

5. RESULTADOS E ANÁLISE

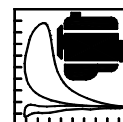
Como abordado no trabalho de Chandra, 1991, a validação de programas computacionais de motores envolve a realização de experimentos detalhados visando testar cada parte do modelo. Estes ensaios são onerosos, não só economicamente, como também em termos de tempo. O Laboratório de Motores do DEMEC/UFMG, o CEFET-MG, a PUC-MINAS e o CETEC-MG estão numa fase de renovação de equipamentos que, em alguns anos, tornarão disponíveis meios de validação de modelos computacionais em vários níveis. Portanto, a documentação de dados de ensaio deve ser uma preocupação constante destes laboratórios.

Neste trabalho são usados dados experimentais obtidos em ensaios dinamométricos de um motor monocilindro. Também utilizam-se dados fornecidos pelo fabricante. Contudo, os padrões de medidas em banco atualmente utilizadas no Brasil visam apenas o controle de produção e, portanto, são focados em grandezas globais de funcionamento do motor. Estas grandezas correspondem aos dados globais de ciclo gerados pela simulação do motor ensaiado. A validação do modelo é efetuada por meio destas medidas.

Validar cada modelo implementado e os dados simulados ao longo de um ciclo exige medidas experimentais mais detalhadas e equipamentos mais complexos. Esta ação está em andamento pelo grupo de laboratórios citados, mas exige pessoal, tempo e dinheiro, todos estes são recursos escassos.

Além da questão de validação, existe a difusão do uso de um programa de simulação. Um bom programa deve permitir previsões de desempenho de configurações diferentes do motor, em relação a que foi usada na validação do modelo. Assim, somente a utilização do programa ora implementado em futuros projetos provará sua qualidade. Entre as características que permitirão a difusão deste programa são o caráter não proprietário, a orientação a objetos e a plataforma de trabalho (PC's) escolhida.

A seguir, são apresentados os resultados de simulação para um motor monocilindro, enfocando a validação do modelo e procurando mostrar as potencialidades da modelagem empregada.



5.1. Ensaio Dinamométricos

O modelo de motor monocilindro, cujos dados estão disponíveis, é mostrado na figura 5.1. Os ensaios em dinamômetro elétrico foram realizados por Sá, 2001, e estão documentados em sua dissertação de mestrado. As características do motor são apresentadas na tabela 5.1. Os dados do fabricante foram retirados de catálogos do motor (Briggs&Stratton, 1999).

A escolha do motor foi por este ser de quatro tempos, por possuir um único cilindro e pela sua disponibilidade no laboratório. Ele é um motor de projeto antigo, possivelmente da década de 1950, pois o formato da câmara e a posição lateral das válvulas são semelhantes aos motores do MIT desta época (Taylor, 1988). Ele não possui nenhum sistema de controle moderno, somente a regulagem de avanço fixo. Seus coletores são curtos e operam a altas temperaturas. O sistema de resfriamento é baseado na convecção natural do ar atmosférico. O combustível usado nos testes foi a gasolina C. Os dados do fabricante são referentes a gasolina A, sendo que nenhuma modificação física ou de regulagem é introduzida no motor devido à mudança de combustível.

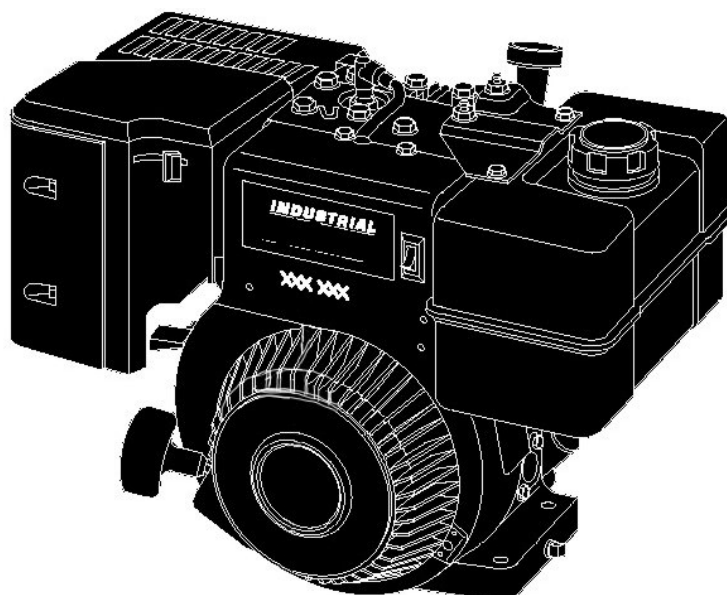


FIGURA 5.1 – Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, monocilindro, quatro tempos, 5kW e 319 cm³

As incertezas de medição para os ensaios de Sá, 2001, são apresentadas na tabela 5.2. Estas são calculadas a partir dos dados de Sá, 2001, seguindo os procedimentos do guia ABNT-ISO-5725 para amostras de sete medidas. As incertezas dos equipamentos para os dados do fabricante são assumidas como iguais às toleradas pela norma NBR-ISO-1585 (tabela 2.1). Deve-se lembrar que esta norma tolera uma diferença de 4 % entre medidas de torque e potência de motores do mesmo modelo. Considerando uma amostra de 7 medidas, estas incertezas foram corrigidas para representar a população usando a distribuição t de Student e 95 % de confiança, conforme recomendação do guia ABNT-ISO-5725. A tabela 5.3 mostra as incertezas atribuídas aos dados do fabricante.

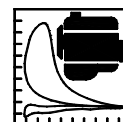


TABELA 5.1 – Características do Motor Briggs&Stratton, modelo 195400

Fabricante	Briggs&Stratton
Tipo	19XXXX
Aplicação	Industrial / Grupo gerador
Potência nominal	5 kW (8 HP)
Combustível	Gasolina
Tipo de ciclo	Quatro tempos, ignição por centelha
Número de cilindros	1 cilindro
Cilindrada	319 cm ³
Taxa de compressão	6,9:1
Diâmetro do pistão	76,2 mm
Curso do pistão	69,8 cm
Volume da câmara de combustão	54,1 cm ³
Faixa de rotações	1800 a 3600 rpm
Peso	21,1 kg
Número de válvulas	2 válvulas trompeta
Sistema de aspiração	Natural
Sistema de ignição	Magneto com avanço fixo de 6°
Sistema de alimentação	Carburador
Sistema de resfriamento	Ar
Sistema de partida	Manual

As condições ambientais são usadas como dado de entrada para a simulação. Para os dados do fabricante são consideradas as condições padrões de ensaio: 25°C, 10⁵ Pa e 31,7 %UR. Para os ensaios de Sá, 2001, foram consideradas as condições atmosféricas locais do ensaio: 25,2°C, 92192 Pa e 63,7 %UR. Não é feita a normalização dos parâmetros de desempenho, pois esta corrige apenas o torque e a potência, sem corrigir as vazões, temperaturas, concentrações e outras propriedades medidas. Assim, para evitar referências diferentes em vários gráficos são mantidas todas as curvas para a gasolina C, nas condições locais de ensaio. O fator de correção para normalizar os parâmetros de desempenho dos dados para a gasolina C é de 1,1167, ou seja, a potência e o torque seriam aumentados em 11,67 %.

Na tabela 5.2, os valores de incerteza estão acima do tolerado pela norma NBR-ISO-1585, pois os equipamentos usados não dispõem de controles eletrônicos e pertencem a uma geração anterior a esta norma. Outro ponto importante, é que os motores monocilindro apresentam uma variação de rotação mais crítica que os multicilindros e assim apresentam uma variação maior no torque e, conseqüentemente, em outros parâmetros.

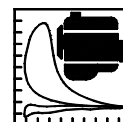


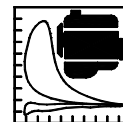
TABELA 5.2 – Incertezas de medição para ensaios dinamométricos do Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, realizado por Sá, 2001

Medição	Incertezas
Velocidade de rotação	± 71 rpm
Torque	$\pm 1,2$ Nm
Potência	± 10 %
Vazão de ar de admissão	± 2 %
Consumo de combustível	$\pm 0,05$ kg/h
Consumo específico de combustível	± 10 %
Temperatura atmosférica	$\pm 0,5$ K
Pressão atmosférica	± 67 Pa
Umidade atmosférica	± 5 % UR
Avanço de ignição	$\pm 1,2$ graus
Temperatura dos gases de exaustão (EGT)	± 12 K
Eficiência volumétrica	± 2 %
Eficiência térmica padrão	± 2 %
Razão ar/combustível, em massa	$\pm 0,3$ p/p
Concentração de CO, base seca	$\pm 0,4$ % v/v
Concentração de CO ₂ , base seca	$\pm 0,5$ % v/v

TABELA 5.3 – Incertezas de medição para dados dinamométricos do fabricante do Motor Briggs&Stratton, modelo 195400

Medição	Incertezas
Velocidade de rotação	$\pm 1,2$ %
Torque	± 4 %
Potência	± 4 %
Vazão de ar de admissão	$\pm 0,4$ kg/h
Consumo de combustível	$\pm 0,05$ kg/h
Consumo específico de combustível	$\pm 0,017$ kg/kW/h
Eficiência volumétrica	$\pm 1,3$ %
Eficiência térmica padrão	$\pm 1,4$ %
Razão ar/combustível, em massa	$\pm 0,3$ p/p

É importante ressaltar que o fabricante forneceu um único dado de consumo específico de combustível a 3000 rpm. Com esta informação foram inferidas outras propriedades globais do ciclo, como por exemplo, a eficiência térmica padrão.



5.2. Resultados e Análise para o Motor Monocilindro

5.2.1. Parâmetros Globais de Ciclo

Os primeiros dados a serem comparados são relativos aos parâmetros globais de ciclo. Os gráficos apresentam os valores medidos e os simulados para o motor monocilindro usando a gasolina A e a gasolina C.

A figura 5.2 mostra os dados de desempenho do motor (torque e potência). Pode-se observar, que o programa de simulação é capaz de sentir a queda de desempenho da Gasolina C em relação à Gasolina A somente através da diferença de energia dos combustíveis. Para 2400 rpm, a queda de torque é de 22,6 % e após a normalização a queda de torque passa a 14 %. O valor normalizado é a medida da perda de torque devido à troca de combustível. Os motivos desta queda são a redução na energia do combustível e a menor velocidade de propagação de chama para a razão de mistura Ar/Gasolina C utilizada no motor. Os gráficos de parâmetros de um ciclo (item 5.2.2) ilustram melhor esta afirmativa.

O ajuste dos resultados de simulação é considerado bom, pois as diferenças para os valores medidos se encontram dentro da faixa de incerteza das medidas experimentais. No caso da gasolina A estão abaixo dos 4 % tolerados e para a Gasolina C estão abaixo dos 10 % tolerados. Os dados de entrada mais importantes para o ajuste do modelo são aqueles relativos à velocidade de propagação da frente de chama, ou seja, a duração da queima num ciclo é o determinante do torque e da potência do motor, como esperado. O segundo grupo de dados que afeta o formato das curvas de desempenho é o que afeta a eficiência volumétrica, principalmente os coeficientes de descarga das válvulas e a rotação, que marca o início do efeito de cruzamento destas. Estes últimos parâmetros alteram o formato das curvas a baixas e a altas rotações, mas seu efeito está na ordem de 5 %, enquanto que a duração de queima pode afetar em mais de 50 % os valores de torque e potência.

A figura 5.3 apresenta uma comparação entre as curvas de desempenho para os seguintes casos de simulação: ciclo ideal, sem combustão (motorizado) e com combustão. Esta figura 5.3 também apresenta os dados de ensaio dos motores. Pode-se notar o efeito do atrito registrado pela simulação, que aumenta a potência necessária para rodar o motor sem queima. O ciclo ideal simulado representa o máximo que este motor seria capaz em termos de desempenho, cerca de 400 % a mais de torque. Isto significa que 75 % do torque e potência do motor foram perdidas devido a efeitos não ideais no ciclo. A maior parte das perdas é devida à energia disponível na mistura ar/combustível (>50 % das perdas) e à baixa eficiência volumétrica do motor (<40 % das perdas). Atrito, perdas de calor e outros efeitos são de importância relativamente menor (<10 % das perdas). Estas ordens de grandezas estão de acordo com o modelo algébrico descrito no item 4.1. A inclinação da curva de potência medida em relação à curva ideal, mostra também o mesmo comportamento de giro em torno da origem, previsto pelo modelo algébrico (ver figura 4.2). Deve-se ressaltar que a eficiência volumétrica deste motor é baixa (<65 %), isto amplia a influência dos parâmetros de escoamento pelas válvulas, que, em um motor mais moderno ($\eta_v > 90\%$), seria bastante reduzida.

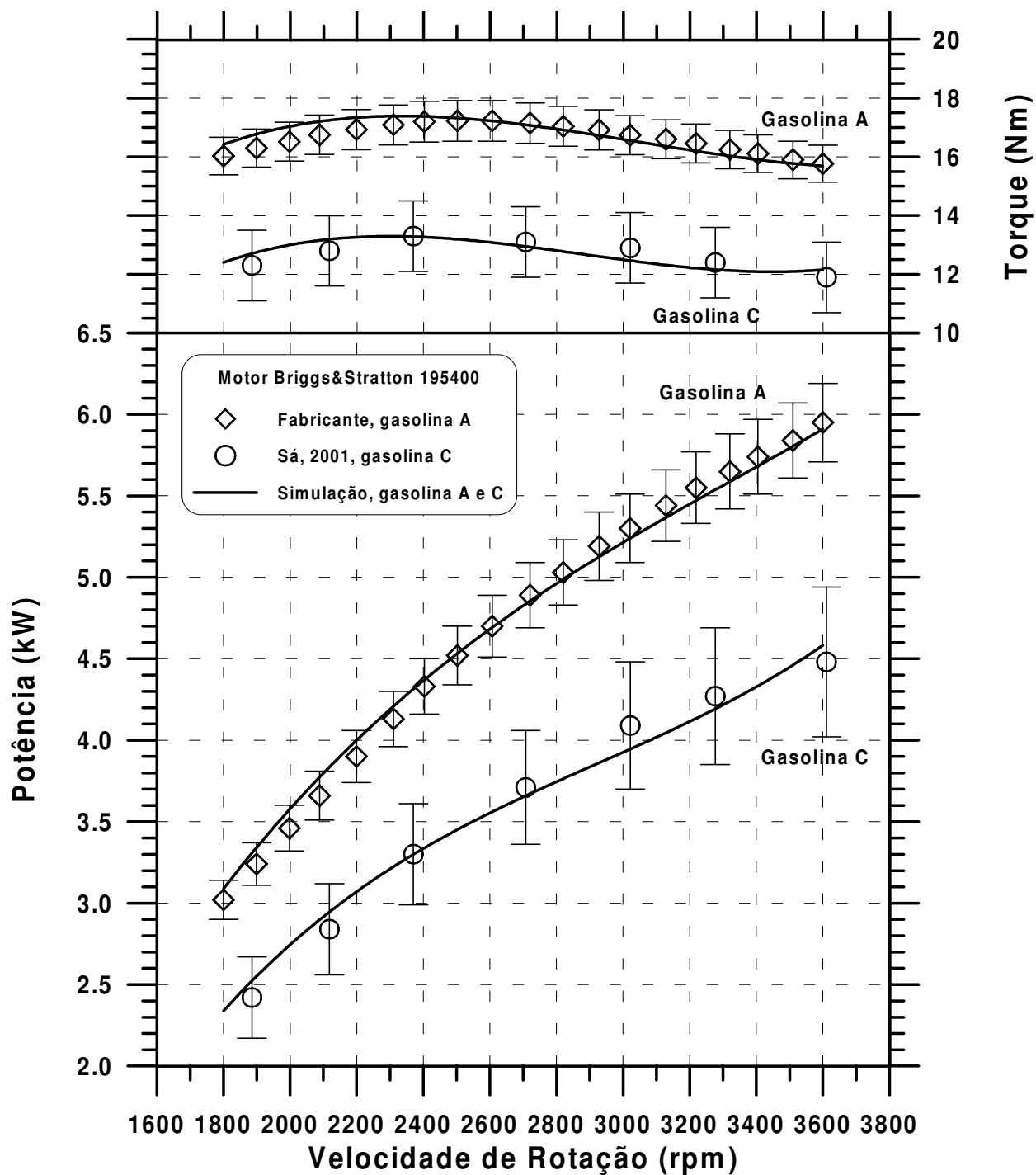
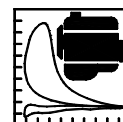


FIGURA 5.2 – Desempenho medido e simulado, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A e gasolina C

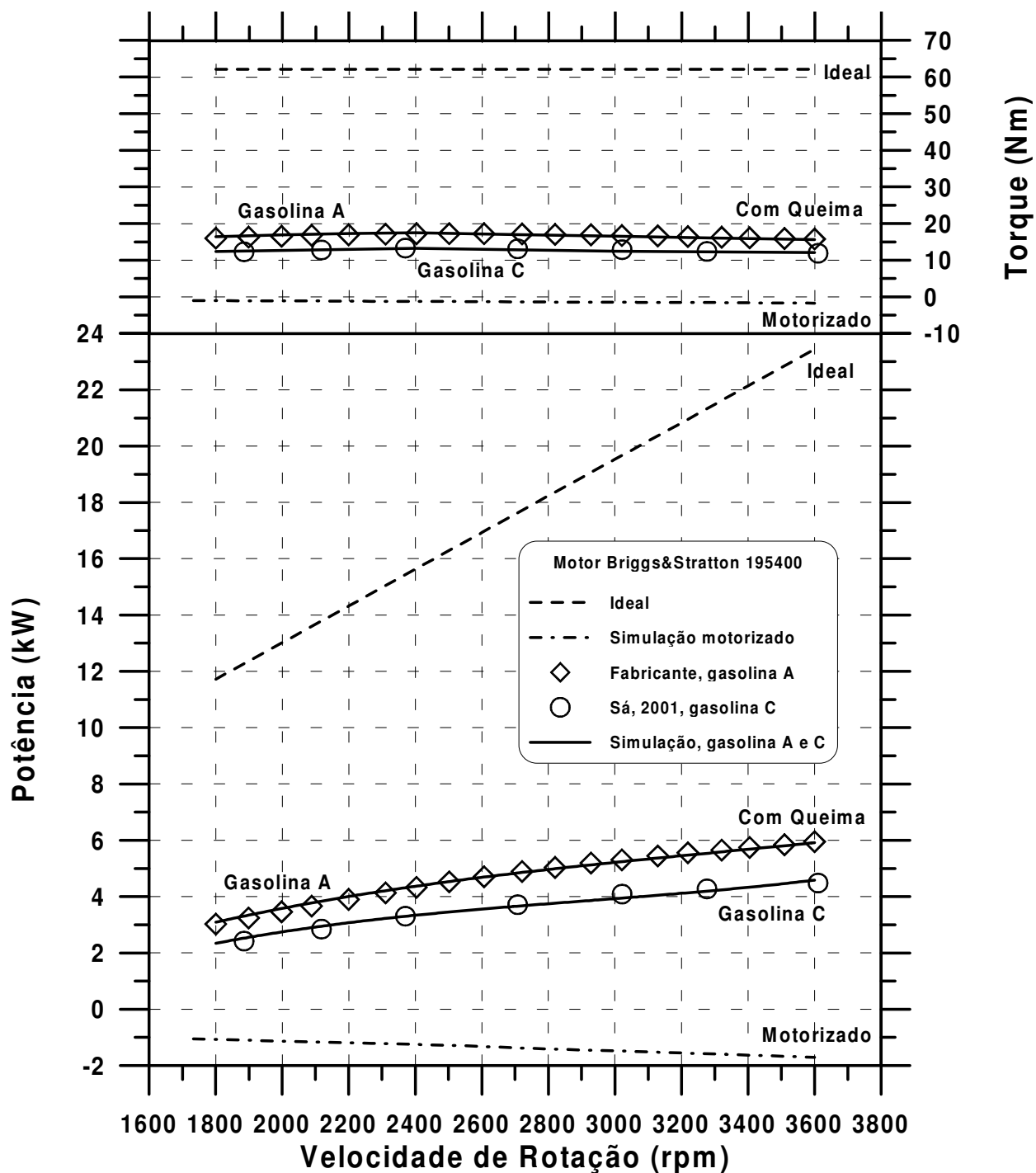
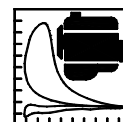
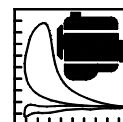


