

## METODOLOGIA PARA PROJETO DE COMBUSTORES AUTO-ASPIRADOS

ABC

ABC

HERALDO S. COUTO, JOÃO A. CARVALHO JR. - LCP/INPE  
EDUARDO M. QUEIROZ - DEQ/EQ/UFRJ

## RESUMO

O objetivo desse trabalho é apresentar uma metodologia para projeto de combustores auto-aspirados. Descreve-se, a partir das equações de conservação, os passos para se obter a razão de alimentação de ar induzida pelo efeito de convecção natural em uma câmara de combustão. Considera-se o efeito de perda de carga tanto nas paredes internas do combustor como em um leito fixo. A metodologia desenvolvida é geral e particularmente útil para o projeto de combustores de grande porte onde a necessidade de compressores pode ser evitada sem prejudicar o controle da razão combustível/ar.

## INTRODUÇÃO

No projeto de sistemas de combustão, o uso de ventiladores ou compressores para alimentação de ar pode constituir em um custo adicional que frequentemente é bastante representativo. Por exemplo, no caso de um combustor experimental desenvolvido no INPE [1], que produz 53 kw a partir da queima de carvão mineral, usa-se um compressor radial de 7,5 c.v., o que representa 10,6% da potência gerada pelo próprio combustor. Esse é um caso particular mas, em diversas situações, o projeto adequado de um combustor considerando a possibilidade de se extrair ar por convecção natural pode representar uma atraente alternativa.

O presente trabalho analisa o caso de um combustor tubular vertical com um leito onde o combustível é consumido. A vazão de ar induzida por convecção natural é calculada como função da temperatura média dos gases de combustão e das perdas de carga por fricção nas paredes do tubo e do leito, estabelecendo-se um intervalo possível para a vazão de combustível na operação auto-aspirada de um determinado combustor.

## MODELAGEM

Seja o combustor tubular esquematizado na Figura 1, alimentado em uma seção localizada a  $sL$  de sua base ( $0 \leq s \leq 1$ ), onde  $L$  é o comprimento do tubo. Considerando um elemento de massa que cruza a seção de aquecimento (Figura 2), tem-se, por balanço de forças no elemento e aplicação da 2ª lei de Newton:

$$v_{CG} dv_{CG} = (\rho_A - \bar{\rho}) g h A \frac{dx_{CG}}{m} \quad (1)$$

onde  $v_{CG}$  e  $x_{CG}$  são, respectivamente, a velocidade e a posição do centro de massa do elemento,  $\rho_A$  e  $\bar{\rho}$ , respectivamente, as massas específicas do ar e do produto de combustão,  $g$  a aceleração da gravidade,  $h$  a altura do tubo acima da seção de aquecimento,  $A$  a área da seção transversal do tubo e  $m$  a massa do elemento. Devido à adição de massa de combustível,  $m$  é variável e dada por

$$m = \rho_A A y + \bar{\rho} A z, \quad (2)$$

onde  $y$  e  $z$  são distâncias definidas na Figura 2.

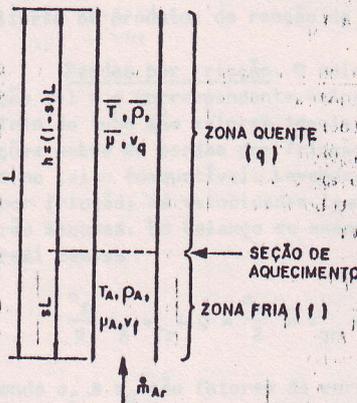


Figura 1. Esquema do combustor.

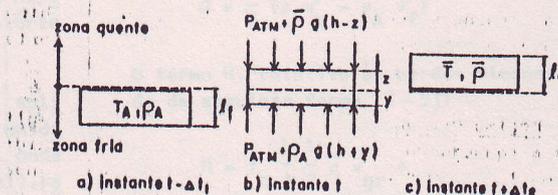


Figura 2. Esquema do elemento de massa ao cruzar a seção de aquecimento.

