

## **MODEL MATEMATIS PERPINDAHAN PANAS PADA TABUNG VAKUM (THE MATHEMATIS EQUATION OF HEAT TRANSFER TO VACUUM TUBE)**

**MULYONO**

Jurusan Teknik Mesin, Universitas Muhammadiyah Malang

Email : mulyono010866@gmail.com

### **Abstraksi**

*Dalam dunia industri, material isolasi sering digunakan untuk mempertahankan temperatur zat pada keadaan dingin atau panas. Disamping mahal dan tebal ukuran penggunaan material isolasi terkadang dipandang kurang praktis. Untuk menggantikan fungsi material isolasi sering digunakan rongga udara bertekanan rendah atau vakum. Membuat derajat kevakuman 100 % pada rongga udara tidaklah mudah. Biasanya masih adanya udara di dalam rongga akan mengakibatkan terjadinya perpindahan panas konveksi alami (natural convection) antara kedua permukaan pembentuk rongga tersebut. Koefisien perpindahan panas konveksi ( $h$ ) pada suatu rongga selain dipengaruhi oleh perbedaan temperatur juga dipengaruhi oleh geometri rongga, orientasi dari rongga dan sifat-sifat yang dimiliki oleh fluida, antara lain : tekanan, temperatur, massa jenis, konduktifitas dan viskositas.*

*Penelitian ini dilakukan dengan eksperimental dengan melakukan variasi diameter tabung atau variasi aspek ratio rongga yaitu  $L/\delta = 11.8, 7.87$  dan  $5.9$ . Hasil penelitian diperoleh model matematis sebagai berikut ;*

$$Nu = 1.923 \times 10^{145} (Ra_{\delta})^{-16.5630} \cdot \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-65.8549}$$

**Key Words :** *Matematis, Perpindahan Panas, Tabung Vakum*

## **PENDAHULUAN**

*Xundan Shi, dkk ( 2003 ), melakukan penelitian tentang perpindahan panas konveksi alamiah secara aliran laminar dan kondisi tunak (steady state) pada suatu rongga berbentuk bujur sangkar yang dilengkapi sirip tipis dengan analisa sistem*

komputasi. Dari hasil analisa diperoleh hubungan bilangan Nusselt rata-rata sebagai berikut :

$$\overline{Nu} = (0.1213 Sp^2 - 0.1202 Sp + 0.1807) Ra^{0.2979} Lp^{0.0656} \dots \text{untuk } Ra = 10^4 - 10^5$$

$$\overline{Nu} = (0.0163 Sp^2 - 0.0129 Sp + 0.1598) Ra^{0.2979} Lp^{0.0656} \dots \text{untuk } Ra = 10^6 - 10^7$$

dimana

Sp : besaran non dimensional dari perbandingan letak sirip terhadap lebar rongga.

Lp : besaran non dimensional dari perbandingan panjang sirip terhadap lebar rongga

Dalam perkembangan teknologi sekarang ini, untuk mengangkut dan menyimpan zat-zat cair kriogenik yang bersuhu rendah (sampai kira-kira  $-250^{\circ}\text{C}$ ), misalnya hidrogen cair untuk waktu yang lama, telah dikembangkannya *Superisolator* (*superinsolation*). Superisolator yang paling effectif terdiri dari lapisan-lapisan rangkap yang terbuat dari bahan yang berdaya refleksi tinggi dengan isolator-isolator sebagai pengantara. Keseluruhan sistem ini *dihampakan* agar konduksi melalui udara menjadi minimum (*Wang QW dkk, 2000*).

Dalam dunia industri , material isolasi digunakan untuk mempertahankan temperatur zat pada keadaan dingin atau panas. Disamping mahal dan tebal ukuran penggunaan material isoalsi terkadang dipandang kurang praktis. Untuk menggantikannya fungsi material isolasi sering digunakan rongga udara bertekanan rendah atau vakum. Membuat derajat kevakuman 100 % pada rongga udara tidaklah mudah, biasanya masih adanya udara didalam rongga yang mengakibatkan terjadinya perpindahan panas konveksi alami (natural convection) antara kedua permukaan pembentuk rongga tersebut (*Barry, 2002*).

Laju perpindahan panas pada suatu rongga dihitung berdasarkan hukum Newton pendinginan. Sedangkan koefisien perpindahan panas konveksi (h) pada rongga dipengaruhi oleh : perbedaan temperatur dari kedua dinding pembatas, selain itu juga merupakan fungsi dari geometri rongga , orientasi dari rongga dan sifat-sifat yang dimiliki fluida . Besarnya laju perpindahan panas antara dua permukaan yang membentuk rongga sangat dipengaruhi pula oleh kondisi sifat-sifat (properties) , yaitu ; tekanan, temperatur, massa jenis, konduktivitas, viskositas dan sebagainya dari fluida yang berada di dalam rongga tersebut.

