

7

Análise dos resultados de influência dos componentes nos parâmetros de combustão no motor

Neste capítulo primeiramente serão apresentadas de forma consolidada, para dois combustíveis e uma condição operacional, algumas das curvas típicas características do processo de combustão no motor, obtidas a partir da curva de pressão no interior do cilindro. Algumas destas curvas foram previamente apresentadas no Capítulo 4, para ilustrar a descrição das metodologias utilizadas. Conforme descrito no Capítulo 4, estes resultados são a base para o cálculo e estudo dos parâmetros de combustão, que serão apresentados na sequência. Seguindo a forma adotada no Capítulo 6, referente aos resultados da influência dos componentes nos parâmetros de desempenho do motor, na apresentação dos parâmetros de combustão, são utilizados os gráficos triangulares típicos da técnica de Planejamento e Análise de Misturas. Desta forma o foco é direcionado para análise da influência dos teores dos componentes nos parâmetros de combustão.

Pela sua especificidade, os resultados de velocidades de propagação de chama no interior do cilindro do motor serão apresentados no Capítulo 8, apesar desta variável de interesse também ser um parâmetro de combustão.

7.1.

Curvas típicas características do processo de combustão no motor

São apresentadas nas Figuras 7.1 a 7.6, respectivamente a curva de pressão no interior do cilindro, diagramas de pressão versus volume deslocado, a taxa de liberação de calor aparente, curva de fração de massa queimada e temperaturas obtidas para as formulações reduzidas B e I, na condição operacional de 3875 rpm em plena carga.

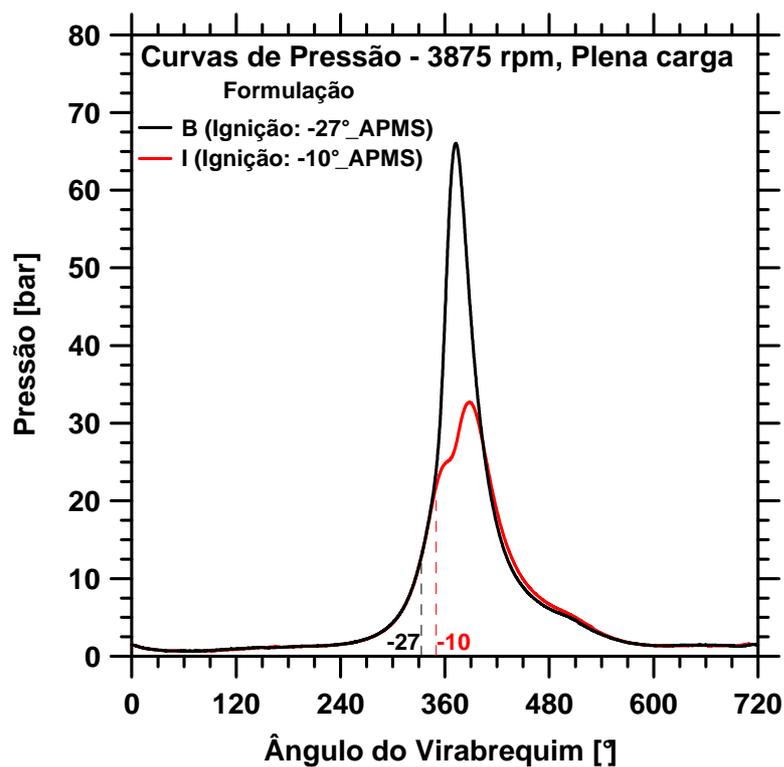


Figura 7.1 – Curvas de pressão das formulações B e I a 3875 rpm em plena carga.

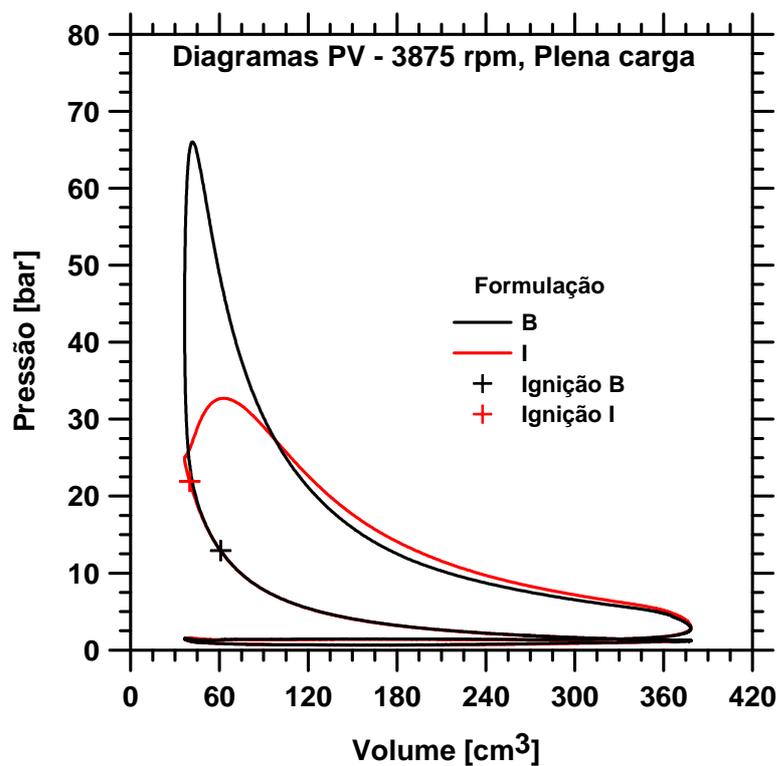


Figura 7.2 – Diagramas PV das formulações B e I a 3875 rpm em plena carga.

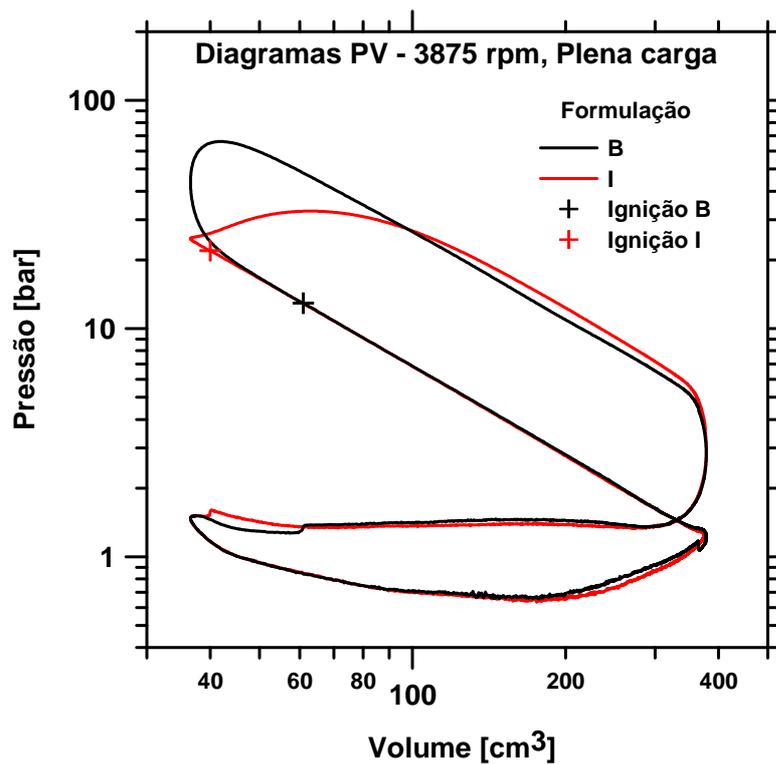


Figura 7.3 – Diagramas PV logarítmicos das formulações B e I a 3875 rpm em plena carga.

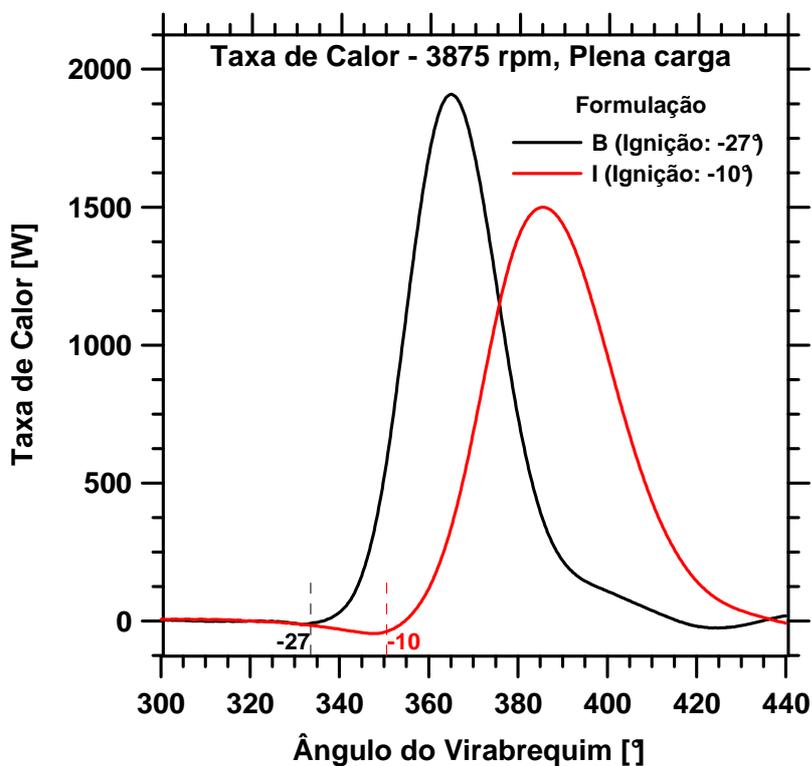


Figura 7.4 – Taxa de liberação de calor aparente das formulações B e I a 3875 rpm em plena carga.

