Universidade de São Paulo Escola Politécnica Departamento de Engenharia Mecânica

MÁQUINAS TÉRMICAS: EXPERIÊNCIAS DE LABORATÓRIO

Prof. Alberto Hernandez Neto Prof. Arlindo Tribess Prof. Ernani Vitillo Volpe Prof. Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli

7a. Edição São Paulo, Dezembro de 2012

MÁQUINAS TÉRMICAS: EXPERIÊNCIAS DE LABORATÓRIO

1. INTRODUÇÃO

Nesta apostila são apresentadas as experiências de laboratório didático da disciplina PME2479 (Máquinas Térmicas), ministrada pelo Departamento de Engenharia Mecânica aos alunos dos cursos de Engenharia Mecânica (8°. semestre) da Escola Politécnica da USP.

Objetiva-se com esta apostila:

- revisar alguns aspectos teóricos das Máquinas Térmicas em estudo.
- enfocar a importância da experimentação e ensaios no estudo de Máquinas Térmicas.
- fornecer material para que o aluno possa desenvolver seus trabalhos.

Com o desenvolvimento das aulas práticas de laboratório pretende-se que o aluno se familiarize com os equipamentos e acessórios relativos à Máquinas Térmicas e:

- desenvolva as experiências, realize ensaios.
- apresente um relatório, utilizando redação científica.

2. CONTEÚDO PROGRAMÁTICO

As experiências apresentadas referem-se a:

- > Ventiladores
- > Compressores
- Ciclo de Refrigeração por Compressão a Vapor
- Ciclo Motor a Vapor
- Motor de Combustão Interna

3. DESENVOLVIMENTO DO RELATÓRIO DA EXPERIÊNCIA

Ao final das experiências cada grupo de alunos deverá entregar um relatório, em que deverão constar os seguintes itens:

- > Objetivos
- Características do equipamento
- Fundamentação Teórica
- Esquema da Instalação
- Procedimento Experimental
- Dados Experimentais
- Cálculos, tabelas, gráficos
- Análise dos Resultados e Conclusões
- Referências Bibliográficas.

3.1. ASPECTOS FORMAIS

Os relatórios devem ser adequadamente elaborados, de forma a serem claros, completos e concisos. Devem ser utilizados o formalismo da redação científica e os termos próprios de Engenharia.

3.2. OBJETIVOS

Apresentar os objetivos gerais do ensaio de forma sucinta.

3.3. CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO

Apresentar somente os dados técnicos do equipamento a ser ensaiado; os equipamentos acessórios devem constar apenas do esquema da instalação.

3.4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Apresentar os modelos físicos e matemáticos do experimento:

- representação esquemática do problema (modelo físico)
- proposição da hipóteses simplificativas
- formulação do modelo matemático
- apresentação das demais equações relevantes para o modelo considerado e necessárias para o tratamento dos dados.
- (obs: não reapresentar deduções já apresentadas na Apostila)
- considerações quanto as diferenças entre o caso ideal e o real.

3.5. ESQUEMA DA INSTALAÇÃO

Representar esquematicamente todo o aparato experimental (equipamento ensaiado, equipamentos auxiliares e de medição), de forma a dar uma ideia do arranjo físico real da bancada. *Não fazer "diagrama de blocos"*.

3.6. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Apresentar o procedimento detalhado que foi adotado na obtenção dos dados experimentais.

3.7. DADOS EXPERIMENTAIS

Incluir no relatório tabela de dados com as leituras efetuadas *nas unidades efetivamente utilizadas* (não converter os dados neste ponto).

3.8. CÁLCULOS, TABELAS, GRÁFICOS

- Aplicar corretamente e de forma consistente os conceitos estabelecidos na fundamentação teórica durante o tratamento dos dados.
- Apresentar memorial de cálculo, descrevendo o procedimento completo de tratamento dos dados; incluir os cálculos completos, com substituição de valores passo a passo, para um ponto experimental a título de exemplo.

3.9. ANÁLISE DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

- Analisar se os resultados são os esperados a partir da teoria da experiência. Discutir as possíveis causas para resultados não esperados.
- Quando solicitado indicar os pontos ótimos de operação.
- Discutir a validade ou não das hipóteses simplificativas adotadas.
- Discussão fundamentada das fontes de erro presentes no experimento.

3.10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Apresentar as referências bibliográficas de acordo com a norma técnica da ABNT (veja os exemplos na apostila e na programação da disciplina).

ÍNDICE

PÁGINA

SIMBOLOGIA	III
ENSAIO DE VENTILADORES	01
Ensaio de Compressores	07
Ensaio de Ciclo de Refrigeração por Compressão a Vapor	16
Ensaio de Ciclo Motor a Vapor	25
Ensaio de Motor de Combustão Interna	30
Apêndices	39
MEDIDORES DE VAZÃO	40
Medidores de Pressão	46
PSICROMETRIA	48

SIMBOLOGIA

IMBOL	OGIA	R	constante particular de gás perfeito
		R'	diferença de cota
A	área da seção transversal	R_D	fator de correção do motor Diesel
A_c	área do corpo projetado no plano horizontal	R_O	fator de correção do ciclo Otto
A_o	área do orifício	Т	temperatura, torque
B_{SO}	pressão barométrica no ensaio do motor de combustão interna	T_a	temperatura ambiente
С	coeficiente de correção de vazão, constante da ponte de Wheatstone	T_{cald}	temperatura na caldeira temperatura de saída do condensado
C_c	coeficiente de contração	• cond	temperatura da água de resfriamento na entrada do
C_D	coeficiente de descarga	$T_{e,resfr}$	condensador
C_e	consumo específico	$T_{s restr}$	temperatura da água de resfriamento na saída do condensador
C_v	coeficiente de velocidade	T _{s cond}	temperatura na saída do condensador (ciclo de refrigeração)
F	força, relação combustível-ar	T _{s evan}	temperatura na saída do evaporador (ciclo de refrigeração)
F_c F_e	relação estequiométrica ar-combustível força efetiva	$T_{sat,cond}$	temperatura de saturação no condensador (ciclo de refrigeração)
F_r	fração combustível relativa	$T_{sat,evap}$	temperatura de saturação no evaporador (ciclo de refrigeração)
$H_e \ H_L$	carga total no eixo carga "perdida"	T_o	temperatura do ar no ambiente de ensaio do motor de combustão interna, temperatura de orvalho
Κ	diferença de cota	TBS	temperatura de bulbo seco
N	potência	TBU	temperatura de bulbo úmido
N_a	potência de atrito	U	tensão elétrica
N_e	potência de eixo	V	velocidade média
N_{f}	potência "aproveitada" pelo fluido	¥	volume
N_i	potência indicada	V_a	volume aspirado
N_{is}	potência isotérmica	V_{c}	volume do corpo
N_L	potência "perdida"	V_{cond}	volume de condensado
N_s	potência isentrópica	V_d	volume deslocado, cilindrada
Q	vazão volumétrica	V_o	volume da câmara de combustão
Q_{ent}	vazão volumétrica na entrada compressor	V_p	volume deslocado por pistão
\dot{Q}	troca de calor por unidade de tempo	V_{resfr}	volume da água de resfriamento
Ò.	capacidade de refrigeração, troca de calor com a fonte fria por	V_t	volume total
<i>≿</i> L •	unidade de tempo	W	trabalho
$Q_{\scriptscriptstyle H}$	troca de calor com a fonte quente por unidade de tempo	W	trabalho por unidade de tempo
\dot{Q}_{c}	calor de combustão	W_{e}	trabalho de eixo por unidade de tempo

$\dot{W_L}$	trabalho "perdido" por unidade de tempo	$p_{r,res}$	pressão relativa no reservatório do compressor
Y	fator de expansão de bocais	p_{res}	pressão absoluta no reservatório do compressor
Ζ	fator de compressibilidade	p_s	pressão estática relativa
b	braço de alavanca	p_t	pressão total
c_p	calor específico a pressão constante	p_v	pressão parcial do vapor d' água
C_{v}	calor específico a volume constante	p_{vs}	pressão de vapor na saturação
d	diâmetro, densidade relativa	p_z	pressão manométrica de altura
d_o	densidade relativa do fluido manométrico	q	calor por unidade de massa
g	aceleração da gravidade	r_v	taxa de compressão
h	entalpia específica	r_{vs}	razão de compressão isentrópica
h_a	entalpia específica do ar seco	S	entropia específica, curso
h_{ent}	entalpia especifica na entrada de um volume de controle	t	tempo
h_{sai}	entalpia especifica na saída de um volume de controle	и	energia interna específica
h_v	entalpia específica do vapor d'água	v	volume específico
i	corrente elétrica	v_a	volume específico de ar seco
k	coeficiente isentrópico	V_{ν}	volume específico de vapor d'água
т	massa, n°. de cilindros	W	trabalho por unidade de massa
m_a	massa de ar seco	W _e	trabalho de eixo por unidade de massa no eixo
m_v	massa de vapor d'água	W_L	trabalho "perdido" por unidade de massa
ṁ	vazão mássica, vazão mássica de ar	Z.	cota
\dot{m}_a	massa de combustível consumida por hora		
n	rotação, coeficiente politrópico	dA	diferencial de área
р	pressão estática absoluta, pressão total de mistura	dh	diferencial de entalpia específica
n	pressão parcial de ar seco, pressão de admissão do motor de	dp	diferencial de pressão
P_a	combustão interna	ds	diferencial de entropia específica
p_{atm}	pressão atmosférica	du	diferencial de energia interna específica
p_B	pressão barométrica	$\mathrm{d}U$	diferencial de energia interna
p_{cald}	pressão absoluta na caldeira	dv	diferencial de volume específico
p_d	pressão dinâmica	$\mathrm{d}V$	diferencial de velocidade média
p_e	diferença de pressão total de eixo		
p_{ent}	pressão absoluta na entrada do compressor	α	fator de energia cinética
\overline{p}_{e}	pressão média efetiva do motor de combustão interna	eta	coeficiente de eficácia
p_L	pressão "perdida"	γ	peso específico
$p_{r,cald}$	pressão relativa na caldeira	γ_c	peso específico do corpo

γ_{f}	peso específico do fluido
η_m	rendimento mecânico
η_{is}	rendimento isotérmico
η_s	rendimento isentrópico
η_t	rendimento total
η_T	rendimento térmico
$\eta_{\scriptscriptstyle Tm}$	rendimento térmico do motor
η_{tr}	rendimento de transmissão
η_{v}	rendimento volumétrico
η_{st}	rendimento estático
К	constante de proporcionalidade
ϕ	umidade relativa, coeficiente de Peltier
ρ	massa específica (densidade)
$ ho_a$	massa específica do ar seco
$ ho_v$	massa específica do vapor d'água
υ	velocidade local
ω	umidade absoluta, velocidade angular
μ_{j}	coeficiente de Joule-Thomson
∂и	derivada parcial de energia interna específica
∂p	derivada parcial da pressão
∂h	derivada parcial de entalpia específica
∂T	derivada parcial de temperatura
δq	diferencial de calor por unidade de massa
δQ	diferencial de calor
δw	diferencial de trabalho por unidade de massa
δW	diferencial de trabalho
Δp	diferença de pressão
Δp_f	diferença de pressão no fluido
Δp_t	diferença de pressão total
ΔV	diferença de potencial elétrico
Δt_{cond}	tempo de coleta do volume de condensado
Δt_{resfr}	tempo de coleta do volume da água de resfriamento
ΔT_{sub}	grau de sub-resfriamento
ΔT_{sup}	grau de superaquecimento

ENSAIO DE VENTILADORES

1. INTRODUÇÃO

Ventilar ambientes, processos e equipamentos industriais é um quesito necessário para se estabelecer boas condições de higiene, segurança e bom desempenho dos equipamentos.

A função básica de um ventilador é, pois, fornecer a energia necessária para mover uma dada quantidade de ar por um sistema de ventilação a ele conectado. Parte desta energia é fornecida na forma de aumento da pressão estática, necessária para vencer as perdas do sistema, e parte na forma de pressão dinâmica, necessária para manter o ar em movimento.

2. TIPOS DE VENTILADORES

Os diversos tipos de ventiladores podem ser divididos em, pelo menos, dois grandes grupos: axiais e centrífugos.

2.1. VENTILADORES AXIAIS

O fluxo do fluido nesse tipo de equipamento é principalmente axial, ou seja, se dá paralelamente ao eixo de rotação. A característica principal é sua capacidade de movimentar grandes quantidades de ar (ou gases) a baixas pressões.

- <u>Axial Propulsor</u>: é o mais barato, sendo frequentemente utilizado para circulação de ar ambiente, e raramente para ventilação local exaustora. (Fig. 1a).
- <u>Tubo Axial</u>: é um ventilador axial propulsor com pás mais grossas e mais largas, colocado dentro de um tubo, o que permite sua direta conexão em dutos.
- <u>Axial com Aerofólios</u>: é utilizado em situações que requeiram pressões mais elevadas, tais como em minas subterrâneas e, em algumas ocasiões, em indústrias. Não deve ser usado onde haja risco de erosão e corrosão. (Fig. 1b).

2.2. VENTILADORES CENTRÍFUGOS

O escoamento principal do fluido nesse tipo de equipamento é radial. É o tipo de ventilador mais utilizado na indústria, sendo empregado em sistemas que requeiram maiores pressões.

ENSAIO DE VENTILADORES

- <u>Centrífugo de Pás Radiais</u>: é o ventilador centrífugo mais simples e robusto. Barulhento e de baixa eficiência, sua utilização é para movimentar efluentes com grande carga de poeira. (Fig. 1c).
- <u>Centrífugo de Pás para Frente</u>: tem eficiência mais elevada e maior capacidade exaustora a baixas velocidades. Não é adequado para trabalhos de alta pressão e/ou altas cargas de poeira, apresentando problemas frequentes de corrosão se mal utilizado. Cuidados devem ser tomados para que o ponto de trabalho caia à direita do segundo pico da curva característica (Fig. 1d).
- <u>Centrífugo de Pás para Trás</u>: possui duas vantagens importantes: apresenta uma eficiência maior e uma autolimitação de potência, como pode ser observado pela sua curva característica (Fig. 1e). Isso significa que, se o ventilador está sendo utilizado em sua máxima potência, o motor não será sobrecarregado por mudanças na rede de dutos.

3. EQUAÇÕES E DEFINIÇÕES

No processo de ventilação a elevação da pressão da corrente fluida, pela passagem pelo ventilador, normalmente é pouco significativa. Dessa forma, despreza-se qualquer efeito de compressibilidade, isto é, o escoamento é tratado como incompressível.

