BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka

Pratama (2017) melakukan pengujian *orifice plate meter* sebagai alat ukur debit air dengan kapasitas 11 LPM pada pipa $\frac{1}{2}$ inch dan $\frac{3}{4}$ inch rasio $\beta = d/D = 0,4$. Pada pengujian ini diameter lubang orifice pada pipa $\frac{1}{2}$ inch 7,2 mm dan $\frac{3}{4}$ inch 8,5 mm. Metode yang digunakan adalah menghitung nilai beda tekanan pada sisi sebelum orifice dan setelah orifice. Variasi pengujian dari debit air rotameter yaitu 1 hingga 11 LPM dengan kenaikan 0,5 LPM. Grafik ΔC terhadap bilangan Re ditunjukan pada gambar 2.1.



Gambar 2. 1 Grafik Δ Cd terhadap bilangan Re (Pratama, 2017) Keterangan : $\Delta Cd = 0,0021Re^2 - 0,0752Re + 0,6621$ $R^2 = 0.9873$

Dari grafik ΔC terhadap bilangan Re yang ditunjukan pada gambar 2.1 menunjukan bahwa nilai deviasi *coefficient of discharge* tertinggi terjadi pada bilangan Reynolds 1500 dengan nilai penyimpangan 56,50 %. Nilai tersebut terus

turun hingga pada bilangan Reynolds \geq 7000 nilai deviasi berfluktuasi namun cenderung stabil dengan range 0,04 % hingga 4,7 %. Nilai deviasi *coefficient of discharge* terendah terjadi pada bilangan Reynolds 8000 dengan nilai 0,08 %.

Saputra (2017) melakukan pengujian *orifice plate meter* dengan rasio orifice $\beta = d/D = 0,16$ pada pipa ¹/₂ inch dan ³/₄ inch sebagai alat ukur debit air. Metode penelitian yang digunakan adalah pengukuran beda tekanan yang terjadi pada orifice. Debit air yang melewati orifice yaitu 1 hingga 6 LPM dengan kenaikan 0,5. Pada penelitian ini didapatkan nilai Δ Cd pada bilangan Reynolds rendah, grafik Δ Cd terhadap bilangan Re dapat ditunjukan pada gambar 2.2.



Gambar 2. 2 Grafik \triangle Cd terhadap bilangan Re (Saputra, 2017) Keterangan : $\triangle Cd = 0,0016Re^2 - 0,0195Re + 0,0646$ $R^2 = 0,9156$

Berdasarkan data dari grafik gambar 2.2 untuk nilai deviasi *coefficient of* discharge jika semakin besar angka Reynolds maka nilai deviasi *coefficient of* discharge akan mengalami penurunan hingga mencapai titik tertentu, nilai deviasi coefficient of discharge berfluktuasi namun tergolong stabil. Pada angka Reynolds 1300 dengan nilai deviasi koefisien curah 4,70% mengalami penurunan hingga angka Reynolds 3500 dengan nilai *coefficient of* discharge mencapai titik terendah yaitu 0,25%, kemudian mengalami kenaikan pada angka Reynolds \geq 4100. Nilai

deviasi *coefficient of discharge* terendah terdapat pada angka Reynolds 3500 dengan nilai deviasi *coefficient of discharge* 0.25%.

