

**MANOEL MÁXIMO MILARÉ**

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA  
NO DESEMPENHO DE UM TANQUE VERTICAL DE  
TERMOACUMULAÇÃO DE ÁGUA GELADA  
DURANTE O CICLO DE DESCARGA**

**São Paulo  
2009**

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

**MANOEL MÁXIMO MILARÉ**

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA  
NO DESEMPENHO DE UM TANQUE VERTICAL DE  
TERMOACUMULAÇÃO DE ÁGUA GELADA  
DURANTE O CICLO DE DESCARGA**

**Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia Mecânica**

**São Paulo  
2009**

**MANOEL MÁXIMO MILARÉ**

**ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA  
NO DESEMPENHO DE UM TANQUE VERTICAL DE  
TERMOACUMULAÇÃO DE ÁGUA GELADA  
DURANTE O CICLO DE DESCARGA**

**Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São  
Paulo para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia Mecânica**

**Área de Concentração:  
Energia e Fluidos**

**Orientador:  
Prof. Dr. José Roberto Simões Moreira**

**São Paulo  
2009**

**Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.**

São Paulo, 15 de janeiro de 2009.

Assinatura do autor \_\_\_\_\_

Assinatura do orientador \_\_\_\_\_

## **FICHA CATALOGRÁFICA**

**Milaré, Manoel Máximo**

**Estudo da influência da camada limite hidrodinâmica no desempenho de um tanque vertical de termoacumulação de água gelada durante o ciclo de descarga / M. M. Milaré. -- ed. rev. -- São Paulo, 2009.**

**82 p.**

**Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.**

**1.Refrigeração 2.Ar condicionado (Armazenagem) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

## AGRADECIMENTOS

À Emília e ao Gabriel, pelas dedicação, compreensão e (muita) paciência demonstradas, não somente durante o tempo que tomou o desenvolvimento deste trabalho, mas também durante toda a nossa convivência.

Ao J. C. Malinverni, que deu a idéia de desenvolver um estudo sobre tanques de termoacumulação de água gelada. Na época, estávamos realizando estudos de viabilidade para implantação de termoacumulação em alguns sistemas de água gelada existentes e havia algumas dúvidas quanto ao dimensionamento dos tanques. Após a conclusão deste trabalho, acredito que as dúvidas continuam, além de ter-se levantado um problema novo: até então, não havia preocupação com o escoamento da água no tanque distante dos difusores.

Ao professor J. R. Simões-Moreira, meu orientador, primeiro por ter aceitado o tema sugerido e também, pelas contribuições dadas ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores João M. D. Pimenta (UnB), Racine T. A. Prado e Guenther C. K. Filho (Poli-USP), pelas contribuições que, certamente, tornaram este trabalho mais apresentável.

Aos Eduardo Rodovalho (Newset), Valois L. Costa (Elodrive) e Nilson Ono (Armacell), que forneceram equipamentos e materiais para montagem de um sistema modelo em pequena escala. Devida à mudança no enfoque do estudo ao longo do desenvolvimento deste trabalho, os experimentos não foram realizados. Porém, certamente, esse sistema será muito útil em estudos futuros.

Enfim, aos amigos, pelo incentivo.

*À minha esposa Emília e  
ao meu filho Gabriel.*

*Quando nasci veio um anjo safado  
O chato dum querubim  
E decretou que eu estava predestinado  
A ser errado assim  
Já de saída a minha estrada entortou  
Mas vou até o fim*

*(Chico Buarque)*



## RESUMO

Quando água quente é introduzida em um tanque de termoacumulação vertical, durante o ciclo de descarga, ocorre uma mistura parcial dessa água com a água fria armazenada. A intensidade dessa mistura depende de parâmetros geométricos do difusor de entrada e da dinâmica do escoamento no início do processo. Inúmeros estudos têm sido desenvolvidos no intuito de se projetar adequadamente o difusor de entrada, de forma a minimizar essa mistura, que corresponde a uma perda de capacidade do tanque.

Porém, há uma outra forma de perda de capacidade do tanque, devida aos efeitos viscosos do escoamento. Quando um fluido escoar dentro de um tubo, há a formação de uma camada limite hidrodinâmica, devida à viscosidade do mesmo. Na região do comprimento hidrodinâmico de entrada, em cada seção transversal do tubo e dentro da camada limite, os efeitos viscosos geram um gradiente (radial) de velocidade. Fora dessa camada (no núcleo), esses efeitos são desprezíveis e o fluido escoar com velocidade uniforme. Porém, ao longo desse comprimento, o movimento do fluido no núcleo é acelerado.

O escoamento em um tanque vertical de termoacumulação ocorre na região do comprimento hidrodinâmico de entrada. Considerando que não haja mistura das massas de água quando se inicia a introdução da água quente, irá se formar uma superfície de contato entre as mesmas. Essa superfície, por possuir velocidade no núcleo maior que a velocidade média de descarga, atingirá o difusor de saída mais rapidamente. Assim, para que seja garantida a descarga de água na temperatura da água armazenada durante todo o ciclo de descarga, a altura do tanque deverá ser maior que a altura determinada utilizando-se a velocidade média do escoamento, sem considerar os efeitos viscosos (modelo ideal). A diferença entre essas alturas constitui, por si só, uma perda de capacidade do tanque.

O estudo dos efeitos do escoamento viscoso no desempenho do tanque mostra que dois números adimensionais surgem naturalmente: o número de Reynolds relativo ao diâmetro,  $Re_{\phi}$ , necessário para se determinar o comprimento hidrodinâmico de entrada, e o número  $f$ , que relaciona a posição da superfície de contato das massas de água com o comprimento hidrodinâmico de entrada. Os

resultados mostram que a perda devida aos efeitos do escoamento viscoso pode não ser desprezível e que a escolha do diâmetro do tanque é de fundamental importância para minimizar esses efeitos.

Também, a análise qualitativa do escoamento sugere que as perdas de capacidade do tanque nos ciclos de descarga e carga não são iguais, pois a diferença de densidade das massas de água age de maneira diversa em cada caso.

## ABSTRACT

When warm water is introduced into a vertical thermal storage tank, during the discharging cycle, a partial mixing between it and the cold water stored will occur. The extension of that mixing depends upon diffuser geometric parameters and the dynamics of the flow at the beginning of the process. So many works have been developed, trying to find the better diffuser design so that undesired mixing can be minimized. The mixing is accounted as a tank loss of capacity.

But, there is another kind of tank loss of capacity due to viscous effects of the flow. When a fluid flows inside a tube, it forms a boundary layer due to fluid viscosity. At the hydrodynamic entry length region, in each cross section of the tube and inside the boundary layer, the viscous effects create a (radial) velocity gradient. Outside of the boundary layer (inside the core), the viscous effects are negligible and the fluid flows with a uniform velocity. However, along the entry length that velocity gets higher at each section.

In a vertical thermal storage tank, water flows at the hydrodynamic entry length region. Considering that no mixing occurs at the beginning of the warm water introduction at the tank top, it will form a contact surface between the warm water and the cold one already in the tank. That contact surface has the velocity inside the core higher than the mean discharging flow velocity and it will reach the outlet diffuser at the tank bottom more quickly. Then, the tank height must be greater than that determined using the mean velocity flow alone without any viscous effect (ideal model), so that the discharging flow has the same stored water temperature during all the discharging cycle. The difference between those heights constitutes itself a tank loss of capacity.

The study of the viscous effects on the tank performance shows that two non-dimensional parameters appear naturally: the Reynolds number related to the tank diameter,  $Re_{\phi}$ , used for determining the hydrodynamic entry length, and the  $f$  number that relates the position of the contact surface of the water masses to the hydrodynamic entry length. Results show that the loss due to viscous effects, may not be negligible and the choice of the tank diameter is essential to minimize those effects.

Also, there is a difference between tank losses of capacity during the charging and discharging cycles, since the effect of the density difference between the warm and cold water works in a different way in each one of those two situations.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - Perfil de carga térmica de uma instalação típica de ar condicionado ....	19
Figura 1.2 - Fluxograma de um sistema de ar condicionado com termoacumulação de água gelada .....	20
Figura 1.3 - Capacidades do resfriador e do tanque em uma instalação típica de ar condicionado com termoacumulação total .....	21
Figura 1.4 - Capacidades do resfriador e do tanque em uma instalação típica de ar condicionado com termoacumulação mista .....	22
Figura 1.5 - Densidade da água em função da temperatura .....	23
Figura 1.6 - Ciclo de descarga de um tanque vertical em uma instalação de termoacumulação total .....	25
Figura 1.7 - Formação da zona de gradiente no ciclo de descarga de um tanque vertical .....	26
Figura 1.8 - Ciclo de descarga de um tanque vertical dimensionado para absorver a perda devida à mistura das massas de água .....	27
Figura 1.9 - Desenvolvimento dos gradientes de velocidade de escoamento em tubos ao longo do comprimento hidrodinâmico de entrada .....	28
Figura 1.10 - Perda de capacidade de um tanque vertical durante o ciclo de descarga devida à formação da camada limite .....	29
Figura 2.1 - Tanque de termoacumulação com difusor radial .....	31
Figura 2.2 - Tanque de termoacumulação com difusor octogonal simples .....	32
Figura 3.1 - Identificação das variáveis da camada limite em um tanque vertical ....	37
Figura 3.2 - Identificação das variáveis da camada limite laminar em um tanque vertical .....	38
Figura 3.3 - Identificação das variáveis da camada limite turbulenta em um tanque vertical .....	45
Figura 3.4 - Deslocamentos das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica para um período de descarga de 3 h, com vazão constante ( $Re_{\phi}=5068$ ) ....	47
Figura 3.5 - Altura equivalente de perda para um ciclo de descarga de 3h em um tanque vertical, devida a formação da camada limite turbulenta .....	48
Figura 3.6 - Índice de perdas de um tanque vertical durante o ciclo de descarga	

de 3h com escoamento turbulento .....	48
Figura 3.7 - Variação da perda de capacidade em função da vazão para um ciclo de descarga de 3 h em um tanque com 6 m de diâmetro .....	49
Figura 3.8 - Variação do índice de perda em função da vazão para um ciclo de descarga de 3 h em um tanque com 6 m de diâmetro .....	50
Figura 3.9 - Identificação das variáveis da camada limite turbulenta em um tanque, com mistura das massas de água .....	51
Figura 3.10-Deslocamentos das superfícies da contato hidrodinâmica e da frente de temperatura para um período de descarga de 3 h, com vazão constante ( $Re_{\varnothing} = 5068$ ).....	52
Figura 3.11-Deslocamentos das superfícies da contato ideal e hidrodinâmica durante o período de descarga de um tanque em uma instalação de termoacumulação mista ( $\varnothing_T = 6$ m).....	56
Figura 3.12-Distribuição da temperatura média do tanque .....	57
Figura A.1 -Modelo estático do tanque de armazenagem .....	65
Figura A.2 -Função $err(\eta)$ .....	68
Figura A.3 -Distribuição de temperaturas em um tanque vertical de termoacumulação devida à condução de calor entre as massas de água ( $T_f = 4^{\circ}\text{C}$ ; $T_q = 15^{\circ}\text{C}$ ) – modelo estático .....	69
Figura A.4 -Distribuição de temperaturas em um tanque vertical de termoacumulação devida à condução de calor entre as massas de água ( $T_f = 4^{\circ}\text{C}$ ; $T_q = 80^{\circ}\text{C}$ ) – modelo estático .....	69
Figura B.1 -Distribuição de velocidade no comprimento hidrodinâmico de entrada .....	70
Figura C.1- Camada limite laminar no escoamento sobre placas .....	74
Figura C.2- Espessura da camada limite laminar em função do comprimento (relativos à espessura e ao comprimento de referência).....	75
Figura C.3- Camada limite turbulenta no escoamento sobre placas .....	76
Figura C.4- Espessura da camada limite turbulenta em função do comprimento (relativos à espessura e ao comprimento de referência).....	77
Figura C.5- Comparação das espessuras das camadas limites laminar e turbulenta no escoamento sobre placas .....	78
Figura C.6- Comparação das espessuras das camadas limites laminar e turbulenta no escoamento interno a tubos .....	81

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Faixas de variação dos grupos adimensionais da eq.(2.8) .....	36
Tabela 2.2 - Valores da altura equivalente de perdas devida à mistura.....	36
Tabela 3.1 - Valores dos deslocamentos das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica ao final do ciclo de descarga da instalação da figura 1.3 - escoamento laminar .....	42
Tabela 3.2 - Valores dos deslocamentos das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica ao final do ciclo de descarga da instalação da figura 1.3 - escoamento turbulento.....	46
Tabela 3.3 - Altura de perda equivalente devida aos efeitos combinados do escoamento e mistura – escoamento turbulento .....	52
Tabela 3.4 - Altura equivalente de perda em tanque com diâmetro de 6 m – termoacumulação parcial – escoamento laminar .....	54
Tabela 3.5 - Altura equivalente de perda - termoacumulação parcial – escoamento laminar .....	54
Tabela 3.6 - Altura equivalente de perda em tanque com diâmetro de 6 m – termoacumulação mista total - escoamento turbulento .....	55
Tabela 3.7 - Altura equivalente de perda - termoacumulação mista total – escoamento turbulento .....	55
Tabela B.1 - Valores de velocidade axial e espessura da camada limite dentro do comprimento de entrada – escoamento laminar em tubos.....	71
Tabela B.2 - Valores de velocidade axial e espessura da camada limite dentro do comprimento de entrada – escoamento laminar em tubos.....	72
Tabela B.3 - Comparação dos valores de velocidade calculados pela eq.(B.6) com os valores obtidos do estudo de Hornbeck .....	73
Tabela C.1 - Relações entre escoamentos sobre placa plana e interno a tubos .....	79
Tabela C.2 - Espessuras das camadas limites laminar e turbulenta e velocidade axial em regime turbulento dentro do comprimento de entrada .....	80
Tabela C.3 - Comparação dos valores de velocidade calculados pela eq.(B.6) com os valores obtidos da analogia com os escoamentos em uma placa plana .....	82

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_T$	área transversal do tanque, [m <sup>2</sup> ]
$C_{f(q)}$	calor específico da água fria (quente), [kJ/kg.K]
$C_{int}$	capacidade de carga ou descarga do tanque, [kJ]
$C_{max}$	capacidade ideal do tanque, [kJ]
$f$	relação entre distância da superfície de contato hidrodinâmica, a partir do início da camada limite, e o comprimento hidrodinâmico de entrada
$FoM$	índice de mérito
$FoM_{1/2}$	índice de mérito de meio ciclo
$Fr_e$	número de Froude densimétrico de entrada
$g$	aceleração da gravidade, [m/s <sup>2</sup> ]
$h_e$	distância do difusor de entrada à superfície de espalhamento, [m]
$H_{pcl(t)}$	altura equivalente de perda de capacidade do tanque, devida à formação da camada limite laminar (turbulenta), [m]
$H_{pcm}$	altura total equivalente de perda de capacidade do tanque, devida ao escoamento na termoacumulação mista, [m]
$H_{pm}$	altura equivalente de perda de capacidade do tanque, devida à mistura das massa de água provocada pelo difusor de entrada, [m]
$H_{útil}$	altura útil do tanque, [m]
$I_{pl(t)}$	índice de perda de capacidade do tanque devida ao escoamento laminar (turbulento)
$I_{pcm}$	índice de perda de capacidade do tanque devida ao escoamento na termoacumulação mista
$k_{f(q)}$	coeficiente de condutividade térmica da água fria (quente), [W/m.°C]
$L$	comprimento efetivo do difusor, no qual a vazão de entrada ou saída é distribuída, [m]
$M$	massa total da água armazenada no tanque, [kg]
$\dot{m}$	vazão em massa de água na entrada ou saída, [kg/s]
$n$	número de intervalos de tempo, dentro dos quais a vazão de descarga do tanque é constante
$Q$	vazão volumétrica de descarga de água, [m <sup>3</sup> /s]



$r$	raio interno genérico (variável) de um tubo [m]
$r_0$	raio interno de um tubo [m]
$R_d$	raio do difusor, [m]
$R_T$	raio do tanque, [m]
$Re_e$	número de Reynolds relativo ao entrada
$Re_\emptyset$	número de Reynolds relativo ao diâmetro do tanque
$Ri_e$	número de Richardson de entrada
$T_c$	temperatura da superfície de contato das massas de água, [°C]
$T_{e,d(c)}$	temperatura média durante o ciclo de descarga (carga), [°C]
$T_f$	temperatura da água fria (armazenagem e circuito primário), [°C]
$T_q$	temperatura da água quente, [°C]
$T_s$	temperatura de fornecimento da água fria do circuito secundário, [°C]
$t$	tempo, [s]
$u$	velocidade axial do fluido dentro da camada limite, [m/s]
$U$	velocidade da água no núcleo, [m/s]
$U_0$	velocidade média da água ou velocidade do fluido fora da camada limite, [m/s]
$V_{útil}$	volume útil do tanque, [m <sup>3</sup> ]
$x_{cl(t)}$	distância a partir do início da camada limite laminar (turbulenta), [m]
$x_{ll(t)}$	comprimento hidrodinâmico de entrada ou de referência no regime laminar (turbulento), [m]
$y_{f(q)}$	distância de uma superfície isotérmica fria (quente), a partir da superfície de contato à temperatura $T_c$ , [m]
$y_{Ff(q)}$	distância da superfície isotérmica da frente fria (quente), a partir da superfície de contato à temperatura $T_c$ , [m]

### **Símbolos gregos**

$\alpha_{f(q)}$	difusividade térmica da água fria (quente), [m <sup>2</sup> /s]
$\delta_{l(t)}$	espessura da camada limite interna ao comprimento hidrodinâmico de entrada (ou de referência) no regime laminar (turbulento), [m]
$\delta_{ll(t)}$	espessura da camada limite no comprimento hidrodinâmico de entrada ou de referência no regime laminar (turbulento), [m]

$\eta$	eficiência térmica do tanque ou variável de similaridade
$\eta_{dl(t)}$	rendimento de descarga do tanque, referente ao escoamento laminar (turbulento)
$\eta_{dm}$	rendimento de descarga do tanque, referente ao escoamento na termoacumulação mista
$\rho_{f(q)}$	densidade da água fria (quente), [kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu_{f(q)}$	viscosidade cinemática da água fria (quente), [m <sup>2</sup> /s]
$\varnothing_T$	diâmetro do tanque, [m]

# SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO .....	18
1.1 CONCEITUAÇÃO DE UM SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO DE ÁGUA GELADA .....	18
1.1.1 Principais componentes de uma instalação de termoacumulação .....	19
1.1.2 Operação da instalação.....	20
1.1.2.1 Ciclo de descarga do tanque .....	20
1.1.2.2 Ciclo de carga do tanque .....	21
1.2 DIMENSIONAMENTO DA INSTALAÇÃO .....	21
1.2.1 Termoacumulação total .....	21
1.2.2 Termoacumulação mista .....	22
1.3 TEMPERATURAS DE OPERAÇÃO .....	23
1.3.1 Sistema de geração .....	23
1.3.2 Sistema de distribuição .....	24
1.3.3 Controle de temperatura .....	24
1.4 DIMENSIONAMENTO DO TANQUE .....	25
1.4.1 Volume e altura úteis .....	25
1.4.2 Perdas de capacidade .....	26
1.4.2.1 Perda de capacidade devida à mistura das massas de água .....	26
1.4.2.2 Perda de capacidade devida ao escoamento.....	27
1.4.3 Altura total do tanque .....	29
1.5 DESENVOLVIMENTO DA DISSERTAÇÃO .....	29
1.5.1 Motivação e objetivo .....	29
1.5.2 Metodologia .....	30
2 REVISÃO DA LITERATURA .....	31
2.1 TANQUE .....	31
2.2 FORMAÇÃO DA ZONA DE GRADIENTE DE TEMPERATURA .....	32
2.3 CRITÉRIOS DE DESEMPENHO DO TANQUE .....	33
2.4 ANÁLISE DIMENSIONAL (ESTUDO PARAMÉTRICO) .....	35
3 O EFEITO DA CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA NO DESEMPENHO DO TANQUE .....	37
3.1 TERMOACUMULAÇÃO TOTAL – ESCOAMENTO LAMINAR .....	38

3.2 TERMOACUMULAÇÃO TOTAL – ESCOAMENTO TURBULENTO .....	43
3.2.1 escoamento sem perda de capacidade inicial .....	43
3.2.2 escoamento com perda de capacidade inicial .....	50
3.3 TERMOACUMULAÇÃO MISTA .....	53
4 DISCUSSÃO .....	58
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES .....	61
REFERÊNCIAS .....	63
APÊNDICE A – CONDUÇÃO TRANSIENTE DE CALOR ENTRE AS MASSAS DE ÁGUA EM UM TANQUE – MODELO ESTÁTICO .....	65
APÊNDICE B – CORRELAÇÃO PARA VELOCIDADE AXIAL AO LONGO DO COMPRIMENTO HIDRODINÂMICO DE ENTRADA NO ESCOAMENTO LAMINAR INTERNO A TUBO.....	70
APÊNDICE C – CORRELAÇÃO PARA VELOCIDADE AXIAL AO LONGO DO COMPRIMENTO HIDRODINÂMICO DE ENTRADA NO ESCOAMENTO TURBULENTO INTERNO A TUBO .....	74

# 1 INTRODUÇÃO

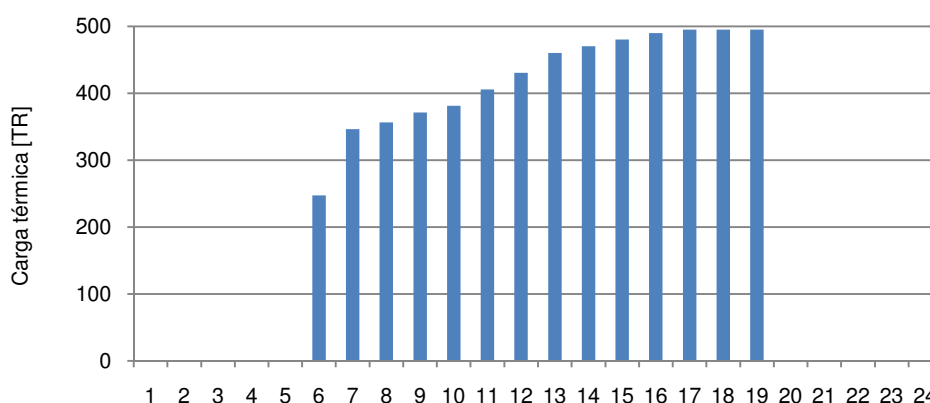
## 1.1 CONCEITUAÇÃO DE UM SISTEMA DE TERMOACUMULAÇÃO DE ÁGUA GELADA

A termoacumulação geralmente é utilizada em sistemas de ar condicionado para atender aos objetivos abaixo:

- a) suprir a demanda de resfriamento de uma instalação, substituindo os equipamentos de resfriamento de água (resfriadores), no período em que o custo da energia elétrica é mais alto;
- b) complementar a capacidade dos resfriadores durante todo o ciclo de operação, excetuando o período de ponta, reduzindo, assim, a capacidade (tamanho) desses equipamentos.

