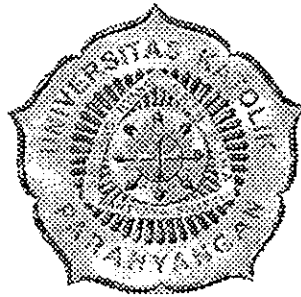


CONTROL VALVE  
*INTERAKSINYA DENGAN SISTEM ALIRAN*



*Tedi Hudaya, ST, MEngSc.*

621.106  
HUP  
c

85217 R/PTEK  
7.10.02

Jurusan Teknik Kimia Fakultas Teknologi Industri  
Universitas Katolik Parahyangan  
Nopember 2000

## Karakteristik Valve Berinteraksi dengan Sistem dan Pompa

Fungsi dari sebuah “*control valve*” adalah untuk mengubah laju alir dalam sistem fluida (perpipaan) ketika posisi *valve stem / valve travel* berubah. Bagaimanapun, *control valve* bertindak sebagai variabel tahanan nonlinier dalam sistem, yang menunjukkan karakteristik nonlinier. Memilih “kondisi (*trim*)” (*trim* menggambarkan hubungan antara koefisien *valve* dan *stem travel*, dan ditentukan oleh bentuk *plug* atau *surrounding cage*) terbaik untuk sebuah *valve* membutuhkan pertimbangan yang baik mengenai interaksi antara *valve*, sistem, dan karakteristik pompa.

Respon aliran ketika *valve* berubah posisi, tergantung tidak hanya pada karakteristik *valve*, tetapi pada respon karakteristik sistem, karakteristik pompa (yang merupakan *driving force*), dan cara karakteristik-karakteristik ini berinteraksi. Dalam banyak kasus, diinginkan suatu hubungan langsung atau linier antara aliran dalam sistem dan *valve travel*.

Hal ini merupakan kasus sebab dan akibat – sistem perpipaan dan karakteristik pompa keduanya memang sudah bersifat nonlinier. Itu berarti *control valve* pasti menunjukkan hubungan nonlinier yang tepat antara tinggi tekan / *head* dan aliran, yang mengkompensasi kenonlinieran sistem. Hasil akhir yang diinginkan adalah hubungan linier antara *valve stem travel* dan aliran.

Tulisan ini akan melihat suatu kasus zat cair yang sederhana yang mewujudkan prinsip-prinsip dasar. Hal ini dimulai dengan persamaan dasar dari aliran zat cair melalui sebuah *valve*. *Valve* ini akan ditempatkan pada suatu sistem yang terdiri dari sebuah *valve*, pompa, sumber (*source*), dan penerima (*receiver*). Hal ini mengarah pada

persamaan untuk *head* sistem yang dibutuhkan sebagai fungsi dari laju alir dengan *control valve* terpasang. Kemudian karakteristik pompa dikaitkan pada persamaan yang menggambarkan karakteristik *valve* (misalnya sebuah koefisien “*discharge*” sebagai fungsi dari valve travel).

Diskusi ini mempertimbangkan empat karakteristik kondisi *valve*: linier, parabola, persentase yang sama, dan bukaan mendadak. Dalam tulisan ini disertakan juga sebuah tabel yang menggambarkan bagaimana kondisi *valve* berinteraksi dengan sistem dan karakteristik pompa. Hasilnya adalah hubungan antara posisi *valve* dan laju alir sistem. Kemudian akan mudah memilih kondisi yang terbaik untuk suatu penerapan.

### Hubungan Dasar untuk Valve

Persamaan Bernoulli menghubungkan penurunan tekanan ( $-\Delta P = P_1 - P_2$ ) sepanjang *valve* dan laju alir melalui *valve* :

$$\frac{\Delta P}{\rho} + \frac{1}{2} \Delta V^2 + e_f = 0 \quad (1)$$

Hubungkan hilang energi *irreversible* dengan suatu koefisien hilang energi,  $K_f$  :

$$e_f = \frac{1}{2} K_f V^2 \quad (2)$$

dan anggap tidak ada perubahan energi kinetik atau potensial sepanjang *valve* ( $\Delta V = 0$ , jadi  $\Delta V^2 = 0$ ). Persamaan Bernoulli untuk laju alir ( $V = Q/A$ ) dapat diselesaikan :

$$Q = A V = A \sqrt{\frac{-2\Delta P}{\rho K_f}} \quad (3)$$

Tidak mudah untuk menentukan luas *control valve* (dan  $V$ ) dengan tepat, karena geometri aliran bagian dalam bisa cukup rumit. Juga,  $\Delta P$  bukan nilai maksimum dalam *valve* (yang akan terjadi jika  $P_2$  berada pada *vena contracta*, seperti pada *orifice*) tetapi merupakan hilang tekanan "*unrecovered*" murni yang berhubungan dengan  $P_2$ , pada suatu titik cukup jauh ke hilir untuk pengembalian tekanan sebanyak mungkin.

