

## Investigation of Lifting Force of Delivery Valve and Increased Pressure in Air Chamber of Hydrum Pump

Made Suarda<sup>1,2,\*</sup>, I Gusti Bagus Wijaya Kusuma<sup>1</sup>, Made Sucipta<sup>1</sup> dan Ainul Ghurri<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Udayana – Badung, Bali

<sup>2</sup>Program Studi Doktor Ilmu Teknik, Program Pascasarjana, Universitas Udayana – Badung, Bali

\*Corresponding author: made.suarda@unud.ac.id

**Abstract.** Hydrum pumps are simple tools for pumping water without the need for electricity or fuel. This tool utilizes the conversion of potential energy of the water sources into energy of flow momentum changes. Hydrum pumps have been widely used by rural communities, especially in hilly areas. In the hydrum pump work cycle there are two working mechanisms of one-way flow valves, namely waste valve and delivery valve. The waste valve generates the pressure force of the water hammer due to the sudden closing of the valve. While the delivery valve is to transfer a small portion of the drive water flow into air chamber of the hydrum pump which is then passed through the delivery pipe into the reservoir. The study and analysis of waste valve design has been widely studied. However, the investigation of the delivery valve design is very minimal. On the delivery valve is take place an equilibrium of the water pressure, the inertial force of the valve, drag and lift force of the water flow. The conventional design of the delivery valve bodies has been in the form of a flat plate with holes. For this reason, this study investigated lift forces and increased pressure in the air chamber on variations in the reducer design of the delivery valve body tested in the hydrum pump test model. In this model, the hydrum pump body has a diameter of 2.5 inches, therefore, variation of the reducer of the delivery valve body tested are 2.5 "x2.0"; 2.5 "x1.5"; 2.5 "x1.25" and 2.5 "x1.0" in accordance with the pipe accessories available on the market. Lifting force on the delivery valve is measured with a Digital Force Gauge. The investigation results show that the smaller ratio of the reducer of the delivery valve body the greater the lift force produced. However, the highest increased pressure in the hydrum pump air chamber is generated at a ratio of reducer 0.6 to 0.8.

**Abstrak.** Pompa hidram merupakan alat sederhana untuk memompa air tanpa membutuhkan energi listrik atau bahan bakar. Alat ini memanfaatkan konversi energi potensial sumber air menjadi energi dari perubahan momentum aliran. Pompa hidram telah banyak digunakan oleh masyarakat pedesaan terutama di daerah perbukitan. Dalam siklus kerja pompa hidram terdapat dua mekanisme kerja katup aliran satu arah, yaitu katup limbah dan katup hantar. Katup limbah untuk membangkitkan gaya tekan palu air akibat menutupnya katup tersebut secara tiba-tiba. Sedangkan katup hantar untuk menyalurkan sebagian kecil debit aliran air penggerak pompa hidram ke tabung tekan yang selanjutnya diteruskan ke pipa penyalur menuju bak penampungan. Kajian dan analisis desain katup limbah telah banyak diteliti. Namun, investigasi desain katup hantar masih sangat minim. Pada piringan katup hantar terjadi kesetimbangan gaya tekanan air, gaya inersia katup, seret dan gaya angkat aliran air. Desain konvensional badan katup hantar selama ini adalah berupa plat datar yang berlubang. Untuk itu pada penelitian ini dilakukan investigasi gaya angkat dan peningkatan tekanan dalam tabung udara pada variasi desain *reducer* badan katup hantar yang diuji dalam model uji pompa hidram. Karena badan pompa hidram berdimensi 2.5 inci, maka variasi reducer badan katup hantar yang diuji yaitu 2.5"x2.0"; 2.5"x1.5"; 2.5"x1.25" dan 2.5"x1.0" sesuai dengan aksesoris pipa yang tersedia di pasaran. Gaya angkat pada katup hantar diukur dengan *Digital Force Gauge*. Hasil pengujian menunjukkan bahwa semakin kecil rasio *reducer* badan katup hantar semakin besar gaya angkat yang dihasilkan. Namun, peningkatan tekanan tertinggi dalam tabung udara pompa hidram dihasilkan pada rasio reducer 0.6.

