi maksimal pada konfigurasi 30°.



Gambar 3. Diagram Benda Bebas Pembebanan

- *Bucket curling force* (F_b)

Jumlah *teeth* pada *Bucket* adalah sebanyak 5, dengan demikian beban F_b yang diterima *teeth* adalah dibagi 5:

$$F_b = 322.2 \text{ kN}/5$$

$$F_b = 64.44 \text{ kN}$$

Mencari resultan gaya pada sumbu x:

$$F_x = \cos(38.23^\circ) \times F_b$$

$$F_x = \cos(38.23^\circ) \times 64.44$$

$$F_x = 50,62 \text{ kN}$$

Mencari resultann gaya pada sumbu y:

$$F_y = \sin(38.23^\circ) \times F_b$$

$$F_y = \sin(38.23^\circ) \times 64.44$$

$$F_y = 39,88 \text{ kN}$$

Jadi nilai gaya yang diinput pada proses simulasi yaitu:

$$F_x = 50,62 \text{ kN} \quad F_y = 39,88 \text{ kN}$$

Dengan menetapkan momen gaya $\Sigma M = 0$ pada titik A3 maka gaya F11 dapat diperhitungkan dengan persamaan berikut:

$$F_4 \cdot l_4 - F_{gb} \cdot l_{gb} = F_{11} \cdot l_{11}$$

Dimana F_4 merupakan *Bucket curling force* yang bekerja pada ujung *Bucket*, F_{gb} diartikan sebagai beban massa dari *Bucket*, l_4 , l_{gb} , dan l_{11} merupakan jarak dari titik yang berpengaruh terhadap gaya dengan titik yang dijadikan sebagai pusat momen. [8]

2.6 Proses Optimasi Desain

Pada penelitian ini menggunakan variasi bahan material. Jenis material mengacu kepada beberapa peneliti sebelumnya yakni material ASTM A36, AISI 1045, dan Hardox-400. Metode optimasi yang digunakan merupakan optimasi topologi menggunakan *Software Altair Optistruct*. [9]

a. Meshing Control

Pada tahapan ini dilakukan penentuan metode *meshing* untuk 3D *modelling* dengan menentukan parameter.

b. Pemberian Constraint

Pemberian constraint atau tumpuan pada *Bucket hinge* diperlukan pada bagian *Bucket hinge* yang berhubungan langsung dengan arm excavator dengan menggunakan fixed constraint yang ditunjukkan pada gambar dibawah.

c. Pemberian Gaya

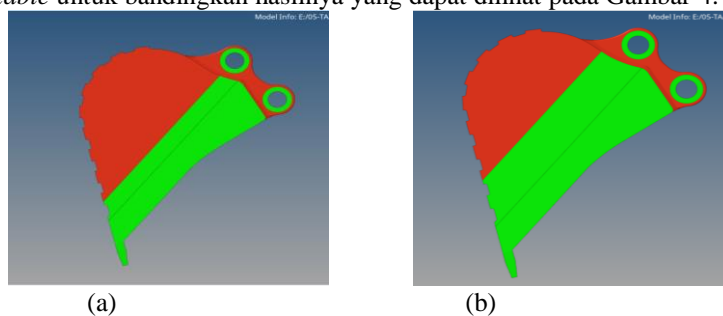
Setelah dibuat tumpuan maka dilakukan pemberian gaya pada *Bucket* dengan besar dan arah seperti yang ditunjukkan seperti pada gambar dibawah.

d. Penentuan Material

Pada tahapan ini dilakukan penentuan jenis material yang digunakan dengan hasil pengujian dan pemberian properties.

e. Penentuan Desain Variabel

Penentuan desain *variable* bertujuan untuk menentukan bagian dari desain yang dapat diubah dan disesuaikan yang dapat dilihat pada Gambar 4. dengan warna merah sedangkan warna hijau menunjukkan bagian *non-design variables* dimana daerah itu merupakan daerah yang tidak bisa dirubah. Pada penelitian ini terdapat dua variasi pemberian *design variable* untuk bandingkan hasilnya yang dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4. Design Variable; (a) Variabel 1; (b) Variabel 2

f. Penentuan Respon Struktur

Pada proses optimasi ini *response* yang digunakan berupa *weight compliance* dan *volume fraction*.

g. Penentuan Desain Constraint

Desain *constraint* merupakan batasan yang terikat dengan respon agar hasil optimasi bisa diterima. Pada optimasi ini desain *constraint* berupa *volume fraction* sebesar 70%.

h. Penentuan Objective Akhir

Objective merupakan setiap fungsi respon yang akan dioptimalkan, responnya merupakan *variable* dari desainnya. Pada optimasi ini objektifnya berupa *minimize weight compliance*.

