

# CAPÍTULO 7

## CONDENSADORES

Este capítulo é uma introdução ao tema do projeto termo-hidráulico de trocadores de calor envolvendo a condensação de substâncias puras.

### 7.1 INTRODUÇÃO

Condensadores são equipamentos de troca de calor onde ocorre a mudança de fase vapor para líquido.

Os condensadores são geralmente classificados em três tipos:

- **Condensadores de superfície** - onde há uma parede separando o vapor do fluido frio, isto é, uma superfície de troca térmica.
- **Condensadores barométricos** - onde o vapor e o fluido frio tem contato direto e íntimo, sem presença de uma superfície de transferência de calor.
- **Condensadores evaporativos** - seu funcionamento é semelhante a uma torre de resfriamento combinada com um condensador.

O tipo mais comum é o condensador de superfície.

Os condensadores são utilizados em aplicações variadas, como plantas de força a vapor, plantas de processo químico e petroquímico e usinas nucleares.

Os condensadores de superfície podem ser do tipo casco-tubo, de placas, ou tubos aletados resfriados a ar.

Para uma substância pura, a uma dada pressão a passagem de vapor para líquido ocorre a temperatura constante, chamada temperatura de saturação.

Se a substância não for pura (mistura de vapores) a condensação não ocorrerá isotermicamente.

Para vapores de substâncias puras podemos ter ainda a seguinte divisão:

- Condensador de vapor saturado.
- Condensador de vapor superaquecido.

Podemos identificar os condensadores de vapor saturado ou de vapor superaquecido em diagramas área-temperatura. A Figura 7.1 mostra o diagrama área-temperatura em um condensador de vapor saturado, e a Figura 7.2 representa a condensação de um vapor superaquecido.

O dimensionamento dos condensadores tubo e carcaça é semelhante ao dos trocadores sem mudança de fase, visto no Capítulo 5, seguindo os mesmos critérios gerais de seleção desempenho térmico, operacional, manutenção, flexibilidade operacional, custo, perda de carga, etc.

Como critério básico orientativo, a condensação é usualmente feita no casco, por apresentar maior facilidade de remoção do condensado.

A identificação do tipo construtivo segue as padronizações informadas pelo TEMA.

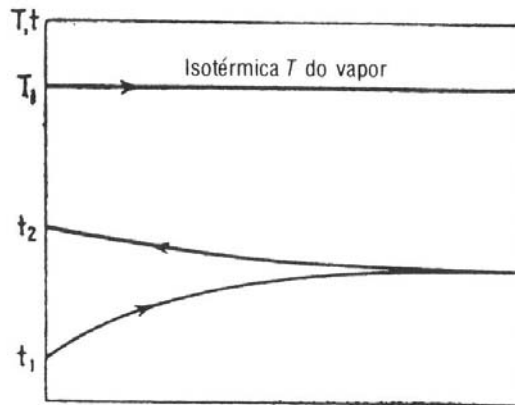


Figura 7.1 – Distribuição de temperatura x comprimento do tubo durante a condensação de um vapor saturado. (de Kern, 1980)

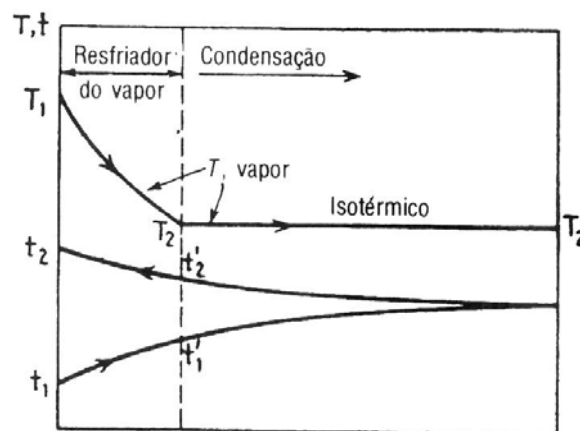


Figura 7.2 – Distribuição de temperatura x comprimento do tubo durante a condensação de um vapor superaquecido. (de Kern, 1980)

Os condensadores podem ainda, ser dispostos na horizontal ou vertical, conforme a disponibilidade de espaço físico, necessidade de manutenção, dimensões e peso.

Os fluidos sendo condensados ou resfriados devem escoar a partir do topo em direção ao fundo do trocador tanto no lado dos tubos quanto no casco.

No caso mais geral, haverá interesse em que o feixe de tubos fique na posição horizontal, pois neste caso o coeficiente de convecção do lado do vapor resultará maior e, como conseqüência, menor superfície de troca térmica. Portanto, os condensadores com grandes superfícies de troca térmica são de feixe tubular horizontal, já os condensadores verticais são utilizados para pequenas e médias superfícies de troca térmica.

Os condensadores verticais apresentam as seguintes características:

- menor área ocupada;
- maior facilidade de limpeza;
- saída de condensado em temperatura inferior a de saturação, devido ao líquido condensado que escorre nos tubos.

Condensadores verticais, devido a sua própria construção, não permitem superar os 50  $m^2$  de superfície. Como todos os tubos são percorridos em paralelo pela água (uma passagem), e existe uma limitação prática de altura de 2 a 3 metros para seu comprimento, superfícies

maiores acarretariam o aumento do número de tubos e conseqüentemente diminuição da velocidade da água, causando redução do coeficiente global de troca térmica, e aumento no diâmetro e espessura do casco.

No caso dos condensadores horizontais, podemos ter passagens múltiplas, obtendo grandes superfícies de contato sem prejuízo do maior coeficiente global de troca térmica.

## 7.2. TRANSMISSÃO DE CALOR NA CONDENSAÇÃO

### 7.2.1 FORMAS DE CONDENSAÇÃO:

Sempre que sobre uma superfície fria há o contato de um vapor saturado ocorre condensação, desde que a temperatura da superfície seja inferior a temperatura de saturação.

A condensação pode ocorrer de duas formas:

- Condensação em película.
- Condensação em gotas.

A condensação em película está presente quando, sobre uma superfície mais fria que o vapor forma-se uma película de condensado. Como o escoamento desta película de condensado é laminar, pode-se admitir que a transferência de calor através da película ocorre por condução, e o fluxo de calor resultante será totalmente dependente de sua espessura.

Existe porém uma outra forma de condensação na qual o condensado não consegue molhar totalmente a superfície, e o vapor condensa por meio de gotas em vez de uma camada contínua de condensado. Essas gotas formam-se, e seja pelo atrito do vapor ou pela atuação da gravidade, desprendem-se da superfície e outras gotas vão surgindo e assim se configura a chamada condensação por gotas. A Figura 7.3 ilustra os modos de condensação.