FIGURA 5.3 – Comparação entre desempenho ideal, desempenho medido, desempenho simulado e desempenho motorizado para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A e gasolina C



A figura 5.4 mostra o consumo de combustível simulado para o motor usando gasolina A e gasolina C, comparado ao consumo ideal, ao medido (Sá, 2001) e ao declarado (fabricante, Briggs&Stratton, 1999). Não houve diferenças entre o consumo simulado para a gasolina C e para a Gasolina A, pois não foi alterada a curva do carburador de uma simulação para outra. Para a gasolina C, o consumo previsto ficou dentro da incerteza das medições até 3000 rpm. Para rotações superiores o consumo medido caiu, o que não é típico para motores carburados (Orbet, 1971). A grande incerteza nos dados medidos de consumo tornam impraticável a determinação da tendência do consumo em função da rotação do motor. O fabricante declara um valor mais baixo de consumo quando comparado com a simulação, 9 % a menos. O ciclo ideal atinge uma maior potência e conseqüentemente consome mais.

A figura 5.5 mostra o consumo específico de combustível para as mesmas condições simuladas na figura 5.4. As mesmas observações são válidas, exceto que as medidas apresentam uma incerteza combinada mais elevada (10 %). As curvas de simulação apresentam um mínimo de consumo específico a 2400 rpm, já os dados medidos não permitem concluir sobre a localização do mínimo consumo específico. O dado do fabricante é novamente otimista.

A figura 5.6 apresenta a vazão de ar de admissão para a aspiração ideal, o motor motorizado e com queima. A variação da vazão de ar com o tipo de combustível somente é sentida na figura 5.7, a qual apresenta a eficiência volumétrica para as mesmas condições. Para a gasolina C, a vazão prevista está dentro da incerteza da medida. O fabricante indica uma vazão inferior a simulada e a medida. Observando as duas figuras 5.6 e 5.7, vê-se que o motor motorizado admite mais ar que durante o ciclo com queima. Os gases queimados no coletor de exaustão são os responsáveis por esta alteração de fluxo. A curva de eficiência volumétrica do motor motorizado pode ser dividida em duas fases. Até 2400 rpm não existe o efeito Venturi no cruzamento das válvulas de admissão e exaustão, e após esta rotação o efeito passa a afetar significativamente a admissão. Na presença de gases quentes da exaustão, tem-se uma redução do efeito de cruzamento das válvulas, notado pela inflexão da curva em torno de 3000 rpm. Isto não ocorre na curva medida, indicando que o modelo está subestimando o efeito Venturi no cruzamento das válvulas. A diferença de valores de eficiência volumétrica medida e simulada, com a gasolina C, pode ser atribuída à forma de cálculo desta eficiência pelo programa. Ela é calculada pela massa no cilindro no momento da ignição em relação à massa ideal que seria aspirada. Esta relação é um pouco diferente da razão entre vazão média de ar pela vazão ideal de ar na admissão, a qual é usada para o cálculo da eficiência volumétrica nos dados de medição. Neste caso, o fabricante previu uma baixa eficiência volumétrica (3 % menor que a simulada para a gasolina A).

A figura 5.8, mostra a eficiência térmica padrão para o motor queimando gasolina A e C, frente aos dados medidos. A incerteza das medidas é alta, não permitindo estabelecer o formato da curva. Os valores simulados indicam um máximo de eficiência térmica para 2400 rpm. O dado do fabricante é otimista (2,5 % maior). O uso da gasolina A propiciou uma maior eficiência térmica ao motor que a gasolina C. A eficiência térmica padrão toma como base o PCI do combustível, daí o valor bem reduzido para este motor (< 20 %), pois o mesmo opera com uma mistura extremamente rica (9:1) incapaz de fornecer toda a energia indicada pelo PCI.

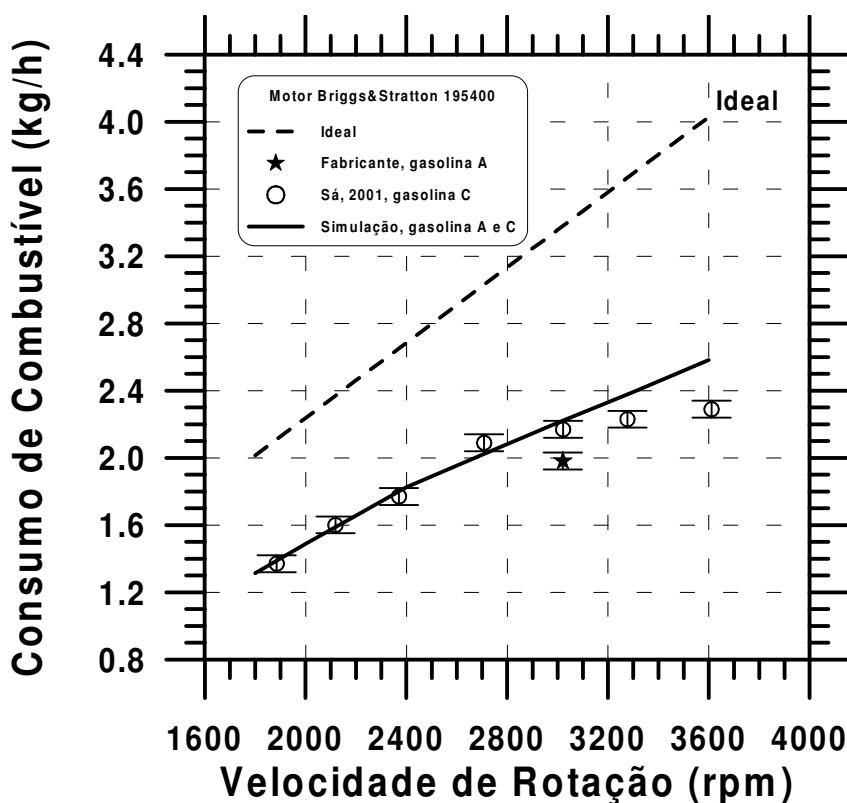
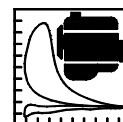


FIGURA 5.4 – Consumo de combustível medido e simulado, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A e gasolina C

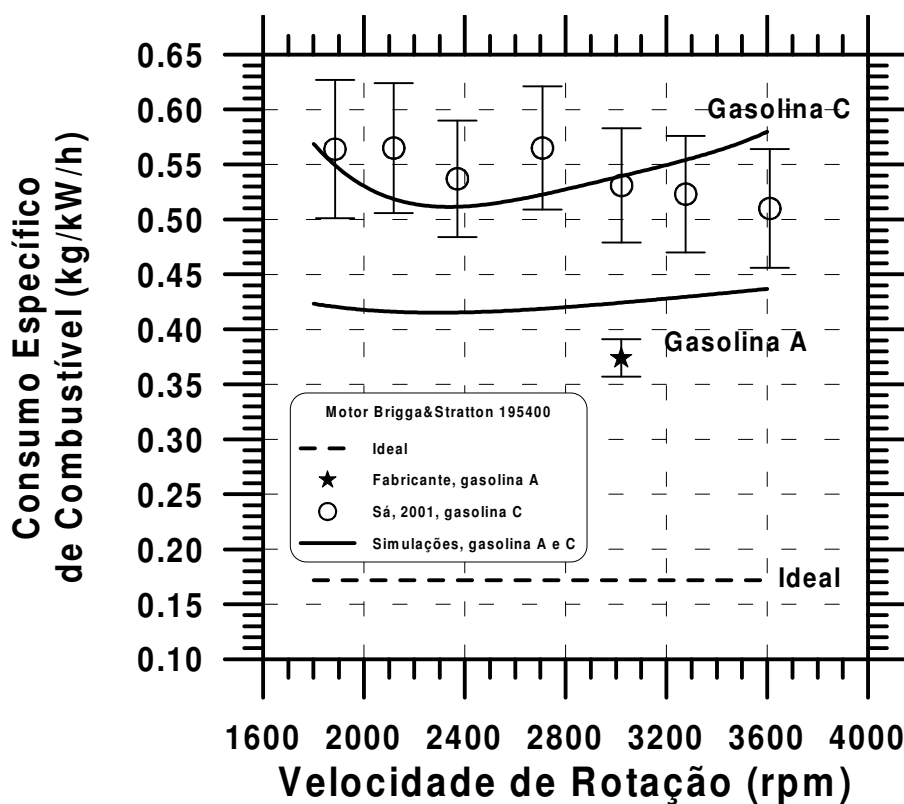


FIGURA 5.5 – Consumo específico de combustível medido e simulado, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A e gasolina C

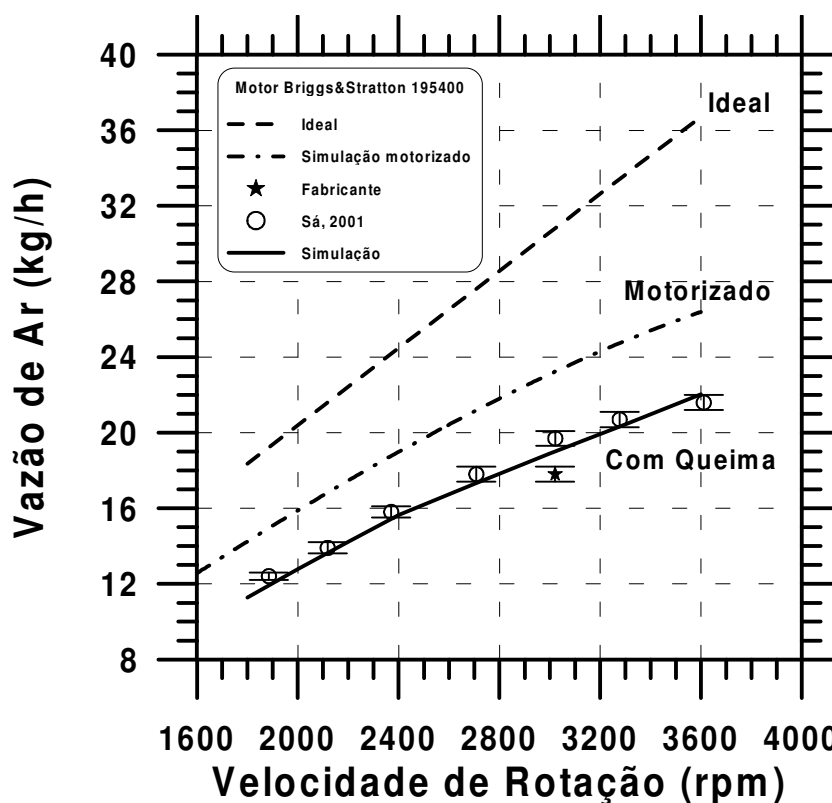
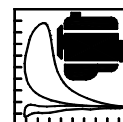


FIGURA 5.6 – Vazão de ar de admissão medido e simulado, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A e gasolina C

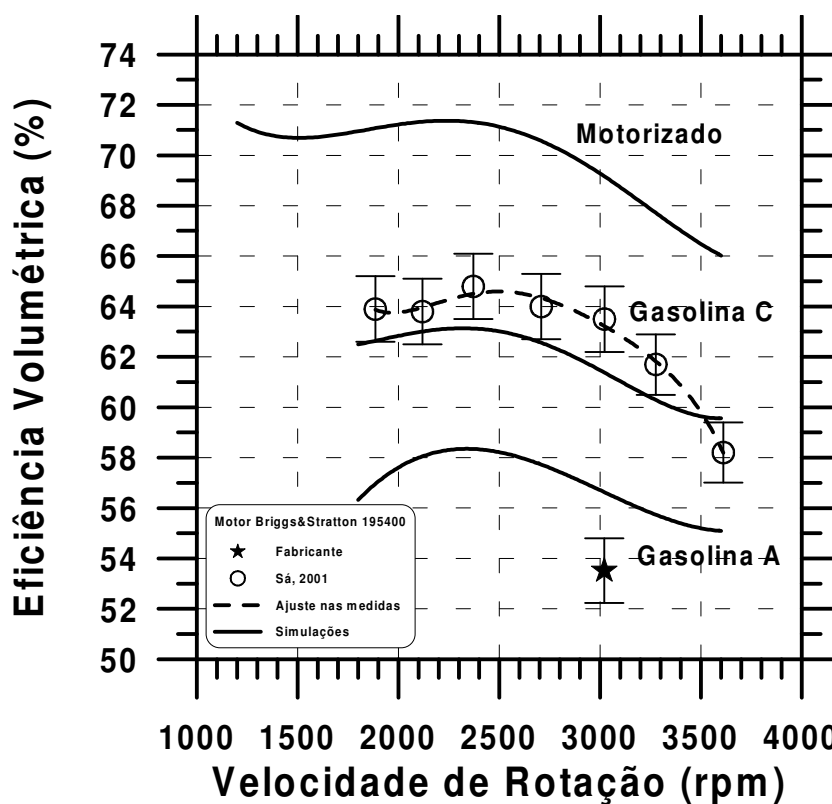
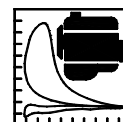


FIGURA 5.7 – Eficiência volumétrica medida e simulada, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A e gasolina C



A figura 5.9, ilustra as diferentes eficiências térmicas que podem ser calculadas para o motor de combustão interna. Os valores são resultados de simulação, pelo modelo de duas zonas, para o motor Briggs&Stratton usando gasolina A. A eficiência de combustão (eq. 4.169) é uma medida da parcela do PCI do combustível que é liberada na câmara de combustão. Vê-se que à medida que a rotação aumenta esta eficiência cai, devido ao menor tempo de combustão. Para a mistura ar/combustível usada tem-se que mais de 40 % do PCI é indisponível para gerar trabalho.

A eficiência ideal, definida pela equação 4.174, representa o limite de desempenho para este motor, e está em torno de 54 %. A eficiência exergética (eq. 4.172) representa o máximo que se pode obter de desempenho, considerando apenas a energia efetivamente disponível para ser convertida em trabalho útil. Está em torno de 45 %, para este caso. O presente modelo, permite avaliar os termos de disponibilidade e calor perdido necessários ao cálculo da eficiência exergética. A eficiência térmica (eq. 4.171) mostrada na figura 5.9, é a calculada pela clássica definição do ciclo de Carnot, ou seja, o trabalho útil pelo calor liberado pela fonte quente. Através da simulação, com os modelos implementados, é possível saber o valor do calor efetivamente liberado na combustão combustível e o trabalho útil. O valor desta eficiência, está em torno de 33 %. A eficiência térmica padrão (eq. 4.170), com base no PCI do combustível, é a menos significativa de todas, pois relaciona o trabalho útil com uma energia não disponível nas condições reais de queima no motor. Deve-se lembrar, que o cálculo do PCI considera uma queima completa do combustível, ocorrendo com excesso de oxigênio puro. Este valor está em torno de 19 %, para este caso.

A figura 5.10 apresenta a razão de mistura ar/combustível medida e simulada para o motor. Esta é um razão aparente, baseada na razão de vazão de ar pela vazão de combustível. A simulação previu um razão de mistura um pouco inferior à medida, considerando que a injeção de combustível feita numa razão ar/combustível de 9:1. A figura 5.10 também mostra os valores estequiométricos calculados pelo programa para a gasolina A (15:1) e para a gasolina C (13:1). Isto indica que a mistura usada neste motor é extremamente rica, bem próxima do limite de inflamabilidade. No caso da gasolina C, isto torna a combustão bem longa, levando a oscilações na rotação e torque do motor.

Medições relacionadas com a exaustão foram realizadas no motor Brigg&Stratton usando gasolina C. A figura 5.11 resume as medições feitas e compara com os resultados de simulação. São apresentadas as concentrações, em base seca, para o CO e CO₂ e a temperatura dos gases de exaustão. A EGT simulada está 50 K acima da medida, indicando um excesso de energia nos gases de exaustão. A concentração do CO simulada está um pouco abaixo do medido e para o CO₂ indica uma concentração 3 % acima da medida. A simulação apresenta um formato de curva que qualitativamente segue as medidas destas três propriedades. Dois motivos podem ter causado estes desvios. A temperatura maior pode ter sido induzida por considerar os gases sempre em equilíbrio químico. As concentrações de CO e CO₂ são previstas com um modelo de equilíbrio químico de uma única equação. Possivelmente um modelo mais complexo pode vir a gerar previsões mais acuradas destas concentrações. Considerando que as condições no coletor de exaustão afetam significativamente a eficiência volumétrica e que são de interesse na análise de emissões, é importante desenvolver um modelo termoquímico mais apurado que inclua a cinética química e a troca de espécies através das interfaces do coletor com o cilindro e a atmosfera.

