



การทำงานของฮีทไปป์จะเกิดขึ้นอย่างต่อเนื่องและมีประสิทธิภาพก็ต่อเมื่อความดันสูงสุดของทอริเอิม ( $\Delta P_c$ ) max สามารถเอาชนะผลรวมของความดันที่เกิดขึ้นในการไหลเวียนของของไหลในทอฮีทไปป์ ผลลตของความดันดังกล่าวนี้ประกอบด้วยผลลตความดัน 3 ชนิดคือ

1. ผลลตของความดันที่เกิดจากการไหลของของเหลว ( $\Delta P_l$ )
2. ผลลตของความดันที่เกิดจากการไหลของไอ ( $\Delta P_v$ )
3. ผลลตของความดันที่เกิดจากแรงโน้มถ่วงของโลก ( $\Delta P_g$ )

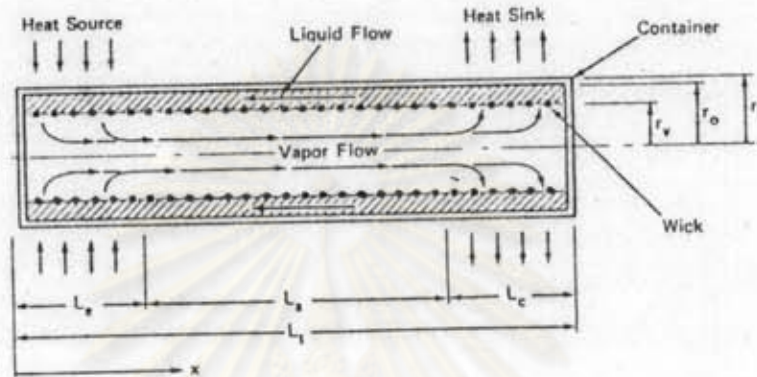
$$(\Delta P_c)_{\max} \geq \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g \quad (3.1)$$

ผลลตรวมของความดันจะมีขนาดเพิ่มขึ้นตามอัตราความร้อนที่ฮีทไปป์ถ่ายเทและมุมวาง ( $\psi$ ) ของฮีทไปป์ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ให้ความดันสูงสุดของทอริเอิมมีค่า เท่ากับผลลตรวมของความดันลตดี เรียกว่า ฮีตจำกัดการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์ที่มุมวางนั้น (CHI, 1976)

สาเหตุที่ก่อให้เกิดฮีตจำกัดการถ่ายเทความร้อนสามารถอธิบายได้ด้วยปรากฏการณ์ 5 อย่าง คือ

1. ฮีตจำกัดเนื่องจากความหนืด (Viscous limit)
2. ฮีตจำกัดเนื่องจากความเร็วเสียง (Sonic limit)
3. ฮีตจำกัดเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ (Entrainment limit)
4. ฮีตจำกัดเนื่องจากทอริเอิม (Capillary limit or wick limit)
5. ฮีตจำกัดเนื่องจากกาเดือด (Boiling limit)

3.1 ผลลตของควมตั้น (CHI, 1976)



รูปที่ 3.1 การไหลเวียนของไหลใช้งานในท่อยึทไปทรวงกระบอก  
ที่ลตล้ตล้ตล้ของควมตั้น

$$P_v(X_{ref}) - P_v(X) + P_v(X) - P_l(X) - P_l(X_{ref}) + P_l(X_{ref}) - P_v(X_{ref}) = 0 \quad (3.2)$$

ถ้านิยามให้  $P_c(x) = P_v(x) - P_l(x)$

$$\Delta P_v(X - X_{ref}) = P_v(X) - P_v(X_{ref})$$

$$\Delta P_l(X_{ref} - X) = P_l(X_{ref}) - P_l(X)$$

จะได้ว่า

$$P_c(X) = P_c(X_{ref}) + \Delta P_v(X_{ref}) + \Delta P_l(X_{ref} - X) \quad (3.3)$$

ถ้าให้  $X_{min}$  เป็นตำแหน่งที่ควมตั้นร้เซิมมีค่าต่ำล้ด นั่นคือ  $P_c(X_{min}) = 0$  จะได้

$$P_c(X) = \Delta P_v(X - X_{min}) + \Delta P_l(X_{min} - X) \quad (3.4)$$

1. ความดันท่อรู เข็มสูงที่สุด (Maximum Capillary Pressure)

จากสมการของ Laplace และ Young

$$P_{cm} = \sigma \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{N/m}^2) \quad (3.5)$$

หรือ 
$$P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (\text{N/m}) \quad (3.6)$$

โดยที่  $\frac{2}{r_c} = \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$ ;  $\sigma$  = แรงตึงผิว (N/m);  $R_1, R_2$  = รัศมีของท่อรูเข็ม (m)

ค่า  $r_c$  ของวิกส์ชนิดต่าง ๆ สามารถคำนวณได้จากตารางที่ 3.1

Wick structures	$r_c$ Expressions
Circular cylinder	$r_c = r$
Rectangular groove	$r_c = w$ $w = \text{groove width}$
Triangular groove	$r_c = \frac{w}{\cos \beta}$ $w = \text{groove width}$ $\beta = \text{half included angle}$
Parallel wires	$r_c = w$ $w = \text{wire spacing}$
Wire screens	$r_c = \frac{w + d}{2}$ $w = \text{wire spacing}$ $d = \text{wire diameter}$
Packed spheres	$r_c = 0.41r_s$ $r_s = \text{sphere radius}$

<sup>a</sup>Maximum capillary pressure,  $P_{cm} = 2\sigma/r_c$ .