**Keywords:** pompa hidram, katup hantar, *reducer*, gaya angkat, peningkatan tekanan

© 2018. BKSTM-Indonesia. All rights reserved

### Pendahuluan

Pompa hydrum adalah pompa yang bekerja secara otomatis tanpa menggunakan energi listrik yaitu dengan memanfaatkan energi dari aliran air untuk mengangkat air dari sumber ke tempat

penampungan air [Jenning, 1996]. Energi aliran air yang dimaksud adalah energi potensial dari ketinggian tertentu yang dikonversikan menjadi energi kinetik yang berupa kecepatan air kemudian dikuatkan dengan terjadinya efek palu air atau

water hammer. Pompa hydram merupakan alternatif yang baik untuk perangkat pemompaan konvensional dengan investasi awal yang lebih rendah (Inthachot dkk, 2015).

Pompa hydram pertama kali dibuat oleh seorang berkebangsaan Inggris yang bernama John Whitehurst pada tahun 1771 (Sheikh et al., 2013). Pompa hydram yang dibuat beroperasi secara manual. Pompa hydram otomatis yang pertama dibuat oleh Joseph Montgolfier pada tahun 1797. Kemudian anaknya yang bernama Pierce Francois Montgolfier mendesain katup udara (snifter valve) untuk memasukkan udara ke dalam tabung udara. Selanjutnya pada tahun 1809, paten pertama Amerika untuk pompa hydram dikeluarkan bagi J. Cerneau and S. S. Hallet di New York [Taye, 1998].

Sistem pompa ini sangat sederhana, terdiri dari dua jenis perpipaan (pipa penggerak dan pipa penyalur), badan pompa, dua katup (katup limbah dan katup tekan), dan tabung udara (Diwan et al., 2016). Oleh karena itu, idealnya, kombinasi yang berbeda dari head dan debit aliran air sumber penggerak dan hasil pemompaan, panjang langkah dan berat katup limbah, rasio panjang terhadap diameter pipa penggerak, volume ruang udara dan ukuran katup pelepas (snifter) merupakan parameter perancangan pompa hydram (Pathak et al., 2016). Desain katup limbah dan katup tekan sangat penting dalam kinerja hidram (Deo et al., 2016). Selain itu, katup tersebut adalah komponen kunci dari pompa hydram, yang memerlukan fokus dan pengoptimalan lebih lanjut untuk meningkatkan efisiensi keseluruhan pompa tersebut (Nambiar et al., 2015).

Semenjak tahun 1800-an pompa hydram telah menyebar luas di dunia. Namun, sampai dekade tersebut belum ada kajian teoritis yang mampu menjelaskan performansi pompa hydram. Penjelasan teoritis pertama tentang konsep water hammer digunakan dalam kerja pompa hydram dipresentasikan oleh Zhukovsky pada tahun 1898 (Filipan at.al., 2003). Analisis teoritis yang rasional tentang karakteristik pompa hydram pertama kali dipresentasikan oleh O'Brien dan Gosline (1933). Pada analisis tersebut siklus pompa hydram diasumsikan dalam empat bagian waktu. Tahap pemompaan terjadi ketika katup limbah pompa hydram tertutup dan setelah water hammer terjadi gelombang kejut (sock wave) aliran di dalam pipa penggerak (drive pipe).

Akan tetapi Lansford dan Dugan (1941) mengasumsikan enam phase dalam siklus pompa hydram. Mereka memodifikasi teori O'Brien dan Gosline dengan melakukan eksperimen pada pompa hydram. Namun, Krol (1951) mengasumsikan tujuh

phase dalam siklus pompa hydram dan memberikan analisis yang kompleks. Selanjutnya, Calvert (1958) secara khusus menganalisis dimensi pipa penggerak pompa hydram dan mempresentasikan bahwa rasio panjang terhadap diameter pipa penggerak yaitu antara 150 sampai dengan 1000.

Analisis berdasarkan persamaan Rankine diajukan oleh Iverson (1975). Pada analisis tersebut digunakan nilai rata-rata variabel-terikat waktu dalam kajian aliran unsteady satu dimensi. Berikutnya, Rennie dan Bunt menyelidiki operasi pompa hydram, yaitu dengan mengkaji variasi diameter katup limbah dan pipa enggerak secara eksperimental (Young, 1997).

Teori sederhana yang dikembangkan dari persamaan gerak Newton dipresentasikan oleh Basfeld dan Muller (1984), dengan memperhitungkan kehilangan energi dan kondisi batas. Hasil dari teori ini dibandingkan dengan pengukuran model plexiglass pompa hydram. Pada khususnya, kecepatan aliran dalam pipa penggerak, volume per siklus pemompaan dan efisiensi telah ditentukan secara eksperimen sebagai fungsi dari berbagai parameter. Selanjutnya, Verspuy dan Tijsseling (1993) menjelaskan operasi pompa hydram dengan model matematis sederhana. Dalam modelnya, mekanisme interaksi struktur fluida tidak disertakan untuk penyederhaan.

