

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE TÉRMICA E DOS EFEITOS DE RESSONÂNCIA DOS GASES DE
EXAUSTÃO DE UM FÓRMULA 1

Ivan Sanches Provase

São Paulo

2011

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE TÉRMICA E DOS EFEITOS DE RESSONÂNCIA DOS GASES DE
COMBUSTÃO NO DUTO DE EXAUSTÃO DE UM FÓRMULA 1

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia

Ivan Sanches Provase

Orientador: prof. Dr. Guenther C. Krieger Filho

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

São Paulo

2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Provase, Ivan Sanches

Análise térmica e dos efeitos de ressonância dos gases de exaustão de um fórmula 1 / I.S. Provase. – São Paulo, 2011. 53 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Termodinâmica 2. Motores de combustão interna 3. Gases 4. Veículos de competição I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

Índice de figuras

Figura 1. Diagrama PxV do motor durante um ciclo	9
Figura 2. Curva de potência com e sem ressonância.....	10
Figura 3. Foto do FP02-MA, veículo utilizado para testes	13
Figura 4. Foto do sistema de exaustão atual do FP02-MA	13
Figura 5. Modelo Físico	14
Figura 6. Distribuição das temperaturas em um trocador de calor de correntes paralelas (Incropera).....	14
Figura 7. Simulação do 1º Caso	15
Figura 8. Simulação do 2º caso	16
Figura 9. Troca térmica em função da posição do trocador de calor	16
Figura 10. Desenvolvimento da camada-limite (Incropera).....	21
Figura 11. Região termicamente desenvolvida (Incropera)	21
Figura 12 - Modelo térmico de transferência radial equivalente	22
Figura 13. Modelo do fluxo de energia no sistema	27
Figura 14. Temperaturas nos diversos pontos do sistema na simulação sem indução de ar	30
Figura 15. Temperaturas nos diversos pontos do sistema na simulação sem indução de ar.....	31
Figura 16. Montagem em CAD (UGS NX5)	34
Figura 17. Imagem da bancada em CAD (UGS NX5).....	35
Figura 18. Fotografia da bancada finalizada	35
Figura 19. Invólucro externo de isopor	36
Figura 20. Duto de exaustão	37
Figura 21. Miçangas de cerâmica	38
Figura 22. Posicionamento dos termopares externos para medição da temperatura da superfície.....	38
Figura 23. Detalhe do enrolamento do termopar.....	39
Figura 24. Aparato experimental posicionado no laboratório.....	40
Figura 25. Aparato experimental junto ao soprador	40
Figura 26. Resultados das temperaturas em cada termopar.....	43

Lista de Símbolos

N	-	rotação	[RPM]
A	-	área	[m ² - a despeito de informação adicional]
a	-	velocidade do som	[m/s]
D	-	diâmetro	[m]
r _i	-	raio da região i	[m]
V _d	-	volume total do motor	[cc]
r _c	-	razão de compressão	[-]
η _v	-	rendimento volumétrico	[%]
T _i	-	temperatura da região i	[K]
P _i	-	pressão da região i	[atm]
V	-	velocidade do fluido	[m/s]
$\bar{h}_r$	-	coeficiente de troca térmica radioativo equivalente	[W/m ² .K]
$\bar{h}_e$	-	coeficiente de troca térmica externo forçada	[W/m ² .K]
$\bar{h}_i$	-	coeficiente de troca térmica interno	[W/m ² .K]
C _i	-	capacidade térmica do fluido i	[kJ/K]
c _i	-	calor específico do fluido i	[J/g.K]
ρ _i	-	densidade do fluido i	[kg/m ³]
$\dot{m}_i$	-	fluxo de massa do fluido i	[kg/s]
q	-	energia transferido	[J]
$\dot{q}$	-	fluxo de energia	[W]
ε	-	emissividade	[W/m ² .K]
ν	-	viscosidade cinemática	[m ² /s]
α	-	viscosidade	[m ² /s]
g	-	aceleração da gravidade	[m/s ²]
β	-	número de Biot	[K ⁻¹]
μ	-	viscosidade dinâmica	[N.s/m ²]
k	-	coeficiente de condução térmica	[W/m.K]
σ	-	constante de Stefan-Boltzmann	[W/m ² .K ⁴]
x _{cd}	-	comprimento da entrada	[m]
Re	-	número de Reynolds	[-]
Pr	-	número de Prandtl	[-]
Nu	-	número de Nusselt	[-]

Sumário

1. Motivação.....	7
2. Resumo do projeto	7
3. Fundamentação teórica.....	8
4. Necessidade do projeto.....	12
5. Análise e resultados preliminares.....	13
5.1 Modelamento físico.....	13
5.2 Considerações iniciais	15
5.3 Hipóteses.....	20
6. Equacionamento do modelo	22
6.1. Equacionamento dentro de uma seção	22
6.2. Equacionamento entre as seções	25
7. Propriedades médias.....	28
8. Simulação	30
9. Experimento	33
9.1 Aparatos experimentais.....	33
9.1.1 Construção da bancada	34
9.2 Procedimentos Experimentais	41
10. Conclusão	42
10.1. Resultados do experimento	42
10.2. Conclusão e discussões	43
11. Bibliografia	45
Apêndice A.....	46
Apêndice B	48
Anexo C	50
Apêndice D	53

1. Motivação

A eficiência dos motores de alto rendimento vem crescendo a cada dia. Muito se fala em downsize, admissão variável, perda de carga, a utilização de materiais com melhores características térmicas e indução de ar por ressonância. É neste último assunto que se baseia o trabalho. O modelo de estudos para tal é um veículo de Fórmula 1, e por conseguinte, as regras da mesma competição.

2. Resumo do projeto

O projeto trata de uma análise térmica dos gases de combustão de um escapamento de um veículo de Fórmula 1, quando submetido a um escoamento externo de ar forçado.

Testes como a medição da temperatura de superfície do sistema de escapamento servirão para balizar o modelo térmico, uma vez que os valores dos coeficientes convectivos de troca de calor não obedecem a uma regra de formação, o que culmina na característica experimental deste trabalho.

Tal fato será conseguido através do uso de um modelo em escala. Trata-se de um veículo de Fórmula SAE, da Equipe Poli Racing, da Escola Politécnica de São Paulo. Os testes serão realizados no motor deste veículo, que possui alto rendimento e alcança altas rotações.

Uma vez que os dados tenham sido obtidos, simulações em GT-POWER serão feitas para averiguar o ganho de potência em decorrência da variação da troca térmica do sistema de exaustão.

3. Fundamentação teórica

É conhecido que pode se tirar proveito da característica cíclica de um motor a combustão interna, no que diz respeito ao escoamento dos gases (tanto de admissão quanto de exaustão).

Em especial, os gases de exaustão, que são expelidos a altas pressões, de 2 Mpa a 3 Mpa de pressão máxima, quando em carga máxima (*wot – wide open throttle*) em formas de ondas pulsantes, devido ao abrir e fechar das válvulas. Tais ondas ao encontrarem uma mudança de área da seção transversal abrupta, sofrem reflexão. Aqui se faz uma observação quanto ao perfil abrupto do tipo placa de orifício, que, apesar de para um escoamento no geral ser danoso, é o único capaz de gerar ondas refletidas na intensidade requerida.

Segundo a teoria de ondas, tais ondas refletidas percorrem o sistema de exaustão no sentido contrário ao escoamento e também em fase oposta à que foram geradas, ou seja, tratam-se não mais de ondas de alta pressão, mas sim de ondas de rarefação. Tais ondas chegam à válvula de exaustão, gerando ali uma baixa pressão.

O ganho em desempenho é obtido quando se consegue coincidir esta onda de rarefação na válvula durante o tempo de abertura da mesma. Mais especificamente, com a segunda metade do tempo de abertura total, uma vez que durante a primeira metade a diferença de pressão entre a câmara e o duto de exaustão é tão grande que o bocal (sede da válvula) se encontra bloqueado ($Mach=1$), e assim, como não é possível acelerar um fluido para além de Mach 1 através de um bocal de seção constante apenas por aumento da diferença de pressão, tornando mais vantajoso que tal rarefação ocorra quando o mesmo não está bloqueado, que é o final do tempo de exaustão.

Assim, a onda de rarefação contribuirá de 2 maneiras:

1. Ajudando o trabalho de bomba (*pumping work*): devido a essa pressão menor na saída da válvula de exaustão, o fluido que se encontra dentro da câmara é puxado para fora, e não mais empurrado pelo pistão, o que consome energia do motor
2. Melhorando a limpeza (*cleaneeage*): ao retirar os gases de exaustão, por ser um instante em que ambas as válvulas, exaustão e admissão, estão abertas (*overlap*),

o volume de gás residual não queimado na câmara de combustão é reduzido, e uma maior quantidade de mistura, ar-combustível, pode ser admitida.

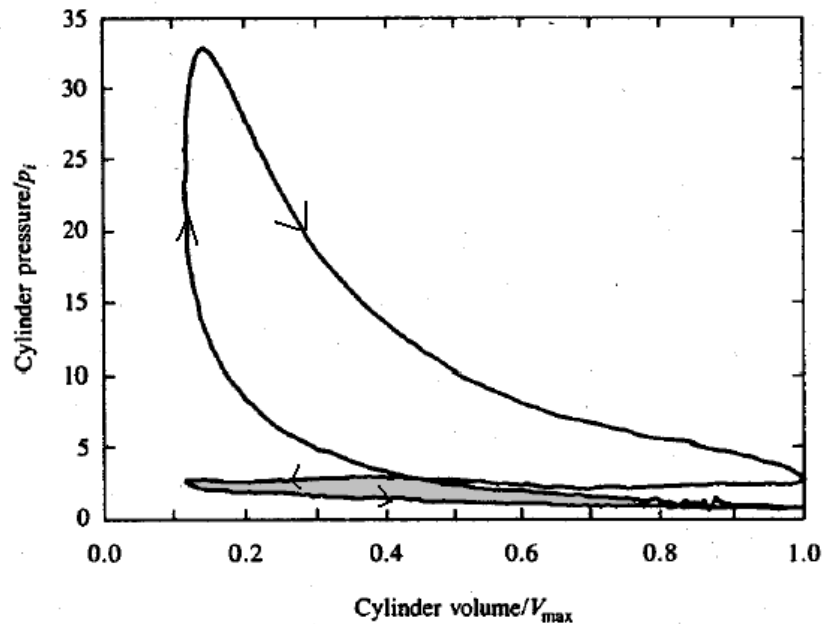


Figura 1. Diagrama PxV do motor durante um ciclo

Tal mecanismo, porém, como mostrado mais adiante pelas fórmulas, é totalmente dependente da geometria do sistema de exaustão, já que a onda de rarefação percorrerá certa distância, o que combinado com a velocidade da mesma, que depende da temperatura média dos gases de combustão, faz com que tal onda só seja benéfica em um estreito leque de rotações (aproximadamente, uma banda de 500rpm).

Segundo **J. Heywood**, em *Internal combustion engine fundamentals*:

$$N_r(\text{rev/min}) = \frac{955}{K} a \left(\frac{A}{lV_{\text{eff}}} \right)^{1/2} \quad \text{eq.3.1}$$

Em que:

N : rotação em que se deseja obter a ressonância [RPM];

L: comprimento hidráulico entre a sede da válvula e a expansão do sistema de exaustão [cm];

A: a área de seção transversal do tubo (é admitida constante) [cm²];

K : igual a 2 em motores de ciclo Otto (4 tempos);

a: velocidade do som [m/s];

Com:

$$V_{\text{eff}} = V_d(r_c + 1)/[2(r_c - 1)] \quad \text{eq.3.2}$$

V_d : volume total da câmara de combustão [cm³];

r_c : razão de compressão

Outro fato que se deve ressaltar, e que o leitor já deve estar se perguntando, é sobre a 1ª Lei da termodinâmica. A energia está se conservando? Da onde veio a energia para o aumento de desempenho? O leitor está certo ao fazer tal interrogatória.

Realmente, não há fenômeno que dribla a primeira lei; a energia deve-se conservar. A figura abaixo explicita isto.

