

## DESAIN dan ANALISIS ROTATING BUCKET ARM PADA EXCAVATOR CATERPILLAR 345B

\*Daffa Shaquille<sup>1</sup>, Sumar Hadi Suryo<sup>2</sup>, Muchammad<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

<sup>2</sup>Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

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

\*E-mail: [jmisugi03@gmail.com](mailto:jmisugi03@gmail.com); \*\*E-mail: [sumarhs.undip@gmail.com](mailto:sumarhs.undip@gmail.com)

### Abstrak

Hydraulic excavator merupakan salah satu alat berat yang dilengkapi dengan backhoe untuk pekerjaan menggali, membuat parit, dan mengangkat material. Penggunaan alat tersebut membutuhkan tingkat produktifitas yang tinggi sehingga dapat memicu kegagalan material komponen pada hydraulic excavator. Kegagalan material merupakan peristiwa yang tidak diinginkan karena dapat menimbulkan bahaya, kerugian ekonomi, dan terganggunya ketersediaanya produk dan pengoperasian. Salah satu contoh kegagalan material ditemukan pada komponen steel bucket pin pada joint bucket arm yang beroperasi secara rotasi yang disebabkan oleh kombinasi bending dan torsion fatigue. Tujuan penelitian ini adalah mengetahui percepatan sudut, perubahan sudut, dan kecepatan sudut pada joint rotating bucket arm serta mengetahui torsi joint upper arm ke bucket yang dihasilkan pada kondisi excavator melakukan penimbunan material. Metode yang dilakukan adalah mendesain bucket arm menggunakan Simscape Multibody dan melakukan pemodelan dengan SimMechanics dan SimHydraulic. Hasil penelitian ini didapatkan percepatan sudut, perubahan sudut dan kecepatan sudut pada joint upper arm ke crank left, joint upper arm ke crank right, joint upper arm ke bucket excavator dimana menghasilkan nilai yang cukup besar dikarenakan joint bekerja pada range sudut  $\theta_{1,2,3} = -18,18^{\circ}$  sampai  $\theta_{1,2,3} = 118,2^{\circ}$ . Sedangkan joint upper arm ke tilt actuator, menghasilkan nilai yang tidak terlalu besar dikarenakan joint bekerja pada range sudut  $\theta_4 = -92,5^{\circ}$  sampai  $\theta_4 = -90,56^{\circ}$ . Nilai torsi pada joint upper arm ke bucket terbesar pada kondisi excavator melakukan gerakan penutupan bucket sebelum mencapai kondisi excavator melakukan penguncian pada excavator. Selain itu, juga terdapat nilai torsi terbesar pada detik ke-4 dan ke-10 dengan excavator memulai gerakan penimbunan material pada bucket untuk menghasilkan posisi bucket yang terangkat.

**Kata kunci:** *friction; joint; simhydraulics; simmechanics; simscape multibody*

### Abstract

A hydraulic excavator is a heavy equipment equipped with a backhoe for digging, digging and lifting materials. The use of these tools requires a high level of productivity so that it can trigger material component failure in the hydraulic excavator. Material failure is an unwanted event because it can cause hazard, economic loss, and disruption of product availability and operations. One example of material failure was found in the steel bucket pin component of the bucket arm joint which operates in rotation caused by a combination of bending and torsion fatigue. The purpose of this study was to determine the angle of acceleration, change in angle, and angle of speed at the joint rotating bucket arm and to determine the torque of the joint upper arm to the bucket generated when the excavator is stockpiling material. The method used is designing the bucket arm using Simscape Multibody and modeling with SimMechanics and SimHydraulic. The results of this study are the angle of acceleration, change of angle and speed angle of the joint upper arm to the left crank, the joint upper arm to the right crank, the joint upper arm to the excavator bucket which produces a large enough value because the joint works at an angle range of  $\theta_{1,2,3} = -18,18^{\circ}$  to  $\theta_{1,2,3} = 118,2^{\circ}$ . Whereas the upper arm joint to the tilt actuator produces a value that is not too large because the joint works in the angle range  $\theta_4 = -92,5^{\circ}$  to  $\theta_4 = -90,56^{\circ}$ . The torque value of the joint upper arm to the largest bucket is when the excavator makes a bucket closing movement before reaching the condition where the excavator stops the excavator. In addition, there is also the largest torque value at the 4th and 10th seconds with the excavator starting the movement of filling the material on the bucket to produce a raised bucket position.

**Keywords:** *friction; joint; simhydraulics; simmechanics; simscape multibody*

## 1. Pendahuluan

Karakteristik utama ekskavator adalah fungsionalitas yang luas, efisiensi kerja yang tinggi, dan keandalan. Hal tersebut yang memungkinkan ekskavator memenuhi berbagai persyaratan teknis dan secara luas digunakan dalam berbagai proyek konstruksi, seperti infrastruktur, pertambangan, pertanian, transportasi, dan lain-lain [1].

Komponen ekskavator sangat rentan terhadap fatigue failure karena loading melebihi batas kemampuan yang digunakan secara terus-menerus serta kondisi lingkungan yang keras. Akibat kompleksitas dan variabilitas beban kerja, komponen penahan beban ekskavator sering mengalami kegagalan khususnya pada pin joint backhoe [2]. Kegagalan pada pin joint backhoe biasanya disebabkan oleh kombinasi bending, torsion fatigue dan impact fatigue [3]. Studi yang disebutkan menunjukkan bahwa ada beberapa faktor yang mempengaruhi kegagalan fatigue komponen yaitu konsentrasi tegangan tinggi yang berasal dari cacat desain, cacat kualitas sambungan las, dan lingkungan yang keras merupakan alasan utama kegagalan [4]. Triantafyllidis meneliti karakteristik fraktur torsion-bending fatigue dan dampak fatigue failure dua pin baja pada crawler ekskavator mengakibatkan kedua pin gagal dengan waktu bertahan hanya 1 dan 2 tahun pada penggunaan pekerjaan tambang dan digantikan oleh komersial yang tersedia pada suku cadang dimana terbuat dari bainitic dan/atau quenched-and-tempered steels. Karena lingkungan kerjanya dan kurangnya dilakukan pelumasan, kemungkinan besar pin A mengalami fatigue akibat torsional force. Melonggarnya pin pada joint juga mengakibatkan terjadinya regular bending forces selama pengoperasian. Bending pada pin menyimpulkan bahwa besarnya tensile force pada permukaan sepanjang sumbu arah pin [5]. Retak permukaan awal mampu bercabang dikarenakan pengaruh torsi dan menghasilkan satu continuous zona kegagalan awal [6]. Selama fatigue tahap kedua, terdapat tanda ratchet yang awalnya mengikuti arah jari-jari pin (sekitar 0,5 cm) tetapi kemudian memperoleh orientasi komponen tangensial dan mulai menyatu [7]. Fakta bahwa beachmarks dan intervening striations secara rotasi nonsimetris adalah bukti langsung bahwa fatigue terjadi oleh kombinasi bending dan torsion [8].

