

13º ENCIT – Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas



UFU-Uberlândia - MG, 05 a 09 de dezembro de 2010

FUNDAMENTOS E APLICAÇÕES DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR COM MUDANÇA DE FASE: EBULIÇÃO E **CONDENSAÇÃO** (4ª aula)

Júlio César Passos

jpassos@emc.ufsc.br

<http://energetique-juliocesarpassos.blogspot.com>

Universidade Federal de Santa Catarina
Centro Tecnológico - Departamento de Engenharia Mecânica
LEPTEN/Boiling
Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia



Plano da aula

- Aplicações
- Aspectos históricos sobre a condensação
- Tipos de condensação
- Condensação em película - modelo de Nusselt
- Exemplo resolvido
- Condensação em microcanais (resultados preliminares, obtidos no LEPETEN/Boiling - UFSC)

Aplicações

- Condensadores com e sem superfícies microaletadas

indústria de refrigeração,
ciclos de potência (geração termelétrica)

- Tubos de calor
- Termossifões bifásicos

coletores solares

fornos de cocção

Aspectos históricos da condensação

1769 - James Watt obtém a patente do condensador de superfície;

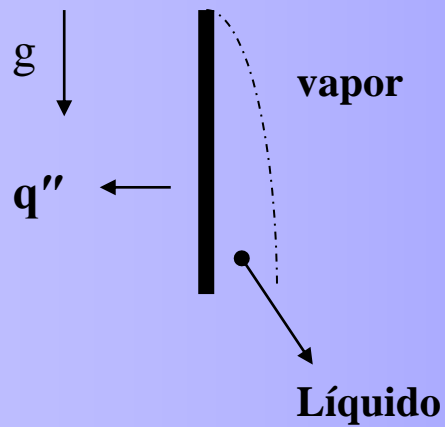


(147 anos)

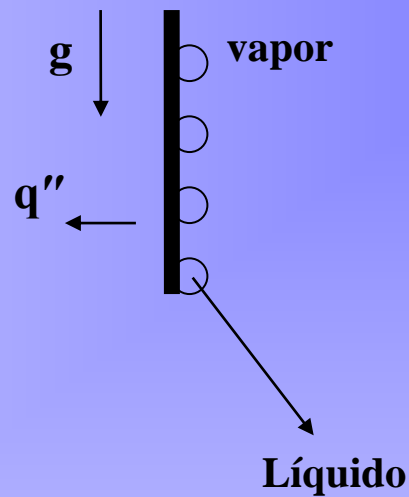
1916 - Modelo de Nusselt para a condensação em película
(in Nusselt, W., "Die oberflächenkondensation des wasser dampfes", Z. ver., 1916)

1930 - Schimidt et al. apresentaram um dos primeiros trabalhos sobre a condensação em gotas.

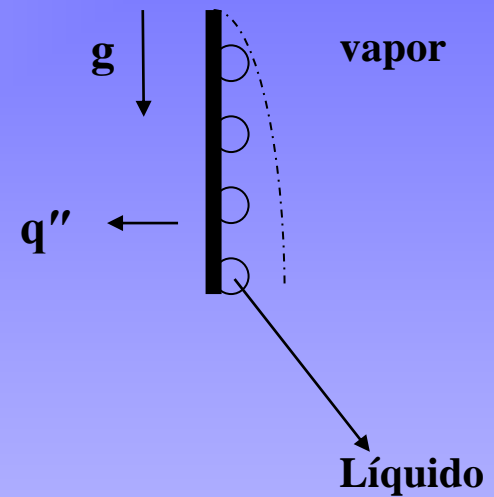
TIPOS DE CONDENSAÇÃO



em película



em gotas



mista

$$h_{gotas} > h_{película}$$

TIPOS DE CONDENSAÇÃO

- O tipo de condensação depende do ângulo de contato líquido-superfície.
- Dois tipos:
 - Condensação em gotas - maior transferência de calor, porém sua manutenção é muito difícil. Ocorre com fluidos não molhantes.
 - Condensação em película - modo mais comum de condensação. Formação de uma película líquida sobre a superfície. Ocorre com fluidos molhantes.

CONDENSAÇÃO EM GOTAS (1)

Condensação sobre uma
superfície vertical

($q=0,12 \text{ W/cm}^2$; $\Delta T=0,05 \text{ K}$)

($h= 24 \text{ kW/K.m}^2$)

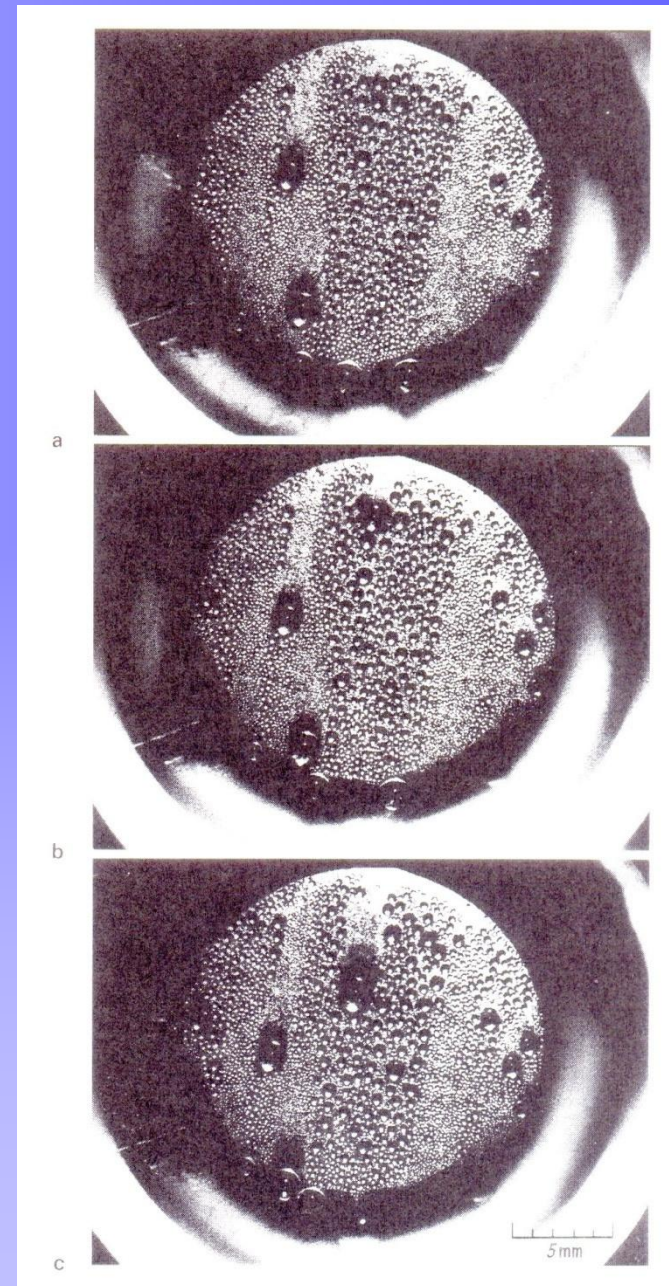
a) início

b) 16 s

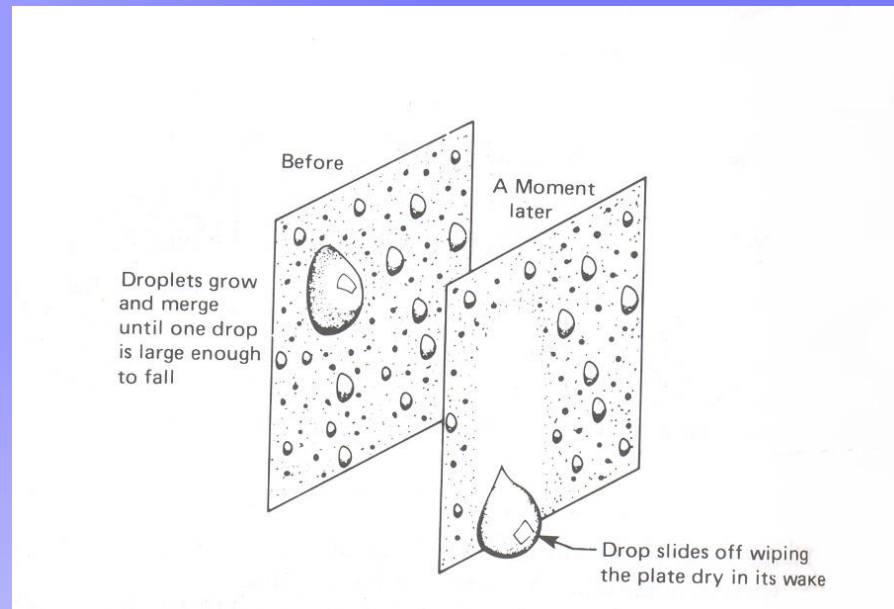
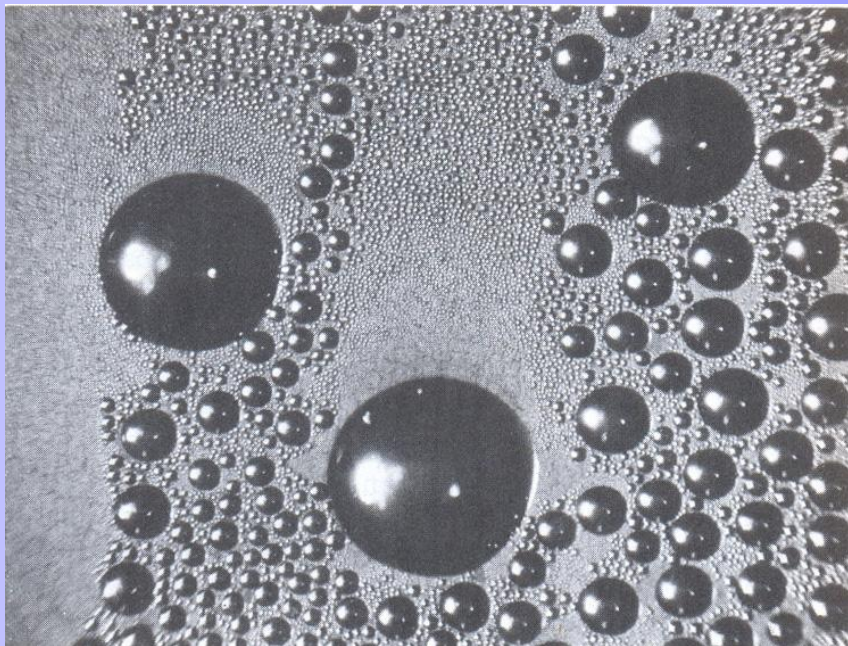
c) 32 s

Diâmetro da superfície: 18mm

*in Stephan, K., "Heat Transfer in
Condensation and Boiling", Springer, 1992, p. 29*



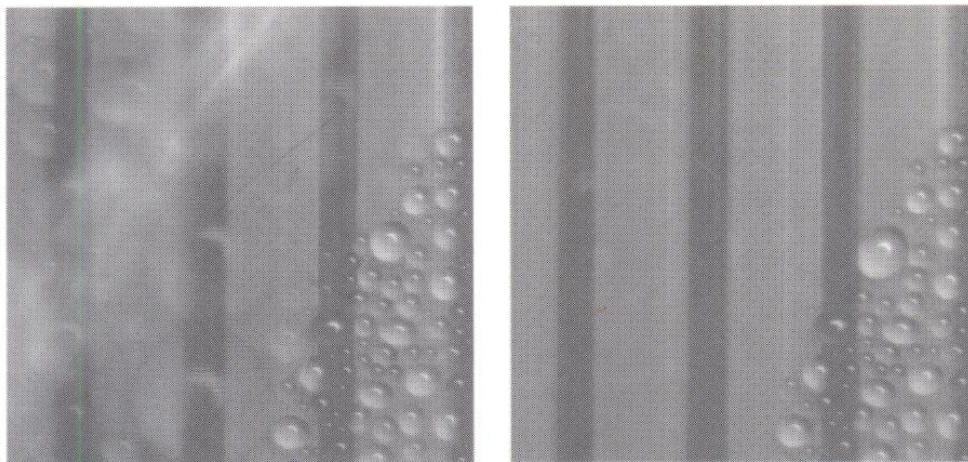
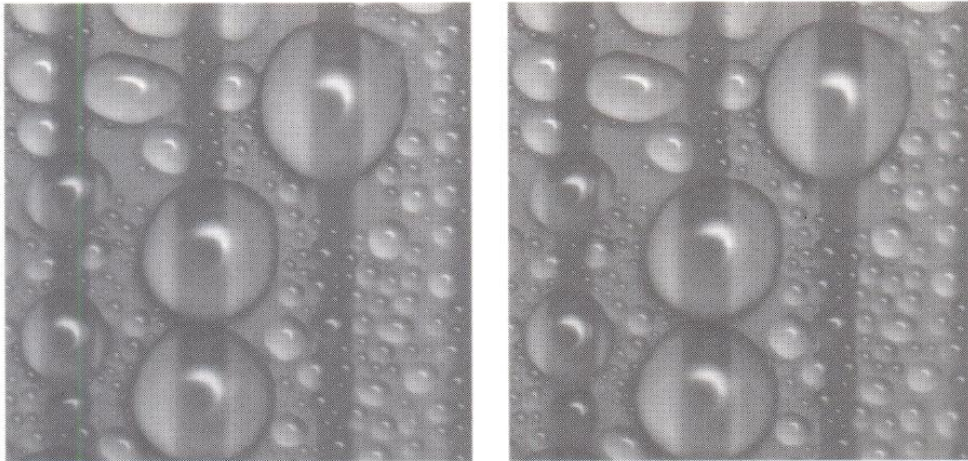
CONDENSAÇÃO EM GOTAS (2)