Hollingshead dkk (2011) pernah melakukan studi eksperimental hubungan antara bilangan *Reynolds* dan *coefficient discharge* pada performa standar kosentris orifice plat, venturi, V-cone dengan bilangan Reynolds rendah. Studi ini menunjukan bahwa pada bilngan *Reynolds* rendah koefisien debit menurun dengan cepat disertai penurunan bilangan Reynolds untuk venturi dan V-cone. Berbeda dengan orifice meter tidak mengikuti tren umum *flow meter* lainnya, melainkan karena bilangan Reynolds menurun koefsien debit meningkat sampai maksimum sebelum menurun tajam dengan penurunan pada bilangan Reynolds. Dalam peneltian ini menggunakan rasio 0,5, 0,60, 0,65 dan 0,70 mm dengan diameter berkisar antara 15,41 sampai 20,27 cm. Hasilnya menunjukan bahwa coefficient discharge sedikit berbeda dari flow meter lainnya berkisar antara bilangan Reynolds 100 sampai 10000, secara khusus *coefficient discharge* tidak menurun secara monoton. Unuk bilangan Reynolds 100 turun ke 1 nilai koefisien debit menurun sekitar 0,7-0,8 menjadi sekitar 0,2 - 0,25 tergantung pada nilai rasio untuk orifice tertentu. Grafik hubungan antara bilangan Reynolds dengan Discharge coefficient ditunjukkan pada gambar 2.3.



Gambar 2. 3 Grafik Discharge coefficient plat orifice (Hollingshead dkk, 2011)

Rahman dkk (2009) melakukan penelitian pengaruh rasio beta dan bilangan Reynolds pada orifice meter terhadap *Coefficient Discharge*. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan lima plat orifice yang memiliki rasio beta 0,30, 0,35, 0,47, 0,59 dan 0,71 di pasang secara konsentris dalam pipa berdiameter 8.5 cm. Hasil penelitian untuk semua pengujian kecuali rasio beta 0,47 yang menunjukan grafik berbentuk cembung, pertama koefisien debit menurun dengan kenaikan Re mencapai nilai minimum dan kemudian mulai naik kembali. Hubungan yang lain adalah rasio beta yang lebih tinggi 0,71 dengan nilai koefisiensi determinasi (R²) maksimum 0,9563 namun perubahan koefisien debit cepat ketika rasio beta 0,71. Dalam kasus ini Cd mengikuti tren kenaikan secara konstan, nilai minimum koefisien debit yaitu nilai kritis Re yang Cd-nya minimum untuk rasio beta tertentu. Interprestasi gabungan data eksperimen dari diagram batang menunjukan bahwa *orifice meter* dengan rasio beta 0,60 dapat digunakan untuk pengukuran aliran dalam pipa yang efisien, ditunjukan pada gambar 2.4.



Gambar 2. 4 Diagram batang koefisien debit (Cd) terhadap rasio beta (β) (Rahman dkk, 2009)

Kim dkk (1998) pernah melakukan studi eksperimental tentang pengaruh kavitasi dan ketebalan plat pada lubang orifice berdiameter kecil, karena kavitasi yang dihasilkan oleh penurunan tekanan tinggi bisa merusak pipa dan pompa. Dalam penelitian ini pipa yang digunakan berdiameter 100 mm dengan tiga orifice berukuran yang berbeda berasio 0,10, 0,15 dan 0,33. Meski dalam penelitian ini kavitasi terjadi pada semua percobaan, koefisien debitnya hanya dipengaruhi oleh kavitasi untuk rasio orifice terkecil (0,10) dan plat paling tebal, dengan tebal plat

7,0 mm atau t/d = 0,70 di mana t adalah ketebalan plat. Hal tersebut mempengaruhi hasil *coefficient discharge* meningkat secara dramatis pada Re = 14.000. Akan tetapi rasio orifice yang sama tidak terpengaruh oleh kavitasi untuk ketebalan 4,0 dan 5,5 mm. Hasil eksperimen ini menunjukan bahwa *coefficient discharge* tidak terpengaruh oleh kavitasi untuk plat orifice dengan rasio 0,10, 0,15, dan 0,33 pada ketebalan plat 0,55 t/d.



