

## Studi Eksperimental Pengaruh Rasio Sumbatan terhadap Keefektifan dan Koefisien Penurunan Tekanan Berkas Pipa Eliptik Susunan Berseling

Budi Utomo Kukuh Widodo<sup>1,3)</sup>, Samsul Kamal<sup>2)</sup>, Suhanan<sup>2)</sup>, I Made Suardjaja<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Kandidat Doktor Teknik Mesin FT UGM

<sup>2)</sup>Jurusan Teknik Mesin dan Industri Fakultas Teknik UGM

Jln. Grafika 2. Yogyakarta 55281

<sup>3)</sup>Jurusan Teknik Mesin FTI ITS

Keputih – Sukolilo – Surabaya 60111

E-mail: [buditem@mail.ugm.ac.id](mailto:buditem@mail.ugm.ac.id), [buditem@me.its.ac.id](mailto:buditem@me.its.ac.id)

### Abstrak

Telah dilakukan studi eksperimental pada berkas tabung eliptik dengan diameter ekuivalen 0.75 inci, *aspect ratio* (AR) = 2.5. Berkas tabung disusun secara berseling dengan konfigurasi 4-3-4 dan *pitch lateral* ( $S_L$ ) = 1.5 X sumbu major. *Pitch transversal* ( $S_T$ ) divariasikan 1.5 dan 2 X sumbu minor dan menghasilkan Rasio Sumbatan (BR) 0.73 dan 0.57. Pengujian dilakukan dalam terowongan angin subsonik dengan kecepatan angin 1 m/s – 10.2 m/s yang menghasilkan bilangan Reynolds  $Re_B = 219 - 5601$  dan suhu operasi 49 °C, 59 °C dan 69 °C. Tujuh tabung disisipi pemanas elektrik yang menghasilkan *uniform heat flux* 3718 W/m<sup>2</sup>. Diperoleh hasil bahwa Keefektifan penukar panas ( $\epsilon$ ) bervariasi dari 39.65 hingga 37.2, menurun secara cepat pada bilangan Reynolds rendah dan cenderung asimptotik pada bilangan Reynolds diatas 1000. Koefisien penurunan tekanan ( $C\Delta p$ ) dengan harga 7.9 – 2.5 juga mempunyai kecenderungan yang relatif sama dengan keefektifan tetapi memiliki *slope*/kemiringan yang lebih landai. Secara umum berkas dengan BR yang lebih kecil mempunyai Keefektifan yang lebih besar dan Koefisien penurunan tekanan yang lebih kecil. Perubahan suhu operasi praktis tidak berpengaruh terhadap Keefektifan dan Koefisien penurunan tekanan pada semua bilangan Reynolds.

**Keywords:** rasio sumbatan, berkas tabung eliptik berseling, keefektifan, koefisien penurunan tekanan

### Pendahuluan

Berkas pipa yang disusun berdasarkan konfigurasi tertentu merupakan inti penukar panas kompak (*Compact heat exchanger*) yang banyak dipakai dalam industri proses dan sistem energi termal. Dengan konfigurasi semacam itu maka penukar panas kompak (*Compact heat exchanger*) mempunyai karakteristik luas permukaan perpindahan panas yang sangat besar dibandingkan dengan volumenya (*area to volume ratio*) hingga mencapai 700 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. Sesuai dengan karakteristiknya, fluida gas mengalir dalam keadaan (biasanya) laminar pada sisi luar tabung yang berdiameter hidraulik  $\leq 5$  mm, sementara fluida cair mengalir di dalam tabung. Peningkatan luas permukaan perpindahan panas dilakukan dengan melekatkan sirip, yang pada umumnya pelat kontinu, pada sisi luar tabung. Penampang lintang tabung yang umum dipergunakan adalah sirkular dengan diameter antara 0.375 inci hingga 0.75 inci sesuai dengan ketersediaan tabung di pasar. Penampang lintang tabung yang lain seperti elips, bujur sangkar, persegi panjang dan lentikular atau profil aerodinamik sangat

jarang dipergunakan.