Untuk mengurangi laju perpindahan panas pada suatu rongga (cavity), *cara penghampaan* (pempvakuman) merupakan suatu metode yang sangat populer didalam kehidupan sehari-hari. Cara ini sering digunakan pada termos, pelat-pelat absorber pada pemanas matahari, sebagai isolasi untuk mengurangi kehilangan panas pada reaktor nuklir, pendinginan pada tangki sampah radioaktif, ventilasi ruangan dan seterusnya (*Laccarino G, 1998*).

**Oronzio Manca (2002)**, melakukan penelitian tentang perpindahan panas konveksi bebas di antara dua plat yang dipanaskan dan posisi kedua plat yang membentuk sudut. Sedangkan variasi perlakuan yang diberikan adalah :

Variasi jarak antara dua plat (b) : 20-32.3 mm

- Variasi sudut (posisi) plat (  $\theta$  ) : 0 – 88<sup>0</sup>
- Tinggi susunan saluran (t) : 409 mm
- Lebar plat (w) : 450 mm

Dalam penelitian ini, menghasilkan hubungan bilangan Nusselt (Nu) dengan bilangan Rayleigh (Ra) adalah sebagai berikut :

$$Nu_x = a (Ra_x \text{ Cos } \theta )^b$$

Dimana : harga  $Ra_x = 20 - 8.0 \cdot 10^5$

JumlahLajur Plat	Koefisien/Konstanta		
	a	b	R <sup>2</sup>
4	0.806	0.231	0.974
6	0.650	0.228	0.953
8	0.622	0.244	0.946

**Mulyono (2004)**, melakukan riset tentang perpindahan panas konveksi alamiah pada suatu rongga (aspek ratio  $L/\delta = 11.8$ ) dengan variasi derajat kevakuman , diperoleh hasil bahwa semakin besar derajat kevakuman (semakin minus tekanan vakum) maka akan mendapatkan laju perpindahan panas konveksi yang rendah. Ini memberikan arti bahwa pada tekanan kevakuman yang besar akan mampu berguna sebagai isolasi (menghambat laju perpindahan panas) sehingga akan memberikan dampak pada masa penyimpanan bahan.

Permasalahan dalam penelitian ini adalah bagaimanakah model matematis dari tabung vakum yang mendapatkan perlakuan dengan diberikan variasi temperatur pada permukaan objek yang diuji khususnya pada ratio tabung yang berbeda.

Tujuan penelitian adalah untuk mendapatkan persamaan matematis laju perpindahan panas pada tabung vakum yang diberikan perlakuan variasi temperatur permukaan yang berbeda sehingga mempunyai kemampuan untuk menyimpan bahan-bahan Kriogenik.

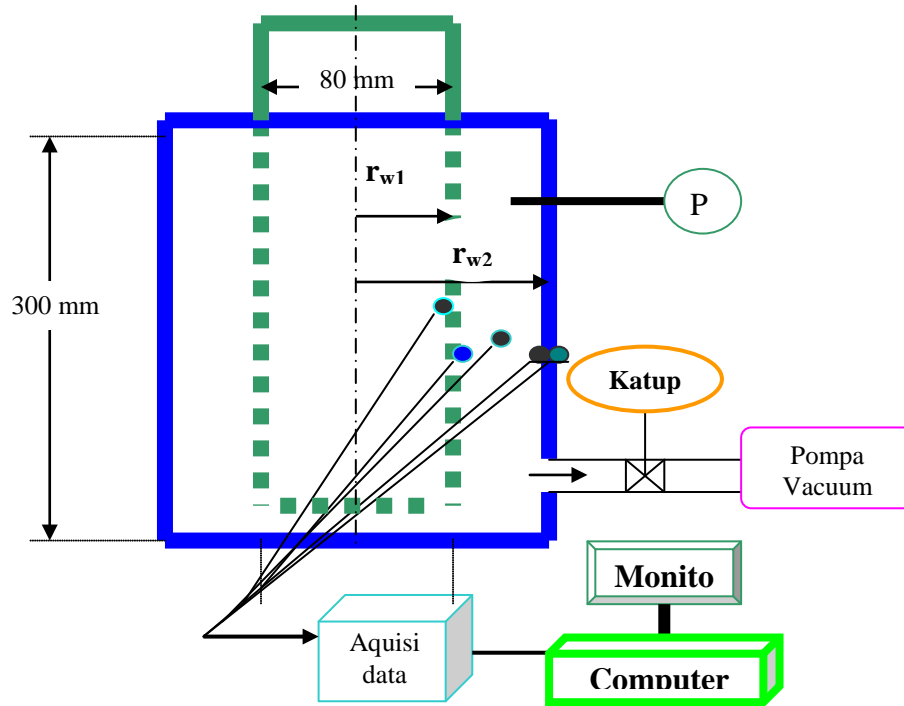
**METODE**

Analisa proses perpindahan panas konveksi alamiah dalam tabung annulus, dilakukan dengan analisa dimensional dengan pendekatan “DALIL  $\pi$  BUCKINGHAM” atau Buckingham method, yang mana akan didapatkan suatu fungsi-fungsi tanpa dimensi. Berikut persamaan fungsi koefisien perpindahan panas konveksi alamiah yang menyatakan hubungan antara variabel-variabel adalah sebagai berikut (*Brodkey, 1998*) ;

