

PMT3532 -



Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo

**ipen**  
Ensino

## Termohidráulica de Sistemas de Geração de Potência I- Transferência Calor- Aula 07



Prof. Dr. Alfredo Alvim  
CEN- Centro Engenharia Nuclear  
IPEN/CNEN- MCTIC

1

### 1- MECANISMOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

1- Condução de Calor ( Sólidos ou Fluidos) – movimento molecular

- Equação de Fourier →

$$q_k = -k \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x}$$

2-Convecção de Calor (Sólido e Fluidos)

Dois Mecanismos:

- movimento molecular
- movimento macroscópico de camadas de fluido
- Viscosidade e gradiente de Pressão → Convecção Forçada
- Gradiente de densidade , Empuxo → Convecção Natural / Livre

3- Radiação de Calor – Independe do meio, a propagação da radiação térmica se dá por ondas eletromagnéticas (luz), pode se propagar no vácuo.

2

2

### 1.1- Condução de Calor

$q_k = -k.A.(dt/dx)$

Parede Plana

Tubo Cilindrico

Esfera

Fourier (1822)

$q_k = -k.A.dT/dr$

Condução Unidimensional

3

### 1.1-Condução de Calor

Direção do fluxo de calor

Direção do fluxo de calor

**FIGURA 1.1** A convenção de sinais para a condução do fluxo de calor.

4

## 1.1- Condução de Calor

K – Condutividade térmica do Material – propriedade física

$$\frac{q_k}{A} \int_0^L dx = - \int_{T_{\text{quente}}}^{T_{\text{fria}}} k dT = - \int_{T_1}^{T_2} k dT$$

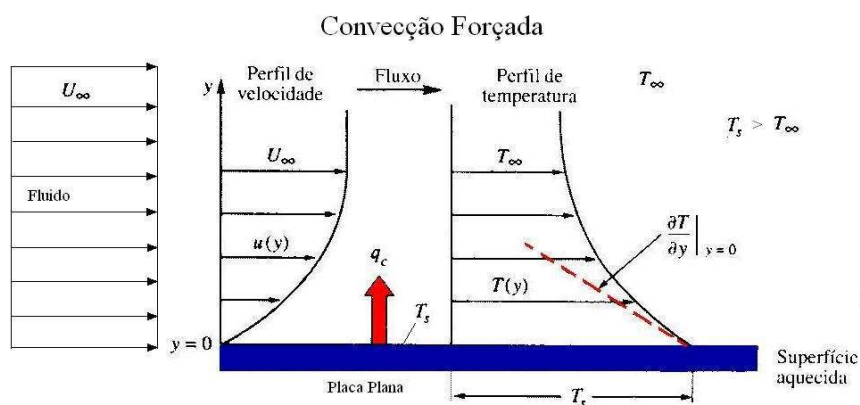
**TABELA 1.1** Condutividade térmica de alguns metais, sólidos não-metálicos, líquidos e gases

Material	Condutividade Térmica a 300 K (540 °R)	
	W/m K	BTU/h ft °F
Cobre	399	231
Alumínio	237	137
Aço-carbono, 1% C	43	25
Vidro	0,81	0,47
Plástico	0,2 – 0,3	0,12 – 0,17
Água	0,6	0,35
Etilenoglicol	0,26	0,15
Óleo de motor	0,15	0,09
Freon (líquido)	0,07	0,04
Hidrogênio	0,18	0,10
Ar	0,026	0,02

5

5

## 1.2- Convecção Forçada

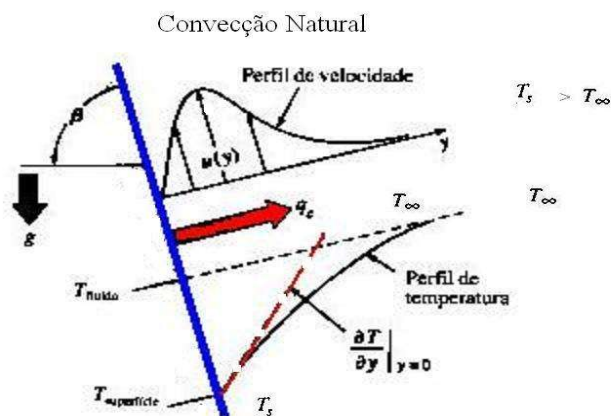


**FIGURA 1.10** Perfis de velocidade e temperatura para a transferência de calor por convecção a partir de uma placa aquecida com fluxo sobre sua superfície.

6

6

## 1.1- Convecção Natural - Livre



**FIGURA 1.11** Distribuição de velocidades e temperaturas para a convecção natural sobre uma placa plana aquecida, com um ângulo de inclinação  $\beta$  em relação ao plano horizontal.

7

7

## 1.2- Convecção

- Mecanismo de Transferência de Calor na interface é condução.
- Interface  $\rightarrow$ 

$$q_c = q_k = -k_{\text{fluido}} \cdot A \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}$$
- A Transferência de Calor por convecção depende da densidade, viscosidade, velocidade do fluido, condutividade térmica, calor específico, ângulo de inclinação, gravidade, etc...

8

8

## 1.2 - Convecção – Lei de Newton

• Lei de Newton →  $q_c = \bar{h}_c \cdot A \cdot \Delta T$  [W], [Btu/h]

$\bar{h}_c$  → coeficiente médio de convecção.  $\left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right], \left[ \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot R} \right]$

A → Área de transferência de calor, área transversal.  $[m^2], [ft^2]$

$\Delta T = T_s - T_\infty$  → Temperatura de superfície – Temperatura ambiente do fluido [K], [R]

$\bar{h}_c = f(\text{geometria, velocidade, props. físicas fluido e sólido, } \Delta T, \beta, g)$

h pode variar ponto a ponto →  $h_c =$  coeficiente de convecção local.

$$dq_c = h_c \cdot dA \cdot (T_s - T_\infty)$$

$$\bar{h}_c = \frac{1}{A} \cdot \iint h_c \cdot dA$$

9

9

## 1.2- Valores Típicos de Coeficiente de Convecção

-Tab. 1.4: Ordem de Magnitude de Coeficientes de Convecção de Calor

Fluido	W/m <sup>2</sup> .K	BTU/h.ft <sup>2</sup> .R
Ar , convecção livre	6 - 30	1 - 5
Vapor ou ar superaquecido, convecção forçada	30 - 300	5 - 50
Óleo, convecção forçada	60 - 1800	10 - 300
Água, convecção forçada	30 - 18.000	50 - 3.000
Água, em ebulição	3.000 - 60.000	500 - 10.000
Vapor, em Condensação	6.000 - 120.000	1.000 - 20.000

10

10

## 1.3- Radiação Térmica

- Radiador Perfeito → Corpo Negro → Emite energia irradiada de sua superfície seguindo a Lei de Stefan Boltzmann.

$$q_R = \sigma \cdot A_1 \cdot T_1^4$$

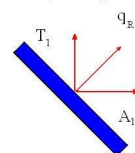
$$q_R \rightarrow \text{Calor irradiado [W]}, \left[ \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \right]$$

$$A_1 \rightarrow \text{Área de troca de calor [m}^2\text{]}, [\text{ft}^2]$$

$$\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \left( \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4} \right) = 0,1714 \times 10^{-8} \left( \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{R}^4} \right)$$

= constante de Stefan – Boltzmann

Radiação Corpo Negro



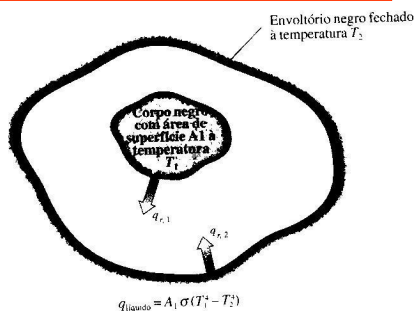
11

11

## 1.3- Radiação Térmica

- Se um corpo negro irradiar para um envoltório fechado também negro, ou seja um envoltório que absorve toda a energia irradiada incidente sobre ele, a taxa líquida de transferência de calor irradiado é dada por:

$$q_R = A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$



$$q_{\text{líquido}} = A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

FIGURA 1.13 Esquema da radiação entre o corpo 1 e o envoltório fechado 2.

