

LABORATÓRIO DE TÉRMICA
TRANSFERÊNCIA DE CALOR NOS MOTORES
DE COMBUSTÃO INTERNA

Prof. José Eduardo Mautone Barros

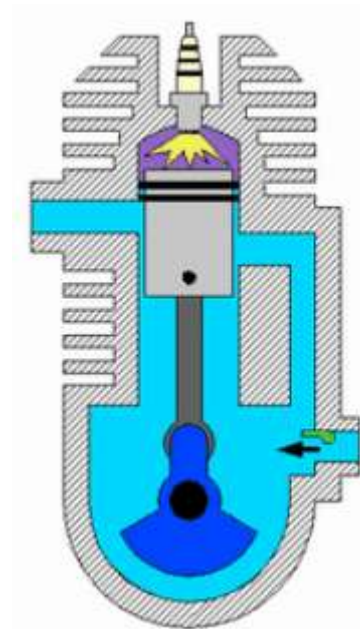
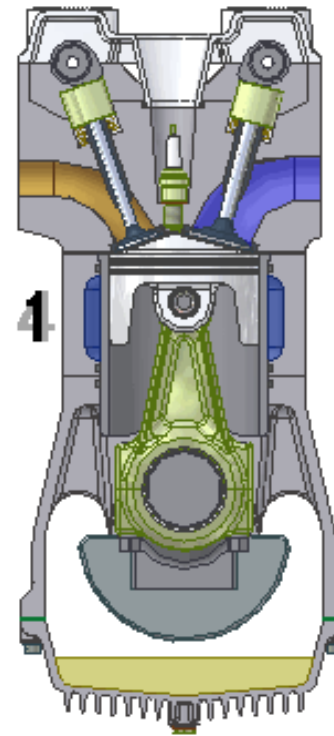
Agosto/2011

MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

- **Ciclo OTTO, ignição por centelha;**
- **Ciclo DIESEL, ignição por compressão.**