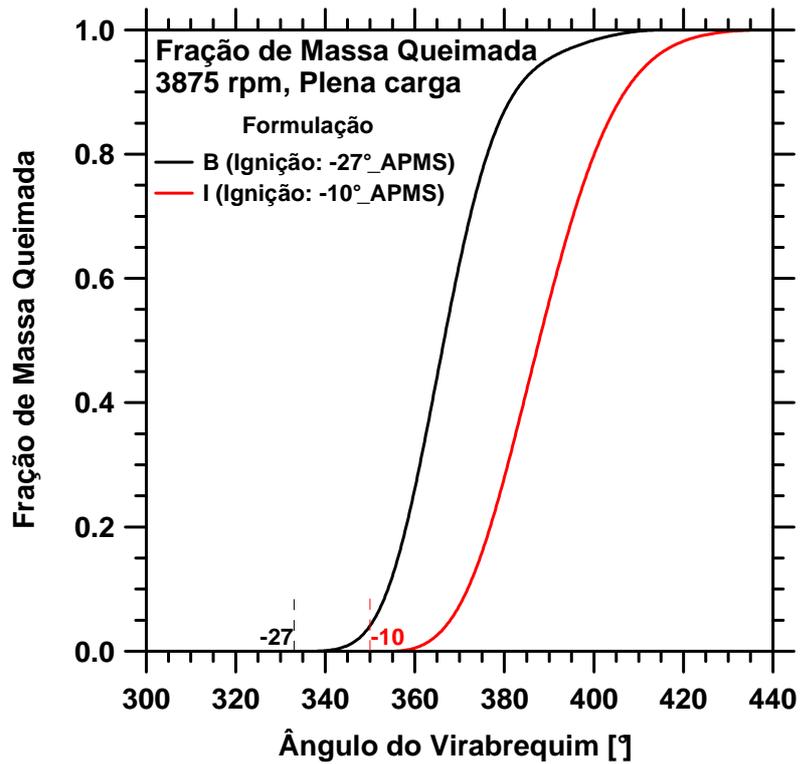


Figura 7.5 – Fração de massa queimada das formulações B e I a 3875 rpm em plena carga.

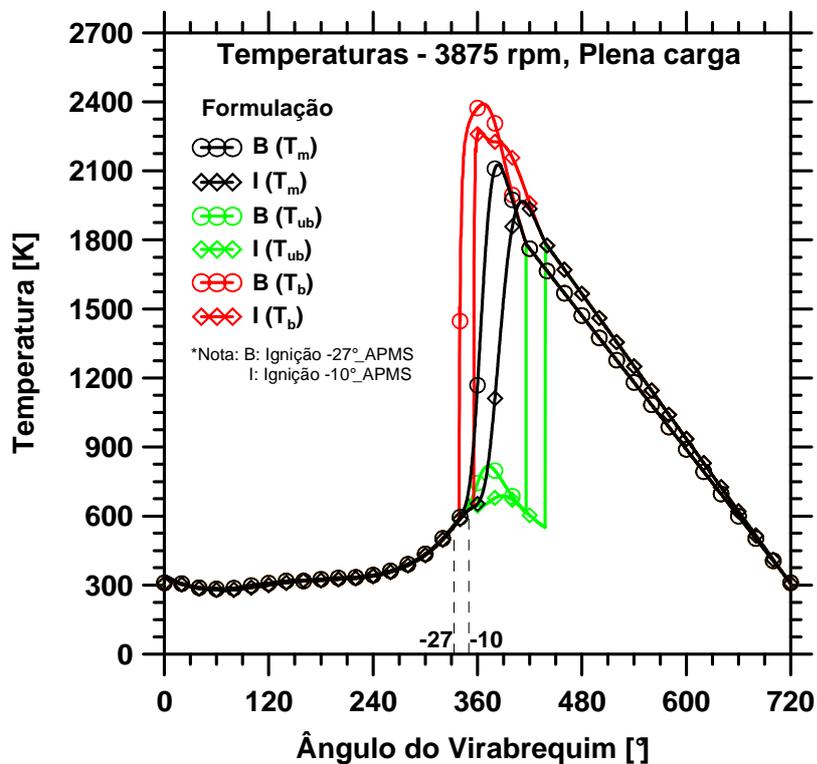


Figura 7.6 – Temperaturas dos gases queimados (T_b), não queimados (T_{ub}) e média (T_m) das formulações B e I a 3875 rpm em plena carga.

A análise das Figuras 7.1 a 7.6 evidencia que as propriedades diferenciadas das formulações, principalmente no que diz respeito à octanagem, exercem impacto significativo na curva de pressão no interior do cilindro e nos parâmetros de combustão. Isto ocorre principalmente em função da necessidade de calibrações diferenciadas do avanço de ignição para os combustíveis, identificadas nas figuras, o que se reflete nas diferenças encontradas nos parâmetros de desempenho do motor, analisados no Capítulo 6, e também nos demais parâmetros de combustão que serão analisados nas seções subsequentes.

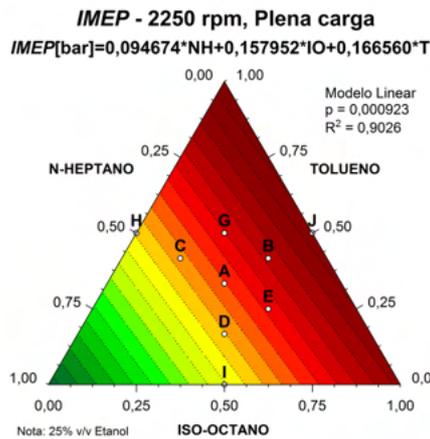
7.2.

Influência dos teores dos componentes nos parâmetros de combustão

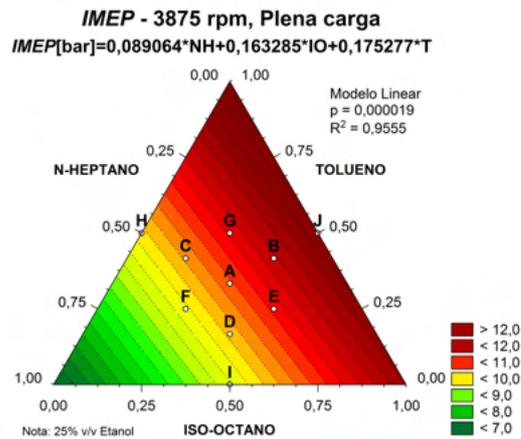
7.2.1.

Pressão média efetiva indicada (*IMEP*)

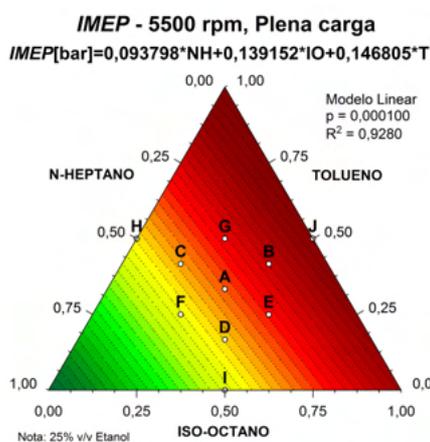
Foi possível estabelecer modelos estatisticamente significativos somente para as condições operacionais onde a ocorrência de detonação foi um fator limitante para a calibração do motor (rotações de plena carga e 1500 rpm em carga parcial). Desta forma é possível analisar algumas tendências. Observa-se pelas Figuras 7.7(a-d) e pelos coeficientes dos modelos gerados que as formulações com maiores teores de tolueno e iso-octano apresentaram as maiores pressões médias efetivas indicadas, principalmente em função da maior octanagem (Figura 6.1(a)), que permitiu maiores avanços de ignição (Figura 6.6(a-d)), privilegiando o torque. A tendência geral foi a mesma observada para o torque (Figura 6.5(a-d)). Entretanto, ao contrário do observado para o torque, o tolueno apresentou tendência de superioridade em relação ao iso-octano.



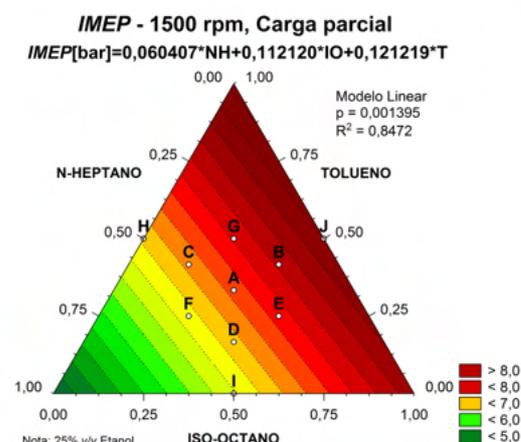
(a)



(b)



(c)



(d)