12

12

## 1.3- Radiação Térmica

- Os **corpos reais** não funcionam como corpo negro e emitem radiação mais baixa que a dos corpos negros. Se eles emitirem na temperatura igual àquela de um corpo negro, uma fração constante da emissão do corpo negro em uma determinada faixa de comprimento de onda, estes corpos são considerados **corpos cinzentos**.
- Para um corpo cinzento, envoltório negro

$$q_R = A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4),$$

onde  $\varepsilon_1 \rightarrow$  emitância superfície cinzenta ,

$$\varepsilon_1 = \frac{\text{emissividade cinzento}}{\text{emissividade negro}}$$

13

13

## 1.3- Radiação Térmica

- Para Corpos Reais  $\rightarrow$  se nenhum dos dois corpos for um radiador perfeito e os dois tiverem um relacionamento geométrico entre si,

$$q_R = A_1 \cdot F_{1 \rightarrow 2} \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

$F_{1 \rightarrow 2} \rightarrow$  Fator de forma, leva em conta emitância e geometria

14

14

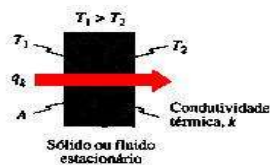
## 1.4- Sistemas Combinados de Transferência de Calor

Tabela 1.5 Os três modos de transferência de calor

Transferência de calor por condução unidimensional através de um meio estacionário

$$q_k = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) = \frac{T_1 - T_2}{R_k}$$

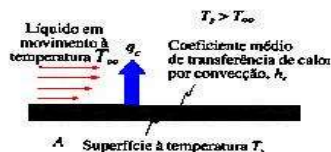
$$R_k = \frac{L}{kA}$$



Transferência de calor por convecção de uma superfície para um líquido em movimento

$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_\infty) = \frac{T_s - T_\infty}{R_c}$$

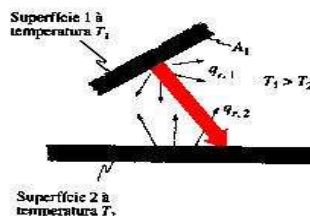
$$R_c = \frac{1}{\bar{h}_c A}$$



Transferência líquida de calor por radiação da superfície 1 para a superfície 2

$$q_r = A_1 \epsilon_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4) = \frac{T_1 - T_2}{R_r}$$

$$R_r = \frac{T_1 - T_2}{A_1 \epsilon_{1-2} \sigma (T_1^4 - T_2^4)}$$



15

## 1.4- Sistemas Combinados Condução e Convecção em série.

- Convecção e Condução em Série

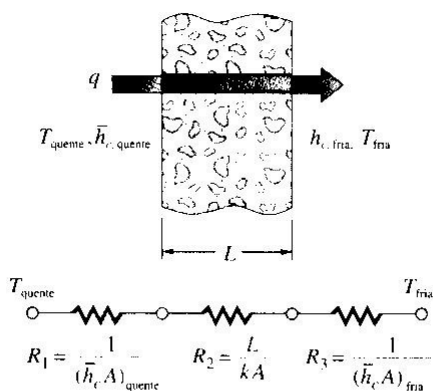


FIGURA 1.21 Circuito térmico com condução e convecção em série.

16

16



## 1.4- Sistemas Combinados Condução e Convecção em série

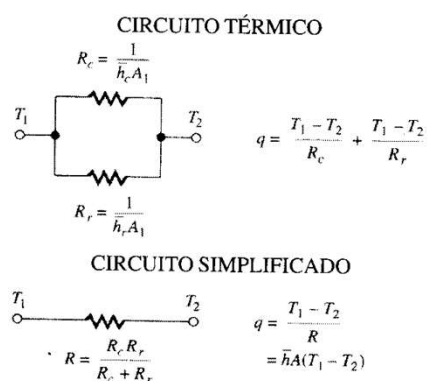
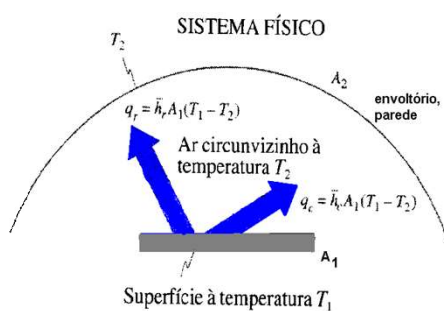
$$q = \frac{T_{\text{quente}} - T_{\text{frio}}}{\sum_{n=1}^{n=3} R_n} = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3} \quad , \text{onde}$$

$$R_1 = \frac{1}{(\bar{h}_c \cdot A)_{\text{quente}}} \quad , R_2 = \frac{L}{k \cdot A} \quad , R_3 = \frac{1}{(\bar{h}_c \cdot A)_{\text{frio}}}$$

17

17

## 1.4- Convecção e Radiação em Paralelo



$$\begin{aligned} q &= q_c + q_r \\ &= \bar{h}_c A (T_1 - T_2) + \bar{h}_r A (T_1 - T_2) \\ &= (\bar{h}_c + \bar{h}_r) A (T_1 - T_2) \end{aligned}$$

$$\bar{h}_r = \frac{\epsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{T_1 - T_2}$$

$$\bar{h} = \bar{h}_c + \bar{h}_r$$

18

18

## 1.5 -Coeficiente Global de Transferência de Calor, U

Trocadores de Calor: Fluido quente + parede metálica + fluido frio

$$q = UA \Delta T_{\text{total}}$$

$$U = \frac{1}{\Sigma R.A}$$

$$UA = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{1}{R_{\text{total}}}$$

$$q = \frac{T_{\text{quente}} - T_{\text{fria}}}{(1/\bar{h}_c A)_{\text{quente}} + (L/k A) + (1/\bar{h}_c A)_{\text{fria}}} = \frac{\Delta T}{R_1 + R_2 + R_3}$$

19

19

### Exemplo 1.10

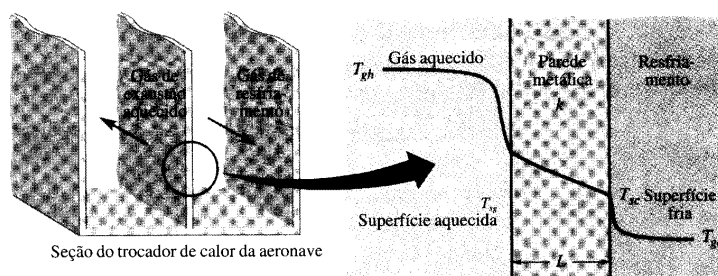
No projeto de um trocador de calor para aplicações aeronáuticas (Fig. 1.26), a temperatura máxima da parede no estado estacionário não deve exceder 800 K. Para as condições tabuladas a seguir, determine a resistência térmica unitária máxima permitida por metro quadrado da parede metálica que separa o gás aquecido do gás frio.

Temperatura do gás aquecido =  $T_{gh} = 1300$  K

Coefficiente de transferência de calor no lado aquecido =  $\bar{h}_1 = 200$  W/m<sup>2</sup> K

Coefficiente de transferência de calor no lado frio =  $\bar{h}_3 = \bar{h}_{c3} = 400$  W/m<sup>2</sup> K

Temperatura de resfriamento =  $T_{gc} = 300$  K



20

20

CIRCUITO TÉRMICO DETALHADO

CIRCUITO SIMPLIFICADO

$$\frac{q}{A} = \frac{T_{gh} - T_{sg}}{R_1} = \frac{T_{gh} - T_{gc}}{R_1 + R_2 + R_3}$$

$$\frac{1300 - 800}{1/200} = \frac{1300 - 300}{1/200 + R_2 + 1/400}$$

$$\frac{1300 - 800}{0,005} = \frac{1300 - 300}{R_2 + 0,0075}$$

Resolvendo para  $R_2$  obtemos

$$R_2 = 0,0025 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Assim, uma resistência térmica unitária maior que  $0,0025 \text{ m}^2 \text{ K/W}$  para a parede aumentaria a temperatura interna da parede acima de  $800 \text{ K}$ . Esse valor pode estabelecer um limite superior para a espessura da parede.