Como  $m$  é uma função linear de  $z$ , ou seja,

$$m = m_A + K \bar{\rho} A z, \quad (3)$$

onde  $m_A$  é a massa inicial de ar no elemento e  $K$  uma medida da razão combustível/ar, tem-se

$$\frac{dx_{CG}}{m} = \frac{1}{2K^2 A} \left[ \frac{1}{\bar{\rho}} - \frac{(K-1)^2}{\rho_A} \right] \frac{1}{m} \left( \frac{1}{\bar{\rho}} - \frac{1}{\rho_A} \right) \frac{m^2}{m^2} dm, \quad (4)$$

o que, após inserção na Equação (1) e integração entre os limites  $m_A$  e  $m_A + m_C = m_A/(1-K)$ , onde  $m_C$  é

a massa de combustível inserido no elemento, resulta em

$$v_q^2 - v_f^2 = (\rho_A - \bar{\rho}) gh \frac{1}{K^2} \left\{ \left[ -\frac{1}{\bar{\rho}} + \frac{(K-1)^2}{\rho_A} \right] \ln(1-K) + \frac{1}{2} \left( \frac{1}{\bar{\rho}} - \frac{1}{\rho_A} \right) [(1-K)^2 - 1] \right\}, \quad (5)$$

onde  $v_q$  e  $v_f$  são, respectivamente, as velocidades do elemento nas zonas quente e fria.

É pertinente observar que, quando não há adição de massa (o caso de aquecimento sem reação química), obtém-se diretamente da integração da Equação (1), com  $m$  constante,

$$v_q^2 - v_f^2 = (\rho_A - \bar{\rho}) gh \left( \frac{1}{\bar{\rho}} + \frac{1}{\rho_A} \right), \quad (6)$$

resultado que pode ser obtido resolvendo o limite, quando  $K$  tende a zero, da expressão do lado direito da Equação (5). É também pertinente observar que o resultado da Equação (5) independe, como esperado, dos valores de  $m_A$ ,  $A$ ,  $L_f$  e  $L_q$  (ver a Figura 2 para a definição de  $L_f$  e  $L_q$ ).

**Início do Escoamento.** Quando o escoamento se inicia, a condição de contorno para a região fria é  $v_q = 0$ . Considerando que, para obter a relação entre  $T_A/\bar{T}$  e  $\rho_A/\bar{\rho}$ , onde  $T_A$  e  $\bar{T}$  são, respectivamente, as temperaturas do ar e do produto de combustão, a pressão ao longo do tubo é aproximadamente constante e igual a  $P_{ATM}$ , tem-se:

$$v_q = \left\{ \frac{\bar{T}}{T_A} \left( 1 - \frac{T_A}{\bar{T}} \right) gh \frac{1}{K^2} \left[ \left[ -1 + \frac{T_A}{\bar{T}} (K-1)^2 \right] \ln(1-K) + \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{T_A}{\bar{T}} \right) [(1-K)^2 - 1] \right] \right\}^{1/2} \quad (7)$$

Observa-se que só haverá escoamento se inicialmente  $\bar{T} \neq T_A$ . O elemento de massa da Figura 2 é acelerado ao cruzar a seção de aquecimento e, no caso hipotético de não haver fricção, prossegue sua trajetória no tubo com velocidade constante.

**Regime Permanente.** No regime permanente, aplica-se a equação da continuidade para escoamento unidimensional e permanente (i.e.,  $\bar{\rho} v_q A = \rho_A v_f A + \dot{m}_C$ , onde  $\dot{m}_C$  é a vazão mássica de alimentação de combustível), resultando:

$$v_q = \left\{ \frac{gh \frac{\bar{T}}{T_A} \left( 1 - \frac{T_A}{\bar{T}} \right) \frac{1}{K^2} \left[ \left[ -1 + \frac{T_A}{\bar{T}} (K-1)^2 \right] \ln(1-K) + \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{T_A}{\bar{T}} \right) [(1-K)^2 - 1] \right]}{\left[ 1 - \frac{(1-K)^2}{(1+K)^2} \frac{T_A}{\bar{T}} \right]} + \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{T_A}{\bar{T}} \right) \left[ (1-K)^2 - 1 \right]}{\left[ 1 - \frac{(1-K)^2}{(1+K)^2} \frac{T_A}{\bar{T}} \right]} \right\}^{1/2} \quad (8)$$

