

CICLO DE PRESSÃO LIMITADA APLICADO A MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA DE ALTA RAZÃO DE COMPRESSÃO

Gutierrez Jr., H.

Krieger, G. C. - guenther@usp.br

Tu, C.C-C

Universidade de São Paulo

Departamento de Engenharia Mecânica

Resumo. *Neste trabalho é apresentado um método de condução do processo de combustão que permite a operação eficiente de motores de ignição por centelha com razões de compressão substancialmente maiores que as convencionais, utilizando-se combustíveis comuns, sem a adição de qualquer composto anti-detonante. O método consiste em manter a pressão máxima do ciclo de operação, atingida na razão de compressão convencional de referência, constante à medida que a razão de compressão é aumentada. Além disso, a curva de pressão no cilindro, posta em forma de diagrama pressão-volume, deve comportar-se de forma similar ao de um ciclo ideal de pressão limitada. Tal aproximação pode ser feita através da redução apropriada do ângulo de ignição à medida que se incrementa a razão de compressão e, quando necessário, por exemplo, através do controle da turbulência da mistura ou do ajuste de fatores geométricos básicos. Com base nesse método, são analisados os dados experimentais da performance geral de um motor, obtidos incrementando-se a razão de compressão. É mostrado que a operação de motores de alta compressão, com a octanagem dos combustíveis usuais, é plenamente possível, livre de riscos de detonação e vantajosa sob o ponto de vista de rendimento térmico e potência útil.*

Palavras-chave: *Razão de compressão, Ciclo de pressão limitada, Detonação, Rendimento térmico*

1. INTRODUÇÃO

A operação de motores em altas razões de compressão é limitada pela octanagem dos combustíveis e o fenômeno de detonação a ela associado. Isto significa uma limitação no aumento de rendimento, que, por análise teórica, baseada no conceito de ciclo ideal, sempre aumenta com a razão de compressão. Neste trabalho apresenta-se os resultados da investigação experimental e teórica da aplicação de ciclo de pressão limitada a motores de combustão interna de ignição por centelha (MIC). Mostra-se que a aplicação deste conceito possibilita o projeto de motores com razão de compressão significativamente mais altas que aquelas atualmente encontradas, utilizando-se combustíveis comuns sem a necessidade de adição de compostos anti-detonantes. Operando o motor num ciclo que se aproxima de um

ciclo de pressão limitada constata-se que o rendimento térmico aumenta, devido ao aumento da razão de compressão; a operação do motor se dá sem ocorrência de detonação e não há aumento de solitação térmica e mecânica da estrutura do motor, advindos de aumento de pressão e temperatura.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste item são comentados brevemente os trabalhos que discutem a relação entre rendimento e razão de compressão.

Caris e Nelson [1] e Curry [2] investigaram experimentalmente a relação entre rendimento térmico e aumento da razão de compressão. Especial atenção foi dada ao afastamento das relações experimentais em relação ao comportamento previsto pela relação teórica para ciclo de volume constante. Na mesma linha de investigação, James [3] e Muranaka [4] procuraram explicar os efeitos que levaram, nos trabalhos de [1] e [2] acima, ao afastamento do rendimento real em relação ao rendimento teórico do ciclo ideal. Além disto, foram formuladas as prováveis causas de o rendimento apresentar um máximo na razão de compressão 17:1. Tais causas estariam relacionadas à quantidade de hidrocarbonetos não queimados retidos nas fendas existentes na câmara de combustão. James atribuiu o ponto de máximo à redução da velocidade de queima, possivelmente ocasionada por extinção da chama, e pelo desvio do modelo de propagação esférica da chama.

O fenômeno de detonação e sua relação com a octanagem do combustível em MIC é discutido por Livengood [5], e Douad [6]. Nestes trabalhos procura-se expressões empíricas para o tempo de atraso de ignição em função da pressão e temperatura do gás extremo. No presente trabalho adota-se basicamente a mesma explicação teórica para o fenômeno de detonação, que origina o funcionamento irregular do motor conhecido como batida de pino.

