

Terbit online pada laman web jurnal : <http://metal.ft.unand.ac.id>**METAL: Jurnal Sistem Mekanik dan Termal**

| ISSN (Print) 2598-1137 | ISSN (Online) 2597-4483 |



Artikel Penelitian

Desain Kinematik Alat Pengumpan Material Berbasis Mekanisme Empat Batang

Syamsul Huda^a, Muhammad Jihad Islami^a dan Mulyadi Bur^a

Laboratorium Dinamika Struktur Universitas Andalas, Kampus Unand Limau Manis, Padang, 25163

INFORMASI ARTIKEL

Sejarah Artikel:

Diterima Redaksi: 08 Februari 2019

Revisi Akhir: 22 Maret 2019

Diterbitkan Online: 29 April 2019

KATA KUNCI

Kinematik dan dinamik

Mekanisme empat batang

Peralatan pengumpan material

KORSPONDENSI

E-mail: syamsulhuda@eng.unand.ac.id

A B S T R A C T

In this paper was studied the design of feeding material system using four bars linkage mechanism. It was carried out dimensional synthesis of the mechanism based on the complex number method. This synthesis is applied to determine the length of crank, coupler, follower and dyad that control of feeding weight. Base on the results, it is obtained that the dimension of kinematic constants of the four bars linkage and dyad to control 250 kg weight of feeding material represented by lengths of crank, coupler and follower are 1 m, 2 m, and 1 m respectively and two links of dyad 0.2 m and 0.75 m. It was also determined the constant of spring to support the opening of the feeding material, 23,18 kN/m and required input torque, 1083 Nm.

1. PENDAHULUAN

Mekanisme empat batang merupakan suatu mekanisme yang disusun oleh empat batang kaku yang terdiri *crank*, *coupler* and *follower* dan batang diam (*ground*). Mekanisme jenis ini merupakan mekanisme yang sudah banyak diaplikasikan di berbagai bidang untuk memanipulasi gerak seperti pada peralatan pemesinan, alat pemegang dan pemindah material, peralatan permainan dan lain sebagainya.

Berbagai studi terkait mekanisme ini telah banyak dijumpai baik dalam bentuk publikasi atau paten. Studi mengenai mekanisme ini banyak menyangkut kepada sintesis dimensi. Penelitian terkait metode sintesis untuk memenuhi kriteria gerakan kontinu dari sebuah titik pada *coupler*

telah dikembangkan untuk mendapatkan perbandingan dimensi konstanta-konstanta kinematik yang sesuai [1], [2]. Selanjut sintesis untuk menghasilkan solusi eksak telah dijabarkan dimana sebelumnya sintesis dilakukan berbasis numerik [3].

Di sisi lain perhatian para peneliti terkait sintesis mekanisme ini mengacu kepada optimalisasi disain dengan pertimbangan aplikasi. Rancangan mekanisme empat batang untuk aplikasi peralatan *sley drive* telah dilakukan dengan pertimbangan optimalisasi sudut transmisi [3]. Pemanfaatan mekanisme empat batang untuk menggantikan fungsi join revolusi untuk aplikasi pengembangan disain rantai kinematik telah dikembangkan [4]. Selanjutnya disain lain terkait aplikasi seperti pada peralatan robot dan alat bantu juga menjadi

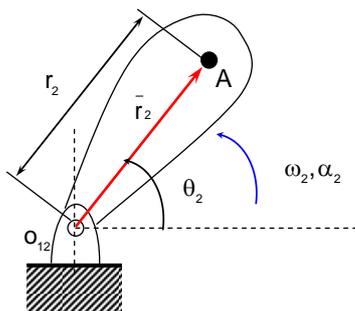
perhatian peneliti untuk mengaplikasikan mekanisme empat batang [5-9].

Pada penelitian ini dikembangkan disain sebuah mekanisme empat yang diterapkan untuk pengontrolan peralatan pengumpan material. Dalam disain ini proses sintesis besar torsi input dijadikan sebagai pertimbangan dalam disain di samping kondisi bukaan katub yang dikontrol oleh *follower*. Selanjutnya evaluasi konfigurasi mekanisme dilakukan untuk memperoleh konfigurasi yang optimal sehingga dapat ditentukan daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme tersebut.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Analisis Kinematik

Ada beberapa macam cara untuk melakukan analisis kinematika dengan metode analisis. Salah satunya yaitu dengan menggunakan metode bilangan kompleks. Disini akan diperlihatkan vektor posisi, kecepatan dan percepatan dalam bentuk bilangan kompleks. Posisi suatu titik pada suatu benda yang berputar dapat diwakili dengan sebuah vektor. Pada Gambar 1 diperlihatkan sebuah batang dalam hal ini diilustrasikan sebagai batang 2 berputar dengan kecepatan ω_2 dan percepatan sudut α_2 .



Gambar 1. Batang 2 berputar dengan kecepatan dan percepatan sudut ω_2 dan α_2

Berdasarkan parameter yang diberikan pada gambar 1, posisi sebuah titik yang dinyatakan dengan titik A dinyatakan dalam bentuk vektor \vec{r}_2 dengan bentuk persamaan seperti berikut :

$$\vec{r}_2 = r_2 e^{i\theta_2} \quad (1)$$

θ_2 merupakan fungsi waktu t . Kecepatan titik A diperoleh dengan menurunkan persamaan posisi A terhadap waktu t .

$$\begin{aligned} V_A &= \frac{d}{dt} (r_2 e^{i\theta_2}) \\ &= i \dot{\theta}_2 r_2 e^{i\theta_2} \end{aligned} \quad (2)$$

Percepatan titik A diperoleh dengan menurunkan persamaan kecepatan titik A terhadap waktu t .

$$\begin{aligned} A_A &= \frac{d}{dt} (i \dot{\theta}_2 r_2 e^{i\theta_2}) \\ &= i \ddot{\theta}_2 r_2 e^{i\theta_2} - \dot{\theta}_2^2 r_2 e^{i\theta_2} \end{aligned} \quad (3)$$

Berdasarkan penurunan persamaan (2), dapat dibuat bentuk persamaan kecepatan relatif dua titik pada satu batang kaku dalam hal ini dimisalkan titik A dan B dapat dinyatakan dengan

$$\begin{aligned} V_{B/A} &= \frac{d}{dt} (\overline{AB} e^{i\theta_2}) \\ &= i \dot{\theta}_2 \overline{AB} e^{i\theta_2} \end{aligned} \quad (4)$$

atau

$$\begin{aligned} V_{A/B} &= \frac{d}{dt} (\overline{AB} e^{i(\theta_2 + \pi)}) \\ &= i \dot{\theta}_2 \overline{AB} e^{i(\theta_2 + \pi)} \end{aligned} \quad (5)$$

Selanjutnya percepatan relatif kedua titik diperoleh dengan menurunkan persamaan (4) atau (5) terhadap waktu, t yang dapat diekspresikan dengan

$$\begin{aligned} A_{B/A} &= \frac{d}{dt} (i \dot{\theta}_2 \overline{AB} e^{i\theta_2}) \\ &= i \ddot{\theta}_2 \overline{AB} e^{i\theta_2} - \dot{\theta}_2^2 \overline{AB} e^{i\theta_2} \end{aligned} \quad (6)$$