Condensação sobre uma superfície vertical

(in J. H. Leinhard, "A Heat Transfer Textbook",
2nd ed., Prentice-Hall, 1987)

Codensação em gotas (3)

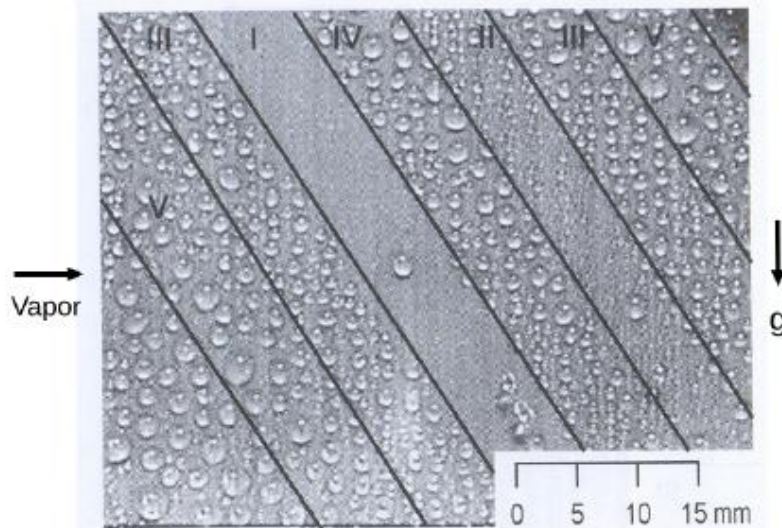


Condensação sobre uma superfície coberta com teflon

(in Ganzeles, F.L.A., 2002, "Drainage and condensate heat resistance in dropwise condensation", PhD thesis TuE-Eindhoven-Holanda)

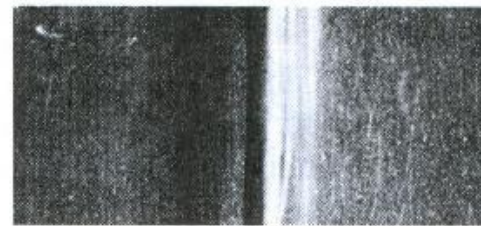
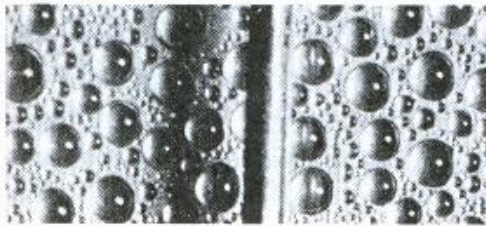
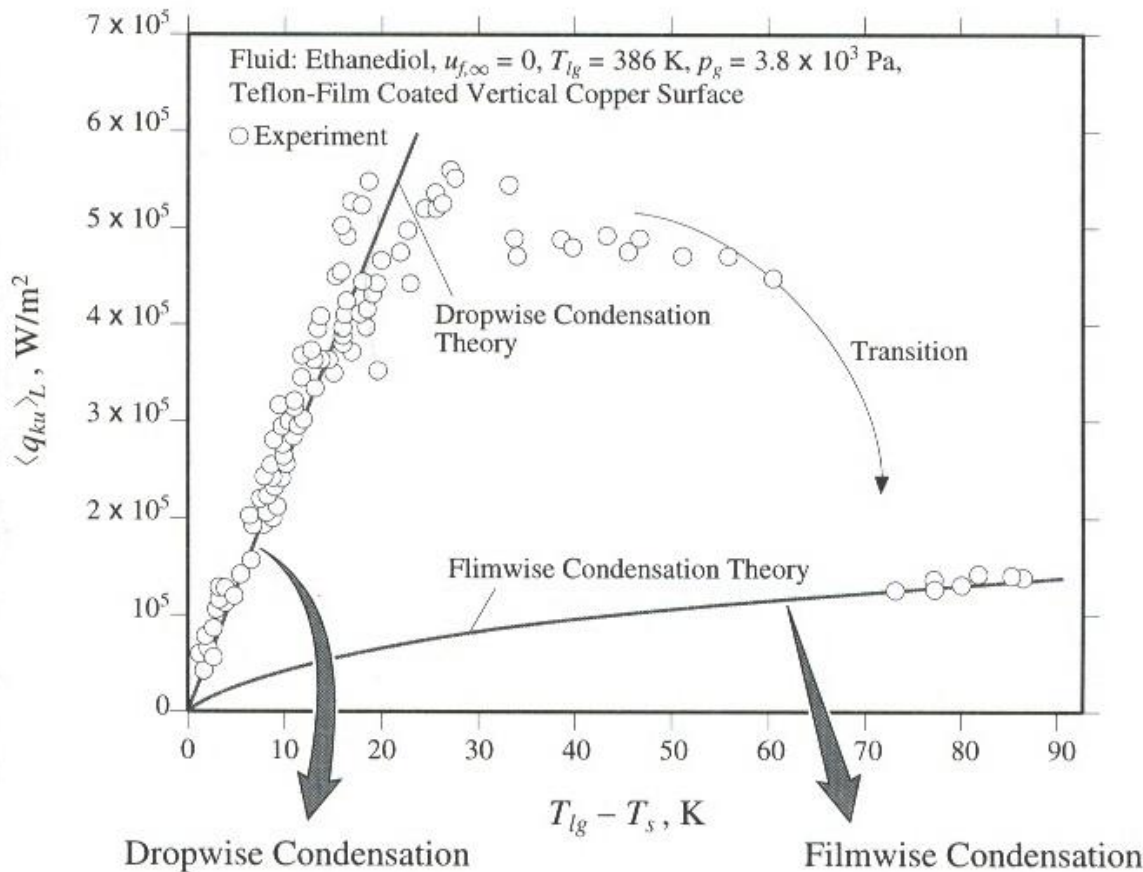
Padrões na codensação em gotas (3)

- I Trilha praticamente seca formada imediatamente após a drenagem.
- II Pequenas gotas com tamanho praticamente igual devido ao crescimento por condensação.
- III Gotas pequenas e grandes formadas principalmente pela coalescência.
- IV Gotas maiores e pequenas devido à coalescência.
- V Gotas grandes com algumas pequenas, onde a drenagem pode ocorrer muito em breve.



(in Ganzeles, F.L.A., 2002,
PhD thesis
TuE-Holanda)

Transition From Dropwise to Filmwise Condensation on a Vertical Plate



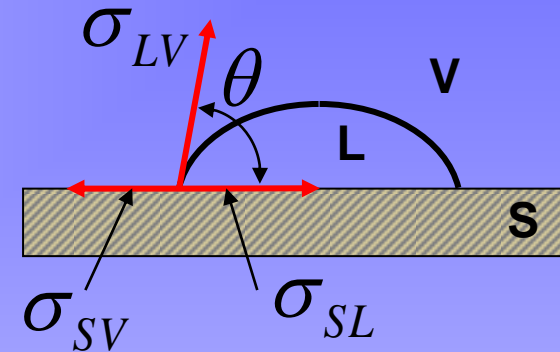
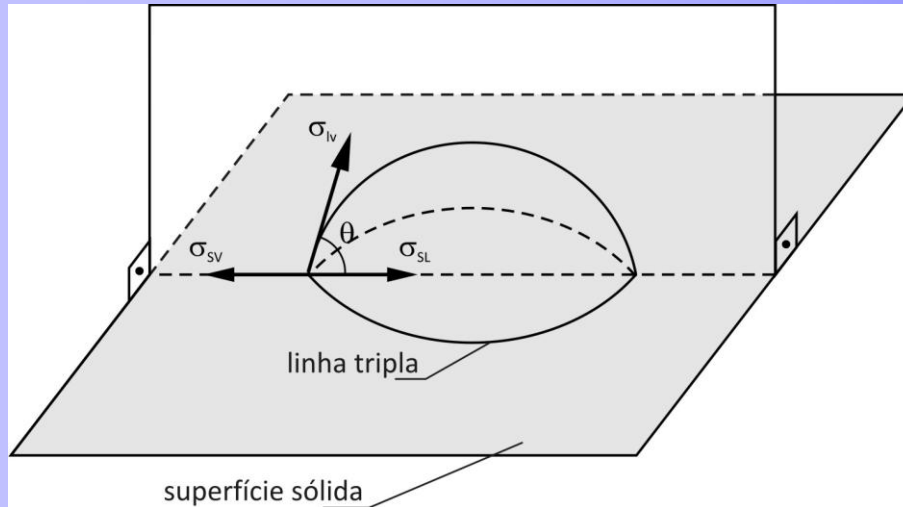
Curva de Condensação

Comparação:
Condensação
em gotas e
em película

in Massoud Kaviany,
"Principles of Heat Transfer",
John Wiley & Sons, 2002, p. 610.

Ângulo de contato e Molhabilidade

(Ângulo de contato estático)



