

Analisis Kegagalan *Excavator Arm* pada Kondisi Operasi *Hard Clay Soil*

Cendy Margaretha dan Julendra Bambang Ariatedja
Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)
e-mail: ariatedja@me.its.ac.id

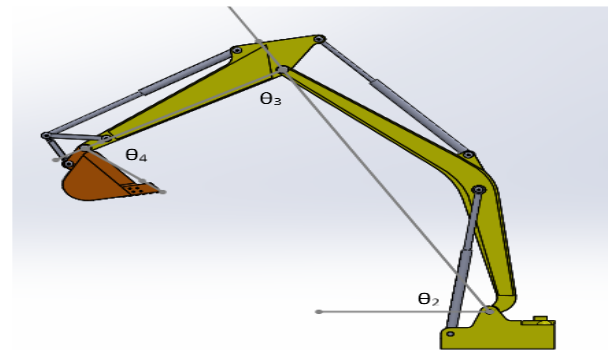
Abstrak—*Arm* merupakan bagian *excavator* yang berfungsi sebagai penghubung antara *bucket* dengan *boom*. Salah satu bagian *arm* yang sering mengalami kerusakan terdapat pada penghubung antara *arm* dengan *boom* akibat tegangan tekan dan *bending* selama operasi pengangkatan dan penggalian. Pada bagian tersebut memiliki luas penampang yang kecil dibandingkan dengan *body arm*, sehingga mengalami *stress* paling besar. Pada penelitian ini dilakukan analisis kinematik dan dinamik pada *excavator arm* sehingga hasil simulasi mendekati kondisi operasi. Dimana kondisi operasi ditinjau dari *boom*, *arm* dan berujung pada *bucket* dari *excavator* yang dimodelkan menggunakan *software 3D Modelling*, kemudian di *assembly* dengan 3D model *Excavator*. Setelah itu, hasil perhitungan pembebanan akan disimulasikan dengan metode elemen hingga untuk mengetahui *equivalent stress* dan *factor of safety*. Dalam penelitian ini, *excavator* akan dikondisikan dalam dua kondisi (kondisi maksimal *excavator* bekerja) yaitu kondisi pertama dan kondisi kedua dengan variasi sudut θ_3 adalah 293,09°; 279,7°; 266,32°; dan 252,93°. Hasil penelitian menunjukkan bahwa nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi dua lebih besar daripada nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi satu. Dimana letak *equivalent stress* maksimum terjadi pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom*. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat dua posisi yang dinyatakan aman untuk dilakukan pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* yaitu pada sudut θ_3 sebesar 293,09° dimana saat kondisi satu sudut θ_2 sebesar 61,64° dan sudut θ_4 sebesar 253,58° dan saat kondisi dua dimana sudut θ_2 sebesar 356,28° dan sudut θ_4 sebesar 10°.

Kata Kunci—*Arm*, *Equivalent Stress*, *Excavator*, *Factor of Safety*, dan *Kinematics*.

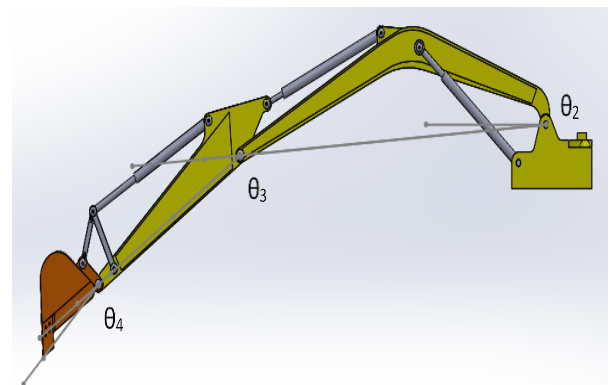
I. PENDAHULUAN

PADA era globalisasi sekarang ini, dalam bidang Ilmu Pengetahuan dan Teknologi dapat dirasakan adanya suatu perkembangan yang pesat. Dalam melaksanakan proyek-proyek besar, Indonesia sebagai negara berkembang dituntut untuk lebih produktif dalam melaksanakan pembangunan, seperti pembangunan jalan-jalan tol, gedung pencakar langit, bandara udara, pertambangan, kehutanan, dan lain-lain. Maka diperlukan sebuah alat berat yang dapat mempersingkat waktu untuk penggalian, pengangkutan, perataan permukaan tanah, pemindahan material, dan lain-lain sehingga dalam pengerjaan proyek menjadi lebih cepat. Salah satu alat berat yang sering digunakan dalam pengerjaan proyek konstruksi disebut *excavator*.

Dilihat dari strukturnya, *excavator* terdiri dari tiga bagian, yaitu *upperstructure*, *front attachment*, dan *undercarriage*. Salah satu bagian utama dari *excavator* adalah *front attachment* yang terdiri dari *boom*, *arm*, dan *bucket*. Penggunaan *front attachment* ini sangat krusial dalam melakukan pekerjaan yang dilakukan oleh *excavator*. Operator harus mengetahui cara yang benar dalam



Gambar 1. Kondisi maksimum 1.



Gambar 2. Kondisi maksimum 2.

pengoperasian *excavator* agar *excavator* tidak mudah mengalami kerusakan.

Pengoperasian alat berat yang tinggi membuat alat berat sering mengalami *trouble* yang mengakibatkan unit alat berat tidak bekerja secara maksimal. Perawatan alat berat harus dilakukan dengan baik dan terjadwal agar dapat digunakan dengan efektif dan efisien untuk memperkecil terjadinya *breakdown*. Selain itu, pemeliharaan yang baik dapat mengurangi biaya operasional pada sebuah industri ataupun perusahaan yang menggunakan alat berat.