## ศูนย์วิทยทรัพยากร จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 3.1 การคำนวณหาค่ารัศมีของท่อรูเข็ม ( $r_c$ ) ของวิกส์แบบต่าง ๆ

2. ผลจากความดันของของเหลว (Liquid Pressure drop)

เนื่องจากเกรเดียนต์ความดันของของเหลว ( $\frac{dP_l}{dx}$ ) มีอัตราการเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่อง

ตลอดความยาวของฮีทไปป์ จะได้ว่า

$$P_1(X_{\min} - X) = - \int_{X_{\min}}^X \left( \frac{d}{dx} P_1 \right) dx \quad (3.7)$$

การไหลของของเหลวในวิกค์มีอัตราความเร็วน้อย ซึ่งถือว่าความดันเชิงจลน์สามารถตัดทิ้งได้  
ดังนั้น

$$\frac{d}{dx} P_1 = - \frac{2\tau_1}{r_{h,1}} + \rho_1 g \sin(\psi) \quad (3.8)$$

และ

$$\frac{d}{dx} P_1 = -F_1 Q + \rho_1 g \sin(\psi) \quad (3.9)$$

โดยที่

$$F_1 = \frac{\mu_1}{K A_w \lambda \rho_1} \quad (\text{สัมประสิทธิ์ความต้านทานต่อการไหลของของเหลว}) \quad (N/m^2) (W-m) \quad (3.10)$$

$$K = \frac{2\epsilon r_{h,1}^2}{f_1 Re_1} \quad (\text{Permeability ของวิกค์}) \quad (m^2) \quad (3.11)$$

$$Re_1 = \frac{2r_{h,1} \rho_1 v_1}{\mu_1} \quad (\text{ตัวเลขเรย์โนลด์สำหรับการไหลของของเหลว}) \quad (3.12)$$

$$f_1 = \frac{2\tau_1}{\rho_1 v_1^2} \quad (3.13)$$

$$v_1 = \frac{Q}{\epsilon A_w \rho_1 \lambda} \quad (\text{ความเร็วการไหลของของเหลว}) \quad (m/sec) \quad (3.14)$$

$\tau$  = ความเค้นเฉือน (Shear Stress) ที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวกับของแข็ง (N/m)

$r_{h,1}$  = รัศมีเชิงไฮดรอลิกในการไหลของของเหลว (m)

$\psi$  = มุมเอียงที่ชี้ทไปป์เข้ากับแนวระดับ

$\rho_1$  = ความหนาแน่นของของเหลว ( $kg/m^3$ )

$g$  = ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก ( $m/sec^2$ )

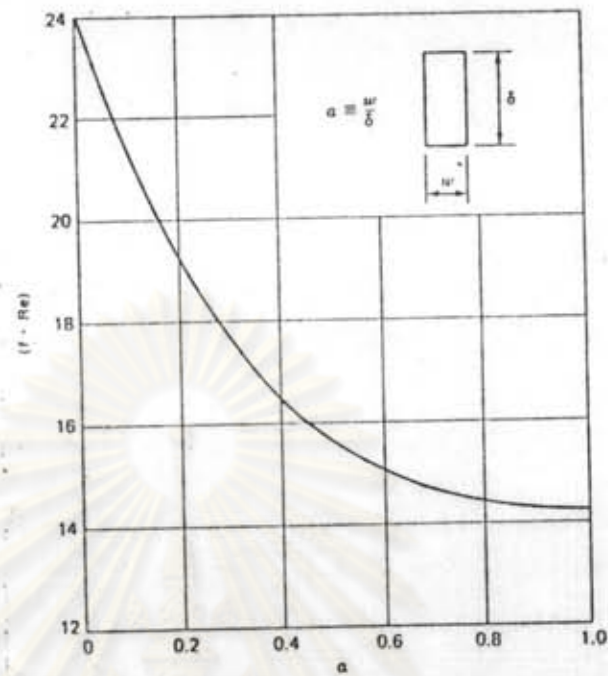


- $\lambda$  = ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของของเหลว (J/kg)  
 $A_w$  = พื้นที่หน้าตัดของวิกส์ ( $m^2$ )  
 $\epsilon$  = ความพรุนของวิกส์ (Wick porosity)