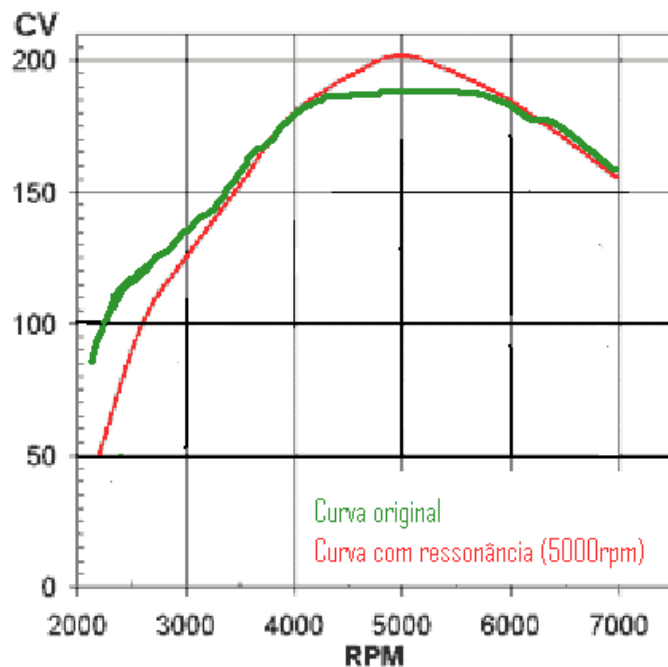


Figura 2. Curva de potência com e sem ressonância

Apesar de meramente ilustrativa a figura mostra bem o comportamento do sistema quando submetido a este tipo de fenômeno.

O abaixamento da curva, e, por conseguinte, conservação da energia total do sistema, se dá devido à perda de carga na saída do escapamento. Percebe-se aqui o caráter maléfico da placa de orifício tratado a cima.

Ressalta-se que os ganhos são difíceis de serem estimados. Não há teoria que indique o valor exato desse ganho.

Outro problema até aqui não tratado e que não será abordado é a possibilidade da frequência de ressonância escolhida gerar efeitos contrários em outras faixas de frequência (rotação do motor), gerando verdadeiras depressões na curva de torque e potência do motor.

4. Necessidade do projeto

É notório o empenho das equipes de Fórmula 1 em gerar cada vez mais potência do motores, utilizando cada vez mais artifícios. Uma dessas maneiras é conseguir o efeito de ressonância acima tratado sem um, tratado até então, intrínseco problema, a estreita banda em que se tira proveito deste fenômeno (vide figura 1).

Pode-se então cogitar maneiras de aumentar essa banda. Como mostrado nas equações, pode-se optar por um sistema de exaustão de geometria variável, o que é muito difícil de ser feito, devido às altas temperaturas e a necessidade de hermeticidade e baixas perdas de carga do longo do mesmo, além do excesso de peso que tal aparato iria implicar.

Outra opção é mudar a temperatura do fluido, e, por conseguinte, alterar a velocidade do som no mesmo, uma vez que a velocidade do som no fluido é função de:

$$a = f(k, R, T)$$

$$a = \sqrt{k \cdot R \cdot T}$$

Em que:

R - constante dos gases	$[m^2/s^2.K]$
k - coeficiente politrópico, ou, razão entre os calores específicos	$[\frac{c_p}{c_v}]$
T - temperatura do fluido	$[K]$

É com esta meta que se desenvolve o seguinte projeto.

O intuito é obter em diversas condições de operação, sejam baixas velocidades ou altas velocidades, mudanças na banda de rotação de torque máximo, utilizando para isto o ar ambiente, seja para esfriar ou não o sistema de exaustão.

Deve-se fazer uma observação. Os veículos de Fórmula 1 nos dias de hoje possuem 7 marchas, ou seja, passam mais de 75% do tempo trabalhando com o motor em uma faixa não maior do que 2000 RPM, ou seja, essa ressonância abrangeria praticamente toda faixa de operação dos mesmos.

5. Análise e resultados preliminares

5.1 Modelamento físico

O modelo físico consiste em aproximar o sistema de exaustão de um carro de Fórmula 1 pelo sistema de exaustão do veículo de fórmula SAE da Escola Politécnica, utilizado em 2010, o FP02-MA.



Figura 3. Foto do FP02-MA, veículo utilizado para testes



Figura 4. Foto do sistema de exaustão atual do FP02-MA

A figura abaixo explicita um pouco melhor o modelamento físico do sistema.

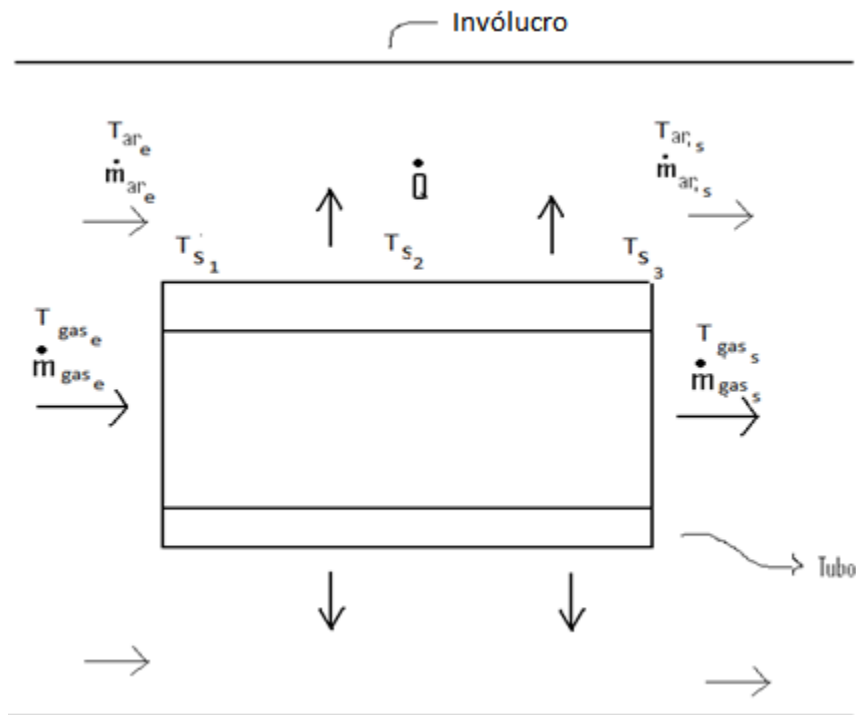


Figura 5. Modelo Físico

Trata-se de aproximar o sistema de exaustão por um trocador de calor de correntes paralelas, na qual o fluido quente é o gás de exaustão e o fluido frio é o ar ao seu redor.

O tratamento aqui seguido será o mesmo encontrado em *Fundamentos de transferência de calor e de massa*, **Incropera**.

Assim, a distribuição da temperatura deve se assemelhar a da figura abaixo.

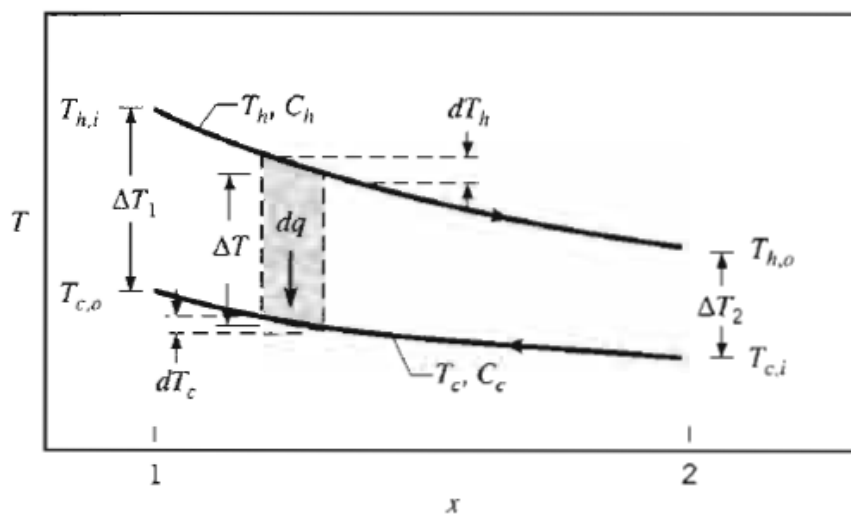


Figura 6. Distribuição das temperaturas em um trocador de calor de correntes paralelas (Incropera)

5.2 Considerações iniciais

Para um melhor entendimento do problema, é necessário fazermos algumas considerações iniciais, no que diz respeito do escoamento e das grandezas envolvidas. Daqui em diante, todas as grandezas serão matematicamente demonstradas como foram calculadas, outras, porém terão contraponto em simulações unidimensionais realizadas em GT-POWER (apêndice A), um software especializado em simulações de motores, e que a Equipe Poli Racing de fórmula SAE possui o motor analisado todo detalhado neste programa (proveniente de experimentos passados para aderência das simulações). Primeiramente, a validade da experiência. Foi verificada a grandeza dos benefícios do resfriamento forçado do sistema de exaustão na curva de potência. Em cima do modelo simulado em software, mudaram-se as condições de contorno:

- 1º Caso: $T_{wall} = 700 \text{ K}$, $\bar{h}_e = 90 \text{ W/m}^2.\text{K}$
- 2º Caso: $T_{wall} = 900 \text{ K}$, $\bar{h}_e = 6 \text{ W/m}^2.\text{K}$

Para ambos os casos:

$$T_{ar} = 20^\circ\text{C}$$

$$P_{atm} = 0,96 \text{ atm}$$

A curva de potência (ponto final de interesse da análise) foi então levantada para os dois casos.

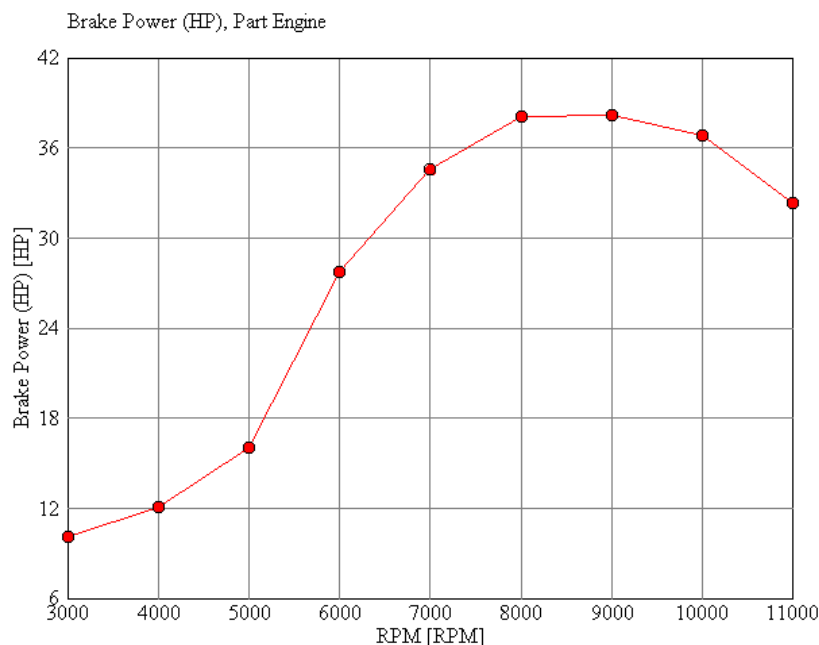


Figura 7. Simulação do 1º Caso

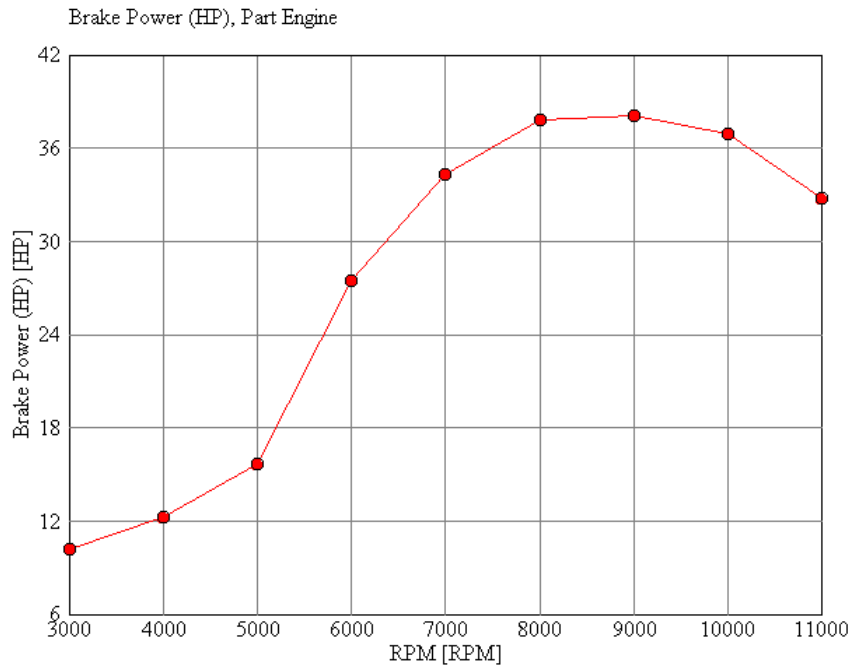


Figura 8. Simulação do 2º caso

As simulações mostraram pouca sensibilidade percentual, ou seja, um aumento de 1.5 % na potência total em determinada faixa de rotação (a cima de 9000 RPM com ênfase em 11.000 RPM), e no caso do fórmula SAE, mostra também pouca sensibilidade absoluta, representando pouco menos de 0,5 hp. Porém, a simulação mostra-se interessante para ser expandida para o veículo de fórmula 1, uma vez que as grandezas consideradas, como a temperatura média da parede, assim como os coeficientes de troca térmica externa ($\bar{h}_e$) são ordens de grandezas maiores que os avaliados preliminarmente. Quanto maior a diferença de temperatura entre o ambiente e a superfície do sistema de exaustão, como exemplificado na figura 9, maior será a troca térmica e conseqüentemente, maior o abaixamento relativo da temperatura.