Secara umum kecepatan dan percepatan relatif dua titik dapat dituliskan sebagai berikut

$$V_B = V_A + V_{B/A} \quad (7)$$

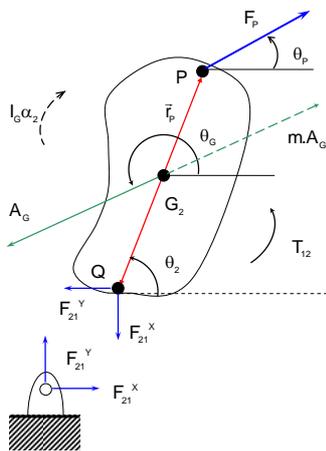
$$\begin{aligned} V_{B/A} &= i \omega_2 r_2 \cos \theta_2 - \omega_2 r_2 \sin \theta_2 + i \omega_2 \overline{AB} \cos \theta_3 \\ &\quad - \omega_3 \overline{AB} \sin \theta_3 \end{aligned} \quad (8)$$

$$A_B = A_A + A_{B/A}$$

$$A_B = i(\alpha_2 r_2 \cos \theta_2 - \omega_2^2 r_2 \sin \theta_2) - \alpha_2 r_2 \sin \theta_2 - \omega_2^2 r_2 \cos \theta_2 + i(\alpha_3 \overline{AB} \cos \theta_3 - \omega_3^2 \overline{AB} \sin \theta_3) - \alpha_3 \overline{AB} \sin \theta_3 - \omega_3^2 \overline{AB} \cos \theta_3 \quad (9)$$

2.2 Analisis Dinamik

Pada gambar 2 diperlihatkan diagram benda bebas sebuah batang yang berputar pada sebuah titik yang mana batang tersebut disambungkan dengan sambungan engsel. Batang tersebut bergerak dengan kecepatan dan percepatan sudut $\omega_2 \alpha_2$ dengan asumsi pada sambungan tersebut gesekannya diabaikan. Selanjutnya percepatan pusat massa dinyatakan dengan A_{G_2} . Batang tersebut berputar dengan pusat rotasi titik Q dengan sebuah torsi yang bekerja sebesar T_{12} .



Gambar 2. Diagram benda bebas batang

Dengan mengacu kepada hukum Newton untuk sistem dinamik, hubungan gaya luar dan percepatan dapat dinyatakan dengan:

$$\sum F = m.a \quad \sum T = I_G.\alpha \quad (10)$$

Jika dijabarkan dalam sistem koordinat kartesian dapat dinyatakan dengan

$$\sum F_X = m.a_X \quad \sum F_Y = m.a_Y \quad \sum T = I_G.\alpha \quad (11)$$

Berdasarkan diagram benda bebas pada pada gambar 4 diperoleh formulasi keseimbangan dinamik yang diformulasikan dalam bilangan kompleks:

$$\sum F = \vec{F}_P + \vec{F}_{12} = \overline{m_2 A_{G_2}} \quad (12)$$

$$\sum T = T_{12} + \vec{r}_P * \vec{F}_P + \vec{r}_2 * \vec{F}_{12} = I_G.\alpha \quad (13)$$

Dimana

$$\vec{F}_P = F_P e^{i\theta_P} = F_P (\cos \theta_P + i \sin \theta_P) \quad (14)$$

$$\vec{F}_{12} = -F_{12X} - iF_{12Y} \quad (15)$$

$$\vec{r}_P = \overline{G_2 P} e^{i\theta_2} \quad (16)$$

$$\vec{r}_2 = \overline{G_2 Q} e^{i(\theta_2 + \pi)} = \overline{G_2 Q} e^{i\theta_2} = \overline{G_2 Q} \cos \theta_2 + i \overline{G_2 Q} \sin \theta_2 \quad (17)$$

Sehingga persamaan (12) dapat dituliskan menjadi

$$F_P (\cos \theta_P + i \sin \theta_P) + F_{12X} + iF_{12Y} = \overline{m_2 A_{G_2}} (\cos \theta_{G_2} + i \sin \theta_{G_2}) \quad (18)$$

Dengan pemisahan komponen riil dan imajinerinya, diperoleh:

$$F_P \cos \theta_P + F_{12X} = \overline{m_2 A_{G_2}} \cos \theta_{G_2} \quad (19)$$

$$F_P \sin \theta_P + F_{12Y} = \overline{m_2 A_{G_2}} \sin \theta_{G_2} \quad (20)$$

Persamaan torsi di atas menjadi

$$T_{12} + \vec{F}_P * \overline{G_2 P} \sin(\theta_P - \theta_2) + \overline{G_2 Q} \cos \theta_2 * F_{12Y} - \overline{G_2 Q} \sin \theta_2 * F_{12X} = I_G \alpha \quad (21)$$

Dimana:

$$\vec{r}_2 * \vec{F}_{12} = F_{12Y} * \overline{G_2 Q} \cos \theta_2 - \overline{G_2 Q} \sin \theta_2 F_{12X} \quad (22)$$

Persamaan (19) - (20) disusun kembali menjadi

$$F_{12X} = \overline{m_2 A_{G_2}} \cos \theta_{G_2} - F_P \cos \theta_P \quad (23)$$

$$F_{12Y} = \overline{m_2 A_{G_2}} \sin \theta_{G_2} - F_P \sin \theta_P \quad (24)$$

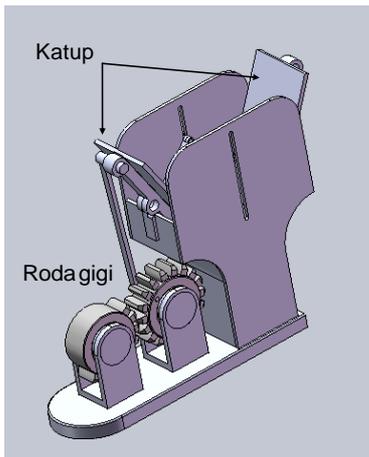
$$T_{12} + \overline{G_2 Q} \cos \theta_2 * F_{12Y} - \overline{G_2 Q} \sin \theta_2 * F_{12X} = I_G \alpha - \vec{F}_P * \overline{G_2 P} \sin(\theta_P - \theta_2) \quad (25)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\overline{G_2 Q} \sin \theta_2 & \overline{G_2 Q} \cos \theta_2 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{12X} \\ F_{12Y} \\ T_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \overline{m_2 A_{G_2}} \cos \theta_{G_2} - F_P \cos \theta_P \\ \overline{m_2 A_{G_2}} \sin \theta_{G_2} - F_P \sin \theta_P \\ I_G \alpha - \vec{F}_P * \overline{G_2 P} \sin(\theta_P - \theta_2) \end{Bmatrix} \quad (26)$$

3 METODOLOGI

Pada penelitian ini dianalisis sebuah mekanisme pengumpanan material curah. Mekanisme ini dapat dimodelkan dengan mekanisme kontak dua buah roda gigi dan gabungan antara mekanisme empat batang dengan engkol peluncur, seperti terlihat pada Gambar 3. Prinsip kerja dari mekanisme ini yaitu material akan masuk secara kontinu selama selang waktu tertentu dan tertampung pada dua buah plat yang berfungsi sebagai katup. Pada saat *teeth* dari roda gigi penggerak berkontak dengan roda gigi pada mekanisme yang akan digerakkan, maka akan terjadi gerakan membuka pada mekanisme dan material akan mengalir. Ketika roda gigi penggerak tidak lagi berkontak maka mekanisme pengumpanan material ini secara otomatis akan tertutup. Gerakan menutup pada mekanisme ini terjadi akibat gaya balik yang diberikan oleh pegas yang terdapat pada sistem ini, sehingga aliran material terhambat.