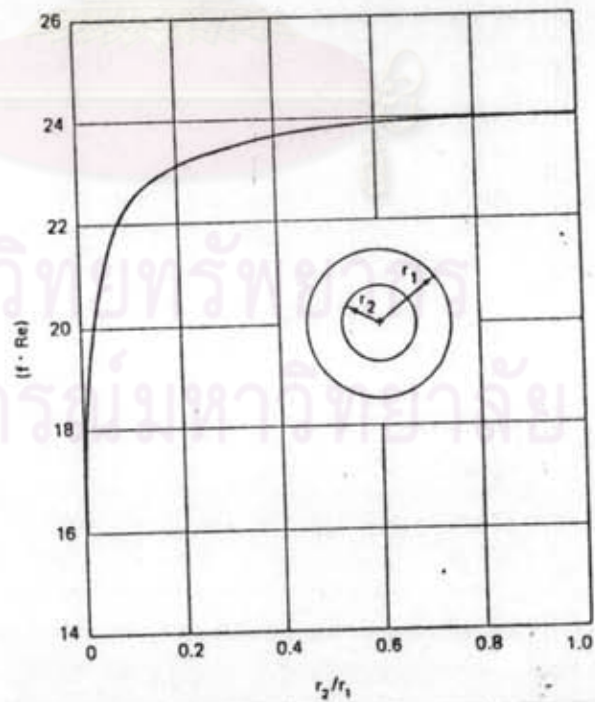
ค่า  $F_1$  สามารถคำนวณจากค่า  $K$  หรือ  $f_1 Re_1$  โดยอาศัยตารางที่ 3.2 และรูปที่ 3.2, 3.3

Wick structures	$K$ Expressions
Circular artery	$K = \frac{r^2}{8}$
Open rectangular grooves	$K = \frac{2\epsilon r_{h,l}^2}{(f_1 Re_1)} \quad r_{h,l} = \frac{2w\delta}{w + 2\delta}$ <p> <math>\epsilon</math> = porosity = <math>\frac{w}{s}</math>  <math>s</math> = groove pitch  <math>w</math> = groove width  <math>\delta</math> = groove depth  <math>(f_1 Re_1)</math> from Fig. 2-4         </p>
Circular annular wick	$K = \frac{2r_{h,l}^2}{(f_1 Re_1)} \quad r_{h,l} = r_1 - r_2$ <p> <math>(f_1 Re_1)</math> from Fig. 2-5  <math>d</math> = wire diameter         </p>
Wrapped screen wick	$K = \frac{d^3 \epsilon^3}{122(1 - \epsilon)^2}$ <p> <math>\epsilon = 1 - \frac{1.05\pi Nd}{4}</math>  <math>N</math> = mesh number         </p>
Packed sphere	$K = \frac{r_s^3 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2}$ <p> <math>r_s</math> = sphere radius  <math>\epsilon</math> = porosity (value depends on packing mode)         </p>

ตารางที่ 3.2 การคำนวณหาค่า Permeability ของวิกส์รูปแบบต่าง ๆ



รูปที่ 3.2 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อไหลแบบชั้น ๆ ในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้า



รูปที่ 3.3 สัมประสิทธิ์ความเสียดทานของท่อไหลแบบชั้น ๆ ในท่อวงแหวนกลม

### 3. ผลของความดันของไอ (Vapour pressure drop)

เนื่องจากเกรเดียนต์ของความดันไอ ( $\frac{d}{dx} P_v$ ) มีอัตราการเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนืองตลอดความยาวของอีทไปป์ จะได้ว่า

$$\Delta P_v (X - X_{\min}) = \int_{X_{\min}}^X \left( \frac{d}{dx} P_v \right) dx \quad (3.15)$$

อัตราการไหลเชิงมวลของไอและของเหลวมีปริมาณเท่ากัน แต่ไอมีความหนาแน่นน้อยกว่าของเหลวมาก ทำให้ไอไหลด้วยความเร็วสูงมาก ดังนั้น ผลของความดันเชิงจลน์และความอัดตัวได้ (Compressibility) ของไอจึงต้องคำนึงถึง จากกฎการอนุรักษ์ของโมเมนตัมและของพลังงานความร้อนในแนวแกนจะได้ว่า

$$\frac{d}{dx} P_v = -F_v Q - D_v \frac{d}{dx} Q^2 \quad (3.16)$$

โดยที่  $F_v = \left[ \frac{f_v Re_v \mu_v}{A_v} \right] / \left[ 2 r_{h,v} A_v \rho_v \lambda \right]$  (สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ต่อการไหลของไอ)  $(N/m^2) / (W-m)$  (3.17)

$$D_v = \beta / \left[ A_v^2 \rho_v \lambda^2 \right] \quad (\text{ความดันเชิงจลน์จากการไหลของไอ})$$