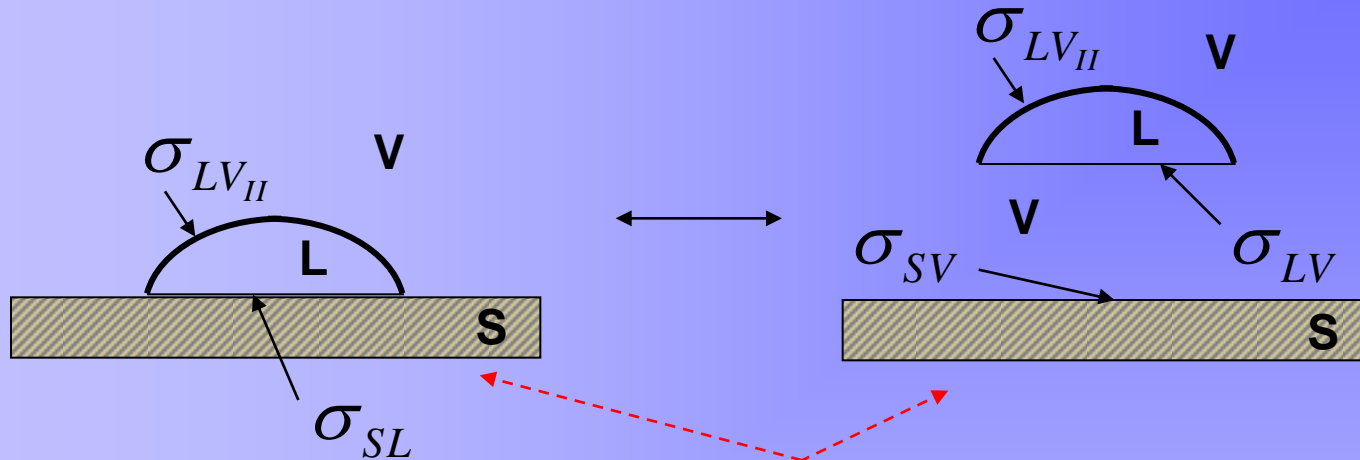
Equilíbrio de forças na linha tripla

Equação de Young

$$\sigma_{SV} = \sigma_{SL} + \sigma_{LV} \cos \theta$$

$$\sigma_{SV} - \sigma_{SL} = \sigma_{LV} \cos \theta$$

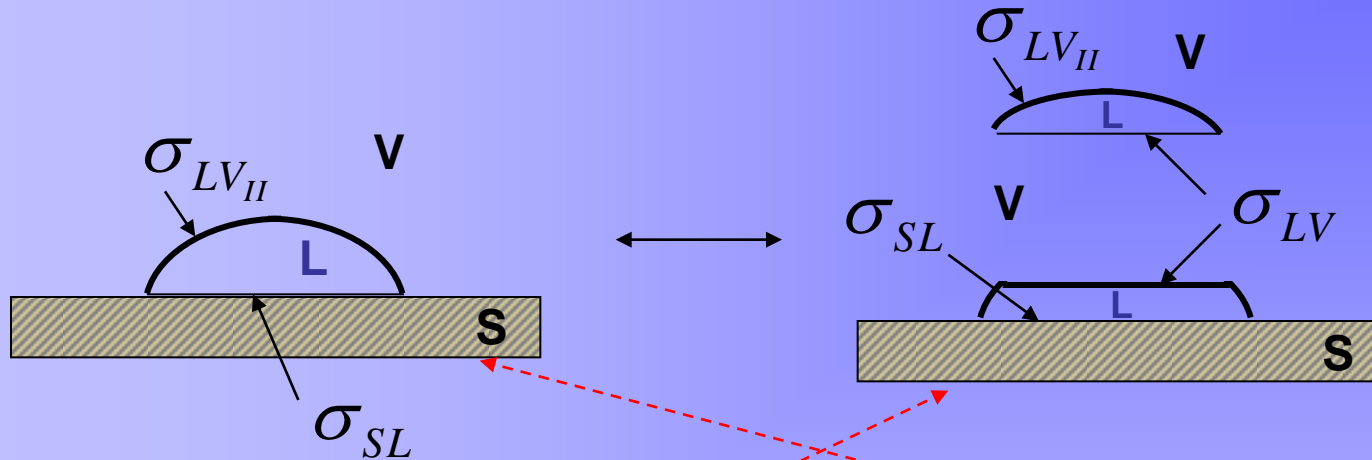
Força de adesão, F_{ad}



$$F_{ad} = (\sigma_{LV} + \cancel{\sigma_{LVH}} + \sigma_{SV}) - (\cancel{\sigma_{LVH}} + \sigma_{SL})$$

$$F_{ad} = (\sigma_{LV} + \sigma_{SV} - \sigma_{SL})$$

Força de Coesão, F_c



$$F_c = (2\sigma_{LV} + \cancel{\sigma_{LVH}} + \cancel{\sigma_{SL}}) - (\cancel{\sigma_{LVH}} + \cancel{\sigma_{SL}})$$

$$F_c = 2\sigma_{LV}$$

Força de Espalhamento, F_e

$$F_e = F_a - F_c$$

$$F_e = (\sigma_{LV} + \sigma_{SV} - \sigma_{SL}) - (2\sigma_{LV})$$

$$F_e = (\sigma_{SV} - \sigma_{LV} - \sigma_{SL})$$

da Eq. de Young $\sigma_{SV} - \sigma_{SL} = \sigma_{LV} \cos \theta$

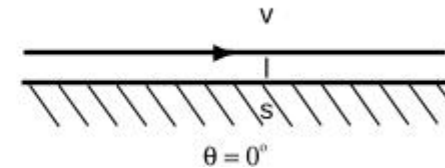
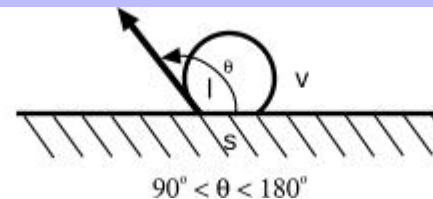
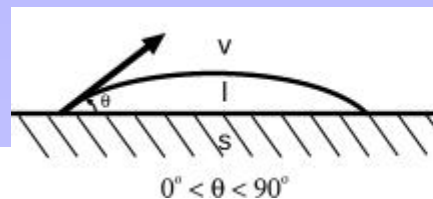
$$F_e = \sigma_{SL} (1 - \cos \theta)$$

$F_e = 0, \theta = 0$ Líquido totalmente molhante

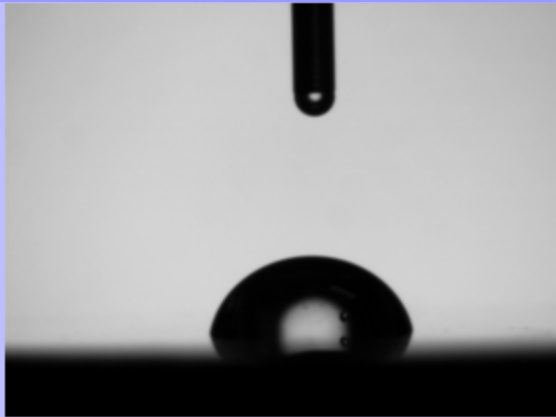
$F_e < 0, 0 < \theta < 90^\circ$ Líquido molhante

$90^\circ < \theta < 180^\circ$ Líquido não molhante

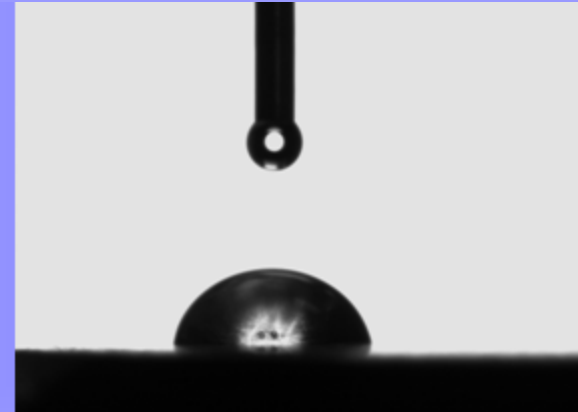
$F_e = -2\sigma_{LV} \theta = 180^\circ$ Líquido totalmente não molhante



Alteração do ângulo de contato



Clean Surface



Rough Surface



Fe_2O_3 deposited surface



Fe_2O_3 deposited surface after
excess cleaning

Experimento no LMPT e LEPTEN/UFSC

O MODELO DE NUSSELT

- Escoamento laminar;
- Propriedades físicas do fluido constantes;
- O sub-resfriamento do líquido na Camada Limite é desprezível, no balanço de energia;
- A equação da QM não considera os termos de inércia;
- Vapor em repouso, sem exercer força de arrasto ou de cisalhamento sobre o líquido;
- A interface líquido-vapor é lisa;
- A transferência de calor, através da película, ocorre por condução.

Nusselt (1882-1957)

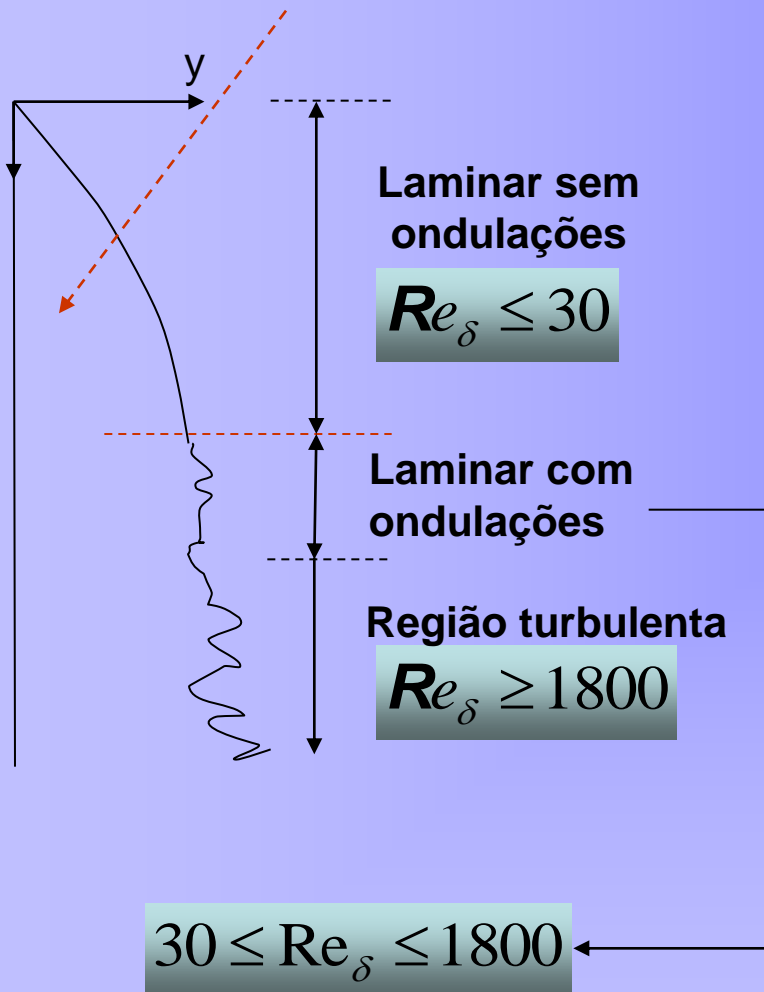


Ernst Kraff Wilhelm Nusselt

Publicou, em 1916,

“Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes”, Z. Ver. Deut. Ing., Vol. 60, 541, 1916.

O MODELO DE NUSSELT, $Re_\delta \leq 30$



$$\frac{d^2 u}{dy^2} = -\frac{1}{\mu_l} (\rho_l - \rho_v) g \quad (1)$$

Condições de contorno

$$y=0, \quad u=0,$$

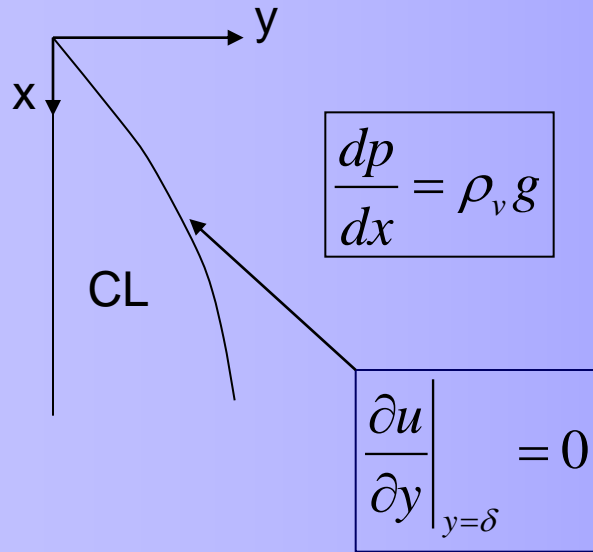
$$y=\delta, \quad \frac{du}{dy} = 0$$

$$u(y) = \frac{g(\rho_l - \rho_v)\delta^2}{\mu_l} \left[\frac{y}{\delta} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 \right] \quad (2)$$

O Modelo de Nusselt (2)

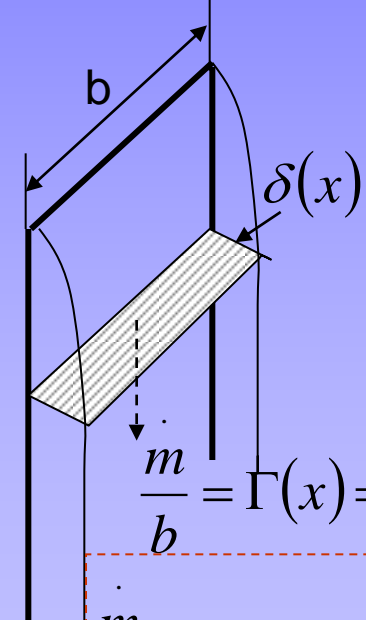
Simplificações na equação de Navier-Stokes

(Dedução da Eq. 1)



$$\rho_l \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \rho_l g + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}$$