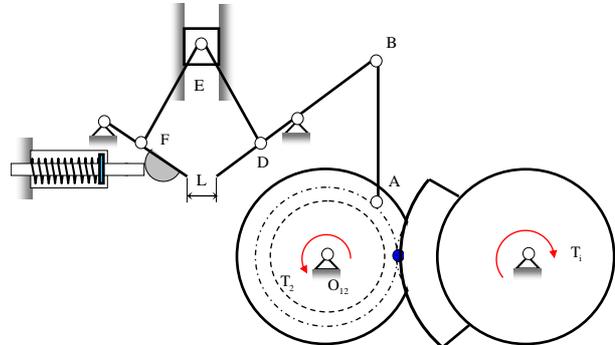
Selanjutnya dilakukan analisis kinematika dan dinamik dengan menggunakan metode bilangan kompleks sehingga persamaan posisi, kecepatan, percepatan, gaya inersia dan torsi masukan dapat diperoleh sehingga nantinya kita bisa mengetahui torsi dan kecepatan dari penggerak yang akan digunakan.



Gambar 3. Model CAD mekanisme pengumpanan material

Diagram kinematik sistem pengumpan material ini diperlihatkan pada Gambar 4. Pada diagram kinematik ini terlihat tiga bagian utama berupa

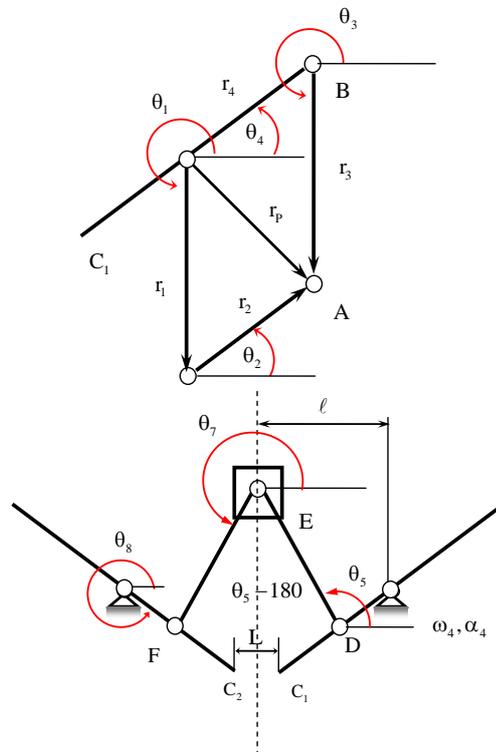
mekanisme empat batang untuk mengatur bukaan katub, *dyad* yang digunakan untuk mentransmisikan gerakan bukaan katub dan sebuah sistem pegas untuk mengembalikan katub ke kondisi awal setelah terjadi pembukaan.



Gambar 4. Diagram kinematik mekanisme pengumpanan material

3.1 Analisis Kinematik Mekanisme Pengumpanan Material

Untuk kemudahan dalam melakukan analisis kinematik, pada Gambar 5 diperlihatkan loop vektor untuk mekanisme empat batang dan *dyad* penyusun mekanisme pengumpan material.



Gambar 5. Loop vektor dan perpindahan sudut Pada mekanisme ini, input diberikan pada batang 2 berupa sudut θ_2 yang berubah terhadap waktu,

kecepatan sudut $\dot{\theta}_2$, dan percepatan sudut tertentu $\ddot{\theta}_2$. Posisi sudut batang 2, posisi *ground* dan panjang masing-masing batang sudah ditentukan terlebih dahulunya. Posisi batang lain pada mekanisme diperoleh dengan metoda bilangan kompleks melalui penurunan persamaan posisi, Penurunan persamaan posisi terhadap waktu diperoleh persamaan kecepatan, kemudian penurunan persamaan kecepatan terhadap waktu akan menghasilkan persamaan percepatan.

Hal yang pertama dilakukan yaitu menghitung perpindahan titik A terhadap tumpuan batang penghubung 4 dan dimensi dari sudut-sudut lainnya yang dapat dinyatakan dengan

$$r_p = \sqrt{r_1^2 - 2.r_1.r_2 \sin \theta_2 + r_2^2} \quad (27)$$

Selanjutnya dihitung sudut batang tiga dan batang empat dengan menggunakan persamaan (28)-(30)

$$\theta_p = \cos^{-1} \left(\frac{r_1^2 + r_p^2 - r_2^2}{2.r_1.r_p} \right) \quad (28)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{r_3^2 + r_4^2 - r_p^2}{2.r_3.r_4} \right) \quad (29)$$

$$\delta = \cos^{-1} \left(\frac{r_3^2 + r_p^2 - r_4^2}{2.r_3.r_p} \right) \quad (30)$$

$$\gamma = 180 - \beta - \delta$$

$$\theta_4 = \theta_1 + \theta_p + \gamma - 360$$

$$\theta_3 = 180 + \beta + \theta_4$$

Persamaan kecepatan diperoleh dengan menurunkan persamaan posisi terhadap waktu, t sehingga diperoleh kecepatan sudut batang penghubung 3 dan 4, yang dinyatakan dengan

$$\omega_3 = \frac{\omega_2.r_2 \sin(\theta_2 - \theta_4)}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (31)$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_2.r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)}{r_4 \sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (32a)$$

Persamaan percepatan diperoleh dengan menurunkan persamaan kecepatan terhadap waktu t sehingga menghasilkan :

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_2.r_2 \sin(\theta_2 - \theta_4) + \omega_2^2.r_2 \cos(\theta_2 - \theta_4) - \omega_3^2.r_3 \cos(\theta_3 - \theta_4) - \omega_4^2.r_4}{r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (32b)$$

$$\alpha_4 = \frac{\alpha_2.r_2 \sin(\theta_2 - \theta_3) + \omega_2^2.r_2 \cos(\theta_2 - \theta_3) - \omega_3^2.r_3 - \omega_4^2.r_4 \cos(\theta_4 - \theta_3)}{r_4 \sin(\theta_4 - \theta_3)} \quad (32c)$$