Gambar 2. 5 Hasil percobaan rasio 0,10 (Kim dkk, 1998)



Gambar 2. 6 Hasil percobaan rasio 0,15 (Kim dkk, 1998)



Gambar 2. 7 Hasil percobaan rasio 0,33 (Kim dkk, 1998)

2.2 Dasar Teori

2.2.1 Persamaan Bernaolli

Persamaan Bernoulli adalah suatu hubungan antara tekanan, kecepatan dan elevasi yang berlaku dialiran steady. Aliran fluida tak mampat yang dicirikan dengan tidak berubahnya densitas dari fluida di sepanjang aliran tersebut dan tidak ada gesekan aliran yang ditunjukan gambar 2.8 (Cengel, 2006).



Bernoulli equation not valid

Gambar 2.8 Area persamaan Bernoulli (Cengel, 2006)



Gambar 2. 9 Gaya yang bekerja pada partikel fluida sepanjang *streamline* (Cengel, 2006)

Dari hokum Newton ke dua (yang disebut sebagai konservasi hubungan momentum linear pada mekanika fluida). Dalam arah s pada partikel yang bergerak sepanjang *streamline*. Hukum Newton ke dua ditulis seperti persamaan 2.1.

$$\sum F_s = ma_s....(2.1)$$

Di daerah aliran dimana gesekan dapat diabaikan, gaya yang bekerja pada arah s adalah tekanan yang menekan dikedua sisi dan berat partikel diarah s seperti yang ditunjukan pada gambar 2.9. Maka persamaan 2.1 dapat dituliskan seperti persamaan 2.2.

$$P. dA - (P + dP)dA - W. \sin\theta = mv \frac{dv}{ds}.$$
(2.2)

Dimana θ adalah sudut antara garis normal *streamline* terhadap garis vertikal sumbu z pada titik tersebut $m = \rho$. $v = \rho$. dA. ds adalah massa, W = m. $g = \rho$. g. dA. ds adalah berat partikel fluida dan $sin\theta = dz/ds$. Lalu disubsitusikan ke persamaan 2.2 sehingga persamaan dapat ditulis seperti persamaan 2.3.

$$-dP. dA - \rho. g. dA. ds. \frac{dz}{ds} = \rho. dA. ds. v. \frac{dv}{ds}$$
(2.3)

Setelah itu nilai dA ditiadakan lalu disederhanakan, sehingga persamaan dapat ditulis seperti persamaan 2.4.

$$-dP - \rho. g. dz = \rho. v. dv...(2.4)$$

Memperhatikan bahwa $v. dv = 1/2 \cdot v^2$ dan membagi setiap istilah dengan ρ maka persamaan dapat ditulis seperti persamaan 2.5.

$$\frac{dP}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot d(v^2) + g \cdot dz = 0....(2.5)$$

Setelah itu persamaan 2.5 diintegralkan, sehingga persamaan menjadi seperti persamaan 2.6.

Untuk aliran steady :

$$\int dP / \rho + v^2 / 2 + g.z = konstan....(2.6)$$

$$\int dP/g \cdot \rho + \frac{v^2}{g \cdot 2 + z} = konstan....(2.7)$$

Dimana $\int dP/g \cdot \rho + v^2/g \cdot 2 + z = konstan$ disepanjang streanline.

Untuk aliran steady dan tak mampat :

$$P/\rho + v^2/2 + g.z = konstan$$
.....(2.8)
 $P/a.\rho + v^2/a.2 + z = konstan$(2.9)

$$F/g.\rho + V/g.2 + z = konstan$$
(2.9)

2.2.2 Penerapan Persamaan Bernoulli pada Orifice Plate Meter



Gambar 2. 10 Skema orifice plate meter (Al-shemmeri, 2012)

Penentuan laju aliran masa dilakukan dengan menerapkan persamaan Bernoulli dan persamaan kontinuitas (Santosa, 2003). Persamaan kontinuitas untuk penampang 1 dan 2 pada orifice seperti pada persamaan 2.10. Untuk penampang 1 dan 2 dapat dilihat pada gambar 2.10.