$$h = f \{ \delta, k, Cp, \mu, \rho, p, \beta g (T_s - T_f) \} \dots\dots\dots (1)$$

atau

$$f \{h, \delta, k, Cp, \mu, \rho, p, \beta g (T_s - T_f)\} = 0 \quad \dots\dots (2)$$



**Gambar 1: Skema Eksperimen**

Dengan menggunakan dimensi MLtT (massa, panjang, waktu dan temperatur) akan didapat grup parameter tanpa dimensi dari fungsi diatas, yaitu :

$$1. \pi_1 = f (h, \delta^{a1}, k^{b1}, \mu^{c1}, p^{d1}, \rho^{e1}) \approx \text{bilangan Nusselt} \quad \dots\dots (3)$$

$$2. \pi_2 = f (Cp, \delta^{a2}, k^{b2}, \mu^{c2}, p^{d2}, \rho^{e2}) \approx \dots \text{bilangan Prandtl} \dots (4)$$

$$3. \pi_3 = f (\beta g (T_s - T_f), \delta^{a3}, k^{b3}, \mu^{c3}, p^{d3}, \rho^{e3}) \approx \text{bil. Grashof} (5)$$

$$4. \pi_4 = \left( \frac{L}{\delta} \right) \approx \text{aspek ratio rongga} \dots\dots\dots (6)$$

sehingga didapatkan persamaan koefisien perpindahan panas konveksi alamiah dalam bentuk variabel tanpa dimensi sebagai berikut :

$$\pi_1 = f (\pi_2, \pi_3, \pi_4) , \text{ atau :}$$

$$Nu = f \left( Pr, Gr_\delta, \frac{L}{\delta} \right) \quad \dots\dots\dots (7)$$

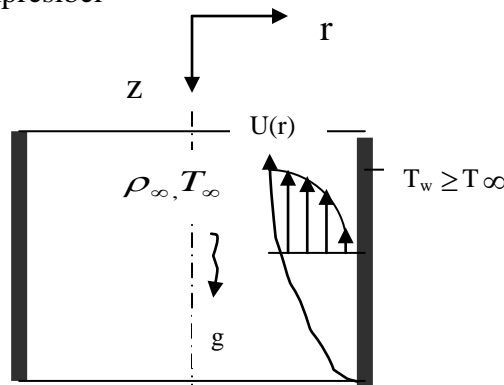
atau :

$$Nu = f \left( Ra_\delta, \frac{L}{\delta} \right) \quad \dots\dots\dots (8)$$

Dari analisa dimensi diperoleh koefisien perpindahan panas (variabel tetap) konveksi alamiah sebagai fungsi dari *bilangan Rayleigh*, *aspek ratio rongga*.

Langkah-langkah pemodelan matematis diuraikan sebagai berikut, Kecepatan aliran fluida dalam konveksi bebas adalah berharga nol pada permukaan, bertambah cepat dalam lapisan batas yang tipis dan menjadi nol lagi pada lapisan batas kondisi bebas. Dalam menganalisa proses yang terjadi pada sistem perpindahan panas konveksi untuk memudahkan analisa digunakan pendekatan persamaan pengendali (governing equation) dengan ketentuan sebagai berikut :

1. Suhu dinding tabung luar --->  $T_w \geq T_\infty$
2. Arah gaya body searah gaya gravitasi; sesuai arah z.
3. Aliran dalam kondisi tunak 2 dimensi (r, z).
4. Fluida incompressibel



Gambar 2: Lapisan batas termal untuk konveksi Bebas

**Persamaan Kontinuitas :**

$$\frac{1}{r}(\rho r V_r) + \frac{\partial}{\partial z}(r \cdot \rho V_z) = 0 \dots\dots\dots (9)$$

**Persamaan Momentum :**

**Arah z :**

$$\rho \left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = - \frac{\partial p}{\partial z} - \left[ \frac{1}{r}(r \cdot \tau_{rz}) + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right] - \rho \cdot g_z, \text{ atau :}$$

$$\rho \left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = \frac{\partial}{\partial z} [\tau_{zz} - p] + \frac{1}{r}(r \tau_{rz}) - \rho \cdot g \dots\dots\dots (10)$$