Bagian *excavator* yang sering mengalami kerusakan adalah *bucket*, tetapi kerusakan juga terjadi pada bagian *excavator arm*. Kerusakan yang sering terjadi pada *excavator arm* terdapat pada penghubung antara *arm* dengan *boom* akibat tegangan tekan dan *bending* selama operasi pengangkatan dan penggalian. Pada bagian tersebut memiliki luas penampang yang kecil dibandingkan dengan *body arm*, sehingga mengalami *stress* paling besar.

Pada penelitian ini terdapat beberapa penelitian terdahulu yang diambil sebagai acuan yang pertama, penelitian L. Pongsapan (2016) ini tentang *arm* pada *excavator backhoe* yang dianalisis kekuatan komponen *arm* ketika menahan *bucket* pada kondisi kerja *overload* dengan menghitung gaya dan tegangan pada komponen-komponen *arm* [1]. Yang

Tabel 1.
Properti material *carbon steel A 283 grade B*

Properties	Metric	Imperial
Density	7.9 g/cm ³	490 lb/ft ³
Melting Point	1420 °C	2590 °F
Tensile Strength: Ultimate (UTS)	400 MPa	58x10 ³ psi
Tensile Strength: Yield (Proof)	210 MPa	31x10 ³ psi
Elastic (Young's, Tensile) Modulus	190 GPa	27x10 ⁶ psi
Shear Modulus	73 GPa	11x10 ⁶ psi
Shear Strength	260 MPa	38x10 ³ psi
Poisson's Ratio	0.29	0.29
Elongation at Break	32%	32%
Fatigue Strength	170 MPa	24x10 ³ psi
Brinell Hardness	110	110

Tabel 2.
Data tanah dan geometri *bucket excavator*

Deskripsi	Symbol	Nilai	Unit
Rake Angle	α	75.82	Deg
Angle of internal shearing resistance	ϕ	44	Deg
Soil to metal friction angle	δ	20	Deg
Soil Density	γ	2855.2054; 28000	Kg/m ³ ; N/m ³
Acceleration due to the gravity of the earth	g	9,81	m/s ²
Soil Cohesion	c	25000	N/m ²
Operating Tool Depth	d	0.10824	m
Soil Surcharge Pressure	q	10	N/m ²
Soil to metal adhesion	ca	24466.81286	N/m ²
Weight of bucket	W_b	6209,73	N

kedua, M. T. Aziz (2019) tentang kegagalan *bucket* pada *excavator* yang dianalisis akibat pembebanan operasi pada setiap kondisi yang diuji [2].

Pada penelitian ini dilakukan analisis kinematik dan dinamik pada *excavator arm* sehingga hasil simulasi mendekati kondisi operasi. *Excavator* yang diuji pada penelitian kali ini adalah *excavator* dari suatu perusahaan ternama yang berada di daerah Jawa Timur.

II. METODOLOGI PENELITIAN

A. Kondisi Maksimum pada Excavator

Dalam penelitian ini, kondisi dari *boom*, *arm*, dan *bucket excavator* akan dikondisikan dalam dua kondisi maksimum. Untuk kondisi yang pertama, θ_2 akan dikondisikan sebesar 61,64° dan θ_4 sebesar 253,58°. Untuk kondisi yang kedua, θ_2 akan dikondisikan sebesar 356,28° dan θ_4 akan dikondisikan sebesar 10°. Variasi terdapat pada θ_3 sebesar 293,09°; 279,7°; 266,32°; 252,93°. Gambar 1 merupakan kondisi maksimum satu dimana panjang silinder *boom* dan silinder *bucket* adalah panjang silinder maksimal pada pengoperasian dan Gambar 2 merupakan kondisi maksimum dua dimana panjang silinder *boom* dan silinder *bucket* adalah panjang silinder minimal pada pengoperasian.

B. Material Alam

Material yang digunakan pada *excavator arm* adalah *carbon steel* khususnya A 283 grade B. Material dianggap memiliki properti yang baik dan biasa digunakan untuk pembuatan *excavator arm*. Properti material dari A 283 grade B dijelaskan pada Tabel 1.

Tabel 3.
Hasil torsi sudut θ_3 kondisi 1

Kondisi I saat $\theta_2 = 61,64^\circ$ dan $\theta_4 = 253,58^\circ$		
θ_3	Torsi θ_3	Torsi θ_4
293,09°	-901721,4 Nm	116949,46 Nm
279,7°	-889530,5 Nm	120511,34 Nm
266,32°	-830325,8 Nm	123388,16 Nm
252,93°	-725704 Nm	125370,97 Nm

Tabel 4.
Hasil torsi sudut θ_3 kondisi 2

Kondisi II saat $\theta_2 = 356,28^\circ$ dan $\theta_4 = 10^\circ$		
θ_3	Torsi θ_3	Torsi θ_4
293,09°	-461847,8 Nm	109397,45 Nm
279,7°	-281237,5 Nm	112077,73 Nm
266,32°	-86250,49 Nm	115025,81 Nm
252,93°	114690,29 Nm	118220,31 Nm

Tabel 5.