Dengan:

\dot{m}_{wtr}	= laju aliran massa air (kg/s)
$ ho_{wtr.1}$	= massa jenis air pada aliran pipa (kg/m ³)
$ ho_{wtr.2}$	= massa jenis air pada aliran orifice (kg/m^3)
A_2	= luas penampang orifice (m^2)
A_1	= luas penampang pipa (m^2)
V ₁	= kecepatan alir fluida pada pipa (m/s)
v ₂	= kecepatan alir fluida pada orifice (m/s)

Air yang masuk orifice adalah fluida tak mampat sehingga persamaan 2.10 menjadi 2.11 dan 2.12.

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_{wtr}(2.11)$$

$$v_1 = \frac{A_2}{A_1} \cdot v_2(2.12)$$

Aliran diasumsikan mengalami proses adiabatik, tanpa gesekan, aliran tunak, fluida tak mampat, dan beda potensial diabaikan, maka digunakan persamaan Bernoulli seperti pada persamaan 2.13 dan 2.14.

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho_{wtr}}{2} \cdot (v_2^2 - v_1^2) \dots (2.14)$$

Dengan:

 $P_1 - P_2$ = Beda tekanan pada sisi masuk dan keluar orifice (Pa)

$$\rho_{wtr}$$
 = massa jenis air (kg/m³)

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.12) ke persamaan (2.15), maka persamaan menjadi persamaan baru yangd apat dilihat pada persamaan 2.17.

$$P_1 - P_2 = \frac{\rho_{wtr.}v_2^2}{2} \cdot \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right] \dots (2.15)$$

$$v_2^2 = \frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho_{wtr}} \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 \right)^{-1}$$
(2.16)

Persamaan laju aliran volume ideal dapat dilihat pada persamaan 2.18.

$$\dot{V}_{ideal} = A_2. v_2$$
(2.18)

Dengan mesnubstitusikan persamaan (2.17) ke persamaan (2.18), laju aliran volume ideal menjadi persamaan 2.19.

$$\dot{V}_{ideal} = A_2 \cdot \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho_{wtr}}} \cdot \sqrt{P_1 - P_2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \dots (2.19)$$

Hubungan antara laju aliran volume air ideal dan aktual dapat ditulis seperti persamaan 2.20.

$$\dot{V}_{aktual} = C. \ \dot{V}_{ideal} \ \dots \ (2.20)$$

Dengan:

C = koefisien curah (*coefficient of discharge*)

 \dot{V}_{aktual} =ditentukan pada saat pembacaan rotameter air

Hubungan antara laju aliran aliran volume air aktual dengan beda tekanan sisi masuk dan keluar orifice dilakukan dengan mensubstitusikan persamaan 2.19 ke persamaan 2.20 menjadi persamaan 2.21.

$$\dot{V}_{aktual} = C.A_2. \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho_{wtr}}} \sqrt{P_1 - P_2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}}$$
(2.21)

Bilangan Reynolds (Re) aliran dapat ditulis dengan persamaan 2.22.

Dengan D₁ adalah diameter pipa (m).

Untuk menghitung laju aliran volume fluida harus ditentukan koefisien curah (C). Persamaan 2.21 dapat ditulis seperti persamaan 2.23.

$$\dot{V}_{aktual} = \frac{\pi D_1 \mu_{wtr}}{4 \rho_{wtr}} Re$$
(2.23)

Persamaan (2.23) disubstitusikan ke pesamaan (2.21) menjadi persamaan 2.24.

$$\frac{\pi . D_1 . \mu_{wtr}}{4.\rho_{wtr}}. \text{ Re} = \text{C.}A_2. \frac{\sqrt{\frac{2}{\rho_{wtr}}}. \sqrt{P_1 - P_2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \dots (2.24)$$

Sehingga persamaan untuk mencari koefisien curah (C) menjadi persamaan 2.25.

Untuk menghitung beda tekanan sisi masuk dan sisi keluar orifice menggunakan *pressure differential* yang langsung didapat nilai ΔP .