Cara yang sama digunakan untuk menentukan posisi sudut, kecepatan dan percepatan sudut untuk batang 5, 7 dan 8, seperti yang dinyatakan dengan:

$$\theta_5 = \cos^{-1} \left(\frac{\ell - r_D \cos(\theta_4 + 180)}{r_{E,D}} \right) \quad (33)$$

$$\theta_7 = 360^0 - \theta_5 \quad (34)$$

$$\theta_8 = 360^0 - \theta_4 \quad (35)$$

$$\omega_5 = -\frac{\omega_4.r_{D,O4} \cos \theta_3}{r_{ED} \cos \theta_5} \quad (36)$$

$$\dot{r}_E = \omega_4.r_D \sin \theta_4 + \omega_5.r_{DE}.\alpha_5 \cos \theta_5 \quad (37)$$

$$\alpha_5 = \frac{r_D.\omega_4^2 \sin(180 + \theta_4) - r_D.\alpha_4 \cos(180 + \theta_4) + r_D.\omega_5^2 \sin \theta_5}{r_{DE}.\cos \theta_5} \quad (38)$$

$$\ddot{r}_E = -r_D.\alpha_4 \sin(180 + \theta_4) - r_D.\omega_4^2 \cos(180 + \theta_4) - r_{DE}.\alpha_5 \sin \theta_5 - r_D.\omega_5^2 \cos \theta_5 \quad (39)$$

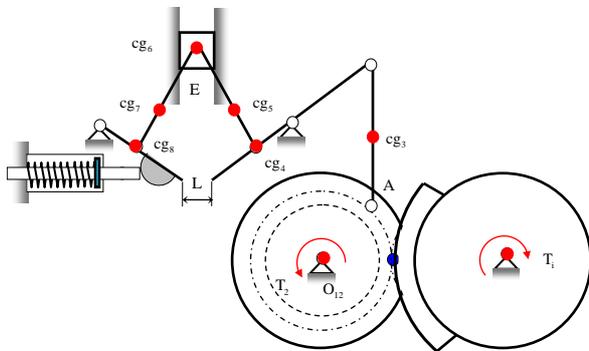
Karena batang 5 dan batang 7 mempunyai orientasi sudut dan panjang yang simetri, maka nominal kecepatan dan percepatan batang 7 akan sama dengan arah berlawanan dan hubungan yang sama terjadi pada batang 4 dan batang 8

3.2 Analisis Dinamik Mekanisme Pengumpanan Material

Pada pembahasan sebelumnya, metoda bilangan kompleks dapat dipergunakan untuk menentukan vektor posisi, kecepatan dan percepatan. Untuk analisis dinamika, metoda ini dapat juga dipergunakan untuk menentukan gaya-gaya inersia dan torsi masukan yang diperlukan untuk menggerakkan mekanisme. Persamaan dasar dari metode ini dapat dilihat pada pembahasan analisis kinematika sebelumnya.

Pada mekanisme pengumpanan material ini, batang 2 merupakan batang input yang diberikan torsi dan putaran yang konstan. Gerakan batang 2 ini akan mengakibatkan batang batang 4 dan 8 bergerak menjauh, dimana kedua batang ini berfungsi sebagai katup, dan ketika kedua roda gigi tidak lagi berkontak, mekanisme katup secara otomatis menutupnya dimana gaya menutup ini dihasilkan oleh pegas.

Sebelum analisa dinamik dilakukan, terlebih dahulu dihitung percepatan pusat masa untuk tiap-tiap batang penghubung. Lokasi pusat massa msing-masing batang berada ditengah-tengah batang seperti diilustrasikan pada Gambar 6.



Gambar 6. Titik-titik pusat massa dan lokasi penempatan pegas

Percepatan masing-masing batang dapat dinyatakan dengan persamaan (40)-(50)

$$\theta_{A_{g3}} = \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}(A_{g3})}{\text{Re}(A_{g3})} \right) \quad (40)$$

$$A_{g3} = \sqrt{(\text{Im}(A_{g3}))^2 + (\text{Re}(A_{g3}))^2} \quad (41)$$

$$\theta_{A_{g4}} = \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}(A_{g4})}{\text{Re}(A_{g4})} \right) \quad (43)$$

$$A_{g4} = \sqrt{(\text{Im}(A_{g4}))^2 + (\text{Re}(A_{g4}))^2} \quad (44)$$

$$\theta_{A_{g5}} = \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}(A_{g5})}{\text{Re}(A_{g5})} \right) \quad (45)$$

$$A_{g5} = \sqrt{(\text{Re}(A_{g5}))^2 + (\text{Im}(A_{g5}))^2} \quad (46)$$

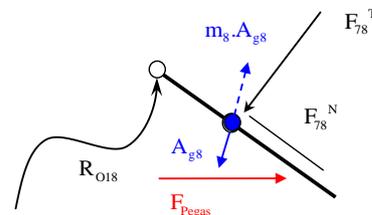
$$\theta_{A_{g7}} = \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}(A_{g7})}{\text{Re}(A_{g7})} \right) \quad (47)$$

$$A_{g7} = \sqrt{(\text{Re}(A_{g7}))^2 + (\text{Im}(A_{g7}))^2} \quad (48)$$

$$\theta_{A_{g8}} = \tan^{-1} \left(\frac{\text{Im}(A_{g8})}{\text{Re}(A_{g8})} \right) \quad (49)$$

$$A_{g8} = \sqrt{(\text{Im}(A_{g8}))^2 + (\text{Re}(A_{g8}))^2} \quad (50)$$

Selanjutnya gaya yang bekerja pada pegas dapat dihitung berdasarkan diagram benda bebas batang 8 seperti diperlihatkan pada Gambar 7. Gaya ini selalu mempunyai jarak yang konstan terhadap tumpuan. Besar gaya tersebut dapat dinyatakan dengan persamaan (51).



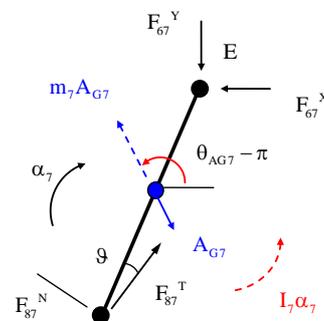
Gambar 7. Diagram benda bebas batang 8

$$\sum M_{O8} = 0$$

$$F_{78}^T = \frac{F_p \cdot r_p + m_8 A_{g8} \cdot r_{OF} \cdot \sin(\theta_8 - \theta_{A_{g3}})}{O_{18} \cdot O_{78}} \quad (51)$$

Gaya F_{87}^T membentuk sudut ϑ dimana besarnya yaitu :

$$\vartheta = \theta_7 - \theta_8 - \frac{\pi}{2} \quad (52)$$



Gambar 8. Diagram benda bebas batang 7

Selanjutnya dianalisis batang 7 pada batang ini dengan menggunakan asumsi bahwa Arah gaya F_{87}^N searah jarum jam terhadap titik referensi O_{67} dan arah gaya F_{67}^Y ke bawah dan arah F_{67}^X ke kiri.

$$\sum M_E = 0$$

$$F_{87}^N = \frac{F_{87}^T \cdot r_7 \sin \vartheta + I_{G7} \alpha_7 - m_7 A_{g7} \sin(\theta_{Ag7} - \theta_7)}{r_7 \cos \vartheta} \quad (53)$$