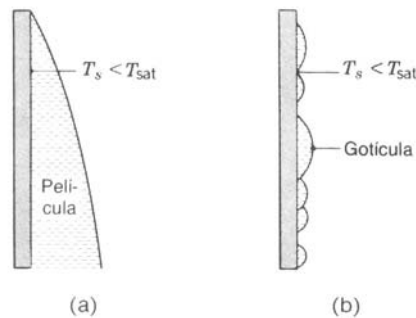


Figura 7.3 – Modos de condensação: (a) Pelicular, (b) Goticular.  
(de Incropera, 1992)

Como o filme de condensado é um isolante térmico, pois é uma camada onde ocorre uma condução deficiente. É válido afirmar que a condensação por gotas apresenta melhor desempenho do que a condensação em película, e a prática demonstra que é de 6 a 8 vezes maior. Apesar deste rendimento tão mais expressivo, ainda não há condição real de se ditar o tipo de condensação que se deseja, embora por via artificial, aplicando-se sobre a superfície uma fina camada de óleo, querosene ou ácidos graxos, obtenha-se um processo não contínuo de condensação em gotas, mostrado na Figura 7.4. E sendo assim, o que ocorre é uma simultaneidade das duas formas de condensação, isto é, uma condensação mista. Por tal motivo, para fins de projeto, emprega-se o valor do coeficiente de transferência de calor

calculado para condensação em película.

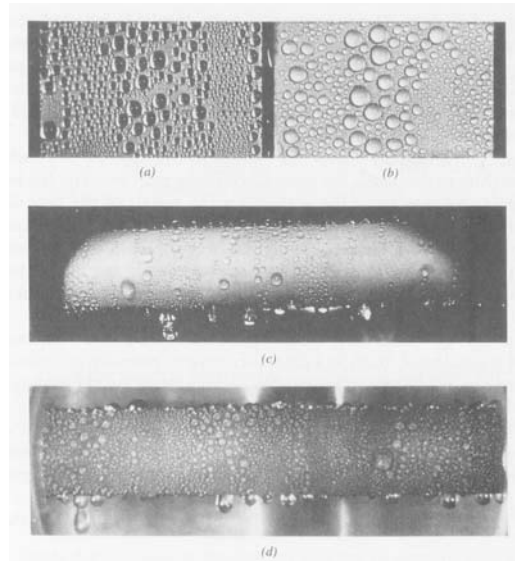


Figura 7.4 – Condensação em Gotas.  
(de Bejan, 1993)

Nusselt deduziu teoricamente as relações para o mecanismo da condensação pelicular e os resultados concordam de modo excelente com a prática. A análise de Nusselt pode ser encontrada nas obras de Holman –1983, Özisik,1990, Kreith – 1977, Kern, 1980, Bejan – 1993, Incropera – 1992, Sissom & Pitts – 1981, entre outros.

O coeficiente de película pode ser determinado na equação 7.1, (Holman, 1983), onde o índice  $f$  indica que as propriedades são avaliadas na temperatura média da película, calculada pela equação 7.3

### 7.2.1.1 Vapor condensando sobre uma superfície plana vertical ou externamente a tubos verticais

Esta situação é ilustrada na Figura 7.5 e o coeficiente de película é dado pela Eq. 7.1.

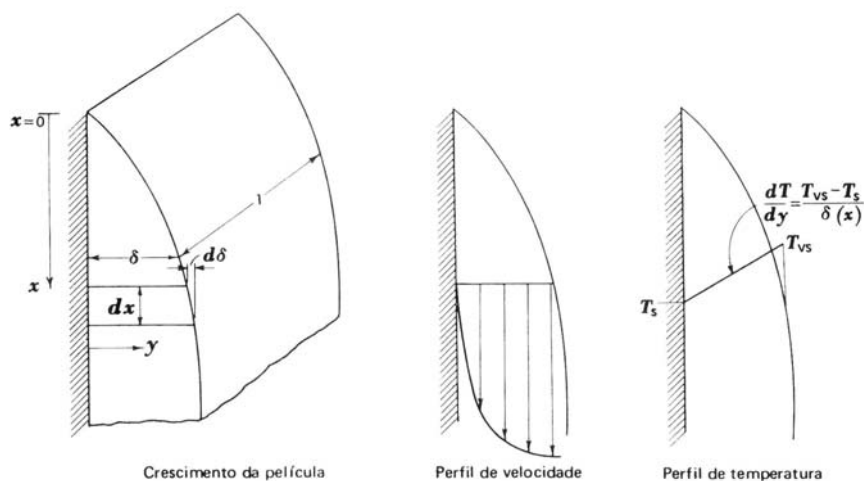


Figura 7.5 – Condensação de pelicular numa superfície vertical – crescimento da película, perfil de velocidade e distribuição de temperatura. (de Kreith, 1977)

$$h = 0,943 \left[ \frac{k_f^3 \cdot \rho_f^2 \cdot \lambda \cdot g \cdot \sin \alpha}{\mu_f \cdot L \cdot \Delta T} \right]^{1/4} \quad (7.1)$$

### 7.2.1.2 Vapor condensando sobre a superfície exterior de um tubo cilíndrico horizontal:

Esta situação é ilustrada na Figura 7.6 e o coeficiente de película é dado pela Eq. 7.2.

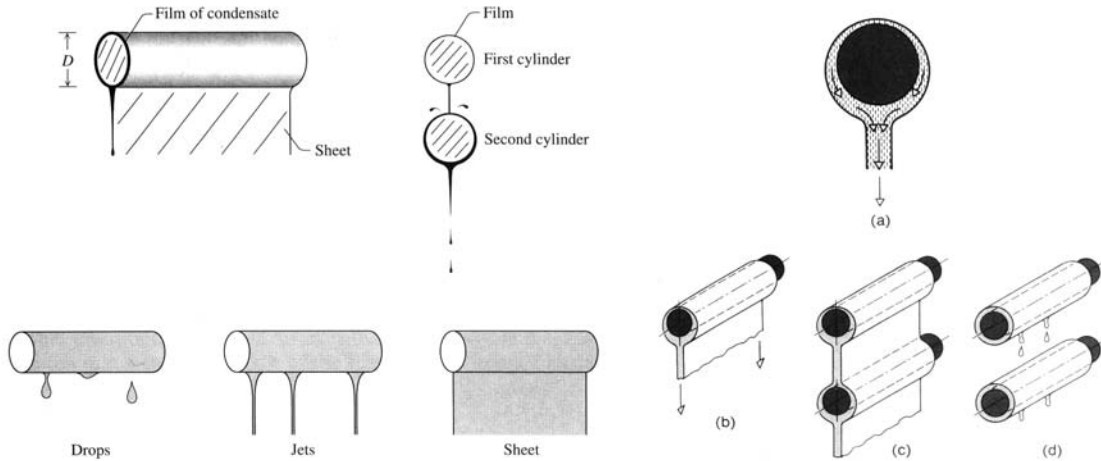


Figura 7.6 – Condensação pelicular sobre tubos horizontais  
(de Bejan, 1993 e Incropera, 1992)

$$h = 0,725 \cdot \left[ \frac{k_f^3 \cdot \rho_f^3 \cdot \lambda \cdot g}{\mu_f \cdot D_o \cdot \Delta t_f} \right]^{1/4} \quad (7.2)$$