3. ANÁLISE TEÓRICA

Neste trabalho demonstra-se a viabilidade de aumento significativo da razão de compressão em MIC, com combustíveis usuais, pela condução do processo de combustão de forma tal, que o ciclo real se aproxime de um ciclo de pressão limitada. Nos estudos experimentais relatados neste trabalho, esta aproximação foi obtida simplesmente com o atraso no ângulo de ignição. A seguir discute-se os efeitos desse processo de condução do ciclo de operação.

Embora os ciclos ideais não representem todos os processos físicos que ocorrem num motor real, eles servem como casos limites para análise. Na literatura básica de motores, Heywood [7], encontram-se as curvas de aumento de rendimento em função da razão de compressão para os três ciclos ideais: volume constante, pressão constante e pressão limitada. Estes resultados podem ser vistos resumidamente na Fig. 1. Nesta análise teórica não são considerados os processos reais de liberação de energia, ou seja o processo de combustão propriamente dito. A transferência de energia é assumida ideal e ocorre a volume, pressão ou parte a volume e parte a pressão constantes, o que caracteriza o ciclo de pressão limitada. Esta simplificação não pode ser esquecida ao se comparar estes rendimentos teóricos com rendimentos obtidos experimentalmente. A curva (b) representa o aumento do rendimento teórico num ciclo de pressão limitada. Nessa curva, a razão entre a pressão máxima do ciclo e a pressão no início do processo de compressão é a mesma para os três ciclos. Da Fig. 1, nota-se também que o rendimento do ciclo de pressão limitada 1) fica sempre entre os limites dos ciclos de volume constante - curva (a) - e pressão constante - curva (c) - e 2) aumenta com a razão de compressão.

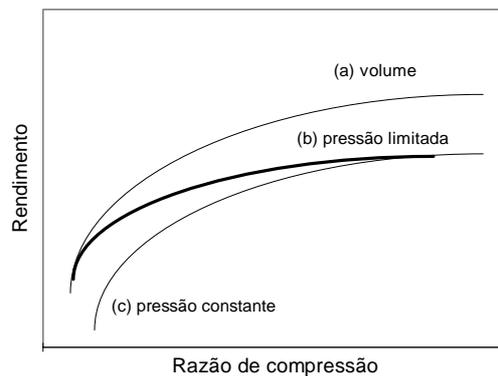


Figura 1 - Rendimentos dos ciclos de volume constante, pressão limitada e pressão constante em função da razão de compressão

Analisando-se a Fig. 1 pode-se questionar: Se o rendimento do ciclo de volume constante é sempre o maior possível, por que, então, conduzir o ciclo real próximo de um a pressão limitada? De fato, se fosse exequível operar o motor aproximando-se do ciclo de volume constante em altas razões de compressão, o rendimento seria ainda maior que o de pressão limitada. Entretanto, não se pode esquecer que as curvas de rendimento mostradas na Fig. 1 são processos ideais e o fenômeno de detonação não é considerado. O aumento da razão de compressão num ciclo de volume constante leva a um significativo aumento da pressão e de temperatura, o que implica no favorecimento do surgimento de detonação. Isto significa que um motor convencional, com ciclo aproximando-se de volume constante, operando no limite de detonação (BL), qualquer aumento da razão de compressão levaria ao aparecimento de detonação. Por outro lado, pode-se mostrar que, no ciclo de pressão limitada, mantida a razão de pressões constante, as temperaturas correspondentes ao início e fim do período de transferência de energia, diminuem com o aumento da razão de compressão. Isto significa que em termos de pressão e temperatura, a tendência à detonação não é favorecida.