Figuras 7.7(a-d) – *IMEP*, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

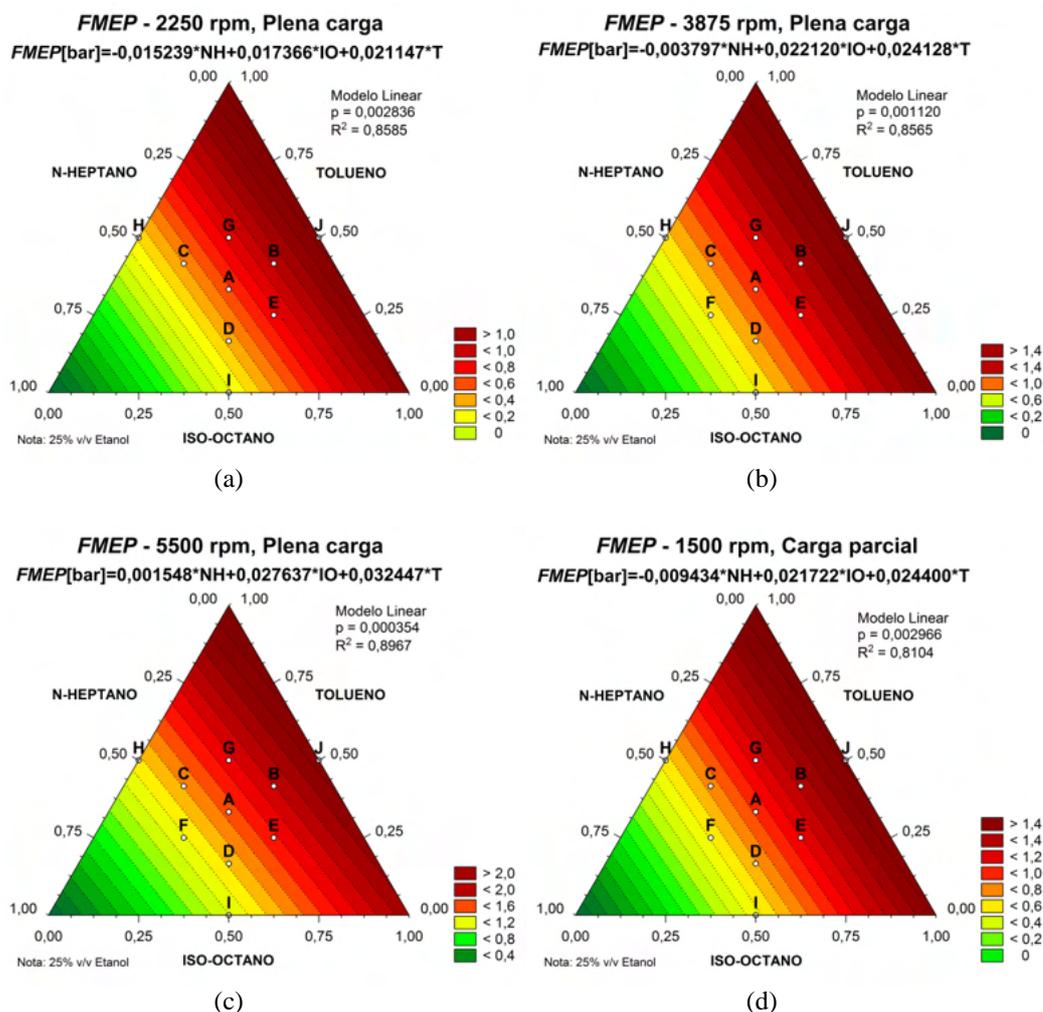
7.2.2.

Pressão média efetiva de bombeamento (*PMEP*)

Não foi possível encontrar modelos estatisticamente significativos para a pressão média efetiva de bombeamento nas condições operacionais avaliadas. Desta forma, a diferença na eficiência volumétrica proporcionada pelos diferentes combustíveis (Figuras 6.12(a-c)) não foi sentida no *PMEP*. Ressalta-se que a pressão média efetiva de bombeamento é influenciada pela dinâmica do escoamento nos coletores e, principalmente, pelo tempo e perfil de abertura e fechamento das válvulas de admissão e descarga, que são parâmetros de projeto do motor.

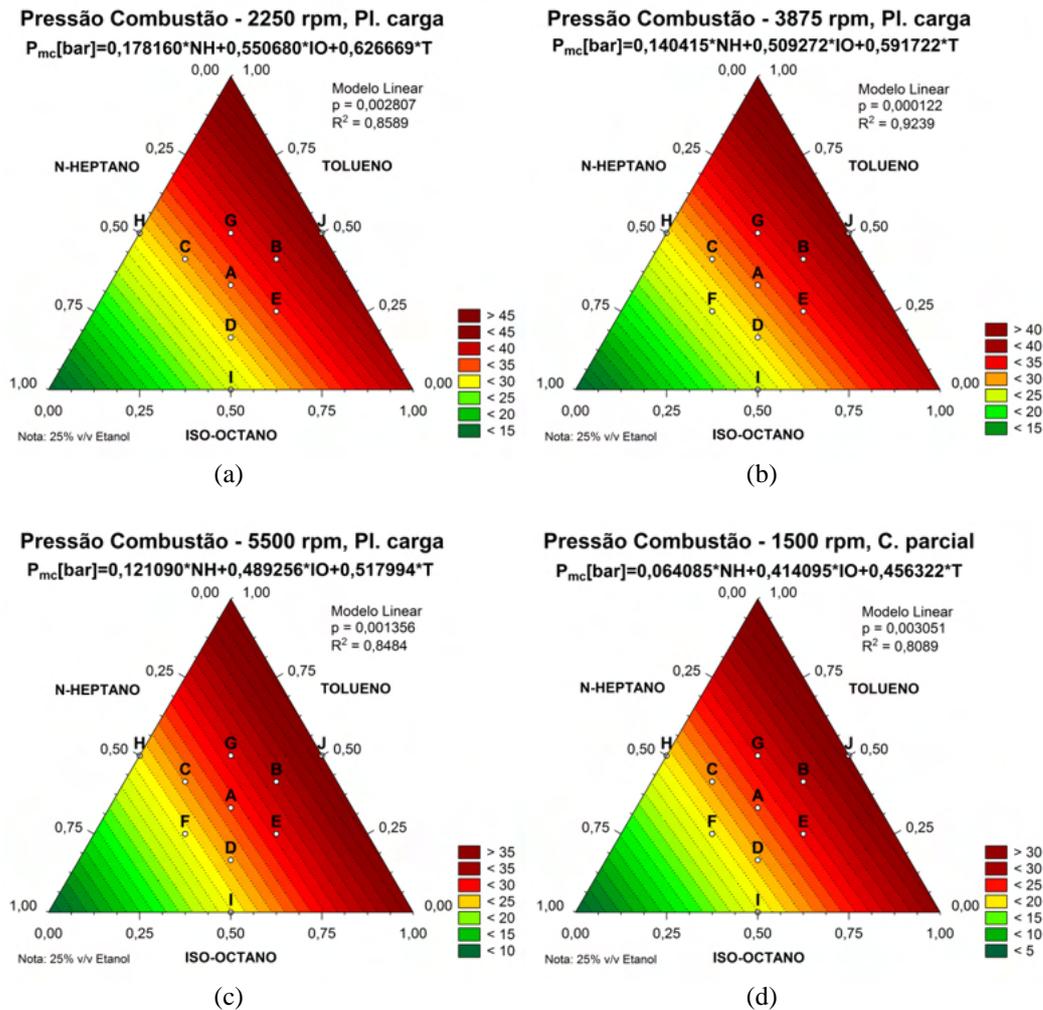
7.2.3. Pressão média efetiva de atrito (*FMEP*)

Com relação à pressão média efetiva de atrito, foram obtidos modelos estatisticamente significativos para as condições operacionais susceptíveis à ocorrência de detonação. Observa-se nas Figuras 7.8(a-d) que as formulações com maiores teores de tolueno e iso-octano proporcionaram maiores atritos mecânicos. Há tendência do tolueno em contribuir para maiores pressões de atrito do que o iso-octano.



Figuras 7.8(a-d) – *FMEP*, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

As pressões médias de combustão desenvolvidas no interior do cilindro durante o intervalo angular de combustão, $\Delta\theta_c$, podem ser vistas nas Figuras 7.9 (a-d), nas mesmas condições operacionais, com tendências semelhantes entre si.



Figuras 7.9(a-d) – Pressão média de combustão, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

Observa-se tendência do tolueno e iso-octano em contribuir para maiores pressões médias de combustão em função dos maiores avanços de ignição (Figuras 6.6(a-d)) das formulações com maiores teores destes componentes. Podem-se relacionar estas tendências com as maiores pressões de atrito (*FMEP*) proporcionadas por maiores teores destes componentes em relação ao n-heptano (Figuras 7.8(a-d)). Por sua vez, o tolueno contribui de forma mais significativa que o iso-octano no aumento da pressão média de combustão, o que explica a tendência do tolueno em contribuir para maiores pressões de atrito em relação ao iso-octano.

As pressões médias de combustão estão em sintonia com as pressões médias efetivas indicadas (*IMEP*), vistas nas Figuras 7.7(a-d), com influências mais

significativas do tolueno e iso-octano em relação ao n-heptano, e superioridade do tolueno em relação ao iso-octano.