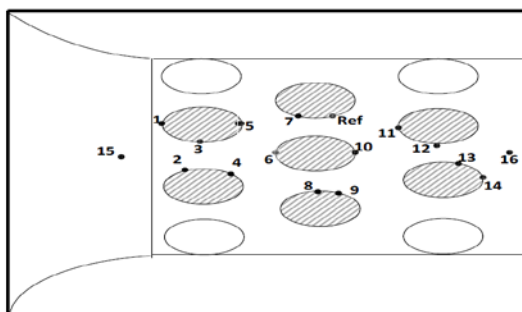
Berdasarkan konfigurasi itu, maka koefisien penukar panas sisi luar tabung (sisi gas) cukup rendah dengan penurunan tekanan yang cukup bermakna. Dengan demikian keefektifan penukar panas kompak sangat dipengaruhi oleh nilai koefisien perpindahan panas sisi gas. Peningkatan koefisien perpindahan panas sisi gas dapat dilakukan dengan dua cara yaitu meningkatkan kecepatan aliran gas, dan melakukan perbaikan pada aspek geometri permukaan tabung. Peningkatan kecepatan aliran gas akan berakibat langsung pada peningkatan daya fan yang diperlukan untuk mengalirkannya, sementara perbaikan aspek geometri dapat dilakukan dengan mengubah penampang lintang tabung dan jarak antar tabung.

Sudah banyak penelitian yang membahas perpindahan panas konveksi antara fluida dengan permukaan tabung eliptik, terutama pada 25 tahun terakhir. Penelitian pada tabung eliptik tunggal, menghasilkan harga bilangan Nusselt (Nu) terbaik pada *aspect ratio* (AR) = 2 – 2.50. Penambahan *aspect ratio* selanjutnya tidak menunjukkan peningkatan bilangan Nusselt secara bermakna dan sudah berperilaku sebagai pelat

datar[1]. Sejumlah penelitian tentang perpindahan panas melintas berkas tabung melaporkan bahwa susunan berkas tabung berseling memberikan bilangan Nusselt rerata yang lebih besar bila dibandingkan dengan susunan berkas tabung sebaris [2,3]. Fenomena ini terjadi pada semua variasi *pitch ratio* dan bilangan Reynolds [4,5]. Beberapa studi numerik selanjutnya berhasil mengidentifikasi sejumlah keistimewaan pemakaian tabung berpenampang elliptik dengan *axis ratio* (inversi *aspect ratio*) 0.3, 0.4, 0.5, 0.6 dan 0.75 dari pada tabung yang berpenampang sirkular [6,7]. Harga koefisien tekanan tabung elliptik lebih kecil daripada tabung sirkular di daerah titik stagnasi bagian hulu ( $\alpha \approx 0^\circ$ ) hingga  $\alpha \approx 60^\circ$  [1,3].

**Metoda Eksperimen & Fasilitas Yang Digunakan**

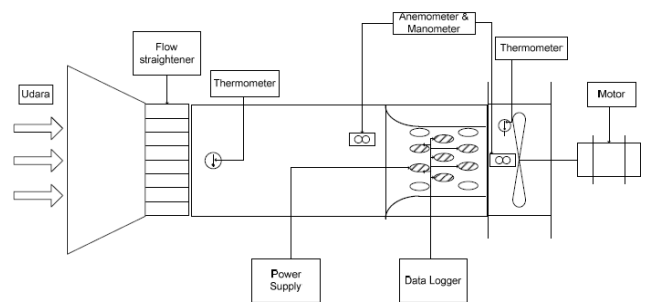
Eksperimen dilakukan pada model uji berupa 11 buah tabung eliptik tersusun berseling. Pemanas listrik dipasang pada tujuh tabung (berarsir) dengan konfigurasi: dua tabung di kolom pertama (baris kedua dan ketiga), tiga tabung di kolom kedua dan dua tabung baris dua dan tiga di kolom ketiga. Satu pengatur daya dipasang pada *power supply* untuk mengatur catu daya listrik yang dialirkan kedalam pemanas listrik. Laju daya listrik ini akan dibatasi oleh termostat (Autonics TZN4S-14R) yang akan mempertahankan suhu permukaan tabung rujukan pada harga 322, 332, dan 342 K. Suhu permukaan tabung diukur pada 14 titik ukur (simpul) dan suhu udara masuk (simpul 15) dan keluar (simpul 16) diukur secara serempak dan disimpan dalam *data logger* Advantech Adam-4018 Data Acquisition Modules. Simpul 1, 6 dan 11 mewakili suhu titik stagnasi, sementara simpul 3, 8 dan 12 mewakili suhu permukaan tabung di celah tersempit dan tiga simpul terakhir (4, 10 dan 14) mewakili suhu permukaan tabung didaerah *wake*. Lima simpul lainnya (2, 5, 7, 9 dan 13) dipergunakan sebagai pembanding dan pembuatan medan suhu dalam berkas tabung.