21

## 1.6- Primeira Lei da Termodinâmica

$$\left( \begin{array}{c} \text{Energia total} \\ \text{recebida pelo} \\ \text{sistema} \end{array} \right) - \left( \begin{array}{c} \text{Energia total} \\ \text{rejeitada pelo} \\ \text{sistema} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Variação na} \\ \text{energia total} \\ \text{do sistema} \end{array} \right)$$

$$\underbrace{E_{\text{entrada}} - E_{\text{saída}}}_{\substack{\text{Energia líquida transferida} \\ \text{por calor, trabalho e massa}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sistema}}}_{\substack{\text{Mudança na energia interna,} \\ \text{cinética, potencial etc.}}} \quad (\text{J})$$

ou, na forma de taxas, como

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}} - \dot{E}_{\text{saída}}}_{\substack{\text{Taxa líquida de transferência} \\ \text{de energia por calor, trabalho} \\ \text{e fluxo de massa}}} = \underbrace{dE_{\text{sistema}}/dt}_{\substack{\text{Taxa de mudança na energia} \\ \text{interna cinética, potencial etc.}}} \quad (\text{W})$$

*Em regime permanente, na forma de taxa:*

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{entrada}}}_{\substack{\text{Taxa líquida de transferência} \\ \text{de energia recebida por calor,} \\ \text{trabalho e fluxo de massa}}} = \underbrace{\dot{E}_{\text{saída}}}_{\substack{\text{Taxa líquida de transferência} \\ \text{de energia rejeitada por calor,} \\ \text{trabalho e fluxo de massa}}}$$

$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{saída}}$

### Balanço de Calor

$$\underbrace{Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{saída}}}_{\substack{\text{Calor líquido} \\ \text{transferido}}} + \underbrace{E_{\text{ger}}}_{\substack{\text{Geração} \\ \text{de calor}}} = \underbrace{\Delta E_{\text{sist, térm}}}_{\substack{\text{Mudança na energia} \\ \text{térmica do sistema}}} \quad (\text{J})$$

22

## Balanco de energia em superfícies

Balanco de energia em superfícies:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{saída}}$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3$$

23

23

## 2- CONDUÇÃO DE CALOR

- Mecanismo complexo predominante na transferência de calor por sólidos.
- abordagem analítica → equações diferenciais parciais, limitada a formas geométricas simples e a condições de contorno. Fourier, Laplace.
- abordagem numérica → métodos numéricos como diferenças finitas, volumes finitos, elementos finitos, permitindo discretização de formas geométricas bastante complexas. Amplamente utilizada na resolução de problemas de Engenharia devida a facilidades de Computadores com alta velocidade de Processamento e Memória.

24

24

## 2.1- A Equação de Condução.

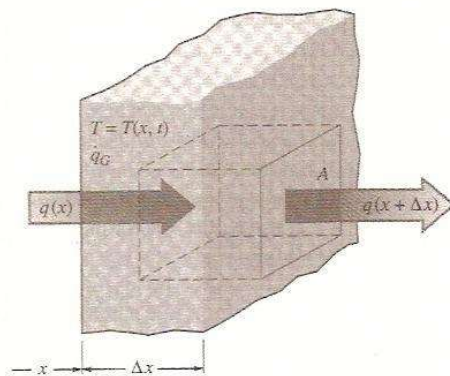
- A equação de condução é uma expressão matemática da conservação de energia em uma substância sólida. Para derivar a equação, realizamos um balanço de energia em um volume elementar do material.
- Classificação dos problemas de transferência de calor:
  - estacionários ( $T \neq T(t)$ ) e não-estacionários ( $T=T(t)$ , transiente).
  - unidimensional  $T=T(x)$ , bidimensional  $T=T(x,y)$ , tridimensional  $T=T(x,y,z)$ .

25

25

### 2.1.1- Coordenadas Retangulares

- **Balanço de Energia Unidimensional(x) no Paralelepípedo**
- **Calor entrando condução no VC ( $q_k$ ) - Calor saindo do VC condução ( $q_s$ ) + Calor gerado no VC ( $\dot{q}_G$ ) = Variação da energia armazenada no VC.**



26

26

$$-k.A.\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_x + \dot{q}_G.A.\Delta x + k.A.\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x+\Delta x} = \rho.(A.\Delta x).c \frac{\partial T(x + \Delta x / 2, t)}{\partial t}$$

- Dividindo pelo Volume = A.Δx, rearranjando teremos:

$$k \frac{(\partial T / \partial x)\Big|_{x+\Delta x} - (\partial T / \partial x)\Big|_x}{\Delta x} + \dot{q}_G = \rho.c. \frac{\partial T(x + \Delta x / 2, t)}{\partial t}$$

No limite quando  $\Delta x \rightarrow 0$

$$\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_{x+\Delta x} = \frac{\partial T}{\partial x}\Big|_x + \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial T}{\partial x}\Big|_x\right)dx = \frac{\partial T}{\partial x}\Big|_x + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}\Big|_x \cdot dx$$

Expandindo o lado direito em uma série de Taylor:

$$\frac{\partial T}{\partial t}\left[\left(x + \Delta x / 2\right), t\right] = \frac{\partial T}{\partial t}\Big|_x + \frac{\partial^2 T}{\partial x \cdot \partial t}\Big|_x \cdot \frac{\Delta x}{2} + \dots$$

Substituindo temos a equação de condução de calor unidimensional : T=

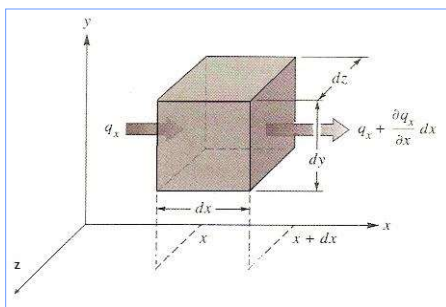
T(x,t)

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \dot{q}_G = \rho.c. \frac{\partial T}{\partial t}$$

27

27

Para condução de calor tridimensional : T= T(x,y,z,t), Fig.3.2



$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t}$$

onde  $\alpha$  é a difusividade térmica, uma relação entre as propriedades do material

$$\alpha = \frac{k}{\rho.c} \quad , \quad [m^2 / s] \quad , \quad [ft^2 / s]$$

Estado Estacionário, T= T(x,y,z)

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = 0$$

Estado Estacionário, sem geração de calor → Equação de Laplace.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \nabla^2 T = 0$$

28

28

### 2.1.2- Coordenadas Cilíndricas e Esféricas

$$\nabla^2 T + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

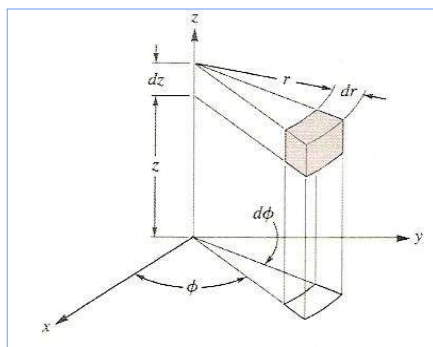


Fig.3.3: Sistema de Coordenadas Cilíndricas para a equação geral de condução.