- **Motores quatro tempos;**

- **Motores dois tempos.**

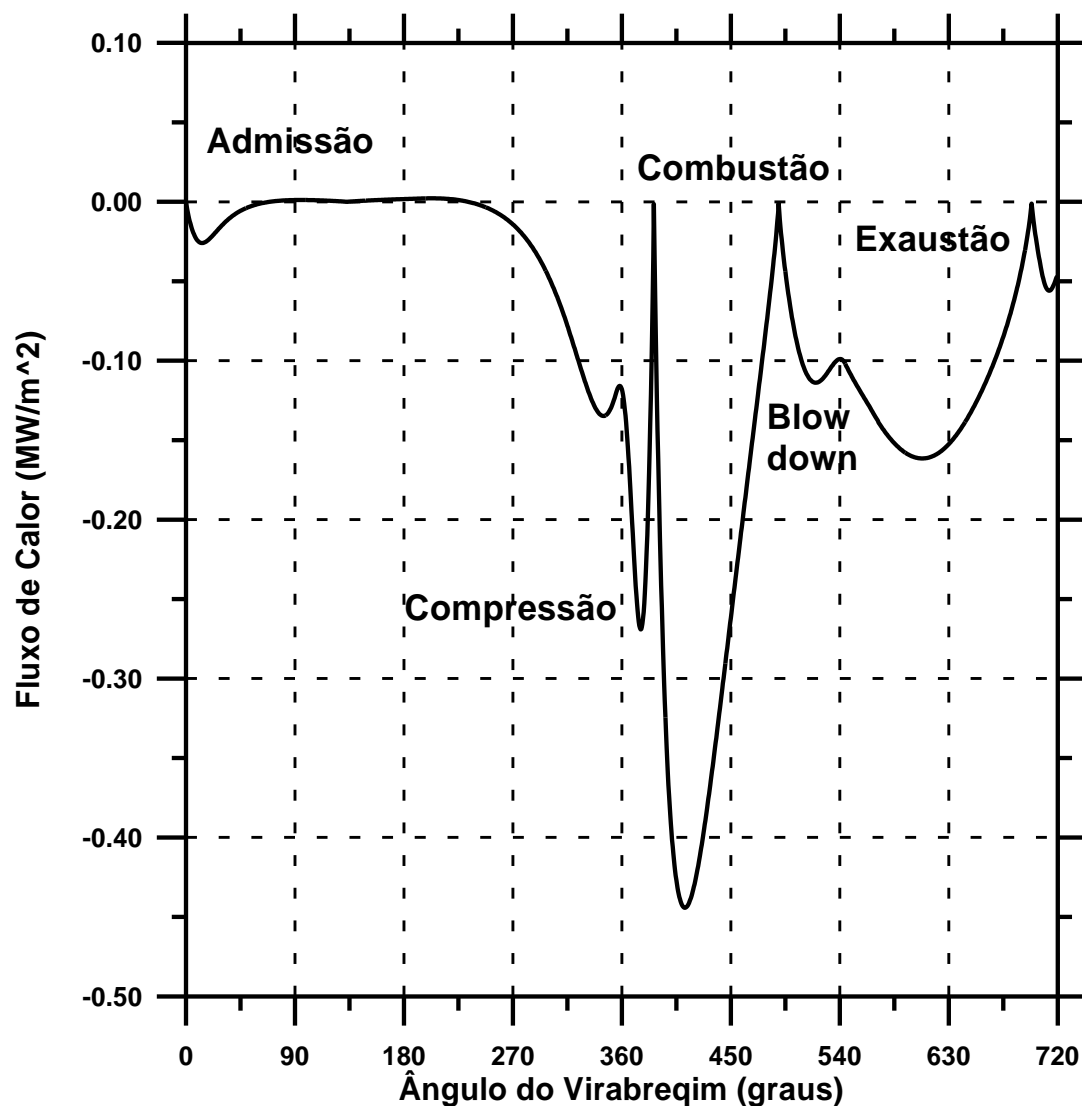


RELEVÂNCIA

- **Temperatura de pico do gás queimado: 2200 °C (2500 K)**
- **Temperatura máxima do material da parede do cilindro:**
 - **Ferro fundido 400 °C (673 K)**
 - **Alumínio 300 °C (573 K)**
 - **Lubrificante 180 °C (453 K)**
- **Fluxo de calor no pico: 0,5 a 10 MW/m²**

CONSEQÜÊNCIAS

- **Aquecimento da vela => pré-ignição**
- **Variação da temperatura de exaustão => emissões**