O índice  $f$  indica que as propriedades são avaliadas na temperatura média de película:

$$T_f = \frac{T_p + T_{sat}}{2} \quad (7.3)$$

Nas Eqs. 7.1 e 7.2,

$h$  = coeficiente de película médio na condensação.

$K_f$  = condutividade térmica do condensado.

$\rho_f$  = densidade do condensado.

$\lambda$  = Calor latente de condensação.

$g$  = aceleração da gravidade.

$\mu_f$  = viscosidade dinâmica do líquido.

$\alpha$  = ângulo de inclinação da superfície.

$L$  = comprimento do tubo.

$D_o$  = Diâmetro externo dos tubos.

$\Delta t_f$  = diferença de temperatura entre o vapor e a parede ( $T_v - T_p$ )



Figura 7.7 – Condensação pelicular sobre tubos horizontais dispostos em coluna vertical.  
(de Ösizik, 1990)

Ocorrendo condensação em  $N$  tubos horizontais dispostos de forma que o condensado de um tubo flua suavemente sobre o tubo inferior, como mostra Figura 7.7, o coeficiente médio de transmissão de calor para o sistema pode ser estimado substituindo-se o diâmetro  $D$  do tubo na Eq. 7.2 por  $ND$ ,

$$h = 0,725 \cdot \left[ \frac{k_f^3 \cdot \rho_f^3 \cdot \lambda \cdot g}{\mu_f \cdot ND \cdot \Delta t_f} \right]^{1/4} \quad (7.4)$$

Esta relação fornece resultados conservativos, pois a turbulência é inevitável neste sistema.

Nusselt fez as seguintes hipóteses na dedução destas equações:

- 1- O calor liberado pelo vapor é somente o calor latente.
- 2- A drenagem da película condensada sobre a superfície é feita somente devido a ação da gravidade.
- 3- A espessura da película em qualquer ponto é uma função da velocidade média do escoamento e da quantidade de condensado que passa através daquele ponto.
- 4- A velocidade nas camadas individuais da película é uma função da relação entre a força de cisalhamento e o peso da película.
- 5- A quantidade de condensado é proporcional a quantidade de calor transmitido, a qual, por sua vez, está relacionada com a espessura da película e com a diferença de temperatura entre o vapor e a superfície.
- 6- A película é tão fina que o gradiente de temperatura através dela é linear.
- 7- As propriedades físicas do condensado são obtidas para a temperatura média da película.
- 8- A superfície da parede tem temperatura constante.
- 9- A superfície da parede é lisa e limpa.
- 10- Desprezamos a curvatura da película.

Observando as Equações 7.1 e 7.2:

- Se aumentarmos  $K_f$  aumenta  $h$  porque aumenta o fluxo de calor através da película líquida de espessura dada.
- Valores altos de densidade  $\rho_f$  ou valores baixos de viscosidade  $\mu_f$  proporcionam um escoamento rápido do líquido condensado, o que diminui a espessura da película e aumenta  $h$ .
- Valores altos de  $\lambda$  significa que para uma grande quantidade de calor transmitida só uma pequena massa de vapor se condensa, o que mantém a película mais delgada e aumenta  $h$ .
- Valores altos de  $D$  ou  $L$  fazem com que a película seja grossa junto ao fundo do tubo, antes que deságüe, e assim reduz  $h$ .
- Valores altos de  $\Delta t$  indicam uma condensação por unidade de tempo grande, com uma película grossa, o que diminui  $h$ .
- Porém o aumento de  $L$  e de  $\Delta t = (T_v - T_p)$  aumenta a transferência total de calor, pois  $Q = h \cdot a \cdot L \cdot \Delta t$ , onde  $a$  = área por unidade de comprimento do tubo.

Comparando as Eqs. 7.1 e 7.2 para um dado  $\Delta t$ , sendo  $L$  o comprimento dos tubos horizontais e  $D$  o diâmetro do tubo vertical encontram-se coeficientes médios iguais quando  $L = 2,87 \cdot D$ . Isto nos mostra que  $h$  é consideravelmente maior quando o tubo é colocado na

posição horizontal (onde o trajeto do condensado é menor e a película é mais fina do que na posição vertical). Esta consideração só é válida quando o comprimento do tubo vertical é maior do que  $2.87D$ . Por esta razão, ao selecionar condensadores, geralmente são preferidas as distribuições de tubos horizontais. Contudo esta vantagem não é tão grande por causa da transição da película vertical para o escoamento turbulento.

### 7.2.2. NÚMERO DE REYNOLDS DO FLUXO CONDENSADO

As Eq. 7.1 e 7.2 são baseadas nas hipóteses de que o escoamento da película de condensado é laminar e conseqüentemente não se aplicam quando o escoamento é turbulento.

Quando isto ocorre o coeficiente médio de transferência de calor torna-se maior, já que o comprimento da superfície de condensação cresce porque o condensado não mais oferece uma resistência térmica tão elevada como no escoamento laminar. Este fenômeno é análogo ao comportamento na camada limite. Os diferentes regimes de escoamento na película de condensado são ilustrados na Figura 7.8.