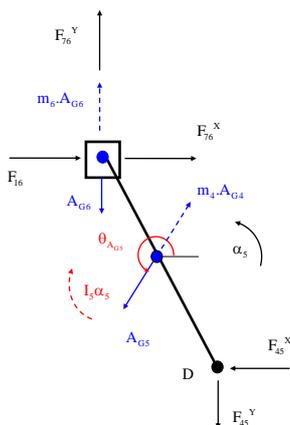
$$\sum F_x = 0$$

$$F_{67}^x = F_{87}^T \cdot \cos\left(\theta_8 - \frac{\pi}{2}\right) - F_{87}^N \cdot \cos(\pi - \theta_8) - m_7 A_{g7} \cos(\theta_{Ag7} + \pi) \quad (54)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{67}^y = F_{87}^T \cdot \sin\left(\theta_8 - \frac{\pi}{2}\right) - F_{87}^N \cdot \cos(\pi - \theta_8) - m_7 A_{g7} \sin(\theta_{Ag7} + \pi) \quad (55)$$

Selanjutnya gaya yang bekerja pada batang 5 dan batang 6 dihitung berdasarkan diagram benda bebas seperti diperlihatkan pada Gambar 9.



Gambar 9. Diagram benda bebas batang 5 dan 6

Untuk melakukan analisis dinamik pada batang 6 dilakukan dengan merujuk kepada hasil yang diperoleh pada analisis pada bantang 5 dan 6 yang menghasilkan persamaan berikut:

$$\sum M_D = 0$$

$$F_{16} = \frac{-F_{76}^x \cdot r_5 \sin \theta_5 - m_5 A_{g5} \sin(\theta_{Ag5} + \pi) \cdot \overline{D.A_{G5}} \sin(\theta_5) - I_{G5} \alpha_5}{r_5 \sin \theta_5} \quad (2.63)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{45}^x = F_{16} + F_{76}^x + m_5 A_{g5} \cos(\theta_{Ag5} + \pi) \quad (56)$$

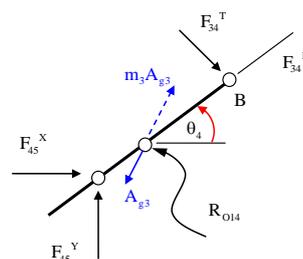
$$\sum F_y = 0$$

$$F_{45}^y = F_{76}^y + m_5 A_{g5} \sin(\theta_{Ag5} + \pi) + m_6 A_{g6} \quad (57)$$

Selanjutnya analisis pada dilakukan berdasarkan diagram benda bebas yang diberikan pada gambar 10. Dengan menerapkan persamaan keseimbangan momen diperoleh

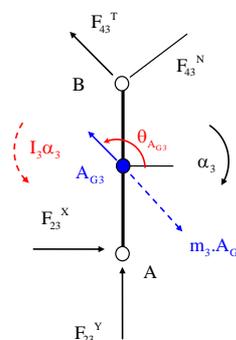
$$\sum M_{O14} = 0$$

$$F_{34}^T = \frac{F_{54}^y \cdot r_{14,D} \cos \theta_4 - F_{54}^x \cdot r_{14,D} \sin \theta_4 - m_3 A_{g3} \sin(\theta_8 - \theta_4 - 180)}{r_{14,B}} \quad (58)$$



Gambar 10. Diagram benda bebas batang 4

Konfigurasi gaya-gaya yang bekerja pada batang 3 diperlihatkan pada gambar 11. Dengan menggunakan keseimbangan momen di titik A diperoleh hubungan berikut:



Gambar 11. Diagram benda bebas batang 3

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{34}^N = \frac{F_{43}^T r_3 \sin(\theta_3 - \theta_4) + m_3 A_{g3} \cdot r_{Ag3,A} \sin(\theta_{Ag3} - \theta_3) + I_{G3} \alpha_3}{r_3 \cos(\theta_3 - \theta_4)} \quad (59)$$

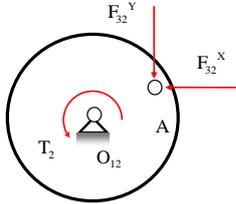
$$\sum F_x = 0$$

$$F_{23}^x = -F_{34}^N \cos \theta_4 - F_{34}^T \sin \theta_4 - m_3 A_{g3} \cos \theta_{Ag3} \quad (60)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{23}^y = m_3 A_{g3} \sin \theta_{Ag3} + F_{34}^N \sin \theta_4 + F_{34}^T \cos \theta_4 \quad (61)$$

Pengaruh gaya luar dan torsi pada batang input diperlihatkan pada Gambar 12. Hubungan gaya-gaya tersebut dapat dinyatakan dengan menghitung keseimbangan statik pada titik O_{12}

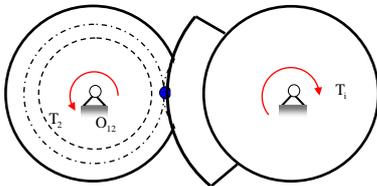


Gambar 12. Diagram benda bebas batang 2

$$\sum M_{O_2} = 0 \quad (62)$$

$$T_2 = F_{32}^y \cdot r_2 \cos \theta_2 - F_{32}^x \cdot r_2 \sin \theta_2$$

Setelah diperoleh nilai torsi yang diterapkan pada batang 2, maka torsi input dari dari roda gigi penggerak dapat diketahui. Hal ini dihitung berdasarkan perbandingan jari-jari kedua buah roda gigi yang berkontak seperti diperlihatkan pada Gambar 12.



Gambar 13. Kontak antara roda gigi penggerak dengan batang penghubung 2

$$T_1 = -T_2 \frac{r_2}{r_1} \quad (63)$$

Jika roda gigi penggerak berputar dengan kecepatan putar ω_1 , maka daya input dari roda gigi penggerak bisa diketahui, dimana:

$$P_i = T_1 \cdot \omega_1 \quad (64)$$

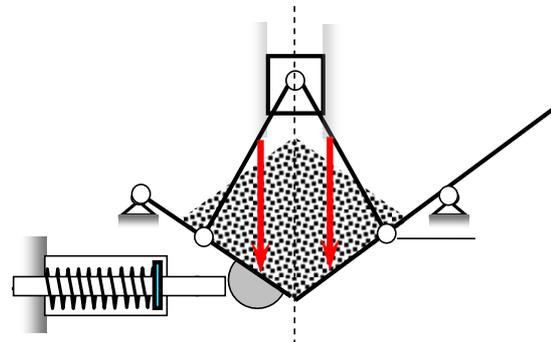
4 HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini diberikan hasil analisis studi kasus mekanisme pengumpanan material dengan berbagai variasi perbandingan panjang batang (kinematik konstan) dan posisi tumpuan pada mekanisme. Pemberian variasi pada panjang batang dan posisi

tumpuan tersebut bertujuan untuk mendapatkan torsi minimum yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme. Analisis awal dilakukan pada komponen elemen pendukung yaitu pegas dalam rangkaian penggerak pada kinematik konstan sehingga konstanta kekakuan dari pegas dapat diketahui.