$(N/m^2) / W^2$  (3.18)

$$Re_v = \left[ 2 r_{h,v} Q \right] / \left[ A_v \mu_v \lambda \right] \quad (3.19)$$

นิยาม ตัวเลขแมคห์ของไอ (Vapour mach number)  $M_v$  เป็น

$$M_v = Q / \left[ A_v \rho_v \lambda \left( \gamma_v R_v T_v \right)^{1/2} \right] \quad (3.20)$$

โดยที่  $\gamma_v$  = อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของไอ (Vapour Specific heat ratio)  
 มีค่า 5/3, 7/5 และ 4/3 สำหรับก๊าซอะตอมเดี่ยว อะตอมคู่และสามอะตอม  
 ตามลำดับ

$R_v$  = ค่าคงที่ของก๊าซ (Gas constant)

$\epsilon_v, \beta$  = ค่าคงที่ของการไหล

สำหรับการไหลของไอภายในทรงกระบอกกลม ค่าตัวเลขแมคท์และค่าตัวเลขเรย์โนลด์ของการไหล  
 ของไอจากสมการที่ (3.19) และ (3.20) สามารถนำไปคำนวณค่าของ  $F_v$  และ  $D_v$  จาก  
 สมการในตารางที่ 3.3

Flow conditions	$F_v^a$	$D_v^a$
$Re_v < 2300$ $M_v < 0.2$	$\frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v < 2300$ $M_v > 0.2$	$\left(\frac{8\mu_v}{r_{h,v}^2 A_v \rho_v \lambda}\right) \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2\right)^{-1/2}$	$\frac{1.33}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v < 0.2$	$\left(\frac{0.019\mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda}\right) \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_v \lambda \mu_v}\right)^{3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$
$Re_v > 2300$ $M_v > 0.2$	$\left(\frac{0.019\mu_v}{A_v r_{h,v}^2 \rho_v \lambda}\right) \left(\frac{2r_{h,v} Q}{A_v \lambda \mu_v}\right)^{3/4} \left(1 + \frac{\gamma_v - 1}{2} M_v^2\right)^{-3/4}$	$\frac{1}{A_v^2 \rho_v \lambda^2}$

<sup>a</sup>For circular vapor core cross section.

# ศูนย์วิทยทรัพยากร จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 3.3 การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานไอ,  $F_v$  และสัมประสิทธิ์  
 เียงฉลน  $D_v$

## 3.2 สมการนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของวิกค์ (CHI, 1976) (DUNN, 1978) (Effective Thermal Conductivity of Wick)

ขั้นตอนการส่งผ่านความร้อนผ่านท่อฮีทไปป์ประกอบด้วย

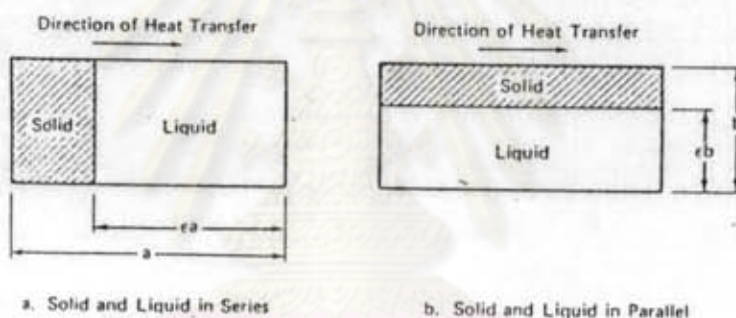
1. การนำความร้อนผ่านผนังท่อฮีทไปป์ที่ยังระเหย
2. การนำความร้อนผ่านวิกค์ที่จมตัวด้วยของเหลวที่ยังระเหย



3. การพาความร้อนแฝงจากช่วงระเหยไปช่วงควบแน่น
4. การนำความร้อนผ่านวิกต์ที่ฉิมตัวด้วยของเหลวที่ช่วงควบแน่น
5. การนำความร้อนผ่านผนังท่ออีกต่อไปที่ช่วงควบแน่น

การส่งผ่านความร้อนผ่านชั้นของวิกต์ที่ฉิมตัวด้วยของเหลวมีหลายรูปแบบขึ้นอยู่กับ การเรียงตัวของชั้นวิกต์และชั้นของของเหลวซึ่งแบ่งได้เป็น 2 แบบใหญ่ ๆ คือ

1. ชั้นของวิกต์และชั้นของของเหลววางตัวอนุกรมกัน
2. ชั้นของวิกต์และชั้นของของเหลววางตัวขนานกัน