Gabungkan luas aliran, faktor geometri, densitas fluida acuan, dan koefisien hilang energi ke dalam suatu hubungan untuk fluida inkompresibel. Versi pertama adalah versi yang digunakan dalam katalog-katalog *valve* dan versi ketiga adalah versi sistem [1]:

$$Q = C_v \sqrt{\frac{-\Delta P}{SG}} = C_v \sqrt{\rho_w g h_v} - 0,658 C_v \sqrt{h_v} \quad (4)$$



#### Perhitungan Satuan-satuan Engineering

Persamaan di atas menggambarkan koefisien aliran,  $C_v$ . Nilai/harga  $C_v$  berbeda untuk setiap *valve* dan bervariasi dalam bukaan *valve* (atau *stem travel*) untuk suatu *valve* tertentu. Walaupun persamaan (4) sama dengan persamaan aliran untuk alat pengukur aliran, koefisien aliran  $C_v$  bukannya tidak berdimensi, begitu juga dengan koefisien *discharge* alat pengukur aliran, tetapi mempunyai dimensi  $[L^3][L/M]^{1/2}$ . Khususnya satuan "*normal engineering*" dari  $C_v$  adalah  $\text{gpm}/(\text{psi})^{1/2}$ , yang dalam tabel nomenklatur, satuan yang telah disederhanakan menjadi  $\text{gal-in./min}$ . Jika densitas fluida yang dimasukkan ke dalam persamaan (2) dan bukannya  $SG$ , dimensi  $C_v$  menjadi  $L^2$ . Hal ini merupakan hasil dari dimasukkannya luas efektif aliran *valve* dalam definisi  $C_v$ .

Pembuat *valve* menentukan harga  $C_v$  dengan pengukuran pada setiap jenis *valve*. Karena  $C_v$  memiliki dimensi, nilai  $C_v$  bergantung pada satuan-satuan khusus yang digunakan untuk variabel-variabel dan parameter-parameter dalam persamaan (4). Jadi, nilai  $C_v$  dianggap akan terdefinisi dalam satuan engineering yang khusus. Nilai  $C_v$  yang sama dapat digunakan dalam kedua bentuk dari persamaan (4) (berdasarkan satuan-satuan untuk cairan di atas) karena  $\rho_{air} = 62,3 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$ ,  $h_v$  dalam ft, dan  $g = 1/144$  (yang sebenarnya adalah  $g/g_c$ ), dengan konversi dari  $\text{lb}_f/\text{ft}^2$  menjadi  $\text{lb}_f/\text{in}^2$ . Para pembuat *valve* menerbitkan tabel-tabel yang lengkap tentang koefisien-koefisien aliran sebagai fungsi dari ukuran *valve*, karakteristik kondisi *valve* dan persentase bukaan *valve*. Karakteristik-karakteristik yang terilustrasi pada gambar 1 berasal dari Referensi 2.

#### Interaksi-interaksi Sistem-Pompa-Katup

Titik operasi untuk sistem aliran tertentu bergantung pada sifat tekanan aliran dari sistem perpipaan dan pompa. *Control valve* merupakan bagian dari sistem perpipaan, dan bertindak sebagai variabel tahanan dalam sistem (koefisien hilang energi pada *valve*,  $K_f$ , meningkat jika  $C_v$  menurun ketika *valve* menutup). Christy [3] membahas bagaimana ia mengajar murid-muridnya dalam memilih ukuran dan kondisi *valve* yang sesuai dan memilih pompa secara bersamaan. Contoh-contohnya tidak menuju ke arah data yang mencukupi. Untuk aplikasi tertentu, hal ini memerlukan penyesuaian *valve*, sistem perpipaan, dan karakteristik pompa.