- **Temperatura máxima na parede do cilindro => Maior potência nas bombas ou ventiladores**
- **Alta temperatura dos gases queimados => material para as válvulas de exaustão**



RELEVÂNCIA

Exemplo de fluxo de calor em um motor de combustão interna monocilindro, mistura rica (9:1).

Sinal negativo indica calor transferido do gás para o sistema de resfriamento.

MODOS DE TRANSFERÊNCIA

- CONDUÇÃO

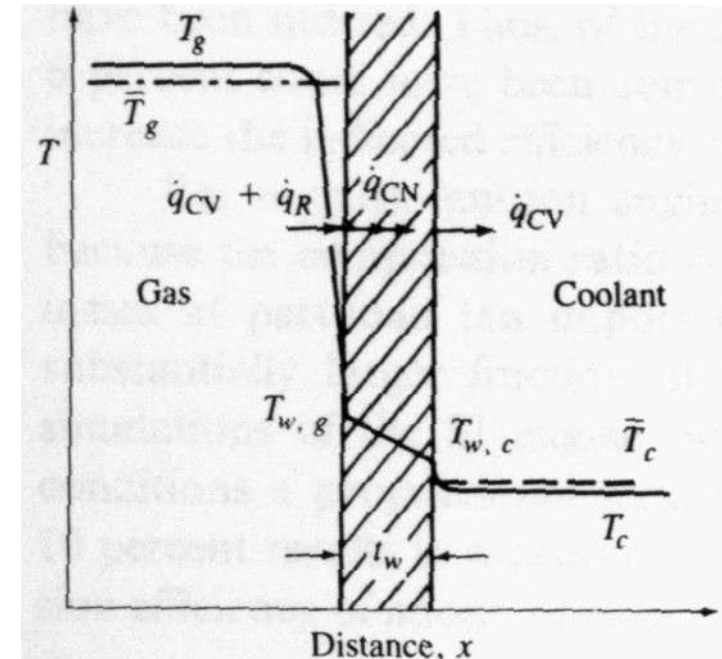
$$\dot{q}_{CN} = \frac{\dot{Q}}{A} = -k \frac{dT}{dx}$$

