

# SIMULAÇÃO DO EFEITO DOS PARÂMETROS OPERACIONAIS NO DESEMPENHO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA<sup>1</sup>

HORACIO VALADARES DUARTE  
PAULO CÉSAR DA COSTA PINHEIRO  
RICARDO NICOLAU NASSAR KOURY  
Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG  
Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901 Belo Horizonte, MG  
Email: pinheiro@dedalus.lcc.ufmg.br

## RESUMO

*O modelo de motor de combustão interna descrito neste trabalho emprega as equações de energia e de estado dos gases ideais. A combustão é simulada pelo processo de liberação de energia dado pela equação de Vibe. Esse modelo tem sido aplicado com sucesso no curso introdutório de motores de combustão interna da UFMG. Ele permite uma abordagem dinâmica do sistema e apresenta poucos problemas de convergência. A simplicidade do modelo possibilita, ainda, a observação do comportamento do rendimento, pressão e temperatura, de forma quantitativa e qualitativa, em função de variações dos principais parâmetros de operação.*

**Palavras Chaves:** Máquinas Térmicas, Motores de Combustão, Simulação, Técnicas de Ensino.

## 1. INTRODUÇÃO

A maioria dos textos clássicos adotados nos cursos de “Introdução aos Motores de Combustão Interna” apresentam uma breve descrição dos ciclos ideais e logo a seguir passam a analisar o comportamento dos “ciclos reais”. Como os “ciclos reais” são complexos, e não são disponíveis os dados termodinâmicos do processo, o cálculo do trabalho realizado e do rendimento não são factíveis. Os textos mais antigos [1, 2, 3, 4] apresentam graficamente a influência das variações dos parâmetros operacionais nos ciclos reais, de forma qualitativa. Com os objetivos didáticos de melhor clareza e facilidade de compreensão, muitas vezes os diagramas apresentados foram deformados, de modo a realçar o efeito das alterações feitas. Se por um lado isso auxilia o entendimento, por outro perde-se a noção da ordem de grandeza que cada alteração produz e a relação entre elas.

A análise da influência da variação dos parâmetros operacionais sobre o comportamento de um motor de combustão interna não é uma tarefa simples, uma vez que envolve um grande número de variáveis e condições de contorno, além de geometrias complexas. A simulação só se tornou possível através do uso de técnicas computacionais. Entretanto, métodos numéricos mais avançados (diferenças finitas, elementos finitos etc) são necessários para sua solução. Essas técnicas são amplamente empregadas no modelamento de componentes mecânicos e simulação de fenômenos térmicos e de escoamento, mas raramente são empregadas no modelamento do ciclo completo.

Entretanto, o ensino desses métodos numéricos não é usual na maioria dos currículos de graduação do Brasil. Assim, para o uso da simulação como ferramenta didática no ensino de motores de combustão interna foi necessário o desenvolvimento de um modelo analítico de fácil resolução. FERGUSON [5] e HEYWOOD [6], apresentam modelos de simulação dos “ciclos reais”, mas não exploram todas as suas potencialidades. Além das análises tradicionais, o modelo aqui apresentado permite as seguintes análises:

- influência da razão de compressão sobre rendimento;
- efeito ângulo ótimo de ignição e ângulo de combustão sobre o rendimento, temperatura e pressão de descarga;
- efeito da abertura antecipada da válvula de admissão sobre o trabalho do ciclo;
- análise da variação de temperatura do fluido operante no interior do cilindro.

## 2. MODELO ANALÍTICO DO CICLO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Na construção deste modelo, considerou-se um sistema termodinâmico fechado, cujo volume de controle é delimitado pelas paredes internas da camisa, do cabeçote e topo do êmbolo. O fluido operante é considerado gás ideal. Diferenciando-se a equação de estado do gás ideal ( $P.V = m.R.T$ ) em relação ao ângulo da árvore de manivela ( $\theta$ ), tem-se [7]:

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} = \frac{1}{T} \frac{dT}{d\theta} \quad (1)$$

<sup>1</sup> DUARTE, Horacio Valadares; PINHEIRO Paulo César da Costa; KOURY Ricardo Nicolau Nassar. Simulação do Efeito dos Parâmetros Operacionais no Desempenho de Motores de Combustão Interna. In: IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste (IV CEM-NNE/96), 17-20 Junho 1996, Recife, PE, *Anais...* Rio de Janeiro: ABCM, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 1996, v.2, p.1071-1075.

onde  $P$  é a pressão no interior do cilindro (Pa);  $V$  é o volume instantâneo no interior do cilindro ( $m^3$ );  $T$  é a temperatura (K).