≈ 0

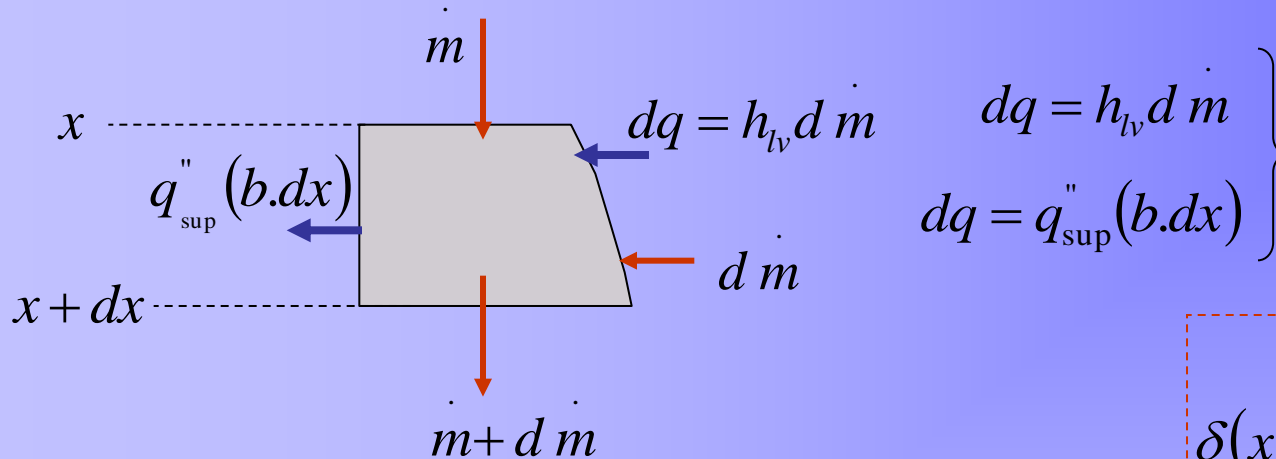


$$Re_\delta = \frac{\rho_l u_m D_{hidr.}}{\mu_l} = \frac{\dot{m} D_{hidr.}}{\mu_l b \delta} = \frac{4 \dot{m}}{\mu_l b} = \frac{4 \dot{\Gamma}}{\mu_l} \quad (3)$$

$$\frac{\dot{m}}{b} = \Gamma(x) = \int_0^{\delta(x)} \rho_l u(y) dy$$

$$\frac{\dot{m}}{b} = \Gamma(x) = \frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \delta^3}{3 \mu_l} \quad (4)$$

O Modelo de Nusselt (3)



$$\delta(x) = \left[\frac{4k_l \mu_l (T_{\text{sat}} - T_{\text{sup}}) x}{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{lv}} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$\left. \begin{array}{l} dq = h_{lv} d\dot{m} \\ dq = q''_{\text{sup}}(b \cdot dx) \end{array} \right\} \frac{d\Gamma}{dx} = \frac{q''_{\text{sup}}}{h_{lv}} = \frac{k_l (T_{\text{sat}} - T_{\text{sup}})}{\delta \cdot h_{lv}}$$

$\delta(x) \uparrow ; x \uparrow$

Após derivar Γ , Eq. (4):

$$\frac{d\Gamma}{dx} = \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \delta^2}{\mu_l} \frac{d\delta}{dx}$$

correção

$$h'_{lv} = h_{lv} (1 + 0,68 Ja)$$

Ja: Número de Jakob

O Modelo de Nusselt (4)

$$q''_{\text{sup}} = h_x (T_{\text{sat}} - T_{\text{ssup}})$$

$$h_x = \frac{k_l}{\delta}$$

$$h_x = \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{lv}}{4 \mu_l (T_{\text{sat}} - T_{\text{sup}}) x} \right]^{\frac{1}{4}}$$

O h local, h_x ,
diminui com x .

$$\dot{m} = \frac{q}{h'_{lv}} = \frac{\bar{h}_L A (T_{\text{sat}} - T_{\text{sup}})}{h'_{lv}}$$

Propriedades:

$$T_f = \frac{T_{\text{sat}} + T_{\text{sup}}}{2}$$

$$\rho_v \text{ e } h_{lv} \text{ à } T_{\text{sat}}$$

Após integrar

$$\bar{h}_L = 0,943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{lv}}{\mu_l (T_{\text{sat}} - T_{\text{sup}}) L} \right]^{\frac{1}{4}}$$



$$Nu_L = 0,943 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{lv} L^3}{\mu_l k_l (T_{\text{sat}} - T_{\text{sup}})} \right]^{\frac{1}{4}}$$

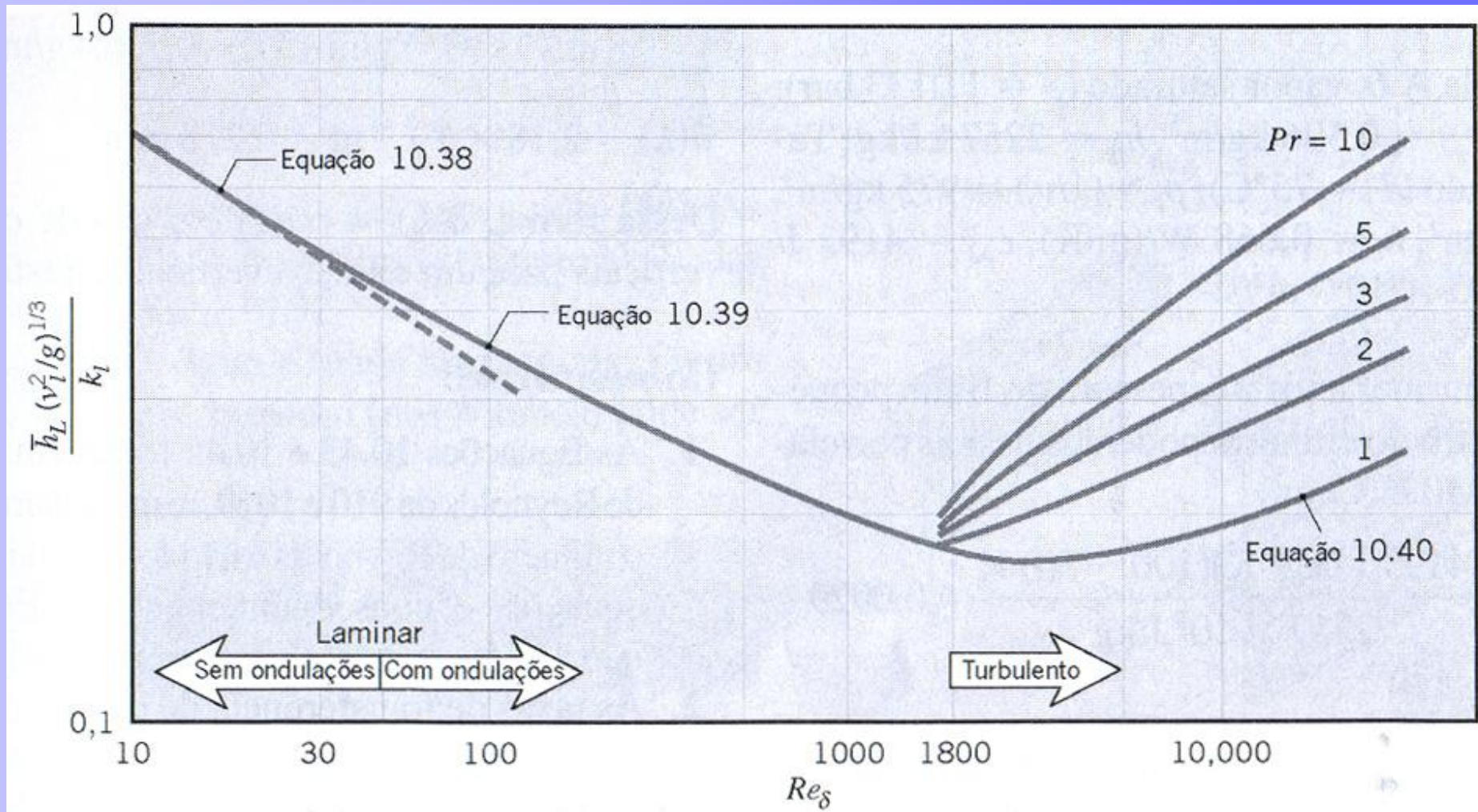
Limites para cada regime de escoamento

$$\text{Re}_\delta \leq 30 \quad \text{Re}_\delta = 3,78 \left[\frac{\kappa_l L (T_{sat} - T_p)}{\mu_l h'_{lv} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{4}}$$

$$30 \leq \text{Re}_\delta \leq 1800 \quad \text{Re}_\delta = \left[\frac{3,70 \kappa_l L (T_{sat} - T_p)}{\mu_l h'_{lv} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}} + 4,8 \right]^{0,82}$$

$$\text{Re}_\delta \geq 1800 \quad \text{Re}_\delta = \left[\frac{0,069 \kappa_l L (T_{sat} - T_p)}{\mu_l h'_{lv} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}} \text{Pr}_l^{0,5} - 151 \text{Pr}_l^{0,5} + 253 \right]^{\frac{4}{3}}$$