4. APARATO EXPERIMENTAL E MÉTODO DE MEDIÇÃO

As medições de pressão no cilindro dos motores de combustão interna são feitas, geralmente, usando-se transdutores de pressão piezoelétricos devido às muitas vantagens que eles oferecem. Infelizmente, uma desvantagem séria e difícil de detectar é a variabilidade introduzida nos dados brutos pelo choque térmico ocorrido na face do transdutor. O choque térmico pode ser reduzido pela montagem apropriada do transdutor. Três esquemas de montagem são geralmente utilizados: face rente, passagem única, e múltiplas fendas. Destes, o de múltiplas fendas é o que têm apresentado melhores resultados em termos de distorção de sinais por efeito de choque térmico no cristal de quartzo e por efeitos de ressonância na passagem.

Shi e Sheng [8] reportaram melhoras significativas na acurácia de seus dados de pressão de cilindro usando um adaptador com passagem única, curta, relativamente ao de montagem rente. Isso é especialmente interessante porque suas análises foram efetuadas com os transdutores Kistler 6121, os quais são equipados com uma proteção de calor para fornecer uma boa resistência ao choque térmico. Assumindo que a passagem do adaptador tem dimensões suficientemente pequenas para extinguir a chama da combustão, a montagem remota, via passagem única, evita o considerável choque térmico do diafragma causado pela

chama. A acurácia dos dados de pressão é freqüentemente sacrificada devido às limitações de projeto do motor para instalação de adaptadores/transdutores de pressão de cilindro.

Randolph [9] investigou a acurácia dos dados de pressão de cilindro, e dos parâmetros de performance de um motor (i.e., IMEP e COV_{IMEP}) com a utilização dos três adaptadores supracitados. Segundo os resultados de seu trabalho, utilizando-se o adaptador passagem única, com o transdutor Kistler 6121, a acurácia dos dados é inferior à da apresentada pelo adaptador do tipo múltiplas fendas, mas bastante satisfatória.

No presente trabalho, de acordo com o desenho do cabeçote do motor utilizado, usou-se, para as medições de pressão, adaptador do tipo passagem única, com as mesmas dimensões básicas utilizadas por Randolph [9], e transdutores de pressão Kistler 601A. Para a coleta e processamento de dados foi utilizado o equipamento do tipo digital, marca DSP, versão 3.0. As incertezas de medição dos dados de pressão, dos valores calculados de IMEP, σ_{IMEP} , e COV_{IMEP} , foram determinadas segundo metodologias expressas em Moffat [10]. As incertezas associadas às medições de pressão e os parâmetros de performance associados foram de +/- 60 kPa.

Os testes foram realizados com um motor de capacidade 1.6 cc, 4 cilindros em linha, em regime de operação a plena carga. O combustível utilizado foi gasolina 80 MON.

5. RESULTADOS

Nesta seção são apresentados e discutidos os resultados obtidos com o processo de combustão conduzido na forma proposta no presente trabalho.

5.1 Pressões no Cilindro

As Fig. 2 mostra o diagrama logarítmico da pressão versus volume do cilindro, obtidos para as rotações de 2000 rpm.

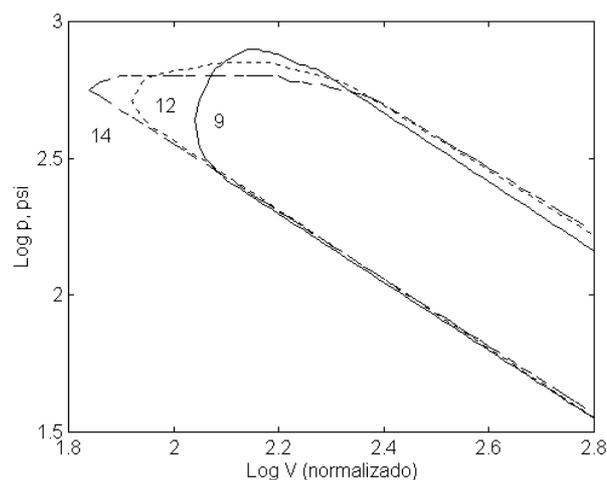


Figura 2 - Diagrama Pressão versus Volume deslocado, Rotação 2000 rpm, plena carga, r_c 9,12 e 14

Observando-se a Fig. 2 verifica-se que o ciclo de operação real se aproxima de um a pressão limitada. Durante a fase de combustão, é bastante nítido o achatamento da curva de pressão para a razão de compressão 14:1, em comparação com a curva para razão 9:1. Houve

também uma leve redução no pico de pressão, o que contribui para a não ocorrência de detonação. Um comportamento semelhante foi também observado para a rotação de 5200 rpm, não mostrado aqui por razão de espaço.