A equação da primeira lei da termodinâmica na forma diferencial, em relação ao ângulo da árvore, pode ser escrita por [7]:

$$m \cdot C_v \frac{dT}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} \quad (2)$$

onde  $m$  é a massa do fluido de trabalho;  $C_v$  é o calor específico a volume constante do fluido de trabalho; e  $Q$  é a energia total fornecida ao ciclo.

A taxa de energia liberada durante o ciclo pode ser aproximada por:

$$\frac{dQ}{d\theta} = Q \frac{dx}{d\theta} \quad (3)$$

onde  $x$  é a taxa de liberação de energia do processo de combustão em um motor real, dada pela equação empírica de Vibe [6]:

$$x = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_s}{\theta_b} \right)^b \right] \quad (4)$$

onde  $a$  e  $b$  são constantes empíricas, função do combustível, tipo de motor e regime de operação;  $\theta_s$ , ângulo do início da combustão e  $\theta_b$  é o percurso angular da árvore de manivela durante a combustão (tempo de combustão).

A temperatura do fluido de trabalho é calculada a partir das equações de estado e energia (2):

$$\frac{m C_v \frac{dT}{d\theta}}{m R T} = \frac{\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta}}{P V} \quad (5)$$

e, portanto

$$\frac{C_v}{R T} \frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{P V} \frac{dQ}{d\theta} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (6)$$

Para facilidade de utilização, e evitar problemas de convergência, é conveniente colocar a equação acima na forma normalizada (adimensional). Adotando  $T^*=T/T_1$ ;  $V^*=V/V_1$ ;  $P^*=P/P_1$  e  $Q^*=Q/P_1 \cdot V_1$ , onde o índice (1) indica o ponto inicial (ponto morto inferior) do ciclo do motor. Como  $R/C_v = \gamma - 1$ , onde  $\gamma = C_p/C_v$ , temos:

$$\frac{dT^*}{d\theta} = (\gamma - 1) \left[ \frac{T^*}{P^* V^*} Q^* \frac{dx}{d\theta} - \frac{T^*}{V^*} \frac{dV^*}{d\theta} \right] \quad (7)$$

O volume normalizado  $V^*$  pode ser aproximado por [5]:

$$V^* = \left[ 1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos\theta) \right] / r \quad (8)$$

onde  $r$  é a taxa de compressão

Combinando as expressões acima e após alguns rearranjos obtém-se a expressão da variação da pressão ao longo do ciclo do motor:

$$\frac{dP}{d\theta} = (\gamma - 1) \frac{Q}{V} \frac{dx}{d\theta} - \gamma \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (9)$$

Assim:

$$\frac{dP^*}{d\theta} = (\gamma - 1) \frac{Q^*}{V^*} \frac{dx}{d\theta} - \gamma \frac{P^*}{V^*} \frac{dV^*}{d\theta} \quad (10)$$

A taxa de variação de trabalho normalizado ( $W^*$ ) desenvolvido pelo processo é:

$$\frac{dW^*}{d\theta} = P^* \frac{dV^*}{d\theta} \quad (11)$$

O rendimento térmico indicado do motor ( $\eta$ ) é:

$$\eta = \frac{W^*}{Q^*} \quad (12)$$

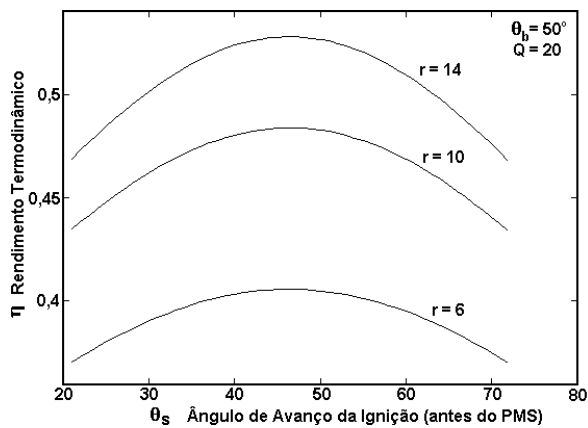
Esse sistema de equações pode ser facilmente resolvido pelo método Runge-Kutta [8], sendo recomendado, para maior precisão, o de 4ª ordem. Este método é preciso, muito difundido e, para o sistema descrito, não apresenta problemas de convergência. Ele pode ser facilmente implementado em qualquer linguagem de programação. A solução aqui apresentada foi desenvolvida utilizando o software Matlab<sup>®</sup>, empregando o método de Runge-Kutta-Fehlberg de quarta e quinta ordem, de passo ótimo automático.

Na simulação de um motor de combustão interna, foi considerado como fluido operante ar ( $a = 1$ ,  $b = 4$  e  $\gamma = 1,3$ ), e a energia liberada no processo  $Q^*=20$ . Empregouse  $\gamma = 1,3$  por ser mais próximo da razão de calores específicos da mistura que é admitida pelo motor real de ignição por centelha. Foram simulados somente os tempos de compressão e expansão da mistura ( $360^\circ$ ), iniciando-se

o processo no ponto morto inferior (PMI), cujo ângulo da árvore de manivelas é  $-180^\circ$ . Os parâmetros analisados foram: ângulo de duração da combustão ( $\theta_b$ ), ângulo de avanço da ignição, ou de início do processo de liberação de calor ( $\theta_s$ ), e razão de compressão ( $r$ ); sendo verificado o efeito destas variáveis sobre o rendimento termodinâmico do ciclo e temperatura e pressão no final do curso de expansão.

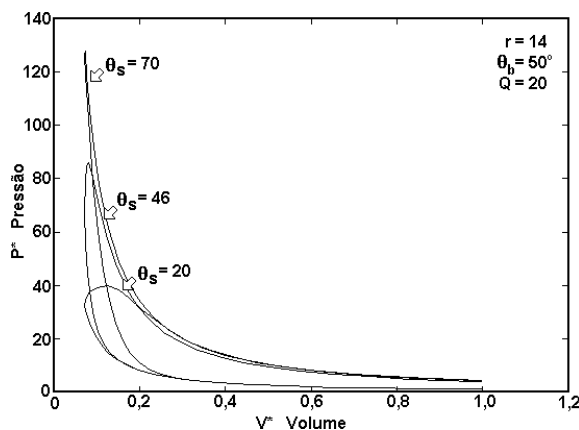
### 3. RESULTADOS

Os gráficos a seguir apresentam o comportamento dos parâmetros mais importantes e têm por objetivo mostrar as potencialidades didáticas do método proposto.



**Figura 1.** Rendimento termodinâmico em função do ângulo de avanço da ignição e da razão de compressão.

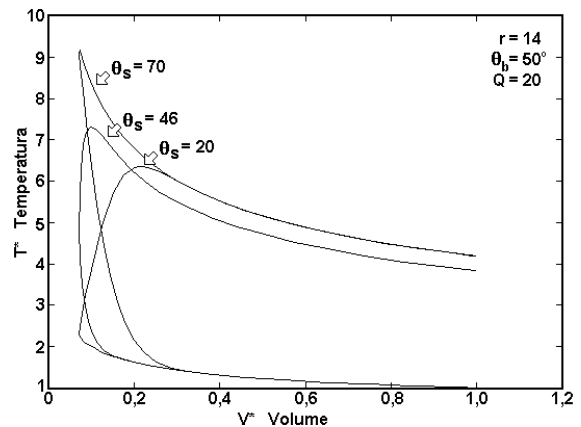
A figura 1 apresenta o rendimento térmico do ciclo em função da taxa de compressão e do ângulo de avanço de ignição (i.e., ângulo de início do processo de liberação de energia). Podemos verificar que com o aumento da taxa de compressão aumenta-se o rendimento. Entretanto, como a combustão não é instantânea, existe um ângulo de avanço ótimo no qual se obtém o rendimento máximo.



