

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE UM PISTÃO PARA MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA
UTILIZANDO O MÉTODO DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA**

Guilherme Vinicius França dos Santos
Orientador: Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli Silva

São Paulo

2009

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO DE UM PISTÃO PARA MOTOR A COMBUSTÃO INTERNA
UTILIZANDO O MÉTODO DA OTIMIZAÇÃO TOPOLÓGICA**

Trabalho de formatura apresentado Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia

Guilherme Vinícius França dos Santos

Orientador: Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli Silva

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Santos, Guilherme Vinícius França dos

Projeto de um pistão para motor a combustão interna utilizando o método da otimização topológica / G.V.F. dos Santos. – São Paulo, 2009.

88 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Topologia 2. Método dos elementos finitos 3. Motores de combustão interna I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

RESUMO

Atualmente ocorre uma transição no modo de utilização dos combustíveis fósseis, uma vez que os recursos desta natureza estão rumo à extinção. Das questões econômicas e ambientais vem a necessidade de aumentar a eficiência dos motores à combustão interna. Uma forma de alcançar este objetivo é reduzindo a massa dos componentes de um motor. Fazendo isto, reduz-se a energia associada ao movimento das partes girantes do mesmo, aumentando assim a eficiência mecânica dos mesmos. O presente projeto trata do desenvolvimento de um pistão para um motor a combustão interna de baixa potência, quatro tempos e ignição por centelha, utilizando o método da otimização topológica. Este método combina o método dos elementos finitos com algoritmos de otimização utilizados para encontrar, de forma iterativa, uma distribuição ótima de massa para o componente, que leva uma função objetivo a um extremo, respeitando delimitações especificáveis. O projeto proposto também exige a modelagem da combustão e processos de troca de gases que são tipicamente encontrados em um motor de quatro tempos. O projeto consiste de três etapas. Primeiramente, os carregamentos térmicos (transferência de calor para o pistão e distribuição de temperaturas), dinâmicos (acelerações) e estáticos (pressão na câmara de combustão) atuando sobre o pistão são obtidos através de simulações utilizando softwares da RICARDO INC. (WAVE e PISDYN). Estes carregamentos são entradas para uma análise utilizando o método dos elementos finitos, na qual o coeficiente de segurança do componente atual é estimado para comparação com valores típicos utilizados no projeto de motores, a fim de aferir a consistência dos carregamentos obtidos numericamente. A segunda etapa consiste na aplicação do método da otimização topológica e de forma no pistão de referência, objetivando a geração de possibilidades de melhora e parâmetros de comparação para a próxima etapa. A última etapa integra o desenvolvimento de um pistão utilizando o método da otimização topológica, com o uso do software OptiStruct, como solver de otimização e Hypermesh, como gerador de malhas. Para se alcançar resultados fabricáveis, utilizam-se restrições de manufatura (por exemplo, de direção de forjamento, de fundição ou de usinagem).

ABSTRACT

It is seen today a transition in the fuel utilization doctrine, since the present resources of fossil fuels are finite. From the environmental and economical issues comes the need to improve the efficiency of internal combustion engines. One way to achieve this objective is to reduce the engine components weight. By doing this, the energy associated with the motion of the moving components of the engine should be smaller. This project is concerned with the development of a piston for a lightweight spark-ignition four-stroke internal combustion engine, using the topology optimization method. This methodology combines FE analysis and the optimization algorithm called to find, iteratively, an optimum distribution for the piston mass that extremizes an objective function satisfying specified constraints. The proposed project requires also the modeling of the combustion and gas exchange processes which are present in a typical four-stroke engine. The project consists of three steps. First of all, the thermal (spatial temperature distribution), dynamic (accelerations) and static (pressure from combustion chamber) loads acting on the piston are determined by simulating the cycle of a reference mono cylinder engine using RICARDO INC. softwares. These loads are inputs for a FEM analysis, in which the safety factor of the component is determined and compared with typical safety factors used in engine developments, in order to decide whether the loads are consistent. The second step consists of the application of the topology optimization method and shape optimization to the reference piston, in order to generate possible improvement insights and comparison references for the next step. The last step is the development of a piston using the topology optimization method, using the software OptiStruct®, as optimization solver and Hypermesh®, as mesh generator. To achieve feasible layout designs, manufacturing constraints are defined (e.g. forging direction, casting, and machining).

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
1.1. Objetivos	13
1.2. Otimização estrutural	14
1.3. Descrição do motor	16
2. METODOLOGIA DE PROJETO	17
2.1. Motores a combustão interna	19
2.2. Modelagem analítica do processo de combustão	26
2.2.1. Primeira aproximação	26
2.2.2. Segunda aproximação	29
2.3. Modelagem do motor utilizando o software WAVE	32
2.3.1. Levantamento do perfil do camo	34
2.3.2. Válvula borboleta do acelerador	35
2.3.3. Modelo de combustão	35
2.3.4. Resultados	37
2.3.5. Discussão dos resultados	41
2.4. Proposição de alterações no motor e simulações visando utilização de etanol hidratado como combustível	41
2.5. Modelagem do movimento do pistão no software PISDYN	49
3. RESULTADOS	51
3.1. Otimização	51
3.1.1. Formulação do problema de otimização – carreg. estáticos	51
3.1.2. Otimização considerando carregamento estático de pressão	55

3.1.3. Formulação do problema de otimização considerando carregamentos dinâmicos	60
3.1.4. Otimização considerando carreg. estáticos e dinâmicos	62
3.2. Simulação térmica	67
3.2.1. Simulação de transferência de calor no pistão original	68
3.2.2. Simulação de transferência de calor no pistão obtido do caso de otimização Malha 1 - A'	71
3.2.3. Simulação de transferência de calor no pistão obtido do caso de otimização Malha 1 - B'	73
3.3. Verificação	75
3.3.1. Simulação estrutural do pistão original	75
3.3.2. Verificação do pistão A'	78
3.3.3. Verificação do pistão B'	80
4. CONCLUSÕES	82
5. BIBLIOGRAFIA	84
ANEXO A – DIAGRAMA DE ENTALPIA E ENERGIA INTERNA PARA MISTURAS DE COMBUSTÍVEL E DE PRODUTOS DE COMBUSTÃO	86

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1– Resultados obtidos por Michell.	14
Figura 1.2 – Exemplo do método da otimização topológica.	15
Figura 1.3 – Motor Honda GX-35.	16
Figura 1.4 – Curva de potência e torque em função da rot. – Motor GX-35.	17
Figura 2.1 – Fluxograma de projeto.	18
Figura 2.2 – Diagrama P-V para ciclo padrão Otto.	20
Figura 2.3 – Árvore motriz.	24
Figura 2.4 – Modelo do motor GX-35 no software WAVE.	33
Figura 2.5 - Perfil do camo seguidor.	34
Figura 2.6 – Modelo da válvula borboleta do acelerador.	35
Figura 2.7 – Modelo de combustão de Wiebe.	36
Figura 2.8 – Press. no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim	37
Figura 2.9 – Temperatura no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim.	38
Figura 2.10 – Potência líquida do motor em função da rotação.	38
Figura 2.11 – Torque líquido do motor em função da rotação.	39
Figura 2.12 – Temperatura na face do pistão voltada para a câmara de combustão em função da rotação.	39
Figura 2.13 – Taxa de transferência de calor para o pistão em função da rotação	40
Figura 2.14 – Consumo específico em função da rotação.	40
Figura 2.15 – Curva de torque para taxa de compressão 12:1, utilizando etanol como combustível.	43
Figura 2.16 – Curva de potência para taxa de compressão 12:1, utilizando etanol como combustível.	43

Figura 2.17 – Consumo específico para taxa de compressão 12:1, com unidade de consumo específico na base mássica da gasolina [kg/kWh] , utilizando etanol como combustível.	44
Figura 2.18 – Ponto de ignição para melhor desempenho em função do caso de simulação.	45
Figura 2.19 – Comparativo de desempenho entre as propostas.	46
Figura 2.20 – Pressão no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim, utilizando etanol como combustível.	46
Figura 2.21 – Temperatura no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim, utilizando etanol como combustível.	47
Figura 2.22 – Temperatura na face do pistão voltada para a câmara de combustão em função da rotação, utilizando etanol como combustível.	47
Figura 2.23 – Taxa de transferência de calor para o pistão em função da rotação, utilizando etanol como combustível.	48
Figura 2.24 – Consumo específico em função da rotação, com unid. de consumo espec. na base mássica da gasolina [kg/kWh] , com etanol como combustível	48
Figura 2.25. Interface do software PISDYN	49
Figura 2.26. Distribuição das pressões nas saias do pistão	50
Figura 3.1 – Vista externa e inferior do pistão.	51
Figura 3.2 – Malha gerada.	52
Figura 3.3 – Domínio de projeto, carregamentos e condições de contorno	53
Figura 3.4 – Vista em corte do pistão com direção de desmoldagem.	54
Figura 3.5 – Resultado da otimização para o caso A.	56
Figura 3.6 – Resultado da otimização para o caso A – Vista renderizada	56
Figura 3.7 – Resultado da otimização para o caso B.	57
Figura 3.8 – Resultado da otimização para o caso B – Vista renderizada	57
Figura 3.9 – Resultado da otimização para o caso C.	58

Figura 3.10 – Resultado da otimização para o caso C – Vista renderizada	58
Figura 3.11 – Resultado da otimização para o caso D.	59
Figura 3.12 – Resultado da otimização para o caso D – Vista renderizada	59
Figura 3.13 – Domínio de projeto para otimização considerando carregamentos estáticos e dinâmicos	61
Figura 3.14 – Domínio de projeto para otimização considerando carregamentos estáticos e dinâmicos, com domínio de otimização estendido à saia do pistão	62
Figura 3.15 – Resultado da otimização para o caso A' – Malha 1 – Vista 1	63
Figura 3.16 – Resultado da otimização para o caso A' – Malha 1 – Vista 2	63
Figura 3.17 – Resultado da otimização para o caso A' – Malha 1 – Vista 3	63
Figura 3.18 – Resultado da otimização para o caso B' – Malha 1 – Vista 1	64
Figura 3.19 – Resultado da otimização para o caso B' – Malha 1 – Vista 2	64
Figura 3.20 – Resultado da otimização para o caso B' – Malha 1 – Vista 3	64
Figura 3.21 – Resultado da otimização para o caso A' – Malha 2 – Vista 1	65
Figura 3.22 – Resultado da otimização para o caso A' – Malha 2 – Vista 2	65
Figura 3.23 – Resultado da otimização para o caso A' – Malha 2 – Vista 3	65
Figura 3.24 – Resultado da otimização para o caso B' – Malha 2 – Vista 1	66
Figura 3.25 – Resultado da otimização para o caso B' – Malha 2 – Vista 2	66
Figura 3.26 – Resultado da otimização para o caso B' – Malha 2 – Vista 3	66
Figura 3.27 – Malha de elementos finitos para a sim. de transferência de calor	69
Figura 3.28 – Distribuição de temperatura do pistão original	70
Figura 3.29 – Desenho em CAD do resultado do caso A'	71
Figura 3.30 – Malha de elementos finitos para a simulação de transferência de calor – Caso A'	72
Figura 3.31 – Distribuição de temperatura do pistão A'	72
Figura 3.32 – Desenho em CAD do resultado do caso B'	73

Figura 3.33 – Malha de elementos finitos para a simulação de transferência de calor – Caso B’	74
Figura 3.34 – Distribuição de temperatura do pistão B’	74
Figura 3.35 – Malha de elementos finitos para a simulação estrutural de verificação – pistão original	76
Figura 3.36 – Resultado de tensão para simulação estrutural de verificação – pistão original	77
Figura 3.37 – Resultado de deslocamentos para simulação estrutural de verificação – pistão original	77
Figura 3.38 – Malha de elementos finitos para a simulação estrutural de verificação – Caso A’	78
Figura 3.39 – Res. de tensão para simulação estrutural de verificação – Caso A’	79
Figura 3.40 – Resultado de deslocamentos para simulação estrutural de verificação – Caso A’	79
Figura 3.41 – Malha de elementos finitos para a simulação estrutural de verificação – Caso B’	80
Figura 3.42 – Res. de tensão para simulação estrutural de verificação – Caso B’	81
Figura 3.43 – Resultado de deslocamentos para simulação estrutural de verificação – Caso B’	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Especificações do motor GX-35.	16
Tabela 2.1 – Fator φ .	23
Tabela 3.1. Propriedades da liga AA4032.	55
Tabela 3.2 – Comparação entre os resultados para cada caso de otimização.	60
Tabela 3.3 – Comparação entre os resultados para cada caso de otimização, considerando carregamentos dinâmicos.	67

LISTA DE SÍMBOLOS

r_c – Taxa de compressão

V – Volume

Q – Calor transferido

T – Temperatura

k – Coeficiente isoentrópico

c_p – Calor específico a pressão constante

c_v – Calor específico a volume constante

η – Rendimento

W – Trabalho mecânico

p – Pressão em gases

P – Potência

N – Rotação da árvore motriz

PCS – Poder calorífico superior

\dot{m} – Vazão mássica

sfc – Consumo específico de combustíveis

φ – Razão estequiométrica

s – Curso do pistão

D – Diâmetro do pistão

x_p – Deslocamento do pistão

r – Raio de giro do virabrequim

l – Comprimento da biela

ω – Velocidade angular

Ψ – Entropia

R – Constante universal dos gases

n_u – Número de mols do combustível

u – Energia interna de um gás

ρ – Massa específica

M^* – Massa molar

h – Entalpia

E – Módulo de elasticidade

1. INTRODUÇÃO

Com a tendência de escassez dos combustíveis fósseis e necessidade de redução do impacto ambiental causado pelo transporte veicular, é necessário que se desenvolvam motores a combustão interna mais eficientes. Dada sua finalidade geral e aplicabilidade nas mais diversas condições de operação, estes produtos têm um projeto extremamente complexo e de grande compromisso com a confiabilidade. Este cenário atual da indústria automotiva cria uma situação de grande concorrência entre as demandas de redução de massa dos componentes com manutenção do desempenho e qualidade dos motores. Desta forma, a aplicação de técnicas de projeto avançadas torna-se necessária, entre elas o método da otimização topológica. Dada a matriz energética brasileira e a peculiar situação do seu portfólio de biocombustíveis, é interessante o desenvolvimento de motores mais eficientes e que operem com a possibilidade de utilização de etanol como combustível.

Um dos fatores que afeta o desempenho de motores alternativos de combustão interna é a massa dos componentes do conjunto virabrequim-biela-pistão. Logo, com a redução das massas móveis pode-se obter uma redução no consumo energético global do motor. Fato acentuado pelas peculiaridades do regime de operação intermitente do motor de um veículo de economia de combustível, indispensável para aumentar a eficiência na utilização do combustível. Além disso, consegue-se uma redução no uso de matéria prima e até reduzir custos de fabricação, podendo assim reduzir o custo total do componente.

Por ser um componente estratégico para o funcionamento do motor e de extrema complexidade, o projeto de pistões não é objeto de muitos trabalhos científicos e, quando existentes, poucos são disponíveis para acesso público. Alguns trabalhos apresentam a metodologia do projeto de pistões, como é o caso de Urbani Filho (1993), que apresenta um método iterativo de otimização para pistões de motores diesel. O principal ponto do trabalho é a exposição de uma clara metodologia para o projeto de pistões, integrando suas mais diversas etapas. Entretanto, o método de otimização utilizado é primitivo e foge do escopo deste trabalho.

Um grande problema encontrado na simulação de pistões utilizando o método dos elementos finitos e também na formulação adequada de problemas de otimização topológica deste tipo de componente é a definição dos modelos e condições de contorno a serem utilizadas. Bueno (2004) propõe métodos para a modelagem computacional de pistões, tanto para condições de operação no regime elástico do material quanto para situações onde ocorre plastificação em regiões do componente. Além disso, há a apresentação de condições de contorno usualmente utilizadas.

A dificuldade de se realizar testes para validar traz a necessidade de busca na literatura por métodos de comparação entre valores obtidos a partir de simulações numéricas do ciclo termodinâmico do motor com valores de referência e modelos analíticos simplificados. Kubicki, Watson e Willians (2007) apresentam distribuições típicas de tensão em pistões de alumínio de motores a combustão interna com ignição por centelha, utilizando-se de simulações dinâmicas e estáticas. Por outro lado, Vignesh, Jebaraj, Manivasagam, Mahadevan, Srinivasan (2005) apresentam distribuições típicas de temperatura e valores de referência para a taxa de transferência de calor da câmara de combustão para o pistão. Além disso, avalia diferentes métodos de arrefecimento do pistão, como o borrifamento de óleo em sua superfície inferior, semelhante ao sistema do motor objeto deste trabalho.

Este trabalho faz parte de um projeto temático de desenvolvimento de motores, apoiado pela ThyssenKrupp Metalúrgica Campo Limpo (TKMCL). É específico do presente trabalho o projeto de um pistão para um motor a combustão interna. Os outros dois projetos consistem no desenvolvimento de uma biela e de um virabrequim, ambos utilizando os mesmos parâmetros iniciais e o método da otimização topológica. Entretanto, o desenvolvimento dos projetos é realizado de forma integrada entre os três bolsistas do convênio de cooperação entre a TKMCL e a Escola Politécnica da Escola de São Paulo.

O autor agradece à ThyssenKrupp Metalúrgica Campo Limpo pelo suporte através de uma bolsa de estudos e pelo apoio técnico, FDTE – Fundação para o Desenvolvimento Tecnológico da Engenharia, Altair Engineering do Brasil pelas licenças de programa e pelo suporte técnico e Robtec pelos serviços de digitalização dos componentes.

1.1. Objetivos

Os principais objetivos do presente trabalho são:

- O desenvolvimento de um pistão para um motor a combustão interna, aplicando técnicas de otimização computacional, em especial o método da otimização topológica, visando reduzir a massa do componente, utilizando os softwares OptiStruct, como software de otimização e Radioss, de simulação pelo método dos elementos finitos.
- O desenvolvimento de um modelo simplificado dos processos térmicos do motor, determinando as entradas necessárias para as fases de simulação e otimização estrutural, utilizando o software WAVE.
- Modelagem e simulação de uma conversão do motor atual para a utilização de etanol hidratado como combustível, visando a adequação do motor à realidade da matriz energética brasileira.

1.2. Otimização estrutural

Uma solução ótima é aquela que apresenta o melhor resultado de uma dada operação satisfazendo certas restrições (Haftka, 1992). A abordagem mais intuitiva e imediata para a procura desta solução é a análise comparativa de todos os resultados possíveis, a chamada abordagem analítica. A abordagem de otimização (síntese) consiste na busca racionalizada de uma solução, através do uso de algoritmos numéricos de otimização. Embora a abordagem de análise seja aplicável em problemas simples, ela torna-se inviável com o aumento do espaço de soluções possíveis, devido ao alto custo computacional a ela associado.

Os primeiros exemplos de otimização estrutural datam de 1872 (Maxwell) e 1904 (Michell), propondo que a estrutura ótima para um caso de carregamento único seja composta por um conjunto de treliças orientadas no sentido das tensões principais do domínio, correspondendo à solução ótima para o problema de máxima rigidez com mínimo volume de material. A figura 1.1 mostra os resultados obtidos analiticamente por Michell. Com o desenvolvimento da computação ao longo do século XX, foram criados algoritmos de otimização que viabilizaram a aplicação comercial de técnicas de otimização estrutural. Atualmente, as três principais abordagens de otimização estrutural são a otimização paramétrica, a otimização de forma e a otimização topológica.

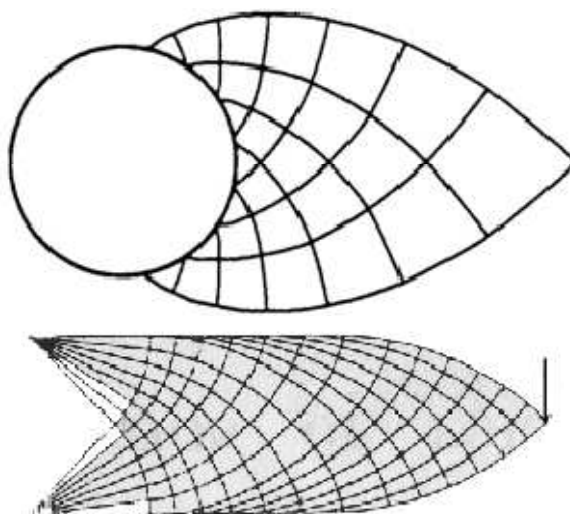


Figura 1.1– Resultados obtidos por Michell.

A técnica de otimização paramétrica propõe a otimização de parâmetros geométricos da estrutura (dimensões ou razões de dimensões), sem alteração de seu aspecto (forma). Na otimização de forma, altera-se o contorno da estrutura, sem alterar a conectividade ou criar novos vazios (“buracos”). A otimização topológica atua diretamente no leiaute (topologia) da estrutura, não se limitando a seu contorno, o que permite a obtenção de resultados capazes de modificar conceitualmente a estrutura. A figura 1.2 apresenta uma exemplo do método da otimização topológica.

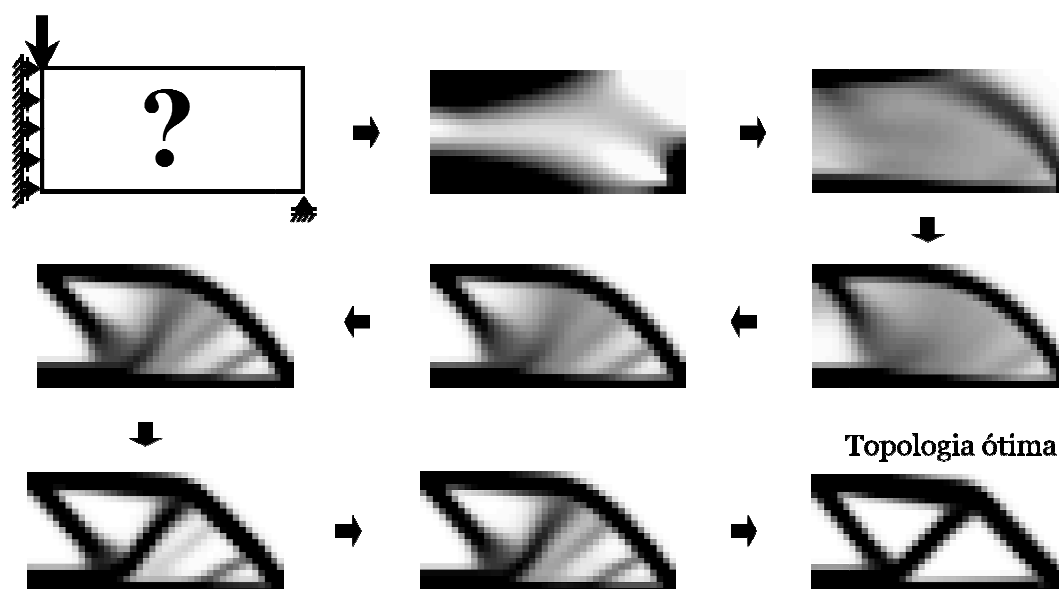


Figura 1.2 – Comparação dos três métodos de otimização.

A aplicação do Método da Otimização Topológica tem implicações também no fluxo de projeto de componentes mecânicos, pois antecipa o projeto estrutural (atrelado a softwares CAE) ao desenho da peça (atrelado a softwares CAD).

1.3. Descrição do motor



Figura 1.3 – Motor Honda GX-35.

O motor do qual trata este trabalho é o HONDA GX-35, um motor de baixa cilindrada e baixa potência. Suas principais aplicações são cortadores de grama, geradores e bombas de água. A seguir tem-se uma tabela com suas principais especificações e também as curvas fornecidas pelo fabricante de torque e potência em função da rotação.

Especificações	
Tipo	4 tempos
Núm. De cilindros	1
Diam. Do cilindro	39mm
Curso do pistão	30mm
Vol. Deslocado	35,8cm ³
Taxa de compressão	8:1
Potência líquida	1,0kW @ 7000rpm
Torque líquido	1,6Nm @ 5500rpm
Tipo de ignição	Trasistorizada por magneto
Carburador	De diafragma
Óleo lubrificante	SAE 20W 50

Arrefecimento	Ventilação forçada
Material do pistão	Alumínio
Faixa de operação	4000rpm a 8000rpm
Peso do pistão	32g
Peso vazio	3,46kg

Tabela 1.1 – Especificações do motor GX-35.

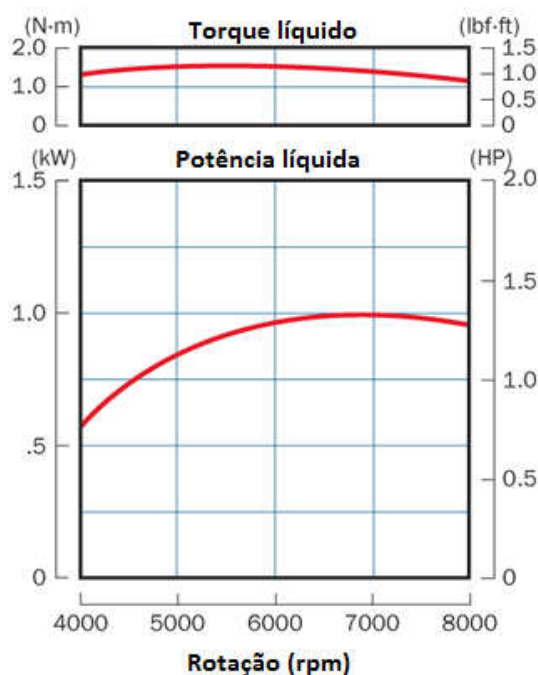


Figura 1.4 – Curva de potência e torque em função da rotação – Motor GX-35.

