



PEMODELAN DAN ANALISA RESPON DINAMIS IMPELLER POMPA SENTRIFUGAL AKIBAT PERBEDAAN TEKANAN HISAP DAN TEKANAN BUANG

M. Hariz Dedy Sayogi^{1a}, Riyki Apriandi¹, Jefri Aldo¹, Rijal Surya Rahmany²

¹Program Studi Teknik Manufaktur, Politeknik Batulicin

²Program Studi Teknik Mesin, Institut Teknologi Kalimantan

Korespondensi:

^aProgram Studi Teknik Manufaktur, Politeknik Batulicin

m.hariz.d.s@politeknikbatulicin.ac.id

ABSTRAK

Penelitian ini dilakukan untuk menganalisis respons dinamis impeller pada pompa sentrifugal akibat perbedaan tekanan fluida di saluran masuk (*suction inlet*) dan saluran keluar (*discharge outlet*). Metode yang digunakan adalah simulasi berbasis model dinamis. Terdapat tiga parameter respon dinamis impeller yang diamati yaitu perpindahan, kecepatan sudut dan percepatan sudut. Respon dinamis perpindahan impeller dianalisis dengan mensimulasikan interval waktu dari 0 s hingga 10 s. kondisi pertama puncak kecepatan sudut sekitar 0,1 rad/s lebih rendah dibandingkan kondisi kedua (sekitar 0,3 rad/s). Tanda negatif hanya menunjukkan amplitudo gelombang. Antara 1,02 s hingga 1,04 s, puncak kecepatan sudut pada kondisi pertama adalah sekitar 0,1 rad/s, sementara pada kondisi kedua sekitar 0,2 rad/s, kondisi pertama dengan tekanan lebih rendah di inlet dan outlet membutuhkan kecepatan sudut lebih kecil (2,8 rad/s) dibandingkan kondisi kedua dengan tekanan lebih tinggi, yang memerlukan kecepatan sudut sedikit lebih tinggi (2,77 rad/s) pada waktu yang sama. Respons dinamis percepatan sudut impeller dianalisis pada kondisi awal dan keadaan stabil. Pada kondisi konstan, yang diambil antara 14,07 s hingga 14,08 s, kondisi pertama menunjukkan percepatan sudut lebih kecil (sekitar 100 rad/s²) dibandingkan dengan kondisi kedua, yang memerlukan percepatan sudut lebih tinggi (sekitar 240 rad/s²). Secara keseluruhan, kondisi dengan tekanan lebih tinggi di inlet dan outlet (kondisi kedua) memerlukan percepatan sudut yang lebih besar dibandingkan dengan kondisi pertama pada waktu yang sama.

Kata kunci: pompa sentrifugal, simulasi, analisis

ABSTRACT

This study was conducted to analyze the dynamic response of the impeller in a centrifugal pump due to differences in fluid pressure at the inlet (*suction inlet*) and outlet (*discharge outlet*). The method used is a dynamic model-based simulation. There are three impeller dynamic response parameters observed, namely displacement, angular velocity and angular acceleration. The dynamic response of the impeller displacement was analyzed by simulating a time interval from 0 seconds to 10 seconds. The first condition, the peak angular velocity is about 0.1 rad/s lower than the second condition (about 0.3 rad/s). The negative sign only indicates the amplitude of the wave. Between 1.02 seconds and 1.04 seconds, the peak angular velocity in the first condition is about 0.1 rad/s, while in the second condition it is about 0.2 rad/s, the first condition with lower pressure at the inlet and outlet requires a smaller angular velocity (2.8 rad/s) compared to the second condition with higher pressure, which requires a slightly higher angular velocity (2.77 rad/s) at the same time.

rad/s) at the same time. The dynamic response of the impeller angular acceleration was analyzed at the initial and steady state conditions. At steady state, taken between 14.07 s and 14.08 s, the first condition shows a smaller angular acceleration (about 100 rad/s²) compared to the second condition, which requires a higher angular acceleration (about 240 rad/s²). Overall, the condition with higher pressure at the inlet and outlet (the second condition) requires a larger angular acceleration compared to the first condition at the same time.

Keywords: centrifugal pump, simulation, analysis

1. PENDAHULUAN

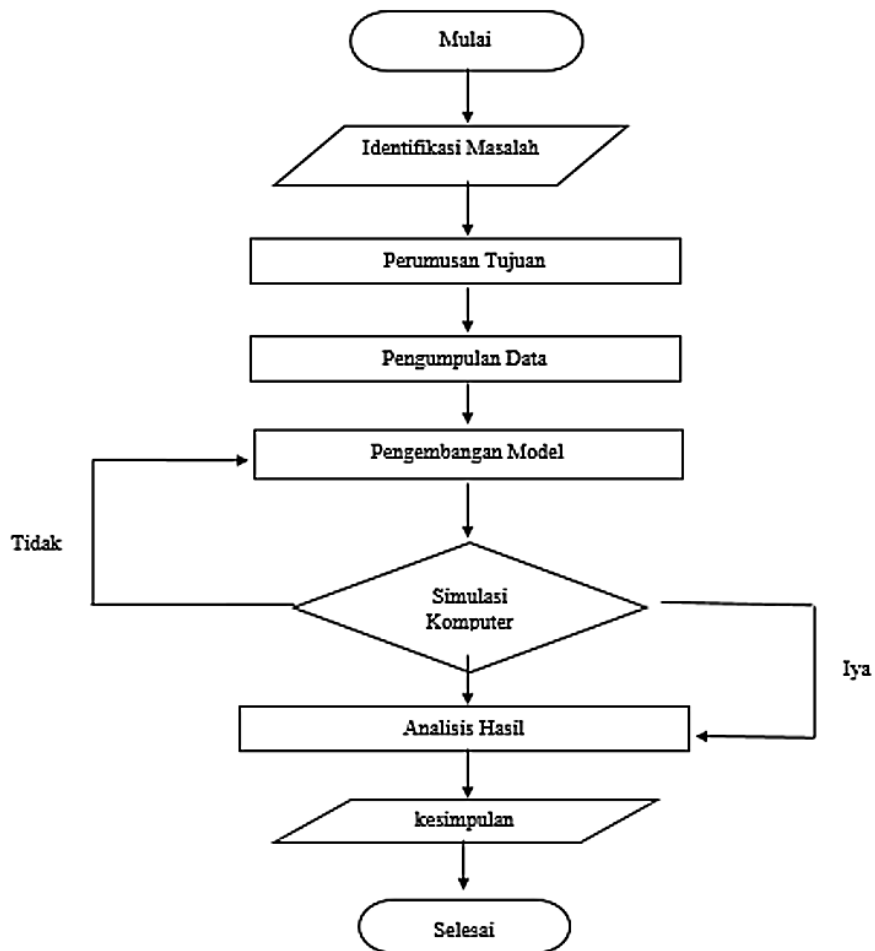
Pompa sentrifugal adalah pompa yang paling umum digunakan untuk memompa air dalam aplikasi industri. Komponennya terdiri dari komponen berputar, yaitu impeler yang digabungkan dengan poros, dan komponen diam, yaitu casing, penutup casing, dan bantalan [1]. Operasi pompa sentrifugal didasarkan pada impeler yang berputar, yang mengubah energi kinetik menjadi tekanan atau kecepatan yang diperlukan untuk memompa fluida. Produk masuk ke dalam pompa di tengah putaran impeler akibat gaya sentrifugal, kemudian bergerak ke tepi impeler [2]. Pada titik ini, cairan memiliki tekanan maksimum dan bergerak melalui saluran keluar menuju pipa. Debit aliran melalui pompa sentrifugal dikendalikan oleh katup yang dipasang pada pipa dan terhubung ke ujung saluran keluar pompa [3]. Hal ini menyediakan cara yang mudah untuk mengatur laju aliran, termasuk penutupan total katup saluran keluar untuk menghentikan aliran [4].