**Figura 2.** Diagrama adimensional  $P \times V$  para diferentes avanços  $\theta_s$ .

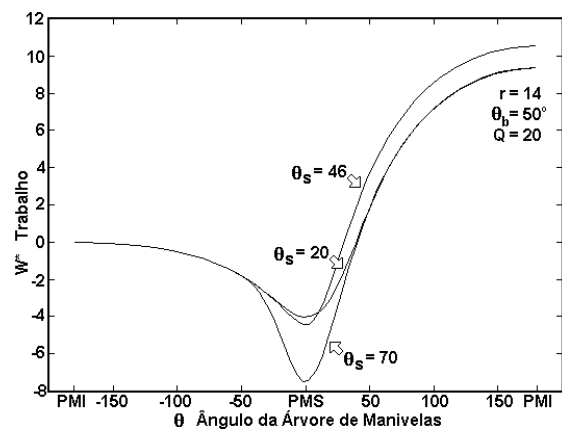
As figuras 2, 3, 4 esclarecem melhor a relação entre o rendimento e o ângulo de avanço de ignição. Três ciclos são apresentados: o ciclo de rendimento máximo  $\theta_s = 46^\circ$ , um ciclo muito avançado  $\theta_s = 70^\circ$  e o outro muito atrasado  $\theta_s = 20^\circ$ , sendo os dois últimos de igual rendimento térmico.

A figura 2 mostra o comportamento da pressão e, a figura 3 a temperatura, em função do volume deslocado. O ciclo com grande avanço do ângulo de ignição apresenta maiores valores da pressão e temperatura máximas. O ciclo com atraso apresenta menores valores da pressão e da temperatura máximas.



**Figura 3.** Diagrama adimensional  $T \times V$  para diferentes avanços  $\theta_s$ .

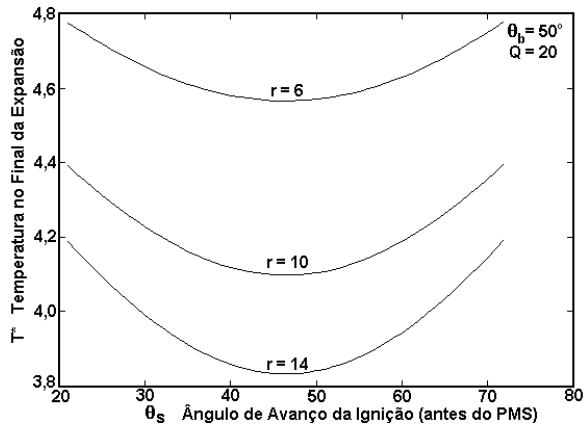
A figura 4 apresenta o trabalho realizado em função do ângulo da árvore de manivelas. O rendimento do ciclo com mais avanço diminui devido ao aumento do trabalho consumido no processo de compressão dos gases, os quais se encontram em expansão devido ao fato da combustão já ter iniciado. Já no ciclo com atraso, a combustão tardia não permite que sejam atingidas pressões muito altas, reduzindo-se o trabalho realizado.



**Figura 4.** Trabalho adimensional em função do ângulo da árvore de manivelas  $\theta$ .

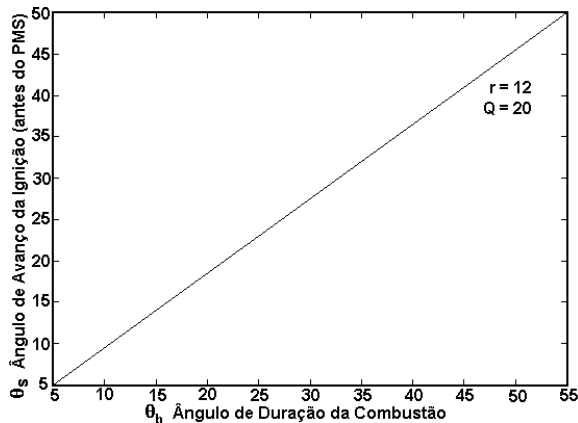
A figura 5 mostra a temperatura no final da expansão em função do ângulo de avanço antes do PMS e da taxa de compressão. O comportamento da pressão no

final da expansão é análogo ao da temperatura. Evidentemente, quanto menor o rendimento, menor a quantidade de energia transformada em trabalho pelo ciclo, e maiores serão a temperatura e pressão no final do curso de expansão (descarga num motor real). Assim, os motores reais tendem a superaquecer quando fora do ponto ótimo de ignição.