- CONVECÇÃO

$$\dot{q}_{CV} = \frac{\dot{Q}}{A} = h_g (\bar{T}_g - T_{w,g})$$

- RADIAÇÃO

$$\dot{q}_R = \frac{\dot{Q}}{A} = f_f \varepsilon \sigma (T_g^4 - T_{w,g}^4)$$



BALANÇO DE ENERGIA

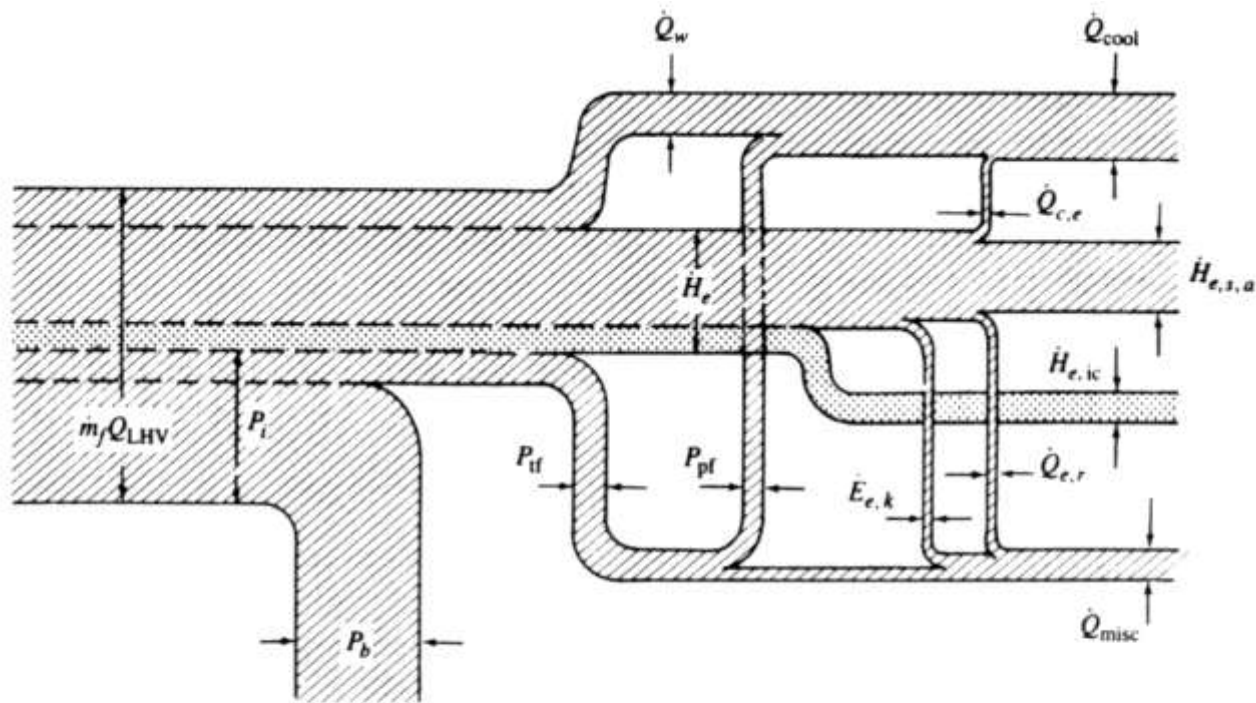
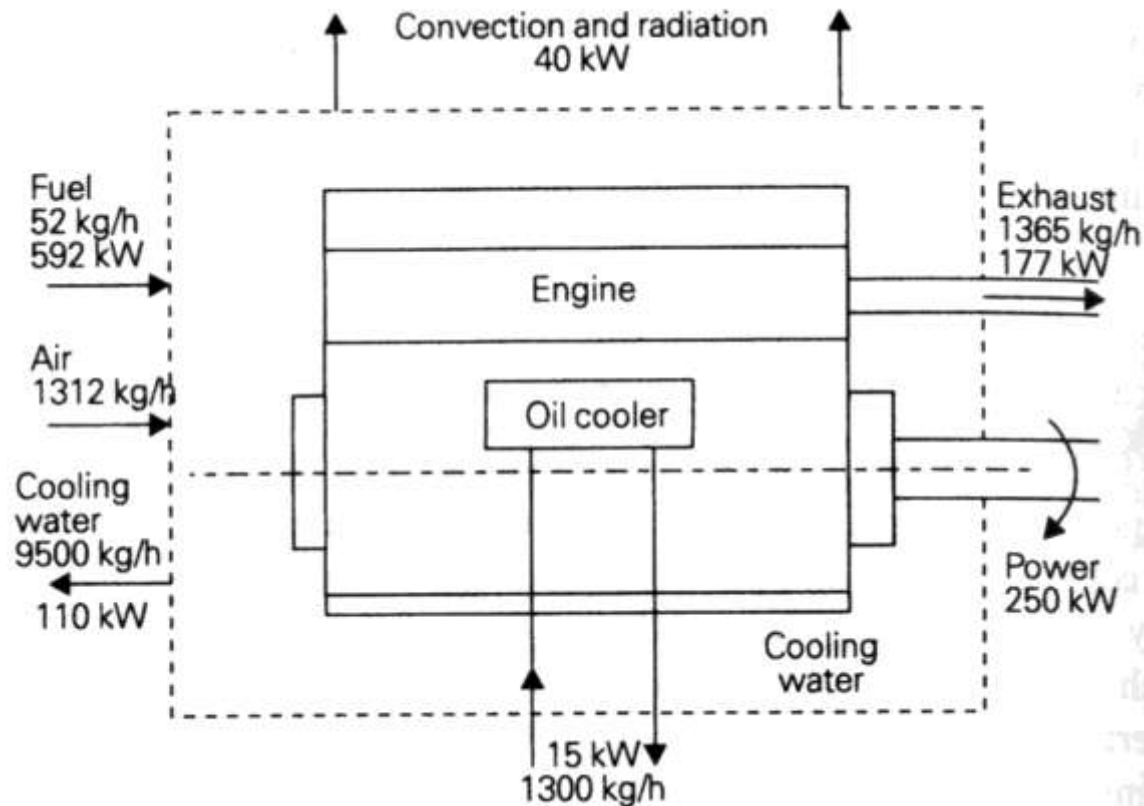


