

# **APOSTILA DE FENÔMENOS DE TRANSPORTE**

**Prof. Jesué Graciliano da Silva**  
**Prof. Samuel Luna de Abreu**

# APRESENTAÇÃO

Fenômenos de transportes é a área de conhecimento onde são estudados os fenômenos físicos relacionados à transferência de calor e à mecânica dos fluidos (gases e líquidos). Nas Figuras 1 e 2 temos os mapas conceituais das diversas interfaces e aplicações da mecânica dos fluidos e da transferência de calor:

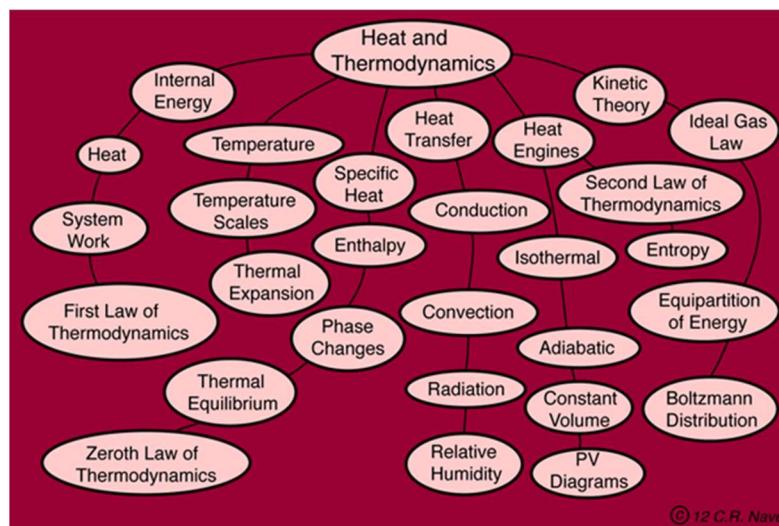


Figura 1. Mapa conceitual de transferência de calor (<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/hframe.html>).

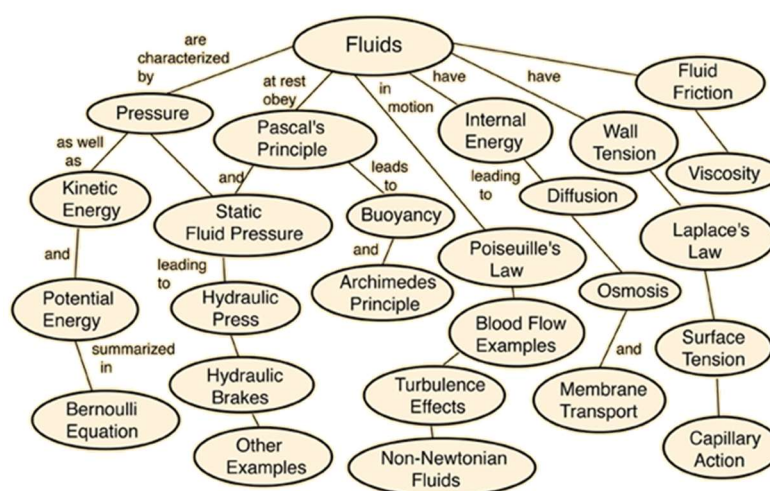


Figura 2. Mapa conceitual de Mecânica dos Fluidos (<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/hframe.html>).

Como se pode ver, os campos de conhecimento são bastante abrangentes, sendo que os conceitos apresentados às vezes são tratados em componentes curriculares independentes. Este

texto tem como objetivo resumir alguns conceitos básicos dessas duas áreas. O texto será dividido em duas partes, iniciando pela Transferência de Calor e concluindo com a Mecânica dos Fluidos. Na parte de Transferência de Calor será dada ênfase aos três processos de transferência de calor existentes, apresentando de forma simplificada como é possível estimá-los e os principais parâmetros que os influenciam. Já na parte de Mecânica dos Fluidos, serão lembrados alguns conceitos fundamentais da hidrostática e em seguida concentraremos o foco nas equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia simplificadas, como é o caso da Equação de Bernoulli, para aplicações práticas de hidrodinâmica.

Não é a pretensão desse texto cobrir em detalhes todos os aspectos dos Fenômenos de Transporte. Trata-se de um texto orientativo para ser usado nas aulas dos cursos de engenharia do IFSC, que optaram por uma componente curricular de 36 horas (2 horas semanais), que está ainda em fase de aprimoramento. Aproveitamos a oportunidade também para deixar claro, que o conteúdo aqui apresentado foi inspirado em diversos livros e apostilas, em particular os trabalhos dos professores Carlos Boabaid Neto (IFSC) e Eduardo Emery Cunha Quites (Universidade Santa Cecília).

---

# 1. Transferência de Calor

O conhecimento do comportamento térmico das substâncias e dos fenômenos da transferência de calor são fundamentais para diversas aplicações na engenharia. Na Figura 1.1 ilustra-se o processo de troca térmica entre um corpo de maior temperatura para outro de menor temperatura. A esse processo, dá-se o nome de calor.

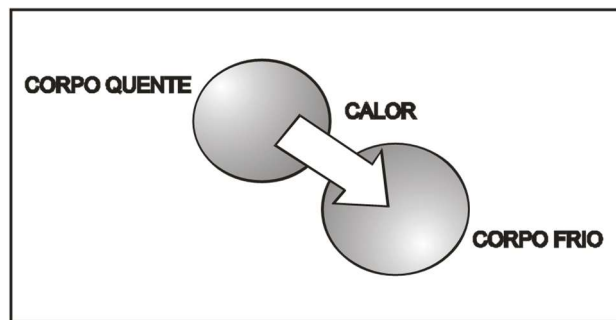


Figura 1.1- Calor trocado entre um corpo quente e um corpo frio

## 1.1. CONCEITOS FUNDAMENTAIS

A **Termodinâmica** pode ser definida como a área do conhecimento que estuda as relações entre calor e trabalho e suas aplicações no desenvolvimento das máquinas térmicas. Já a **Transferência de Calor** estuda os diferentes mecanismos de troca de calor. Foi através destes conhecimentos que se fundamentaram a invenção da máquina a vapor, dos motores automotivos e das máquinas de refrigeração. Um exemplo simples da relação entre calor e trabalho pode ser observado na eolípia. A eolípia, desenvolvida por Heron, na Grécia Antiga, foi a primeira máquina térmica da qual se tem conhecimento, conforme ilustrado na Figura 1.2:



Figura 1.2- Eolípia desenvolvida por Heron, Grécia Antiga

### 1.1.1- Sistemas de Unidades

O Sistema Internacional de Unidades (SI) define as unidades utilizadas legalmente no

nosso país. Isto é importante, pois o desenvolvimento da transferência de calor está totalmente baseado nas quatro dimensões básicas do Sistema Internacional, que são comprimento (metro), massa (quilograma), tempo (segundo) e temperatura (kelvin).

Apesar da unidade SI para temperatura ser o Kelvin (K), o uso da escala Celsius é ainda bastante comum. O zero na escala Celsius ( $0^{\circ}\text{C}$ ) é equivalente a 273,15 K. Dessas unidades básicas derivam todas as demais, como algumas grandezas típicas da área de Ciências Térmicas apresentadas na tabela 1.1.

Tabela 1.1- Unidades derivadas do SI para algumas grandezas

Quantidade	Nome e símbolo	Unidade	Expressão em unidade de base do SI
Força	newton (N)	$\text{m.kg/s}^2$	$\text{m.kg/s}^2$
Pressão	pascal (Pa)	$\text{N/m}^2$	$\text{kg/m.s}^2$
Energia	joule (J)	N.m	$\text{m}^2.\text{kg/s}^2$
Potência	watt (W)	J/s	$\text{m}^2.\text{kg/s}^3$

Eventualmente, poderemos nos deparar com unidades do sistema inglês. Como exemplo, a carga térmica (termo muito utilizado em climatização), muitas vezes, é calculada em Btu/h (12.000 Btu/h correspondem a 3.517 W). Os catálogos dos fabricantes de condicionamento de ar trazem esta unidade na determinação da capacidade de seus equipamentos. Por isso, a tabela 1.2 de conversão de fatores é bastante útil.

Tabela 1.2 - Fatores de conversão úteis

1 lbf = 4,448 N	1 btu = 1055 J
1 lbf/pol <sup>2</sup> (ou psi) = 6895 Pa	1 kcal = 4,1868 kJ
1 pol = 0,0254 m	1 kW = 3413 btu/h
1 hp. = 746 W = 2545 btu/h	1 litro (l) = 0,001 m <sup>3</sup>
1 kcal/h = 1,163 W	1 tr = 3517 W (tonelada de refrigeração)
1 atm = 14,7 lbf/pol <sup>2</sup> (ou psi)	12000 btu/h = 1 tr = 3,517kW

### 1.1.2- Energia

Entende-se energia como um elemento capaz de causar transformações na natureza. Estas transformações podem ocorrer de diversas formas. Em sua expressão mais simples, energia é a capacidade de realizar trabalho. Ela pode existir sob diversas formas como energia térmica (calor), energia mecânica, energia química, energia elétrica etc., e pode ser modificada de uma destas formas para outra. Por exemplo, a energia química de uma bateria de acumuladores transforma-se em energia elétrica que passa em um circuito e acende uma lâmpada (energia luminosa ou energia térmica) ou aciona um motor (energia mecânica). Embora a energia possa ser transformada de uma forma para outra, num sistema fechado, ela não pode ser criada ou destruída. É o famoso princípio da conservação da energia.

É importante notar que energia pode ser acumulada num sistema e que também pode ser transferida de um sistema para outro (na forma de calor, por exemplo). Embora seja possível transformar a energia de uma forma para outra e transferi-la de um sistema para outro, é impossível criá-la ou destruí-la em um sistema fechado. É o princípio da conservação de energia.

Unidade no sistema internacional:

**joule - J**

Outras unidades:

**caloria – cal**

**unidade térmica do sistema inglês (british thermal unit) - btu**

**watt-hora (muito usado no setor elétrico) – Wh**

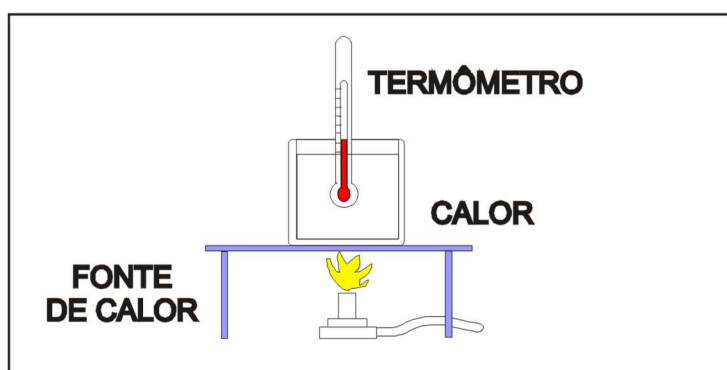
### 1.1.3 – Calor

Calor é uma forma de energia transferida de um corpo a outro devido às diferenças de temperatura. O calor é definido como sendo a forma de transferência de energia através da fronteira de um sistema, numa dada temperatura, a outro sistema (ou meio), que apresenta uma temperatura inferior, em virtude da diferença entre as temperaturas dos dois sistemas.

Calor é positivo => se calor é transferido para uma sistema

Calor é negativo => se calor é transferido de um sistema.

No processo de aquecimento, temos a energia térmica sendo transferida da chama (que tem elevada temperatura) para o corpo (que tem baixa temperatura), conforme mostrado na figura 1.3. Nesse caso, o calor recebido pelo corpo pode ser calculado por meio de equações que levam em consideração a massa do corpo sendo aquecido, suas características individuais definidas através da propriedade calor específico e a diferença de temperatura sofrida durante o processo.



*Figura 1.3 – Calor trocado entre uma chama e um corpo*

Os processos que não apresentam transferência de calor ( $Q=0$ ) são denominados **adiabáticos**.

### 1.1.4 – Trabalho

Trabalho é uma forma de energia mecânica capaz provocar movimentação de um corpo (peso). Em refrigeração, tem-se o processo de compressão como exemplo mais simples de aplicação do conceito de trabalho (Figura 1.4). Dentro do compressor, há um pistão realizando trabalho sobre um determinado volume de fluido refrigerante que é comprimido. O pistão se movimenta porque recebe energia mecânica do eixo do compressor, alimentado pela rede elétrica. Em uma bomba de água ocorre um processo semelhante, o rotor da bomba realiza um trabalho sobre a massa de água que é deslocada por ele na forma de uma vazão e/ou elevação de nível.