Untuk mensimulasikan gerak backhoe, model simulasi kontrol merupakan model simulasi yang cocok untuk digunakan dengan model yang disesuaikan dengan desain asli. Oleh karena itu, dapat dilakukan pemodelan mekanik dan pemodelan sistem hidrolis alat kerja ekskavator hidrolis menggunakan SimMechanics dan SimHidrolis [9]. Permasalahan yang terjadi pada bagian bucket arm antara lain fatigue komponen joint upper arm ke bucket, joint upper arm ke left crank, joint upper arm ke right crank, dan upper arm ke tilt actuator. Analisa ini dilakukan untuk mengetahui percepatan sudut, perubahan sudut, dan kecepatan sudut pada masing-masing joint bucket arm. Dengan mengetahui perubahan sudut yang terjadi, dapat dianalisa torsi yang dihasilkan dari pergerakan bucket arm.

## 2. Material dan Metode Penelitian

### 2.1 Blok Pemodelan SimScape Multibody

Dalam penelitian ini, pembuatan desain komponen bucket arm dilakukan dengan dimensi dan ukuran sesuai pada pendekatan excavator Caterpillar 345B.

#### A. Upper Bracket

**Tabel 1.** *Upper Bracket*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Panjang	0,75	m
2.	Lebar	0,75	m
3.	Tebal	0,15	m
4.	Diameter Luar	0,75	m
5.	Panjang dari ujung Bracket ke Lubang	0,5	m
6.	Radius Lubang	0,075	m

#### B. Upper Arm

**Tabel 2.** *Upper Arm*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Panjang	6	m
2.	Lebar	0,8	m
3.	Tinggi	0,85	m
4.	Panjang Upper Bracket	1,5	m
5.	Panjang Lower Bracket	1,5	m
6.	Panjang Titik Crank Attachment	2,5	m
7.	Bar Fillet Radius	0,1	m
8.	Tebal Crank Arm	0,2	m

C. *Left & Right Crank Pin*

**Tabel 3.** *Left & Right Crank Pin*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Radius	0,075	m
2.	Panjang	0,25	m
3.	Tebal Crank Arm	0,2	m

D. *Crank Assembly*

**Tabel 4.** *Crank Assembly*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Panjang Crank 1	0,075	m
2.	Lebar Crank 1	0,25	m
3.	Tinggi Crank 1	0,2	m
4.	Diameter Lubang Crank 1	1,1	m
5.	Radius Lubang Crank 1	0,075	m
6.	Panjang Crank 2	1,75	m
7.	Lebar Crank 2	0,4	m
8.	Tinggi Crank 2	0,15	m
9.	Diameter Lubang Crank 2	1,35	m
10.	Radius Lubang Crank 2	0,075	m

E. *Attachment Frame*

**Tabel 5.** *Attachment Frame*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Lebar Plate	1,2	m
2.	Radius Fillet	0,2	m
3.	Diameter Plate	1,2	m
4.	Tinggi Plate	0,2	m
5.	Radius Pin	0,075	m

F. *Bucket*

**Tabel 6.** *Bucket*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Panjang Bucket	1,2	m
2.	Lebar Bucket	0,2	m
3.	Tinggi Bucket	1,2	m
4.	Lebar Upper Bucket	0,2	m
5.	Lebar Lower Bucket	0,075	m
6.	Panjang Tooth	0,25	m
7.	Lebar Tooth	0,2	m
8.	Tinggi Tooth	0,025	m

G. *Cylinder*

**Tabel 7.** *Cylinder*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Panjang Cylinder	1,9	m
2.	Radius Cylinder	0,2	m
3.	Panjang Base	0,65	m
4.	Lebar Base	0,425	m

## H. Piston

**Tabel 8. Piston**

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Panjang Cylinder	1,9	m
2.	Radius Cylinder	0,12	m
3.	Panjang Head	0,65	m
4.	Lebar Head	0,35	m

## 2.2 Blok Pemodelan SimHydraulic

Dalam penelitian ini, SimHydraulic digunakan untuk pemodelan dan simulasi sistem fluida sehingga dapat mengembangkan sistem kontrol dan menguji kinerja tingkat sistem.

### A. Fixed Displacement Pump

**Tabel 9. Fixed Displacement Pump**

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Displacement	$5 \times 10^{-4}$	$m^3 / rad$
2.	Nominal Shaft Angular Velocity	188	$rad/s$
3.	Nominal Pressure Gain	$1 \times 10^7$	Pa
4.	Nominal Kinematic Viscosity	18	cSt
5.	Nominal Fluid Density	900	$kg/m^3$
6.	Volume Efficiency at Nominal Condisitons	0,92	

### B. 4-Way Directional Valve

**Tabel 9. 4-Way Directional Valve**

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Leakage Area	$1 \times 10^{-12}$	$m^2$
2.	Flow Discharge Coefficient	0,7	
3.	Critical Reynolds Number	12	
4.	Maximum Opening	0,005	m
5.	Maximum Opening Area	$5 \times 10^{-4}$	$m^2$