FIGURE 12-3

Energy flow diagram for IC engine. $(\dot{m}_f Q_{LHV})$ = fuel flow rate \times lower heating value, \dot{Q}_w = heat-transfer rate to combustion chamber wall, \dot{H}_e = exhaust gas enthalpy flux, P_b = brake power, P_{tf} = total friction power, P_i = indicated power, P_{pf} = piston friction power, \dot{Q}_{cool} = heat-rejection rate to coolant, $\dot{Q}_{c,e}$ = heat-transfer rate to coolant in exhaust ports, $\dot{H}_{e,s,a}$ = exhaust sensible enthalpy flux entering atmosphere, $\dot{H}_{e,ic}$ = exhaust chemical enthalpy flux due to incomplete combustion, $\dot{Q}_{e,r}$ = heat flux radiated from exhaust system, $\dot{E}_{e,k}$ = exhaust kinetic energy flux, \dot{Q}_{misc} = sum of remaining energy fluxes and transfers.

BALANÇO DE ENERGIA

- Usado para estimar as cargas térmicas envolvidas na operação do motor.
- Projeto e Ensaios.
- Exemplo para um motor Diesel.



BALANÇO DE ENERGIA

	Motor OTTO	Motor DIESEL
Potência útil	33	38
Calor de resfriamento	30	27
Convecção e radiação	7	6
Exaustão	30	27
Radiador de óleo	0	2
Total	100%	100%

$$\dot{H}_f = P_u + (\dot{H}_{ex} - \dot{H}_{ar}) + Hci + \dot{Q}_{resf} + \dot{Q}_{conv\&rad}$$

onde,

$$\dot{H}_f = \dot{m}_f PCI \quad \dot{H}_{ex} = (\dot{m}_f + \dot{m}_{ar}) c_{p,g} T_{ex} \quad \eta_T = P_u / \dot{H}_f$$

$$\dot{H}_{ar} = \dot{m}_{ar} c_{p,ar} T_{ar} \quad \dot{Q}_{resf} = \dot{m}_{\acute{a}gua} c_{p,\acute{a}gua} (T_{Saída} - T_{Entrada})$$

MODELOS PARA O INTERIOR DO CILINDRO

- **Análise Dimensional (Tubos)**
$$Nu = A Re^m Pr^n \left(\frac{L}{D}\right)^z$$

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

- **Dittus e Boelter, 1930 (tubos com escoamento interno);
Deissler, 1955 (tubos curtos)**

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \left[1 + \left(\frac{L}{D}\right)^{0,7} \right]$$

MODELOS PARA O INTERIOR DO CILINDRO

- **Annand**

$$Nu = 0,35 Re^{0,7}$$

Obs: Annand usa a velocidade média do pistão (\bar{V}_p) no número de Reynolds.

- **Woschni**

$$Nu = 0,035 Re^{0,8}$$

Obs: Woschni usa uma relação empírica para calcular a velocidade dentro do cilindro.

MODELOS PARA O INTERIOR DO CILINDRO

- **Woschni**

$$V = C_1 \bar{V}_p + C_2 \frac{\check{V}_d T}{P \check{V}} (P - P_m)$$

onde, $C_1 = 6,18$ e $C_2 = 0$ para a admissão e exaustão

$C_1 = 2,28$ e $C_2 = 0$ para a compressão

$C_1 = 2,28$ e $C_2 = 3,24 \times 10^{-3}$ para a queima e expansão

P_m = pressão do ciclo de compressão sem queima

\check{V}_d = volume deslocado pelo pistão

- **Barros, 2003**, utiliza a relação proposta por Deissler, 1955, sendo que a velocidade do gás é calculada pela equação de conservação da quantidade de movimento.

MEDIDAS EXPERIMENTAIS DA TAXA INSTANTÂNEA

- **Utiliza termopares na superfície interna e em algum outro ponto da parede do cilindro.**
- **Os valores de temperatura são utilizados para calcular o fluxo instantâneo de calor levando em conta que existe uma defasagem temporal entre o gradiente de temperatura medido e o fluxo radiante. A frequência dada pela rotação do motor é usada para estimar esta defasagem.**
- **O fluxo convectivo é medido com o motor rodando sem combustão.**
- **O fluxo radiante é medido por meios óticos.**

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Heywood, Cap. 12, pg. 668

Plint e Martyr, Cap. 11, pg. 200

**Horlock e Winterbone, Vol. II, Cap. 12, pg. 773
(escrito por Annand)**

Barros, Tese de Doutorado, itens 4.2.4 e 4.2.6

OLIVEIRA NETO, A. A. *Metodologia da Pesquisa Científica. Guia Prático para a Apresentação de Trabalhos Acadêmicos*. Florianópolis: Visula Books, 2006. 2ª ed.

LABORATÓRIO DE TÉRMICA

EXEMPLO

Fazer o balanço de energia para motor FIRE 1.3 8V, ciclo OTTO, de 1242 cm³, a gasolina C, que opera a 78 % da sua máxima potência de 26,3 kW a 2500 rpm. Desenhar o balanço como na transparência 7. Calcular a eficiência térmica do motor. Considerar:

PCI da gasolina C = 39,0 MJ/kg

Massa específica da gasolina = 880 kg/m³

Consumo específico

a 78% de carga = 274,6 g/kWh

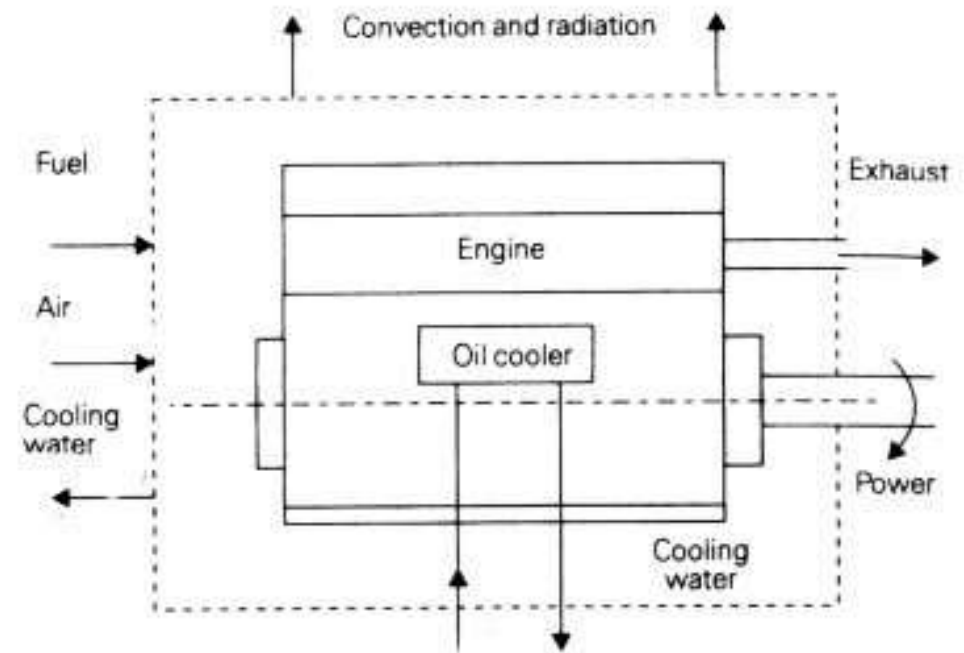
Massa específica do ar = 1,12 kg/m³

Razão ar/combustível = 13:1

Incremento permitido na

temperatura da água de resfriamento = 10 °C

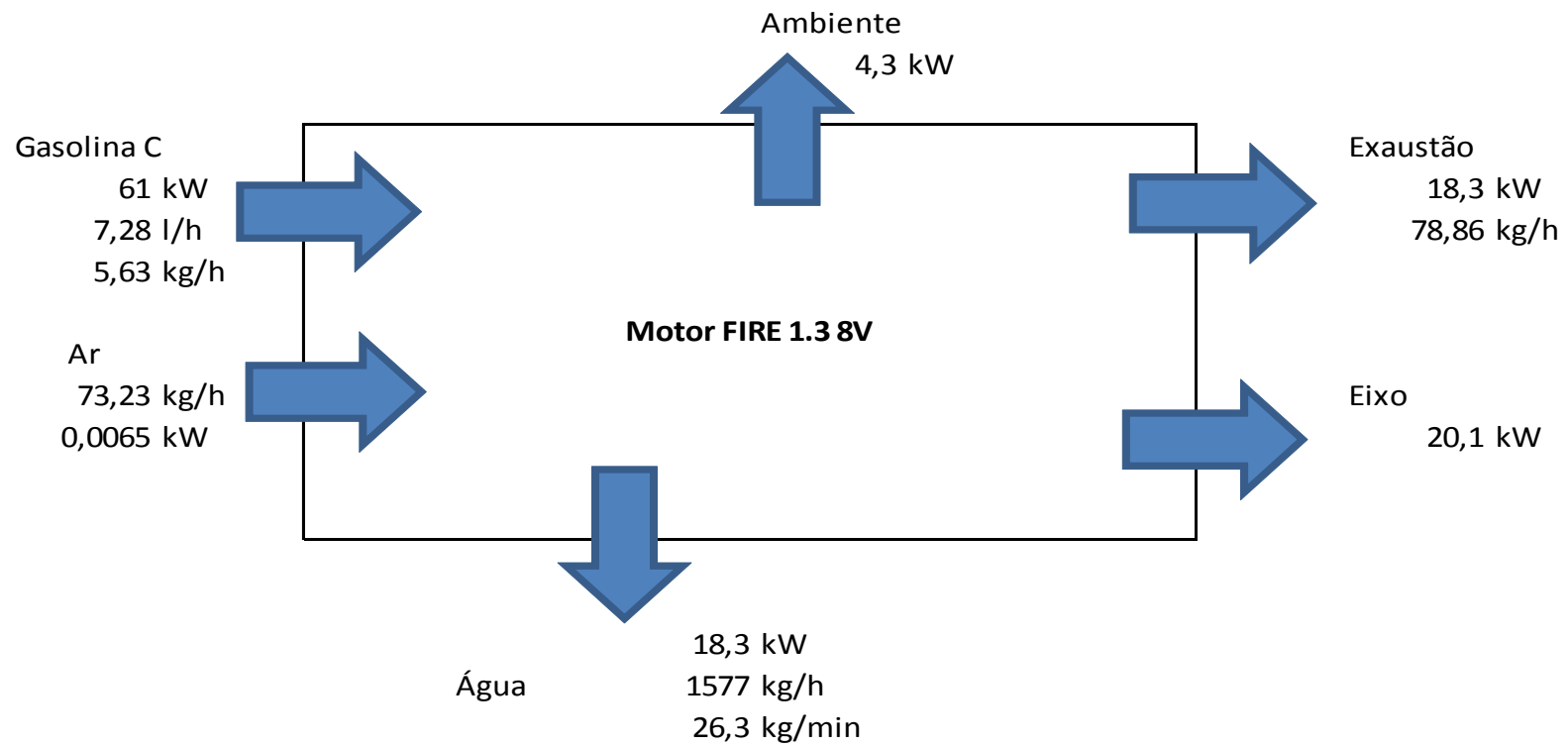
Calor específico da água = 4,18 kJ/kg/°C