Resultan gaya pada titik A ₈ kondisi 1			
θ_3	β	F _{SH} (N)	F _{SV} (N)
293,09°	39,20°	-1042615,895	850336,775
279,7°	38,84°	-1044353,673	840883,0056
266,32°	39,31°	-1034544,994	847066,8351
252,93°	40,46°	-1015386,889	865997,0961

Tabel 6.
Resultan gaya pada titik A8 kondisi 2

θ_3	β	F _{SH} (N)	F _{SV} (N)
293,09°	39,20°	-1050177,121	856503,5602
279,7°	38,84°	-1052840,677	847716,4933
266,32°	39,31°	-1042904,424	853911,3855
252,93°	40,46°	-1022416,147	871992,1673

C. Gaya Resistif

Gaya resistif pada *bucket* digunakan untuk menghitung torsi, dimana perhitungan gaya resistif menggunakan model Mckeys. Pada penelitian ini data yang digunakan untuk menghitung gaya resistif adalah tanah *hard clay*. Tanah *hard clay* merupakan tanah terburuk yang digunakan dalam pengoperasian *excavator*. Data tanah dan geometri *bucket* yang dibutuhkan untuk menghitung gaya resistif ditunjukkan pada Tabel 2. Setelah mendapatkan parameter yang dibutuhkan untuk menghitung gaya resistif, parameter tersebut dimasukkan ke dalam persamaan berikut:

$$Fr = (gd^2C + cd N_c + qd N_{ca})w \quad (1)$$

$$N_y = \frac{cota + cot\beta}{2[\cos(\alpha+\delta)+\sin(\alpha+\delta) \cot(\beta+\phi)]} \quad (2)$$

$$N_c = \frac{[1+cot\beta \cot(\beta+\phi)]}{[\cos(\alpha+\delta)+\sin(\alpha+\delta) \cot(\beta+\phi)]} \quad (3)$$

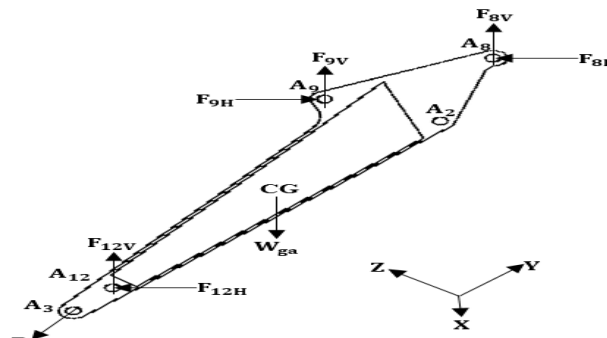
$$N_q = 2N_y \quad (4)$$

$$N_{ca} = \frac{[1-cot\alpha \cot(\beta+\phi)]}{[\cos(\alpha+\delta)+\sin(\alpha+\delta) \cot(\beta+\phi)]} \quad (5)$$

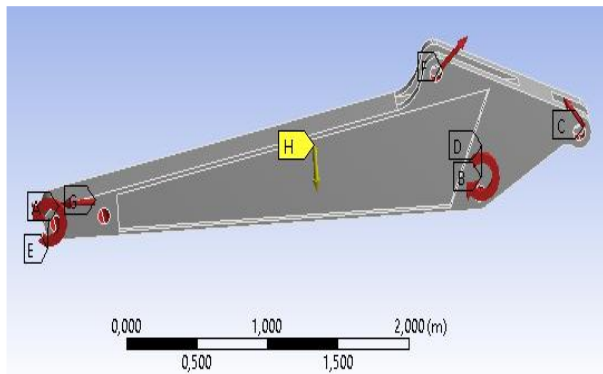
D. Torsi yang Terjadi pada Excavator pada Saat Menggali

Pada penelitian ini untuk menghitung torsi *excavator* menggunakan metode Langrage-Euler yang dimodelkan dalam bentuk dinamis. Persamaan untuk menghitung torsi pada saat menggali sebagai berikut.

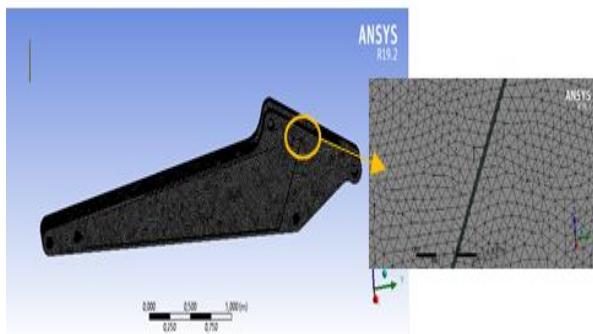
$$\tau_i = M(\theta)\ddot{\theta} + H(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) + F_{Load}(F_t, F_n) + F_{friction}(\theta) \quad (6)$$



Gambar 3. Gaya pada excavator arm.



Gambar 4. Boundary condition pada excavator arm.



Gambar 5. Contoh meshing pada excavator arm.

nilai F_t dan F_n didapat dari

$$F_t = F_{tr} \cos(\eta) \tag{7}$$

$$F_n = F_{tr} \sin(\eta) \tag{8}$$

Dimana $M(\theta)$ adalah matriks inersia, $H(\theta, \dot{\theta})$ adalah torsi yang diinduksi kecepatan atau matrik sentripetal dan torsi koriolis, $G(\theta)$ adalah vektor torsi gravitasi, $F_{Load}(F_t, F_n)$ adalah vektor pembebanan yang didapatkan dengan menghitung dari tiap sudut $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ dan meninjau kecepatan dan percepatan setiap sudutnya, dan $F_{friction}(\dot{\theta})$ adalah vektor gesekan. Perhitungan torsi dilakukan dengan bantuan *Microsoft Excel 2013*. Hasil perhitungan torsi pada sudut θ_3 pada masing-masing kondisi akan ditunjukkan pada Tabel 3 dan Tabel 4.