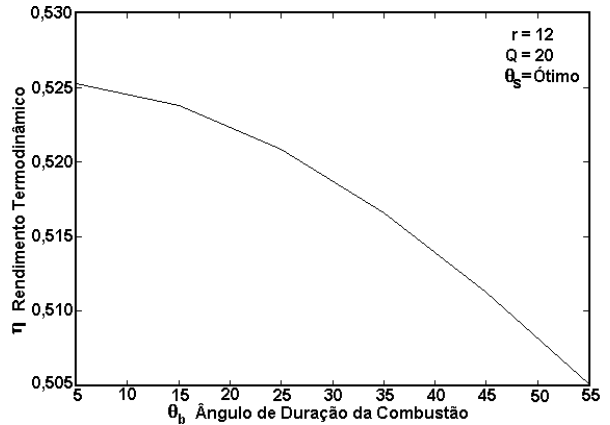
**Figura 5.** Temperatura adimensional ao final do processo de expansão, em função do ângulo de avanço antes do PMS  $\theta_s$ .

A figura 6 apresenta o ângulo ótimo de avanço de ignição  $\theta_s$ , ou ângulo de maior rendimento, em função do aumento do tempo de combustão (ou de liberação de calor), aqui representado pelo ângulo de duração da combustão  $\theta_b$ .



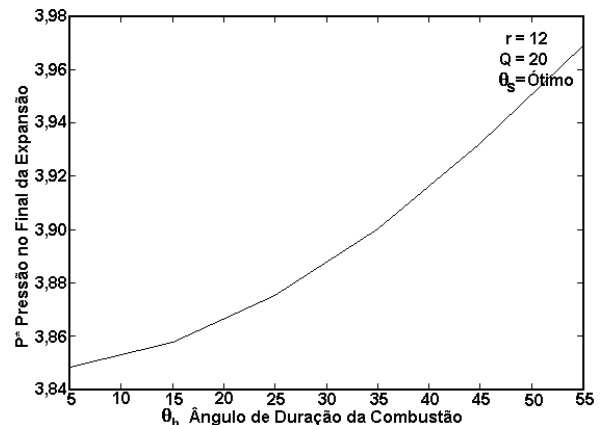
**Figura 6.** Ângulo de avanço ótimo  $\theta_s$  em função do ângulo de duração da combustão  $\theta_b$ .

A figura 7 apresenta o rendimento térmico do ciclo em função do ângulo de duração da combustão (ou de liberação de calor)  $\theta_b$ , considerando que o início da combustão ocorre no ângulo ótimo de avanço de ignição  $\theta_s$ .



**Figura 7.** Rendimento termodinâmico em função do ângulo de duração da combustão  $\theta_b$ .

A figura 8 apresenta a pressão no final da expansão em função do ângulo de combustão. Uma vez que o rendimento diminui com o tempo de combustão, a energia aproveitada é menor (figura 7), e a temperatura e pressão no final da expansão (descarga) aumentam. O processo de liberação de energia pode ser suposto como uma sucessão de processos isocóricos e isobáricos. Assim, com um maior tempo de combustão existirá a preponderância do processo de pressão constante, que é termodinamicamente menos eficiente. Isto esclarece a queda de rendimento térmico do motor, quando a velocidade de combustão diminui devido a alguma modificação das condições operacionais, como por exemplo, empobrecimento de mistura, ou redução da turbulência.



**Figura 8.** Pressão adimensional no final do curso de expansão em função do ângulo de duração da combustão.

O modelo pode ser aperfeiçoado e adaptando-se o processo de admissão e descarga, bem como introduzindo equações que descrevam os processos de transmissão de calor, de combustão e de equilíbrio químico. No entanto, um com número maior de equações, poder-se-á aparecer alguns problemas de convergência, sendo necessário a utilização de um passo de integração reduzido [8], o que tornará a resolução do modelo muito lenta.