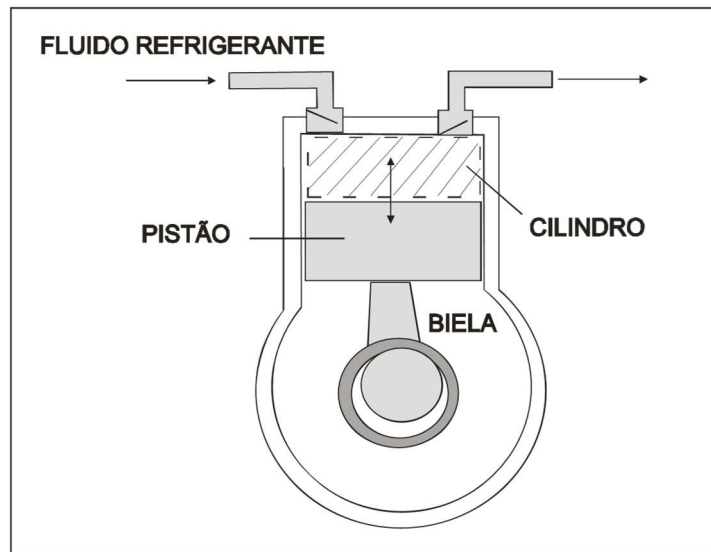


Figura 1.4- Ilustração da aplicação do trabalho para comprimir o fluido refrigerante

### 1.1.5 – Potência

Potência é a quantidade de energia transferida por unidade de tempo. Uma dada quantidade de energia pode ser disponibilizada em um tempo maior ou menor. De acordo com o tempo que se pode disponibilizar a energia, tem-se mais ou menos potência. No Sistema Internacional de Unidades, a unidade característica de potência é o Watt (Joule/segundo). Também é comum encontrar a potência expressa em Btu/h, CV, HP, kcal/h e toneladas de refrigeração (1TR=12.000 Btu/h).

$$P = \frac{E}{t}$$

Na figura 1.5, é possível visualizar uma aplicação prática da definição de potência. James Watt mostrou que um cavalo forte era capaz de elevar uma carga de 75kg até a altura de um metro em um segundo. A essa potência chamou-se de cavalo-vapor (devido à comparação com a máquina a vapor) com abreviação de “CV”.

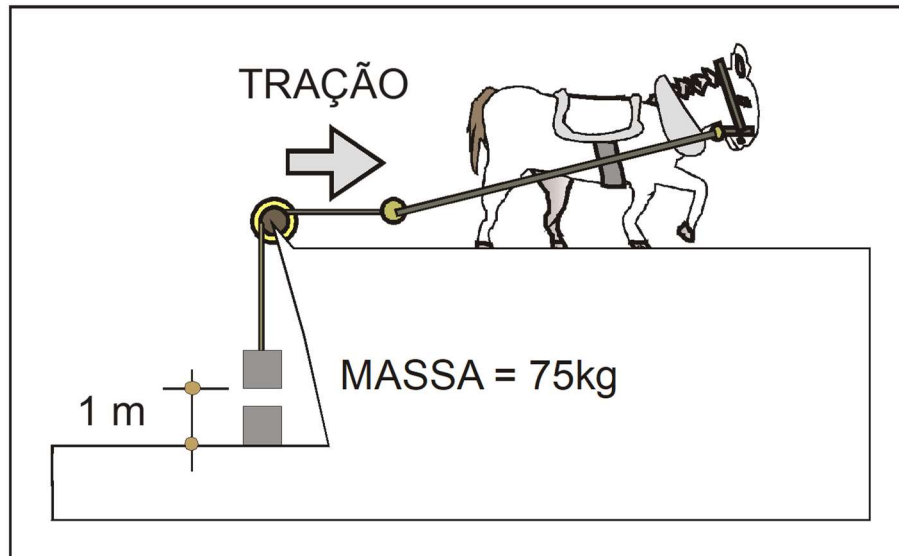


Figura 1.5– Ilustração do experimento de James Watt.

É importante lembrar que calor e trabalho são também formas de transferência de energia e portanto podem ser expressos por unidade de tempo na forma de uma potência (taxa de transferência) como segue.

$$\dot{W} = \frac{W}{t}; \quad \dot{Q} = \frac{Q}{t}$$

### 1.1.6 Processos de Transferência de calor

Como já foi visto inicialmente, a transferência de calor é a energia térmica em movimento devido à diferença de temperatura entre dois corpos (sistemas). Ela pode ocorrer de três formas diferentes: condução, convecção e radiação. Iremos aprofundar o estudo em cada uma das formas de transferência de calor, porém com o objetivo de dar uma ideia geral sobre a transferência de calor, vamos dar uma breve definição sobre cada um desses processos.

#### (a) Condução

É a transferência de calor que ocorre em um meio material estacionário, que pode ser um sólido ou um fluido, em virtude de um gradiente de temperatura. A Figura 1.6 mostra a transferência de calor por condução através de uma parede sólida submetida à uma diferença de temperatura entre suas faces

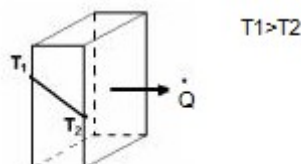


Figura 1.6. Condução de calor através de uma parede plana.

#### (b) Convecção

É a transferência de calor que ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento em



virtude da diferença de temperatura entre eles. A convecção ocorre apenas em uma região adjacente à superfície de troca de calor, a essa região damos o nome de “camada limite térmica”. A Figura 1.7 mostra a transferência de calor por convecção entre uma superfície plana horizontal e um escoamento de um determinado fluido sobre a mesma.

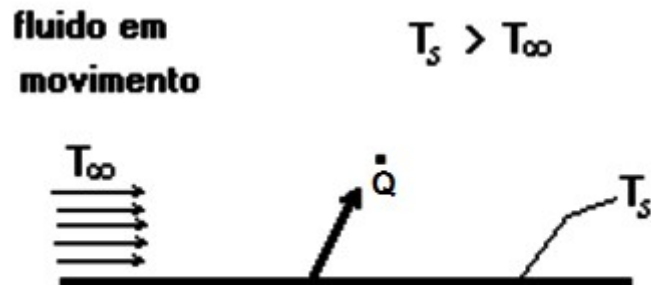


Figura 1.7. Convecção entre uma superfície plana e um fluido em movimento.

### (c) Radiação

Mesmo na ausência de um meio interveniente, existe uma troca líquida de calor (emitida na forma de ondas eletromagnéticas) entre duas superfícies que se “enxergam” a diferentes temperaturas. A esse mecanismo de transferência de calor chamamos de radiação. A Figura 1.8 ilustra a transferência de calor por radiação entre duas superfícies a diferentes temperaturas.

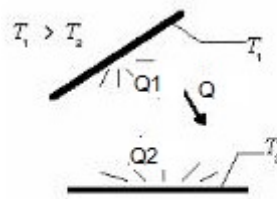


Figura 1.8. Radiação entre duas superfícies.

Nos próximos itens estudaremos em detalhes cada um dos mecanismos de transferência de calor de forma individual e combinada, aprendendo a quantificar a taxa de transferência de calor em cada um deles.

## 1.2. CONDUÇÃO

Condução ou difusão de calor é o processo de transferência de energia térmica que acontece entre átomos e/ou moléculas vizinhas de uma substância causado por um gradiente térmico (diferença de temperatura). Para ocorrer condução de calor é necessário a existência de um meio material (sólido, líquido ou gás).

### 1.2.1. Lei de Fourier

Considere a situação apresentada na Figura 1.9 onde uma barra de um determinado material de seção transversal constante é isolada nas laterais e submetida nos extremos a duas temperaturas diferentes.

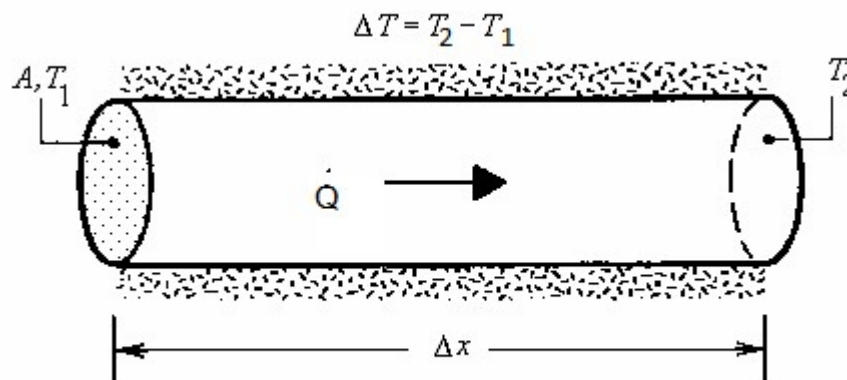


Figura 1.9. Condução de calor através de uma barra.

Experimentalmente pode-se observar que a taxa de transferência de calor através da barra é proporcionalmente relacionado com a área da seção transversal ( $A$ ), diferença de temperatura ( $\Delta T$ ) e comprimento ( $\Delta x$ ) como segue.

$$\dot{Q} \propto A \cdot \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

Essa proporção se transforma em uma igualdade usando um coeficiente de proporcionalidade “ $k$ ” ao qual damos o nome de **condutividade térmica**. Generalizando a expressão anterior, chega-se à Lei de Fourier que pode ser expressa na seguinte forma:

$$\dot{Q} = -k.A.\frac{dT}{dx}$$

O sinal negativo na expressão anterior significa que a taxa de transferência de calor ocorre da temperatura mais alta para a mais baixa (sentido do  $\Delta T$  negativo).

Os valores da condutividade térmica - k variam de material para material. Valores altos representam materiais condutores, enquanto que valores baixos são materiais isolantes. A Tabela 1.3 apresenta alguns valores típicos de “k”

Tabela 1.3- Valores típicos da condutividade térmica – k.

material	k [W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
metais	80 (ferro) a 430 (prata)
líquidos	0,15 (gasolina) a 0,6 (água)
isolantes	0,03 (espuma de poliuretano) a 0,15 (madeiras)
gases	0,023 (ar)

### 1.2.2. Condução de calor em paredes planas

Considere uma parede plana submetida às condições apresentadas na Figura 1.10.

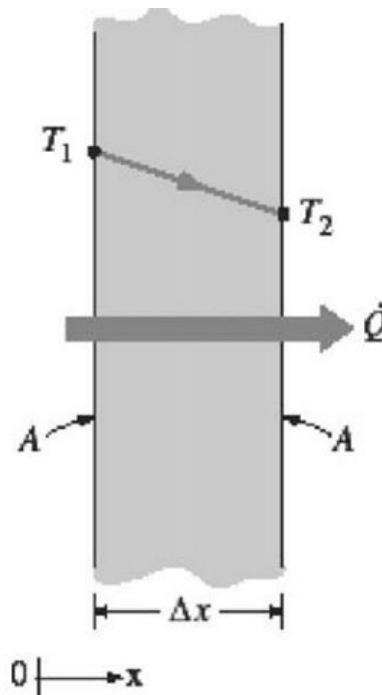


Figura 1.10. Condução de calor através de uma parede plana.

Considerando que a área A da parede seja suficientemente grande em relação à sua

espessura  $\Delta x$ , pode-se considerar o problema unidimensional e toda a transferência de calor ocorre na direção “x”. Aplicando-se a Lei de Fourier para esse caso temos:

$$\dot{Q} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx}$$

Resolvendo por separação de variáveis:

$$\dot{Q} \cdot dx = -k \cdot A \cdot dT$$

Considerando  $\Delta x = L$  (espessura da parede):

$$\dot{Q} \cdot \int_0^L dx = -k \cdot A \cdot \int_{T_1}^{T_2} dT$$

Logo:

$$\dot{Q} \cdot L = -k \cdot A \cdot (T_2 - T_1)$$

Ou:

$$\dot{Q} = \frac{k \cdot A}{L} (T_1 - T_2)$$

### Exemplo:

Um condicionador de ar deve manter a 22°C uma sala com as seguintes dimensões: comprimento: 15 m; largura: 6 m; e altura: 3 m. Considerando que:

- parede da sala tem 25 cm de espessura e é feita de tijolos com condutividade térmica de 0,16 W/(m.K);
- área total das janelas e porta pode ser considerada desprezível;
- não há troca de calor pelo piso e teto;
- a temperatura externa das paredes é 35°C.

Determine a taxa de transferência de calor a ser extraída pelo condicionador de ar em btu/h (1 kW= 3.413 btu/h).

$$R: \dot{Q} = 1048,3 \text{ W} / 3.577,85 \text{ btu/h}$$

### Analogia entre resistência térmica e resistência elétrica para condução em paredes planas

Sistemas análogos são aqueles que se comportam matematicamente de forma similar, ou seja, os fenômenos físicos podem ser representados por equações semelhantes. Por exemplo, pode-se reescrever a equação da taxa de transferência de calor em uma parede plana da seguinte forma:

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{L/k.A}$$

Por analogia, se a equação anterior for comparada com a 1ª. Lei de Ohm tem-se:

$$i = \frac{U}{R} \rightarrow \dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

Onde  $R = L/k.A$  [K/W] é a **resistência térmica equivalente**.

É comum também usar uma simbologia semelhante à de circuitos elétricos como mostra a Figura 1.11.

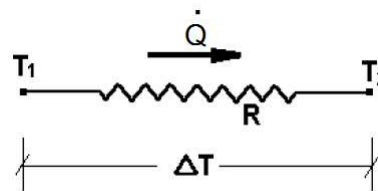


Figura 1.11. Circuito elétrico equivalente para condução de calor.

### Exemplo:

Sabendo que a taxa de transferência de calor que sai através da parede de um determinado equipamento é 6 kW, e que essa parede é de aço ( $k = 59 \text{ W/(m.K)}$ ) e tem uma temperatura externa de  $25^\circ\text{C}$ ; determine: a) Temperatura interna da parede. b) O que aconteceria se diminuíssemos a taxa de transferência de calor através da parede?

Dados: altura = 20 cm; largura = 30 cm; espessura = 1 cm.

R:  $T = 41,9^\circ\text{C}$

### Associação de Paredes Planas em Série

Em várias situações práticas, paredes de diferentes materiais são montadas juntas formando o que costuma se chamar de “associação de paredes planas em série”. Por exemplo, essa é a situação da parede de um forno onde se coloca parede interna, isolante térmico e parede externa. A Figura 1.12 exemplifica esse tipo de problema.

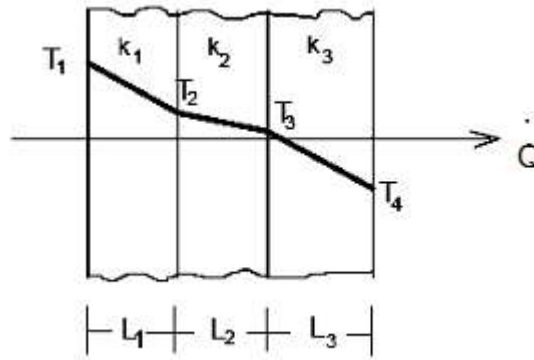


Figura 1.12. Associação de paredes em série.