Prinsip kerja pompa sentrifugal adalah memanfaatkan gaya sentrifugal yang timbul dari putaran impeler [5]. Gaya sentrifugal adalah gaya semu yang dirasakan oleh benda yang bergerak di jalur melengkung dan bekerja ke luar dari pusat putaran [6]. Cairan fluida yang akan dipompa pertama kali masuk ke inlet menuju mata impeler atau tengah poros impeler [7]. Kemudian, gaya sentrifugal yang timbul akibat putaran impeler akan mempengaruhi fluida cair yang didorong keluar dari pusat poros menuju saluran keluar pompa [8]. Cairan yang dipompa menuju saluran keluar akan mengalami peningkatan kecepatan dan tekanan. Putaran impeler pompa menghasilkan beban torsi pada cairan yang masuk, menyebabkan gaya sentrifugal menuju saluran keluar [9].

Penting untuk menganalisis respons dinamis impeler pompa sentrifugal akibat beban torsi yang dihasilkan oleh fluida karena perbedaan tekanan dan kecepatan pada hisap dan saluran keluar pompa [10]. Karena perubahan momentum sudut impeler tegak lurus terhadap jari-jari, arah beban torsi akan menuju impeler (90 derajat) [11]. Pompa sentrifugal memiliki dua impeler yang berputar secara bersamaan, yaitu di inlet dan outlet. Besarnya torsi beban di inlet dan outlet dipengaruhi oleh besarnya perbedaan tekanan dan kecepatan fluida pada inlet hisap dan besarnya tekanan serta kecepatan fluida pada saluran keluar [12]. Total torsi beban yang dihasilkan oleh fluida di pompa adalah selisih antara torsi beban outlet dan inlet. Torsi beban yang dihasilkan oleh fluida akibat rotasi impeler mempengaruhi respons dinamis impeler pada pompa sentrifugal [13]. Penelitian ini menggunakan pendekatan simulasi dengan Matlab Simulink untuk menganalisis respon dinamis impeller pompa sentrifugal dalam kondisi tekanan berbeda pada saluran hisap dan keluar [14]. Model dinamis dan parameter spesifik yang digunakan untuk simulasi dapat menjadi aspek kebaruan jika belum banyak diterapkan atau dimodifikasi untuk penelitian sebelumnya [15].

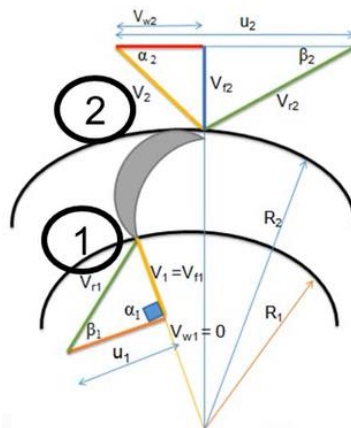
2. METODOLOGI PENELITIAN

Metode yang digunakan adalah simulasi berbasis model dinamis. Peneliti membangun model matematis pompa sentrifugal yang mencakup komponen utama seperti motor listrik, poros, kopling, dan impeller. Persamaan variabel keadaan dari model ini digunakan untuk mengevaluasi tiga parameter respons dinamis (perpindahan, kecepatan sudut, percepatan sudut). Simulasi dilakukan menggunakan perangkat lunak MATLAB Simulink dengan dua kondisi tekanan berbeda pada inlet dan outlet pompa. Diagram alir penelitian dapat dilihat pada grafik dibawah:



Gambar 1. Diagram Alir Penelitian

Menentukan kenaikan tekanan impeller pompa sentrifugal dengan menerapkan persamaan Bernoulli saluran masuk dan keluar impeller. Total kerja keluaran fluida pada impeller (bagian 2) sama dengan jumlah total energi pada masukan dan kerja masukan pada impeller (bagian 1), yang dapat dilihat pada gambar 2.