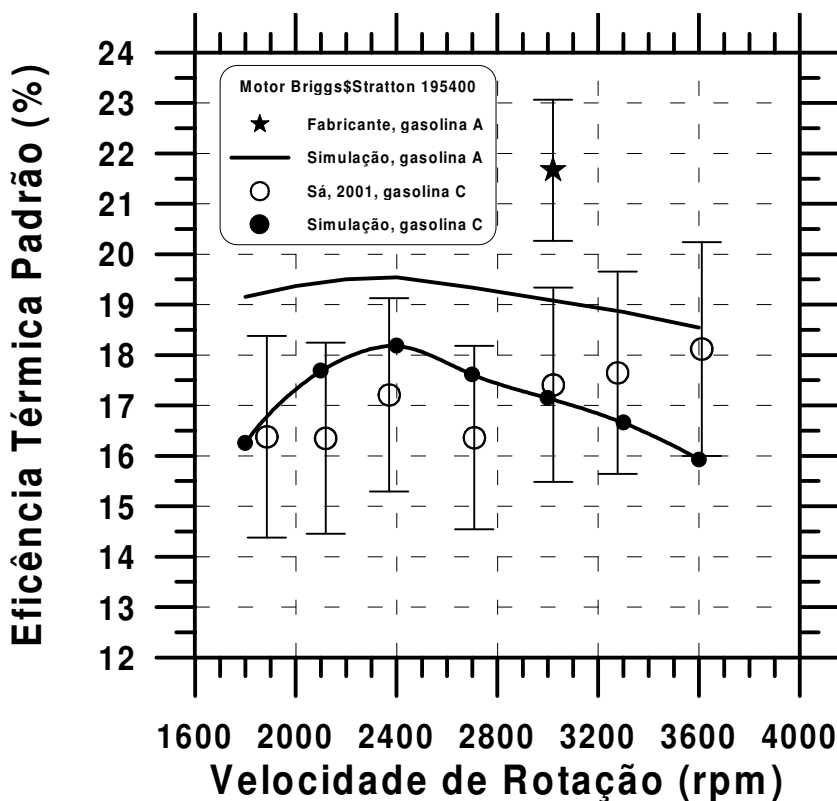
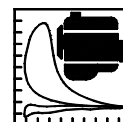


FIGURA 5.8 – Eficiência térmica padrão ideal, medida e simulada, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A e gasolina C

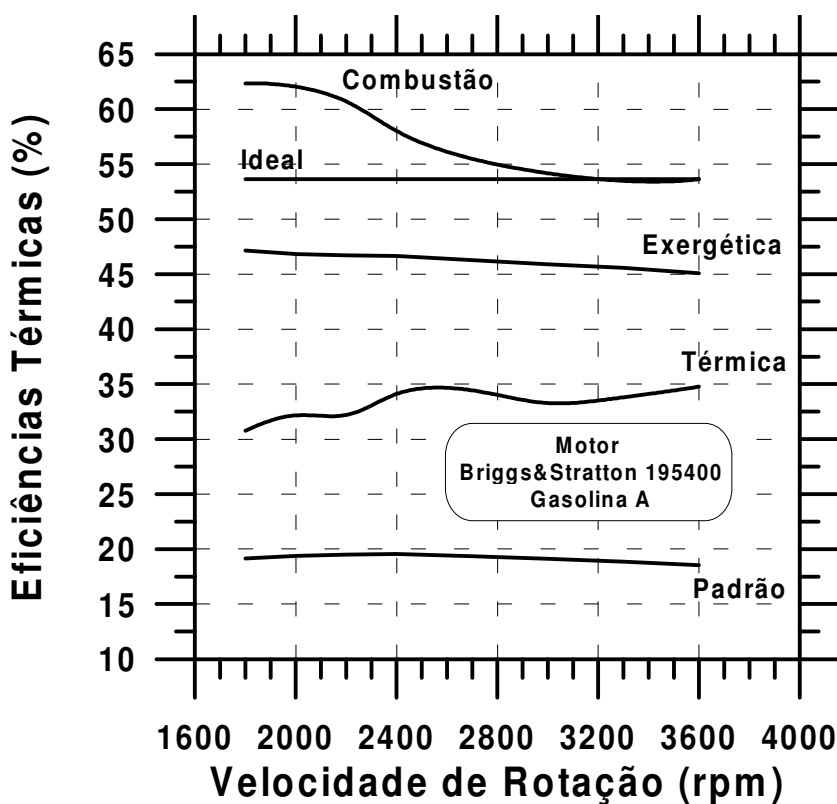


FIGURA 5.9 – Eficiências de combustão, padrão, térmica, exergética e ideal, simuladas, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A

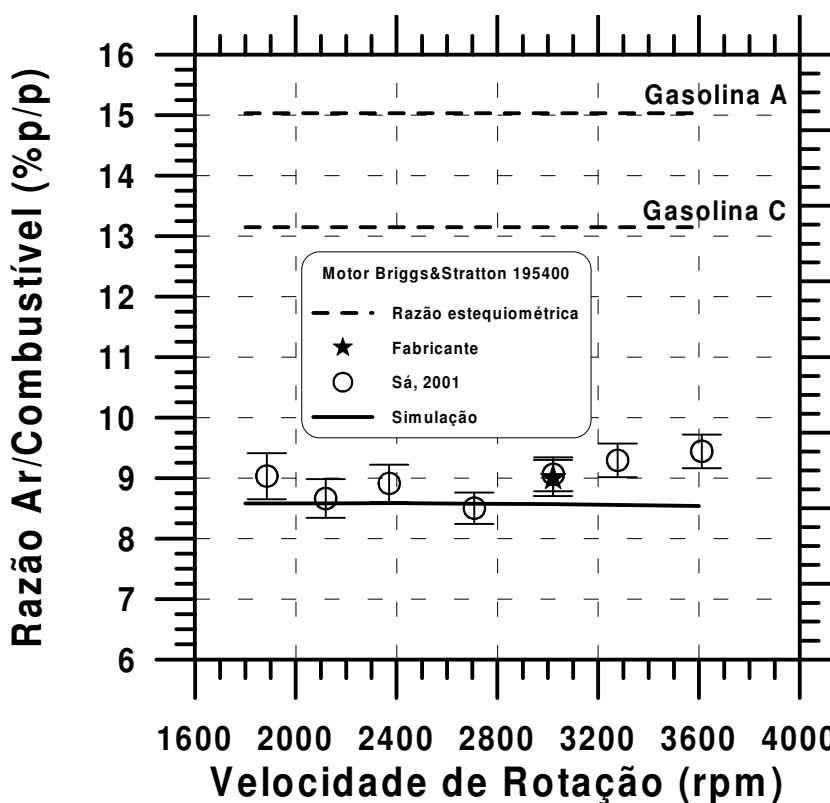
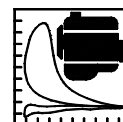


FIGURA 5.10 – Razão de mistura ar/combustível, em massa, estequiométrica, ideal, medidas e simuladas, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A e gasolina C

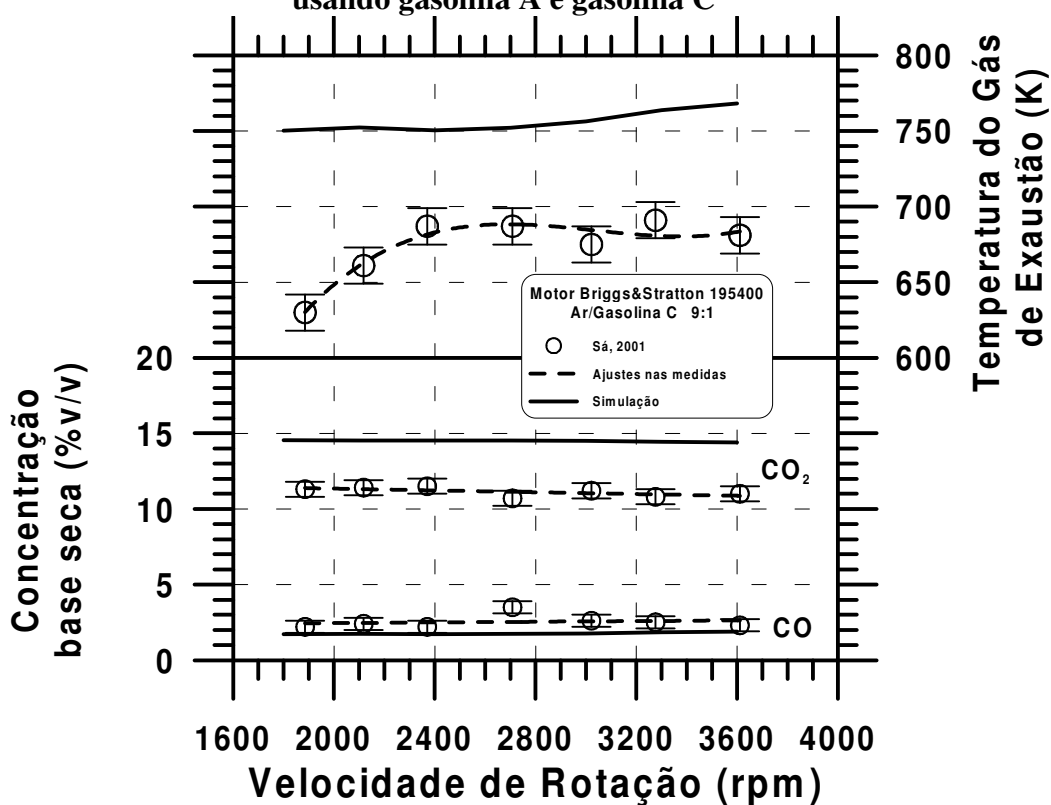
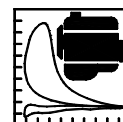


FIGURA 5.11 – Concentrações de CO e CO₂, em base seca, e temperatura de exaustão, medidas e simuladas, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina C



As propriedades globais do ciclo, aqui analisadas, mostraram que o modelo implementado pode reproduzir com uma incerteza inferior a 4 % os parâmetros de desempenho (Torque, Potência e Consumo) de um motor. Alguns parâmetros associados apresentaram desvios significativos em relação às medições, mas reproduzem qualitativamente as tendências esperadas das propriedades medidas. Os parâmetros que envolvem medida de consumo de combustível foram prejudicados pela elevada incerteza de medição, que provocou distorções nas tendências das medições. Considera-se, portanto, o programa validado para o motor monocilindro Briggs&Stratton, modelo 195400.

Uma análise mais formal de tendências do programa de simulação não foi incluída neste trabalho, pois se considera que são necessários mais dados experimentais para que a validação de vários submodelos seja completada. A simples variação de parâmetros, neste momento, geraria dados e informariam tendências que não poderiam ser comprovados com as informações disponíveis.

5.2.2. Parâmetros de Um Ciclo

Analisam-se, agora as propriedades simuladas durante um único ciclo. Como referência foi escolhida a velocidade de rotação de 2400 rpm, por representar o ponto de maior eficiência térmica e de desempenho do motor simulado. Os resultados apresentados referem-se a gasolina A, mas dados para a gasolina C são apresentados, principalmente para ilustrar as diferenças na fase de combustão. Dados simulados para 1800 e 3600 rpm são também apresentados, visando analisar o efeito da rotação nos parâmetros operacionais do motor.

Os resultados de simulação serão apresentados para o ciclo completo (0 a 720°) e para as seguintes etapas, visando facilitar a análise:

- Admissão/Compressão (0 a 270°)
- Compressão/Combustão/Expansão (340 a 460°)
- Expansão/Exaustão (450 a 720°)

A figura 5.12 mostra as densidades do gás não queimado, do gás queimado, ambos dentro do cilindro, do gás no coletor de admissão, do gás no coletor de exaustão e da atmosfera local. Pode-se notar que a densidade do gás queimado decai para $\frac{1}{4}$ da densidade do gás não-queimado, durante a combustão em duas zonas. A densidade do ar no coletor de admissão é inferior a atmosférica devido à alta temperatura das paredes do coletor. A densidade no coletor de exaustão somente é alterada durante o “blow-out”, permanecendo constante ao longo do restante do ciclo.

A figura 5.13 mostra a pressão do gás no cilindro. O modelo permite a equalização automática das pressões durante a queima, portanto, a curva para os gases queimados é igual a dos gases não queimados. As pressões nos coletores não foram incluídas pois se confundem com a pressão atmosférica para a escala usada no gráfico. Estas são analisadas posteriormente.

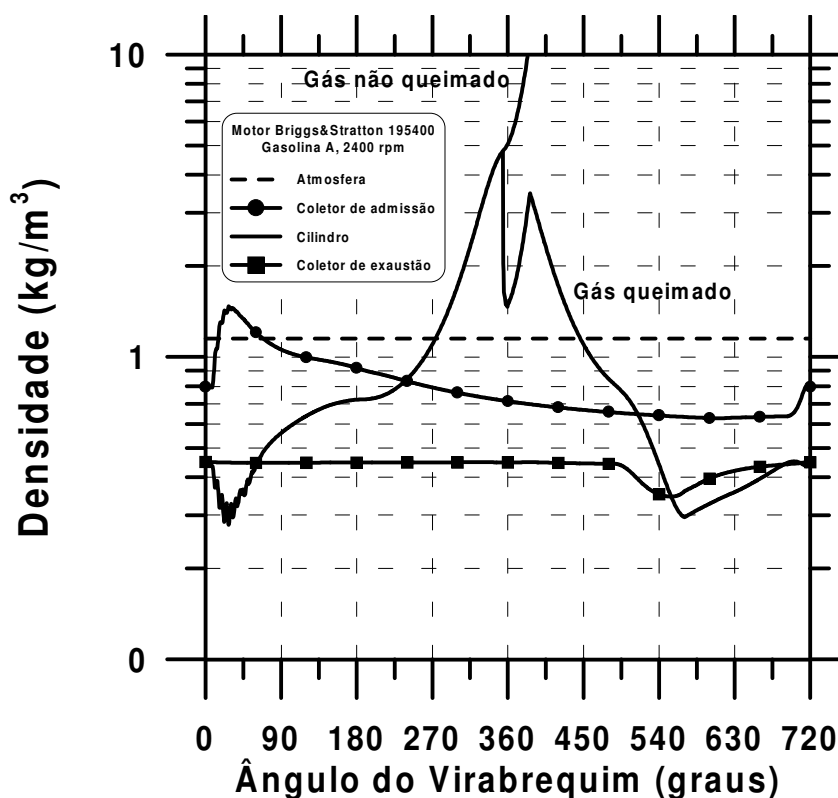
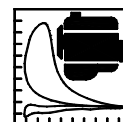


FIGURA 5.12 – Densidades ao longo do ciclo para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

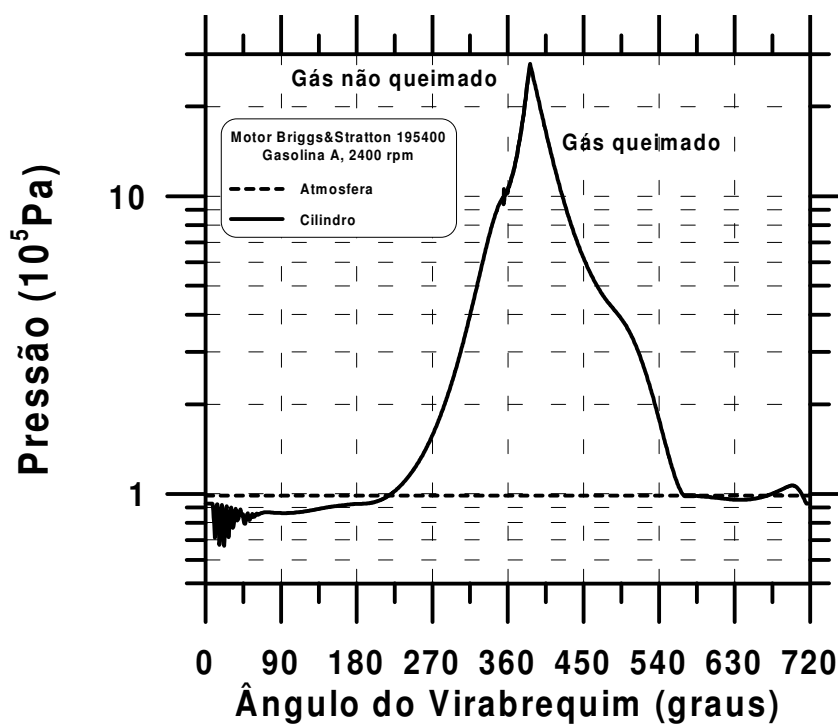


FIGURA 5.13 – Pressões ao longo do ciclo para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

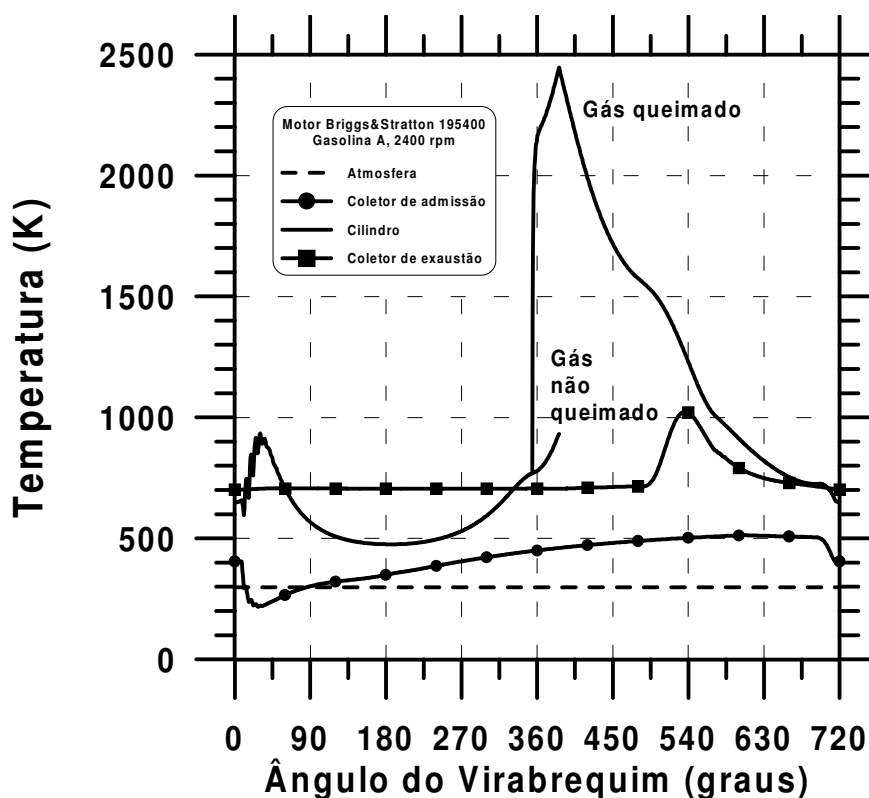
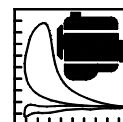