3.1. EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

Em regime permanente, a soma das vazões mássicas que entram e saem de um volume de controle são iguais. Em particular se houver uma entrada e uma saída (Fig. 2), tem-se

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \tag{01}$$

mas

$$\dot{m} = \rho V A \tag{02}$$

onde o produto VA é a vazão volumétrica do fluido, Q,

$$Q = VA \tag{03}$$





Figura 2. Volume de controle genérico para um ventilador

Substituindo (02) em (01),

$$\rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \tag{04}$$

ou, substituindo (03) em (04),

$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 \tag{05}$$

Se o escoamento for considerado incompressível, $\rho_1 = \rho_2$ e portanto

$$A_1 V_1 = A_2 V_2 \tag{06}$$

$$Q_1 = Q_2 = Q \tag{07}$$

3.2. PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA PARA VOLUME DE CONTROLE Pela primeira lei da termodinâmica tem-se que

$$\oint \delta Q \equiv \oint \delta W \tag{08}$$

Para um volume de controle com uma entrada e uma saída, (Fig. 2), considerando regime permanente, a Eq. (08) pode ser reescrita como

$$\dot{Q} - \dot{W_e} = \dot{m} \Big[\left(h_2 - h_1 \right) + \left(\alpha_2 V_2^2 - \alpha_1 V_1^2 \right) / 2 + g \left(z_2 - z_1 \right) \Big]$$
(09)

onde o fator de energia cinética α é dado por

$$\alpha = \frac{\iint \upsilon dA}{VA} \tag{10}$$

Dividindo-se a Eq. (9) pela vazão mássica \dot{m} , admitindo $\alpha_1 = \alpha_2 = 1.0^*$ e reescrevendo a equação em termos do módulo do trabalho específico de eixo, w_e , vem:

$$w_e = \left| (h_2 - h_1) + (V_2^2 - V_1^2) / 2 + g(z_2 - z_1) - q \right|$$
(11)

Uma vez que a entalpia h é o resultado da soma da energia interna u e da relação entre a pressão p e a massa específica ρ , tem-se que

$$h = u + p/\rho \tag{12}$$

e admitindo escoamento incompressível, isto é, $\rho_1 = \rho_2 = \rho$, vem:

$$w_e = \left(p_2 - p_1\right) / \rho + \left(V_2^2 - V_1^2\right) / 2 + g\left(z_2 - z_1\right) + w_{L, 1-2}$$
(13)

onde $w_{L,1-2}$ é a perda de energia específica devido a transformação de energia mecânica em energia interna e perda de calor não aproveitáveis pelo fluido (escoamento incompressível), dada por:

$$w_{L,1-2} = u_2 - u_1 - q \tag{14}$$

A Eq. (13) pode ser apresentada de outras formas:

a) Em termos de energia por unidade de peso específico (carga), Eq. (15) b) Em termos de energia por unidade de volume (pressão), Eq. (16).

$$H_{e,1-2} = (p_2 - p_1) / \gamma + (V_2^2 - V_1^2) / 2g + (z_2 - z_1) + H_{L,1-2}$$
(15)

$$p_{e,1-2} = (p_2 - p_1) + \rho (V_2^2 - V_1^2) / 2 + \rho g (z_2 - z_1) + p_{L,1-2}$$
(16)

^{*} O fato de $\alpha 2 = 1,0$ se deve ao escoamento turbulento plenamente desenvolvido. Já α_1 na verdade não é necessariamente igual a um, porém como $V_1 \cong 0$ essa hipótese não introduz um erro significativo.

3.3. DEFINIÇÕES

A seguir são apresentadas as definições dos termos de pressão contidos na Eq. (16), bem como uma discussão da mesma.

3.3.1. Pressão Estática

É a grandeza normalmente definida como a razão da unidade de força pela unidade de área que um fluido em repouso exerce sobre uma superfície. A pressão estática pode ser expressa em termos de pressão estática relativa, p_s e pressão barométrica, p_B , sendo:

$$p = p_s + p_B \tag{17}$$

3.3.2. Pressão Dinâmica

A pressão dinâmica é a parcela de energia cinética específica do fluido, expressa em termos de pressão, ou seja

$$p_d = \rho V^2 / 2 \tag{18}$$

3.3.3. Pressão Manométrica de Altura

A pressão manométrica de altura corresponde ao termo referente à energia específica do fluido devido à diferença de cota do mesmo em relação a um referencial, ou

$$p_Z = \rho g z \tag{19}$$

.....

3.3.4. Pressão Total

Por definição a pressão total é o resultado da soma algébrica da pressão estática, p, da pressão dinâmica, p_d , e da pressão manométrica de altura, p_z , ou seja, é a energia total do fluido expressa em unidades de pressão

$$p_t = p + p_d + p_z \tag{20}$$

Assim, a Eq. (16) pode ser reescrita como sendo

$$p_{e,1-2} = p_{t,2} - p_{t,1} + p_{L,1-2} \tag{21}$$

onde $p_{e,1-2}$ representa a energia por unidade de volume entregue ao fluido pelo eixo do ventilador e $p_{L,1-2}$ a parcela perdida.

Logo, a energia realmente aproveitada pelo fluido para movimentá-lo e aumentar a sua pressão estática é dada por

$$\Delta p_f = \left(p_{t,2} - p_{t,1} \right) = \Delta p_t \tag{22}$$

Vale ressaltar que, em termos do ensaio de ventiladores, a pressão total é definida como sendo somente a soma algébrica da pressão estática p e da pressão dinâmica p_d pois não há variação de cota entre os pontos 1 e 2. Assim,

$$p_t = p + p_d \tag{23}$$

3.4. POTÊNCIA E RENDIMENTO

Multiplicando a Eq. (13) pela vazão mássica \dot{m} vem

$$w_{e}\dot{m} = \frac{\dot{m}}{\rho} \Big[(p_{2} - p_{1}) + \rho (V_{2}^{2} - V_{1}^{2}) / 2 + \rho g (z_{2} - z_{1}) \Big] + \dot{m} w_{L,1-2} \quad (24)$$

Como

$$w_e \dot{m} = \dot{W}_e \tag{25}$$

$$w_{L,1-2}\dot{m} = W_{L,1-2} \tag{26}$$

$$\dot{m}/\rho = Q \tag{27}$$

$$(p_2 - p_1) + \rho (V_2^2 - V_1^2) / 2 + \rho g (z_2 - z_1) = \Delta p_t$$
(28)

tem-se

$$\dot{W_e} = Q\Delta p_t + \dot{W_{L,1-2}} \tag{29}$$

Considerando que normalmente a potência de ventiladores é representada pela letra N, podemos reescrever a equação acima

$$N_e = Q\Delta p_t + N_{L,1-2} = N_f + N_{L,1-2}$$
(30)

onde N_f corresponde à potência "aproveitada" pelo fluido, e N_e é a potência disponível no eixo do ventilador, que pode ser calculada, para um motor elétrico monofásico pela Eq. (31). Nessa equação U representa a tensão e i a corrente elétricas, $\cos \varphi$ é o fator de potência e η_m é o rendimento eletromecânico do motor

$$N_e = Ui\cos\varphi\eta_m \tag{31}$$

3.4.1. Rendimento

Pode-se definir o rendimento total de um ventilador, η_t , por

$$\eta_t = N_f / N_e \tag{32}$$

4. CURVAS CARACTERÍSTICAS DE VENTILADORES

As curvas características de um ventilador são uma série de gráficos que indicam o comportamento do ventilador quanto ao consumo de energia, aumento de pressão da corrente fluida, rendimento e outros fatores em função da vazão desenvolvida.

Algumas curvas genéricas são apresentadas na Fig. 3. Convém observar que as curvas dependem do tipo de ventilador utilizado, e portanto, a tendência das curvas pode variar de ventilador para ventilador, conforme mostrado na Fig. 1.

Normalmente a curva de pressão é referida à pressão estática relativa, p_s , uma vez que a influência da pressão dinâmica é muito pequena.



Figura 3. Curvas características de um ventilador.

5. SISTEMA E PONTO DE OPERAÇÃO

Um conjunto de tubulações, filtros, ambientes e outros componentes necessários para um processo de ventilação constituem o sistema onde o ventilador deverá atuar. Considerando todas as possíveis perdas de pressão (quais sejam, perdas distribuídas, perdas singulares, etc.) a curva do sistema é semelhante ao gráfico da Fig. 4.

O ponto de operação de um dado sistema associado a um ventilador é o resultado da intersecção das curvas desse equipamento e a curva do referido sistema, como ilustrado na Fig. 5. Daí a necessidade em realizar-se um ensaio para levantar as curvas características como forma de determinar qual o ventilador que melhor se adapta às condições de um dado sistema, bem como verificar as condições de operação do equipamento.



Figura 5. Ponto de operação de um ventilador-sistema.

7. ENSAIO DO VENTILADOR

O procedimento de ensaio, bem como a bancada de testes para o ensaio, seguem normas e padrões que podem ser encontradas na referência [1].

Para o levantamento das curvas características do ventilador o grupo deverá realizar leituras para oito a dez vazões, conforme a Tab. 1. Os resultados deverão ser apresentados na forma dos gráficos $N_e \ge Q$, $\eta_t \ge Q$ e $p_s \ge Q$. Todos os resultados deverão ser apresentados no Sistema Internacional de Unidades. Uma vez plotados os gráficos, deverá ser apresentada uma discussão detalhada quanto aos resultados obtidos e à importância do ensaio realizado, destacando qual o melhor ponto de operação para o equipamento ensaiado.

É fundamental a leitura dos apêndices referentes à experiência (medição de vazão, medição de pressão e psicrometria).

QUESTÕES - Responder na Fundamentação Teórica do Relatório.

- a) Representar adequadamente o volume de controle *real* para o caso do laboratório.
- b) A velocidade medida na seção de saída do fluxo é local e se refere à velocidade máxima do escoamento. Para determinar a vazão deve ser utilizada esta medida de velocidade local ou a velocidade média na seção? Por que?
- c) Por que é razoável desprezar os efeitos de compressibilidade do ar neste ensaio? *Quantifique* esse efeito a partir da Lei dos Gases Perfeitos.
- d) O ar atmosférico, fluido de trabalho da experiência, é uma mistura de ar seco e vapor d'água. Mostre como foi avaliada sua massa específica.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AMCA Standard 210-74 Ashrae Standard 51-75. <u>Laboratory Methods for</u> <u>Testing Fans for Rating Purposes</u>, Air Moving and Conditioning Association, Inc. and American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, USA, 1975.
- [2] Jorgensen, R. Fan Engineering, Buffalo Forge Company, New York, 1983.
- [3] _____. Industrial Ventilation, Comittee on Industrial Ventilation and American Conference of Governmental Industrial Hygienists, USA, 18th Ed., 1984.
- [4] Cherkasski, V.M. <u>Bombas, Ventiladores e Compresores</u>, Mir, Moscou, 1986.
- [5] Van Wylen, G.J.; Sonntag, R.E. <u>Fundamentos da Termodinâmica Clássica</u>, Edgar Blücher, 3^a. ed., São Paulo, 1993.

Tabela 1. Levantamento de Dados

	Leitura					
Ponto	pressão total <i>p</i> t (mmH ₂ O)	pressão dinâmica <i>Pd</i> (mmH ₂ O)	corrente <i>i</i> (A)			
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						

Pressão atmosférica local (mmHg): Temperaturas do Ar (°C): Bulbo Seco: Bulbo Úmido:

ENSAIO DE COMPRESSORES

1. INTRODUÇÃO

Ar, vapor ou gás comprimido são necessidades indispensáveis para a indústria e a sociedade moderna. As aplicações são praticamente ilimitadas. Podemos citar como exemplos o compressor que fornece trabalho de compressão para o ciclo de refrigeração de geladeiras, câmaras frigoríficas e aparelhos de ar condicionado, bem como a utilização de ar comprimido para realizar trabalho em ferramentas e motores pneumáticos.

Uma máquina cujo objetivo principal seja a de aumentar a pressão de uma corrente fluida gasosa pode ser chamada de compressor. Porém, em alguns casos, um compressor pode ser confundido com um ventilador ou uma bomba de vácuo, conforme ilustrado na Fig. 1.







2. CLASSIFICAÇÃO DOS COMPRESSORES

A exemplo dos ventiladores, os compressores também podem ser divididos em dois grupos: Alternativos e Rotativos.

Os compressores alternativos são os de mais larga utilização, tendo como característica principal fornecer elevadas relações de pressão. Um esquema deste compressor é mostrado na Fig. 2.

Já os compressores rotativos são indicados para situações em que se necessita uma maior vazão e menor relação de pressões. Os compressores rotativos [3] podem ser subdivididos em: compressores de palhetas, centrífugo, de parafusos e axial, cujos esquemas são mostrados na Fig. 2.

ENSAIO DE COMPRESSORES





Figura 2. Esquemas construtivos de alguns compressores

Tabela 1. Classificação de Compressores (segundo Cherkasski [3])

Tipos	Vazão (m ³ /min)	Aumento de Pressão	Rotação (rpm)
Alternativos - êmbolo	0 - 500	2,5 - 1000	100 - 3000
Rotativos - centrífugo	100 -4000	3 - 20	1500 - 45000
palhetas	0 - 500	3 - 12	300 - 15000
parafuso	-	-	-
axiais	100 - 15000	2 -20	500 - 20000

3. TERMODINÂMICA DO PROCESSO DE COMPRESSÃO

3.1. EQUAÇÕES DE ESTADO

A equação de estado de uma substância pura compressível é uma função relacionando três das suas propriedades termodinâmicas independentes. Uma relação do tipo descrito pela Eq. (01) envolvendo pressão, volume específico e temperatura é uma equação de estado.

$$f(p,v,T) = 0 \tag{01}$$

Uma tabela de propriedades termodinâmicas também constitui uma equação de estado. A equação de estado mais conhecida e simples é aquela que descreve o comportamento do gás perfeito ou ideal.

$$pv = RT \tag{02}$$

Quando o comportamento do gás se afasta da situação ideal, normalmente a Eq. (02) é corrigida através do chamado fator de compressibilidade, Z, que depende da pressão e temperatura do gás. Assim

$$pv = ZRT \tag{03}$$

Para o ar atmosférico em pressões inferiores a 10 MPa o valor de Z é próximo da unidade, de forma que a equação dos gases perfeitos pode ser utilizada. O mesmo comportamento já não ocorre com os fluidos utilizados em ciclos de refrigeração (CFCs, HCFCs, HFCs, Amônia, etc.). Neste caso é necessário se referir às tabelas termodinâmicas.

3.2. DEFINIÇÕES

3.2.1. Entalpia

A entalpia h relaciona-se com a energia interna, u, e o produto pressão volume específico, pv, pela relação

$$h = u + pv \tag{4}$$

3.2.2. Calores Específicos

Calor específico a pressão constante, c_p

$$c_p = \frac{\partial h}{\partial T}\Big|_p \tag{5}$$

Calor específico a volume constante, c_v

$$c_{v} = \frac{\partial u}{\partial T} \bigg|_{v}$$
(6)

Relações entre calores específicos

$$k = c_p / c_v \tag{7}$$

$$c_n - c_v = R \tag{8}$$

3.3. PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA

A primeira lei da termodinâmica para um sistema em regime permanente como o da Fig. 3 pode ser escrita

$$\delta Q - \delta W = dU \tag{9}$$

Integrando a Eq. (9) entre os estados 1 e 2, e dividindo pela massa m vem

$${}_{1}q_{2} - {}_{1}w_{2} = u_{2} - u_{1} \tag{10}$$

Já para um volume de controle com uma entrada e uma saída e em regime permanente como o da Fig. 4, a primeira lei da termodinâmica pode ser escrita (veja item 3.2, ensaio de ventiladores)

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$
 (11)

Dividindo a Eq. (11) pela vazão mássica \dot{m} vem

$${}_{1}q_{2} - {}_{1}w_{2} = h_{2} - h_{1} \tag{12}$$

Deve-se ressaltar que os termos de variação de energia cinética e potencial foram desprezados nas Eqs. (9) a (12) pois estes, em geral, são muito pequenos em relação aos demais.



Figura 3. Exemplo de um sistema



Figura 4. Volume de controle para um compressor

3.4. PROCESSOS DE COMPRESSÃO

3.4.1. Trabalho de Compressão

O trabalho de compressão para um sistema (Fig. 3) considerando processo reversível, é dado por

$${}_{1}W_{2} = \int_{1}^{2} p dV \tag{13}$$

O processo de compressão em um sistema está ilustrado no diagrama p-v da Fig. 5, em que a área sob o gráfico, naturalmente, é numericamente igual à Eq. (13).

Já para um volume de controle, pela segunda lei da termodinâmica tem-se:

$$Tds \ge \delta q$$
 (14)

Admitindo processo reversível é válida a igualdade, enquanto a desigualdade é válida para processos irreversíveis.