รูปที่ 3.4 โมเดลการส่งผ่านความร้อนของวิกต์ที่ฉิมตัวด้วยของเหลวใช้งาน

การส่งผ่านความร้อนผ่านชั้นของวิกต์อาจเป็นแบบใดแบบหนึ่งข้างต้นหรือแบบผสมของทั้งสอง ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับโครงสร้างของวิกต์ที่ใช้ สภาพการนำความร้อนที่เรียกเกิดขึ้นนี้เรียกว่า สภาพการนำความร้อนเชิงประสิทธิผล ( $k_e$ ) ซึ่งมีแสดงไว้ในตารางที่ 3.4

Wick structures	$k_e$ Expressions <sup>a</sup>
Wick and liquid in series	$k_e = \frac{k_l k_w}{\epsilon k_w + k_l(1 - \epsilon)}$
Wick and liquid in parallel	$k_e = \epsilon k_l + (1 - \epsilon)k_w$
Wrapped screen	$k_e = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}$
Packed spheres	$k_e = \frac{k_l [(2k_l + k_w) - 2(1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}{[2k_l + k_w + (1 - \epsilon)(k_l - k_w)]}$
Rectangular grooves	$k_e = \frac{(w_f k_l k_w \delta) + w k_l (0.185 w_f k_w + \delta k_l)}{(w + w_f)(0.185 w_f k_f + \delta k_l)}$

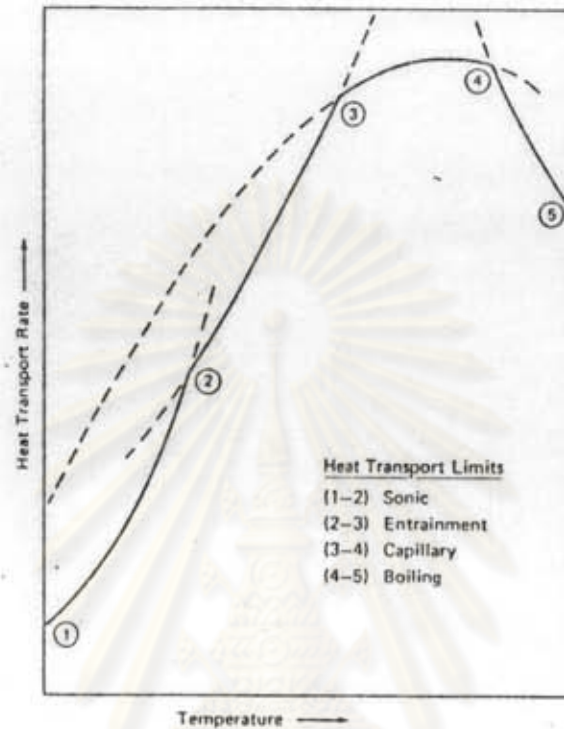
<sup>a</sup>Where  $k_e$  = effective thermal conductivity  
 $k_l$  = liquid thermal conductivity  
 $k_w$  = thermal conductivity of wick material  
 $\epsilon$  = wick porosity  
 $w_f$  = groove fin thickness  
 $w$  = groove thickness  
 $\delta$  = groove depth

ตารางที่ 3.4 การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนเชิงประสิทธิผลของวิกส์

### 3.3 ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนของอีทโทปป์ (CHI, 1976) (DUNN, 1978)

การทำงานอย่างมีประสิทธิภาพของอีทโทปป์จำเป็นต้องมีการหมุนเวียนของของไหลใช้งานอย่างต่อเนื่อง อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (Maximum heat transfer rate) ของอีทโทปป์ย่อมอยู่ภายใต้ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนทั้ง 5 ชนิดที่ได้กล่าวไว้ในตอนต้น รูปที่ 3.5 แสดงขีดจำกัดที่มีผลบังคับไว้ตามช่วงอุณหภูมิการใช้งานอย่างคร่าว ๆ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



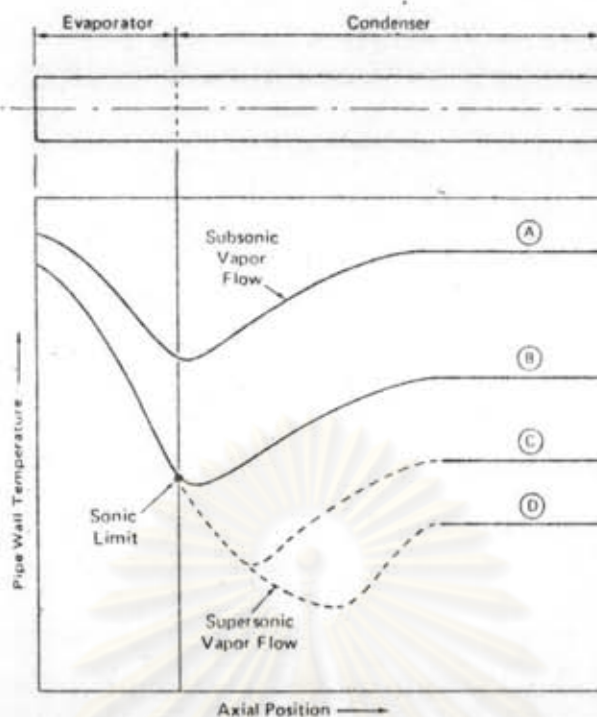
รูปที่ 3.5 ข้อจำกัด การถ่ายเทความร้อนที่ช่วงอุณหภูมิใช้งานต่าง ๆ