Dua persamaan sederhana untuk mendisain pompa hydram ( $H = Bqh$ ,  $nL = Aqh$ ) diajukan oleh Young (1995). Persamaan ini berisi faktor empiris yang tergantung pada ukuran pompa hydram, head pemompaan, material dan ketebalan dinding pipa penggerak dan konfigurasi katup limbah. Selanjutnya, Young (1997) mempresentasikan analisis sederhana untuk kerja pompa hydram dan menawarkan empat persamaan untuk mendisain pompa hydram.

Model numerik untuk analisis gelombang tekanan palu air di dalam pompa hydram ditawarkan oleh Najm et al. (1999). Pengaruh gelombang tekanan tersebut pada komponen pompa hydram. Selanjutnya Suarda dan Wirawan (2008) menguji pengaruh tabung udara terhadap performansi pompa hydram. Efisiensi pompa hydram dengan tabung udara 20% lebih tinggi dibandingkan dengan tanpa tabung udara. Sehingga kapasitas tabung udara mempunyai pengaruh yang signifikan terhadap performansi pompa hydram.

Suarda dan Sukadana (2013) telah mengimplementasikan pompa hydram dengan katup tekan model membran untuk memompa air untuk pelayanan masyarakat di desa Belantih kecamatan Kintamani kabupaten Bangli. Disamping itu pompa hydram tersebut dibuat dengan konstruksi menggunakan sistem sambungan

flange dan baut-mur untuk mempermudah dalam perakitan dan pembongkaran terutama dalam perbaikan katupnya. Sejalan dengan disain konstruksi tersebut, Yang (2014) mengajukan disain baru (novel) pompa hydram dengan catatan bahwa disarankan untuk tidak menggunakan pembesaran konis pada bagian katup limbahnya tetapi cambered diffuser dengan sudut antara  $25^\circ$  dan  $90^\circ$ , untuk menghindari distribusi tekanan yang tidak simetris pada piringan katup limbah. Mengingat pada pompa hydram hanya ada dua bagian yang bergerak, yaitu katup limbah dan katup tekan, yang disainya sangat menentukan performansi pompa hydram, maka Suarda (2015) telah mengkaji gaya-gaya yang terjadi pada kedua katup tersebut dengan analisa aljabar.

Sehingga perlu dikaji perubahan letak titik stagnasi aliran fluida pada katup tekan setelah dimodifikasi dengan menambahkan reducer di bagian bawah dudukan katup tekan sebagai pengarah aliran.



**Gambar 1.** Pompa hydram

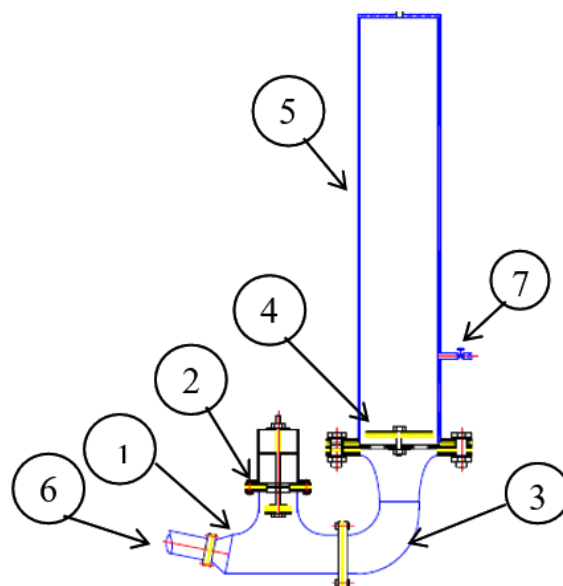
Salah satu contoh, pompa hydram telah dirancang dan dibuat serta dioperasikan pada tahun 2010 oleh Suarda dan kawan-kawan untuk memompa air sungai guna memenuhi kebutuhan masyarakat dusun Kebon Jero desa Munduk Temu kecamatan Pupuan kabupaten Tabanan – Bali, seperti Gambar 1.

Karena dimensinya besar dan bekerja pada head yang tinggi, sesuai hukum Pascal maka katup tekan pompa hydram tersebut menerima gaya palu air (water hammer) besar pula sebanding dengan luas plat katup tersebut, sehingga katup tersebut sangat cepat rusak atau kurang handal. Pada umumnya katup tekan yang digunakan adalah model plat.