A figura 1.1 mostra o perfil de carga térmica, calculada hora a hora, de uma dada aplicação. Em uma instalação convencional de ar condicionado com água gelada, os resfriadores são dimensionados para atenderem à máxima carga térmica simultânea requerida. Nos períodos de operação em que a carga térmica é menor, os equipamentos modulam a capacidade e, fora dos períodos de operação, os mesmos ficam ociosos.

Em sistemas de ar condicionado, a termoacumulação pode ser de calor sensível (armazenagem de água) ou de calor latente (geralmente armazenagem de gelo). Uma grande vantagem da termoacumulação de calor sensível é que os equipamentos de refrigeração operam sempre nas mesmas condições, enquanto na termoacumulação de calor latente, durante o ciclo de carga, a capacidade e o rendimento desses equipamentos diminuem consideravelmente, devido à diminuição da temperatura de evaporação. Naturalmente, cada alternativa possui suas vantagens e conveniências de aplicação. Este trabalho refere-se à termoacumulação de calor sensível, que consiste na armazenagem de um volume de água a baixa temperatura, resfriado pelos equipamentos de refrigeração durante os períodos de ociosidade do sistema de condicionamento de ar.



**Figura 1.1** – Perfil de carga térmica de uma instalação qualquer de ar condicionado

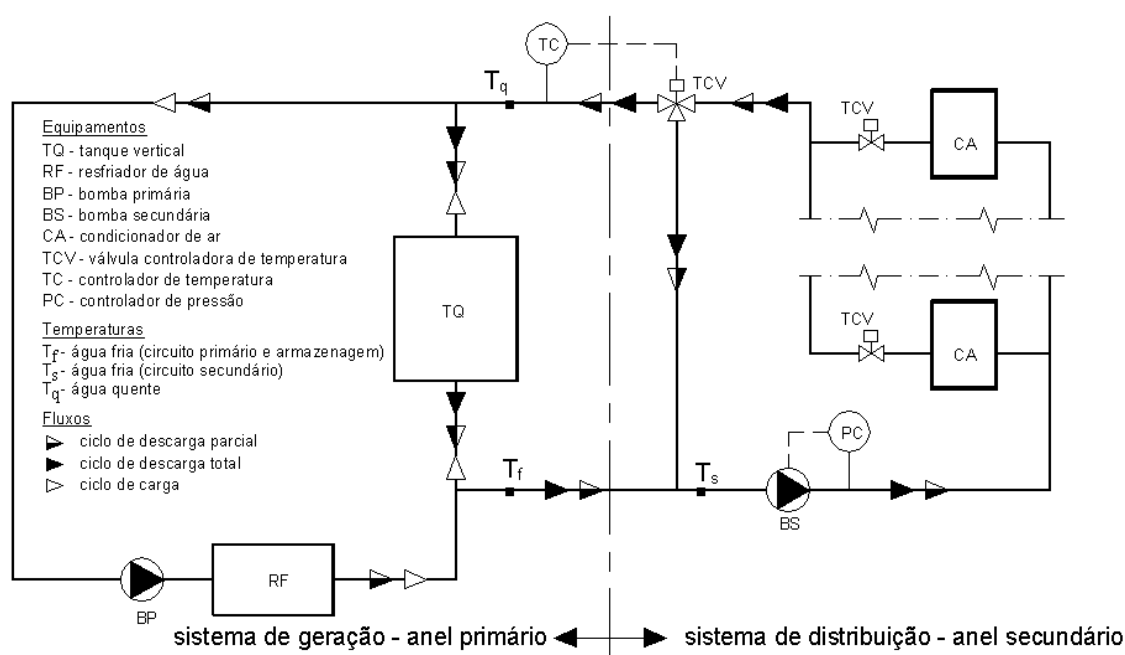
### 1.1.1 Principais componentes de uma instalação de termoacumulação

Um sistema de termoacumulação com tanque vertical está esquematizado na figura 1.2. Os resfriadores (RF) e bombas primárias (BP), juntamente com o tanque (TQ) e a tubulação que os interligam, são chamados de anel primário. O conjunto desses equipamentos e tubulações constitui o sistema de geração. A bomba centrífuga que faz a circulação da água entre os condicionadores de ar (CA), a partir do anel primário e retornando a este, é denominada bomba secundária (BS). As tubulações de envio e retorno de água, a partir dos pontos de interligação com o anel primário, constituem o anel secundário. Poderá haver mais de um anel e bomba secundários, dependendo da utilização e conveniências de aplicação. O conjunto de bombas secundárias e anéis secundários é denominado sistema de distribuição.

No sistema de geração, a vazão de água da bomba primária é geralmente constante. Havendo mais de um conjunto resfriador-bomba, a variação de vazão no anel primário será discreta, dependendo da necessidade do número de resfriadores em operação. No projeto do sistema de termoacumulação parcial, que tem por finalidade o complemento da capacidade de resfriamento pelo tanque, a instalação deve garantir que o consumo de água armazenada seja realmente utilizada para esse fim e, portanto, o controle somente permitirá o consumo da água do tanque se todos os resfriadores estiverem a plena capacidade.

No sistema de distribuição, a vazão de água nos condicionadores de ar é proporcional à capacidade de resfriamento requerida (carga térmica) e, portanto, é variável. A bomba secundária possui controle de rotação e este tem como princípio, manter em um dado valor a diferença de pressão entre linhas de envio e retorno do

circuito secundário, para garantir as vazões de água gelada requerida pelos condicionadores.



**Figura 1.2** - Fluxograma de um sistema de ar condicionado com termoacumulação de água gelada

## 1.1.2 Operação da Instalação

### 1.1.2.1 Ciclo de descarga do tanque

Consiste da operação nos períodos em que a instalação requer o complemento de capacidade através da utilização da água armazenada no tanque. Os fluxos de água estão representados na figura 1.2. Na termoacumulação parcial (vide fluxo indicado pelas setas parcialmente cheias), a vazão do circuito secundário é maior que a vazão do resfriador. A vazão complementar é suprida pelo tanque. A água fria sai pela parte inferior do tanque, enquanto uma vazão igual de água quente retorna ao tanque pela parte superior. A diferença de densidade entre as massas de água garante a separação das mesmas dentro do tanque.

Na termoacumulação total, toda a vazão requerida pelo sistema secundário é suprida pelo tanque. O resfriador e a bomba primária estão desligados. Os fluxos de água estão representados na figura 1.2 pelas setas cheias.

### 1.1.2.2 Ciclo de carga do tanque

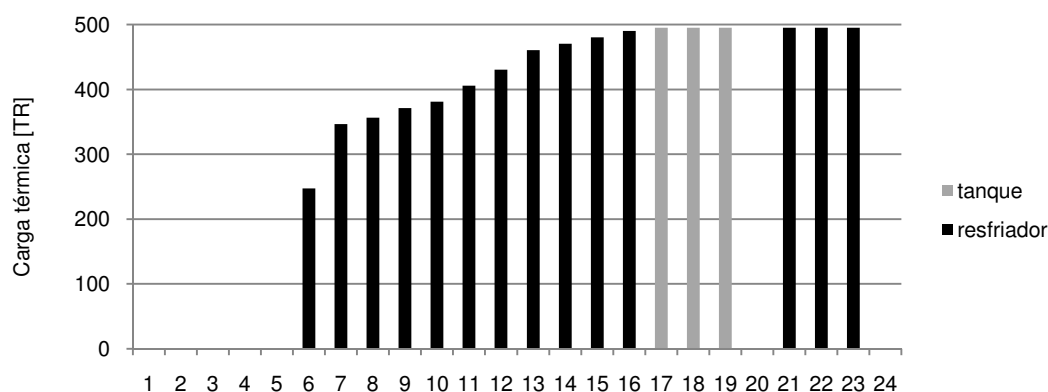
Neste ciclo o resfriador resfria a água quente contida no tanque. O circuito secundário está fora de operação. A água quente, retirada do tanque pela parte superior, é resfriada e retorna ao tanque pela parte inferior. Os fluxos de água estão representados na figura 1.2 pelas setas vazias.

O resfriador deve ser capaz de resfriar toda a água do tanque durante o ciclo de carga, de forma que, após terminado o período, toda essa massa se encontre à temperatura de armazenagem.

## 1.2 DIMENSIONAMENTO DA INSTALAÇÃO

### 1.2.1 Termoacumulação total

Atualmente no Brasil, o período de ponta elétrico ocorre das 17:30 às 20:30h, tendo, portanto, a duração de 3 horas. Por se tratar de um período de curta duração, a termoacumulação total é usualmente empregada em instalações existentes convencionais, nas quais se deseja reduzir o consumo elétrico na ponta.



**Figura 1.3** – Capacidades do resfriador e do tanque em uma instalação de ar condicionado com termoacumulação total

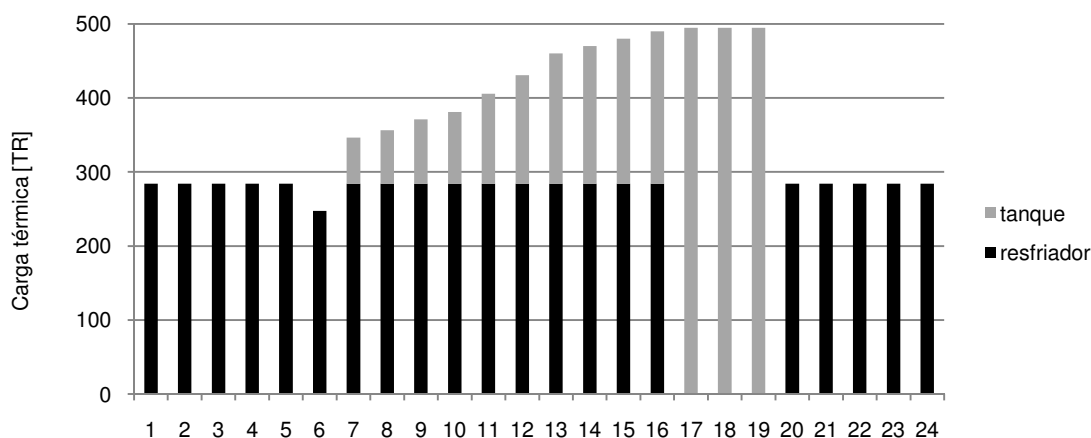
A figura 1.3 mostra o perfil de carga térmica e as capacidades ideais envolvidas neste tipo de instalação. Na realidade, ocorrem perdas de capacidade do tanque durante os ciclos de descarga e carga, devidas à mistura de parte das



massas de água quente e fria. Não existe mais uma superfície de separação das massas de água. Acima de tal superfície, existe uma região de água quente que se resfriou e abaixo, uma região de água fria que se aqueceu, formando uma zona de gradiente de temperatura dentro do tanque. No ciclo de carga, quando essa zona de gradiente atinge o topo do tanque, o resfriamento requerido passa a ser menor e o resfriador começa a modular sua capacidade. Porém, o resfriador irá operar por um período maior, até resfriar toda a água do tanque.

### 1.2.2 Termoacumulação mista

Ao se projetar uma instalação de termoacumulação, além de se prever o desligamento do resfriador no período de ponta elétrica, também se considera que o tanque irá complementar a capacidade desse equipamento, para que se tenha a menor capacidade possível do sistema de geração, reduzindo-se infra-estruturas elétricas e tamanho de equipamentos (resfriador e bomba primária).



**Figura 1.4** – Capacidades do resfriador e do tanque em uma instalação de ar condicionado com termoacumulação mista

A figura 1.4. mostra as capacidades (ideais) envolvidas em um sistema de termoacumulação mista. Considerando-se a perda citada anteriormente, a capacidade do resfriador será maior, devido ao fato de que o mesmo irá operar durante todo o período disponível para carga do tanque porém, com modulação da

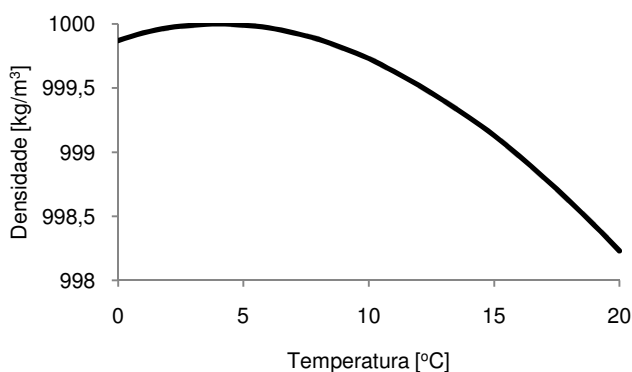
carga no final do ciclo, para resfriar a massa de água da zona do gradiente de temperatura.

### 1.3 TEMPERATURAS DE OPERAÇÃO

#### 1.3.1 Sistema de geração

Este sistema opera com duas temperatura,  $T_f$  e  $T_q$ , que são respectivamente a temperatura da água na saída do resfriador (igual a temperatura de armazenagem da água) e a temperatura de retorno do sistema de distribuição, Neste texto,  $T_f$  e  $T_q$  serão denominadas temperaturas das massas de água fria e quente.

$T_f$  é limitada pela natureza física da água. Conforme se observa na figura 1.5, a água atinge sua maior densidade em 4 °C. Para temperaturas mais baixas ou mais altas, sua densidade é menor. Assim, em um tanque, massas de água a 3 °C e 5 °C irão se acumular sobre a massa de água a 4 °C e irão se misturar, pois têm praticamente a mesma densidade. Por isso,  $T_f \geq 4$  °C.



**Figura 1.5** – Densidade da água em função da temperatura

Quanto maior for a diferença de temperatura entre  $T_f$  e  $T_q$ , menor será a massa de água requerida para armazenagem. Porém,  $T_q$  também possui limitação, que está relacionada com o desempenho das serpentinas de resfriamento. Observa-se que temperaturas de saída de água das serpentinas de até 15 °C, ainda mantêm

condições satisfatórias de resfriamento e desumidificação do ar para utilização em sistemas de conforto térmico. Adota-se então  $T_q \leq 15$  °C.

### 1.3.2 Sistema de distribuição

Se uma diferença maior possível de temperatura é desejada no sistema de geração, o mesmo não ocorre no sistema de distribuição. Diferenças muito grandes entre as temperaturas de entrada e saída da água de uma serpentina possuem inconvenientes e limitações, inerentes ao projeto da mesma, principalmente em cargas parciais, quando o regime do fluxo de água nos tubos do trocador de calor pode alternar entre laminar e turbulento, causando problemas de controle.

Observa-se que diferenças de temperaturas de até 8 °C ainda garantem características de resfriamento razoáveis para sistemas de conforto térmico. Assim, geralmente tem-se a temperatura de envio de água para os condicionadores,  $T_s$ , entre 7 °C e 8 °C.

### 1.3.3 Controle de temperatura

Em sistemas de água gelada sem termoacumulação, o controle deve garantir a temperatura da água no envio para os condicionadores, sendo o sensor de temperatura instalado nessa linha. Quando se utiliza termoacumulação de água, este procedimento não é adequado, pois não é possível garantir que a temperatura da água de retorno para o tanque seja sempre  $T_q$ . Essa temperatura de retorno, sendo menor que  $T_q$ , além de gerar outras regiões de gradiente, causa um problema de dimensionamento, pois a capacidade útil do tanque em absorver energia é proporcional a diferença  $T_q - T_f$ ; se a temperatura de retorno for  $T_q' < T_q$ , haverá uma redução desta capacidade, proporcional à diferença  $T_q - T_q'$ , já que a água que retorna ao tanque não será mais utilizada no presente ciclo, estratificando-se acima da massa útil. Em sistemas de termoacumulação de água, portanto, deve-se controlar a temperatura da água que retorna ao circuito primário e, assim, o sensor de temperatura (TC) deve ser instalado na tubulação entre o tanque e a válvula de mistura (TCV), como mostra a figura 1.2. O controle irá operar a válvula em função

da temperatura de retorno, variando a temperatura da água enviada aos condicionadores, de forma a manter  $T_q$ .

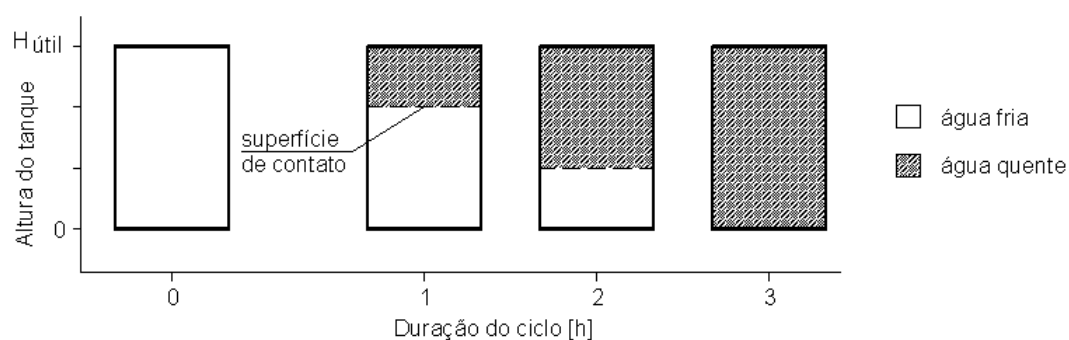
## 1.4 DIMENSIONAMENTO DO TANQUE

### 1.4.1 Volume e altura úteis

O volume útil é determinado em função da energia que será absorvida pela massa da água armazenada no tanque. Essa energia está representada pela área mais clara das figuras 1.3 e 1.4. Considerando-se que não haja qualquer tipo de perda, a água que deixa o tanque à  $T_f$  passa pelos condicionadores de ar, onde se aquece até  $T_q$  e retorna ao tanque. No final do processo, toda a água do tanque, inicialmente à  $T_f$ , estará à  $T_q$ . O volume útil será, então:

$$V_{\text{útil}} = \frac{\sum \Delta E_i}{\rho \cdot c \cdot (T_q - T_f)} \quad (1.1)$$

sendo  $\Delta E_i$  é a energia referente à diferença entre a carga térmica e a capacidade do resfriador, em cada intervalo de tempo  $\Delta i$ . Adotando-se um valor para o diâmetro do tanque, a altura útil,  $H_{\text{útil}}$ , será o volume calculado pela equação 1.1, dividido pela área transversal do tanque, para o diâmetro considerado. A figura 1.6 mostra a descarga de um tanque vertical em uma instalação de termoacumulação total, no período de 3 horas, supondo não haver perdas.



**Figura 1.6** – Ciclo de descarga de um tanque vertical em uma instalação de termoacumulação total

### 1.4.2 Perdas de capacidade

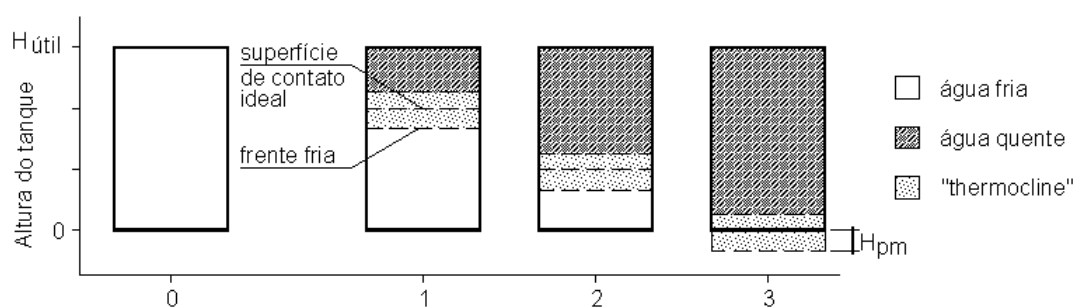
Podemos classificar as perdas de capacidade do tanque em dois tipos: perdas externas e perdas internas. As perdas externas são aquelas que acarretam aumento da carga térmica da instalação. É representada principalmente pela transferência de calor das vizinhanças para a água armazenada, através das paredes, base e topo do tanque. Essa carga deve ser somada à carga térmica da instalação. Um bom isolamento térmico das superfícies do tanque torna essas perdas desprezíveis.

As perdas internas são as que diminuem a capacidade do tanque de absorver energia, sem aumentar a carga térmica da instalação. São elas:

- mistura das massas de água quente e fria;
- condução de calor entre as massas de água através das paredes do tanque (“ponte térmica”);
- condução de calor entre as massas de água, em certos casos de escoamento laminar.