Suatu sistem perpipaan yang khusus diilustrasikan pada gambar 2 dan akan digunakan sebagai contoh. Sistem perpipaan itu memiliki pompa sentrifugal, *control valve*, dan bermacam-macam sambungan dan panjang pipa lainnya. Titik operasi untuk sistem ini adalah titik potong dari karakteristik *head* pompa ( $H_p$ ) dengan *head* sistem

yang dibutuhkan ( $H_s$ ). Tentukan titik operasi ini dengan menggunakan persamaan umum Bernoulli untuk seluruh sistem dan hitung  $H_s$ :

$$H_s = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) + \frac{Q^2}{g} \times \left( \frac{8}{\pi^2} \frac{\Sigma K_f + h_v}{D^4} \right) \quad (5)$$

Dalam hal ini  $\Sigma K_f$  menyatakan koefisien hilang energi untuk semua pipa dan sambungan, dan variabel terakhir adalah *head loss* pada *control valve*,  $h_v$ , diperoleh dari persamaan (4). Perlakukan  $C_v$  sebagai variabel yang bergantung pada *valve stem travel*,  $X$ .

$$C_v = C_{vmax} f(X) \quad (6)$$

Fungsi  $f(X)$  ditentukan dari karakteristik kondisi *valve*. Gambar 1 merupakan gambar aluran dari keempat karakteristik kondisi *valve*.

Gunakan gambar 3 untuk mengikuti perkembangan karakteristik sistem dari persamaan (5), dan karakteristik *head* pompa. Terlihat dua kurva sistem, *valve* terbuka penuh dan *valve* tertutup sebagian. Penutupan *valve* (menurunkan  $X$ ) menurunkan  $C_v$  dan meningkatkan *head loss* pada *valve*. Hal ini mengubah kurva sistem naik dalam hal jumlah  $h_v$  pada laju alir tertentu (persamaan (4) menyatakan  $h_v$  sebagai fungsi dari laju alir).

Rentang kemungkinan dari laju alir (dikenal juga dengan rasio balik) terletak antara persekutuan/perpotongan kurva pompa dalam kurva sistem dengan *valve* yang terbuka penuh ( $Q_{max}$  yang berhubungan dengan  $C_{vmax}$ ) dengan kurva sistem yang *valvenya* tertutup sebagian. Tentu saja, laju alir absolut minimum adalah nol ketika *valve* tertutup seluruhnya dan  $h_v = \sim$ .

Dilihat analoginya dengan arus listrik, menutup *valve* setara dengan meningkatkan tahanan/resistor nonlinier di dalam rangkaian listrik. Hal ini meningkatkan *head* total dari sistem ( $H_s$ ) yang diperlukan pada laju alir tertentu, maka kurva dari sistem naik. Titik perpotongan antara kurva sistem dengan kurva pompa ( $H_p$ ) menentukan titik operasi dan berubah menuju laju alir yang lebih rendah yang disebabkan oleh kenaikan tahanan *valve*.

Titik operasi yang diinginkan harus mendekati laju alir maksimum ( $Q_{max}$ ) yang berhubungan dengan bukaan *valve* dan tahanan alir minimum. Menutup *valve* mengontrol aliran. Laju alir operasi minimum didapat dari rasio balik yang diperlukan untuk fungsi kontrol yang tepat. Batas-batas ini menentukan ukuran *valve* yang diperlukan (contoh:  $C_{vmax}$  yang dibutuhkan). Karakteristik pompa dan karakter sistem yang diatur pada laju alir yang dibutuhkan menentukan kondisi yang dibutuhkan oleh *valve*.

Persamaan untuk  $h_v$  yang merupakan fungsi dari fraksi bukaan *valve* ( $X$ ) yang diturunkan dari persamaan (4), (5), dan (6) adalah :

$$h_v = \frac{Q^2}{\rho_w g C_{vmax}^2 f^2(X)} = \frac{Q^2}{0,433 C_{vmax}^2 f^2(X)} \quad (7)$$



Oleh karena itu, apabila  $X$  berkurang,  $f(X)$  dan  $C_v$  juga akan menurun/berkurang. Dengan berkurangnya  $f(X)$  dan  $C_v$  akan meningkatkan  $h_v$ . Kurva sistem sekarang berpotongan dengan kurva pompa lebih ke sebelah kiri, pada laju alir ( $Q$ ) yang lebih rendah.