1. ข้อจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความหนืด

ข้อจำกัดนี้จะมีผลบังคับที่ช่วงอุณหภูมิการใช้งานต่ำ ๆ เพราะความหนืดของของไหลใช้งานจะมีค่ามาก ทำให้สัมประสิทธิ์ความเสียดทานต่อการไหลมีค่าสูง และอัตราการไหลของไหลใช้งานมีค่าน้อย

2. ข้อจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความเร็วเสียง

ข้อจำกัดนี้จะเกิดขึ้นกับฮีทไปป์อุณหภูมิใช้งานสูง (high temperature heat pipe) ซึ่งใช้โลหะเหลวเป็นของไหลใช้งานในช่วงเริ่มต้นใช้งาน โลหะเหลวจะกลายเป็นไอในช่วงระเหยในอัตราเร็วมาก ทำให้การไหลของไอไปยังช่วงควบแน่นเกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว แต่ความเร็วไอสูงที่สุดที่เกิดขึ้นจะเร็วกว่าความเร็วเสียงไม่ได้ ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นจะมีผลต่อการกระจายของอุณหภูมิตามแนวยาวของฮีทไปป์ดังรูปที่ 3.6



รูปที่ 3.6 การกระจายของอุณหภูมิที่ผนังท่อไอพ่นที่ขีดจำกัดความเร็วเสียง  
ค่าขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากความเร็วเสียงสามารถหาได้จากสมการของเลวี  
(Levy's equation)

$$Q_{s,max} = A_v \rho_v \lambda \left[ \frac{\gamma_v R_v T_v}{2(\gamma_v + 1)} \right]^{1/2} \quad (3.21)$$

### 3. ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอ

ขีดจำกัดนี้เกิดขึ้นเมื่อแรงเฉือน (Shear force) ที่เกิดจากไหลของไอต่อผิวของเหลวมีขนาดเท่ากัน หรือมากกว่า แรงตึงผิวของของเหลว (liquid surface tension) ทำให้ผิวของเหลวหลุดลอยไปกับไอได้ ค่าขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากของเหลวหลุดลอยตามไอสามารถหาได้จากสมการที่ (3.22)

$$Q_{e,max} = A_v \lambda \left[ \frac{\sigma \rho_v}{2r_{h,s}} \right]^{1/2} ; r_{h,s} = \text{รัศมีเชิงไฮดรอลิกของรูวิกต์} \quad (3.22)$$

### 4. ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากท่อรูเข็ม

ขีดจำกัดนี้เกิดขึ้นเมื่ออัตราการไหลของไอเท่ากับอัตราการไหลสูงสุดของของเหลวในท่อรูเข็ม นั่นคือเมื่อเกิดสมดุลของความดันท่อรูเข็มสูงสุดกับผลรวมของความดันจากสมการที่ (3.4), (3.7), (3.9), (3.15) และ (3.16) จะได้ว่า



$$P_{cm} = \int_{x_{min}}^{x_{max}} \left[ -F_v Q - D_v \frac{d}{dx} Q^2 + F_1 Q + \rho_1 g \sin(\varphi) \right] dx \quad (3.23)$$

ในที่นี้  $\varphi$  เป็นมุมที่วางเอียงไปกับแนวระดับโดยมีช่วงระยะเหยียดอยู่สูงกว่าช่วงควบแน่น

$$x_{min} = 0, x_{max} = L_t, P_{cm} = \frac{2Q}{r_c} - \Delta P_L \quad \text{ถ้าให้ } \Delta P_L \text{ เป็นผลจากความดันในแนว}$$

ตั้งฉากกับผิวในท่อรูเอ็ม และเนื่องจากที่ลภาวะคงที่  $\frac{d}{dx} Q^2 = 0$  จะได้ว่า

$$(QL)_{c,max} = \frac{\frac{2Q}{r_c} - \Delta P_L - \rho_1 g \sin(\varphi)}{F_1 + F_v} \quad (3.24)$$

$$Q_{c,max} = (QL)_{c,max} / \left[ \frac{1}{2} L_c + L_a + \frac{1}{2} L_e \right] \quad (3.25)$$