Da primeira lei da termodinâmica para volume de controle na forma diferencial tem-se

$$\delta q - \delta w = dh \tag{15}$$

Substituindo a Eq. (14), para processo reversível, na Eq. (15) obtém-se

$$Tds - \delta w = dh \tag{16}$$

Inserindo a relação termodinâmica abaixo

$$Tds = du + pdv \tag{17}$$

na Eq. (16) vem

$$du + pdv - \delta w = dh \tag{18}$$

Diferenciando a equação para a entalpia, Eq. (4), obtém-se

$$dh = du + pdv + vdp \tag{19}$$

e substituindo dh na Eq. (18), obtém-se

$$\delta w = -vdp \tag{20}$$

ou

$$_{1}w_{2} = -\int_{1}^{2} v dp$$
 (21)

O processo de compressão para volume de controle está ilustrado no diagrama p-v da Fig. 6, em que a área sob o gráfico é, desta forma, numericamente igual à Eq. (21). O trabalho de compressão determinado a partir da Eq. (21) refere-se ao processo reversível, uma vez que foi utilizada a igualdade da Eq. (14) quando da substituição na Eq. (15).



Figura 5. Processo de compressão em um sistema



Figura 6. Processo de compressão para volume de controle

3.4.2. Compressão Isotérmica Reversível

Considere a compressão isotérmica (temperatura constante) de um gás perfeito, em regime permanente. Substituindo a Eq. (2) na Eq. (21) e integrando entre os estados 1 e 2, resulta

$$w_{2} = p_{1}v_{1}\ln(p_{2}/p_{1}) = p_{2}v_{2}\ln(p_{2}/p_{1})$$
(22)



Figura 7. Compressão isotérmica reversível no diagrama T-s.

3.4.3. Compressão Adiabática Reversível (Isentrópica)

Se um gás perfeito for comprimido isentropicamente, pode ser obtida a Eq. (23) envolvendo pressão e volume específico.

$$pv^k = \text{constante}$$
 (23)

Dessa forma, substituindo a Eq. (23) na Eq. de trabalho reversível, Eq. (21), obtém-se

$${}_{1}w_{2} = p_{1}v_{1}\frac{k}{k-1}\left[\left(p_{2}/p_{1}\right)^{(k-1)/k} - 1\right]$$
(24)



Figura 8. Compressão isentrópica no diagrama T-s

3.4.4. Compressão Politrópica Reversível

Na prática, o processo de compressão de um gás obedece uma lei parecida com a transformação isentrópica, Eq. (23), ou

$$pv^n = \text{constante}$$
 (25)

onde n é o coeficiente politrópico. Assim, se esse processo for considerado reversível, o trabalho de compressão será dado por

$$_{1}w_{2} = p_{1}v_{1} \ln(p_{2}/p_{1})$$
 se $n = 1$ (26)

$$_{1}w_{2} = p_{1}v_{1}\frac{n}{n-1}\left[\left(p_{2}/p_{1}\right)^{(n-1)/n}-1\right] \text{ se } n \neq 1$$
 (27)

3.4.5. Síntese e Outros Dados

A Tab. 2 apresenta alguns valores de calores específicos e o valor do coeficiente isentrópico k para algumas substâncias usuais, enquanto a Tab. 3 sintetiza os vários processos de compressão.

Tabela 2. Valores da relação entre calores específicos para substâncias puras usuais. ($R = 8,314 \text{ kJ/kgmol.}^{\circ}\text{C}$).

	c_p (k	c_p (kJ/kgmol.°C)			$k = c_p/c_v$,
Substância	-25°C	0°C	30°C	-25°C	0°C	30°C
Ar	1,002	1,003	1,004	1,400	1,400	1,400
R11	0,523	0,548	0,578	1,121	1,125	1,118
R12	0,547	0,574	0,605	1,144	1,137	1,129
R22	0,586	0,615	0,879	1,196	1,185	1,123
Amônia	2,026	2,055	2,097	1,317	1,311	1,303

Tabela 3. Síntese dos processos de compressão

Processo de Compressão	п	relação pv
Isotérmico reversível	1	pv = cte
Adiabático reversível (isentrópico)	k	$pv^k = cte$
Politrópico reversível	n	$pv^n = cte$

Na Fig. 9 são apresentados os processos de compressão nos diagramas T-s e p-v. Nota-se que o trabalho de compressão é maior no caso isentrópico (s = constante). Contudo deve-se observar que nesse caso o rendimento do processo é máximo, pois não ocorrem perdas de qualquer espécie.



Figura 9. Processo de compressão nos diagramas T-s e p-v.

4. PARÂMETROS DE DESEMPENHO

4.1. POTÊNCIAS

4.1.1. Potência de Compressão (N)

A potência de compressão N é o trabalho de compressão w realizado na unidade de tempo

$$N = \dot{m}w = \rho Qw = \frac{Qw}{v} \tag{28}$$

4.1.2. Potência de Eixo (N_e)

É a potência entregue ao eixo do compressor pelo motor, calculada a partir de

$$N_e = Ui\cos\varphi\eta_m\eta_{tr} \tag{29}$$

4.1.3. Potência Indicada (N_i)

É a potência efetiva do compressor, determinada através do diagrama indicado p-v.

4.1.4. Potência Isotérmica (Nis)

É a potência de compressão em um processo isotérmico reversível. Das Eqs. (22) e (28), obtém-se

$$N_{is} = Q_{ent} p_{ent} \ln(p_{res}/p_{ent})$$
(30)

onde o subscrito *ent* refere-se à entrada do compressor e o subscrito *res* ao reservatório, ou seja, à descarga do compressor.

4.1.5. Potência Isentrópica (N_s)

É a potência de compressão em um processo isentrópico reversível. Das Eqs. (24) e (28), obtém-se

$$N_{s} = Q_{ent} p_{ent} \frac{k}{k-1} \left\{ \left[\left(p_{res} / p_{ent} \right)^{(k-1)/k} \right] - 1 \right\}$$
(31)

4.2. RENDIMENTOS

4.2.1. Rendimento Volumétrico (η_v)

Define-se o rendimento volumétrico de um compressor por

$$\eta_{v} = \frac{\text{volume de ar deslocado}}{\text{volume de deslocamento do pistão}} = \frac{V_{a}}{V_{d}}$$
(32)

Esse parâmetro é um indicativo de fugas de gás que ocorrem durante o processo de compressão, bem como indica o aproveitamento relativo entre o volume que o pistão desloca e o volume total da câmara do compressor.

4.2.2. Rendimento Mecânico (η_m)

Refere-se às perdas mecânicas devido ao atrito entre as partes móveis do compressor. Normalmente admite-se que o rendimento varia linearmente com a rotação.

$$\eta_m = \kappa . n = N_i / N_e \tag{33}$$

4.2.3. Rendimento Isotérmico (η_{is})

É um indicador de quanto o processo se afasta do processo isotérmico.

$$\eta_{is} = N_{is} / N_i \tag{34}$$

4.2.4. Rendimento Isentrópico (η_s)

Indica quanto o processo se afasta do processo isentrópico.

$$\eta_s = N_s / N_i \tag{35}$$

4.2.5. Rendimento Total (η_t)

Define-se o rendimento total do compressor como

$$\eta_t = \eta_s \eta_m = N_s / N_e \tag{36}$$

5. COMENTÁRIOS COM RELAÇÃO AO PROCESSO DE COMPRESSÃO

Na Figura 10 é apresentada, de forma simplificada, uma instalação de ensaio genérica.



Figura 10. Representação esquemática simplificada da instalação de ensaio.

- a) O ensaio é realizado em regime permanente
- b) A vazão mássica total na saída do compressor (\dot{m}_s) é avaliada por meio de um bocal, através do qual o ar se expande até a pressão atmosférica. Considera-se o processo de expansão no bocal adiabático reversível (isentrópico).
- c) Para todos os efeitos, o fluido de trabalho no processo é o ar úmido. Portanto a avaliação de sua massa específica é função da massa específica do ar seco e da umidade absoluta, que podem ser obtidas, a partir das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, através da carta psicrométrica, como mostra o apêndice de psicrometria.
- d) Por se tratar de ar úmido, após o processo de compressão, deve ocorrer a condensação de parte do vapor d'água no reservatório do compressor, conforme mostrado na Fig.11.



Figura 11. Diagrama T-s para o vapor d'água (esquemático)

Isso ocorre da seguinte forma: o ar e o vapor encontram-se inicialmente à pressão atmosférica (p_{atm}) que corresponde à soma de suas pressões parciais, respectivamente, $p_{a_1} e p_{v_1}$.

$$p_{atm} = p_1 = p_{a_1} + p_{v_1} \tag{37}$$

Além disso, a temperatura da mistura é igual a T_{amb} , que é a temperatura de bulbo seco (TBS) ambiente.

Durante a compressão, a pressão total da mistura aumenta, aumentando também as pressões parciais dos componentes

$$p_2 = p_{a_2} + p_{v_2} \tag{38}$$

Assim, ao entrar no reservatório, a mistura tem pressão e temperatura bem superiores às do meio. Por outro lado, a parede desse reservatório é metálica e, portanto, permite a troca de calor, em razão da diferença de temperaturas que existe entre o fluido no interior do reservatório e o meio.

Em virtude dessas trocas térmicas, o ar e o vapor são resfriados a pressão constante. O vapor d'água, em particular, deve atingir a temperatura de saturação no ponto (3), condensando e acumulando-se na parte inferior do reservatório.

Do que foi exposto acima, pode-se concluir que a quantidade de vapor d'água no ar varia no processo e, portanto, $\dot{m}_e \neq \dot{m}_s$. Em função disso, e como se deseja avaliar a vazão volumétrica Q_e na entrada do compressor (segundo a norma de ensaio de compressores [1]), é preciso fazê-lo em função da vazão mássica que foi efetivamente medida, que é a vazão mássica de saída \dot{m}_s .

e) Balanço de massa na instalação

Considerando que as vazões mássicas de entrada e de saída do compressor podem ser decompostas em vazão de vapor d'água e de ar seco, e que a taxa de condensação no reservatório é constante em regime permanente, tem-se para o balanço de massa da instalação que

Vazão mássica total na entrada:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{a_e} + \dot{m}_{v_e} \tag{39}$$

Vazão mássica total na saída:

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{a_s} + \dot{m}_{v_s} \tag{40}$$

como $\dot{m}_v / \dot{m}_a = \omega$, onde ω é a umidade absoluta do ar, tem-se

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{a_e} \left(1 + \omega_e \right) \tag{41}$$

Uma vez que a vazão mássica de ar seco é constante, isto é, $\dot{m}_{a_e} = \dot{m}_{a_s}$, é fácil relacionar a vazão mássica total na entrada com a vazão mássica total na saída e as umidades absolutas nesses pontos, isto é,

$$\dot{m}_e = f\left(\dot{m}_s, \omega_e, \omega_s\right) \tag{42}$$

Feito isto, pode-se então relacionar a vazão volumétrica $Q_e \operatorname{com} a$ vazão mássica total na saída, pois

$$\dot{m}_e = Q_e \rho_e = Q_e \rho_{a_e} \left(1 + \omega_e \right) \tag{43}$$

onde ρ_{a_e} é a massa específica do ar seco na entrada do compressor. Os valores de ρ_a e de ω podem ser obtidos através da carta psicrométrica, a partir das medições das temperaturas de bulbo seco (TBS) e de bulbo úmido (TBU), conforme descrito no apêndice sobre Psicrometria.

6. ENSAIO DO COMPRESSOR

O procedimento de ensaio, bem como a bancada de testes para o ensaio, são baseados em normas que se encontram na referência [1].

O ensaio do compressor consiste no levantamento das curvas características $Q_e x p_{res}/p_{ent}$, $N_e x p_{res}/p_{ent}$ e $\eta_t x p_{res}/p_{ent}$.

Para este levantamento o grupo deverá selecionar 06 (seis) vazões e determinar a potência, o rendimento e a relação de pressões correspondentes, a partir das leituras efetuadas conforme a Tab. 4.

Uma vez plotados os gráficos, deverá ser apresentada uma discussão detalhada quanto aos resultados obtidos e à importância do ensaio realizado, destacando qual o melhor ponto de operação para o equipamento ensaiado.

- Obs: 1) As medidas devem ser realizadas em regime permanente. Para tanto é necessário aguardar um intervalo de tempo para se atingir esta situação, que depende da relação de pressões.
 - 2) Todos os resultados deverão ser apresentados no Sistema Internacional de Unidades.
 - 3) É fundamental a leitura dos apêndices referentes à experiência (medição de vazão, medição de pressão e psicrometria).

QUESTÕES - Responder na Fundamentação Teórica do Relatório

- a) Nos cálculos termodinâmicos empregam-se valores de pressão relativa ou absoluta? Qual a natureza dos valores lidos em manômetros tipo Bourdon?
- b) Na região do bocal os efeitos de compressibilidade do ar podem ser desprezados. Por quê?
- c) Por que ocorre a condensação de parte da umidade do ar atmosférico que entra no reservatório do compressor?
- d) Expressar a vazão volumétrica na entrada do compressor Q_e em função da vazão mássica total na saída do compressor \dot{m}_s .
- e) Que hipótese foi feita com relação à vazão em massa do ar seco

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ASME PTC9 <u>Displacement Compressors, Vacuum Pumps and Blowers</u>, Performance Test Code, American Society of Mechanical Engineers, USA, 1970.
- [2] Compressed Air and Gas Institute. <u>Compressed Air and Gas Handbook</u>, 4a. ed., USA, 1966.
- [3] Cherkasski, V.M., <u>Bombas, Ventiladores e Compresores</u>, Editora Mir, Moscou, 1986.
- [4] Chlumsky, V., <u>Reciprocating and Rotary Compressors</u>, SNTL-Publishers of Technical Literature, Prague, 1965.
- [5] Silva, R.B., <u>Compressores, bombas de vácuo e ar comprimido</u>, Grêmio Politécnico, São Paulo, 1980.
- [6] Van Wylen, G.J., Sonntag, R.E., Fundamentos da Termodinâmica Clássica, Edgar Blücher, 3a. ed., São Paulo, 1993.

Tabela 4. Levantamento de Dados

Leituras				Por	ntos		
Grandeza	símbolo	1	2	3	4	5	6
Temperatura na entrada do compressor (°C)	TBS_e						
	TBU_e						
Temperatura na saída do bocal (°C)	TBS_s						
	TBU _s						
Diferença de pressão no bocal (mmH ₂ O)	Δp_{bocal}						
Pressão absoluta na entrada do compressor (mmHg)	p_e						
Pressão relativa no reservatório (kgf/cm ²)	p _{r,res}						
Corrente do motor (A)	Ι						

ENSAIO DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração de um ambiente ou um sistema é um processo de significativa importância, abrangendo inúmeros campos de aplicação. Podemos tentar defini-la como o processo de retirada de calor de um dado sistema com o objetivo de baixar sua temperatura em relação ao meio que circunda esse sistema.

Entre os processos de refrigeração conhecidos, pode-se destacar:

1.1. REFRIGERAÇÃO POR EFEITOS TERMOELÉTRICOS

Em 1834, Peltier observou que, quando um circuito formado por dois condutores de eletricidade A e B, arranjados conforme a Fig. 1, era percorrido por uma corrente i, se desenvolvia uma troca de calor entre as junções dos condutores e o meio onde estão as junções. Uma das junções cede calor para o meio, enquanto a outra recebe, segundo a relação:

$$Q = \phi i \tag{1}$$

onde ϕ é o coeficiente de Peltier.



Figura 1. Esquema simplificado do efeito Peltier.

1.2. REFRIGERAÇÃO POR ESTRANGULAMENTO ADIABÁTICO

Quando um gás sofre um processo de estrangulamento adiabático, verificase que sua temperatura final pode aumentar, diminuir, ou permanecer constante. Esse fenômeno, conhecido como efeito Joule-Thomson, é mostrado na Fig. 2, que ilustra as linhas de entalpia constante num diagrama *T-p* para um gás real. Define-se o coeficiente de Joule-Thomson μ_i por:

ENSAIO DE CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

$$\mu_j = \frac{\partial T}{\partial p}\Big|_{h=cte} \tag{2}$$

No gráfico da Fig. 2 é possível distinguir três regiões:

- a) a região dentro da curva de inversão, onde $\mu_i > 0$, ou seja, a temperatura do fluido diminui durante o estrangulamento;
- b) a região fora da curva de inversão, onde a temperatura aumenta, pois $\mu_i < 0;$
- c) a região sobre a curva de inversão, onde $\mu_i = 0$, ou seja, não há variação de temperatura.