#### 1.4.2.1 Perda de capacidade devida à mistura das massas de água

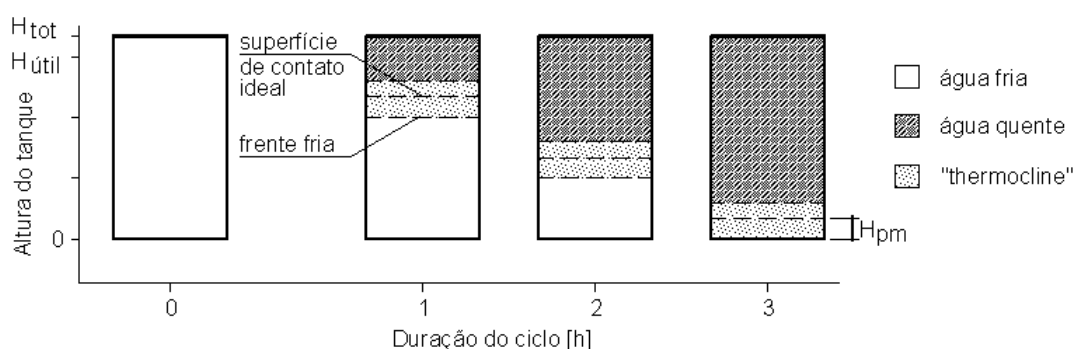
Das perdas citadas acima, a perda interna realmente significativa é a devida à mistura das massas de água. A figura 1.7 mostra esse efeito: ao se introduzir água quente no tanque, parte da mesma se mistura com a água armazenada, formando a zona de gradiente de temperatura. Essa região de gradiente de temperatura é conhecida como “thermocline”.



**Figura 1.7** – Formação da zona de gradiente no ciclo de descarga de um tanque vertical

Na figura, a linha tracejada interna à região do gradiente de temperatura, representa a posição da superfície de contato, que se formaria no caso de não haver mistura. No final do ciclo, uma quantidade de água da zona do gradiente, com altura  $H_{pm}$ , foi utilizada pelo sistema de condicionamento, estando a uma temperatura maior que  $T_f$ . Do ponto de vista do dimensionamento da instalação, haverá problemas de desempenho dos condicionadores de ar.

$H_{pm}$  é definida como altura equivalente de perdas e é atribuída ao dispositivo através do qual a água quente é introduzida no tanque. Procura-se, portanto, dimensionar esse dispositivo, denominado difusor, de forma que a mistura das massas de água seja minimizada. A altura equivalente de perdas deve ser somada à altura do tanque, para que o mesmo possa garantir o fornecimento de água na temperatura de projeto. A figura 1.8 mostra a descarga de um tanque dimensionado para absorver essa perda.

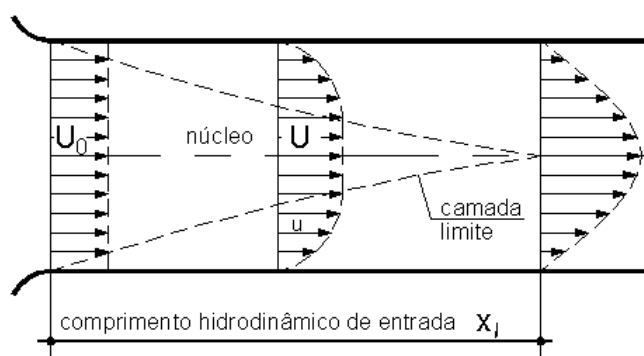


**Figura 1.8** – Ciclo de descarga de um tanque vertical dimensionado para absorver a perda devida à mistura das massas de água

#### 1.4.2.2 Perda de capacidade devida ao escoamento

A figura 1.7 e 1.8 mostram a superfície de contato e as superfícies isotérmicas da zona de gradiente de temperatura se deslocando com velocidade constante. Porém, quando um fluido esco internamente a um tubo, há a formação da camada limite, devida à ação das forças viscosas. O resultado é a formação de gradientes de velocidade nas direções radial e axial. Na direção radial, fora da camada limite, a velocidade do fluido é praticamente constante. Na direção axial, o fluido no núcleo é acelerado. O gradiente de velocidade na direção axial torna-se zero quando a espessura da camada limite atinge o centro do tubo; a partir daí o

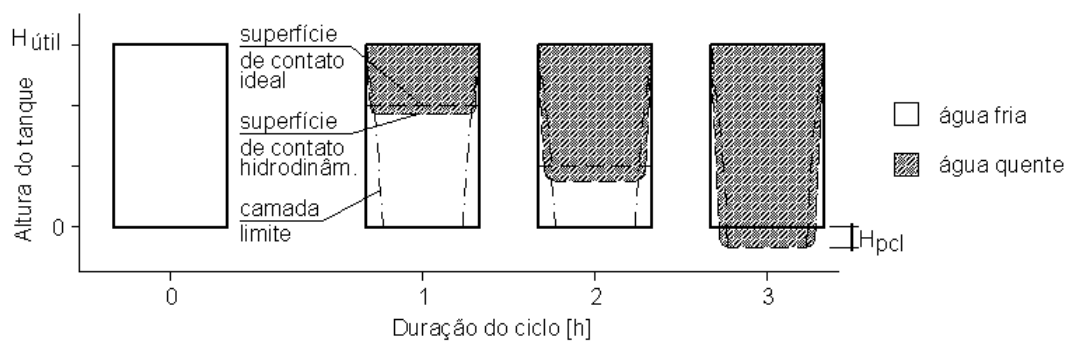
gradiente de velocidade na direção radial não se altera mais ao longo do tubo e o escoamento passa a ser completamente desenvolvido. A distância desde o início da camada limite até a seção onde a mesma atinge a espessura do raio do tubo, é denominada comprimento hidrodinâmico de entrada. A figura 1.9 representa o desenvolvimento dos gradientes de velocidade ao longo do comprimento de entrada em um tubo, sob certas condições iniciais de velocidade uniforme.



**Figura 1.9** – Desenvolvimento dos gradientes de velocidade de escoamento em tubos ao longo do comprimento hidrodinâmico de entrada

Vamos considerar que, apesar da distribuição de velocidade não ser uniforme junto ao topo do tanque, os gradientes de velocidades começam a se formar conforme mostrado. Para simplificar, consideremos que não haja mistura das massas de água, formando-se então uma superfície de contato entre as mesmas. Como a massa de água fora da camada limite está acelerada, a superfície de contato se deslocará cada vez mais rápido em direção à base do tanque. Esse efeito é mostrado na figura 1.10.

No final do ciclo de descarga, parte da água quente será descarregada (volume proporcional à altura  $H_{pcl}$  indicada na figura). Da mesma forma que no caso da mistura das massas devida ao difusor de entrada,  $H_{pcl}$  também representa uma perda de capacidade do tanque.



**Figura 1.10** – Perda de capacidade de um tanque vertical durante o ciclo de descarga devido à formação da camada limite

### 1.4.3 Altura total do tanque

Definido o diâmetro do tanque que proporcione a menor perda de capacidade, a altura total do mesmo será a altura do volume útil mais a altura total de perdas, de forma que no final do ciclo de descarga, seja garantida vazão de água à temperatura de projeto  $T_f$ .

## 1.5 DESENVOLVIMENTO DA DISSERTAÇÃO

### 1.5.1 Motivação e objetivo

Conforme mostrado no item 1.4.2.2, o escoamento da água no tanque causa uma perda de capacidade, que não é discutida na literatura especializada. Nos trabalhos desenvolvidos, toda a perda de capacidade do tanque é atribuída ao difusor de entrada, de forma que os experimentos e estudos são relativos ao desempenho daquele dispositivo

O objetivo deste trabalho é, a partir dos conceitos de camadas limite laminar e turbulenta, desenvolver uma metodologia para investigação da influência do escoamento no desempenho do tanque.



### 1.5.2 Metodologia

A figura 1.10 mostra a que perda de capacidade devida ao escoamento pode ser representada pela diferença das posições das superfícies de contato indicadas. Conhecendo-se as velocidades dessas superfícies pode-se, a cada instante, determinar suas posições e, conseqüentemente, a altura equivalente à perda de capacidade.

Assim, no capítulo 3, serão desenvolvidas equações do movimento para essas superfícies, considerando escoamento em regimes laminar e turbulento. Depois, serão feitos exemplos de aplicação dessas equações, considerando-se o perfil de carga térmica da figura 1.1 e instalações de termoacumulação com capacidades do resfriador e do tanque conforme mostrado nas figuras 1.3 e 1.4.

Nos apêndices B e C é apresentado o desenvolvimento das equações de velocidade axial da superfície de contato hidrodinâmica, necessárias para determinação das equações do movimento.

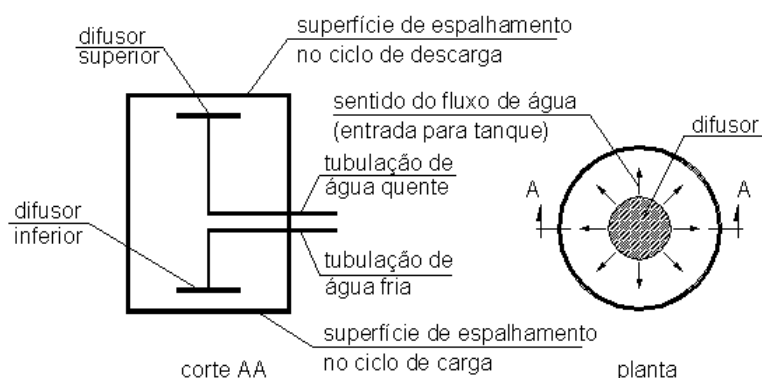
## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 TANQUE

Os tanques cilíndricos verticais de termoacumulação são largamente empregados por sua simplicidade de operação, custos e eficiência. As entrada e saída de água são feitas através de difusores junto à base e ao topo. Geralmente são atmosféricos, isto é, possuem a superfície superior livre. Assim, enquanto a vazão de água que entra no tanque pelo difusor inferior vai de encontro à base antes de se distribuir, na parte superior do tanque a vazão se distribui livremente.

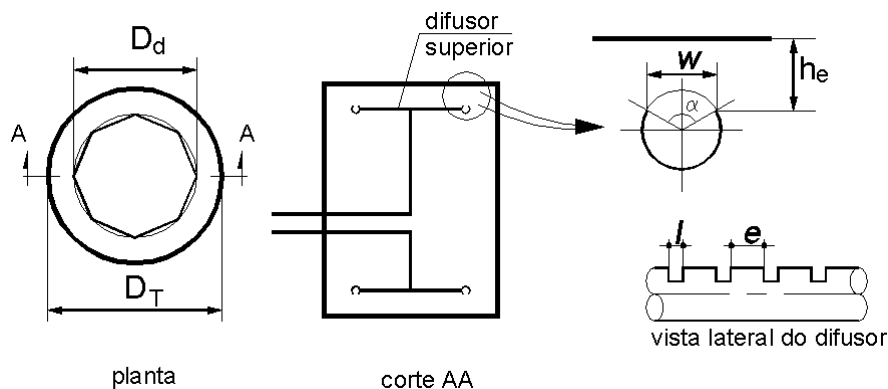
Os tipos de difusores mais utilizados atualmente são (ASHRAE, 2007):

- a) difusor radial (figura 2.1): consiste de um disco paralelo à superfície na qual a água é distribuída. Essa superfície é a base do tanque, no caso do difusor inferior e a superfície livre (tanque atmosférico), no caso do difusor superior;



**Figura 2.1** – Tanque de termoacumulação com difusor radial  
 (“adaptado de” ASHRAE, 2007)

- b) difusor octogonal (figura 2.2): consiste de um ou dois anéis de forma octogonal, formados por tubos com fendas igualmente espaçadas, voltadas para as superfícies de distribuição.



**Figura 2.2** – Tanque de termoacumulação com difusor octogonal simples

No Brasil, a maioria dos tanques possuem difusores radiais múltiplos, que são vários discos de pequeno diâmetro, distribuídos na área transversal do tanque, da forma mais uniforme possível.

## 2.2. FORMAÇÃO DA ZONA DE GRADIENTE

A zona de gradiente de temperatura (em inglês: “thermocline”) é formada já no instante em que a água é introduzida no tanque, devido à mistura que ocorre entre as massas introduzida e armazenada.

O conhecimento das causas dessa formação é de vital importância no dimensionamento do tanque. A ASHRAE (2007) indica dois números adimensionais como sendo relevantes na formação e desenvolvimento da zona de gradiente. São eles o número de Reynolds de entrada ( $Re_e$ ) e o número de Froude densimétrico de entrada ( $Fr_e$ ), representados pelas equações abaixo:

$$Re_e = \frac{Q}{Lv} \quad (2.1)$$

$$Fr_e = \frac{Q}{L \sqrt{g \frac{\Delta\rho}{\rho_e} h_e^3}} \quad (2.2)$$

sendo:

$Q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]: vazão de água que entra no tanque (descarga ou carga);

$L$  [m]: comprimento do difusor, no qual a vazão  $Q$  é distribuída. Para difusor octogonal, utiliza-se o dobro da medida geométrica (soma da medida dos lados dos octógonos), pois se considera que a vazão se espalha em ambos os lados ao longo do comprimento;

$\nu$  [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]: viscosidade cinemática da água que entra no tanque;

$g$  [ $\text{m}/\text{s}^2$ ]: aceleração da gravidade;

$\Delta\rho$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]: diferença das densidades da águas fria e quente;

$\rho_e$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]: densidade da água que entra no tanque;

$h_e$  [m]: distância do difusor de entrada a partir da superfície de espalhamento.

De acordo com Wildin e Truman (1989a), a formação da zona de gradiente é governada principalmente pelo  $Fr_e$  e depois por  $Re_e$ . A subsequente mistura na parte de entrada dessa região, após a mesma ser formada, é igualmente afetada por ambos os parâmetros.

O ASHRAE Design Guide (Dorgan e Elleson, 1993 apud Bahnfleth et al., 2003) recomenda que  $Fr_e$  calculado pela eq. (2.1) deveria ser igual a 1 (condição ideal), podendo chegar a 2 (condição aceitável). Para tanques com profundidade de até 5 metros,  $Re_e$  possui limite máximo de 200. Acima de 5 metros,  $Re_e$  pode variar de 400 a 850, podendo chegar até 2000 para profundidades maiores de 12 metros.

### 2.3. CRITÉRIOS DE DESEMPENHO DO TANQUE

Vários critérios foram criados para se medir o desempenho dos tanques. Alguns deles são listados abaixo:

a) eficiência térmica do ciclo, proposta por Wildin e Truman, 1985 apud Bahnfleth et al., 2003:

$$\eta = \frac{[\sum \dot{m}c(T_e - T_0)\Delta t]_{descarga}}{[\sum \dot{m}c(T_0 - T_e)\Delta t]_{carga}} 100 \% \quad (2.3)$$

com:

$T_e$  [°C]: temperatura da água de entrada;

$T_0$  [°C]: temperatura da água armazenada;

$\dot{m}$  [kg/s]: vazão em massa da água de entrada;

$\Delta t$  [s]: intervalo de tempo.

$\eta$  mede apenas as perdas externas do tanque, devidas à troca de calor com a vizinhança. A diminuição da capacidade do tanque devida à mistura das massas de água não é avaliada.

b) índice de mérito (“Figure of Merit” –  $FoM$ ), proposta por Tran et al., 1989 apud Bahnfleth et al., 2003:

$$FoM = \frac{[\sum \dot{m}c(T_e - T_0)\Delta t]_{descarga}}{Mc(T_{e,descarga} - T_{e,carga})} 100\% \quad (2.4)$$

$M$  é a massa total da água armazenada no tanque e  $T_{e,descarga}$  e  $T_{e,carga}$  são as temperaturas médias durante os ciclos de descarga e carga, respectivamente. Essa medida leva em conta, além das perdas externas, as perdas devidas à mistura das massas de água (perdas internas). Assim, teoricamente tem-se  $FoM < \eta$ . Dorgan e Elleson, 1993 apud Bahnfleth et al., 2003, recomendam  $FoM$  de 85% a 90% como critério de dimensionamento.

c) índice de mérito de meio ciclo, proposta por Bahnfleth e Musser (1998):

$$FoM_{1/2} = \frac{C_{int}}{C_{max}} \quad (2.5)$$

$C_{int}$  é a capacidade de carga ou descarga e  $C_{max}$  é a capacidade ideal do tanque. Por considerar separadamente as perdas de cada ciclo (carga e descarga),  $FoM_{1/2} > FoM$ .

d) capacidade perdida, proposta por Bahnfleth e Musser (1998):

$$C_{perda,carga} = \sum \dot{m}c(T - T_f)\Delta t \quad (2.6a)$$

$$C_{perda,descarga} = \sum \dot{m}c(T_q - T)\Delta t \quad (2.6b)$$

Na descarga, por exemplo,  $T_q + \varepsilon > T > T_{limite}$ , sendo  $\varepsilon$  um valor mínimo arbitrário, correspondente à tolerância na medição da temperatura.

Essa capacidade pode ser representada pela altura equivalente de perda (“Equivalent Lost Tank Height” –  $ELH$ ), dada pela equação abaixo:

$$ELH = \frac{C_{perda}}{A\rho c(T_q - T_f)} \quad (2.7)$$

## 2.4 ANÁLISE DIMENSIONAL (ESTUDO PARAMÉTRICO)

Bahnfleth et al. (2003), desenvolveram o estudo paramétrico para o ciclo de carga de um tanque utilizando difusor de anel octogonal simples. Foram determinados seis números adimensionais ( $Re$ ,  $Ri$  e quatro parâmetros geométricos) e utilizou-se o método de  $2^k$  fatorial (Montgomery, 2000) para determinar o número mínimo de testes. Um modelo CFD com simetria axial do ciclo de carga para tanque cilíndrico, de raio  $R_T$ , com difusor octogonal, de raio  $R_d$  (vide figura 2.2), foi desenvolvido e validado, usando parâmetros de projeto e medidas operacionais de um tanque de termoacumulação em escala real. Os testes foram simulados no programa computacional.

Para a forma de adimensionalização utilizada, o número de Richardson ( $Ri = Fr^{-2}$ ) e os parâmetros geométricos,  $h_d/R_T$  e  $l/h_e$  foram os adimensionais que mais fortemente afetaram a formação da zona de gradiente, sendo os outros restantes ( $Re_e$  e  $R_d/R_T$ ) de menor importância.

$Ri$  foi determinado conforme eq.(2.2), porém, utilizando-se a espessura de uma fenda  $l$ , ao invés da altura  $h_e$  da abertura até a base do tanque (vide eq.(2.2)). Pelos resultados, parece ser esta forma mais adequada do que a indicada pelo ASHRAE Design Guide (2003). Naturalmente, ao se escolher  $h_e$  para compor  $Ri$ , outro adimensional irá aparecer envolvendo  $l$  que terá importância significativa, não podendo, portanto, ser adotado  $Ri$  como critério isolado de dimensionamento.

Os resultados obtidos das equações geradas por regressão, quando comparadas com os valores da modelagem por CFD, tiveram em média absoluta diferenças de 10 a 12% e a máxima diferença absoluta de 45% a 48%. Uma dessas equações é dada abaixo:

$$\frac{ELH}{R_T} = \left( 4,34 \frac{h_e}{R_T} + 0,194 \frac{l}{h_e} + 0,00526 Ri - 0,0589 \frac{l}{h_e} Ri - 0,59 \frac{h_e}{R_T} Ri + 7,48 \frac{l}{h_e} \frac{h_e}{R_T} - 3,17 \frac{l}{h_e} \frac{h_e}{R_T} Ri + 0,316 \right)^4 \quad (2.8)$$

Os valores limites para utilização da eq.(2.8) se encontram na tabela 2.1

**Tabela 2.1** – Faixas de variação dos grupos adimensionais da eq.(2.8)

	$R_d / R_T$	$l / h_e$	$h_e / R_T$	$Ri_e$	$Re_e$
mínimo	0,707	0,1	0,005	0,05	500
máximo	0,866	1	0,05	2	5000

Consideremos uma instalação de termoacumulação com perfil de carga térmica e capacidades do resfriador e do tanque conforme mostra a figura 3.1. A vazão do tanque é de 135 m<sup>3</sup>/h e as temperaturas da água fria e quente são 4 °C e 15 °C. A eq.(2.8) pode ser utilizada para estimar a perda de capacidade devida à mistura das massas de água no tanque, com difusor octogonal simples. A tabela 2.2 apresenta os resultados da altura equivalente de perdas (*ELH*), para vários diâmetros. Nota-se que é possível uma variação dos parâmetros que compõem os adimensionais, de forma a obterem-se valores da altura de perda muito próximos, praticamente independentes do diâmetro.

**Tabela 2.2** – Valores da altura equivalente de perdas devida à mistura

$\varnothing_T$ [m]	<i>ELH</i> [m]	$R_d / R_T$	$l / h_e$	$h_e / R_T$	$Ri_e$	$Re_e$
6	0,24	0,707	1	0,0297	2	1255
7,5	0,22	0,707	1	0,0205	2	1004
9,5	0,22	0,707	0,298	0,0135	0,05	793
12,7	0,21	0,707	0,603	0,0141	2	593

### 3 O EFEITO DA CAMADA LIMITE HIDRODINÂMICA NO DESEMPENHO DO TANQUE

Conforme discutido no final do capítulo 1, a camada limite faz com que a massa de água na região central do tanque seja acelerada. Assim, uma dada frente de temperatura se movimenta com velocidade cada vez maior em relação à velocidade média, atingindo o difusor de descarga mais rapidamente.