Gambar 1. Simpul pada berkas tabung dan seksi uji.

Model uji berkas tabung eliptik kemudian dimasukkan kedalam terowongan angin subsonik (Armfield) dengan sumbu tabung mendatar dan arah aliran udara melintang terhadap berkas tabung. Saluran ini berfungsi untuk memastikan bahwa aliran udara

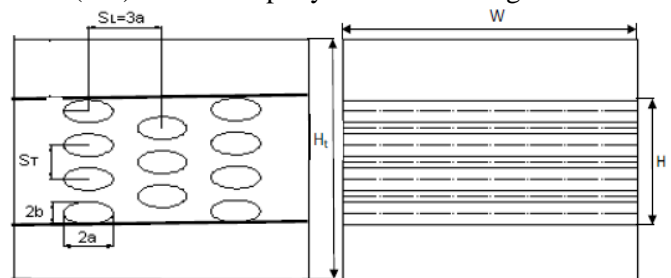
yang akan melintasi model uji benar-benar searah (satu dimensi). Laju alir udara yang melintasi model uji dikendalikan oleh motor listrik penggerak kipas angin yang dipasang pada bagian hilir terowongan angin. Melalui Regavolt transformer 115 skala, daya motor diatur sedemikian agar diperoleh kecepatan aliran udara bebas dalam terowongan angin sebelum melintasi model uji pada 1 hingga 10.2 m/s. Variasi kecepatan diatas dengan panjang karakteristik lebar celah tersempit 5.2 mm (konfigurasi A) dan 10.4 mm (konfigurasi B) akan menghasilkan bilangan Reynolds 219 hingga 5601 yang dapat mewakili lapis batas laminar dan turbulen.



Gambar 2. Susunan instalasi pengujian.

Kecepatan angin bebas dalam terowongan angin diukur dengan Lutron *hot wire* anemometer pada posisi hulu. Penurunan tekanan ( $\Delta p$ ) dalam eksperimen ini diukur melalui ‘*static pressure taps*’ di daerah sebelum dan sesudah seksi uji. Penurunan tekanan aliran udara didalam terowongan angin sebelum dan sesudah melintasi berkas tabung diukur dengan menggunakan mikromanometer Kofferprufsatz Modell 4u.5.

Dua konfigurasi berkas tabung A dan B dengan *aspect ratio* (AR) = 2.5 mempunyai dimensi sebagai berikut:



KONFIGURASI	A	B
ASPECT RATIO (AR)	2.5	
SUMBU MAJOR (2a)	26.1 mm	
SUMBU MINOR (2b)	10.4 mm	
PITCH LONGITUDINAL (Sl)	37.5 mm	
PITCH TRANSVERSAL (Sr)	15.6 mm	20.8 mm
TINGGI BERKAS (H)	57.2 mm	
TINGGI TOTAL (Ht)	200 mm	
LEBAR SEKSI UJI (W)	305 mm	
RASIO SUMBATAN (BR)	0.73	0.57

Gambar 3. Dimensi berkas tabung.