As curvas do gráfico da Fig. 2 traduzem o comportamento de um gás real. Num gás perfeito as suas isotermas também são isentálpicas, de forma que estas linhas seriam paralelas ao eixo das abcissas. O processo de resfriamento por estrangulamento se dá, portanto, na região onde $\mu_i > 0$.



Figura 2. Efeito Joule-Thomson

Em geral, válvulas e expansões bruscas são consideradas como processos adiabáticos. A aplicação da primeira Lei da Termodinâmica para um processo genérico de estrangulamento como o da Fig. 3 a seguir, no qual o trabalho e a troca de calor sejam nulos, resulta em:

$$h_1 + \left(V_1^2/2g\right) = h_2 + \left(V_2^2/2g\right)$$
(3)

Se a variação de energia cinética for desprezível, a equação acima pode ser simplificada para:

$$h_1 = h_2 \tag{4}$$

ou seja, o processo é isentálpico.



Figura 3. Estrangulamento isentálpico

1.3. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE GÁS

Ar atmosférico (ou outro gás qualquer) é utilizado como refrigerante num ciclo de compressão de gás. Diferentemente do sistema de compressão de vapor (a ser estudado adiante) o refrigerante permanece gasoso durante o processo de resfriamento. O diagrama da Fig. 4 ilustra as características desse ciclo. Em alguns sistemas, o ar é admitido e, após o processo de resfriamento, é descarregado na atmosfera, não se constituindo um ciclo termodinâmico propriamente dito nessa condição. Esse sistema de refrigeração não encontra muitas aplicações práticas atualmente face a seu baixo coeficiente de eficácia.



Figura 4. Diagrama *T*-s e esquema de um ciclo de compressão de gás.

1.4. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

Esse é o ciclo termodinâmico básico da maioria dos sistemas de refrigeração modernos. É o objeto dessa nossa experiência, e será descrito com maiores detalhes nos itens a seguir.

2. CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO de VAPOR IDEAL - CICLO DE CARNOT

O ciclo de Carnot é aquele que proporciona maior eficiência termodinâmica quando um sistema opera entre dois reservatórios térmicos. A Fig. 5 ilustra o esquema de um ciclo de Carnot e seu diagrama *T*-*s*.



Figura 5. Diagrama *T*-*s* do e esquema do ciclo de refrigeração de Carnot.

No motor térmico de Carnot, o fluido recebe energia de um reservatório térmico de alta temperatura. Na sequência o fluido se expande ao passar por uma turbina, realizando trabalho. Depois cede calor para o reservatório térmico de baixa temperatura e, finalmente, um compressor leva o fluido para a condição inicial.

O ciclo de refrigeração de Carnot executa processos semelhantes ao motor térmico, porém tem uma finalidade diferente. Enquanto o motor térmico se preocupa em converter energia tomada de um reservatório térmico de alta temperatura em trabalho mecânico, o ciclo de refrigeração se destina a retirar calor (energia) de um reservatório térmico de baixa temperatura mediante o fornecimento de trabalho.

Os quatro processos que caracterizam o ciclo de refrigeração de Carnot, listados abaixo, estão representados na Fig. 5:

- 1 2: compressão adiabática reversível (isentrópica)
- 2 3: rejeição isotérmica de calor reversível
- 3 4: expansão adiabática reversível (isentrópica)
- 4 1: adição isotérmica de calor reversível

Por se tratar de processos reversíveis, o ciclo de Carnot é o que apresenta máximo coeficiente de eficácia β . O rendimento termodinâmico de nenhum outro ciclo operando entre os mesmos reservatórios térmicos supera o rendimento do ciclo de Carnot. É uma decorrência da Segunda Lei de Termodinâmica.

Observando o diagrama T-s de uma substância pura mostrado na Fig. 6, nota-se que qualquer substância, em princípio, pode ser usada como fluido refrigerante, isto é, o fluido de trabalho do ciclo de Carnot, pois existe uma região (a região de saturação) onde teoricamente é possível realizar-se os processos que compõem o ciclo. Verifica-se que o "retângulo" que caracteriza o ciclo de Carnot pode ser obtido para qualquer substância pura real. Contudo, entraves tecnológicos e problemas de irreversibilidades (atrito, por exemplo) impedem que um ciclo de refrigeração ideal seja reproduzido na prática.



Figura 6. Diagrama *T-s* de uma substância pura simples e o ciclo de Carnot.

3. CICLO PADRÃO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

No item anterior estudou-se o ciclo de compressão de vapor ideal (Carnot). Fatores de ordem econômica e técnica limitam o emprego generalizado de turbinas para realizar a expansão do fluido refrigerante. A solução prática é a substituição da turbina por uma válvula de expansão, um tubo capilar ou outro sistema que provoque o estrangulamento necessário. Se for empregado uma válvula, o modelo termodinâmico desse elemento é um processo isentálpico (ver item 1.2). A Fig. 7 ilustra o ciclo de compressão padrão com uma isentálpica (válvula) substituindo a isentrópica (turbina). Além dessa modificação observa-se no diagrama que o fim da compressão, estado 2, está deslocado para a direita formando um "bico".

Quando o processo de compressão (1-2) se dá com uma mistura de líquido e vapor, como mostrado na Fig. 6, diz-se que ocorre compressão úmida. Os compressores de êmbolo alternativo, normalmente utilizados neste ciclo, podem sofrer sérios danos se trabalharem com fluidos nessa condição. A solução é propiciar condições para que o fluido se evapore completamente (processo 4-1), de forma que a compressão se dê com o fluido no estado inicial de vapor saturado seco. A esse processo chama-se de compressão seca, mostrada na Fig. 7.

Entendidas essas dificuldades, o ciclo da Fig. 7 é aquele a que se chama de ciclo padrão de compressão de vapor, com cinco processos principais:

- 1 2 : compressão adiabática reversível
- 2 2': rejeição de calor à pressão constante
- 2'- 3 : rejeição de calor isotermicamente (condensação)
- 3 4 : expansão isentálpica
- 4 1 : adição de calor isotermicamente (evaporação)



Figura 7. Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor

4. CICLO POR COMPRESSÃO DE VAPOR REAL

4.1. DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA

Em sistemas de refrigeração preferencialmente utilizam-se os diagramas de Mollier (h-s) ou pressão-entalpia (p-h), para a análise do ciclo. O aspecto de um diagrama p-h é visto na Fig. 8.



Figura 8. Diagrama p-h mostrando linhas de propriedades constantes.

4.2. REFRIGERANTES

Algumas qualidades são desejáveis em um fluido refrigerante, entre elas: a) Não ser tóxico ou inflamável;

- b) Temperatura crítica elevada: se a temperatura de condensação for próxima da temperatura crítica, o trabalho de compressão aumenta;
- c) Pressões de saturação não muito elevadas nas temperaturas usuais de trabalho.
- d) Temperatura de saturação baixa à pressão normal (1,0 atm): propriedade desejável para se evitar penetração de ar no circuito;

fluido	Temperatura de saturação
amônia	- 33,3 °C
R-134a	- 26,7 °C
R-22	- 40,8 °C

e) Miscibilidade adequada com o óleo lubrificante.

f) Elevada entalpia de vaporização: minimiza vazão de refrigerante;

g) Baixo custo, estabilidade química, etc.

4.3. CICLO DE COMPRESSÃO DE VAPOR REAL

Com a finalidade de evitar problemas de operação ou mesmo devido às perdas, o ciclo de compressão de vapor real difere do ciclo padrão. Durante a evaporação ou condensação do refrigerante ocorre uma perda de pressão (carga) associado ao escoamento do fluido. Porém, para sistemas de pequeno porte normalmente esta perda de carga é pequena.

Outro aspecto relaciona-se com o estado do fluido ao chegar no compressor, vapor saturado seco. Qualquer perturbação poderá inundá-lo, assim recomenda-se um certo grau de superaquecimento do vapor. Outra prática de uso comum é o sub-resfriamento de líquido condensado a fim de evitar que a válvula de expansão trabalhe com vapor. Além desses fatores temos que a compressão do vapor não é isentrópica. A Fig. 9 ilustra esses detalhes.



Figura 9. Comparação do ciclo de compressão de vapor padrão e real.

O superaquecimento e o superaquecimento são avaliados pelos graus de superaquecimento (ΔT_{sup}) e de sub-resfriamento (ΔT_{sub}), dados por:

$$\Delta T_{sup} = T_{s,evap} - T_{sat,evap} \tag{5}$$

$$\Delta T_{sub} = T_{sat,cond} - T_{s,cond} \tag{6}$$

5. EQUAÇÕES

5.1. PRIMEIRA LEI DA TERMODINÂMICA PARA VOLUME DE CONTROLE

Aplicando-se a primeira lei de termodinâmica para volume de controle como o da Fig. 10, com uma entrada e uma saída, regime permanente, variação de energia cinética e potencial desprezíveis, tem-se (ver item 3.2 do ensaio de ventiladores)

$$\dot{Q} - \dot{W}_e = \dot{m} \left(h_{sai} - h_{ent} \right) \tag{7}$$

onde $\dot{W_e}$ é a potência de eixo.



Figura 10. Volume de controle genérico

5.2. VOLUME DE DESLOCAMENTO TEÓRICO DO COMPRESSOR

$$V_d = m \frac{\pi d^2}{4} sn \tag{8}$$

Para o compressor do ciclo refrigeração do laboratório tem-se:

 $\begin{array}{ll} \text{diâmetro do cilindro:} & d=1,375^{"}=34,9 \text{ mm} \\ \text{curso do pistão:} & s=27/32^{"}=21,4 \text{ mm} \\ \text{rotação:} & n=29,17 \text{ rps (}1750 \text{ rpm)} \\ n^{\circ}. \text{ de cilindros:} & m=2 \end{array}$

5.3. VOLUME ASPIRADO

$$\dot{m} = \frac{V_a}{v_v} \tag{9}$$

onde v_v é o volume específico do fluido refrigerante na sucção do compressor e \dot{m} a vazão mássica no rotâmetro.

5.4. RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

$$\eta_{v} = \frac{\text{volume aspirado}}{\text{volume de deslocamento do pistão}} = \frac{V_{a}}{V_{d}}$$
(10)

5.5. COEFICIENTE DE EFICÁCIA

$$\beta = \dot{Q}_L / \dot{W} \tag{11}$$

onde \dot{Q}_L é a capacidade de refrigeração (taxa de calor retirado do espaço refrigerado), e \dot{W} é a potência fornecida ao compressor (potência consumida, valor em módulo).

6. CICLO DE COMPRESSÃO A VAPOR DO LABORATÓRIO.

6.1. GENERALIDADES

O laboratório de Máquinas Térmicas dispõe de um ciclo de refrigeração didático que está equipado para demonstrar o uso de quatro tipos de controle de vazão:

com evaporador de expansão direta: válvula de expansão termostática. válvula de expansão manual tubo capilar

com evaporador inundado: válvula de boia de baixa pressão

No ensaio o controle do refrigerante será feito com evaporador de expansão seca e válvula de expansão manual.

O compressor é do tipo hermético alternativo com potência nominal de 1/2 HP, e os trocadores de calor são de tubos de vidro para permitir a visualização do escoamento.

7. DESENVOLVIMENTO DA EXPERIÊNCIA

Utilizando o ciclo de compressão a vapor será realizado o levantamento de dados conforme especificado na Tab. 1. Deverão ser obtidos dois conjuntos de leituras, para uma mesma vazão e com intervalo de 05 (cinco) minutos entre elas, para comprovação da condição de regime permanente. A partir desses dados, o grupo deverá representar os ciclos real e teóricos (ciclo padrão e ciclo de Carnot) no diagrama p-h da Fig. 11, bem como:

a) Determinar e comparar os seguintes valores para os ciclos *real e padrão*:

- 1) capacidade de refrigeração, \dot{Q}_L
- 2) taxa de rejeição de calor, \dot{Q}_{H}
- 3) potência fornecida e perda de calor no compressor.
- 4) coeficiente de eficácia, β
- b) Determinar os valores do ciclo real para:
 - 1) rendimento volumétrico
 - 2) grau de sub-resfriamento do líquido no condensador, ΔT_{sub}
 - 3) grau de superaquecimento do gás na sucção do compressor, ΔT_{sup}
- **OBS**: 1) todos os resultados deverão ser apresentados no Sistema Internacional de Unidades.
 - 2) os valores das interações de calor e trabalho devem ser apresentados com os sinais explícitos, de acordo com a convenção adotada nos cursos de Termodinâmica do PME-EPUSP:
 - calor entrando no VC: $\dot{Q} > 0$
 - trabalho saindo do $\forall C$: $\dot{W} > 0$
 - 3) É fundamental a leitura dos apêndices referentes à experiência (medição de vazão, medição de pressão).

QUESTÕES - Responder na Fundamentação Teórica do Relatório

- a) Nos cálculos termodinâmicos empregam-se valores de pressão relativos ou absolutos? Qual a natureza dos valores lidos em manômetros tipo Bourdon?
- b) O ensaio de ciclo de compressão a vapor é realizado em regime permanente, sendo que o fluido de trabalho é compressível. Nestas condições tem-se fluxo de massa ou vazão volumétrica constante?

9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Stoecker, W.F.; Jones, J.W. <u>Refrigeração e Ar Condicionado</u>, McGraw-Hill, São Paulo, 1985.
- [2] Van Wylen, G.J.; Sonntag, R.E. <u>Fundamentos da Termodinâmica Clássica</u>, Edgar Blucher, 3a. ed., São Paulo, 1993.
- [3] <u>Ashrae Handbook of Fundamentals</u>, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., USA, 1985.

Tabela 1. Levantamento de Dados

Grandaza	rímholo	Leituras		
Glanueza	sinibolo	1	2	Média
Pressão relativa na sucção do compressor (polHg)	p_1			
Pressão relativa na descarga do compressor (psi)	p_2			
Temperatura na sucção do compressor (°C)	T_1			
Temperatura na descarga do compressor (°C)	T_2			
Temperatura na saída do condensador (°C)	T_3			
Temperatura na entrada do dispositivo de expansão (°C)	T_4			
Temperatura na entrada do evaporador (°C)	T_5			
Temperatura na saída do evaporador (°C)	T_6			
Potência elétrica consumida pelo compressor (W)	Ŵ			
Vazão volumétrica de fluido refrigerante (pol ³ /min)	Q			
Pressão atmosférica (mmHg)	p_{atm}			



ENTHALPY (kJ/kg)

Figura 11. Diagrama *p*-*h* do fluido refrigerante R-123.

ENSAIO DE CICLO MOTOR A VAPOR

1. INTRODUÇÃO

A produção de vapor d'água está presente nas mais diversas atividades humanas, quer seja para o aquecimento de outros fluidos ou equipamentos, quer seja para a realização de trabalho na movimentação de máquinas ou na geração de energia elétrica, por exemplo.

No ciclo motor a vapor d'água, o vapor gerado a partir do fornecimento de calor à água na fase líquida, é utilizado para a realização de trabalho.

2. O CICLO MOTOR A VAPOR PADRÃO

O ciclo ideal para uma unidade motora é o ciclo de Carnot, que foi comentado no ensaio de ciclos de refrigeração por compressão a vapor, e cuja eficiência é dada por:

$$\eta_{carnot} = 1 - \left(T_L / T_H\right) \tag{1}$$

onde T_H e T_L são as temperaturas absolutas dos reservatórios de alta e baixa temperatura respectivamente.