Os valores dos picos máximos e mínimos de pressão no cilindro para as rotações de 2000 e 5200 rpm em função da razão de compressão são mostrados nas Fig. 3a e Fig. 3b abaixo.

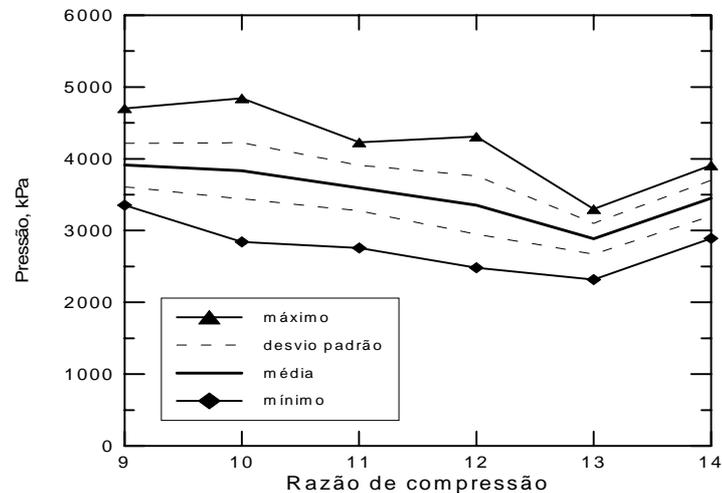


Figura 3a - Pressão em função da razão de compressão: picos máximos, mínimos, médios e desvio padrão, rotação 2000 rpm, plena carga

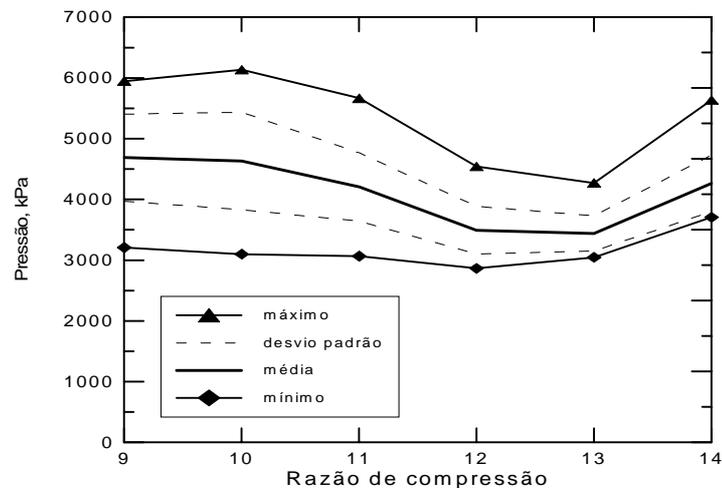


Figura 3b - Pressão em função da razão de compressão: picos máximos, mínimos, médios e desvio padrão, rotação 5200 rpm, plena carga