Komponen – komponen utama pompa hydram, seperti pada Gambar 2, adalah sebagai berikut :

1. Badan pompa (*hydram body*)
2. Katup limbah (*impulse valve*)
3. Katup udara (*snifer valve*)

4. Katup tekan (*delivery valve*)
5. Tabung udara (*air chamber*)
6. Pipa penggerak (*drive pipe*)
7. Pipa penyalur (*delivery pipe*)



**Gambar 2.** Komponen utama pompa hydram

Palu air (*water hammer*) adalah terjadinya kenaikan tekanan karena penghentian air secara tiba-tiba. Besarnya tekanan yang terjadi karena adanya palu air adalah :

$$\Delta p = \rho c \Delta v. \quad (1)$$

dan

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (2)$$

dimana:  $P_h$  = tekanan palu air ( $N/m^2$ ),  $v_c$  = kecepatan air untuk menutup katup limbah ( $m/dt$ ),  $E$  = modulus elastisitas air ( $N/m^2$ ) =  $214 \times 10^7 N/m^2$ ,  $\rho$  = massa jenis air ( $kg/m^3$ ),  $c$  = kecepatan suara dalam pipa ( $m/dt$ ) =  $1440 m/dt$ .

Dari persamaan Bernoulli dapat dicari tekanan air yang bekerja pada saat menekan katup, yaitu :

$$P_p = C_f \cdot \rho_a \cdot g (H_s - H_{LT}) \quad (3)$$

dimana:  $P_p$  = tekanan air pada katup ( $N/m^2$ ),  $H_{LT}$  = head loss total pada saluran penggerak ( $m$ ),  $H_s$  = head sumber air ( $m$ ),  $\rho_a$  = massa jenis air ( $kg/m^3$ ),  $C_f$  = koefisien aliran ( $0,25 \sim 0,35$ ).

Gaya yang mempercepat air dapat ditulis menggunakan persamaan Newton, yaitu :

$$F_a = m_s \cdot a_s = \rho_a \cdot A_s \cdot L_s \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4)$$

dimana:  $F_a$  = gaya percepatan air di dalam pipa penggerak ( $N$ ),  $m_s$  = massa air yang dipercepat ( $kg$ ),  $a_s$  = percepatan aliran air dalam pipa penggerak ( $m/dt^2$ ),  $\rho_a$  = massa jenis air ( $kg/m^3$ ),  $L_s$  = panjang pipa penggerak ( $m$ ).

Akibat head dari sumber air ( $H_s$ ), air dalam pipa penggerak akan mengalami percepatan dan keluar

melalui katup. Percepatan tersebut dapat ditentukan dari persamaan berikut :

$$H_s - f \frac{L}{D_s} \cdot \frac{v^2}{2g} - \Sigma \left( K \frac{v^2}{2g} \right) = \frac{L}{g} a_s \quad (5)$$

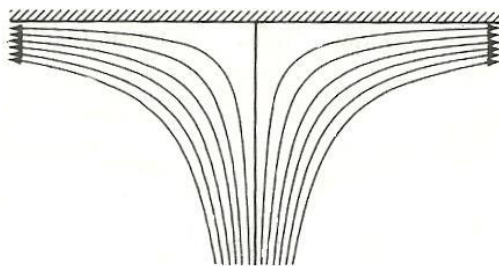
dimana:  $a_s$  = percepatan aliran air dalam pipa penggerak (m/dt<sup>2</sup>),  $H_s$  = head sumber air (m),  $L$  = panjang pipa penggerak (m),  $D_s$  = diameter pipa penggerak (m),  $v$  = kecepatan aliran air dalam pipa penggerak (m/dt),  $K$  = koefisien kerugian perlengkapan pipa.

Gaya percepatan aliran ini cukup untuk memulai menutup katup. Katup menutup jika gaya seret (*drag*) dan gaya tekan didalam air sama dengan berat katup.