### C. Pressure Relief Valve

**Tabel 9. Pressure Relief Valve**

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Maximum Passage Area	$2 \times 10^{-4}$	$m^2$
2.	Valve Pressure Setting	$3 \times 10^7$	Pa
3.	Valve Regulation Range	$3 \times 10^6$	Pa

### D. Double Acting Hydraulic Cylinder

**Tabel 9. Double Acting Hydraulic Cylinder**

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Piston Area A	0,125	$m^2$
2.	Piston Area B	0,125	$m^2$
3.	Piston Stroke	0,5	m
4.	Dead Volume A	$1 \times 10^{-4}$	$m^3$
5.	Dead Volume B	$1 \times 10^{-4}$	$m^3$
6.	Specific Heat Ratio	1,4	
7.	Contact Stiffness	$1 \times 10^9$	$N/m$
8.	Contact Damping	150	$N / (\frac{m}{s})$

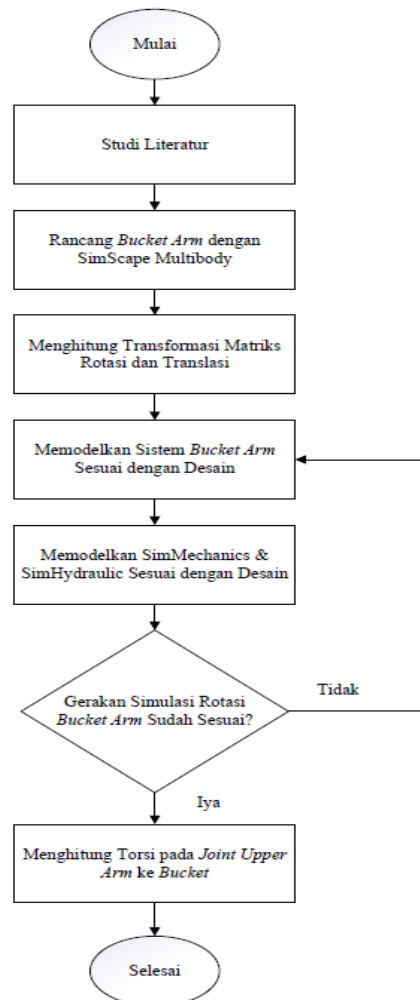
E. *Hydraulic Fluid*

**Tabel 9.** *Hydraulic Fluid*

No.	Parameter	Nilai	Satuan
1.	Hydraulic Fluid	Skydrol LD-4	
2.	Relative Amount of Trapped Air	0,005	$m^2$
3.	System Temperature	60	$^{\circ}C$
4.	Viscosity Derating Factor	1	

**2.3 Diagram Alir Penelitian**

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



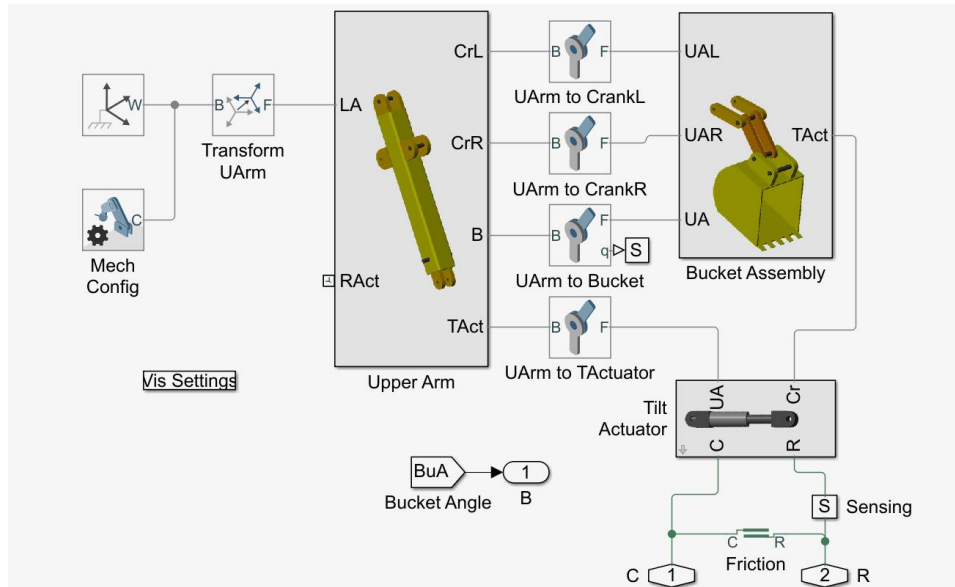
**Gambar 1.** Diagram Alir

Langkah awal proses pemecahan masalah adalah studi literatur, yaitu dengan mempelajari mengenai proses pemodelan SimMechanics dan SimHydraulics dengan melihat jurnal referensi [10] untuk mengidentifikasi masalah dan potensi solusi dari metode tersebut. Mendesain bucket arm sesuai pendekatan dengan desain dan ukuran pada katalog Excavator Caterpillar 345B. Selanjutnya, melakukan perhitungan transformasi matriks translasi dan rotasi untuk melakukan assembly pada komponen bucket arm. Komponen yang digunakan dalam pemodelan adalah rigid transform dengan input hasil nilai perhitungan transformasi matriks translasi dan rotasi. Selain itu, menggunakan komponen revolute joint untuk menyambungkan dua komponen. Melakukan input nilai komponen SimMechanics & SimHydraulics pada system bucket arm sesuai dengan desain dan memplotkan komponen untuk menghasilkan gerakan penimbunan material

pada bucket arm. Melakukan perhitungan setelah mendapatkan percepatan sudut, perubahan sudut, dan kecepatan sudut pada joint upper arm ke bucket untuk mengetahui gerakan bucket yang menghasilkan fatigue terbesar akibat torsi.