Das Fig. 3a e Fig. 3b, pode-se constatar que tanto os picos máximos quanto os mínimos, na amostragem de 300 ciclos para cada rotação, se mantêm razoavelmente constantes com o aumento da razão de compressão, mesmo sofrendo a influência das variações cíclicas inerentes a MIC. Observa-se, ainda, a tendência do desvio padrão diminuir com o aumento da razão de compressão. Vê-se também que a média, construída em cada razão de compressão com os valores máximos e mínimos nas 300 amostras, tende para o valor mínimo do pico de pressão. Como os picos mínimos de pressão mantiveram-se estáveis, ou pouco sensíveis à variação de r_c , a diminuição havida na intensidade dos picos máximos resultou em diminuição da intensidade dos picos médios de pressão no cilindro. Isto significa que a frequência de ocorrência de ciclos rápidos, por consequência, diminuiu, o que justifica a

diminuição do desvio padrão. As variações cíclicas, por conseguinte, sob o aspecto estatístico das variações dos picos de pressão no cilindro, também diminuíram. Sob o enfoque de coeficiente de variação da pressão média efetiva, entretanto, o COV_{IMEP} [7], as variações cíclicas aumentaram para até 4% em $r_c = 15$.

A constância destes parâmetros de estabilidade do ciclo de operação (máximo, média e mínimo) endossa a modelagem do ciclo real por um de pressão limitada. Como será mostrado no item 5.2 a seguir, o rendimento também está em acordo com o modelo teórico de ciclo de pressão limitada.

A obtenção do ciclo de pressão limitada pode ser descrita pela Eq. (1), que relaciona a taxa de calor liberada pelo processo de combustão, a taxa de calor rejeitado e a variação da pressão com o volume instantâneo do cilindro.

$$\frac{dQ_{ch}}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} + V_{cr} \left[\frac{T'}{T_w} + \frac{T}{T_w(\gamma-1)} + \frac{1}{bT_w} \ln \left(\frac{\gamma-1}{\gamma'-1} \right) \right] \frac{dp}{dt} + \frac{dQ_{ht}}{dt} \quad (1)$$

onde dQ_{ch}/dt é a taxa de liberação de calor na combustão; p é a pressão instantânea no cilindro; V é o volume do cilindro; dV/dt é a taxa de variação do volume do cilindro; V_{cr} é o volume total das fendas conectadas à câmara de combustão; T' é a temperatura do elemento de massa que escoar de, ou, para as fendas; T_w é a temperatura das paredes das fendas; T é a temperatura média dos gases na câmara de combustão; γ é a relação entre os calores específicos da mistura homogênea; b é o coeficiente da função linear aproximada que representa as variações de γ havidas durante o processo de combustão; e dQ_{ht}/dt é a taxa de transferência de calor do volume de controle para o seu exterior. Para o caso do ciclo operando em pressão constante, a Eq. (1) torna-se:

$$\frac{\gamma-1}{\gamma} \left(\frac{dQ_{ch}}{dt} - \frac{dQ_{ht}}{dt} \right) \left(\frac{dV}{dt} \right)^{-1} = p = cte. \quad (2)$$

Assim, o ciclo real se aproximará do ciclo ideal de pressão limitada, quando as derivadas temporais de liberação de energia via combustão, perda de calor por resfriamento e deslocamento volumétrico satisfizerem a Eq. (1).

A queda na intensidade dos picos máximos de pressão observada nas razões de compressão 13 e 14, ocorreu devido ao aumento de sensibilidade da taxa de queima dQ_{ch}/dt às variações de ângulo de ignição. Nas rotações investigadas, incrementos de 1 grau, mínimo permitido pelo equipamento utilizado, nos ângulos de ignição BL encontrados resultavam em picos máximos de pressão muito maiores que os observados na razão de compressão de referência, causando detonação. Para manter a constância dos picos máximos de pressão nessas duas razões de compressão, a função dQ_{ch}/dt deveria ser ajustada apropriadamente. Apesar disso os aumentos percentuais em η inclusive nessas razões de compressão foram significativos.