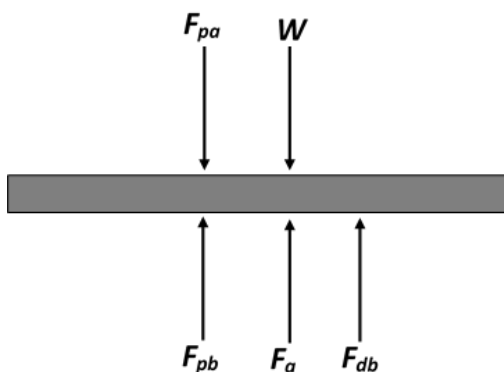
$$F_d = C_d \cdot \rho \cdot A_v \cdot \frac{v_s^2}{2g} \quad (6)$$

dimana:  $F_d$  = gaya seret pada katup (N),  $C_d$  = koefisien seret pada katup = 1.2 untuk silinder eleptik,  $v_s$  = kecepatan aliran air didalam pipa penggerak (m/dt),  $A_v$  = luas penampang katup (m<sup>2</sup>).

Aliran air melewati plat ditunjukkan pada Gambar 3. Suatu teori aliran potensial diskontinu yang memperhitungkan pemisahan aliran dibuat oleh Helmholtz pada tahun 1868 dan Kirchoff pada tahun 1869. Penyelesaian garis alir bebas ini ditunjukkan dalam Gambar 3, dengan garis alirnya yang menyimpang dari tepi plat itu berkecepatan konstan. Ini memberikan koefisien seret keseluruhan sebesar 2.0, sesuai dengan hasil percobaan. Namun koefisien k tidak diketahui sebelumnya, dan harus disesuaikan dengan data pengukuran, sehingga teori aliran bebas itu hasilnya akan terbatas.



Gambar 3. Garis-garis aliran pada plat



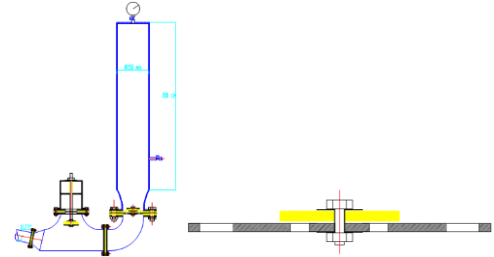
Gambar 4. Kesetimbangan gaya-gaya pada plat

Maka keseimbangan gaya pada katup plat pada Gambar 4 adalah:

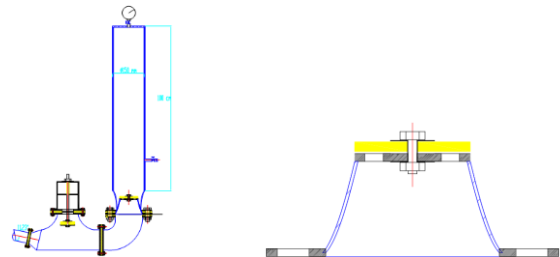
$$F_{pa} + W = F_a + F_{db} + F_{pb} \quad (7)$$

## Metode Penelitian

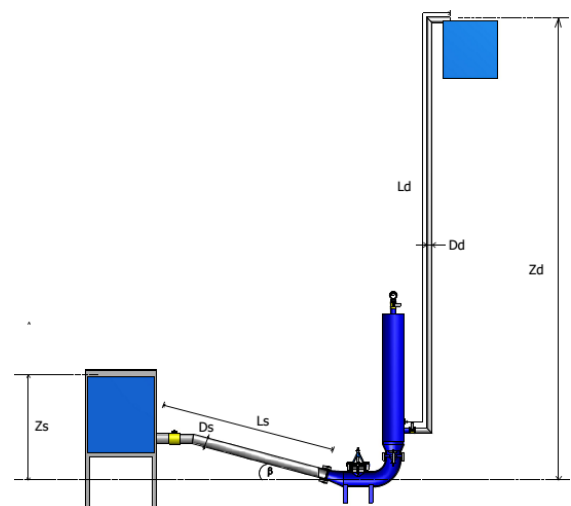
Model katup tekan pompa hidram yang diteliti adalah tanpa dan dengan *reducer*, seperti pada Gambar 5 dan 6. Karena badan pompa hidram berdimensi 2.5 inci, maka variasi reducer badan katup hantar yang diuji yaitu 2.5"x2.0"; 2.5"x1.5"; 2.5"x1.25" dan 2.5"x1.0" sesuai dengan aksesories pipa yang tersedia di pasaran. Gaya angkat pada katup hantar diukur dengan Digital Force Gauge..