FIGURA 5.14 – Temperaturas ao longo do ciclo para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

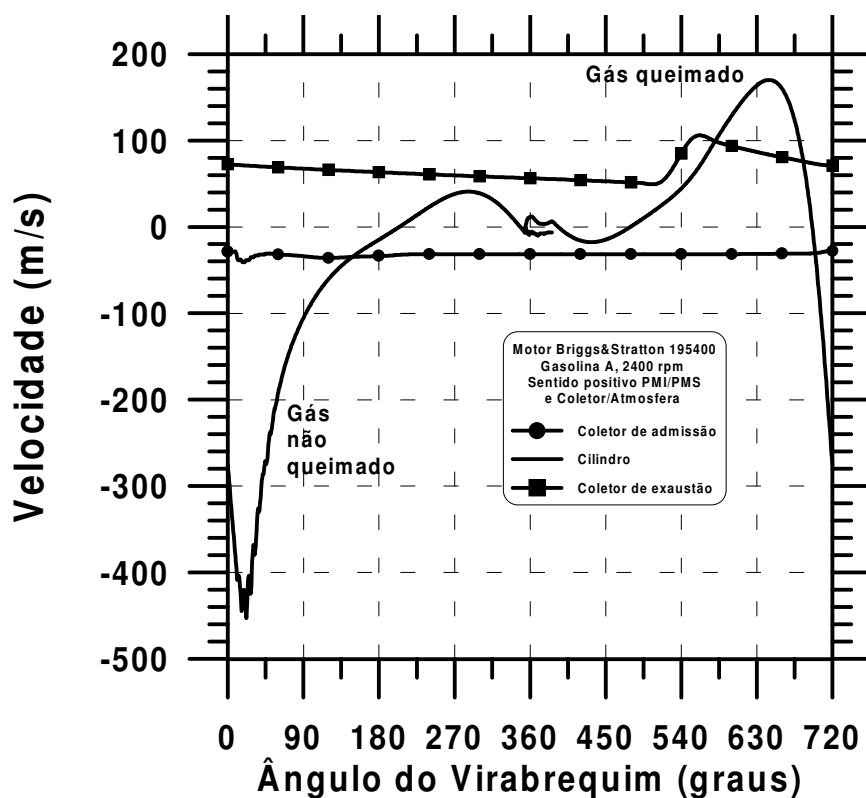
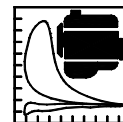


FIGURA 5.15 – Velocidades ao longo do ciclo para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm



A figura 5.14 mostra as temperaturas dos gases no cilindro, coletores e a da atmosfera local. O pico de temperatura do gás queimado durante a queima é característico de modelos de duas zonas. O gás do coletor de admissão é resfriado durante a admissão e aquecido no restante do ciclo. A temperatura do gás no coletor de exaustão só é alterada durante o “blow-out”. Nota-se no início da admissão, um acréscimo na temperatura do gás no cilindro. Isto é devido ao aumento do volume do cilindro e a redução na densidade do gás, causada pelo baixo fluxo de admissão. Este fato parece incorreto, mas medições de Annand (Horlock e Winterbone, 1986), em motores semelhantes ao simulado mostram claramente o mesmo comportamento qualitativo.

A figura 5.15, mostra as velocidades dos gases no cilindro e coletores. A velocidade média no coletor de admissão é no sentido coletor/cilindro e no coletor de exaustão é no sentido coletor/atmosfera, como era esperado. As velocidades do gás no cilindro, prevista pelo modelo, devem ser analisadas frente a velocidade do pistão e ao valor predito pelo modelo de Woschni (Heywood, 1988). Na figura 5.16, é feita esta comparação. Nota-se que as velocidades do gás são cerca de dez vezes superiores a do pistão, apresentando ainda um defasamento dos seus pontos de máximo e mínimo. O gás está atrasado em relação ao pistão. Na figura 5. 16 também pode ser notada a influência dos fluxos de admissão e exaustão, os quais provocam uma elevada aceleração no escoamento do gás dentro do cilindro. As curvas para o ciclo com queima e sem queima demonstram, ainda, um deslocamento vertical da linha de velocidade zero, indicando a existência de uma velocidade média do gás negativa (sentido PMS/PMI). Comparando a velocidade simulada com a obtida pelo modelo de Woschni, vê-se que o presente modelo prevê velocidades mais altas na admissão e exaustão e velocidades mais baixas durante a queima. Isto indica que as previsões de perda de calor pelos dois modelos são diferentes. Assim, o modelo de Woschni indica maiores perdas de calor durante a combustão e menores perdas na admissão e na exaustão. Para saber qual é o melhor modelo, deve-se levantar dados experimentais mais apurados ou fazer simulações tridimensionais do campo de escoamento no interior do cilindro.

As figuras 5.17 e 5.18 mostram as concentrações das espécies químicas consideradas na simulação para o motor queimando gasolina A e gasolina C, respectivamente. Na região de admissão vê-se a injeção de combustível e ar e a mistura com o gás residual (CO_2 , CO e H_2) do ciclo anterior. Após a queima as concentrações de equilíbrio dos produtos se alteram devido à redução da temperatura do gás. O CO_2 e H_2 são aumentados e o CO e H_2O são reduzidos, conforme esperado. A maior formação de H_2O para a gasolina C é esperada devido à presença do etanol no combustível e a maior umidade ambiente da atmosfera dos ensaios. A figura 5.19, mostra as concentrações no coletor de exaustão ao longo do ciclo para a gasolina A e C. Vê-se que as concentrações sofrem uma alteração durante o “blow-out” e retornam posteriormente ao valor inicial. Comparando os dois combustíveis, tem-se que a gasolina C emite menos CO que a gasolina A, o que é verificado em ensaios de motores.

A figura 5.20 mostra o torque ao longo do ciclo para três velocidades de rotação, 1800, 2400 e 3600 rpm. O efeito no modelo de Taylor, 1988, do conjunto biela/pistão/virabrequim, é notado pelo aumento da amplitude das oscilações, fora da zona de combustão, devido ao aumento da velocidade de rotação. Em geral, os modelos de motor não consideram os efeitos da massa alternativa no torque, isto resulta numa curva de torque reta ou nula quando não há combustão, ou seja, as oscilações previstas pelo modelo implementado, não são detectadas.

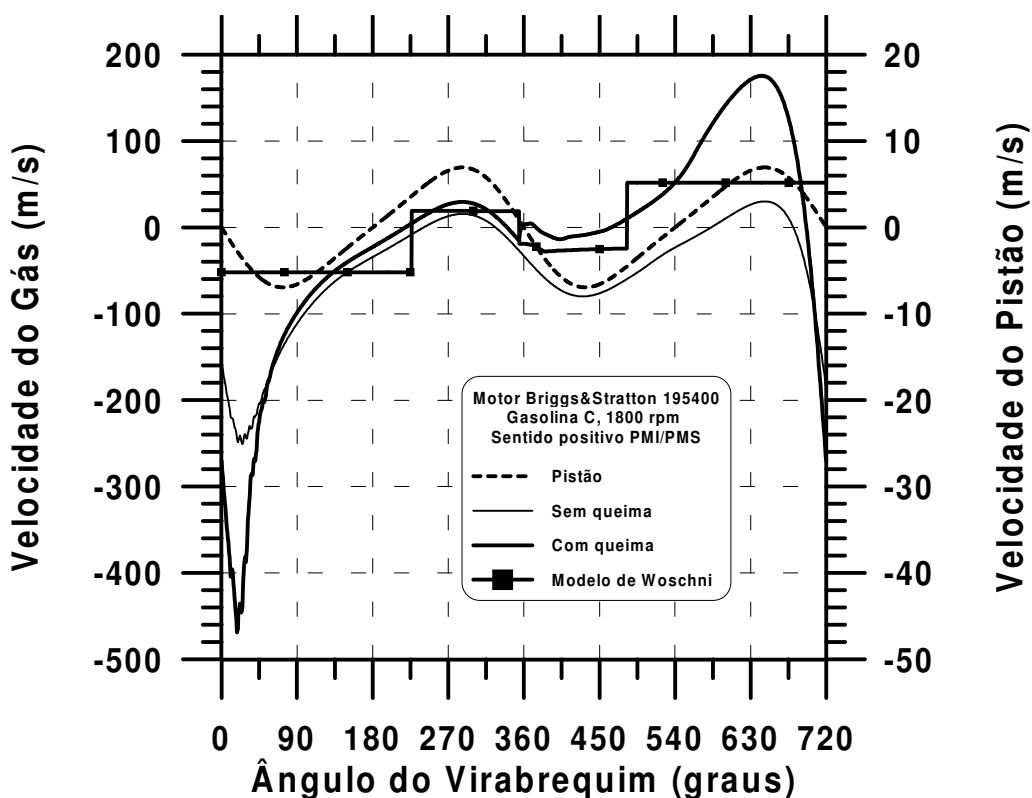
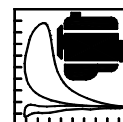


FIGURA 5.16 – Comparação entre velocidades do gás, velocidade do pistão e a prevista pelo modelo de Woschni, Motor Briggs&Stratton, 195400, usando gasolina C, a 1800 rpm

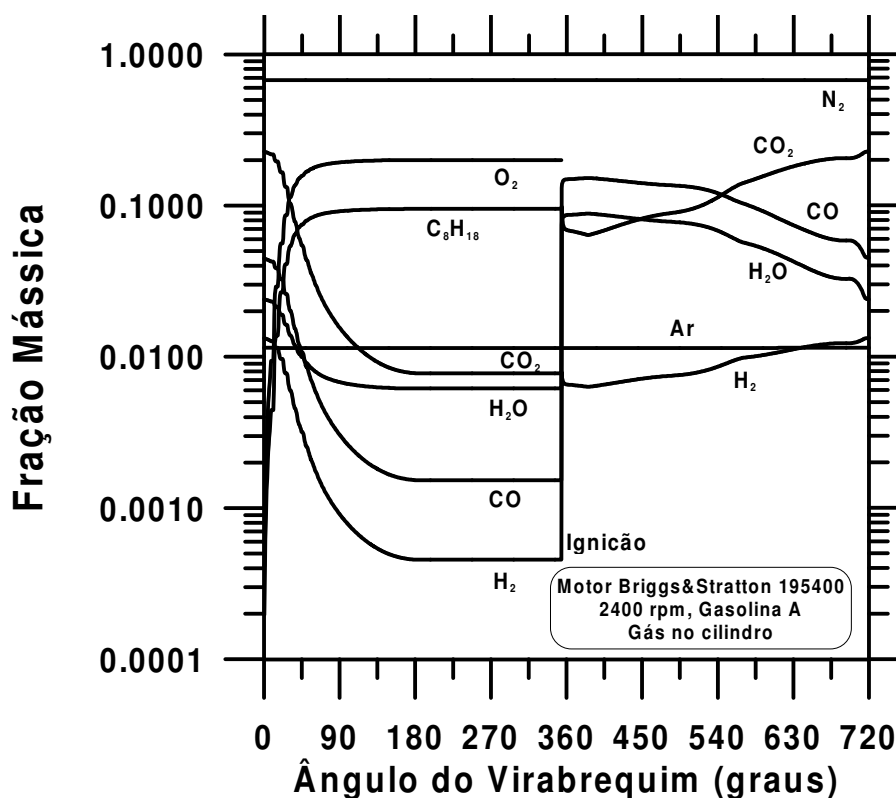


FIGURA 5.17 – Concentrações ao longo do ciclo para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

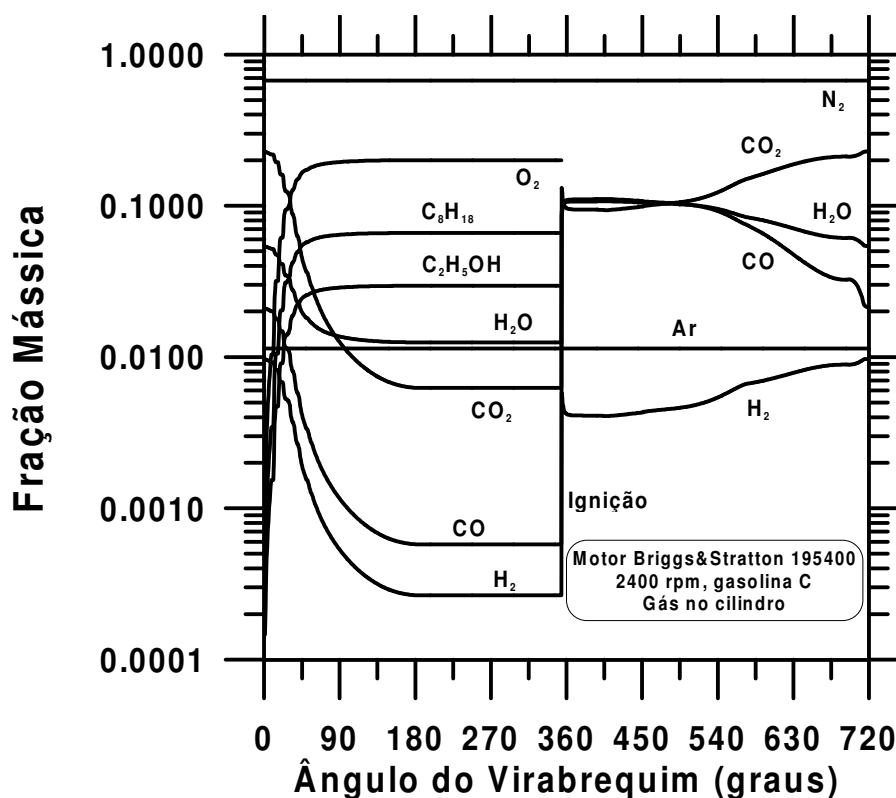
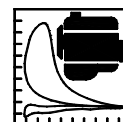


FIGURA 5.18 – Concentrações ao longo do ciclo para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina C, a 2400 rpm

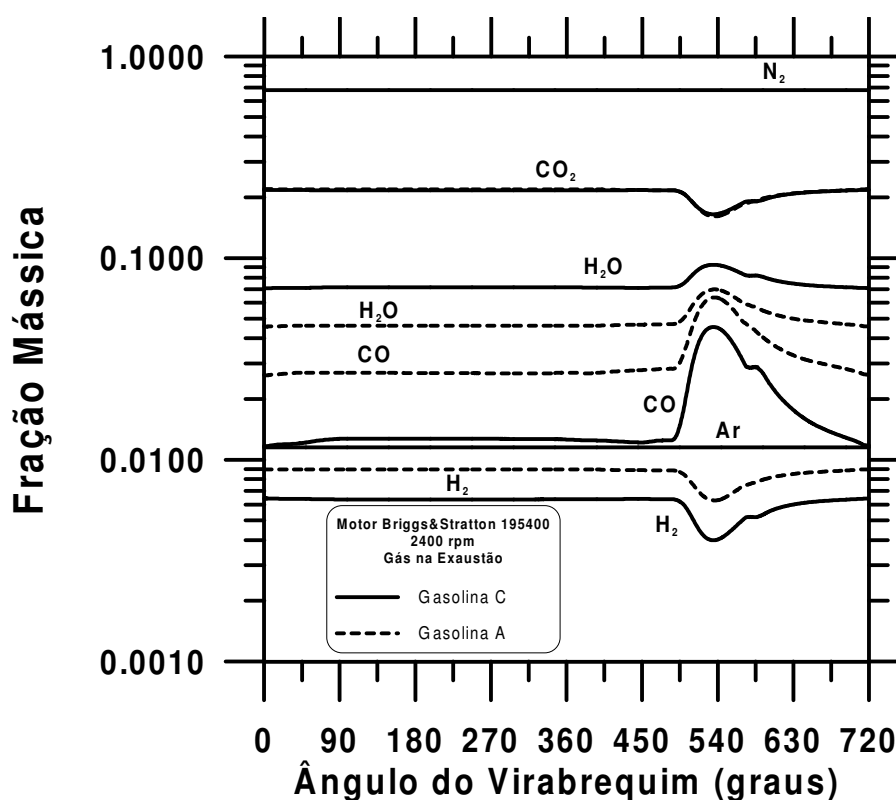


FIGURA 5.19 – Concentrações na exaustão, ao longo do ciclo, para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, a 2400 rpm

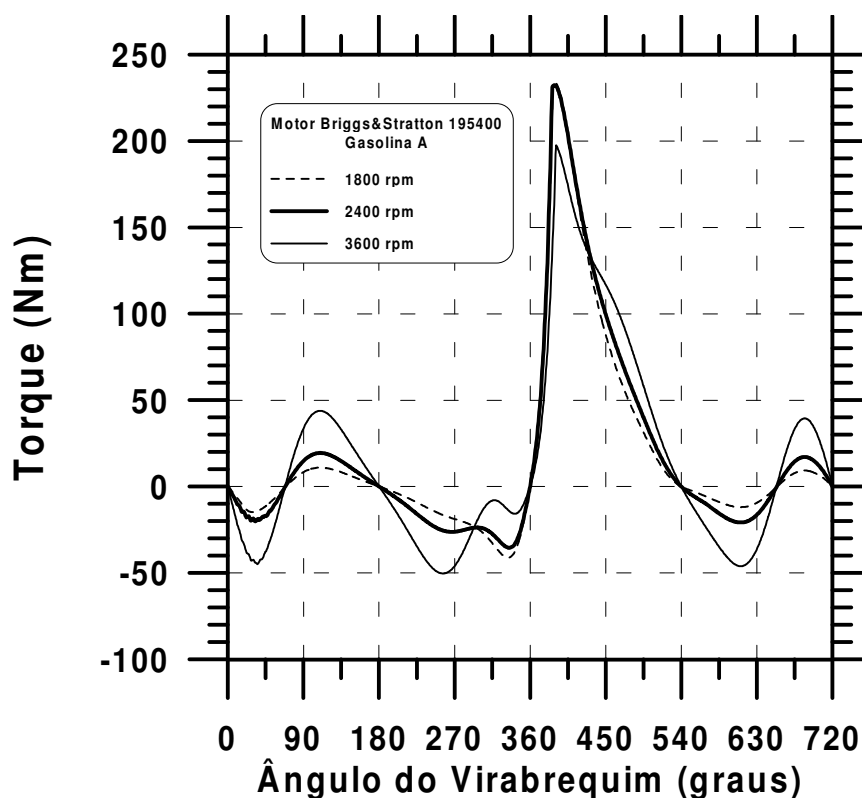
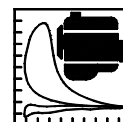