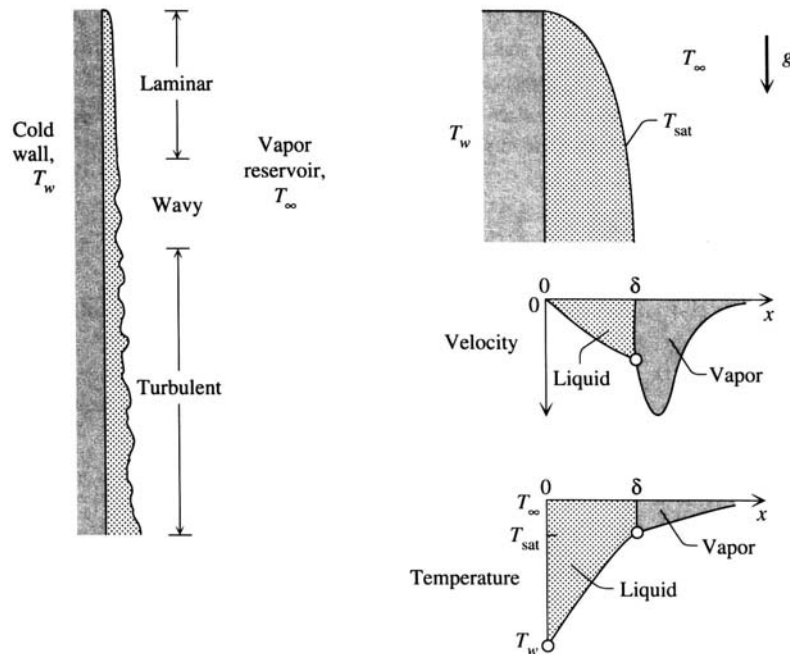


Figura 7.8 – Regimes de escoamento na película de condensado, em uma placa vertical. (de Bejan, 1993)

Define-se então um número de Reynolds do fluxo condensado para poder estabelecer um critério de quando ocorre a transição do fluxo laminar a turbulento.

$$Re_{\delta} = \frac{D_h \cdot V \cdot \rho}{\mu_f} \quad (7.5)$$

onde:

$V$  = velocidade média da película de condensado

$D_h$  = diâmetro hidráulico do fluxo condensado

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} \quad (7.6)$$

### 7.2.2.1 Condensação sobre uma placa vertical

Consideremos a superfície vertical da Figura 7.9. O critério de transição é expresso em termos do número de Reynolds definido pela Eq. 7.8.

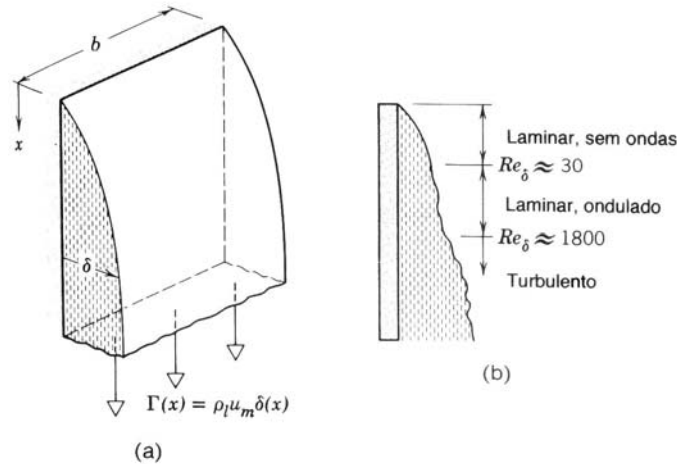


Figura 7.9 – Regimes de escoamento na película de condensado, em uma placa vertical. (de Incropera, 1992)

$A = b \cdot \delta$  = área da seção transversal

$P = b$  = perímetro molhado

$$D_h = \frac{4 \cdot b \cdot \delta}{b} \quad (7.7)$$

e o número de Reynolds é escrito como:

$$Re_\delta = \frac{4 \cdot \delta_l \cdot V \cdot \rho}{\mu_l} = \frac{4 \cdot G}{\mu_l} \quad (7.8)$$

onde  $G$  é a vazão de condensado por unidade de largura da placa (perímetro para tubo vertical).

$$G = \delta_l \cdot V \cdot \rho \quad (7.9)$$

Conforme está na Figura 7.9, se  $Re_\delta < 30$ , a película é laminar e não tem ondulações. Com a elevação de  $Re_\delta$  formam-se ondículas e ondas na película de condensado, e quando  $Re_\delta \approx 1800$  completa-se a transição do escoamento laminar para o turbulento.

### 7.2.2.2 Condensação sobre um tubo vertical

A vazão de condensado por unidade de comprimento do perímetro do tubo é expressa por:

$$G' = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot De \cdot Nt} = \frac{\rho \cdot V \cdot A}{\pi \cdot De} \quad (7.10)$$

onde  $G'$  é a vazão de condensado, por unidade de perímetro, para um único tubo vertical.



O diâmetro hidráulico para o escoamento na película em tubo vertical é dado pela Equação 7.11, e de acordo com a Figura 7.10

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{\pi \cdot De} \quad (7.11)$$

Combinando as Equações 7.5, 7.10 e 7.11, obtém-se:

$$Re_\delta = \frac{4 \cdot G'}{\mu} \quad (7.12)$$

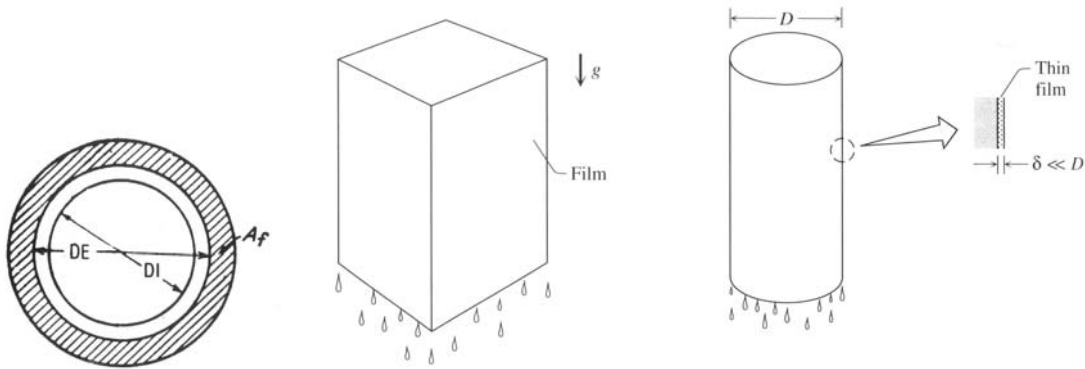


Figura 7.10 – Película descendente vertical.  
(de Kern, 1980 e Bejan, 1993)

### 7.2.2.3 Condensação sobre um tubo horizontal

A vazão de condensado por unidade de comprimento para um único tubo horizontal é definida por:

$$G'' = \frac{\dot{m}}{L \cdot N_t} = \frac{\rho \cdot V \cdot A}{L \cdot N_t} \quad (7.13)$$

e o diâmetro hidráulico,

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P} = \frac{4 \cdot A}{L \cdot N_t} \quad (7.14)$$