4.1 Desain Pegas

Dalam perancangan konstanta kekakuan pegas ini, ditentukan beban maksimum yang mampu ditahan oleh mekanisme. Beban maksimum yang mampu ditampung oleh mekanisme berupa gaya yang dihasilkan oleh material *feeding* dalam hal ini sebesar 2500 N. Agar katup pada mekanisme ini selalu tertutup pada saat tidak terjadi kontak dengan roda gigi penggerak, maka harus diberikan gaya dalam pada pegas dengan cara ditekan. Jadi pada saat mekanisme menahan beban sampai pada kondisi beban maksimum dari material, katup selalu dalam keadaan tertutup. Perancangan kekakuan pegas ini akan menentukan besar torsi yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme. Gambar katup pada mekanisme dengan sistem pegasnya dapat dilihat pada Gambar 14.



Gambar 14. Penempatan sistem pegas pada mekanisme pengumpanan material

Berdasarkan perhitungan yang dilakukan diperoleh besar konstanta kekakuan pegas 23,180 kN/m dan pegas tertekan sepanjang 0,1 m pada saat tumpukan material akan saat akan diumpankan. Jika berat material melebihi dari beban maksimumnya, maka katup akan terbuka tidak pada waktunya. Hal ini dikarena beban material melebihi gaya dalam yang diberikan pada pegas. Proses pemberian beban melebihi dari kapasitas ini harus dihindari supaya siklus dari mekanisme ini dapat berjalan dengan lancar.

4.2 Perancangan Kinematik Konstan

Dimensi konstanta kinematik penyusun mekanisme pengumpanan material terkait dengan unjuk kerja akan didiskusikan pada bagian ini. Pada mekanisme pengumpanan material ini, sistem disusun dari dua buah mekanisme empat batang. Data geometri mekanisme tersebut dapat dilihat pada Tabel 1. yang mewakili konstanta-konstanta yang diilustrasikan pada Gambar 3 dan 5.

Tabel 1 Data dimensi dan berat masing-masing komponen mekanik mekanisme pengumpanan material

No	Parameter Kinematik	Ukuran	Satuan
1	Panjang batang 1	1	m
2	Panjang batang 2	0,5	m
3	Panjang batang 3	1	m
4	Panjang batang 4	1	m
5	Panjang batang 5	1	m
6	Panjang batang 7	1	m
7	Panjang batang 8	0,5	m
8	Jarak joint D ke O14	0,5	m
9	Jarak joint F ke O18	0,5	m
10	Massa batang 3	8	kg
11	Massa batang 4	50	kg
12	Massa batang 5	5	kg
13	Massa batang 6	1	kg
14	Massa batang 7	5	kg
15	Massa batang 8	45	kg
16	Inersia Gravity batang 3	1,5	kg-m ²
17	Inersia Gravity batang 4	12	kg-m ²
18	Inersia Gravity batang 5	1,2	kg-m ²
19	Inersia Gravity batang 7	1,2	kg-m ²
20	Inersia Gravity batang 8	11	kg-m ²
21	Massa jenis material	100	kg/m ³

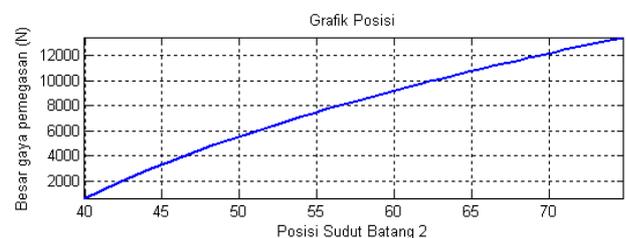
Mekanisme digerakkan oleh sebuah roda gigi penggerak dengan putaran dan daya tertentu. Pada saat mekanisme tidak berkontak dengan roda gigi penggerak, material yang dialirkan melalui *belt* akan masuk secara kontinu dan tertampung pada dua buah plat yang berfungsi sebagai katup. Dan pada saat terjadi kontak antara roda gigi penggerak dengan roda gigi yang digerakkan, maka akan terjadi gerakan membuka pada mekanisme pengumpanan material dan material akan mengalir.

Input mekanisme berupa persentase bukaan katup, debit aliran, lama bukaan katup, dan lama katup tertutup. Lama waktu bukaan dan katup tertutup

untuk satu kali siklus putaran ini akan mempengaruhi kecepatan sudut dari roda gigi penggerak. Putaran dari roda gigi penggerak ini juga harus disesuaikan dengan debit aliran material yang ditampung oleh mekanisme. Jika diketahui waktu katup tertutup selama 10 detik dan massa jenis dari material yang akan dialirkan sebesar 100 kg/m³, maka debit aliran maksimum dari material yang masuk ke mekanisme sebesar 0,25 m³/s. Jika melebihi dari debit tersebut, maka pegas akan mulai terdefleksi dan katup akan terbuka karena melebihi dari beban maksimum yang mampu ditahan oleh mekanisme. Akibatnya material akan mengalir tidak pada waktunya dan hal ini akan mengganggu proses dari mekanisme ini.

Pada mekanisme ini, besar bukaan katup ditentukan, dimana batang 4 dan 8 yang berfungsi sebagai katup membentuk sudut 40° ketika katup dalam keadaan tertutup dan 80° ketika katup terbuka maksimum. Ketika dalam keadaan terbuka maksimum mekanisme akan membuka sebesar 1,01m.

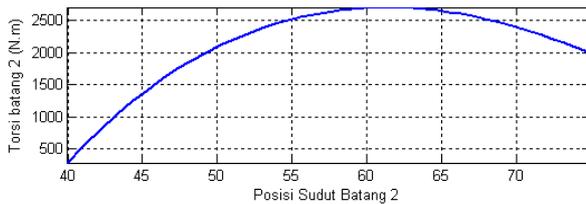
Pada saat mekanisme dalam keadaan terbuka maksimum, pegas akan memberikan gaya sebesar 3615,40 N. Pada Gambar 15 diperlihatkan grafik gaya pegas terhadap perubahan sudut *input*. Dimana disini yang bertindak sebagai sudut *input* yaitu posisi batang penghubung 2.



Gambar 15. Nilai gaya pemegasan terhadap perubahan sudut batang 2

Pada kasus ini, ditetapkan suatu dimensi dari mekanisme pengumpanan material untuk dijadikan referensi. Selanjutnya dilakukan simulasi sudut input untuk melihat pengaruh perubahan nilai torsi dari penggerak terhadap perubahan dimensi dari batang penghubung. Mekanisme ini disimulasikan pada debit aliran maksimum yaitu 0,25 m³/s dan waktu untuk katup tertutup dan terbuka untuk satu siklus selama 15 detik dan kecepatan putar dari roda gigi penggerak diperoleh 4 rpm. Analisis ini bertujuan untuk melihat pengaruh kecepatan putaran motor *input* terhadap torsi untuk menggerakkan mekanisme. Kemudian hasil dari berbagai variasi yang dibuat, dibandingkan dengan hasil yang didapat pada parameter awal.