29

29

A equação de condução de calor em coordenadas cilíndricas torna-se:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Se o fluxo de calor estiver apenas na direção radial,  $T = T(r,t)$ :

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Em condições estacionárias teremos:

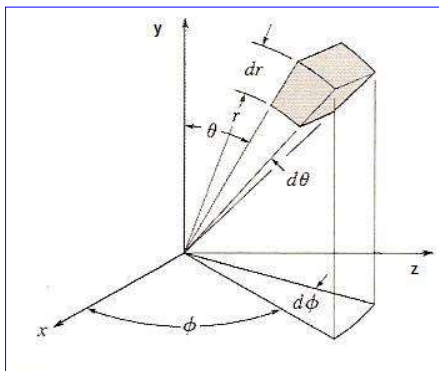
$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\dot{q}_G}{k} = 0$$

30

30

Para coordenadas esféricas,  $T=T(r,\theta,\phi,t)$ , Fig.3.4 , a equação de condução de calor fica:

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \sin \theta \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \cdot \sin \theta} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$



31

31

## 2.2 - Parede Plana sem geração de calor.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

Estado estacionário e unidimensional sem geração de calor

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0$$

Integrando esta equação ordinária duas vezes, obtemos a distribuição de temperaturas

$$T(x) = C_1 \cdot x + C_2$$

Para uma parede plana com condições de contorno,  $T_{x=0}=T_1$  e  $T_{x=L}=T_2$  a distribuição de temperaturas torna-se:

$$T(x) = \frac{T_2 - T_1}{L} \cdot x + T_1$$

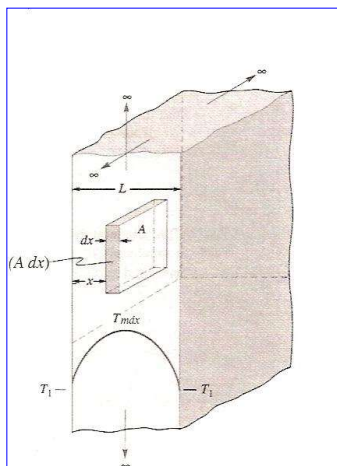
32

32



## 2.4- Parede Plana com geração de calor.

Estado estacionário e unidimensional com geração de calor, Fig.3.5



$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = -\dot{q}_G$$

Primeira Integração

$$\frac{dT(x)}{dx} = -\frac{\dot{q}_G \cdot x}{k} + C_1$$

Segunda Integração:

$$T(x) = -\frac{\dot{q}_G}{2k} \cdot x^2 + C_1 \cdot x + C_2$$

33

33

Condições de Contorno(CC):  $Tx=0=T1$  e  $Tx=L=T2$ .

$$x=0 \rightarrow T_1 = C_2$$

$$x=L \rightarrow T_2 = -\frac{\dot{q}_G}{2k} \cdot L^2 + C_1 \cdot L + T_1$$

$$T(x) = -\frac{\dot{q}_G}{2k} \cdot x^2 + \frac{T_2 - T_1}{L} \cdot x + \frac{\dot{q}_G \cdot L}{2k} \cdot x + T_1$$

Se  $T_1 = T_2$ , a distribuição de temperaturas torna-se parabólica, simétrica sobre o plano central e com um máximo  $T=T_{max}$  em  $x=L/2$ , Fig.3.5.

$$T(x) = \frac{\dot{q}_G \cdot L^2}{2k} \left[ \frac{x}{L} - \left( \frac{x}{L} \right)^2 \right] + T_1$$

$$T_{max} = T_1 + \frac{\dot{q}_G \cdot L^2}{8k}$$

34

34

## 2.5-Formas Cilíndricas e Esféricas sem Geração de Calor

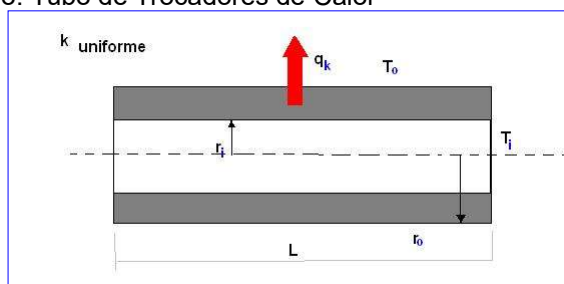
Coordenadas Cilíndricas

$$\nabla^2 T + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

Sem geração de Calor e unidimensional  $T = T(r)$

Modelo: Tubo de Trocadores de Calor



35

35

$$\frac{d}{dr} \left( r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (3)$$

Integrando uma vez em relação a r

$$r \frac{dT}{dr} = C_1 \quad \text{ou} \quad \frac{dT}{dr} = \frac{C_1}{r} \quad (4)$$

Integrando segunda vez

$$T = C_1 \cdot \ln r + C_2 \quad (5)$$

Condições de Contorno:  $r=r_i \rightarrow T=T_i$ ,  $r=r_o \rightarrow T=T_o$

$$T_i = C_1 \ln r_i + C_2 \quad \text{em} \quad r = r_i \quad (6)$$

Assim,

$$C_2 = T_i - C_1 \cdot \ln r_i \quad (7)$$

Similarmente em  $r = r_o$

$$T_o = C_1 \cdot \ln r_o + T_i - C_1 \cdot \ln r_i \quad (8)$$

$$C_1 = (T_o - T_i) / \ln(r_o / r_i) \quad (9)$$

36

36

-Distribuição de Temperaturas adimensional

$$\frac{T(r) - T_i}{T_o - T_i} = \frac{\ln(r/r_i)}{\ln(r_o/r_i)} \quad (10)$$

-Taxa da transferência de calor por condução através do cilindro de comprimento L

$$q_k = -k.A. \frac{dT}{dr} = -k.(2.\pi.r.L). \frac{C_1}{r} = 2.\pi.L.k. \frac{T_i - T_o}{\ln(r_o/r_i)} \quad (11)$$

-Em termos de resistência térmica

$$q_k = \frac{T_i - T_o}{R_{th}} \quad (12)$$

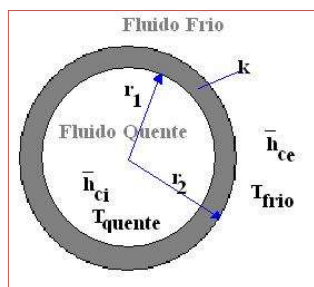
**- Resistência térmica a condução na parede**

$$R_{th} = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2.\pi.L.k} \quad (13)$$

37

37

## 2.6-Coeficiente Global de Transferência de Calor, U



$$U = 1/R_{th} . A$$

$$q = U.A.(T_{quente} - T_{frio})$$

$$\text{onde } A = A_o = 2.\pi.r_2.L$$

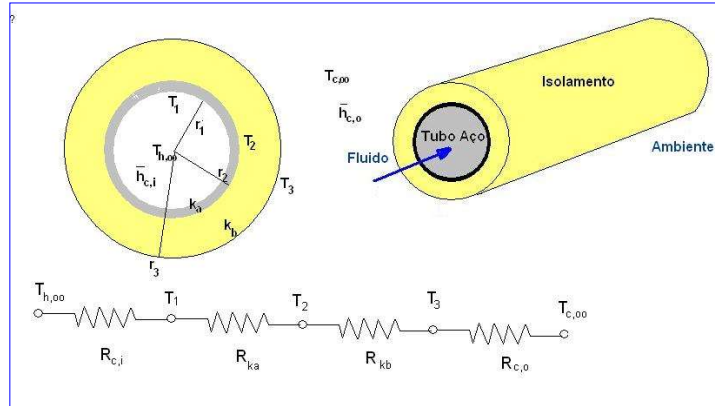
$$U = \frac{1}{\frac{r_2}{\bar{h}_{c,i}.r_1} + \frac{r_2.\ln(r_2/r_1)}{k_A} + \frac{1}{\bar{h}_{c,o}}} \quad (14)$$

Ver Exemplos 2.2 e 2.3 (Kreith)

38

38

**-Tubos com Isolamento**



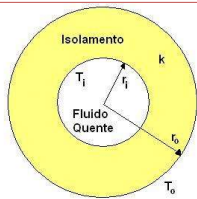
$$q = \frac{\Delta T}{\sum_1^4 R_{th}} = \frac{T_{h,\infty} - T_{c,\infty}}{\frac{1}{\bar{h}_{c,i} \cdot (2\pi \cdot r_1 \cdot L)} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi \cdot k_A \cdot L} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi \cdot k_B \cdot L} + \frac{1}{\bar{h}_{c,o} \cdot (2\pi \cdot r_3 \cdot L)}}$$

(15)