2. METODOLOGIA DE PROJETO

Primeiramente, a partir da geometria dos componentes do motor GX35 existente, será realizada a determinação dos carregamentos necessários ao processo de otimização topológica. Assim, utilizando técnicas de digitalização, o motor foi modelado, obtendo-se assim uma geometria inicial para simulações de combustão e também uma aproximação do domínio que será otimizado e simulado pelo método dos elementos finitos. As curvas de temperatura e pressão e de transferência de calor, necessárias para o desenvolvimento do projeto, são obtidas através do software da Ricardo Inc. *WAVE*, a partir dos parâmetros geométricos e operacionais do motor, como rotação, mistura, etc. Nesta fase, em paralelo com o projeto principal, também serão estudadas possibilidades

para geometria da cabeça do pistão, objetivando a melhora da combustão. Os carregamentos dinâmicos de primeira e segunda ordem serão obtidos a partir do software *PISDYN*. A seguir, será realizada uma simulação em elementos finitos do pistão do motor GX35, para assim obter um campo de tensões e um coeficiente de segurança de referência. Esta etapa também é necessária para a determinação das distorções e da distribuição de temperatura num pistão na situação de operação do mesmo. Uma vez obtidos estes carregamentos, pode-se passar para a etapa de otimização topológica. Nesta etapa será gerada a nova geometria do pistão. Finalmente, obtém-se o novo conceito do pistão, que passará por uma verificação (simulação em elementos finitos considerando os carregamentos obtidos, além de simulações utilizando os softwares de dinâmica de pistões já citados). Na Figura 2.1 há um fluxograma que explicita de forma simplificada a metodologia proposta de projeto.

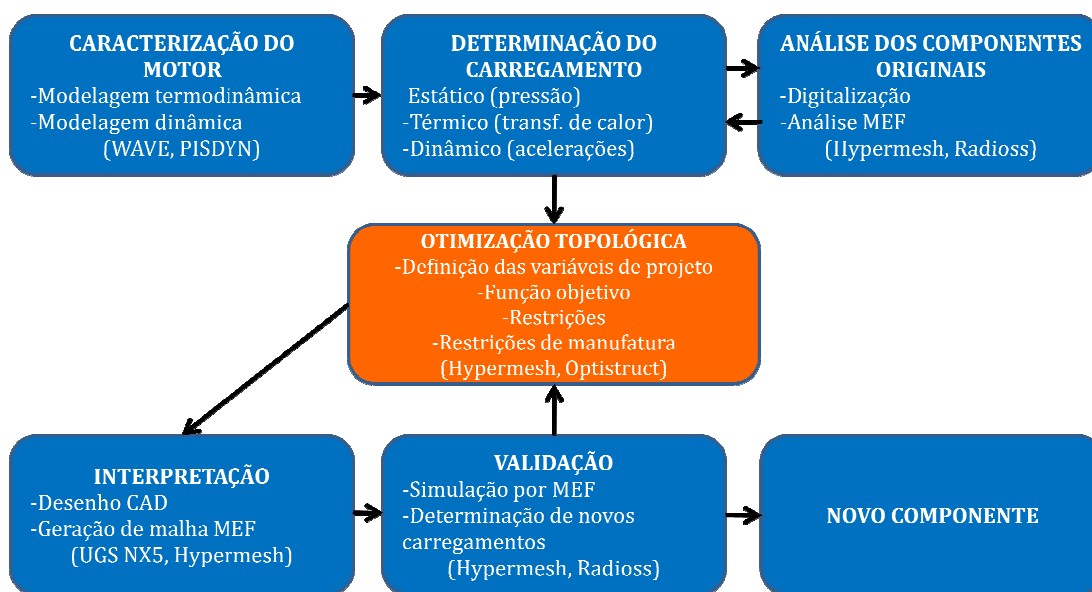


Figura 2.1 – Fluxograma de projeto.

2.1. Motores a combustão interna

Um motor a combustão interna é uma máquina térmica, cujo propósito é a transformação de energia química contida no combustível em energia mecânica. Os fluidos de trabalho desta máquina são a mistura ar-combustível não-queimada e, após o processo de combustão, a mistura de produtos do mesmo, sendo que a transferência de trabalho dos fluidos aos componentes do motor ocorre de forma direta.

A forma mais abrangente de classificação dos motores a combustão interna dá-se a partir do seu tipo construtivo. Desta forma, pode-se definir um motor como de movimento rotativo ou alternativo. A partir do grupo dos motores de movimento alternativo, do qual este trabalho trata, é possível definir a classificação a partir da forma de ignição, que está intimamente ligada ao ciclo termodinâmico segundo o qual o motor trabalha. Neste caso, trata-se de um motor de ignição por centelha, que opera segundo o ciclo Otto, de quatro tempos.

Os quatro tempos de um motor ciclo Otto são:

- Admissão, quando ocorre a sucção da mistura ar-combustível. Com a válvula de admissão aberta, após a passagem do pistão pelo ponto morto superior, cria-se uma depressão no interior do cilindro, fazendo com que a mistura ar-combustível seja levada ao seu interior.
- Compressão, quando a mistura ar-combustível é comprimida.
- Expansão, quando ocorre a transferência de trabalho dos fluidos para os componentes do motor. Entre os ciclos de compressão e expansão ocorre a centelha, que inicia o processo de combustão da mistura ar-combustível.
- Exaustão, quando os gases produtos de combustão são expulsos da câmara de combustão.

Dado um motor a combustão interna de movimento alternativo, definem-se diversos parâmetros geométricos, que servem para a comparação entre motores e projeto básico dos mesmos.

Um dos parâmetros mais utilizados para motores a combustão interna é a taxa ou relação de compressão, que é a razão entre os volumes máximo e mínimo encontrados durante o ciclo operacional. Valores típicos para este parâmetro encontram-se entre 8 e 12.

$$r_c = \frac{V_{deslocado} + V_{câmara}}{V_{câmara}} \quad (2.1)$$

O ciclo padrão a ar Otto consiste de seis processos, representados na figura a seguir:

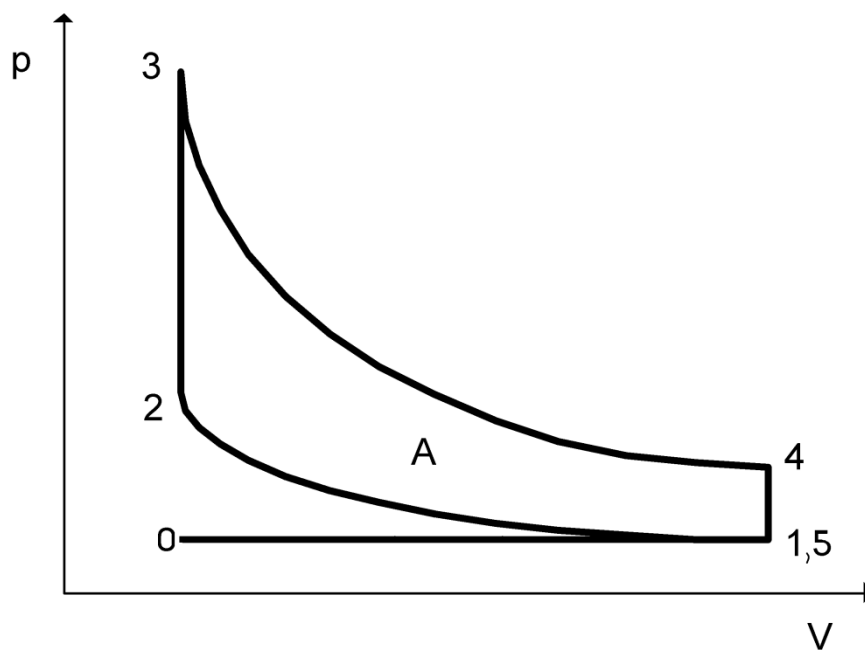


Figura 2.2 – Diagrama P-V para ciclo padrão Otto.

- Admissão isobárica (0 a 1)
- Compressão isentrópica (1 a 2)
- Combustão (adição de calor) isovolumétrica (2 a 3)
- Expansão isentrópica (3 a 4)
- Rejeição de calor isovolumétrica (4 a 5)
- Exaustão isobárica (5 a 0)

Temos que o rendimento térmico deste ciclo é, considerando o calor específico constante:

$$\eta_{t\acute{e}rmico} = \frac{Q_{23} - Q_{45}}{Q_{23}} = 1 - \frac{Q_{45}}{Q_{23}} = 1 - \frac{m \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1)}{m \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (2.2)$$

Sendo que Q_{23} , o calor admitido no sistema no processo de combust\~ao, pode ser expresso como o produto entre a vaz\~ao de combust\~avel e seu poder calor\~ifico superior (PCS). J\~a Q_{45} \acute{e} a rejei\~ao de calor no ciclo.

Mas, define-se para os processos isoentr\~opicos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_4}{V_3}\right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.3)$$

onde k \acute{e} a rela\~ao entre calores espec\~ificos a press\~ao zero, ou seja:

$$k = \frac{c_{p0}}{c_{v0}} \quad (2.4)$$

Desta forma, obt\~em-se que:

$$\eta_{t\acute{e}rmico} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \quad (2.5)$$

O trabalho indicado \acute{e} a parcela da energia do g\~as transferido ao pist\~ao na forma de trabalho mec\~anico de expans\~ao. Sendo que esta grandeza pode ser obtida integrando-se a seguinte rela\~ao em um ciclo:

$$W_{c,i} = \oint p \, dV \quad (2.6)$$

Uma vez calculado o trabalho indicado, pode-se obter a pot\~encia indicado, obt\~em-se a pot\~encia indicada pela rela\~ao:

$$P_i = \frac{N W_{c,i}}{2} \quad (2.7)$$

onde N \acute{e} a rota\~ao do motor e $W_{c,i}$ \acute{e} o trabalho indicado por ciclo do motor.

A partir da pot\~encia indicada \acute{e} poss\~ivel definir o rendimento t\~ermico real e o rendimento mec\~anico do motor:

$$\eta_{t\acute{e}rmico,real} = \frac{P_i}{\dot{m}_c \cdot PCS} \quad (2.8)$$

$$\eta_{mecânico} = 1 - \frac{P_f}{P_i} \quad (2.9)$$

Sendo P_f a potência de atrito do motor, que também inclui a potência necessária para a realização dos processos de admissão e de exaustão, e \dot{m}_c é a vazão de combustível. Valores típicos estão compreendidos entre 75% a 90%, sendo o parâmetro função decrescente da rotação.

A eficiência global do motor define-se como o produto entre a eficiência térmica real e a mecânica.

$$\eta_g = \eta_{mecânico} \cdot \eta_{térmico,real} \quad (2.10)$$

O consumo específico é um dos parâmetros de eficiência mais importantes de um motor. Ele expressa a quantidade de combustível consumido por potência gerada. Ou seja, trata-se de uma relação entre a energia química e a mecânica expressa em unidades convenientes, por exemplo, g/kWh .

$$sfc = \frac{\dot{m}_c}{P} \quad (2.11)$$

onde P é a potência gerada no motor.

A relação ar-combustível expressa a quantidade de combustível relativa à quantidade de ar presente na mistura. Em geral, são expressas em base mássica, ou seja:

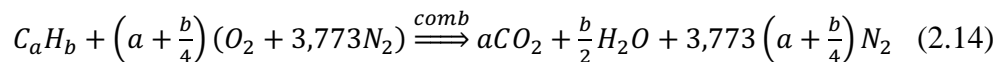
$$\frac{A}{C} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_{ar}} \quad (2.12)$$

onde A/C é a relação ar-combustível.

A partir da reação de combustão balanceada pode-se definir a relação ar combustível estequiométrica, que pode ser representada de forma genérica pela seguinte expressão:

$$\left(\frac{A}{C}\right)_s = \frac{34,56 \cdot (4+y)}{13,019} \quad (2.13)$$

Para uma reação da seguinte forma:



onde $y = b/a$.

Misturas ricas caracterizam-se por possuírem excesso de combustível. Isto é condição suficiente para a existência de produtos de combustão incompleta, como CO e H_2 . Entretanto, o excesso de ar configura uma mistura pobre.

Uma outra forma de expressar a quantidade relativa de ar e combustível numa mistura é o fator φ , que consiste na razão entre a mistura estequiométrica e a real.

$$\varphi = \frac{(A/C)_s}{(A/C)_{real}} \quad (2.15)$$

O fator φ tem o seguinte comportamento em relação à mistura:

Mistura	φ
Rica	>1
Pobre	<1
Estequiométrica	=1

Tabela 2.1 – Fator φ .

Sendo que o volume deslocado é dado por:

$$V_{deslocado} = \frac{\pi \cdot D_{pistão}^2}{2} \cdot s \quad (2.16)$$

onde s é o curso do virabrequim, ou seja, metade da altura de oscilação do pistão.

Pode-se definir o volume interno do cilindro como função do ângulo do virabrequim, parâmetro útil para os modelos analíticos dos processos termodinâmicos de um motor.

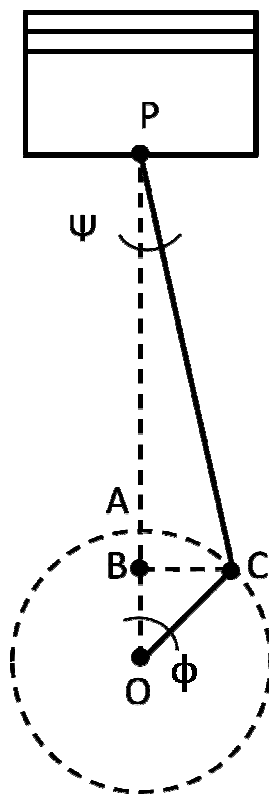


Figura 2.3 – Árvore motriz.

Tem-se que:

- O seguimento PC representa o braço do virabrequim, cujo comprimento é metade do curso do pistão, cujo valor é representado por s , sendo que defini-se $r = \frac{s}{2}$.
- O seguimento BC representa a biela, cujo comprimento é l .

Pode-se então deduzir que:

$$\overline{AB} = r[1 - \cos(\omega t)] \quad (2.17)$$

$$\overline{CP} - \overline{BP} = l[1 - \cos(\varphi)] \quad (2.18)$$

Mas:

$$\overline{CB} = l \sin(x) = r \sin(\omega t) \rightarrow \sin(x) = \frac{r}{l} \sin(\omega t) \quad (2.19)$$

$$\therefore \cos(\varphi) = \sqrt{1 - r^2/l^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)} \quad (2.20)$$

Sendo assim:

$$x_p = r[1 - \cos(\omega \cdot t)] + l \sqrt{1 - r^2/l^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)} \quad (2.21)$$

Logo,

$$V_p = \left[r[1 - \cos(\omega t)] + l \cdot \sqrt{1 - r^2/l^2 \operatorname{sen}^2(\omega t)} \right] \frac{\pi D_{\text{pistão}}^2}{4} \quad (2.22)$$

Também é possível obter a aceleração à qual o pistão está sujeito a partir da expressão para x_p . Derivando duas vezes a equação obtém-se:

$$\ddot{x}_p = r \omega^2 \left[\cos(\omega t) + \frac{r}{l} \cos(2\omega t) \right] \quad (2.23)$$

2.2. Modelagem analítica do processo de combustão

O processo de combustão foi modelado analiticamente visando à obtenção de valores de comparação para a pressão temperatura máximas, em paridade com os resultados obtidos nas modelagens computacionais posteriormente realizadas no software WAVE[®], apresentadas na seção 6 deste trabalho. Utilizam-se dois modelos:

- Modelo apresentado na referência Heywood (1988), utilizando como combustível gasolina pura;
- Modelo desenvolvido, utilizando como combustível gasolina tipo C, a mistura de etanol anidro (AEAC) e gasolina, de acordo com a portaria ANP N°309 de 27 de Dezembro de 2001 e o artigo 9° da Lei Federal n°8.723/93.

Para a modelagem analítica a seguir, utilizou-se as seguintes hipóteses principais:

- Mistura ar-combustível pode ser considerada estequiométrica;
- A combustão ocorre a volume constante;
- A queima ocorre de forma completa, ou seja, os únicos produtos do processo de combustão são água e dióxido de carbono;
- A mistura ar-combustível e produtos de combustão comportam-se como gases perfeitos;
- Calores específicos das substâncias envolvidas nos processos de compressão e de combustão são constantes.

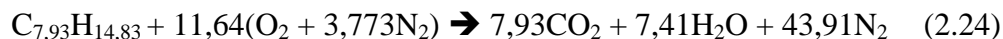
2.2.1. Primeira aproximação

O primeiro modelo utilizado consiste numa aproximação para os ciclos de compressão e combustão num motor de 4 tempos com ignição por faísca, cujo combustível é gasolina pura, apresentado em [1].

A metodologia proposta utiliza como combustível um componente cuja composição é uma média da composição dos hidrocarbonetos que tipicamente compõem a gasolina. Sendo a fórmula do mesmo:



Realizando o equilíbrio estequiométrico na reação de combustão do composto obtém-se a seguinte reação:



Sendo assim, inicia-se a modelagem dos processos de compressão e combustão.

Após a mistura ar-combustível ser admitida no cilindro, inicia-se o estágio de compressão. Tomou-se como estado inicial da mistura ar-combustível presente na câmara de combustão, sendo ϕ a razão entre a razão ar-combustível real e a razão ar-combustível estequiométrica e v_1/v_2 a razão entre os volumes final e inicial do processo de compressão, ou seja, a relação de compressão:

$$T_1=350K \quad p_1=1atm = 101kPa \quad \phi = 1 \quad v_1/v_2=8$$

Pelo modelo proposto na referência Heywood (1988), define-se a função de compressão isoentrópica, que corresponde à variação sensível da entropia com a temperatura:

$$\Psi(T) = \int_{T_0}^T c_v(T) \frac{dT}{T} \quad (2.25)$$

e,

$$\Psi(T_2) = \Psi(T_1) - n_u \tilde{R} \ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (2.26)$$

Sendo que: n_u é o número de mols da mistura e \tilde{R} é a constante de gás equivalente para a mistura, sendo o produto de ambos valendo 292J/kgK (Heywood, 1988, p. 113).

Os valores da função de compressão isoentrópica, como função da temperatura e do fator ϕ são apresentados na figura a seguir.

Tem-se assim, da Fig. A1, que: $\Psi(T_1) = 150J/kgK$.

Aplicando estes valores na relação (4.25a) encontra-se: $\Psi(T_2) = 757\text{J/kgK}$

Retornando à figura A.1, obtém-se: $T_2 = 680\text{K}$.

Considerando a mistura ar-combustível como um gás perfeito, pode-se aplicar a relação:

$$v_1 = \frac{n_u \tilde{R} T}{p} \cong 1\text{m}^3 / \text{kg} \quad (2.27)$$

E, novamente com a hipótese de gás perfeito:

$$p_2 = p_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right) \left(\frac{v_2}{v_1} \right) = 15,5\text{atm} = 1,57\text{MPa} \quad (2.28)$$

Obteve-se assim o estado da mistura ar-combustível ao final do processo de compressão.

Para a modelagem analítica da combustão, continua-se seguindo o método proposto em Heywood (1988). Seguindo as hipóteses propostas, na modelagem considerou-se que a combustão ocorre a volume constante. Esta é uma aproximação válida para motores a combustão interna com ignição por faísca, nos quais o processo de combustão ocorre numa região muito próxima do ponto morto superior (TDC) e dura em torno de 5ms (dependendo das condições da mistura ar-combustível). Isto implica, no motor modelado, uma variação de volume de $0,7 \cdot 10^{-6} \text{m}^3$, o que corresponde a 1,75% do volume total de expansão. Para tanto, foram obtidos como saída do processo de compressão os seguintes dados sobre o estado da mistura ar-combustível presente na câmara de combustão:

$$T = 680\text{K} \quad p = 1,57\text{MPa} \quad v = 0,125\text{kg/m}^3$$

Tem-se que a energia interna da mistura não queimada deve ser igual à energia interna da mistura queimada. Considerando que a fração mássica de gases residuais do ciclo de combustão anterior na câmara (x_b) é 0,08 (valor recomendado na bibliografia para motores de ignição por faísca naturalmente aspirados), obtém-se:

$$u_b = u_u = u_{s,u} + \Delta u_{f,u}^0 \quad (2.29)$$

Sendo que $u_{s,u}$ é a variação sensível à temperatura da energia interna e $\Delta u_{f,u}^0$ é a energia interna de formação dos diversos componentes da mistura não queimada. Da equação 4.32, para $\phi = 1$:

$$\Delta u_{f,u}^0 = -118,2 - 2956x_b \quad (2.30)$$

$$\Delta u_{f,u}^0 = -355 \text{ kJ/kg} \quad (2.31)$$

A figura a seguir apresenta os valores da energia interna e entalpia da mistura ar-combustível não-queimada, em função da temperatura e do fator ϕ .

Da figura A.2, considerando $\phi = 1$, temos que $u_{s,u} = 350 \text{ kJ/kg}$. (energia interna sensível à temperatura da mistura não queimada).

Assim, da eq. 4.33:

$$u_b = u_u = 350 - 355 = 5 \text{ kJ/kg} \quad (2.32)$$

A figura a seguir relaciona propriedades termodinâmicas como pressão, energia, entropia, volume específico e temperatura da mistura queimada presente na câmara de combustão, tomando como hipótese que esta mistura de gases encontra-se em equilíbrio termodinâmico e químico.

Localizando o par (u_b, v_b) na figura A.3 obtém-se:

$$T_b = 2825 \text{ K} \quad p_b = 7,1 \text{ MPa.}$$

Refazendo os cálculos desconsiderando a hipótese de combustão ocorrendo a volume constante, obtém-se para a pressão o valor de 5,3 MPa.

2.2.2. Segunda aproximação

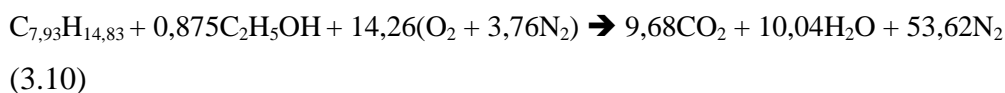
Na segunda aproximação considera-se o álcool etílico anidro presente na gasolina brasileira. Segundo a legislação nacional, deve ser adicionado até 25% em volume de álcool anidro à gasolina comercial. Isto implica na variação dos

principais parâmetros operacionais do motor, como a relação estequiométrica da mistura ar-combustível e as potências indicada e nominal. Para os cálculos termodinâmicos, considerou-se a mistura de substâncias combustíveis como um componente único, com propriedades ponderadas pela massa de cada presente na mistura ar-combustível.

As propriedades consideradas das substâncias combustíveis envolvidas são:

- Álcool: $\rho = 790 \text{ kg/m}^3$; $c_v = 1,25 \text{ kJ/kgK}$; $M^* = 46 \text{ kg/kmol}$;
- Gasolina: $\rho = 720 \text{ kg/m}^3$; $c_v = 1,64 \text{ kJ/kgK}$; $M^* = 110 \text{ kg/kmol}$;

Sendo assim, obtém-se a seguinte reação química balanceada do processo de combustão utilizando os parâmetros da nova aproximação:



Toma-se como hipótese que o estado final de compressão da 2ª aproximação seja igual ao da 1ª.

Assim, tem-se que:

$$\sum_{\text{Reagentes}} n_i (\Delta u_f^0 + \Delta u_s)_i = \sum_{\text{Produtos}} n_i (\Delta u_f^0 + \Delta u_s)_i \quad (2.33)$$

Ou seja, a soma da energia presente nos reagentes deve ser igual a soma da energia dos produtos.

As tabelas termodinâmicas disponíveis não apresentam valores de energia interna, mas sim de entalpia. Entretanto é possível resolver a equação com as tabelas de entalpia na base molar utilizando a seguinte transformação:

$$u = n_i (\bar{h}_f^0 + \bar{\Delta h} - p\bar{v}) \quad (2.34)$$

Dessa forma, pode-se realizar um processo iterativo, definindo-se um valor para a pressão e calculando as grandezas de interesse. Após isso recalcula-se a

pressão e compara-se com o valor inicial, sendo este um indicador de eventual convergência do processo.

O volume de um gás perfeito é 22,4L/mol (CNTP). Supondo como pressão inicial de 6MPa:

$$p_1 \bar{v}_1 = p_2 \bar{v}_2 \quad (2.35)$$

$$\bar{v}_2 = 3,78 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{mol}$$

A energia total dos reagentes é:

$$U_R = 1 \cdot (-210000 + 1,64 \cdot 110 \cdot 680 - 6 \cdot 10^6 \cdot 3,78 \cdot 10^{-4}) + 0,875 \cdot (-235000 + 1,25 \cdot 46 \cdot 680 - 6 \cdot 10^6 \cdot 3,78 \cdot 10^{-4}) + 14,26 \cdot (0 + 11850 - 6 \cdot 10^6 \cdot 3,78 \cdot 10^{-4}) + 53,62 \cdot (0 + 11328 - 6 \cdot 10^6 \cdot 3,78 \cdot 10^{-4})$$

e, nos produtos:

$$U_P = 9,68 \cdot (-393522 + \Delta h_s - 6 \cdot 10^6 \cdot 3,78 \cdot 10^{-4}) + 10,04 \cdot (-241826 + \Delta h_s - 6 \cdot 10^6 \cdot 3,78 \cdot 10^{-4}) + 53,62 \cdot (\Delta h_s - 6 \cdot 10^6 \cdot 3,78 \cdot 10^{-4})$$

Por tentativa e erro, com o uso de tabelas termodinâmicas, determina-se que:

$$T_b \cong 2700K$$

Aplicando novamente a hipótese de comportamento de gás perfeito para a mistura de gases queimados, obtém-se:

$$p_b \cong 6,23MPa$$

Recalculando sem considerar a hipótese de combustão a volume constante, obtém-se para a pressão o valor de 5,24MPa.