#### 2.4 Proses Pemodelan SimScape Multibody

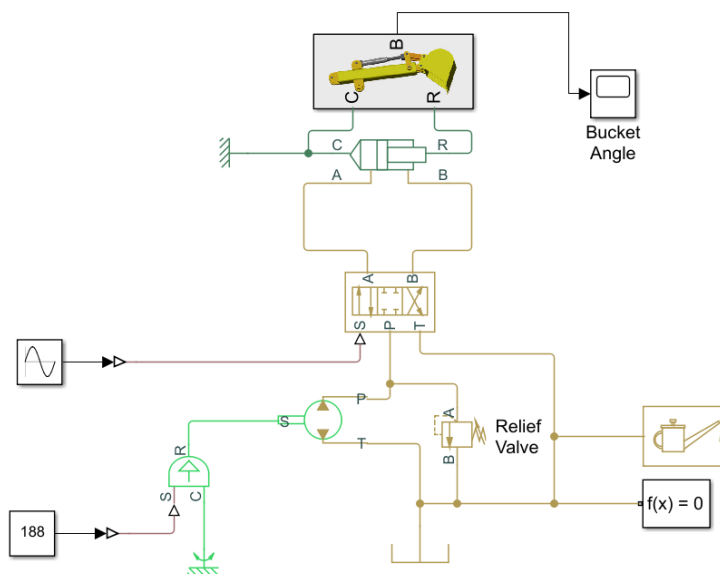
Pembuatan pemodelan menggunakan *solid* dan *rigid transform* pada SimScape Multibody dengan menggunakan pendekatan dari model aslinya. SimScape Multibody digunakan untuk memodelkan *excavator bucket arm* menggunakan MATLAB R2020a.



Gambar 2. Pemodelan SimScape Multibody Bucket Arm Excavator

#### 2.5 Proses Pemodelan SimMechanics dan SimHydraulics

Untuk mensimulasikan gerak excavator bucket arm, model simulasi kontrol merupakan model simulasi yang cocok untuk digunakan dengan model yang disesuaikan dengan desain asli. Oleh karena itu, dapat dilakukan pemodelan mekanik dan pemodelan sistem hidrolik alat kerja ekskavator hidrolik menggunakan SimMechanics dan SimHidrolik

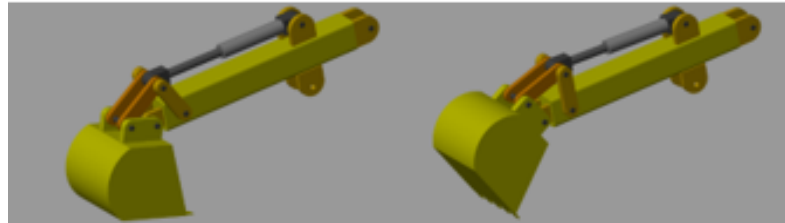


Gambar 3. Pemodelan SimScape dan SimHydraulic Bucket Arm Excavator

### 3 Pembahasan dan Analisis

#### 3.1 Hasil Analisis Gaya Statis

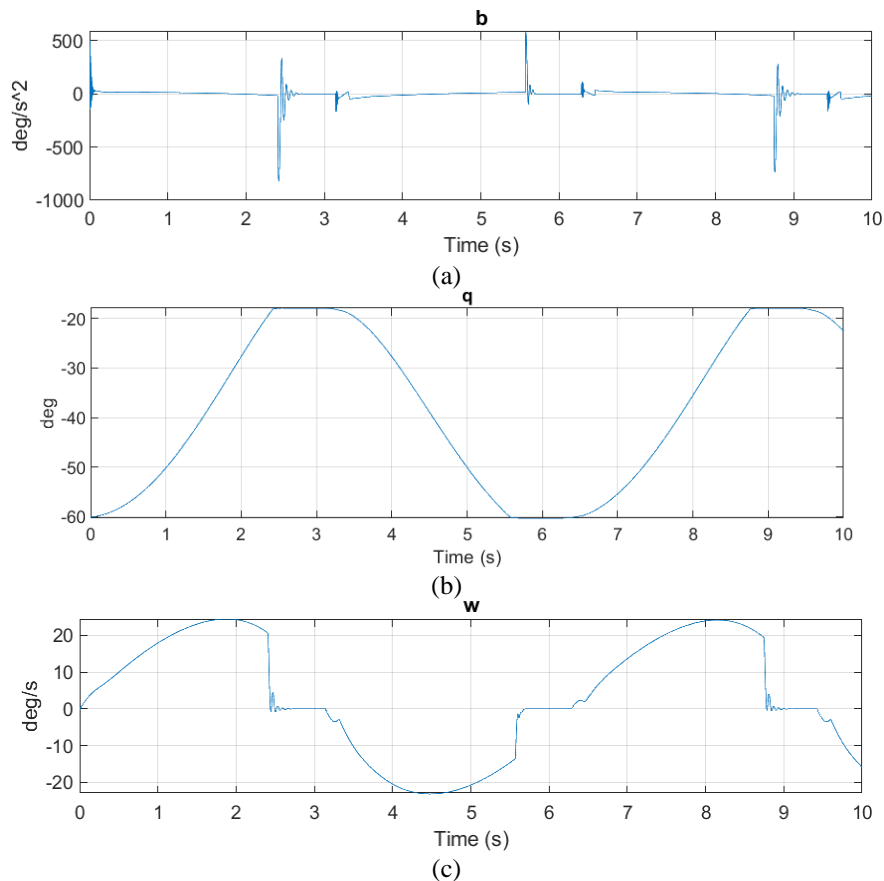
Posisi boom, arm dan bucket berada ditentukan dari kondisi awal. Saat menjalankan program, energi yang disuplai dari system hidrolik dalam bentuk tekanan dan aliran diubah menjadi kecepatan dan daya dorong arm piston. arm dan bucket melakukan penimbunan tanah dari posisi I ke posisi II seperti pada gambar Gambar 4.