2.2.3 *Head Loss* (Rugi-rugi Aliran)

Pada sistem perpipaan pasti terdapat rugi-rugi aliran yang terjadi. Kebanyakan faktor yang menyebabkan teradi rugi-rugi aliran seperti kekasaran permukaan pip, *fitting*, katup, pada sistem perpipaan dan seberapa jauh fluida dialirkan. Rugi aliran adalah berkurangnya massa, volume dan kecepatan suatu fluida yang mengalir di dalam penyalur fluida.terdapat 2 jenis rugi aliran yaitu :

a. Kerugian mayor (Mayor Losses)

Mayor losses adalah rugi aliran yang terjadi akibat dari gesekan fluida dengan dinding pipa. Besar kecilnya gesekan yang terjadi di dalam pipa tergantung dari kekasaran permukaan pipa.



Gambar 2. 11 Aliran di dalam pipa sublapisan viskos didekat dinding kasar dan halus (Munson, 2009)

Kerugian *mayor losses* bisa diketahui dengan menggunakan persamaan *Darcy-Weisbach*. Persamaan tersebut berlaku untuk setiap aliran pipa tunak, tak mampu mampat dan berkembang penuh. Penggunaannya pada pipa horizontal atau berada suatu kemiringan. Persamaan *Darcy-Weisbach* dapat dilihat pada persamaan 2.26.

Dengan : h_l = Head losses (m) f = Koefisien gesekan l = Panjang pipa (m) D = Diameter pipa (m) v = Kecepatan aliran (m/s) g = Percepatan grafitasi bumi (m/s²)

Nilai f dapat ditentukan dengan mengacu kepada diagram Moody dan diagram kekasaran relatif.



Gambar 2. 12 Diagram Moody (Munson, 2009)

	Equivalent Roughness, ε		
Pipe	Feet	Millimeters	
Riveted steel	0.003-0.03	0.9–9.0	
Concrete	0.001-0.01	0.3-3.0	
Wood stave	0.0006-0.003	0.18-0.9	
Cast iron	0.00085	0.26	
Galvanized iron	0.0005	0.15	
Commercial steel			
or wrought iron	0.00015	0.045	
Drawn tubing	0.000005	0.0015	
Plastic, glass	0.0 (smooth)	0.0 (smooth)	

Tabel 2. 1 Kekasaran ekivalen untuk pipa baru (Munson, 2009)

b) Kerugian minor (Minor Losses)

Kerugian minor adalah rugi aliran yang disebabkan oleh komponen komponen pada sistem perpipaan yaitu adanya katup, belokan, sambungan dan lainnya. Dapat dicari dengan persamaan 2.27.

Diamana : $h_L = Head \ losses$ (m)

 K_L = Koefisien tahanan

v = Kecepatan aliran (m/s)

g = Percepatan gravitasi bumi (m/s²)

Koefisien kerugian untuk sambungan, belokan, sambungan T, keni dan katup-katup yang lazim digunakan di tunjukan pada tabel 2.2.

Component K_L a. Elbows Regular 90°, flanged 0.3 Regular 90°, threaded 1.5 Long radius 90°, flanged 0.2 Long radius 90°, threaded 0.7 Long radius 45°, flanged 0.2 Regular 45°, threaded 0.4 b. 180° return bends 180° return bend, flanged 0.2 180° return bend, threaded 1.5 c. Tees Line flow, flanged 0.2 Line flow, threaded 0.9 Branch flow, flanged 1.0 Branch flow, threaded 2.0 0.08 d. Union, threaded *e. Valves 10 Globe, fully open 2 Angle, fully open Gate, fully open 0.15 Gate, $\frac{1}{4}$ closed 0.26 Gate, $\frac{1}{2}$ closed 2.1 Gate, $\frac{3}{4}$ closed 17 Swing check, forward flow 2 Swing check, backward flow 00 Ball valve, fully open 0.05 Ball valve, $\frac{1}{3}$ closed 5.5 Ball valve, $\frac{2}{3}$ closed