E. Gaya Arm pada Titik A8

Perhitungan gaya yang ditimbulkan oleh arm pada titik A8 akan ditinjau dalam kondisi statis dimana tumpuan berada pada titik A2 seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3. Dengan persamaan $\Sigma M = 0$, maka perhitungan gaya pada titik A8 adalah sebagai berikut.

$$\sum M_{A2} = 0 \tag{9}$$

$$F_3 \cdot (A_2A_3) + W_{ga} \cdot (cgA_2) - F_{12} \cdot (A_2A_{12}) - F_9(A_2A_9) - F_8(A_2A_8) = 0 \tag{10}$$

$$F_8(A_2A_8) = F_3 \cdot (A_2A_3) + W_{ga} \cdot (cgA_2) - F_{12} \cdot (A_2A_{12}) - F_9(A_2A_9) \tag{11}$$

$$F_8(0,774 \text{ m}) = 38847,0498 \text{ N} \cdot (3,01 \text{ m}) + 29129,8140 \text{ N} \cdot (0,93906 \text{ m}) - 411457,4875 \text{ N} \cdot (2,66675 \text{ m}) - 124464,9702 \text{ N} \cdot (0,7102 \text{ m}) \tag{12}$$

$$F_8 = -1345432,834 \text{ N} \tag{13}$$

Gambar 3 menunjukkan gaya-gaya yang terjadi pada excavator arm. F_3 adalah gaya tumpuan yang terjadi pada bucket di titik A3. A_2A_3 adalah jarak antara titik A2 dan titik A3. F_{12} adalah gaya yang bekerja pada link I ($A_{10}A_{12}$) dari link ($A_{11}A_{10}$) pada sudut β_{10} sebesar $59,24^\circ$. A_2A_{12} adalah jarak antara titik A2 dan titik A12. CgA_2 adalah jarak antara titik center of gravity dan titik A2. F_9 adalah gaya yang terjadi pada arm melalui silinder bucket pada sudut β_{10a} sebesar $81,10^\circ$. A_2A_9 adalah jarak antara titik A2 dan titik A9. A_2A_8 adalah jarak antara titik A2 dan titik A8. Selanjutnya mencari resultan gaya pada titik A8 yaitu, F_{8H} dan F_{8V} dimana nilai tersebut

Tabel 7.

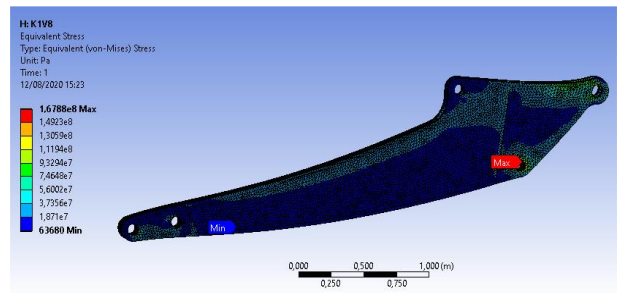
Hasil gaya reaksi antara simulasi dengan perhitungan manual kondisi 1

θ_3	RA ₂ Simulasi	RA ₂ Perhitungan
293,09°	1,0328 e+006 N	1,3226 e+006 N
279,7°	1,0437 e+006 N	1,3221 e+006 N
266,32°	1,065 e+006 N	1,3381 e+006 N
252,93°	1,1087 e+006 N	1,3703 e+006 N

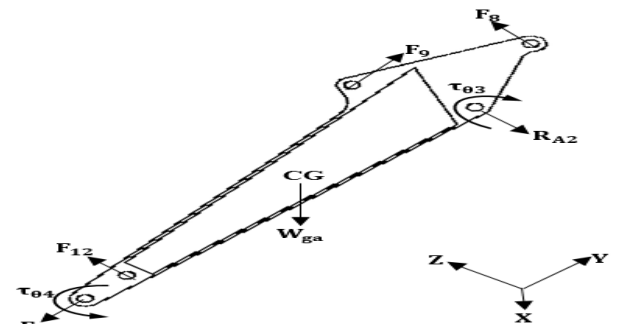
Tabel 8.

Hasil gaya reaksi antara simulasi dengan perhitungan manual kondisi 2

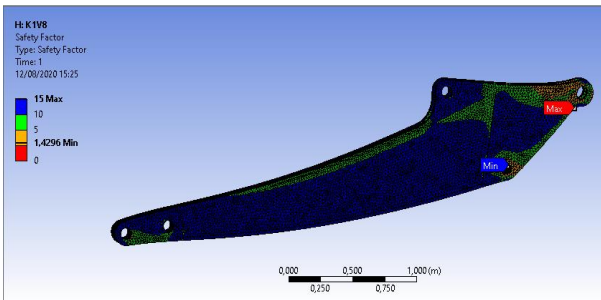
θ_3	RA ₂ Simulasi	RA ₂ Perhitungan
293,09°	1,0403 e+006 N	1,3783 e+006 N
279,7°	1,052 e+006 N	1,3349 e+006 N
266,32°	1,0733 e+006 N	1,3959 e+006 N
252,93°	1,1159 e+006 N	1,3824 e+006 N



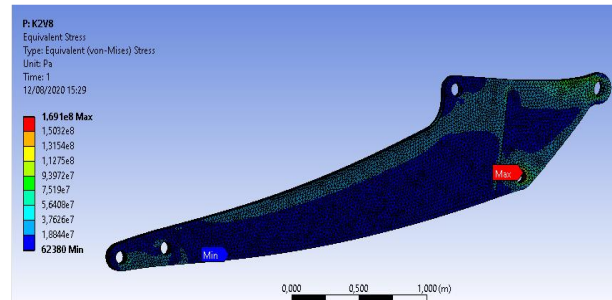
Gambar 6. Hasil simulasi equivalent stress pada excavator arm kondisi 1 dengan variasi sudut θ_3 sebesar 252.93.