2.3. Modelagem do motor utilizando o software WAVE

O software WAVE da Ricardo Inc. é um aplicativo de simulação de motores. Ele utiliza modelos unidimensionais para realizar a modelagem, simulação e predição de desempenho de motores a combustão interna. O software permite simulações de sistemas completos, incluindo entradas de controle e sensores.

No software WAVE foi desenvolvido um modelo do motor GX-35, utilizando-se de referências bibliográficas, parâmetros geométricos obtidos do próprio motor e dados fornecidos pelo fabricante.

O processo de modelagem, simulação e pós-processamento no WAVE é simples, seguindo a seguinte ordem lógica quando aplicado à modelagem de motores como o GX-35:

- Entrada de parâmetros básicos
 - Geometria da árvore motriz (dimensões)
 - Informações sobre movimento das válvulas
 - Definição das constantes do modelo de atrito
 - Definição dos ambientes de entrada e saída
 - Definição do combustível e modelo de combustão
 - Dados de escoamento (temperaturas fixas, coefs. de descarga)
 - Adição de válvula borboleta
- Dados geométricos
 - Modelagem simplificada do sistema do motor (dutos, filtros, etc.)
 - Modelagem dos sistemas de admissão e exaustão
- Simulação
- Pós-processamento

A figura a seguir mostra a aparência do modelo no software:

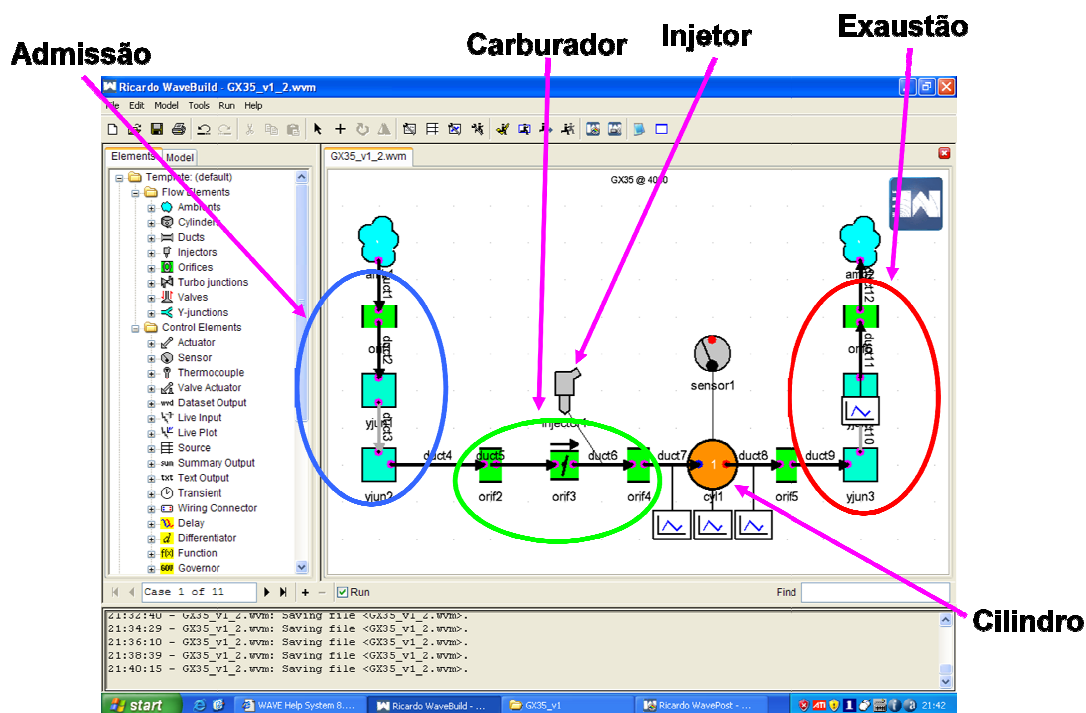


Figura 2.4 – Modelo do motor GX-35 no software WAVE.

Os elementos modelados foram:

- O sistema de admissão, que consiste de dutos e de um filtro de ar. No caso dos primeiros, os dutos foram modelados como dutos lisos com perda de carga distribuída. Já o filtro foi modelado como uma perda de carga singular, representado por uma restrição no escoamento.
- Carburador, que consiste de um bocal convergente. No centro do bocal encontra-se o corpo da válvula borboleta do acelerador e o injetor de combustível ligado ao carburador.
- Cilindro, no qual a modelagem é direta, necessitando apenas da entrada de parâmetros geométricos, térmicos e operacionais. Também neste ícone são inseridos os modelos de combustão e de válvulas de admissão e escape.
- O sistema de exaustão, que, similar ao sistema de admissão, é composto por dutos e por um abafador. As partes foram modeladas conforme a abordagem utilizada na modelagem dos componentes da admissão, com suas respectivas características particulares.

- Os ambientes de entrada e saída dos gases

2.3.1. Levantamento do perfil do camo

O perfil do camo do comando de válvulas é um parâmetro cuja precisão é importante para a simulação, para que se possa determinar a partir do mesmo o movimento realizado pelas válvulas de admissão e escape. Utilizando um relógio comparador acoplado ao motor, levantou-se o perfil do camo do comando de válvulas e levantou-se a curva de movimento das válvulas. O resultado para a válvula de admissão está apresentado na figura a seguir.

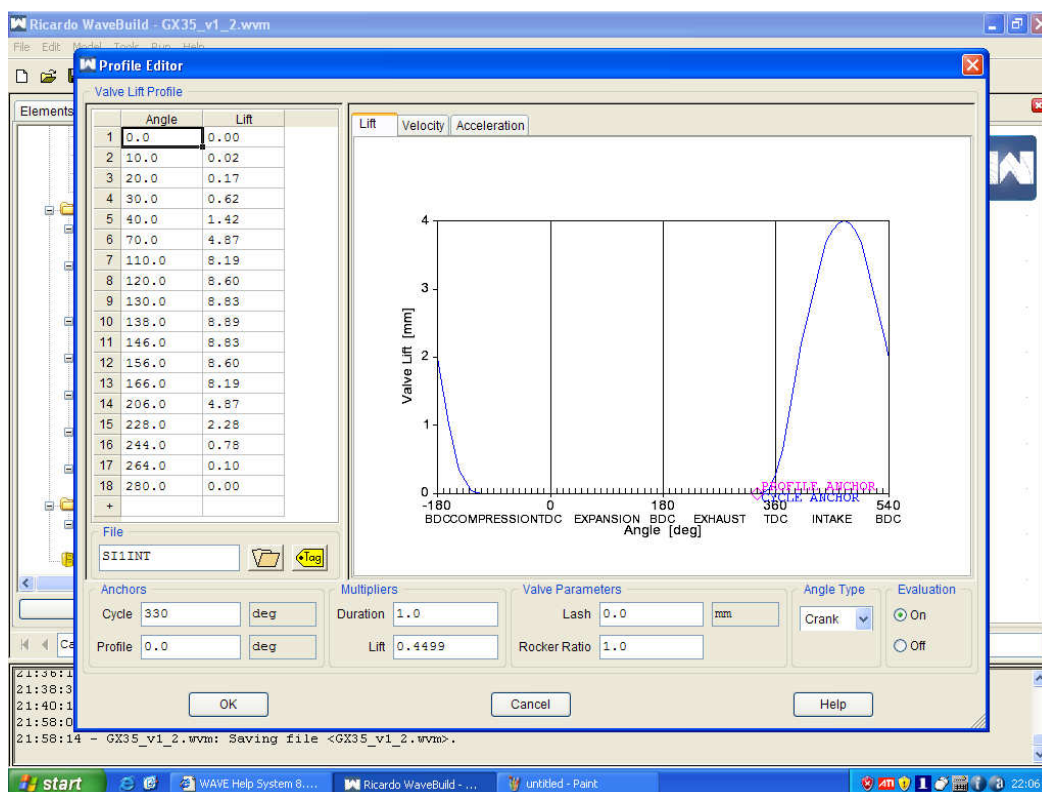


Figura 2.5 - Perfil do camo seguidor.

2.3.2. Válvula borboleta do acelerador

O software WAVE apresenta um modelo preparado para válvulas borboleta de acelerador. Para a utilização do mesmo, basta a entrada de parâmetros geométricos e, quando conhecida, a curva de coeficiente de descarga em função da abertura.

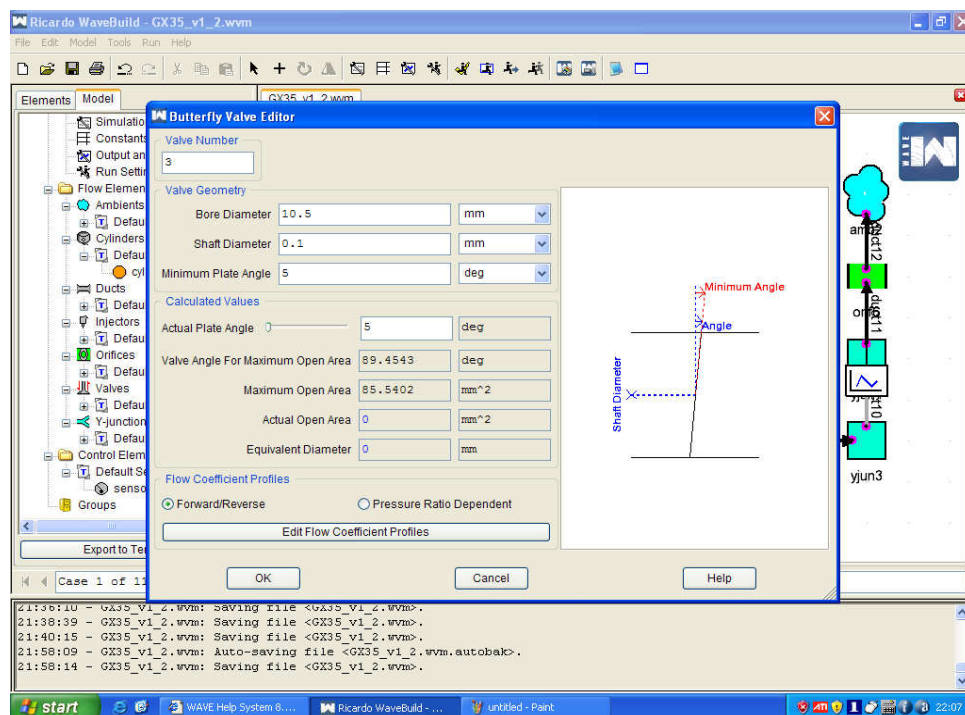


Figura 2.6 – Modelo da válvula borboleta do acelerador.

2.3.3. Modelo de combustão

O software WAVE utiliza o modelo de Wiebe para a combustão em motores com ignição por centelha. A função de Wiebe é amplamente utilizada para prever a fração mássica queimada em reações de combustão. Esta função é dada como uma boa aproximação para os fenômenos observados em ensaios experimentais de motores a combustão interna com combustão de mistura pré-mixada.

$$W = 1 - e^{\left(-AWI(\theta/\Delta\theta)^{(WEXP+1)}\right)} \quad (2.36)$$

onde, AWI é uma constante de ajusta da função, θ e $\Delta\theta$ são o ponto de início da combustão e a duração da mesma, respectivamente, $WEXP$ é o expoente da função de Wiebe e W é o coeficiente de Wiebe. Devido à impossibilidade da realização de

ensaios experimentais para a determinação destes coeficientes, utilizou-se valores de referência encontrados no material de apoio do software. No caso de θ pode-se ajustar o valor iterativamente a partir da curva de pressão em função do ângulo do virabrequim e do ponto de ignição da vela. A figura a seguir apresenta a interface do modelo no software WAVE e os valores utilizados para as simulações

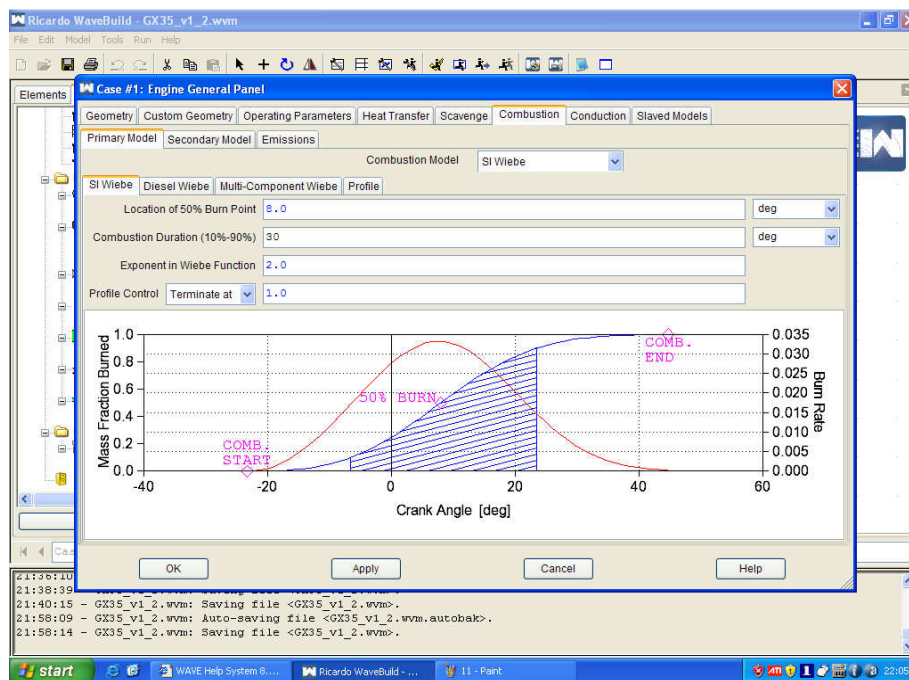


Figura 2.7 – Modelo de combustão de Wiebe.

O parâmetro faltante para a simulação é a relação ar-combustível em função da rotação do motor. Há ausência de medições experimentais num dinamômetro e o carburador utiliza uma bomba de diafragma para levar o combustível ao venturi, a qual é uma bomba de deslocamento positivo, ou seja, o volume bombeado é função linear crescente da rotação. Desta forma, utiliza-se a hipótese que o volume injetado pelo carburador é função crescente da rotação e que, uma vez ajustada, é possível que esta bomba possa fornecer uma mistura sempre estequiométrica. Finalmente, tem-se que a mistura foi considerada como estequiométrica em toda a faixa de rotação de operação do motor.

2.3.4. Resultados

Uma vez finalizada a etapa anterior, passou-se para a simulação da operação do motor. As simulações foram realizadas considerando que a válvula borboleta do acelerador permanece sempre completamente aberta e que o sistema encontra-se, para cada condição, em regime permanente.

Realizando as simulações obteve-se os seguintes resultados, apresentados nos gráficos a seguir para a rotação de torque máximo, que é a condição de operação típica de operação do motor quando busca-se maior eficiência.

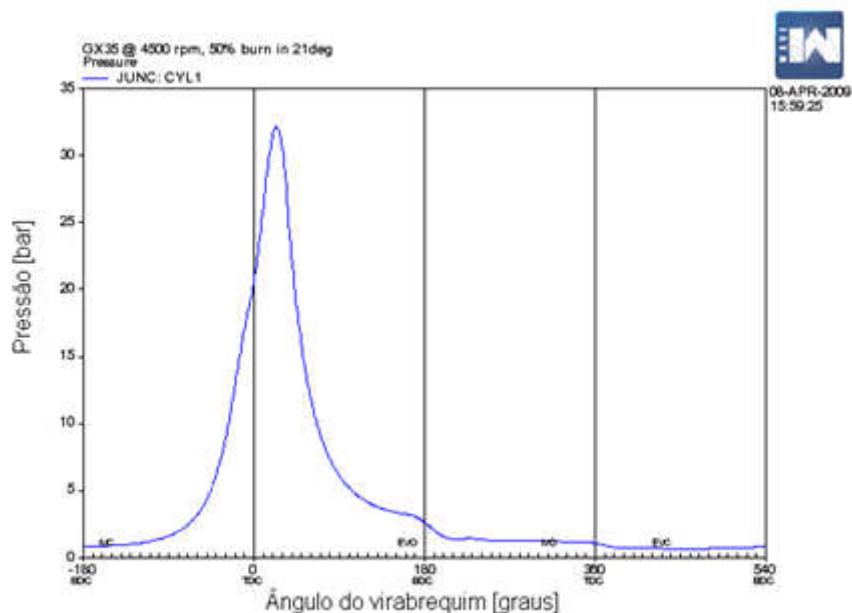


Figura 2.8 – Pressão no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim.

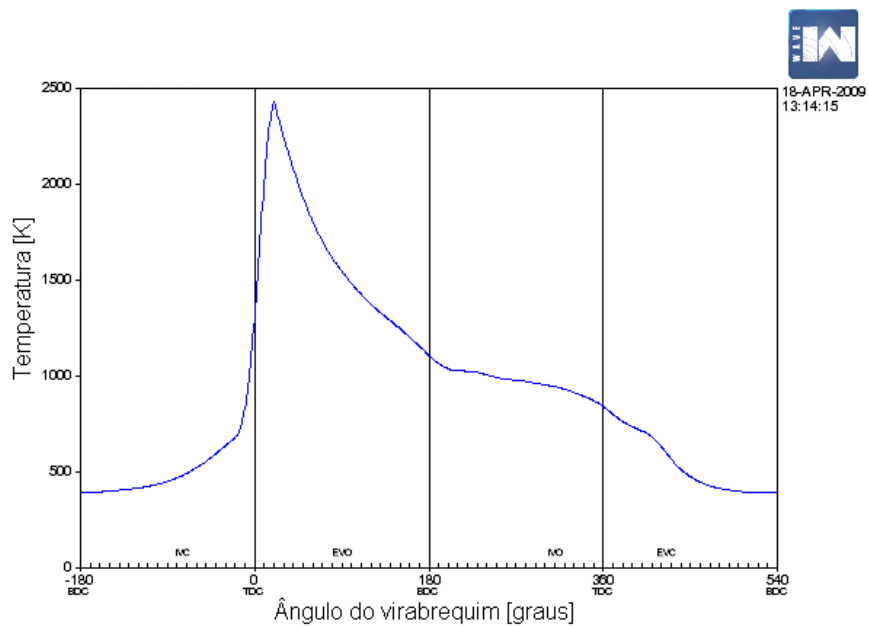


Figura 2.9– Temperatura no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim.

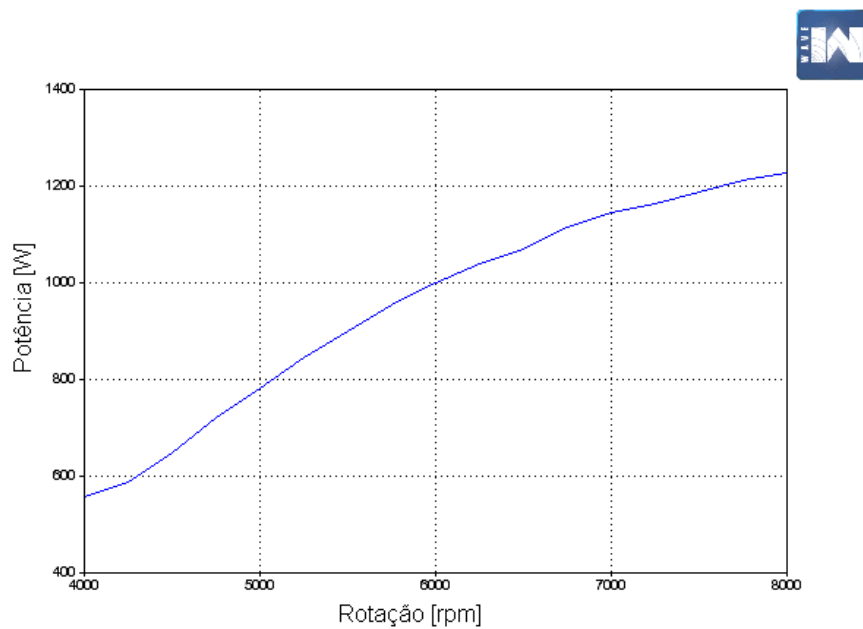


Figura 2.10 – Potência líquida do motor em função da rotação.

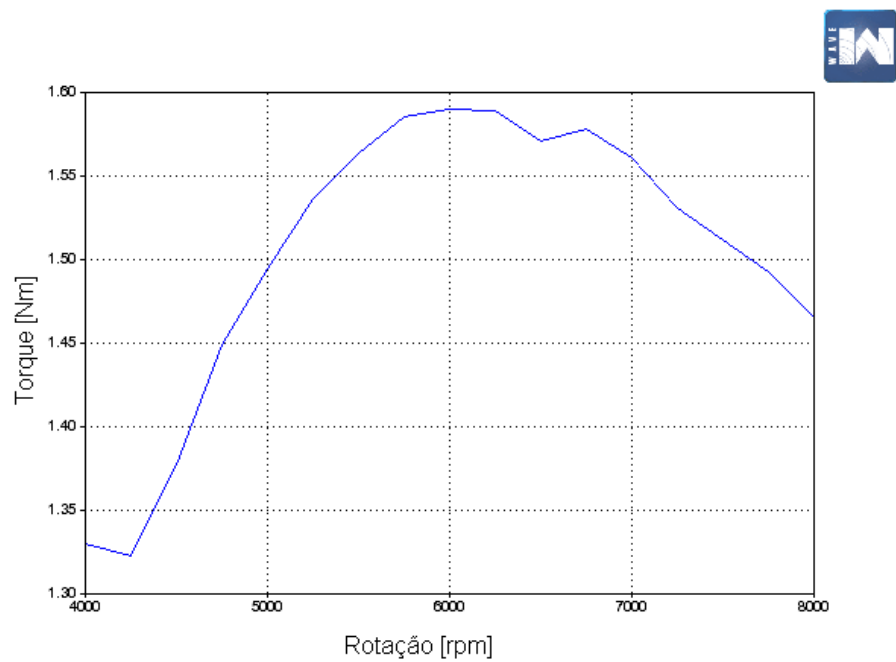


Figura 2.11 – Torque líquido do motor em função da rotação.

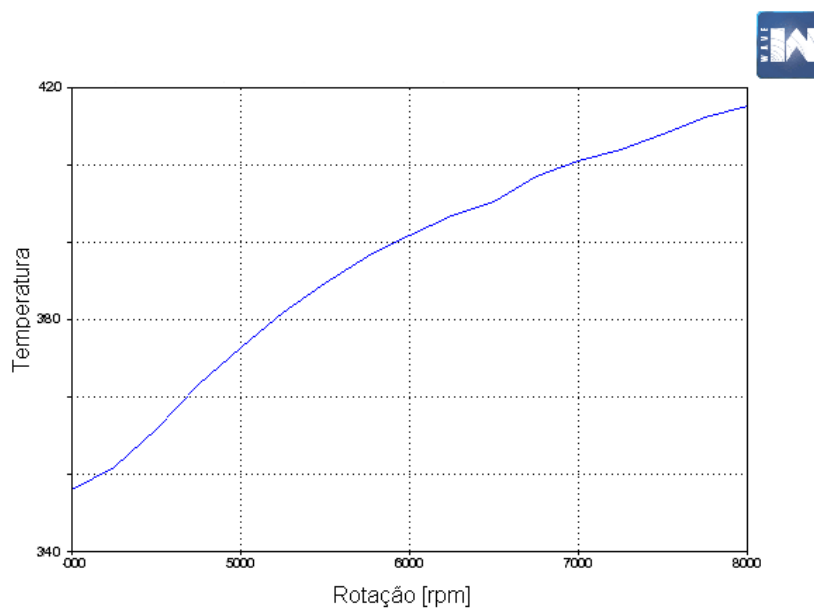


Figura 2.12 – Temperatura (°C) na face do pistão voltada para a câmara de combustão em função da rotação.

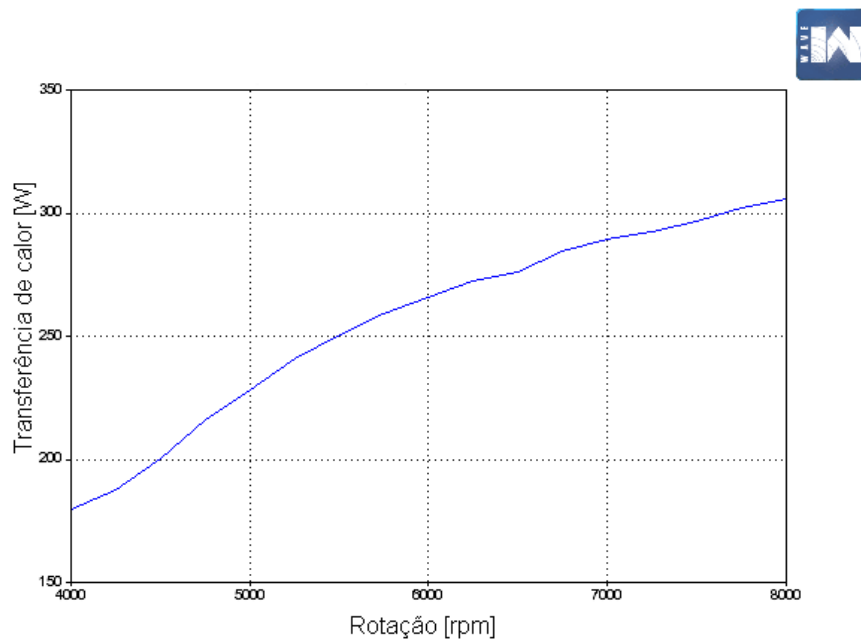


Figura 2.13 – Taxa de transferência de calor para o pistão em função da rotação.