210

Tabel 2. 2 Koefisien tahanan untuk komponen pipa (Munson, 2009)

2.2.4 Rejim Aliran

Aliran fluida dapat dibedakan menjadi 3 jenis yaitu aliran laminar, aliran transisi dan aliran turbulen. Jenis aliran ini didapat hasil eksperimen yang dilakukan oleh Osborn Reynold pada tahun 1883 yang mengkalsifikasikan aliran menjadi 3 jenis. Jika fluida mengalir melalui sebuah pipa berdiameter (D) dengan kecepatan rata-rata (ν), maka didapatkan bilangan Reynolds di mana bilangan ini tergantung pada kecepatan fluida, kerapatan, viskositas dan diameter pipa.

Pada aliran fluida untuk " laju aliran yang cukup kecil " guratan zat pewarna (sebuah garis gurat) akan tetap berupa garis yang terlihat jelas selama mengalir, dengan hanya sedikit saja menjadi kabur karena difusi molekuler dari zat pewarna ke air di sekelilingnya. Untuk suatu "laju aliran sedang" yang lebih besar, guratan zat berwana berfluktuasi menurut waktu dan ruang dan olakan putus-putus dengan perilaku tak beraturan muncul di sepanjang guratan. Sementara itu, untuk "laju aliran yang cukup besar" guratan zat pewarna dengan sangat segera menjadi kabur dan menyebar di seluruh pipa dengan pola aliran yang acak. Ketiga karakteristik ini, yang masing-masing disebut sebagai aliran *laminar, transisi dan turbulen*, diilustrasikan pada gambar 2.10 (Munson, 2009).



Gambar 2. 13 (a) Eksperimen untuk mengilustrasikan jenis aliran, (b) Guratan zat pewarna yang khas (Munson, 2009)

Untuk aliran pipa parameter tak berdimensi yang paling penting adalah bilangan Reynolds, Re perbandingan antara efek inersia dan viskos dalam aliran. Bilangan Reynolds dinyatakan dalam persamaan 2.28.

$$\operatorname{Re} = \frac{\rho.v.D}{\mu} \tag{2.28}$$

Dengan :

Re = bilangan Reynolds ρ = massa jenis fluida (kg/m³) μ = viskositas dinamik (kg/m.s) ν = kecepatan aliran dalam pipa (m/s) D = diameter dalam pipa (m)

Pembagian jenis aliran yaitu :

- 1. Jika *Reynolds Number* < 2100 maka aliran tersebut dinyatakan sebagai aliran laminer.
- Jika *Reynolds number* 2100 ≤ Re ≤ 4000 maka aliran tersebut dinyatakan sebagai aliran transisi.
- 3. Jika *Reynolds number* > 4000 maka aliran tersebut dinyatakan sebagai aliran turbulen.

2.2.5 Aliran Fully Developed

Aliran berkembang penuh (*Fully developed flow*) adalah aliran di dalam pipa yang profil kecepatan tetap, tidak berubah karena perubahan jarak. Jika kecepatan diukur pada suatu titik L1, maka kecepatan yang diperoleh adalah V, Jika kecepatan diukur pada suatu titik di L2 kecepatan juga akan tetap V. Sedangkan pada aliran yang belum berkembang penuh akan memiliki variasi kecepatan (White, 1998).