Pada contoh penggunaan (contoh: karakteristik dari sistem dan pompa diketahui), dipilih kondisi *valve* agar respon antara *valve stem travel* dengan laju alir harus selinier mungkin. Sebagai ilustrasi, apabila titik operasi terlalu di kiri diagram di mana kurva

pompa hampir rata maka  $H_p$  merupakan variabel yang hampir independen terhadap laju alir.

Pada prakteknya titik operasi adalah perpotongan dua kurva yang nonlinier. Oleh karena itu,  $h_v$  tergantung pada laju alir dan koefisien  $X$  (fraksi bukaan *valve*). Pada kasus ini,  $Q$  (laju alir) harus dievaluasi sebagai fungsi dari  $X$  pada berbagai karakteristik kondisi.

Pada *valve* dan kondisi yang telah ditetapkan, evaluasi kurva sistem (persamaan (5)) pada berbagai nilai  $X$ . Tentukan nilai  $Q$  dari perpotongan kurva sistem sebagai fungsi  $X$  dengan kurva pompa. Pilihlah kondisi yang memberikan hubungan yang paling linier antara  $X$  dengan  $Q$ .

Persamaan-persamaan empiris dapat digunakan untuk menunjukkan kurva kondisi seperti yang diperlihatkan oleh gambar 1.  $a$  dan  $n$  adalah parameter yang dapat diubah-ubah agar mengikuti kurva di gambar untuk keempat kurva kondisi aliran.

Kondisi linier :

$$f(X) = X \quad (8)$$

Kondisi parabola yang dimodifikasi :

$$f(X) = X^n \quad ; (1,5 < n < 2,5) \quad (9)$$

Kondisi dengan persentase sama :

$$f(X) = \frac{\exp(aX^n) - 1}{\exp(a) - 1} \quad (10)$$

Kondisi dengan bukaan mendadak :

$$f(X) = 1 - [a(1 - X) - (a - 1)(1 - X)^n] \quad (11)$$



a dan n adalah parameter yang didapat dari data empiris.

### Prosedur untuk Sistem

Tentukan titik operasi dengan mencari perpotongan antara kurva *head* sistem yang dibutuhkan ( $H_s$ ) dengan kurva *head* pompa yang tersedia ( $H_p$ ). Ingatlah juga untuk memasukkan  $h_v$  dalam perhitungan *head* sistem. Karakteristik pompa sentrifugal secara empiris digambarkan dalam persamaan sebagai berikut :

$$H_p = H_0 - cQ - bQ^2 \quad (12)$$

*Head* sistem yang dibutuhkan digambarkan dalam persamaan (5). Sedangkan  $h_v$  dapat dihitung dengan menggabungkan persamaan (4) dan (6) ( $h_v$  dalam ft dan Q dalam gpm) sehingga diperoleh persamaan :

$$h_v = \left[ \frac{Q}{0,658C_{vmax}f(X)} \right]^2 \quad (13)$$

Dengan menggabungkan persamaan (5) dan (13) dapat diperoleh persamaan *head* sistem sebagai fungsi dari posisi *valve stem* :

$$H_s = \frac{\Delta P}{\rho g} + \Delta Z + \left[ \frac{8}{g\pi^2} \frac{\Sigma K_f}{D^4} + \frac{1}{[0,658C_{vmax}f(X)]^2} \right] \quad (14)$$



Akhirnya dengan menyamakan  $H_p$  dan  $H_s$  dapat diperoleh hubungan antara laju alir yang diberikan ( $Q$ ) dan *valve stem travel* ( $X$ ) pada titik operasi yang merupakan respon *valve*.

$$\left(\frac{1}{f(X)}\right)^2 = 0,433 C_{vmax}^2 \times \left[ \frac{H_0 - cQ - bQ^2 - \Delta Z - \Delta P/\rho g}{Q^2} - \frac{0,00259 \Sigma K_f}{D_{in}^4} \right] \quad (15)$$

### Contoh

Contoh ini mempertimbangkan aliran sistem yang khas (gambar 2). Data-datanya adalah sebagai berikut :

Air pada suhu  $60^{\circ}F$  mengalir melalui sistem perpipaan 3-in. SN 40. Sistem ini melibatkan pipa sepanjang 100 ft dan 12 elbow standar dan  $\Delta Z = 20$  ft. Anggap bahwa tekanan pada kedua tangki adalah tekanan atmosfer, jadi  $\Delta P = 0$ .