7.2.4. Eficiências

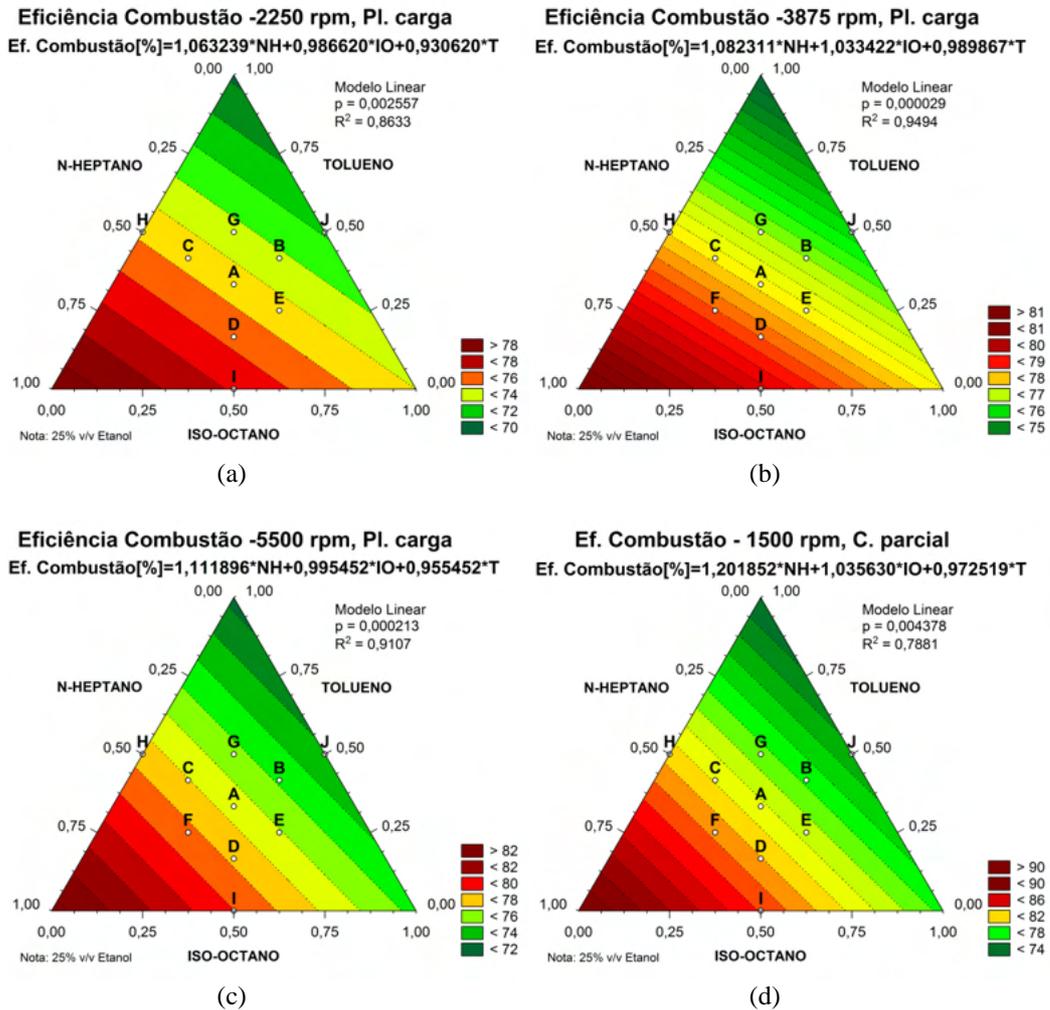
Conforme exposto no Capítulo 4, para se avaliar a eficiência de conversão da energia química do combustível no interior do cilindro do motor, antes das perdas mecânicas, foram utilizados dois parâmetros. O primeiro é a razão entre o calor líquido liberado na combustão e a energia presente no combustível admitido no ciclo, chamada de eficiência de combustão. Esta pode ser considerada uma medida da eficiência de conversão da energia química do combustível em energia útil aparente. O segundo parâmetro avaliado foi a eficiência térmica, razão entre o trabalho indicado por ciclo e a energia presente no combustível admitido. A diferença entre os dois parâmetros está na conversão da energia útil aparente liberada pelo combustível em pressão e, posteriormente, em trabalho indicado, o que é dependente da geometria do sistema biela-manivela e da calibração do motor em função do combustível.

Além das eficiências de combustão e térmica, será avaliada a eficiência mecânica do motor, também descrita no Capítulo 4. A análise da eficiência global do motor (razão entre a potência mecânica de eixo e a taxa de energia disponibilizada pela vazão de combustível), já foi considerada no Capítulo 6.

7.2.4.1. Eficiência de combustão

Para a eficiência de combustão, estabeleceram-se modelos estatisticamente significativos para as condições operacionais onde a ocorrência de detonação foi um fator limitante para a calibração do motor. As tendências observadas nas Figuras 7.10(a-d) indicam maiores eficiências de combustão para as formulações com maiores teores de n-heptano, seguido por iso-octano e, por fim, tolueno. Isto está relacionado com o grau de dificuldade de quebra das estruturas moleculares presentes nos combustíveis. Os resultados mostram coerência com a complexidade molecular dos componentes utilizados, passando de uma cadeia reta

no caso do n-heptano, para ramificada no iso-octano e em forma de anel no tolueno, dificultando gradativamente suas quebras.



Figuras 7.10(a-d) – Eficiência de combustão, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

Na condição operacional de 2250 rpm em carga parcial, não susceptível à detonação, obteve-se modelo estatisticamente significativo sugerindo tendência semelhante para a eficiência de combustão, apesar da qualidade de ajuste inferior, em função das menores diferenças entre as formulações. Observa-se na Figura 7.11 novamente a superioridade do n-heptano, seguido, respectivamente, pelo iso-octano e tolueno na conversão da energia química do combustível em energia útil aparente.

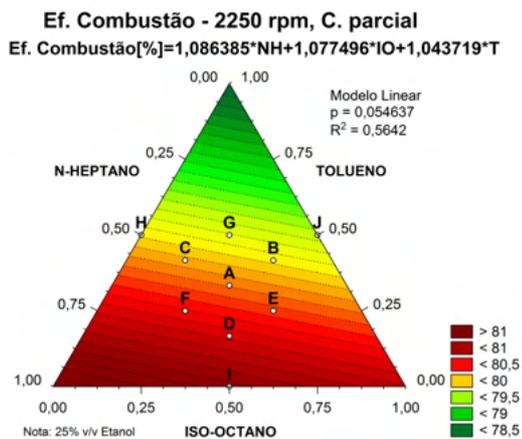


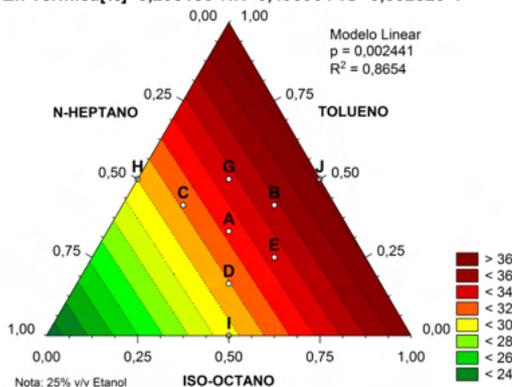
Figura 7.11 – Eficiência de combustão a 2250 rpm em carga parcial.

As tendências observadas na eficiência de combustão contribuem para as tendências obtidas nas emissões de CO medidas em concentração volumétrica, apresentadas no Capítulo 6, Figuras 6.15(a-e). De uma maneira geral, as formulações com maiores eficiências de combustão promoveram menores emissões de CO, favorecendo as formulações com maiores teores de n-heptano, seguido por iso-octano e tolueno. As eficiências de combustão também explicam as tendências gerais de maiores emissões de CO₂, medidas em concentração volumétrica, das formulações com maiores teores de n-heptano em relação às formulações com maiores teores de iso-octano (Figuras 6.14(a-f)), além de estarem relacionadas com a tendência geral de menores emissões de HC, medidas em concentração volumétrica, das formulações com maiores teores de n-heptano em relação aos demais componentes (Figuras 6.16(a-d)).

7.2.4.2. Eficiência térmica

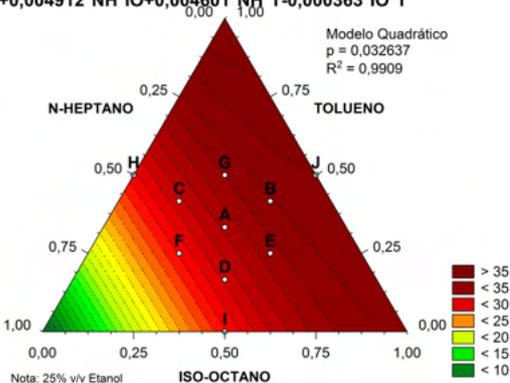
Considerando a eficiência térmica, também foi possível obter modelos estatisticamente significativos nas condições operacionais onde a ocorrência de detonação foi um fator limitante para a calibração do motor. Pode ser observado nas Figuras 7.12(a-d) que a eficiência térmica apresentou tendência contrária à eficiência de combustão, sendo maior para os combustíveis com maiores teores de tolueno e iso-octano. Isto ocorreu em função da otimização da calibração, com maiores avanços de ignição utilizados nos combustíveis com maiores octanagens (Figuras 6.6(a-d) e Figura 6.1(a)), que privilegiaram o torque.

Eficiência Térmica - 2250 rpm, Pl. carga
 Ef. Térmica[%]= $0,298150 \cdot \text{NH} + 0,490964 \cdot \text{IO} + 0,502520 \cdot \text{T}$



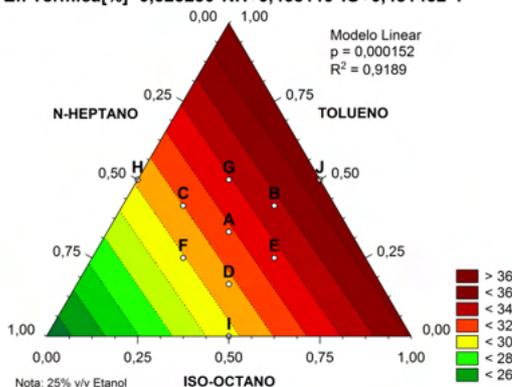
(a)

Eficiência Térmica - 3875 rpm, Pl. carga
 Ef. Térmica[%]= $0,089309 \cdot \text{NH} + 0,469915 \cdot \text{IO} + 0,503369 \cdot \text{T}$
 $+ 0,004912 \cdot \text{NH} \cdot \text{IO} + 0,004601 \cdot \text{NH} \cdot \text{T} - 0,000363 \cdot \text{IO} \cdot \text{T}$



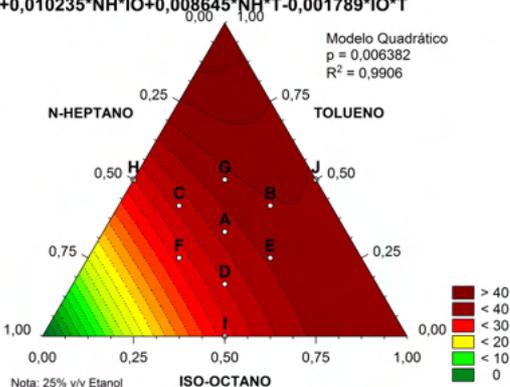
(b)

Eficiência Térmica - 5500 rpm, Pl. carga
 Ef. Térmica[%]= $0,323230 \cdot \text{NH} + 0,468119 \cdot \text{IO} + 0,481452 \cdot \text{T}$



(c)

Eficiência Térmica - 1500 rpm, C. parcial
 Ef. Térmica[%]= $-0,079400 \cdot \text{NH} + 0,518176 \cdot \text{IO} + 0,607631 \cdot \text{T}$
 $+ 0,010235 \cdot \text{NH} \cdot \text{IO} + 0,008645 \cdot \text{NH} \cdot \text{T} - 0,001789 \cdot \text{IO} \cdot \text{T}$



(d)

Figuras 7.12(a-d) – Eficiência térmica, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

Desta forma, apesar da melhor eficiência de combustão para as formulações com maiores teores de n-heptano (Figuras 7.10(a-d)), o momento mais adequado da ignição foi preponderante para proporcionar maior eficiência na conversão da energia útil aparente em trabalho indicado, para as formulações reduzidas com maiores teores de tolueno e iso-octano.