Nesse caso, a taxa de transferência de calor que atravessará todas as paredes é constante, ou seja:

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{L_1/k_1 \cdot A} = \frac{(T_2 - T_3)}{L_2/k_2 \cdot A} = \frac{(T_3 - T_4)}{L_3/k_3 \cdot A}$$

Isolando o termo de  $\Delta T$  e somando as três expressões resultantes tem-se:

$$(T_1 - T_2) + (T_2 - T_3) + (T_3 - T_4) = \dot{Q} \cdot (L_1/k_1 \cdot A) + \dot{Q} \cdot (L_2/k_2 \cdot A) + \dot{Q} \cdot (L_3/k_3 \cdot A)$$

Agrupando os termos chega-se então a seguinte expressão:

$$(T_1 - T_4) = \dot{Q} \cdot (R_1 + R_2 + R_3)$$

ou seja:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

### Associação de Paredes Planas em Paralelo

Em outras situações práticas, necessita-se determinar a taxa de transferência de calor quando há uma combinação de paredes em paralelo. Nesse caso o problema tende a ser menos unidimensional, porém caso a espessura da parede em paralelo seja muito pequena, ou haja uma repetição das associações em paralelo, pode-se considerar o problema similar ao de paredes em série. A Figura 1.13 ilustra esse tipo de problema.

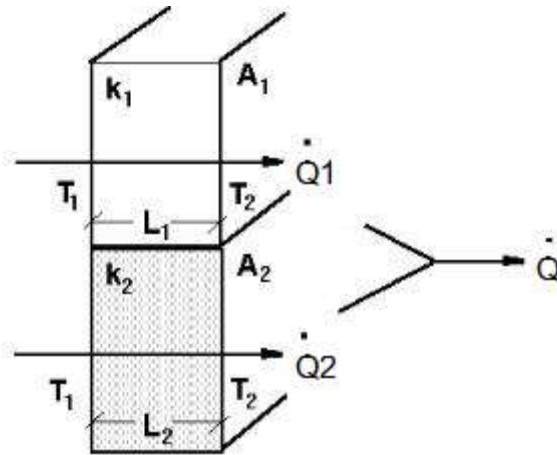


Figura 1.13. Associação de paredes em paralelo.

Note que nesse caso as taxas que atravessam as áreas  $A_1$  e  $A_2$  são diferentes e o total que atravessa a parede composta é dado pela soma das taxas  $\dot{Q}_1$  e  $\dot{Q}_2$ .

$$\dot{Q}_1 = \frac{(T_1 - T_2)}{L_1/k_1 \cdot A_1}$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{(T_1 - T_2)}{L_2/k_2 \cdot A_2}$$

Somando as duas expressões e isolando o termo de  $\Delta T$  tem-se:

$$\dot{Q} = \left( \frac{1}{L_1/k_1 \cdot A_1} + \frac{1}{L_2/k_2 \cdot A_2} \right) \cdot (T_1 - T_2)$$

Fazendo a analogia com circuitos elétricos, para uma associação em paralelo temos:

$$\frac{1}{R} = \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

Novamente pode-se representar a taxa de transferência de calor como:

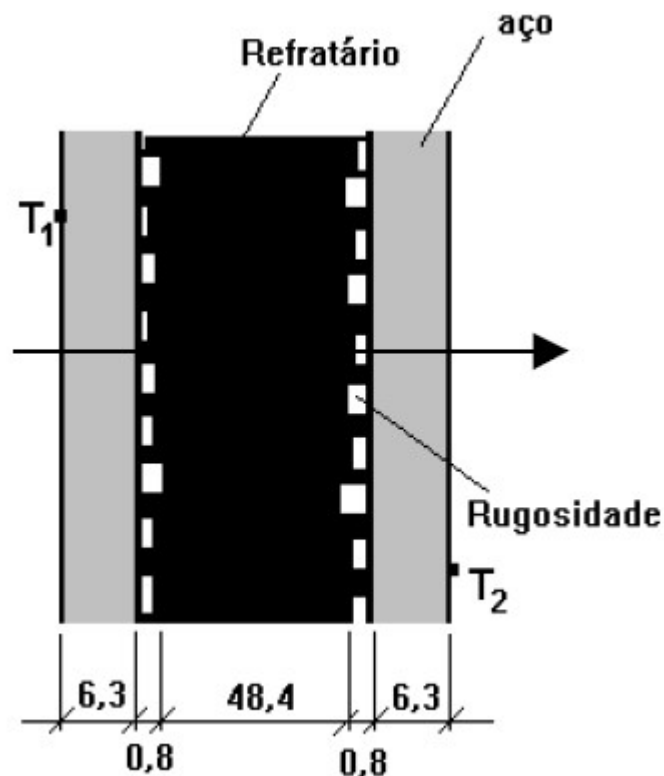
$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

### Exemplo

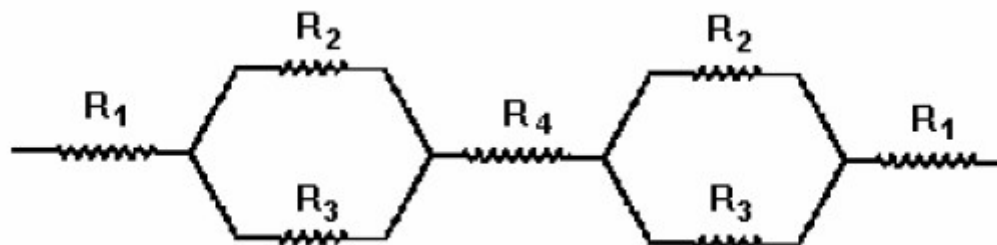
Uma camada de material refratário ( $k = 1,7 \text{ W/(m.K)}$ ) de 50 mm de espessura está localizada

entre duas chapas de aço ( $k = 53 \text{ W/(m.K)}$ ) de 6,3 mm de espessura. As faces da camada refratária adjacentes às placas são rugosas de modo que apenas 30% da área total estão em contato com o aço. Os espaços vazios são ocupados por ar ( $k = 0,015 \text{ W/(m.K)}$ ) e a espessura média da rugosidade é de 0,8 mm. Considerando que as temperaturas das superfícies externas da placa de aço são  $430^\circ\text{C}$  e  $90^\circ\text{C}$  respectivamente, calcule a taxa de transferência de calor na parede composta. Obs.: Na rugosidade o ar está parado (considerar apenas condução) e a área considerada é de  $1 \text{ m}^2$ .

R:  $\dot{Q} = 10,7 \text{ kW}$ ;  $R = 31,76 \times 10^{-3} \text{ K/W}$



Circuito elétrico equivalente:



### 1.2.3. Condução de calor em geometrias cilíndricas

Considere o cilindro vazado da figura 1.14, submetido a uma diferença de temperatura entre as superfícies interna e externa.



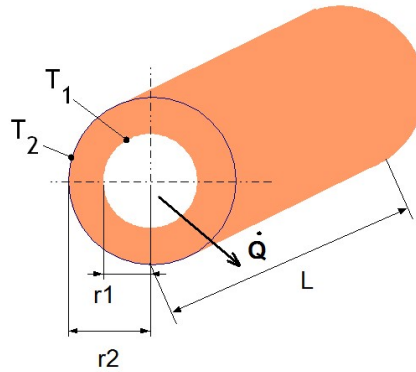


Figura 1.14. Condução de calor em cilindros.

Aplicando a Lei de Fourier para esse caso tem-se:

$$\dot{Q} = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dr}$$

Mas nesse caso:

$$A = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l$$

Logo:

$$\dot{Q} = -k \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot l \frac{dT}{dr}$$

Resolvendo por separação de variáveis:

$$\frac{\dot{Q}}{r} dr = -2 \cdot \pi \cdot k \cdot l dT$$

Resolvendo a integral:

$$\dot{Q} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} dr = -2 \cdot \pi \cdot k \cdot l \int_{T_1}^{T_2} dT$$

Logo:

$$\dot{Q} \cdot (\ln r_2 - \ln r_1) = -2 \cdot \pi \cdot k \cdot l \cdot (T_2 - T_1)$$

Ou:

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l}{\ln r_2 / r_1} (T_1 - T_2)$$

**Analogia entre resistência térmica e resistência elétrica para condução em cilindros:**

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

$$R = \frac{\ln r_2/r_1}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l}$$

**Exemplo**

Um tubo de aço ( $k = 53 \text{ W/(m.K)}$ ) tem diâmetro externo de 80 mm e espessura de 5 mm, 15 m de comprimento e transporta amônia a  $-20^\circ\text{C}$  (considere a temperatura interna igual a temperatura da amônia). Para isolamento do tubo, existem duas opções: isolamento de borracha ( $k = 0,17 \text{ W/(m.K)}$ ) com 80 mm de espessura ou isopor ( $k = 0,033 \text{ W/(m.K)}$ ) com 50 mm de espessura. Por razões de ordem técnica, a taxa de transferência de calor não pode ultrapassar 850 W. Sabendo que a temperatura externa do isolamento é  $40^\circ\text{C}$ , determine:

- Resistência térmica do tubo de aço e dos isolamentos  $R_{\text{aço}}=26,73 \times 10^{-6} \text{ K/W}$  /  $R_{\text{borracha}}=68,57 \times 10^{-3} \text{ K/W}$  /  $R_{\text{isopor}}=0,261 \text{ K/W}$ .
- Calcule a taxa de transferência de calor para cada opção de isolante e diga qual isolamento deve ser usado  $\dot{Q}_{\text{borracha}}=874 \text{ W}$  /  $\dot{Q}_{\text{isopor}}=230 \text{ W}$ .
- Caso algum dos isolantes não possa ser usado, calcule qual seria a espessura mínima que ele deveria ter para que isso fosse possível.

### 1.3. CONVECÇÃO

A troca de calor entre uma superfície e um fluido a temperaturas diferentes é chamada de convecção. O processo de transferência de calor por convecção pode ser exemplificado pela figura 1.15, onde uma superfície a uma determinada temperatura é submetida à passagem de um fluido a outra temperatura.

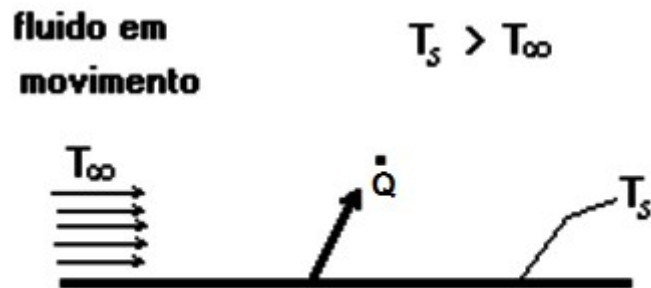


Figura 1.15. Convecção sobre uma superfície horizontal.

Pode-se concluir que nem todo o fluido “sente” a presença da superfície, ou seja, existe uma região onde existe gradiente térmico e é nela que está ocorrendo a convecção. A esta região damos o nome de “camada limite”.

#### 1.3.1. Camada limite

A camada limite ocorre em escoamentos sobre superfícies e pode ser hidrodinâmica ou térmica.

Quando o fluido escoar sobre uma superfície, ele é desacelerado devido à existência de forças viscosas entre o fluido e a superfície. À região de influência da superfície sobre a velocidade do escoamento, dá-se o nome de camada limite hidrodinâmica (figura 1.16)

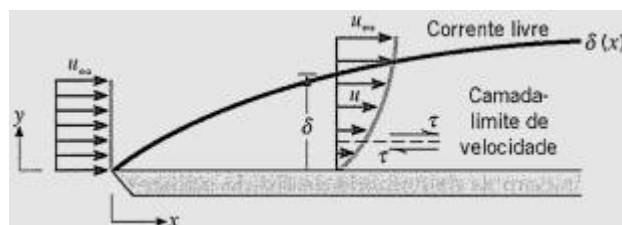


Figura 1.16. Camada limite hidrodinâmica.

Considere agora o escoamento do fluido sobre uma superfície onde há diferença de temperatura entre o fluido e a superfície como mostra a figura 1.17.

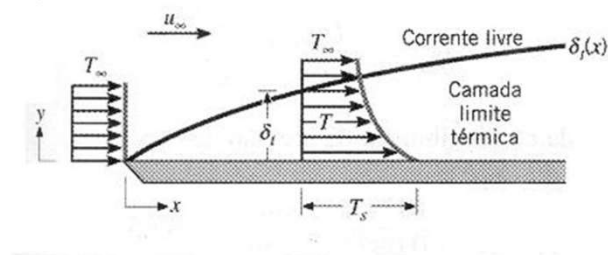


Figura 1.17. Camada limite térmica.

Para que ocorra a transferência de calor é necessário que exista diferença de temperatura, ou seja, a convecção ocorre na camada limite térmica. A convecção pode ser entendida com a ação combinada entre a condução de calor na região de baixa velocidade e o movimento de mistura na região de alta velocidade.

### 1.3.2. Lei de Newton do resfriamento

A Lei de Newton do resfriamento estabelece que a taxa de transferência de calor entre uma superfície e um fluido é proporcional à diferença de temperatura e a área de contato entre eles. Essa proporcionalidade transforma-se em uma igualdade definindo um “coeficiente de transferência de calor por convecção” (coeficiente de película) –  $h$  como segue:

$$\dot{Q} = h \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

onde  $h$  é dado em  $[W/(m^2K)]$

O coeficiente de convecção depende das propriedades termofísicas do fluido e das condições em que ocorre o escoamento. Por causa disso existem diversas correlações disponíveis na literatura para situações específicas para o cálculo do coeficiente de convecção.