De forma análoga aos ciclos de refrigeração, no caso de ciclos motores não é possível reproduzir na prática o ciclo motor de Carnot. Assim, são efetuadas algumas modificações no ciclo, cujo resultado é ciclo motor a vapor padrão, também chamado ciclo de Rankine. Os componentes básicos deste ciclo são apresentados na Fig. 1. O fornecimento de energia à caldeira promove a mudança de estado da água de alimentação de líquido para vapor a "alta pressão". Este vapor d'água sai da caldeira e passa pela turbina, realizando trabalho. Em seguida, o vapor a "baixa pressão" passa pelo condensador, ocorrendo a mudança de estado de vapor para líquido, e por fim o líquido retorna à caldeira através de bomba hidráulica.

- Os processos que ocorrem nos diversos componentes são:
 - 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível (bomba);
 - 2-3: Troca de calor a pressão constante (caldeira);
 - 3-4: Expansão adiabática reversível (turbina);
 - 4-1: Troca de calor a pressão constante (condensador).

O ciclo de Rankine inclui também a possibilidade de superaquecimento do vapor (ciclo 1-2-3'-4'-1 da Fig. 1). A título de comparação, a Fig. 1 também apresenta o ciclo de Carnot correspondente (ciclo 1'-2'-3-4-1').

ENSAIO DE CICLO MOTOR A VAPOR



Figura 1. Ciclo motor de Rankine e respectivo diagrama *T-s*, incluindo o ciclo de Carnot correspondente.

Se as variações de energia cinética e potencial forem desprezadas, as trocas de calor e trabalho podem ser representadas pelas diversas áreas do diagrama T-s. O calor transferido ao fluido de trabalho (ciclo sem superaquecimento) é representado pela área a-2-2'-3-c-a. A eficiência térmica é definida pela relação

$$\eta_{t\acute{e}rmico} = \frac{\dot{W}_{liquido}}{\dot{Q}_{caldeira}} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{caldeira}} = \frac{\acute{a}rea\ 1-2-2'-3-4-1}{\acute{a}rea\ a-2-2'-3-c-a}$$
(2)

Para o ciclo de Rankine as trocas de calor e trabalho podem ser expressas em função das entalpias dos pontos 1 a 4, e assim o rendimento do ciclo de Rankine é dado por

$$\eta_{rankine} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{caldeira}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)}$$
(3)

Analisando o diagrama *T-s* pode-se concluir uma série de fatos. Dentre eles destaca-se que variações nas temperaturas de fornecimento de calor (linha 2'-3) ou de rejeição de calor (linha 1-4') provocarão aumento ou diminuição no rendimento total do ciclo.

3. O CICLO MOTOR A VAPOR DO LABORATÓRIO

3.1. DESCRIÇÃO

O Laboratório de Máquinas Térmicas possui uma bancada para ensaio de um ciclo motor a vapor com caldeira elétrica e motor a pistões.

Por meio das resistências elétricas da caldeira a água (líquido saturado) é aquecida até passar para o estado de vapor saturado. Este vapor a alta pressão segue para o motor a pistões que converte parte da energia interna em trabalho por meio de um processo de expansão. Por fim, o vapor deixa o motor a baixa temperatura e é conduzido pela tubulação até o condensador (recipiente cilíndrico com um serpentina, no interior da qual circula a água de resfriamento) onde será resfriado, passando para o estado líquido, sendo por fim recolhido em um recipiente aberto para a atmosfera.

Uma representação esquemática do "ciclo aberto" (a bomba hidráulica não é utilizada durante a realização do ensaio), com os volumes de controle de interesse, é apresentada na Fig. 2.



Figura 2. Diagrama esquemático do "ciclo aberto" real com os volumes de controle de interesse.

3.2. EQUACIONAMENTO

Aplicando a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle genérico em regime permanente, com variação de energia cinética e potencial desprezíveis, uma entrada e uma saída (ver item 3.2 do ensaio de ventiladores), tem-se

$$\dot{Q} - \dot{W}_e = \dot{m} \left(h_{sai} - h_{ent} \right) \tag{4}$$

onde \dot{W}_{e} é a potência de eixo.

A eficiência térmica global do "ciclo aberto" real é dada por:

$$\eta_{global} = \frac{\dot{W}_{motor}}{\dot{Q}_{cald} + \dot{m} (h_{2'} - h_1)}$$
(5)

pois durante o ensaio a energia fornecida à caldeira, \dot{Q}_{cald} , é utilizada tão somente para que a água passe de líquido saturado para vapor saturado seco, isto é, a energia necessária para que a água passasse de líquido comprimido para líquido saturado, $\dot{m}(h_2 - h_1)$, foi gasta anteriormente¹.

Já a eficiência da caldeira é calculada da mesma forma que em um "ciclo fechado", por:

$$\eta_{caldeira} = \frac{\dot{m}(h_3 - h_{2'})}{\dot{Q}_{cald}} \tag{6}$$

O trabalho \dot{W}_{motor} é obtido através da equação:

$$\dot{W}_{motor} = \dot{W}_{exp} / \eta_{mec} \tag{7}$$

onde η_{mec} é o rendimento mecânico do motor, igual a 0,65 (dado do fabricante) e \dot{W}_{exp} é o trabalho disponível na ponta do eixo do motor, determinado experimentalmente a partir das forças nos dinamômetros e da rotação do motor a pistões por:

$$\dot{W}_{exp} = \left(F_1 - F_2\right) r_{polia} \frac{2\pi n_{motor}}{60} \tag{8}$$

4. REALIZAÇÃO DO ENSAIO

Utilizando o ciclo motor a vapor do laboratório será realizado o levantamento de dados conforme especificado na Tab. 1. A partir desses dados, o grupo deverá:

- 1) representar o ciclo real ("ciclo aberto") e os ciclos fechados equivalentes de Carnot e Rankine no diagrama *T-s* da Fig.3;
- 2) Realizar balanço de energia e determinar o total de calor perdido para o ar no motor a pistões e no condensador ($\dot{Q}_{p,motor} + \dot{Q}_{p,cond}$);
- 3) Calcular a eficiência da caldeira;
- 4) Determinar a eficiência global do "ciclo aberto" e dos ciclos de Carnot e Rankine equivalentes.
- **OBS:** 1) Utilizar nos cálculos as propriedades termodinâmicas do vapor d'água constantes da Tab. 2.
 - 2) Todos os resultados deverão ser apresentados no Sistema Internacional de Unidades.
 - 3) É fundamental a leitura dos apêndices referente à experiência (medição de pressão).

QUESTÕES - Responder na Fundamentação Teórica do Relatório

- a) Nos cálculos termodinâmicos empregam-se valores de pressão relativos ou absolutos? Qual a natureza dos valores lidos em manômetros tipo Bourdon?
- b) Para a determinação do estado termodinâmico do vapor d'água na caldeira foram lidos os valores de temperatura e pressão. Considerando as escalas dos instrumentos utilizados, qual das duas medidas introduz uma incerteza menor nos cálculos? Por que?

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Van Wylen, G.J., Sonntag, R.E., <u>Fundamentos da Termodinâmica</u> <u>Clássica</u>, Ed. Edgar Blücher, 3^a. edição, São Paulo, 1993.
- [2] Pera, H., Geradores de Vapor, Ed. Fama, 2ª. edição, São Paulo, 1990.
- [3] Shields, C.D., <u>Boilers Types, Characteristics and Functions</u>, Ed. McGraw-Hill, New York, 1961.

¹ O termo $\dot{m}(h_2 - h_1)$ incluído na expressão do rendimento corresponde à energia necessária para "fechar" o ciclo e permitir a comparação com os rendimentos dos ciclos fechados de Rankine e Carnot equivalentes.

Tabela 1. Levantamento de Dados

Grandeza	Símbolo	Leitura
Pressão Atmosférica (mmHg)	p_{atm}	
Pressão relativa na caldeira (kN/m ²)	$p_{r,cald}$	
Temperatura na caldeira (°C)	T_{cald}	
Tensão elétrica fornecida à caldeira (V)	U	
Corrente elétrica fornecida à caldeira (A)	i	
Força exercida no lado direito da polia (N)	F_1	
Força exercida no lado esquerdo da polia (N)	F_2	
Rotação do motor a vapor (rpm)	n	
Volume de condensado (ml)	Ψ_{cond}	
Tempo de coleta do volume de condensado (s)	Δt_{cond}	
Temperatura de saída do condensado (°C)	T_{cond}	
Volume de água de resfriamento (ml)	V_{resfr}	
Tempo de coleta do volume de água de resfriamento (s)	Δt_{resfr}	
Temperatura da água de resfriamento na entrada do condensador (°C)	T _{e,resfr}	
Temperatura da água de resfriamento na saída do condensador (°C)	$T_{s,resfr}$	

Tabela 2. Propriedades termodinâmicas do vapor d'água.

		Volume específico		Entalpia		Entropia	
Temp.	Pressão	líquido	vapor	líquido	vapor	líquido	vapor
°C	MPa	m ³ /kg	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg.K	kJ/kg.K
0,01	0,00061	0,001000	206,140	0,01	2501,4	0,0000	9,1562
10	0,00123	0,001000	106,380	42,01	2519,8	0,1510	8,9008
15	0,00170	0,001001	77,9300	62,99	2528,9	0,2245	8,7814
20	0,00234	0,001002	57,7900	83,96	2538,1	0,2966	8,6672
25	0,00317	0,001003	43,3600	104,89	2547,2	0,3674	8,5580
30	0,00425	0,001004	32,8900	125,79	2556,3	0,4369	8,4533
35	0,00563	0,001006	25,2200	146,68	2565,3	0,5053	8,3531
40	0,00738	0,001008	19,5200	167,57	2574,3	0,5725	8,2570
45	0,00959	0,001010	15,2600	188,45	2583,2	0,6387	8,1648
50	0,01235	0,001012	12,0300	209,33	2592,1	0,7038	8,0763
55	0,01576	0,001015	9,56800	230,23	2600,9	0,7679	7,9913
60	0,01994	0,001017	7,67100	251,13	2609,6	0,8312	7,9096
65	0,02503	0,001020	6,19700	272,06	2618,3	0,8935	7,8310
70	0,03119	0,001023	5,04200	292,98	2626,8	0,9549	7,7553
75	0,03858	0,001026	4,13100	313,93	2635,3	1,0155	7,6824
80	0,04739	0,001029	3,40700	334,91	2643,7	1,0753	7,6122
85	0,05783	0,001033	2,82800	355,90	2651,9	1,1343	7,5445
90	0,07014	0,001036	2,36100	376,92	2660,1	1,1925	7,4791
95	0,08455	0,001040	1,98200	397,96	2668,1	1,2500	7,4159
100	0,10135	0,001044	1,67290	419,04	2676,1	1,3069	7,3549
105	0,12082	0,001048	1,41940	440,15	2683,8	1,3630	7,2958
110	0,14327	0,001052	1,21020	461,30	2691,5	1,4185	7,2387
115	0,16906	0,001056	1,03660	482,48	2699,0	1,4734	7,1833
120	0,19853	0,001060	0,89190	503,71	2706,3	1,5276	7,1296
125	0,23210	0,001065	0,77060	524,99	2713,5	1,5813	7,0775
130	0,27010	0,001070	0,66850	546,31	2720,5	1,6344	7,0269
135	0,31300	0,001075	0,58220	567,69	2727,3	1,6870	6,9777
140	0,36130	0,001080	0,50890	589,13	2733,9	1,7391	6,9299
145	0,41540	0,001085	0,44630	610,63	2740,3	1,7907	6,8833
150	0,47580	0,001091	0,39280	632,20	2746,5	1,8418	6,8379
155	0,54310	0,001096	0,34680	653,84	2752,4	1,8925	6,7935
160	0,61780	0,001102	0,30710	675,55	2758,1	1,9427	6,7502
165	0,70050	0,001108	0,27270	697,34	2763,5	1,9925	6,7078
170	0,79170	0,001114	0,24280	719,21	2768,7	2,0419	6,6663
175	0,89200	0,001121	0,21680	741,17	2773,6	2,0909	6,6256
180	1,00210	0,001127	0,19405	763,22	2778,2	2,1396	6,5857
185	1,12270	0,001134	0,17409	785,37	2782,4	2,1879	6,5465
190	1,25440	0,001141	0,15654	807,62	2786,4	2,2359	6,5079
195	1,39780	0,001149	0,14105	829,98	2790,0	2,2835	6,4698
200	1.55380	0.001157	0.12736	852.45	2793.2	2.3309	6.4323



Figura 3. Diagrama *T-s* da água.

ENSAIO DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

1. INTRODUÇÃO

Os motores térmicos podem ser divididos em dois grupos principais: os motores de combustão externa e os motores de combustão interna. Nos chamados motores de combustão externa, como o próprio nome indica, o calor é transferido ao fluido de trabalho por produtos de combustão, que ocorre em uma unidade separada especialmente dedicada a este fim - como é o caso de uma caldeira em uma instalação de turbina a vapor. Neste caso o fluido de trabalho executa um ciclo termodinâmico completo, não ocorrendo, portanto, mistura entre o fluido de trabalho e os produtos de combustão. São exemplos, além da turbina a vapor, a turbina a gás de ciclo fechado e a própria máquina a vapor.

Já nos chamados motores de combustão interna as reações de combustão ocorrem internamente à máquina e envolvem o próprio fluido de trabalho que, por este motivo, tem a sua composição química alterada durante o processo. Na medida em que ocorre uma modificação na composição do fluido de trabalho, não se caracteriza aí um ciclo termodinâmico completo, embora o motor opere segundo um ciclo mecânico. Diz-se então que o motor realiza um ciclo aberto, o que é, de certa forma, uma designação imprecisa. Neste último grupo incluem-se as turbinas a gás de ciclo aberto e os motores de combustão interna a pistão de movimento alternativo, que são o objeto de estudo desta experiência. A Tab. 1 apresenta um quadro ilustrativo dos dois grupos principais de motores de combustão, segundo Taylor [1].

2. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA A PISTÃO DE MOVIMENTO ALTERNATIVO

Os motores de combustão interna a pistão podem ser classificados segundo suas características de funcionamento: 2 tempos ou 4 tempos, com ignição por centelha (ciclo Otto) ou combustão espontânea da mistura combustível - ar (Ciclo Diesel).

Nesta experiência trata-se especificamente de motores de combustão interna de 4 tempos, com ignição por centelha, representados esquematicamente na Fig. 1.

ENSAIO DE MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Classe	Nome Comum	Alternativo ou Rotativo	Tamanho*	Uso Principal	Situação (1960)
Combustão Externa	motor a vapor	alternativo	P-M	locomotiva	obsoleto
	turbina a vapor	rotativo	M-G	potência elétrica, marítima grande	ativo
	motor a ar quente	alternativo	Р	nenhum	obsoleto
	turbina a gás de ciclo fechado	rotativo	M-G	potência elétrica, marítima	ativo
Combustão Interna	motor a gasolina	alternativo	P-M	veículos terrestres, marítimo pequeno, industrial pequeno	ativo
	motor Diesel	alternativo	P-M	veículos terrestres, industrial, locomotivas, marítimo, potência elétrica	ativo
	motor a gás	alternativo	P-M	industrial, potência elétrica	ativo
	turbina a gás rotativo		M-G	potência elétrica, avião	ativo
	motor a jato	rotativo	M-G	avião	ativo

Tabela 1. Classificação dos Motores de Combustão (cf. Taylor [1])

* O tamanho se refere à utilização usual (há exceções). G: grande, acima de 10.000 CV; M: médio, 1.000 a 10.000 CV; P: pequeno, abaixo de 1.000 CV.

3. CICLO MECÂNICO DO MOTOR DE COMBUSTÃO DE 4 TEMPOS, IGNIÇÃO POR CENTELHA, E PROCESSOS TERMODINÂMICOS ENVOLVIDOS

Durante o ciclo mecânico deste tipo de motor, o pistão recebe energia apenas durante o tempo de combustão e expansão dos gases queimados, sendo que nos três outros tempos ele deve executar as funções necessárias à realização do ciclo. O movimento alternativo do pistão é transformado em movimento de rotação através de um mecanismo do tipo biela-manivela. O caráter pulsante do torque no eixo torna necessário que se empregue um volante de inércia para que se suavizem estes pulsos e se obtenha uma rotação uniforme.