Dimana :

$$\rho g = \text{ gaya body } \neq 0$$

$$\tau_{zz} = 2\mu \frac{\partial v_z}{\partial z} - \frac{2}{3}\mu \left[ \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] \dots\dots\dots (11)$$

$$\tau_{rz} = \tau_{zr} = \mu \left[ \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial z} \right] \dots\dots\dots (12)$$

karena  $v_z \gg v_r$  maka  $\frac{\partial v_z}{\partial r} \gg \frac{\partial v_r}{\partial z}; \frac{\partial v_r}{\partial r}; \frac{\partial v_z}{\partial z}$

Jadi persamaan ( 11) dan (12 ) menjadi :

$$1. \tau_{zz} \approx 0$$

$$2. \tau_{rz} = \tau_{zr} = \mu \left[ \frac{\partial v_z}{\partial r} \right]$$

Maka persamaan momentum arah z menjadi :

$$\rho \left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial r} \left[ \mu \frac{\partial v_z}{\partial r} \right] - \rho \cdot g_z \dots\dots\dots (13)$$

untuk  $\mu = \text{konstan}$ , maka persamaan menjadi :

$$\left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial r} \left[ \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial v_z}{\partial r} \right] - g \dots\dots\dots (14)$$

atau

$$\left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} - g \dots\dots\dots (15)$$

Syarat batas :

$$v_r = v_z = 0$$

$$\left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_{bl} = \left. \frac{\partial p}{\partial z} \right|_{qr} \quad \text{dimana : } bl = \text{boundary layer}$$

q,r = quiescent region

maka persamaan ( 15 ) menjadi :

$$[0 + 0] = - \frac{1}{\rho_\infty} \frac{\partial p}{\partial z} + 0 - g \quad ; \quad \rho = \rho_\infty$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = - g \rho_\infty \dots\dots\dots (16)$$

Persamaan Lapisan batas menjadi :

$$\left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = - \frac{1}{\rho} (- \rho_\infty g) + \nu \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} - g \quad , \text{ atau}$$

$$\left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = \frac{g}{\rho} (\rho_\infty - \rho) + \nu \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} \dots\dots\dots (17)$$

dimana :

$$\frac{g}{\rho} (\rho_\infty - \rho) = \text{ gaya apung} \dots\dots\dots (18)$$

Bila,  $\beta = - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \approx - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \right)$  disebut Koefisien Ekspansi volumetris panas

Sehingga :

$$\rho_\infty - \rho = \rho \beta (T - T_\infty) \dots\dots\dots (19)$$

Persamaan (19) disubstitusikan ke persamaan (17) menjadi :

$$\left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = \frac{g}{\rho} \rho \beta (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} \quad , \text{ atau :}$$

$$\left[ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right] = g \beta (T - T_\infty) + \nu \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} \quad \dots\dots\dots (20)$$

Kondisi batas :

$$r = r_{w2-in} \quad \text{maka} \quad v_z = 0$$

$$r = r_{w1-out} \quad \text{maka} \quad v_z = 0$$

**Persamaan energi :**

$$\left[ v_r \frac{\partial T}{\partial r} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} \quad \dots\dots\dots (21)$$

**Kondisi batas :**

$$T = T_{w2-in} \quad \text{pada} \quad r = r_{w2-in}$$

$$T = T_{w2-in} \quad \text{pada} \quad r = r_{wi-out}$$

**Pertimbangan Kesamaan (similarity consideration) :**

Parameter tanpa dimensi yang digunakan adalah ;

$$v_r^* = \frac{v_r}{(v_r)_0} \quad v_z^* = \frac{v_z}{(v_z)_0} \quad T^* = \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty} \quad r^* = \frac{r}{\delta}$$

$$z^* = \frac{z}{\delta} \quad \dots\dots\dots (22)$$

dimana :

- $T_s$  = temperatur permukaan
- $T_\infty$  = temperatur aliran bebas
- $(v_r)_0 = (v_z)_0 =$  kecepatan acuan sembarang
- $= \sqrt{g \beta \delta (T - T_\infty)}$

Masukkan persamaan (22) ke persamaan (20) dan (21) didapat :

**Persamaan Momentum arah z :**

$$\left[ v_r^* \frac{\partial v_z^*}{\partial r^*} + v_z^* \frac{\partial v_z^*}{\partial z^*} \right] = g \beta \left( \frac{T - T_\infty}{(v_z)_0^2} \right) \delta T^* + \left( \frac{\nu}{(v_r)_0 \delta} \right) \frac{\partial^2 v_z^*}{\partial r^{2*}} \quad \dots\dots (23)$$

**Persamaan Energi :**

$$\left[ v_r^* \frac{\partial T^*}{\partial r^*} + v_z^* \frac{\partial T^*}{\partial z^*} \right] = \left( \frac{\alpha}{(v_z)_0 \delta} \right) \frac{\partial^2 T^*}{\partial r^{2*}} \quad \dots\dots\dots (24)$$