FIGURA 5.20 – Torques ao longo do ciclo para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 1800, 2400 e 3600 rpm

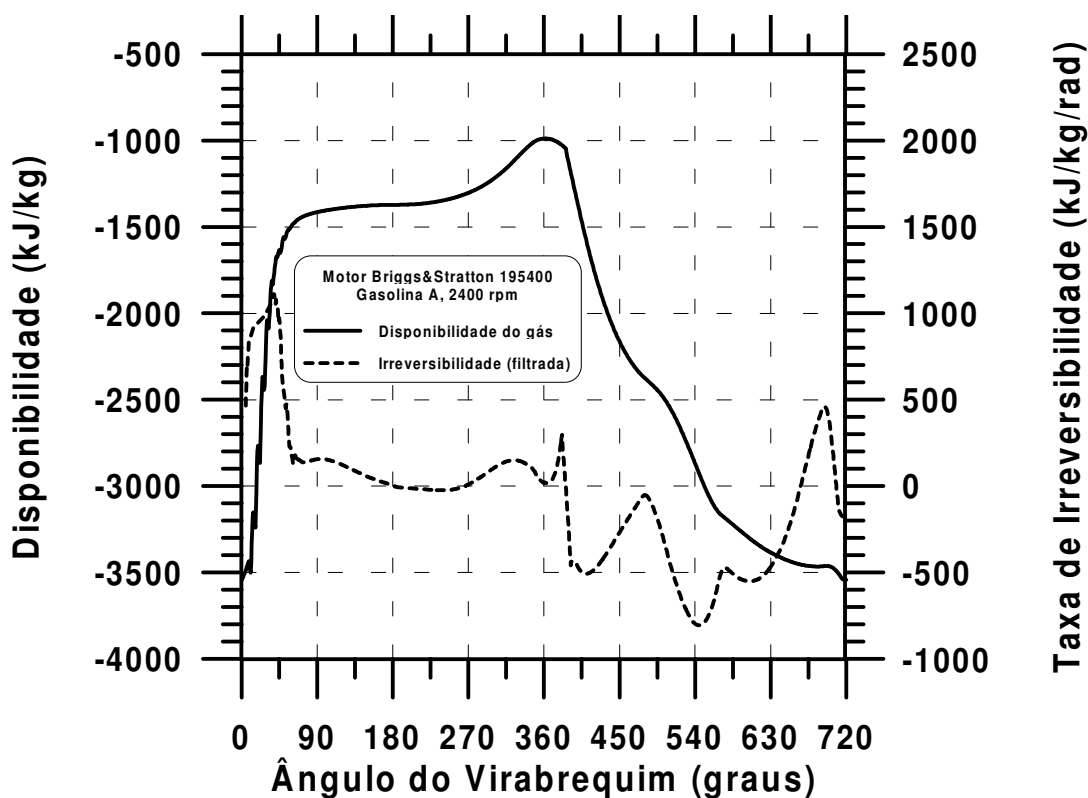
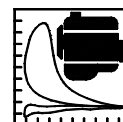


FIGURA 5.21 – Disponibilidade e Irreversibilidade ao longo do ciclo para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm



A figura 5.21 mostra a disponibilidade de energia dos gases no cilindro. Ela aumenta com a entrada da mistura ar/combustível e depois com a compressão. Após a queima ela vai sendo reduzida na expansão e na exaustão voltando a mesmo nível do início do ciclo. A diferença entre a disponibilidade no ponto de ignição e no final do ciclo representa a energia total disponível num ciclo. Também é apresentada na figura 5.21 a curva de taxa de irreversibilidade, que mede as irreversibilidades em cada fase do ciclo. No caso simulado, vê-se que o início da admissão, a expansão e toda a exaustão são as principais responsáveis pelas perdas no ciclo deste motor.

As figuras 5.22 e 5.23 mostram a pressão no cilindro comparada às pressões nos coletores de admissão e de exaustão, respectivamente. O coletor de admissão sofre uma pequena oscilação após o fechamento da válvula de exaustão. Já a pressão no cilindro é instável durante uma boa parcela da admissão. Esta oscilação não é numérica, mas sim devida à mínima diferença de pressões entre o cilindro e a admissão, que torna o fluxo entre os dois incerto. O modelo busca, em cada momento, a direção preferencial da vazão de ar. A figura 5.24, mostra a vazão entre o cilindro e o coletor de admissão. A abertura das válvulas, em termos de área de passagem, também é visualizada. Deve-se notar um refluxo para a admissão após o início da compressão com a válvula ainda aberta.

No caso da exaustão, nota-se na figura 5.23, que existe um aumento de pressão no coletor devido à abertura da válvula de exaustão (figura 5.25) quando a pressão no cilindro ainda é alta. Este efeito gera uma vazão de exaustão mais alta, chamada de “blow-out”. Após este máximo há uma região de vazão oscilante, sem muito reflexo na pressão, até que o fluxo de exaustão se normalize. O pico de pressão no cilindro, existente no fim da exaustão, é registrado por diversos modelos de escoamento em ICE’s.

Nas figuras 5.24 e 5.25, deve-se observar o efeito de cruzamento das válvulas. Na exaustão, quando a válvula de admissão abre, as vazões em ambos coletores são direcionadas para fora do cilindro. Após alguns graus do virabrequim, começa a válvula de admissão a permitir a entrada de ar do coletor, enquanto que a válvula de exaustão continua expulsando o ar do cilindro. Este efeito continua até o fechamento da válvula de exaustão. Neste ponto, as pressões de estagnação no cilindro e no coletor de admissão se equalizam, tornando o fluxo incerto e provocando as oscilações de pressão até que um novo gradiente de pressões seja estabelecido. As oscilações ocorrem no fim do cruzamento de válvulas, no início da compressão e no meio da exaustão, no final do “blow-out”.

Até aqui, não foi mencionado o efeito de “blow-by”, que seria sentido nas condições no interior do cárter. O modelo permite prever a vazão de gás do cilindro para a o cárter através do vazamento pelos anéis do pistão, que é o “blow-by”. Contudo, para os casos simulados, esta vazão é desprezível e afeta pouco as condições do ar no cárter. Como este e a admissão estão interconectados, as condições permanecem próximas da condição do coletor. A figura 5.26, mostra a vazão de “blow-by”, em g/h, prevista pela simulação. Neste motor, para que a vazão de “blow-by” afete a pressão no cilindro, as perdas devem ser maiores que 30% da massa de gás no cilindro. Isto implica em que as folgas nos anéis deveriam ser superiores a 0,4 mm, o que tornaria o movimento do pistão impossível.

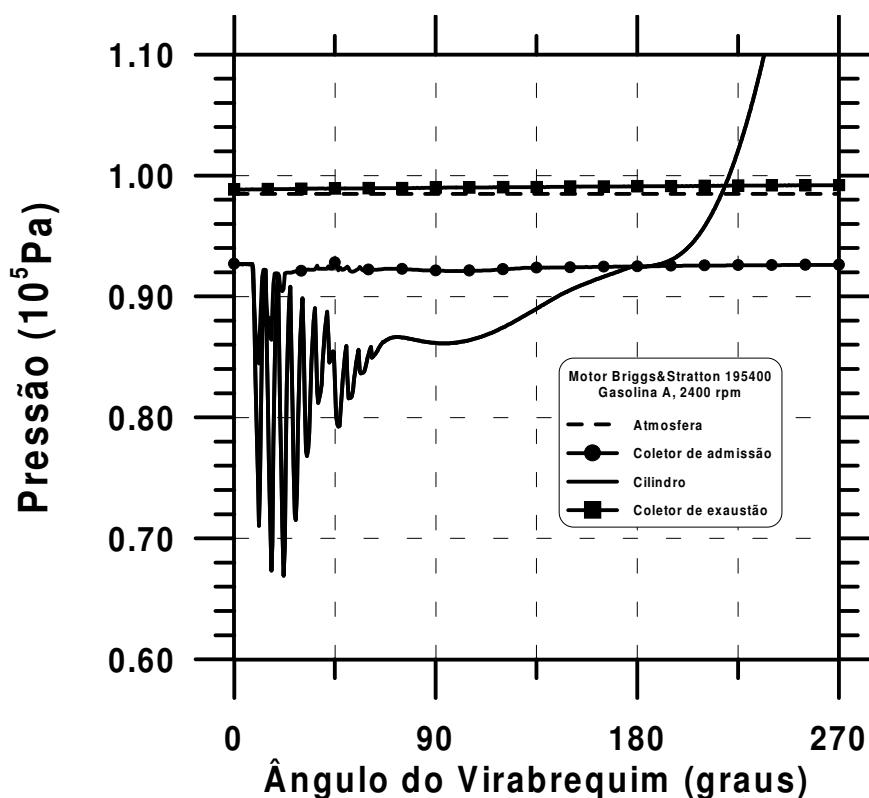
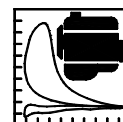


FIGURA 5.22 – Pressões durante a admissão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

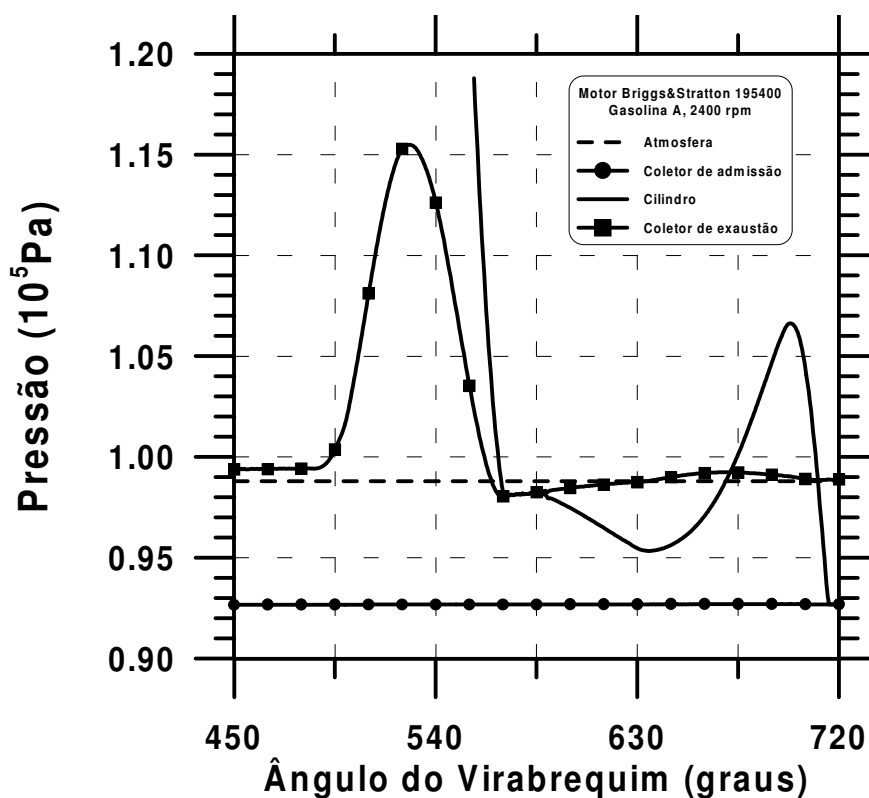


FIGURA 5.23 – Pressões durante a exaustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

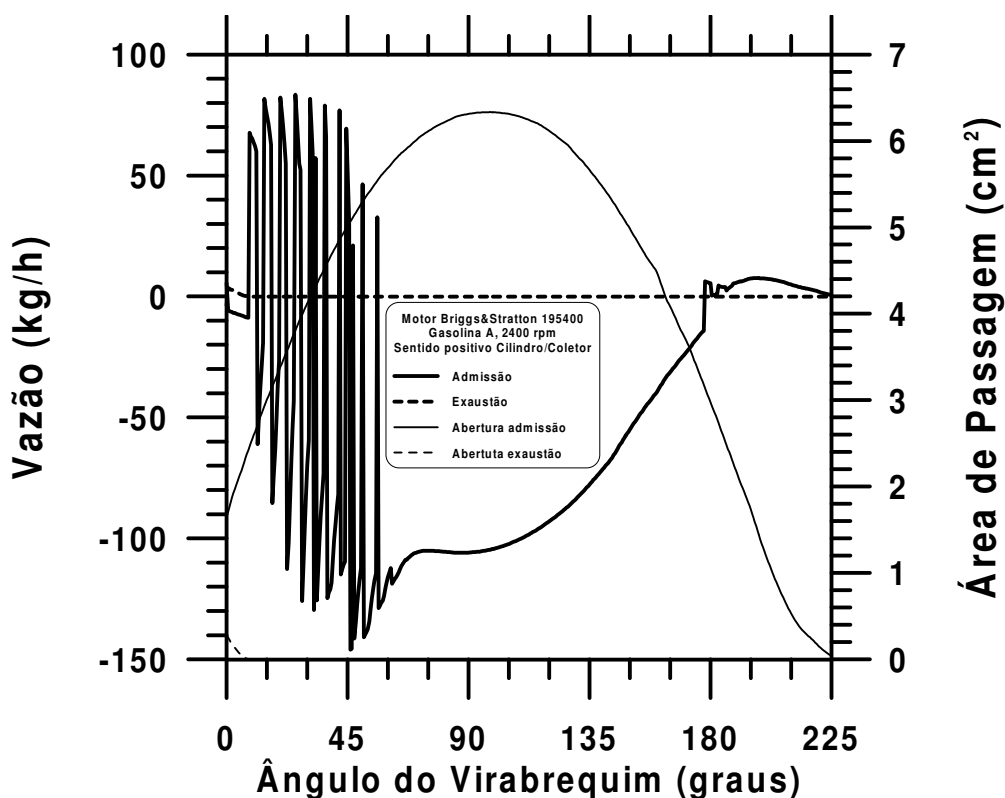
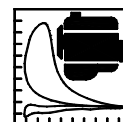


FIGURA 5.24 – Vazões mássicas durante a admissão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

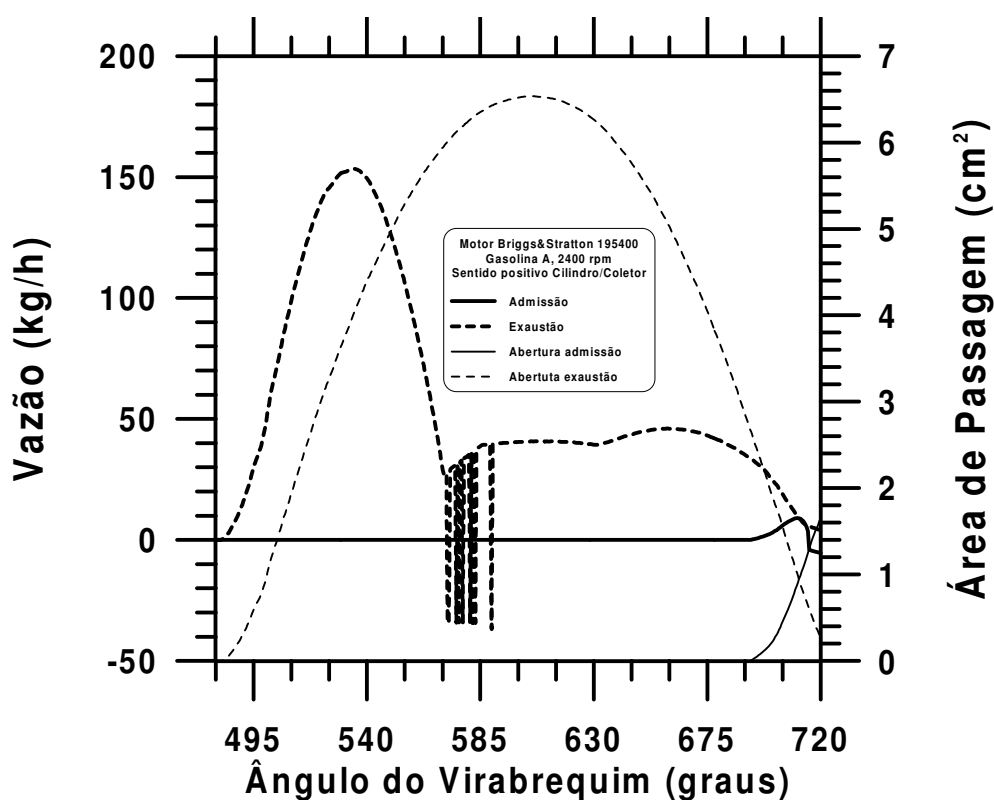


FIGURA 5.25 – Vazões mássicas durante a exaustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

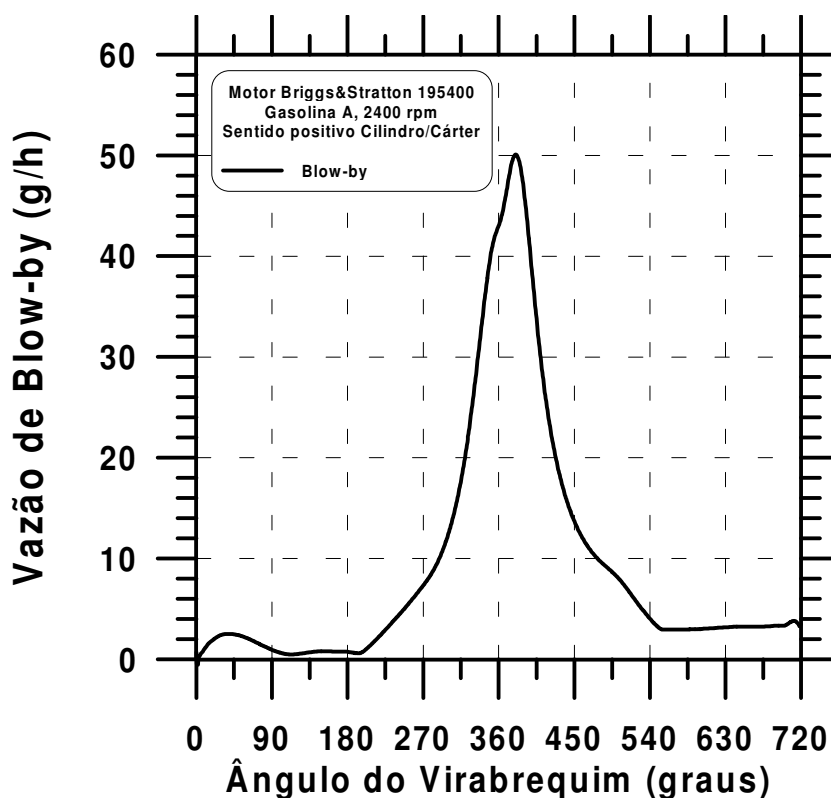
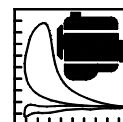