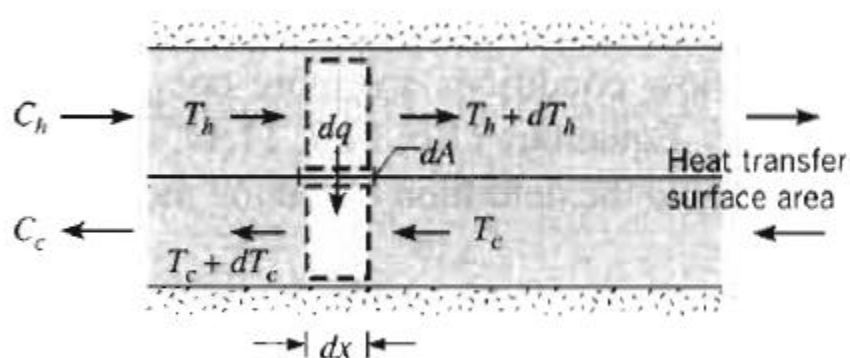


Figura 9. Troca térmica em função da posição do trocador de calor

Quando colocado em modelo real, é possível que o aumento seja de até 3%, o que representa em valores absolutos, aproximadamente 25 hp. Tal valor chama atenção, já que, a despeito do arrasto aerodinâmico que o dispositivo responsável pelo redirecionamento do ar pode causar, tal potência adicional foi obtida sem grande comprometimento, ou seja, um aumento de peso ou aumento abusivo do consumo. Posteriormente, analisou-se o fluxo de massa de gases. Por se tratar de um motor trabalhando em plena carga, pode ser calculado:

$$\dot{m}_e = \frac{\eta_v \cdot V_d \cdot \rho_g \cdot RPM}{2.60} \quad \text{eq.5.1}$$

E pela lei de conservação da massa, se conclui que:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad \text{eq.5.2}$$

Para o veículo em questão:

$$RPM = 10.000 \text{ 1/min}$$

$$V_d = 439 \text{ cc}$$

$$\eta_v = 82 \%$$

$$\rho_{ar} \text{ avaliado } 300K = 1.16 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_e = 35 \text{ g/s}$$

Tal resultado está de acordo com o encontrado na simulação em GT-POWER do motor ensaiado.

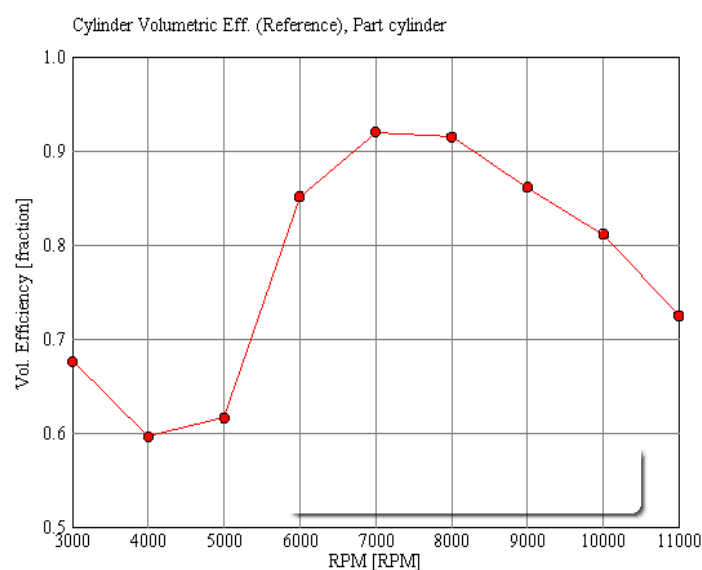


Figura 6. Eficiência volumétrica estimada pela simulação

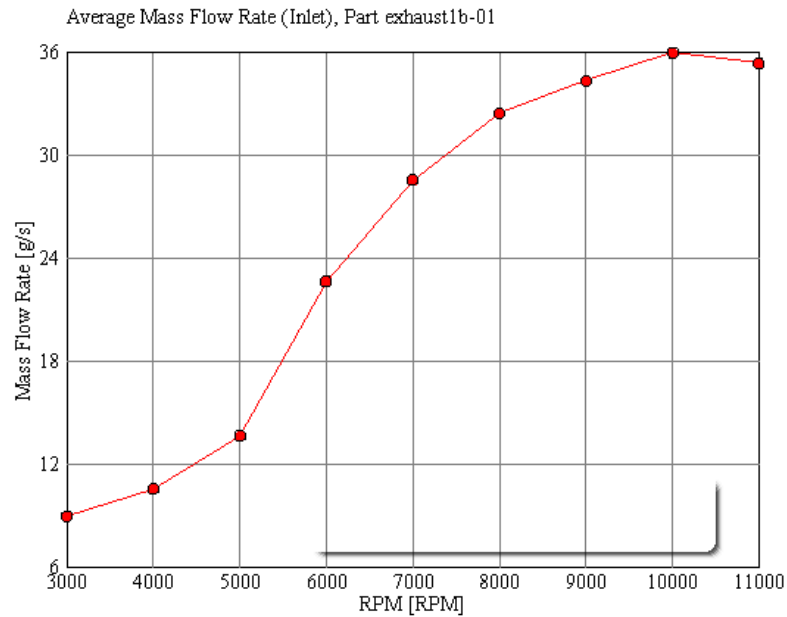


Figura 7. Simulação em GT-POWER do motor avaliado

Para fins de cálculos utilizaremos a vazão mássica de 36 g/s.

Pode-se então fazer considerações sobre o tipo de escoamento. Utilizando valores para a temperatura já mencionada:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = 26\,352 \quad \text{eq.5.3}$$

Em que:

$$\rho = 0.365 \text{ kg/m}^3$$

$$V = 66 \text{ m/s}$$

$$D = 0.04 \text{ m}$$

$$\mu = 3.45 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$$

Tal valor caracteriza um escoamento turbulento. Mesmo que este valor calculado fosse menor, a natureza pulsante, além da geométrica da sede das válvulas de exaustão e do coletor seriam fatores de turbulência, que possivelmente tornariam o escoamento turbulento pro si só. A simulação mostrou-se novamente condizente com o modelo simplificado, uma vez que o número de Reynolds (médio) calculado é de aproximadamente 27000.

Outra consideração importante é a natureza pulsante dos gases. Devido ao abrir e fechar das válvulas, os gases não se deslocam de maneira constante, passando por transientes

em que não podem mais serem considerados incompressíveis. A troca térmica se dá em uma velocidade muito menor do que a pulsação dos gases, cerca de 170 Hz, sendo assim, não perceptível para efeitos termodinâmicos.

Ressalta-se que todos os valores a cima, calculados segundo as equações aqui mencionadas, ou fruto de simulações estão condizentes com a realidade, de acordo com **J. Heywood**, em *Internal combustion engine fundamentals* e **G. Bell**, em *Performance and tuning – theory and practice – 4 stroke engines*

5.3 Hipóteses

Aqui se faz necessário citar as hipóteses simplificadoras que governarão o experimento e a análise.

1. Os gases do sistema de exaustão não trocam calor com quaisquer outras fontes que não sejam o metal do duto e o ar
2. Escoamento unidimensional dos gases de exaustão, e do ar externo (quando em resfriamento forçado)
3. A condução axial ao longo do duto é desprezível, uma vez que a vazão é elevada e o escoamento é altamente turbulento
4. Gases serão avaliados pela sua velocidade média, apesar da natureza pulsante dos gases de descarga
5. Os calores específicos dos fluidos serão considerados constantes e seu valor será o respectivo da média da temperatura do fluido
6. Os coeficientes de transferência de calor por convecção externa ($\bar{h}_{en}$ e $\bar{h}_{ef}$) são constantes
7. O coeficiente de transferência de calor por convecção interna ($\bar{h}_i$) é constante
8. Perfil turbulento em todo o escoamento interno e externo
9. Área de troca termia da região quente igual à área de troca térmica da região fria
10. Fator de deposição na parede do sistema de exaustão será desconsiderado
11. Escoamento plenamente desenvolvido, uma vez que:

$$10 \leq \left(\frac{x_{cd}}{D}\right) \leq 60 \quad \text{eq.5.4}$$

Em que x_{cd} corresponde ao comprimento da região de entrada do escoamento, portanto o escoamento deve ser analisado entre 440 e 2640 mm depois do flange de entrada (o limite superior diz respeito á grande suscetibilidade do escoamento se tornar laminar)

12.

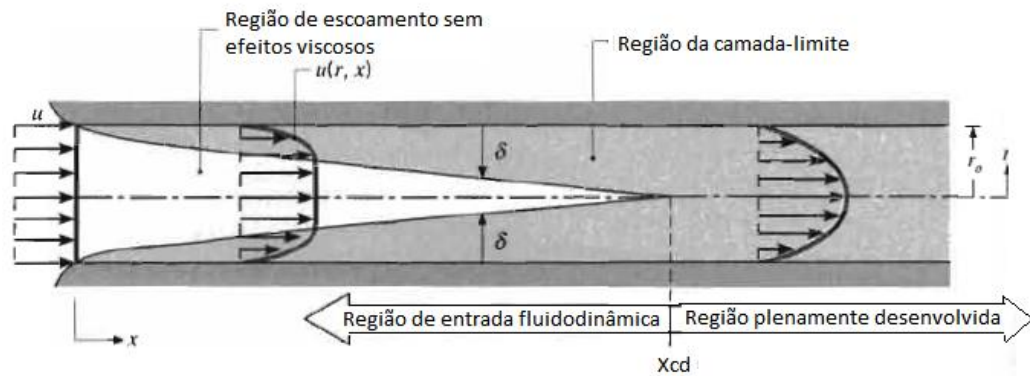


Figura 10. Desenvolvimento da camada-limite (Incropera)

13. Escoamento termicamente desenvolvido. Para escoamentos turbulentos, a região de entrada térmica não sofre influência do número de Prandtl, sendo assim, pode-se supor que $x_{cd,t}$ seja maior que 400 mm.

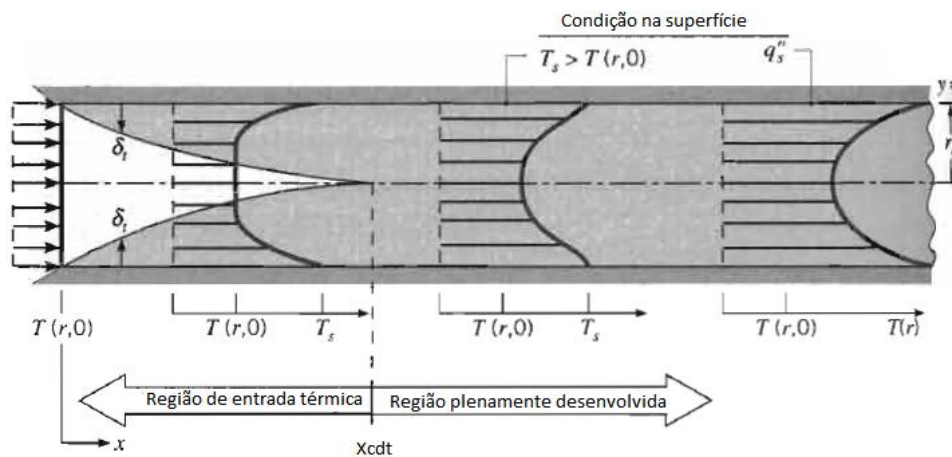


Figura 11. Região termicamente desenvolvida (Incropera)

14. Apesar de recomendável apenas desconsiderar a troca térmica por radiação na jusante de dutos quando:

$$L/D > 50 \quad \text{eq.5.5}$$

O coeficiente no experimento é igual a quarenta, mas mesmo assim será admitido a hipótese a cima.

15. Emissividade constante
16. Invólucro adiabático

6. Equacionamento do modelo

O equacionamento do modelo será feito em duas partes. Na primeira, uma análise da troca de calor radial do sistema em uma determinada seção transversal, calculando assim o fluxo de calor na seção assim como as temperaturas nos pontos de interesse. A segunda parte diz respeito à interação de uma seção com a sua anterior, em que o gás de exaustão perde calor e tem sua temperatura na seção subsequente menor que na anterior, alterando assim o fluxo de calor.

O índice “i” será utilizado para designar uma seção qualquer do duto e “n” será o número de seções em que o duto foi dividido.