Obtem-se, assim, a seguinte expressão para a vazão de ar induzida:

$$\dot{m}_{Ar} = \frac{P_{ATM} A (1-K)}{R(T_A \bar{T})^{1/2} K} \left\{ \frac{gh \left( \frac{T_A}{\bar{T}} - 1 \right) \left[ \left[ 1 - \frac{T_A}{\bar{T}} (K-1)^2 \right] \ln(1-K) + \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{T_A}{\bar{T}} \right) [(1-K)^2 - 1] \right]}{\left[ 1 - \frac{(1-K)^2}{(1+K)^2} \frac{T_A}{\bar{T}} \right]} \right\}^{1/2} \quad (9)$$

Observa-se que, se não houver perdas por fricção nas paredes do tubo ou no leito combustível, a vazão mássica de ar induzida pode ser calculada diretamente com o conhecimento da área da seção reta do tubo,  $A$ , da pressão atmosférica,  $P_{ATM}$ , e da relação entre temperaturas  $\bar{T}/T_A$  como função de  $K$ . A relação  $\bar{T}/T_A$  depende do combustível utilizado e seu valor teórico pode ser obtido através do programa NASA SP-273 [2], o qual permite o cálculo de propriedades de equilíbrio de produtos de reação de misturas.

**Perdas por Fricção.** O valor de  $v_q$  dado na Equação (8) e o correspondente valor de  $v_f$  para a região fria do tubo são valores ideais obtidos sem considerações sobre as perdas por fricção nas paredes do tubo e no leito combustível. Levando-se em conta as perdas por fricção, as velocidades (e as vazões mássicas) serão menores. Do balanço de energia para o escoamento real tem-se:

$$\frac{\alpha_f}{2} \rho_A v_{fr}^2 + Q = \frac{\alpha_q}{2} \bar{\rho} v_{qr}^2 + H \quad (10)$$

onde  $\alpha_f$  e  $\alpha_q$  são fatores de correção da energia cinética nas zonas fria e quente e  $Q$  é uma função de  $\bar{T}/T_A$  e  $K$ , calculável a partir de um balanço análogo para um escoamento ideal, i.e.,

$$Q = \frac{1}{2} (\bar{\rho} v_q^2 - \rho_A v_f^2) \quad (11)$$

O termo  $H$ , relativo às perdas viscosas, pode ser obtido da seguinte forma [3-5]:

$$H = f_q \frac{h}{\phi} \frac{1}{2} \bar{\rho} v_{qr}^2 + f_f \frac{L-h}{\phi} \frac{1}{2} \rho_A v_{fr}^2 + k_f \frac{1}{2} \rho_A v_{fr}^2 + 2\delta \left[ 150 \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3 p} \frac{\bar{\mu}}{(\xi \phi)^2} v_{qr} + 1,75 \frac{(1-\epsilon)^2}{\epsilon^3 p} \frac{\bar{\rho}}{\xi \phi} v_{qr}^2 \right] \quad (12)$$

onde  $f_q$ ,  $f_f$  e  $k_f$  são fatores de fricção,  $\phi$  o diâmetro do tubo,  $2\delta$  e  $\epsilon_p$ , respectivamente, a espessura e a porosidade do leito combustível,  $\xi$  e  $\phi_p$ , respectivamente, a esfericidade e o diâmetro médio das partículas do leito,  $\bar{\mu}$  a viscosidade do produto de combustão e  $r$  um subscrito que denota condições reais.