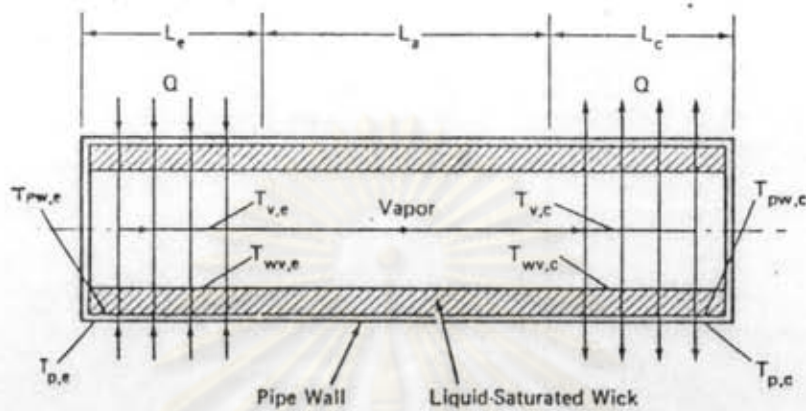
#### 5. ขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือด

ขีดจำกัดนี้เกิดขึ้นเมื่อฟลักซ์ความร้อนในแนวรัศมีของท่อมีค่าสูงมาก ทำให้เกิดการเดือดในชั้นของวิกต์และฟองของไอที่เกิดขึ้นไปกีดขวางการไหลของของเหลวในชั้นของวิกต์ ค่าขีดจำกัดการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการเดือดสามารถหาได้จากสมการที่ (3.26)

$$Q_{b,max} = \frac{2\pi L_e K_e T_v}{\lambda \rho_v \ln(r_1/r_v)} \left[ \frac{2Q}{r_n} - P_c \right] \quad (3.26)$$

$r_n$  = รัศมีของฟองไอเดือด ซึ่งมีค่าประมาณ  $10^{-3}$  นิ้วสำหรับฮีทไปป์ที่บรรจุก๊าซ (gas load heat pipe) และ  $10^{-5}$  นิ้วสำหรับฮีทไปป์ธรรมดา

#### 3.4 ลักษณะการกระจายของอุณหภูมิที่ฮีทไปป์ (CHI, 1976)



รูปที่ 3.7 วิธีทางการไหลของความร้อนผ่านท่อฮีทไปป์

ที่ลภาวะคงที่ อัตราการถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์สามารถอธิบายด้วย

$$Q = AU_{HP} (T_{p,e} - T_{p,c}) \quad (3.27)$$

โดยที่  $Q$  = อัตราการถ่ายเทความร้อน

$A$  = พื้นที่หน้าตัดสำหรับการส่งผ่านความร้อน

$U_{HP}$  = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของฮีทไปป์ ซึ่งมีค่าขึ้นกับพื้นที่หน้าตัดที่เลือกใช้

$T_{p,e}, T_{p,c}$  = อุณหภูมิผิวนอกของผนังท่อฮีทไปป์ทางด้านระเหยและควบแน่นตามลำดับ

จากกฎการส่งผ่านความร้อน

$$Q = \frac{\Delta T}{R} \quad (3.28)$$

$Q$  = อัตราการส่งผ่านความร้อน

$R$  = ความต้านทานความร้อน

$\Delta T$  = ผลต่างของอุณหภูมิในการส่งผ่านความร้อน (แรงขับเคลื่อนของการนำความร้อน)

1. ความต้านทานความร้อน (Thermal Resistance, R)

ขั้นตอนการส่งผ่านความร้อนในท่อฮีทโทป์ สามารถแบ่งออกตามรูปแบบการส่งผ่านความร้อนเป็น 2 ประเภทคือ

ก. ความต้านทานการนำความร้อน

สำหรับวัสดุแผ่นแบนเรียบ

$$R = \frac{S}{kA} \quad (3.29)$$

สำหรับท่อทรงกระบอกกลม

$$R = \ln(r_2/r_1) / 2\pi Lk \quad (3.30)$$

โดยที่

S = ความหนาของเนื้อวัสดุที่นำความร้อน

k = ค่าความนำความร้อนของวัสดุ

$r_2, r_1$  = รัศมีภายนอกและในของท่อตามลำดับ

L = ความยาวของพื้นที่ผิวที่นำความร้อน

ข. ความต้านทานการพาความร้อน

จากความสัมพันธ์ของคลาเซียส-คลาเปียร์อน (Clausius-Clapeyron relationship)

$$\Delta T = \frac{T_v \Delta P}{\rho_v \lambda J} \quad (3.31)$$

จากสมการที่ (3.22) จะได้ว่า  $R = \frac{T_v (P_{v,e} - P_{v,c})}{\rho_v \lambda J Q} \quad (3.32)$

เนื่องจากค่าเฉลี่ยของ  $(P_{v,e} - P_{v,c})$  คือ

$$P_{v,e} - P_{v,c} = F_v Q \left[ \frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right] \quad (3.33)$$

ดังนั้น  $R = F_v \left[ \frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right] \frac{T_v}{\rho_v \lambda J} \quad (3.34)$