Gambar 2. Centrifugal pump impeller diagram [16]

$$\left[\frac{\rho_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right] + \left[\frac{V_{w2} u_2}{g} \right] = \left[\frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right] \quad (1)$$

Dengan menggunakan asumsi bahwa pompa bekerja pada bidang horizontal atau $z_1 = z_2$ maka persamaan (1) akan menjadi lebih sederhana dan dituliskan pada persamaan (2) sebagai berikut.

$$\frac{\rho_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + \frac{V_{w2} u_2}{g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2)$$

Ruas-ruas pada persamaan (2) disesuaikan sehingga mendapatkan nilai head pompa.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{1}{2g} [V_1^2 - V_2^2 + 2V_{w2} u_2] \quad (3)$$

Dengan menganalisis segitiga Kecepatan Outlet (Bagian 2) yang ditampilkan pada persamaan (4), didapatkan persamaan V_{w2} yang dituliskan sesuai dengan persamaan (5).

$$\tan \beta_2 = \frac{V_{f2}}{u_2 - V_{w2}} \quad (4)$$

$$V_{w2} = u_2 - V_{f2} \cot \beta_2 \quad (5)$$

Kemudian nilai kuadrat V_2 bisa dihitung berdasarkan penjumlahan antara V_{w2}^2 dan V_{f2}^2 sebagaimana ditampilkan pada persamaan (6).

$$V_2^2 = V_{w2}^2 + V_{f2}^2 \quad (6)$$

V_{w2} pada Persamaan (5) disubstitusi ke persamaan (6) sehingga menghasilkan persamaan (7) sebagai berikut.

$$V_2^2 = u_2^2 + V_{f2}^2 (1 + \cot^2 \beta_2) - 2u_2 V_{f2} \cot \beta_2 \quad (7)$$

Persamaan dari V_{w2} dan V_2 dimasukkan ke dalam persamaan (3) sebagai berikut.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{1}{2g} [V_1^2 - u_2^2 - V_{f2}^2 (1 + \cot^2 \beta_2) + 2u_2 V_{f2} \cot \beta_2 + 2(u_2 - V_{f2} \cot \beta_2)u_2] \quad (8)$$

Menyelesaikan proses perkalian pada persamaan (8) sehingga menjadi persamaan (9).

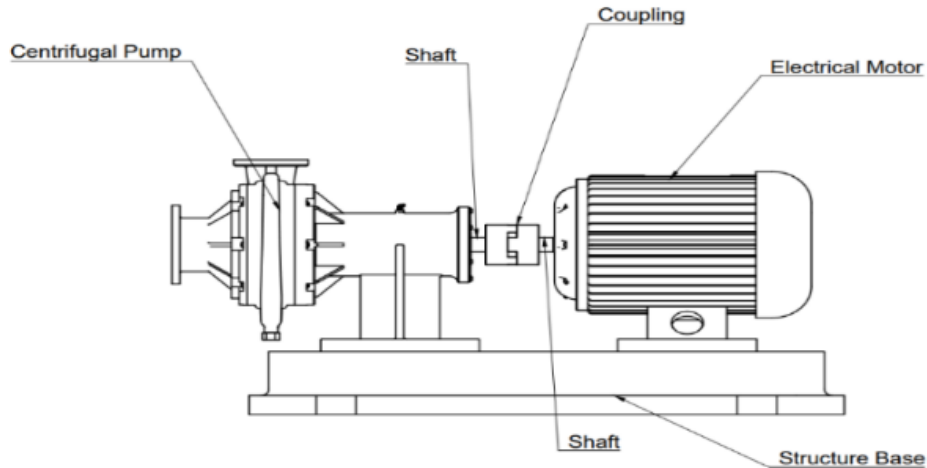
$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{1}{2g} [V_1^2 - u_2^2 - V_{f2}^2 \csc^2 \beta_2 + 2u_2 V_{f2} \cot \beta_2 + 2u_2^2 - 2V_{f2} u_2 \cot \beta_2] \quad (9)$$

Penyederhanaan nilai masuknya cairan secara radial di inlet impeler sehingga memenuhi $V_1 = V_{f1}$, maka kenaikan tekanan di impeler dituliskan sebagaimana persamaan (10) berikut

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho g} = \frac{1}{2g} [V_{f1}^2 - V_{f2}^2 \csc^2 \beta_2 + u_2^2] \quad (10)$$

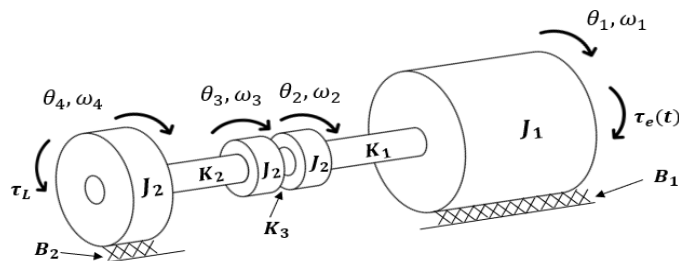
2.1 Dynamic Model

Gambar 3 menunjukkan sebuah pompa sentrifugal, yang terdiri dari empat komponen utama, yaitu motor listrik yang berfungsi sebagai sumber energi untuk menggerakkan pompa sentrifugal, poros sebagai penghubung antara motor listrik dan pompa yang berfungsi untuk mentransfer energi kinetik yang dihasilkan dari rotor motor untuk menggerakkan pompa, kopling sebagai peredam yang juga memiliki kekakuan, dan impeler yang berputar menghasilkan tekanan negatif pada bagian hisap untuk menyedot fluida dan menghasilkan tekanan fluida pada sisi saluran keluaran, sehingga fluida dapat bergerak dari satu tempat ke tempat lainnya.