Neste capítulo, esse efeito será estudado qualitativamente e, através de equações de gradientes de velocidade desenvolvidas nos Apêndices B e C, será feita uma avaliação quantitativa da perda de capacidade devida ao escoamento.

Primeiramente será definido um parâmetro adimensional  $f$ , que será útil no desenvolvimento do estudo. Com base na figura 3.1, define-se:

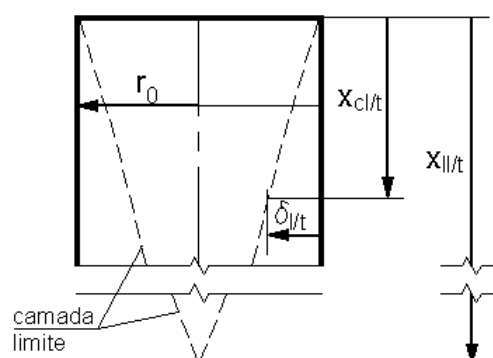
$$f = \frac{x_{cl/t}}{x_{ll/t}} \quad (3.1)$$

sendo:

$x_{cl/t}$  [m]: distância ao longo da altura do tanque, a partir do início da camada limite laminar / turbulenta;

$x_{ll/t}$  [m]: comprimento hidrodinâmico de entrada laminar / turbulento;

$f$ : fração que  $x_{cl/t}$  representa do comprimento hidrodinâmico de entrada



**Figura 3.1** – Identificação das variáveis da camada limite em um tanque vertical

Também definiremos as *superfícies de contato ideal e hidrodinâmica* como as superfícies que separam as massas de água quente dentro do tanque,

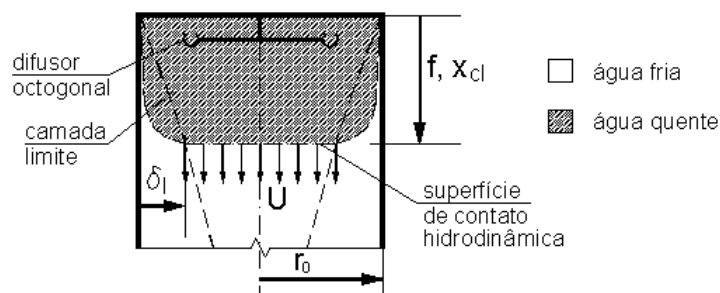


considerando que não haja mistura dessas massas. A superfície ideal é aquela que se formaria caso não existissem os efeitos viscosos; ela se deslocaria com velocidade constante, igual a velocidade média do escoamento; nesse caso, as massas de água escoariam como se fossem impulsionadas por um pistão. A superfície hidrodinâmica é aquela que sofre os efeitos das forças viscosas, se deformando dentro da camada limite. Essa superfície se desloca com movimento acelerado no núcleo.

### 3.1 TERMOACUMULAÇÃO TOTAL – ESCOAMENTO LAMINAR

O escoamento laminar interno a tubos é definido para o número de Reynolds relativo ao diâmetro,  $Re_{\phi}$ , menor que 2300 (Fox e McDonald, 2001). Para análise do efeito da camada limite, consideremos as hipóteses:

- regime permanente;
- a vazão de água quente introduzida no tanque não se mistura com a água fria, formando-se uma superfície de contato (hidrodinâmica) entre as mesmas;
- não há troca de calor entre as massas de água;
- o escoamento é uniforme, permitindo que a camada limite laminar comece a se formar desde o topo do tanque;
- não se considera o efeito da diferença de densidade, exceto para estratificação.



**Figura 3.2** – Identificação das variáveis da camada limite laminar em um tanque vertical

Considerando a figura 3.2, a velocidade axial  $U$  da massa do núcleo será:

$$U = \frac{dx_{cl}}{dt} \quad (3.2)$$

Substituindo a equação 3.1 nesta equação e rearranjando, temos:

$$\frac{dt}{x_{ll}} = \frac{df}{U} \quad (3.3)$$

com o comprimento de entrada  $x_{ll}$  dado pela equação de Langhaar (Kays e Crawford, 1993a):

$$x_{ll} = 0,05 \cdot Re_{\phi} \cdot \phi \quad (B.3)$$

Dentro do tanque, há o escoamento de massas de água com duas temperaturas distintas, resultando  $Re_{\phi}$  diferentes. A eq.(B.3) requer um valor de  $Re_{\phi}$  para cálculo do comprimento hidrodinâmico de entrada. Não parece possível haver dois comprimentos de entrada, um para cada massa de água. A água fria, por ter um  $Re_{\phi}$  menor, possui comprimento de entrada menor e, assim, um desenvolvimento mais rápido do perfil radial de velocidade. Na superfície de contato, porém, não pode haver duas distribuições diferentes de velocidade, pois, se houvesse, a equação da continuidade aplicada à mesma área resultaria valores diferentes de vazão. Desta forma, o comprimento de entrada da água fria deve prevalecer e assim, o  $Re_{\phi}$  dessa massa de água será utilizado para cálculo do comprimento de entrada.

Para resolvermos a eq.(3.3) precisamos de outra equação, que relacione  $f$  e  $U$ . Uma equação deste tipo, desenvolvida no Apêndice B, a partir dos estudos de Hornbeck e Langhaar (Kays e Crawford, 1993a), é dada abaixo:

$$\frac{U}{U_0} = (373f + 1)^{0,1} \quad (B.6)$$

com  $U_0$  sendo a velocidade média do escoamento. Deve-se observar, do Apêndice B, que a eq.(B.6) é válida para  $f < 0,1$  e  $Re_{\phi} > 400$ . Assim, a equação 3.3 fica:

$$\frac{U_0 dt}{x_{ll}} = \frac{df}{(373f + 1)^{0,1}}$$

Com vazão de descarga  $Q$ , sendo constante entre dois instantes  $t_1$  e  $t_2$ , a equação pode ser integrada, resultando:

$$\frac{U_0(t_2 - t_1)}{x_{ll}} = \left[ \frac{(373f + 1)^{0,9}}{335,7} \right]_{f_1}^{f_2} \quad (3.4)$$

Quando a vazão não for constante durante o ciclo de descarga, deve-se dividir a duração do ciclo em  $n$  intervalos, dentro dos quais as vazões  $Q_i$  sejam constantes. Aplicando a eq.(3.4) a cada intervalo  $i$ , tem-se:

$$\frac{U_{0,i}(t_{2,i} - t_{1,i})}{x_{ul,i}} = \left[ \frac{(373f + 1)^{0,9}}{335,7} \right]_{f_{1,i}}^{f_{2,i}} \quad (3.5)$$

Na eq. (3.5),  $f_{1,i}$  e  $f_{2,i}$  representam as posições inicial e final da superfície de contato hidrodinâmica dentro do núcleo, para o intervalo considerado. No termo da esquerda, o numerador representa o deslocamento de uma partícula qualquer do fluido, no caso de não se considerar o efeito da camada limite (caso ideal). Assim, em cada intervalo, o deslocamento da superfície de contato ideal será:

$$\Delta x_{0,i} = U_{0,i}(t_{2,i} - t_{1,i}) \quad (3.6)$$

Para o deslocamento ideal total  $x_0$ , teremos:

$$x_0 = \sum_1^n \Delta x_{0,i} \quad (3.7)$$

O deslocamento da superfície de contato hidrodinâmica,  $\Delta x_{cl,i}$ , em cada intervalo será:

$$\Delta x_{cl,i} = (f_{2,i} - f_{1,i})x_{ul,i} \quad (3.8)$$

E o deslocamento acumulado dessa superfície, no final de um intervalo  $p$ :

$$x_{cl,p} = \sum_1^p \Delta x_{cl,i} , \quad 1 \leq p \leq n \quad (3.9)$$

Deve-se notar que na eq.(3.5), o valor da posição  $f_1$  de um intervalo não é igual ao valor da posição  $f_2$  do intervalo anterior, se as vazões nesses intervalos forem diferentes. Pela eq.(3.1), em um dado intervalo  $p$ , devemos ter:

$$f_{1,p} = \frac{x_{cl,p-1}}{x_{ul,p}} = \frac{1}{x_{ul,p}} \sum_1^{p-1} \Delta x_{cl,i} , \quad 1 < p \leq n \quad (3.10)$$

e:

$$f_{2,p} = \frac{x_{cl,p}}{x_{ll,p}} = \frac{1}{x_{ll,p}} \sum_1^p \Delta x_{cl,i}, \quad 1 < p \leq n \quad (3.11)$$

Assim, no final do ciclo, o deslocamento total da superfície de contato hidrodinâmica será:

$$x_{cl} = x_{cl,n} = f_{2,n} \cdot x_{ll,n} \quad (3.12)$$

Uma vez que foi considerado que a camada limite se inicia no topo do tanque,  $x_0$  e  $x_{cl}$  são, respectivamente, as alturas ideal e real (total) do tanque percorridas pelas superfícies de contato.

A perda de capacidade do tanque pode ser representada pela diferença entre os deslocamentos das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica. Definindo-se  $H_{pcl}$  como a altura equivalente a essa perda, temos:

$$H_{pcl} = x_{cl} - x_0 \quad (3.13)$$

A altura útil do tanque definida em 1.4.1, no caso do escoamento laminar, é justamente  $x_0$ . Definindo-se agora o índice de perdas  $I_{pl}$ , como a relação entre a perda de capacidade do tanque e a capacidade útil do mesmo, tem-se:

$$I_{pl} = 100 \frac{H_{pcl}}{H_{\acute{u}til}} = 100 \frac{x_{cl} - x_0}{x_0} \quad (3.14)$$

Podemos também definir o rendimento de descarga,  $\eta_{dl}$ , relacionando a capacidade útil do tanque com a capacidade disponível no início do processo. Essas capacidades podem ser representadas pelas alturas útil e real do tanque; assim:

$$\eta_{dl} = 100 \frac{H_{\acute{u}til}}{H_{total}} = 100 \frac{x_0}{x_0 + H_{pcl}} \quad (3.15)$$

O rendimento e o índice de perdas estão relacionados pela equação abaixo:

$$\eta_{dl} = 100 \frac{100}{100 + I_{pl}} \quad (3.16)$$

A tabela 3.1 mostra os valores de  $\eta_{dl}$ ,  $l_{pl}$  e  $H_{pcl}$  para uma instalação com perfil de carga térmica e capacidades do resfriador e do tanque conforme mostrado na figura 1.3. A vazão de descarga é de 135 m<sup>3</sup>/s, constante durante as 3 horas de duração do ciclo. Foram analisados tanques cujos escoamentos tinham  $Re_{\varnothing} = 1500$ , 2000 e 2300.

No exemplo da tabela 3.1, os deslocamentos das superfícies de contato são muito pequenos e pode-se considerar que a movimentação relativa das partículas do fluido é desprezível durante as 3 horas do ciclo de descarga. Esta consideração pode sugerir que o efeito condutivo de transferência de calor, devido à diferença de temperatura das massas de água, cause perda de capacidade do tanque.

**Tabela 3.1** - Valores dos deslocamentos das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica ao final do ciclo de descarga da instalação da figura 1.3 - escoamento laminar

$Re_{\varnothing}$	$\varnothing_T$ [m]	$U_0$ [m/s]	$x_{il}$ [m]	$x_0$ [m]	$x_{cl}$ [m]	$H_{pcl}$ [m]	$l_{pl}$ [%]	$\eta_{dl}$ [%]
1500	20,3	$1,16 \times 10^{-4}$	1521	1,25	1,27	0,02	1,6	98,43
2000	15,2	$2,06 \times 10^{-4}$	1521	2,23	2,28	0,05	2,24	97,81
2300	13,2	$2,73 \times 10^{-4}$	1521	2,95	3,04	0,09	3,05	97,04

Para massas de água em contato em condição estática, a transferência de calor por condução provoca uma região de gradiente de temperatura. A eq.(A.7), deduzida no Apêndice A, permite determinar a espessura dessa região na massa de água fria:

$$y_{Ff} = 4 \sqrt{\alpha_f \cdot t} \quad (\text{A.7})$$

Essa espessura será a altura equivalente da perda devida à condução de calor. Para  $T_f = 4$  °C, temos  $\alpha_f = 1,37 \times 10^{-7}$  m<sup>2</sup>/s. Na eq.(A.7),  $t$  é o intervalo de tempo a partir do instante em que as massas de água entram em contato. Neste caso,  $t$  é a duração do ciclo de descarga. Assim:

$$y_{Ff} = 4 \cdot (1,37 \cdot 10^{-7} \cdot 10800)^{1/2} = 0,15 \text{ m}$$

Essa espessura tem a mesma ordem de grandeza da altura de perda da camada limite. Assim, este resultado não pode ser considerado válido, pois durante o escoamento, o efeito da camada limite faz com que a espessura da região de gradiente se alongue, diminuindo a intensidade da transferência de calor. Em conseqüência disso, a altura final de perdas será menor que a soma das alturas de perdas dos efeitos separados. Se considerarmos ainda a mistura que pode ocorrer no início do processo, a condução de calor se iniciará já com um gradiente de temperatura finito (na dedução da eq. (A.7) considerou-se  $dT/dy_f = \infty$  em  $t = 0$ ) e seu efeito será ainda menor.

Também nota-se no exemplo, que o escoamento laminar acarreta relações de aspecto (diâmetro/altura) desproporcionais. Mesmo para  $Re_\phi = 2300$ , as dimensões do tanque não são usuais. Geralmente, adota-se uma altura maior, para se reduzir o espaço ocupado em planta, que é quase sempre limitado em uma instalação. Desta forma, raramente se dimensionará um tanque com escoamento laminar em termoacumulação total de curta duração.

## 3.2 TERMOACUMULAÇÃO TOTAL – ESCOAMENTO TURBULENTO

### 3.2.1 Escoamento sem perda de capacidade inicial

Os procedimentos para análise do efeito da camada limite turbulenta é análogo ao adotado no estudo da camada limite laminar. Todas as hipóteses daquele estudo, exceto a hipótese  $d$ , também serão consideradas aqui. A equação que relaciona a velocidade axial com a distância, a partir do início da camada limite, e a equação do comprimento hidrodinâmico de entrada são dadas abaixo (vide Apêndice C):

$$\frac{U}{U_0} = (17,8f + 1)^{0,08} \quad (\text{C.19})$$

$$x_{lt} = 0,623 Re_\phi^{1/4} \phi \quad (\text{C.12})$$

A eq.(C.19) tem validade para  $f < 0,9$ . Partindo da eq. (3.2), apenas substituindo  $x_{cl}$  por  $x_{ct}$  e  $x_{ll}$  por  $x_{lt}$ , obtém-se a equação que relaciona dois instantes  $t_1$  e  $t_2$ , dentro dos quais a vazão de descarga é constante, com as distâncias tomadas a partir do início da formação da camada limite:

$$\frac{U_0(t_2 - t_1)}{x_{lt}} = \left[ \frac{(17,8f + 1)^{0,92}}{16,376} \right]_{f_1}^{f_2} \quad (3.17)$$

Assim como no caso laminar, quando a vazão não for constante durante o ciclo de descarga, deve-se dividir a duração do ciclo em  $n$  intervalos, com vazões  $Q_i$  constantes. Tem-se, portanto, para cada intervalo  $i$ :

$$\frac{U_{0,i}(t_{2,i} - t_{1,i})}{x_{lt,i}} = \left[ \frac{(17,8f + 1)^{0,92}}{16,376} \right]_{f_{1,i}}^{f_{2,i}} \quad (3.18)$$

Para o deslocamento ideal em cada intervalo utiliza-se a eq.(3.6). O deslocamento da superfície de contato hidrodinâmica,  $\Delta x_{ct,i}$ , em cada intervalo, será:

$$\Delta x_{ct,i} = (f_{2,i} - f_{1,i})x_{lt,i} \quad (3.19)$$

E o deslocamento real acumulado no final de um intervalo  $p$ :

$$x_{ct,p} = \sum_1^p \Delta x_{ct,i} , \quad 1 \leq p \leq n \quad (3.20)$$

Têm-se ainda, em um dado intervalo  $p$ :

$$f_{1,p} = \frac{x_{ct,p-1}}{x_{lt,p}} = \frac{1}{x_{lt,p}} \sum_1^{p-1} \Delta x_{ct,i} , \quad 1 < p \leq n \quad (3.21)$$

e:

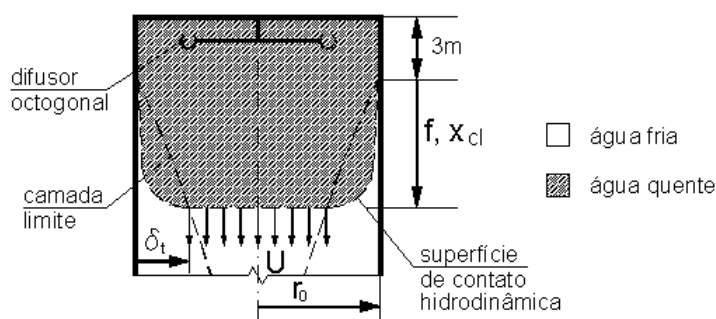
$$f_{2,p} = \frac{x_{ct,p}}{x_{lt,p}} = \frac{1}{x_{lt,p}} \sum_1^p \Delta x_{ct,i} , \quad 1 < p \leq n \quad (3.22)$$

No final do ciclo, o deslocamento da superfície de contato hidrodinâmica, a partir do início da camada limite, será:

$$x_{ct} = x_{ct,n} = f_{2,n} \cdot x_{lt,n} \quad (3.23)$$

No escoamento turbulento, mais que no laminar, a introdução da água quente não é feita com velocidade uniforme na área transversal junto ao topo do tanque. Como o comprimento de entrada é consideravelmente menor que o do escoamento laminar, a hipótese de se considerar o início da camada limite turbulenta no topo do tanque não é adequada. Observações experimentais (ASHRAE, 2003) indicam que a influência do difusor de entrada na mistura das massas de água, ocorre até os primeiros três metros do mesmo, passando a ser desprezível a partir daí. Com base nesta constatação, será considerado que o escoamento torna-se uniforme após 3 metros do topo do tanque, como mostra a figura 3.3.

Será considerado ainda que a massa de água introduzida no tanque se desloca com velocidade média, até atingir a superfície de início da camada limite. Desta forma, para obtermos a altura total do tanque, devemos somar 3 metros no valor de  $x_{ct}$ .



**Figura 3.3** – Identificação das variáveis da camada limite turbulenta em um tanque vertical

O deslocamento ideal é ainda obtido da eq.(3.7), apenas notando que, para esse deslocamento, existe um intervalo de tempo anterior aos intervalos do deslocamento real, em que a superfície de contato ideal se desloca 3 metros até atingir o início da camada limite turbulenta.

A altura equivalente da perda devida à camada limite, o índice de perdas e o rendimento de descarga são, respectivamente:



$$H_{pct} = x_{ct} + 3 - x_0 \quad (3.24)$$

$$I_{pt} = 100 \frac{H_{pct}}{x_0} = 100 \frac{H_{pct}}{x_{ct} + 3 - H_{pct}} \quad (3.25)$$

$$\eta_{dt} = 100 \frac{100}{100 + I_{pt}} \quad (3.26)$$

A tabela 3.2 mostra os valores de  $\eta_{pt}$ ,  $I_{pt}$  e  $H_{pct}$  para a mesma instalação proposta para o regime laminar. Foram analisados tanques com  $\varnothing = 6$  m, 7,5 m e 9,5 m. Para o diâmetro de 9,5 m temos  $Re_{\varnothing} = 3201$ , portanto, fora das faixas de aplicação das equações dos escoamentos laminar e turbulento. É interessante notar que, para o caso analisado, ao aplicarmos as equações do escoamento laminar para  $\varnothing = 6$  m, obtemos  $I_{pl} = 5.29\%$  e  $H_{pcl} = 0,30$  m, que são valores mais críticos que os apresentados na tabela 3.2, que foram obtidos com a aplicação das equações do escoamento turbulento. Isto acontece devido ao fato de termos considerado que nenhuma perda ocorre antes do início da formação da camada limite turbulenta, a 3 metros do topo do tanque.