39

39

**-Raio Crítico e Isolamento Mínimo.**



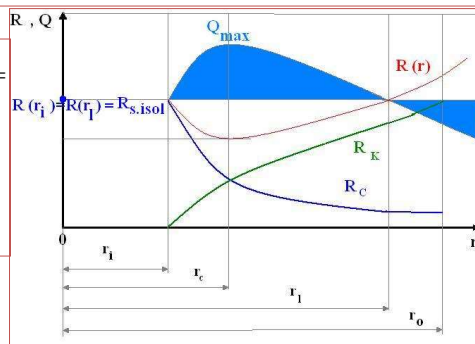
$$R(r) = R_k(r) + R_c(r) \quad \therefore Q = \frac{\Delta T}{R(r)}$$

$$R_k(r) = \frac{1}{2\pi \cdot k \cdot L} \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) = \frac{C}{k} \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) \dots R_c(r) = \frac{1}{2\pi \cdot r \cdot L \cdot \bar{h}} = \frac{C}{r \cdot \bar{h}}$$

$$\text{tem-se} \dots R(r) = C \cdot \left( \frac{1}{k} \cdot \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) + \frac{1}{r \cdot \bar{h}} \right) = \frac{C}{k} \cdot \left( \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) + k/r \cdot \bar{h} \right) \dots (16)$$

Primeira derivada  $\frac{dR(r)}{dr} = C \cdot \left( \frac{1}{k} \cdot \frac{1}{r} - \frac{1}{r^2 \cdot \bar{h}} \right) = C \cdot \left( \frac{1}{kr} - \frac{1}{r^2 \cdot \bar{h}} \right) \dots (17)$

Segunda derivada  $\frac{d^2R}{dr^2} = C \cdot \left( \frac{2}{r^3 \cdot \bar{h}} - \frac{1}{r^2 \cdot k} \right) \dots (18)$



40

40

### -Raio Crítico e Isolamento Mínimo.

-Igualando Eq. 17 a zero:  $\bar{h}.r^2 - k.r = 0 \rightarrow$  Soluções  $r=0$  e  $r = k/\bar{h}$

-Substituindo  $r = k/\bar{h}$  na Eq.18 temos  $\frac{d^2R(r)}{dr} = C \cdot \frac{\bar{h}^2}{k^3} > 0$

-Portanto para  $r = k/\bar{h} \rightarrow R_{\min}$ ;  $r = k/\bar{h} = r_c =$  raio crítico  $\rightarrow R(r_c) = R_{\min}$

-Logo, substituindo  $r_c = k/\bar{h}$  na Eq. 16 e em seguida substituindo-se  $r=r_c$

$$\text{-Temos : } R(r) = (C/k) \cdot (\ln(r/r_i) + r_c/r) \quad (20)$$

$$\text{e } R_{\min} = (C/k) \cdot (\ln(r_c/r_i) + 1) \quad (21)$$

-Seja  $r=r_L$ , raio limite, o valor de  $r$  para o qual  $R(r_L)=R(r_i)$  sem isolante, efeito de isolamento só ocorre para  $r > r_L$

$$R(r_L) = C \cdot \left( \frac{1}{k} \cdot \ln\left(\frac{r_L}{r_i}\right) + \frac{1}{r_L \cdot \bar{h}} \right) = \frac{C}{r_i \cdot \bar{h}} = R(r_i)$$

$$\frac{k}{r_i \cdot \bar{h}} = \ln\left(\frac{r_L}{r_i}\right) + \frac{k}{r_L \cdot \bar{h}} \dots \dots \dots \Rightarrow \dots \dots \dots \ln\left(\frac{r_L}{r_i}\right) + \frac{r_c}{r_L} = \frac{r_c}{r_i} \dots \dots \dots (22)$$

- $r_o$  deve ser sempre maior que  $r_L$

41

41

## 2.7- Coordenadas Esféricas sem geração

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \sin \theta \cdot \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial \phi^2} + \frac{\dot{q}_G}{k} = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$$

**Modelo: Esfera Oca com temperaturas uniformes nas superfícies interna e externa,  $k$  uniforme**

$$\frac{1}{r^2} \cdot \frac{d}{dr} \left( r^2 \cdot \frac{dT}{dr} \right) = \frac{1}{r} \cdot \frac{d^2(r \cdot T)}{dr^2} = 0 \quad (23)$$

Condições de Contorno  $r=r_i \rightarrow T=T_i$  uniforme,  $r=r_o \rightarrow T=T_o$  uniforme

$$\frac{d^2(r \cdot T)}{dr^2} = 0 \rightarrow \frac{d(r \cdot T)}{dr} = C_1 \rightarrow r \cdot T = C_1 \cdot r + C_2 \rightarrow T(r) = C_1 + \frac{C_2}{r}$$

$$CC \rightarrow r=r_i \quad T=T_i \rightarrow T_i = C_1 + \frac{C_2}{r_i}, \quad r=r_o \rightarrow T_o = C_1 + \frac{C_2}{r_o}$$

$$T_o - T_i = C_2 \cdot \frac{(r_i - r_o)}{r_o \cdot r_i} \rightarrow C_2 = (T_o - T_i) \cdot \frac{r_o \cdot r_i}{(r_i - r_o)}$$

$$T_i = C_1 + \frac{C_2}{r_i} = C_1 + \frac{(T_o - T_i)}{(r_i - r_o)} \cdot r_o \rightarrow C_1 = T_i - \frac{(T_o - T_i)}{(r_i - r_o)} \cdot r_o$$

$$T(r) = T_i - (T_o - T_i) \cdot \frac{r_o}{r_i - r_o} + (T_o - T_i) \cdot \frac{r_o}{r_i - r_o} \cdot \frac{r_i}{r}$$

42

42

Distribuição de Temperaturas:

$$\frac{T(r) - T_i}{T_o - T_i} = \frac{r_o}{r_o - r_i} \cdot \left(1 - \frac{r_i}{r}\right) \quad (24)$$

Taxa de Transferência de Calor no envoltório Esférico

$$q_k = -4.\pi.r^2.k.\frac{\partial T}{\partial r} = \frac{T_i - T_o}{(r_o - r_i)/4.\pi.k.r_o.r_i} \quad (25)$$

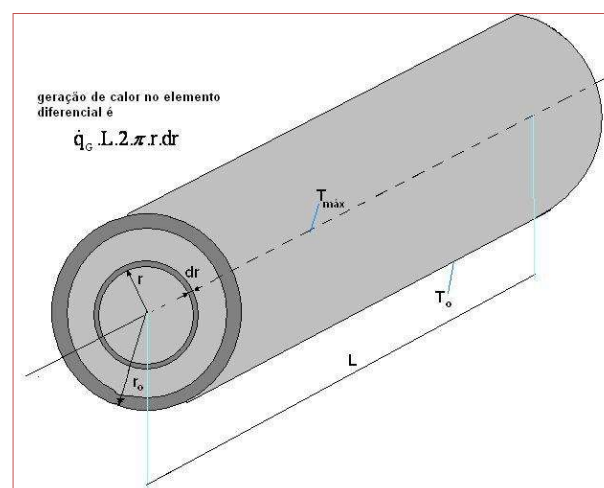
*Resistência Térmica para o envoltório esférico*

$$R_{th} = \frac{r_o - r_i}{4.\pi.k.r_o.r_i} \quad (26)$$

43

43

## 2.8-Cilindro sólido longo com Geração de Calor



44

44

$$\left. -k.A_r \cdot \frac{dT}{dr} \right|_r + \dot{q}_G \cdot L \cdot 2\pi \cdot r \cdot dr = -k.A_{r+dr} \cdot \frac{dT}{dr} \Big|_{r+dr} \quad \therefore A_r = 2\pi \cdot r \cdot L \quad \therefore A_{r+dr} = 2\pi \cdot (r+dr) \cdot L$$

$$\dot{q}_G \cdot r = -k \cdot \left( \frac{dT}{dr} + r \cdot \frac{d^2T}{dr^2} \right) = -k \cdot \frac{d}{dr} \left( r \cdot \frac{dT}{dr} \right)$$

Primeira Integração  $\rightarrow \frac{\dot{q}_G \cdot r^2}{2} = -k \cdot r \cdot \frac{dT}{dr} + C_1$

Condição de Contorno 1  $\rightarrow \frac{dT}{dr} = 0$  em  $r=0 \rightarrow C_1 = 0$

Segunda Integração  $\rightarrow T = -\frac{\dot{q}_G \cdot r^2}{4 \cdot k} + C_2$