Combinando as Equações 7.5, 7.13 e 7.14, obtém-se:

$$Re_\delta = \frac{4 \cdot G''}{\mu} \quad (7.15)$$

## 7.2.3. COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR NA CONDENSAÇÃO

### 7.2.3.1 Para tubos verticais.

Na região laminar livre de ondas, segundo Incropera [1992], a Equação 7.1 pode ser escrita em função do número de Reynolds e de um número de Nusselt modificado, ficando:

$$\frac{\bar{h}_L (v_i^2 / g)^{1/3}}{k_i} = 1,47 Re_\delta^{-1/3} \quad Re_\delta < 30 \quad (7.16)$$

Na região laminar ondulada, recomenda-se a correlação:

$$\frac{\bar{h}_L (v_i^2/g)^{1/3}}{k_i} = \frac{Re_\delta}{1,08.Re_\delta^{1,22} - 5,2} \quad 30 < Re_\delta < 1800 \quad (7.17)$$

e na região turbulenta, recomenda-se a equação 7.15.

$$\frac{\bar{h}_L (v_i^2/g)^{1/3}}{k_i} = \frac{Re_\delta}{8750 + 58.Pr^{-0,5} (Re_\delta^{0,75} - 253)} \quad Re_\delta > 1800 \quad (7.18)$$

### 7.2.3.2 Para tubos horizontais.

Para tubos horizontais a Equação 7.2 pode ser escrita em função do número de Reynolds e de um número de Nusselt modificado, ficando:

$$\frac{\bar{h}_L (v_i^2/g)^{1/3}}{k_i} = 1,514 Re_\delta^{-1/3} \quad (7.19)$$

As Eq. (7.2) e (7.19) foram deduzidas para a condensação sobre um único tubo. Num feixe de tubos verticais a presença de um ou mais tubos não altera as hipóteses sobre as quais a dedução foi feita. Contudo sobre tubos horizontais pertencentes a um feixe de tubos, verificou-se que o espalhamento do líquido, ao incidir sobre sucessivas linhas de tubos, faz com que  $G''$  seja mais aproximado quando substituimos  $N$  por  $N^{2/3}$ .

### 7.2.3.3 Equações simplificadas para vapor d'água.

Para o vapor de água a pressão atmosférica, o coeficiente de película pode ser determinado pela Equação de McAdams, para tubos horizontais,

$$h = \frac{3100}{D^{1/4} \cdot \Delta t_f^{1/3}} \quad (7.20)$$

e para tubos verticais,

$$h = \frac{4000}{D^{1/4} \cdot \Delta t_f^{1/3}} \quad (7.21)$$

onde  $\Delta t_f$  varia no intervalo de 10° F a 150° F.

### 7.2.3.4 Considerações de projeto para condensação no exterior de tubos.

Freqüentemente é desejável aplicar as Equações 7.16 a 7.19 para cálculo de condensadores que sejam modificações do trocador 1-2 com condensação na carcaça. Tais condensadores que possuem feixes de tubos com chicanas.

As chicanas não influenciam os coeficientes de película da condensação em condensadores horizontais, uma vez que os coeficientes são independentes da vazão mássica do vapor, porém elas influem na acumulação de condensado sobre os tubos de condensadores verticais.

Além disso, em condensadores com passagens múltiplas a temperatura da parede do tubo é diferente em cada ponto e em cada passagem, e nas deduções foi considerada temperatura constante na parede. Uma correção para este último caso não pode ser prevista

nos cálculos exceto pelo tratamento de pequenos incrementos da superfície de cada passagem individual. O erro introduzido pelo uso da temperatura média da parede do tubo como sendo válido para toda a superfície é aparentemente pequeno para justificar o aumento do cálculo.

Os buracos das chicanas possuem normalmente diâmetros cerca de 1/32" maior que o diâmetro externo dos tubos. As chicanas nos condensadores verticais impedem que a espessura da película condensante atinja uma espessura maior do que 1/64" ao passar pela chicana. Contudo, isto é uma limitação favorável, exceto para cargas elevadas do tubo onde a película condensante deveria crescer suficientemente até se transformar em escoamento turbulento.

### 7.2.3.5 Condensação no interior de tubos horizontais.

Normalmente quando o condensado é corrosivo ou desejamos recuperar o calor latente do vapor para pré-aquecer o líquido de alimentação da coluna, é preferível condensar o vapor no interior dos tubos. Nos condensadores a ar dos sistemas de refrigeração ou de ar condicionado o vapor também condensa no interior dos tubos.

Na análise precedente e nas correlações da condensação pelicular, admitiu-se que o vapor estivesse estacionário, entretanto, quando a condensação ocorre dentro do tubo o vapor a tem velocidade significativa. Nestas situações o fenômeno da condensação é muito complicado, e não é possível um tratamento analítico simples. Se a velocidade do vapor for pequena, a condensação ocorre na forma ilustrada na Figura 7.11, onde a corrente de condensado flui da parte superior dos tubos para a parte inferior e aí a corrente se desloca longitudinalmente na direção da corrente de vapor.

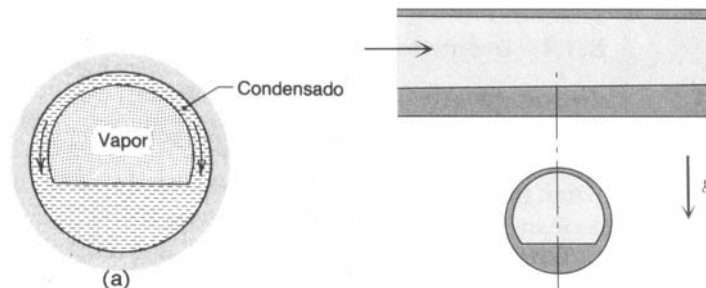


Figura 7.11 – Condensação pelicular em tubo horizontal com a velocidade do vapor baixa. (de Incropera, 1992 e Bejan, 1993)

Ösizik [1990] recomenda a seguinte correlação na condensação de vapor am baixa velocidade dentro de tubos horizontais:

$$h = 0,555 \left[ \frac{g \cdot \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 \lambda'_{fg}}{\mu_l (T_{sat} - T_s) D} \right]^{1/4} \quad (7.22)$$

onde

$$\lambda'_{fg} = \lambda_{fg} + \frac{3}{8} C p_l (T_v - T_s) \quad (7.23)$$

Este resultado foi desenvolvido para a condensação de refrigerantes em números de Reynolds do baixo, de modo que

$$Re = \frac{\rho_v \cdot V_v \cdot D}{\mu_v} < 35\,000 \quad (7.24)$$

Nas velocidades de vapor altas, o regime do escoamento bifásico se torna anular,

como ilustra a Figura 7.12. O vapor ocupa o núcleo do anel, cujo diâmetro diminui à medida que a espessura da camada de condensado aumenta na direção do escoamento.