Dari persamaan (23) dan persamaan (24) terdapat dua parameter yang mempunyai nilai sama yaitu :

$$\left( \frac{\alpha}{(v_z)_0 \delta} \right) ; \left( \frac{g \beta (T_s - T_\infty) \delta^2 (v_z)_0}{(v_z)_0^2 \nu} \right) \quad \dots\dots\dots (25)$$

atau ;

$$\left( \frac{k}{(v_z)_o \rho c_p \delta} \right) ; \left( \frac{g \beta (T_s - T_\infty) \delta^3}{(v_z)_o^2 \delta \nu} \right) \dots\dots\dots (26)$$

maka :

$$\left( \frac{\mu c_p}{k} \right) \cdot \left( \frac{g \beta (T_s - T_\infty) \delta^3}{\nu^2} \right) = P_r G_{r_\delta} \dots\dots\dots (27)$$

dimana :

- $G_{r_\delta}$  = bilangan grashoft
- $g$  = gaya gravitasi (9.81 m/s<sup>2</sup>)
- $g'$  =  $g \cdot \cos \theta$  = gaya gravitasi bila benda uji berposisi miring
- $\delta$  = diameter karakteristik (mm)
- $\beta$  = koefisien ekspansi volumetris panas (1/k, untuk gas ideal = 1/T)
- $\nu$  = viscositas kinematis fluida (m<sup>2</sup>/s)
- $T_s$  = temperatur permukaan (°C atau °K)
- $T_\infty$  = temperatur fluida dekat permukaan (°C atau °K)

Bilangan Grashoft merupakan perbandingan antara gaya apung (bouyancy force) dengan gaya viscous (viscouse force) dalam aliran fluida bebas , yang mempunyai peranan yang sama seperti halnya bilangan Reynolds (Re) pada aliran fluida paksa. Sedangkan bilangan Prandtl (Pr) merupakan perbandingan antara momentum suatu aliran terhadap difusitas termalnya, yang dinyatakan sebagai berikut :

$$P_r = \frac{C_p \mu}{k} \dots\dots\dots (28)$$

dimana :

- $C_p$  : kapasitas panas jenis tekanan konstan fluida (J/kg-°K)
- $k$  : koefisien konduktifitas panas (W/m-°K)
- $\mu$  : viscositas dinamik fluida ( kg/m-s)

Untuk menentukan tipe aliran laminer atau turbulen pada konveksi bebas dinyatakan dalam bilangan Rayleigh (Ra) yang mempunyai kondisi kritis aliran yang terjadi adalah  $Ra_{D,c} \sim 10^9$ . Bilangan Rayleigh diperoleh dari hasil perkalian antara bilangan Prandtl (Pr) dengan Grashoft (Gr) , yang dinyatakan sebagai berikut :

$$Ra_\delta = \frac{g \beta \delta^3 (T_s - T_\infty)}{\alpha \nu} \dots\dots\dots (29)$$

dimana :

- $\alpha$  : difusitas panas fluida (m<sup>2</sup>/s)

Bilangan tanpa dimensi yang lain adalah bilangan Nusselt (Nu). Dalam persamaan (25), (26) dan (27) bilangan Nusselt merupakan suatu fungsi yang dinyatakan sebagai berikut :

$$Nu_\delta = \frac{h \delta}{k} = f (Gr_\delta, Pr) \dots\dots\dots (30)$$

dimana :

- $h$  : koefisien konveksi fluida ( W/m<sup>2</sup>-°K)



Dalam praktek perancangan harga bilangan Nusselt untuk aliran didalam saluran biasanya ditentukan dari persamaan-persamaan empiris yang didasarkan pada hasil eksperimen yang telah dilakukan .

Jadi korelasi empiris dalam penelitian ini adalah :

$$Nu = C (Gr_{\delta} \cdot Pr)^m \cdot \left(\frac{L}{\delta}\right)^n \dots\dots\dots (31)$$

- Dimana :
- C : konstanta
  - m, n : konstanta eksponensial
  - $Gr_{\delta}$  : bilangan grashoft
  - Pr : bilangan Prandtl
  - $\left(\frac{L}{\delta}\right)$  : aspek ratio rongga

Lapisan batas termal yang terjadi pada permukaan dinding yang dipanaskan terbentuk mulai dari bagian bawah dinding kemudian berkembang sampai bagian atas dinding, atau sebaliknya untuk dinding yang didinginkan . Sesuai dengan gerakan fluida pada konveksi bebas/alamiah pada dinding atau silinder vertikal tertutup, yang salah satu dinding dipanaskan dan dinding lainnya didinginkan.