Pompa yang digunakan adalah pompa sentrifugal 2x3 dan baling-baling berdiameter 8-3/4-in., yang mempunyai karakteristik yang dapat digambarkan dengan persamaan (12) dengan  $H_0 = 360$  ft,  $c = 0,0006$  dan  $b = 0,0005$ . Juga digunakan suatu *control valve* 3-in. dengan kondisi *plug* yang berbeda-beda/bervariasi. Persamaan-persamaan berikut cocok dengan gambar 2 dan didasarkan pada referensi 2.

Persentase yang sama :

$$C_v = 51 \frac{\exp(0,5X^{2,5}) - 1}{\exp(0,5) - 1}$$

Kondisi parabola yang dimodifikasi :

$$C_v = 60X^{1.6}$$

Linier :

$$C_v = 64X$$

Bukaan mendadak :

$$C_v = 70 \{1 - [0,1(1-x) - (0,1-1)(1-x)^{2.5}]\}$$

Gambar 4 mengilustrasikan efek bukaan *valve* pada respon aliran sistem untuk kasus kondisi *valve* secara linier. Gunakan persamaan (5) dan (7) dan hitung kurva sistem untuk *valve* yang terbuka penuh, terbuka  $\frac{1}{2}$ , dan terbuka  $\frac{1}{4}$ -nya. Kemudian hubungkan dengan karakteristik *head* pompanya.

Perpotongan antara kurva-kurva ini menunjukkan bahwa jangkauan operasi yang tepat untuk *valve* mendekati 150-400 gpm. Perhitungan ditunjukkan pada tabel .

Berikut ini adalah konstruksi umum dari perhitungan. Dengan laju alir yang telah ditentukan, hitunglah bilangan Reynolds dan kemudian tentukan faktor gesekan pipa (dari diagram Moody atau persamaan Churchill [4]). Gunakan metoda 2-K untuk koefisien-koefisien hilang energi [5]. Masukkan hasil perhitungan koefisien-koefisien hilang energi dan parameter pompa dan laju alir dalam persamaan (15) untuk menentukan  $1/f(X)^2$ . Gunakan persamaan yang tepat untuk kondisi *valve* untuk perhitungan X, posisi valve stem pada laju alir tersebut. Laju alir maksimum yang mungkin untuk *valve* dalam sistem ini adalah pada  $X = 1$ . Jika harga  $X > 1$  menunjukkan bahwa laju alir yang diberikan tidak dapat dicapai dengan keadaan *valve* terbuka penuh.

Gambar 5 menunjukkan hasil untuk keempat kasus tersebut. Kondisi persentase yang sama memiliki respon yang paling linier dalam sistem ini dan jangkauan yang

paling luas. Kondisi linier memiliki jangkauan *stem travel* yang paling luas untuk daerah laju aliran tertentu. Faktor-faktor ekonomi akan menentukan pilihan akhir.

## NOMENKLATUR

$a, n$	Parameter kurva untuk persamaan kondisi
$A$	Luas aliran valve, $\text{ft}^2$
$b, c, H_0$	Parameter kurva untuk karakter pompa
$C_v$	Koefisien aliran, gal-in/min
$C_{v\max}$	Koefisien aliran pada $Q_{\max}$ , gal-in/min
$D, D_{in}$	Diameter dalam dari tiap pipa, ft
$e_f$	Hilang energi irreversible, $\text{lb}_f\text{-ft}/\text{lb}_m$
$f(X)$	Karakteristik kondisi valve, fraksi dari aliran maksimum
$g$	Percepatan gravitasi, $\text{ft}^2/\text{s}$
$g_c$	Faktor konversi, $\text{lb}_m\text{-ft}/\text{lb}_f\text{-s}^2$
$h_v$	Head loss sepanjang valve (ft cairan)
$H_p$	Karakteristik head pompa, ft
$H_s$	Kebutuhan head sistem, ft
$K_f$	Koefisien hilang energi, tidak berdimensi
$P_1, P_2$	Tekanan dalam pipa, $\text{lb}_f/\text{in}^2$
$Q$	Laju alir volumetrik, gal/min (gpm)
$Q_{\max}$	Laju alir maksimum, gpm
$Q_{\min}$	Laju alir minimum, gpm
$SG$	Specific Gravity relatif terhadap air
$V$	Kecepatan, $\text{ft}/\text{s}$