FIGURA 5.26 – Vazão mássica de “Blow-by” para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

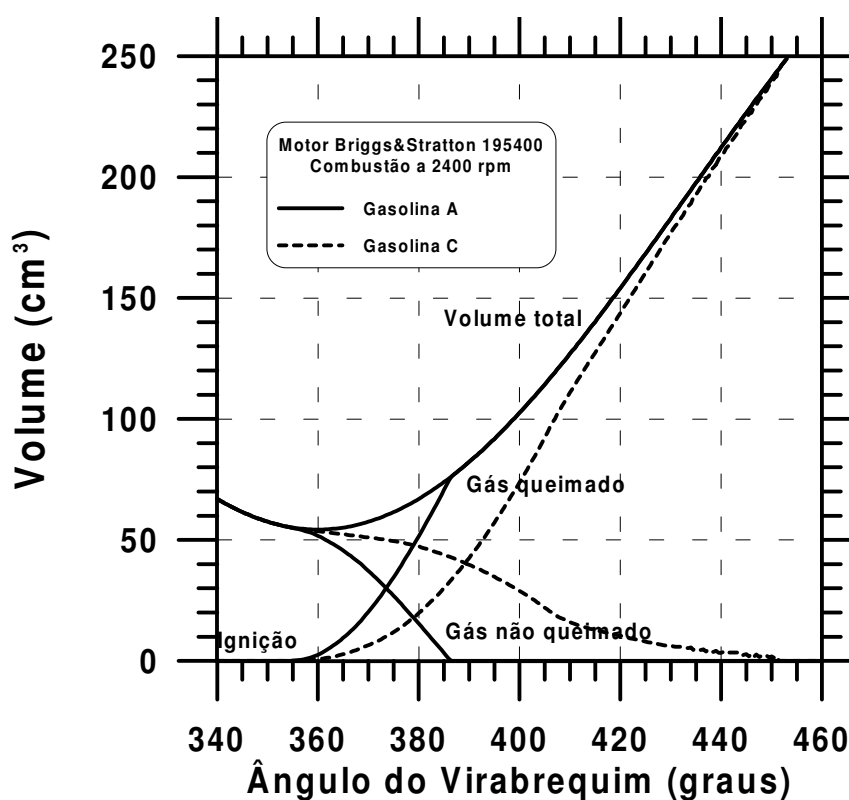
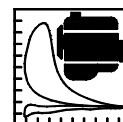


FIGURA 5.27 – Volumes no cilindro durante a combustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, a 2400 rpm



As figuras 5.27 a 5.33 apresentam detalhes sobre a evolução das propriedades do gás no cilindro durante a combustão, usando o modelo de duas zonas implementado. Na figura 5.27 é apresentada a evolução dos volumes dos gases queimados e dos gases não-queimados. As duas curvas são complementares. Uma grande diferença é notada quando se comparam as curvas para a gasolina A com as da gasolina C. A queima da gasolina C é mais lenta, envolvendo todas as fases geométricas previstas pelo modelo tridimensional da câmara de combustão. Já a queima mais rápida da gasolina A só envolve as primeiras fases geométricas.

A figura 5.28 mostra a evolução da fração mássica dos gases queimados durante a queima. Nota-se, mais uma vez a diferença de velocidades de queima das duas gasolinas, sempre lembrado que a razão ar/combustível usada (9:1) é extremamente rica. Para misturas estequiométricas ou próximas, a queima da gasolina C é mais rápida que a da gasolina A.

Também é apresentada na figura 5.28 a fração de gás queimado, prevista pela lei de Wiebe, 1967, usando a mesma duração de queima. Para a gasolina A, é grande a diferença entre os dois modelos, mas para a queima da gasolina C, as diferenças são devidas às fases geométricas envolvidas na propagação da frente de chama. Nota-se que a queima da gasolina C consome 98% do gás não queimado. Isto ocorre pois o modelo encerra a combustão quando a frente de chama atinge a extremidade pistão/cilindro. Os 2 % restantes são considerados não-queimados e misturados aos gases queimados. Medições de pressão no cilindro podem ser usadas para prever a fração queimada e dados na literatura (Heywood, 1988) indicam que muitas vezes esta fração não atinge 100 %.

A figura 5.29 mostra a evolução do raio da frente de chama para a queima com os dois tipos de gasolina. As oscilações no início são devidas às condições de ignição impostas ao modelo (energia de centelha especificada). O salto no fim de queima da gasolina A indica que praticamente todo o gás não-queimado é consumido antes da chama atingir a extremidade pistão/cilindro. As oscilações no fim de queima da gasolina C indicam que o volume da zona não-queimada atingiu dimensões pequenas, gerando gradientes de pressão entre esta zona e a de gases queimados.

As figuras 5.30 e 5.31 mostram a pressão nas duas zonas durante a queima. As oscilações de pressão no início da queima são devidas ao processo de ignição. A zona queimada inicial possui um raio de chama de aproximadamente 0,4 mm, da mesma ordem de grandeza do espaçamento dos eletrodos da vela. Assim, a área da frente de chama é pequena e conseqüentemente o fluxo de massa queimada é pequeno. Isto provoca um gradiente de pressão que contrai a zona queimada. Em seguida, o acúmulo de massa na zona queimada eleva sua pressão, provocando sua expansão. Este efeito se repete até que seja atingido um regime estável, onde há expansão da zona queimada, mantendo-se o equilíbrio de pressões entre as zonas. No final da queima, se a zona de gás não-queimado for pequena, surgem também oscilações de pressão nesta zona, pelo mesmo motivo. Este efeito pode ser visto na figura 5.31, para a queima da gasolina C. Os modelos de duas zonas na literatura (Horlock e Winterbone, 1986) assumem que o equilíbrio de pressão entre as duas zonas sempre existe, pois não utilizam a equação da conservação da quantidade de movimento. O presente modelo leva em conta o gradiente de pressão entre as zonas para modular a velocidade dos gases na zona não-queimada de modo a tentar equalizar as pressões. As oscilações de pressão no início e fim de queima são fisicamente coerentes e compatíveis com as previsões de onda de detonação plana em tubos infinitos. Também quando ocorre a detonação existirá uma grande diferença de pressão entre a zona de gás queimado e a zona de gás não queimado, que o presente modelo é capaz de simular.

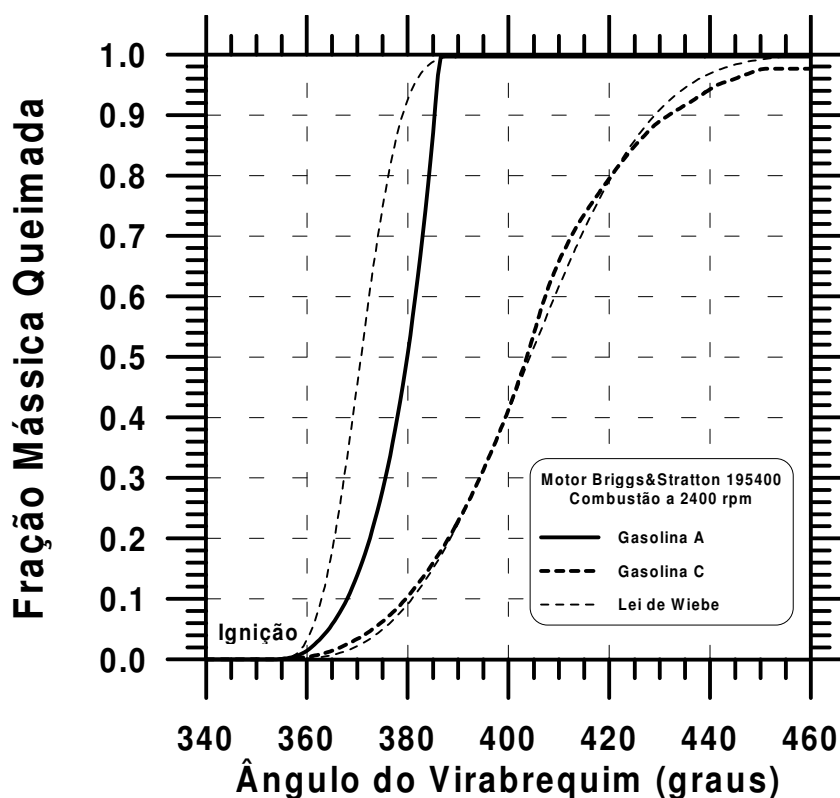
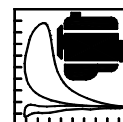


FIGURA 5.28 – Fração mássica queimada durante a combustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, a 2400 rpm

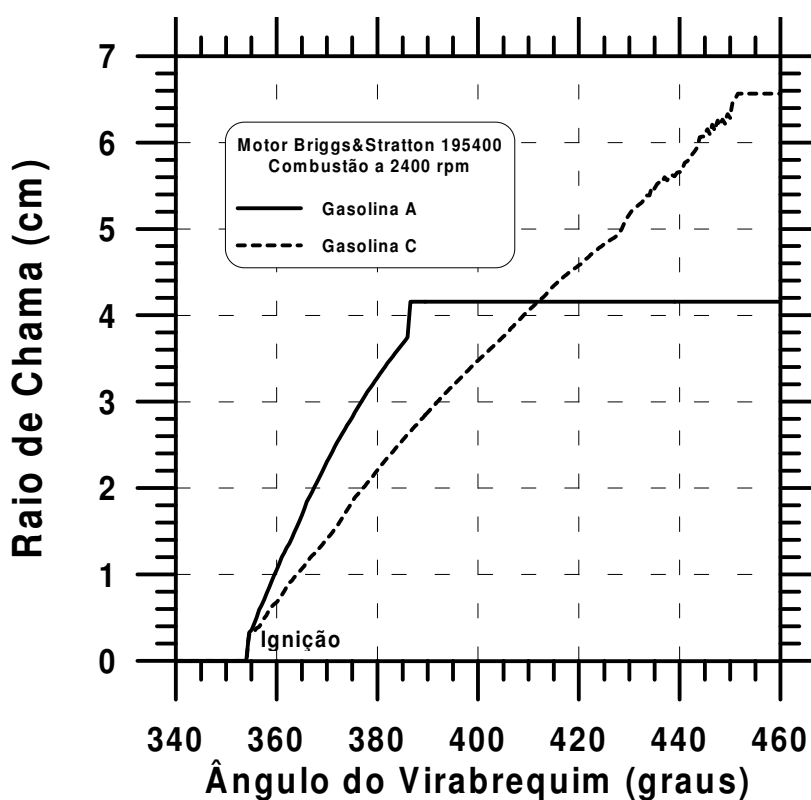


FIGURA 5.29 – Raio de chama durante a combustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, a 2400 rpm

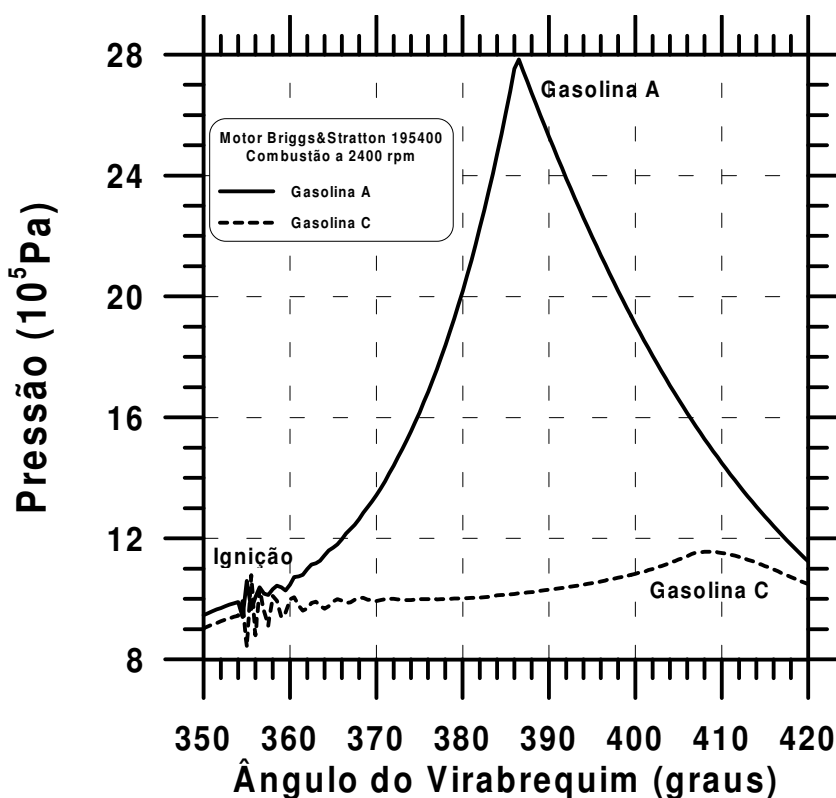
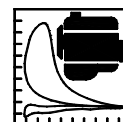


FIGURA 5.30 – Pressão no cilindro a combustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, a 2400 rpm

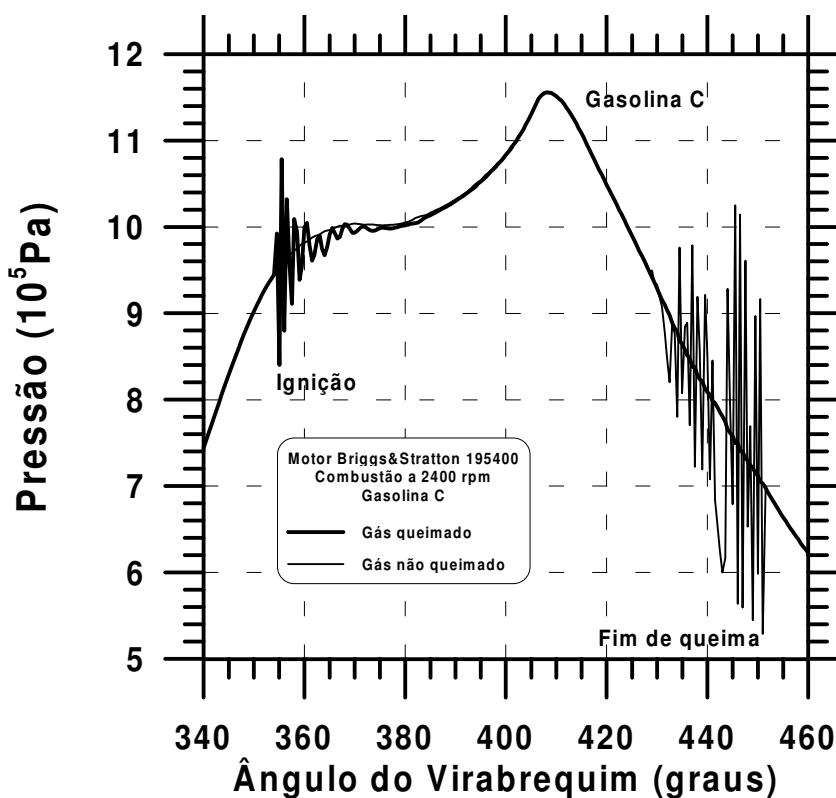


FIGURA 5.31 – Pressão do gás queimado e do gás não queimado durante a combustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina C, a 2400 rpm

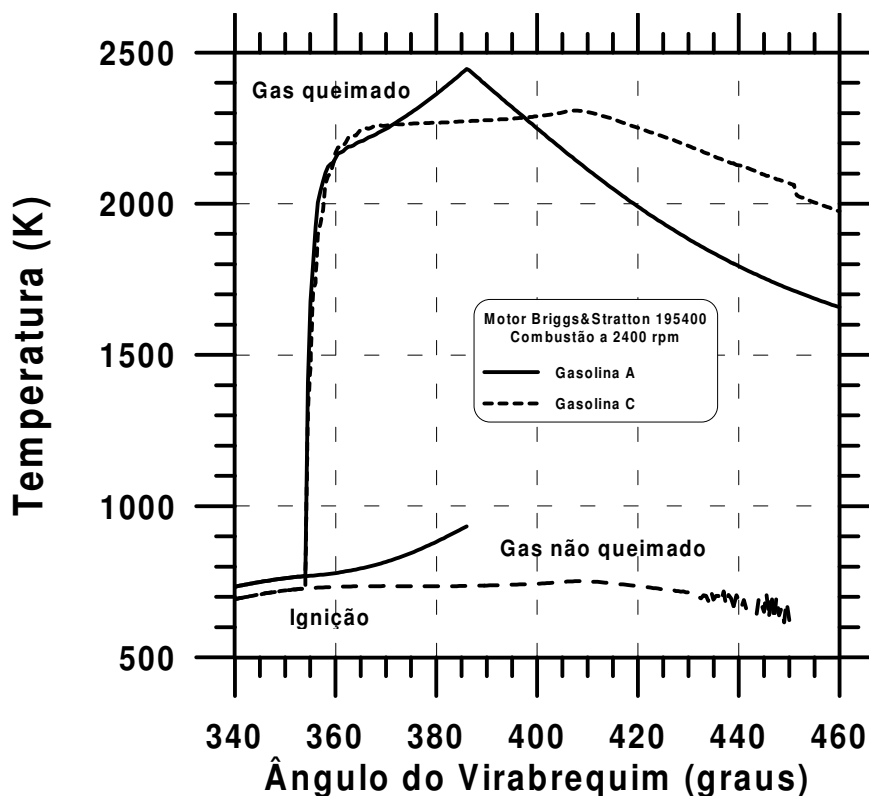
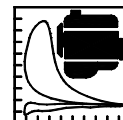


FIGURA 5.32 – Temperaturas no cilindro durante a combustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, a 2400 rpm

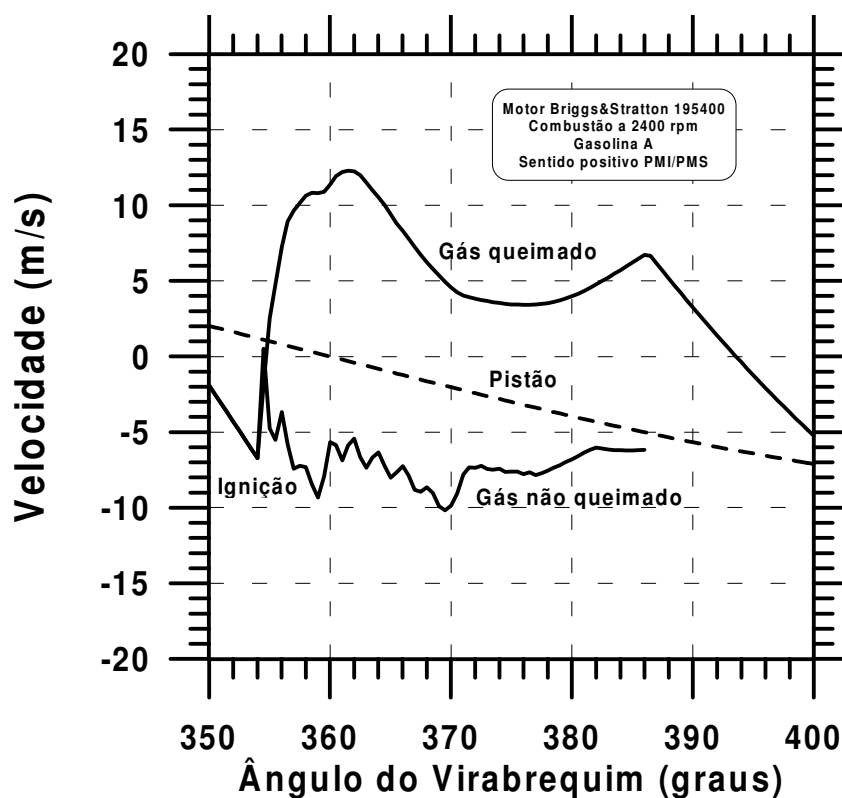
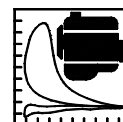


FIGURA 5.33 – Velocidades no cilindro durante a combustão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando gasolina A, a 2400 rpm

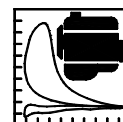


A forma da curva de pressão para a queima da gasolina A, apresentada na figura 5.30, é semelhante às obtidas em medições com bombas de queima esféricas (Taylor, 1988, vol. II) e também às medições recentes em motores multicilindros executadas por Bueno, Milanez e Velasquez, 2002. O formato da curva de pressão prevista para a gasolina C, figura 5.31, é semelhante ao relatado por Oliveira, Neves e Vianna, 1995, para um motor queimando gasolina C e fora do ponto de avanço ótimo. O sinal de pressão medido ainda apresenta a instabilidade na pressão no instante da ignição, prevista pelo modelo de duas zonas implementado neste trabalho.