6.1. Equacionamento dentro de uma seção

Tendo em vista as hipóteses e condições acima, pode-se montar o modelo elétrico equivalente, que mostra o fluxo de energia térmica do sistema e as resistências térmicas associadas em uma seção do duto estudada (radialmente).

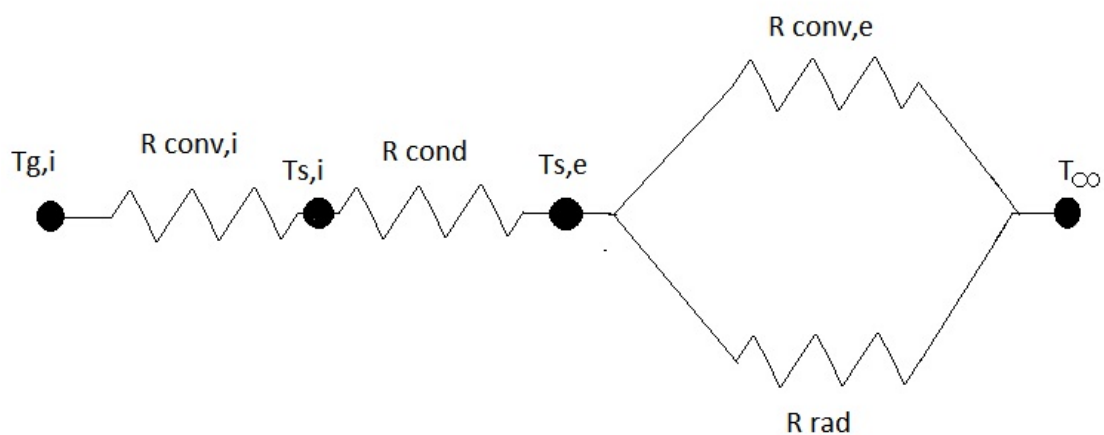


Figura 12 - Modelo térmico de transferência radial equivalente

Como pode ser visto acima, para que esta concepção de modelo fosse alcançada foi necessário fazer algumas simplificações. A temperatura de infinito, T_{∞} , foi ajustada para uma temperatura média. O caso real seria caracterizado pela convecção entre $T_{s,e}$ e T_{ar} (temperatura de superfícies externa e temperatura do ar externo, respectivamente) para aquela seção e radiação entre $T_{s,e}$ e T_{viz} (temperatura da vizinhança), que por sua vez seria diferente de T_{ar} . Quanto ao cálculo da radiação existiria mais uma dificuldade, pois T_{viz} seria constante apenas na seção avaliada, mas mudaria ao longo do invólucro,

o que afetaria o fator de forma, que seria difícil de ser corretamente calculado (temperaturas variáveis em uma geometria de absorvidade desconhecida). Mesmo que tais valores fossem encontrados, ainda assim o sistema não seria possível de ser encontrado já que, com potenciais (temperaturas) diferentes na extremidade do modelo elétrico equivalente, o fluxo de calor não poderia ser calculado, a não ser que a temperatura de superfície fosse também estimada, o que deixaria o sistema ainda mais instável no ponto de vista da aderência à realidade.

Uma vez que tal simplificação foi feita, deve-se escolher T_{∞} da melhor maneira possível. A priori, será estimado pela temperatura média do ar externo que troca calor com o duto de exaustão.

Da maneira que o sistema foi apresentado a cima, a resistência à radiação é proporcional à temperatura elevada à quarta potência, já a resistência à convecção do ar é proporcional à temperatura de maneira linear, o que faz com que as resistências não possam ser colocadas simplesmente em paralelo. A linearização de um coeficiente de troca térmica radioativa equivalente deve então ser feita. Seguindo o livro *Fundamentos da transferência de calor e massa*, **Incropera / DeWitt / Bergman / Lavine**:

$$\bar{h}_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{s,e} + T_{viz}) (T_{s,e}^2 + T_{viz}^2) \quad \text{eq.6.1}$$

Desta maneira, as resistências podem ser associadas da maneira convencional.

Para calcular a resistência devido à convecção interna, deve se calcular o adimensional Nusselt. O modelo escolhido será o de *Dittus-Boelter*, mostrado abaixo.

$$\overline{Nu}_D = 0,023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{0,3} \quad \text{eq.6.2}$$

Ressalta-se que o índice 0,3 do número de Prandtl assume tal valor, pois se trata de um resfriamento.

Assim como mostrado na figura 12, a resistência convectiva interna dos gases de exaustão é dada por:

$$R_{conv,i} = \frac{1}{\bar{h}_i \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L_i} \quad \text{eq.6.3}$$

Com $\bar{h}_i$:

$$\bar{h}_i = \frac{k}{D} \cdot \overline{Nu}_D \quad \text{eq.6.4}$$

A segunda parte do modelo diz respeito ao fluxo térmico na região do duto de exaustão. Uma vez que o calor seja transferido ao duto, o mesmo alcança uma temperatura interna de superfície e devido à condução, uma temperatura externa de sua superfície. Por se tratar de uma superfície circular com fluxo de calor constante, a resistência a condução é dada por:

$$R_{cond} = \frac{\ln(\frac{r_e}{r_i})}{2\pi \cdot k \cdot L_i} \quad \text{eq.6.5}$$

O último trecho do modelo por então ser calculado. Por se tratar de uma associação em paralelo:

$$R_{eq} = \frac{R_{conv,e} \cdot R_{rad}}{R_{conv,e} + R_{rad}} \quad \text{eq.6.6}$$

Assim, da mesma maneira que a convecção interna, deve-se calcular o adimensional Nusselt para o escoamento externo.

$$\overline{Nu}_D = 0,023 \cdot Re_D^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{0,4} \quad \text{eq.6.7}$$

Nota-se que o expoente do adimensional Prandtl é 0,4, já que se trata de um aquecimento. E, portanto:

$$R_{conv,e} = \frac{1}{\bar{h}_e \cdot 2\pi \cdot r_e \cdot L_i} \quad \text{eq.6.8}$$

Com $\bar{h}_e$:

$$\bar{h}_e = \frac{k}{D} \cdot \overline{Nu}_D \quad \text{eq.6.9}$$

O diâmetro utilizado será a média entre o diâmetro do duto (duas vezes seu raio externo) e o diâmetro hidráulico do invólucro. Por se tratar de uma seção circular, o diâmetro hidráulico é o próprio diâmetro do invólucro.

$$D_h = D \quad \text{eq.6.10}$$

Já o equivalente radioativo permanece o mesmo que mostrado na equação 6.1.

$$R_{rad} = \frac{1}{\bar{h}r.2.\pi.r_e.L_i} \quad \text{eq.6.11}$$

Uma vez que todas as resistências foram calculadas, retoma-se o procedimento para calcular o fluxo de calor na seção.

$$\dot{q} = \frac{(T_{g(i)} - T_{\infty})}{R_{tot}} \quad \text{eq.6.12}$$

Aplicando-se os valores a cima:

$$\dot{q} = \frac{(T_{g(i)} - T_{\infty})}{\frac{1}{\bar{h}i.2.\pi.r_{i,L_i}} + \frac{\ln(\frac{r_e}{r_i})}{2.\pi.k.L_i} + \frac{\frac{1}{\bar{h}e.2.\pi.r_{e,L_i}}}{\frac{1}{\bar{h}e.2.\pi.r_{e,L_i}} + \frac{1}{\bar{h}r.2.\pi.r_{e,L_i}}} + \frac{1}{\bar{h}r.2.\pi.r_{e,L_i}}} \quad \text{eq.6.13}$$

Uma vez que o fluxo de calor foi calculado, pode-se calcular as temperaturas intermediárias de superfície de uma determinada seção:

$$T_{s,i} = T_{g,i} - \frac{\dot{q}}{\bar{h}i.2.\pi.r_{i,L_i}} \quad \text{eq. 6.14}$$

Assim como a temperatura externa da superfície:

$$T_{s,e} = T_{s,i} - \frac{\dot{q}}{\frac{2.\pi.L_i.k}{\ln(\frac{r_e}{r_i})}} \quad \text{eq. 6.15}$$

Nota-se que nas fórmulas a cima, a distância L é a distância da seção avaliada, assim se forem feitas n seções, L será igual ao comprimento total de 1.2 m dividido por n.

6.2. Equacionamento entre as seções

Uma vez que o fluxo de calor de uma seção (fluxo radial) tenha sido calculado, assim como todas as temperaturas relevantes para o modelo, pode-se passar para a seção seguinte.

Como todo calor fornecido provém do gás de exaustão, e não havendo condução de calor axial, a temperatura do gás na seção i+1 pode ser obtida através da temperatura do mesmo na seção i e do fluxo de calor trocado na mesma.

$$T_{gas}(i + 1) = T_{gas}(i) - \frac{\dot{q}(i)}{cp_{gas}.\dot{m}_{gas}} \quad \text{eq.6.16}$$

Como adotado por hipótese, a temperatura de infinito, T_{∞} , se mantém a mesma, de forma que se pode calcular o fluxo de calor na seção seguinte seguindo a equação 6.13. Calculam-se assim as novas temperaturas de superfície, interna e externa, que variam de seção para seção.

Nota-se que o único coeficiente que varia de uma seção para outra é a resistência equivalente do termo relativo à radiação, uma vez que a temperatura de superfície é diferente em cada seção; o que condiz com o comportamento físico esperado, já que a diminuição deste fator simula a grande redução do calor trocado por radiação, devido ao expoente (4ª potência) da temperatura neste processo.

Apesar de não ser utilizado nos cálculos, faz-se uma estimativa em paralelo da real temperatura do ar. Uma vez que a temperatura de entrada seja estimada, a parcela de calor trocada por convecção externa será absorvida pelo ar, e este terá comportamento semelhante ao gás de exaustão; condução radial por convecção, desta forma:

$$T_{ar}(i + 1) = T_{ar}(i) - \frac{\dot{q}_{conv,ar}(i)}{cp_{ar}.\dot{m}_{ar}} \quad \text{eq.6.17}$$

Em que:

$$\dot{q}_{conv,ar} = \frac{(T_{se} - T_{\infty})}{R_{conv,e}} \quad \text{eq.6.18}$$

Desta maneira, ao final das seções, pode-se avaliar o calor que fora absorvido pelo ar, assim como refinar o valor de T_{∞} através de iterações.

O sistema mostrado nas duas seções a cima é representado graficamente abaixo.

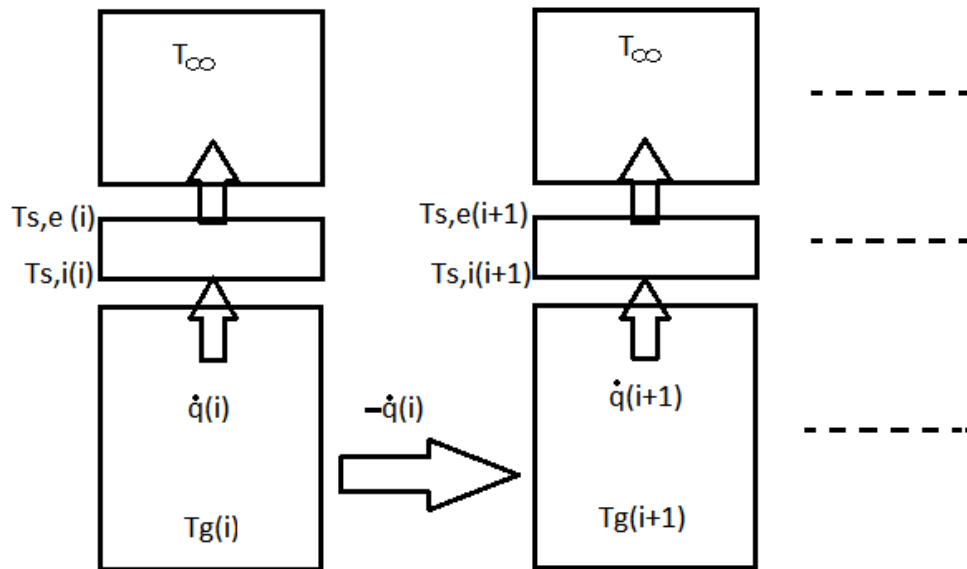


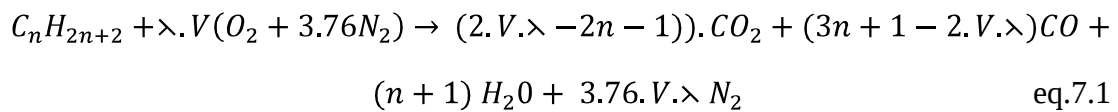
Figura 13. Modelo do fluxo de energia no sistema

Percebe-se, como explicado acima, que a temperatura dentro de um mesmo volume de controle é constante.