Gambar 5. Model katup tekan konvensional



Gambar 6. Model katup tekan modifikasi



Gambar 7. Skema pengujian sistem pompa hidram

Pada penelitian ini simulasi dan pengujian eksperimental dilakukan pada sistem instalasi pompa hidram seperti Gambar 7. Penelitian ini dilakukan pada model pompa hidram dengan spesifikasi:

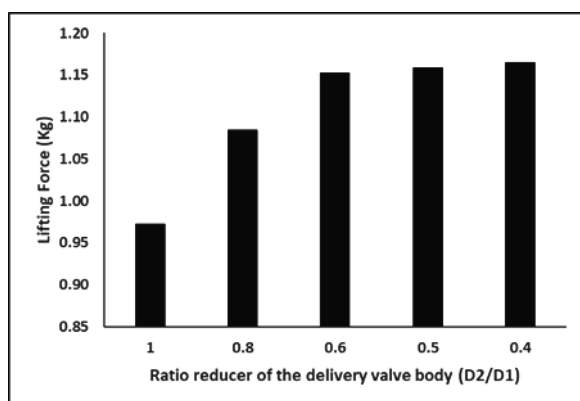
- 1) Tinggi permukaan air ada bak penggerak (*drive head*),  $Z_s=1,82$  m
- 2) Tinggi statis pemompaan  $Z_d=32$  m. Sedangkan penambahan head tekanan pemompaan diatur dengan merubah posisi bukaan katup kontrol pada pipa penyalur.
- 3) Diameter pipa penggerak  $D_s=36$  mm dengan panjang  $L_s=9$  m
- 4) Diameter pipa penyalur  $D_d=18$  mm dengan panjang 10 m
- 5) Panjang langkah katup limbah 4 mm
- 6) Luas penampang piringan katup limbah 1134 mm<sup>2</sup>
- 7) Massa katup limbah (bagian yang bergerak) 0,275 kg
- 8) Volume tabung tekan 0,0083 m<sup>3</sup>

### Hasil dan Pembahasan

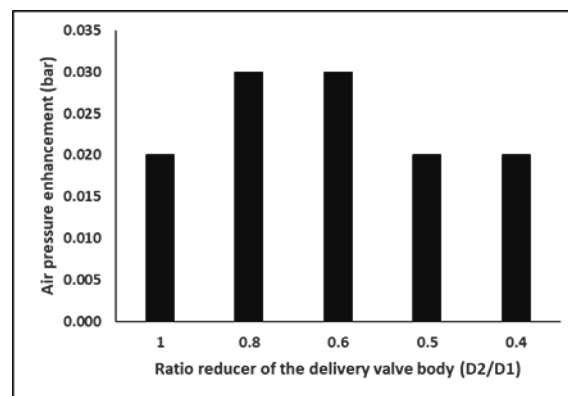
Berdasarkan hasil pengujian variasi model katup tekan pada sistem uji pompa hydram didapatkan hasil seperti pada Tabel 1. Hasil tersebut kemudian dipresentasikan dalam Gambar 8 dan 9.

**Tabel 1.** Gaya angkat pada katup tekan dan perubahan tekanan dalam tabung udara

Reducer Badan Katup Tekan (in)	Rasio Reducer Bodi Katup Tekan (D2/D1)	Gaya Angkat Katup Tekan (Kg)	$\Delta P$ Tabung Udara pada $P_d = 1.5$ bar (bar)
Flat	1	0.972	0.020
2.5 x 2.0	0.8	1.084	0.030
2.5 x 1.5	0.6	1.152	0.030
2.5 x 1.25	0.5	1.159	0.020
2.5 x 1.0	0.4	1.165	0.020



**Gambar 8.** Gaya angkat pada katup tekan



**Gambar 9.** Perubahan tekanan dalam tabung udara

Semakin kecil rasio reducer badan katup tekan semakin besar gaya angkat tekanan air yang bekerja pada piringan katup tekan (Gambar 8). Hal ini disebabkan karena semakin terpusatnya aliran air menuju piringan katup tersebut, sehingga gaya impulse yang bekerja juga semakin besar akibat perubahan momentum yang lebih besar. Namun, perubahan gaya angkat sangat besar pada rasio diameter ( $D_2/D_1$ ) antara 0,6 sampai dengan 1,0, sedangkan pada rasio yang lebih kecil dari 0,6 perubahan gaya angkatnya sangat kecil dan hampir sama dengan pada rasio 0,6. Sehingga, rasio reducer 0,6 merupakan nilai optimal untuk badan katup tekan.