A figura 5.32, mostra as temperaturas nas duas zonas durante a combustão. O formato das curvas é típico de modelos de duas zonas. O pico de temperatura na zona queimada, para os dois combustíveis foi de aproximadamente 2400 K e sua posição varia com a velocidade de queima da mistura. O gás não-queimado é comprimido pelo gás queimado, elevando sua temperatura. Este efeito é mais pronunciado para a gasolina A, de queima mais rápida. Como o presente modelo detecta o início da detonação quando a temperatura dos gases não-queimados atinge seu valor de autoignição (1020 K), pode-se afirmar que a gasolina A tem mais facilidade de detonar que a gasolina C, na razão de mistura usada.

A figura 5.33, mostra as velocidades nas duas zonas durante a combustão. Vê-se que estas estão na mesma ordem de grandeza da velocidade do pistão. O gás queimado apresenta uma velocidade que indica que os produtos de combustão se afastam da frente de chama, o que é típico da deflagração. A velocidade do gás não-queimado, chamada de velocidade de transporte, indica que estes estão se movendo no sentido PMS/PMI, ou seja, acompanhando o movimento do pistão para baixo. As oscilações na velocidade de transporte promovem a equalização das pressões entre as duas zonas. Se existe um gradiente de pressão que comprime a zona não queimada, a velocidade de transporte diminui, reduzindo a velocidade de propagação de chama e conseqüentemente, a pressão na zona queimada. Se o gradiente de pressão expande a zona não-queimada, a velocidade de transporte aumenta para aumentar a velocidade de propagação da chama, que por sua vez, aumenta a pressão na zona queimada. O equilíbrio é rompido quando a área da frente de chama é muito pequena para gerar o fluxo de massa necessário à equalização das pressões.

Estes resultados mostraram as várias possibilidades de análise de parâmetros que o modelo implementado permite. Em especial, para o motor considerado, pode-se concluir que a gasolina C está sendo usada com uma razão de mistura inadequada. O empobrecimento da mistura seria uma forma de obter um desempenho igual ou superior ao registrado para a gasolina A.



5.2.3. Análise Multiciclo

A análise multiciclo visa detectar se o programa de simulação está reproduzindo um regime estável do motor. A modelagem sendo transiente e para o caso do motor alternativo, as propriedades não atingem um regime estacionário, o que se tem é um regime estável onde os ciclos se repetem com pequenas variações cíclicas entre eles. Isto ocorre somente se as condições de contorno, tais como, a carga, a abertura da válvula borboleta e as condições atmosféricas, são mantidas constantes, ao longo do tempo de teste.

Para o modelo de uma zona é necessário iniciar com um ciclo sem queima, seguido de dois ciclos com queima para estabilizar as propriedades. Ao mudar de uma condição para outra, por exemplo, de rotação, são necessários mais dois ciclos. Uma vez estabilizadas as condições, o programa mantém a convergência por mais de 50 ciclos rodados. Esta característica é importante para a análise dinâmica do funcionamento do motor.

Para o modelo de duas zonas é necessário iniciar com um ciclo sem injeção de combustível e sem queima, seguido de um ciclo com injeção sem queima, seguido de um ciclo com queima e com gases queimados no coletor de exaustão, seguidos finalmente por dois ciclos com queima para estabilizar as propriedades. São ao total 5 ciclos de inicialização. Ao mudar de uma condição para outra, por exemplo, de rotação, são necessários mais três ciclos. Uma vez estabilizadas as condições, o programa manteve a convergência por mais de 10 ciclos rodados.

Para o caso de um motor multicilindro seriam necessários, no mínimo, 5 vezes o número de cilindros de ciclos para atingir um regime estável, exigindo mais tempo de simulação.

A figura 5.34, apresenta 10 ciclos estáveis para o motor Briggs&Stratton, 195400, usando gasolina C, a uma rotação constante de 2400 rpm, a plena carga. Para detectar as variações entre ciclos é necessário submeter os dados simulados a uma análise pelo método da transformada discreta de Fourier. As figuras 5.35 e 5.36 apresentam os espectros de frequências obtidos para o torque e para a pressão, respectivamente. A faixa de frequências na análise, definida pelo espaçamento entre os dados de simulação, foi de 2 a 10000 Hz. A simulação indicou frequências naturais na faixa de 2 a 1000 Hz, sendo as principais: 20 Hz ($\frac{1}{2}N$), 40 Hz (1N), 60 Hz (1,5N), 80 Hz (2N) e 100 Hz (2,5N), onde N é a rotação do motor. A pressão apresentou a maior amplitude para $\frac{1}{2}N$, pois é a frequência relacionada com a vazão mássica pelas válvulas. O torque apresentou o seu pico de amplitude para 1N, ou seja, coincide com a frequência de rotação do motor. Estas frequências coincidem com as medidas de torque, relatadas por Silva, Santos e Neto, 2001, as quais indicam as frequências naturais de 1N (principal), 2N e 3N, em motores de quatro cilindros.

O uso de cargas não ideais permite análises mais ricas, relacionadas ao comportamento dinâmico do motor.

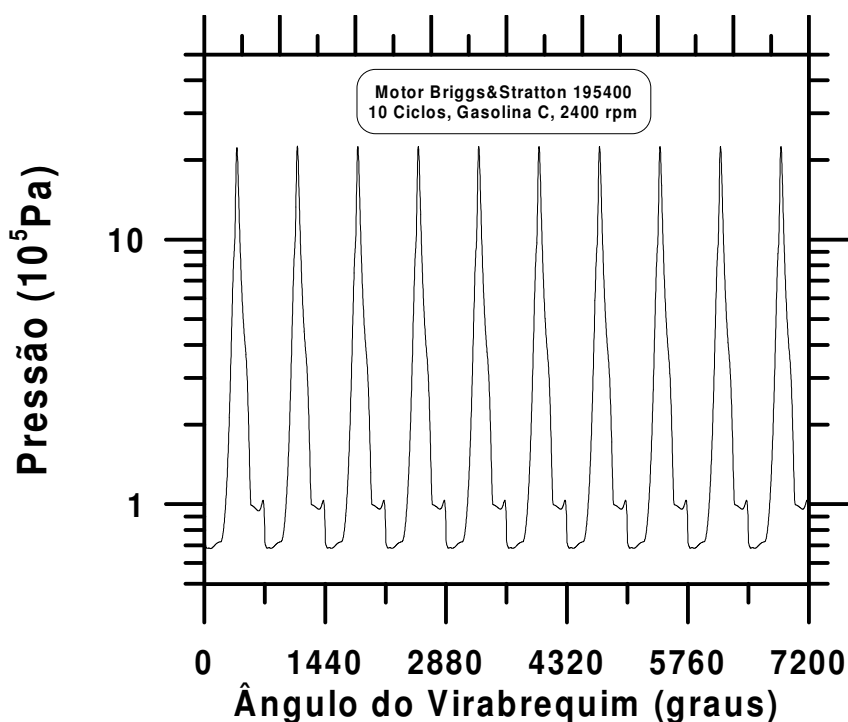
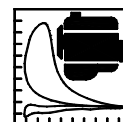


FIGURA 5.34 – Seqüência de ciclos estáveis de pressão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando a gasolina C, a 2400 rpm

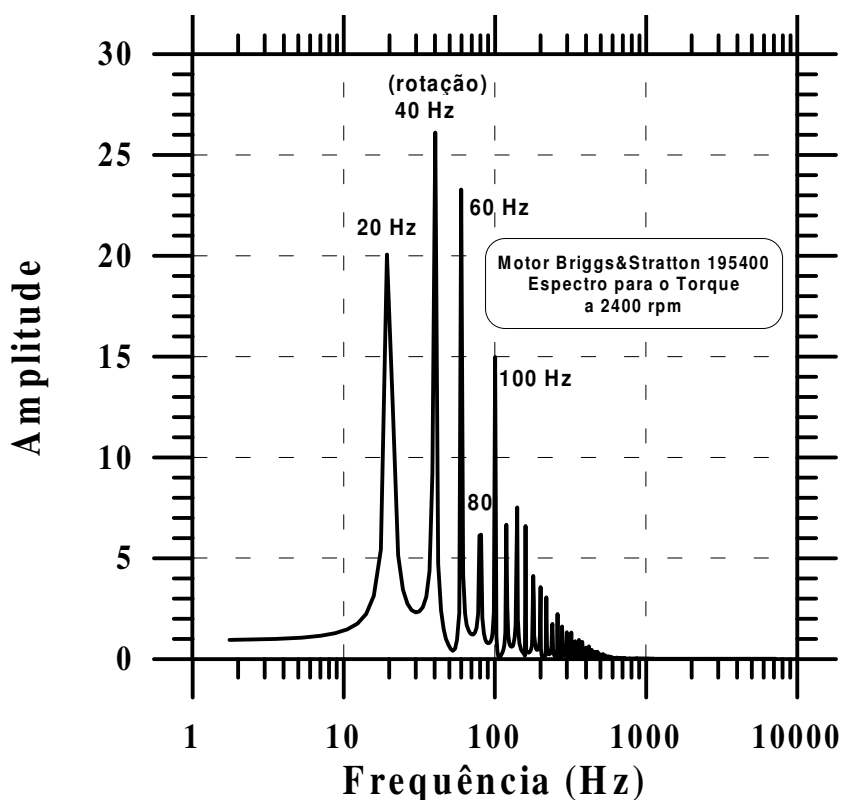


FIGURA 5.35 – Espectro de freqüências dos dados de torque para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando a gasolina C, a 2400 rpm

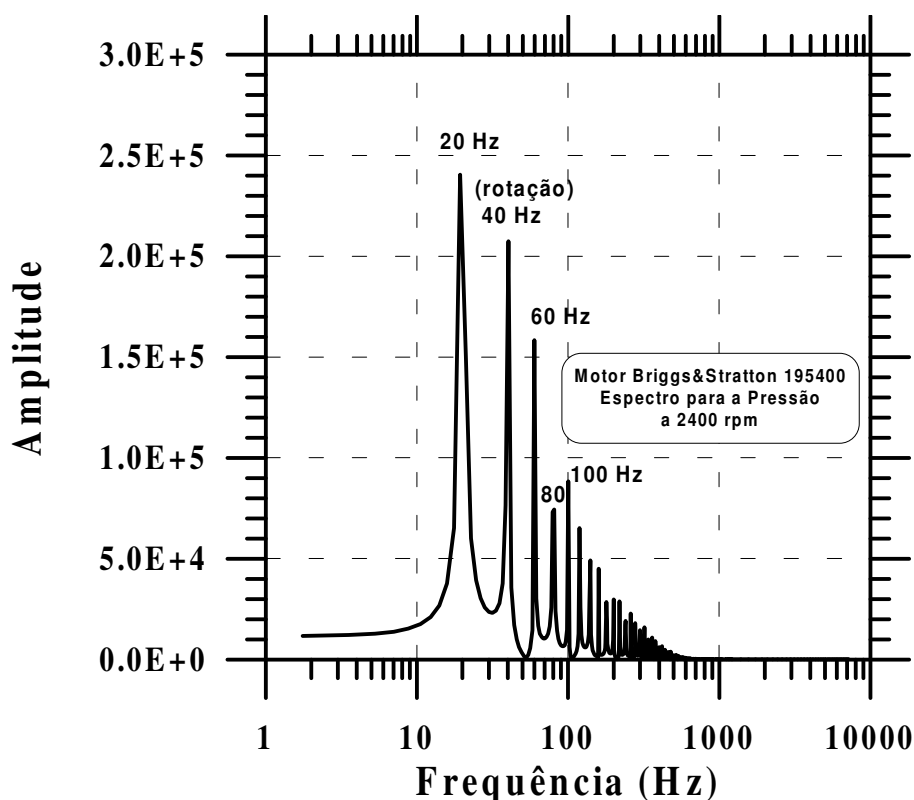
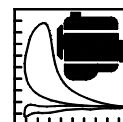


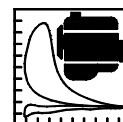
FIGURA 5.36 – Espectro de frequências dos dados de pressão para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando a gasolina C, a 2400 rpm

5.2.4. Análise de Avanço de Ignição

Outro aspecto que o modelo implementado permite analisar é a detonação em motores de ignição por centelha. A modelagem de onda de detonação é um caso especial da onda de combustão. Portanto, o modelo implementado permite identificar a transição de um regime de queima para outro sem alterações das equações diferenciais que os descrevem. O parâmetro de controle é a temperatura na zona dos gases não-queimados. Se esta ultrapassar os 1020 K, a temperatura típica de autoignição de misturas ar/combustível, a detonação é iniciada. Para efeito de programação foi estabelecida a faixa de 980 a 1022 K, como critério de detonação (Woodard, Johnson e Lott Jr, 1989).

A figura 5.37 mostra a temperatura na zona não-queimada para vários ângulos de avanço (0 a 35°), para o motor Briggs&Stratton, 195400, usando a gasolina A, a 2400 rpm. A gasolina C, para a razão de mistura utilizada no motor, não apresenta detonação nesta faixa de ângulos de avanço.

A detonação é detectada para ângulos iguais e maiores que 20°, sendo mais intensa em torno de 28°. A figura 5.38 mostra as pressões durante a queima, permitindo visualizar o choque devido à detonação nas curvas de 20°, 28° e 35°. A força prevista para o choque ($P_{\text{montante}}/P_{\text{jusante}}$) gira em torno de 1,2, constituindo um choque bem fraco, pois ocorre bem no final da queima.



Para 28° de avanço, as oscilações na zona de gás não queimada persistiram além da fase de ignição. Para 35° de avanço, a força do choque é reduzida, mas o avanço elevado reduz o torque médio do ciclo, como pode ser visto na figura 5.39. Esta elevação de torque, algumas dezenas de graus depois do ponto de detonação não era esperada. O programa não convergiu para ângulos maiores que 35°, indicando problemas de estabilidade na fase de ignição. Os dados existentes de avanço, normalmente não ultrapassam o avanço ótimo, pois há risco de destruição do motor. Portanto, esta previsão do modelo deve ser investigada experimentalmente, para regimes de detonação fraca.

O modelo não prevê reflexões de onda nas paredes do cilindro, portanto, não são previstas as oscilações de pressão ocorridas durante a expansão do gás queimado.

O ângulo ótimo de avanço, para 2400 rpm e gasolina A, considerando como função objetivo o torque médio do ciclo, é apresentado na figura 5.39. O valor nominal é 6°, e o valor ótimo está em torno de 19°, para evitar qualquer sinal de detonação. Após 20° de avanço, o torque cai para valores inferiores ao obtido com o avanço nominal. Possivelmente, o fabricante escolheu o ponto de avanço de maneira a aumentar a vida útil do motor (potência mais baixa) e para evitar problemas de ajuste no avanço. Para a gasolina C, o aumento do avanço é uma maneira de aumentar a potência sem prejuízo da vida útil do motor. Medições de pressão no cilindro do motor, estão sendo preparadas para validar as afirmações aqui apresentadas.