Número de Nusselt modificado: condensação em película sobre placa vertical

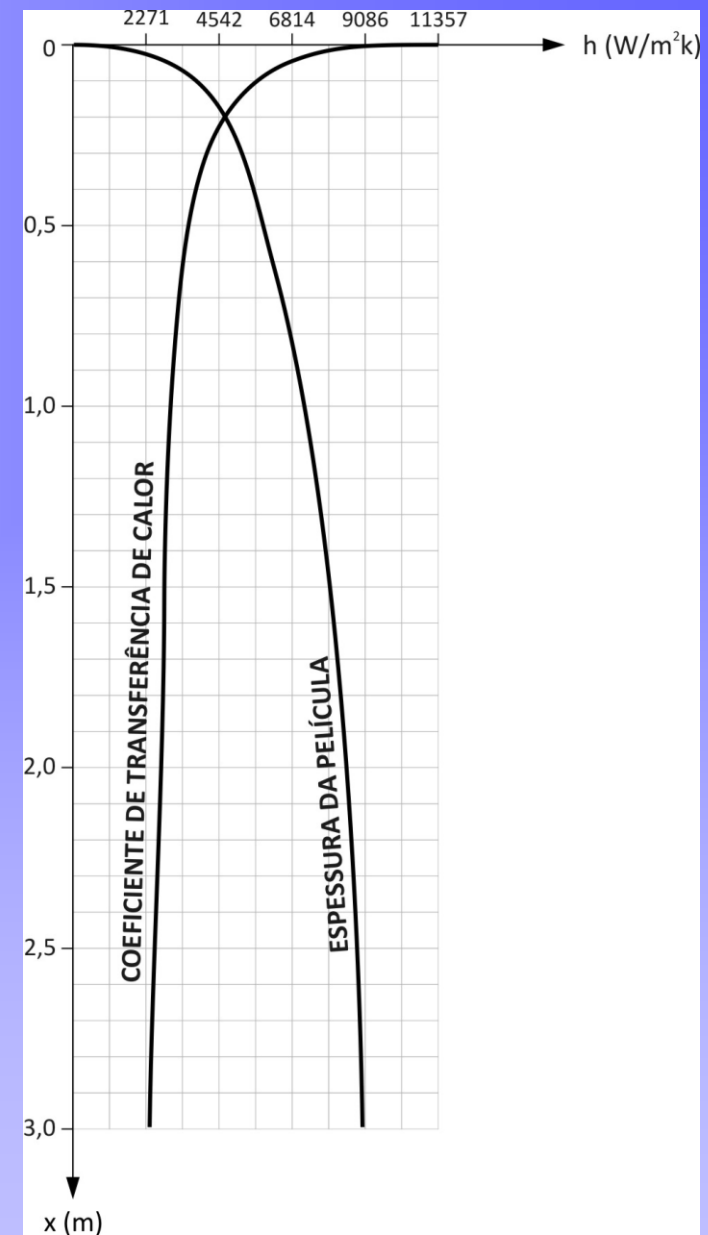


In Incropera et al. (2008), LTC, p. 409

Número de Nusselt : condensação em película sobre placa vertical

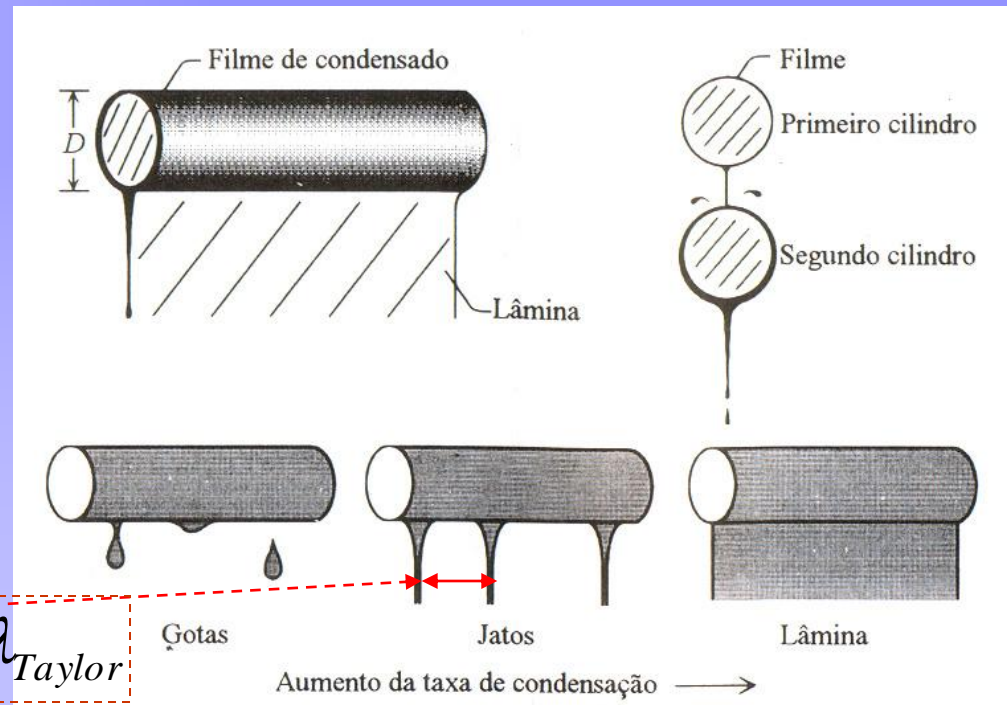
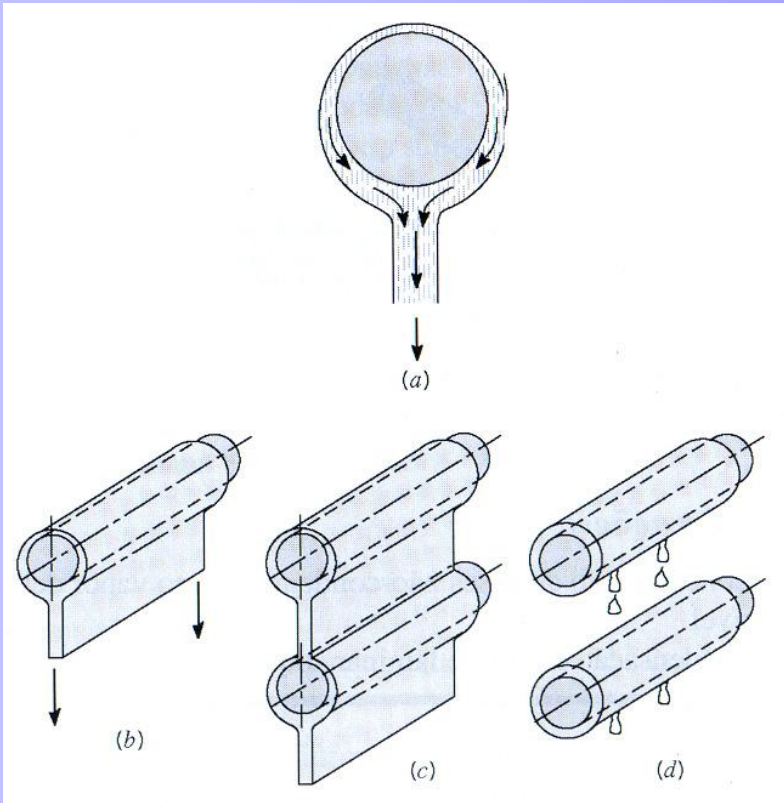
$$\delta \uparrow \quad x \uparrow$$

$$h_x \downarrow \quad \delta \uparrow$$



In Kern

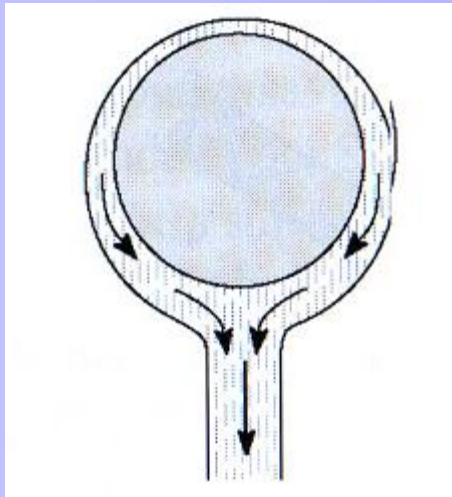
Condensação em película sobre **um só tubo** e sobre **uma coluna com dois tubos horizontais**.



$$\lambda_{Taylor} = 2\pi\sqrt{3} \left[\frac{\sigma}{(\rho_l - \rho_v)g} \right]^{1/2}$$

λ_{Taylor}

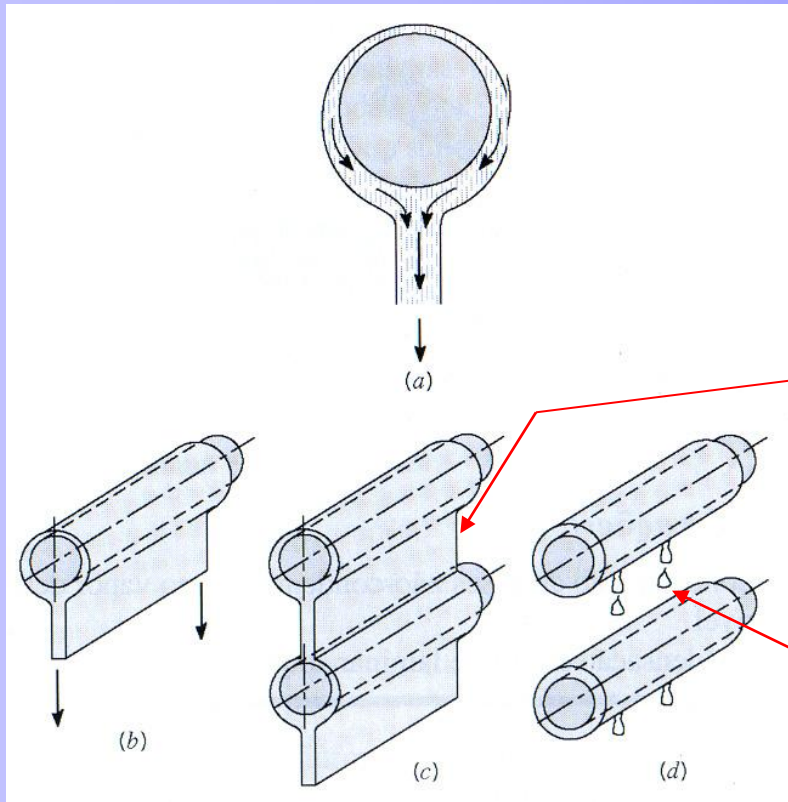
Modelo de Nusselt: condensação em película para tubo horizontal



$$\overline{h}_D = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{lv}}{\mu_l (T_{sat} - T_{sup}) D} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$Nu_D = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) h'_{lv} D^3}{\mu_l k_l (T_{sat} - T_{sup})} \right]^{\frac{1}{4}}$$

Correção para o cálculo de $\overline{h_D}$ para uma coluna vertical com tubos horizontais



Com drenagem contínua:

$$\overline{h_{D,N}} = 0,729 \left[\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 h'_{lv}}{N \mu_l (T_{sat} - T_{sup}) D} \right]^{1/4}$$

$$\overline{h_{D,N}} = \frac{h_{Nusselt}}{N^{1/4}}$$

Com drenagem por gotejamento:

$$\overline{h_{D,N}} = \frac{h_{Nusselt}}{N^{1/6}}$$

Correlação de Kern

Exemplo C1: condensação em película sobre uma placa plana vertical

Vapor d'água saturado a 1 atm condensa sobre uma placa vertical com 2,5 m de altura e 0,5 m de largura, mantida à temperatura de 54°C. Calcule a taxa de calor transferido à placa, a vazão de condensado e o limite x para validade do modelo de Nusselt.

Propriedades da água líquida, à

$$T_f = \frac{T_{sat} + T_p}{2}$$

$$\rho_l = 973,7 \text{ kg/m}^3$$

$$k_l = 0,668 \text{ W/(mK)}$$

$$\mu_l = 3,65 \times 10^{-4} \text{ Pa.s}$$

$$c_{pl} = 4195 \text{ J/(kgK)}$$

$$\sigma = 0,063 \text{ N/m}$$

$$\text{Pr} = 2,29$$

Propriedades à T_{sat}

$$\rho_v = 0,596 \text{ kg/m}^3$$

$$h_{lv} = 2257 \text{ kJ/kg}$$

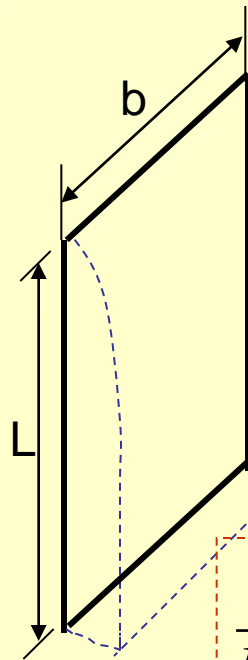
Correção de h_{lv}

$$h'_{lv} = h_{lv} (1 + 0,68 Ja)$$

$$Ja = \frac{c_{pl}(T_{sat} - T_p)}{h_{lv}}, \text{ Número de Jakob}$$

$$Ja = 0,0855 \rightarrow h'_{lv} = 2388,22 \text{ kJ/kg}$$

1ª tentativa, hipótese laminar com ondulações
 $30 \leq \text{Re}_\delta \leq 1800$



$$\frac{\bar{h}_L \left(\frac{v^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{k_l} = \frac{\text{Re}_\delta}{1,08 \text{Re}_\delta - 5,2}$$

Correlação
 Recomendada
 por
 Kutateladze

Exemplo C1 (cont.)

$$30 \leq \text{Re}_\delta \leq 1800$$

$$\text{Re}_\delta = \left[\frac{3,70 \kappa_l L (T_{sat} - T_p)}{\mu_l h'_{lv} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}} + 4,8 \right]^{0,82} = 2425 > 1800$$

Portanto, deve ser o regime turbulento.

2ª tentativa, região turbulenta

$$\text{Re}_\delta = \left[\frac{0,069 \kappa_l L (T_{sat} - T_p) \text{Pr}_l^{0,5} - 151 \text{Pr}_l^{0,5} + 253}{\mu_l h'_{lv} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{4}{3}} = 2941,2$$

$$\text{Re}_\delta = \frac{4 \dot{m}}{\mu_l b}$$

$$\dot{m} = \frac{\mu_l b \text{Re}_\delta}{4} = 0,134 \text{ kg/s}$$

$$q = \dot{m} h'_{lv} = 320481 \text{ W}$$

$$\bar{h}_L = \frac{q}{A_p (T_{sat} - T_{sup})}$$

$$\bar{h}_L = 5573,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K})$$

Exemplo C1 (cont.)