7. Propriedades médias

Como pode ser visto a cima, muitas propriedades, como o calor específico dos gases, o fator k de condução, assim como os coeficientes convectivos serão tomados segundo a média das temperaturas correspondentes ao mesmo, mediante interações, até que se chegue a um resultado e condição plausível.

Primeiramente, devido à utilização de uma mistura rica para simular a plena carga do motor, o fator λ será mantido em aproximadamente 0.85, assim a equação da queima da gasolina pode ser expressa:



Aplicando os valores a cima:



Estes valores, associado aos dados mostrados no apêndice B, permitem que as propriedades da mistura dos gases de exaustão sejam então calculadas. A temperatura na qual a mesma foi calculada é na verdade uma média das temperaturas de entrada e saída dos gases, sendo assim, tal procedimento de caracterização das propriedades dos gases de exaustão é alcançado mediante iteração.

Tabela 1. Propriedades do gás de exaustão

Temperatura média: 950 K		
Propriedade	Valor	Unidade
ρ	0.41	kg/m ³
k	0.00005744	W/m.K
cp	1280	kJ/kg.K
Pr	0.75	-
μ	0.00003235	N.S/m ²

Tabela 2. Propriedades do ar

Temperatura média: 315 K		
Propriedade	Valor	Unidade
ρ	1.08	kg/m ³
k	0.00002929	W/m.K
cp	1000	kJ/kg.K
Pr	0.705	-
μ	0.00001932	N.S/m ²

O valor do coeficiente de condução térmica do duto de exaustão será avaliado a 900K, e será igual a 40 W/m.K.

8. Simulação

Uma vez que o equacionamento foi terminado, e as propriedades termo físicas dos gases envolvidos foram avaliadas, pode-se então realizar a simulação matemática do sistema descrito. O programa foi feito em MatLab, e as linhas de comando estão no anexo C.

Para esta primeira parte, diversos valores tiveram de ser estimados:

- $T_{gas\ exaustão\ na\ entrada}$: 1000K
- $T_{vizinhança}$: 315 K
- $T_{superfície\ externa\ na\ entrada}$: 900 K
- $\bar{h}_e$: 6 W/m².K

A temperatura da superfície na entrada teve de ser estimada devido à linearização do coeficiente de troca térmica por radiação, que depende desta e também da temperatura de vizinhança.

Como pode ser visto no anexo C, o duto de ar foi dividido em 20 seções.

Os gráficos podem ser vistos abaixo.

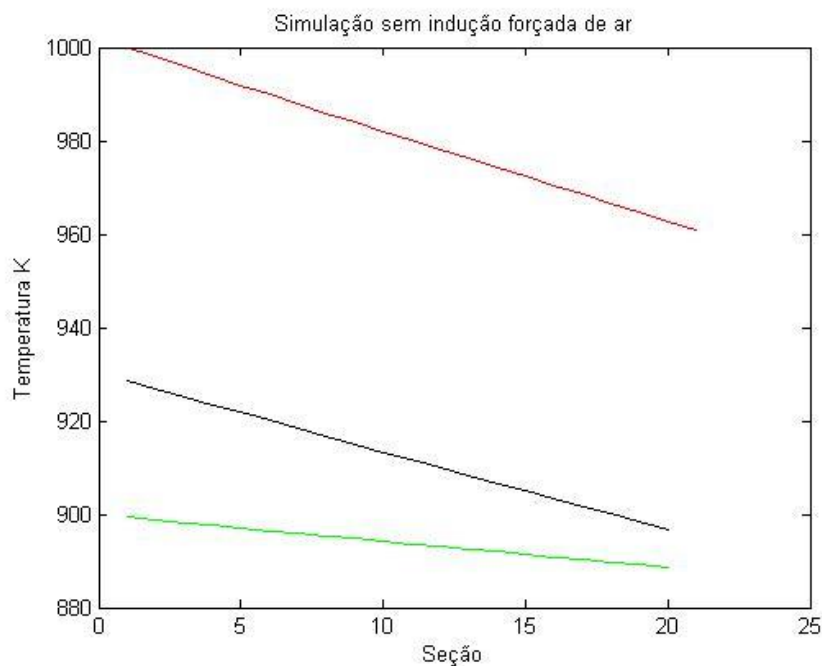


Figura 14. Temperaturas nos diversos pontos do sistema na simulação sem indução de ar

Em vermelho está a temperatura dos gases de exaustão, em preto a temperatura da superfície interna do duto e em verde a externa.

De maneira semelhante, a simulação com a indução de ar externa e condições de contorno alteradas, a saber:

- $T_{gas\ exaustão\ na\ entrada}$: 1000K
- $T_{vizinhança}$: 315 K
- $T_{superfície\ externa\ na\ entrada}$: 750 K
- $\dot{m}_{ar}$: 1.52 kg/s

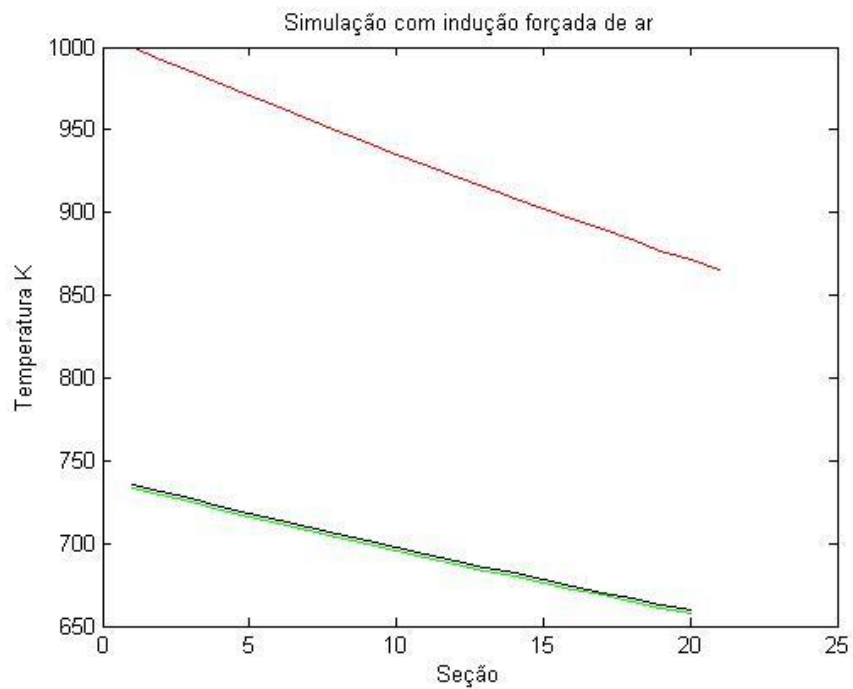


Figura 15. Temperaturas nos diversos pontos do sistema na simulação sem indução de ar

Como pode ser visto, há uma redução de aproximadamente 80 K na temperatura final dos gases de combustão. Isto confirma que, caso essa condição pudesse ser reproduzida, poder-se-iam ter ganhos substanciais na potência do motor, alterando a eficiência volumétrica do mesmo em uma faixa de rotação.

O perfil de temperatura porém, não está de acordo com o esperado. Apesar de complexa a simulação, o que dificulta o seu pós tratamento, era de se esperar um perfil mais abrupto no começo, indicando uma região de maior troca térmica, devido à intensidade de transferência de calor por radiação. Devido à linearização porém, este fato foi amenizado, atribuindo ao perfil uma curvatura mais linear. Dados experimentais podem ajudar a calibrar o fator de linearização, atribuindo uma forma mais real à distribuição de temperatura.

O coeficiente de transferência de calor durante a não indução de ar é o comumente utilizado para a convecção simples. Já a vazão de massa de ar foi tida como ar, induzido à temperatura ambiente, por um duto de 200 mm de diâmetro a uma velocidade de 180 km/h. Esta velocidade não poderá ser repetida em laboratório, porém é um indicativo do melhor desempenho possível; no caso das temperaturas do experimento alcançarem valores maiores dos que as simuladas, é de se esperar que no caso real, a transferência de calor aumente e seja próxima à simulada.

9. Experimento

Tendo em vista o encaminhamento matemático e físico acima descrito, a obtenção das temperaturas de superfície, assim como a temperatura dos gases de exaustão na entrada e saída do invólucro devem ser adquiridas mediante experiência, para validar o modelo matemático a cima, assim como as alimentá-lo com condições de contorno mais precisas.

Ressalva-se que por se tratar de uma experiência, erros de medições assim como a não compatibilidade com todas as hipóteses de maneira fiel, podem ocorrer, como por exemplo:

- troca de calor com outra região, como por exemplo, o invólucro, e deste com o ambiente ao redor
- coeficientes de troca térmica e emissividade não constante
- fenômeno avaliado por sua velocidade média, o que não retrata a realidade
- propriedade dos gases de exaustão avaliadas em uma temperatura média

Medidas serão tomadas para amenizar estes agravantes, e tornar o modelo construído o mais próximo do modelado.

9.1 Aparatos experimentais

Para este experimento, serão necessários:

- 1 motor de 450cc
- Bancada de teste em aço (lista de tubos utilizados – anexo D)
- Duto de exaustão com 1600 mm, aço 1010
- Invólucro de isopor (seção circular)
- 5 termopares tipo K para medição da temperatura superficial do duto de exaustão (temperaturas de até 1200K)
- 2 termopares tipo K para medição dos gases de exaustão
- Soprador (220 V – 130 kg/h)

9.1.1 Construção da bancada

A bancada de testes teve de ser construída. Para isto, ela foi primeiramente elaborada em CAD (UGS NX5) a fim de garantir a precisão de construção e montagem, facilitando a instalação dos periféricos e permitindo que o teste fosse realizado corretamente.

Os componentes do motor, assim como seus periféricos e o duto de exaustão também foram reproduzido em CAD para assegurar a correta montagem de todo o aparato.

A montagem em CAD pode ser vista em na figura 16.

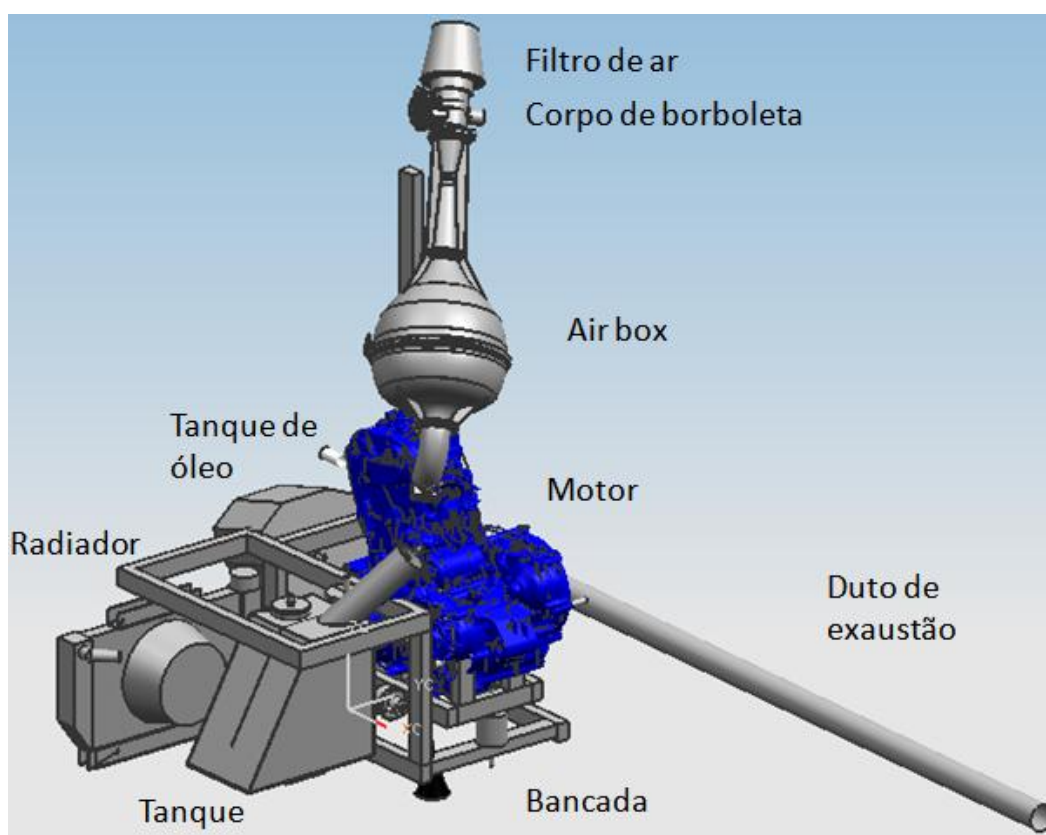


Figura 16. Montagem em CAD (UGS NX5)

A bancada em CAD pode ser vista separadamente na figura 17.