### 1.3.3. Convecção Forçada

É aquela em que o processo de convecção é dominado por uma fonte externa de movimentação do fluido.

Ex.: ventilador, bomba de resfriamento.

### 1.3.4. Convecção Natural

É aquela em que o processo de convecção ocorre devido à diferença de massa específica no fluido causada pelos gradientes de temperatura.

Ex.: interior de um refrigerador; aquecimento do fluido no interior de uma panela.

### 1.3.5. Coeficiente de Transferência de Calor por Convecção - $h$

Como visto no item 1.3.2, o coeficiente de transferência de calor por convecção depende das propriedades termofísicas do fluido e das condições do escoamento, logo, sua determinação pode ser bastante complicada e usam-se equações específicas para cada situação.

Metodologias mais complexas para determinação de  $h$  utilizam “números adimensionais” que caracterizam as condições do problema e a partir deles determinamos o valor de  $h$  da situação estudada. Para calcular os números adimensionais é necessário conhecer os valores das propriedades termofísicas do fluido nas condições do problema. No presente curso, propõe-se a solução de forma simplificada, usando coeficientes de convecção médios que podem ser usados em certas situações. dinâmicas. A tabela 1.4 apresenta alguns valores característicos de  $h$ .

Tabela 1.4 - Valores médios do Coeficiente de convecção " $h$ "

PROCESSO		$h$ [ W / m <sup>2</sup> .K ]
CONVECÇÃO NATURAL	Ar	5 - 30
	Gases	4 - 25
	Líquidos	120 - 1.200
	Água, líquida	20 - 100
	Água em ebulição	120 - 24.000
CONVECÇÃO FORÇADA	Ar	30 - 300
	Gases	12 - 120
	Líquidos	60 - 25.000
	Água, líquida	50 - 10.000
	Água em ebulição	3.000 - 100.000
	Água em condensação	5.000 - 100.000

Observando a tabela pode-se estabelecer algumas conclusões:

- líquidos são mais eficazes que gases, para transferência de calor por convecção;
- convecção forçada é mais eficaz que convecção natural;
- uma substância em mudança de fase possui uma grande capacidade de troca de calor por convecção.

A tabela 1.5 fornece valores de coeficiente de transferência de calor  $h$  para situações de convecção natural comuns quando se analisa problemas de transferência de calor em edificações.

Tabela 1.5 - Valores do coeficiente de convecção " $h$ " para situações de convecção natural em edifícios

SITUAÇÃO	h [ W/m².K ]
Ar, adjacente a paredes internas	8,0
Ar, adjacente a forros internos	6,0
Ar, adjacente a pisos internos	10,5
Ar, adjacente a paredes externas (sem vento)	25,0
Ar, adjacente a paredes horizontais externas (sem vento)	29,0

### Analogia entre resistência térmica e resistência elétrica para convecção

Também no caso da convecção é possível encontrar uma resistência térmica equivalente. Reescrevendo a equação da taxa de transferência de calor obtida a partir da lei do resfriamento:

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{1/h.A}$$

Logo:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

Onde  $R = 1/h.A$  [K/W] é a **resistência térmica equivalente por convecção**.

### Exemplo:

A superfície de uma placa de ferro de 2x2m é mantida a uma temperatura de 300°C por uma corrente de ar insuflado (soprado) por um ventilador. O ar se encontra a uma temperatura de 20°C. Calcular a taxa de transferência de calor trocado por convecção, entre a placa e o ar. Considere o que o coeficiente de convecção apresenta um valor médio para essa situação.

R:  $\dot{Q} = 184,8 \text{ kW}$

## 1.4. RADIAÇÃO TÉRMICA

É a transferência de calor que ocorre por intermédio de ondas eletromagnéticas. Logo, não há a necessidade de um meio material para ocorre a transferência de calor por radiação. Todos os corpos emitem radiação e quanto maior a temperatura de um corpo, maior será a radiação emitida pelo mesmo. O processo de transferência de calor por radiação corresponde à troca líquida de calor entre a superfície de dois corpos a temperaturas diferentes sem nenhum anteparo à propagação da radiação entre eles. A figura 1.18 ilustra o processo de transferência de calor por radiação. , onde uma superfície a uma determinada temperatura é submetida à passagem de um fluido a outra temperatura.

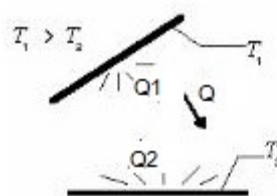


Figura 1.18. Radiação entre duas superfícies.

### 1.4.1. Espectro de radiação eletromagnética

É a distribuição da intensidade de radiação eletromagnética de acordo com seu comprimento de onda. **Corpo negro** seria um corpo cuja superfície absorve toda a radiação incidente sobre ele, não deixando nada ser transmitido ou refletido. Um corpo negro também emite toda a radiação que absorve e a distribuição espectral dessa radiação emitida pode ser descrita pela “Lei de Planck”.

A figura 1.19 mostra a distribuição espectral da radiação solar incidente e sua comparação com a radiação de um corpo negro para uma temperatura semelhante. A figura 1.20 apresenta o espectro de radiação eletromagnética.

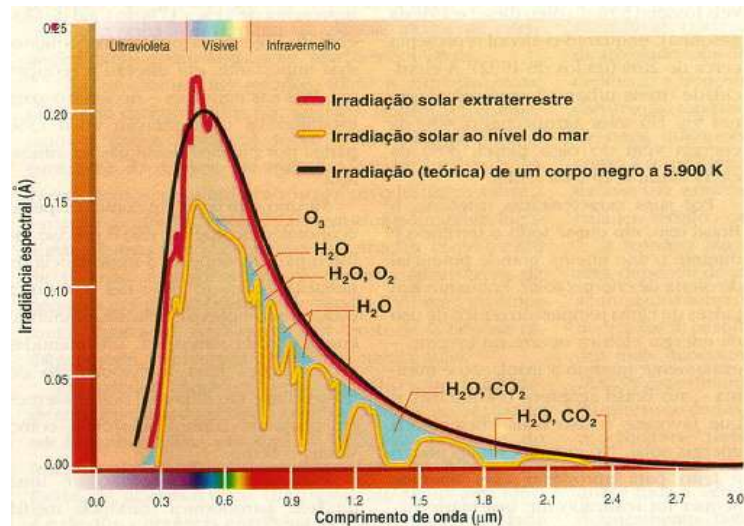


Figura 1.19. Espectro de Irradiação Solar.

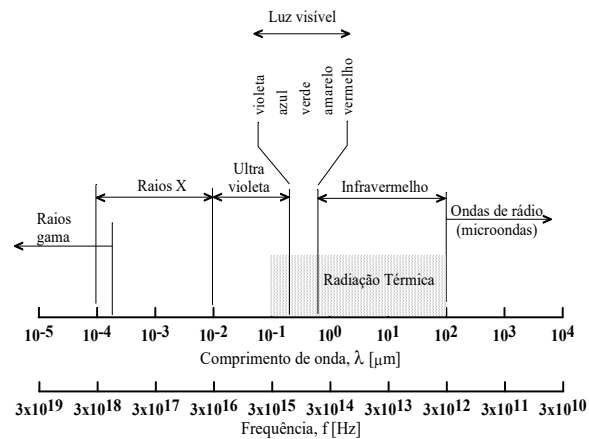


Figura 1.20. Espectro de radiação eletromagnética.

### 1.4.2. Propriedades dos materiais em relação à radiação

Quando uma energia radiante atinge a superfície de um corpo, parte da energia total é refletida, parte é absorvida, e parte é transmitida através do corpo com mostra a figura 1.21.

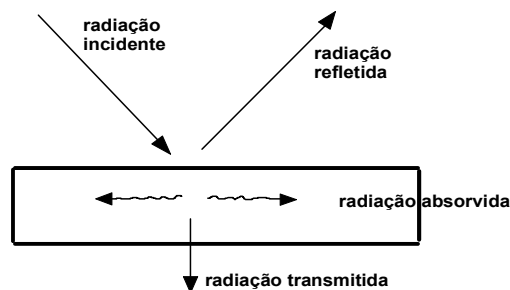


Figura 1.21. Comportamento dos materiais em relação a radiação.

Define-se então três propriedades características dos materiais:

$\rho$  - fração de energia refletida (refletividade)



$\alpha$  - fração de energia absorvida (absortividade)

$\tau$  - fração de energia transmitida através do corpo (transmissividade)

pode-se afirmar também que:

$$\rho + \alpha + \tau = 1$$

### 1.4.3. Cálculo da transferência de calor por radiação

#### Calor emitido por radiação térmica:

Como já foi citado, todos os corpos emitem radiação e a intensidade da mesma está relacionada com sua temperatura. A quantidade máxima de energia térmica por unidade de área de superfície emitida por um corpo é dada pela Lei de Stefan-Boltzmann:

$$E = \sigma \cdot T^4$$

Onde:

$E$  - fluxo de energia térmica emitido [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]

$T$  – temperatura absoluta da superfície [K]

$\sigma$  – constante de Stefan-Boltzman –  $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$

Para um corpo de área finita de superfície  $A_s$ , a uma temperatura uniforme  $T_s$ , a taxa de transferência de calor total devido à radiação é dada por:

$$\dot{Q}_{rad,max} = A_s \cdot \sigma \cdot T_s^4$$

Essa é a taxa máxima, considerando que o corpo se comporta com um “corpo negro”. Isso não ocorre na prática, pois nenhum material comporta-se exatamente dessa forma e por isso defini-se uma nova propriedade do material chamada de emissividade –  $\varepsilon$  e a taxa emitida por um corpo pode ser calculada como segue.

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \cdot A_s \cdot \sigma \cdot T_s^4$$

Pela identidade de Kirchoff, a quantidade de energia absorvida por um corpo é igual a sua emissividade, logo:

$$\varepsilon = \alpha$$

Concluindo, um corpo bom emissor de radiação é também um bom absorvedor e

consequentemente um mau refletor. É importante salientar, que essas propriedades dependem do comprimento de onda da radiação e portanto a absorção e emissão podem ocorrer em comprimentos diferentes.

### Transferência de calor líquida por radiação:

Considere os dois corpos da figura 1.22. Todos os corpos emitem radiação, porém nem toda a radiação emitida por um corpo irá atingir o outro.

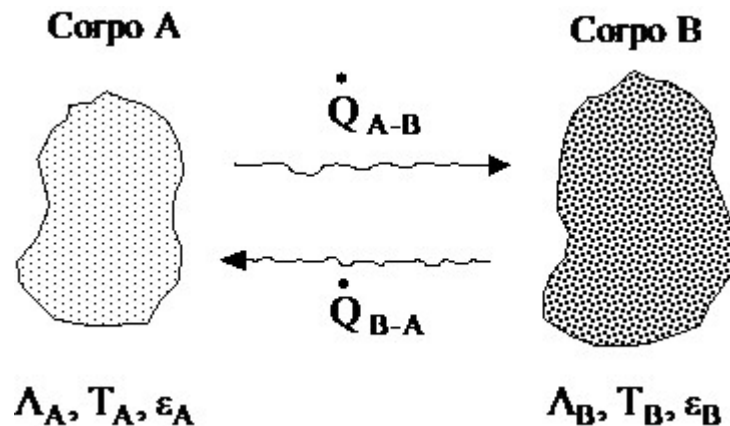


Figura 1.22. Transferência de calor por radiação entre dois corpos a temperaturas diferentes.

Considerando que os dois corpos estão a temperaturas diferentes, haverá uma troca líquida de calor entre os dois corpos dada por:

$$\dot{Q}_{rad} = \dot{Q}_{A-B} - \dot{Q}_{B-A}$$

A taxa de transferência de calor líquida dependerá das características de cada corpo, isto é, de sua temperatura superficial, de sua área superficial (geometria do corpo), e da emissividade de sua superfície. O estudo detalhado dos mecanismos de troca de calor por radiação é bastante complexo (principalmente por causa da geometria do corpo) e foge do objetivo deste curso.

Vamos considerar, entretanto, o caso especial de um corpo qualquer, de área superficial  $A_S$ , temperatura superficial  $T_S$ , e emissividade  $\epsilon_S$ , interagindo com o meio ambiente que o circunda, e que se encontra a uma temperatura  $T_\infty$  como mostra a figura 1.23

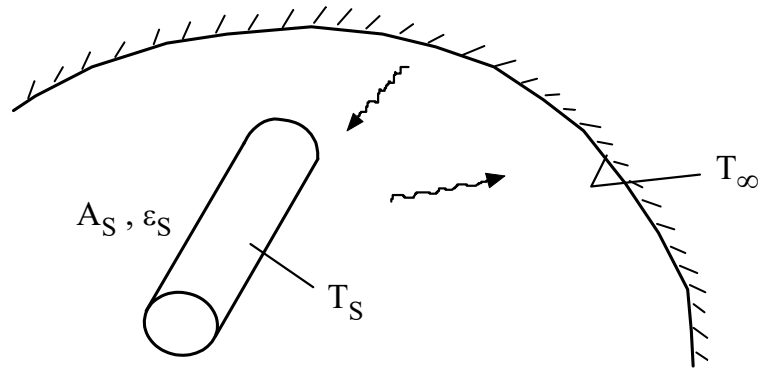


Figura 1.23. Transferência de calor entre um corpo e o meio ambiente.