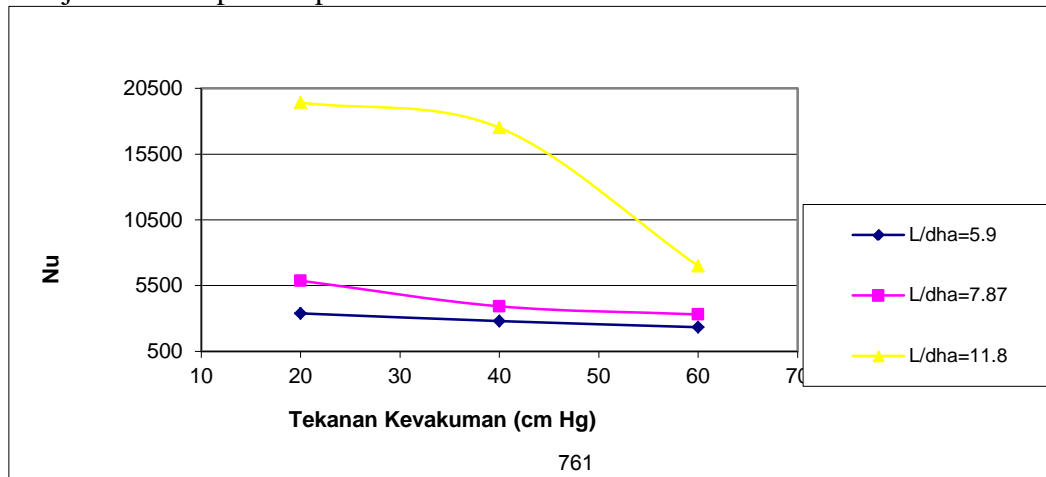
Sedangkan untuk menentukan tebal lapisan batas yang berkembang sampai batas dinding dari permukaan vertikal yang tertutup , menurut Nailor (1999) dinyatakan sebagai berikut :

$$\delta_t = \frac{\delta}{(Gr_{\delta})^{0.25}} \dots\dots\dots (32)$$

- Dimana :
- $\delta_t$  : tebal lapisan batas(mm)
  - $\delta$  : diameter karakteristik (mm)
  - $Gr_{\delta}$  : bilangan Grashoft

**HASIL DAN PEMBAHASAN**

Gambar 3 menunjukkan hubungan antara derajat /tingkat kevakuman terhadap Bilangan Nusselt adanya variasi aspek ratio rongga ( $\frac{L}{\delta}$ ) pada Tenta (posisi) : 90 derajat dan Temperatur permukaan : 45<sup>0</sup> C.

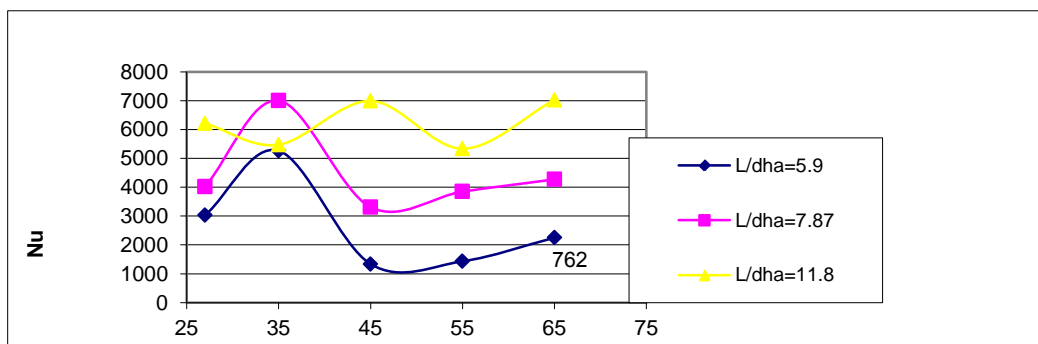


Gambar 3 : Hubungan Tingkat Kevakuman terhadap Bilangan Nusselt

Dari gambar 3 diatas, dapat dijelaskan bahwa tingkat/derajat kevakuman semakin besar maka harga bilangan Nusselt semakin menurun. Hal ini disebabkan karena dengan semakin besar derajat kevakuman akan memberikan harga kerapatan jenis udara dalam rongga semakin besar. Dengan kerapatan jenis semakin besar akan memberikan arti pada pergerakan fluida semakin lambat, sehingga akan mempengaruhi selisih kerapatan jenis free stream dengan kerapatan jenis mula-mula ( $\rho_\infty - \rho$ ). Untuk aspek ratio rongga ( $\frac{L}{\delta}$ ) yang besar atau rongga tipis akan memberikan selisih kerapatan yang kecil sehingga mengakibatkan pergerakan fluida (gaya apung) dan harga bilangan nusselt yang kecil begitu juga sebaliknya. Dari gambar 4-7, aspek ratio rongga ( $\frac{L}{\delta} = 5.90$ ) mempunyai harga bilangan Nusselt lebih kecil dibandingkan aspek ratio yang lain, dengan adanya tingkat kevakuman.