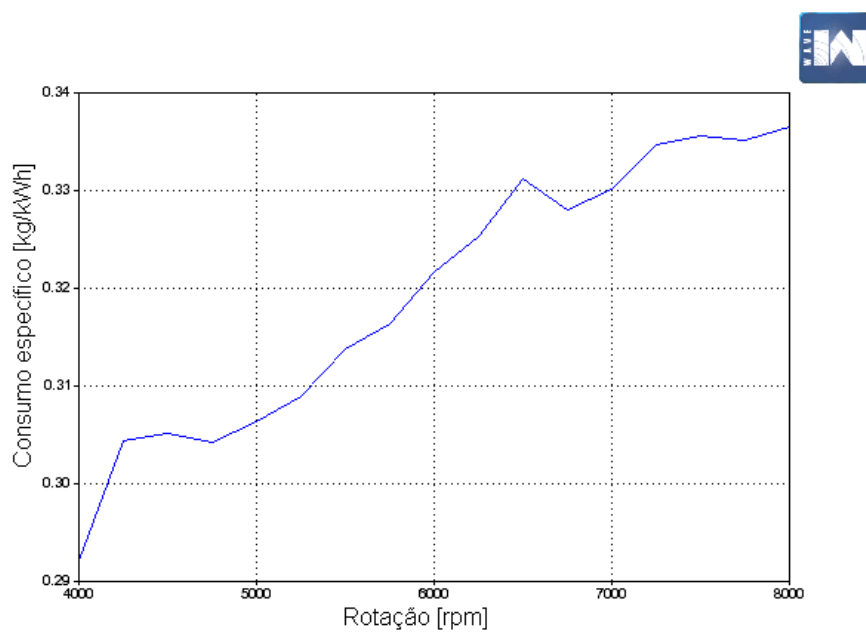


Figura 2.14 – Consumo específico em função da rotação.

2.3.5. Discussão dos resultados

Os resultados obtidos compõem as entradas necessárias para a realização das simulações utilizando o método dos elementos finitos e as iterações de otimização. Desta forma a consistência dos mesmos torna-se um fator relevante para o sucesso do projeto.

Em relação às entradas obtidas analiticamente, nota-se ligeira variação da pressão calculada com a obtida na simulação. Há uma diferença de 23,3% entre os valores. Para a temperatura o desvio é de 12%. As principais possíveis causas são a inconsistência da hipótese de calor específico constante e a ausência de considerações sobre transferência de calor no modelo analítico. A curva de potência do motor apresenta um desvio de 8,3% da curva fornecida pelo fabricante no seu ponto de máximo e na rotação de máximo torque, desvio provavelmente advindo de imprecisões do modelo de atrito utilizado. Já a curva de torque se assemelha em formato à curva do fabricante, fato mais relevante que o próprio valor, já que mostra que o modelo representa de forma adequada o funcionamento real do motor.

2.4. Proposição de alterações no motor e simulações visando utilização de etanol hidratado como combustível

Um dos objetivos deste trabalho é a sugestão de alterações no motor atual para que o mesmo passe a funcionar, com ganho de eficiência, com etanol hidratado.

A primeira proposição é o aumento da taxa de compressão. O rendimento térmico teórico de um motor é função crescente deste parâmetro. Além disso, o etanol, por sua alta octanagem em relação à gasolina pura, permite trabalho a maiores taxas de compressão. Ou seja, o ideal é que se trabalhe na maior relação possível, dadas as limitações do combustível e do motor. Determinou-se a partir de medições de parâmetros geométricos que a altura livre da câmara de combustão é de 4mm. Sendo assim, a máxima variação possível de taxa de compressão para não causar interferência mecânica com o conjunto das válvulas é 12:1. Realizaram-se

simulações no software WAVE para a predição do desempenho do motor, já utilizando como combustível o modelo de etanol hidratado disponível no mesmo.

A segunda possibilidade de alteração é a variação do ponto de abertura das válvulas de escape e admissão, visando assim melhorar o processo de troca de gases do motor e reduzir perdas de carga. Entretanto, devido ao tipo construtivo do comando das válvulas, consistindo de um único camo acoplado por correia dentada ao virabrequim, as alterações imediatas realizadas em uma das válvulas afeta igualmente a outra. Realizaram-se simulações considerando o atraso ou avanço de um dente da polia dentada do comando de válvulas, mantendo o perfil de descolamento das mesmas.

A terceira proposição consiste da alteração do ponto onde é disparada a centelha na vela de ignição. Com isto pode-se deslocar a região de alta pressão da curva de pressão na câmara de combustão em função do ângulo do virabrequim, podendo permitir assim um maior aproveitamento dos gases pressurizados no ciclo de expansão. Nas simulações no software WAVE foram simuladas diversas posições para o disparo da centelha.

Dadas as propostas apresentadas acima, foram gerados centenas de cenários combinando as possibilidades e analisando cada uma isoladamente, a fim de encontrar a solução que propicia maior torque com menor consumo específico. Comparando as curvas obtidas nestes cenários com a simulação do motor sem alterações permite avaliar os mesmos. As simulações estão divididas em casos. Sendo que o caso 1 corresponde a rotação de 4000rpm e o caso 16 a rotação de 8000rpm. A hipótese de manutenção da mistura como sendo estequiométrica foi considerada novamente válida, necessitando apenas mudanças no carburador visando adequação à nova vazão de combustível.

A alteração de taxa de compressão, além de expressiva queda no consumo específico, proporciona grandes ganhos em termos de torque útil para o motor e de potência em rotações mais baixas. Os resultados podem ser observados nos gráficos a seguir.

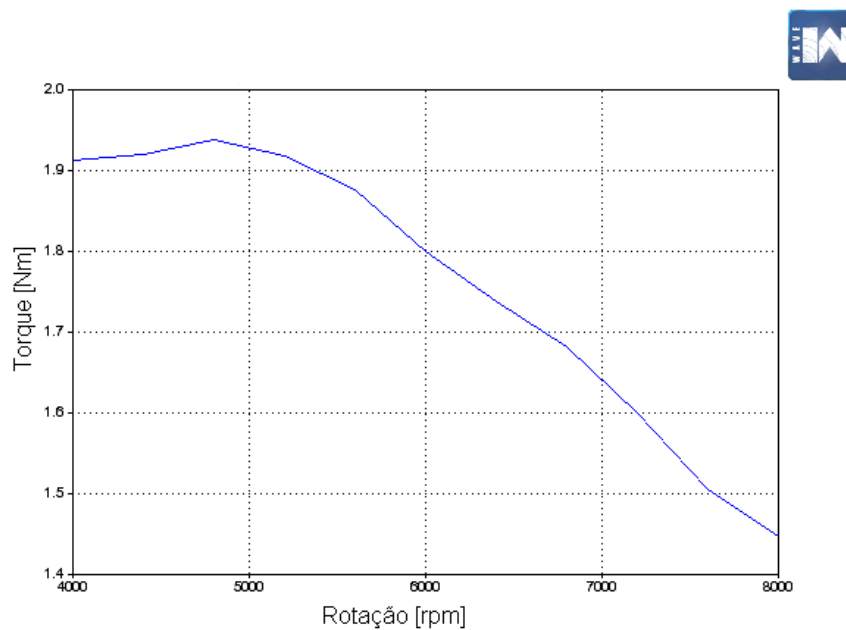


Figura 2.15 – Curva de torque para taxa de compressão 12:1, utilizando etanol como combustível.

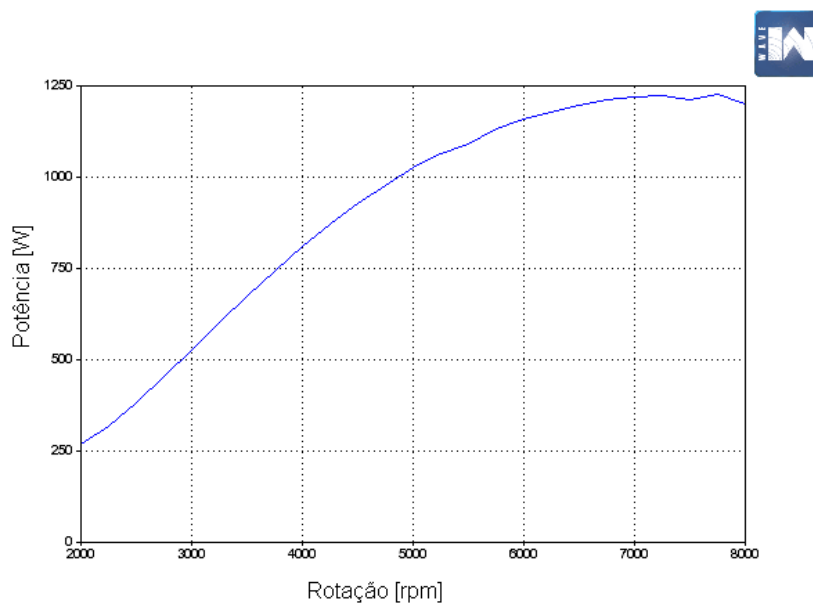


Figura 2.16 – Curva de potência para taxa de compressão 12:1, utilizando etanol como combustível.

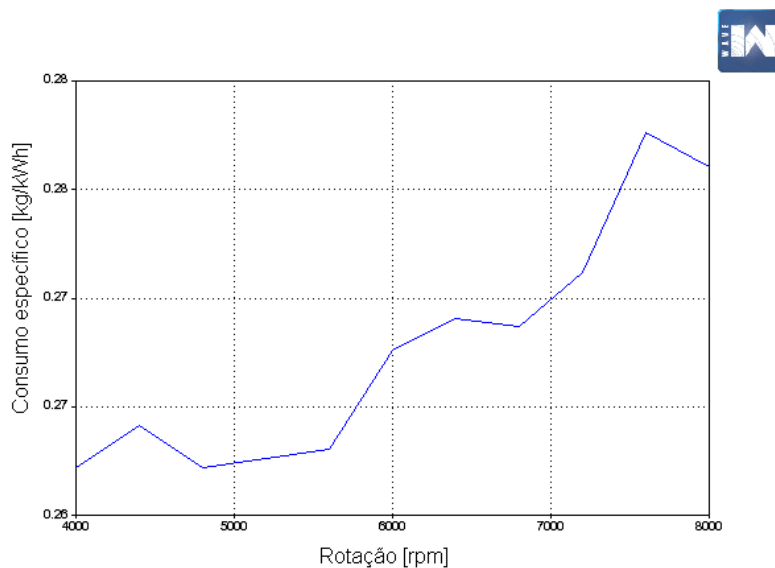


Figura 2.17 – Consumo específico para taxa de compressão 12:1, com unidade de consumo específico na base mássica da gasolina [kg/kWh] , utilizando etanol como combustível.

Os resultados da simulação para a alteração dos pontos de abertura das válvulas de escape e de admissão mostram, em todas as simulações incluindo as com combinações de outras alterações, aumento do consumo específico e perda expressiva de torque e potência. Desta forma, nega-se a proposta.

Determinou-se então, seguindo a metodologia proposta, o ponto de ignição onde se obtém a melhor relação torque/consumo específico.

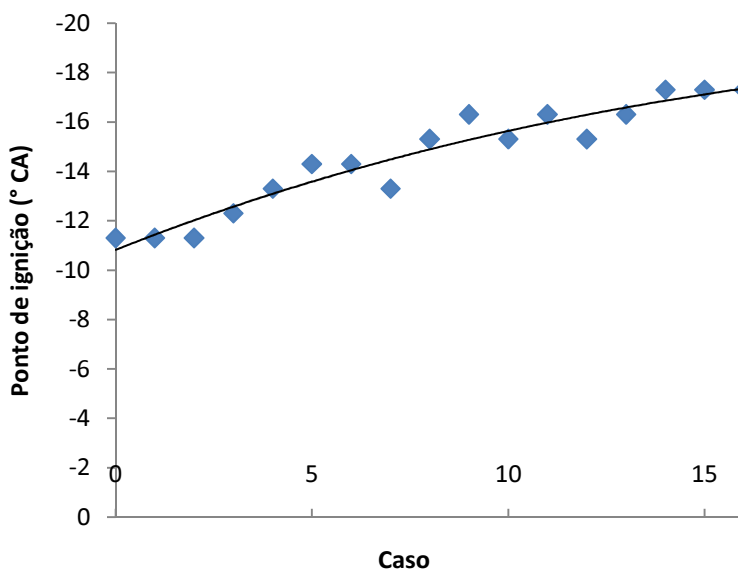


Figura 2.18 – Ponto de ignição para melhor desempenho em função do caso de simulação.

Da simulação contemplando a combinação das soluções, permutando as possibilidades e gerando diversos cenários, determinou-se que a utilização da proposta de alteração do ponto de ignição com mudança da taxa de compressão proporciona ganhos ainda maiores para o desempenho do motor. Na figura 2.19 vem um gráfico mostrando as variações da curva de torque para cada alteração, onde entende-se *TC* por taxa de compressão, *ponto original* pelo ponto de ignição do motor atual e *ponto ideal* pelo ponto de ignição determinado pelas simulações realizadas.

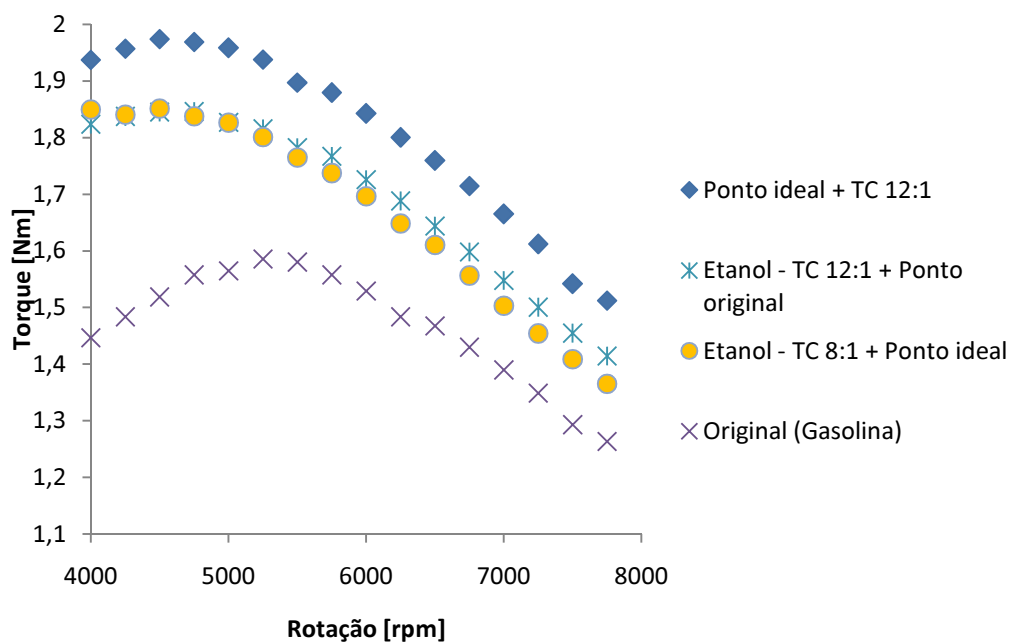


Figura 2.19 – Comparativo de desempenho entre as propostas.

Finalmente, obtém-se das simulações as entradas necessárias para o projeto estrutural de um pistão que opere com etanol como combustível.

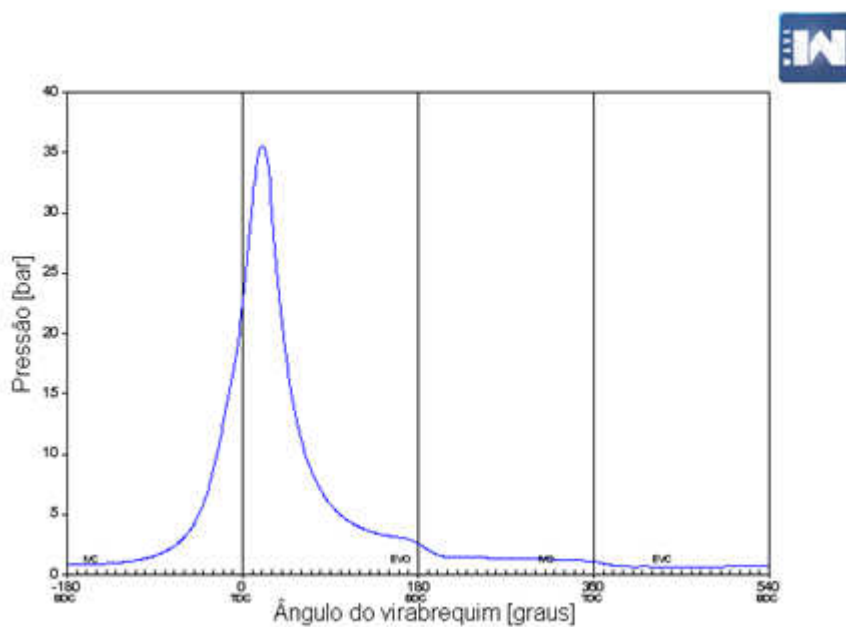


Figura 2.20 – Pressão no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim, utilizando etanol como combustível.

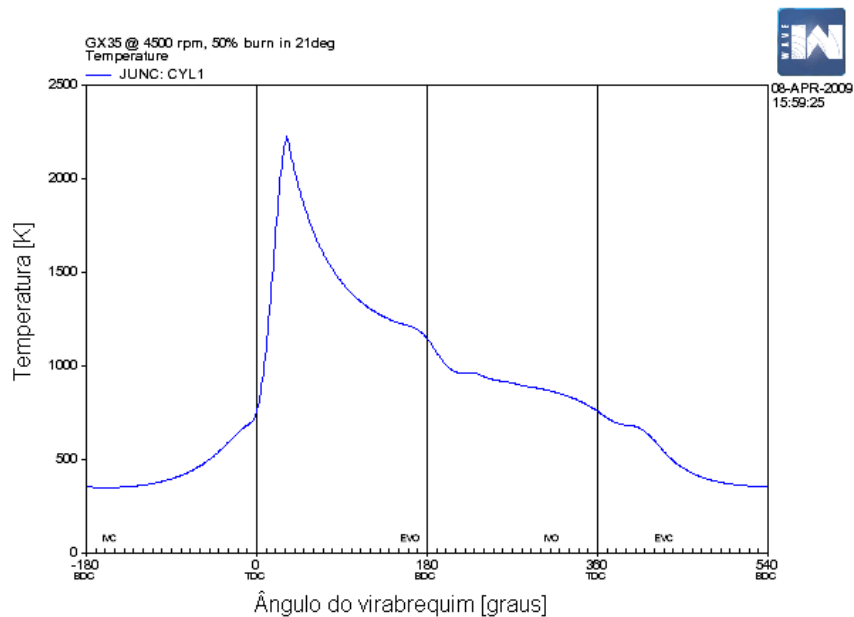


Figura 2.21 – Temperatura no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim, utilizando etanol como combustível.

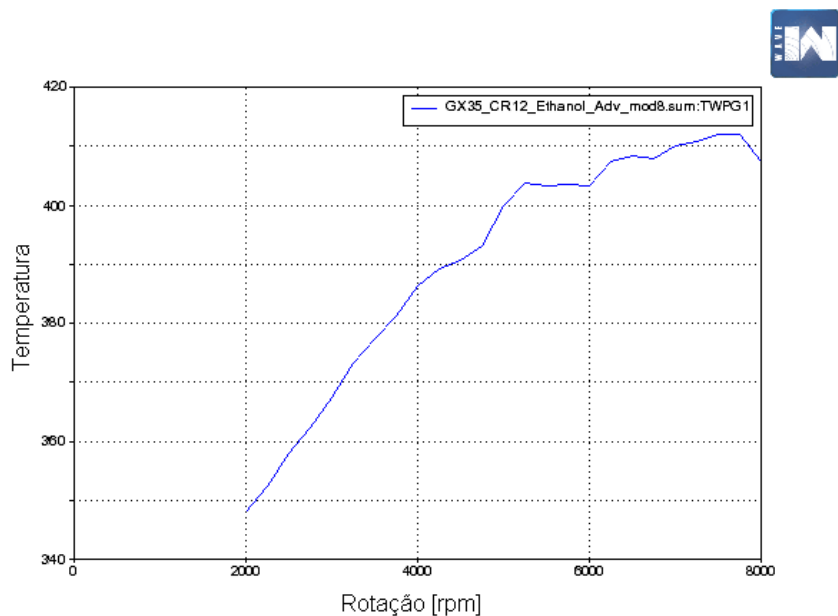


Figura 2.22 – Temperatura ($^{\circ}\text{C}$) na face do pistão voltada para a câmara de combustão em função da rotação, utilizando etanol como combustível.

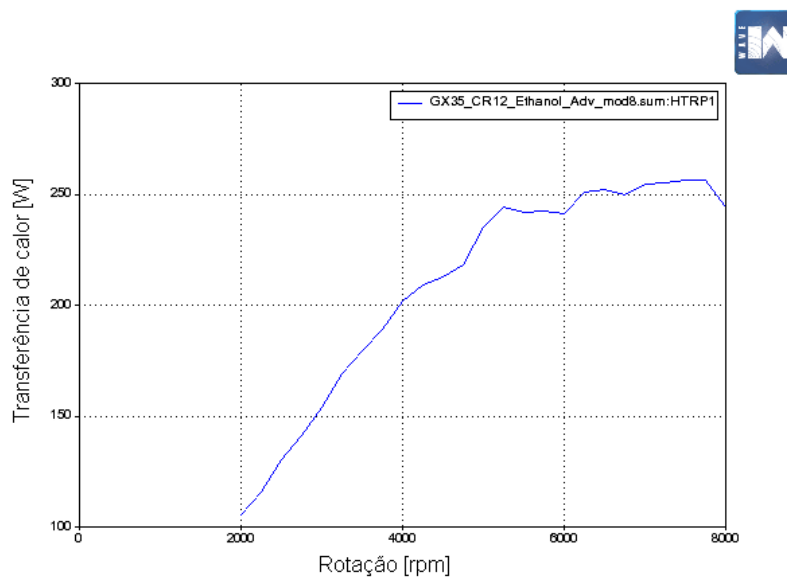


Figura 2.23 – Taxa de transferência de calor para o pistão em função da rotação, utilizando etanol como combustível.

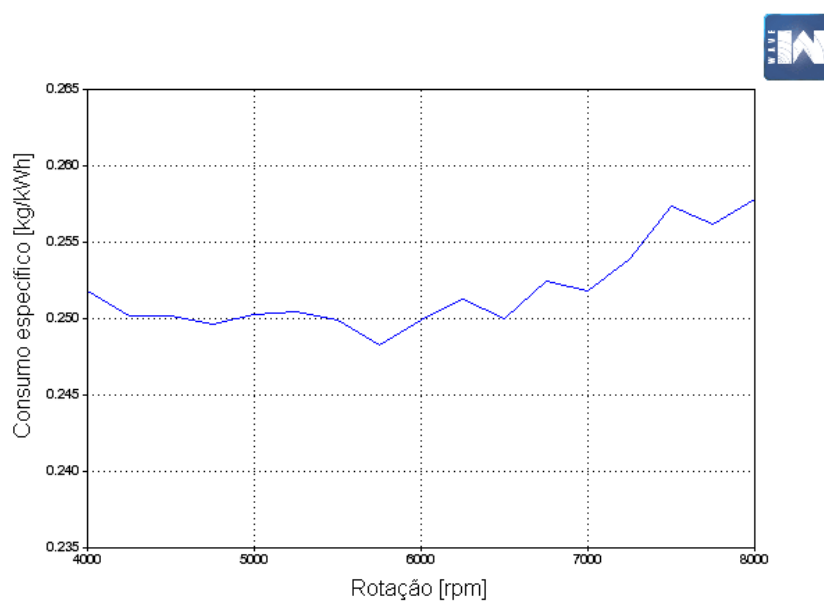


Figura 2.24 – Consumo específico em função da rotação, com unidade de consumo específico na base mássica da gasolina [kg/kWh], utilizando etanol como combustível.

Observa-se ligeira redução no consumo específico. O fabricante fornece o valor de 0,36 kg/kWh para operação normal com gasolina. Observa-se no ponto de mínimo da nova curva de consumo específico obtida através das simulações uma tendência para a redução deste valor. Entretanto, dadas as imprecisões na obtenção dos parâmetros de simulação, não é possível chegar a um valor exato para esta redução no consumo específico.

2.5. Modelagem do pistão no software PISDYN

O software PISDYN consiste num pacote de simulação transiente tridimensional para a predição do comportamento dinâmico do conjunto pistão e biela. O software baseia-se em equações analíticas dependentes de parâmetros geométricos da árvore motriz, assim como parâmetros operacionais, como a curva de pressão dos gases no ciclo motor e o tipo e temperatura do lubrificante utilizado. Os modelos de lubrificação podem levar em conta a dinâmica do fluxo de lubrificante na camisa, assim como a elasticidade dos componentes.