Selanjutnya rasio reducer badan katup tekan antara 0,6 sampai dengan 0,8 mengakibatkan perubahan tekanan yang terjadi di dalam tabung udara. Perubahan tekanan tersebut merupakan besarnya efek gaya dorong air dari badan pompa hydram menuju pipa pengantar, sehingga semakin besar pula gaya dorong pemompaan yang dihasilkan pompa hydram. Jadi berdasarkan gaya angkat pada katup tekan dan perubahan tekanan yang terjadi dalam tabung udara dapat dinyatakan bahwa rasio reducer badan katup tekan 0,6 merupakan desain terbaik untuk badan katup tekan.

Selain secara eksperimen, gaya-gaya yang bekerja pada katup tekan juga dapat dihitung secara teoritis untuk estimasi pada tahap awal perencanaan. Pada pompa hydram yang diuji pada penelitian ini katup tekan model plat dengan diameter rumah katup 65 mm, diameter piringan 32 mm dan massa bagian katup yang bergerak 500 mg. Dari hasil pengujian didapatkan efisiensi total sekitar 75% pada head pemompaan 17,5 meter dengan pipa diameter 0,5 inchi. Maka debit pemompaan yang dihasilkan adalah :

$$Q_d = 0,00004 \text{ m}^3/\text{dt} = 0,04 \text{ ltr/dt}$$

$$\dot{m}_{d,avg} = 0,0365 \text{ kg/dt}$$

Jadi kecepatan aliran pada pipa tekan adalah

$$V_{d,avg} = 0,1163 \text{ m/dt}$$

$$V_{d,maks} = 0,2327 \text{ m/dt}$$

Percepatan air dapat dihitung, yaitu

$$a_d = 2,6 \text{ m/dt}^2$$

Gaya seret dapat dihitung, yaitu

$$F_d = 0,001 \text{ Newton}$$

Maka gaya tekan air di atas dan di bawah katup (water hammer) dapat dihitung yaitu :

$$F_{pa} = 797,48 \text{ Newton}$$

$$F_{pb} = 1808,63 \text{ Newton}$$

Sedangkan gaya akselerasinya adalah

$$F_a = 12,98 \text{ Newton}$$

Bahan katup tekan yang digunakan adalah besi baja dengan , maka gaya berat bola adalah:

$$W_B = m_B \cdot g$$

$$= (0.165 \text{ kg}) \cdot (9,81) = 1,62 \text{ Newton}$$

Keseimbangan gaya-gaya pada katup sesaat katup tekan akan terbuka adalah

$$W_B + F_{pa} = F_a + F_d + F_{pb}$$

$$[1,62 + 797,48] < [12,98 + 0,001 + 1808,63]$$

$$[799 \text{ Newton}] < [1821 \text{ Newton}]$$

Jadi gaya dibagian bawah katup lebih besar terjadi akibat palu air saat katup limbah menutup tiba-tiba sehingga katup tekan dapat terbuka, kemudian katup menutup kembali setelah efek palu air hilang. Sehingga dengan diketahuinya gaya-gaya yang terjadi dalam pompa hydram maka dimensi-dimensi pompa hydram dapat direncanakan dan unjuk kerjanya juga dapat diprediksi.

## Kesimpulan

Ditinjau dari gaya angkat dan peningkatan tekanan yang terjadi pada tabung udara poma hydram, rasio reducer badan katup 0,6 merupakan desain terbaik untuk dapat menghasilkan unjuk kerja pompa hydram yang optimal. Gaya-gaya yang terjadi dalam pompa hydram yang dihitung secara teoritis dapat digunakan dalam perancangan awal dimensi katup tekan.

## Penghargaan

Terimakasih disampaikan kepada Direktorat Riset dan Pengabdian Masyarakat, Direktorat Jenderal Penguatan Riset dan Pengembangan Kementerian Riset, Teknologi dan Pendidikan Tinggi, dan Universitas Udayana. Artikel ini dibuat sebagai pertanggungjawaban pelaksanaan Penelitian Disertasi Doktor tahun 2018.

## Referensi

- [1] Jennings, G.D., *Hydraulic Ram Pumps*, North Carolina Cooperative Extension Service, North Carolina (1996)
- [2] Inthachot, M., Saehaeng, S., Max, J.F.J., Müllerc, J. and Spreer, W. 2015. Hydraulic

Ram Pumps for Irrigation in Northern Thailand. *Elsevier B.V. Agriculture and Agricultural Science Procedia* Vol. 5 (2015), pp.107-114.