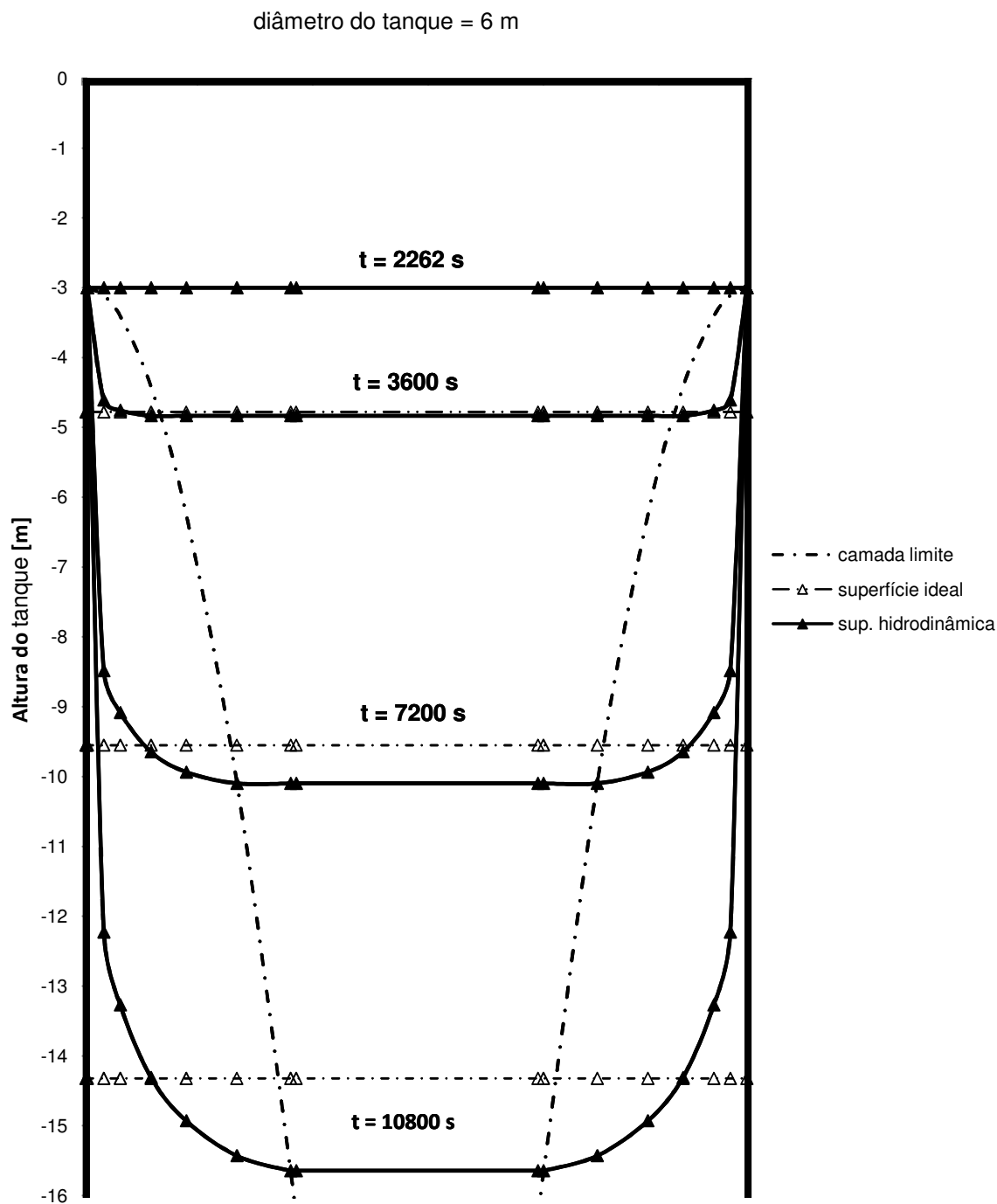
**Tabela 3.2** - Valores dos deslocamentos das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica ao final do ciclo de descarga da instalação da figura 1.3 - escoamento turbulento

$Re_{\varnothing}$	$\varnothing_T$ [m]	$U_0$ [m/s]	$x_{lt}$ [m]	$x_0$ [m]	$x_{ct}$ [m]	$H_{pct}$ [m]	$I_{pt}$ [%]	$\eta_{dt}$ [%]
5068	6	$1,33 \times 10^{-3}$	31,5	14,32	12,64	1,32	9,22	91,56
4055	7,5	$8,49 \times 10^{-4}$	37,3	9,17	6,61	0,44	4,80	95,42
3201(*)	9,5	$5,29 \times 10^{-4}$	-	5,71	2,81(*)	0,1(*)	1,75(*)	98,28(*)

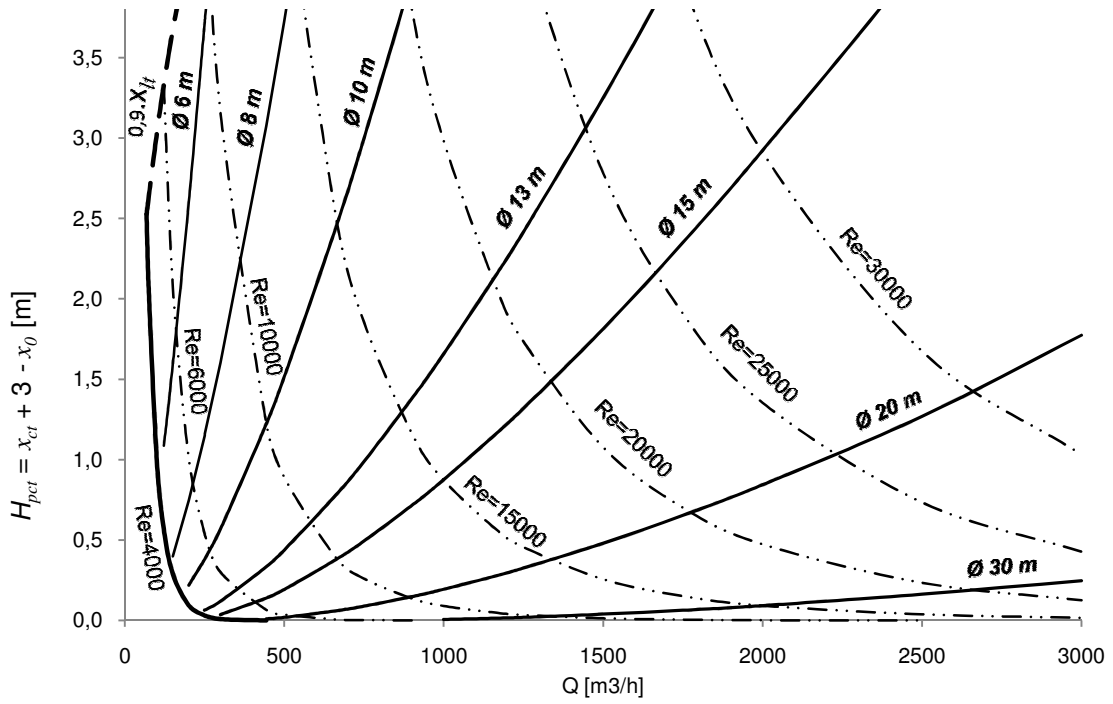
Para a altura total do tanque, somar 3m nos valores de  $x_{ct}$   
 (\*) fora da faixa de aplicação ( $Re_{\varnothing} < 4000$ )

A figura 3.4 mostra uma simulação do avanço das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica ao longo da altura do tanque, para o exemplo da figura 1.3 com diâmetro do tanque de 6 m.

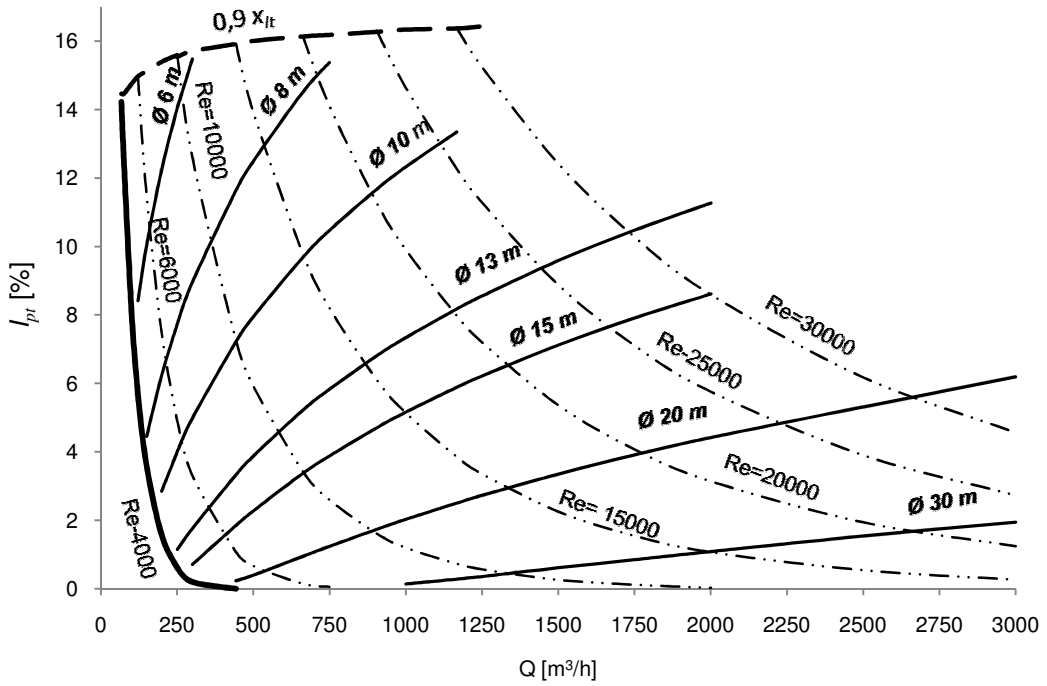
A figura 3.5 mostra a altura equivalente de perda de capacidade em um ciclo de descarga com duração de 3 horas e vazão constante, para uma faixa ampla de vazão, parametrizada pelo diâmetro do tanque e pelo número de Reynolds. A figura 3.6 mostra o índice de perdas, para a mesma faixa de vazão, diâmetro e número de Reynolds.



**Figura 3.4** – Deslocamentos das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica para um período de descarga de 3 h, com vazão constante ( $Re_0=5068$ )



**Figura 3.5** - Altura equivalente de perda para um ciclo de descarga de 3 h em um tanque vertical, devida à formação da camada limite turbulenta

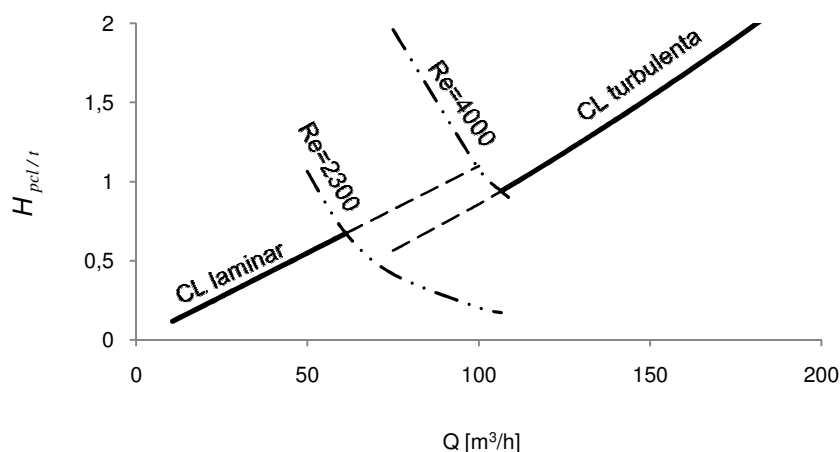


**Figura 3.6** - Índice de perdas de um tanque vertical durante o ciclo de descarga de 3 h com escoamento turbulento

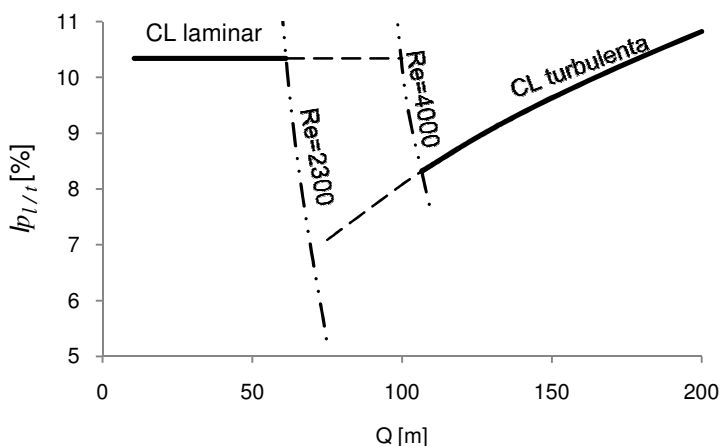
As partículas do fluido em um escoamento turbulento não se mantêm sobre uma linha de fluxo e, portanto, a superfície de contato hidrodinâmica mostrada na figura 3.4, dentro da camada limite não corresponde à realidade. Através dessa superfície há fluxo de partículas de água fria para o volume de água quente e vice-versa. O resultado é a formação de um gradiente de temperatura, devido à mistura das massas de água que ocorre acima da superfície de contato hidrodinâmica no núcleo.

### *Termoacumulação em cargas parciais*

Há instalações em que a carga térmica é muito dependente das condições climáticas, variando consideravelmente ao longo do ano. Desta forma, em períodos de cargas parciais, a vazão de descarga pode diminuir a ponto de mudar o regime de escoamento do tanque. As figuras 3.7 e 3.8 permitem analisar, para o tanque de 6 metros de diâmetro, como variam a perda de capacidade e o índice de perdas em função da vazão de descarga, em um período de 3 horas.



**Figura 3.7** - *Varição da perda de capacidade em função da vazão para um ciclo de descarga de 3 h em um tanque com 6 m de diâmetro*

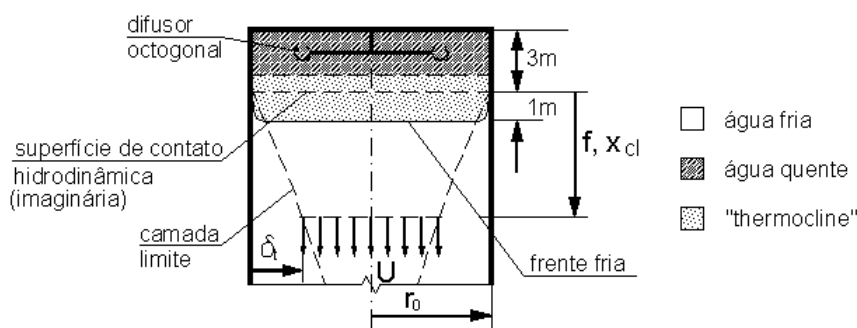


**Figura 3.8** - Variação do índice de perda em função da vazão para um ciclo de descarga de 3 h em um tanque com 6 m de diâmetro

### 3.2.2 Escoamento com perda de capacidade inicial

A consideração feita anteriormente, de que as superfícies de contato ideal e hidrodinâmica se deslocam com a mesma velocidade média do escoamento, nos primeiros 3 metros do tanque, parece ser um tanto artificial. Se o efeito da introdução da água quente no tanque não permite a formação da camada limite turbulenta antes desses 3 metros, então esse efeito deve ser considerado na análise do desempenho do tanque. Consideremos, pois, o caso em que a água quente, ao ser introduzida no tanque, provoca a mistura parcial das massas de água. A altura equivalente de perda devida a essa mistura ( $ELH$  ou  $H_{pm}$ ) pode ser estimada, no caso de utilização de um difusor octogonal simples, pela eq.(2.8), de Bahnfleth et al. (2003). Para a vazão de descarga dos exemplos anteriores de  $135 \text{ m}^3/\text{h}$ , a tabela 2.2 apresenta os valores de perda para alguns diâmetros do tanque. Esses valores são muito próximos para diâmetros bem diferentes. Desta forma, pelos resultados da eq.(2.8), poderíamos escolher qualquer dos diâmetros citados, esperando um resultado de perdas da ordem dos valores mostrados na tabela 2.2, enquanto a tabela 3.2, que considera apenas os efeitos do escoamento, mostra valores diferentes. E qual seria o resultado dos efeitos da mistura e do escoamento combinados? Esta será a finalidade agora: verificar como a camada limite influencia o desempenho do tanque, quando já existe uma perda de capacidade no início do escoamento.

Considera-se que a perda devida à mistura das massas de água se forme nos primeiros 3 m a partir do topo do tanque, conforme já discutido. A figura 3.9 ilustra a situação proposta, adotando-se a perda inicial equivalente a 1 metro. No caso sem mistura, a água utilizável se encontraria imediatamente abaixo da superfície de contato hidrodinâmica. Como há mistura, a superfície de contato hidrodinâmica, agora imaginária, está representada por uma linha tracejada. A água utilizável se encontra logo abaixo da superfície identificada como *frente fria de temperatura*. A distância entre a frente fria e a superfície de contato hidrodinâmica imaginária, inicialmente de 1 metro, será sempre a altura equivalente de perdas.

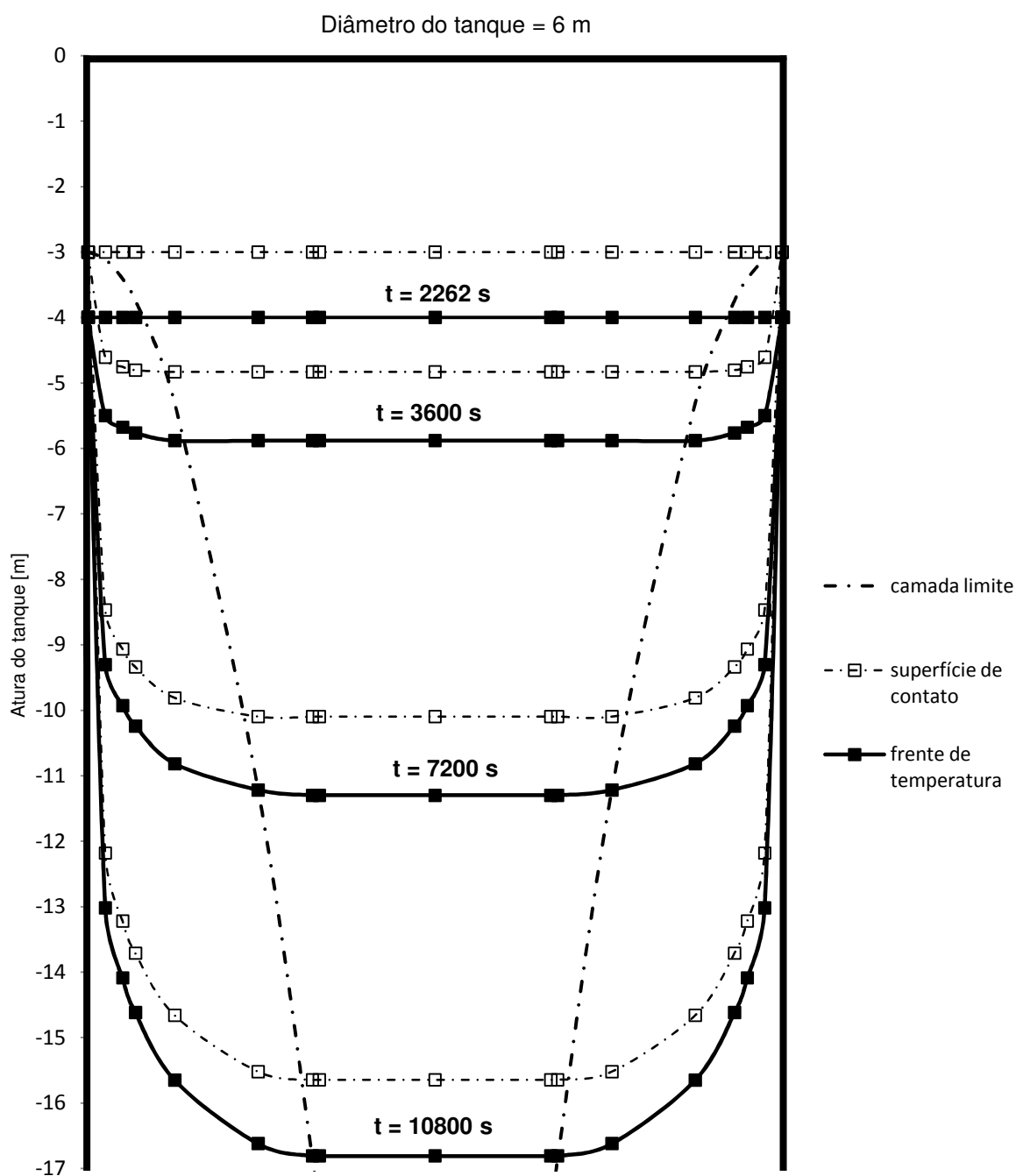


**Figura 3.9** – Identificação das variáveis da camada limite turbulenta em um tanque, com mistura das massas de água

O procedimento para se determinar a perda devida ao escoamento é análogo ao utilizado no caso de não haver a mistura inicial, devida ao difusor. A diferença é que agora  $f$  não se refere mais à superfície de contato hidrodinâmica e sim, à superfície da frente fria de temperatura. A tabela 3.3 mostra os valores da altura equivalente de perdas, decorrentes dos efeitos da mistura e da camada limite combinados, para o mesmo exemplo anterior e diâmetros indicados. Como a frente fria está adiantada 1 metro em relação à superfície de contato hidrodinâmica (imaginária), ela possui velocidade inicial maior e, no final de 3 horas terá percorrido uma distância também maior. Assim, a altura de perdas dos efeitos combinados será maior que a soma das alturas dos efeitos separados. A figura 3.10 mostra a simulação do avanço da superfície de contato hidrodinâmica e da frente fria ao longo da altura do tanque com diâmetro de 6 metros.

**Tabela 3.3** - Altura de perda equivalente devida aos efeitos combinados de escoamento e mistura - escoamento turbulento

$Re_{\theta}$	$\varnothing_T$ [m]	$H_{pct}$ efeito da camada limite [m]	$H_{pm}$ efeito da mistura [m]	$H_p$ efeitos combinados [m]
5068	6	1,32	1,0	2,48
4055	7,5	0,44	1,0	1,57



**Figura 3.10** – Deslocamentos das superfícies de contato hidrodinâmica e da frente de temperatura para um período de descarga de 3 h, com vazão constante ( $Re_{\theta}=5068$ )

### 3.3 TERMOACUMULAÇÃO MISTA

Na termoacumulação mista, o tanque complementa a capacidade do resfriador na maior parte do tempo (termoacumulação parcial) e assume toda a carga térmica da instalação no período de ponta elétrico (termoacumulação total). O processo neste último período será identificado como termoacumulação mista total, para se evitar confusão com a termoacumulação total do item 3.2.

O diâmetro de um tanque deve ser dimensionado considerando-se a vazão máxima de descarga, que ocorre no período de termoacumulação mista total. Porém, diferentemente do que foi visto nos itens anteriores, na termoacumulação mista, a descarga máxima ocorre quando a superfície de contato hidrodinâmica se encontra distante do início da camada limite, com a velocidade do núcleo bem maior que a velocidade média. Essa situação também ocorre em uma boa parte do período da termoacumulação parcial.