Persamaan aliran berkembang penuh pada aliran laminar seperti persamaan 2.29.

$$\frac{l_l}{D} = 0,06 \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \dots (2.29)$$

$$\frac{l_l}{D} = 0,06 \cdot Re \dots (2.30)$$

Persamaan aliran berkembang penuh pada aliran turbulen seperti persamaan

2.31.

$$\frac{l_l}{D} = 4,4 \cdot \left(\frac{\rho.v.d}{\mu}\right)^{1/6} \dots (2.31)$$

$$\frac{l_l}{D} = 4,4 \cdot Re^{1/6} \dots (2.32)$$

Dimana : l_l : *Entrance length* (m)

л

- D : Diameter pipa (m)
- Re : Bilangan Reynolds

2.2.6 Pengukuran Laju Aliran

Pengukuran laju aliran adalah salah satu yang terpenting dalam proses flow *control.* pengukuran yang bertujuan untuk mengetahui kapasitas aliran, laju aliran massa dan laju aliran volume. Pengukuran laju aliran dapat diketahui dari kecepatan fluida yang melewati luas penampang atau perubahan energi kinetiknya. Kecepatan fluida yang mengalir di dalam pipa sangat dipengaruhi oleh perbedaan tekanan dan gesekan fluida terhadap pipa. Faktor lain yang mempengaruhi gesekan yang terjadi didalam pipa adalah kekentalan dan masa jenis fluida itu sendiri. Pemilihan alat ukur aliran tergantung pada ketelitian, kemampuan pengukuran, kemudahan pembacaan, harga, efisien dan keawetan dari alat ukur tersebut (Holman, 2001). Ada beberapa metode pengukuran laju aliran fluida antara lain :

- a. Metode positive-displacement
- b. Metode *flow-obstruction*
- c. Pengukuran laju aliran berdasarkan drag effects
- d. Hot-wire and hot-film anemometers
- e. Magnetic flowmeters
- f. Metode Flow-visualization

2.2.7 Orifice Plate Meter

Orifice merupakan salah satu komponen dari perangkat primer (*primary device*) untuk mengukur laju aliran volume atau massa fluida di dalam saluran tertutup (pipa) berdasarkan prinsip beda tekanan dengan Metode *flow-obstruction*. *Flow meter* yang menggunakan metode *flow-obstruction* antara lain *orifice plate meter, flow nozzle* dan venture meter. Perubahan kecepatan setelah melaui *orifice plate tersebut berkaitan dengan perubahan tekanan (differential pressure).* Perubahan tekanan ini yang kemudian diukur dan kemudian diasosiasikan dengan laju aliran. Dalam kaitannya dengan *orifice* dan pengukuran aliran, umumnya yang diukur adalah *differential pressure* (Holman, 2012).



Gambar 2. 15 Concentris orifice plate (Natanael, 2015)

Orifice plate yang umum dan sering digunakan adalah *concentric orifice* tipe ini dibuat dengan sangat presisi untuk membuat lubang yang lurus tepat di tengah lingkaran seperti gambar 2.16. Profil lubang orifice ini mempunyai takik (bevel) dengan kemiringan 45° pada tepi bagian *downstream*. Hal ini akan menguragi jarak tempuh dari aliran tersebut mengalami perbedaan tekanan melintang. Setelah aliran melewati orifice akan terjadi penurunn tekanan dan kemudian mencoba kembali ke tekanan semula tetapi terjadi sedikit tekanan yang hilang permanen (*permanent pressure* loss) sehingga perbedaan tekanan *upstream* dan *downstream* tidak terlalu besar. Perbandingan diameter orifice dan diameter dalam pipa dilambangkan dengan " β ".

a. Prinsip kerja Orifice plate

Pada dasarnya orifice berupa plat tipis dengan lubang di bagian tertentu (umumnya di tengah). Fluida yang mengalir melalui pipa ketika sampai pada orifice akan dipaksa untuk melewati lubang pada orifice. Hal itu menyebabkan terjadinya perubahan kecepatan dan tekanan. Titik dimana terjadi kecepatan maksimum dan tekanan minimum disebut *vena contracta*. Setelah melewati *vena contracta* kecepatan dan tekanan akan mengalami perubahan lagi. Dengan mengetahui

perbedaan tekanan pada pipa normal dan tekanan pada *vena contracta*, laju aliran volume dan laju aliran masa dapat diperoleh dengan persamaan Bernoulli. Kontruksi orifice meter dapat dilihat pada gambar 2.18.