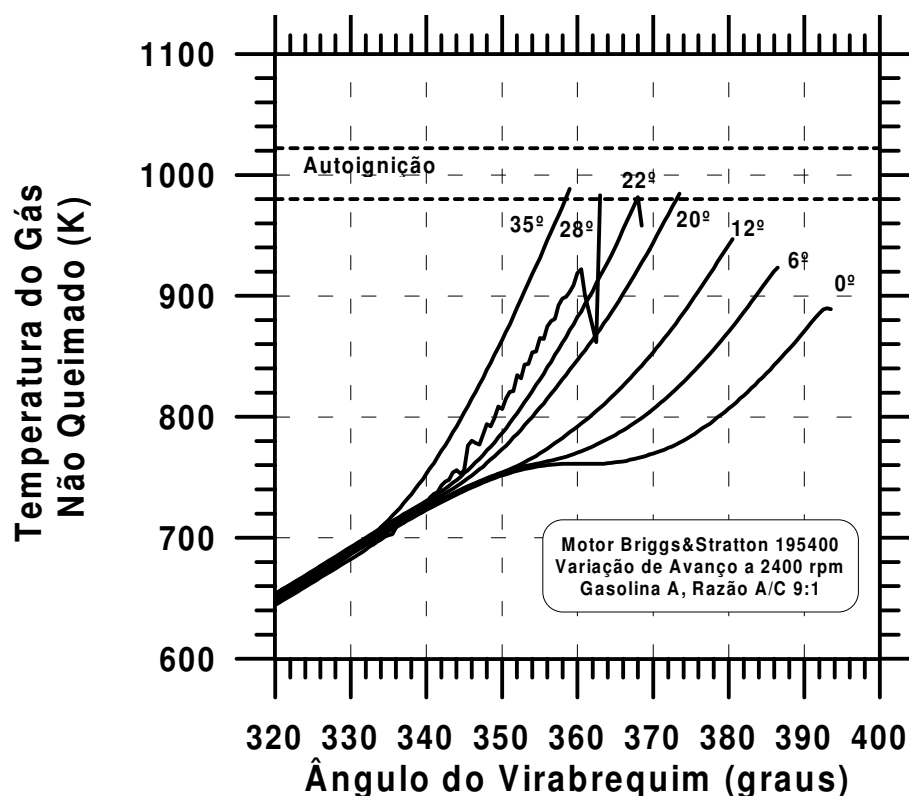


FIGURA 5.37 – Temperatura do gás não-queimado em função da variação do ângulo de avanço para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando a gasolina A, a 2400 rpm

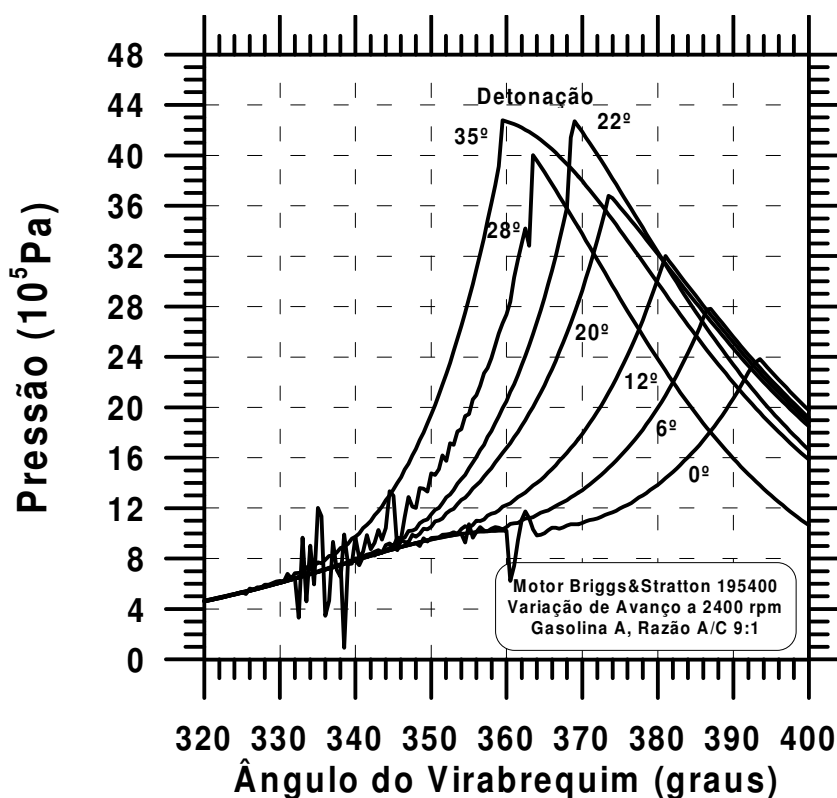
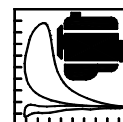


FIGURA 5.38 – Pressão do gás em função da variação do ângulo de avanço para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando a gasolina A, a 2400 rpm

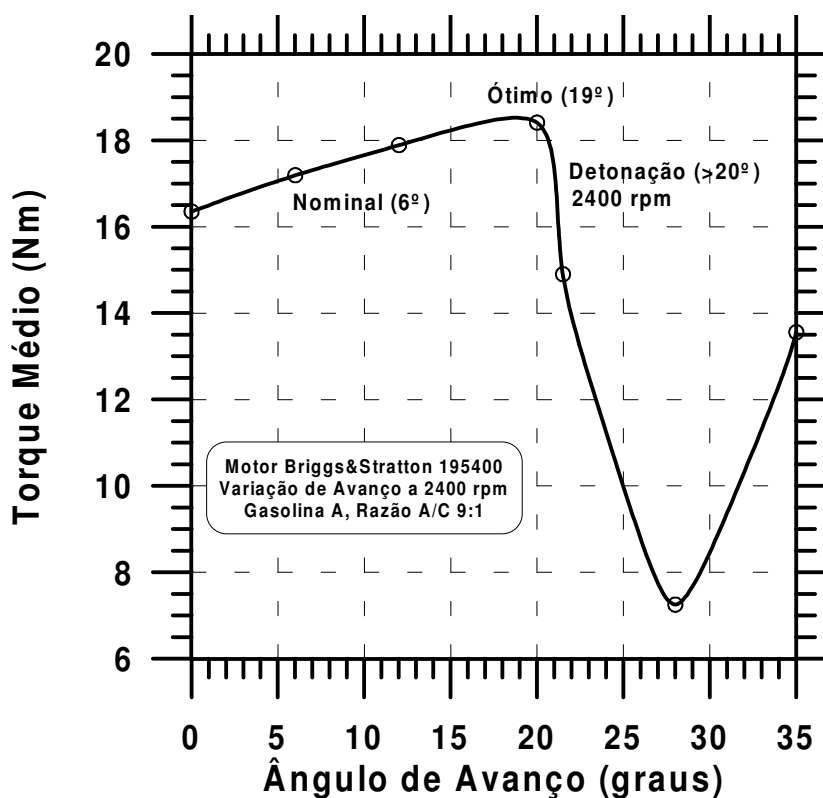
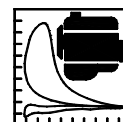


FIGURA 5.39 – Torque em função da variação do ângulo de avanço para o Motor Briggs&Stratton, modelo 195400, usando a gasolina A, a 2400 rpm



5.2.5. Outros Aspectos

O erro de execução mais freqüente do programa implementado é relativo a temperatura mínima dos gases. Ele ocorre quando uma pequena quantidade de gás está no cilindro e sofre expansão sem que haja a entrada significativa de massa através dos coletores. Neste caso, a temperatura cai a baixo do limite de validade dos dados termodinâmicos, indicando divergência. Isto resulta em problemas com os parâmetros de fluxo das válvulas.

Outros problemas de divergência estão ligados a velocidades de queima muito elevadas ou erros nos dados de entrada que, em geral, causam “overflow” da temperatura dos gases, parando o programa por ultrapassar a temperatura máxima de validade dos dados termodinâmicos.

Um aspecto importante é que os termos das equações diferenciais balizam o desenvolvimento dos modelos dos componentes. Um erro na ordem de grandeza dos termos das equações diferenciais provoca divergência imediata destas, indicando uma hipótese errada ou parâmetros incorretos. Assim, diversos modelos e considerações foram descartados devido a informações provenientes dos dados de divergência das equações diferenciais.

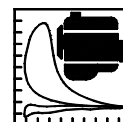
Os custos de simulação de um motor podem ser estimados, considerando os custos e tempos mostrados nas tabelas 5.4 e 5.5. Observa-se que o custo da simulação é cerca da metade do custo do ensaio, sendo ainda possível fazer modificações difíceis de implementar num motor real. Isto demonstra que um programa de simulação como o aqui implementado, é muito efetivo em termos custos, mesmo considerando os erros embutidos nos cálculos.

TABELA 5.4 – Custos de simulação de uma ou mais configurações de motor

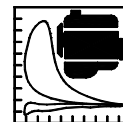
Item	Custo Unitário (US\$/h)	Horas	Custo (US\$)
Preparação dos dados (engenheiro)	40,00	120	4800,00
Rodar os casos (engenheiro)	40,00	120	4800,00
Equipamento (computador)	3,00	360	1080,00
Total			10680,00

TABELA 5.5 – Custos de ensaio de motor, por configuração (fonte CETEC-MG)

Item	Custo Unitário (US\$/h)	Horas	Custo (US\$)
Preparação do ensaio (engenheiro e técnico)	40,00	120	4800,00
Ensaio (equipamento)	60,00	120	7200,00
Ensaio (engenheiro e técnico)	40,00	120	4800,00
Depuração dos dados (engenheiro)	40,00	120	4800,00
Equipamento (computador)	3,00	120	360,00
Total			21960,00



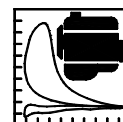
Neste capítulo foram apresentados resultados de simulação que demonstraram a capacidade do modelo implementado de gerar informações sobre o funcionamento de um motor de combustão interna de ignição por centelha. Os resultados permitiram observar um grande número de variáveis internas do motor, ajudando a verificar as etapas mais ineficientes do seu funcionamento. Com base nos resultados, é possível realizar pequenas modificações no motor Briggs&Stratton que poderão aumentar significativamente seu desempenho para os combustíveis usados no Brasil. O modelo, também, indica quais as medidas importantes para que seja realizada uma validação mais extensa do programa implementado.



6. CONCLUSÕES

Os resultados do trabalho aqui apresentado podem ser resumidos nas seguintes conclusões:

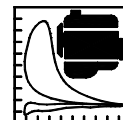
- O modelo implementado é capaz de reproduzir, após validação, os resultados de desempenho (torque, potência e consumo) de um motor de ignição por centelha com uma incerteza de 4%, equivalente à incerteza experimental.
- O código computacional gerado usando a orientação a objetos se mostra flexível e reutilizável ao longo de sua implementação. O encapsulamento de dados e métodos (rotinas) não permitiu que um modelo afetasse o outro, reduzindo os erros relacionados aos dados de entrada.
- A orientação a objetos torna os modelos tão compartimentados, que estes podem ser usados independentemente para analisar o funcionamento de um componente, ou serem modificado sem afetar a estrutura das classes que os usam.
- Foi proposto um modelo algébrico, usando uma metodologia nova, que se mostra efetivo tanto em termos numéricos como conceituais.
- A maior perda de energia no ciclo do motor é na reação de combustão, em relação à combustão completa estequiométrica.
- A segunda maior perda no ciclo é devida à eficiência volumétrica na admissão e na exaustão pelas válvulas do motor.
- O modelo de uma zona mostrou-se bastante limitado, exigindo um alto grau de ajuste para validar os resultados.
- A inclusão da equação de conservação da quantidade de movimento permite calcular a velocidade média do gás ao longo do ciclo, levando em conta termos que dependem do movimento alternativo e rotativo do sistema mecânico pistão/biela/virabrequim.
- O modelo de duas zonas é capaz de descrever a interação entre gases queimados e não-queimados de uma maneira fisicamente coerente. Foi a primeira implementação na literatura de um modelo de onda de combustão hemisférica unidimensional com condições de contorno complexas (geometria e volumes variáveis, perda de calor, atrito, fluxos de massa, combustão e mistura gasosa de composição variável).
- O modelo de duas zonas não precisa usar a hipótese de igualdade de pressões entre as zonas. Esta condição surgiu como resultado do modelo.
- O modelo de duas zonas permite a detecção do ângulo de avanço em que ocorre a detonação, além de modelar o efeito da primeira onda de choque gerada nas propriedades do gás no cilindro.



- É proposta a dependência do Damköhler com o inverso do Reynolds, referente à escala integral de turbulência, e com o quadrado do diâmetro adimensional do cilindro, para motores de combustão interna com ignição por centelha. Este número permite definir o regime de queima turbulenta em que os motores ICE operam.
- É proposto um modelo de turbulência durante a combustão que permitiu estimar a velocidade turbulenta de propagação da onda de combustão em função do Reynolds de admissão e do tamanho relativo do cilindro. Foram propostos dois regimes de queima cuja transição ocorre com Re_{ad} igual a 25000, ou seja, entre 2500 e 3000rpm.
- O modelo geométrico de câmara de combustão recebeu um novo método de implementação tornando-o independente de fases de queima.
- É proposto um modelo empírico para o coeficiente de descarga para válvulas tipo borboleta como função do ângulo de abertura e do regime de escoamento, subsônico ou entupido.
- É proposto um modelo de efeito Venturi, no cruzamento das válvulas de admissão e exaustão, através da eliminação total da pressão dinâmica na base da válvula de admissão. Entretanto, este precisa ser aprimorado para permitir uma previsão mais exata da eficiência volumétrica do motor.
- O modelo é capaz de estimar o efeito de “blow-by” no ciclo e na pressão do cárter.
- O modelo permite prever as frequências naturais envolvidas no funcionamento do motor.
- O modelo permite avaliar as não idealidades do ciclo do motor através da disponibilidade e irreversibilidades calculadas.
- O custo de simulação de um motor deve ser comparado com o custo de ensaio para uma dada configuração para verificar a validade econômica da simulação.
- Finalmente, a análise dos resultados de simulação mostrou que o motor Briggs&Stratton, modelo 195400, não está adaptado para usar a gasolina C como combustível, o que leva a uma redução significativa de desempenho (menos 14 %).

Com a finalidade de validar os vários modelos envolvidos, propõe-se os seguintes grupos de medidas experimentais importantes, além das previstas nas normas.

- Medição da vazão de ar de admissão
- Medição dos coeficientes de descarga das válvulas
- Medição da pressão nos coletores
- Medição da intensidade da turbulência no cilindro (a frio)
- Medição da pressão no cilindro;
- Medição de perda de calor através do sistema de resfriamento
- Medição de razão de mistura após injeção de combustível



- Medição das emissões
- Medição de velocidade laminar de chama de misturas ar/combustível
- Medições de desempenho dinâmico do motor

O modelo implementado, frente ao que foi apresentado, pode ser usado, por exemplo, para:

- Verificar as deficiências de um motor existente
- Desenvolvimento de um novo motor
- Analisar o efeito de diferentes combustíveis
- Analisar a conversão de motor automotivo para uso aeronáutico (efeito da altitude)
- Analisar a regulagem das válvulas
- Analisar diferentes estratégias de acionamentos de válvulas
- Analisar o mapa de avanço
- Analisar o funcionamento do motor a cargas parciais
- Analisar efeitos dinâmicos
- Analisar o efeito do sobrecarregamento

O objetivo do uso da orientação a objetos é criar um modelo que pudesse evoluir, independente do programador original e que implicasse em pequenas, ou nenhuma, alteração em classes básicas, como as de modelo de duas zonas. A metodologia é adequada e as primeiras experiências mostraram a facilidade de implementar modificações, relativamente a programas baseados em programação estruturada. Os programas de pré e pós-processamento vão ser necessários à medida que o volume de dados cresce com a complexidade dos modelos. Eles tornaram o programa mais amigável, permitindo o seu uso futuro em atividades didáticas. Contudo, o objetivo é que o código fonte corresponda sempre ao modelo de objetos e possa ser compreendido e evoluído por outros pesquisadores.

A tabela 6.1 apresenta uma comparação entre o programa implementado e as diversas escolas que representam grupos de desenvolvimento tecnológico de motores de combustão interna. Pode-se perceber que o programa CARE é atualmente o que possui mais modelos implementados.



TABELA 6.1 – Comparação entre grupos tecnológicos de simulação de motores de combustão interna

GRUPO TECNOLÓGICO	Modelo enchimento e esvaziamento de coletores	Modelo 1D de coletores	Modelo de Blow-by	Modelo de válvulas trompète	Modelo de injeção de combustível	Modelo de equilíbrio químico	Modelo de cinética química	Modelo de uma zona (Lei de Wiebe)	Modelo 3D da câmara de combustão	Modelo de duas zonas (Pb=Pub)	Modelo de onda de combustão	Modelo de detonação	Modelo de fator de turbulência	Modelo de atmosfera	Modelo de efeito Venturi	Modelo de válvula borboleta	Modelo dinâmico pistão/biela	Modelo dinâmico de ciclo (Conservação da quantidade de movimento no cilindro)	Modelo de velocidade de Woschni	Modelo de turbocompressor
CARE		■					■												■	■
Escola Inglesa e Indiana	■		■		■						■	■	■	■	■	■	■	■		
Escola Americana		■			■				■		■	■	■	■	■	■	■	■		
Escola Germânica			■		■				■		■	■	■	■	■	■	■	■		
Escola Latina	■		■		■				■	■	■	■	■	■	■	■	■	■		■

Inovações

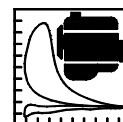
Escola Inglesa: Benson, 1982, Horlock e Winterbone, 1986, Baruah, 1986, Sodré, 1998, Blair, 1999

Escola Indiana: Mohanan e Babu, 1991

Escola Americana: Heywood, 1988, Ferguson, 1986, Woodard, Johnson e Lott, 1989, Crawford, Celik e Lyons, 1993

Escola Germânica: Puscher, 1986

Escola Latina: Gallo, 1990, Pereira, 1995, Vianna, Oliveira e Oliveira, 1996, Nigro, Ambroggi e Defranco, 1999, Hanriot, 2001



7. SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

O modelo e programa computacional, aqui descritos, são parte de um esforço de pesquisa que deve ter continuidade. Algumas sugestões são feitas a seguir para aprimorar o presente trabalho.

- Implementar casos, no programa desenvolvido, para um motor multicilindro.
- Simular cargas parciais para obter mapas completos de desempenho.
- Implementar novas geometrias de câmara de combustão e posição da vela e avaliar seu efeito com o modelo de duas zonas.
- Simular ciclos dinâmicos, ou seja, com velocidade de rotação variável, com cargas não ideais, como por exemplo, torque proporcional a rotação.
- Propor um modelo de cruzamento de válvulas que reduza a pressão dinâmica na base da válvula de admissão em função da vazão ou velocidade dos gases de exaustão.
- O modelo de equilíbrio utilizado foi suficiente para os propósitos de previsão de desempenho, mas a inclusão de mais equações de equilíbrio pode melhorar as previsões das condições no coletor de exaustão.
- O modelo de equilíbrio deve ser substituído por um modelo de cinética química, caso se deseje analisar as emissões de óxidos nítricos pelo motor.
- Analisar mais profundamente o modelo de onda de combustão, no regime de detonação, para melhorar a previsão de avanço ótimo.
- Implementar um modelo unidimensional transiente para coletores de admissão e exaustão usando o método das características, conforme o modelo de objeto proposto, visando detectar fenômenos de ressonância nos coletores.
- Implementar os modelos de objeto para sobrecarregadores e turbocompressores.
- Implementar os modelos de objetos para controle de avanço.
- Realizar medições de coeficientes de descarga em válvulas e coletores de motores.
- Estudar o efeito do avanço de ignição na pressão no cilindro de um motor.
- Ajustar o avanço e a razão de mistura do motor Briggs&Stratton, modelo 195400, para usar a gasolina C como combustível.
- Realizar medições de pressão no cilindro no motor Briggs&Stratton, modelo 195400, visando obter parâmetros de queima.
- Ampliar o escopo do projeto para prever a resposta dinâmica de um motor de combustão interna.
- Analisar a interação do funcionamento do motor com o veículo onde será instalado.