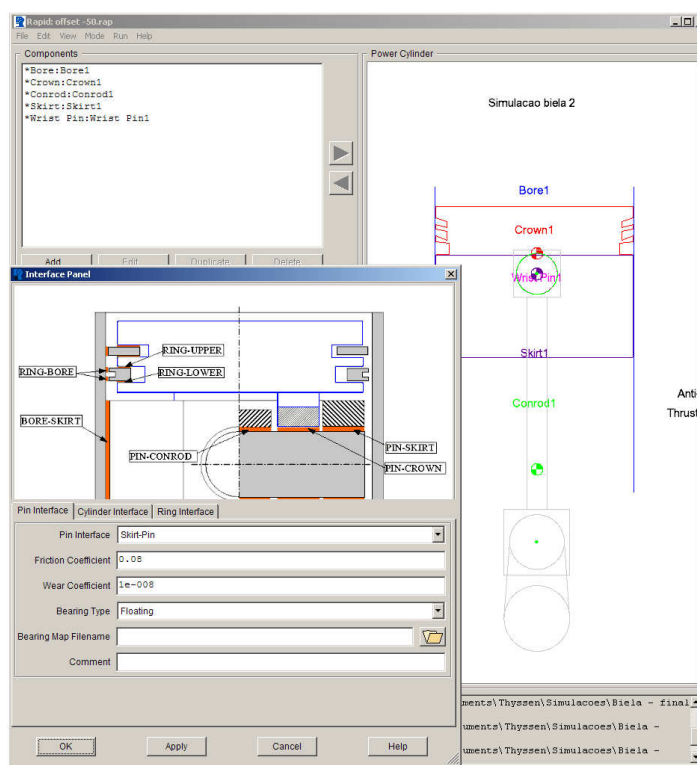


Figura 2.25 Interface do software PISDYN

O principal objetivo desta simulação é obter as pressões atuantes na região circunferencial do pistão, ou seja, os carregamentos atuantes nas laterais do mesmo. A aceleração longitudinal, embora já obtida analiticamente, também pode ser calculada a partir das simulações.

As figuras a seguir apresentam o resultado para as pressões da malha de lubrificante na região da saia do pistão, que corresponde à pressão exercida na face externa do mesmo. A figura a seguir consiste numa planificação da superfície lateral do pistão.

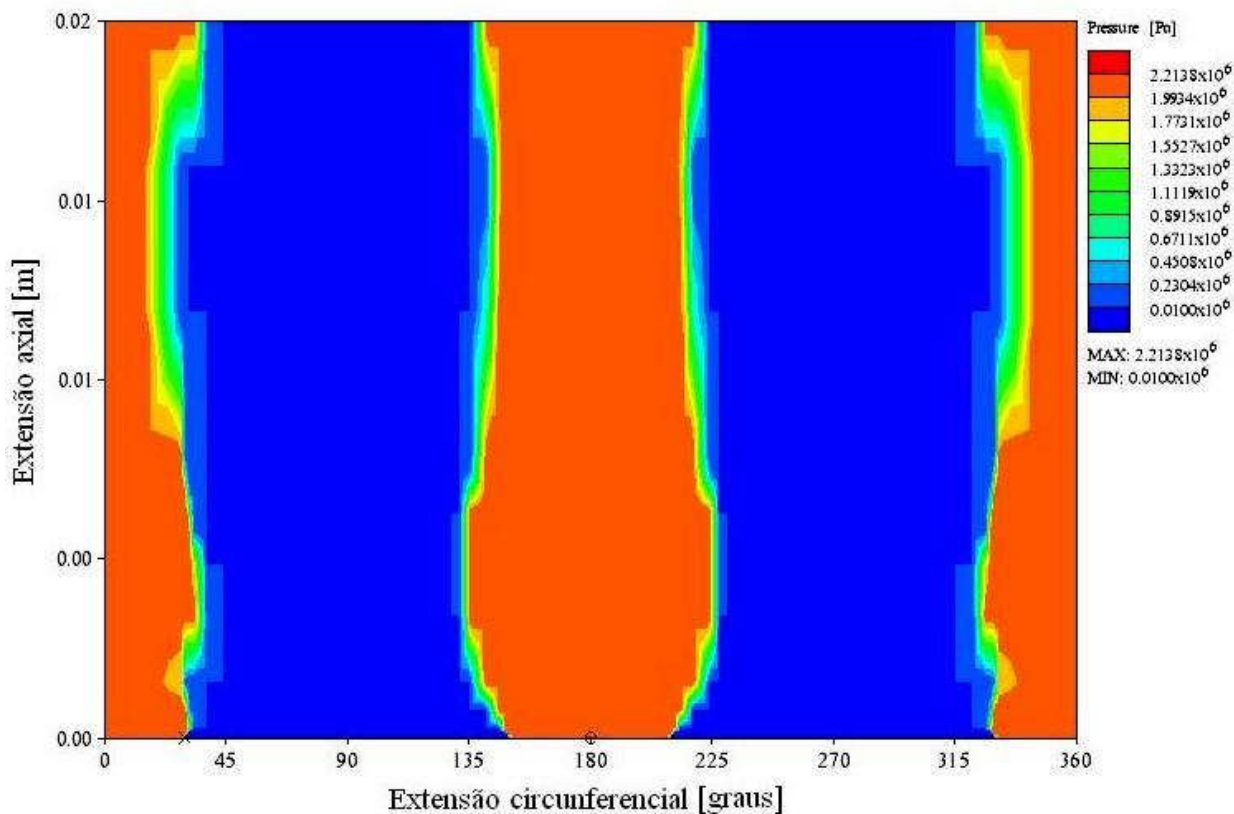


Figura 2.26. Distribuição das pressões de contato

3. RESULTADOS

3.1. Otimização

Esta etapa consiste na formulação de problemas de otimização topológica e seus respectivos resultados. Há a proposta de uma abordagem de aplicação separada de carregamentos, visando analisar a influência dos mesmos sobre o design final. Da mesma forma, elabora-se casos com diferentes restrições de manufatura e objetivos. Para tanto, foram utilizados o programa pré-processador Hypermesh, no qual foram geradas as malhas de elementos finitos e aplicadas as condições de contorno. E o programa Optistruct, solver no qual são resolvidos os problemas de otimização.

3.1.1. Formulação do problema de otimização – carregamentos estáticos

Uma vez determinados os carregamentos estáticos de pressão na face superior do pistão (Seção 2), passa-se para a etapa de otimização topológica preliminar do componente.

Primeiramente, o domínio estendido de otimização deve ser definido. Uma vez que apenas carregamentos de pressão são considerados nesta etapa, as regiões do buraco do pino do pistão, as paredes laterais, a região do porta-anéis e a face superior do pistão não devem sofrer alterações. Desta forma, definem-se estes volumes como regiões não-otimizáveis. Entretanto, os efeitos estruturais das mesmas são considerados durante os processos de otimização por meio das soluções pelo método dos elementos finitos inerentes ao processo de otimização topológica. Por fim, define-se o domínio de otimização como sendo o volume interno do pistão, desconsideradas as regiões já definidas como não-otimizáveis.



Figura 3.1 - Vista externa e inferior do pistão.

Sendo assim o domínio estendido de otimização e as regiões não-otimizáveis são discretizados em elementos finitos, com resultado apresentado na Figura 3.2. O domínio de otimização está colorido em azul e as regiões não-otimizáveis estão coloridas em amarelo.

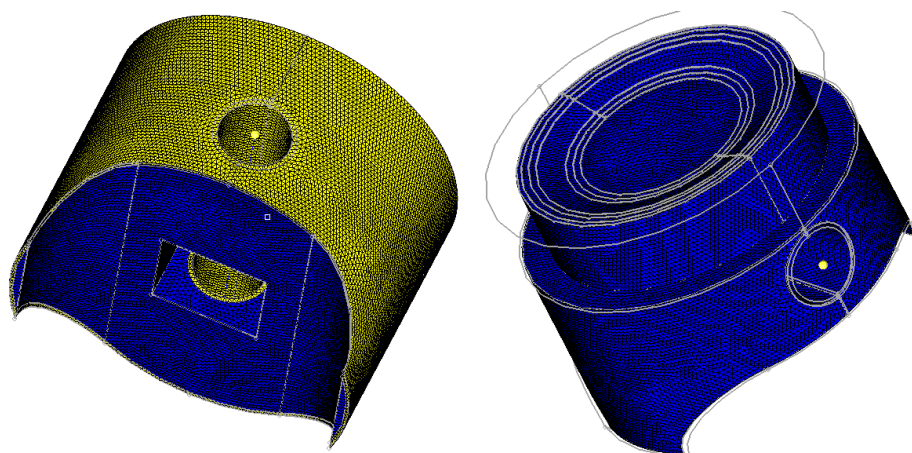


Figura 3.2 - Domínio de projeto

A malha gerada possui 320.000 elementos. A condição de contorno utilizada é o engastamento dos nós do setor circular de 120° superior dos furos dos pinos e o carregamento aplicado é a pressão advinda da combustão que ocorre na câmara, no valor de 3,6MPa.

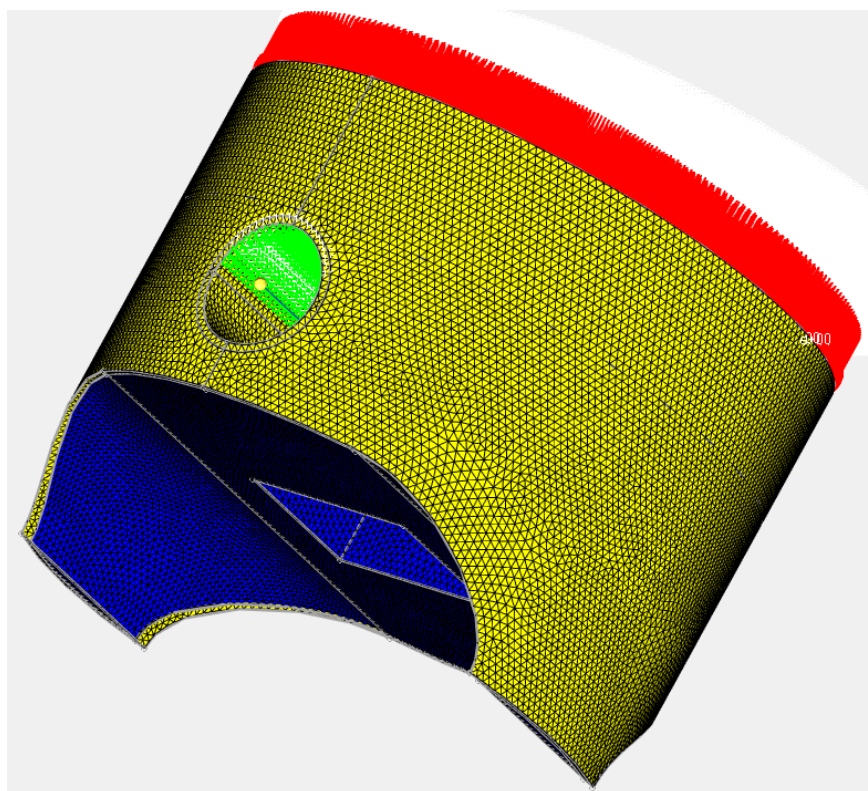


Figura 3.3 - Domínio de projeto, carregamentos e condições de contorno

Para se definir uma metodologia para a abordagem do problema de otimização é necessário considerar as condições de operação do componente, os requisitos mecânicos de desempenho e as limitações do material e do processo de fabricação. Como proposto por Sonsino e Esper (1994), em componentes de motor a combustão interna, a tensão de von Mises não deve exceder a tensão de escoamento do material, considerando um fator de segurança 1,6. Além disso, é desejável que se obtenha resultados do processo de otimização que sejam efetivamente fabricáveis. Isto pode ser conseguido através da utilização de restrições de manufatura. Comumente pistões são fabricados através de processos de forja e fundição. Desta forma, é interessante a utilização de uma restrição de direção de desmoldagem, para assim considerar as limitações destes processos. Além disso, no caso de processos de fundição, há uma espessura mínima necessária para o adequado vazamento do metal no molde. Para que tal fenômeno possa ser considerado, pode-se utilizar uma restrição de *minimum member size*. Esta restrição garante a formação de regiões contínuas com, no mínimo, o

tamanho definido na restrição. Evita-se assim a formação de regiões muito delgadas que impossibilitariam a fabricação por fundição.

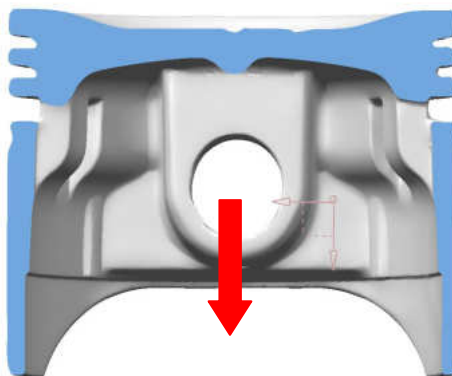


Figura 3.4 - Vista em corte do pistão com direção de desmoldagem.

Finalmente, o resultado de otimização do pistão deve atingir a mais alta rigidez possível dada uma restrição de máxima massa. Isto implica na minimização da flexibilidade do componente para que o mesmo atinja os requisitos de operação, considerando uma restrição de máxima fração do volume inicial.

Considerando as proposições postas, os seguintes cenários de otimização são propostos.

a. Caso A

Objetivo: minimização da flexibilidade

Restrições: máxima fração do volume inicial

Variável de projeto: densidade dos elementos do domínio de otimização

b. Caso B

Objetivo: minimização da flexibilidade

Restrições: máxima fração do volume inicial, direção de desmoldagem

Variável de projeto: densidade dos elementos do domínio de otimização

c. Caso C

Objetivo: minimização da flexibilidade

Restrições: máxima fração do volume inicial, direção de desmoldagem, *minimum member size*

Variável de projeto: densidade dos elementos do domínio de otimização

d. Caso D

Objetivo: minimização da massa

Restrições: restrição de máxima tensão de von Mises, direção de desmoldagem, *minimum member size*

Variável de projeto: densidade dos elementos do domínio de otimização

O material considerado para o pistão é a liga de alumínio AA4032, comumente utilizada para este tipo de aplicação.

Coeficiente de Poisson	0,33
Módulo de elasticidade	79GPa
Tensão de escoamento	315MPa
Densidade	$2,7 \cdot 10^3 \text{kg/m}^3$
Coef. de expansão térmica	$2,3 \cdot 10^{-5}/\text{K}$
Condutividade térmica (300K)	237 W/(m.K)

Tabela 3.1. Propriedades da liga AA4032.

O volume calculado para as regiões de projeto e para as regiões não-otimizáveis somadas é de 22596mm^3 , que conduz a uma massa de 61g. Inicialmente propõe-se uma redução de volume de 60% baseado no pistão inicial. Isto resulta em uma fração de volume máxima de 20% baseado nas somas das regiões de projeto e não-otimizáveis.

3.1.2. Otimização considerando carregamento estático de pressão

O objetivo para o caso A é a redução da flexibilidade geral do componente, considerando uma restrição de máxima fração de volume de 0,2. Apesar de ser um caso proposto de maneira simples, sendo livre de restrições de manufatura, leva a uma solução não-fabricável levando em conta os processos de forjamento e de fundição. Figura 3.5 mostra o resultado para o caso A.

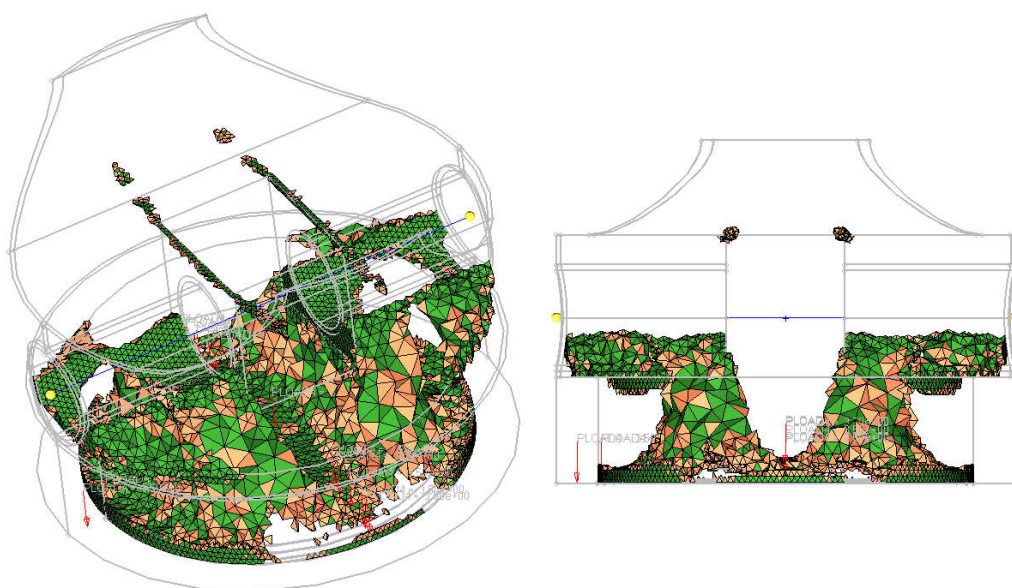


Figura 3.5 - Resultado da otimização para o caso A.

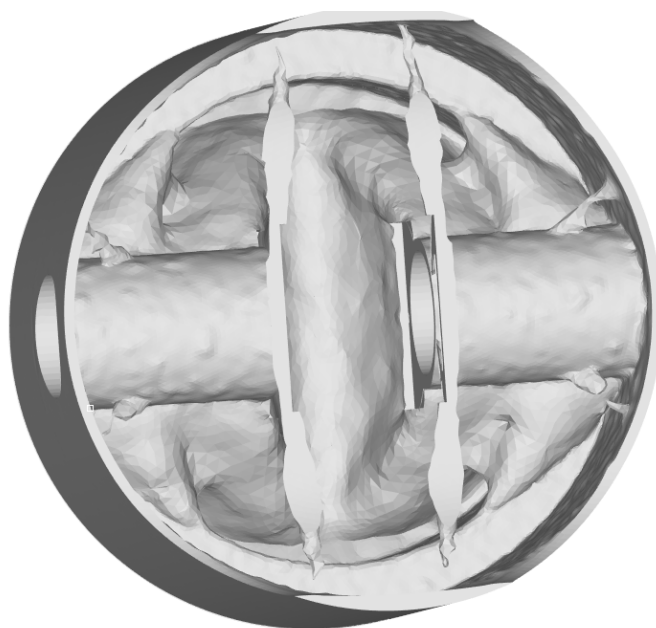


Figura 3.6 - Resultado da otimização para o caso A – Vista renderizada

O caso B tem como objetivo, como no caso A, a minimização da flexibilidade do componente. Visando atingir resultados fabricáveis, aplica-se uma restrição de manufatura. Neste caso, escolheu-se uma restrição de direção de desmoldagem, em adição à já imposta restrição de fração de volume máxima. A Figura 3.7 mostra a distribuição de massa obtida como resultado para este caso.

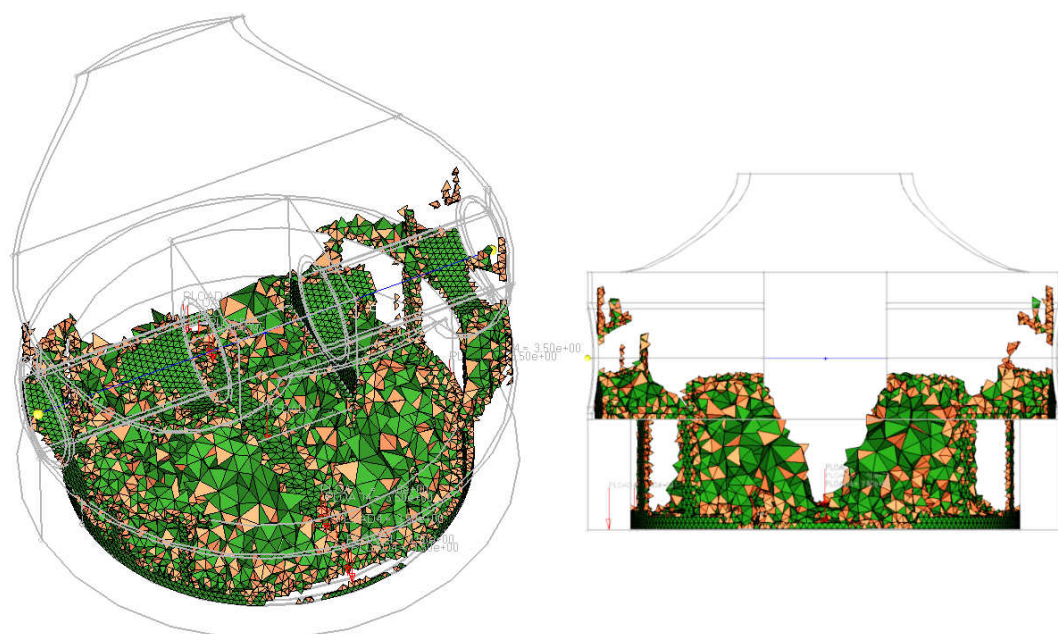


Figura 3.7 - Resultado da otimização para o caso B.

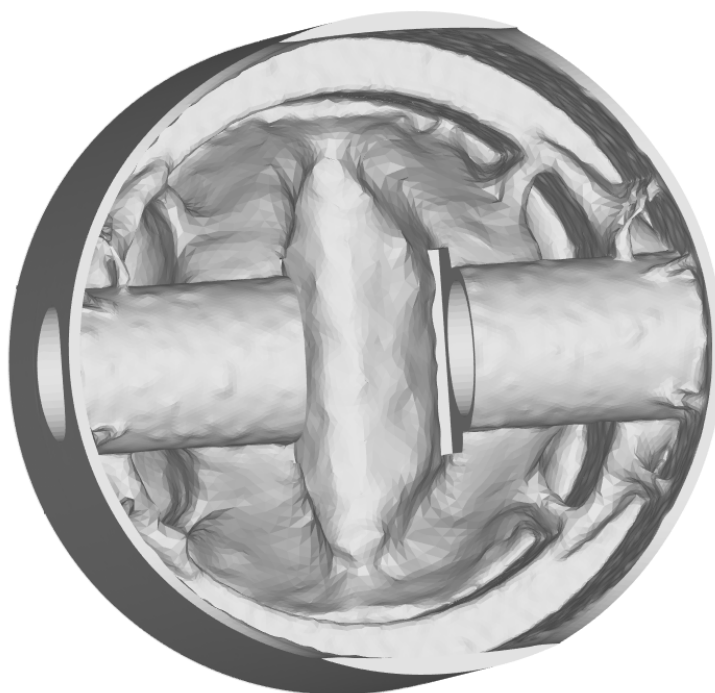


Figura 3.8 - Resultado da otimização para o caso B – Vista renderizada

A Figura 3.9 mostra a distribuição otimizada de massa obtida no caso C, cujo objetivo é a minimização da flexibilidade do componente. Como restrições de manufatura, foram aplicadas as mesmas que no caso B, adicionada a restrição de *minimum member size*, visando atingir resultados fabricáveis por processo de

fundição, que requerem uma espessura mínima das partes de um componente para a garantia do correto vazamento do metal fundido no molde. A restrição de *minimum member size* foi definida como a espessura mínima de 3 elementos da malha discretizada.

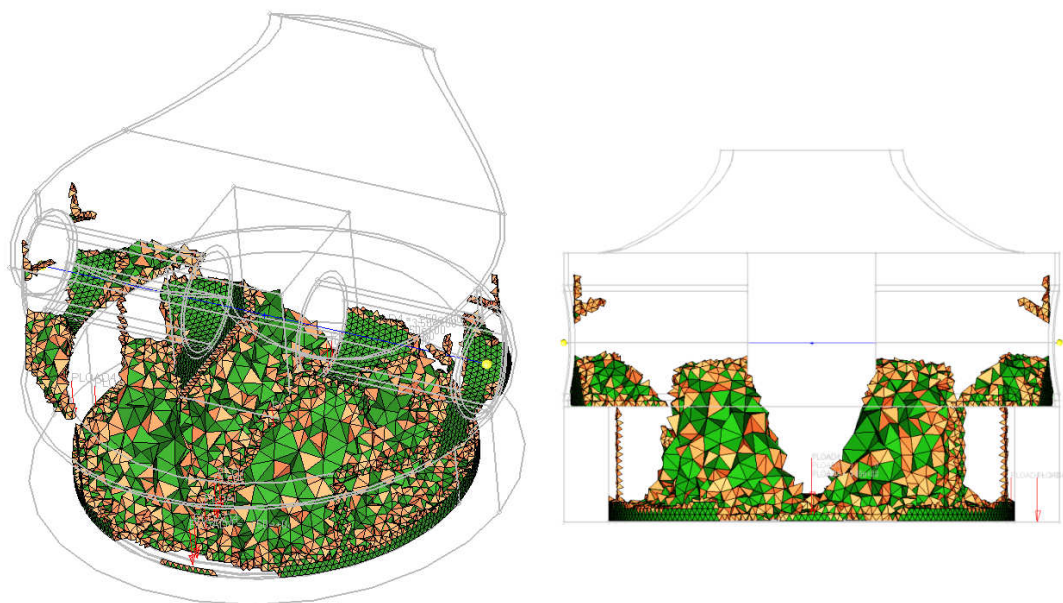


Figura 3.9 - Resultado da otimização para o caso C.

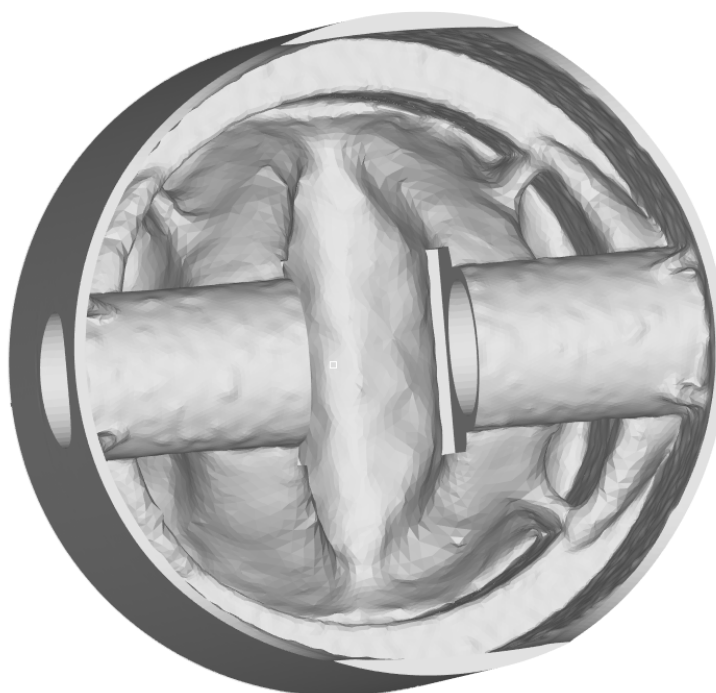


Figura 3.10 - Resultado da otimização para o caso C – Vista renderizada

Finalmente, visando alcançar resultados em que se considere a tensão de escoamento do material do pistão e o coeficiente de segurança de 1,6, uma restrição de tensão máxima é utilizada no caso D. Já as restrições de manufatura são as mesmas encontradas no caso C.