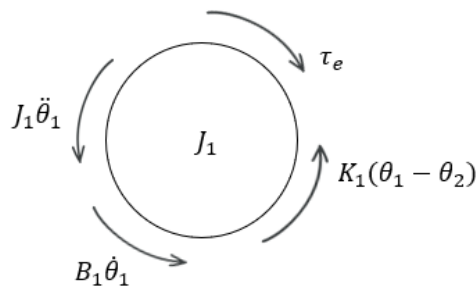
Gambar 3. Centrifugal pump components [17]

Gambar 3 menunjukkan model dinamis dari sistem pompa sentrifugal, τ_e Adalah torsi yang dihasilkan pada rotor motor listrik, J_1 Adalah inersia rotor pada motor listrik, peredam pada rotor B_1 , K_1 Adalah kekakuan poros yang terhubung ke rotor, Inersia kopling pertama J_2 , kekakuan kopling karet K_3 , Inersia kopling kedua J_3 , K_2 Adalah kekakuan poros yang terhubung ke impeler, inersia impeler J_4 , Dan peredam akibat gesekan fluida pada inlet hisap dan saluran keluaran B_2 , τ_L Adalah beban torsi yang dihasilkan oleh impeler akibat perbedaan tekanan fluida pada inlet hisap dan saluran keluaran



Gambar 4. Dynamic model of centrifugal pump [18]

Diagram benda bebas dan persamaan variabel keadaan konstan dari motor listrik, dengan menggunakan persamaan $\sum M = 0$, maka dapat dituliskan persamaan (11) sebagai berikut



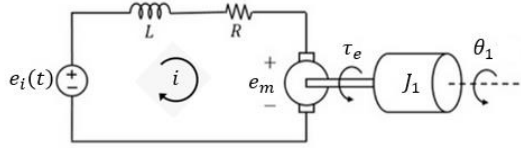
Gambar 5. Free body diagram electrical motor [19]

$$\tau_e - J_1 \ddot{\theta}_1 - B_1 \dot{\theta}_1 - K_1(\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (11)$$

Variabel keadaan konstan $\theta_1 = \omega_1$ sehingga persamaan nilai ω_1 bisa dituliskan sebagaimana persamaan (12).

$$\omega_1 = \frac{1}{J_1} (\tau_e - B_1 \dot{\omega}_1 - K_1 \theta_1 + K_1 \theta_2) \quad (12)$$

Diagram benda bebas dari sistem listrik



Gambar 6. Free body diagram electrical motor [20]

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} [e_i(t) - e_m - i.R] \quad (13)$$

$$e_m = \alpha \omega_1 \quad (14)$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} [e_i(t) - \alpha \omega_1 - i.R] \quad (15)$$

$$i = \frac{1}{R} [e_i(t) - \alpha \omega_1] \quad (16)$$

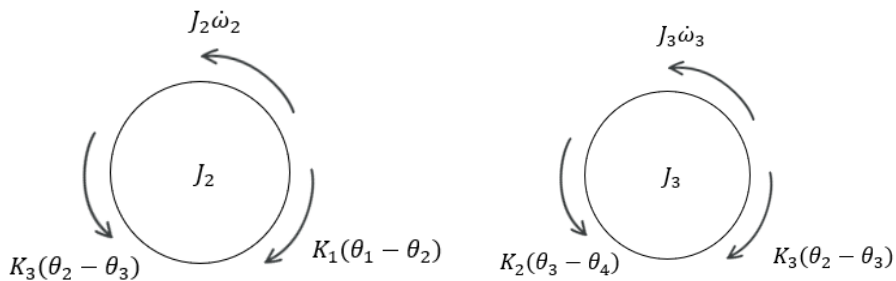
Dengan menggunakan persamaan kesetimbangan $\sum M = 0$, maka dapat dituliskan persamaan (17) sebagai berikut.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + B_1 \dot{\theta}_1 + K_1(\theta_1 - \theta_2) = \tau_e \quad (17)$$

Dengan mensubstitusikan nilai nilai $\tau_e = \alpha i$ ke persamaan (17), maka persamaan (18) dapat dituliskan sebagai berikut.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + B_1 \dot{\theta}_1 + K_1(\theta_1 - \theta_2) = \alpha i \quad (18)$$

Diagram benda bebas dan persamaan variabel keadaan konstan kopling



Gambar 7. Free body diagram coupling [21]

Menggunakan persamaan kesetimbangan $\sum M = 0$, maka dapat dituliskan persamaan (19).

$$J_2 \dot{\omega}_2 + K_3(\theta_2 - \theta_3) - K_1(\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (19)$$

Variabel keadaan konstan $\dot{\theta}_2 = \dot{\omega}_2$ sehingga nilai $\dot{\omega}_2$ bisa dituliskan sebagaimana persamaan (20).

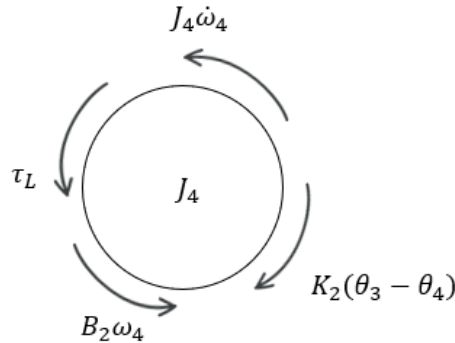
$$\dot{\omega}_2 = \frac{1}{J_2} (K_1 \theta_1 - K_1 \theta_2 - K_3 \theta_2 + K_3 \theta_3) \quad (20)$$

Dilakukan proses yang sama dan variabel keadaan konstan $\dot{\theta}_3 = \dot{\omega}_3$ untuk mendapatkan persamaan nilai $\dot{\omega}_3$, sehingga dapat dituliskan persamaan (21) dan (22) sebagai berikut

$$J_3 \dot{\omega}_3 + K_2(\theta_3 - \theta_4) - K_3(\theta_2 - \theta_3) = 0 \quad (21)$$

$$\dot{\omega}_3 = \frac{1}{J_3} (K_2 \theta_4 - K_2 \theta_3 + K_3 \theta_2 - K_3 \theta_3) \quad (22)$$

Diagram benda bebas dan persamaan variabel keadaan konstan impeller:



Gambar 8. Free body diagram impeller [22]

Menggunakan persamaan kesetimbangan $\sum M = 0$ dan $\dot{\theta}_4 = \dot{\omega}_4$, maka dapat dituliskan persamaan (23) dan (24) sebagai berikut.

$$J_4 \dot{\omega}_4 + B_2 \omega_4 + \tau_L - K_2(\theta_3 - \theta_4) = 0 \quad (23)$$

$$\dot{\omega}_4 = \frac{1}{J_4} (K_2 \theta_3 - K_2 \theta_4 - B_2 \omega_4 - \tau_L) \quad (24)$$