Hubungan derajat kevakuman terhadap Bilangan Rayleigh dijelaskan bahwa semakin besar tingkat kevakuman pada rongga, harga bilangan nusselt cenderung naik. Bagi aspek ratio rongga semakin kecil ( $\frac{L}{\delta} = 5.90$ ) atau rongga besar mempunyai bilangan Rayleigh yang paling besar. Hal ini disebabkan bila tekanan kevakuman dinaikkan maka kerapatan akan naik, sehingga kecepatan fluida /udara dalam rongga menjadi sangat kecil. Kecepatan fluida bergerak dipengaruhi oleh perbedaan kerapatan free stream dengan fluida di dinding. Terjadinya perbedaan kerapatan disebabkan oleh kondisi temperatur permukaan dinding ( $T_{w2-in}$ ). Untuk aspek ratio rongga semakin besar ( $\frac{L}{\delta}$ ) atau ketebalan rongga adalah tipis, maka harga bilangan Rayleigh semakin kecil, hal ini terjadi karena lapisan batas termal yang terbentuk adalah tipis sehingga perbedaan temperatur free stream dengan temperatur dinding ( $T_{w2-in} - T_\infty$ ) adalah kecil. Akibat perbedaan temperatur yang kecil sehingga harga bilangan grashof juga kecil, sehingga bilangan Rayleigh juga kecil pula/rendah. Karena bilangan Rayleigh merupakan fungsi dari bilangan grashof dan Prandtl.

Gambar 4, menunjukkan hubungan antara variasi temperatur Permukaan terhadap Bilangan nusselt dengan Derajat kevakuman : 60 cm Hg (160 torr).

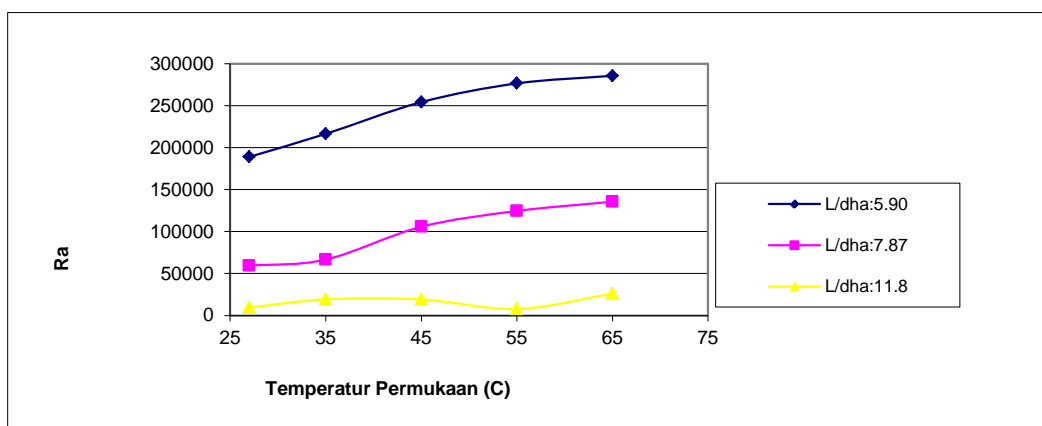


Gambar 4: Hubungan Temperatur Permukaan Terhadap Bilangan Nusselt

Dari gambar 4, dapat disampaikan bahwa semakin besar temperatur pada variasi aspek ratio ( $\frac{L}{\delta}$ ) yang rendah diperoleh harga bilangan Nusselt semakin turun. Hal ini disebabkan karena perbedaan antara free stream temperatur dengan temperatur dinding untuk aspek ratio rongga kecil (ketebalan rongga besar) mempunyai pengaruh terhadap besar kecilnya bilangan nusselt. Semakin besar ketebalan rongga maka bilangan nusselt semakin kecil, begitu juga sebaliknya. Sehingga dapat disimpulkan harga bilangan nusselt semakin kecil bila derajat kevakuman dinaikkan dan aspek ratio diperkecil.

Gambar 5, merupakan grafik hubungan temperatur permukaan terhadap Bilangan Rayleigh dengan Tekanan Kevakumana : 60 cm Hg (160 torr). Dari gambar tersebut disampaikan bahwa semakin besar temperatur permukaan dan aspek ratio semakin besar, diperoleh harga Bilangan Rayleigh semakin menurun.

Hal ini disebabkan karena aspek ratio rongga besar (tebal rongga tipis), terbentuknya lapisan termal juga tipis, akibatnya perbedaan temperatur antara free stream temperatur dan dinding ( $T_{w2-in} - T_{\infty}$ ) menjadi kecil dan bilangan Rayleigh menjadi kecil pula. Karena harga Rayleigh dipengaruhi oleh bilangan Grashof dan bilangan grashof merupakan fungsi dari perbedaan temperatur ( $T_{w2-in} - T_{\infty}$ ).