Para análise deste caso, será utilizado o exemplo de uma instalação com perfil de carga térmica e capacidades do resfriador e do tanque conforme mostrado na figura 1.4. As temperaturas da água fria e quente são, respectivamente 4 °C e 15 °C. Será considerado apenas o efeito da camada limite, valendo portanto, as hipóteses feitas no caso do escoamento laminar e no caso do escoamento turbulento sem mistura das massas de água no início do processo.

Durante o período da termoacumulação parcial, o escoamento será sempre laminar. A tabela 3.4. resume os resultados de cálculo para  $\varnothing = 6,0$  m; nesta tabela  $\Delta H_{pcl}$  é a altura de perda referente ao período considerado e  $H_{pcl}$  a altura de perda acumulada desde o início do ciclo. A tabela 3.5 mostra os valores gerais para os diâmetros indicados.

As alturas de perdas foram consideráveis para o escoamento laminar, em comparação com os resultados obtidos na termoacumulação total (tabela 3.1). Na termoacumulação parcial, no período das 16 às 17 h ( $Re_{\varnothing} = 2110$ ), a perda foi de 0,5 m, contra apenas 0,09 m em um período de 3 horas da termoacumulação total ( $Re_{\varnothing} = 2300$ ). Esta diferença é explicada pelo fato que, naquele caso, a altura do tanque era de apenas 0,2% do comprimento hidrodinâmico de entrada correspondente. No período das 16 às 17 h da termoacumulação parcial, devido à menor vazão, o comprimento de entrada era bem menor (cerca de 42% do caso anterior) e a superfície de contato se encontrava a 2% do mesmo. Isto acarretou



velocidade da superfície de contato hidrodinâmica cerca de 10% maior na termoacumulação parcial.

**Tabela 3.4** - *Altura equivalente de perda em tanque com diâmetro de 6m - termoacumulação parcial – escoamento laminar*

Período [h]	$Re_{\varnothing}$	$U_0$ [10 <sup>-4</sup> m/s]	$x_{ll}$ [m]	$\Delta x_0$ [m]	$\Delta x_{cl}$ [m]	$\Delta H_{pcl}$ [m]	$H_{pcl}$ [m]	$x_{cl}$ [m]
7 – 8	640	1,67	192	0,60	0,63	0,03	0,03	0,63
8 – 9	741	1,97	222,4	0,70	0,77	0,07	0,10	1,40
9 – 10	893	2,36	268	0,84	0,96	0,12	0,22	2,36
10 – 11	994	2,63	298,4	0,94	1,09	0,15	0,37	3,45
11 – 12	1248	3,29	374,5	1,18	1,38	0,20	0,57	4,83
12 – 13	1502	3,96	450,5	1,42	1,68	0,26	0,83	6,51
13 – 14	1806	4,75	541,7	1,70	2,04	0,34	1,17	8,55
14 – 15	1907	5,02	572,1	1,80	2,19	0,39	1,56	10,74
15 – 16	2008	5,28	602,6	1,89	2,34	0,45	2,01	13,08
16 – 17	2110	5,55	633	1,99	2,49	0,5	2,51	15,57

**Tabela 3.5** - *Altura equivalente de perda - termoacumulação parcial – escoamento laminar*

$\varnothing_T$ [m]	$x_0$ [m]	$x_{cl}$ [m]	$H_{pcl}$ [m]
6	13,06	15,57	2,51
7,5	8,35	9,61	1,26
9,5	5,20	5,78	0,58

A posição da superfície de contato hidrodinâmica é importante na determinação da perda de capacidade e, na termoacumulação mista, a passagem da termoacumulação parcial para a total ocorre em uma situação muito mais crítica, pois o escoamento turbulento se inicia a 40% do comprimento de entrada correspondente. A tabela 3.6. resume os resultados de cálculo da termoacumulação mista total para  $\varnothing = 6,0$  m. Comparado com valores da tabela 3.2, houve um aumento 1,92 metros na altura de perda, para o mesmo intervalo de tempo.  $H_{pcm}$  é a

altura de perda acumulada desde o início do ciclo, incluindo a perda da termoacumulação parcial.

Como no escoamento turbulento considera-se que a camada limite se inicia a 3 metros do topo do tanque, para se determinar a altura mínima do tanque deve-se somar esse valor aos resultados de  $x_{ct}$ . O índice de perdas total da termoacumulação mista,  $I_{pcm}$ , é calculado utilizando-se os resultados finais da termoacumulação mista total, conforme mostrado abaixo:

$$I_{pcm} = 100 \frac{H_{pcm}}{x_0} = 100 \frac{H_{pcm}}{x_{ct} + 3 - H_{pcm}} \quad (3.27)$$

A tabela 3.7 mostra os valores gerais para os diâmetros indicados. O diâmetro de 9,5 metros apresentou escoamento fora da faixa de aplicação, pois o escoamento se encontra no regime de transição. Os valores apresentados para esse diâmetro são, portanto, apenas estimativos.

**Tabela 3.6** - *Altura equivalente de perda em tanque com diâmetro de 6 m – termoacumulação mista total - escoamento turbulento*

Período [h]	$Re_{\varnothing}$	$U_0$ [10 <sup>-3</sup> m/s]	$x_{lt}$ [m]	$\Delta x_0$ [m]	$\Delta x_{ct}$ [m]	$\Delta H_{pct}$ [m]	$H_{pcm}$ [m]	$x_{ct}$ [m]
17 – 18	5068	1,326	31,5	4,77	5,72	0,95	3,46	18,29
18 – 19	5068	1,326	31,5	4,77	5,86	1,09	4,55	24,15
19 – 20	5068	1,326	31,5	4,77	5,97	1,20	5,75	30,12

Para a altura total do tanque, somar 3 m no valor de  $x_{ct}$

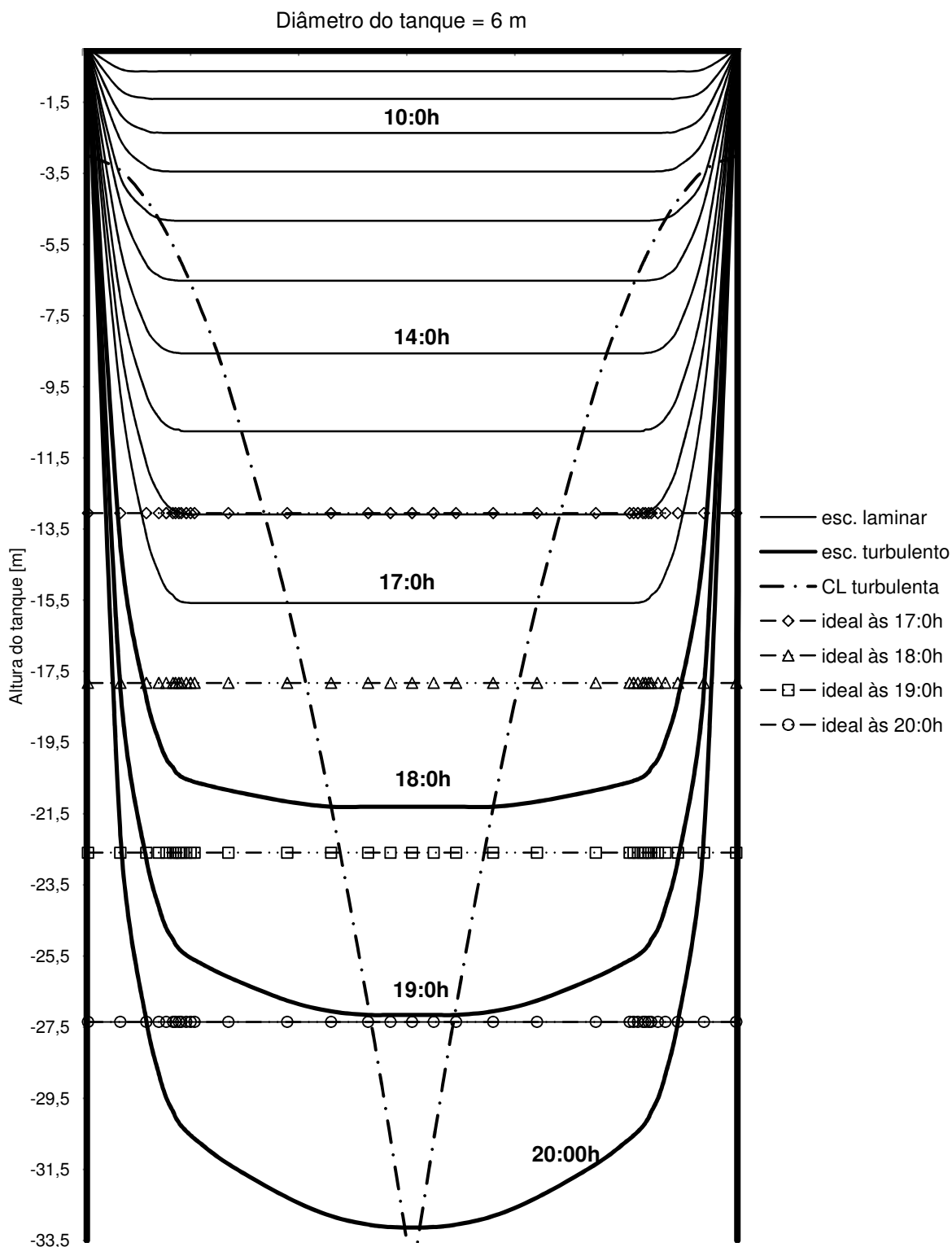
**Tabela 3.7** - *Altura equivalente de perda - termoacumulação mista total – escoamento turbulento*

$\varnothing_T$ [m]	$x_0$ [m]	$x_{ct}$ [m]	$\Delta H_{pct}$ [m]	$H_{pcm}$ [m]	$I_{pcm}$ [%]	$\eta_{dm}$ [%]
6	27,37	30,12	3,24	5,75	21,0	82,64
7,5	17,52	17,26	1,48	2,74	15,64	86,48
9,5	10,91	9,06 (*)	0,57(*)	1,15(*)	10,54	90,46

Para a altura total do tanque, somar 3 m nos valores de  $x_{ct}$

(\*)  $Re_{\varnothing}$  fora da faixa (regime de transição) – valores estimativos

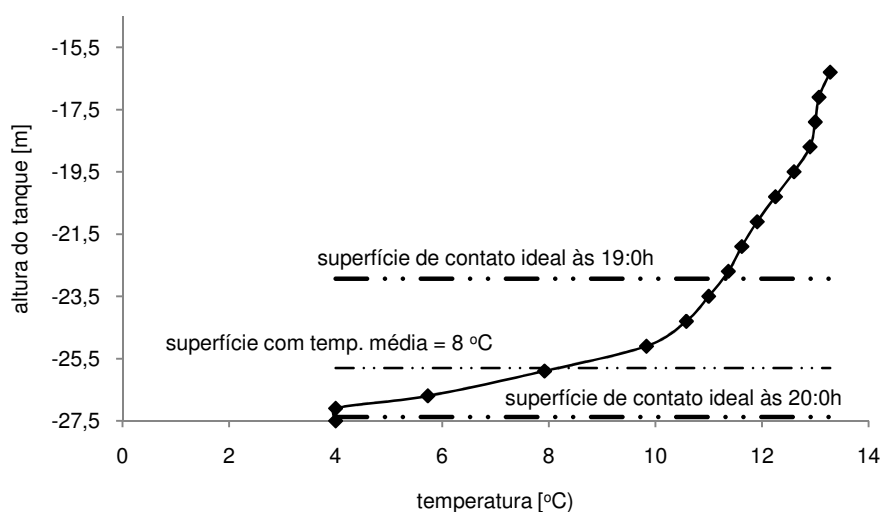
A figura 3.11 mostra uma simulação do avanço das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica ao longo da altura do tanque de 6 metros de diâmetro, para o exemplo da termoacumulação mista.



**Figura 3.11** – Deslocamentos das superfícies de contato ideal e hidrodinâmica durante o período de descarga de um tanque em uma instalação de termoacumulação mista ( $\varnothing_T = 6$  m)

### Capacidade disponível na região do gradiente de temperatura

Considerando que fosse possível a disposição das massas de água dentro do tanque conforme mostra a figura 3.11, poderíamos dividir a altura do tanque em várias lâminas d'água de pequena espessura e calcular a temperatura média da água em cada uma delas (temperatura da mistura das massas de água). A figura 3.11 mostra a distribuição dessas temperaturas às 19:0h, para  $T_f = 4\text{ °C}$  e  $T_q = 15\text{ °C}$ . Caso não fosse computada na altura do tanque, a altura equivalente de perdas de 5,75 m (vide tabela 3.7), esses seriam os valores estimados da temperatura da vazão de descarga do tanque, durante a última hora do período de descarga.



**Figura 3.12** – Distribuição da temperatura média do tanque

A altura equivalente de perda, porém, refere-se ao caso em que a temperatura de fornecimento de água para os condicionadores ( $T_s$ ) é igual à temperatura de armazenagem, ou seja,  $4\text{ °C}$ . Se essa temperatura fosse de  $8\text{ °C}$ , haveria dentro da altura equivalente de perdas um volume de água de aproximadamente 1,1 metros, ainda utilizável. Nesse volume, a temperatura média seria de aproximadamente  $6,2\text{ °C}$ , representando uma capacidade de absorver energia de 80% em relação ao mesmo volume à  $4\text{ °C}$ . A utilização da temperatura maior da alimentação de água do circuito secundário representaria, então, uma redução de 15% na perda de capacidade do tanque.

## 4 DISCUSSÃO

### *Características do escoamento*

Para estudo do escoamento dentro do tanque adotou-se um modelo simplificado, no qual não foram considerados a mistura das massas de água e o efeito da diferença de densidade das mesmas (exceto para estratificação). Esse modelo está representado nas figuras 3.4, 3.10 e 3.11. Observa-se dessas figuras que, dentro da camada limite, forma-se uma coluna de água fria que se mantém separada da água quente pela superfície de contato.

Conforme já mencionado anteriormente (item 3.2), a movimentação das partículas de um fluido em um escoamento turbulento não é uniforme. Assim, haverá fluxo através da superfície (hipotética) de contato. E, como através da camada limite hidrodinâmica há fluxo para o núcleo, a massa de água fria que atravessa a superfície de contato também atingirá o núcleo. Os efeitos viscosos, portanto, causam a mistura das massas de água, durante todo o período do ciclo de descarga.

Más não são apenas os efeitos viscosos que provocam a mistura no ciclo de descarga. A coluna de água fria, por ser mais densa, escoará através da superfície de contato em direção à água quente (na verdade a ação da gravidade nem permitirá a formação de tal coluna da forma mostrada nas figuras). O efeito da diferença de densidade, portanto, age no mesmo sentido dos efeitos viscosos, o que auxilia o aumento da velocidade no núcleo. O resultado é que o perfil radial de velocidade irá se formar mais rapidamente e o comprimento hidrodinâmico de entrada será menor que aquele que se formaria se não houvesse diferença de temperatura.

### *O escoamento no ciclo de carga*

Embora este trabalho se refira ao efeito do escoamento na descarga do tanque, os resultados obtidos permitem uma análise prévia do que acontece no período de carga de um tanque, quando o fluxo é ascendente, com água fria

entrando pela base do tanque e a água quente saindo pelo topo. O modelo simplificado conduzirá a um resultado semelhante aos das figura mencionadas, porém, com a posição invertida. A coluna de água quente se encontrará junto à parede do tanque, envolvendo a coluna de água fria. O efeito da diferença de densidade tende a gerar um fluxo da água fria em direção à água quente, se contrapondo ao fluxo devido às forças viscosas. Em conseqüência disto, uma vazão menor de água fluirá da camada limite para o núcleo e a massa de água do núcleo será menos acelerada que no caso da descarga. Isto aumentará o comprimento hidrodinâmico de entrada e o efeito do escoamento causará uma perda de capacidade menor que aquela do ciclo de descarga.

#### *O comprimento hidrodinâmico de entrada turbulento*

Neste trabalho, utilizou-se o comprimento de entrada calculado pela eq.(C.12) sugerida por Latzko (Kays e Crawford, 1993a), que considera o desenvolvimento da camada limite turbulenta desde o início do escoamento.

A maioria da literatura adota o comprimento de entrada sendo superior a 10 vezes o diâmetro do tubo. A eq.(C.12) somente atinge esse valor para  $Re_{\phi} > 66.000$ , que é bem acima dos valores normais para escoamento em tanques de termoacumulação. Como observação, vale mencionar que o problema do comprimento de entrada sempre foi tratado do ponto de vista da transferência de calor. Como o mesmo é geralmente nocivo à transferência (baixo coeficiente de película), adotar-se um valor grande é sempre uma prática a favor a segurança e não compromete o investimento, já que os diâmetros dos tubos de um trocador de calor são de pequena dimensão.

Bhatti e Shah (apud Shah e Sekulic, 2003) propõem a equação abaixo, para  $Re_{\phi}$  a partir de 10.000:

$$x_{lt} = 1,359 Re_{\phi}^{1/4} \cdot \phi \quad (4.1)$$

Porém, para atingir esse comprimento, o escoamento começa com camada limite laminar, passando pela transição, até atingir a camada limite turbulenta. Esta condição é obtida para escoamento estável, sem vibração e velocidade uniforme em

tubos com entrada suave. Não é o caso de escoamentos em tanques. Também, por se tratar de um comprimento “híbrido”, não poderia ser utilizado diretamente.

De qualquer forma, nenhuma condição de escoamento é integralmente atendida pelos escoamentos em tanques. E ainda tem o efeito da gravidade, que não é considerado na dedução dos comprimentos de entrada mencionados acima. Por isso, na tentativa de se compensar a não uniformidade inicial do escoamento, foi adotado que a camada limite se inicia a partir de 3 metros do topo do tanque. Os resultados quantitativos obtidos ficam, portanto, passíveis de correções em função de uma determinação mais real do comprimento hidrodinâmico de entrada e do perfil de velocidades.

#### *Medidas experimentais do comprimento equivalente de perdas*

Muitos estudos utilizaram-se de dados experimentais, quer para conclusões da influência de parâmetros adimensionais, quer para validação de modelos matemáticos, como no caso de Bhanfleth et al. (2003). E a perda de capacidade é sempre atribuída ao difusor de entrada. Porém, dependendo da posição em que as medidas das alturas de perda forem feitas, os resultados podem corresponder, não somente à perda devida ao difusor, mas sim à perda devida aos efeitos combinados da mistura e do escoamento (vide item 3.2.2 e figura 3.10).

Além disso, a mistura das massas de água provocada pelo escoamento se dá próxima à parede do tanque. Sensores de temperatura colocados nesta região medirão a temperatura de uma massa de água dentro da camada limite, que pode não ser representativa de toda a massa de água da seção considerada (vide figuras 3.4, 3.10 e 3.11).

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES

- a) Os efeitos viscosos causam o avanço da superfície de contato hidrodinâmica em relação à superfície de contato ideal, a qual se desloca com a velocidade média de descarga. Esse avanço constitui uma perda de capacidade e deve ser considerado no dimensionamento da altura total do tanque, para que a água quente não atinja o difusor de saída antes do final do ciclo de descarga. O número de Reynolds referente ao diâmetro do tanque  $Re_{\varnothing}$ , e o adimensional  $f$  - eq.(3.1) – que relaciona, no modelo simplificado, a posição da superfície de contato hidrodinâmica das massas de água (e no caso real, a frente fria de temperatura) com o comprimento de entrada hidrodinâmico, se mostraram fundamentais no estudo da perda de capacidade devida ao escoamento;
- b) A zona do gradiente de temperatura, gerada pela mistura das massas no início do processo, é aumentada devida aos efeitos viscosos que formam a camada limite hidrodinâmica durante o escoamento, e esses efeitos tornam-se maiores, quanto mais se afasta do topo do tanque. Assim, estudos paramétricos para determinação da perda de capacidade do tanque deveriam levar em consideração, não somente os parâmetros referentes ao difusor de entrada, mas também o número de Reynolds relativo ao diâmetro,  $Re_{\varnothing}$  e o adimensional  $f$ ;
- c) A idéia de que “um tanque alto é desejável para a estratificação [...]” (ASHRAE, 2007) deve ser vista com reserva. Pode-se, baseado nessa idéia e, incentivado pela estimativa da altura de perdas obtida dos estudos de Bahnfleth et al. (2003), adotar-se o diâmetro de 6 metros para a instalação proposta na figura 1.4, se a situação exigir uma menor área em planta. Neste trabalho, considerou-se propositalmente um tanque com diâmetro de 6 metros, para evidenciar o efeito do escoamento na formação da altura de perdas. Essa altura, para o referido diâmetro, foi cerca de 5 vezes maior que a altura que se formaria em um tanque de 9,5 metros. A relação entre altura do tanque e o comprimento hidrodinâmico de entrada (vide eq.(3.1)), deveria ser um dos primeiros critérios na escolha dos possíveis diâmetros do tanque. Fica aqui a sugestão da realização de estudos experimentais que comprovem a influência dos adimensionais  $Re_{\varnothing}$  e  $f$ , bem como



a comparação dos valores de perda de capacidade obtidos de experimentos com os valores calculados pelas equações do capítulo 3.