2.2 Model Dan Simulasi

Setelah memperoleh persamaan variabel keadaan untuk setiap diagram benda bebas, langkah selanjutnya adalah untuk mengetahui respons percepatan, kecepatan, dan perpindahan. Terdapat dua kondisi tekanan pada pompa hisap dan saluran keluar yang akan diuji dalam simulasi, kondisi pertama adalah tekanan rendah, dan kondisi kedua adalah tekanan lebih tinggi. Model diagram blok dibuat dan dijalankan di Matlab Simulink. Tabel 1 berisi nilai parameter momen inersia, kekakuan, dan peredam dari komponen-komponen pompa sentrifugal yang dimasukkan ke dalam persamaan. Tabel 2 menunjukkan parameter sistem listrik, motor, dan impeler. Gambar 8 adalah model diagram blok pompa sentrifugal untuk memperoleh respons dinamis dari impeller.

Tabel 1. Parameter Centrifugal Pump Components [23]

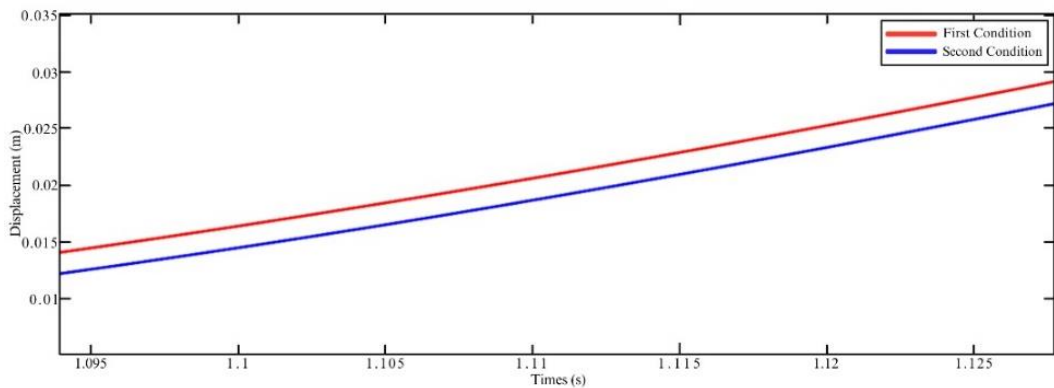
No.	Parameter	Nilai
1	Inertia Moment Rotor (J_1)	20 kgm ²
2	Inertia Moment Coupling (J_1)	0,011 kgm ²
3	Inertia Moment Coupling (J_3)	0,011 kgm ²
4	Inertia Moment Impeller (J_4)	0,112 kgm ²
5	Shaft Stiffness (K_1)	422204 N.m/rad
6	Shaft Stiffness (K_2)	422204 N.m/rad

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada penelitian ini dilakukan simulasi karakteristik respon dinamis impeller pompa sentrifugal dengan tegangan input 250 V dengan perbedaan tekanan fluida pada suction inlet dan discharge outlet. Terdapat tiga parameter respon dinamis impeller yang diamati yaitu perpindahan, kecepatan sudut dan percepatan sudut.

3.1 Respon Dinamis Perpindahan

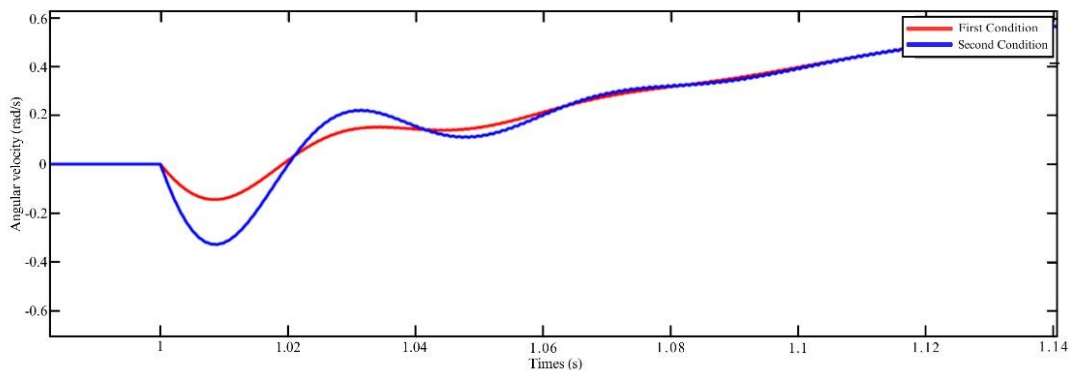
Setelah mensimulasikan interval plot 0 s hingga 10 s, karakteristik grafik respons dinamis perpindahan versus waktu impeller diperoleh seperti yang ditunjukkan pada Gambar 9. Setelah mensimulasikan interval plot dari 0 s hingga 10 s, karakteristik grafik respons dinamis perpindahan terhadap waktu impeller ditunjukkan pada Gambar 9. Pada kondisi pertama tekanan pada hisap saluran masuk adalah 1627 Pa, pada debit outlet adalah 32062 Pa. Pada kondisi kedua tekanan fluida lebih besar dari kondisi pertama, yang sama dengan 3234 Pa pada hisap saluran masuk dan pada pelepasan outlet adalah 70653 Pa. Grafik sampel menunjukkan plot perpindahan linier terhadap waktu antara kondisi pertama dan kedua, di mana pada kondisi pertama respons perpindahan impeller lebih besar dari kondisi kedua antara kisaran 1,095 s hingga 1,125 s. pada grafik dengan rentang 0 s hingga 10 s yang diplot juga menunjukkan linearitas respons perpindahan. perpindahan kondisi pertama lebih jauh dari kondisi kedua pada saat yang sama.