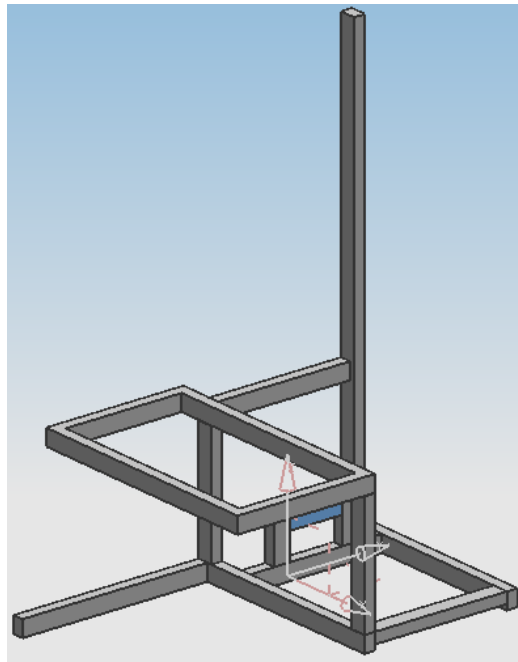


Figura 17. Imagem da bancada em CAD (UGS NX5)

A bancada ainda possui 3 apoios de borracha garantindo que a mesma esteja sempre apoiada em um plano. O motor por sua vez está montado em uma base presa por coxins (4 coxins foram utilizados). Os tubos de perfil 20 mm x 30 mm com 1.5 mm de parede foram unidos utilizando solda MIG.

Isto pode ser visto também na figura 18.



Figura 18. Fotografia da bancada finalizada

Uma vez que a bancada estava finalizada, o invólucro externo para passagem do ar foi construído. Trata-se de um duto de isopor, de seção transversal circular de 200 mm de

diâmetro e espessura de duas polegadas. Ele possui o mesmo comprimento que o comprimento do modelo matemático do duto, a fim de garantir as condições de contorno modeladas.

O duto construído por ser visto na figura 19.

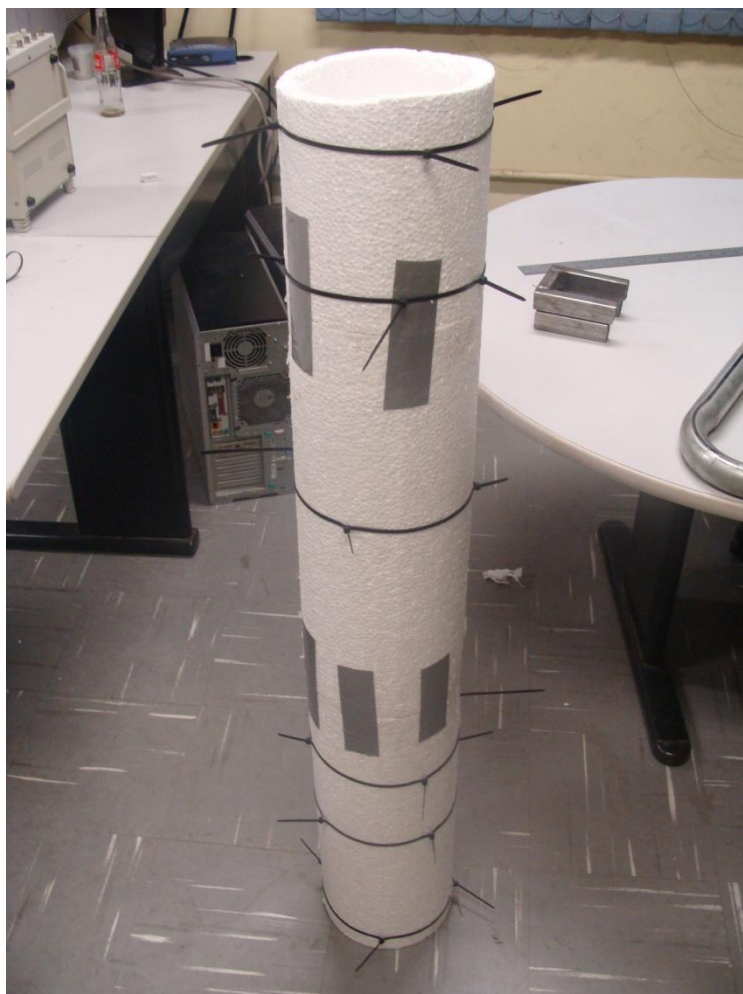


Figura 19. Invólucro externo de isopor

Como não foi possível encontrar um duto com o comprimento desejado, o invólucro teve de ser construído por seções, duas seções de 500 mm de comprimento e uma seção de 200 mm de comprimento, garantindo o comprimento estipulado de 1200 mm. Estas seções ainda apresentavam uma fenda longitudinal, que não era interessante para a realização do experimento, assim, elas tiveram de ser fechadas utilizando cola. Como o tempo de cura da cola para isopor é alto, o duto teve de ser mantido na posição desejada utilizando-se abraçadeiras plásticas, conforme pode ser visto na figura 19.

Uma vez que a fenda foi fechada, as seções foram também coladas utilizando cola para isopor. Tiras de fita adesiva foram colocados na seção longitudinal. Elas foram

tracionadas a fim de garantir que as seções seriam coladas com certa compressão, além de garantir maior resistência ao duto (o escoamento induzido nessa região anular poderia descolar o duto devido ao arraste, assim, as tiras de fita também conferem maior resistência ao duto). Outro detalhe técnico é que, a fim de evitar que o arraste do ar induzido quebrasse o invólucro, uma vez que o mesmo possui imperfeições de forma, todas as bordas à jusante das conexões foram arredondadas, se encontrando em uma região sombreada pelo escoamento, diminuindo a força que o ar exerce, devido ao atrito, nessa região.

O duto de exaustão, peça chave do experimento, também teve de ser construído. Um duto de exaustão de automóvel comum com 40 mm interno de diâmetro parede de 2 mm foi utilizado. Seu comprimento é de aproximadamente 1700 mm. Isto pois, são necessários 400 mm para a região de entrada do escoamento, 1200 mm para o ensaio e os últimos 100 mm foram utilizados para prender o suporte do duto (caso contrário o flange do motor seria danificado pelo momento fletor induzido, em especial enquanto o motor estivesse ligado, devido à vibração do sistema). O duto foi dobrado em uma dobradeira hidráulica, a fim de garantir uma montagem semelhante á figura 17, conforme pode ser visto na figura 20.

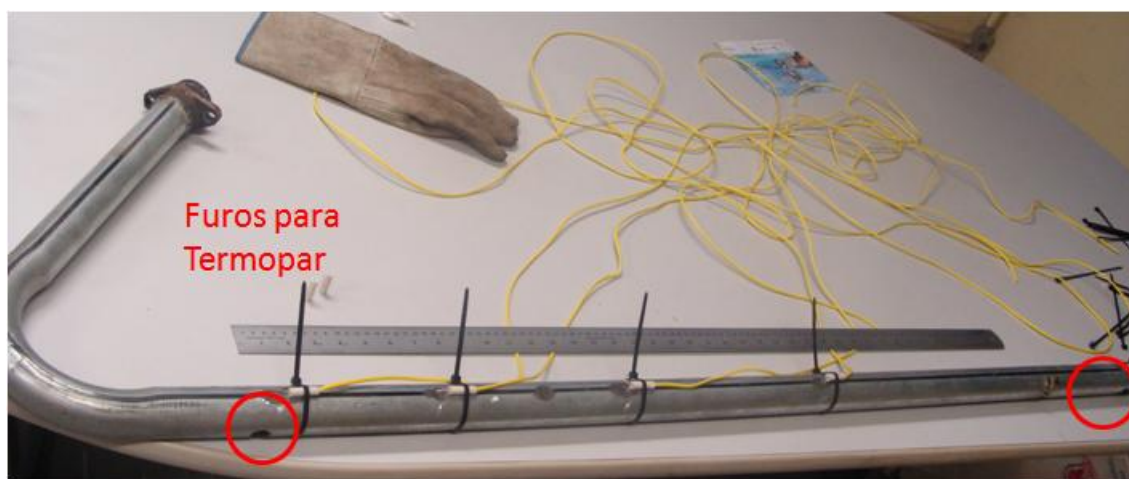


Figura 20. Duto de exaustão

Uma vez feito esta dobra, um flange adequado (correspondente ao flange do motor) teve de ser soldado na extremidade.

O próximo passo foi fazer furos para a inserção dos termopares que mediriam a temperatura dos gases. Foram feitos furos de 19 mm e nos mesmos foram soldados

buchas com rocas de $\frac{3}{4}$ ", correspondente à rosca do adaptador do termopar, posicionados a 400 mm e 1600 mm do flange do motor, respectivamente.

Os termopares externos, posicionados a 400 mm, 500 mm, 700 mm, 1000 mm e 1600 mm do flange do motor e possuíam miçangas de cerâmica (conforme figura 21), a fim de garantir proteção à alta temperatura, evitando que a cobertura de borracha do fio derretesse.



Figura 21. Miçangas de cerâmica

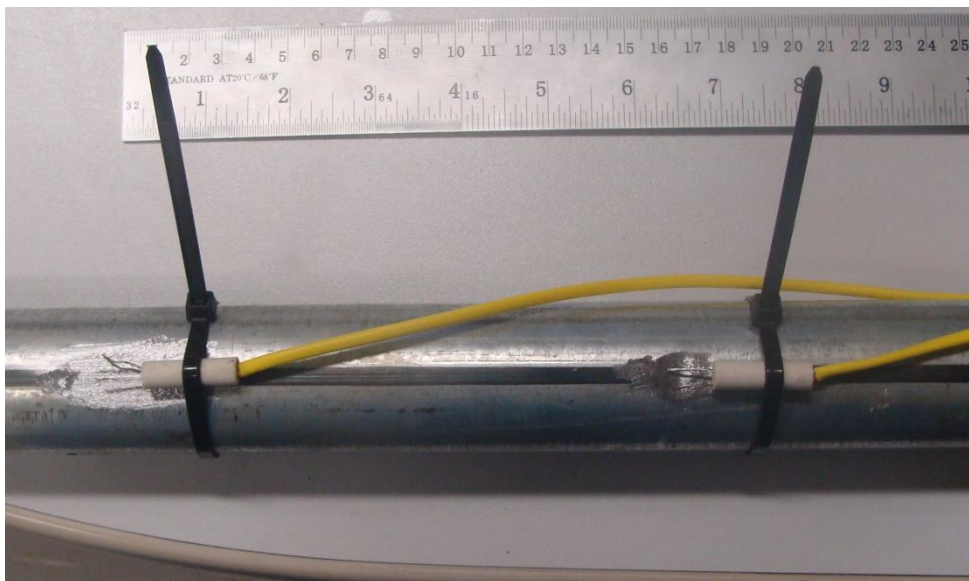


Figura 22. Posicionamento dos termopares externos para medição da temperatura da superfície

Como pode ser visto na figura 22, os termopares foram alinhados utilizando-se braçadeiras plásticas. Pode ainda ser visto na mesma figura que a região em que os termopares seriam unidos estava lixada, isto pois o duto possuía zinco na superfície

externa, e para permitir a correta brasagem (foi utilizado maçarico de acetileno e elemento de preenchimento “*foscooper*”) o mesmo deveria ser retirado.

O detalhe de enrolamento da ponta do termopar pode ser visto na figura 23.



Figura 23. Detalhe do enrolamento do termopar

Uma vez soldados os termopares, as braçadeiras de plástico foram substituídas por braçadeiras de aço.

Com todo este aparato corretamente montado, a bancada foi transportada até o laboratório do prof. Dr. Guenther.

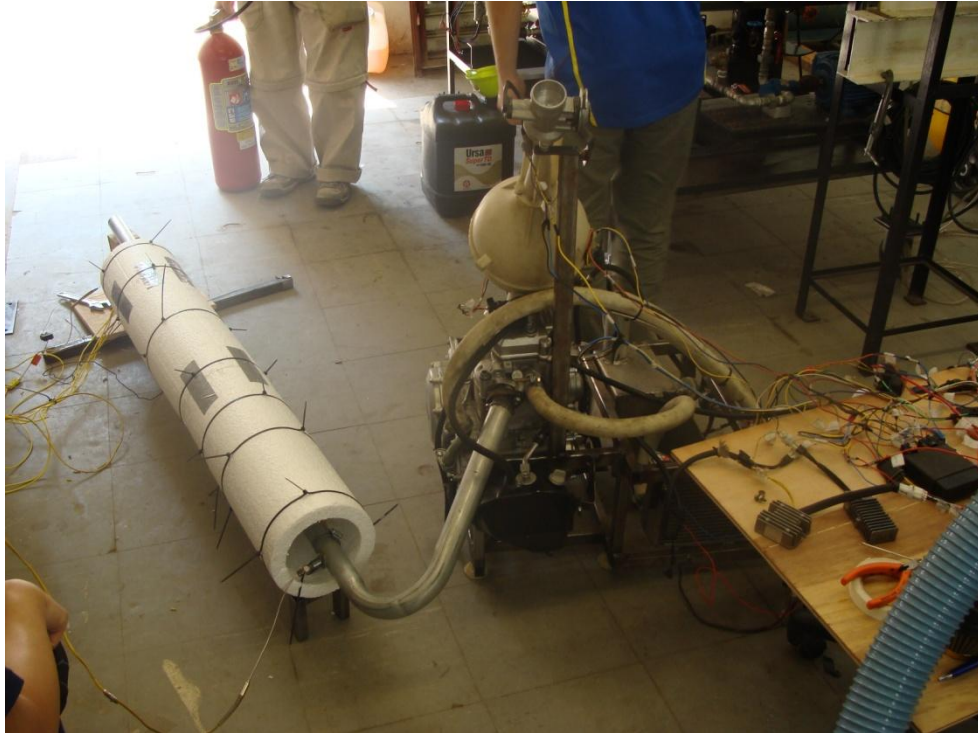


Figura 24. Aparato experimental posicionado no laboratório



Figura 25. Aparato experimental junto ao soprador

9.2 Procedimentos Experimentais

Deve-se ligar o motor e esperar que o mesmo alcance a temperatura de operação (temperatura da água de 90°C).