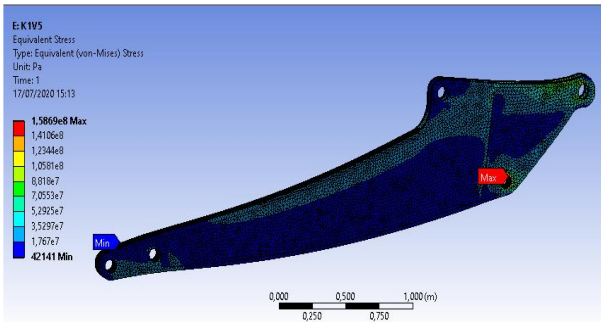
Gambar 7. menunjukkan hasil simulasi equivalent stress (von Mises) pada kondisi 1.



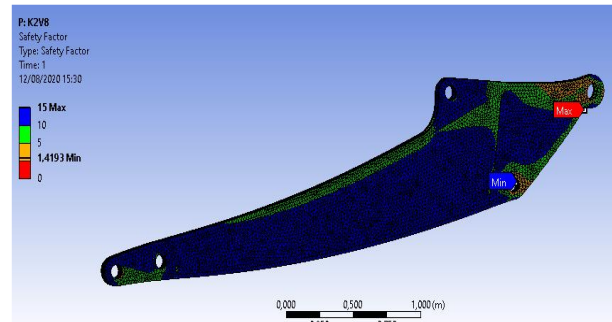
Gambar 8. Hasil simulasi safety factor pada excavator arm kondisi 1 dengan variasi sudut θ_3 sebesar 252.93°.



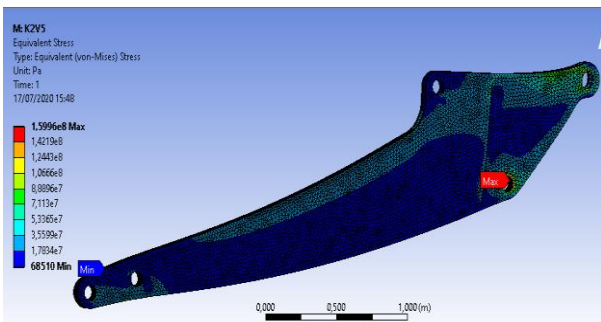
Gambar 11. Hasil simulasi equivalent stress pada excavator arm kondisi 2 dengan variasi sudut θ_3 sebesar 252.93°.



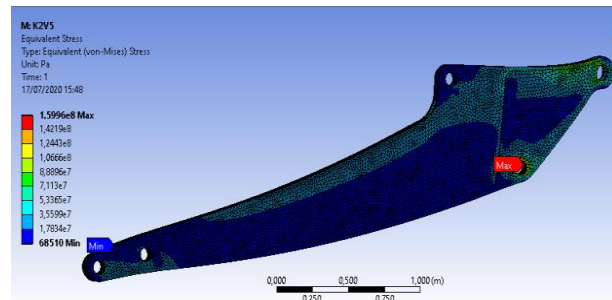
Gambar 9. Hasil simulasi equivalent stress pada excavator arm kondisi 1 dengan variasi sudut θ_3 sebesar 293.09°.



Gambar 12. Hasil simulasi safety factor pada excavator arm kondisi 2 dengan variasi sudut θ_3 sebesar 252.93°.



Gambar 10. Hasil simulasi safety factor pada excavator arm kondisi 1 dengan variasi sudut θ_3 sebesar 293.09°.



Gambar 13. Hasil simulasi equivalent stress pada excavator arm kondisi 2 dengan variasi sudut θ_3 sebesar 293.09°.

didapatkan dari masing-masing variasi yang terjadi pada sudut θ_3 dengan sudut β_8 . β_8 adalah sudut gaya yang dihasilkan oleh silinder *arm* F_8 dengan gaya F_{8H} . Untuk variasi yang terjadi pada sudut θ_3 akan berpengaruh terhadap sudut β_9 , β_{12} dan β_8 . Tabel 5 dan Tabel 6 menunjukkan hasil resultan gaya pada kondisi 1 dan kondisi 2 dari masing-masing variasi yang terjadi pada sudut θ_3 yang diperoleh dari persamaan berikut.

$$F_{8H} = F_8 \cdot \cos(\beta_8) \tag{14}$$

$$F_{8V} = F_8 \cdot \sin(\beta_8) \tag{15}$$

F. Boundary Condition

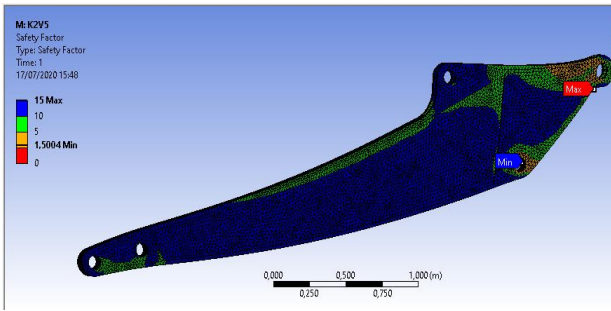
Pembebanan yang diberikan pada *excavator arm* adalah torsi θ_3 yang berada pada titik A_2 , torsi θ_4 yang berada pada titik A_3 , dan gaya (F_{12} , F_9 , F_8) di setiap kondisi yang diuji dalam penelitian ini. *Support* yang digunakan pada *excavator arm* ini berupa pin yang berada pada titik A_2 yang berada pada penghubung antara *arm* dan *boom excavator* dan titik A_3 yang berada pada penghubung antara *bucket* dan *excavator arm*. Dari simulasi ini dipilih *solution* berupa tegangan Von Misses, *Safety Factor*, dan *Force Reaction* di titik A_2 . *Force Reaction* di titik A_2 yang berada pada simulasi *excavator arm* akan digunakan untuk validasi dalam penelitian ini. Pada

Gambar 4 akan ditunjukkan letak pembebanan dan *support* berupa pin yang diberikan pada *excavator arm*.