**Gambar 4.** Gerakan Bucket Sebelum dan Sesudah Penimbunan Material

### 3.2 Joint Upper Arm ke Bucket

Perubahan sudut yang terjadi akibat pergerakan penimbunan material menghasilkan range sudut  $\theta_1 = -60^\circ$  sampai  $\theta_1 = -18,18^\circ$ . Percepatan sudut mengalami penurunan pada titik  $\alpha = -812,4 \text{ deg/s}^2$  (joint melakukan pergerakan berlawanan arah jarum jam) dan kenaikan pada titik  $\alpha = 336,2 \frac{\text{deg}}{\text{s}^2}$  (joint melakukan pergerakan searah arah jarum jam) yang signifikan serta kecepatan sudut mengalami penurunan dari nilai  $\omega = 20,02 \frac{\text{deg}}{\text{s}}$  menjadi  $\omega = -0,68 \frac{\text{deg}}{\text{s}}$  pada kondisi sudut joint *upper arm* ke *bucket* sebesar  $\theta_1 = -18,18^\circ$  dimana terjadi saat  $t=2,5$ . Pada kondisi  $t=2,5$ , *bucket* sedang mengalami pergerakan ke arah atas untuk menjatuhkan material yang berada pada *bucket* dari posisi *bucket* dalam keadaan diam. Gambar 5 menunjukkan percepatan sudut, perubahan sudut dan kecepatan sudut yang terjadi pada joint *upper arm* ke *bucket* saat arm *bucket* melakukan pergerakan penimbunan material.

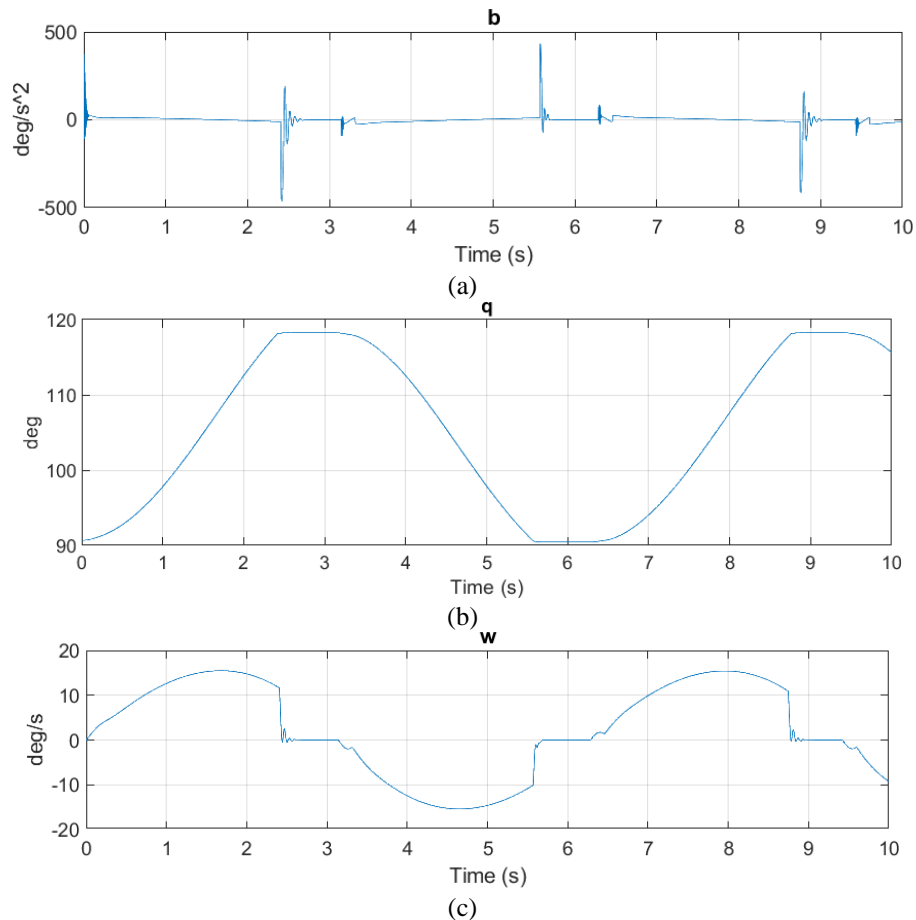


**Gambar 5.** Hasil (a) Percepatan Sudut, (b) Perubahan Sudut, (c) Kecepatan Sudut yang Terjadi pada Joint Upper Arm ke Bucket

### 3.3 Joint Upper Arm ke Left Crank

Perubahan sudut yang terjadi akibat pergerakan penimbunan material menghasilkan range sudut  $\theta_2 = 90,74^\circ$  sampai  $\theta_2 = 118,2^\circ$ . Percepatan sudut mengalami penurunan pada titik  $\alpha = -462,3 \text{ deg/s}^2$  (joint melakukan pergerakan berlawanan arah jarum jam) dan kenaikan pada titik  $\alpha = 2,4 \frac{\text{deg}}{\text{s}^2}$  (joint melakukan pergerakan searah arah jarum jam) yang signifikan serta kecepatan sudut mengalami penurunan dari nilai  $\omega = 11,41 \frac{\text{deg}}{\text{s}}$  menjadi  $\omega =$

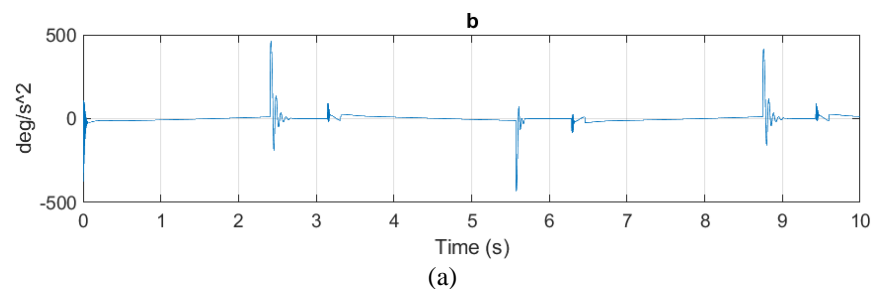
$2,44 \frac{deg}{s}$  pada kondisi sudut joint *upper arm* ke *left crank* sebesar  $\theta_2 = 118,2^0$  dimana terjadi saat  $t=2,5$ . Pada kondisi  $t=2,5$ , *bucket* sedang mengalami pergerakan kearah atas untuk menjatuhkan material yang berada pada *bucket* dari posisi *bucket* dalam keadaan diam. Gambar 6 menunjukkan percepatan sudut, perubahan sudut dan kecepatan sudut yang terjadi pada joint *upper arm* ke *left crank* saat arm *bucket* melakukan pergerakan penimbunan material