Condição Contorno 2  $\rightarrow r=r_o \rightarrow T=T_o \rightarrow C_2 = \left( \frac{\dot{q}_G \cdot r_o^2}{4 \cdot k} \right) + T_o$

A distribuição de temperaturas se torna:

$$T = T_o + \frac{\dot{q}_G \cdot r_o^2}{4 \cdot k} \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (27)$$

45

45

A temperatura máxima em  $r=0$ ,  $T_{\text{máx}}$ , é dada por;

$$T_{\text{máx}} = T_o + \frac{\dot{q}_G \cdot r_o^2}{4 \cdot k} \quad (28)$$

Na forma adimensional a Eq.20 se torna :

$$\frac{T(r) - T_o}{T_{\text{máx}} - T_o} = 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \quad (29)$$

46

46

## 2.9-Cilindro Oco com fonte de calor uniforme e temperaturas superficiais especificadas

Condições de Contorno

$$\begin{array}{lll} T=T_i & \text{em} & r=r_i \text{ (superfície interna)} \\ T=T_o & \text{em} & r=r_o \text{ (superfície externa)} \end{array}$$

$$T(r) = T_o + \frac{\dot{q}_G}{4.k} (r_o^2 - r^2) + \frac{\ln \frac{r}{r_o}}{\ln \frac{r_o}{r_i}} \left[ \frac{\dot{q}_G}{4.k} (r_o^2 - r_i^2) + T_o - T_i \right] \quad (30)$$

47

47

## 2.10-Esfera sólida com Geração de Calor

A temperatura máxima em  $r=0$ ,  $T_{\text{máx}}$ , é dada por;

$$T_{\text{máx}} = T_o + \frac{\dot{q}_G \cdot r_o^2}{6.k} \quad (34)$$

Na forma adimensional a Eq.20 se torna :

$$\frac{T(r) - T_o}{T_{\text{máx}} - T_o} = 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \quad (35)$$

48

48



## II - Termodinâmica e Transferência de Calor

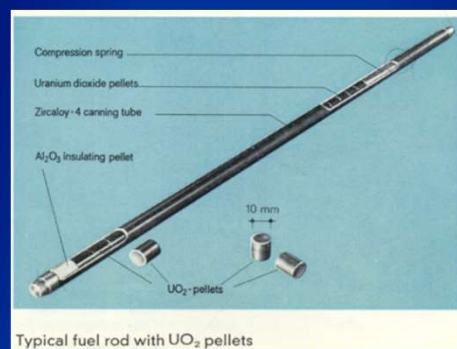
### A- Transferência de Calor e Circulação de Fluido em Reatores Nucleares:

A energia gerada na fissão deve ser transferida, sob a forma de **Calor**, do combustível para um **Refrigerante**.

O sistema de refrigeração deve ser tal que a temperatura esteja abaixo dos limites impostos pelas propriedades dos materiais.

49

## REATORES REFRIGERADOS A H<sub>2</sub>O PRESSURIZADA (PWR)



*Vareta Combustível*

*Pastilhas Combustíveis*



50

**A.2 - Condução de Calor em Elementos Combustíveis (EC):**

- 
- **Propriedades**
- **térmicas do**
- **combustível**
- 

- elevada condutividade térmica
- boa resistência à corrosão
- boa resistência mecânica em altas temperaturas
- temperatura máxima de operação elevada

51

**A2. Condução de Calor em Elementos Combustíveis (EC):**

- **Funções do**
- **Revestimento**
- 

- evita a liberação de PF
- dá estrutura ao combustível nuclear
- amplia a área de troca de calor (aletas)

- **Propriedades do**
- **Revestimento**
- 

- baixa seção de choque de captura
- elevada condutividade térmica
- inércia química com relação ao combustível e ao refrigerante
- boa resistência mecânica a altas temperaturas

52

□  
 □  
 □ **A2. Condução de Calor em Elementos Combustíveis (EC):**  
 □ **Materials mais usados como revestimento:**  
 □  
 □ - liga de alumínio  
 □ - liga de magnésio (Mgnox)  
 □ - Aço inox  
 □ - Ligas de zircônio (zircaloy)  
 □

53

□ **Equação de Fourier:**  
 □  $Q = -kA \frac{dT}{dx}$   
 □ **condutividade térmica (W/m°C)**  
 □ **gradiente de temperatura (°C/m)**  
 □ **Taxa de transferência de calor (J/seg = W)**  
 □ **área de transferência (m²)**  
 □ **unidimensional**  
 □ **O Calor é transferido de temperaturas mais altas para as mais baixas**  
 □ **Lei de Fick**  
 □ **Reescrevendo:**  
 □  $\frac{Q}{A} = q'' = -k \frac{dT}{dx}$   
 □ **Fluxo de calor (w/m²)**  
 □  $\vec{J}(x) = -\vec{v}D \frac{dn}{dx}$

54

□ **Generalizando para 3 dimensões:**  
 □

$$\frac{Q}{V} = q''' = -k \nabla^2 T \longrightarrow \text{ou } -\vec{\nabla} k \vec{\nabla} T$$

Taxa de liberação de E no meio  
 Taxa de perda de calor por condução/ volume  
 (W/cm<sup>3</sup>)  
 operador Laplaciano

Onde o operador  $\nabla^2$  pode ser escrito em coordenadas retangulares, cilíndricas ou esféricas.

□

55

□ Onde o operador  $\nabla^2$  pode ser escrito em coordenadas retangulares, cilíndricas ou esféricas.  
 □

$$\nabla^2 T = \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} + \frac{d^2 T}{dz^2}$$

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

$$\nabla^2 T = \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left( r^2 \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \sin \theta \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2}$$

56

**Equação de balanço de energia (condução de calor)**

taxa de variação da energia interna do meio = taxa de geração de energia no meio - taxa de condução de energia para fora do meio

ou

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = q''' + \nabla \cdot (k \nabla T)$$

$\rho$  → massa específica (Kg/m<sup>3</sup>)  
 $c$  → calor específico (J/ Kg °C)  
 $\frac{\partial T}{\partial t}$  → tempo  
 $q'''$  → operador gradiente  
 $\nabla \cdot (k \nabla T)$  →  $q''$

**Quando o reator opera em equilíbrio:**

**( condição estacionária)**

$$\rightarrow \frac{\partial T}{\partial t} = 0$$

57

$$\therefore q''' = -\nabla \cdot (k \nabla T) = -k \nabla^2 T$$

$\nabla^2 T = -\frac{q'''}{k}$

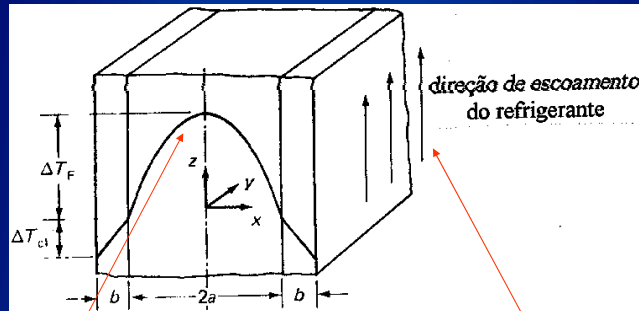
$\nabla^2 T = \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} + \frac{d^2 T}{dz^2}$

$\therefore q''' = \text{constante}$  → **Equação de Poisson**  
**Operador Laplaciano**

**Para  $q''' = 0$  →  $\nabla^2 T = 0$  → Equação de Laplace**

58

▣ **A . 2 . 1 - Elemento combustível tipo Placa:**



distribuição de temperatura

direção do escoamento do refrigerante

$$\nabla^2 T = \frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{d^2 T}{dy^2} + \frac{d^2 T}{dz^2}$$