#### 4. CONCLUSÕES

A utilização desse modelo na disciplina “Sistemas Térmicos II” (EMA-010), lecionada no 8º período do Curso de Engenharia Mecânica da UFMG, tem se mostrado um instrumento didático bastante apropriado. As figuras acima indicam as potencialidades didáticas no emprego do método. Os alunos podem analisar a influência de cada uma das variáveis acima descritas, sobre o comportamento de um motor, permitindo-lhes uma melhor compreensão do papel de cada uma. Além disso, como eles devem realizar outras modificações no modelo, aprendem por si a modelar e analisar um sistema complexo. As tarefas exigidas aos alunos envolvem menor número de variáveis e são menos genéricas, embora, devam chegar as mesmas conclusões.

Após a aplicação desta metodologia, verificou-se que os alunos são capazes de utilizar o modelo sem grandes dificuldades, adquiriram uma visão e compreensão deste sistema. Devido à esta dinâmica de interação com o modelo, cria-se uma motivação a mais para o processo de aprendizagem, simplificando a compreensão de alguns fenômenos relacionados aos motores, que são analisados ao longo do curso.

A estrutura computacional existente (CCE), com um número suficiente de microcomputadores e a presença permanente dos monitores, foram essenciais à operacionalização desta metodologia de ensino. Verificou-se que aumentado o nível de estímulo, exigência, e de responsabilidade dos alunos, eles respondem com dedicação e os resultados obtidos superaram as expectativas. Assim é possível modificar radicalmente a mentalidade e a metodologia tradicional de aprendizagem dos alunos, adequando-a à filosofia do ensino superior e à realidade do campo de atuação da engenharia.

A utilização dessa sistemática de ensino vem satisfazer aos objetivos da reforma curricular recém implantada no Curso de Engenharia Mecânica da UFMG [9]. Com esta reforma o enfoque didático do curso voltou-se para a estudo individual do aluno e não para as aulas expositivas. Assim, foram necessários novos métodos de ensino que estimulassem o trabalho individual do aluno, visando o desenvolvimento de sua formação, aptidões e capacitações, não se atendo ao ensino tradicional e aplicação de instrução padronizada.

#### 5. BIBLIOGRAFIA

- [1] GIACOSA Dante. Motores Endotérmicos. Editorial Dossat, 1980.
- [2] KHOVAKH M. et al. Motor Vehicle Engines. Moscou, Mir Publishers, 1979, 616p.
- [3] OBERT E.F. Motores de Combustão Interna. Porto Alegre, Ed. Globo, 1971.

[4] TAYLOR Charles F. Análise dos Motores de Combustão Interna. São Paulo, Edgard Blücher, 1976, v.1, 531p.

[5] FERGUSON Colin R. Internal Combustion Engines. New York, John Wiley & Sons, 1986, 546p.

[6] HEYWOOD John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill International ed, 1988, 930p.

[7] BENSON R.S.; ANNAND W.J.D.; BARUAH P.C. A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine. Int. J. Mech. Sci., v.17, p.97-124, 1975.

[8] CARNAHAN B. et al. Applied Numerical Methods. New York, John Wiley & Sons, 1969, 604p.

[9] KOURY, R.N.N.; PINHEIRO, P.C.C.; DUARTE, H.V. Avaliação da Nova Estrutura Curricular em Implantação no Curso de Engenharia Mecânica da UFMG. In: XXII Congresso Brasileiro de Ensino de Engenharia (COBENGE 94), 24-27 Outubro 1994, Porto Alegre, *Anais...* Porto Alegre: ABENGE, Associação Brasileira de Ensino de Engenharia, 1994, p.99-104.

#### ABSTRACT

The internal combustion engine model described in the present work is based on the state and energy equations for ideal gases. The combustion is simulated by means of Vibe's energy supply equation. This model has been successfully implemented in the Thermal System II Course, as a regular UFMG course. It enables the dynamic model to be carried out, having also few convergence difficulties due to its simplicity. It also enables the description of the behaviour of the efficiencies, temperature and pressure shown as a function of the main operation parameters.