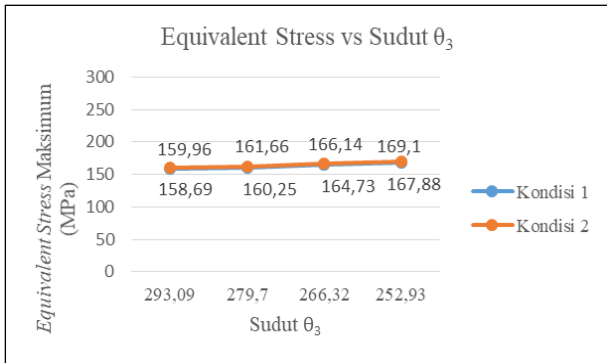
G. Meshing

Pada penelitian ini akan menggunakan tipe *Unstructured Meshing* karena bentuk 3D Model yang kompleks. Model *arm* pada tugas akhir kali ini akan didiskritisasi menggunakan metode *tetrahedral patch conforming*. Jumlah dan ukuran tiap elemen juga dapat divariasikan dengan mengubah parameter seperti *size function*, *element size*, *relevance center* atau *span angle center*. Dimana simulasi ini menggunakan pengaturan *sizing* pada *transition* yaitu *fast* dan pada *span angle center* yaitu *fine*. Contoh *meshing* pada *excavator arm* akan ditunjukkan pada Gambar 5.

Suatu proses diskritisasi atau *meshing* dari model permasalahan sudah bisa dianggap konvergen jika perbedaan hasil uji tes konvergensi sebesar kurang lebih 5% dan semakin halus proses diskritisasi atau *meshing* maka semakin baik pula hasil yang didapatkan. Pada pengujian konvergensi di tugas akhir kali ini, kualitas *meshing* akan diuji dengan pembebanan sesuai simulasi penelitian dan mengubah *body sizing* dari *mesh* di model dengan ukuran yang semakin kecil dengan interval pengecilan *sizing* 0,5 mm. Pada ukuran *meshing* 20 mm sudah menunjukkan nilai *error* di bawah 5%. Sehingga,



Gambar 14. Hasil simulasi *safety factor* pada *excavator arm* kondisi 2 dengan variasi sudut θ_3 sebesar 293.09° .



Gambar 15. Perbandingan antara *equivalent stress* pada kedua kondisi.

Tabel 9.

Safety factor pada setiap kondisi

θ_3	Kondisi I saat $\theta_2 = 61,64^\circ$ dan $\theta_4 = 253,58^\circ$		Kondisi II saat $\theta_2 = 356,28^\circ$ dan $\theta_4 = 10^\circ$	
	Safety Factor	Keterangan	Safety Factor	Keterangan
$293,09^\circ$	1,5124	Aman	1,5004	Aman
$279,7^\circ$	1,4976	Tidak Aman	1,4846	Tidak Aman
$266,32^\circ$	1,4569	Tidak Aman	1,4446	Tidak Aman
$252,93^\circ$	1,4296	Tidak Aman	1,4193	Tidak Aman

pemilihan ukuran *meshing* 20 mm cukup untuk memprediksi hasil simulasi dengan baik

H. Validasi

Dalam penelitian ini, untuk perhitungan gaya reaksi menggunakan prinsip kesetimbangan pada benda tegar, dimana persamaan $\Sigma M = 0$. Validasi yang dilakukan dengan cara membandingkan hasil simulasi dan perhitungan manual gaya reaksi yang berada di titik A_2 . Hasil dinyatakan valid apabila *error* tidak melebihi 10%. Berikut merupakan perhitungan gaya reaksi pada Gambar 6 saat kondisi 1 dengan variasi θ_3 sebesar $252,93^\circ$.

$$\Sigma M_{A_3} = 0 \tag{16}$$

$$R_{A_2} \cdot (A_2A_3) + F_{12} \cdot (A_{12}A_3) + F_8 \cdot (A_8A_3) + \tau_{\theta_4} - W_{ga} \cdot (cgA_3) - \tau_{\theta_3} - F_9 \cdot (A_9A_3) = 0 \tag{17}$$

$$R_{A_2} \cdot (A_2A_3) = W_{ga} \cdot (cgA_3) + \tau_{\theta_3} + F_9 \cdot (A_9A_3) - F_8 \cdot (A_8A_3) - F_{12} \cdot (A_{12}A_3) - \tau_{\theta_4} \tag{18}$$

$$R_{A_2} \cdot (3,01 \text{ m}) = 29129,8140 \text{ N} \cdot (2,09589 \text{ m}) + (725704 \text{ Nm}) + (124464,9702 \text{ N}) \cdot (2,795 \text{ m}) - (1334526,697 \text{ N}) \cdot (3,741 \text{ m}) - (411457,4875 \text{ N}) \cdot (0,344 \text{ m}) - 125370,97 \text{ Nm}$$

$$R_{A_2} = -1370345,595 \text{ N} \tag{19}$$

Tabel 7 dan Tabel 8 menunjukkan hasil gaya reaksi antara simulasi dengan perhitungan manual dari masing-masing variasi yang terjadi pada sudut θ_3 pada kondisi 1 dan kondisi 2.