- d) O efeito do escoamento, conforme mencionado no item *a* desta seção, aumenta a região do gradiente formado pela mistura das massas no início do processo. Porém, a migração de massa de água fria para a região do núcleo, torna as temperaturas dentro da zona do gradiente mais baixas. Assim, se uma temperatura de fornecimento de água para os condicionadores ( $T_s$ , temperatura do circuito secundário) for maior que a temperatura de armazenagem ( $T_f$ ), uma parcela do volume de água na região do gradiente ainda será utilizável, reduzindo-se um pouco as perdas de capacidade (vide exemplo no final do capítulo 3);
- e) O presente trabalho revelou que a formação da camada limite viscosa no escoamento em tanques verticais de termoacumulação, pode ser extremamente danosa à eficiência do sistema. Mesmo no escoamento laminar, em que o comprimento hidrodinâmico de entrada é geralmente muito grande, a influência da camada limite pode ser significativa a 2% desse comprimento. Embora os resultados numéricos tenham sido baseados em equações deduzidas sob hipóteses não integralmente atendidas, devido às particularidades do escoamento, fica claro que um especial cuidado deve ser tomado quanto à escolha da relação diâmetro / altura do tanque;
- f) Finalmente, a condução de calor entre as massas de água quente e fria no tanque não é função da diferença de temperatura dessas massas (vide Apêndice A). Assim, pode-se utilizar a maior diferença possível, para se obter um menor volume de armazenagem e uma melhor condição de estratificação. Também, o gradiente de temperatura formado pela constante mistura das massas de água, torna a transferência de calor por condução desprezível. A perda de capacidade do tanque é, efetivamente, causada pela mistura das massas de água devida ao difusor de entrada e ao avanço acelerado da frente fria de temperatura, devida aos efeitos viscosos.

## REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 2003. 2003 Handbook: heating, ventilating and air conditioning applications. Atlanta: ASHRAE. 1 v.
- ASHRAE, 2007. 2007 Handbook: heating, ventilating and air conditioning applications. Atlanta: ASHRAE. 1 v.
- Bahnfleth, W. P.; Song, J. e Cimbala, J.M., 2003. **Thermal performance of single pipe diffusers stratified chilled water storage tanks (1185 RP)**. ASHRAE Research Project, Final Report.
- Bahnfleth, W. P. e Musser, A., 1998. **Thermal performance of a full scale stratified chilled water storage tank**. ASHRAE Transaction 107(2), p. 377 – 388.
- \_\_\_\_\_.1999. **Parametric study of charging inlet diffuser performance in a stratified chilled water with radial diffusers (1077 RP)**. ASHRAE Research Project, Final Report.
- Cengel, Y. A. e Turner, R. H., 2004. **Fundamentals of thermal-fluid sciences**. 2<sup>nd</sup> Ed. New York: McGraw-Hill. 611 p.
- Fox, R. W. e McDonald, A. T., 2001. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 5<sup>a</sup> ed. Rio de Janeiro: LTC. 504 p.
- Incropera, F. P. e DeWitt, D. P., 2003. **Fundamentos da transferência de calor e massa**. 5<sup>a</sup> ed. Rio de Janeiro: LTC. 698 p.
- Kays, W. M. e Crawford, M. E. 1993a. **Convective heat and mass transfer**. 3<sup>th</sup> Ed. New York: McGraw-Hill. 601 p.
- Kays, W. M. e Crawford, M. E. 1993b. **Convective heat and mass transfer**. 3<sup>th</sup> Ed. New York: McGraw-Hill. p. 84, fig.7-6.
- Montgomery, D. C., 2000. **Design and analysis of experiments**. 5<sup>th</sup> ed. New York: IE-Wiley. 696 p.
- Musser, A. e Bahnfleth, W. P., 1998. **Evolution of temperature distribution in a full scale stratified chilled water storage with radial diffusers**. ASHRAE Transaction 107(1). p. 55-67.
- Schlichting, H. e Gersten, K., 2003. **Boundary layer theory**. 8<sup>th</sup> ed. Berlin: Springer. 801 p.
- Shah, R. K. e Sekulic D. P., 2003. **Fundamentals of Heat Exchanger Design**. Hoboken, NJ : John Wiley & Sons. 941 p.

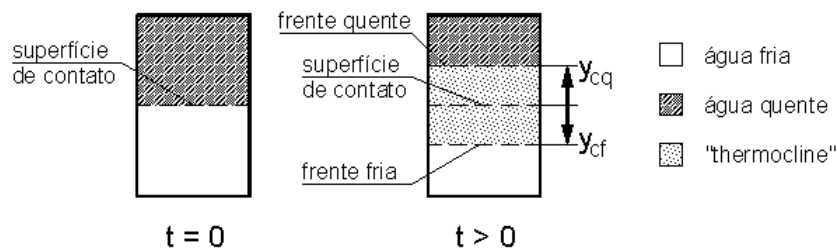
White, F. M., 1991. **Viscous fluid flow**. 2<sup>th</sup> ed. New York: McGraw-Hill. 736 p.

Wildin, M. W. e Truman, C. R., 1989a. **Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks**. Part I: scale model tank. ASHRAE Transactions 95(1). p. 1086-1095.

Wildin, M. W. e Truman, C. R., 1989b. **Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage tanks**. Part II: prototype tank. ASHRAE Transactions 95(1). p. 1096-1105.

## APÊNDICE A – CONDUÇÃO TRANSIENTE DE CALOR ENTRE AS MASSAS DE ÁGUA EM UM TANQUE VERTICAL DE TERMOACUMULAÇÃO – MODELO ESTÁTICO

Quando as massas de água quente e fria dentro de um tanque estão em condição estática (sem escoamento), há transferência de calor por condução, devida à diferença de temperatura. Para analisarmos de que forma essa diferença de temperatura pode influir na perda de capacidade do tanque, consideremos que o tanque seja adiabático e que não houve mistura das massas de água no início do processo, sendo formada uma superfície de contato entre as mesmas, conforme mostra a figura A.1



**Figura A.1** – Modelo estático do tanque de armazenagem

Supondo que as massas de água quente e fria sejam dois corpos homogêneos, com alturas suficientemente grandes, cujas superfícies são colocadas em contato, essas superfícies assumem uma temperatura intermediária  $T_c$ , que permanece constante durante todo o processo de transferência de calor. O fluxo de calor gera superfícies isotérmicas paralelas à superfície de contato, que se deslocam sobre as massas de água quente e fria, formando uma zona de gradiente de temperatura. A temperatura de contato é determinada por (Incropera e DeWitt, 2003):

$$T_c = \frac{T_q \cdot (k_q \cdot \rho_q \cdot c_q)^{1/2} + T_f \cdot (k_f \cdot \rho_f \cdot c_f)^{1/2}}{(k_q \cdot \rho_q \cdot c_q)^{1/2} + (k_f \cdot \rho_f \cdot c_f)^{1/2}} \quad (\text{A.1})$$

sendo :

- $T_c$  (°C): temperatura da superfície de contato;
- $k_{q(f)}$  (W/m °C): condutividade térmica da massa de água quente (fria);
- $\rho_{q(f)}$  (kg/m<sup>3</sup>): densidade da água quente (fria);
- $c_{q(f)}$  (J/kg °C): calor específico da massa de água quente (fria).

Definindo-se frente de temperatura fria ( $Ff$ ) como a superfície isotérmica na qual a temperatura ( $T_{Ff}$ ) não difere da temperatura da água fria em mais do que um valor arbitrariamente pequeno  $\varepsilon$ , tem-se  $T_{Ff} = T_f + \varepsilon$ .

A perda de capacidade do tanque está relacionada com o aquecimento da água fria e, para se determinar esta perda, deve-se conhecer a velocidade na qual a frente de temperatura se desloca sobre a massa de água fria. Mais precisamente, é necessário determinar a espessura da região de gradiente de temperatura que se forma nessa massa em função do tempo.

Para determinar a espessura desejada, consideremos as seguintes hipóteses:

- a) a temperatura da superfície de contato da massa de água fria é elevada subitamente de  $T_f$  para  $T_c$ , permanecendo nessa temperatura indefinidamente;
- b) a altura da massa de água quente é sempre maior que a altura da zona do gradiente que se forma sob a mesma;
- c) a altura da massa de água fria é sempre maior que a altura da zona do gradiente que se forma sobre a mesma;

Destas hipóteses resultam as condições iniciais e de contorno :

- (i)  $T(y_f = 0;t) = T(y_q = 0;t) = T_c$
- (ii)  $T(y_f > 0;0) = T(y_f > y_{Ff},t) = T_f$
- (iii)  $T(y_q > 0;0) = T(y_q > y_{Fq},t) = T_q$

sendo :

- $T(y_{f(q)},t)$ : temperatura da superfície isotérmica na cota  $y_f$  ( $y_q$ ) e no instante  $t$ ;
- $y_{f(q)}$ : distância entre a superfície isotérmica da massa de água fria (quente) e a superfície de contato;
- $y_{Ff(q)}$ : distância entre a frente de temperatura fria (quente) e a superfície de contato;

$t$  (s): tempo decorrido desde o instante no qual a superfície de origem teve sua temperatura alterada.

A história da temperatura de qualquer superfície isotérmica em função do tempo, pode ser determinada pela equação da condução de calor unidirecional (Incropera e DeWitt, 2003):

$$\frac{\partial T(y_f, t)}{\partial t} = \alpha_f \cdot \frac{\partial^2 T(y_f, t)}{\partial y_f^2} \quad (\text{A.2})$$

Fazendo a mudança de variável:

$$\eta = \frac{y_f}{\sqrt{4\alpha_f t}} \quad (\text{A.3})$$

a eq.(A.3) fica :

$$\frac{\partial^2 T(y_f, t)}{\partial \eta^2} = -2\eta \cdot \frac{\partial T(y_f, t)}{\partial \eta} \quad (\text{A.4})$$

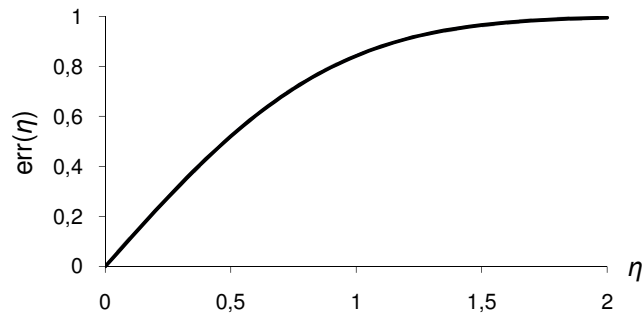
cuja solução é (Incropera e DeWitt, 2003):

$$T(y_f, t) = T_c - (T_c - T_f) \cdot \text{err}(\eta) \quad (\text{A.5})$$

Na eq.(A.5), fazendo  $T(y_f, t) = T_{Ff}$ , determina-se  $\text{err}(\eta)$ . O valor de  $\eta$  correspondente ao  $\text{err}(\eta)$  determinado da eq.(A.5) pode ser obtido de uma tabela da função; substituindo-se o valor obtido de  $\eta$  na eq.(A.5), obtém-se  $y_{Ff}$ . A razão em se definir a temperatura da frente fria como  $T_{Ff} = T_f + \varepsilon$  é devida à natureza da função  $\text{err}(\eta)$ , pois, para  $\eta = \infty$ ,  $\text{err}(\infty) = 1$ . Se  $T(y_{Ff}, t)$  for igual à  $T_f$ , teremos  $\text{err}(\eta) = 1$  na eq.(A.5), implicando duas condições:  $t = 0$  (instante inicial), ou  $y_{Ff} = \infty$ , o que é insatisfatório. A figura A.2 mostra a variação de  $\text{err}(\eta)$  em função de  $\eta$ .

Fazendo-se as substituições indicadas, temos :

$$y_{Ff} = 2\sqrt{\alpha_f t} \cdot \text{err}^{-1} \left[ \frac{(T_c - T_f - \varepsilon)}{(T_c - T_f)} \right] \quad (\text{A.6})$$



**Figura A.2** - Função  $err(\eta)$

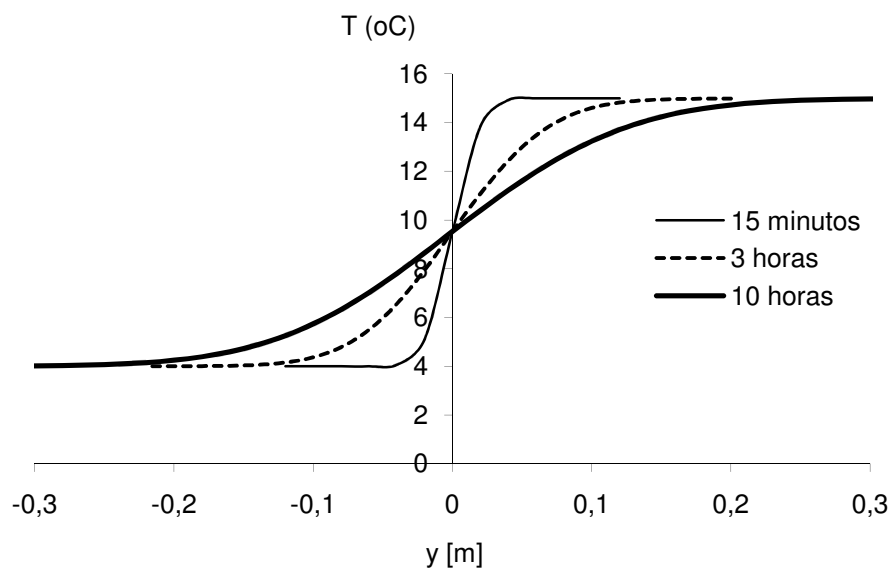
Para  $\eta = 2$ , tem-se  $err(\eta) \cong 1$  (mais precisamente 0,99532). Podemos arbitrar que, para  $\eta = 2$ , tem-se  $T(y_f; t) = T_{Ff} \cong T_f$ . Substituindo na eq.(A.6):

$$y_{Ff} = 4\sqrt{\alpha_f t} \quad (\text{A.7})$$

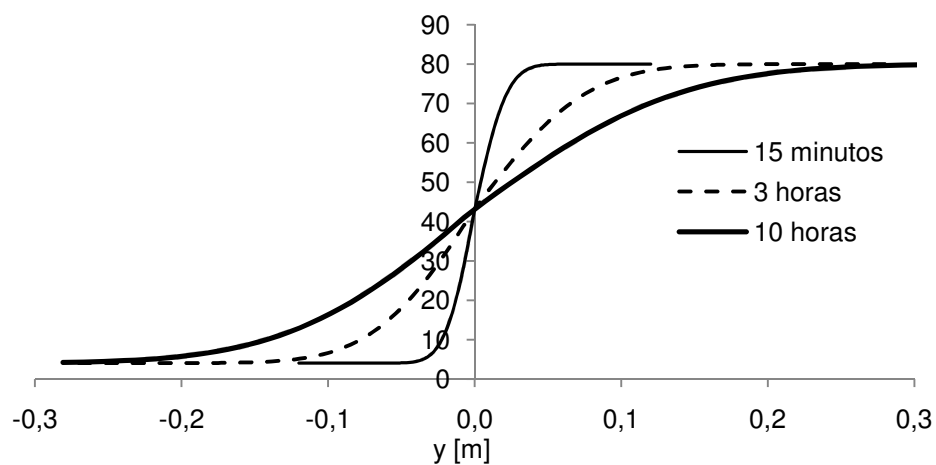
Nota-se que, devido às considerações acima,  $y_{Ff}$  não depende da diferença de temperatura  $T_q - T_f$ . Também  $\varepsilon$  – diferença entre as temperaturas da frente fria e da massa de água fria – não é mais arbitrária, devendo ser determinado pela eq.(A.6).

Supondo massas de água fria e quente armazenadas no tanque a 4 °C e 15 °C, a frente fria de temperatura estará nas posições 4,4cm, 15,4cm e 28,1cm após os intervalos de tempo de 15 min., 3 h e 10 h respectivamente e sua temperatura será de 4,03°C. A figura A.3 mostra a distribuição de temperaturas no tanque, para esses períodos.

Se considerarmos agora a massa de água quente a 80 °C, a frente fria de temperatura estará nas mesmas posições 4,4cm, 15,4cm e 28,1cm após os mesmos intervalos de tempo de 15 min., 3 h e 10 h e sua temperatura será de 4,2°C. A figura A.4 mostra a distribuição de temperaturas no tanque. Observa-se então que para a água, a eq. (A.7) é válida e a diferença das temperaturas das massas de água armazenadas não influi na perda de capacidade por condução.



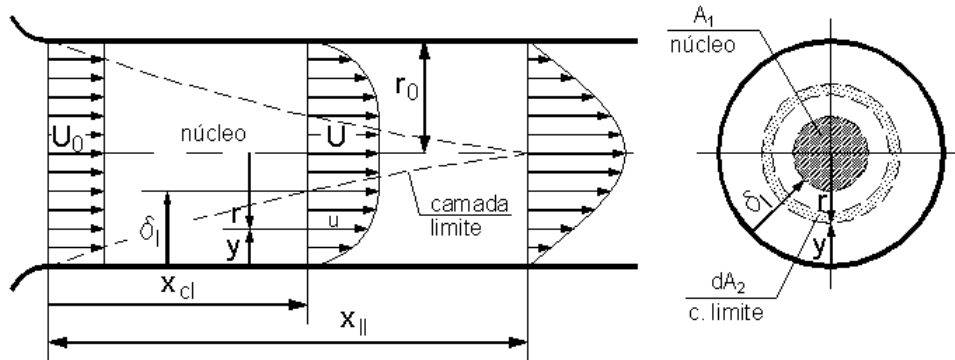
**Figura A.3** – Distribuição de temperaturas em um tanque vertical de termoacumulação devida à condução de calor entre as massas de água ( $T_f = 4^\circ\text{C}$ ;  $T_q = 15^\circ\text{C}$ ) – modelo estático



**Figura A.4** – Distribuição de temperaturas em um tanque vertical de termoacumulação devida à condução de calor entre as massas de água ( $T_f = 4^\circ\text{C}$ ;  $T_q = 80^\circ\text{C}$ ) – modelo estático



## APÊNDICE B – CORRELAÇÃO PARA VELOCIDADE AXIAL AO LONGO DO COMPRIMENTO HIDRODINÂMICO DE ENTRADA NO ESCOAMENTO LAMINAR INTERNO A TUBOS



**Figura B.1** – Distribuição de velocidade no comprimento hidrodinâmico de entrada

O escoamento laminar interno a tubos ocorre para número de Reynolds relativo ao diâmetro ( $Re_{\phi}$ ) menor que 2300 (Fox e McDonald, 2001). A figura B.1 mostra o desenvolvimento do gradiente de velocidade ao longo do comprimento de entrada de um tubo. Em uma seção transversal, a velocidade do núcleo é praticamente constante e dentro da camada limite, a distribuição da velocidade é representada com razoável precisão pela equação abaixo:

$$\frac{u}{U} = 2 \frac{y}{\delta} - \left(\frac{y}{\delta}\right)^2 \quad (\text{B.1})$$

Após o comprimento de entrada, o escoamento torna-se completamente desenvolvido, e a distribuição da velocidade na seção transversal passa a ser:

$$\frac{u}{U} = 1 - \left(\frac{r}{r_0}\right)^2 \quad (\text{B.2})$$

Tomando o limite da eq.(B.1), para  $\delta = r_0$  e notando que  $y = r_0 - r$ , obtém-se a eq. (B.2). A tabela B.1 apresenta valores de velocidade axial e espessura da camada limite em função da distância  $x_{cl}$ , tomada a partir do início da camada limite. Os dados foram extraídos de estudos de Hornebeck (Kays e Crawford, 1993b) e são

válidos para  $Re_{\varnothing} > 400$ . Utilizando a eq.(B.1), mais a equação da continuidade e os valores de  $\delta/r_0$  da tabela, obtém-se uma equação que permite determinar os valores  $U/U_0$  com erro menor que 6 %. Porém, preferiu-se nesta seção, utilizar diretamente os dados da tabela B.1 para se encontrar uma relação entre posição e velocidade. A observação, porém, é importante para a analogia feita no Apêndice C.

**Tabela B.1** – Valores de velocidade axial e espessura da camada limite dentro do comprimento de entrada – escoamento laminar em tubos (Kays e Crawford, 1993b)

$\frac{x_{cl}/\varnothing}{Re_{\varnothing}}$	$\frac{\delta}{r_0}$	$\frac{U}{U_0}$
0	0	1
0,0005	0,254	1,163
0,005	0,592	1,425
0,0225	0,877	1,816
0,05 (*)	1	2

(\*) valor atribuído a Langhaar

A solução de Hornbeck requer que  $(x_{cl} / \varnothing) / Re_{\varnothing} \rightarrow \infty$  para que as condições de escoamento completamente desenvolvido sejam estabelecidas. Porém, segundo Langhaar (Kays e Crawford, 1993a) o comprimento hidrodinâmico de entrada  $x_{ll}$  pode ser representado por:

$$\frac{x_{ll}/\varnothing}{Re_{\varnothing}} = 0,05, \quad Re_{\varnothing} \leq 2300$$

rearranjando:

$$x_{ll} = 0,05 \cdot Re_{\varnothing} \cdot \varnothing \quad (\text{B.3})$$

ou:

$$x_{ll} = 0,05 \frac{U_0 \varnothing^2}{\nu} \quad (\text{B.4})$$

Assim, na última linha da tabela B.1, foi utilizado o valor da equação acima, para  $(x_{cl}/\varnothing)/Re_{\varnothing}$ .