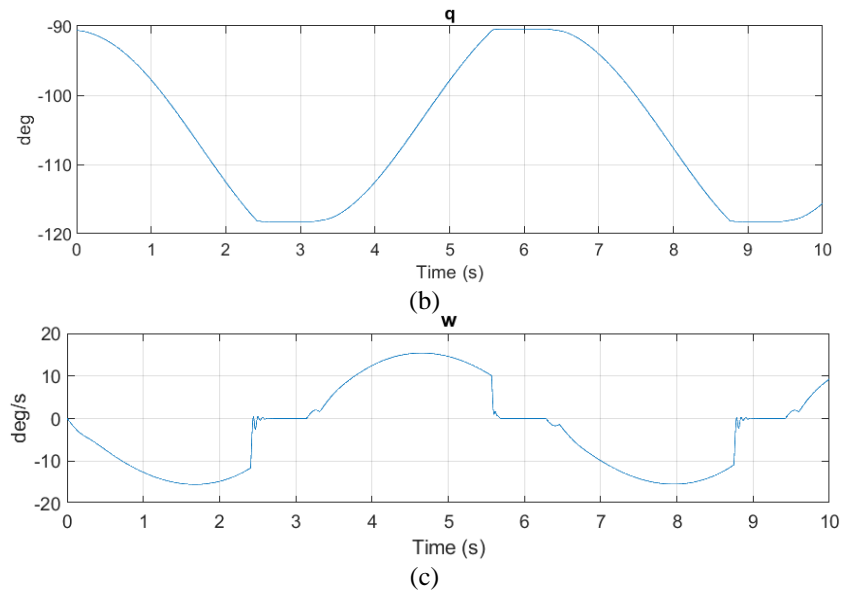
**Gambar 6.** Hasil (a) Percepatan Sudut, (b) Perubahan Sudut, (c) Kecepatan Sudut yang Terjadi pada Joint Upper Arm ke Left Crank

### 3.4 Joint Upper Arm ke Right Crank

Perubahan sudut yang terjadi akibat pergerakan penimbunan material menghasilkan range sudut  $\theta_3 = -118,2^0$  sampai  $\theta_3 = -90,45^0$ . Percepatan sudut mengalami penurunan pada titik  $\alpha = 2,4 \frac{deg}{s^2}$  (joint melakukan pergerakan berlawanan arah jarum jam) dan kenaikan pada titik  $\alpha = 462,3 \frac{deg}{s^2}$  (joint melakukan pergerakan searah arah jarum jam) yang signifikan serta kecepatan sudut mengalami kenaikan dari nilai  $\omega = -11,11 \frac{deg}{s}$  menjadi  $\omega = 0,45 \frac{deg}{s}$  pada kondisi sudut joint *upper arm* ke *right crank* sebesar  $\theta_3 = -118,2^0$  dimana terjadi saat  $t=2,5$ . Pada kondisi  $t=2,5$ , *bucket* sedang mengalami pergerakan kearah atas untuk menjatuhkan material yang berada pada *bucket* dari posisi *bucket* dalam keadaan diam. Gambar 7 menunjukkan percepatan sudut, perubahan sudut dan kecepatan sudut yang terjadi pada joint *upper arm* ke *right crank* saat arm *bucket* melakukan pergerakan penimbunan material



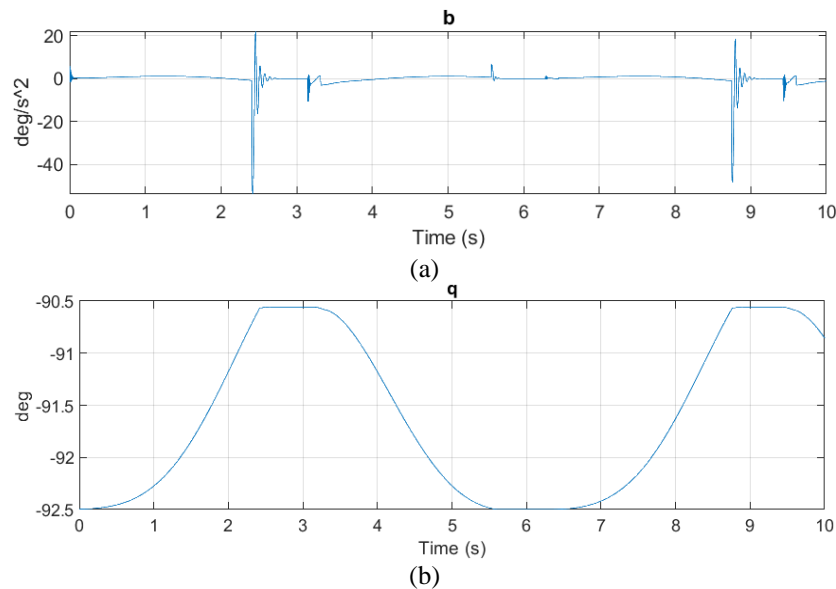


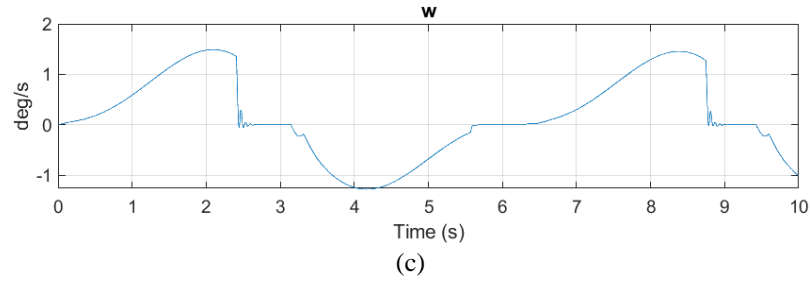


**Gambar 7.** Hasil (a) Percepatan Sudut, (b) Perubahan Sudut, (c) Kecepatan Sudut yang Terjadi pada Joint Upper Arm ke Right Crank