Os 4 tempos, representados esquematicamente na Fig. 2, são:

- a) *Admissão*: O pistão, deslocando-se no sentido descendente, aspira a mistura combustível-ar, através da válvula de admissão, aberta por mecanismo apropriado (Fig. 2a).
- b) *Compressão*: Atingido o ponto morto inferior (PMI), ponto em que o volume encerrado no cilindro é o máximo, fecha-se a válvula de admissão e inicia-se a compressão da mistura (Fig. 2b).
- c) Combustão e Expansão: Pouco antes do pistão atingir o ponto morto superior (PMS), onde o volume encerrado no cilindro é mínimo, ocorre o início da combustão, provocada pela centelha da vela. A combustão nos motores de ignição por centelha ocorre praticamente a volume

constante, devido ao pequeno deslocamento do pistão no decorrer do processo de queima. Na expansão dos produtos de combustão o sistema realiza trabalho sobre o pistão (Fig. 2c).

d) *Escapamento*: Atingido novamente o ponto morto inferior, dá-se a abertura da válvula de escape, permitindo o início da descarga dos produtos de combustão. Em seguida, em movimento ascendente, o pistão expulsa a maior parte dos gases de combustão, que permaneceram no cilindro, em direção à tubulação de escape. Repete-se a partir do ponto morto superior o tempo de admissão (Fig. 2d).



Figura 2. Representação esquemática dos tempos do ciclo mecânico do motor de combustão interna.

4. O CICLO PADRÃO DE AR OTTO

Embora os motores de combustão interna não operem segundo um ciclo termodinâmico completo, conforme foi ressaltado anteriormente, é vantajoso conceber ciclos termodinâmicos fechados que se aproximem dos ciclos abertos, para fins de análise e mesmo de comparação entre os diversos tipos de motores. Neste contexto, costuma-se aproximar o ciclo aberto real por ciclos fechados a ar, baseado nas seguintes hipóteses:

a) O fluido de trabalho corresponde a uma massa fixa de ar, que se comporta como gás perfeito em todos os processos envolvidos na realização do ciclo. Não são definidos processos de admissão ou exaustão.

- b) O processo de combustão, que no caso real altera a composição química do fluido de trabalho, aqui é substituído por um processo de adição de calor de uma fonte externa a volume constante.
- c) O ciclo se completa com uma rejeição de calor a volume constante ao meio envolvente, em contraste com a saída dos gases no caso real.
- d) Todos os processos são admitidos internamente reversíveis.
- e) O ar tem calor específico constante.

Consideradas estas hipóteses, devemos ter claro que as análises das variáveis de desempenho realizadas através do ciclo padrão a ar devem ter um caráter essencialmente qualitativo, uma vez que os resultados numéricos obtidos diferem daqueles do motor real.

No caso específico do motor de combustão interna de 4 tempos com ignição por centelha, o ciclo padrão a ar ideal utilizado na aproximação é o ciclo Otto, representado nos diagramas p-v e T-s da Fig. 3.

Os processos mostrados nos diagramas da Fig. 3, representam:

- 1-2: compressão isentrópica do ar devido ao movimento ascendente do pistão entre o PMI e o PMS (Tempo de compressão).
- 2-3: adição de calor ao ar em processo a volume constante, \dot{Q}_{H}
- 3-4: expansão isentrópica do ar, em que ocorre realização de trabalho sobre o pistão.
- 4-1: rejeição de calor do ar ao meio envolvente, \dot{Q}_{L} .



Figura 3. Diagramas *p*-*v* e *T*-*s* do ciclo Otto.

O rendimento térmico do ciclo Otto é determinado a partir da definição, isto é,

$$\eta_T = 1 - \left(\dot{Q}_L / \dot{Q}_H \right) \tag{1}$$

onde

$$\dot{Q}_L = \dot{m}c_v \left(T_4 - T_1\right) \tag{2}$$

e

$$\dot{Q}_H = \dot{m}c_v \left(T_3 - T_2\right) \tag{3}$$

Substituindo as Eqs. (2) e (3) na Eq. (1) e rearranjando, obtém-se

$$\eta_T = 1 - \frac{T_1 \left[\left(T_4 / T_1 \right) - 1 \right]}{T_2 \left[\left(T_3 / T_2 \right) - 1 \right]} \tag{4}$$

Dos processos de compressão e expansão isentrópica, representados na Fig. 3, obtém-se

$$T_2/T_1 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} = T_3/T_4$$
(5)

Portanto,

$$T_3/T_2 = T_4/T_1 \tag{6}$$

e

$$\eta_T = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \left(r_{vs}\right)^{1-k} \tag{7}$$

onde r_{vs} é a razão de compressão isentrópica, isto é,

$$r_{vs} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_4}{V_3} \tag{8}$$

Pode-se então perceber que, para o ciclo Otto ideal o rendimento é função somente da razão de compressão r_{vs} e do coeficiente isentrópico k do fluido. Como pode ser verificado através de análise simples da Eq. (7), o rendimento térmico aumenta com a razão de compressão, o que está representado na Fig. 4.



Figura 4. Rendimento térmico do ciclo Otto em função da razão de compressão.

O comportamento representado na Fig. 4 também é verdadeiro para um motor real, com a diferença de que neste caso o aumento da relação de compressão tem como consequência um aumento na tendência de detonação do combustível. A detonação é caracterizada por uma queima extremamente rápida da mistura combustível-ar, ocasionando fortes ondas de pressão no cilindro, que provocam as chamadas "batidas de pino". A utilização de maiores razões de compressão, com a finalidade de aumentar o rendimento térmico do motor, está limitada pela condição do danoso efeito da detonação, que deve ser evitado.

Os principais aspectos nos quais o ciclo Otto se afasta do motor real são: a) os calores específicos dos gases aumentam com a temperatura;

b) a combustão, que pode ser incompleta, substitui a troca de calor \dot{Q}_{H} ;

c) o ciclo mecânico do motor real envolve processo de admissão e exaustão de gases e, devido à perda de carga nas válvulas e condutos, tais processos envolvem a realização de trabalhos de fluxo;

d) a troca de calor entre os gases e as paredes do cilindro é considerável;

e) ocorrem irreversibilidades associadas aos gradientes de pressão e temperatura presentes no cilindro.

5. PROCESSOS DE ADMISSÃO E ESCAPE IDEAIS

No ciclo ideal os processos de admissão e exaustão de gases são substituídos por uma troca de calor a volume constante. Na realidade ocorre o processo de exaustão dos produtos de combustão, seguido da admissão de uma nova mistura combustível-ar. O processo de exaustão pode ser imaginado considerando-se que os gases que estão presentes no cilindro no instante da abertura da válvula de escape dividem-se em duas partes. Uma delas não deixará o cilindro, mas vai expandir-se e forçar a segunda parte a deixá-lo. A transformação sofrida por esta parte que permanece no cilindro corresponde à isentrópica 4 - 4' (expansão até à pressão reinante externamente ao cilindro), no diagrama p-vda Fig. 5.

A segunda parte dos gases, que é expulsa pela primeira, antes do início do movimento do pistão, pode ser imaginada como percorrendo o seguinte processo: uma primeira parcela a ser expulsa estará inicialmente no estado 4, se expandirá até o estado 4', adquirindo velocidade elevada, essa energia cinética será dissipada na tubulação de escape, provocando a elevação de sua temperatura e a passagem ao estado 4'' (a pressão constante).

As parcelas seguintes, tendo estados iniciais entre 4 e 4', serão levadas a estados finais entre 4' e 4". Vale notar que a temperatura dos gases de escape será maior que a daqueles que permanecerem no cilindro.

O pistão realiza então o movimento ascendente entre os pontos 5 e 6, representados no diagrama p - V da Fig. 5, completando-se o processo de exaustão com o fechamento da válvula correspondente.

O processo de admissão, representado no diagrama p-v da Fig. 6, ocorre para um sistema (aberto) que tem como fronteiras a face superior do pistão, as paredes do cilindro e a mistura nova, que se encontra à pressão de admissão p_a , e penetra no cilindro através da válvula de admissão aberta. No início do curso descendente do pistão ocorre a expansão dos gases de escape residuais que se encontram inicialmente numa pressão superior a p_a . O processo de admissão propriamente dito só se inicia quando as pressões se igualam (processos 6-6' e 6'-1, respectivamente).



Figura 5. Diagramas p - v e p - V dos processos de escape ideal.



Figura 6. Diagrama p-v do processo de admissão ideal

6. DEFINIÇÕES E EQUAÇÕES

A seguir são apresentadas algumas definições de interesse em ensaios de motores de combustão interna.

6.1. CILINDRADA, V_d

É definida como sendo o volume deslocado pelo pistão, ou pistões, quando percorre o curso por uma única vez, conforme mostrado na Fig. 7.

$$V_d = m \left(\pi d^2 / 4 \right) s \tag{9}$$

onde $m \notin o n^\circ$. de cilindros, d o diâmetro do cilindro e s o curso.

6.2. RAZÃO OU TAXA DE COMPRESSÃO, r_v

Corresponde à relação entre o volume total do cilindro e o volume da câmara de combustão (ver Fig. 7)

$$r_{v} = \frac{V_{t}}{V_{o}} \tag{10}$$

onde Ψ_o é o volume da câmara de combustão e Ψ_t é o volume total dado por

$$\mathbf{V}_t = \mathbf{V}_o + \mathbf{V}_p = \mathbf{V}_o + \mathbf{V}_d / m \tag{11}$$

onde V_p é o volume deslocado por pistão.



Figura 7. Parâmetros geométricos do cilindro.

6.3. RELAÇÃO COMBUSTÍVEL-AR, F

Corresponde à razão entre a massa de combustível e a massa de ar.

$$F = \dot{m}_c / \dot{m}_a \tag{12}$$

6.4. FRAÇÃO COMBUSTÍVEL RELATIVA, Fr

$$F_r = F/F_c \tag{13}$$

6.5. POTÊNCIA INDICADA, N_i

É a potência desenvolvida nos pistões, obtida a partir do diagrama p-v,

$$N_i = \sum_{j=1}^m \left(N_i \right)_j \tag{14}$$

6.6. POTÊNCIA DE EIXO, N_e

É a potência disponível no eixo do motor, determinada através da utilização de dinamômetro,

$$N_e = \sum_{j=1}^{m} \left(N_e \right)_j \tag{15}$$

6.7. POTÊNCIA DE ATRITO, N_a

É a potência necessária para vencer a resistência por atrito nas peças em movimento.

$$N_a = N_i - N_e \tag{16}$$

6.8. CALOR DA COMBUSTÃO, \dot{Q}_c

É definido como sendo o calor por unidade de tempo referente ao poder calorífico inferior (PCI).

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \left(PCI \right) \tag{17}$$

6.9. CONSUMO ESPECÍFICO, C_e

Será adotado como sendo a relação entre a massa de combustível consumida por hora e a potência de eixo.

$$C_e = \dot{m}_c / N_e \tag{18}$$

6.10. RENDIMENTO VOLUMÉTRICO, η_v

Corresponde à razão entre a massa de ar que realmente entra no cilindro no tempo de admissão e aquela que entraria em condições de pressão e temperatura atmosféricas.

$$\eta_v = m_a / m \tag{19}$$

6.11. RENDIMENTO TÉRMICO DO CICLO OTTO, η_T

Corresponde ao rendimento térmico teórico máximo, dado pela Eq. (7).

6.12. RENDIMENTO TÉRMICO DO MOTOR, η_{Tm}

É definido como sendo a relação entre a potência indicada e o calor da combustão.

$$\eta_{Tm} = N_i / Q_c \tag{20}$$

6.13. PRESSÃO MÉDIA EFETIVA, \overline{p}_e

É definida como a pressão teórica constante que, atuando sobre o pistão, produziria o mesmo trabalho que aquele produzido no ciclo. Pode ser definida

como pressão média indicada ou efetiva, conforme se refira à potência indicada ou efetiva (de eixo).

$$N_e = \overline{p}_e \Psi_D \frac{n}{x} \tag{21}$$

onde x = 1 para motores de 2 tempos e x = 2 para motores de 4 tempos.

A pressão média indica como o motor emprega o deslocamento do pistão, relacionado às suas dimensões, para produzir trabalho. Neste sentido constituise um parâmetro de comparação entre motores, conceitualmente mais representativo que o torque, que depende das dimensões do motor, ou a potência, Eq. (22), que depende do torque e da velocidade angular do motor:

$$N_e = T\omega \tag{22}$$

onde

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \tag{23}$$

com a rotação n dada em rpm.

7. TRANSFORMAÇÃO DE POTÊNCIA PARA CONDIÇÕES PADRÕES DE REFERÊNCIA (REDUÇÃO DE ENSAIOS).

Os motores de combustão interna tem o seu desempenho significativamente influenciado pelas condições atmosféricas: pressão, temperatura e umidade do ar. Torna-se então necessário, para se obter uma condição comum de referência, transformar os valores de potência observados no ensaio para valores correspondentes a estas condições padrões de referência. No Brasil, a norma ABNT NBR 5484/1985 para ensaios de motores de combustão interna estabelece as seguintes condições de referência:

temperatura ambiente:	$T_{amb} = 25^{\circ}\text{C} = 298 \text{ K}$
pressão atmosférica:	$p_{atm} = 100 \text{ kPa}$
pressão do ar seco:	$p_a = 99 \text{ kPa}$
pressão de vapor :	$p_v = 1,0 \text{ kPa}$

A norma ABNT NBR 5484/1985 estabelece ainda faixas admissíveis para as condições atmosféricas, e fatores de redução para motores de ciclo Diesel (K_D) e ciclo Otto (K_O) . No caso desse último, o fator de redução K_O é dado por:

$$K_{O} = \left(\frac{99}{p_{s}}\right)^{1,2} \left(\frac{T_{admissão} + 273}{298}\right)^{0,6}$$
(24)

onde $T_{admissão}$ é a temperatura do ar no ambiente de ensaio e a pressão de ar seco p_s deve ser calculada por:

$$p_{s} = p_{atm} - \frac{1}{7,5} \left\{ e^{\left[21,106 - \left(\frac{5345,5}{T_{BU} + 273} \right) \right]} - 0,49 \left(T_{BS} - T_{BU} \right) \frac{p_{atm}}{100} \right\}$$
(25)

Segundo a norma ABNT NBR 5484/1985 o fator de redução K_O deve estar entre 0,93 < K_O <1,07. Se K_O estiver fora da faixa os valores reduzidos devem ser destacados e as condições de ensaio precisamente declaradas no relatório.

8. SISTEMAS DE INJEÇÃO ELETRÔNICA DE COMBUSTÍVEL

A crescente preocupação com o impacto ambiental do desenvolvimento, que se evidencia nos últimos 20 anos, tem resultado na imposição de legislações mais restritivas no que tange a emissões de poluentes na atmosfera. No caso específico dos motores de combustão interna para aplicações veiculares, os programas de controle de emissões impõem limitações progressivas às taxas de gases poluentes dos produtos de combustão.

As novas condições têm provocado a completa revisão nos parâmetros de projeto dos motores de combustão interna, em escala mundial, forçando os fabricantes a encontrar alternativas viáveis, do ponto de vista técnico e econômico, para atender aos limites impostos para as emissões.

Nesse sentido, os sistemas de injeção eletrônica de combustível surgem como resposta a estas novas necessidades, na medida em que permitem que se obtenha uma combustão mais limpa, minimizando as taxas de emissões, além de proporcionar ganhos excedentes em potência, torque a baixas rotações, economia de consumo, respostas a transitórios de operação, dirigibilidade e confiabilidade do veículo.