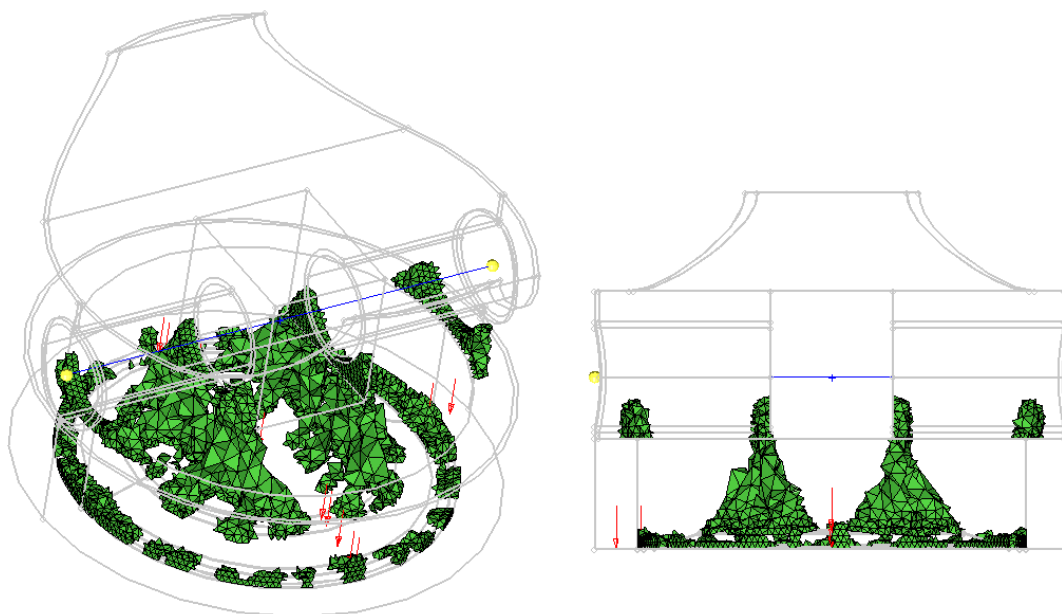


Figura 3.11 - Resultado da otimização para o caso D.

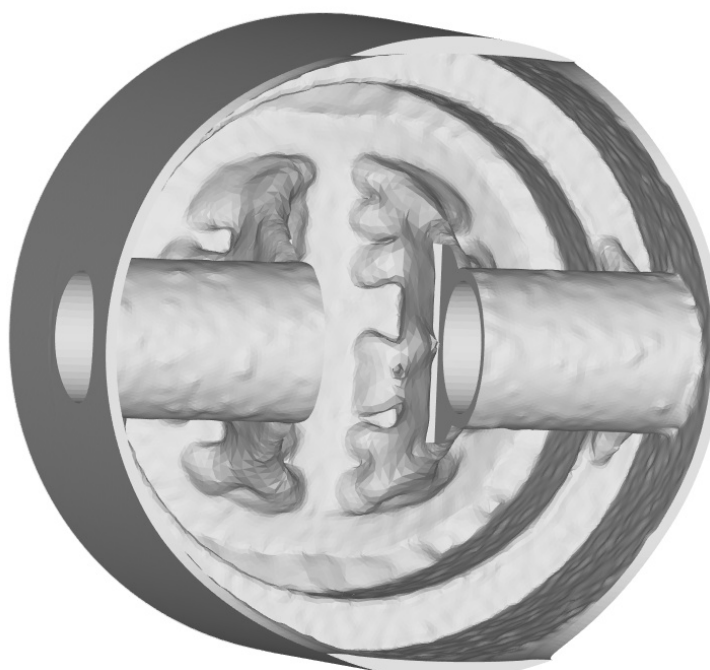


Figura 3.12 - Resultado da otimização para o caso D – Vista renderizada

Na Tabela 3.2 pode-se ver uma comparação numérica entre os resultados dos diversos casos propostos.

Caso	Objetivo	Restrição	Restrição de manufatura	Massa	Redução de massa ⁽¹⁾	Tensão
A	Min flexibil.	Vol frac < 0,2	-	17,5g	45,4%	41,7MPa
B	Min flexibil.	Vol frac < 0,2	Desmoldagem	19,4g	39,3%	34,6MPa
C	Min flexibil.	Vol frac < 0,2	Desmold. e min. member	19,9g	37,9%	36,4MPa
D	Min massa	Tensão < 195MPa	Desmold. e min. member	14,6g	54,3%	127MPa

Tabela 3.2 – Comparação entre os resultados para cada caso de otimização.

3.1.3. Formulação do problema de otimização considerando carregamentos dinâmicos

A segunda etapa do projeto do componente utilizando o método da otimização topológica incorpora a aplicação dos carregamentos dinâmicos, ou seja, as acelerações advindas do movimento com velocidade senoidal do pistão e das pressões de contato originárias da translação e da pressão aplicada na lateral do pistão com a camisa do cilindro.

A relação 1.23 traz a aceleração em função dos parâmetros geométricos da árvore motriz e da rotação. Sendo assim:

$$\ddot{x}_p = r \omega^2 \left[\cos(\omega t) + \frac{r}{l} \cos(2\omega t) \right] = 5000 m/s^2$$

Com $l = 31$ mm, $r = 15$ mm e $\omega = 471$ rad/s.

Com os carregamentos obtidos na modelagem utilizando o software PISDYN e a aceleração acima calculada passou-se para a geração novos problemas de otimização. Para tanto, foram gerados dois novos casos:

a. Caso A'

Objetivo: minimização da flexibilidade

Restrições: máxima fração do volume inicial, direção de desmoldagem, *minimum member size*

Variável de projeto: densidade dos elementos do domínio de otimização

b. Caso B'

Objetivo: minimização da massa

Restrições: restrição de máxima tensão de von Mises, direção de desmoldagem, *minimum member size*

Variável de projeto: densidade dos elementos do domínio de otimização

Foram geradas duas propostas de domínio de projetos. A primeira (malha 1) não inclui regiões da saia do pistão no domínio de otimização e possui 450.000 elementos. A condição de contorno utilizada é o engastamento dos nós do setor circular de 120° superior dos furos dos pinos e os carregamentos aplicados são a pressão advinda da combustão que ocorre na câmara, no valor de 3,6MPa, a aceleração de 5000m/s² e a pressão nas saias do pistão, no valor de 2,2MPa.

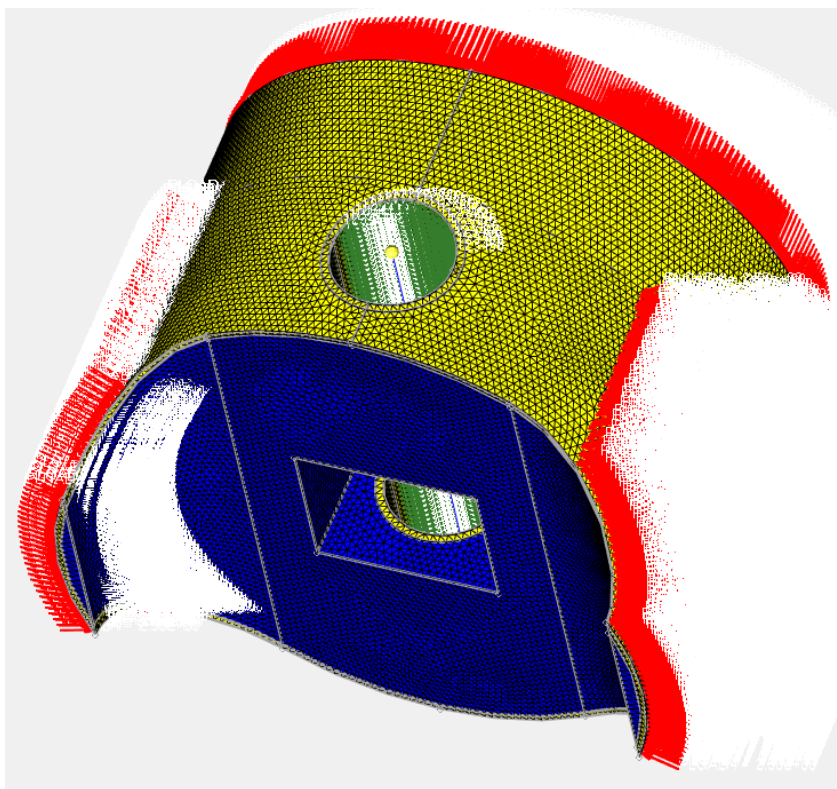


Figura 3.13 - Domínio de projeto para otimização considerando carregamentos estáticos e dinâmicos

A segunda malha gerada (malha 2) inclui regiões da saia do pistão que não estão sujeitas a grandes carregamentos no domínio de otimização e possui

940.000 elementos. A condição de contorno utilizada é o engastamento dos nós do setor circular de 120° superior dos furos dos pinos e os carregamentos aplicados são a pressão advinda da combustão que ocorre na câmara, no valor de 3,6MPa, a aceleração de 5000m/s^2 e a pressão nas saias do pistão, no valor de 2,2MPa.

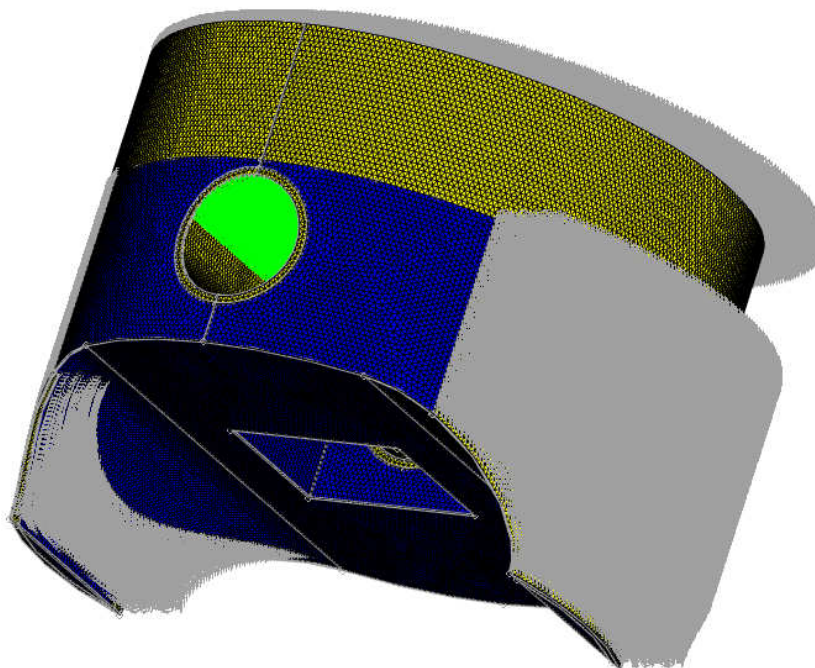


Figura 3.14 - Domínio de projeto para otimização considerando carregamentos estáticos e dinâmicos, com domínio de otimização estendido à saia do pistão

3.1.4. Otimização considerando carregamentos estáticos e dinâmicos

A figura seguinte mostra a distribuição otimizada de massa obtida no caso A' – Malha 1, cujo objetivo é a minimização da flexibilidade do componente. Como restrições de manufatura foram aplicadas as mesmas que no caso B da otimização com carregamentos estáticos, adicionada a restrição de *minimum member size* de 3 elementos.

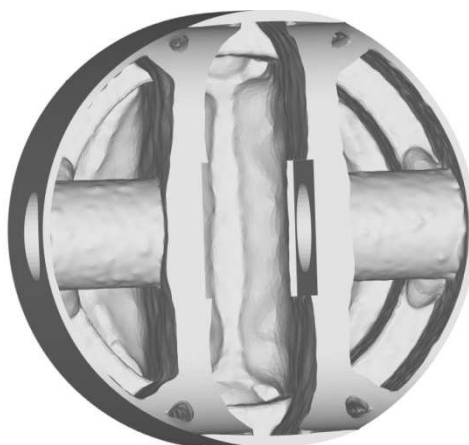


Figura 3.15 - Resultado da otimização para o caso A' – Malha 1 – Vista 1

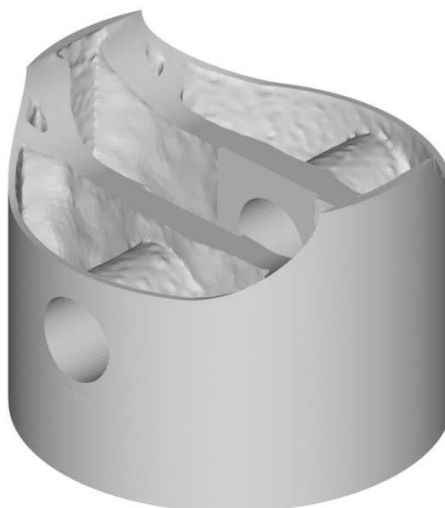


Figura 3.16 - Resultado da otimização para o caso A' – Malha 1 – Vista 2

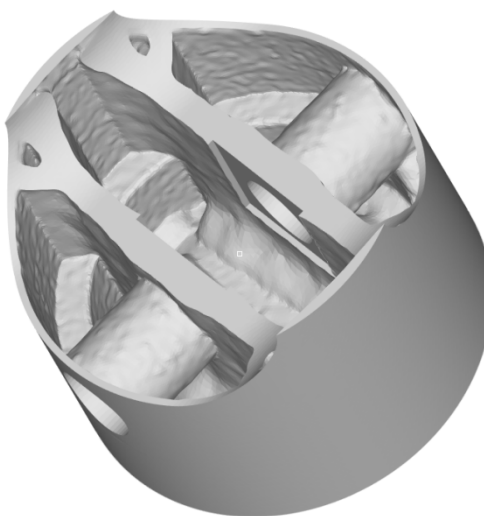


Figura 3.17 - Resultado da otimização para o caso A' – Malha 1 – Vista 3

Finalmente, foi utilizada uma restrição de tensão máxima no caso B' – Malha 1. Já as restrições de manufatura são as mesmas encontradas no caso A'.

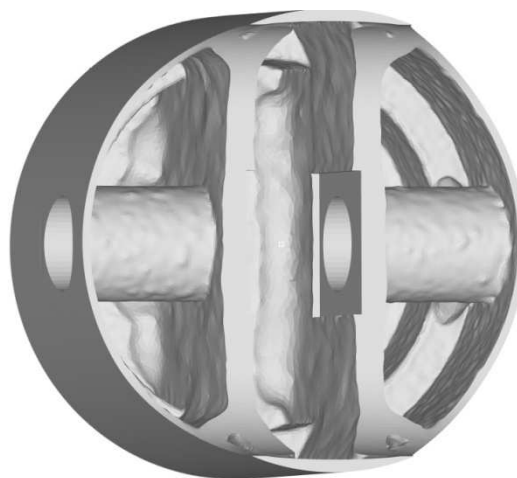


Figura 3.18 - Resultado da otimização para o caso B' – Malha 1 – Vista 1

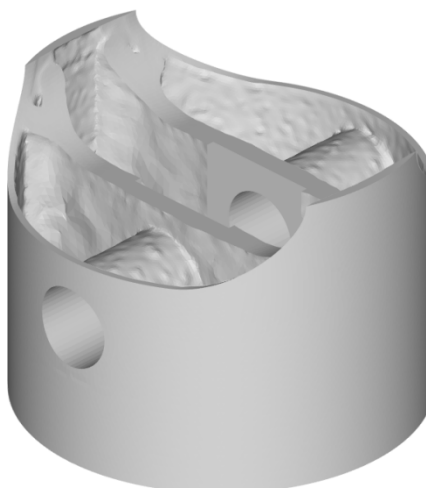


Figura 3.19 - Resultado da otimização para o caso B' – Malha 1 – Vista 2



Figura 3.20 - Resultado da otimização para o caso B' – Malha 1 – Vista 3

A figura seguinte mostra a distribuição otimizada de massa obtida no caso A' – Malha 2, cujo objetivo é a minimização da flexibilidade do componente, com as mesmas condições do caso anterior.

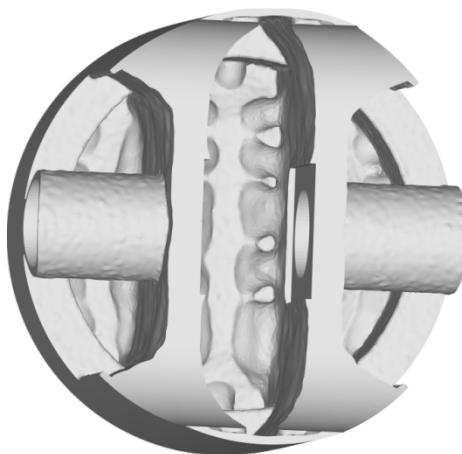


Figura 3.21 - Resultado da otimização para o caso A' – Malha 2 – Vista 1

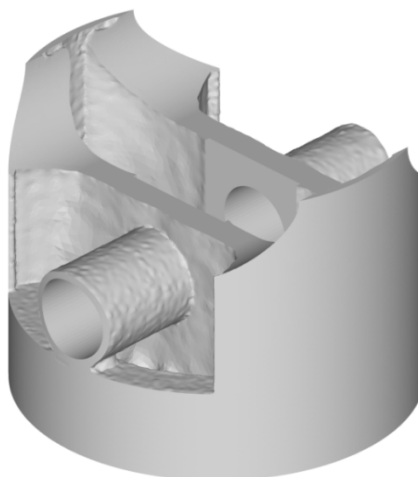


Figura 3.22 - Resultado da otimização para o caso A' – Malha 2 – Vista 2

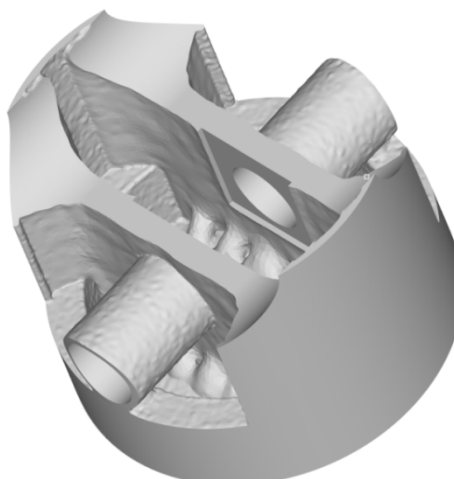


Figura 3.23 - Resultado da otimização para o caso A' – Malha 2 – Vista 3

Finalmente, foi utilizada uma restrição de tensão máxima no caso B' – Malha 2. Já as restrições de manufatura são as mesmas encontradas no caso A'.

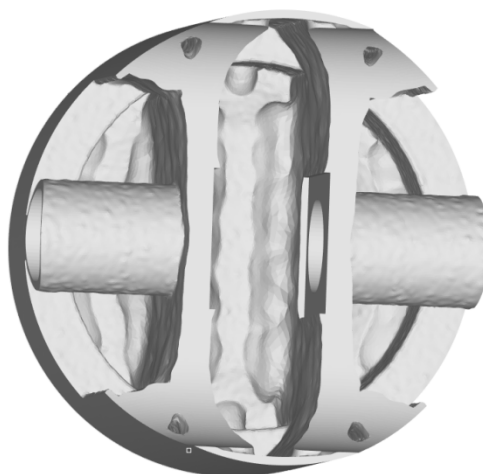


Figura 3.24 - Resultado da otimização para o caso B' – Malha 2 – Vista 1

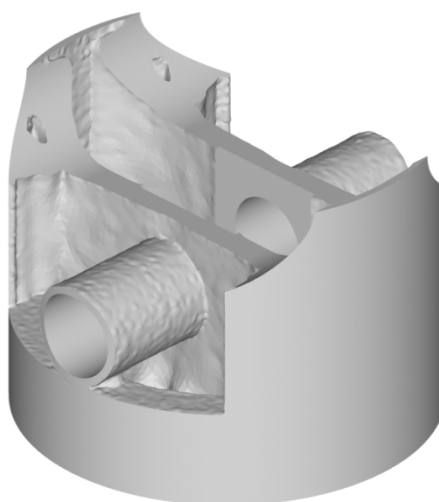


Figura 3.25 - Resultado da otimização para o caso B' – Malha 2 – Vista 2

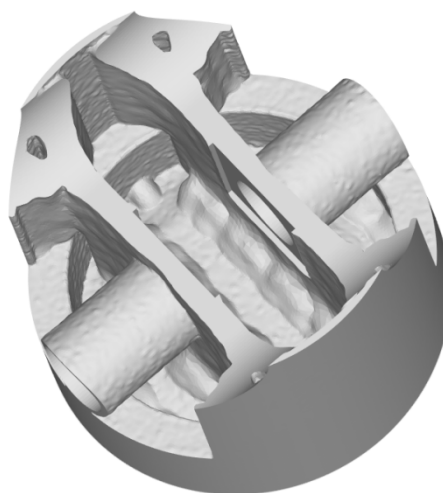


Figura 3.26 - Resultado da otimização para o caso B' – Malha 2 – Vista 3

Na Tabela 3.3 pode-se ver uma comparação numérica entre os resultados dos casos propostos.

Malha	Caso	Objetivo	Restrição	Restrição de manufatura	Massa	Redução de massa	Tensão
Malha 1	A'	Min. flexibil.	Vol frac < 0,25	Desmold. e <i>min. member</i>	25,9g	19,06%	202MPa
	B'	Min. massa	Tensão < 195MPa	Desmold. e <i>min. member</i>	22,7g	28,90%	192MPa
Malha 2	A'	Min. flexibil.	Vol frac < 0,25	Desmold. e <i>min. member</i>	27,0g	15,61%	158MPa
	B'	Min. massa	Tensão < 195MPa	Desmold. e <i>min. member</i>	25,1g	21,57%	193MPa

Tabela 3.3 – Comparação entre os resultados para cada caso de otimização, considerando carregamentos dinâmicos.

Nota-se que a manutenção das saias do pistão original criou um efeito que levou o processo de otimização a obter melhores resultados, devido à seção circular fechada criada no perímetro do mesmo. A partir deste ponto os resultados obtidos com a Malha 2 serão descartados e somente os resultados obtidos através da Malha 1 terão seu comportamento frente aos carregamentos térmicos avaliados.

3.2. Simulação térmica

Durante o ciclo de funcionamento do motor, o pistão está sujeito a um fluxo de calor advindo da câmara de combustão em direção ao óleo lubrificante que se encontra na região inferior do componente e às paredes da camisa do cilindro. Isto faz com que o pistão opere a altas temperaturas, podendo alcançar mais de 400°C na face em exposição à câmara de combustão. Sendo assim, o comportamento dos componentes obtidos pelo processo de otimização estrutural devem ter seu comportamento frente aos carregamentos térmicos validados, sendo este um fator importante na operação do componente.

O primeiro passo para a realização da avaliação térmica é a geração de uma distribuição de temperaturas de referência do pistão original nas condições de operação determinadas pela simulação térmica unidimensional de um ciclo do motor no software WAVE. Esta distribuição de temperaturas será obtida através de uma simulação de transferência de calor pelo método dos elementos finitos, realizadas no software RADIOSS. A mesma simulação pelo método dos elementos finitos será realizada nos componentes obtidos do processo de otimização. Por fim, as distribuições de temperatura encontradas serão comparadas. O novo componente poderá ser considerado aprovado, se as temperaturas encontradas no mesmo forem iguais ou inferiores às temperaturas encontradas no componente original. Esta constatação indicaria, do ponto de vista térmico, um comportamento adequado do componente frente aos fluxos de calor impostos durante a operação do motor.

3.2.1. Simulação de transferência de calor no pistão original

Seguindo a metodologia proposta, gerou-se uma malha de elementos finitos sobre o pistão original digitalizado. A malha gerada possui 814.200 elementos. A condição de contorno utilizada é a de temperatura nula na região de temperatura mais baixa do pistão. Esta região consiste da parte inferior da saia do pistão, determinada a partir da comparação com distribuições de temperatura encontradas na literatura. Já o fluxo de calor aplicado foi obtido a partir da simulação termodinâmica no software WAVE, no valor médio de 400W, já considerando o coeficiente de segurança 1,6. Isto leva a um fluxo de calor por área da cabeça do pistão de $0,33\text{W}/\text{mm}^2$.