Gambar 2. 16 Kontruksi orifice meter yang khas (Munson, 2009)

2.2.8 Pengukuran Perbedaan Tekanan

Perbedaan tekanan pada plat *orifice*, nosel, venturi dan tabung pitot diukur dengan menggunakan manometer. Manometer adalah peralatan pengukur tekanan yang menggunakan kolom fluida dalam tabung vertikal atau miring. Selain menggunakan manometer, beda tekanan juga dapat diukur dengan *pressure transducer* lain yang menggunakan instrumen-instrumen elektronik. Jenis-jenis manometer adalah sebagai berikut :

a) Manometer tabung U (U-Tube Manometer)

Pada pengukuran beda tekanan manometer yang sering digunakan adalah manometer tabung U.



Gambar 2. 17 U-Tube Manometer (Hewakandamby, 2012)

Pada gambar 2.19 a tabung U sebagaian diisi dengan air raksa untuk mengukur tekanan relative terhadap tekanan atmosfer atau perbedaan tekanan pada dua titik. Ketika kedua ujung dari tabung U terbuka dan bersentuhan dengan atmosfer maka tinggi air raksa dalam tabung U akan sejajar. Pada gambar 2.19.b menunjukan bahwa salah satu ujung dari tabung U terbuka dan bersentuhan dengan atmorfer sedangkan yang lainya terhubung ke suatu vessel dengan tekanan yang berbeda dari tekanan atmosfer, menyebabkan ketinggian air raksa dalam kolom akan berbeda.

Ketika fluida dalam bola memiliki massa jenis ρ_1 dan massa jenis dari air raksa ρ_m . Serta menganggap tekanan di dalam bola P₀. Ketika kolom air raksa mencapai keseimbangan.

Persamaan dapat ditulis seperti persamaan 2.33.

$$P_0 + h_1 \cdot \rho_1 \cdot g = P_{atm} + h_2 \cdot \rho_m \cdot g \dots (2.33)$$

Manometer dapat digunakan untuk mengukur perbedaan tekanan antara dua titik. mempertimbangkan pengaturan seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.19. Dengan massa jenis fluida di dalam pipa adalah ρ_L dan massa jenis air raksa adalah ρ_m , serta tekanan pada dua kolom yang lengan manometer terhubung ke pipa adalah P_1 dan P_2 ($P_1 > P_2$).

Persamaan beda tekanan dapat ditulis seperti persamaan 2.35.

 $\langle \rho_L \rangle$

$$P_{1} + h_{1} \cdot \rho_{L} \cdot g = P_{2} + h_{2} \cdot \rho_{L} \cdot g + \Delta h \cdot \rho_{m} \cdot g \dots (2.35)$$
$$P_{1} - P_{2} = \Delta h \cdot \rho_{L} \cdot g - \left(\frac{\rho_{m}}{\rho_{L}} - 1\right) \dots (2.36)$$



Gambar 2. 18 Pengukuran beda tekanan menggunakan manometer (Hewakandamby, 2012)

b) Manometer tabung miring

Manometer tabung miring diperuntukan untuk mengukur beda tekanan yang kecil.



Gambar 2. 19 Manometer miring (Hewakandamby, 2012)

Persamaan perbedaan tekanan dapat ditulis seperti pada persamaan 2.37.

Jika fluida di dalam pipa adalah fluida yang sama ($\rho_1 = \rho_2$) maka persamaan dapat di tulis seperti persamaan 2.39.

$$P_1 - P_2 = l.\sin\theta \cdot \rho_3 \cdot g - \Delta h. \rho_1 \cdot g \dots (2.39)$$

Dengan menggunakan hubungan dari $l. \sin \theta = \Delta h$ makan persamaan dapat ditulis seperti persamaan 2.40.

$$P_1 - P_2 = l.\sin\theta \cdot g(\rho_3 - \rho_1)...(2.40)$$