59

▣ **Combustível :**

$$q''' = -k_f \nabla^2 T$$

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = -\frac{q'''}{k_f}$$

▣ **considerando:**

$$q''' = cte$$

$$k_f = cte$$

$$\rightarrow \frac{dT}{dx} = -\frac{xq'''}{k_f} + C$$

▣ **Quando x=0 (ver figura) →**  $\frac{dT}{dx} = 0 \rightarrow C = 0$

60



▫ Combustível :  
 ▫  
 ▫ **Integrando mais uma vez ( entre  $x = 0$  e  $x = a$  )**  
 ▫

$$\underbrace{T_o - T_a}_{\Delta T_F} = \frac{a^2 \cdot q'''}{2k_f}$$

$\Delta T_F$   
 equação de uma parábola

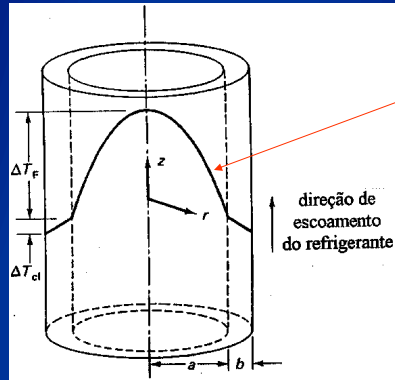
61

▫ Revestimento: não tem calor sendo gerado, condução  
 ▫  
 ▫  $\frac{dT}{dx} = \frac{-q''}{k_{cl}} = \frac{-aq'''}{k_{cl}}$  → equação de Fourier  $q'' = -k \frac{dT}{dx}$   
 ▫  
 ▫ **integrando de  $x = a$  até  $x = a + b$**   
 ▫  $\Delta T_{cl} = \frac{a \cdot b \cdot q'''}{k_{cl}}$  função linear  
 ▫  
 ▫ **diminuição total de temperatura entre o centro do combustível e a superfície externa do revestimento é :**

$$\Delta T_{Total} = \Delta T_F + \Delta T_{cl} = a \cdot q''' \left( \frac{a}{2k_f} + \frac{b}{k_{cl}} \right)$$

62

□ A .2 .2 - Elemento combustível cilíndrico:



distribuição de temperatura

$$\nabla^2 T = -\frac{q'''_f}{k_f}$$

$$\frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = -\frac{q'''_f}{k_f}$$

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$$

63

□ A .2 .2 - Elemento combustível cilíndrico:

$$\Delta T_F = \frac{q'''_f a^2}{4k_f}$$

$$\Delta T_{cl} = \frac{q'''_f a^2}{2} \frac{\ln[(a+b)/a]}{k_{cl}}$$

$$\Delta T_F + \Delta T_{cl} = \frac{q'''_f a^2}{2} \left[ \frac{1}{2k_f} + \frac{\ln[(a+b)/a]}{k_{cl}} \right]$$

64



## Duas aproximações podem alterar esse resultado:

- 1. Não há espaçamento entre o combustível e o encamisamento (Gap  $\Rightarrow \Delta T_{GT}$ )
- 2. A condutividade térmica do combustível é constante com a temperatura  $k_f = f(T)$
- Devido a isso, na prática é necessário fazer correções.

65

## A transmissão de calor através do espaçamento pode ser dada por:

- condutância térmica  $h_g = \frac{k}{g}$   $[W/m^2 \cdot ^\circ C]$ 
  - condutividade térmica do gás
  - largura do espaçamento

$$\Delta T_g = \frac{q'' a}{2h_g}$$

$$\Delta T_{total} = \Delta T_F + \Delta T_{cl} + \Delta T_g = \frac{q'' a^2}{2} \left[ \frac{1}{2k_f} + \frac{\ln[(a+b)/a]}{k_{cl}} + \frac{1}{ah_g} \right]$$

66

É importante destacar que as equações mostradas expressam a diminuição de temperatura através do combustível nuclear e do respectivo revestimento, não fornecendo diretamente a temperatura em que de fato se encontram estes componentes.

Para determinar estas temperaturas, é necessário conhecer a diminuição de temperatura da superfície externa do revestimento para o refrigerante e a temperatura do refrigerante em qualquer posição do núcleo.

67

### A.3-Transferência de calor do EC para o refrigerante

Transferência de calor por convecção

Equação de Newton

$$Q = hA\theta$$

Superfície de contato (m<sup>2</sup>)

taxa de transferência  
de calor (J/s=W)

diferença de temperatura  
entre a superfície e o fluido(°C)

coeficiente de  
transferência de calor  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot C}\right)$

É a equação geral para a transferência de calor por convecção entre uma superfície e um líquido.

68

**Reescrevendo:**  $\frac{Q}{A} = q'' = h\theta$

$q'' \rightarrow$  energia transferida para o fluido por unidade de tempo e por unidade de área (J/s.m<sup>2</sup> ou W/m<sup>2</sup>)

**COMBUSTÍVEL TIPO PLACA**  $\theta_c = \frac{q''' a}{h}$

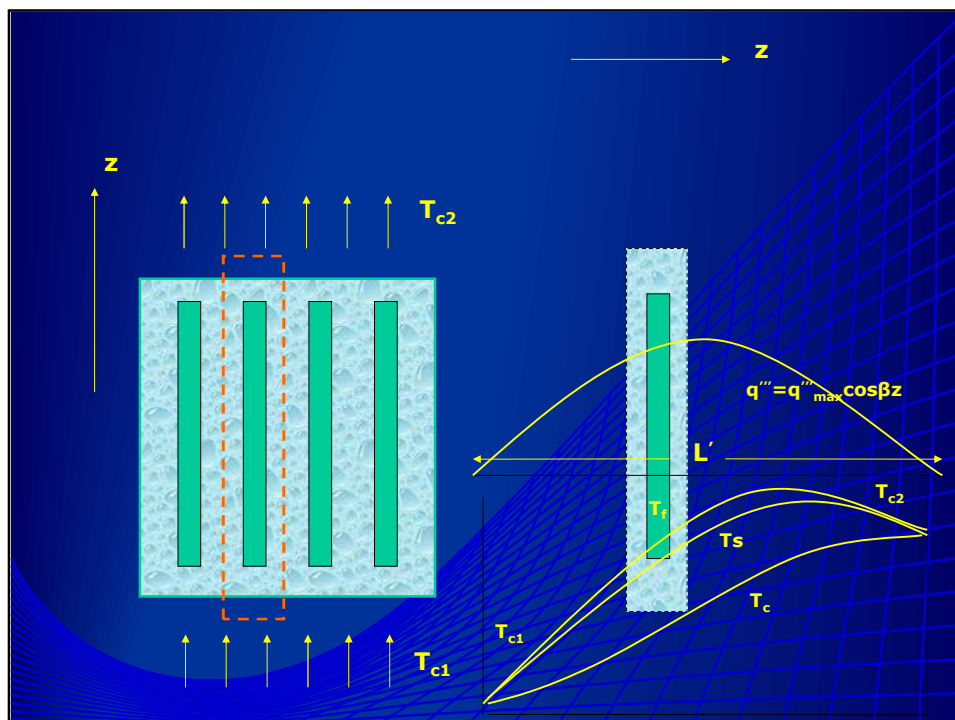
$\theta_c \rightarrow$  diminuição da temperatura de superfície do revestimento para o refrigerante

**COMBUSTÍVEL CILÍNDRICO**  $\theta_c = \frac{q''' a^2}{2(a+b)h}$

$\therefore$  a diminuição total de temperatura do centro do combustível para o refrigerante é:

$$\Delta T_f + \Delta T_{cl} + \theta_c$$

69



70

**AXIALMENTE :**

- ▣  $T_c$  – temperatura do refrigerante
- ▣  $T_s$  – temperatura na superfície externa do revestimento
- ▣  $T_F$  – temperatura no centro do combustível

▣

$q''' \propto n$

$q''' = q'''_{m\acute{a}x} \cos \beta z$

$\beta = 4\pi/L$

*densidade de nêutrons*

$\left( \frac{\text{nêutrons}}{\text{cm}^2 \cdot \text{seg}} \right)$

71

**Balço de energia para o refrigerante que escoo passando por uma seço do combustível de comprimento dz em z é dada por:**

▣

$\dot{m}_c c_p dT_c = \pi a^2 q'''_{m\acute{a}x} \cos \beta z dz$

*vazão mássica*      *calor específico*

$T_c(z) = T_{c1} + \frac{\Delta T_c}{2} \left( 1 + \frac{\text{sen } \beta z}{\text{sen}(\beta L/2)} \right)$