III. PETUNJUK TAMBAHAN

A. Hasil Simulasi Excavator Arm Kondisi I dengan Variasi Sudut θ_3 Sebesar $252,93^\circ$

Kondisi 1 dimana sudut θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar $253,58^\circ$ dengan variasi sudut θ_3 sebesar $252,93^\circ$ merupakan kondisi yang menghasilkan nilai *equivalent stress* terbesar. Pada Gambar 7 menunjukkan hasil simulasi *equivalent stress* (von Mises) pada kondisi 1, dimana besar von Mises maksimum pada kondisi ini sebesar 167,88 MPa yang berada pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom* yang terletak di dalam *bushing slider*. Sedangkan von Mises minimum sebesar 0,063680 MPa.

Gambar 8 merupakan hasil simulasi *safety factor* pada *excavator arm* saat kondisi 1 dengan variasi sudut θ_3 sebesar $252,93^\circ$. Nilai *safety factor* minimum pada kondisi ini sebesar 1,4296. Batas minimal untuk *safety factor* yang ditentukan dalam penelitian ini sebesar 1,5. Sehingga, pada kondisi 1 dengan variasi sudut θ_3 sebesar $252,93^\circ$ dinyatakan tidak aman dalam pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* karena memiliki nilai *safety factor* di bawah 1,5.

B. Hasil Simulasi Excavator Arm Kondisi 1 dengan Variasi Sudut θ_3 Sebesar $293,09^\circ$

Kondisi 1 dimana sudut θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar $253,58^\circ$ dengan variasi sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$ merupakan kondisi yang menghasilkan nilai *equivalent stress* terkecil. Pada Gambar 9 menunjukkan hasil simulasi *equivalent stress* (von Mises) pada kondisi 1, dimana besar von Mises maksimum sebesar 158,69 MPa yang berada pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom* yang terletak di dalam *bushing slider*. Sedangkan von Mises minimum berada pada bagian ujung *body excavator arm* sebesar 0,042141 MPa.

Pada Gambar 10 menunjukkan hasil simulasi *safety factor* pada *excavator arm* saat kondisi 1 dengan variasi sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$. Nilai *safety factor* minimum pada kondisi ini sebesar 1,5124 yang berada pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom* yang terletak di dalam *bushing slider*. Batas minimal untuk *safety factor* yang ditentukan dalam penelitian ini sebesar 1,5. Maka dari itu, kondisi 1 dengan variasi sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$ dinyatakan aman dalam pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* karena memiliki nilai *safety factor* di atas 1,5.

C. Hasil Simulasi Excavator Arm Kondisi 2 dengan Variasi Sudut θ_3 Sebesar $252,93^\circ$

Kondisi 2 dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar 10° dengan variasi sudut θ_3 sebesar $252,93^\circ$ merupakan kondisi yang menghasilkan nilai *equivalent stress* terbesar. Pada Gambar 11 menunjukkan hasil simulasi *equivalent stress* (von Mises) pada kondisi 2, dimana besar von Mises maksimum sebesar 169,1 MPa yang berada pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom* yang terletak di dalam *bushing slider*. Dan von Mises minimum berada pada bagian tengah *body excavator arm* sebesar 0,06238 MPa.

Pada Gambar 12 menunjukkan hasil simulasi *safety factor* pada *excavator arm* saat kondisi 2 dengan variasi sudut θ_3 sebesar $252,93^\circ$. Nilai *safety factor* minimum pada kondisi ini sebesar 1,4193 yang berada pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom* yang terletak di dalam *bushing slider*. Batas minimal untuk *safety factor* yang ditentukan dalam penelitian ini sebesar 1,5. Sehingga, pada kondisi 2 dengan variasi sudut θ_3 sebesar $252,93^\circ$ dinyatakan tidak aman dalam pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* karena memiliki nilai *safety factor* di bawah 1,5.

D. Hasil Simulasi Excavator Arm Kondisi 2 dengan Variasi Sudut θ_3 Sebesar $293,09^\circ$

Kondisi 2 dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar 10° dengan variasi sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$ merupakan kondisi yang menghasilkan nilai *equivalent stress* terkecil. Gambar 13 merupakan hasil simulasi *equivalent stress* (von Mises) pada kondisi 2, dimana besar von Mises maksimum sebesar 159,96 MPa yang berada pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom* yang terletak di dalam *bushing slider*. Dan von Mises minimum berada pada bagian ujung *body excavator arm* sebesar 0,068510 MPa.

Gambar 14 merupakan hasil simulasi *safety factor* pada *excavator arm* saat kondisi 2 dengan variasi sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$. Nilai *safety factor* minimum pada kondisi ini sebesar 1,5004. Batas minimal untuk *safety factor* yang ditentukan dalam penelitian ini sebesar 1,5. Sehingga, pada kondisi 2 dengan variasi sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$ dinyatakan aman dalam pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* karena memiliki nilai *safety factor* di atas 1,5.

E. Equivalent Stress

Equivalent stress maksimum yang terjadi pada *excavator arm* saat kondisi satu dimana θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan θ_4 sebesar $253,58^\circ$ dan kondisi dua dimana θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan θ_4 sebesar 10° dengan variasi pada sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$; $279,7^\circ$; $266,32^\circ$; $252,93^\circ$ akan dipilih dan dibandingkan nilai *equivalent stress* terbesar dan terkecil yang bertujuan untuk mengetahui tegangan yang terjadi pada *excavator arm* yang nantinya akan berpengaruh pada batas kekuatan *excavator arm*.