Este "meio ambiente" inclui todas as superfícies sólidas que o circundam, bem como o ar ambiente. Observe que, neste caso, a área superficial do corpo é muito pequena em relação à área de emissão do "meio". Nesse caso, a taxa líquida de transferência de calor por radiação do corpo pode ser dada por:

$$\dot{Q} = \varepsilon_S \cdot A_S \cdot \sigma \cdot (T_S^4 - T_\infty^4)$$

#### Exemplos:

1. A superfície de uma placa de aço polido, de 8 m<sup>2</sup> de superfície, é mantida a uma temperatura de 150 °C. A temperatura do ambiente que a cerca é de 25 °C. Calcular a taxa de transferência de calor trocado por radiação entre a placa e o ar. Dado:  $\varepsilon_{\text{aço polido}} = 0,066$ .

R:  $\dot{Q} = 722,38 \text{ W}$

2. Um tubo que transporta vapor passa por um ambiente cuja temperatura média é de 24 °C. O diâmetro externo do tubo é 70 mm e a temperatura de sua superfície alcança 200 °C. Se a emissividade da superfície externa do tubo for  $\varepsilon = 0,8$  e o coeficiente de transferência de calor por convecção do tubo para o ambiente vale  $h = 10 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ , determine a transferência de calor por radiação e por convecção para o ambiente em cada metro de tubo.

R:  $\dot{Q}(\text{rad}) = 422 \text{ W}$ ;  $\dot{Q}(\text{conv}) = 387 \text{ W}$

#### 1.4.4. Cálculo da transferência de calor por radiação – outras geometrias

- (a) Placas planas paralelas infinitas com a mesma área (figura 1.24):

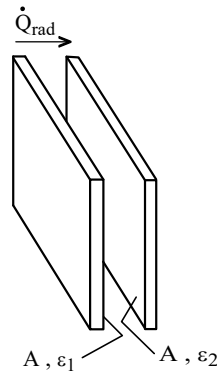


Figura 1.24. Radiação entre placas planas paralelas infinitas.

$$\dot{Q} = \frac{A \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1}$$

(b) Cilindros concêntricos (figura 1.25):

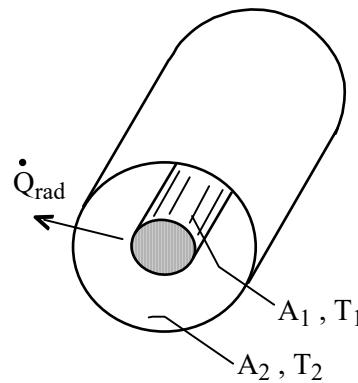


Figura 1.24. Radiação entre cilindros concêntricos.

$$\dot{Q} = \frac{A_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4)}{1/\varepsilon_1 + A_1/A_2 (1/\varepsilon_2 - 1)}$$

#### 1.4.5. Barreira radiante ou blindagem de radiação

Uma maneira de reduzir a transferência de calor por radiação entre uma superfície e um meio é através da utilização sobre essa superfície de materiais com baixa emissividade (altamente refletivos). Estas blindagens não fornecem nem removem calor do sistema, apenas introduzem uma "barreira", uma "resistência" adicional à troca de calor entre a(s) superfície(s) e o meio.

Um exemplo disto são as folhas de alumínio ou películas de papel aluminizado. A

aplicação destes materiais à superfície de tubos, por exemplo, reduz consideravelmente a troca de calor por radiação entre o tubo e o ambiente.

Exemplo:

1. Em uma central nuclear, a água de refrigeração passa por uma tubulação que contém, no seu interior, o tubo onde se encontra o combustível nuclear. Se a parede do cilindro interno ( $\varepsilon = 0,19$ ) se encontra a uma temperatura de 500 K, e a parede interna do cilindro externo ( $\varepsilon = 0,24$ ) está a uma temperatura de 350 K, determine a transferência de calor por radiação em um metro de comprimento de tubo. O tubo interno tem um diâmetro de 7cm e o externo um diâmetro de 12cm. Desconsidere a presença da água passando entre os tubos.

R:  $\dot{Q} = 83,31 \text{ W}$

2. O que aconteceria na situação do exercício anterior se fosse adicionada uma barreira radiante de papel alumínio ( $\varepsilon = 0,04$ ) sobre o cilindro interno?

R:  $\dot{Q} = 22,07 \text{ W}$

#### 1.4.6. Coeficiente de transferência de calor por radiação – $h_{rad}$

Como os problemas de transferência de calor por radiação muitas vezes estão associados à troca de calor por convecção, é conveniente tratar os dois processos de forma semelhante. Para tanto se define um coeficiente de transferência de calor por radiação com a seguinte forma:

$$\dot{Q} = h_{rad} \cdot A \cdot (T_s - T_\infty)$$

Considerando a situação em que o corpo troca calor com o ambiente:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_s^4 - T_\infty^4)$$

Comparando as duas equações anteriores, pode-se chegar à seguinte expressão para o coeficiente de transferência de calor por radiação:

$$h_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^2 + T_\infty^2)(T_s + T_\infty)$$

---

### **Analogia entre resistência térmica e resistência elétrica para transferência de calor por radiação**

Da mesma forma como feito para os outros processos de transferência de calor, também se pode determinar uma resistência térmica para a radiação como segue:

$$\dot{Q} = \frac{(T_1 - T_2)}{1/h_{rad} \cdot A}$$

Logo:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R}$$

Onde  $R = 1/h_{rad} \cdot A$  [K/W] é a **resistência térmica equivalente por radiação**.

Exemplo:

Um tubo longo, de 10 cm de diâmetro, que conduz vapor d'água, fica exposto em uma casa de máquinas, onde a temperatura ambiente é 25 °C. A temperatura da parede externa do tubo é medida em 120 °C. Calcule a taxa de transferência de calor total do tubo para o ambiente usando o método das resistências térmicas equivalentes. O comprimento total de tubo que percorre a casa de máquinas é de 6 m. A emissividade do tubo é 0,7, e o coeficiente de transferência de calor por convecção para essa situação é de 8,5 W/(m²K).

R:  $\dot{Q} = 2.716,6W$

---

## 1.5. TRANSFERÊNCIA DE CALOR COMBINADA

Nos casos reais, os três processos de transferência de calor podem ocorrer de forma combinada, portanto é importante ter mecanismos para calcular a taxa de transferência de calor considerando todas as formas possíveis. Por exemplo, em aplicações de trocadores de calor, um arranjo de tubos pode ser empregado para a remoção de calor de um líquido quente. A transferência de calor do líquido quente para o tubo é por convecção. O calor é transferido através da parede do material por condução, e finalmente dissipado no ambiente por convecção e radiação.

### 1.5.1. Resistência térmica global

#### Paredes planas

Considere a parede plana mostrada na Figura 1.25, exposta a um fluido quente em um dos lados e ao ambiente externo a uma temperatura ambiente no outro lado.

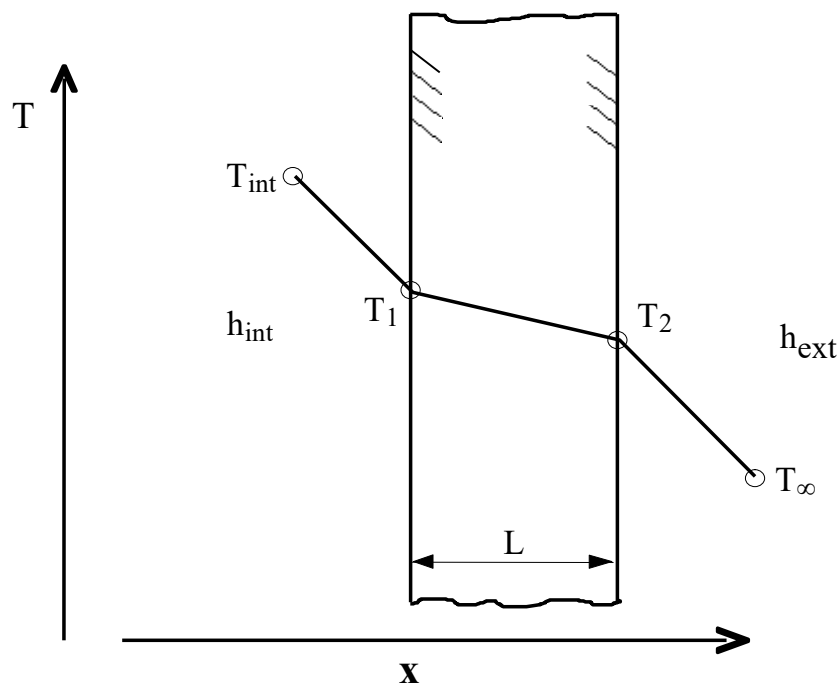


Figura 1.25. Transferência de calor combinada através de uma parede plana.

A taxa de transferência de calor através da parede, em regime permanente, é dada por:

$$\dot{Q} = h_{conv,int} \cdot A \cdot (T_{int} - T_1) = \frac{k \cdot A}{L} \cdot (T_1 - T_2) = h_{conv+rad,ext} \cdot A \cdot (T_2 - T_{\infty})$$

A taxa de transferência de calor total é calculada como a razão entre a diferença total de temperatura e a soma das resistências térmicas:

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\text{int}} - T_{\text{ext}})}{R_{\text{conv,int}} + R_{\text{cond}} + R_{\text{conv+rad,ext}}}$$

Substituindo os valores das resistências térmicas:

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\text{int}} - T_{\infty})}{\frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A} + \frac{L}{k \cdot A} + \left( \frac{1}{h_{\text{conv,ext}} \cdot A + h_{\text{rad,ext}} \cdot A} \right)}$$

O calor total transferido pelos mecanismos combinados de condução, convecção e radiação é frequentemente expresso em termos de um **coeficiente global de transferência de calor**  $U$ , definido pela relação:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{\text{total}}$$

onde  $A$  é uma área de transferência de calor. O coeficiente global de transferência de calor para o problema de parede plana analisado é:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{L}{k} + \left( \frac{1}{h_{\text{conv,ext}} + h_{\text{rad,ext}}} \right)}$$

### Exemplo:

Um ambiente a 24 °C recebe calor do ambiente externo, que está a 30 °C. Qual a quantidade de calor recebido? Sabe-se que as paredes tem uma área total de 48 m². O coeficiente de transferência de calor por convecção no lado interno é estimado em 8 W/m².K, e no lado externo em 25 W/m².K. As paredes são feitas de concreto, e têm 15 cm de espessura. Desconsidere a radiação.

R: -795,5 W

### Sistemas Radiais

Considere o problema de transferência de calor para uma geometria de um cilindro oco



(por exemplo, um tubo ou tubulação) apresentada na figura 1.26. Para exemplificar, será considerada apenas a convecção interna e externa, sendo desconsiderada a radiação.

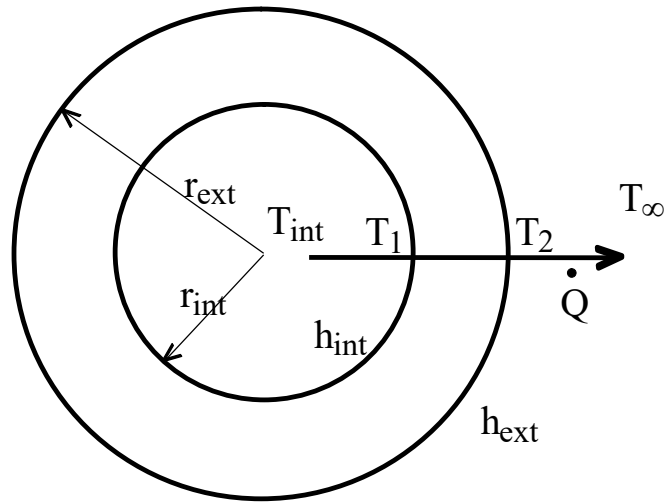


Figura 1.26. Transferência de calor através de um cilindro oco (tubo).

Observe que neste caso a área para convecção não é a mesma para os dois fluidos. Estas áreas dependem do diâmetro interno do tubo e da espessura da parede. Neste caso, a taxa de transferência de calor total é dada por:

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\text{int}} - T_{\infty})}{\left[ \frac{1}{h_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}}} + \frac{\ln(r_{\text{ext}} / r_{\text{int}})}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{1}{h_{\text{ext}} \cdot A_{\text{ext}}} \right]}$$

Nesse caso, o coeficiente global de transferência de calor pode ser baseado tanto na área interna como na área externa:

$$\dot{Q} = U_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}} \cdot \Delta T_{\text{total}}$$

$$U_{\text{int}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{A_{\text{int}} \cdot \ln(r_{\text{ext}} / r_{\text{int}})}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{A_{\text{int}}}{A_{\text{ext}}} \cdot \frac{1}{h_{\text{ext}}}}$$

$$\dot{Q} = U_{\text{ext}} \cdot A_{\text{ext}} \cdot \Delta T_{\text{total}}$$

$$U_{\text{ext}} = \frac{1}{\frac{A_{\text{ext}}}{A_{\text{int}}} \cdot \frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{A_{\text{ext}} \cdot \ln(r_{\text{ext}} / r_{\text{int}})}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot l} + \frac{1}{h_{\text{ext}}}}$$

### Exercício:

Desenvolva uma expressão para o coeficiente global de troca de calor  $U$  em um tubo de um determinado material, que é envolto por um isolamento. Considere as convecções interna e

externa e desconsidere a radiação. A expressão para o cálculo deve ser desenvolvida de forma que a taxa de transferência de calor possa ser calculada com a seguinte expressão:

$$\dot{Q} = U_{\text{int}} \cdot A_{\text{int}} \cdot \Delta T_{\text{total}}$$

### Importância de $U$ :

O conceito do coeficiente global de transferência de calor é aplicado em muitas situações práticas. Por exemplo, a transferência de calor através de paredes é o principal item no cálculo de cargas térmicas de refrigeração e ar condicionado. Por esta razão, muitas situações encontradas na prática já têm tabelados os valores de coeficiente  $U$ , aplicáveis a cada caso. Da mesma maneira, quando se trabalha com o projeto, seleção e dimensionamento de trocadores de calor, geralmente há necessidade de se determinar o coeficiente global de transferência de calor, para um determinado tipo de trocador de calor, operando com determinado fluido, etc. Neste caso, também existem valores tabelados para situações encontradas na prática.