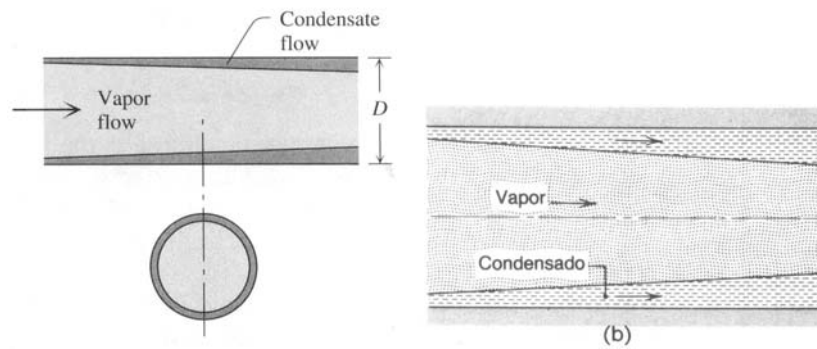


Figura 7.12 – Condensação pelicular em tubo horizontal com a velocidade do vapor alta. (de Incropera, 1992 e Bejan, 1993)

Neste caso é recomendada a seguinte correlação empírica aproximada para o coeficiente de transferência de calor médio na condensação na superfície interna de um tubo horizontal de diâmetro  $D$ :

$$\frac{h.D}{k_l} = 0,026.Pr_l^{1/3} \left[ Re_l + Re_v \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right]^{0,8} \quad (7.25)$$

onde

$$Re_l = \frac{4.\dot{m}_l}{\pi.D.\mu_l} \quad e \quad Re_v = \frac{4.\dot{m}_v}{\pi.D.\mu_v} \quad (7.26)$$

Aqui  $\dot{m}_l$  e  $\dot{m}_v$  são respectivamente, a vazão mássica do líquido e do vapor, respectivamente. A equação 7.22 concorda com dados experimentais com aproximação de cerca de 50% no intervalo

$$Re_v > 20.000 \quad e \quad Re_l > 5.000$$

### 7.2.3.5 Condensação no interior de tubos verticais.

A condensação ocorrendo no interior de tubos verticais, o fluxo descendente de líquido é auxiliado pelo fluxo de vapor na parte interna. A espessura da película é menor do que na ausência do fluxo de vapor, e portanto, o coeficiente de transferência de calor é maior.

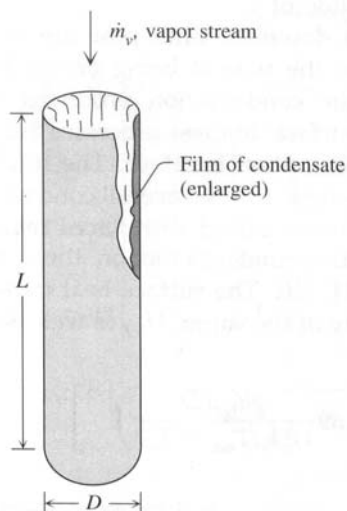


Figura 7.13 – Condensação pelicular no interior de tubo vertical. (de Bejan, 1993)

Para esta configuração, Bejan [1993] recomenda a seguinte correlação:

$$\frac{h}{k_l} \left( \frac{v_l^2}{g} \right)^{1/3} = \left[ -Re_l^{-0,44} + (5,82 \times 10^{-6}) Re_l^{0,8} Pr_l^{1/3} + (3,27 \times 10^{-4}) \frac{Pr_l^{1/3}}{D^2} \left( \frac{v_l^2}{g} \right)^{2/3} \left( \frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0,156} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,78} \frac{Re_l^{0,4} Re_v^{1,4}}{\left( 1,25 + 0,39 \frac{Re_l}{Re_v} \right)^2} \right]^{1/2} \quad (7.27)$$

Uma correlação alternativa para a situação onde a velocidade do vapor é elevada em relação a velocidade do líquido na interface, é proposta por Carpenter e Colburn, segundo Kreith [1977].

$$\frac{h \cdot \mu_l}{K_l \cdot \rho_l^{1/2}} = 0,065 \cdot Pr_l^{1/2} \cdot F_{vc}^{1/2} \quad (7.28)$$

onde:

$$F_{vc} = \frac{f \cdot G_{vm}^2}{2 \cdot \rho_v} \quad (7.29)$$

$$G_{vm} = \left[ \frac{G_{vi}^2 + G_{vi} \cdot G_{vo} + G_{vo}^2}{3} \right]^{1/2} \quad (7.30)$$

sendo:

$G_{vm}$  = vazão mássica média de vapor

$G_{vi}$  = vazão mássica do vapor no topo do tubo.

$G_{vo}$  = vazão mássica do vapor na base do tubo.

$f$  = fator de atrito de Fanning.

Se o vapor entra seco e saturado e sai totalmente condensado, então:

$$G_{vm} = 0,58 \cdot G_{vi} \quad (7.31)$$

As propriedades devem ser obtidas na temperatura dada pela Eq. 7.32.

$$T_f = 0,25 \cdot T_{sat} + 0,75 \cdot T_p \quad (7.32)$$

Ainda para condensação interna em tubos verticais com tensões de cisalhamento controlando o fluxo líquido poderemos utilizar a correlação de Boyko-Kruzhilin.

$$\frac{h \cdot D_i}{K_l} = 0,024 \cdot \left[ \frac{D_i \cdot G_v}{\mu_l} \right]^{0,8} \cdot Pr_l^{0,48} \left[ \frac{\sqrt{(\rho / \rho_m)_i} + \sqrt{(\rho / \rho_m)_o}}{2} \right] \quad (2.33)$$

onde:

$$(\rho / \rho_m)_i = 1 + \left[ \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right] x_i \quad (2.34)$$

$$(\rho / \rho_m)_0 = 1 + \left[ \frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right] x_0 \quad (2.35)$$

$x_i$  = título na entrada

$x_0$  = título na saída

$G_t$  = vazão mássica total

Se  $x_i = 1$  (vapor saturado seco) e  $x_0 = 0$  (líquido saturado), o termo entre colchetes será:

$$\left[ \frac{1 + \sqrt{\rho_l / \rho_v}}{2} \right] \quad (2.36)$$

### 7.2.3.6 Considerações de projeto para condensação no interior de tubos.

As Equações 7.1, 7.16, 7.17 e 7.18 são válidas também para a condensação interna em tubos verticais quando a velocidade do vapor é baixa.