8.1. ASPECTOS BÁSICOS DE FUNCIONAMENTO

Os sistemas de injeção eletrônica têm como princípio básico o gerenciamento dos parâmetros de operação do motor por parte de unidades de controle que compõem a eletrônica embarcada no veículo. Essas unidades, que podem ser digitais ou analógicas, recebem dados como a rotação, temperatura e vazão de ar de alimentação, coletados por sensores que monitoram o funcionamento do motor e, a partir desses dados, controlam a vazão de combustível, o avanço da ignição, a entrada de ar suplementar na marcha lenta e o acionamento do ventilador. Em ambos os casos, analógico ou digital, a resposta do sistema tem por base as características de projeto e de desempenho do motor. Nos sistemas digitais emprega-se para isso um algoritmo residente na "EPROM" (memória permanente do processador do sistema eletrônico) que armazena essas características na forma de um banco de dados. Especialmente importantes, nesse sentido, são as características de desempenho do motor, obtidas por meio de ensaios dinamométricos efetuados pelo fabricante, onde se realiza, em última análise, a calibração de todo o sistema, com a determinação dos parâmetros do código computacional no caso dos sistemas digitais. A título de ilustração, a Fig. 8 apresenta o esquema do sistema TBI da General Motors [6].



Figura 8. Representação esquemática do sistema TBI - GM.

9. ENSAIO DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

O ensaio de motor de combustão interna consiste no levantamento de curvas características de um motor de combustão interna de 4 tempos, ciclo Otto a álcool. O grupo deverá levantar as seguintes curvas características: $N_e \ge n e T \ge n$. Para o levantamento dessas curvas serão fixadas diversas rotações e determinados o torque e a potência de eixo correspondentes, a partir das leituras efetuadas, conforme a Tab. 2.

Os resultados deverão ser apresentados no Sistema Internacional de Unidades, exceto a rotação, cujos valores nos gráficos devem ser expressos em rpm.

QUESTÕES - Responder na Fundamentação Teórica do Relatório

- a) Mostrar uma maneira alternativa para determinação de N_e em termos da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica para o dinamômetro hidráulico.
- b) Por que a potência de eixo atinge um máximo e depois cai?
- c) Fazer um resumo da norma NB 5484 quanto à comparação (redução) de diferentes ensaios.

10. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Taylor, F.C., <u>Análise dos Motores de Combustão Interna</u>, Vol. 1, Edgar Blücler e Editora da USP, São Paulo, 1971.
- [2] Garcia, O., Domscke, A.G., <u>Motores de Combustão Interna</u>, Vol. 1, Grêmio Politécnico, São Paulo, 1968.
- [3] Garcia, O., <u>Curso Prático sobre Motores de Combustão Interna</u>, Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP, São Paulo, 1980.
- [4] Obert, E.F., <u>Internal Combustion Engines</u>, Internacional Textbook Company, 2a. ed. USA, 1950.
- [5] Van Wylen, G.J. Sonntag, R.E., <u>Fundamentos da Termodinâmica Clássica</u>, Edgar Blücher, 3a. ed., São Paulo, 1993.
- [6] —, <u>Sistema de Injeção Eletrônica (EFI)</u>, General Motors do Brasil, São Caetano do Sul, 1991, Apostila.
- [7] ABNT, Norma NBR 5484/1985, <u>Motores Alternativos de Combustão</u> <u>Interna de Ignição por Compressão (Diesel) ou Ignição por Centelha</u> <u>(Otto) de Velocidade Angular Variável - Ensaio</u>, Associação Brasileira de Normas Técnicas, Rio de Janeiro, 1985.

Tabela 2. Levantamento de Dados

	Leituras					
Ponto	rotação n (rpm)	Força no Dinamômetro F (kgf)				
1						
2						
3						
4						
5						
6						
7						
8						
9						
10						

Pressão atmosférica local (mmHg): Temperaturas do Ar (°C): Bulbo Seco: Bulbo Úmido: APÊNDICES

1. TUBO DE PITOT

A medida da velocidade em vários pontos de uma seção transversal de escoamento permite o levantamento do seu perfil de velocidades, e, a partir destes, o cálculo da vazão. As velocidades locais, por sua vez, podem ser determinadas de forma direta, medindo-se o tempo gasto por uma partícula identificável para percorrer uma distância conhecida; ou de forma indireta, como é o caso do tubo de Pitot (Fig. 1), onde o que se mede não é a velocidade, mas uma diferença de pressão relacionada a esta velocidade.

O tubo de Pitot consiste basicamente de um tubo com uma curva em ângulo reto, que tem sua abertura dirigida para montante, de forma que o fluido escoe para dentro do mesmo até que se estabeleça uma pressão no seu interior capaz de suportar a carga dinâmica externa, devida ao impacto do escoamento. Quando isso acontece, o ponto no escoamento imediatamente próximo da entrada do tubo passa a ser um ponto de estagnação, o que significa que a velocidade local v, é nula. O tubo de Pitot mede a pressão de estagnação neste ponto, ou pressão total, que corresponde à soma da pressão estática e da pressão dinâmica. Através deste tubo, combinado a uma tomada de medida de pressão estática, e de um manômetro diferencial, como mostra a Fig. 1, obtém-se a altura correspondente à pressão dinâmica.

Com relação à medida da pressão estática, cabe aqui uma observação: ela é tomada na fronteira do escoamento, e calculada para toda a seção transversal, com base no fato de que para um escoamento não perturbado, onde as linhas de corrente são paralelas, a variação de pressão é hidrostática na direção normal às mesmas.

Aplicando-se a equação de Bernoulli entre os pontos 1 e 2, que tem a mesma cota, para um escoamento incompressível:

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{p_2}{\gamma} \tag{1}$$

uma vez que $V_2 = 0$. Rearranjando a Eq. (1) tem-se:

$$V = V_1 = \sqrt{2g \ \frac{p_2 - p_1}{\gamma}}$$
(2)



Figura 1. Tubo de Pitot

Para o manômetro diferencial, sendo $d e d_o$ as densidades relativas do fluido que escoa e do fluido do manômetro, respectivamente, tem-se

$$\frac{p_1}{\gamma}d + kd + R'd_o - R'd - kd = \frac{p_2}{\gamma}d$$
(3)

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = R' \left(\frac{d_o}{d} - 1 \right) \tag{4}$$

Das Eqs. (2) e (4), obtém-se

$$V = \sqrt{2gR'\left(\frac{d_o}{d} - 1\right)} \tag{5}$$

O tubo de Pitot é relativamente insensível ao desalinhamento com relação às linhas de corrente, diferenças menores que 15° provocam erros da ordem de alguns por cento.

1.1. TUBO DE PITOT ESTÁTICO

No tubo de Pitot estático (Fig. 2) a medida da pressão estática está sujeita a incertezas devido à perturbação do escoamento. Introduz-se então um coeficiente de correção C (empírico) na fórmula:

$$V = C_{\sqrt{2gR'\left(\frac{d_o}{d} - 1\right)}} \tag{6}$$



Figura 2. Tubo de Pitot estático

O tubo de Prandtl é um tubo estático com nariz abrupto, desenhado de modo que a perturbação do escoamento provocada pelo nariz compense aquela produzida pelo ramo vertical, de modo que C = 1. O medidor de velocidade utilizado no ensaio de Ventiladores é deste tipo.

Na experiência de Ventiladores será efetuada a medida de velocidade apenas no centro da seção transversal, $V_{máx}$. Como o perfil de velocidades é admitido turbulento, tem-se que a velocidade média do escoamento é dada por:

$$\overline{V} = \frac{49}{60} V_{max} \tag{15}$$

1.2. FLUIDO COMPRESSÍVEL

Para o caso de medição de velocidades em fluidos compressíveis, supõe-se que a redução de velocidade entre os pontos 1 e 2 seja rápida o suficiente para que não ocorra troca de calor significativa durante o processo. O que ocorre então é uma compressão adiabática, suposta reversível e, portanto, isentrópica. Além disso, faz-se também a hipótese de gás perfeito, onde:

$$p = p_1 (\rho / \rho_1)^k \tag{7}$$

onde k é o coeficiente isentrópico. Diferenciando, obtém-se

$$dp = p_1 \rho_1^{-k} k \rho^{k-1} d\rho \tag{8}$$

Da equação de Euler, desprezada a variação de cota, tem-se

$$vdv + dp/\rho = 0 \tag{9}$$

Substituindo a Eq. (7) na Eq. (8) e integrando, obtém-se:

$$\frac{V^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1^k} \rho^{k-1}$$
(10)

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{k}{k-1}\frac{p_1}{\rho_1} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{k}{k-1}\frac{p_2}{\rho_2}$$
(11)

Lembrando que $V_2 = 0$ e utilizando a equação de estado para gás perfeito, tem-se que:

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) = \frac{kR}{k-1} (T_2 - T_1) = c_p (T_2 - T_1)$$
(12)

Este resultado poderia ter sido obtido pela aplicação da 1^{a} . Lei da Termodinâmica. Colocando-o numa forma conveniente, e introduzindo a relação p-T para transformações isentrópicas, obtém-se:

$$\frac{V_1^2}{2} = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1\right) = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]$$
(13)

ou então:

$$\frac{V_1^2}{2} = c_p T_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$
(14)

Esta relação permite a determinação do perfil de velocidades do escoamento e o cálculo da vazão.

2. BOCAL

Os bocais para escoamentos subsônicos não apresentam uma porção divergente, como é o caso dos Venturi. Deve, portanto, ocorrer uma expansão brusca imediatamente após a seção da garganta, o que claramente envolve perdas maiores que aquelas provocadas por um Venturi. Por outro lado, não há nenhuma contração do jato além daquela determinada por sua abertura. Logo, o coeficiente de contração, existente no caso de orifícios, é unitário (C_c = 1).

O bocal ISA (Instrument Society of America) é mostrado na Fig. 3.



Figura 3. Bocal ISA (VDI)

No equacionamento do bocal as perdas entre os pontos 1 e 2, seções de montante e da garganta respectivamente, não são consideradas. O resultado que se obtém corresponde então à velocidade média teórica. Para corrigi-lo, em função das perdas, define-se o coeficiente de velocidade C_v (empírico).

Para um fluido compressível, utilizando a equação da conservação da massa tem-se:

$$\dot{m} = \rho A V = \rho_1 A_1 V_1 = \rho_2 A_2 V_2 \tag{16}$$

Esta equação, combinada com a Eq. (7) para o processo de aceleração do escoamento entre 1 e 2, e admitindo-se as hipóteses de gás perfeito e escoamento isentrópico, resulta em:

$$V_{1} = \frac{\rho_{2}A_{2}}{\rho_{1}A_{1}}V_{2} = \left(p_{2}/p_{1}\right)^{1/k}\frac{A_{2}}{A_{1}}V_{2}$$
(17)

Aplicando a Equação de Euler, Eq. (9), integrada nas seções transversais (supondo "p" uniforme em A) e $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$:

$$\frac{V_1^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} = \frac{k}{k-1} \left[\frac{p_2}{\rho_2} - \frac{p_1}{\rho_1} \right]$$
(18)

e

$$V_{2}^{2} \left[\frac{p_{2}}{p_{1}} \right]^{2/k} \left[\frac{A_{2}}{A_{1}} \right]^{2} - 1 = \frac{2k}{k-1} \left[\frac{p_{2}}{\rho_{2}} - \frac{p_{1}}{\rho_{1}} \right]$$
(19)

Assim

$$\dot{m} = C_V A_2 \sqrt{\frac{\left[2k/(k-1)\right] p_1 \rho_1 \left(p_2/p_1\right)^{2/k} \left[1 - \left(p_2/p_1\right)^{(k-1)/k}\right]}{1 - \left(p_2/p_1\right)^{2/k} \left(A_2/A_1\right)^2}}$$
(20)

O coeficiente de velocidade C_v é o mesmo que para escoamento de líquidos. A Eq. (20), quando simplificada para escoamento horizontal e modificada pela introdução de um fator de expansão *Y*, pode ser aplicada ao escoamento de fluidos compressíveis:

$$\dot{m} = C_V Y A_2 \sqrt{\frac{2\rho_1 \Delta p}{\left[1 - \left(D_2 / D_1\right)\right]^4}}$$
(21)

O fator de expansão Y pode ser determinado resolvendo-se as Eqs. (20) e (21), podendo-se mostrar que é uma função de k, p_2/p_1 e A_2/A_1 . A Fig. 4 apresenta os valores de Y para k = 1,40 (ar).



Figura 4. Fator de expansão Y.

3. PLACAS DE ORIFÍCIO EM CONDUTOS

O orifício de bordo delgado instalado num tubo, mostrado na Fig. 5, provoca uma contratação do jato a jusante do orifício. Para um escoamento incompressível, a equação de Bernoulli, aplicada entre a seção 1 do jato e a seção 2 da veia contraída, é:

$$\frac{V_{1,t}^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} = \frac{V_{2,t}^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}$$
(22)

A equação da continuidade relaciona $V_{1,t}$ e $V_{2,t}$ (velocidades teóricas) com o coeficiente de contração $C_c = A_2/A_0$.

$$V_{1,t} \frac{\pi D_1^2}{4} = C_c V_{2,t} \frac{\pi D_2^2}{4}$$
(23)



Figura 5. Placa de orifício em um tubo

Depois de eliminar $V_{1,t}$

$$\frac{V_{2,t}}{2g} \left[1 - C_c^2 \left(D_0 / D_1 \right)^4 \right] = \frac{p_1 - p_2}{\gamma}$$
(24)

Resolvendo para $V_{2,t}$

$$V_{2,t} = \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma \left[1 - C_c^2 (D_0 / D_1)^4\right]}}$$
(25)

Multiplicando por C_V para obter a velocidade real na veia contraída,

$$V_{2,r} = C_V \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left[1 - C_c^2 \left(D_0 / D_1\right)^4\right]}}$$
(26)

e, por fim, multiplicando pela área do jato, C_cA_0 , tem-se a vazão real Q,

$$Q = C_D A_0 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho \left[1 - C_c^2 \left(D_0 / D_1\right)^4\right]}}$$
(27)

na qual $C_D = C_c \cdot C_V$. Em função do desnível entre as colunas, *R*', a Eq. (27) torna-se:

$$Q = C_D A_0 \sqrt{\frac{2gR' [(d_0/d_1) - 1]}{1 - C_c^2 (D_0/D_1)^4}}$$
(28)

Devido à dificuldade em se determinar os dois coeficientes separadamente, usa-se geralmente uma forma simplificada:

$$Q = CA_0 \sqrt{2\Delta p/\rho} \tag{29}$$

ou a sua equivalente,

$$Q = CA_0 \sqrt{2gR'\left[\left(d_0/d_1\right) - 1\right]} \tag{30}$$

Os valores de C para o orifício VDI são dados na Fig.6.



Figura 6. Orifício VDI e coeficiente de vazão

A Eq. (30) pode ser modificada pelo fator de expansão *Y*, Fig. 4, para fornecer a vazão em massa real de um escoamento de fluido compressível (isentrópico):

$$\dot{m} = CYA_0 \sqrt{2\rho_1 \Delta p} \tag{31}$$

A localização das tomadas de pressão é geralmente especificada de modo que se possa instalar um orifício num conduto e utilizá-lo com suficiente precisão, sem executar uma aferição no local. Quando for necessário realizar uma calibração, tem-se, a partir da Eq. (30), que:

$$\dot{m} = \kappa \sqrt{R'} \tag{32}$$

onde *R*' é o desnível no manômetro em U, e κ a constante de calibração da placa de orifício.

4. ROTÂMETROS

O rotâmetro consiste de um tubo vertical de seção variável em que uma "boia" assume uma posição vertical correspondente a cada vazão que se estabeleça através dele (Fig. 7).