O ideal seria realizar este teste em dinamômetro, uma vez que seria a única maneira de simular plena carga (borboleta 100% aberta com vazões mássicas, de ar e combustível, máximas), porém, por se tratar de uma análise térmica e levando em consideração a inércia térmica do sistema, tal procedimento foi aproximado por uma seqüência de acelerações do motor em vazio (sem carga), mantendo o motor em velocidades entre 6.000 e 13.000 RPM. A razão de se trabalhar com o motor em regime transiente e não constante é que, com o mesmo trabalhando em vazio, esta é a única maneira de simular o coeficiente λ (lambda) menor do que 1 e altos graus de avanço de ignição. A escolha desta faixa de rotação é devido ao modelo já sugerido, mantendo assim elevada eficiência volumétrica e vazão dos gases de exaustão.

Os dados foram aqusitados através do sistema de aquisição de 20 canais da Agilent.

Depois desta etapa, deve-se retirar o invólucro e repetir a medição, apenas pelo melhor conhecimento do fenômeno que está presente no sistema, podendo-se assim comparar as duas aquisições e ver a real importância da indução de ar forçada nos arredores de um duto de exaustão (basicamente comparar o calor total trocado e distribuição de temperatura na superfície do duto).

10. Conclusão

10.1. Resultados do experimento

Os resultados podem ser visto na tabela 3. Os termopares foram enumerados em ordem crescente de acordo com a sua distância do flange do motor, ou seja, quanto maior o índice, mais longe o termopar se encontra do flange. O termopar 1 e o termopar 7 são os termopares que medem a temperatura dos gases, já os demais são os termopares que medem as temperaturas da superfície externa.

Tabela 3. Resultados do experimento

	Ensaio com indução forçada	Ensaio sem indução forçada
TERMOPAR 1	650 K	680 K
TERMOPAR 2	560 K	580 K
TERMOPAR 3	430 K	480 K
TERMOPAR 4	390 K	440 K
TERMOPAR 5	360 K	380 K
TERMOPAR 6	330 K	350 K
TERMOPAR 7	410 K	490 K

Foram realizadas diversas tomadas, porém, devido à dificuldade de impor o regime adequado ao veículo e simultaneamente adquirir os dados, alguns dados foram comprometidos e a tabela 3 representa a média das melhores tomadas (mais completas). Como poder ser visto, os valores medidos são muito menores do que os esperados. Isto impossibilita qualquer análise de fluxo de energia, ou seja, comparar a quantia retirada pelo escoamento utilizando os termopares 1 e 7, e aproximar isto pela energia retirada em casa seção, de acordo com o perfil de temperatura dos demais termopares, dificultando a análise do fenômeno, já que com estas temperaturas, a transferência de calor por radiação não possui parcela tão significativa quanto esperado. Outra questão é o atraso de medição dos termopares e problemas de fixação, afetando a medição dos mesmos, que sofriam variações abruptas em alguns momentos e em outros, apresentavam certa estabilidade.

Boa parte destes problemas se deve ao regime não permanente do experimento, ou seja, o motor não pode ser colocado em plena carga e teve sua rotação variada entre 6.000 e 13.000 RPM. Isto diminuiu a vazão a valores muito menores do que os

esperados (devido ao caráter experimental e a não aquisição do sinal do corpo de borboleta, é impossível calcular a vazão real do experimento).

Um potencial problema do modelamento que deveria ser verificado era relativo à linearização do coeficiente de transferência de calor por radiação. Este acabou deixando a curva de temperatura com um aspecto mais linear do que o esperado, já que, com a transferência de calor proporcional à 4ª potência, o declínio da temperatura deveria se aproximar de um decaimento exponencial. Assim como outros pontos, este não pode ser confirmado pelos resultados apresentados, e assim, nenhum fator de correção pode ser aplicado à linearização mencionada.

10.2. Conclusão e discussões

Infelizmente, devido à falta de aparatos necessários para ensaio (dinamômetro de motor ou de rolo), e às condições do experimento assim como do aparato experimental comprado e construído pelo aluno (baixo custo), não se pode contemplar todo o potencial que a indução de ar externo ao duto de exaustão teria de fazer a temperatura dos gases de exaustão diminuir.

Nota-se, entretanto, que, mesmo nas condições do experimento, o gás de exaustão apresentou redução em sua temperatura, e o perfil de velocidades com a indução de ar declina mais rapidamente e alcança valores mais baixos do que o experimento sem indução de ar externo. Isto pode ser visto na figura 26.

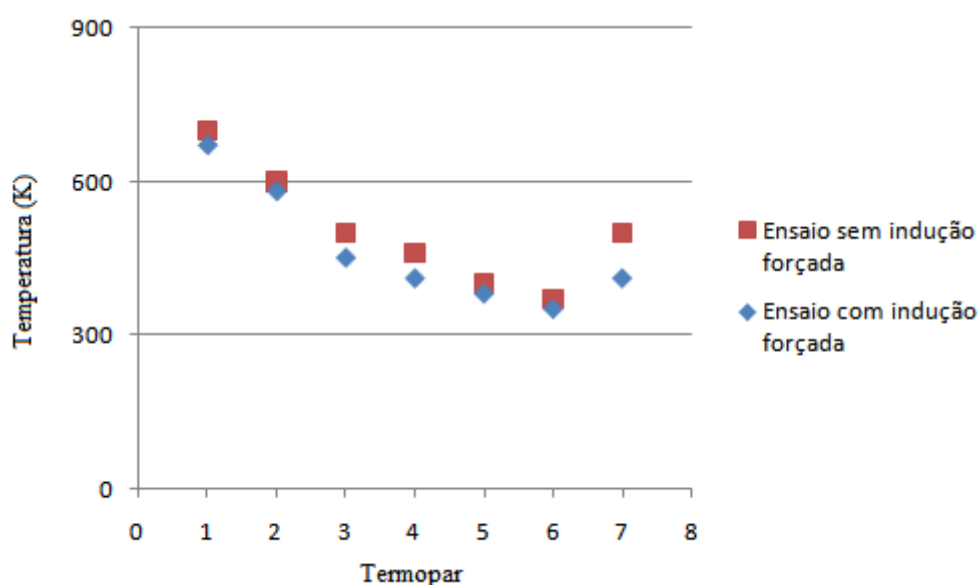


Figura 26. Resultados das temperaturas em cada termopar

Não se pode baseado nestes resultados, prever ou estimar qualquer ganho de potência ou defasagem da zona de torque máximo, porém, como apontado, se houve uma mudança na temperatura média dos gases, é de se esperar que, em maior ou menor grau, a eficiência volumétrica do motor seja alterada, confirmando assim, o princípio deste trabalho.

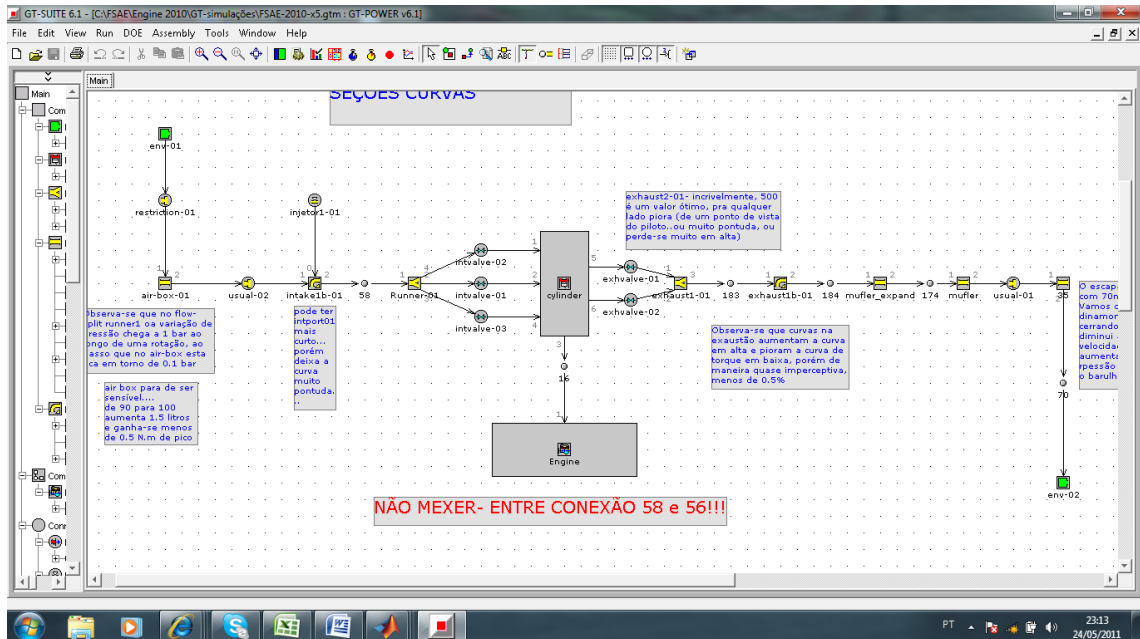
Como os resultados divergiram do esperado, não se pode realimentar o sistema com eles, assim, o perfil de temperatura ao longo do duto não pode ser melhor modelado matematicamente, como sugerido na seção 8.

11. Bibliografia

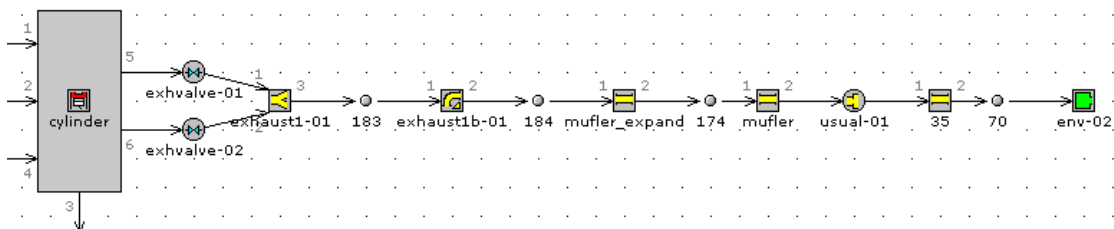
1. Churchill, S.W., and H.H.S. Chu, “*Int. J. Heat Mass Transfer*”, **18**, 1049, 1975
2. Heywood, John B, “*Fundamentals of Internal Combustion Engine*”, Mcraw-Hill, 1988, New York
3. Incropera / DeWitt / Bergman / Lavine, “*Fundamentos de Transferência de Calor e Massa*”, 6ª ed. 2007, São Paulo
4. R. Siegel and J.R. Howell, *Thermal Radiation Heat Transfer*, 3rd ed., Hemisphere/Taylor and Francis, Washington, D.C., 1992
5. M. M. Modest, *Radiative Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1993
6. M. N. Özisik, *Radiative Transfer and Interactions with Conduction and Convection*, John Wiley and Sons, New York, 1973
7. Perlmutter, M., and R. Siegel, “*Heat transfer by combined forced convection and thermal radiation in a heat tube*”, ASME Journal of Heat transfer, vol. C84, pp. 301-311, 1962
8. R. M. Warren, P. H. Harnett, I. C. Young, *Handbook of Heat Transfer*, 3rd, McGraw-Hill, 1998
9. R. Siegel and J.R. Howell, *Thermal Radiation Heat Transfer*, 3rd ed., Hemisphere/Taylor and Francis, Washington, D.C., 1992
10. Siegel, R. and M. Permuter, “*Convective and Radiant heat transfer for flow of a transparent gas in a tube with gray wall*”, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 5, pp. 639-660, 1962
11. Siegel, R., and E. G. Keshock: “*Wall temperature in a tube with forced convection, internal radiation exchange and axial wall conduction*”, NASA TN D-2116, 1964
12. Van Ylen, Sonntag, Borgnakke, “*Fundamentos da Termodinâmica*”, 6^{oa} edição, Editora Blucher, 2003, São Paulo
13. EES, Software

Apêndice A

Área de trabalho do modelo simulado em GT-POWER.