5.2 Rendimento

Na Fig. 4 são mostrados os rendimentos, para as rotações de 2000 e 5200 rpm em função da razão de compressão. Os rendimentos são normalizados com o rendimento para a razão de compressão 9:1. Observe-se que, à exceção dos resultados para r_c 15:1, todos os outros

valores são iguais ou superiores ao rendimento na razão de referência. Este resultado está em concordância com o exposto na análise teórica: operando-se o ciclo por pressão limitada, e livre de detonação, o rendimento aumenta. Este aumento de rendimento previsto no ciclo ideal, só efetivamente se realiza, se o ciclo real não sofrer detonação ou combustão anormal. Os resultados experimentais comprovam a ausência de detonação, caso contrário, o rendimento diminuiria e os níveis de pressão no cilindro seriam maiores e instáveis. A discussão sobre detonação é feita no item 5.3.

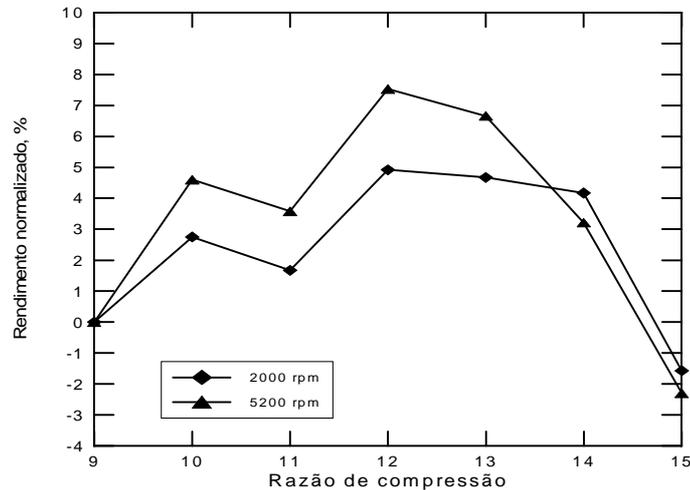


Figura 4 - Rendimento térmico normalizado em função da razão de compressão para as rotações 2000 e 5200 rpm, plena carga

Na razão de compressão 11, em relação à razão de compressão 10, houve pequena queda de rendimento. Muito provavelmente, nessa condição de operação, a Eq. 2 não foi satisfeita satisfatoriamente em termos de trabalho útil gerado no ciclo de operação, embora o perfil da curva $\log p \times \log V$, Fig. 2, tenha se aproximado razoavelmente bem do perfil de um ciclo de pressão limitada. A partir da razão de compressão 12, onde ocorreram os picos de rendimento, o rendimento térmico começou a cair, até que, na razão de compressão 15, o rendimento, na forma normalizada, foi negativo. Na razão de compressão extrema avaliada, 15, para que não ocorresse detonação, o ângulo de ignição foi tal (9°) que o ciclo de operação resultante se afastou totalmente do modelo pretendido. Os ângulos de ignição, para a rotação de 2000 rpm, para as razões de compressão da Fig. 4 foram 26° , 25° , 19° , 18° , 17° , 14° e 9° respectivamente.

5.3 Detonação

Uma discussão do problema de detonação em motores de combustão interna com ignição por centelha pode ser encontrada em Heywood [7]. Uma explicação geral e conclusiva para o fenômeno da detonação, que leva a um regime de combustão anormal em MIC, ainda não existe. Existem basicamente duas teorias, que abordam o fenômeno: detonação propriamente dita, a qual considera que a frente de chama acelera para a velocidade sônica e consome o gás extremo a uma taxa muito mais rápida que a que ocorreria em velocidades de chama normais, e a teoria da auto-ignição do gás extremo. Na teoria da auto-ignição do gás extremo, a mais aceita atualmente Heywood [7], a compressão do gás extremo até a pressão e temperatura de auto-ignição da mistura e a manutenção destas condições por um tempo igual ou superior ao tempo de indução, leva ao desencadeamento de reações exotérmicas a taxas extremamente altas provocando o aparecimento de ondas de choque na câmara de combustão. No presente

trabalho utiliza-se a teoria da auto-ignição do gás extremo para a análise dos resultados experimentais obtidos.