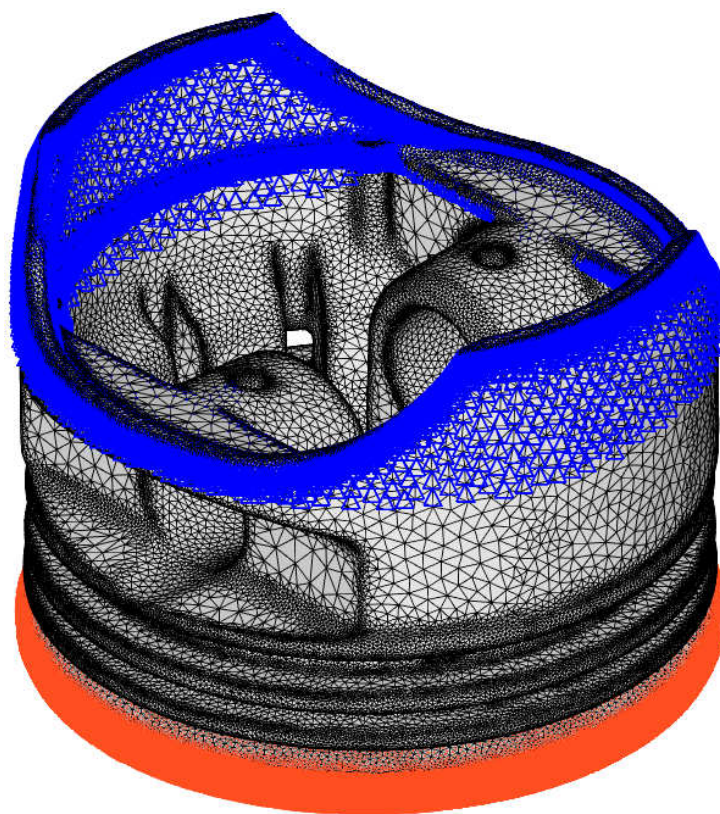


Figura 3.27 – Malha de elementos finitos para a simulação de transferência de calor

A figura a seguir apresenta os resultados obtidos para a distribuição de temperatura do pistão original em regime permanente de operação. A escala de temperaturas está somada a diferença entre as temperaturas obtidas na simulação no software WAVE, para assim obter as temperaturas na escala a partir da temperatura da cabeça do pistão obtida nesta simulação.

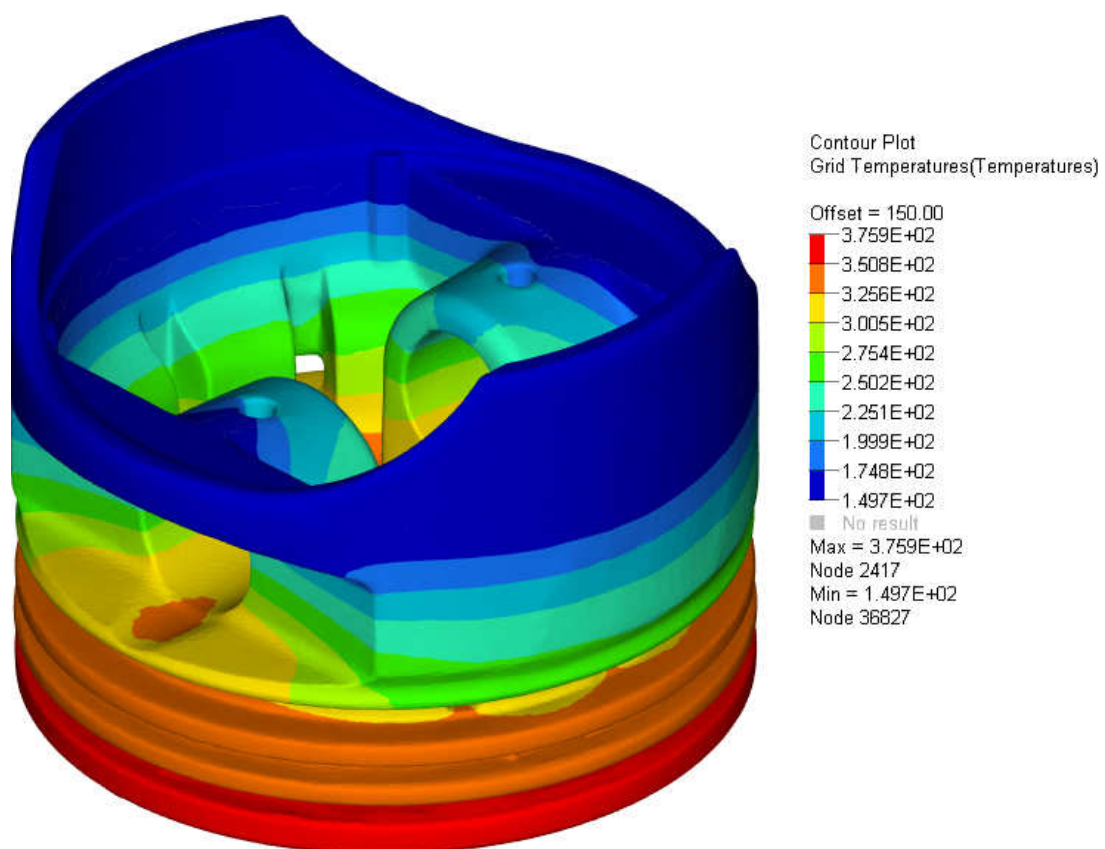


Figura 3.28 – Distribuição de temperatura do pistão original

3.2.2. Simulação de transferência de calor no pistão obtido do caso de otimização Malha 1 - A'

Para a simulação dos componentes obtidos a partir do processo de otimização, gerou-se arquivos em CAD dos mesmos, utilizando o software NX5.

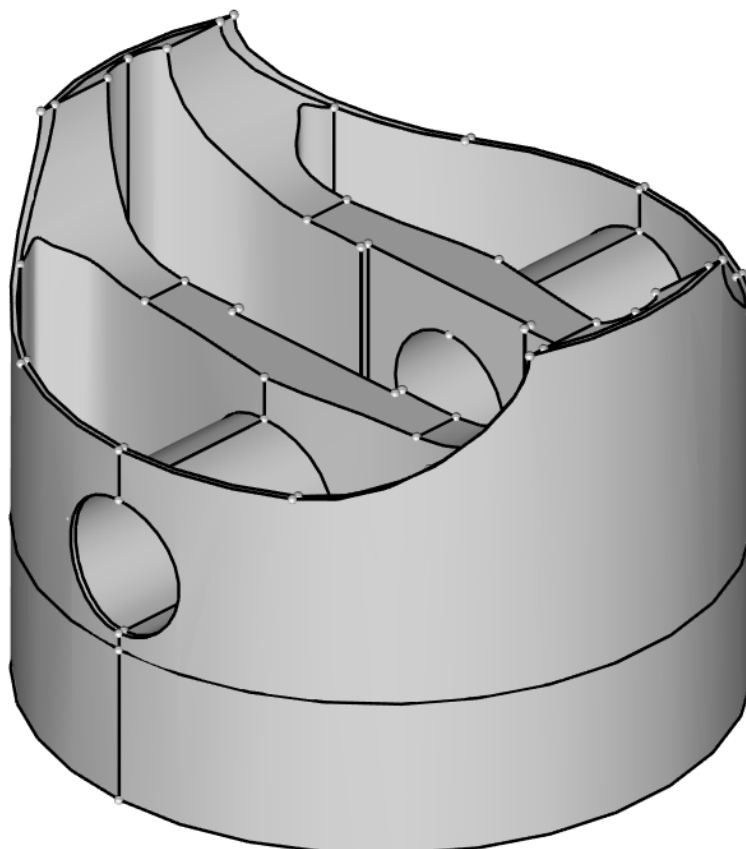


Figura 3.29 – Desenho em CAD do resultado do caso A'

Em seguida, foi gerada a malha no resultado obtido no caso de otimização A', utilizando a Malha 1 na seção de otimização considerando os carregamentos dinâmicos e estáticos. A malha gerada possui 100.000 elementos e as condições de contorno e carregamentos utilizados são os mesmos utilizados na análise do pistão original.

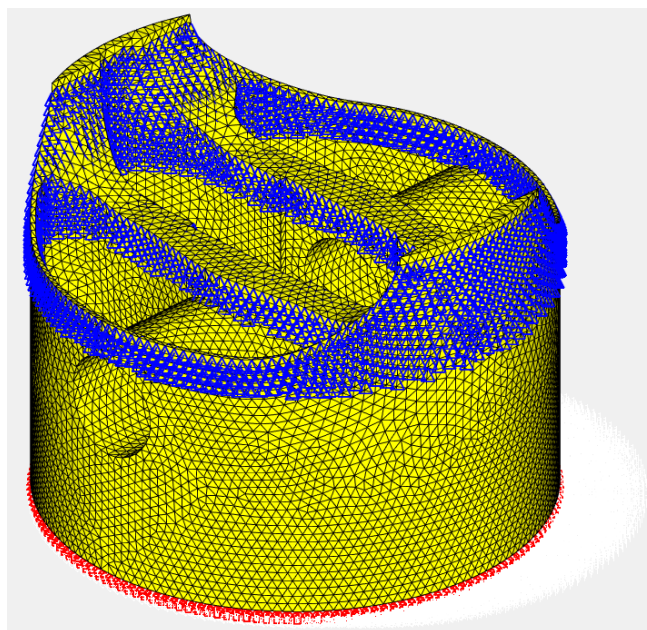


Figura 3.30 – Malha de elementos finitos para a simulação de transferência de calor – Caso A'

Na figura a seguir, apresentam-se os resultados obtidos.

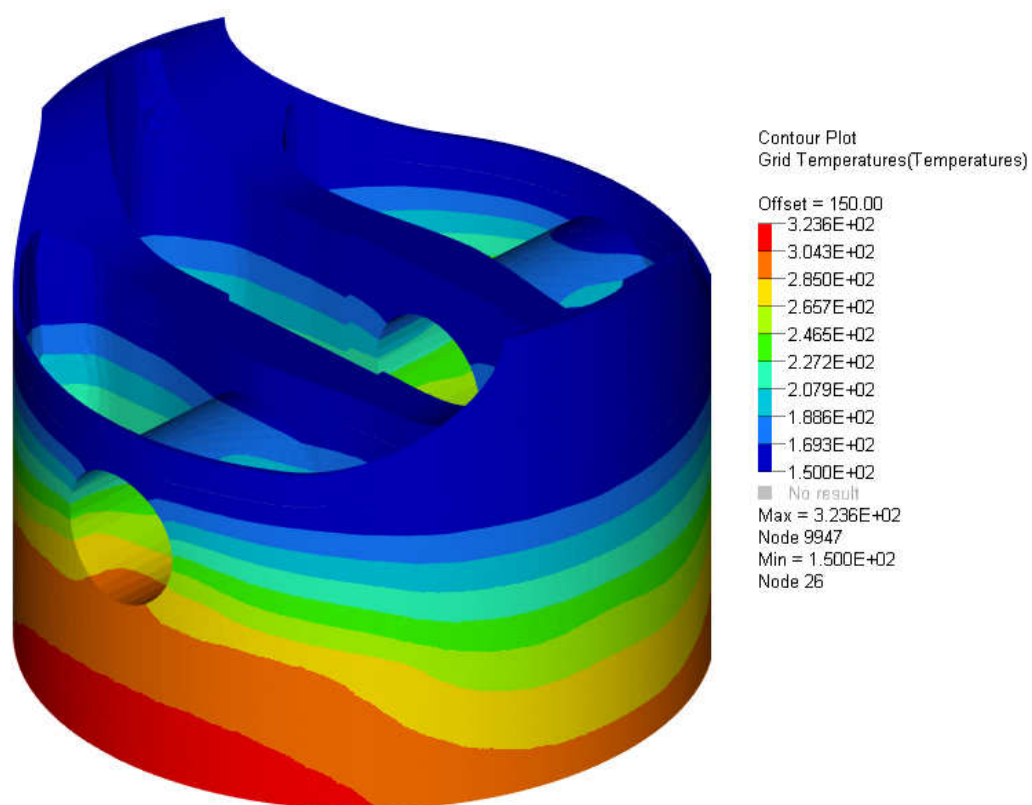


Figura 3.31 – Distribuição de temperatura do pistão A'

3.2.3. Simulação de transferência de calor no pistão obtido do caso de otimização Malha 1 - B'

Da mesma forma que no caso anterior, foi gerado um arquivo em CAD para o caso B'.

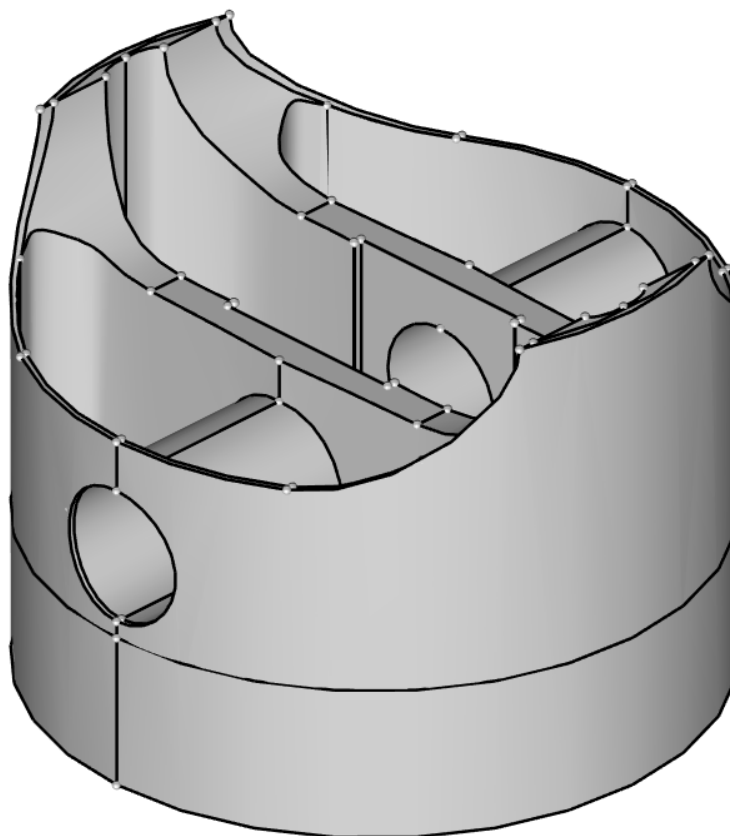


Figura 3.32 – Desenho em CAD do resultado do caso B'

Em seguida, foi gerada a malha no resultado obtido no caso de otimização B', utilizando a Malha 1 na seção de otimização considerando os carregamentos dinâmicos e estáticos. A malha gerada possui 78.000 elementos e as condições de contorno e carregamentos utilizados são os mesmos utilizados na análise do pistão original.

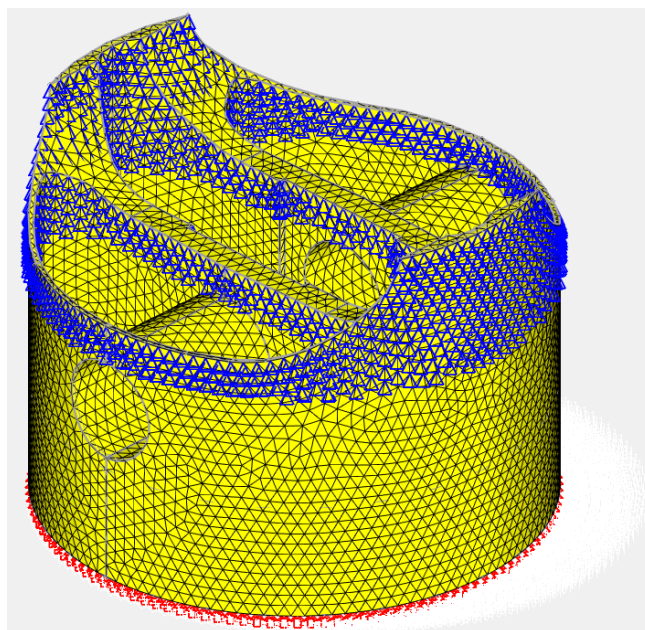


Figura 3.33 – Malha de elementos finitos para a simulação de transferência de calor – Caso B'

Na figura a seguir, apresentam-se os resultados obtidos.

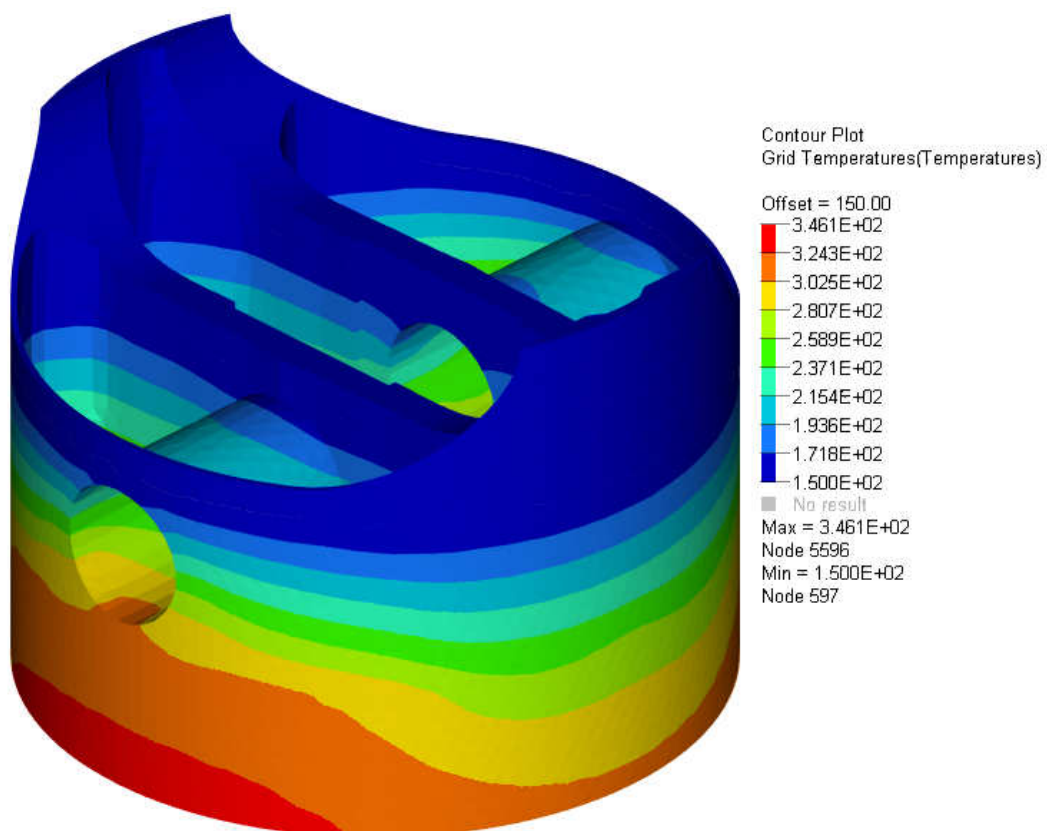


Figura 3.34 – Distribuição de temperatura do pistão B'

Nota-se que em ambos os casos as temperaturas máximas do pistão original não foram ultrapassadas. Logo, pelo critério estabelecido, ambos os componentes projetados pelo método da otimização topológica podem ser considerados aprovados frente ao carregamento térmico a que o componente está sujeito.

3.3. Verificação

A etapa final do projeto do componente é uma simulação de verificação dos resultados obtidos. Para tal simulação, foram utilizados os arquivos CAD gerados a partir dos resultados de otimização para a simulação térmica. Nesta simulação estão aplicados os carregamentos estáticos (pressão) e dinâmicos (pressão nas saias e acelerações). As simulações foram realizadas utilizando o software RADIOSS. Para efeito de comparação, também realizou-se uma simulação estática pelo método dos elementos finitos do pistão original digitalizado.

3.3.1. Simulação estrutural do pistão original

A malha gerada para o pistão no caso A' possui 700.000 elementos. As condições de contorno aplicadas são as mesmas para os casos de otimização. Ou seja, engastamento dos nós do setor circular de 120° superior dos furos dos pinos e os carregamentos são a pressão advinda do processo de combustão na face superior da cabeça do pistão, as pressões nas saias laterais do pistão e as acelerações advindas do movimento senoidal do componente (páginas 49, 63 e 53, respectivamente).

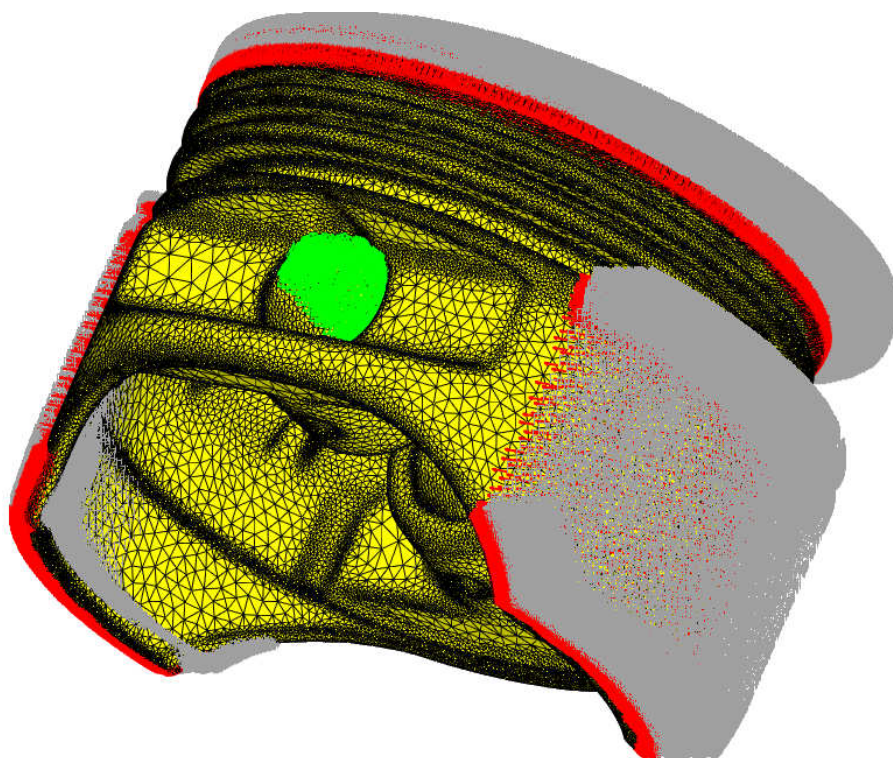


Figura 3.35 – Malha de elementos finitos para a simulação estrutural de verificação – pistão original

As figuras a seguir trazem os resultados da análise estática pelo método dos elementos finitos realizada no software RADIOSS.

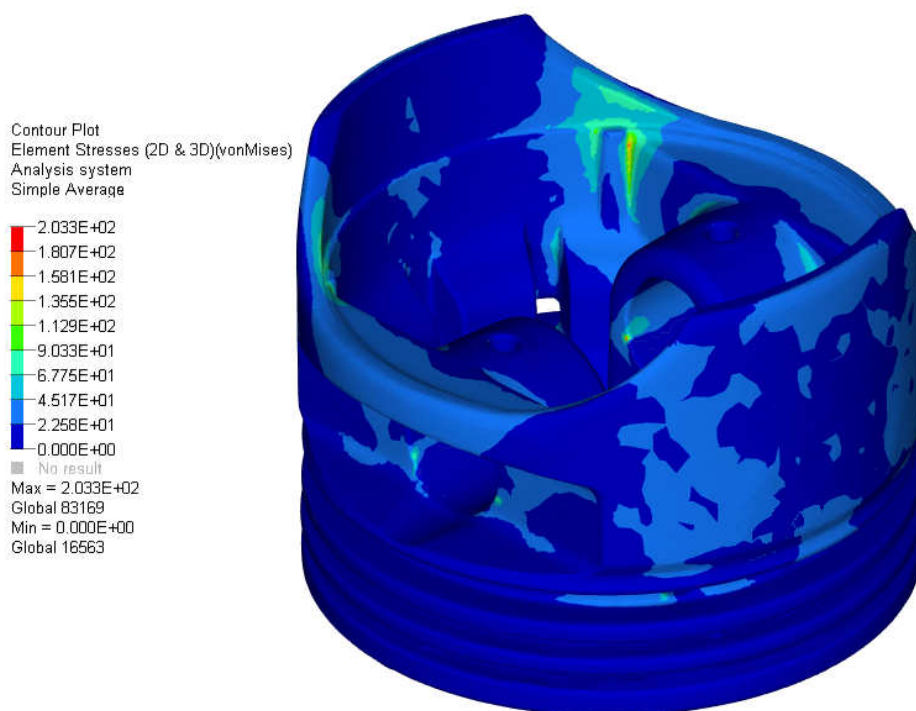


Figura 3.36 – Resultado de tensão para simulação estrutural de verificação – pistão original

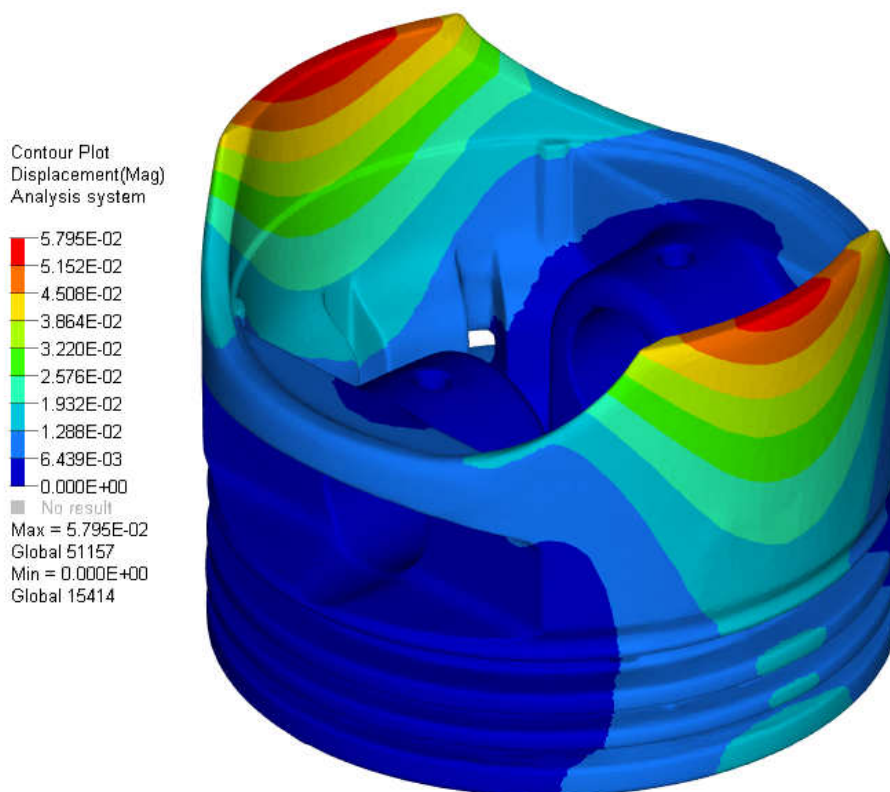


Figura 3.37 – Resultado de deslocamentos para simulação estrutural de verificação – pistão original

3.3.2. Verificação do pistão A'

A malha gerada para o pistão no caso A' possui 300.000 elementos. As condições de contorno e os carregamentos aplicados são os mesmos que os utilizados no caso anterior.