2. อุณหภูมิ ที่ตำแหน่งต่าง ๆ ในท่อฮิกโปป์

ดังแสดงในรูป 3.7 การส่งผ่านความร้อนผ่านท่อฮิกโปป์ สามารถเขียนในรูปการส่งผ่านความร้อนเป็นช่วง ๆ ได้ดังนี้

$$T_{p,e} - T_{pw,e} = \frac{\ln(r_o/r_i) Q}{2\pi L_e k_p} \quad (3.35)$$

$$T_{pwe} - T_{wv,e} = \frac{\ln(r_i/r_v) Q}{2\pi L_e k_{e,e}} \quad (3.36)$$

$$T_{v,e} - T_{v,c} = \frac{F_v T_v \left[ \frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right] Q}{\rho_v \lambda J} \quad (3.37)$$

$$T_{wv,c} - T_{pw,c} = \frac{\ln(r_i/r_v) Q}{2\pi L_c k_{e,c}} \quad (3.38)$$

$$T_{pw,c} - T_{p,c} = \frac{\ln(r_o/r_i) Q}{2\pi L_c k_p} \quad (3.39)$$

เมื่อรวมสมการที่ (3.35) ถึง (3.39) จะได้

$$T_{p,e} - T_{p,c} = \left[ \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_e k_p} + \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_e k_{e,e}} + \frac{T_v F_v \left[ \frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right]}{\rho_v \lambda J} + \frac{\ln(r_i/r_v)}{2\pi L_c k_{e,c}} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi L_c k_p} \right] Q \quad (3.40)$$



ถ้ากำหนดพื้นที่อ้างอิงสำหรับการถ่ายเทความร้อนเป็นพื้นที่หน้าตัดของท่อฮีทไปป์  
 $(A_p = \pi r_o^2)$  และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเป็น  $U_{HP,P}$  สมการที่ 3.40 สามารถ  
 แปลรูปเป็น

$$Q = A_p (T_{p,e} - T_{p,c}) \left[ \frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_e k_p} + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_e k_{e,e}} + \frac{r_o^2 T_{fv}}{J} \left[ \frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right] + \frac{r_o^2 \ln(r_i/r_v)}{2L_c k_{e,c}} + \frac{r_o^2 \ln(r_o/r_i)}{2L_c k_p} \right]^{-1} \quad (3.41)$$

$$\text{นั่นคือ } U_{HP,P} = \left[ R_{pe} + R_{ve} + R_v + R_{vc} + R_{pc} \right]^{-1} \quad (3.42)$$

$$\text{โดยที่ } R_{pe} = r_o^2 \ln(r_o/r_i) / 2 L_e k_p$$

$$R_{ve} = r_o^2 \ln(r_i/r_v) / 2 L_e k_{e,e}$$

$$R_v = T_{fv} \pi r_o^2 \left[ \frac{L_e}{6} + L_a + \frac{L_c}{6} \right] / \rho_v \lambda J$$

$$R_{vc} = r_o^2 \ln(r_i/r_v) / 2 L_c k_{e,c}$$

$$R_{pc} = r_o^2 \ln(r_o/r_i) / 2 L_c k_p$$

### 3. การส่งผ่านความร้อนระหว่างผิวท่อฮีทโปก์กับแหล่งความร้อน

ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทโปก์ แหล่งความร้อนภายนอกทั้งด้านร้อนและเย็น จะเป็นการไหลของของไหลและการส่งผ่านความร้อนจะเป็นแบบการพาบังคับ (forced convection heat transfer)

อัตราการส่งผ่านความร้อนที่เกิดขึ้นคือ

$$Q = h_f A_f (T_f - T_p) \quad (3.43)$$

โดยที่  $Q =$  อัตราการส่งผ่านความร้อนที่ผิววนอกของท่อฮีทโปก์

$h_f =$  สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา

$A_f =$  พื้นที่ส่งผ่านความร้อน

$T_f =$  อุณหภูมิของแหล่งความร้อนภายนอก

$T_p =$  อุณหภูมิที่ผิววนอกของท่อ

โดยทั่วไปค่าของ  $h_f$  สามารถหาได้โดยใช้ความสัมพันธ์

$$Nu_f = C (Re_f)^m (Pr_f)^{1/3} \quad (3.44)$$

โดยที่  $Nu_f = \frac{h_f d_o}{k}$  (ตัวเลขนัสเซลท์)

$Pr_f = \frac{\mu c_p}{k}$  (ตัวเลขพรานด์ตล์)

$Re_f = \frac{\rho v d_o}{\mu}$  (ตัวเลขเรย์โนลด์)

$C, m =$  ค่าคงที่

$d_o =$  เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อฮีทโปก์

$V =$  ความเร็วของการไหลของของไหลนอกท่อ

$k =$  ค่าความนำความร้อนของไหลนอกท่อ

สมการต่าง ๆ ในหัวข้อนี้สามารถหาค่ามวลหาอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของฮีทโปก์ได้