Na teoria de auto-ignição do gás extremo, explica-se a detonação como sendo o resultado de ondas de choque com altas frequências originadas em pontos da câmara de combustão onde a mistura do gás extremo foi mantida em condições de pressão e temperatura por um tempo superior ao tempo de indução para o desencadeamento de reações de combustão altamente exotérmicas. Esta liberação extremamente rápida da energia química do combustível, provoca o aumento da pressão local. A distribuição de pressão na câmara, entretanto, não é uniforme, visto que somente alguns pontos entram em auto-ignição. Estes gradientes de pressão provocam o aparecimento de ondas de choque que se propagam pela câmara, são refletidas nas paredes e podem provocar a ressonância na frequência natural do motor, o que gera o ruído típico de batida de pino. Nesta teoria, o controle da detonação exigiria o conhecimento da história da pressão, temperatura e tempo de indução para condição às quais o gás extremo é submetido. Heywood [7] fornece as Eq.(3) e Eq. (4) para a avaliação da ocorrência ou não de detonação. Se a integração do tempo de permanência da mistura nas condições p e T , dividido pelo de tempo de indução for

$$\int_{t=t_0}^{t=t_i} \frac{dt}{\tau} \geq 1 \quad (3)$$

ocorrerá detonação. Na Eq. (3), t_0 e t_i são os instantes inicial e final do processo de compressão do gás extremo, dt é o incremento de tempo na integração, τ é o tempo de indução das reações de detonação calculado por

$$\tau = Ap^{-n} \exp \frac{B}{T} \quad (4)$$

onde p é a pressão e T a temperatura instantâneas às quais o gás extremo é submetido, A , B e n são parâmetros da cinética química das reações definidos experimentalmente. Se para um dado histórico de pressão e temperatura do gás extremo, entre os instantes inicial e final da compressão, a integral Eq. (3) for maior ou igual à unidade, ocorrerá detonação. Em outras palavras, o gás permanece nas condições de pressão e temperatura por um tempo maior que o tempo de indução das reações de detonação.

Usando a teoria acima brevemente exposta, fez-se a avaliação da Eq. (3) para o gás extremo. Utilizou-se a aproximação de que o gás extremo sofre compressão adiabática, e os valores de pressão e temperatura foram tomados a partir dos registros de pressão x tempo obtidos com o equipamento digital supracitado, nas condições de operação consideradas. Os resultados desta avaliação teórica estão resumidos na Fig. 5. Pode-se notar que para todas as razões de compressão, os valores da integral da Eq.(3) são menores que a unidade. Deve-se salientar, entretanto, que os coeficientes da Eq. (4) foram tomados de Douad [6] e não representam necessariamente as condições de troca de calor e composição do motor analisado no presente trabalho. Esta análise mostra que qualitativamente a tendência de detonação não aumenta com o aumento da razão de compressão aproximando-se o ciclo de operação por um ciclo de pressão limitada. Análise semelhante, considerando-se um ciclo de volume constante, levaria a valores da Eq. (3) muito maiores que a unidade.

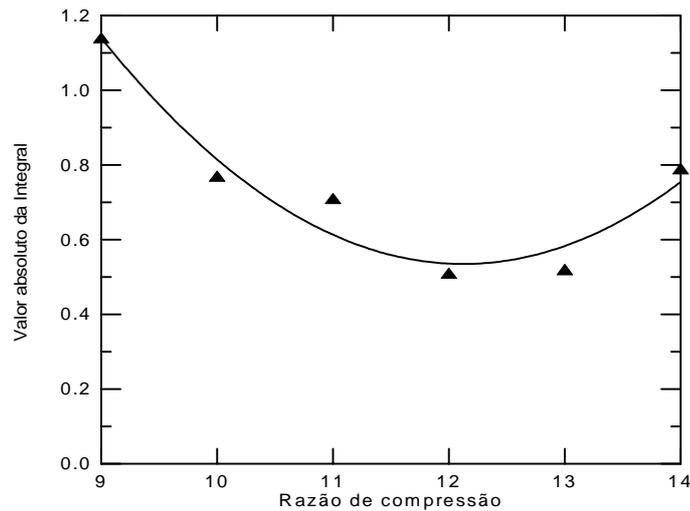


Figura 5 - Integral da Eq (3) em função da razão de compressão, 2000 rpm, plena carga