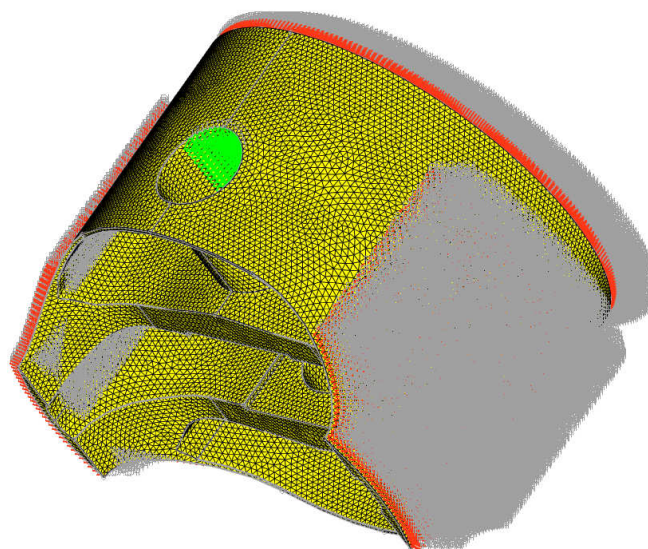


Figura 3.38 – Malha de elementos finitos para a simulação estrutural de verificação – Caso A'

As figuras a seguir trazem os resultados obtidos pelo métodos dos elementos finitos.

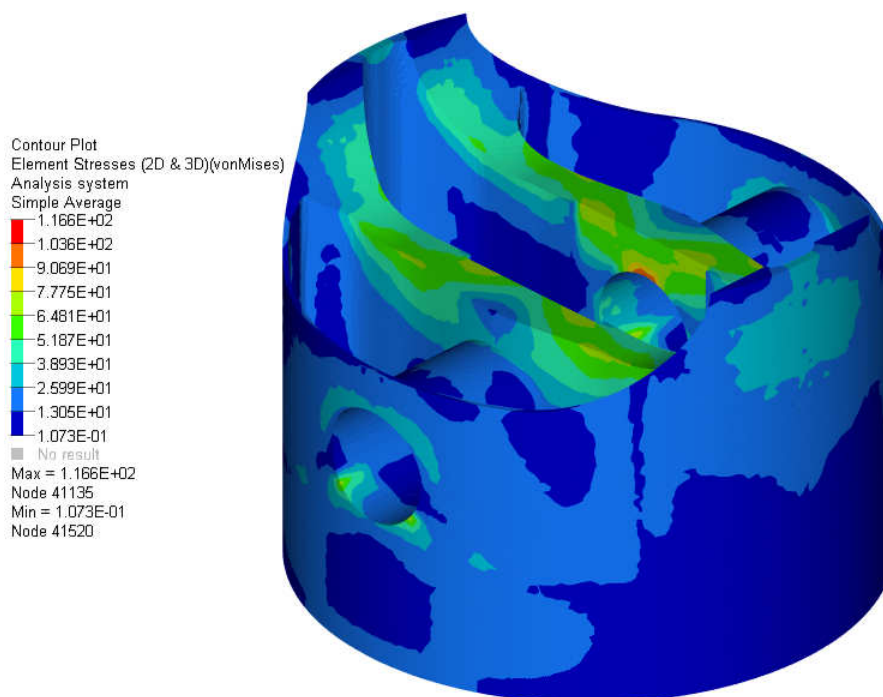


Figura 3.39 – Resultado de tensão para simulação estrutural de verificação – Caso A'

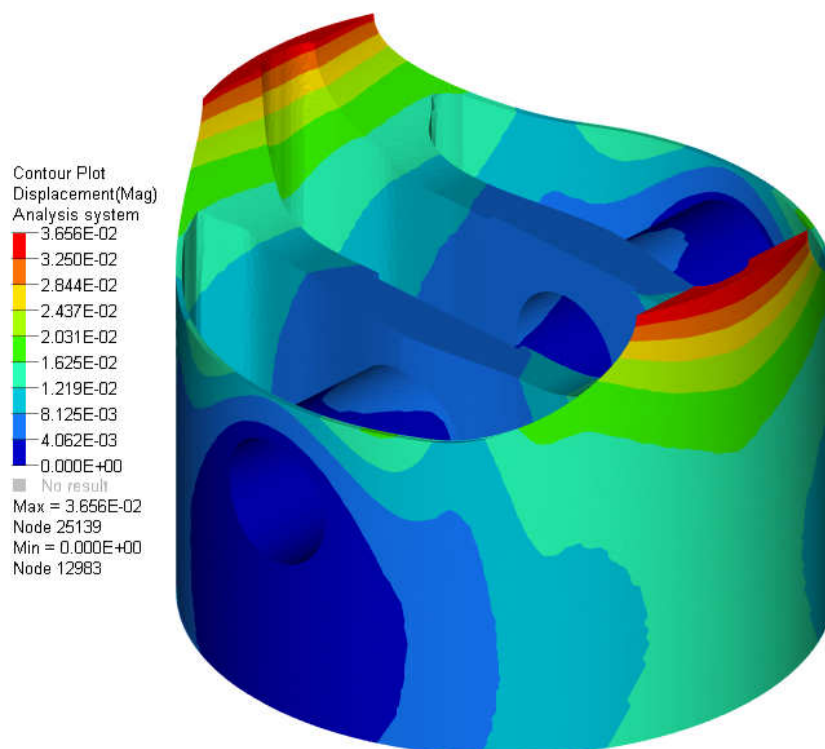


Figura 3.40 – Resultado de deslocamentos para simulação estrutural de verificação – Caso A'

3.3.3. Verificação do pistão B'

A malha gerada para o pistão no caso A' possui 280.000 elementos. As condições de contorno aplicadas e os carregamentos são os mesmos utilizados no caso anterior.

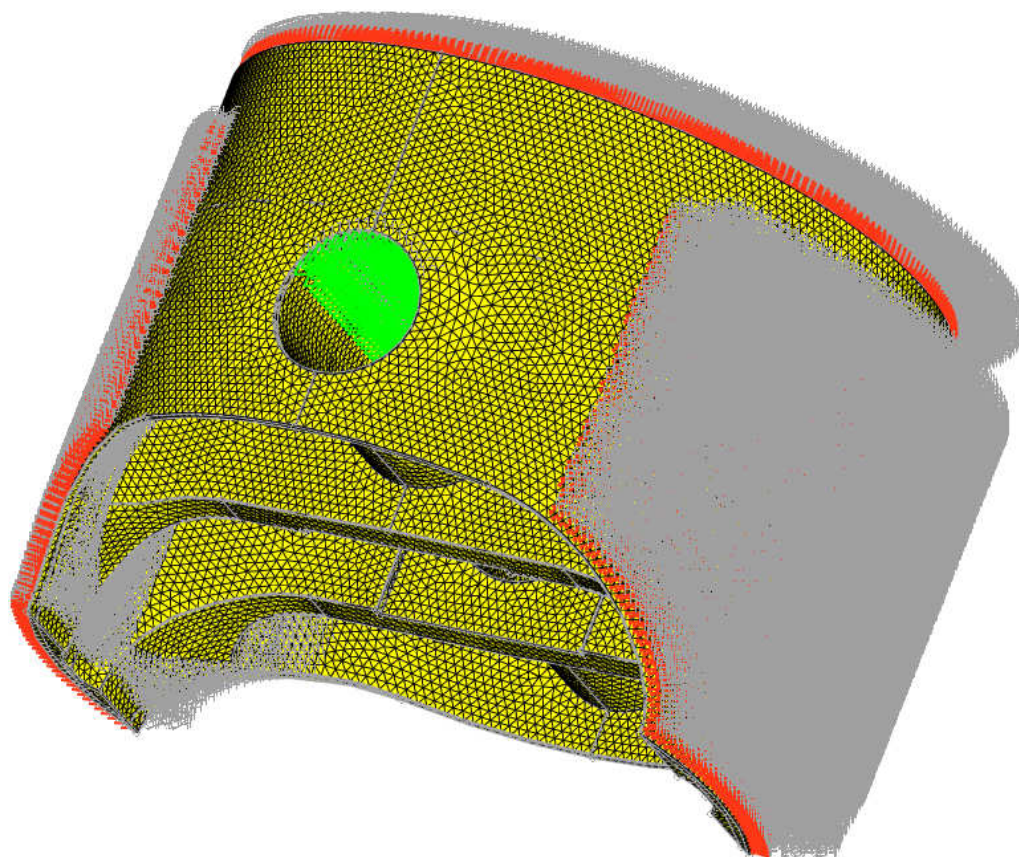


Figura 3.41 – Malha de elementos finitos para a simulação estrutural de verificação – Caso B'

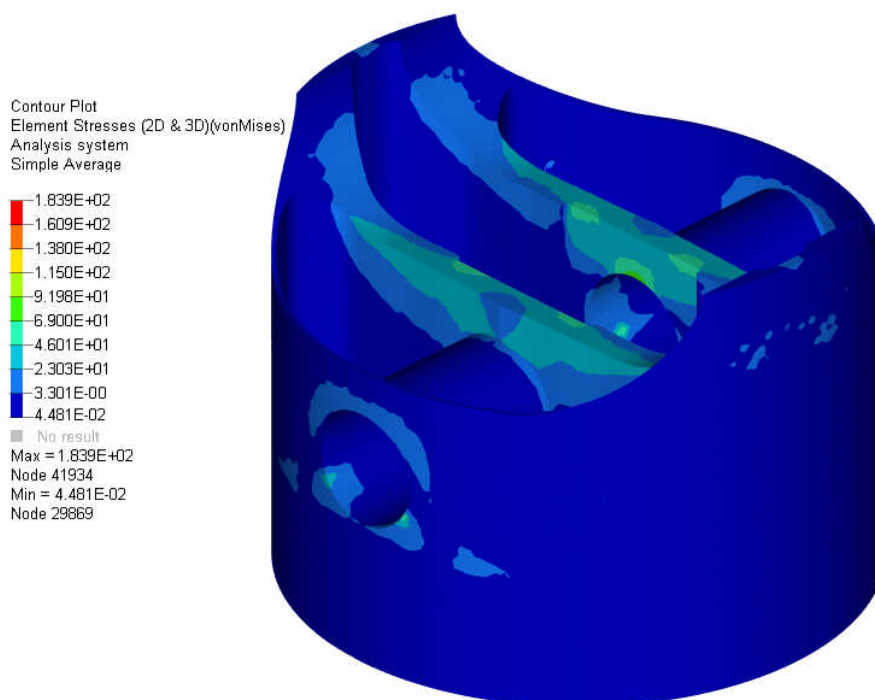


Figura 3.42 – Resultado de tensão para simulação estrutural de verificação – Caso B'

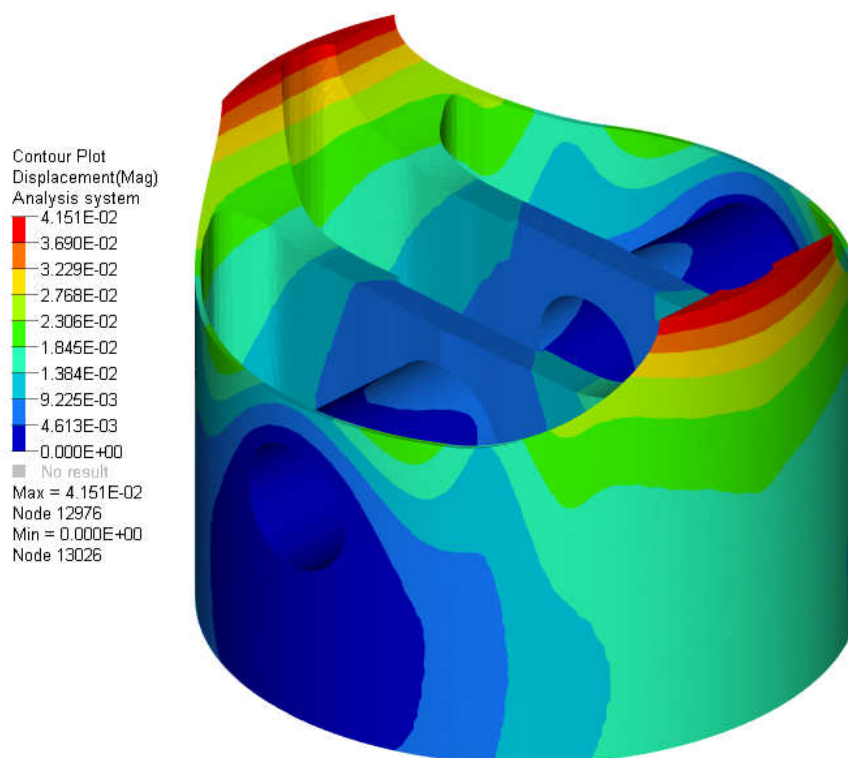


Figura 3.43 – Resultado de deslocamentos para simulação estrutural de verificação – Caso B'

4. CONCLUSÕES

Este trabalho mostra a viabilidade de aplicação da otimização topológica para um pistão de um motor a combustão interna, considerando os carregamentos estáticos de pressão aplicados na face da cabeça do pistão, as acelerações e as pressões à que estão expostas as saias do pistão. Pode-se notar que há redução significativa de massa para os resultados obtidos nos casos nos quais se utiliza a restrição de fração de volume máxima. Entretanto, a aplicação desta restrição não leva à mínima massa possível, já que a massa mínima já se encontra definida. Isto pode ser constatado observando os baixos valores de tensão de von Mises resultantes nos três primeiros casos. Já no caso D, a otimização levou a massa a um mínimo, considerando a tensão de escoamento do material, já com coeficiente de segurança, como uma restrição. Fazendo isso, o nível de tensão na estrutura é elevada e a sua massa é reduzida de 56,2% em relação ao domínio original, 32% menos massa que o resultado obtido no caso A. Nota-se que, com a aplicação dos carregamentos dinâmicos, o conceito de estrutura muda consideravelmente. Além disso, o potencial para a redução de massa caiu em cerca de 50% com a aplicação destes novos carregamentos.

A avaliação térmica dos resultados mostrou que os componentes obtidos nos casos A' e B' da malha 1, nos quais foram obtidos as maiores reduções de massa, são viáveis. Com isso obteve-se uma redução de massa máxima de 28,9%, levando a um componente final com massa de 22,7g.

A metodologia aplicada mostrou-se adequada para o projeto de um componente mecânico, contemplando todas as etapas até a obtenção de um novo componente otimizado, desde a caracterização de seu comportamento e dos carregamentos atuantes sobre o mesmo. Observa-se que a consideração dos carregamentos térmicos no problema de otimização mostrou-se inviável por limitações do software utilizado, tornando-se assim num ponto no qual os critérios de engenharia definidos para a avaliação térmica tomam uma importância grande no resultado do projeto como um todo. Sem esta limitação, há a possibilidade de se obter um componente otimizado também frente aos carregamentos térmicos.

Análises que poderiam dar continuidade aos resultados apresentados neste trabalho seriam a consideração de efeitos de comportamento à fadiga, análise considerando o contato das saias do pistão com a camisa do cilindro e o estudo de outros materiais. Sugere-se o estudo da aplicação de materiais cerâmicos e de materiais gradados-funcionais (MGF). Por fim, a consideração da região dos anéis do pistão pode ser uma região a ser considerada em um complemento a este trabalho.

5. BIBLIOGRAFIA

Bueno, E. M. R. **Sobre metodologias de modelagem estrutural de pistões: plasticidade e contato**. Tese(Doutorado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.

Moaveni, Saeed, **Finite Element Analysis**. Theory and application with ANSYS, Prentice-Hall, New Jersey, 1999

Heywood, John B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. McGraw-Hill, New York, 1988

Bendsoe, M. B. **Topology Optimization**, Theory, Methods and Applications, Springer, Berlin, 2003

Buttsworth, David R. **Spark ignition internal combustion engine modelling using Matlab**. 2002

Kubicki, Maciej **Spatial and temporal stress distributions in spark ignition engine pistons at wide open throttle**. In: Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division Charleston, 2007

Vignesh, C. **Prediction of heat flow and temperature for pistons with improved cooling methods**. In: Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, 2005

van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred; **Internal Combustion Engine Handbook**. SAE International, Warrendale, 2004

Poinsot, Thierry **Theoretical and Numerical Combustion**. Edwards, Philadelphia, 2005

Turns, Stephen R. **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications**. McGraw-Hill, 2000

Wyllen, G., Soontag, E., Borgnakke, C. **Fundamentos da Termodinâmica;**
tradução da sexta edição inglesa: Euryale de Jesus Zerbini. – Edgard Blücher,
São Paulo, 2003

ANEXO A – DIAGRAMA DE ENTALPIA E ENERGIA INTERNA PARA
MISTURAS DE COMBUSTÍVEL E DE PRODUTOS DE COMBUSTÃO

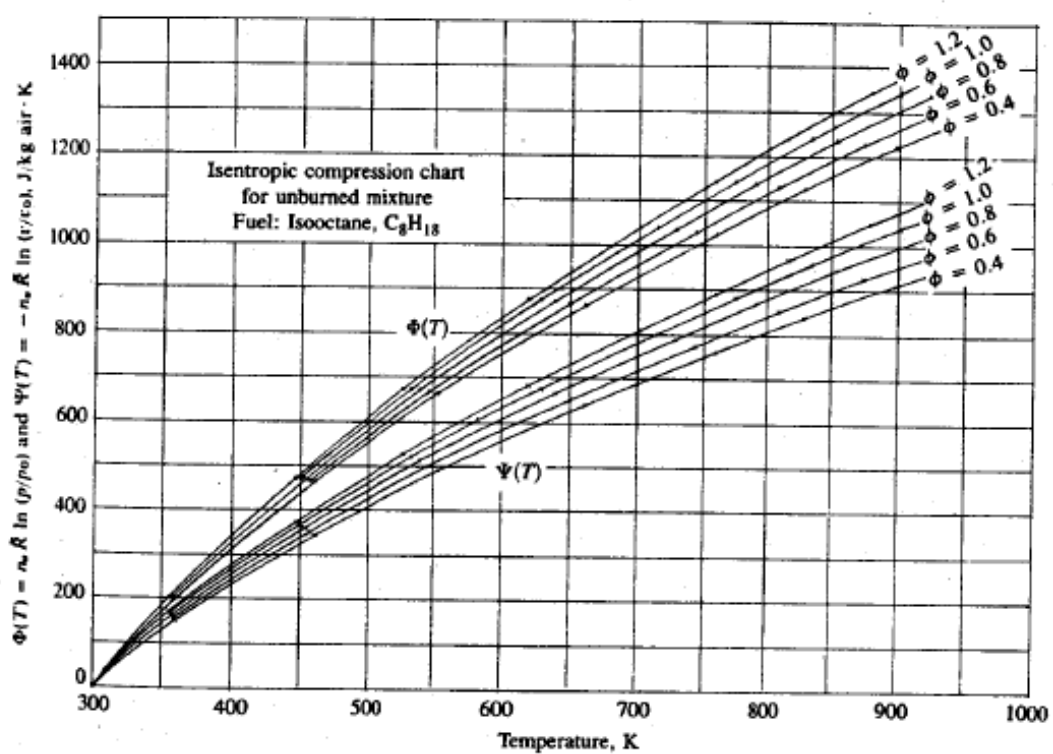


Figura A.1 – Função de compressão isentrópica.

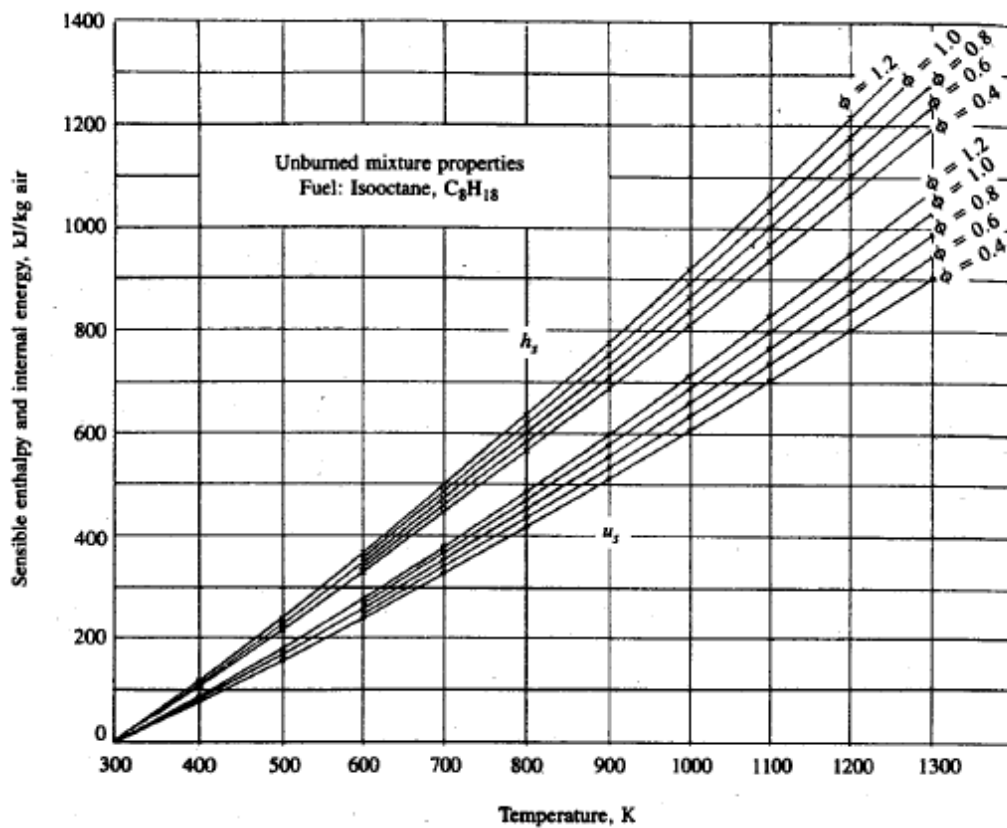


Figura A.2 – Entalpia e energia interna para misturas ar-combustível não-queimadas em função da temperatura e fator ϕ .

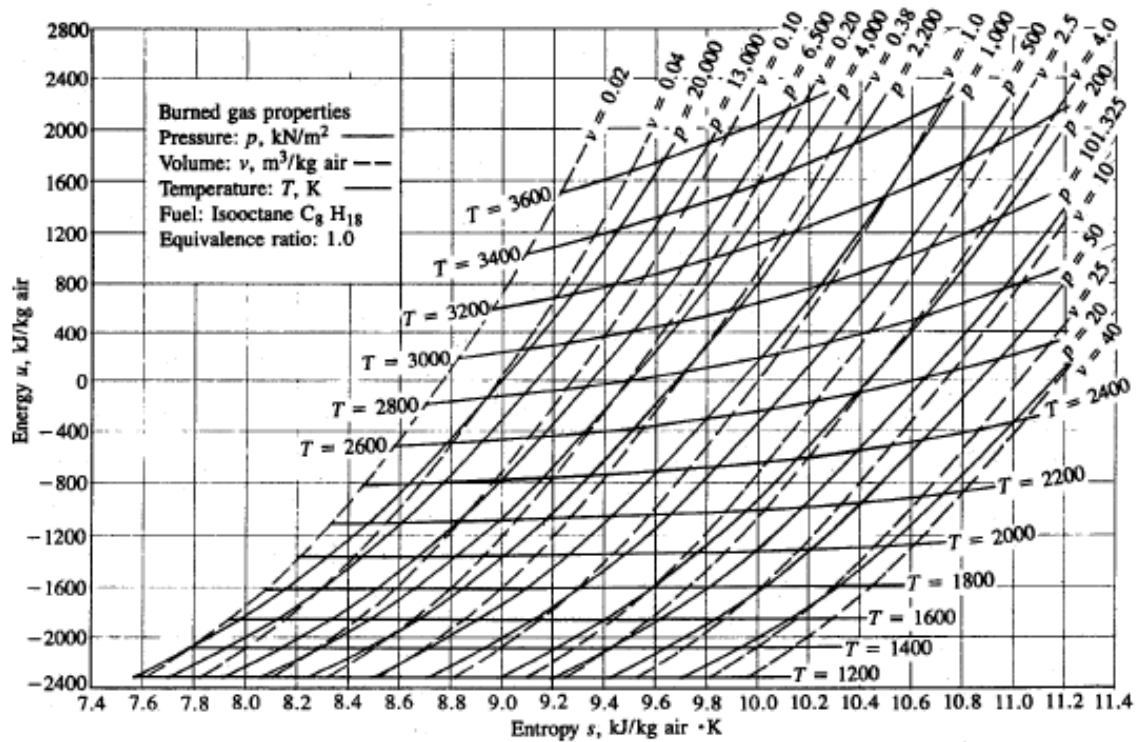


Figura A.3 – Mapa de propriedades para misturas de produtos de combustão.