$X$	Valve stem travel, fraksi terbuka penuh
$Z_1, Z_2$	Ketinggian di atas acuan, ft
$\Delta P$	Penurunan tekanan total (bersih) sepanjang valve, $\text{lb}_f/\text{in}^2$
$\Delta V^2$	Hilang energi kinetik sepanjang valve, $\text{ft}^2/\text{s}^2$
$\rho$	Densitas, $\text{lb}_m/\text{ft}^3$
$\rho_w$	Densitas air, $\text{lb}_m/\text{ft}^3$
Titik 1	Sebelum melewati valve, 'upstream'
Titik 2	Setelah melewati valve, 'downstream'

TABLE. CONTROL VALVE TRIM SELECTION EXAMPLE

System: Water in 3-in. Sch. 40 Pipe, Threaded Els													Pump: 2X3 1/8 3/4-in. Dia. Impeller			
D= 3.068 in. Delta P= 0 psi No. els = 12													Pump curve: $H_p = H_o - (c \cdot Q + b \cdot Q^2)$ c = 0.0006			
Pipe length= 100 ft. Rough= 0.0018 in. Delta Z = 40 ft.													H <sub>o</sub> = 360 ft. b = 0.0005			
Valve Trim		C <sub>vmax</sub>	Type	f(X)												
		64	Linear	X												
		51	Equal %	$(\exp(.5X^{2.5}) - 1) / (\exp(.5) - 1)$												
		60	Modified	X <sup>1.6</sup>												
		70	Quick Open	$1 - (1 - X) - (1 - X)(1 - X)^{2.5}$												
Q	NRe	f	Sum Kf	V/(X) <sup>2</sup>	V/(X) <sup>2</sup>	X	V/(X) <sup>2</sup>	V/(X) <sup>2</sup>	X	V/(X) <sup>2</sup>	V/(X) <sup>2</sup>	X	V/(X) <sup>2</sup>	V/(X) <sup>2</sup>	X	
gpm				RHS	(Eqn)	Lin.	(RHS)	(Eqn)	EP	(RHS)	(Eqn)	Mod.	(RHS)	(Eqn)	EO	
150	155,000	0.004957	14.18	26.75	26.753	0.193	16.99	16.99	0.611	23.51	23.51	0.373	32.00	32.00	0.080	
175	180,000	0.004887	14.06	19.23	19.234	0.228	12.21	12.21	0.650	16.90	16.90	0.413	23.00	23.00	0.095	
200	206,000	0.004832	13.97	14.35	14.350	0.264	9.11	9.11	0.686	12.61	12.61	0.453	17.16	17.16	0.111	
225	232,000	0.004784	13.89	11.00	11.000	0.302	6.99	6.99	0.719	9.67	9.67	0.492	13.16	13.16	0.129	
250	258,000	0.004750	13.83	8.61	8.610	0.341	5.47	5.47	0.751	7.57	7.57	0.531	10.30	10.30	0.148	
275	284,000	0.004719	13.78	6.84	6.840	0.382	4.34	4.34	0.783	6.01	6.01	0.571	8.18	8.18	0.169	
300	309,000	0.004693	13.74	5.49	5.490	0.427	3.49	3.49	0.813	4.83	4.83	0.611	6.57	6.57	0.191	
325	335,000	0.004670	13.70	4.44	4.440	0.475	2.82	2.82	0.843	3.91	3.91	0.653	5.32	5.32	0.217	
350	361,000	0.004650	13.67	3.61	3.610	0.526	2.29	2.29	0.874	3.18	3.18	0.697	4.32	4.32	0.247	
375	387,000	0.004632	13.64	2.94	2.940	0.583	1.87	1.87	0.904	2.59	2.59	0.743	3.52	3.52	0.281	
400	412,000	0.004616	13.61	2.40	2.400	0.645	1.52	1.52	0.935	2.11	2.11	0.792	2.87	2.87	0.321	
425	438,000	0.004616	13.61	1.94	1.941	0.718	1.23	1.23	0.968	1.71	1.71	0.846	2.32	2.32	0.372	
450	464,000	0.004616	13.61	1.56	1.560	0.801	0.99	0.99	1.001	1.37	1.37	0.906	1.86	1.86	0.440	
475	490,000	0.004616	13.61	1.24	1.241	0.898	0.78	0.78	1.039	1.09	1.09	0.973	1.48	1.48	0.536	
500	515,000	0.004616	13.61	0.96	0.960	1.021	0.61	0.61	1.079	0.84	0.84	1.055	1.15	1.15	0.712	