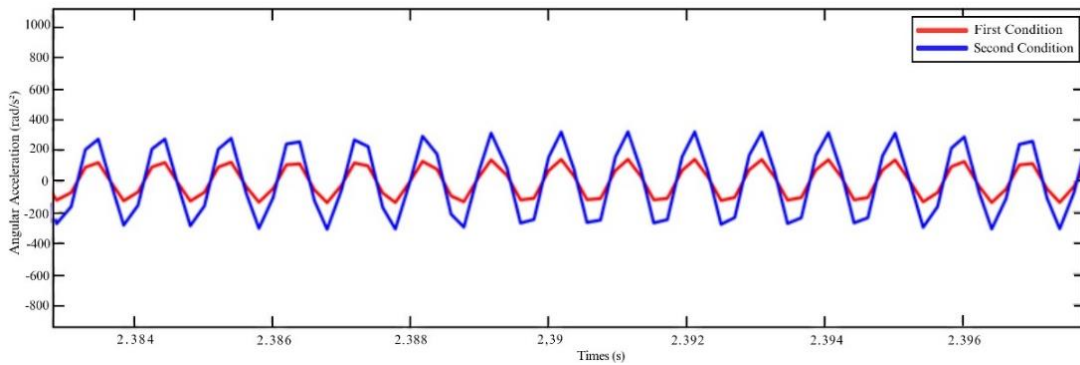
Gambar 10. Karakteristik respon dinamis perpindahan

3.2 Respon Dinamis Kecepatan Sudut

Respon dinamis kecepatan sudut impeller dapat dilihat dari dua kondisi, yaitu respon awal dari 0 s hingga 1,14 s dan respon pada keadaan stabil dalam kisaran 8,132 s hingga 8,142 s. Respon dinamis impeller pompa sentrifugal pada kondisi awal dan stabil masing-masing ditunjukkan pada Gambar 10 dan Gambar 11.



Gambar 11. Karakteristik respon dinamis awal dari kecepatan sudut

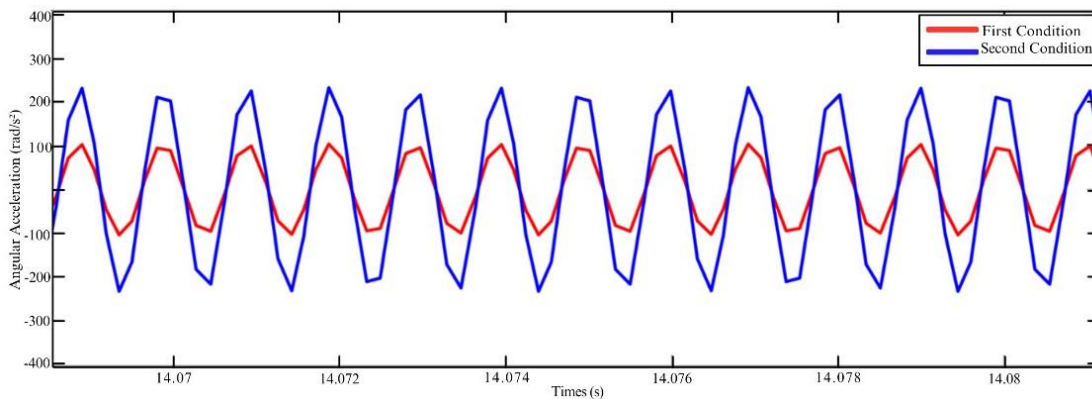


Gambar 12. Karakteristik respon dinamis keadaan konstan dari kecepatan sudu

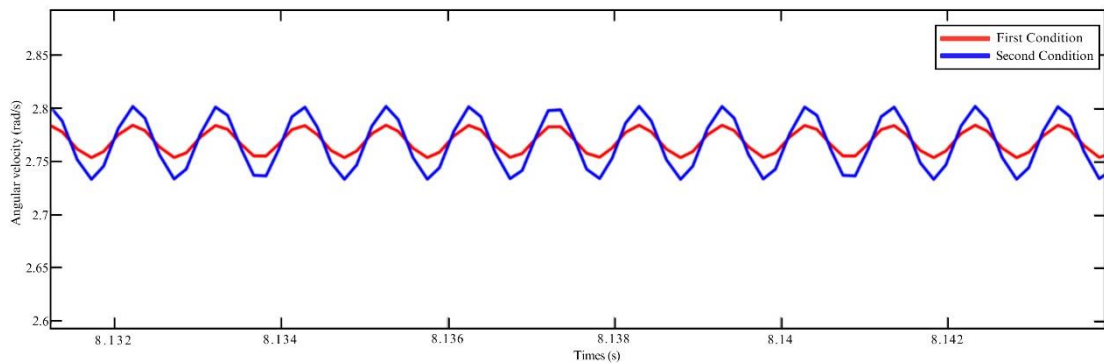
Kondisi awal respons dinamis dari kecepatan sudut impeler sebelum kondisi konstan, dari 1 s hingga 1,02 s, di mana kondisi pertama ditunjukkan dengan garis merah. Nilai puncak kecepatan sudut sekitar 0,1 rad/s lebih rendah dibandingkan dengan kondisi kedua pada rentang waktu yang sama, yaitu sekitar 0,3 rad/s. Tanda negatif hanya menunjukkan amplitudo gelombang. Pada rentang waktu 1,02 s hingga 1,04 s, nilai puncak kecepatan sudut pada kondisi pertama adalah sekitar 0,1 rad/s, sementara pada kondisi kedua lebih besar sekitar 0,2 rad/s. Hal ini menunjukkan pada kondisi awal untuk kondisi pertama, impeler memerlukan kecepatan sudut yang lebih tinggi untuk rentang waktu yang sama dibandingkan dengan kondisi kedua. Pada kondisi konstan, grafik yang ditunjukkan pada Gambar 10 diambil pada sampel waktu dari 8,132 s hingga 8,142 s. Pada kondisi pertama, dengan tekanan yang lebih kecil di inlet dan outlet, menunjukkan bahwa pada waktu yang sama, kondisi kedua dengan tekanan yang lebih besar hanya memerlukan kecepatan sudut yang lebih kecil daripada kondisi pertama. Pada waktu yang sama, pada kondisi pertama, kecepatan sudut puncak adalah 2,8 rad/s. Kondisi kedua, pada waktu yang sama, memerlukan kecepatan sudut yang lebih tinggi sekitar 2,77 rad/s.