### Exemplos:

1. Um determinado fluido escoar através de um tubo de aço, de 20 cm de diâmetro externo e 3 cm de espessura. O fluido se encontra a uma temperatura de 50 °C. O tubo está exposto ao ar ambiente, com temperatura de 20 °C. Considerando um coeficiente de transferência de calor por convecção no lado interno de 2.000 W/m<sup>2</sup>.K, e no lado externo de 20 W/m<sup>2</sup>.K, calcule a transferência de calor por metro de comprimento linear de tubo.

R: 367,44 W

2. Um fluido escoando através de um tubo de cobre, com 80 mm de diâmetro externo e 5 mm de espessura, perde para o ambiente 1 kW de calor por metro de comprimento de tubo. Sabendo-se que a temperatura ambiente é de 28 °C, e considerando um coeficiente de transferência de calor por convecção externo de 30 W/m<sup>2</sup>.K e interno de 3500 W/m<sup>2</sup>.K, estime a temperatura média do fluido.

R: 162,1°C

## 2. MECÂNICA DOS FLUIDOS

### 2.1. CONCEITOS BÁSICOS:

**Fluido:** é uma substância que não possui forma própria (assume o formato do recipiente) e que, se em repouso, não resiste a tensões de cisalhamento (deforma-se continuamente).

**Massa específica ( $\rho$ )** ou densidade: de uma substância é definida como a sua massa relacionada ao volume ocupado

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Unidade => kg/m<sup>3</sup>

**Pressão:** é a relação entre a força aplicada sobre um corpo e a área de atuação da mesma.

$$p = \frac{F}{A}$$

Unidade no sistema internacional => pascal => Pa (N/m<sup>2</sup>)

*Tipos de pressão*

(a) Pressão atmosférica –  $p_{atm}$

É a pressão exercida pela atmosfera terrestre. Esta pressão, que é medida por um instrumento denominado barômetro, é o resultado do peso da camada de ar atmosférico sobre a superfície terrestre. A pressão atmosférica padrão (condições normais de temperatura e pressão) ao nível do mar é 101,325 kPa.

$$p_{atm} = 101,3 \text{ kPa} = 1 \text{ atm} = 760 \text{ mmHg}$$

(b) Pressão relativa ou manométrica –  $p_{man}$

É a pressão medida em relação à pressão atmosférica, que é tomada como valor de referência.

(c) Pressão absoluta –  $p_{abs}$

É a soma da pressão relativa à pressão atmosférica. Também se diz que é a pressão medida a partir do vácuo absoluto (pressão igual a zero absoluto).

$$p_{abs} = p_{atm} + p_{man}$$

**Importante:**

A pressão absoluta é utilizada na maioria das análises termodinâmicas, entretanto, a maioria dos manômetros de pressão e de vácuo indicam a diferença entre a pressão absoluta e a atmosférica, diferença esta chamada de **pressão manométrica**.

O esquema representado na figura 2.1 ilustra os níveis de pressão e a diferença entre pressão absoluta e pressão manométrica.

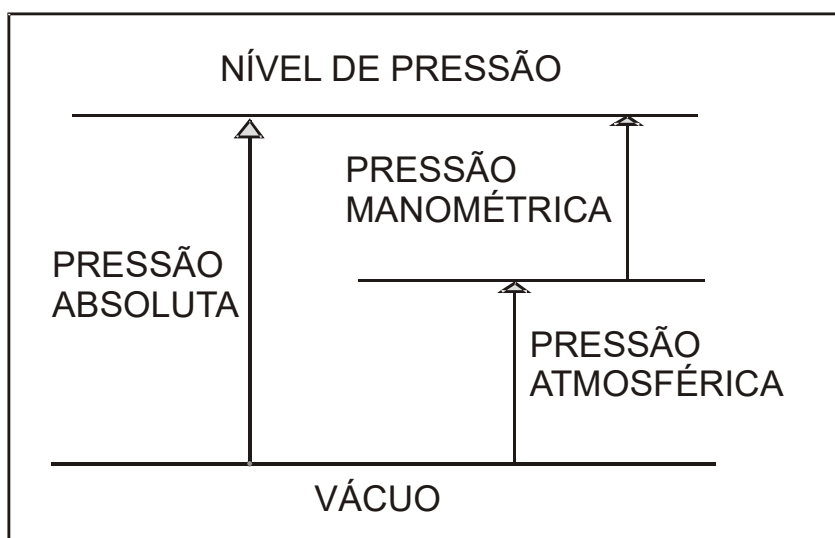


Figura 2.1. Esquema dos níveis de pressão.

## 2.2. ESTÁTICA DOS FLUIDOS:

A Estática dos fluidos é a área da física onde são estudados os fenômenos relacionados aos fluidos parados. Ou seja, podemos utilizar o conhecimento da estática dos fluidos para determinar pressões atuando nas paredes de uma piscina, em uma comporta de uma barragem, as forças atuando em um sistema hidráulico ou o empuxo provocado por corpos submersos. Vamos nos concentrar no estudo de três princípios: de Stevin, Pascal e de Arquimedes.

**Stevin** demonstrou que a pressão que atua em um ponto do fluido situado a uma dada profundidade é dada pela equação a seguir:

$$p = p_{atm} + \rho \cdot g \cdot h$$

Onde  $p_{atm}$  é a pressão atmosférica (no nível do mar esse valor é de 101,325 kPa nas CNTP) e  $h$  é a profundidade. Essa igualdade é válida caso a massa específica do fluido manométrico seja muito maior do que a do fluido que se deseja medir a pressão. Stevin também mostrou que para um mesmo fluido, as pressões em um mesmo nível de profundidade são iguais (figura 2.2). Observe que a pressão do ponto 1 é igual a pressão do ponto 2.

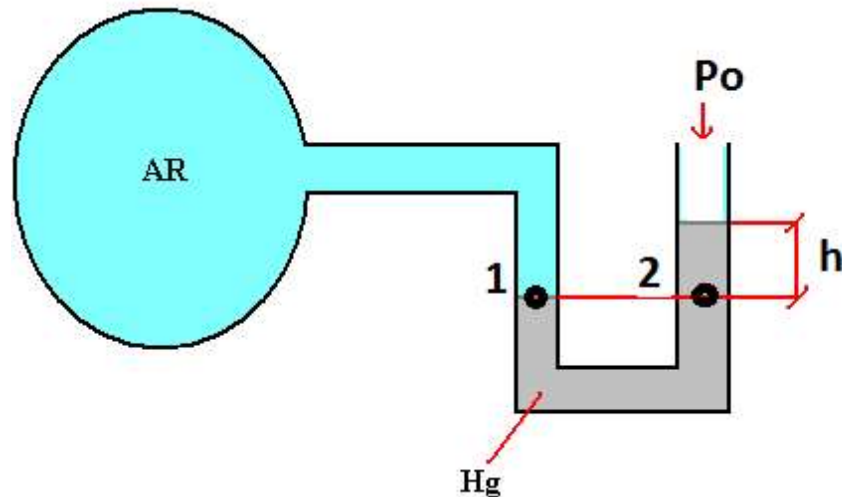


Figura 2.2. Princípio de Stevin.

**Pascal** demonstrou que incrementos de pressões são transmitidos através dos fluidos. As aplicações mais comuns deste princípio são os elevadores para carros, os freios hidráulicos e todos os sistemas hidráulicos e pneumáticos utilizados nas indústrias. Observe que uma pequena força aplicada em um fluido na área menor provoca um incremento de força muito maior na área maior (figura 2.3). Ou seja, a partir dessa informação podemos projetar equipamentos capazes de aplicar forças muito grande, com um pequeno esforço.

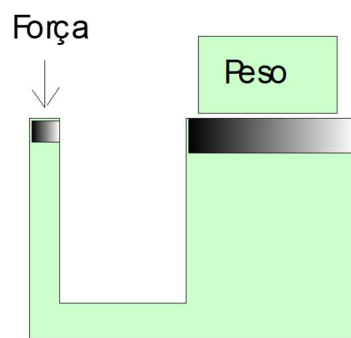


Figura 2.3. Princípio de Pascal.

$$p_1 = p_2$$

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}$$

**Arquimedes** foi o estudioso da antiguidade que descobriu o princípio do Empuxo, utilizado até hoje para o projeto de navios. Segundo ele, quando um corpo imerso em um fluido desloca uma dada quantidade de fluido, e isso provoca uma força para cima chamada de empuxo (E) conforme mostra a figura 2.4. O empuxo pode ser calculado conforme a equação a seguir (observe que a densidade nesta equação é do fluido e não do corpo imerso).

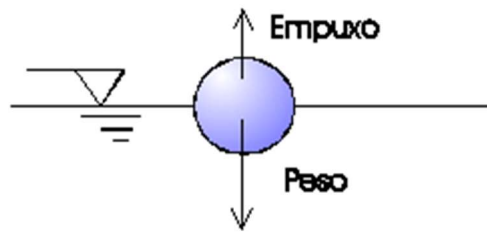


Figura 2.4. Princípio do Empuxo de Arquimedes

$$E = \rho_{\text{fluido}} \cdot g \cdot V_{\text{imerso}}$$

Na ilustração anterior, observe que para o corpo estar em equilíbrio a força peso para baixo deve ser igual à força de empuxo para cima. Dessa forma podemos escrever:

$$\rho_{\text{fluido}} \cdot g \cdot V_{\text{imerso}} = \rho_{\text{esfera}} \cdot g \cdot V_{\text{esfera}}$$

**Ex.** Sabendo que a massa específica da água do mar no estado líquido é  $1.020 \text{ kg/m}^3$  e no estado e após congelar é  $917 \text{ kg/m}^3$ , calcule qual a altura acima do nível do mar de um iceberg em formato cúbico que tem uma massa total de  $2.000.000 \text{ kg}$ .

R:  $h = 1,31 \text{ m}$

## 2.3. EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

A *equação da continuidade* é uma forma de expressar a conservação da massa. Em regime permanente ela estabelece que:

“a vazão mássica total de um fluido entrando no sistema em análise será igual àquela que está saindo do sistema, apesar da área da seção transversal poder ser diferente, independentemente do número de entradas e saídas.”

$$\dot{m} = \rho \cdot v \cdot A = \text{constante}$$

Logo:

$$\rho_1 \cdot v_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot A_2$$

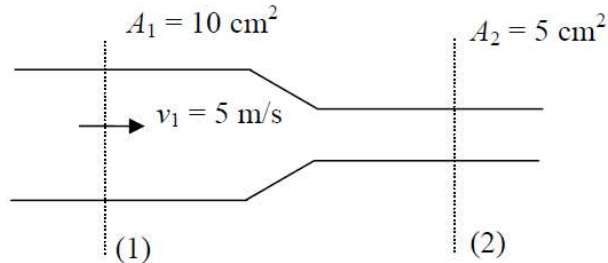
Para fluidos incompressíveis,  $\rho$  é considerado constante, portanto:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$$

Onde  $v_i \cdot A_i = \text{constante}$  é a vazão volumétrica  $\dot{V}$  ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

**Exemplos:**

1. Na tubulação convergente da figura, calcule a vazão em volume e a velocidade na seção 2 sabendo que o fluido é incompressível.



R:  $v_2=10$  m/s;  $\dot{V}_2=5$  l/s

2. Ar escoar em regime permanente num tubo convergente. A área da maior seção do tubo é  $20 \text{ cm}^2$  e a da menor seção é  $10 \text{ cm}^2$ . A massa específica do ar na seção (1) é  $1,2 \text{ kg/m}^3$ , enquanto que na seção (2) é  $0,9 \text{ kg/m}^3$ . Sendo a velocidade na seção (1)  $10 \text{ m/s}$ , determine:
- a velocidade na seção (2);
  - a vazão em massa de ar nas seções (1) e (2);
  - a vazão em volume de ar nas seções (1) e (2).

R: a)  $v_2=26,7 \text{ m/s}$ ;  $\dot{m} = 0,024 \text{ kg/s}$ ; c)  $\dot{V}_1= 20 \text{ l/s}$ ;  $\dot{V}_2= 26 \text{ l/s}$ .

**2.4. EQUAÇÃO DE BERNOULLI**

A equação de Bernoulli é fundamental para a análise de escoamento de fluidos em canalizações. Considere o escoamento através de um duto entre os pontos 1 e 2 apresentado na figura 2.5.

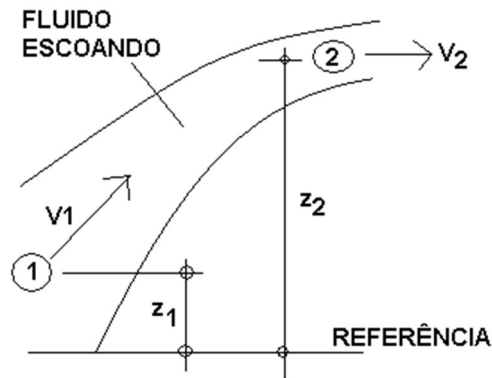


Figura 2.5. Escoamento de um fluido dentro de uma canalização

Fazendo as seguintes considerações:

- escoamento ocorre sem atrito (viscosidade = 0);
- fluido incompressível (massa específica = constante);
- regime permanente.