Caso a hidrodinâmica do filme líquido não seja controlada por tensões de cisalhamento do vapor, as correlações 7.27, 7.28 e 7.33 fornecerão coeficientes de condensação baixos. Portanto, como regra prática calcula-se o coeficiente de condensação para ambos os casos, controlado pela gravidade (Eqs. 7.1, ou 7.16, ou 7.17 ou 7.18) e controlado por tensões de cisalhamento do vapor (Eqs. 7.27, ou 7.28 ou 7.33) e o valor mais alto de  $h$  deverá ser utilizado no projeto.

## 7.3. QUEDA DE PRESSÃO EM CONDENSADORES

Nas hipóteses originais de Nusselt admitiu-se que o coeficiente de condensação fosse independente da velocidade do vapor através do feixe do condensador e dependente somente da vazão mássica  $G'$  ou  $G''$ , sendo a carga dada em  $\text{kg}/\text{m.s}$ . Para obter uma boa distribuição de vapor costuma-se fazer o vapor atravessar o feixe tão rapidamente quanto possível, tendo em vista as condições de queda de pressão permitidas e espaçando-se as chicanas de acordo com isso. Para levar em conta a contração do vapor à medida em que ele percorre o comprimento do feixe, o espaçamento das chicanas pode ser alterado a fim de obter uma vazão mássica aproximadamente constante. Na entrada, as chicanas são bem afastadas, porém elas se agrupam mais compactamente nas proximidades da saída. O uso do passo alterado não é aceito universalmente, uma vez que ele reduz a adaptabilidade do equipamento para outros serviços.

O condensador pode ser instalado para remoção do líquido com bomba ou por gravidade. Com bombeamento, uma queda de pressão de 0,35 bar (5 psi) é freqüentemente permitida no condensador. Para sistemas que funcionam por gravidade, a queda de pressão do vapor no condensador será usualmente igual a cerca de 0,07 a 0,14 bar (1 até 2 psi).

Na condensação de um vapor saturado puro, o vapor entra no condensador em sua temperatura de saturação e sai como líquido. A queda de pressão é obviamente menor do que a que seria calculada para um gás com a densidade relativa do vapor da entrada e maior do que a que seria calculada usando-se a densidade relativa do condensado. Contudo, a vazão

mássica do vapor de entrada é igual à do líquido na saída. Na ausência de correlações extensivas obtemos resultados razoavelmente bons quando a queda de pressão é calculada pela vazão mássica e a densidade relativa média entre a entrada e a saída. Para calcular o fator de atrito deve ser utilizada a viscosidade do vapor, e o cálculo da perda de carga segue os procedimentos do Capítulo 5.

## 7.4. APLICAÇÕES DE CONDENSADORES

Os condensadores são amplamente utilizados em conjunto com colunas de destilação, como mostra a Figura 7.14.

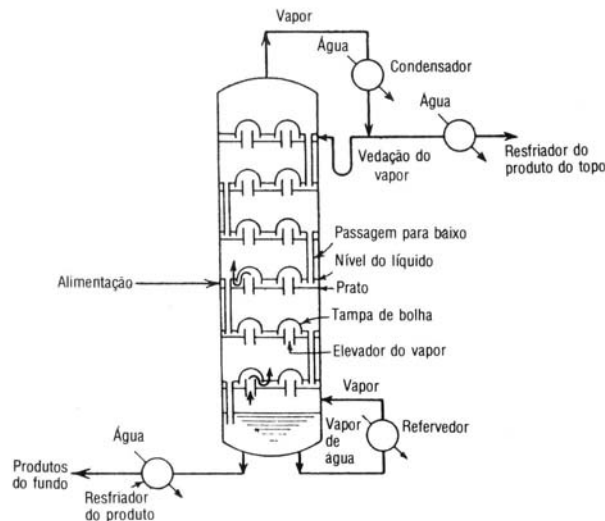


Figura 7.14 – Coluna de destilação.  
(de Kern, 1980)

Quando empregamos um condensador numa coluna de destilação, diversos fatores devem ser considerados. Um arranjo típico de tal condensador é mostrado na Figura 7.15, onde vemos que o refluxo retorna à coluna por gravidade. Os ramos 1 e 2 do condensado, separados por uma altura  $z_1$ , devem fornecer uma carga hidrostática suficiente para fazer o condensado retornar pela coluna através do vedador. Na Figura 7.16 empregamos um condensador vertical para o mesmo serviço, porém ele não é bem empregado para o retorno do condensado pela gravidade, uma vez que ele deve estar consideravelmente acima da coluna, a qual, em muitos casos, já é muito elevada. A manutenção e o apoio estrutural para o condensador vertical podem ser muito onerosos e consideravelmente mais difíceis.

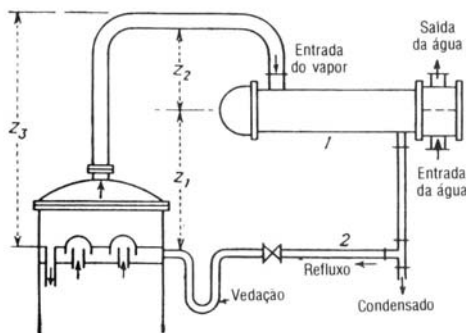


Figura 7.15 – Condensador horizontal com retorno do refluxo pela gravidade.  
(de Kern, 1980)



Figura 7.16 – Condensador vertical com condensação na carcaça e retorno do refluxo sob ação da gravidade.  
(de Kern, 1980)

Quando um condensador vertical opera com condensação no interior dos tubos, ele deve ter somente uma passagem nos tubos. A Figura 7.17 ilustra esta situação.

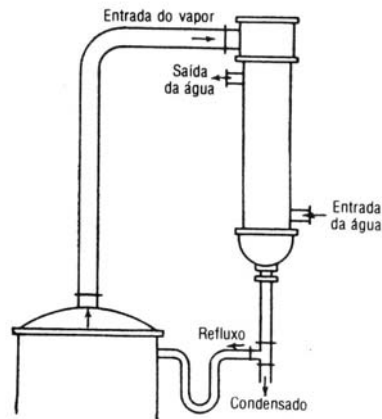


Figura 7.17 – Condensador vertical com condensação nos tubos e retorno do refluxo sob ação da gravidade.