Celah tersempit ( $B$ ) yang terletak diantara dua tabung ditetapkan sebagai panjang karakteristik untuk menghitung bilangan Reynolds. Dengan demikian panjang karakteristik berkas  $B = S_T - 2b = 5.2$  mm untuk konfigurasi A dan 10.4 mm untuk konfigurasi B. Bilangan Reynolds sebagai parameter dalam pengujian ini dihitung sebagai:

$$Re_B = V_{\infty} B / \nu \tag{1}$$

Rasio Sumbatan (BR) didefinisikan sebagai luas proyeksi tabung eliptik kolom pertama dibagi dengan luas penampang aliran, dan dihitung sebagai:

$$BR = (4 \times 2b)/H \tag{2}$$

Beban termal dari pemanas elektrik dihitung dengan mengasumsikan semua energi elektrik yang dialirkan diubah menjadi energi termal ( $\cos \Phi = 1$ ) dengan persamaan:

$$P_{elektrik} = V.I. \cos \Phi \text{ Watt} \tag{3}$$

Dengan mengasumsikan semua panas dari pemanas elektrik diserap oleh aliran udara, maka berlaku hubungan:

$$P_{elektrik} = V.I. \cos \Phi = Q_{konveksi} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \tag{4}$$

Keefektifan penukar panas didefinisikan sebagai ratio antara laju perpindahan panas dan daya penggerak kipas untuk mengalirkan udara. Dengan menganggap bahwa aliran udara dalam penukar panas adalah inkompresibel dan sifat fluida konstan serta keadaan tunak, maka daya pemompaan aliran udara dapat dinyatakan sebagai:

$$P = \dot{V} \times \Delta p \text{ Watt} \tag{5}$$

Dengan demikian keefektifan penukar panas dapat dirumuskan sebagai:

$$\epsilon = \frac{Q_{konv}}{P_{fan}} = \frac{\bar{h} \times A_s (T_f - T_m)}{\Delta p \times \dot{V}} = \frac{\dot{m} \times c_p \times \Delta T}{\Delta p \times \dot{V}} = \frac{\rho \times c_p \times \Delta T}{\Delta p} \tag{6}$$

Koefisien penurunan tekanan didefinisikan sebagai rasio antara penurunan tekanan ( $\Delta p$ ) dan tekanan dinamik ( $0.5 \rho V_{\infty}^2$ ) aliran udara pada saat melintasi berkas tabung:

$$C\Delta p = (\Delta p) / (0.5 \rho V_{\infty}^2) \tag{7}$$

Kedua parameter (keefektifan dan koefisien penurunan tekanan) seperti disebutkan diatas dipergunakan sebagai indikator performansi suatu penukar panas.

**Hasil dan Pembahasan**

Hasil pengujian dan perhitungan Keefektifan penukar panas dan koefisien penurunan tekanan untuk kedua konfigurasi (A dan B) pada suhu setting 49 °C, 59 °C dan 69 °C disajikan dalam Tabel 1 dan 2 berikut.

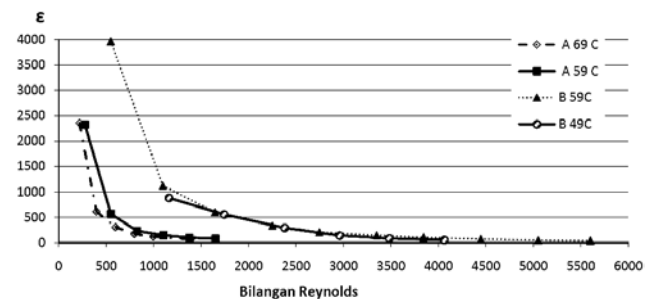
Tabel 1. Hasil Uji Konfigurasi A

T [°C]	V [m/s]	Re <sub>B</sub>	ΔT [K]	Δp [Pa]	CΔp	ε
59	1	275	8.59	4	7.4	2326.9
	2	551	7.28	14	6.5	563.5
	3	826	6.16	29	6.0	230.2
	4	1102	6.29	47	5.5	144.9
	5	1377	6.27	70	5.2	97.1
	6	1652	6.83	97	5.0	76.3
69	1.1	219	11.21	5	7.9	2354.8
	2	398	8.74	15	7.2	612.0
	3	597	8.48	29	6.2	307.1
	4	797	7.83	48	5.8	171.3
	5	996	7.73	70	5.4	116.0
	6	1195	7.67	97	5.0	76.3
	7	1394	7.67	129	5.0	62.4