Pela conservação da energia, podemos afirmar que a energia associada ao escoamento do fluido, permanece constante ao longo do mesmo. Logo:

energia cinética + energia potencial gravitacional + energia de fluxo (pressão) = constante

portanto:

$$\frac{m_1 \cdot v_1^2}{2} + m_1 \cdot g \cdot z_1 + \frac{m_1 \cdot p_1}{\rho} = \frac{m_2 \cdot v_2^2}{2} + m_2 \cdot g \cdot z_2 + \frac{m_2 \cdot p_2}{\rho}$$

Pela conservação da massa:  $m_1 = m_2$ , então:

$$\frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 + \frac{p_1}{\rho} = \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2 + \frac{p_2}{\rho} \quad (\text{m/s})^2$$

Onde  $p$  é a pressão absoluta (Pa),  $\rho$  é a massa específica ( $\text{kg/m}^3$ ),  $z$  é a elevação do fluido (m) em relação a uma referência e  $v$  é a velocidade (m/s).

**2.4.1. Escoamento em reservatórios com altura constante.** Podemos aplicar a equação de Bernoulli para uma linha de corrente que liga o ponto 1 e 2 de um escoamento. Uma aplicação simples dessa equação é para descobrirmos qual é a velocidade da água que escoar através de um furo na lateral inferior de um tanque como mostra a figura 2.6.



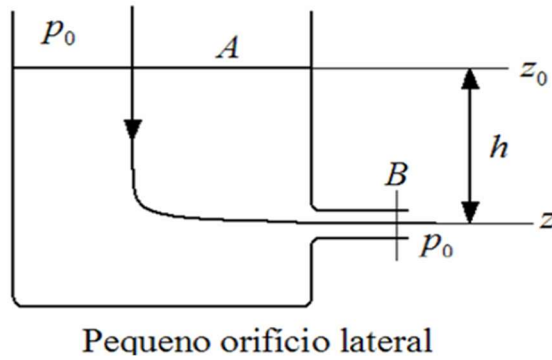


Figura 2.6. Escoamento em um reservatório de altura constante

Considerando:

- velocidade em 1 igual a zero;
- altura de referência é a posição do orifício de escoamento;
- os dois lados estão submetidos à mesma pressão

Simplificando a equação de Bernoulli obtemos:

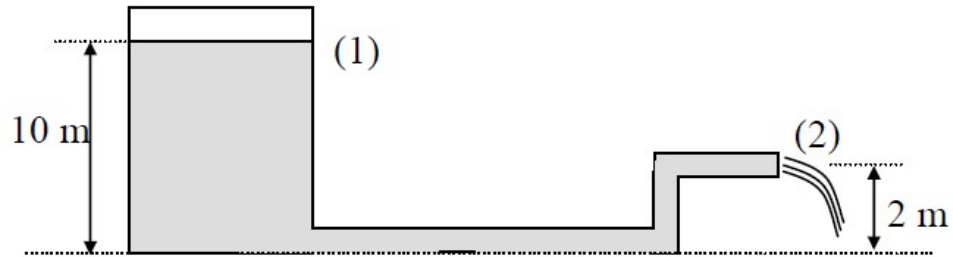
$$g \cdot z_1 = \frac{v_2^2}{2}$$

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot z_1}$$

Na prática os escoamentos nas tubulações sofrem o efeito do atrito do fluido com as paredes internas, ou seja, há perda de carga. Esse caso será tratado mais adiante na disciplina quando falarmos sobre perda de carga em escoamentos.

### Exemplo:

1. O tanque da figura tem grandes dimensões e descarrega água pelo tubo indicado. Considerando o fluido ideal, determinar a vazão em volume de água descarregada, se a seção do tubo é 10 cm<sup>2</sup>.



R:  $\dot{V}_1 = 12,5 \text{ l/s}$

**2.4.2. Tubos de Venturi.** Consiste de uma tubulação cuja seção varia até um mínimo e, novamente volta a ter a mesma seção inicial como mostra a figura 2.7:

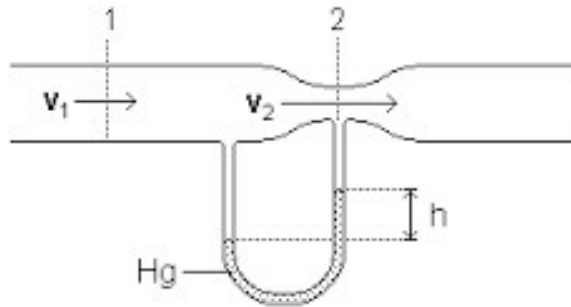


Figura 2.7. Tubo de Venturi

Para essa situação  $z_1 = z_2$ , logo

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho}$$

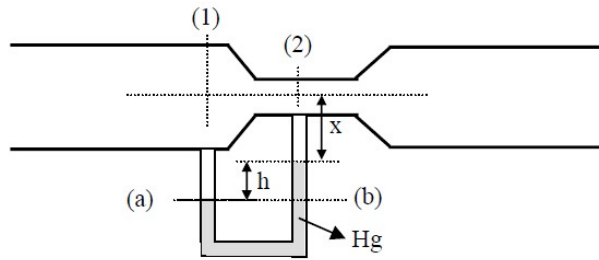
Usando a equação da continuidade, é possível determinar as velocidades do escoamento e consequentemente medir a vazão mássica e volumétrica do mesmo.

$$\dot{V} = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$$

**Exemplo:**

1. No Venturi da figura água escoava como fluido ideal. A área na seção (1) é  $20 \text{ cm}^2$  enquanto que a da seção (2) é  $10 \text{ cm}^2$ . Um manômetro cujo fluido manométrico é mercúrio ( $\rho_{\text{Hg}}$

$=13600 \text{ kg/m}^3$ ) é ligado entre as seções (1) e (2) e indica um desnível “h” de 10 cm. Pede-se a vazão em volume de água ( $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ kg/m}^3$ )



R:  $\dot{V}_1 = 5,7 \text{ l/s}$

**2.4.3. Tubo de Pitot.** São tubos utilizados para medição da velocidade em uma pequena região a partir da diferença entre a pressão total e a estática de um escoamento. É muito utilizado na aviação. Consiste de um tubo duplo em “L” com uma tomada de pressão perpendicular e uma paralela ao escoamento como mostra a figura 2.8. Seu funcionamento parte do princípio que a pressão total de um escoamento é a soma da sua pressão estática com sua pressão dinâmica.

Figura 2.8. Tubo de Pitot

Nesse caso pode-se considerar que a velocidade no ponto 2 é igual a zero e que não há diferença de altura entre os pontos 1 e 2. Logo:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot h \cdot \rho_{\text{man}}}{\rho}}$$

#### 2.4.4. Equação de Bernoulli com máquinas no escoamento

**Máquina hidráulica:** é qualquer elemento, que introduzido no escoamento é capaz de fornecer ou retirar energia do fluido na forma de trabalho.

Podemos ter dois casos:

- **Bomba:** qualquer máquina que fornece energia ao fluido
- **Turbina:** qualquer máquina que retira energia do fluido

Uma máquina em um escoamento, pode ser considerada como uma “carga manométrica” adicional e introduzida na equação de Bernoulli como segue:

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + Z_m = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g}$$

onde  $Z_m$  é a carga manométrica da máquina.

$Z_m > 0$  – bomba

$Z_m < 0$  – turbina

O trabalho realizado ou fornecido pela máquina é dado por:  $W = F \cdot d$  e nesse caso pode ser representado como:

$$W = \rho \cdot g \cdot V \cdot Z_m$$

Dividindo-se os dois lados pelo tempo temos:

$$\dot{W} = \rho \cdot g \cdot \dot{V} \cdot Z_m$$

Eficiência de máquinas hidráulicas: De uma forma genérica podemos dizer que a eficiência é dada por:

$$eficiência = \frac{potência\ útil}{potência\ consumida}$$

- **Bomba:**

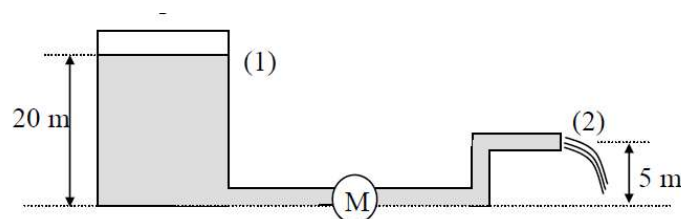
$$\eta = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_B}$$

- **Turbina:**

$$\eta = \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}}$$

**Exemplo:**

1. O reservatório de grandes dimensões da figura descarrega água pelo tubo a uma vazão de 10 l/s. Considerando o fluido ideal, determinar se a máquina instalada é bomba ou turbina e determinar sua potência se a eficiência for de 75%. A área da seção do tubo é 10 cm<sup>2</sup>.



R:  $\dot{W}_T = 728,39W$

### 2.4.5. Determinação da perda de carga em tubulações

Na prática, escoamentos em tubulações sofrem atrito do fluido com as paredes internas dos dutos, ou seja, existe uma “perda de carga”. Nesse caso a equação de Bernoulli pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} = \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \Delta Z$$

onde  $\Delta Z$  representa a perda de carga no escoamento por atrito, um dos nossos maiores problemas a serem resolvidos (unidade m). Para determinar a perda de carga existem diversas tabelas que a fornecem para diferentes tipos de materiais e de acessórios (válvulas, curvas, tubo reto, etc).
















Para dutos retos podemos calcular a perda de carga entre dois pontos distantes a uma distância L um do outro da seguinte forma:

$$\Delta Z = f \cdot \frac{L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot d}$$

onde f é o fator de atrito da tubulação cuja metodologia de determinação será apresentada a seguir.

Uma forma simples para avaliar a perda de carga nas tubulações é considerar que cada acessório provoca um acréscimo de comprimento equivalente e depois determinar a perda de carga como se fosse um tubo reto. Assim podemos associar uma perda de carga local em um aumento do comprimento da tubulação. A tabela 2.1 apresenta os comprimentos equivalentes em termos de perda de carga para alguns tipos de conexão.

Tabela 2.1- Perda de carga em acessórios

TABELA 7 - PERDA DE CARGA EM ACESSÓRIOS											
Tabela de perdas de cargas localizadas em conexões, considerando-se os comprimentos equivalentes em metros de canalização											
CONEXÃO		Diâmetro nominal X Equivalência em metros de canalização									
		MATERIAL	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"
Curva 90°		PVC	0,5	0,6	0,7	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,9
		Metal	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9	1,0	1,3	1,6	2,1
Curva 45°		PVC	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
		Metal	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,9
Joelho 90°		PVC	1,2	1,5	2,0	3,2	3,4	3,7	3,9	4,3	4,9
		Metal	0,7	0,8	1,1	1,3	1,7	2,0	2,5	3,4	4,2
Joelho 45°		PVC	0,5	0,7	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,5
		Metal	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,5	1,9
Tê de passagem direta		PVC	0,8	0,9	1,5	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	3,3
		Metal	0,4	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,6	2,1	2,7
Tê de saída lateral		PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
		Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
Tê de saída bilateral		PVC	2,4	3,1	4,6	7,3	7,6	7,8	8,0	8,3	10,0
		Metal	1,4	1,7	2,3	2,8	3,5	4,3	5,2	6,7	8,4
União		PVC	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,2	0,25
		Metal	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,03
Saída de canalização		PVC	0,9	1,3	1,4	3,2	3,3	3,5	3,7	3,9	4,9
		Metal	0,5	0,7	0,9	1,0	1,5	1,9	2,2	3,2	4,0
Luva de redução (*)		PVC	0,3	0,2	0,15	0,4	0,7	0,8	0,85	0,95	1,2
		Aço	0,29	0,16	0,12	0,38	0,64	0,71	0,78	0,9	1,07
Registro de gaveta ou esfera aberto		PVC	0,2	0,3	0,4	0,7	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1
		Metal	0,1	0,2	0,2	0,3	0,4	0,4	0,5	0,7	0,9
Registro de globo aberto		Metal	6,7	8,2	11,3	13,4	17,4	21,0	26,0	34,0	43,0
Registro de ângulo aberto		Metal	3,6	4,6	5,6	6,7	8,5	10,0	13,0	17,0	21,0
Válvula de pé com crivo		PVC	9,5	13,3	15,3	18,3	23,7	25,0	26,8	28,8	37,4
		Metal	5,6	7,3	10,0	11,6	14,0	17,0	22,0	23,0	30,0
Válvula de Retenção	Horizontal 	Metal	1,6	2,1	2,7	3,2	4,2	5,2	6,3	6,4	10,4
	Vertical	Metal	2,4	3,2	4,0	4,8	6,4	8,1	9,7	12,9	16,1

**OBSERVAÇÕES:**

a - Os valores acima estão de acordo com a NBR 5626/82 e Tabela de Perda de Targa da Tigre para PVC rígido e cobre, e NBR 92/80 e Tabela de Perda de Carga Tupy para ferro fundido galvanizado, bronze ou latão.

b - (\*) Os diâmetros indicados referem-se à menor bitola de reduções concêntricas, com fluxo da maior para a menor bitola, sendo a bitola maior uma medida acima da menor.

Ex.: 1.1/4" x 1" - 1.1/2" x 1.1/4"

Após determinar o comprimento equivalente total, utiliza-se o “Diagrama de Moody” (figura 2.9) para obter o fator de atrito e por consequência a perda de carga total. O Diagrama de Moody apresenta a relação entre fator de atrito (coeficiente de fricção) e o número de Reynolds para diversas rugosidades relativas ( $k/d$ ). A rugosidade absoluta  $k$  depende do material da tubulação (ferro fundido = 0,5mm, cobre = 0,0015mm, aço galvanizado = 0,15mm, PVC = 0,005mm). Para escoamentos laminares, isto é para Reynolds menores que 2300, o fator de atrito não depende da rugosidade e pode ser calculado pela expressão  $f = 64/Re$ . Para os demais escoamentos devemos utilizar o diagrama de Moody para obtenção do fator de atrito.