$Re_\delta \leq 30$, **Domínio para o modelo de Nusselt**

$$Re_\delta = 3,78 \left[\frac{\kappa_l x (T_{sat} - T_p)}{\mu_l h'_{lv} \left(\frac{v_l^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{4}} = 30$$

$$x^{3/4} = 0,0338; \quad x = 0,011m$$

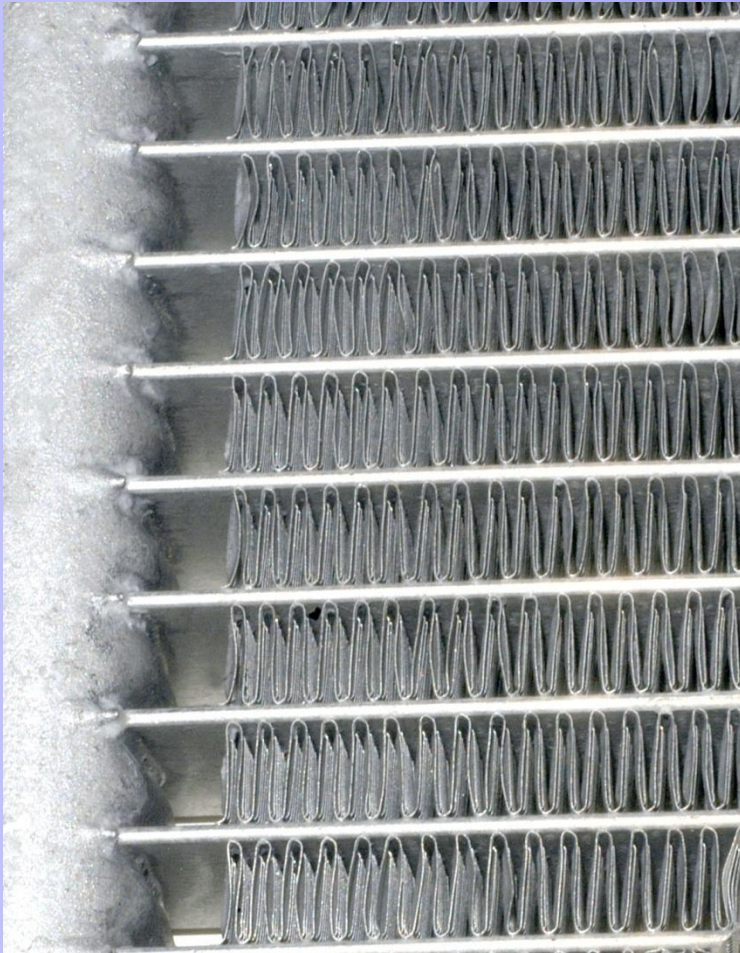
Valor local de h_{cond} em $x=0,011m$

$$h_x = 9.730,3 \text{ W}/(m^2 K)$$

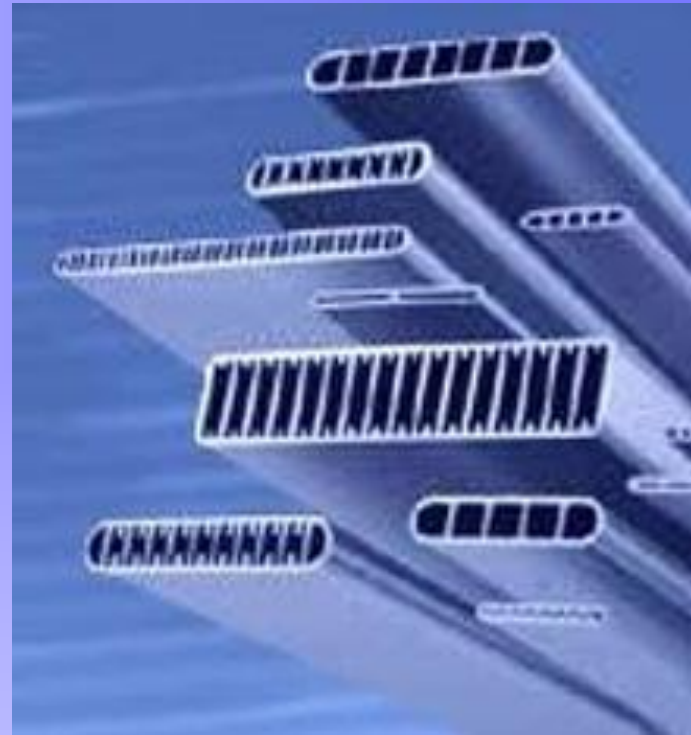
$$\bar{h}_L = 12.973,7 \text{ W}/(m^2 K)$$

Condensação em convecção forçada em mini e microcanais

Aplicações



Condensador de chiller
<http://www.carriercca.com>



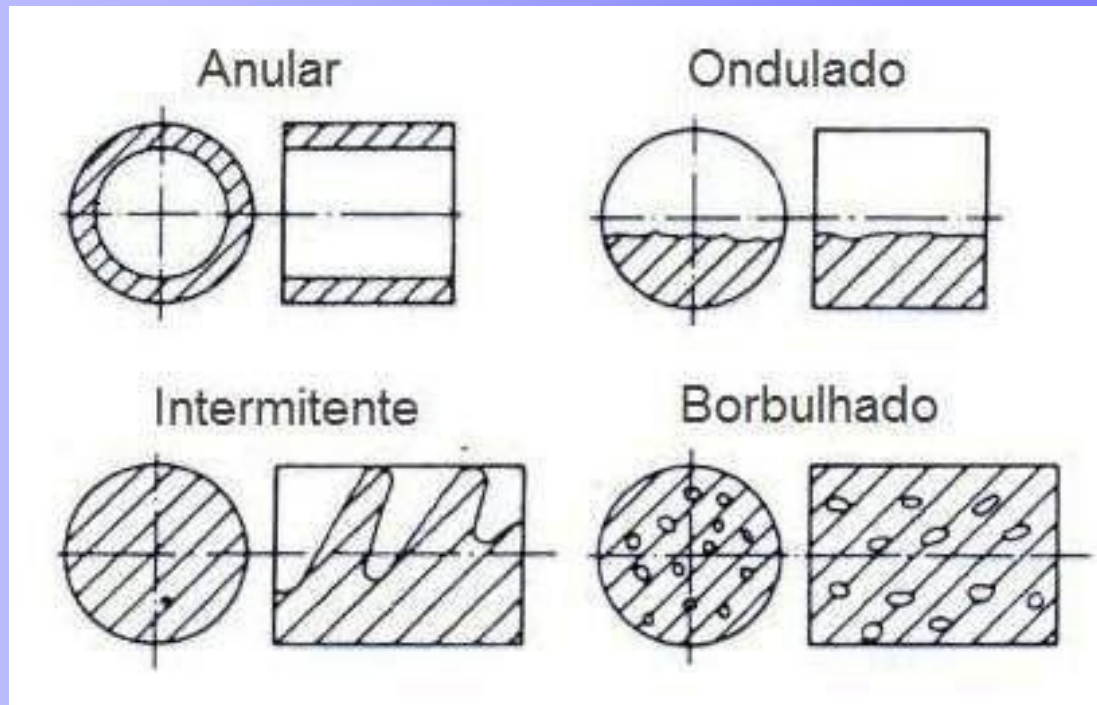
Multiportas de alumínio extrudado
Utilizadas em microcondensadores
www.hydro.com

Condensação em canais convencionais

- Formulações analíticas permitem cálculo do coeficiente de transferência de calor por convecção e queda de pressão para os regimes de escoamento.
- Forças gravitacionais dominantes sobre forças de atrito e de tensão superficial.

Condensação em canais convencionais

- Regimes de escoamento:
















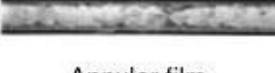


Regimes bifásicos normalmente encontrados em condensação (Stephan, 1992)

Condensação em microcanais

- Aumento da taxa de transferência de calor e da queda de pressão.
- A força de tensão superficial torna-se dominante sobre a aceleração da gravidade e o atrito.
- Modelos propostos para o cálculo do h e de Δp em macrocanais não funcionam muito bem em microcanais.

Mapa de padrões de escoamento em microcanais

		Flow regimes			
		Annular	Wavy	Intermittent	Dispersed
Flow patterns					
	Mist flow	Discrete wave (0)	Slug flow	Bubbly flow	
					
	Annular ring	Discrete wave (1)	Slug flow	Bubbly flow	
					
Wave ring	Discrete wave (2)	Plug flow	Bubbly flow		
					
Wave packet	Disperse wave (3)	Plug flow			
	Note: Numbers above denote intensity of secondary waves				
Annular film	Note: Numbers above denote intensity of secondary waves				

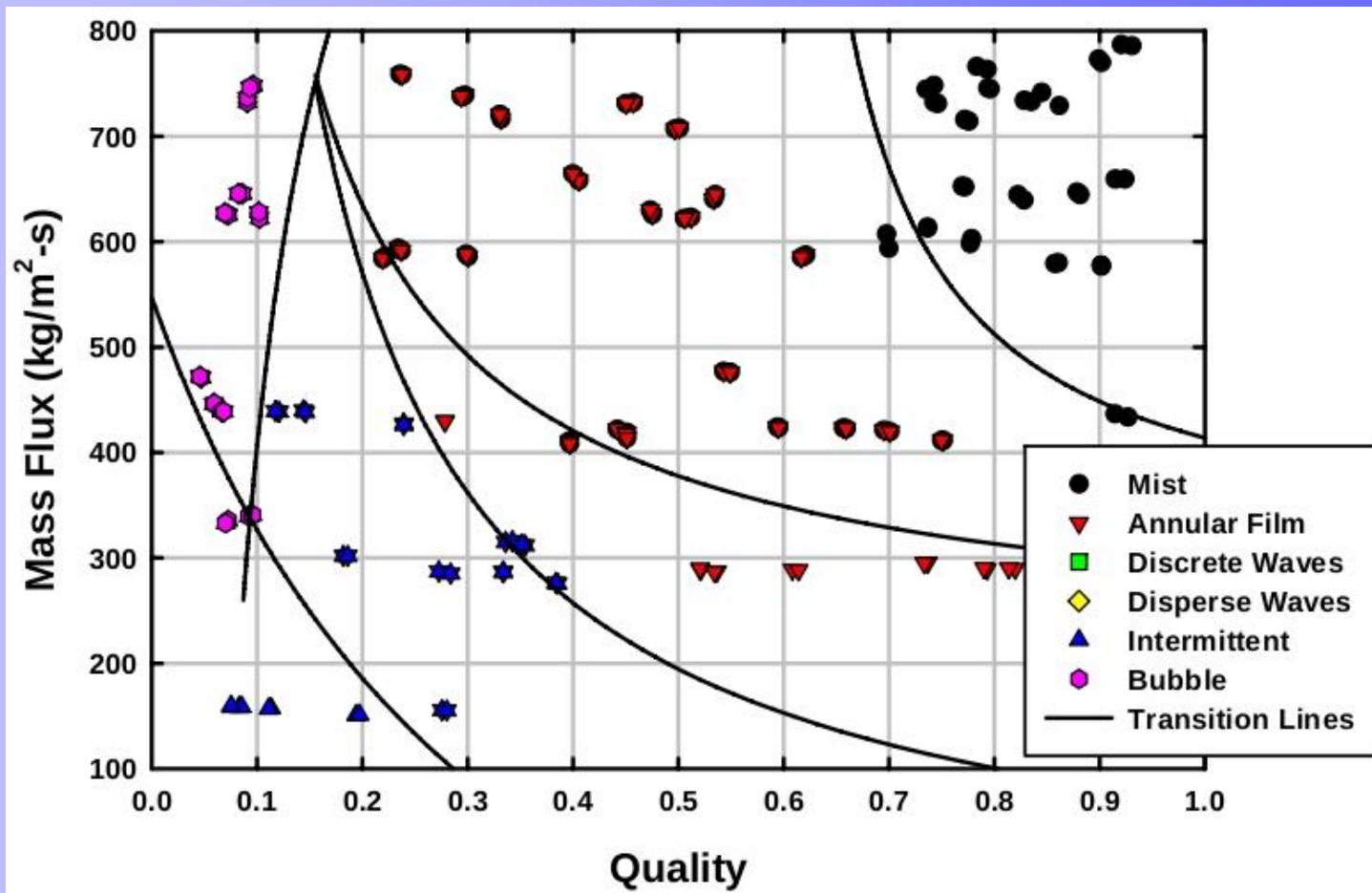
Padrões de escoamento para a condensação em microcanais encontrados por Coleman e Garimella (2003)

R-134a em canais retangulares, circulares e quadrados:

$$1 \text{ mm} < D_h < 4,8 \text{ mm}$$

$$150 \text{ kg/m}^2\text{s} < G < 750 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Condensação em convecção forçada



Mapa de padrões desenvolvido por Coleman e Garimella para condensação em canais circulares com $D=1$ mm