Pada Gambar 15 menunjukkan nilai *equivalent stress* terbesar pada dua kondisi terletak pada sudut θ_3 yaitu $252,93^\circ$ dimana pada kondisi satu sebesar 167,88 MPa dan pada kondisi dua sebesar 169,1 MPa. Sedangkan nilai *equivalent stress* terkecil yang terjadi pada dua kondisi terletak pada sudut θ_3 yaitu $293,09^\circ$ dimana pada kondisi satu sebesar 158,69 MPa dan kondisi dua sebesar 159,96 MPa. Nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi dua lebih besar daripada nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi satu. Hal ini disebabkan adanya perbedaan pembebanan pada kondisi satu dan dua, dimana kondisi dua sudut θ_2 dan sudut θ_4 mendekati sudut 360° sehingga nilai *equivalent stress* maksimum akan sangat berpengaruh dan membuat hasil *equivalent stress* maksimum lebih besar daripada kondisi satu yang dimana sudut θ_2 dan sudut θ_4 mendekati 270° atau 90° . Letak *equivalent stress* maksimum pada *excavator arm* terjadi pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom* yang berada di dalam *bushing slider*. Setelah dibandingkan dengan kondisi di lapangan letak *equivalent stress* maksimum pada kedua kondisi menunjukkan salah satu kondisi kerusakan yang ada di lapangan.

F. Safety Factor

Tabel 9 merupakan nilai *safety factor* dari setiap kondisi yang diuji pada *excavator arm*. *Safety factor* yang terjadi pada *excavator arm* saat kondisi satu dimana θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan θ_4 sebesar $253,58^\circ$ dan kondisi dua dimana θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan θ_4 sebesar 10° dengan variasi pada sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$; $279,7^\circ$; $266,32^\circ$; $252,93^\circ$. *Safety factor* minimal digunakan untuk menentukan suatu kondisi operasi pada *excavator arm* aman atau tidak terhadap tanah *hard clay*, dimana batas minimal untuk *safety factor* yang ditentukan dalam penelitian ini sebesar 1,5.

Nilai *safety factor* terkecil dari dua kondisi terletak pada sudut θ_3 yaitu $252,93^\circ$ dimana pada kondisi satu sebesar 1,4296 dan pada kondisi dua sebesar 1,4193. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat dua posisi yang dinyatakan aman untuk dilakukan pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* yaitu pada sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$ dimana saat kondisi satu sudut θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar $253,58^\circ$ dan saat kondisi dua dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar 10° . Dua posisi tersebut dinyatakan aman karena memiliki nilai *safety factor* di atas 1,5. Sedangkan nilai *safety factor* untuk kondisi yang diuji lainnya dinyatakan tidak aman saat dilakukan pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* karena memiliki nilai *safety factor* yang di bawah 1,5.

IV. KESIMPULAN

A. Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisis *excavator arm* pada setiap kondisi yang diuji saat kondisi satu dimana θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan θ_4 sebesar $253,58^\circ$ dan kondisi dua dimana θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan θ_4 sebesar 10° dengan variasi pada sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$; $279,7^\circ$; $266,32^\circ$; $252,93^\circ$ dapat disimpulkan sebagai berikut : (1) Nilai *equivalent stress* terbesar pada dua kondisi terletak pada sudut θ_3 yaitu $252,93^\circ$ dimana pada kondisi satu sebesar 167,88 MPa dan pada kondisi dua sebesar 169,1 MPa. Sedangkan nilai *equivalent stress* terkecil yang terjadi pada dua kondisi terletak pada sudut θ_3 yaitu $293,09^\circ$ dimana pada kondisi satu sebesar 158,69 MPa dan kondisi dua sebesar 159,96 MPa. Nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi dua dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar 10° lebih besar daripada nilai *equivalent stress* yang terjadi pada kondisi satu dimana sudut θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar $253,58^\circ$. Letak *equivalent stress* maksimum pada *excavator arm* terjadi pada bagian penghubung antara *arm* dengan *boom* yang berada di dalam *bushing slider*. Setelah dibandingkan dengan kondisi di lapangan letak *equivalent stress* maksimum pada kedua kondisi menunjukkan salah satu kondisi kerusakan yang ada di lapangan; (2) Nilai *safety factor* terkecil dari dua kondisi terletak pada sudut θ_3 yaitu $252,93^\circ$ dimana pada kondisi satu sebesar 1,4296 dan pada kondisi dua sebesar 1,4193. Dari setiap kondisi yang diuji, terdapat dua posisi yang dinyatakan aman untuk dilakukan pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* yaitu pada sudut θ_3 sebesar $293,09^\circ$ dimana saat kondisi satu sudut θ_2 sebesar $61,64^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar $253,58^\circ$ dan saat kondisi dua dimana sudut θ_2 sebesar $356,28^\circ$ dan sudut θ_4 sebesar 10° . Dua posisi tersebut dinyatakan aman karena memiliki nilai *safety factor* di atas 1,5. Sedangkan nilai *safety factor* untuk kondisi yang diuji lainnya dinyatakan tidak aman saat dilakukan

pengoperasian *excavator* terhadap tanah *hard clay* karena memiliki nilai *safety factor* yang di bawah 1,5.

B. Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, saran untuk pengembangan dalam penelitian *excavator* selanjutnya adalah sebagai berikut : (1)Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mencoba analisis kekuatan pada *excavator boom*;

(2)Disarankan pada penelitian selanjutnya untuk mencoba analisis *fatigue* pada *excavator boom, arm, dan bucket*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] L. Pongsapan, "Pengaruh pembebanan overload bucket terhadap kekuatan material komponen arm pada excavator hitachi 2500 tipe backhoe," Universitas Balikpapan, 2016.
- [2] M. T. Aziz, "Analisis kegagalan bucket ekskavator akibat pembebanan operasi," Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya, 2019.