$\Delta T_c = T_{c2} - T_{c1}$

$T_s(z) = T_c(z) + \theta_c(z)$

$T_{Fcl}(z) = T_c(z) + \theta_c(z) + \Delta T_{cl}(z)$

$T_F(z) = T_c(z) + \theta_c(z) + \Delta T_{cl}(z) + \Delta T_F(z)$

72

Diferenciando a equação a seguir, e igualando a zero tem-se a posição onde  $T_s$  e  $T_F$  são máximos :

$$T_s(z) = T_{c1} + \frac{\Delta T_c}{2} \left( 1 + \frac{\text{sen } \beta z}{\text{sen}(\beta L/2)} \right) + \theta_{co} \cos \beta z \quad \Delta T_c = T_{c2} - T_{c1}$$

$$\theta_{co} = \frac{q_{\text{máx}} \cdot a^2}{2(a+b)h}$$

$$z = \frac{1}{\beta} \text{arctg} \frac{\Delta T_c / 2}{\theta_{co} \text{sen}(\beta L/2)}$$

73

#### A.4 - Transferência de calor por convecção forçada:

- Principal problema: determinar o valor de  $h$

- Grupos adimensionais

- Reynolds:  $Re = \frac{\rho v d}{\mu}$

- Prandtl:  $Pr = \frac{c_p \mu}{k}$

- Nusselt:  $Nu = \frac{h d}{k}$

- Stanton:  $St = \frac{h}{\rho v c_p} = \frac{Nu}{Re Pr}$

- Peclet:  $Pe = Re Pr$

$\mu$  : viscosidade do fluido

$k$ : condutividade térmica

$\rho$ : massa específica

$c_p$ : calor específico

$v$ : velocidade de escoamento

$d$ : diâmetro efetivo

74

#### A.4 - Transferência de calor por convecção forçada:

A equação deste tipo mais utilizada para água e gases em tubulações redondas lisas é a equação de Dittus-Boelter

$$Nu = 0,023(Re)^{0,8} (Pr)^{0,4}$$

equação de Sieder-Tate

$$(Nu)_b = 0,023 \cdot (Re)_b^{0,8} \cdot (Pr)_b^{0,4} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

equação de Colburn

variações de propriedades na camada de fluido situada próxima da parede aquecida do duto.

$$(Nu)_f = 0,02 \cdot (Re)_f^{0,8} \cdot (Pr)_f^{0,4}$$

75

#### A.4 - Transferência de calor por convecção forçada:

- **Metais líquidos**

$$(Nu) = 7,0 + 0,025 \cdot (Pe)^{0,8}$$

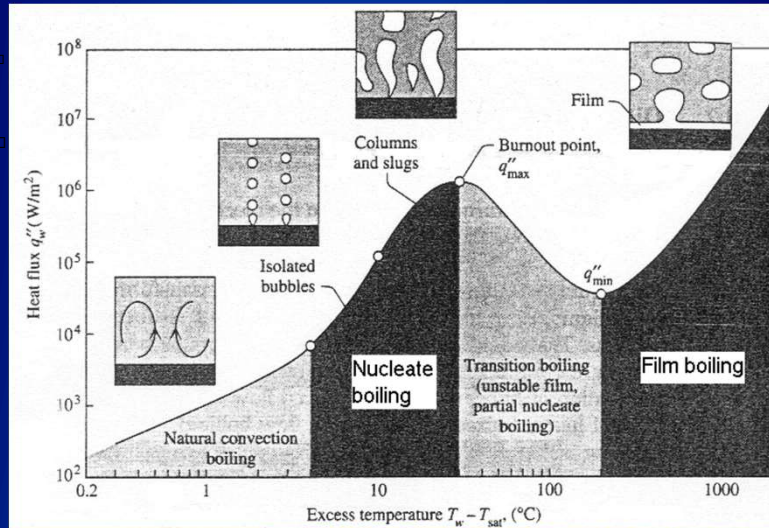
Refrigerante	(Pr)	h [W/m <sup>2</sup> ·°C]
Gases	0,8	50 a 500
Água	1 a 7	2000 a 20000
Metais líquidos	0,01	5000 a 50000

Tabela 1 - Valores típicos de (Pr) e coeficientes de transferência de calor para refrigerantes usados em reatores nucleares.

76



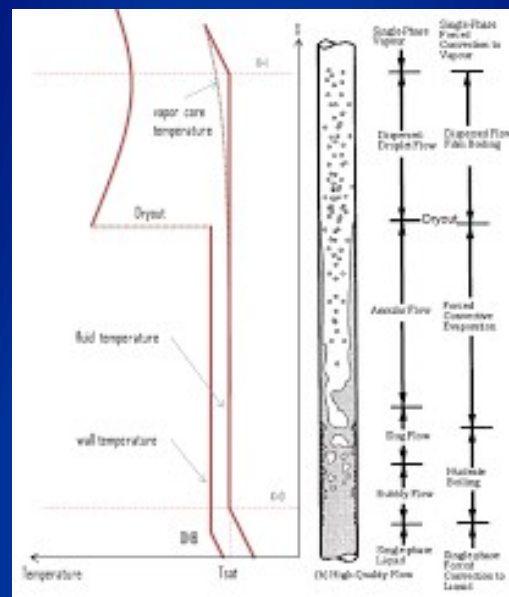
**A.5 - Transferência de calor por ebulição**



**Regimes de Escoamento com Resfriamento em Piscina**

77

**A.5 - Transferência de calor por ebulição**



78

**A.6 - Escolha do Refrigerante para Reatores Nucleares**

Refrigerante

- gás (He, CO<sub>2</sub>)
- H<sub>2</sub>O  $\sigma_c \uparrow$
- D<sub>2</sub>O  $\sigma_c \downarrow$   
(muito cara)
- metal liquido
  - Na  $\rightarrow$   $^{23}\text{Na} (n, \gamma) ^{23}\text{Na}$
  - liga Na-K

Requerem altas pressões

79

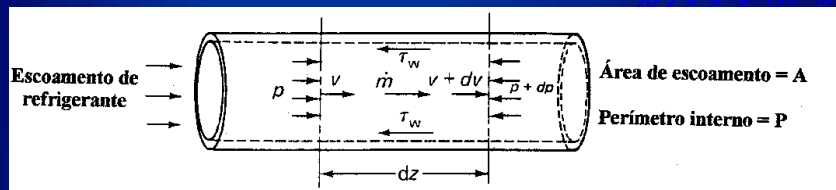
Propriedades

- baixa seção de choque de absorção
- valores elevados de
  - $\rho$  - massa específica
  - $c$  - calor específico  $/m^3 \uparrow$
  - $K$  - condutividade térmica
  - $h$  - coeficiente de transferência de calor  $/m^2$
- estabilidade química
- baixa atividade induzida por nêutrons

80



### A.7 – Circulação de Refrigerante pelo Núcleo de um Reator (simplificado)



Diminuição de pressão em um canal

81

### A.7 – Circulação de Refrigerante pelo Núcleo de um Reator (simplificado)

O perfil de velocidade de um fluido escoando em um tubo é dado por:

$$v(r) = \frac{P_1 - P_2}{4\eta L} (R^2 - r^2)$$

Equação de uma parábola

$P_1$  e  $P_2$  → pressões nos extremos de um trecho de comprimento  $L$

$\eta$  → viscosidade do fluido

$R$  → raio interno do tubo

- perda de pressão por atrito (entre o refrigerante e as paredes dos canais)

- perdas localizadas (cotovelos de tubulações e válvulas)

82

### Possíveis correções:

- Considerar também o efeito da gravidade
- Próximo à vareta a temperatura é maior diminuindo  $\eta$   $\therefore$  aumentando a vazão
- Em reatores nucleares o escoamento do fluido se dá externamente ao tubo (vareta combustível)

### Potência de bombeamento

deve ser fornecida pela usina – fração da potência elétrica produzida pelos turbo-geradores

Este valor representa 9% de redução da eficiência térmica global

83

FIM 7ª AULA  
até semana que vem  
se cuidem



Prof. Alfredo Alvim

84

84