A estabilidade de uma determinada posição vertical, a uma dada vazão fixa, ocorre para uma situação de equilíbrio das forças verticais de gravidade, empuxo, viscosidade e das devidas à variação de pressão ao longo do corpo. O equilíbrio se mantém para diferentes vazões porque a área de escoamento (anular, limitada pela parede do tubo e pela superfície do corpo) varia continuamente com a cota vertical (o tubo é cônico); o dispositivo pode ser entendido, neste sentido, como um orifício de área variável. Entre as forças envolvidas, as de peso e de empuxo são constantes, o mesmo valendo para sua soma, que no equilíbrio deve balancear a força devida à variação de pressão (para efeito de equacionamento não é considerada a resistência viscosa). Esta, por sua vez, é da ordem do produto da queda de pressão pela área da seção transversal do corpo.

Para um dado valor fixo de área, a queda de pressão é proporcional ao quadrado da vazão, portanto, para manter constante a queda de pressão com a variação da vazão, é necessário que a área seja variável. Por outro lado para uma vazão constante, que implica em Δp constante, teremos fixado um determinado e único valor de área.



Figura 7. Rotâmetro

Definindo *A* como a área da seção transversal do tubo $(A = A_{(z)})$, A_c como a área do corpo projetado no plano horizontal, e sendo Ψ_c o volume do corpo, γ_c o peso específico do corpo, γ_f o peso específico do fluido, e Δp a queda de pressão entre os pontos 1 e 2 no escoamento, tem-se

$$\Delta p A_c = V_c \left(\gamma_c - \gamma_f \right) = \text{constante}$$
(33)

$$\Delta p = \frac{\Psi_c \left(\gamma_c - \gamma_f\right)}{A_c} \tag{34}$$

Tomando a expressão empregada para medidores de vazão em placas de orifício [1] e considerando o coeficiente de contração, $C_c = 1$, tem-se

$$Q = C_D A_0 \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma_f \left[1 - \left(A_0 / A_1\right)^2\right]}}$$
(35)

onde A_0 é a área do orifício ($A_0 = A - A_c$), A_1 é área do duto ($A_1 = A$), Q é a vazão volumétrica e C_D é o coeficiente de descarga. Substituindo a Eq. (34) na Eq. (35), obtém-se

$$Q = \frac{C_D \left(A - A_c \right)}{\sqrt{1 - \left[\left(A - A_c \right) / A \right]^2}} \left[\frac{2gV_f \left(\gamma_c - \gamma_f \right)}{A_c \gamma_f} \right]$$
(36)

De acordo com a referência [2], se a variação de C_D com a posição do corpo for desprezível e se $[(A - A_c)/A]^2$ for sempre muito menor que 1, então pode-se utilizar a seguinte aproximação:

$$Q \cong \kappa \left(A - A_c \right) \tag{37}$$

Se, além disso, A varia linearmente com z (cota vertical) então

$$Q = \kappa_1 + \kappa_2 z \tag{38}$$

onde κ_1 e κ_2 são constantes. A Eq. (38) nos fornece uma relação linear para a escala de vazão. Esta escala corresponde àquela que está impressa no próprio tubo do rotâmetro, fabricado em material transparente para permitir a visualização do corpo.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Fox, R.W., McDonald, A.T., <u>Introdução à Mecânica dos Fluidos</u>, Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 1981.
- [2] Doebelin, E.O., <u>Measurements Systems Aplication and Design</u>, McGraw-Hill, USA, 1984.
- [3] Streeter, V.L., Wylie, E.B., <u>Mecânica dos Fluidos</u>, McGraw-Hill, 2a. ed., São Paulo, 1982.

MEDIDORES DE PRESSÃO

1. INTRODUÇÃO

Recordando o conceito visto durante os cursos de Termodinâmica e Mecânica dos Fluidos, a pressão num ponto de um fluido corresponde à componente normal da força por unidade de área.

No estudo da termodinâmica interessa saber o valor absoluto da pressão que é exercida em um determinado ponto. Contudo, a maioria dos manômetros lê a diferença entre a pressão absoluta e a pressão atmosférica, chamada de pressão efetiva ou manométrica. Isto é ilustrado na Fig. 1.



Figura 1. Significado dos termos empregados em medidas de pressão

2. MANÔMETROS DE COLUNA DE LÍQUIDO

Os manômetros de coluna utilizam o princípio da hidrostática que relaciona a altura de uma coluna de líquido com a diferença de pressão:

$$\Delta p = \rho g z \tag{1}$$

onde ρ é a densidade do líquido, g é a aceleração da gravidade e z é a cota. O tipo mais comum de manômetro de coluna é o manômetro em "U", que consiste em um tubo com formato em "U", preenchido até um determinado nível com um fluido manométrico de densidade ρ . Um dos ramos do manômetro é conectado a uma tomada de pressão (p_1), e o outro ramo é conectado a uma segunda tomada de pressão à montante da primeira (caso se deseje uma leitura da diferença de pressão entre estes dois pontos) ou então fica aberto para a atmosfera (caso se deseje a pressão efetiva no ponto 1). Este manômetro está representado na Fig. 2.



Figura 2. Manômetro em "U"

Quando se deseja uma maior resolução e sensibilidade no manômetro de coluna, é comum a utilização do chamado manômetro de coluna inclinada, como mostrado na Fig. 3. Em função desta inclinação da escala, há uma amplificação do valor da leitura em relação a um manômetro em "U" vertical. Esta amplificação corresponde ao inverso do seno do ângulo de inclinação, ou seja

$$z' = \frac{z}{sen\theta} \tag{2}$$



Figura 3. Manômetro de coluna inclinada

3. MANÔMETRO BOURDON

O manômetro Bourdon é na verdade um "transdutor de pressão", uma vez que converte a grandeza básica (pressão) em uma grandeza secundária (dilatação de um tubo elástico, neste caso) que é utilizada para medição.

A Fig. 4 mostra o esquema de um manômetro Bourdon. Um tubo elástico de pequeno volume, fixo em uma extremidade e livre na outra, se desloca pela ação da deformação exercida pela diferença de pressão na parede do tubo. Em função desta deformação, a seção transversal do tubo passa de oval para circular, o que provoca um aumento do raio de curvatura do tubo. Mediante sistemas articulados, com pouco atrito, esta variação do raio de curvatura movimenta um ponteiro sobre a escala graduada que dá a leitura da pressão. Normalmente, a pressão de referência para um manômetro de Bourdon é a pressão atmosférica, e portanto a pressão lida é a pressão efetiva.

Tubo elástico Seção Transversal Oval Mola Extremidade livre fechada 30 Pinhão Setor 0 Ligação P 20-Ajustável H 0ړ Placa Ó Móvel Mostrador Haste Extremidade fixa aberta Pressão aplicada

Figura 4. Manômetro Bourdon

4. **BIBLIOGRAFIA**

- [1] Van Wylen, G.J. e Sonntag, R.E. <u>Fundamentos da Termodinâmica</u> <u>Clássica</u>, 3a. ed., Edgar Blücher, São Paulo, 1993.
- [2] Granet, I., <u>Termodinâmica e Engenharia Térmica</u>, 4a. ed., Prentice-Hall do Brasil, Rio de Janeiro, 1995.

PSICROMETRIA

1. INTRODUÇÃO E DEFINIÇÕES

O ar atmosférico é o resultado de um grande número de constituintes gasosos, bem como vapor de água e contaminantes. Define-se "ar seco" como a composição do ar atmosférico excluído o vapor de água. Normalmente, considera-se a mistura gasosa que forma o ar seco como um único gás. Quando vapor de água e ar seco são misturados, tem-se o chamado "ar úmido". O ar atmosférico que respiramos é ar úmido de acordo com esta definição.

Verifica-se que o ar úmido a baixas pressões é um bom exemplo de mistura de dois gases (vapor de água e ar seco) que apresentam comportamento de gás perfeito. Isto é bastante importante porque quando dois gases perfeitos são misturados, as propriedades da mistura resultante podem ser obtidas a partir das propriedades de cada componente. Admite-se, portanto, que um gás se comporta independentemente da presença do outro gás.

De acordo com a Lei de Dalton, a pressão total de uma mistura de gases perfeitos, a uma dada temperatura, é dada pela soma da pressão que cada componente exerceria se ocupasse o volume da mistura à mesma temperatura. Esta pressão é denominada pressão parcial do componente.

Assim,

$$p = p_a + p_v \tag{1}$$

onde p é a pressão de mistura, p_a é a pressão parcial do ar seco e p_v é a pressão parcial do vapor de água.

1.1. UMIDADE ABSOLUTA

Denomina-se umidade absoluta, ω , do ar úmido, à razão entre a massa de vapor, m_v , e a massa de ar seco, m_a , presentes na mistura.

$$\omega = m_v / m_a \tag{2}$$

Da lei dos gases perfeitos e da lei de Dalton tem-se que

$$\omega = 0.622 \frac{p_{\nu}}{p_a} = 0.622 \frac{p_{\nu}}{p - p_{\nu}}$$
(3)

1.2. UMIDADE RELATIVA

A umidade relativa do ar úmido ϕ é definida como a razão entre a fração molar do vapor de água presente na mistura e a fração molar deste componente na condição de saturação, mantidas a temperatura e pressão total da mistura. A partir do conceito de mistura de gases perfeitos, vem:

$$\phi = p_v / p_{vs} \tag{4}$$

onde p_v é a pressão parcial do vapor de água e p_{vs} é a pressão de vapor na saturação.

1.3. VOLUME ESPECÍFICO

O volume específico da mistura é dado pela razão entre o volume total, Ψ , e a massa de ar seco presente, m_a . Logo,

$$v = \Psi / m_a \tag{5}$$

1.4. ENTALPIA

A entalpia específica é dada pela soma das entalpias específicas do ar seco, h_a , e do produto umidade absoluta versus entalpia do vapor d'água, h_v .

$$h = h_a + \omega h_v \tag{6}$$

1.5. TEMPERATURA DE BULBO SECO

A temperatura de bulbo seco *TBS* é a temperatura da mistura indicada em um termômetro. Em geral, esta temperatura é conhecida simplesmente por temperatura da mistura.

1.6. TEMPERATURA DE ORVALHO

A temperatura de orvalho T_0 é a temperatura, da mistura correspondente ao ponto onde se dá o início da condensação do vapor d'água contido na mistura, quando o processo de resfriamento ocorre à pressão constante.

1.7. TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO

Um termômetro cujo bulbo esteja envolvido por uma mecha de algodão (ou outro material similar) embebida em água destilada, constitui um termômetro de bulbo úmido. Quando este arranjo é colocado em contato com uma corrente de ar úmido, um processo simultâneo de transferência de calor e massa terá curso. Inicialmente, em virtude do ar junto à mecha não estar saturado, parte do conteúdo de água da mecha se vaporizará, reduzindo a temperatura do bulbo do termômetro. Em se estabelecendo este diferencial de temperatura entre a mecha e o ar, calor será cedido do ar para a mecha. Assim, estabelece-se uma espécie de equilíbrio dinâmico, através do qual todo calor cedido pelo ar é utilizado para evaporar a água da mecha. A temperatura registrada pelo termômetro nessa condição é conhecida por temperatura de bulbo úmido (*TBU*). Em termos práticos, esta temperatura de bulbo úmido costuma ser confundida com uma propriedade termodinâmica do ar, a temperatura *termodinâmica* de bulbo úmido (apresentada nos diagramas psicrométricos), em função da proximidade dessas duas grandezas para a mistura ar seco-vapor d'água nas condições ambientais.

2. DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

O estado termodinâmico de uma mistura de duas substâncias tal como o ar seco e o vapor de água pode ser determinado por três das suas propriedades. Baseado neste fato é que foi possível reunir em um só diagrama todas as propriedades psicrométricas do ar úmido. Normalmente, um diagrama psicrométrico é construído para uma dada pressão de mistura, em geral, a pressão barométrica. Dessa forma, conhecidas duas propriedades quaisquer do ar, por exemplo *TBS* e *TBU* que podem ser facilmente medidas, as demais propriedades são imediatamente obtidas do diagrama. A Fig. 1 ilustra as principais características de um diagrama psicrométrico. Um diagrama psicrométrico simplificado para a cidade de São Paulo encontra-se no final deste apêndice.

3. PSICRÔMETRO

A técnica mais difundida para a medição da umidade do ar consiste num instrumento formado por um par de termômetros convenientemente preparados e arranjados: o psicrômetro. Este instrumento é simples de ser construído, apresenta baixo custo, operação facilitada e, tomadas as devidas precauções, seus resultados são adequados para a maioria das aplicações. Construtivamente, o bulbo (úmido) de um dos termômetros é revestido por uma substância higroscópica que deve ser umedecida com água destilada, enquanto que o bulbo (seco) do outro termômetro permanece descoberto. O instrumento, em contato com o ar em movimento, acusa as temperaturas de bulbo seco (*TBS*) e bulbo úmido (*TBU*) do ar. Para o adequado funcionamento do instrumento deve-se ter uma velocidade mínima de circulação do ar pelos bulbos da ordem de 5 m/s; a mecha deve estar limpa e isenta de incrustações, além de permanecer totalmente úmida durante as medições; água destilada deve ser empregada para umedecer a mecha.



Figura 1. Principais características de um diagrama psicrométrico

3.1. PSICRÔMETRO ROTATIVO

O psicrômetro rotativo, também conhecido por "reco-reco", é bastante difundido devido sua simplicidade construtiva. Basicamente é formado por um par de termômetros de vidro (bulbo seco e úmido) fixados em um suporte que, por sua vez, está acoplado a uma manopla que permite o conjunto girar em torno de seu eixo (Fig. 2). O ato de girar os termômetros provoca o movimento relativo necessário entre o ar e a mecha. Efeitos de radiação podem ser sentidos por este tipo de instrumento.



Figura 2. Psicrômetro rotativo

3.2. PSICRÔMETRO DE ASPIRAÇÃO

Este é um tipo de instrumento em que os dois termômetros de vidro são blindados contra radiação, sendo o fluxo de ar forçado por um ventilador a circular pelos termômetros com razoável velocidade (Fig. 3). Seu uso em dutos de ar é limitado, porque requer abertura na tubulação para introduzi-lo na corrente de ar.

3.3. PSICRÔMETRO DE TERMOPARES

Nos laboratórios, o tipo de psicrômetro mais comumente empregado é o de termopares (Fig. 4). Ele é preferido porque suas leituras podem ser remotas e introduz menos perturbações no fluxo de ar que termômetros de vidro. Velocidades menores do fluxo de ar também são permitidas (2 m/s). Podem ou não ser blindados contra radiação.

4. EXEMPLO DE APLICAÇÃO

As indicações de um termômetro são: TBS = 25° C e TBU = 20° C, num local onde a pressão barométrica é de 695 mmHg (pressão barométrica padrão de São Paulo). Determinar a densidade da mistura, umidade relativa e umidade absoluta.

Solução: Do diagrama psicrométrico da Fig. 5 tem-se que:

 $\phi \approx 65\%$ $\omega = 0.014$ kg de vapor / kg de ar seco $v_a = 0.944$ m³ / kg de ar seco

Como $v = 1/\rho$, tem-se que $\rho_a = 1,059$ kg de ar seco/ m³. Observe que esta densidade está dada em termos de ar seco. Em termos de ar úmido (o valor a ser utilizado nos cálculos das experiências) tem-se:

 $\rho = \rho_a + \rho_v = \rho_a (1 + \omega)$

:.
$$\rho = 1,059(1+0,014) = 1,074$$
 kg de ar úmido / m³

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] ——, Ashrae Brochure on Psycrometry, New York, 1972.
- [2] Simões Moreira, J.R., "Psicrometria: Conceitos e Análise Computacional", <u>Revista Abrava</u>, n^{os}. 102 e 103, São Paulo, 1988.
- [3] Simões Moreira, J.R., "Considerações Teóricas e Práticas de Funcionamento do Psicrômetro", <u>Revista Controle & Intrumentação</u>, nº. 210, São Paulo, 1989.
- [4] Threlkeld, J.L., Thermal Environmental Engineering, Prentice Hall, 1962.



Figura 4. Psicrômetro de termopares (apenas junção úmida)



Figura 5. Diagrama psicrométrico para a cidade de São Paulo.