AFTAR GAMBAR

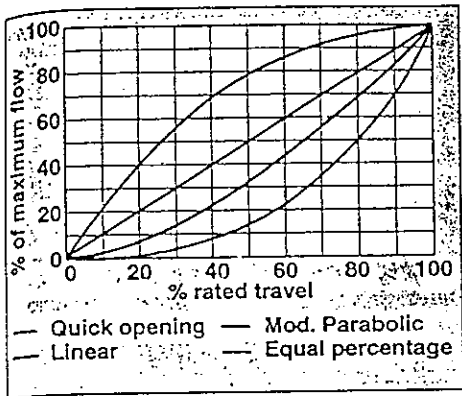


FIGURE 1. There are four different types of valve flow characteristics

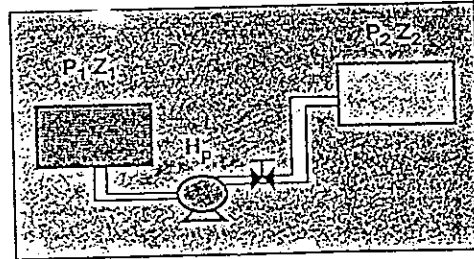


FIGURE 2. The simplified piping system has a source, a receiver, a pump and a control valve

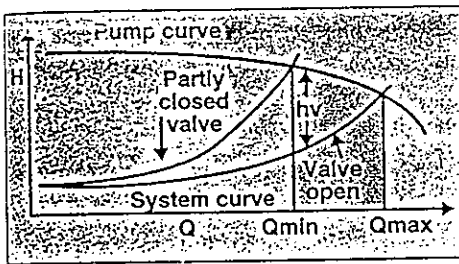


FIGURE 3. The operating point moves left as the valve closes down

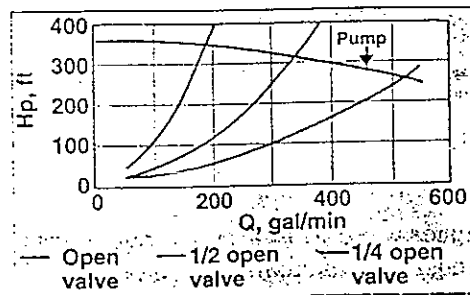


FIGURE 4. Determine the operating range of the valve type in the system at three positions. The example here is for the linear characteristic

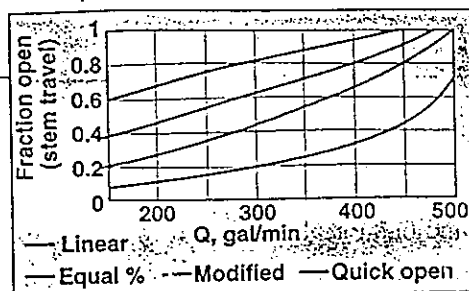
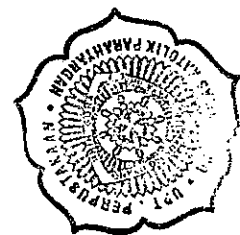


FIGURE 5. Plot all the flow trim characteristics on the same graph and then choose the best one for the specific application



## DAFTAR PUSTAKA

1. American Natl. Standards Institute and Instrument Soc. of America, "Flow Equations for Sizing Control Valves," ANSI/ISA-S75.01-85, Research Triangle, N. C., 1985.
2. Fishers Controls Co., Catalog 10, Ch. 2, Marshalltown, Iowa, 1987.
3. Christy, J. R. E., On Selecting Appropriate Control valves for Pipework Systems, *Chem. Eng. Educ.*, pp. 54-57, Winter 1996.
4. Darby, R., "Chemical Engineering Fluid Mechanics," p.152, Marcel Dekker, New York, 1996.

## SUMBER

ron Darby, "Control Valves: Match the Trim to the Selection", *Chemical Engineering*, June 1997.