Em especial os componentes do sistema de exaustão.



Ao clicarmos em um dos dutos, abre-se a janela abaixo.

Edit Part: muffler

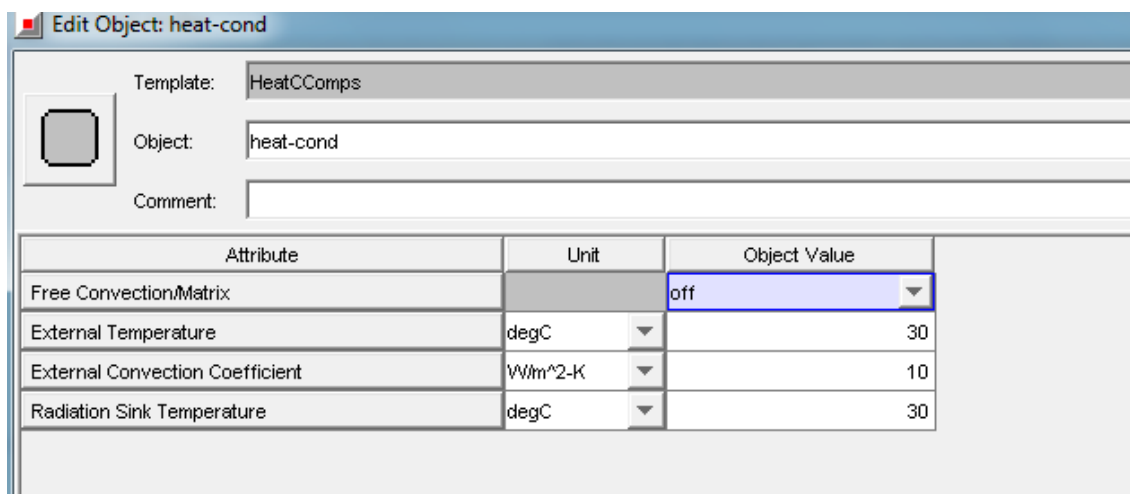
Template: Pipe Part: muffler

Object: exhaust2 Edit Object

Comment:

Attribute	Unit	Object Value	Part Override
Diameter at Inlet End	mm	40	40
Diameter at Outlet End	mm	40	40
Length	mm	500	250
Discretization Length	mm	40	
Surface Roughness	mm	0.1	
Wall Temperature	degC	506.85	
Heat Conduction Object		heat-cond	
Initial State Name		exhaust	

Ao clicarmos em “*heat-cond*”



Template: HeatCComps

Object: heat-cond

Comment:

Attribute	Unit	Object Value
Free Convection/Matrix		off
External Temperature	degC	30
External Convection Coefficient	W/m ² -K	10
Radiation Sink Temperature	degC	30

Será neste bloco que os valores encontrados no experimento serão inseridos.

Apêndice B

Propriedade dos gases. Fonte: EES

AR							
T(°C)	T (K)	ρ (kg/m ³)	cp (kJ/kg.K)	μ (N.s/m ²)	ν (m ² /s)	k (W/m.K)	Pr
-23	250	1.394	1.003	0.00001614	0.000000012	0.021870332	0.7402
27	300	1.161	1.005	0.00001857	0.000000016	0.025649876	0.7276
77	350	0.9954	1.008	0.00002082	0.000020916	0.029298562	0.7163
127	400	0.871	1.013	0.00002292	0.000026315	0.032826184	0.7073

N2							
T(°C)	T (K)	ρ (kg/m ³)	cp (kJ/kg.K)	μ (N.s/m ²)	ν (m ² /s)	k (W/m.K)	Pr
527	800	0.4212	1.121	0.00003523	0.000083642	0.05488927	0.7195
627	900	0.3744	1.143	0.00003778	0.000100908	0.059842766	0.7216
727	1000	0.3369	1.164	0.00004013	0.000119115	0.064795839	0.7209
827	1100	0.3063	1.183	0.00004234	0.000138230	0.069858047	0.717
927	1200	0.2808	1.201	0.00004445	0.000158298	0.075242354	0.7095
1027	1300	0.2592	1.217	0.00004648	0.000179321	0.081005528	0.6983
1127	1400	0.2407	1.231	0.00004846	0.000201329	0.087175595	0.6843

CO2							
T(°C)	T (K)	ρ (kg/m ³)	cp (kJ/kg.K)	μ (N.s/m ²)	ν (m ² /s)	k (W/m.K)	Pr
527	800	0.6617	1.168	0.00003597	0.000054360	0.05628746	0.7464
627	900	0.5881	1.202	0.00003833	0.000065176	0.061801019	0.7455
727	1000	0.5293	1.231	0.0000414	0.000078217	0.06845319	0.7445
827	1100	0.4812	1.256	0.0000443	0.000092062	0.074786022	0.744
927	1200	0.4411	1.278	0.00004705	0.000106665	0.080787183	0.7443
1027	1300	0.4072	1.296	0.00004967	0.000121979	0.086336266	0.7456
1127	1400	0.3781	1.313	0.00005219	0.000138032	0.091587102	0.7482

H2O-Vapor							
T(°C)	T (K)	ρ (kg/m ³)	cp (kJ/kg.K)	μ (N.s/m ²)	ν (m ² /s)	k (W/m.K)	Pr
527	800	0.2709	2.153	0.00002954	0.000109044	0.070151798	0.9066
627	900	0.2408	2.226	0.00003351	0.000139161	0.083186417	0.8967
727	1000	0.2167	2.298	0.00003742	0.000172681	0.096815087	0.8882
827	1100	0.1970	2.368	0.00004124	0.000209340	0.110897479	0.8806
927	1200	0.1806	2.436	0.00004497	0.000249003	0.125411471	0.8735
1027	1300	0.1667	2.501	0.00004858	0.000291422	0.140217634	0.8665
1127	1400	0.1548	2.564	0.00005208	0.000336434	0.155343322	0.8596

CO							
T(°C)	T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg.K)	μ (N.s/m ²)	ν (m ² /s)	k (W/m.K)	Pr
527	800	.421	1.137	0.00003446	0.000081833	0.0555444	0.7054
627	900	.374	1.159	0.00003686	0.000098477	0.060743267	0.7033
727	1000	.337	1.179	0.00003915	0.000116207	0.065733196	0.7022
827	1100	.306	1.198	0.00004142	0.000135227	0.070614999	0.7027
927	1200	.287	1.216	0.00004376	0.000152474	0.075456835	0.7052
1027	1300	.259	1.231	0.00004627	0.000178580	0.080223056	0.71
1127	1400	.241	1.245	0.00004904	0.000203824	0.085070085	0.7177

Anexo C

%Tgas(i)	temperatura do gás de exaustão na seção	[K]
%Tar(i)	temperatura do ar na seção	[K]
%Nug	adimensional Nusselt do gás	[-]
%Nuair	adimensional Nusselt do ar	[-]
%hi	coeficiente de convecção interna	[W/m ² .K]
%he	coeficiente de convecção externa	[W/m ² .K]
%A	área de troca de calor	[m ²]
%ri	raio interno do duto	[m]
%re	raio externo do duto	[m]
%L	comprimento do duto (termicamente desenvolvido)	[m]
%Tviz	temperatura da vizinhança para a radiação e convecção Média [K]	
%hr	coeficiente de convecção equivalente de radiação [W/m ² .K]	
%eps	epsilon	[-]
%del	constante de Steffan-Boltzman	[W/ (m ² .K ⁴)]
%Rear	adimensional Reynolds	[-]
%Reg	adimensional Reynolds	[-]
%roar	densidade do ar (média)	[Kg/m ³]
%rog	densidade do gás de exaustão (médio)	[Kg/m ³]
%k	coeficiente de condução térmica do aço	[W/m.K]
%mpg	fluxo de massa de gás	[Kg/s]
%mpar	fluxo de massa de ar	[Kg/s]
%Prar	adimensional Prandtl do ar	[-]
%Prg	adimensional Prandtl do gás de exaustão	[-]
%miar	viscosidade dinâmica do ar	[N.s/m ²]
%mig	viscosidade dinâmica do gás de exaustão	[N.s/m ²]
%D	diâmetro do envólucro	[m]
%kar	coeficiente de condução térmica do ar	[W/m.K]
%kg	coeficiente de condução térmica do gás	[W/m.K]

%-----constantes-----

```
n = 10;
eps=0.23;
del= 5.67*(10^-8);
```

%-----duto e invólucro-----

```
L = 1.2;
Li = L/n;
ri= 0.02;
re = 0.022;
D = 0.2;
A = 2*pi*((ri+re)/2)*L;
k = 35;
Rcond = log(re/ri)/(2*pi*Li*k);
```

%-----ar-----

```
-----
roar = 1.080; %avaliado entre 27 e 60 graus
miar = 1932*10^(-8); %avaliado entre 27 e 60 graus
mpar = 5500/3600 ;
cpar = 1000 ;
Rear=( mpar/((pi*(D/2)^2) - (pi*re^2)))*(D-(2*re))/miar;
```

```

kar = 2929*10^(-5); %avaliado entre 27 e 60 graus
Prar = 0.705; %avaliado entre 27 e 60 graus
Nuar= 0.023*(Rear^(0.8))*Prar^(0.4);
he = Nuar*kar/(D);
% he=6;
Rconvar = 1/(2*pi*re*Li*he);

%-----gás de exaustão-----
-----
rog = 0.41 ;
mig = 3235*10^(-8) ;
mpg = 0.036 ;
cpg = 1280 ;
%Reg= mpg/((pi*ri^2))/mig;
Reg= 50000;
kg = 5744*10^(-5);
Prg = 0.75;
Nug= 0.023*(Reg^(0.8))*Prg^(0.3);
hi = Nug*kg/(2*ri);
Rconvg = 1/(2*pi*ri*Li*hi);

Tse(1) = 850;
Tar(1) = 300;
Tviz = 315;
Tgas(1) = 1000;

for i=1:1:n

    j=i+1;
    hr(i) = del*eps*(Tse(i)+Tviz)*((Tse(i))^2 + (Tviz)^2);
    Rr(i) = 1/(2*pi*re*Li*hr(i));
    Rtot(i) = Rconvg+((Rconvar*Rr(i))/(Rconvar+Rr(i)))+Rcond;
    qp(i) = (Tgas(i) - Tviz)/Rtot(i);
    Tgas(j) = Tgas(i) - qp(i)/(mpg*cpg);
    Tsi(i) = Tgas(i) -qp(i)*Rconvg;
    Tse(j) = Tsi(i) - qp(i)*Rcond;
    qpconv(i)= (Tse(i) - Tviz)/Rconvar;
    Tar(j) = qpconv(i)/(mpar*cpar)+ Tar(i);

end

Tse(:,1) = [];
figure(1)
plot(Tgas,'r');
hold on;
plot(Tse,'g');
hold on;
plot(Tsi,'k');
xlabel ('Seção');
ylabel ('Temperatura K');
title('Simulação com indução forçada de ar');

% figure(2)
% plot(Tar,'b');

he=6;
Rconvar = 1/(2*pi*re*Li*he);

Tse(1)=900;
for i=1:1:n

```

```

j=i+1;
hr(i) = del*eps*(Tse(i)+Tviz)*((Tse(i))^2 + (Tviz)^2);
Rr(i) = 1/(2*pi*re*Li*hr(i));
Rtot(i) = Rconvg+((Rconvar*Rr(i))/(Rconvar+Rr(i)))+Rcond;
qp(i) = (Tgas(i) - Tviz)/Rtot(i);
Tgas(j) = Tgas(i) - qp(i)/(mpg*cpg);
Tsi(i) = Tgas(i) -qp(i)*Rconvg;
Tse(j) = Tse(i) - qp(i)*Rcond;
qpconv(i)= (Tse(i) - Tviz)/Rconvar;
Tar(j) = qpconv(i)/(mpar*cpar)+ Tar(i);

end
Tse(:,1) = [];
figure(3)
plot(Tgas,'r');
hold on;
plot(Tse,'g');
hold on;
plot(Tsi,'k');
xlabel ('Seção');
ylabel ('Temperatura K');
title('Simulação sem indução forçada de ar');

% figure(4)
% plot(Tar,'b');

```

Apêndice D

Quantidade	Comprimento (mm)	Localização
2	240	Base do motor
2	150	
2	130	
2	445	Suporte tanque / radiador
2	220	
1	350	Suporte radiador
2	240	Barra vertical Base/suporte
3	250	Base
2	380	
1	830	Suporte airbox
2	80	Base coxinada
1	100	