A tendência de melhor eficiência de combustão das formulações com maiores teores de iso-octano em relação às formulações com maiores teores de tolueno (Figuras 7.10(a-d)) não se traduziu em maiores eficiências térmicas, havendo inversão de tendência, com superioridade das formulações com maiores teores de tolueno em relação ao iso-octano na eficiência térmica.

Conforme visto em seções anteriores, esta inversão de tendência é explicada pelas maiores pressões médias de combustão desenvolvidas pelas formulações

com maiores teores de tolueno (Figuras 7.9(a-d)) e maiores pressões médias efetivas indicadas (*IMEP* – Figuras 7.7(a-d)), que por sua vez estão relacionadas com seus maiores avanços de ignição (Figuras 6.6(a-d)).

Além disso, é importante observar que a massa de mistura admitida pelo motor para os combustíveis com maiores teores de tolueno contém maior nível de energia, em função dos maiores valores de poder calorífico por kg de ar estequiométrico (Figura 6.2), conforme visto no Capítulo 6. Isto é confirmado no exemplo da Figura 7.13, que apresenta a energia admitida por ciclo do motor na condição de 5500 rpm em plena carga.

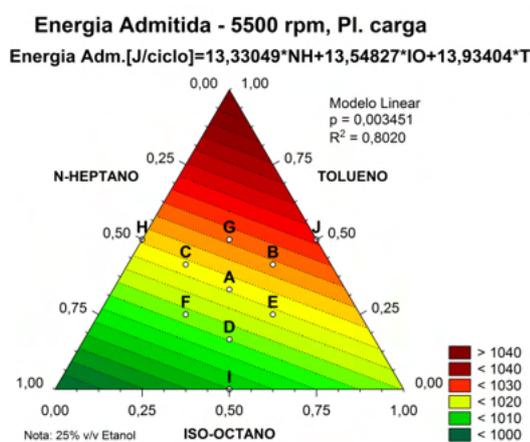


Figura 7.13 – Energia admitida por ciclo a 5500 rpm em plena carga.

As maiores eficiências volumétricas dos combustíveis com maiores teores de tolueno (Figuras 6.12(a-c)) contribuem para esta tendência ao aumentar a massa de mistura (e energia) admitida no ciclo. Desta forma, apesar da maior eficiência de combustão das formulações com maiores teores de iso-octano em relação ao tolueno, observa-se no exemplo da Figura 7.14, também para 5500 rpm em plena carga, que as contribuições do iso-octano e do tolueno na energia útil aparente liberada no ciclo são semelhantes.

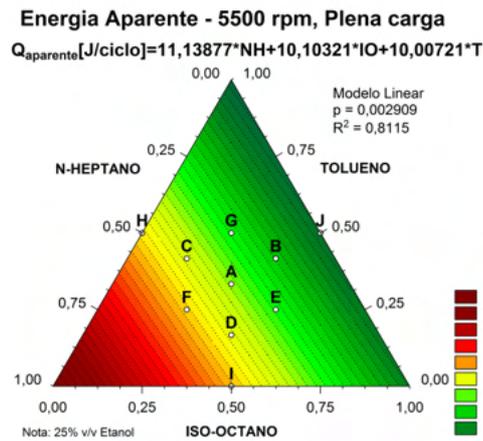
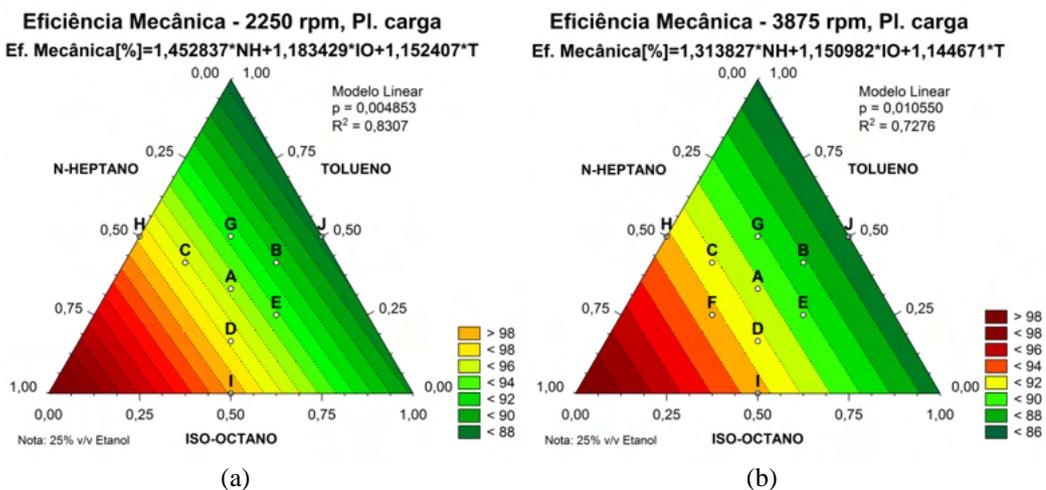


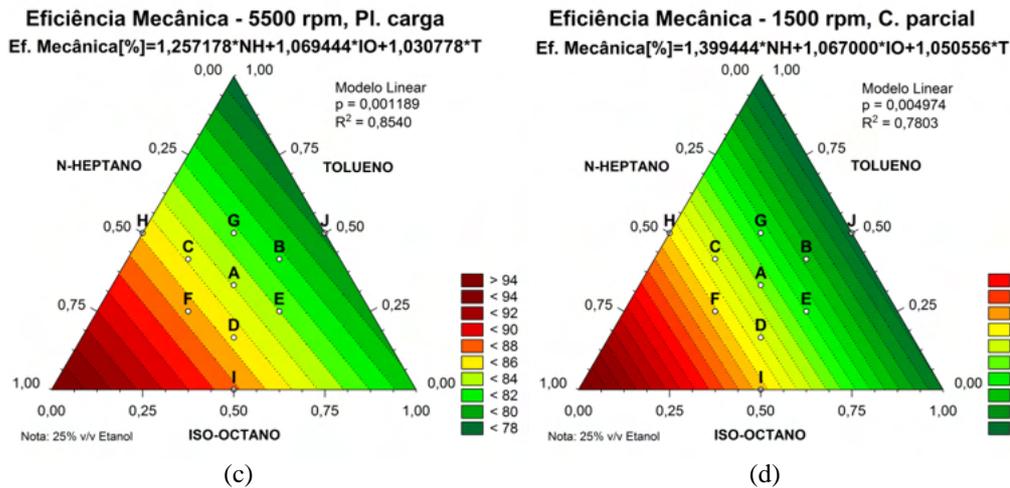
Figura 7.14 – Energia aparente por ciclo a 5500 rpm em plena carga.

Assim, a junção destes fatores conduz à inversão de tendência tanto para o *IMEP* como para a eficiência térmica em relação à eficiência de combustão, passando a superioridade para o lado do tolueno em relação ao iso-octano.

7.2.4.3. Eficiência mecânica

Nas Figuras 7.15(a-d) são apresentados os modelos estatisticamente significativos para a eficiência mecânica, que foram obtidos somente nas condições operacionais sujeitas à ocorrência de detonação.





Figuras 7.15(a-d) – Eficiência mecânica, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

Observa-se que as formulações com maiores teores de tolueno e iso-octano proporcionaram menores eficiências mecânicas, em função dos maiores atritos desenvolvidos, observados pelo *FMEP* (Figuras 7.8(a-d)). Assim, a otimização da calibração, possibilitando maiores pressões médias efetivas indicadas (*IMEP*, Figuras 7.7(a-d)), também contribuiu para a elevação das perdas mecânicas em maior proporção, reduzindo a eficiência mecânica das formulações com maiores teores de tolueno e iso-octano.