Berdasarkan kinematik konstan pada Tabel 1, diperoleh Torsi pada roda gigi penggerak sebesar 2705,74 N.m. Dari nilai torsi yang didapat diketahui besar daya penggerak dari roda gigi penggerak yaitu 1133,16 watt. Dimana besar daya dihitung dengan mengalikan torsi dan kecepatan putar. Sebagai contoh pada Gambar 16 ditampilkan grafik posisi sudut batang penghubung 2 terhadap torsi pada roda gigi penggerak. Dari Gambar 16 terlihat pengaruh posisi sudut batang 2 terhadap torsi. Torsi bernilai minimum saat katup material akan dibuka.



Gambar 16. Nilai torsi terhadap perubahan sudut batang 2 untuk variasi yang dijadikan referensi perbandingan

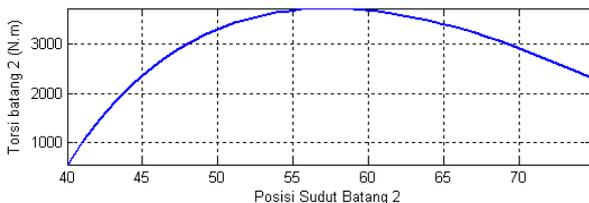
Untuk melihat pengaruh perubahan nilai torsi, harus dikaji beberapa variasi konstanta kinematik mekanisme ini. Tetapi konstrain berupa keparalelan harus dijaga. Perubahan sudut untuk batang penghubung 4 harus sama dengan perubahan sudut pada roda gigi penggerak.

4.3 Evaluasi Unjuk Kerja Mekanisme

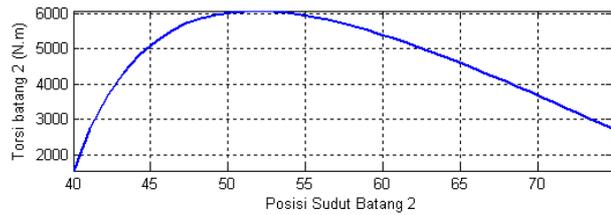
Untuk menghasilkan mekanisme dengan unjuk kerja yang baik dilakukan evaluasi mekanisme dengan berbagai konfigurasi.

4.3.1 Variasi Sudut Input (teta 1)

Variasi pertama yang dilakukan adalah perubahan posisi tumpuan pada batang penghubung 2 terhadap tumpuan batang penghubung 4. Dimana parameter untuk posisi ini dinamakan teta 1 (lihat pada Gambar 17). Teta 1 divariasikan pada 285° dan 300°. Hasil yang diperoleh dibandingkan dengan nilai torsi yang diperoleh dari mekanisme pada parameter awal. Grafik nilai torsi terhadap sudut batang penghubung 2 pada ketiga variasi ini dapat dilihat pada Gambar 18, Gambar 19 dan Gambar 20.



Gambar 17. Nilai torsi terhadap perubahan sudut batang 2 untuk variasi sudut teta 1 (285°)



Gambar 18. Nilai torsi terhadap perubahan sudut batang 2 untuk variasi sudut teta 1 (300°)

Untuk sudut teta 1 (285°) torsi maksimum sama dengan mekanisme referensi yaitu 3725,68 N.m. Dan untuk sudut teta 1 (300°) torsi maksimum yang didapat sebesar 6068,94 N.m. Dari ketiga variasi dari sudut teta 1, dapat dilihat bahwa semakin besar sudut teta 1 yang terbentuk, torsi dari *input* juga akan semakin besar. Jadi, besar sudut teta 1 yang efektif adalah 270°.

4.3.2 Variasi Panjang Batang 1 dan 3

Variasi kedua yang dilakukan adalah perubahan panjang batang hubung 3 dan jarak tumpuan 1 dan 2. Panjang kedua parameter ini harus sama panjang untuk menjamin mekanisme bergerak secara paralel. Panjang parameter divariasikan dengan panjang 1,5 dan 2 satuan. Hasil yang diperoleh dibandingkan dengan nilai torsi yang diperoleh dengan nilai torsi pada mekanisme referensi. Grafik nilai torsi terhadap sudut batang penghubung 2 pada variasi ini dapat dilihat pada Gambar 4.6 dan Gambar 4.7.



Gambar 19. Nilai torsi terhadap perubahan sudut batang 2 untuk variasi panjang batang 1 dan 3 (1.5 satuan)



Gambar 20. Nilai torsi terhadap perubahan sudut batang 2 untuk variasi panjang batang 1 dan 3 (2 satuan)

Untuk panjang batang hubung 1 dan 3 (1,5 satuan), torsi maksimum 2335,09 N.m. sedangkan untuk pemvariasian dengan panjang 2 satuan, torsi maksimum 2183,49 N.m. Dari variasi ini, dapat dilihat bahwa semakin besar panjang batang

penghubung 1 dan 3, torsi dari *input* juga akan semakin kecil.

4.3.3 Variasi Jarak Joint F dan D Terhadap Tumpuan

Variasi ketiga yang dilakukan adalah jarak join f dan d terhadap tumpuan. Panjang parameter divariasikan dengan panjang 0,75 dan 0,25 satuan. Kemudian hasil yang diperoleh dibandingkan nilai torsi yang diperoleh dengan nilai torsi pada mekanisme referensi. Grafik nilai torsi terhadap sudut batang penghubung 2 pada variasi ini dapat dilihat pada Gambar 21 dan 22.



Gambar 21. Nilai torsi terhadap perubahan jarak joint F dan D terhadap tumpuan (0,25 satuan)



Gambar 22. Nilai torsi terhadap perubahan jarak join F dan D terhadap tumpuan (0,75 satuan)

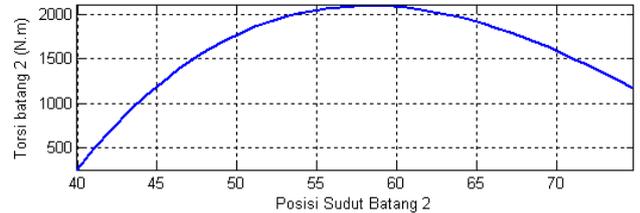
Untuk variasi jarak titik D dan F terhadap tumpuan 0,25 satuan, torsi maksimum 2264,11 N.m. Sedangkan untuk variasi jarak titik D dan F terhadap tumpuan 0,75 satuan, torsi maksimum 2705,71 N.m. Dari variasi ini, dapat dilihat bahwa jarak titik D dan F terhadap tumpuan juga mempengaruhi besar torsi yang dihasilkan. Untuk variasi ini, jarak tumpuan yang efektif yaitu sebesar 0,25 satuan panjang.