Tabel 2. Hasil Uji Konfigurasi B

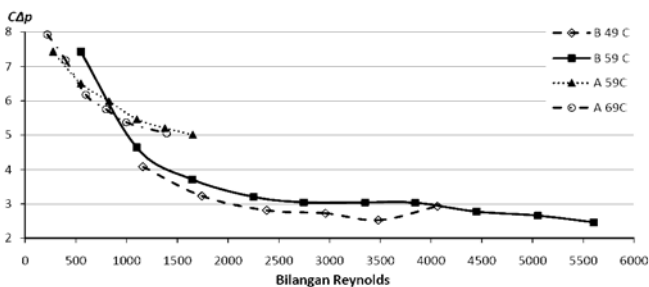
T [°C]	V [m/s]	Re <sub>B</sub>	ΔT [K]	Δp [Pa]	CΔp	ε
49	2	1161	7.09	9	4.1	880.6
	3	1741	8.00	16	3.2	558.9
	4.1	2379	6.72	26	2.8	288.9
	5.1	2960	3.82	39	2.7	139.0
	6	3482	3.82	50	2.5	83.2
	7	4063	3.61	79	2.9	51.1
59	1	549	14.64	4	7.4	3965.3
	2	1098	10.32	10	4.6	1118.0
	3	1647	9.97	18	3.7	600.0
	4.1	2251	8.86	29	3.2	331.2
	5	2746	7.79	41	3.0	205.8
	6.1	3350	8.00	61	3.0	142.2
	7	3844	7.60	80	3.0	103.0
	8.1	4448	6.19	98	2.8	68.4
	9.2	5052	5.21	121	2.7	46.7
	10.2	5601	4.74	138	2.5	37.2

Hasil perhitungan dari kedua tabel diatas kemudian disajikan dalam bentuk grafik seperti disajikan oleh Gambar 3 dan 4.



Gambar 3. Keefektifan berkas tabung fungsi bilangan Reynolds

Dari Tabel 1 dan 2, dan Gambar 3 diatas terlihat bahwa, keefektifan penukar panas konfigurasi A dengan rasio sumbatan  $BR = 0.73$  mempunyai harga yang besar pada bilangan Reynolds kecil dan berkurang dengan angka arah negatif yang sangat besar hingga mencapai harga 145-116 pada bilangan Reynolds sekitar 1000. Pada bilangan Reynolds yang lebih besar perubahan ini tidak cukup bermakna. Berkas tabung konfigurasi B dengan rasio sumbatan  $BR = 0.57$  juga menunjukkan kecenderungan yang sama dengan konfigurasi A pada semua bilangan Reynolds. Keefektifan penukar panas mempunyai harga yang besar ( $\epsilon = 3965$ ) pada bilangan Reynolds yang kecil ( $Re_B = 549$ ) dan berkurang dengan cepat oleh peningkatan bilangan Reynolds. Keefektifan ini cenderung asimptotik pada bilangan Reynolds  $> 2000$ . Perubahan suhu *setting* tidak memberikan pengaruh yang bermakna, Secara keseluruhan analisis hasil uji menunjukkan bahwa konfigurasi B mempunyai keefektifan yang lebih baik daripada konfigurasi A pada bilangan Reynolds yang sama.



Gambar 4. Koefisien penurunan tekanan berkas tabung fungsi bilangan Reynolds

Untuk koefisien penurunan tekanan sebagaimana dapat dilihat dari Tabel 1 dan 2 dan Gambar 4 diatas terungkap bahwa koefisien penurunan tekanan untuk konfigurasi A lebih besar daripada konfigurasi B. Koefisien penurunan tekanan kedua konfigurasi mempunyai harga yang besar pada bilangan Reynolds yang kecil dan cenderung asimptotik pada bilangan Reynolds  $> 2500$ . Interseksi koefisien penurunan tekana kedua konfigurasi berkas tabung terjadi pada bilangan Reynolds sekitar 700. Pada bilangan Reynolds yang lebih tinggi ternyata bahwa koefisien penurunan tekanan berkas tabung konfigurasi A dengan harga rasio sumbatan  $BR = 0.73$  mempunyai harga yang lebih besar. Perubahan suhu *setting* juga tidak banyak mempengaruhi harga koefisien penurunan tekanan pada kedua konfigurasi dan semua bilangan Reynolds.