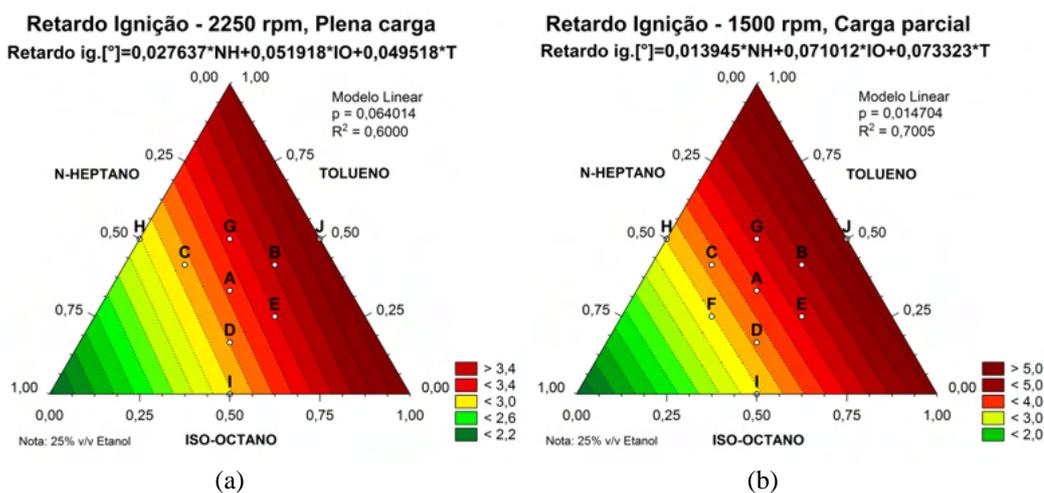
Há tendência do tolueno em contribuir mais significativamente para diminuição das eficiências mecânicas em relação ao iso-octano (observar coeficientes dos modelos nas Figuras 7.15(a-d)). Isto também é explicado pelas tendências de maiores pressões médias efetivas de atrito (*FMEP*) desenvolvidas pelas formulações com maiores teores de tolueno, que, proporcionalmente, superaram os incrementos no *IMEP* obtidos com estas formulações.

Desta forma, as tendências de maiores eficiências mecânicas das formulações com maiores teores de iso-octano em relação ao tolueno estão em sintonia com as tendências observadas no Capítulo 6 de maiores torques (Figuras 6.5(a-d)) destas formulações, apesar das tendências de maiores eficiências térmicas e *IMEP* das formulações com maiores teores de tolueno em relação ao iso-octano (Figuras 7.12(a-d) e 7.7(a-d)).

7.2.5. Retardo de ignição

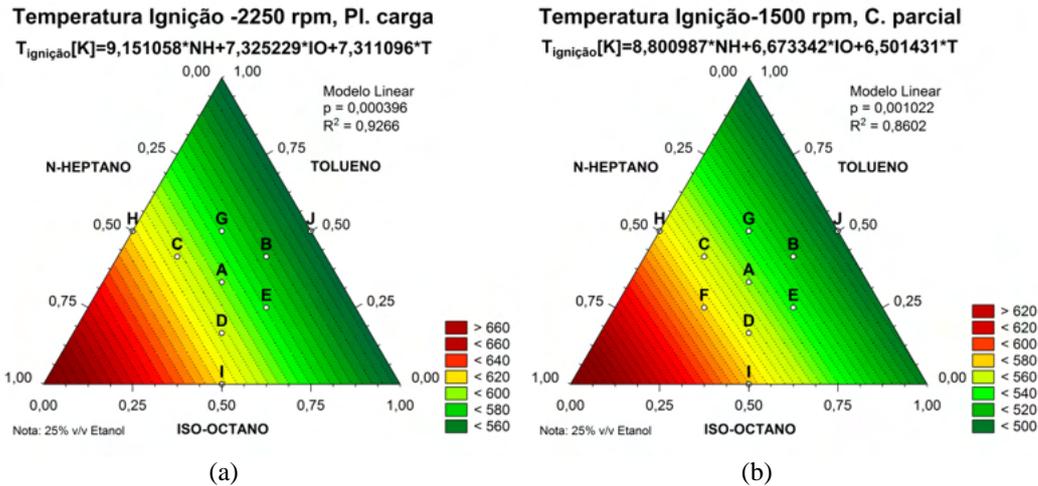
Conforme exposto no Capítulo 4, o retardo de ignição considerado foi o intervalo angular entre o momento da centelha e o início da liberação de calor de combustão, definido de forma arbitrária como o intervalo angular entre o instante de centelhamento e o momento em que a taxa de liberação de calor supera as perdas de calor da carga no interior do cilindro.

As condições de 2250 rpm em plena carga e 1500 rpm em carga parcial apresentaram modelagens estatisticamente significativas com tendências semelhantes, conforme pode ser observado nas Figuras 7.16(a-b).



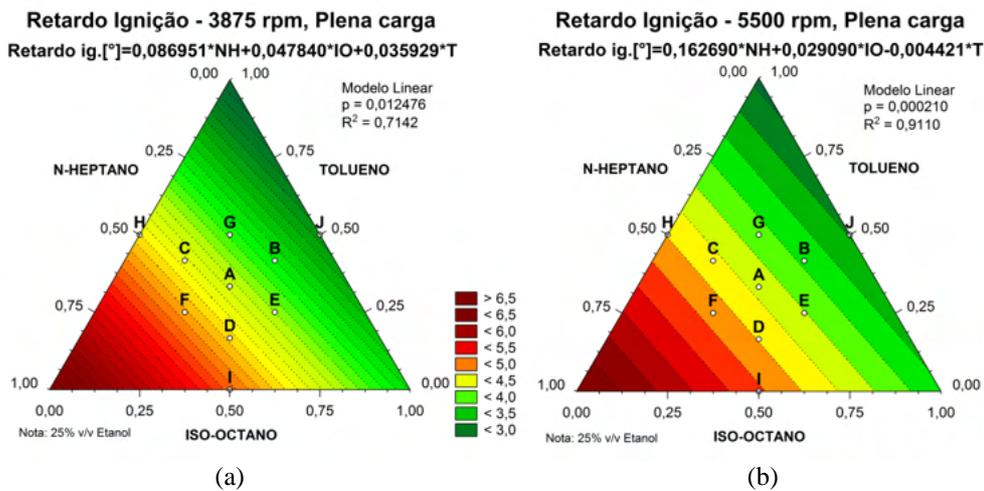
Figuras 7.16(a-b) – Retardo de ignição, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 1500 rpm em carga parcial.

As formulações com maiores teores de iso-octano e tolueno apresentaram os maiores retardos de ignição, o que está coerente com suas estruturas moleculares mais complexas, que dificultam as quebras, conforme visto na Seção 7.2.4.1., referente à eficiência de combustão. Além disto, tolueno e iso-octano possibilitam a adoção de um maior avanço de ignição na calibração otimizada (Figuras 6.6(a-d)). Quanto maior o avanço, menor o intervalo angular de compressão e, conseqüentemente, menor a temperatura na câmara no momento da centelha, aumentando o retardo de ignição. Tal fato é confirmado ao se observar as Figuras 7.17(a-b), referentes às temperaturas de ignição (momento da centelha).



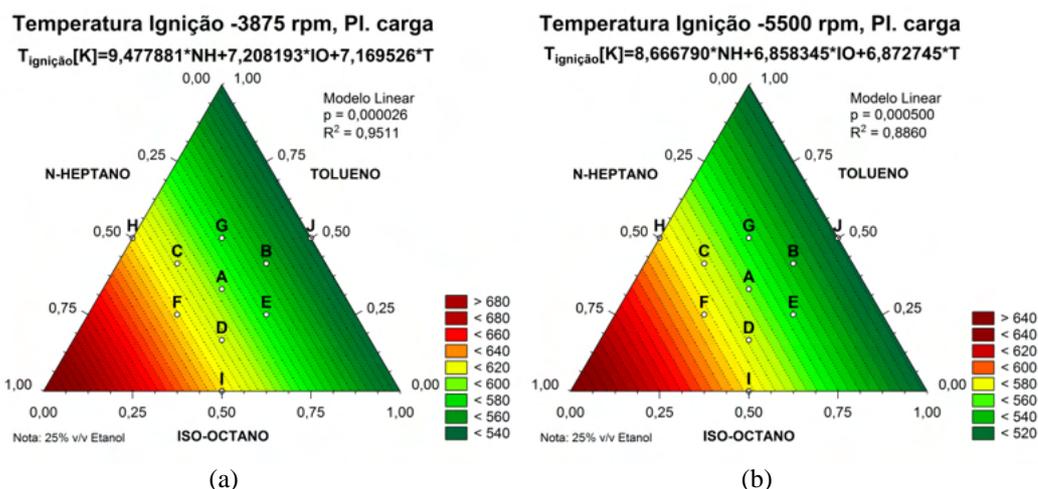
Figuras 7.17(a-b) – Temperatura de ignição, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 1500 rpm em carga parcial.

Também foi possível estabelecer modelos estatisticamente significativos para as condições operacionais de 3875 e 5500 rpm em plena carga, apresentadas nas Figuras 7.18(a-b).



Figuras 7.18(a-b) – Retardo de ignição, (a) – 3875 rpm em plena carga; (b) – 5500 rpm em plena carga.

É interessante notar que estas condições operacionais com elevadas rotações em plena carga apresentaram uma inversão de tendências, com tolueno e iso-octano contribuindo agora para diminuir o retardo de ignição. Isto ocorreu apesar das tendências para as temperaturas de ignição terem permanecido as mesmas, conforme pode ser visto nas Figuras 7.19(a-b).



Figuras 7.19(a-b) – Temperatura de ignição, (a) – 3875 rpm em plena carga; (b) – 5500 rpm em plena carga.

Neste caso, os melhores pontos de calibração dos avanços de ignição suplantaram a influência das estruturas moleculares e da temperatura no momento da ignição. Desta forma, para as elevadas rotações de plena carga, a maior estabilidade de combustão ($COV\%_{IMEP}$, Figuras 6.13(b-c)), que auxilia na diminuição da fração média de gases residuais na câmara de combustão, pode estar contribuindo de forma mais significativa para a melhoria das condições de ignição.