4.3.4 Variasi Panjang Batang 5 dan 7

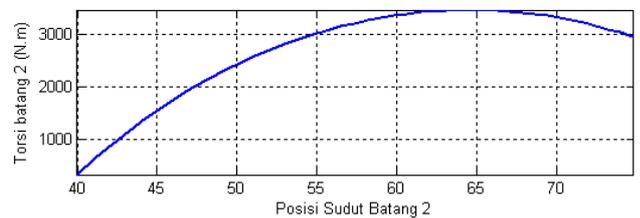
Variasi terakhir yang dilakukan adalah panjang batang 5 dan 7. Panjang parameter divariasikan dengan panjang 1,5 dan 2 satuan. Kemudian hasil yang diperoleh dibandingkan nilai torsi yang diperoleh dengan nilai torsi pada mekanisme referensi. Grafik nilai torsi terhadap sudut batang penghubung 2 pada variasi ini dapat dilihat pada Gambar 23 dan 24.

Untuk variasi panjang batang 5 dan 7 (0,75 satuan), torsi maksimum 2099,48 N.m. Sedangkan Variasi panjang batang 5 dan 7 (1,5 satuan), torsi maksimum 3474,58 N.m. Berdasarkan variasi ini, dapat dilihat bahwa panjang batang 5 dan 7 yang

efektif yaitu 0,75 satuan panjang. Tapi jika panjang batang 5 dan 7 lebih kecil dari 0,75 satuan, katup dari mekanisme tidak bisa mencapai bukaan maksimum. Hal ini disebabkan karena panjang dari batang penghubung 5 dan 7 tidak mencukupi untuk bukaan katup maksimum.



Gambar 23. Nilai torsi terhadap perubahan sudut batang 2 untuk variasi panjang batang 5 dan 7 (0,75 satuan)



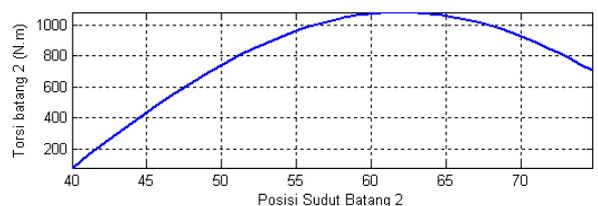
Gambar 24. Nilai torsi terhadap perubahan sudut batang 2 untuk variasi panjang batang 5 dan 7 (1,5 satuan)

4.4 Pembahasan

Dari variasi di atas, dilakukan kombinasi sehingga diperoleh nilai torsi minimum sebesar 1083,09 N.m. Grafik nilai torsi terhadap sudut batang penghubung 2 pada variasi ini dapat dilihat pada Gambar 25. Parameter untuk mekanisme yang optimal dari beberapa kali percobaan dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2 Konstanta kinematik yang optimal mekanisme pengumpan material

No.	Parameter Kinematik	Ukuran	Satuan
1	Sudut theta 1	270	Derajat
2	Panjang batang 1 dan 3	2	panjang
3	Panjang batang 2 dan 4	1	panjang
4	Panjang batang 5 dan 7	0,75	panjang
5	Jarak joint D ke O14	0,25	panjang



Gambar 25. Nilai torsi terhadap perubahan sudut batang 2 untuk parameter optimal

Dari beberapa percobaan variasi yang dilakukan di atas dapat diketahui bahwa sudut yang dibentuk oleh batang 5 dan 7 sangat mempengaruhi nilai torsi *input*. Semakin besar sudut yang dibentuk batang 5 dan 7, maka torsi *input* yang dibutuhkan untuk menggerakkan mekanisme semakin besar. Hal ini dikarenakan besar momen yang dihasilkan mekanisme kombinasi yang optimal dari beberapa percobaan.

Hal kedua yang mempengaruhi nilai torsi *input* yang dibutuhkan yaitu jarak titik f dan d terhadap tumpuan. Jarak titik f dan d ini nantinya juga akan mempengaruhi sudut kontak batang 5 dan 7 terhadap tumpuan *slider*. Jika jarak titik f dan d jauh terhadap tumpuan, maka sudut kontak batang 5 terhadap tumpuan akan semakin kecil sehingga torsi *input* yang dibutuhkan bertambah besar.

Hal selanjutnya yang mempengaruhi nilai torsi *input* yaitu rasio panjang batang hubung terhadap batang input. Semakin besar rasio tersebut maka torsi yang dibutuhkan semakin besar.

5. KESIMPULAN

Dari hasil analisis dan sintesis terhadap mekanisme empat batang untuk aplikasi pengumpanan material dimana mekanisme dirancang untuk berat material yang diumpankan sebesar 250 kg. Dari hasil kalkulasi diperoleh dimensi konstanta kinematik untuk mekanisme empat batang dan *dyad*. Untuk mekanisme empat batang diperoleh panjang *crank*, *coupler* dan *follower* yaitu sebesar 1 m, 2 m dan 1 m berturut-turut, sedangkan dimensi *dyad* adalah 0.2m dan 0.75m. Disamping itu juga diperoleh besar konstanta kekakuan pegas untuk mengontrol bukaan katup sebesar 23.18 kN/m dan torsi input sebesar 1083 Nm.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kim, J-W., Seo, T-W., and Kim, J-W., A new design methodology for four-bar linkage mechanisms based on derivations of coupler curve, *Mechanisms and Machine Theory*, Vol. 100, (2016), pp. 138-154.
- [2] Eren, R. and Aydemir, A., An Approach to Kinematic Design of Four-bar Sley Drive Mechanisms in Weaving, *The Journal of The Textile Institute*, Vol. (95), pp. 193-205.
- [3] Deshpandes, S, and Purwar, A., A Task-Driven Approach to Optimal Synthesis of Planar Four-Bar Linkages for Extended Burmester Problem, *Journal of Mechanisms and Robotics*, Vol. 9, (2017), pp.1-9.
- [4] Zhang, J., et al., J, Design and analysis of flexure revolute joint based on **four-bar mechanism**, *Acta Astronautica*, Vol. 151, (2018), pp. 420-431.
- [5] Ganesan, G. and Sekar, M., Optimal synthesis and kinematic analysis of adjustable four-bar linkages to generate filleted rectangular paths, *Mechanics Based Design of Structures and Machines, Mechanics Based Design of Structures and Machines*, (2016), DOI: 10.1080/15397734.2016.1217780.
- [6] Żbikowski, R., Galiński, C., and Pedersen, C. B., Four-Bar Linkage Mechanism for Insectlike Flapping Wings in Hover: Concept and an Outline of Its Realization. *Journal of Mechanical Design*, 127(4), (2005), 817. doi:10.1115/1.1829091
- [7] Dharmawan, A. G., Hariri, H. H., Soh, G. S., Foong, S., and Wood, K. L. (2018). Design, Analysis, and Characterization of a Two-Legged Miniature Robot With Piezoelectric-Driven Four-Bar Linkage. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 10(2), 021003. doi:10.1115/1.4038970
- [8] Farhat, N., Mata, V., Rosa, D., & Fayos, J., A procedure for estimating the relevant forces in the human knee using a four-bar mechanism. *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 13(5), (2010), 577–587. doi:10.1080/10255840903352540
- [9] Hassan, A., & Abomoharam, M., Design of a Single DOF Gripper based on Four-bar and Slider-crank Mechanism for Educational Purposes. *Procedia CIRP*, 21, 379–384, (2014). doi:10.1016/j.procir.2014.02.062