Gambar 5, Hubungan Temperatur permukaan terhadap Bilangan Rayleigh

## KESIMPULAN

Hasil Penelitian diperoleh hubungan empiris dari variabel aspek ratio rongga ( $\frac{L}{\delta}$ ), Bilangan Rayleigh terhadap Bilangan Nusselt dengan adanya variasi derajat kevakuman pada rongga. Bentuk rumus empiris yang akan dicari adalah sebagai berikut :

$$Nu = C (Ra_{\delta})^m \left(\frac{L}{\delta}\right)^n$$

Dengan menggunakan metode Regresi (program excel) akan diperoleh model yang menggambarkan hubungan Variabel aspek ratio rongga ( $\frac{L}{\delta}$ ), bilangan Rayleigh terhadap bilangan Nusselt sebagai berikut :

$$\log Nu = \log C + m \log Ra_{\delta} + n \log \frac{L}{\delta}$$

Dimana : Nu = bilangan Nusselt

$Ra_{\delta}$  = bilangan Rayleigh pada rongga

$\frac{L}{\delta}$  = aspek ratio rongga

m, n = konstanta eksponensial

C = konstanta

Sehingga persamaan model produk sebagai berikut :

$$Nu = 1.923 \times 10^{145} (Ra_{\delta})^{-16.5630} \cdot \left(\frac{L}{\delta}\right)^{-65.8549}$$

## **DAFTAR PUSTAKA**

- Bejan, Andrian, (1993), *Heat Transfer*, John Willey & Sons, Singapore.
- Brodkey, Robert S, (1998), *Transport Phenomena*, Mcgraw-Hill, Singapore.
- Chang S.W. Dkk, (1999), *An Eksperimen Study Of Heat Transfer In Reciprocating Square Duct Fitted With Ribs Skewed To The Flow*, Journal Of Heat Transfer, Vol. 121 Pp. 232-236.
- Campo A, Zamora B, (2000), *Enhanced Natural Convection In A Vertical Rectangular Cavity On Account Of The Mixing Of Two Pure Gases*, ASME.
- De Witt, Incropera, (1996), *Fundamentals Of Heat And Mass Transfer*, John Willy & Sons, Singapore.
- Darling R B, (2002), *Vacuum Systems*, Journal Home Page.
- Fox W, R. Mc Donald, Alan T, (1994), *Introduction To Fluid Mechanics*, John Willey & Sons, Singapore.
- Holman J P, (1988), *Perpindahan Kalor*, Terjemahan Djasifi E, Erlangga, Jakarta.
- Ibrahim, Mulyono, 2004 , Pengaruh Variasi Tekanan Vakum Terhadap Laju Perpindahan Panas Konveksi Alamiyah Pada Aspek Ratio Rongga 11.8, Tugas Akhir Teknik Mesin UMM, Malang.

- Iip, Mulyono, 2004, Pengaruh Variasi Temperatur Permukaan Terhadap Laju Perpindahan Panas Konveksi Pada Aspek Ratio Rongga 11.8, Tugas Akhir Teknik Mesin UMM, Malang.
- Mulyono, 2005, Studi Eksperimen Dan Analisa Perpindahan Panas Konveksi Alamiah Pada Rongga Vakum Pada Aspek Ratio Rongga 11.8 Dengan Variasi Derajat Kevakuman, Penelitian Bidang Ilmu (PBI) DPP UMM.
- Mulyono, 2005, Analisis Perpindahan Panas Konveksi Alamiah Rongga Vakum Pada Aspek Ratio Rongga 5.9 Dengan Variasi Derajata Kevakuman, Penelitian PBI DPP UMM.
- Laccarino G, Ooi A, (1998), *Heat Transfer Predictions In Cavities*, Center For Turbulent Research, University Of New South Wales, Australia.
- Oronzio Manca, Dkk, (2002), *Effect On Natural Convection Of The Distance Between An Inclined Discretely Heated Plate And A Parallel Shroud Below*, Journal Heat Transfer, ASME
- Ousthuizen H Patrick, David Naylor, (1999), *An Introduction To Convective Heat Transfer Analysis*, Mcgraw-Hill, Singapore.
- Roth A, (1989), *Vacuum Technologi*, North Holland, Amsterdam.
- Setterfield Barry, (2002), *Exploring The Vacuum*, Journal Of Theoritis, Journal Home Page.
- Wang Q.W. Dkk, (2000), *An Experiment Investigation Of Natural Convection In A Cubic Inclined Enclosure With Multiple Isolated Plates*, Journal Heat Transfer, ASME
- Xundan Shi, Dkk, (2003), *Laminar Natural Convection Heat Transfer In A Differentially Heated Square Cavity Due To A Thin Fin On The Hot Wall*, Journal Heat Transfer, ASME.
- Yarwood J, (1955), *High Vacuum Technique*, Chapman & Hall, London.