3.3 Respon Dinamis Dari Percepatan Sudut

Respon dinamis percepatan sudut impeller juga terlihat dari kondisi dan kondisi awal pada keadaan stabil. Kondisi awal diambil dari grafik sampel yang diperbesar dari rentang waktu 2,384 s hingga 2,396 s yang dapat dilihat pada Gambar 12. Kondisi keadaan stabil diambil sebagai grafik sampel yang juga telah diperbesar untuk plot grafis yang lebih jelas dari rentang waktu 14,07 s hingga 14,08 s sebagaimana Gambar 13. Kondisi awal untuk kondisi pertama adalah garis merah pada saat yang sama dengan kondisi kedua yaitu garis biru dengan tekanan lebih tinggi di saluran masuk dan keluar menunjukkan nilai percepatan sudut yang lebih rendah sekitar 100 rad/s². Percepatan sudut untuk kondisi kedua pada kondisi awal pada saat yang sama membutuhkan percepatan sudut yang lebih besar sekitar 300 rad/s².



Gambar 13. Karakteristik respons dinamis awal dari percepatan sudut



Gambar 14. Karakteristik respons dinamis keadaan mantap dari percepatan sudut

Respons dinamis dari percepatan sudut impeler juga terlihat dari kondisi awal dan kondisi pada keadaan konstan. Kondisi awal diambil dari grafik sampel yang diperbesar pada rentang waktu 2,384 s hingga 2,396 s yang dapat dilihat pada Gambar 12. Kondisi konstan diambil sebagai grafik sampel yang juga telah diperbesar untuk plot grafik yang lebih jelas pada rentang waktu 14,07 s hingga 14,08 s yang dapat dilihat pada Gambar 13. Kondisi awal untuk kondisi pertama ditunjukkan dengan garis merah, sementara pada kondisi kedua ditunjukkan dengan garis biru. Pada kondisi kedua, dengan tekanan yang lebih tinggi di inlet dan outlet, terlihat nilai percepatan sudut yang lebih rendah sekitar 100 rad/s^2 . Percepatan sudut pada kondisi kedua pada kondisi awal, pada waktu yang sama, memerlukan percepatan sudut yang lebih besar sekitar 300 rad/s^2 .

Pada kondisi konstan, untuk kondisi pertama yang ditunjukkan dengan garis merah dan kondisi kedua yang ditunjukkan dengan garis biru, juga dapat terlihat bahwa pada waktu yang sama, kondisi pertama memiliki respons percepatan sudut yang lebih kecil dibandingkan dengan kondisi kedua, dengan rata-rata sekitar 100 rad/s^2 . Kondisi kedua memerlukan percepatan sudut yang lebih tinggi dibandingkan dengan kondisi pertama pada waktu yang sama, yaitu dengan rata-rata sekitar 240 rad/s^2 .

4. KESIMPULAN

Pompa sentrifugal bekerja dengan memanfaatkan gaya sentrifugal dari putaran impeller untuk meningkatkan tekanan fluida sehingga memungkinkan perpindahan fluida dari saluran masuk (*inlet*) ke saluran keluar (*outlet*). Penelitian menggunakan simulasi berbasis model dinamis melalui Matlab Simulink untuk mengevaluasi tiga respons utama: perpindahan, kecepatan sudut, dan percepatan sudut impeller. Pada tekanan inlet dan outlet yang lebih rendah (1.627 Pa dan 32.062 Pa), impeller menunjukkan perpindahan lebih besar dibandingkan dengan tekanan lebih tinggi (3.234 Pa dan 70.653 Pa). Pada kondisi awal, tekanan outlet yang lebih tinggi (70.653 Pa) menghasilkan kecepatan sudut lebih kecil dibandingkan tekanan rendah (32.062 Pa). Pada 1,02-1,04 s, kecepatan sudut pada kondisi tekanan rendah adalah $0,1 \text{ rad/s}$ lebih tinggi dibandingkan kondisi tekanan tinggi. Pada kondisi konstan (8,132-8,142 s), kondisi tekanan rendah memerlukan kecepatan sudut puncak $2,8 \text{ rad/s}$ dibandingkan $2,77 \text{ rad/s}$ untuk tekanan tinggi. Pada kondisi awal, tekanan lebih tinggi memerlukan percepatan sudut lebih besar (300 rad/s^2 dibandingkan 100 rad/s^2). Pada kondisi konstan (14,07-14,08 s), tekanan tinggi memerlukan percepatan sudut rata-rata 240 rad/s^2 dibandingkan 100 rad/s^2 pada tekanan rendah.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] H. Ayremlouzadeh, S. Jafarmadar, and S. R. A. Niaki, "Investigation on the Effect of Impeller Design Parameters on Performance of a Low Specific Speed Centrifugal Pump Using Taguchi Optimization Method," *Int. J. Fluid Power*, vol. 23, no. 2, pp. 161–182, 2022, doi: 10.13052/ijfp1439-9776.2322.
- [2] Y. Zhang *et al.*, "Vibration analysis of a high-pressure multistage centrifugal pump," *Sci. Rep.*, vol. 12, no. 1, pp. 1–14, 2022, doi: 10.1038/s41598-022-22605-2.
- [3] M. Aldo and S. A. Saragih, "Analisa Kebutuhan Spesifikasi Pompa Suplai Air Bersih di Gedung Asrama Putra Universitas Islam Riau," pp. 1–73, 2021.
- [4] D. D. Susilo and Z. Arifin, "ANALISA SINYAL GETARAN Keywords : Abstract :," *Mekanika*, vol.