3. Hasil dan Pembahasan

3.1 Hasil Analisis Gaya Statik

Analisis gaya statik dengan menggunakan perhitungan manual yang bertujuan untuk mengetahui besar gaya yang terjadi disetiap *joint* dari *Bucket Excavator*. Hasil perhitungan dapat dilihat pada Tabel 5, Tabel 6, dan Tabel 7 dibawah.

Tabel 5. Gaya Statik *Bucket* dengan Material ASTM A36

Joints	x/y (N)	x (N)	y (N)
Fb[C.G]	48858.8704	0	48858.8704
A4	322200	253098.7286	199383.7345
A11	1265613.767	554808.5585	1137526.119
A3	1520457.01	807907.2871	1288050.983

Tabel 6. Gaya Statik *Bucket* dengan Material AISI 1045

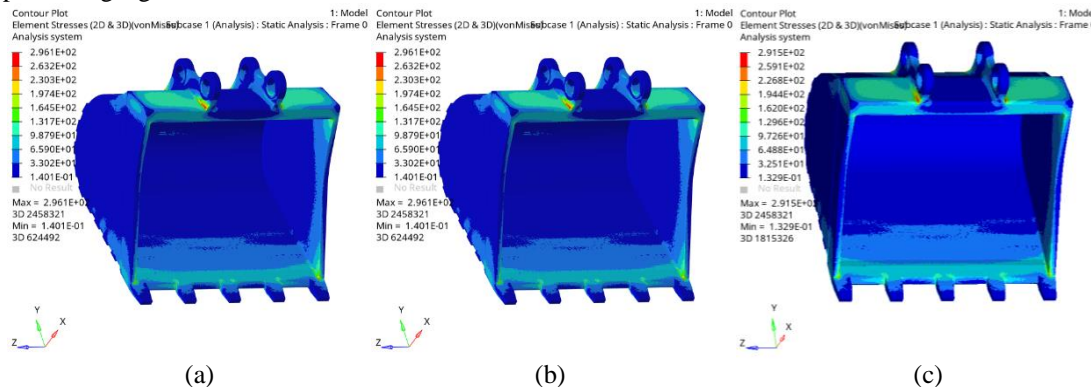
Joints	x/y (N)	x (N)	y (N)
Fb[C.G]	49113.81876	0	49113.81876
A4	322200	253098.7286	199383.7345
A11	1265113.991	554589.4712	1137076.923
A3	1519744.094	807688.1998	1287346.839

Tabel 7. Gaya Statik *Bucket* dengan Material HARDOX-400

Joints	x/y (N)	x (N)	y (N)
Fb[C.G]	46639.84271	0	46639.84271
A4	322200	253098.7286	199383.7345
A11	1269963.732	556715.4575	1141435.841
A3	1526663.092	809814.1861	1294179.733