- [3] Sheikh, A., Handa, C.C., dan Ninawe, A.P. 2013. A Generalised Design Approach for Hydraulic Ram Pump: A Review. *International Journal of Engineering & Science Research*. Vol 3 No. 10 pp 551-554.
- [4] Taye, T. 1998. Hydraulic Ram Pump. *Journal of the ESME*. Vol. II, Juli 1998, Addis Ababa, Ethiopia.
- [5] Diwan, P., Patel, A. and Sahu L. 2016. Design and Fabrication of Hydraulic Ram with Methods of Improving Efficiency. *International Journal of Current Engineering and Scientific Research (IJCESR)*, Vol. 3, No. 4, pp. 5-13.
- [6] Pathak, A., Deo, A., Khune, S., Mehroliya, S. and Pawar, M.M. 2016. Design of Hydraulic Ram Pump. *IJIRST - International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, Vol 2, No. 10, pp. 290-293.
- [7] Deo, A., Pathak, A., Khune, S. and Pawar, M.M. 2016. Design Methodology for Hydraulic Ram Pump. *IJIRST - International Journal for Innovative Research in Science & Technology*, Vol 5, No. 4, pp. 4737- 4745.
- [8] Nambiar, P., Shetty, A., Thatte, A., Lonkar, S., and Jokhi, V. 2015. Hydraulic Ram Pump Maximizing efficiency. *International Conference on Technologies for Sustainable Development (ICTSD)*, 4-6 Feb. 2015, Mumbai – India. Published by IEEE.
- [9] Filipan, V., Vireg, Z., dan Bergant, A. 2003. Mathematical Modelling of a Hydraulic Ram Pump System. *Journal of Mechanical Engineering. In Strojniski Vestnik*. Vol 49 No. 3, pp 137-149.
- [10] O'Brien, M.P. dan Gosline, J.E. 1933. *The Hydraulic Ram*. University of California Press.
- [11] Lansford, W. M. and Dugan W. G. 1941. An Analytical and Experimental Study of the Hydraulic Ram. *University of Illinois Bulletin*. Vol 38 No. 22.
- [12] Krol, J. 1951. The Automatic Hydraulic Ram. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. Vol. 165, pp 53-73

- [13] Calvert, N. 1958. Drive Pipe of a Hydraulic Ram. *The Engineer*, Harmsworth Press, London, England.
- [14] Iversen, H.W. 1975. An Analysis of the Hydraulic Ram. *Journal of Fluids Engineering*. Vol 97 No.2, pp 191-196.
- [15] Young, B. 1997. Design of Homologous Ram Pump. *Journal of Fluids Engineering, Transaction of the ASME*, Vol. 119, June 1997, pp. 360-365
- [16] Basfeld, M. dan Müller, E.A. 1984. The hydraulic ram. *Forschung im Ingenieur*. Vol. 50 No. 5, pp. 141-147.
- [17] Verspuy, C., and Tijsseling, A.S. 1993. Hydraulic Ram Analysis. *Journal of Hydraulic Research*. Vol. 31 No. 2 pp 267-278. Netherlands.
- [18] Young, B. 1995. Design of Hydraulic Ram Pump Systems. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power Energy*. Vol. 209 No. 4 pp. 313-322
- [19] Najm, H.N., Azoury, P.H. and Piasecki, M. 1999. Hydraulic Ram Analysis: a New Look at an Old Problem. *Proceeding of Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 213, Part A, pp 127-141
- [20] Suarda, M., dan Wirawan, I K.G. 2008. Kajian Eksperimental Pengaruh Tabung Udara Pada Head Tekanan Pompa Hidram. *Jurnal Ilmiah Teknik Mesin CakraM* Vol. 2, Nomor 1, Juni 2008, Hal.10-14.
- [21] Suarda, M., dan Sukadana, I K.G. 2013. Perancangan dan Pengujian Unjuk Kerja Katup Tekan Pompa Hydram Model Plat, Membran, Bola dan Setengah-Bola. *Prosiding: Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin (SNTTM – XII)*. Hal. 387 - 394. Bandar Lampung, 22-23 Oktober.
- [22] Yang, K.L., *at. al.* 2014. Design and Hydraulic Performance of a Novel Hydram. *11<sup>th</sup> International Conference on Hydroinformatics*. New York City, 8 January 2014. Paper no 108.
- [23] Suarda, M. 2015. Forces Analysis on a Spherical Shaped Delivery Valve of Hydram Pump. *Trans Tech Publications. Applied Mechanics and Materials*. Vol 776 pp 377-383. Switzerland.