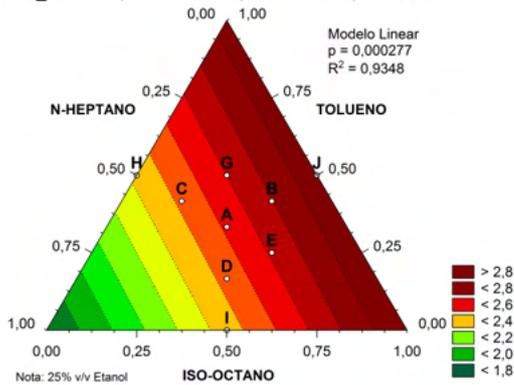
Assim, as condições de calibração do motor, que alteram as condições termodinâmicas, incluindo a composição da mistura no interior do cilindro no momento da ignição, exerceram maior influência no retardo de ignição em elevadas rotações de plena carga do que a estrutura molecular do combustível, ao contrário do observado para a eficiência de combustão (Seção 7.2.4.1.), onde a influência da estrutura molecular do combustível foi preponderante.

7.2.6. Parâmetros de Wiebe e durações de queima

Nesta seção são analisados os parâmetros de Wiebe, a e m , intervalo angular de 0 a 10% de fração de massa queimada (ângulo de desenvolvimento de chama), intervalo angular de 10 a 90% de fração de massa queimada (ângulo de queima rápida) e intervalo angular de 0 a 100% de fração de massa queimada (duração total da combustão). O parâmetro m e a duração de combustão estão inter-relacionados. Existe a tendência de quanto maior o m , menor a duração de

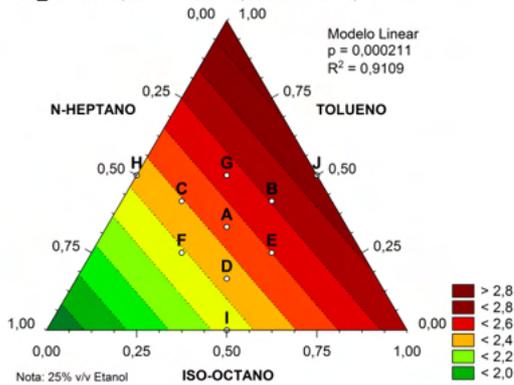
combustão. Foi possível estabelecer modelos estatisticamente significativos para o parâmetro m e a duração de combustão nas condições operacionais onde existe susceptibilidade de detonação, conforme pode ser observado nas Figuras 7.20(a-d) e 7.21(a-d).

Parâmetro m de Wiebe-2250rpm, Pl. carga
 $m_{\text{Wiebe}}=0,023996 \cdot \text{NH}+0,038663 \cdot \text{IO}+0,038032 \cdot \text{T}$



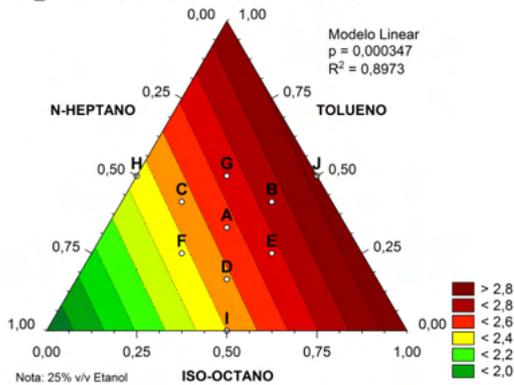
(a)

Parâmetro m de Wiebe-3875rpm, Pl. carga
 $m_{\text{Wiebe}}=0,024138 \cdot \text{NH}+0,035498 \cdot \text{IO}+0,038236 \cdot \text{T}$



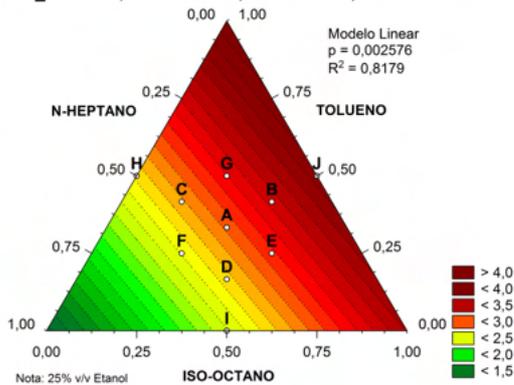
(b)

Parâmetro m de Wiebe-5500rpm, Pl. carga
 $m_{\text{Wiebe}}=0,024150 \cdot \text{NH}+0,039857 \cdot \text{IO}+0,038417 \cdot \text{T}$



(c)

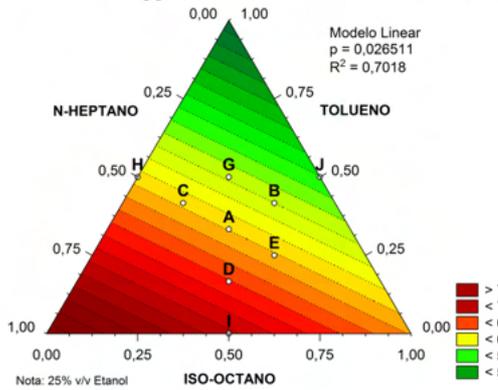
Parâmetro m de Wiebe-1500rpm, C. parcial
 $m_{\text{Wiebe}}=0,016829 \cdot \text{NH}+0,046793 \cdot \text{IO}+0,053353 \cdot \text{T}$



(d)

Figuras 7.20(a-d) – Parâmetro m de Wiebe, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

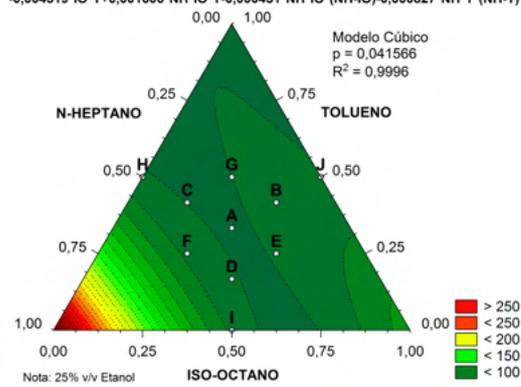
Duração Combustão - 2250 rpm, Pl. carga
 Dur. Combustão[°]= $0,995746 \cdot NH + 0,851984 \cdot IO + 0,669762 \cdot T$



(a)

Duração Combustão - 3875 rpm, Pl. carga

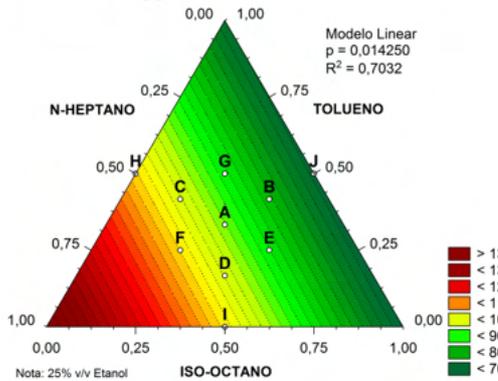
$$DC[^\circ] = 4,593902 \cdot NH + 1,412569 \cdot IO + 0,961902 \cdot T - 0,097675 \cdot NH \cdot IO - 0,089995 \cdot NH \cdot T - 0,004519 \cdot IO \cdot T + 0,001606 \cdot NH \cdot IO \cdot T - 0,000451 \cdot NH \cdot IO \cdot (NH \cdot IO) - 0,000827 \cdot NH \cdot T \cdot (NH \cdot T)$$



(b)

Duração Combustão - 5500 rpm, Pl. carga

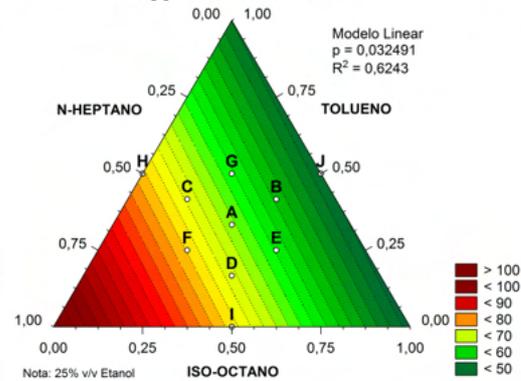
$$Dur. Combustão[^\circ] = 1,848504 \cdot NH + 0,905393 \cdot IO + 0,936504 \cdot T$$



(c)

Duração Combustão-1500 rpm, C. parcial

$$Dur. Combustão[^\circ] = 1,375941 \cdot NH + 0,624830 \cdot IO + 0,664830 \cdot T$$



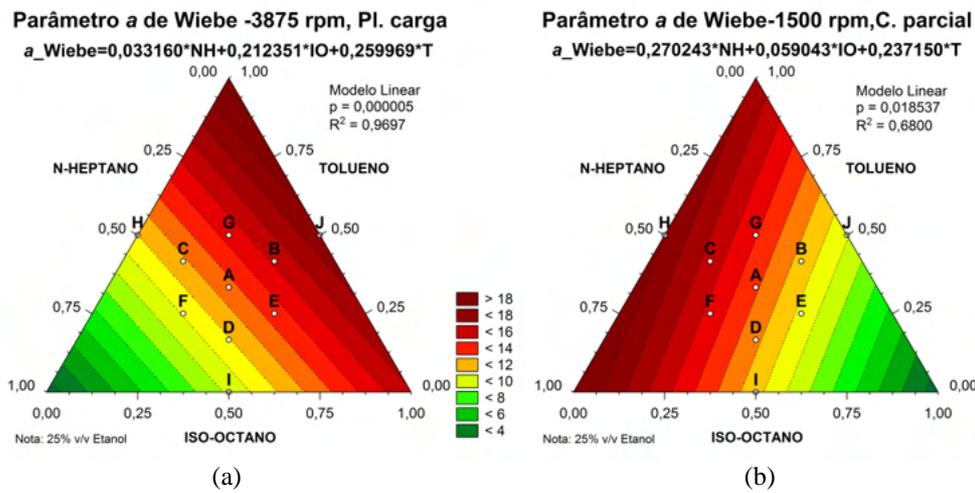
(d)

Figuras 7.21(a-d) – Duração de combustão, (a) – 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

De uma maneira geral, as formulações com maiores teores de tolueno e iso-octano tenderam a aumentar o parâmetro m de Wiebe e reduzir a duração da combustão, o que está relacionado com o momento mais adequado para a combustão, em função da otimização do avanço de ignição. As tendências coerentes encontradas entre as diferentes condições operacionais, tanto para m como para a duração de combustão, reforçam esta conclusão e a relação entre estes parâmetros. As variações nas tendências observadas para tolueno e iso-octano relacionam-se com as dificuldades na determinação precisa do ângulo de fim de queima, que sofre grande influência da turbulência e extinção da chama nas paredes, conforme já comentado em capítulos anteriores.