3.2 Hasil Simulasi Linear Statik

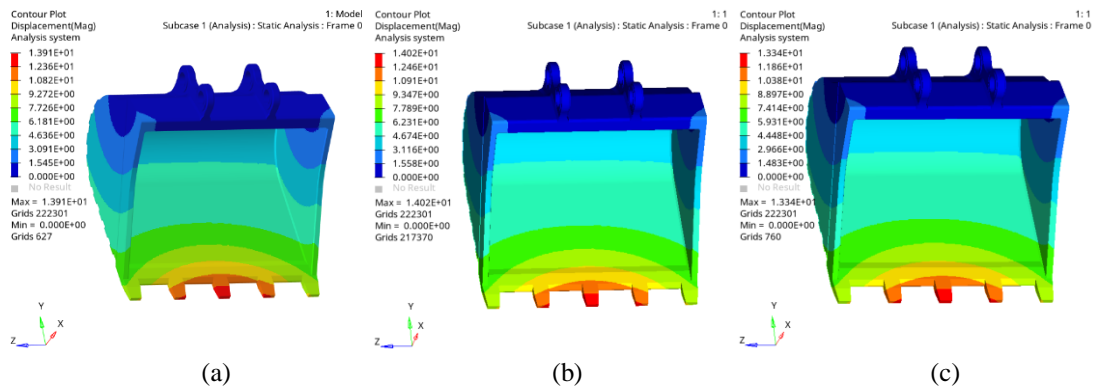
Simulasi linear statik dengan menggunakan *software Hyperworks Altair* bertujuan untuk mengetahui apakah material yang digunakan tidak mengalami kegagalan dan dapat dioptimasi dilakukan analisa linear statik untuk mendapatkan tegangan *von mises*. *Bucket* dengan material ASTM A36 didapatkan tegangan *von mises* sebesar 296,1 MPa, *Bucket* dengan material AISI 1045 didapatkan tegangan *von mises* sebesar 291,7 MPa, *Bucket* dengan material HARDOX-400 didapatkan tegangan *von mises* sebesar 291,5 MPa.



Gambar 5. Distribusi Tegangan *Bucket*; (a) ASTM A36, (b) AISI 1045, (c) Hardox-400

3.3 Hasil Deformasi Simulasi Linear Statik

Hasil deformasi ditampilkan berupa data visual yang disertai gradasi warna dengan warna biru yang mengalami deformasi terkecil dan yang merah mengalami deformasi terbesar. *Bucket* dengan material ASTM A36 didapatkan nilai deformasi sebesar 13,91 mm, *Bucket* dengan material AISI 1045 didapatkan nilai deformasi sebesar 14,02 mm, *Bucket* dengan material HARDOX-400 didapatkan nilai deformasi sebesar 13,34 mm.



Gambar 6. Distribusi *Displacement*; (a) ASTM A36, (b) AISI 1045, (c) Hardox-400

3.4 Uji Konvergensi

Uji konvergensi digunakan untuk menentukan jumlah elemen yang sesuai untuk dilanjutkan dengan proses optimasi yang terlebih dahulu dilakukan dengan perbaikan mesh secara bertahap dan setiap kenaikan elemen pada daerah tertentu sehingga didapat hasil yang konvergen.

Tabel 8. Uji Konvergensi Material ASTM A36.

No.	Element Size	vonMises (MPa)	Elements
1	10	296.1	2757394
2	20	308.8	494111
3	30	286.4	240902
4	40	263.5	145673
5	50	351.4	84089

Tabel 9. Uji Konvergensi Material AISI 1045

No.	Element Size	vonMises (MPa)	Elements
1	10	291.7	2757394
2	20	309.5	494111
3	30	282.9	240902
4	40	264.5	145673
5	50	347.5	84089

Tabel 10. Uji Konvergensi Material HARDOX-400

No.	Element Size	vonMises (MPa)	Elements
1	10	291.5	2757394
2	20	309.4	494111
3	30	282.8	240902
4	40	264.4	145673
5	50	347.4	84089

3.5 Analisis Safety Factor

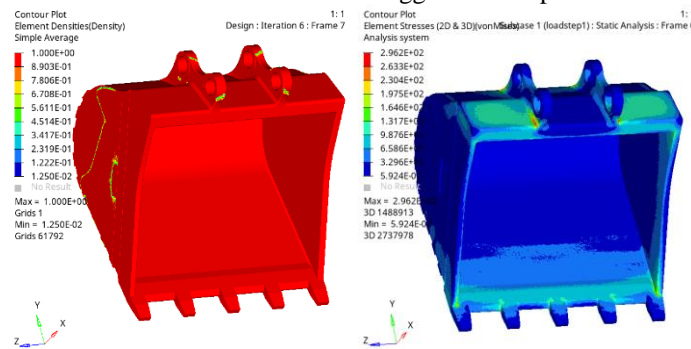
Safety factor pada *Bucket* memiliki peran yang penting agar kita dapat mengetahui tingkat keamanan suatu struktur apabila diberi suatu beban. *Safety factor* dikatakan aman jika nilai tegangan maksimum *von mises* tidak melebihi batas nilai kekuatan yang diijinkan dalam hal ini nilai *yield strength* dari material.