- 11 Nmomor, no. 2010, pp. 116–122, 2013.
- [5] D. Lau, K. Kecamatan, D. N. Karo-karo, C. Manalu, and K. Tarigan, “1,2,3),” pp. 302–312.
- [6] R. Nandan, S. M. Pasha, D. Ashish, and B. C. Nookaraju, “Computational fluid dynamics (CFD) analysis of centrifugal pumps,” *E3S Web Conf.*, vol. 391, 2023, doi: 10.1051/e3sconf/202339101088.
- [7] D. Ni, J. Chen, F. Wang, Y. Zheng, Y. Zhang, and B. Gao, “Investigation into Dynamic Pressure Pulsation Characteristics in a Centrifugal Pump with Staggered Impeller,” *Energies*, vol. 16, no. 9, 2023, doi: 10.3390/en16093848.
- [8] C. Osborne, K. Denus, K. Denus, and C. Osborne, “Hydraulic development of a centrifugal pump impeller using the agile turbomachinery design system,” *Task Q.*, vol. 6, no. 1, pp. 79–100, 2002.
- [9] Y. Li, W. Zhang, and X. Chen, “Numerical Investigation of Flow Characteristics in a Centrifugal Pump Impeller with Sinusoidal Flow Rates of Different Oscillation Amplitudes,” *J. Appl. Fluid Mech.*, vol. 15, no. 6, pp. 1869–1879, 2022, doi: 10.47176/jafm.15.06.1224.
- [10] L. Y. Dong, Z. J. Shuai, T. Yu, J. Jian, Y. Bin Guo, and W. Y. Li, “A multi-field coupling simulation model for the centrifugal pump system,” *Mech. Ind.*, vol. 24, 2023, doi: 10.1051/meca/2023002.
- [11] Q. Li, S. Li, P. Wu, B. Huang, and D. Wu, “Investigation on Reduction of Pressure Fluctuation for a Double-Suction Centrifugal Pump,” *Chinese J. Mech. Eng. (English Ed.)*, vol. 34, no. 1, 2021, doi: 10.1186/s10033-020-00505-8.
- [12] A. F. S. A. Hassan, A. Hashish, and S. Saleh, “Simulation based design tool for radial impellers of centrifugal pumps,” *Sci. Rep.*, vol. 14, no. 1, pp. 1–13, 2024, doi: 10.1038/s41598-024-62808-3.
- [13] A. Mahgoub, A. Bazoune, N. Merah, F. Al-Badour, and A. Shuaib, “Effect of Welding Parameters on the Mechanical and Metallurgical Properties of Friction Stir Spot Welding of Copper Lap Joint,” *Arab. J. Sci. Eng.*, vol. 44, no. 2, pp. 1283–1292, 2019, doi: 10.1007/s13369-018-3472-z.
- [14] S. Roy, N. Romualdi, K. Yamada, W. Poole, M. Militzer, and L. Collins, “The Relationship Between Microstructure and Hardness in the Heat-Affected Zone of Line Pipe Steels,” *Jom*, vol. 74, no. 6, pp. 2395–2401, 2022, doi: 10.1007/s11837-022-05280-6.
- [15] R. Firmansyah and B. Suhendra, “Analisa Pengaruh Bentuk Impeller Terhadap Performa Pompa Sentrifugal Double Suction Type Venus 1-900.1000,” *J. Ilm. Tek. Mesin*, vol. 6, no. 2, pp. 41–46, 2018.
- [16] D. Zhou, N. Zhang, F. Zheng, M. Gad, and B. Gao, “Experimental investigation on the effect of the rotor-stator matching mode on velocity pulsation in the centrifugal pump with a vaned diffuser,” *Nucl. Eng. Technol.*, no. October, p. 103255, 2024, doi: 10.1016/j.net.2024.10.017.
- [17] A. B. M. Omar, O. M. Ayman, T. Nabil, and T. M. Mansour, “Torsional vibration control in diesel engine-driven centrifugal pump: Validation through experimental results,” *Results Eng.*, vol. 24, no. November, p. 103549, 2024, doi: 10.1016/j.rineng.2024.103549.
- [18] W. Zhou, Y. Wang, C. Li, W. Zhang, and G. Wu, “Analysis of fluid-induced force of centrifugal pump impeller with compound whirl,” *Alexandria Eng. J.*, vol. 59, no. 6, pp. 4247–4255, 2020, doi: 10.1016/j.aej.2020.07.028.
- [19] K. Wang, G. Luo, Y. Li, R. Xia, and H. Liu, “Multi-condition optimization and experimental verification of impeller for a marine centrifugal pump,” *Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.*, vol. 12, pp. 71–84, 2020, doi: 10.1016/j.ijnaoe.2019.07.002.
- [20] C. S. Semenzin *et al.*, “Open-source automated centrifugal pump test rig,” *HardwareX*, vol. 8, p. e00140, 2020, doi: 10.1016/j.ohx.2020.e00140.
- [21] C. Dai, S. Hu, Y. Zhang, Z. Chen, and L. Dong, “Cavitation state identification of centrifugal pump based on CEEMD-DRSN,” *Nucl. Eng. Technol.*, vol. 55, no. 4, pp. 1507–1517, 2023, doi: 10.1016/j.net.2023.01.009.
- [22] B. P. Kamiel, Y. Ahmad, and K. Krisdiyanto, “Deteksi kavitasi menggunakan linear discriminant analysis pada pompa sentrifugal,” *Turbo J. Progr. Stud. Tek. Mesin*, vol. 9, no. 2, pp. 238–244, 2020, doi: 10.24127/trb.v9i2.1326.
- [23] V. D’Addio, P. Forte, F. Frendo, and R. Squarcini, “Rotordynamic analysis of a centrifugal pump for automotive applications,” *Procedia Struct. Integr.*, vol. 24, pp. 510–525, 2019, doi: 10.1016/j.prostr.2020.02.046.
- [24] M. E. Matlakala, D. V. V. Kallon, S. P. Simelane, and P. M. Mashinini, “Impact of design parameters on the performance of centrifugal pumps,” *Procedia Manuf.*, vol. 35, pp. 197–206, 2019, doi: 10.1016/j.promfg.2019.05.027.

- [25] G. Gunarto, S. Suje'i, D. Irawan, and E. Julianto, "Rancang bangun alat uji pompa sentrifugal bahan bakar solar sebagai media pembelajaran dan praktikum mahasiswa Program Studi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Pontianak skala laboratorium," *Turbo J. Progr. Stud. Tek. Mesin*, vol. 10, no. 2, 2021, doi: 10.24127/trb.v10i2.1675.