Na Equação (12) as duas primeiras parcelas apresentam as perdas viscosas, supondo-se o escoamento desenvolvido, e a terceira, seguindo recomendação de Olson e Sparrow [3], engloba os efeitos de entrada (desenvolvimento do perfil interno e possível descolamento do escoamento). O coeficiente de perda  $k_f$  é uma função de alguns parâmetros: comprimento da região analisada, número de Reynolds do escoamento e geometria da entrada. Em regiões de análise com comprimento suficientemente longo, para que haja o completo desenvolvimento do escoamento é necessário que o valor de  $k_f$  seja uma constante [3]. No atual trabalho, o valor de  $k_f$  foi considerado constante com um valor de 1 [4], aproximação que se torna não razoável a medida que o escoamento se torna laminar e a região analisada encurta. Os valores do fator de correção da energia cinética ( $f_q$  e  $f_f$ ) foram assumidos como 2 para o regime laminar e 1 para o regime turbulento [4].

Continuando na Equação (12), seu último termo do lado direito é a clássica equação de Ergun, que descreve o diferencial de pressão em leitos fixos granulares com uma precisão de 25% [5]. No modelo proposto, a massa adicionada ao escoamento nessa região, proveniente da queima do combustível, é computada integralmente na definição da vazão que atravessa o meio poroso.

A substituição das Equações (11) e (12) na Equação (10), o balanço de massa global do escoamento (i.e.,  $\dot{m}_c + \rho_A v_{fr} = \bar{\rho} v_{qr}$ ) e a relação entre a velocidade na zona fria,  $v_{fr}$ , e a vazão de ar aspirado,  $\dot{m}_{Ar}$ , geram uma equação implícita em  $\dot{m}_{Ar}$  que pode ser resolvida numericamente. Nesse procedimento, o fator de atrito  $f$  é calculado pela equação de Churchill [6] e as propriedades físicas da mistura na zona quente são consideradas iguais à do ar na temperatura correspondente. Um fluxograma para solução da Equação [10] é apresentado no Apêndice.

#### APLICAÇÃO

O modelo foi utilizado em um tubo de 20 cm de diâmetro e 280 cm de altura, com um leito combustível situado a 70 cm de sua base (similar ao combustor da referência 1). Considerou-se a queima de carvão betuminoso cuja análise elementar era 77,16% de carbono, 4,95% de hidrogênio, 1,35% de nitrogênio, 7,43% de oxigênio, 2,09% de enxofre, 5,37% de cinzas e 1,65% de umidade. A temperatura de chama adiabática para a queima de tal carvão com diversas razões ar/combustível foi calculada através do programa NASA SP-273 [2] e encontra-se apresentada na Tabela 1. A rugosidade do tubo foi assumida como sendo 0,15 mm e a temperatura ambiente como 303 K.

Tabela 1. Temperatura de chama adiabática como função da razão ar/combustível para o carvão considerado

Razão ar/combustível	T (K)
7,40	1980
8,17	2130
8,71	2195
9,10	2240
9,60	2260
9,80	2255
10,00	2250
10,40	2220
10,70	2195
11,00	2170
11,80	2080
13,60	1890
14,29	1805

A Figura 3 mostra os resultados obtidos para os casos ideal e real, ambos com espessura de leito nula. O cruzamento das curvas de vazão de ar induzida com as curvas de temperatura de chama adiabática determina o ponto de operação do combustor. Assim, nas condições com fricção ao longo do tubo, com espessura de leito nula, o combustor é capaz de queimar 4,5 g/s de combustível em condições aproximadamente estequiométricas. Uma taxa de alimentação superior (ou inferior) a 4,5 g/s implicará em um processo ineficiente pois haverá excesso de combustível (ou de ar). Deve-se notar que o caso real sem leito corresponde a queima de combustível líquido sob forma atomizada ou gasoso.