Condensação em convecção forçada do R-134a, no interior de microcanais

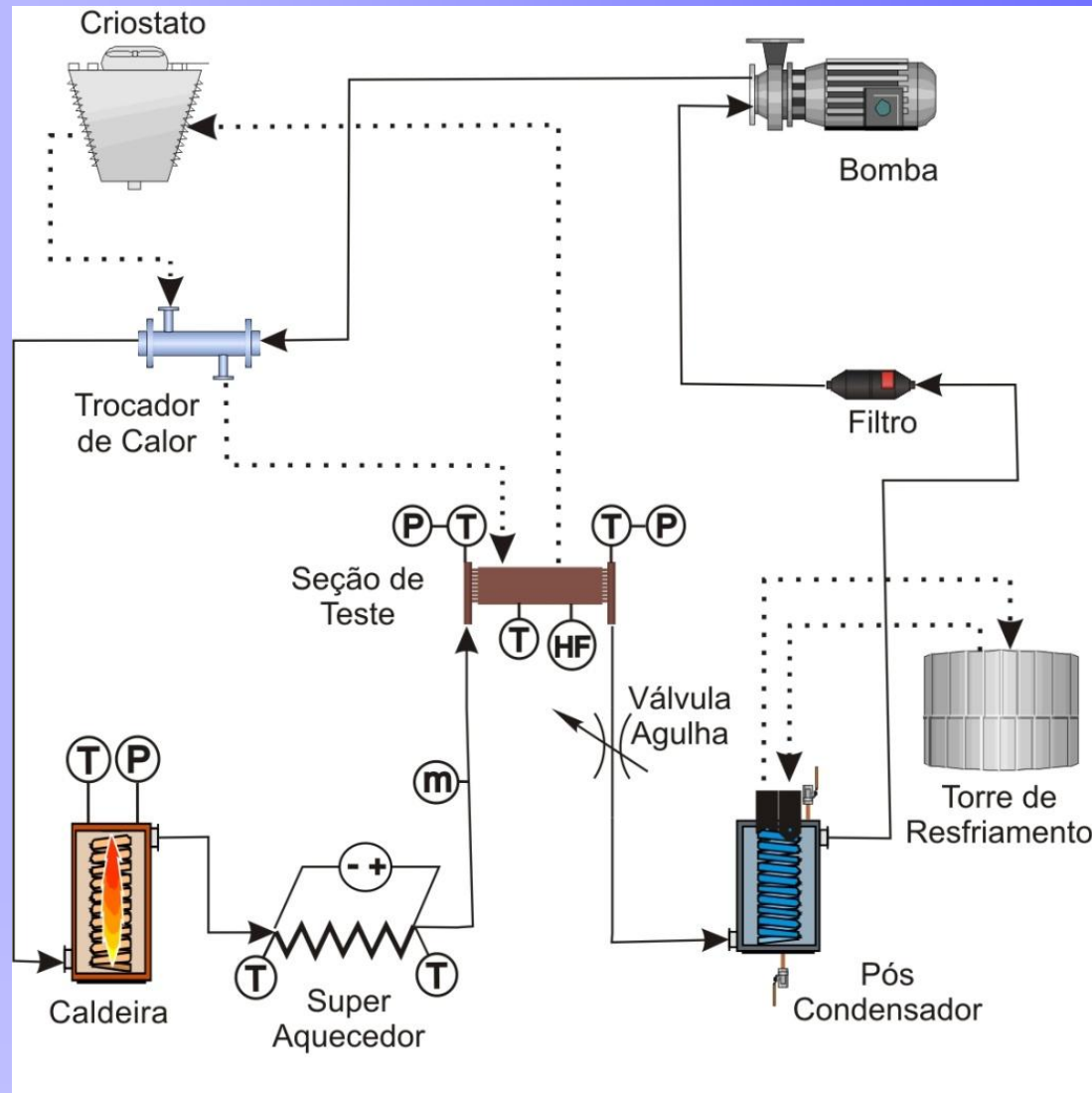
(baseado nos resultados preliminares do trabalho de mestrado de Gil Goss Jr., LEPTEN/Boiling - UFSC)

Goss Jr., G., Marini, S.F., Passos, J.C., Heat Transfer and Pressure Drop Condensation of R-134a inside Parallel Microchannels, in Proceedings of the ASME/JSME 2011, 8th Thermal Engineering Joint Conference - AJTEC2011, March 13-17, 2011, Honolulu, Hawaii, USA, 9 pages.

Condições de teste

- Estudo da condensação convectiva em microcanais:
 - Microcanais paralelos, circulares, $D = 0,8 \text{ mm}$.
 - R-134a
 - $50 \text{ kg/m}^2\text{s} < G < 420 \text{ kg/m}^2\text{s}$
 - $6 \text{ bar} < p < 12 \text{ bar}$
- Dados experimentais \times correlações e modelos:
 - Coeficiente de transferência de calor por convecção (h)
 - Queda de pressão

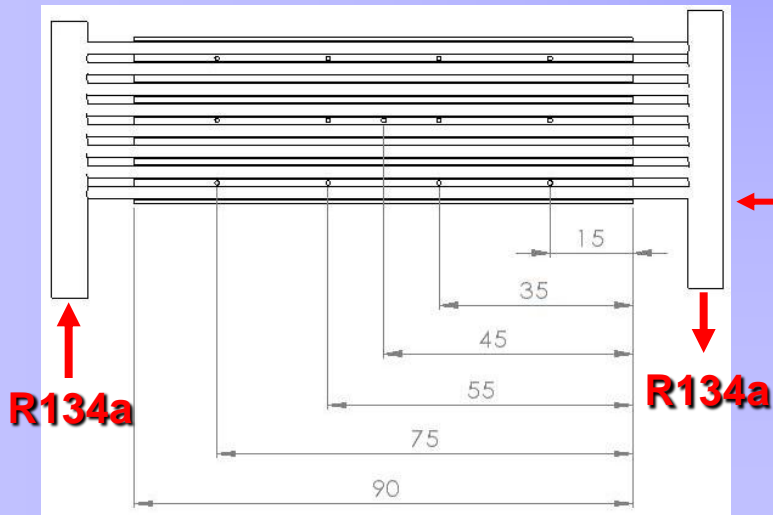
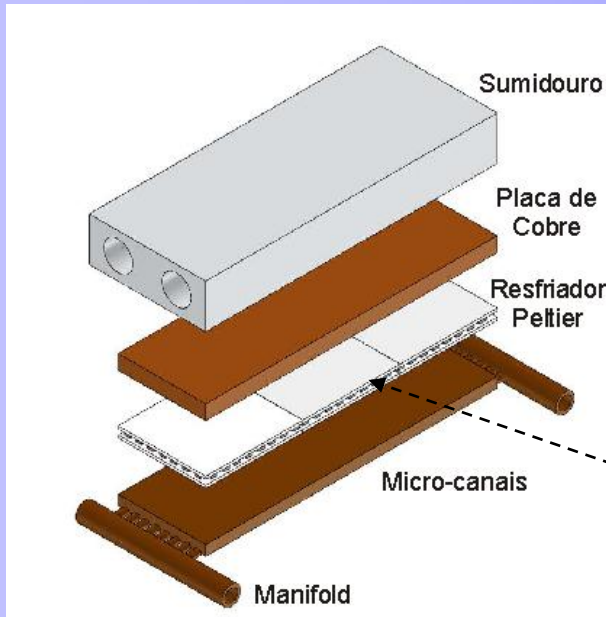
Condições de teste



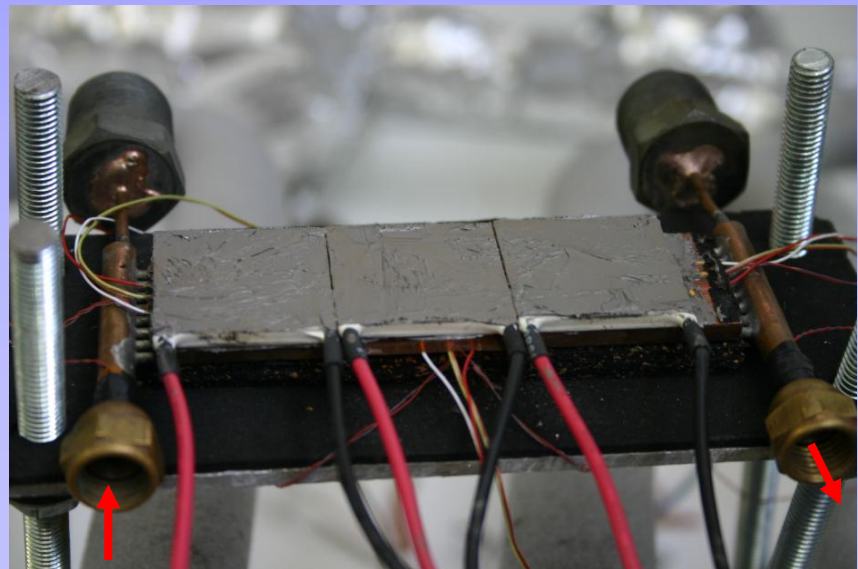
Seção de teste

Características:

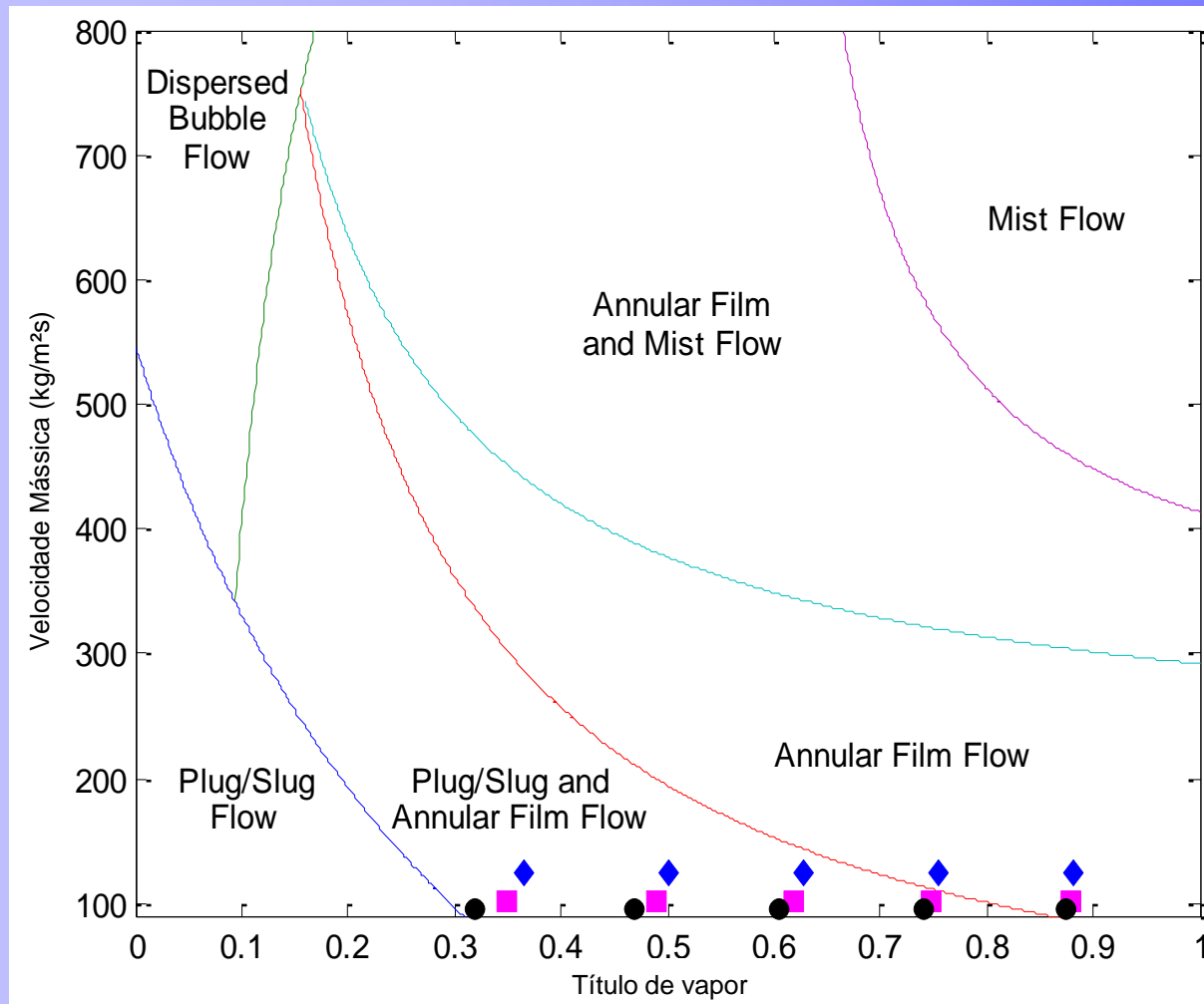
- × Composta de 8 microcanais (tubos de cobre, $D = 0,8 \text{ mm}$) paralelos;
- × Instrumentada com:
 - + 16 termopares;
 - + 2 transdutores de pressão Warmer;
 - + 3 coolers Peltier.