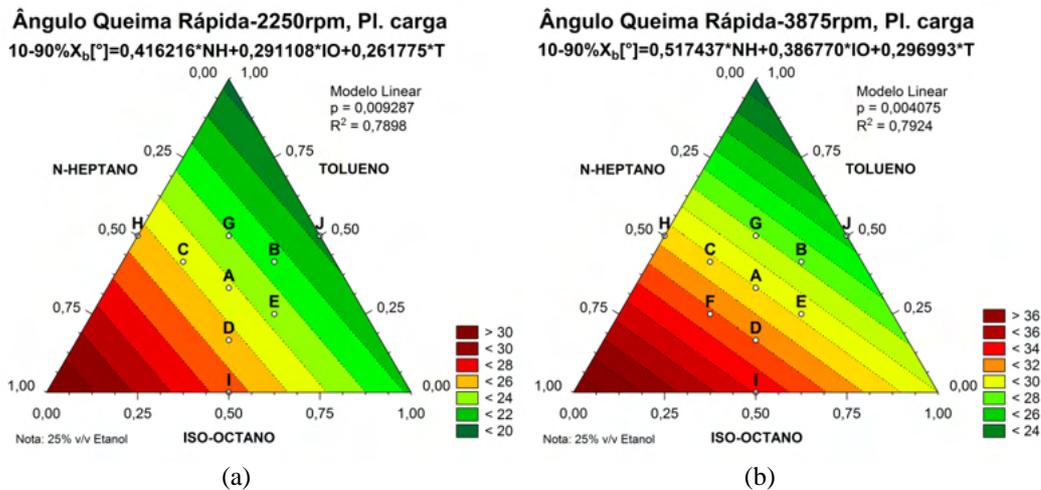
Por sua vez, com relação ao parâmetro a de Wiebe, somente as condições operacionais de 3875 rpm em plena carga e 1500 rpm em carga parcial

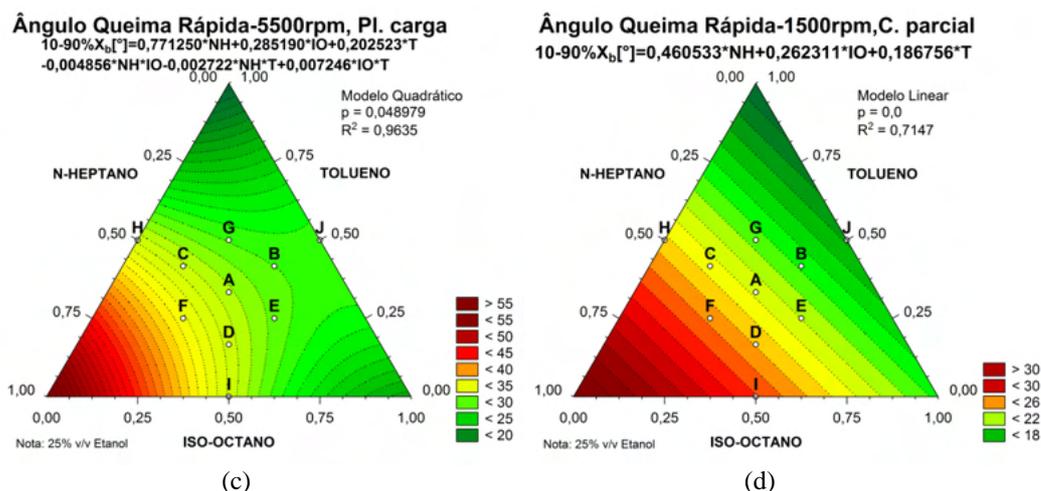
apresentaram modelos estatisticamente significativos, porém sem demonstrar uma tendência específica, conforme pode ser visto nas Figuras 7.22(a-b).



Figuras 7.22(a-b) – Parâmetro a de Wiebe, (a) 3875 rpm em plena carga; (b) – 1500 rpm em carga parcial.

De forma análoga à duração total de combustão, o intervalo angular de 10 a 90% de fração de massa queimada, presente nas Figuras 7.23(a-d), segue a mesma tendência, mostrando que tolueno e iso-octano reduzem este intervalo angular, tendendo a aumentar a velocidade de queima. Nota-se uma maior efetividade do tolueno em relação ao iso-octano na tendência de elevação da velocidade de queima, que será melhor analisada no Capítulo 8, referente aos resultados de velocidade de propagação de chama no interior do cilindro.





Figuras 7.23(a-d) – Ângulo de queima rápida (10 a 90% de X_b), (a) 2250 rpm em plena carga; (b) – 3875 rpm em plena carga; (c) – 5500 rpm em plena carga; (d) – 1500 rpm em carga parcial.

Não foi possível encontrar modelos estatisticamente significativos para o intervalo angular de 0 a 10% de fração de massa queimada. O intervalo de 0 a 10% de fração de massa queimada, correspondente ao ângulo de desenvolvimento de chama, pode ser altamente influenciado pelo escoamento e turbulência próximo da vela no momento da centelha, de forma aleatória e descolada do comportamento médio dentro do cilindro, conforme exposto anteriormente. A não observância de modelos estatisticamente significativos para o ângulo de desenvolvimento de chama sugere que os diferentes combustíveis utilizados não influenciam este parâmetro ou que a modelagem não foi sensível o suficiente para captar esta influência, devido à aleatoriedade presente.

Apesar disto, a modelagem conseguiu captar influências dos combustíveis no retardo de ignição, conforme analisado na Seção 7.2.5., sugerindo uma menor aleatoriedade e menor relação do retardo de ignição com as características do escoamento no interior do cilindro, estando este parâmetro mais relacionado com as condições termodinâmicas da mistura na câmara de combustão, influenciadas pelos combustíveis e suas diferentes calibrações.

Deve-se notar que os valores dos parâmetros de Wiebe (a , m e duração de combustão) se alteram significativamente, de tal forma que não foi possível obter um modelo empírico único para estes parâmetros nas diversas condições de operação. Isto mostra que a utilização do modelo de Wiebe no processo de simulação necessitaria de diversas correlações empíricas para levar em conta

diferentes composições e condições operacionais. Tal fato permite concluir que os parâmetros de combustão utilizados para compor a lei de Wiebe não são funções exclusivas do combustível, ou seja, estes parâmetros não podem ser considerados propriedades dos combustíveis.

7.3. Comentários

Pelo exposto nos Capítulos 6 e 7, nota-se que o n-heptano pode ser um componente interessante para formulações em aplicações especiais, onde o fenômeno da detonação não seja susceptível, na medida em que ele contribui para uma redução do consumo (Figura 6.7(b)), melhora na eficiência de combustão (Figura 7.11), redução do consumo específico (Figura 6.9(a)) e aumento de eficiência global (Figura 6.11), com redução de emissões de CO e HC. Sua proporção no combustível dependerá do projeto do motor e seu requisito de octanagem mínima. Motores de baixas razões de compressão podem ser favorecidos com a utilização de maiores teores de n-heptano. Aplicações de elevada rotação, como em motocicletas e motores de competição, também poderiam suportar teores maiores do n-heptano, na medida em que existe menor tempo disponível para ocorrência das reações precursoras da autoignição.

Por sua vez, para aplicações onde haja requisito de octanagem mínima elevada, tolueno e iso-octano são componentes importantes. A utilização do iso-octano pode ser mais vantajosa que a utilização do tolueno pela maior eficiência de combustão (Figuras 7.10(a-d)). Este componente também apresentou tendência de maior eficiência global (Figuras 6.10(a-d)) e, conforme visto no Capítulo 6, é o componente mais versátil, com efeitos desejáveis em todas as condições operacionais, independentemente da ocorrência de detonação, embora tenha proporcionado maiores emissões de HC. Por outro lado, foi o tolueno que apresentou tendência de contribuir mais significativamente para aumentar a eficiência térmica (Figuras 7.12(a-d)), em função das maiores pressões de combustão, maiores valores de poder calorífico por kg de ar estequiométrico (Figura 6.2) e melhores rendimentos volumétricos (Figuras 6.12(a-c)) das formulações com maiores teores deste componente. Entretanto, suas maiores perdas mecânicas impediram que a maior eficiência térmica fosse traduzida em

maior eficiência global. Eventualmente, para aplicações com velocidades de rotação menores, com menores perdas por atrito, o tolueno poderá apresentar desempenho superior na eficiência global. Se o foco principal for a redução das emissões de HC, a utilização do tolueno apresenta vantagem em relação ao iso-octano.

Nota-se claramente o compromisso que existe entre diversos parâmetros de combustão e desempenho, o que evidencia a necessidade de se verificar a importância relativa de cada parâmetro em função do projeto do motor e sua aplicação, para se buscar uma formulação de combustível mais adequada e eficiente. Estes compromissos e análises para adequação da formulação ao motor tornam-se mais importantes em aplicações onde pequenas diferenças nos parâmetros de combustão e desempenho possam representar grandes diferenças no resultado final. Como exemplo, podem-se citar as categorias de esporte-motor, em especial a fórmula 1, e as operações estabilizadas e contínuas por longos períodos, como pode ser o caso de aplicações para geração de energia elétrica.