LABORATÓRIO DE TÉRMICA

Motor FIRE 1.3 8V					
Cilindrada	1241	cm ³	0,001241	m ³	
Rotação	2500	rpm	41,7	rps	261,7994 rad/s
Carga	78	%	0,78		
Potência de eixo plena carga	26,3	kW	26300	W	
Consumo específico	274,6	g/kWh	7,62778E-08	kg/W/s	
Razão ar/combustível	13				
PCI da gasolina C	39	MJ/kg	39000000	J/kg	
Massa específica da gasolina			880	kg/m ³	
Massa específica do ar			1,12	kg/m ³	
Potência no eixo			20514	W	20,5 kW
Vazão de combustível			0,00156	kg/s	5,63 kg/h
			1,778E-06	m ³ /s	6,40 litros/h
Vazão de ar			0,02034	kg/s	73,23 kg/h
			0,01816	m ³ /s	65385 litro/h
Energia do combustível	61	kW	61026	W	61,0 kW
Calor de resfriamento	30	%	18308	W	18,3 kW
Calor nos gases de exaustão	30	%	18308	W	18,3 kW
Calor de convecção e radiação	7	%	4272	W	4,3 kW
Eficiência térmica	33	%	20138	W	20,1 kW
Eficiência térmica real	33,6	%	0,336		
Calor específico da água	4,18	kJ/kg/K	4180	J/kg/K	
deltaT da água no radiador	10	oC	10	K	
Vazão de água de resfriamento			0,4380	kg/s	1577 kg/h
			0,000438	m ³ /s	1577 litros/h
					0,4380 litros/s

LABORATÓRIO DE TÉRMICA



TAREFA

Elaborar um Planejamento de Ensaio detalhado para ser possível realizar o balanço térmico de um motor em uma sala dinamométrica de bancada, do Laboratório de Motores da UFMG. Deve conter, no mínimo, os seguintes itens:

Título; Objetivos; Normas de referência; Dados do motor; Equipe (mínima); Instrumentação (mínimo necessário, com faixa de medição e incertezas); Procedimentos de ensaio; Resultados esperados; Itens de segurança; Memorial de cálculo (estimativas das grandezas a serem medidas).

Considerar três condições de teste do motor: 1200, 2500 e 3000 rpm, com 33% de carga no eixo.

Formato: Apresentação em PowerPoint ou Impress e uma versão impressa.

Trabalho em grupo (03 grupos por turma).