6. CONCLUSÃO

Neste trabalho apresentou-se a aplicação do conceito de ciclo de pressão limitada a motores de ignição por centelha com razões de compressão significativamente mais altas que as usuais. Mostrou-se, por análise teórica, e comprovou-se pelos dados experimentais, que o ciclo de pressão limitada aumenta o rendimento em relação a um motor referência de razão de compressão 9:1. Discutiu-se o comportamento medido das pressões máximas no cilindro e sua influência na ocorrência de detonação. Conclui-se que o projeto de motores de alta compressão, conduzindo-se o ciclo de operação nas imediações de um ciclo de pressão limitada é perfeitamente viável obtendo-se ganho no rendimento térmico e potência útil, e em regime de operação totalmente livre de detonação.

REFERÊNCIAS

- Caris, D. F., and Nelson, E. E., 1959, A New Look at High Compression Engines, SAE Trans., vol. 67, 112-124.
- Curry, S., 1962, A 3-Dimensional Study of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine, SAE paper 452B.
- James, E. H., 1986, Some Aspects of Compression Ratio Increase on Spark Ignition Engine Combustion, IME, UK, Nov., 63-76.
- Muranaka, S., et al, 1988, Factors Limiting the Improvement in Thermal Efficiency of S. I. Engine at High Compression Ratio, SAE Trans. paper 870548, vol. 96.
- Douad, A. M., and Eyzat, P., 1978, Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-knock Behaviour of Fuels and engines, SAE, paper nº 780080, Congress and Exposition Cobo Hall, Detroit, February 27-March 3.
- Livengood and Wu, 1955, Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines, Fifth (International) Symposium on Combustion, Reinhold Publishing Corp., New York, p. 347.
- Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, MacGraw-Hill B. Comp., ISBN 0-07-100499-8.
- Shi, S. X., and Sheng, H. Z., 1987, Numerical Simulation and Digital Signal processing in Measurements of Cylinder Pressure of Internal Combustion Engines. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, International Conference on Computers in Engine Technology, March.

Randolph, A. L., 1990, Cylinder-Pressure-Transducer Mounting Techniques to Maximize Data Accuracy, SAE 900171, Detroit, Michigan, Feb. 26 - March 2.
Moffat, R. J., 1988, Describing the Uncertainties in Experimental Results, 0894-1777/88 Experimental Thermal and Fluid Science; 1:3-17. Elsevier Science Publishing Co.

Limited Pressure Cycle Applied to High Compression SI Engines

Abstract. *The present work introduces a method for conducting the combustion process which allows high compression spark-ignited engines be operated efficiently using common fuels and without the need of any anti-knock compound addition. Considering the maximum cylinder pressure developed in the engine operating cycle, obtained at a referential and conventional compression ratio, the method consists on keeping that pressure constant as the compression ratio is increased. In addition, the resultant cylinder pressure curve profile, expressed in a pressure-volume diagram form, should be similar to an ideal limited pressure curve profile. Such an approximation can be done, for example, through the appropriate reduction in the spark advance as the compression ratio is incremented. When necessary, and feasible, it can also be done by adjusting some basic engine geometric factors and by changing the mixture turbulence level. In accordance to this method, experimental data on some engine performance parameters, obtained in a wide compression ratio range, are analyzed. It is shown that the operation of high compression spark-ignited engines, with the use of fuels with usual octane numbers, is thoroughly possible, free from the occurrence of knocking and, mainly, advantageous under the aspect of brake power and thermal efficiency.*

Keywords: *Compression Ratio, Limited Pressure Cycle, Knocking, Thermal Efficiency*