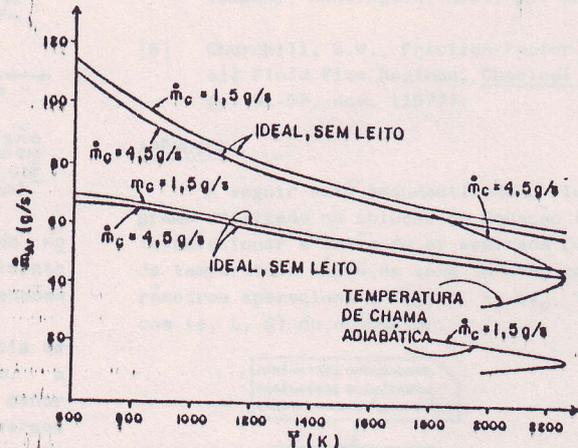


Figura 3. Vazão de ar induzida e vazão de ar necessária para consumir uma certa taxa de alimentação de carvão (espessura do leito nula).

A vazão de ar induzida é extremamente dependente da espessura do leito, como mostra a Figura 4. Para um leito de 10 cm, a vazão reduz-se a menos que 10% da vazão obtida quando se considera apenas a fricção nas paredes. No caso, assumiu-se um diâmetro efetivo de partículas igual a 5 mm e uma porosidade de 70%, que são usualmente encontrados em combustores.

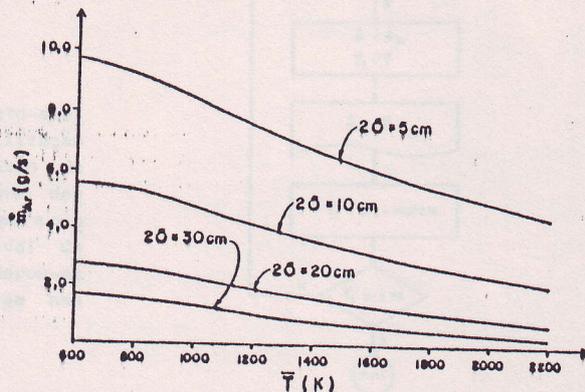


Figura 4. Vazão de ar induzida com função da temperatura média para diversas espessuras de leito.

A Figura 5 mostra um caso real com leito de espessura igual a 2,5 cm para os mesmos diâmetro efetivo e porosidade do caso anterior. Observa-se que a queima de 0,9 g/s de combustível ocorrerá aproximadamente na estequiometria.

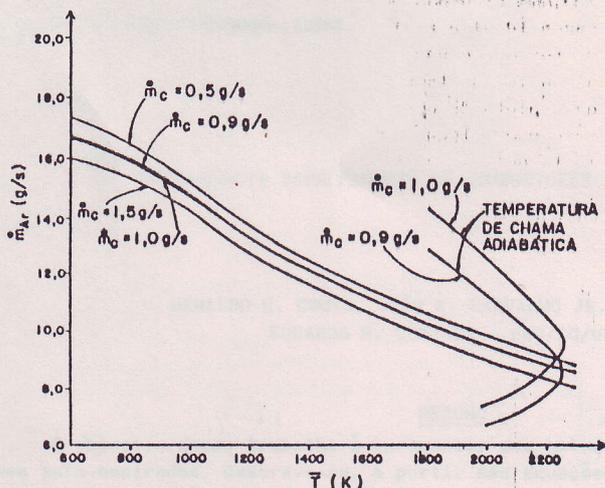


Figura 5. Vazão de ar induzida e vazão de ar necessária para consumir uma certa taxa de alimentação de combustível (espessura de leito igual a 2,5 cm).

As Figuras 3, 4 e 5 ilustram a aplicação do modelo para um caso particular. Contudo, o procedimento é totalmente similar para tubos de quaisquer dimensões queimando quaisquer combustíveis.