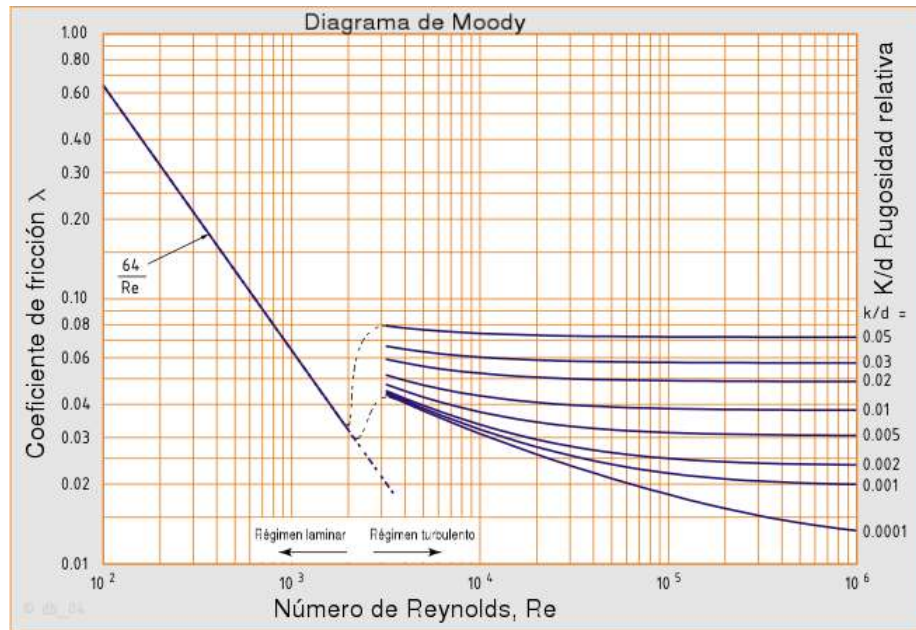


Figura 2.9. Diagrama de Moody

O número de Reynolds é calculado conforme a equação a seguir. No caso de dutos cuja seção não é circular, define-se um “diâmetro hidráulico” dado por:  $d_h = 4.A/P$  onde  $P$  é o perímetro da tubulação.

$$Re = \frac{v.d}{\nu}; \text{ onde } \nu \text{ é viscosidade cinemática (m}^2/\text{s)}.$$

Em aplicações envolvendo o uso de uma máquina hidráulica (bomba por exemplo), a equação de Bernoulli passa a ser utilizada da seguinte forma:

$$\frac{v_1^2}{2.g} + z_1 + \frac{p_1}{\rho.g} + Z_m = \frac{v_2^2}{2.g} + z_2 + \frac{p_2}{\rho.g} + \Delta Z$$

A potência de bombeamento pode ser determinada então da mesma forma apresentada para máquinas hidráulicas, porém acrescida de um termo referente à perda de carga.

$$\dot{W} = \rho.g.\dot{V}.Z_m$$

Considerando sua eficiência temos:

$$\dot{W}_B = \frac{\dot{W}}{\eta}$$

Em geral, bombas são especificadas a partir dos catálogos dos fabricantes utilizando a carga manométrica calculada ( $Z_m$ ) e a vazão volumétrica ( $\dot{V}$ ).

---



## TABELAS DE PROPRIEDADES

Tabela A - Valores de condutividade térmica a 0 °C

Tipo de materia	Material	condutividade térmica k [W/m.K]
METAL	prata	410
	cobre	385
LÍQUIDO (parado)	água	0,556
	Freon 12	0,073
GÁS (parado)	ar	0,024
	díóxido de carbono	0,0146
MATERIAL ISOLANTE	fibra de vidro	0,035
	espuma de uretano	0,024

Tabela B - Condutividade térmica - Metais

Material / Composição	Propriedades a 300 K	
	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	k [W/m.K]
Alumínio		
Puro	2702	237
Duralumínio (96% Al, 4% Cu, Mg)	2787	164
Liga comercial 2024-T6	2770	177
Liga 195, fundida	2790	168
Chumbo	11340	35,3
Cobre, puro	8933	401
Bronze comercial (90% Cu, 10% Al)	8800	52
Latão 71 (70%Cu, 30% Zn)	8530	110
Cromo	7160	93,7
Estanho	7310	66,6
Ferro, puro	7870	80,2
Ferro Armco (99,75% puro)	7870	72,7
Aço carbono	7854	60,5
AISI 1010	7832	63,9
Aço de baixo cromo	7882	37,7
Aços INOX		
AISI 302	8055	15,1
AISI 304	7900	14,9
AISI 316	8238	13,4
Magnésio	1740	156
Níquel, puro	8900	90,7
Platina, pura	21450	71,6
Zinco	7140	116

Tabela C - Condutividade térmica - Sólidos não-metálicos

Material / Composição	Propriedades a 300 K	
	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	k [W/m.K]
Carbono	1950	1,60
Enxofre	2070	0,206
Epóxi com fibras de boro paralelo às fibras		2,29
perpendicular às fibras		0,59
Epóxi com fibras de grafita paralelo às fibras		11,1
perpendicular às fibras		0,87
Óxido de alumínio	3970	36,0

Tabela D - Condutividade térmica - Materiais estruturais e de acabamento

Material / Composição	Temperatura [°C]	k [W/m.K]	ρ [kg/m <sup>3</sup> ]
Asfalto	20 - 55	0,74 - 0,76	
Tijolo:			
comum, de construção	20	0,69	1600
carborundum	600	18,5	
de concreto, 10 cm, furado		0,20	
de concreto, 20 cm, furado		0,13	
refratário, queimado a 1330 °C	500	1,04	2000
refratário, queimado a 1450 °C	500	1,28	2300
Cimento Portland		0,29	1500
argamassa	23	1,16	
Cimento de escória	23	0,76	
c/ mistura de pedras 1-2-4	20	1,37	1900 - 2300
Argamassa			
cimento com areia		0,72	
gesso com areia		0,80	
Concreto simples		0,72	
Emboço em gesso	20	0,48	1440
armação de metal	20	0,47	
sarrafo de madeira	20	0,28	
Reboco comum	20	2,78	
Pedra			
granito		1,73 - 3,98	2640
calcáreo	100 - 300	1,26 - 1,33	2500
mármore		2,07 - 2,94	2500 - 2700
arenito	40	1,83	2160 - 2300
Madeira (perpendicular ao sentido das fibras)			
balsa	30	0,055	140
pau de cipreste	30	0,097	460
pinho	23	0,11	420
carvalho	30	0,166	540
pinheiro amarelo	23	0,147	640
pinheiro braco	30	0,112	430
Vidro de janela	20	0,78	2700
borosilicato	30 - 75	1,09	2200

Tabela E - Condutividade térmica - Materiais isolantes p/ construção

Material / Composição	Temperatura [°C]	k [W/m.K]	ρ [kg/m <sup>3</sup> ]
Amianto			
não-compactado	-45	0,149	470 - 570
	0	0,154	
	100	0,161	
chapa de cimento amianto	20	0,74	
folhas	51	0,166	
feltro, 40 laminações por polegada	38	0,057	
	150	0,069	
	260	0,083	
feltro, 20 laminações por polegada	38	0,078	
	150	0,095	
	260	0,112	
corrugado, 4 dobras por polegada	38	0,087	
	93	0,100	
	150	0,119	
cimento amianto		2,08	
Papelão, ondulado		0,064	
Celotex	32	0,048	
Isoflex		0,045	
Prancha de cortiça	30	0,043	160
Cortiça, granulada	32	0,045	45 - 120
moída	32	0,043	150
Feltro de crina	30	0,036	130 - 200
Feltro de lã	30	0,052	330
Cartão de fibra isolante	20	0,048	240
Fibra de vidro		0,035	
Lã de vidro	23	0,038	24
Lã de rocha	32	0,040	160
não compactada	150	0,074	64
	260	0,080	
Serragem	23	0,059	
Aparas de madeira	23	0,059	
Sílica aerogel	32	0,024	140
Poliestireno expandido (isopor)	27	0,029	
Poliuretano	27	0,024	

Tabela F - Condutividade térmica - Tipos de isolantes e aplicações

Tipo	Faixa de temperatura [°C]	Condutiv. térmica [mW/m.°C]	Densidade [kg/m³]	Aplicação
Superisolante evacuado	-240 a 1.100	0,0015 - 0,72	variável	muitas
Espuma de uretano	-180 a 150	16 - 20	25 - 48	tubos quentes e frios
Espuma de uretano	-170 a 110	16 - 20	32	tanques
Prancha e bloco de espuma de uretano	100 a 150	16 - 20	24 - 65	tubulações
Manta de fibra de vidro p/ revestimento	-80 a 290	22 - 78	10 - 50	tubos e conexões
Manta de fibra de vidro	-170 a 230	25 - 86	10 - 50	tanques e equipamentos
Contorno pré-moldado de fibra de vidro	-50 a 230	32 - 55	10 - 50	tubulações
Manta de fibra de vidro com barreira contra condensação	-5 a 70	29 - 45	10 - 32	linhas de refrigerante
Jaqueta de fibra de vidro sem barreira contra condensação	até 250	29 - 45	24 - 48	tubulações quentes
Placa de fibra de vidro	60 a 370	30 - 55	10 - 50	tubos e conexões
Folha de elastômero	-40 a 100	36 - 39	70 - 100	tanques
Contorno pré-moldado de elastômero	-40 a 100	36 - 39	70 - 100	tubos e conexões
Bloco de vidro celular	-200 a 200	29 - 108	110 - 150	tanques e tubos
Prancha e bloco de vidro celular	20 a 500	29 - 108	110 - 150	tubulações quentes
Contorno pré-moldado de fibra mineral	até 650	35 - 91	125 - 160	tubulações quentes
Manta de fibra mineral	até 750	37 - 81	125	tubulações quentes
Bloco de fibra mineral	até 1.100	52 - 130	210	tanques e caldeiras
Bloco de lã mineral	450 a 1.000	52 - 130	175 - 290	tubulações quentes
Prancha de bloco de silicato de cálcio	230 a 1.000	32 - 85	100 - 160	tubulações, caldeiras, revestimento de chaminés

Tabela G - Valores médios do Coeficiente de convecção "**h**"

PROCESSO		<b>h</b> [ W / m <sup>2</sup> .K ]
CONVECÇÃO NATURAL	Ar	5 - 30
	Gases	4 - 25
	Líquidos	120 - 1.200
	Água, líquida	20 - 100
	Água em ebulição	120 - 24.000
CONVECÇÃO FORÇADA	Ar	30 - 300
	Gases	12 - 120
	Líquidos	60 - 25.000
	Água, líquida	50 - 10.000
	Água em ebulição	3.000 - 100.000
	Água em condensação	5.000 - 100.000

Tabela H - Valores do coeficiente de convecção "**h**" para situações de convecção natural em edifícios

SITUAÇÃO	<b>h</b> [ W/m <sup>2</sup> .K ]
Ar, adjacente a paredes internas	8,0
Ar, adjacente a forros internos	6,0
Ar, adjacente a pisos internos	10,5
Ar, adjacente a paredes externas (sem vento)	25,0
Ar, adjacente a paredes horizontais externas (sem vento)	29,0

Tabela I – Emissividade de alguns metais

<b>SUPERFÍCIE</b>	<b>EMISSIVIDADE <math>\epsilon</math></b>
Alumínio	
película	0,04
folha comercial	0,09
placa polida	0,039 - 0,057
oxidado	0,20 - 0,31
anodizado	0,82
Latão	
polido	0,03
placa opaca	0,22
Cobre	
polido	0,023 - 0,052
placa, aquecida por muito tempo, coberta de óxido	0,78
Aço, polido	0,066
Ferro	
polido	0,14 - 0,38
fundido	0,44
fundido, aquecido	0,60 - 0,70
Superfícies oxidadas	
placa de ferro, ferrugem vermelha	0,61
ferro, superfície cinza-escuro	0,31
folha de aço, fortemente oxidada	0,80
Aço inoxidável	
polido	0,074
comum, polido	0,19
comum, limpo	0,24
comum	0,54 - 0,63
Zinco, placa de ferro galvanizada	0,23



Tabela J – Emissividade de materiais refratários e de construção, tintas e materiais diversos

<b>SUPERFÍCIE</b>	<b>EMISSIVIDADE <math>\epsilon</math></b>
Amianto, placa	0,93 - 0,96
Teflon	0,85
Tijolos	
bruto, sem irregularidades (tijolo vermelho)	0,93 - 0,96
refratário	0,75
refratário de alumina	0,40
refratário de magnésia	0,45
Concreto	0,88 - 0,93
Madeira	0,82 - 0,92
Vidro	
Liso, de janela	0,90 - 0,95
Pyrex	0,80 - 0,82
Tintas	
negra	0,98
branca (acrílica)	0,90
branca, zincada (óxido de zinco)	0,92
esmalte sobre ferro, branco	0,90
laca preta brilhante sobre ferro	0,875
Borracha	0,94
Solo	0,93 - 0,96
Areia	0,90
Pedras	0,88 - 0,95
Vegetação	0,92 - 0,96
Asfalto	0,85 - 0,93
Água	0,95 - 0,96
Neve	0,82 - 0,90
Gelo	0,95 - 0,98
Pele humana	0,95
Tecidos	0,75 - 0,90
Papel	0,92 - 0,97