Hasil diatas tidak berbeda dengan kecenderungan yang dilaporkan oleh G.P. Merker dan H. Hanke [4]

## Kesimpulan

Dalam studi ini telah dikaji pengaruh rasio sumbatan  $BR$  dan  $Re_B$  serta suhu *setting* terhadap keefektifan penukar panas dan koefisien penurunan tekanan.

1. Kedua konfigurasi mempunyai kecenderungan karakteristik performansi yang sama.
2. Keefektifan penukar panas ( $\epsilon$ ) konfigurasi B dengan  $BR = 0.57$  mempunyai harga yang lebih besar daripada konfigurasi A dengan  $BR = 0.73$ .
3. Konfigurasi B dengan  $BR = 0.57$  mempunyai koefisien penurunan tekanan ( $C\Delta p$ ) yang lebih rendah 50 % daripada konfigurasi A setelah interseksi pada  $Re_B \approx 700$ .
4. Pada  $Re_B$  yang besar  $\epsilon$  dan  $C\Delta p$  sudah tidak berubah.
5. Suhu operasi tidak mempunyai pengaruh yang bermakna pada  $\epsilon$  dan  $C\Delta p$

## Nomenklatur

B	lebar celah [mm]
H	tinggi berkas [mm]
I	arus listrik [Ampere]
$m^\circ$	laju alir massa [kg/s]
P	daya [watt]
p	pressure [ $Nm^{-2}$ ]
Q	laju perpindahan kalor [Watt]
T	suhu [ $^\circ C, K$ ]
V	kecepatan [m/s]
V	tegangan listrik [Volt]
$V^\circ$	debit [ $m^3/s$ ]
BR	rasio sumbatan
$C_p$	panas jenis pada tekanan konstan [ $J/kg.K$ ]
Re	bilangan Reynolds
$C\Delta p$	koefisien penurunan tekanan

## Greek letters

$\Delta$	selisih
$\epsilon$	keefektifan
$\nu$	viscosity [ $m^2/s$ ]
$\rho$	Rapat massa [ $kg/m^3$ ]

## Subsripts

$\infty$	aliran udara bebas
----------	--------------------

**Referensi**

- [1] OTA, Terukazu, Shinya AIBA, Tsunehiko TSURUTA dan Masaaki KAGA, *Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1:2*, Bulletin of the JSME, Vol.26, No.212, pp 262-267, 1983.
- [2] Matos, R.S. Vargas, J.V.C. Laursen, T.A. & Saboya, F.E.M., *Optimization study and heat transfer comparison of staggered circular and elliptic tubes in forced convection*, International Journal Heat and Mass Transfer, Vol.44, No.2, 3953-3961, 2001.
- [3] Matos, R.S. Vargas, J.V.C. Laursen, T.A. & Bejan, A., *Optimally staggered finned circular and elliptic tubes in forced convection*, International Journal Heat and Mass Transfer, Vol.47, 1347-1359, 2004.
- [4] Merker, G. P. and H. Hanke, *Heat transfer and pressure drop on the shell-side of tube-banks having oval-shaped tubes*, International Journal Heat Mass Transfer, Vol.29, No.12, pp 1903-1909, 1986.
- [5] Zakir Faruquee, David S-K. Ting, Amir Fartaj, Ronald M. Barron & Rupp Carriveau, *The effect of axis ratio on laminar fluid flow around an elliptical cylinder*, International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.28, 1178-1189, 2007.
- [6] Khan, W.A. Culham, J.R. & Yovanovich, M.M., *Fluid Flow Around and Heat Transfer from Elliptical Cylinders: Analytical Approach*, Journal of Thermophysycs and Heat Transfer, Vol.19, No.2, 178-185, 2005.
- [7] Zhihua Li, Jane Davidson & Susan Mantell, *Numerical Simulation of Flow Field and Heat Transfer of Streamlined Cylinders in Crossflow*, *Proceeding of HT2005*, ASME Summer Heat Transfer Conference, 2005.