Tabel 11. Nilai *Safety Factor* pada *Bucket*.

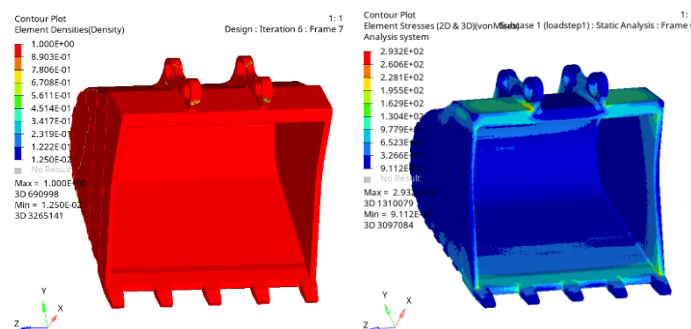
No.	Jenis Material	<i>vonMises</i> (MPa)	<i>Allowable Stress</i> (MPa)	<i>Safety factor</i>	Keterangan
1	ASTM A36	296.1	250	0,84	<i>Unsafe</i>
2	AISI 1045	291.7	310	1,06	<i>Safe</i>
3	HARDOX-400	291.5	1000	3,43	<i>Safe</i>

3.6 Hasil Analisis Optimasi

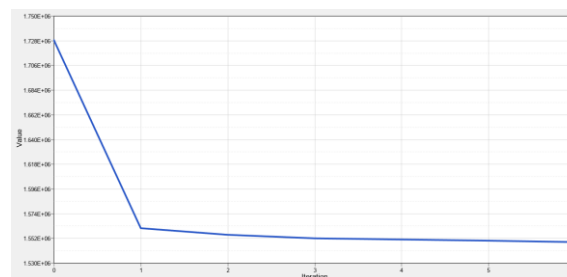
Hasil optimasi dapat diilustrasikan pada Gambar 7. dan Gambar 8. dengan elemen $1 > \rho > 0,7$ dimana 30% material dihilangkan dari bagian yang tidak terlalu dipengaruhi oleh gaya yang diberikan sehingga diperoleh *Bucket* yang lebih ringan dengan tegangan yang tidak berbeda jauh. Pada hasil optimasi desain variabel 2 mengalami sedikit kenaikan pada tegangan maksimum *von-mises* namun masih dibawah 5% sehingga masih dapat diterima. [10]



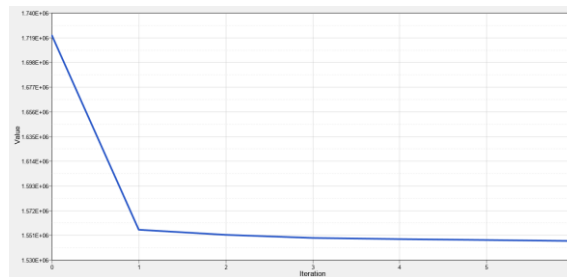
Gambar 7. Hasil Optimasi Variabel 1



Gambar 8. Hasil Optimasi Variabel 2



Gambar 9. Grafik nilai compliance desain variable 1



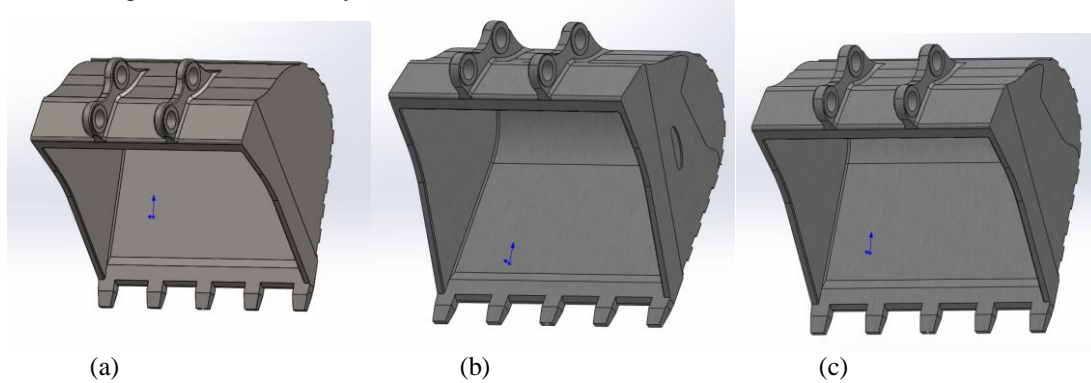
Gambar 10. Grafik nilai compliance desain variable 1

Tabel 12. Perbandingan desain awal dan sesudah optimasi.