(de Kern, 1980)

O emprego de um trocador de calor casco e tubos como condensador normalmente exige a disponibilidade de um espaço grande na entrada de modo que o vapor não seja submetido a uma queda de pressão muito elevada ao entrar na carcaça. Isto pode ser realizado em qualquer um dos três modos seguintes: O vapor pode ser introduzido através de um cinturão de vapor, conforme indicado na Figura 7.18, ou por meio de um bocal na carcaça em forma de lâmpada, conforme indicado na Figura 7.19. Um terceiro método é a eliminação de alguns tubos do feixe próximos ao bocal de entrada

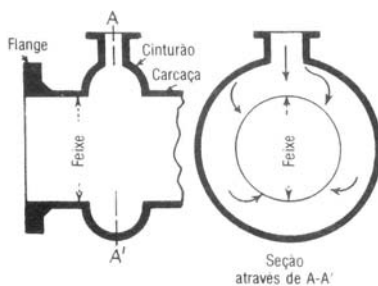


Figura 7.18 – Detalhe do cinturão de vapor.

(de Kern, 1980)

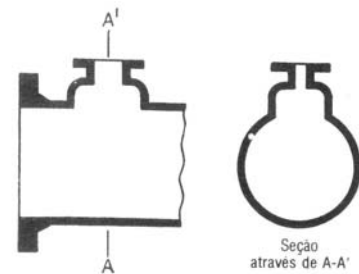


Figura 7.19 – Detalhe do bocal na carcaça em forma de lâmpada.

(de Kern, 1980)

Quando as circunstâncias dificultam a obtenção da queda de pressão permitida através de um condensador com casco tipo E ou F (TEMA), uma queda de pressão inferior pode ser obtida recorrendo-se ao uso de cascos com fluxo dividido, tipos G, H ou J. A Figura 7.20 ilustra a utilização de um casco tipo J e a Figura 7.21 mostra um casco tipo G.



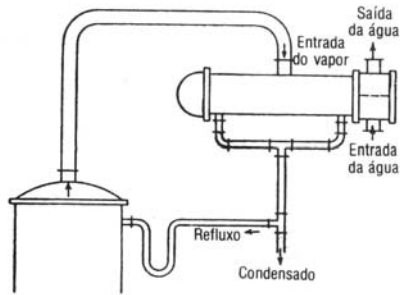


Figura 7.20 – Condensador com fluxo de saída dividido. Casco tipo J.  
(de Kern, 1980)

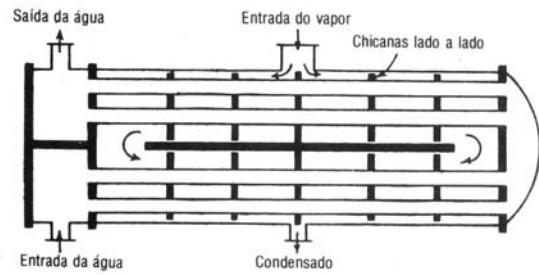


Figura 7.21 – Condensador com fluxo dividido. Casco tipo G.  
(de Kern, 1980)

O sub-resfriamento é a operação de resfriar o condensado a um ponto abaixo de sua temperatura de saturação, e isto se realiza muito frequentemente quando o produto suspenso é um líquido volátil que deve ser enviado para a armazenagem. Sub-resfriando o líquido, é possível evitar grandes perdas por evaporação durante o acúmulo inicial. A combinação de condensação e do resfriamento numa única operação elimina a necessidade de introduzir um resfriador separado para o produto suspenso, conforme mostrado na Figura 7.14. Os condensadores verticais são excelentes para serem utilizados como condensadores-sub-resfriadores, quer eles sejam do tipo mostrado na Figura 7.16, com condensação na carcaça ou do tipo mostrada na Figura 7.17, com condensação no interior dos tubos.

Se um vapor saturado passa na carcaça de um trocador vertical, é possível dividi-lo em duas zonas distintas que operam em série, sendo a superior para condensação e a inferior para o sub-resfriamento. Isto pode ser obtido mediante uma *vedação com tubo em U* como mostra a Figura 7.22. O objetivo da vedação feita com o tubo em U é impedir que o condensado seja drenado do trocador com uma velocidade tão elevada que ele saia sem ser sub-resfriado.

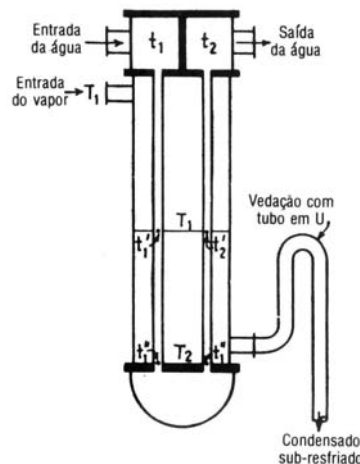


Figura 7.22 – Vedação com tubo em U num condensador sub-resfriador vertical.  
(de Kern, 1980)

O condensador horizontal pode ser equipado com uma vedação com tubo em U, como mostrado na Figura 7.23, a fim de fornecer uma superfície de sub-resfriamento. Isto também pode ser conseguido por meio de uma chicana de retenção, como ilustra a Figura 7.24. A vedação em forme de U possui a vantagem de poder ser ajustada externamente. Em qualquer dos dois casos, o escoamento é predominantemente o mesmo como no condensador. As zonas de condensação e de sub-resfriamento estão em paralelo em vez de estarem em série como na unidade vertical. Isto exige que o vapor condensante e o condensado escoem conjuntamente

ao longo do comprimento do trocador com uma queda de pressão equilibrada, e, uma vez que a densidade do condensado é muito maior do que a do vapor, a área necessária para o condensado deve, na realidade, ser muito pequena.

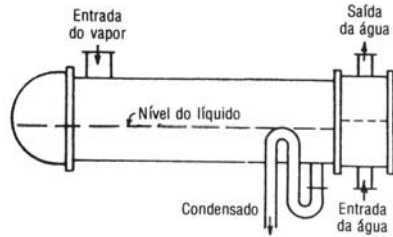


Figura 7.23 – Vedação com tubo em U em um condensador-sub-resfriador horizontal.  
(de Kern, 1980)

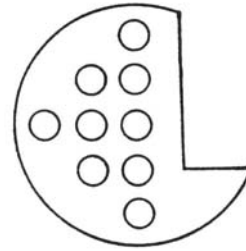


Figura 7.24 – Chicana de bloqueio.  
(de Kern, 1980)