### 3.5 Joint Upper Arm ke Tilt Actuator

Perubahan sudut yang terjadi akibat pergerakan penimbunan material menghasilkan range sudut  $\theta_4 = -92,5^0$  sampai  $\theta_4 = -90,56^0$ . Percepatan sudut mengalami penurunan pada titik  $\alpha = -52,16 \frac{deg}{s^2}$  (joint melakukan pergerakan berlawanan arah jarum jam) dan kenaikan pada titik  $\alpha = 22,14 \frac{deg}{s^2}$  (joint melakukan pergerakan searah arah jarum jam) yang signifikan serta kecepatan sudut mengalami penurunan dari nilai  $\omega = 1,29 \frac{deg}{s}$  menjadi  $\omega = -0,05 \frac{deg}{s}$  pada kondisi sudut joint *upper arm* ke *tilt actuator* sebesar  $\theta_4 = 90,58^0$  dimana terjadi saat  $t=2,5$ . Pada kondisi  $t=2,5$ , *bucket* sedang mengalami pergerakan kearah atas untuk menjatuhkan material yang berada pada *bucket* dari posisi *bucket* dalam keadaan diam. Gambar 8 menunjukkan percepatan sudut, perubahan sudut dan kecepatan sudut yang terjadi pada joint upper arm ke tilt actuator saat arm bucket melakukan pergerakan penimbunan material





**Gambar 8.** Hasil (a) Percepatan Sudut, (b) Perubahan Sudut, (c) Kecepatan Sudut yang Terjadi pada Joint Upper Arm ke Tilt Actuator

### 3.6 Torsi pada Joint Upper Arm ke Bucket

Setelah mendapatkan nilai sudut yang terjadi pada joint saat detik 0 sampai 10. Dengan demikian, dapat dianalisis kondisi bucket arm yang menghasilkan nilai torsi yang besar sehingga dapat berdampak terjadinya fatigue.

Berikut adalah perhitungan torsi pada joint dari detik ke-0 sampai detik ke-10

1. Torsi pada detik ke-0

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 60 \quad \sin - 60] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,5 \quad -0,866] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [4,905 \quad -8,495] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 73964,65 - 73960,698$$

$$\tau_4 = 3952 \text{ Nm}$$

2. Torsi pada detik ke-1

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 50,08 \quad \sin - 50,08] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,642 \quad -0,767] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [6,298 \quad -7,524] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 94970,31 - 65506,8$$

$$\tau_4 = 29.463,5 \text{ Nm}$$

3. Torsi pada detik ke-2

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 27,61 \quad \sin - 27,61] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,886 \quad -0,463] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [8,692 \quad -4,542] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 131070,49 - 39544,378$$

$$\tau_4 = 91.526,112 \text{ Nm}$$

4. Torsi pada detik ke-3

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 17,95 \quad \sin - 17,95] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,951 \quad -0,308] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [9,329 \quad -3,021] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 140676,096 - 26301,974$$

$$\tau_4 = 26.301,974 \text{ Nm}$$

5. Torsi pada detik ke-4

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 29,1 \quad \sin - 29,1] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,874 \quad -0,486] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [8,574 \quad -4,768] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 129291,12 - 41512,02$$

$$\tau_4 = 87.779,1 \text{ Nm}$$

6. Torsi pada detik ke-5

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 50,38 \quad \sin - 50,38] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,638 \quad -0,77] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [6,259 \quad -7,5537] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 94382,22 - 65765,383$$

$$\tau_4 = 28.616,837 \text{ Nm}$$

7. Torsi pada detik ke-6

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 60 \quad \sin - 60] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,5 \quad -0,866] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [4,905 \quad -8,495] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 73964,65 - 73960,698$$

$$\tau_4 = 3952 \text{ Nm}$$

8. Torsi pada detik ke-7

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 55,86 \quad \sin - 55,86] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,561 \quad -0,828] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [5,503 \quad -8,123] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 82982,158 - 70721,925$$

$$\tau_4 = 29.463,5 \text{ Nm}$$

9. Torsi pada detik ke-8

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 35,62 \quad \sin - 35,62] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,813 \quad -0,582] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [7,976 \quad -5,709] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 120273,613 - 49704,723$$

$$\tau_4 = 70.568,89 \text{ Nm}$$

10. Torsi pada detik ke-9

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 17,95 \quad \sin - 17,95] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[0,951 \quad -0,308] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [9,329 \quad -3,021] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 140676,096 - 26301,974$$

$$\tau_4 = 26.301,974 \text{ Nm}$$

11. Torsi pada detik ke-10

$$\tau_4 = g[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} \varphi_{s1} \\ \varphi_{s2} \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos\theta_{234} \quad \sin\theta_{234}] \begin{bmatrix} M_{bu}r_4\cos\alpha_4 \\ M_{bu}r_4\sin\alpha_4 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 9,81[\cos - 22,53 \quad \sin - 22,53] \begin{bmatrix} (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\cos 30 \\ (7739 \text{ kg})(2,25 \text{ m})\sin 30 \end{bmatrix}$$

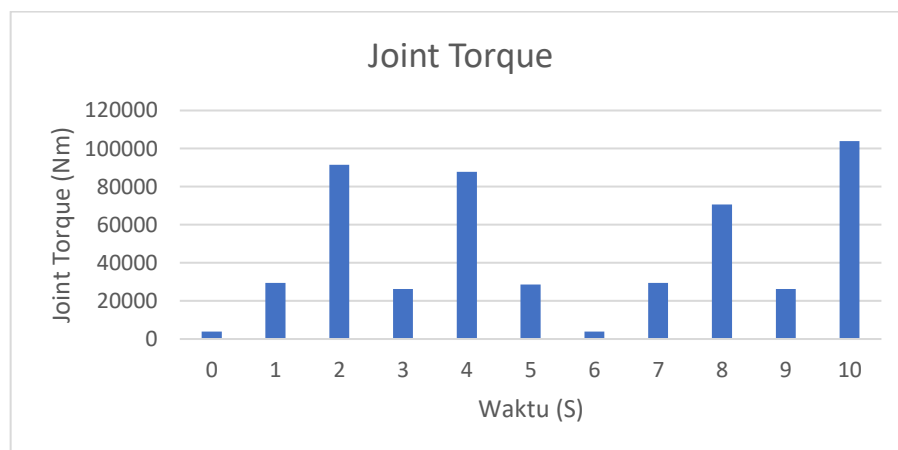
$$\tau_4 = 9,81[0,924 \quad -0,383] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = [9,064 \quad -3,758] \begin{bmatrix} 15079,44 \\ 8706,38 \end{bmatrix}$$