Localização termopares



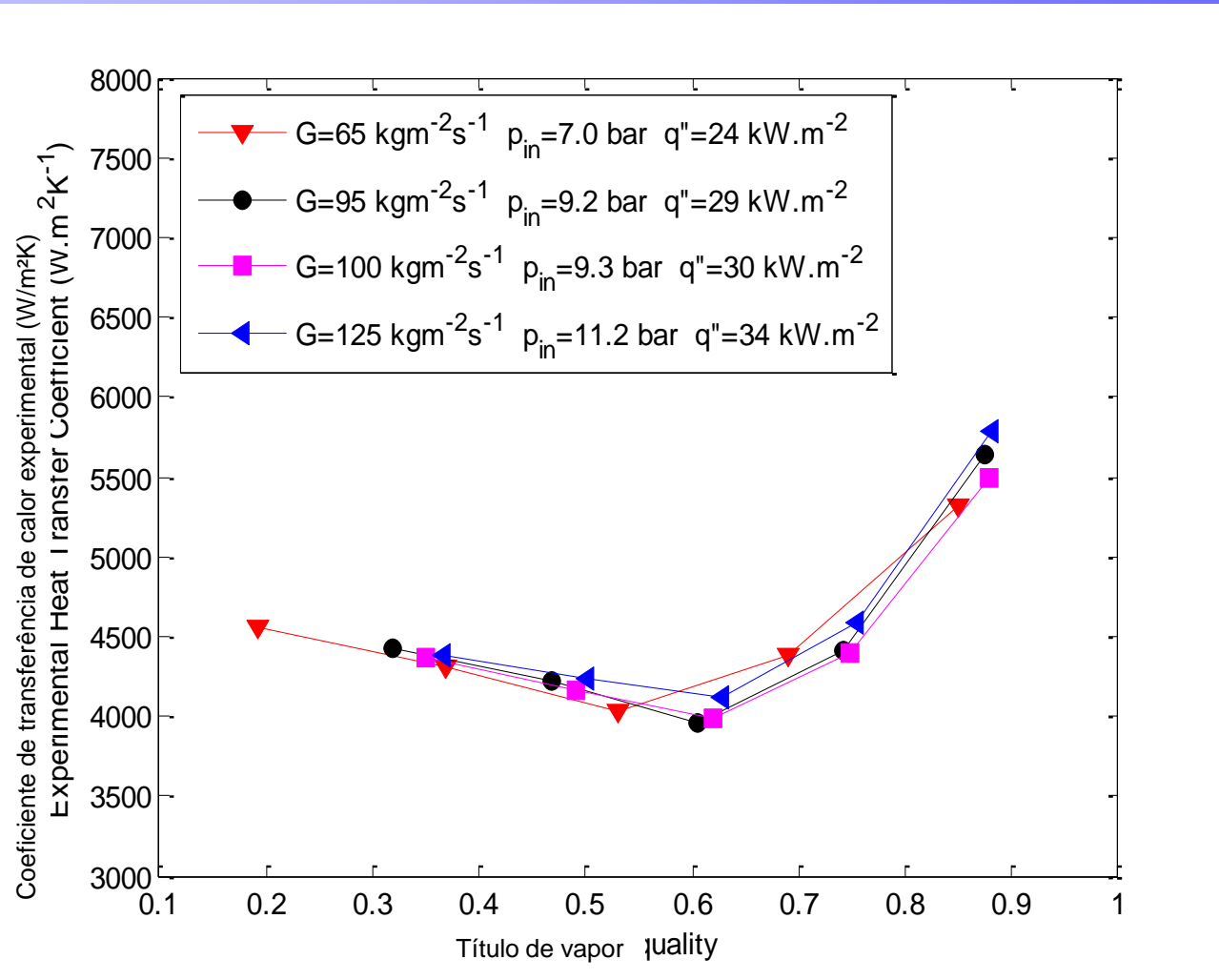
Resultados preliminares



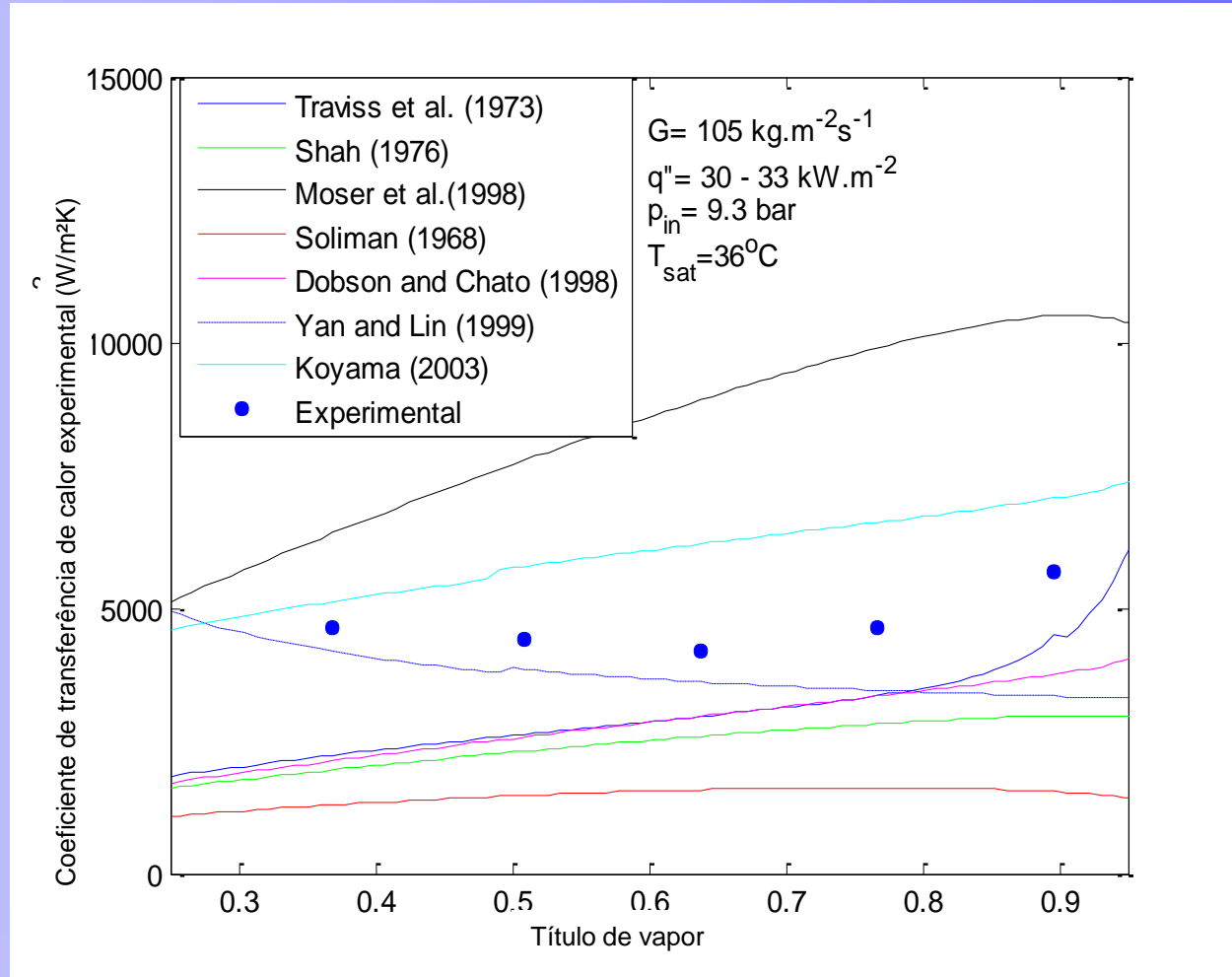
Mapa de padrões desenvolvido por Coleman e Garimella

in, Goss Jr., G., Macarini, S. e Passos, J.C. (ASME-2011, Hawaii)

Resultados

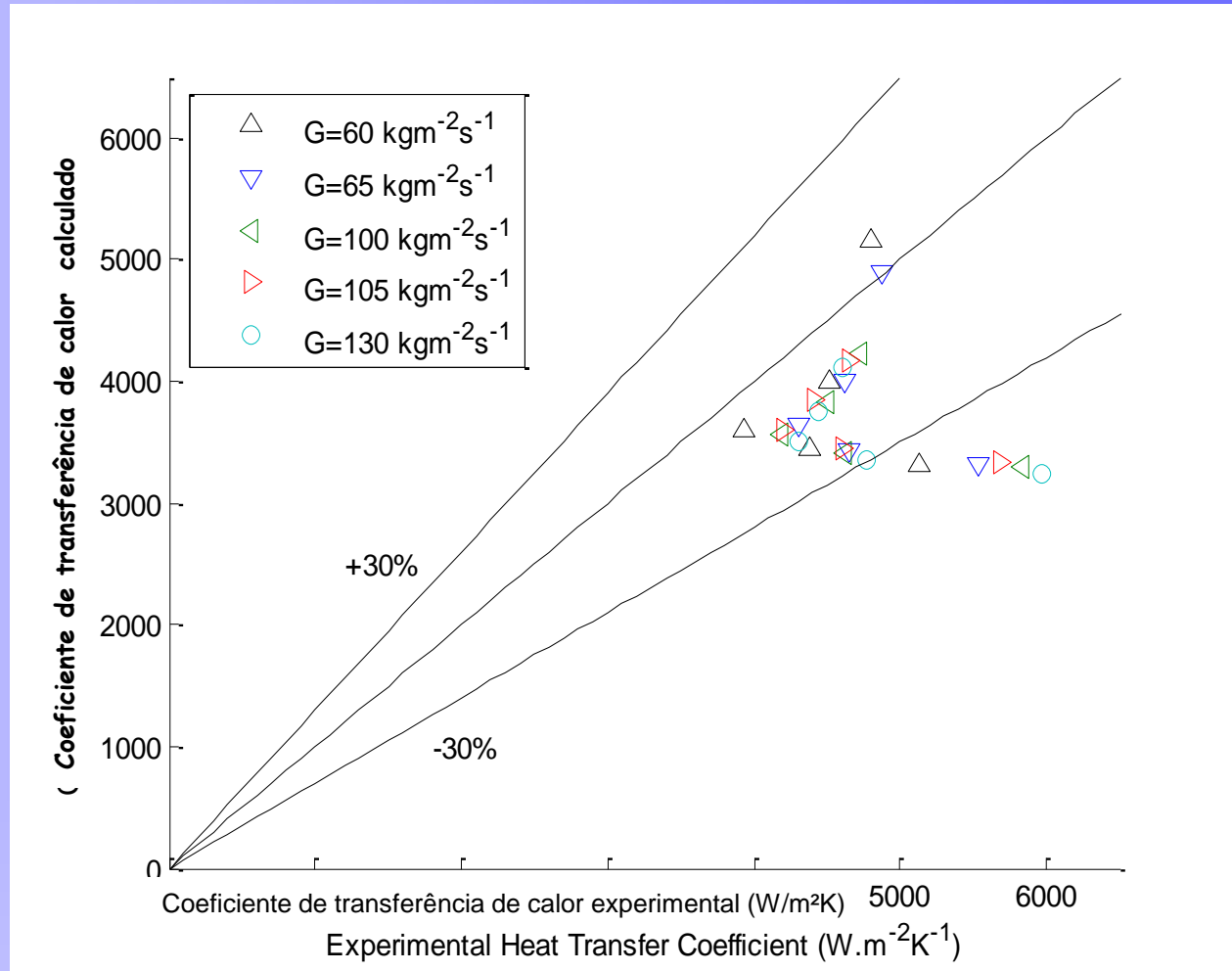


Resultados



Resultados

Correlação de Yan e Lin (1999)



Agradecimento aos órgãos financiadores





Muito obrigado pela atenção.

jpassos@emc.ufsc.br

<http://energetique-juliocesarpassos.blogspot.com>

www.lepten.ufsc.br