Desain variabel	Massa awal (kg)	Massa setelah optimasi (kg)	Tegangan maksimum awal (MPa)	Tegangan maksimum setelah optimasi (MPa)	Safety Factor
1	4754.32	4492,48	291,5	296,2	3,38
2	4754.32	4532.46	291,5	293,2	3,41

3.7 Hasil Desain Akhir

Desain akhir didapat dari proses *smoothing* dari hasil simulasi optimasi dengan mengubah bentuk finite element menjadi surface dengan fitur *OSSmooth* yang nantinya diubah menjadi format CAD (Parasolid, IGES, STEP).



Gambar 20. (a) Desain Awal, (b) Desain Variabel 1, (c) Desain Variabel 2

4. Kesimpulan

Setelah dilakukan optimasi topologi, didapatkan tegangan maksimum *von mises* pada variasi pertama sebesar 296,2 MPa, sedangkan pada variasi kedua sebesar 293,2 MPa. Didapatkan juga penurunan massa pada desain variabel pertama menjadi 4492,48 kg dan pada desain variabel kedua sebesar 4532.46 kg dari massa awal sebesar 4754.32 kg. Sedangkan nilai safety factor dari desain variabel pertama sebesar 3,38 dan 3,41 walaupun mengalami penurunan nilai *safety factor* dari desain awal, hal ini disebabkan karena naiknya nilai tegangan pada hasil optimasi. Karena kekuatan luluh material adalah 1000 MPa, dapat dikatakan nilai dari tegangan yang terjadi pada kedua desain dapat dinyatakan aman.

5. Daftar Pustaka

- [1] Suryo, S. H., dkk. 2020. "Analysis And Topology Optimization Structural Design Excavator Bucket Tooth Using Finite Element Method". AIP Conference Proceedings. 1-11. <https://doi.org/10.1063/5.0000531>
- [2] Singh, S. & Verghase, L. 2017. "Review On Fea And Optimization Of Backhoe Loader In Hydraulic Excavator". International Journal Of Recent Technology Science & Management. 2(1). 10-15. ISSN : 2455-9679.
- [3] Mughal, K.H., dkk. 2021. "Numerical Evaluation of Contemporary Excavator Bucket Designs using Finite Element Analysis". Jurnal Kejuruteraan. 33(3). 579-591. [https://doi.org/10.17576/jkukm-2021-33\(3\)-18](https://doi.org/10.17576/jkukm-2021-33(3)-18).
- [4] Putra, A. D., Rohman, M., & Wahab, A. 2020. "Analisis Desain Excavator Bucket Menggunakan Metode Elemen Hingga dengan Material Baja". Jurnal Transmisi. 16(2). 65-68.
- [5] Reddy, B. G. & Babu, P. V. 2018. "Structural Analysis of Excavator Bucket with Different Design Modifications". International Journal & Magazine of Engineering, Technology, Management and Research. 5(2). 131-141.
- [6] Hadi, S., dkk. 2018. "Design and analysis of trapezoidal bucket excavator for backhoe". SHS Web of Conferences, EDP Sciences.
- [7] Patel, B.P. & Prajapati, J.M. 2012. "Evaluation Of Bucket Capacity, Digging Force Calculations And Static Force Analysis Of Mini Hydraulic Backhoe Excavator". Machine Design. 4(1). 59-66. ISSN 1821-1259.

- [8] SAE International. 1990. “*SAE J1179 : Hydraulic Excavator and Backhoe Digging Force*”. Warrendale : SAE.
- [9] Altair HyperWorks Help. [Referred 10.4.2013].
Available: <http://www.altairhyperworks.com/hwhelp/Altair/hw12.0/index.aspx>
- [10] Kentli, A. 2020. “*Topology Optimization Applications on Engineering Structures*”. IntechOpen. 1-23