Definindo  $f$  como a distância a partir da entrada do tubo em relação a  $x_{ll}$ , conforme eq.(B.5), a tabela B.1 transforma-se na tabela B.2.

$$f = \frac{x_{cl}}{x_{ll}} \quad (\text{B.5})$$

**Tabela B.2** – Valores de velocidade axial e espessura da camada limite dentro do comprimento de entrada – escoamento laminar em tubos

$f$	$\delta/r_0$	$U/U_0$
0	0	1
0,01	0,254	1,163
0,1	0,592	1,425
0,5	0,877	1,816
1	1	2

Observa-se da eq.(B.3), que o comprimento de entrada é muito maior a que altura usual dos tanques de termoacumulação. Para  $Re_{\varnothing} = 2300$ , por exemplo, temos da equação B.3,  $x_{ll} = 115\varnothing$ . Se considerarmos um tanque com diâmetro de 15 metros e altura de 20 metros, a razão da altura pelo comprimento de entrada será:

$$f = \frac{20}{115 \times 15} = 0,01$$

Deve-se, portanto, procurar uma correlação que represente bem os valores da tabela B.2 na faixa de  $f = 0,01 \sim 0,03$ . Uma correlação para a velocidade axial na região do núcleo que atende a essa premissa, é:

$$\frac{U}{U_0} = (373f + 1)^{0,1}, \quad f < 0,1 \quad (\text{B.6})$$

Também é interessante obter dos dados da tabela B.2 uma correlação para a espessura da camada limite. Essa correlação é dada pela por:

$$\frac{\delta_l}{r_0} = f^{0,3} \quad (\text{B.7})$$

A tabela B.3 mostra os valores calculados pelas eq.(B.6) e (B.7) e os desvios relativos.

**Tabela B.3** – *Comparação dos valores de velocidade e espessura da camada limite calculados pelas eq.(B.6) e (B.7) com os valores obtidos do estudo de Hornbeck*

$f$	$U/U_0$ (Hornbeck)	$U/U_0$ eq.(B.6)	Erro (%)	$\delta/r_0$ (Hornbeck)	$\delta/r_0$ eq.(B.7)	Erro (%)
0	1	1	0	0	0	0
0,01	1,163	1,168	+0,44	0,254	0,251	- 1,11
0,1	1,425	1,440	+1,04	0,592	0,501	- 15,3
0,5	1,816	1,688	- 7,57	0,877	0,812	- 7,38
1	2	1,809	- 9,58	1	1	0

Das eqs.(B.1), (B.6) e (B.7), obtém-se uma equação para a velocidade axial dentro da camada limite:

$$\frac{u}{U_0} = \left[ \frac{y}{r_0} f^{-0,3} - \left( \frac{y}{r_0} \right)^2 \cdot f^{-0,6} \right] (373f + 1)^{0,1} \quad (\text{B.8})$$

Baseando-se nos erros apresentados na tabela B.3, a utilização da eq.(B.8) deve-se limitar a  $f < 0,01 \sim 0,03$ .

## APÊNDICE C – CORRELAÇÃO PARA VELOCIDADE AXIAL AO LONGO DO COMPRIMENTO HIDRODINÂMICO DE ENTRADA NO ESCOAMENTO TURBULENTO INTERNO A TUBOS

O escoamento turbulento interno a tubos é bem definido para número de Reynolds relativo ao diâmetro ( $Re_D$ ) maior que 4000 (Fox e McDonald, 2001). Na região do comprimento de entrada, a equação que correlaciona um dado comprimento  $x_{cl}$  com a velocidade axial no núcleo do escoamento turbulento, será obtida através da analogia com o escoamento sobre placa plana.

### C.1 Escoamento laminar sobre uma placa plana

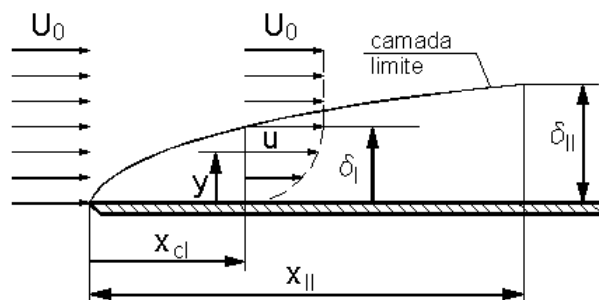


Figura C.1 – Camada limite laminar no escoamento sobre placas

Na figura C. 1, a equação que relaciona  $x_{cl}$  e  $\delta_l$  são dadas por (Schlichting e Gersten, 2003)

$$\frac{\delta_l}{x_{cl}} = 5 \cdot \sqrt{\frac{\nu}{U_0 x_{cl}}} \quad (\text{C.1})$$

Através da integral da equação do momentum e adotando-se um perfil parabólico da distribuição da velocidade, análogo ao da eq.(B.1), ao longo de

espessura  $\delta_l$  em uma seção transversal da placa, pode-se obter a eq. C.1, com razoável precisão (a constante difere aproximadamente 10%).

Rearranjando a equação C.1:

$$\delta_l = 5 \sqrt{\frac{\nu x_{cl}}{U_0}} \quad (\text{C.2})$$

Para um dado valor fixo  $x_{ll}$ , tem-se:

$$\delta_{ll} = 5 \sqrt{\frac{\nu x_{ll}}{U_0}} \quad (\text{C.3})$$

Combinando-se as eqs.(C.2) e (C.3):

$$\frac{\delta_l}{\delta_{ll}} = \sqrt{\frac{x_{cl}}{x_{ll}}}$$

ou:

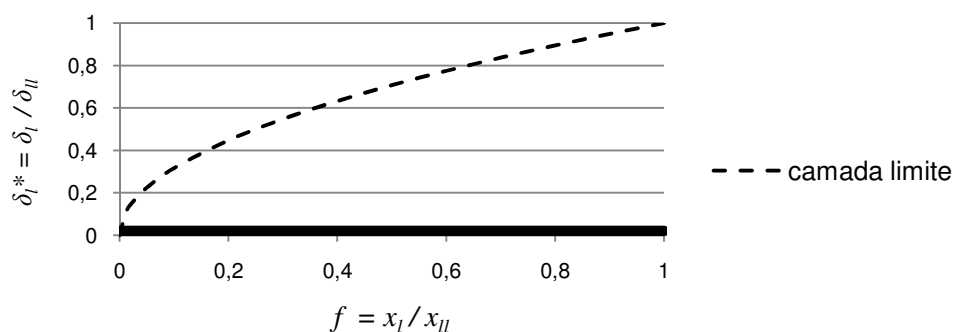
$$\delta_l^* = f^{0,5} \quad (\text{C.4})$$

Sendo:

$\delta_l^*$ : espessura da camada limite a uma distância  $x_{cl}$  do início da placa, em relação ao valor fixo  $\delta_{ll}$ ;

$f$ : distância do início da placa em relação ao comprimento  $x_{ll}$ , onde a espessura da camada limite é  $\delta_{ll}$ .

A eq.(C.4) está representada na figura C.2.



**Figura C.2** – Espessura da camada limite laminar em função do comprimento (relativos à espessura e ao comprimento de referência)

A eq.(C.3) pode ainda ser escrita na forma:

$$x_{ll} = 0,04 \frac{U_0 \delta_{ll}^2}{\nu} \quad (\text{C.5})$$

## C.2 Escoamento turbulento sobre uma placa plana

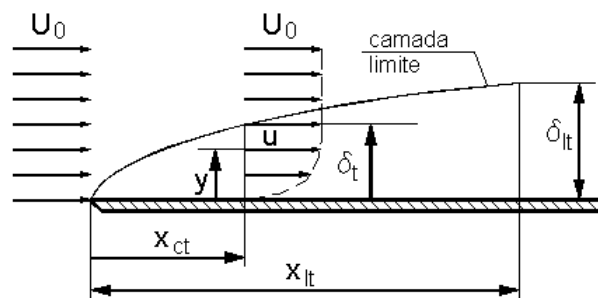


Figura C.3 – Camada limite turbulenta no escoamento sobre placas

A figura C.3 mostra o escoamento sobre placa, em que a camada limite turbulenta se desenvolve desde a borda. Uma equação que relaciona  $x_t$  e  $\delta_t$  pode ser derivada de um exemplo de Fox e McDonald (2001):

$$\delta_t = 0,268 \left( \frac{\nu}{U} \right)^{1/5} x_{ct}^{4/5} \quad (\text{C.6})$$

Esta equação é obtida a partir da integral da equação do momentum, com a utilização do perfil de velocidade na camada limite dado por:

$$\frac{u}{U} = \left( \frac{y}{\delta_t} \right)^{1/6} \quad (\text{C.7})$$

Para um dado valor fixo  $x_{lt}$ , tem-se:

$$\delta_{lt} = 0,268 \left( \frac{\nu}{U} \right)^{1/5} x_{lt}^{4/5} \quad (\text{C.8})$$

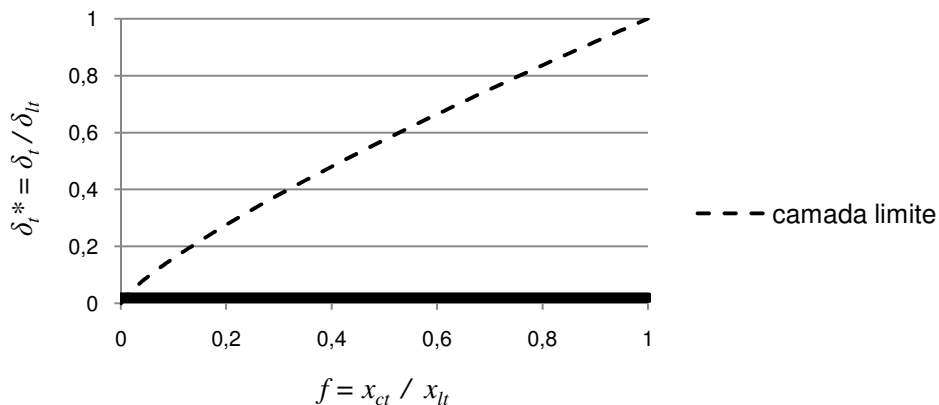
Combinando-se as eqs.(C.6) e (C.8):

$$\frac{\delta_t}{\delta_{lt}} = \left( \frac{x_{ct}}{x_{lt}} \right)^{4/5}$$

ou:

$$\delta_t^* = f^{0,8} \quad (\text{C.9})$$

A eq.(C.9) está representada na figura C.4.



**Figura C.4** – Espessura da camada limite turbulenta em função do comprimento (relativos à espessura e ao comprimento de referência)

A eq.(C.8) pode ainda ser escrita na forma:

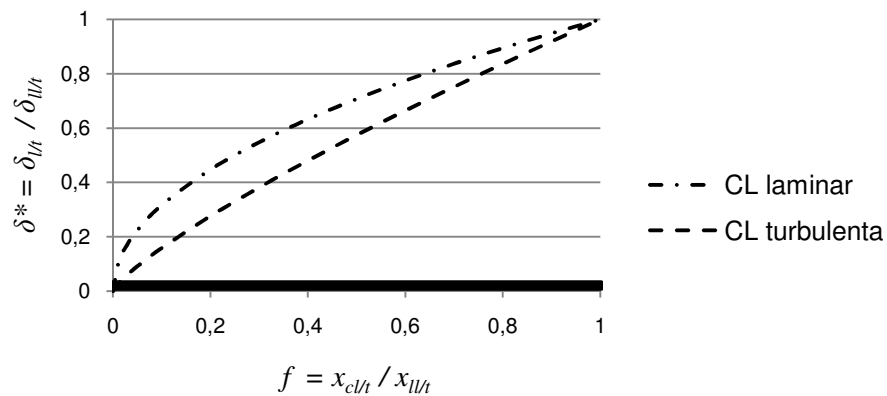
$$x_{lt} = 5,186 \left( \frac{U_0 \delta_{lt}}{\nu} \right)^{1/4} \cdot \delta_{lt} \quad (\text{C.10})$$

### C.3 Relação entre escoamentos laminar e turbulento sobre uma placa plana

A eqs.(C.4) e (C.9) estão representadas na figura C.5. Da combinação destas equações, resulta:

$$\frac{\delta_t^*}{\delta_l^*} = f^{0,3} \quad (\text{C.11})$$





**Figura C.5** – Comparação das espessuras das camadas limites laminar e turbulenta no escoamento sobre placas

#### C.4 Analogia entre escoamentos sobre uma placa plana e interno a tubo

Considerando a formação da camada limite turbulenta a partir do início do tubo, o comprimento hidrodinâmico de entrada no escoamento turbulento em tubos, é obtido dos estudos de Latzko (Kays e Crawford, 1993a), conforme indicado abaixo:

$$x_{lt} = 0,623 Re_{\varnothing}^{1/4} \cdot \varnothing \quad (\text{C.12})$$

ou:

$$x_{lt} = 0,623 \left( \frac{U_o \varnothing}{\nu} \right)^{1/4} \cdot \varnothing \quad (\text{C.13})$$

A distribuição de velocidade na seção transversal de um tubo, no escoamento turbulento completamente desenvolvido com  $Re_{\varnothing} = 4000$ , é dada por (Fox e McDonald, 2001):

$$\frac{u}{U} = \left( 1 - \frac{r}{r_0} \right)^{1/6} \quad (\text{C.14})$$

Observe-se que a eq.(C.7), se utilizada como distribuição de velocidades na camada limite dentro do comprimento de entrada do tubo, terá como limite a eq.(C.14).

A tabela C.1 mostra algumas relações entre escoamentos sobre placa plana e interno a tubo.

**Tabela C.1** – Relações entre escoamentos sobre placa plana e interno a tubos

REGIME		PLACA	TUBO
LAMINAR	COMPRIMENTO DE ENTRADA (*)	$x_{ll} = 0,04 \frac{U_0 \delta_{ll}^2}{\nu}$ eq.(C.5)	$x_{ll} = 0,05 \frac{U_0 \varnothing^2}{\nu}$ eq.(B.4)
	PERFIL DE VELOCIDADES	$\frac{u}{U} = 2 \frac{y}{\delta} - \left(\frac{y}{\delta}\right)^2$ eq.(B.1)	$\frac{u}{U} = 1 - \left(\frac{r}{r_0}\right)^2$ eq.(B.2)
TURBULENTO	COMPRIMENTO DE ENTRADA	$x_{lt} = 5,186 \left(\frac{U_0 \delta_{lt}}{\nu}\right)^{1/4} \cdot \delta_{lt}$ eq.(C.10)	$x_{lt} = 0,623 \left(\frac{U_0 \varnothing}{\nu}\right)^{1/4} \cdot \varnothing$ eq.(C.13)
	PERFIL DE VELOCIDADES	$\frac{u}{U} = \left(\frac{y}{\delta_t}\right)^{1/6}$ eq.(C.7)	$\frac{u}{U} = \left(1 - \frac{r}{r_0}\right)^{1/6}$ eq.(C.14)

(\*) para o escoamento sobre placa, refere-se ao comprimento de referência

Baseando-se na similaridades das equações desses escoamentos, tanto no regime laminar quanto no turbulento, será feita a seguinte consideração:

$$\left[ \begin{array}{c} \text{relação entre espessuras das} \\ \text{camadas limites laminar e} \\ \text{turbulenta no escoamento} \\ \text{sobre placas} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{c} \text{relação entre espessuras das} \\ \text{camadas limites laminar e} \\ \text{turbulenta no escoamento} \\ \text{interno a tubos} \end{array} \right]$$

Ou seja, para escoamentos internos a tubos, também vale a eq.(C.11). Assim, com essa equação e os dados da tabela B.2, obtém-se a tabela C.2 adiante. Essa tabela já se apresenta completa, com os valores relativos da velocidade axial no regime turbulento. A obtenção desses valores será mostrada a seguir.

A vazão volumétrica em um tubo pode ser obtida da velocidade média  $U_0$ :

$$Q = U_0 A_T \quad (\text{C.15})$$

**Tabela C.2** – Espessuras das camadas limites laminar e turbulenta e velocidade axial em regime turbulento dentro do comprimento de entrada

$f$	$\frac{\delta_l}{r_0}$	$\frac{\delta_t}{r_0}$	$\frac{U}{U_0}$
0	0	0	1
0,01	0,254	0,062	1,018
0,1	0,592	0,297	1,085
0,5	0,877	0,712	1,197
1	1	1	1,264

Conhecendo-se a distribuição da velocidade na área, a mesma vazão é também obtida por:

$$Q = \int u \, dA_T \quad (\text{C.16})$$

Na figura B.1, vemos que a velocidade no núcleo do escoamento é constante. Então, a eq.(C.16) pode ser desmembrada em:

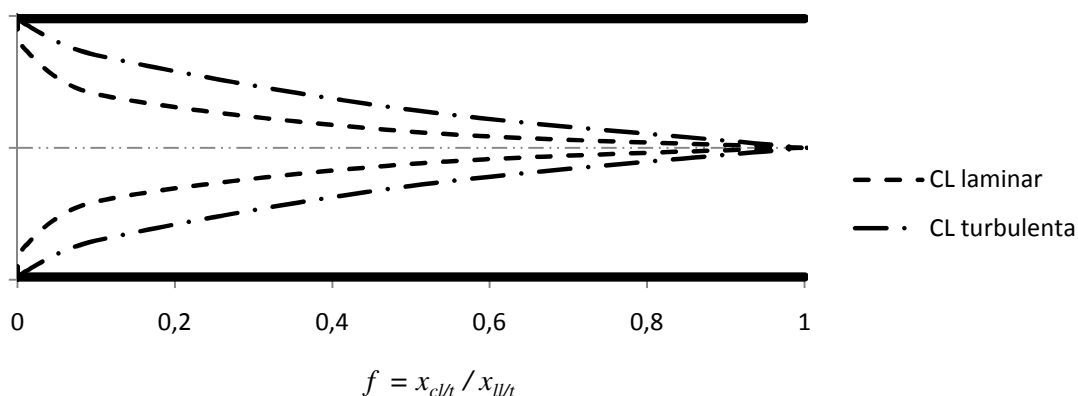
$$Q = UA_1 + \int_{CL} u \, dA_2 \quad (\text{C.17})$$

Na eq.(C.17),  $dA_2$  deve ser obtido em função da espessura da camada limite. Na eq.(C.14),  $r$  deve ser substituído por  $r_0 - y$ . Feito isto, substituindo a eq.(C.14) na eq.(C.17), integrando dentro da espessura da camada limite e igualando o resultado à eq.(C.15), obtém-se a relação entre a espessura da camada limite e a velocidade no núcleo do escoamento:

$$\frac{U}{U_0} = \frac{1}{1 - 0,286 \left(\frac{\delta_t}{r_0}\right) + 0,077 \left(\frac{\delta_t}{r_0}\right)^2} \quad (\text{C.18})$$

Através da eq.(C.18) são calculados os valores da velocidade axial, obtendo-se os dados que completam a tabela C.2.

A figura C.6 mostra a representação das camadas limites laminar e tubulenta no escoamento interno a tubos, conforme dados da tabela C.2..



**Figura C.6** – Comparação das espessuras das camadas limites laminar e turbulenta no escoamento interno a tubos

O comprimento de entrada em escoamento turbulento é bem menor que o do escoamento laminar. Para  $Re_{\varnothing} = 5000$ , por exemplo, tem-se da eq.(C.12):

$$x_{lt} = 0,623 \cdot 5000^{1/4} \cdot \varnothing = 5,2 \varnothing$$

Para o mesmo tanque do exemplo do escoamento laminar (Apêndice B), tem-se:

$$x_{lt} = 5,2 \times 15 = 78 \text{ m}$$

e a relação entre altura e comprimento de entrada turbulento será:

$$f = \frac{20}{78} = 0,256$$

Valores de  $f$  ainda maiores são possíveis. Assim, a correlação para velocidade axial no núcleo do escoamento turbulento, deve representar bem os valores da tabela C.2 na maior faixa possível de  $f$ . A correlação obtida para a velocidade axial é:

$$\frac{U}{U_0} = (17,8f + 1)^{0,08} \quad (\text{C.19})$$

Os erros em relação aos valores  $U/U_0$  da tabela C.2, para qualquer valor de  $f$ , são menores que 1%. Porém, esta equação não obedece a uma condição de contorno do escoamento: sua derivada em relação a  $f$ , para  $f = 1$ , deveria ser zero, o

que não acontece. Assim, deve-se limitar o uso desta equação, por exemplo, para  $f < 0,9$ .

Para  $\delta/r_0$ , porém, não existe uma relação que atenda a uma faixa tão ampla. Assim, serão consideradas duas correlações:

$$\frac{\delta_t}{r_0} = f^{0,58}, \quad f < 0,1 \quad (\text{C.20a})$$

$$\frac{\delta_t}{r_0} = f^{0,53}, \quad f \geq 0,1 \quad (\text{C.20b})$$

Das eqs.(C.14) (com  $r = r_0 - y$ ), (C.19), (C.20a) e (C.20b), obtêm-se as equações da velocidade axial dentro da camada limite, para as faixas de aplicação consideradas. A tabela C.3 mostra os valores calculados pelas eqs.(C.19), (C.20a) e (C.20b) e os desvios relativos.

$$\frac{u}{U_0} = \left(\frac{y}{r_0}\right)^{1/6} \cdot f^{-0,097} \cdot (17,8f + 1)^{0,1}, \quad f < 0,1 \quad (\text{C.21a})$$

$$\frac{u}{U_0} = \left(\frac{y}{r_0}\right)^{1/6} \cdot f^{-0,088} \cdot (17,8f + 1)^{0,1}, \quad f \geq 0,1 \quad (\text{C.21b})$$

**Tabela C.3** – Comparação dos valores de velocidade calculados pela eq. (B.6) com os valores obtidos da analogia com os escoamentos em uma placa plana

$f$	$U/U_0$ (analogia)	$U/U_0$ eq(c.19)	Erro (%)	$\delta/r_0$ (analogia)	$\delta/r_0$ eq(C.20a)	Erro (%)	$\delta/r_0$ eq(C.20b)	Erro (%)
0	1	1	0	0	0	0	0	0
0,01	1,018	1,013	- 0,5	0,062	.069	+11,3	0,087	+40,5
0,1	1,085	1,085	0	0,297	0,263	- 10,4	0,295	- 0,6
0,5	1,197	1,201	+ 0,3	0,712	0,669	- 6,04	0,693	- 2,7
1	1,264	1,264	0	1	1	0	1	0

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)