Deve-se mencionar que, devido à transferência de calor para o ambiente através das paredes do tubo, a temperatura média dos gases quentes deverá ser menor que a temperatura de chama adiabática para as diversas razões ar/combustível. Isso significa que o ponto de operação situar-se-á, na realidade, em uma vazão induzida de ar maior que a de projeto para uma determinada taxa de alimentação de combustível (o que é conservativo em termos de projeto). Por exemplo, deslocando-se aproximadamente 300 K para a esquerda as curvas de temperatura de chama na Figura 5, indica a possibilidade de operação com taxa de alimentação de 1,0 g/s em condições estequiométricas. Finalmente, deve-se observar que a transferência de calor através das paredes não altera as curvas de vazão de ar induzida, uma vez que, para essas curvas, a temperatura média  $\bar{T}$  é uma variável independente.

#### CONCLUSÃO

Um modelo para projeto de combustores auto-aspirados foi derivado e um programa para sua utilização desenvolvido. O modelo permite o cálculo da vazão de ar induzida por leitos em combustão. O cruzamento dessa curva de vazão com a vazão de ar necessária para consumir uma certa taxa de alimentação de combustível determina o ponto de operação do combustor. Considerou-se os efeitos de adição de massa e de perda de carga nas paredes do combustor e no leito fixo.

#### REFERÊNCIAS

- [1] Ferreira, M.A. e Carvalho, J.A., Jr., Combustor Pulsante para Sólidos Não Pulverizados, Anais do Seminário Brasil-Europa de Energia de Biomassa e Resíduos, CEE/FINEP/CEMIG, Segmento nº 2, Paper nº 3, 24 páginas (1988).
- [2] Gordon, S. and Mc Bride, B.J., Computer Program of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouguet Detonations,

Report NASA SP-273, NASA Lewis Research Center (1971).

- [3] Olson, R.M. and Sparrow, E.M., Measurements of Turbulent Flow Development in Tubes and Annuli with Square and Rounded Entrances, AIChE Journal, pp. 766-770, nov. (1963).
- [4] White, F.M., Fluid Mechanics, Mc Graw-Hill Book Company, 2nd ed., New York, pp. 335, (1986).
- [5] Kunii, D. and Levenspiel, O. Fluidization Engineering, Robert E. Krieger Publishing Company, Huntington, N.Y., pp. 66, (1977).
- [6] Churchill, S.W., Friction-Factor Equation Spanning all Fluid Flow Regimes, Chemical Engineering, pp. 91-92, nov. (1977).

#### APÊNDICE

A seguir está esquematizado o fluxograma do programa utilizado na solução da Equação (10), que permite relacionar a vazão de ar aspirada como uma função da temperatura média da zona quente, conhecidos os parâmetros operacionais ( $\dot{m}_c$ ,  $\delta$ ,  $\epsilon$ ,  $\zeta_{\phi p}$ ,  $T_A$ ) e geométricos ( $\phi$ ,  $L$ ,  $S$ ) do combustor.

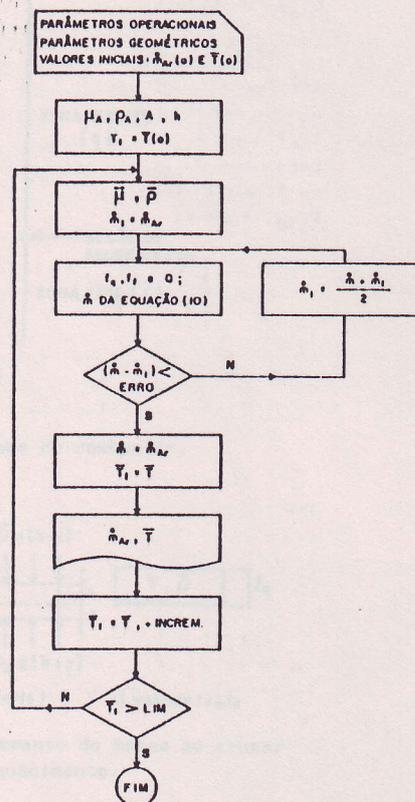


Figura 6. Fluxograma do programa utilizado.

#### ABSTRACT

This work presents a methodology for the design of self-aspirating combustors. Effects of pressure drop along the internal wall of the combustor and through the fixed combustion bed were considered. The developed model is general and particularly useful in the design of large combustion units.