$$\tau_4 = 136680,04 - 32718,576$$

$$\tau_4 = 103.961,468 \text{ Nm}$$

Saat excavator memulai pergerakan penguncian posisi bucket pada detik ke-0, torsi yang dihasilkan  $\tau_4 = 3952 \text{ Nm}$ . Torsi menghasilkan nilai yang besar pada kondisi sebelum excavator melakukan penguncian posisi bucket saat detik ke-2 dengan nilai  $\tau_4 = 26.301,974 \text{ Nm}$ . Pada detik ke-3 dengan kondisi excavator melakukan penguncian posisi bucket, torsi menurun menjadi  $\tau_4 = 26.301,974 \text{ Nm}$  Torsi kembali menghasilkan nilai yang besar pada kondisi excavator memulai gerakan penimbunan material dengan nilai  $\tau_4 = 87.779,1 \text{ Nm}$  pada detik ke-4. Setelah itu, torsi kembali turun sampai kondisi excavator melakukan penimbunan material. Berikut Gambar 9 yang merupakan hasil nilai torsi joint upper arm ke bucket pada setiap waktu dan kondisi yang berbeda.



Gambar 9. Grafik Torsi pada Joint Upper Arm ke Bucket

#### 4. Kesimpulan

Bucket arm didesain menggunakan Simscape Multibody dengan fitur transform untuk melakukan penggabungan komponen (assembly). Untuk pemodelan sistem, penelitian menggunakan SimMechanics dan SimHydraulics. Saat sistem dijalankan, energi yang disuplai dari sistem hidrolik dalam bentuk tekanan dan aliran diubah menjadi kecepatan dan daya dorong lengan piston. Pada penelitian ini, simulasi gerakan yang dihasilkan adalah bucket melakukan penimbunan material.

Dari hasil simulasi, percepatan sudut dan kecepatan sudut dari joint *upper arm* ke *bucket*, *left crank* dan *right crank* menghasilkan nilai yang cukup besar dikarenakan joint tersebut bekerja pada range sudut  $\theta_{1,2,3} = -18,18^{\circ}$  sampai  $\theta_{1,2,3} = 118,2^{\circ}$  sedangkan percepatan sudut dan kecepatan sudut dari joint *upper arm* ke *tilt actuator* menghasilkan nilai yang tidak terlalu besar dikarenakan joint tersebut bekerja pada range sudut  $\theta_4 = -92,5^{\circ}$  sampai  $\theta_4 = -90,56^{\circ}$ .

Didapatkan nilai torsi pada joint *upper arm* ke *bucket* terbesar pada detik ke-2 dan ke-8 dengan *excavator* melakukan gerakan penutupan *bucket* sebelum mencapai kondisi *excavator* melakukan penguncian pada *excavator*. Selain itu, juga terdapat nilai torsi terbesar pada detik ke-4 dan ke-10 dengan *excavator* memulai gerakan penimbunan material pada *bucket* untuk menghasilkan posisi *bucket* yang terangkat.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] Yu, C., Bao, Y., & Li, Q. (2020). Finite Element Analysis of Excavator Mechanical Behavior and Boom Structure Optimization. Measurement, 108637. doi: 10.1016/j.measurement.2020.10
- [2] Li, Y., Lu, P., Wang, B., Xiang, Q., & Ma, B. (2020). Failure Analysis of Bolts on Fatigue Test Bench for Excavator Stick. Engineering Failure Analysis, 104863. doi: 10.1016/j.engfailanal.2020.10
- [3] Bikash, R., Chandra, S. B., S. Sharma, & T.Y, Ladakhi (2013). Design and Analysis of Rotating Bucket Arm of Excavator. ISSN : 2319 – 3182, Volume-2, Issue-4, 2013.
- [4] Yin, G., Fuying, H., Li, Z., & Ling, J. (2020). Workspace description and simulation of a backhoe device for hydraulic excavators. Automation in Construction, 119, 103325. doi: 10.1016/j.autcon.2020.103325
- [5] Triantafyllidis, G. K., Kazantzis, A. V., Drambi, E. K., Sami, E.-A., & Kalantzis, A. I. (2008). Fracture Characteristics of Torsion-Bending Fatigue and Impact Fatigue Failure of Two Steel Pins in a Crawler Excavator. Journal of Failure Analysis and Prevention, 9(1), 23–27. doi:10.1007/s11668-008-9196-8
- [6] Sachs, N.W. (2005). Understanding the surface features of fatigue fractures: How they describe the failure cause and the failure history. J. Fail. Anal. Prev. 5(2), 11.
- [7] Wulpi, D.J. (1995). Failure of Shafts, Failure Analysis and Prevention, vol. 11. ASM Handbook, p. 459. ASM International, Materials Park, OH.
- [8] Sattari-Far, I. (2003). Failure study of connecting shafts of a plug screw feeder in a paper production plant. Eng. Fail. Anal. 10, 341
- [9] Dat, C., Khu, N. (2018). Research on Modeling Hydraulic System of Working Tool of Hydraulic Excavator by Matlab Simhydraulics. International Conference of Fluid Machinery and Automation Systems - ICFMAS2018
- [10] Q. H. Le, Y. M. Jeong, C. T. Nguyen and S. Y. Yang (2013). Development of a Virtual Excavator using SimMechanics and SimHydraulic. J Korean Soc Fluid Power Constr Equip Vol.10 No.1 pp.29-36 Mar. 2013 . ISSN(print) 2234-8328 ISSN(online) 2287-6146. <http://dx.doi.org/10.7839/ksfc.2013.10.1.029>