CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNÓLOGICA DE MINAS GERAIS

Diretoria de Pesquisa e Pós-Graduação

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

DISSERTAÇÃO

DANIEL DE OLIVEIRA SILVA

PROJETO DE UM SISTEMA IGNIÇÃO POR LANÇA CHAMAS COM CARGA HOMOGÊNEA PARA UM MOTOR DO CICLO OTTO OPERANDO COM GÁS NATURAL

Belo Horizonte

2023

Daniel de Oliveira Silva

Projeto de um sistema ignição por lança chamas com carga homogênea para um motor do ciclo Otto operando com gás natural

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira

Coorientador: Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho

Linha de Pesquisa: Eficiência Energética

Belo Horizonte
2023

Silva, Daniel de Oliveira.
S586p Projeto de um sistema ignição por lança chamas com carga homogênea para um motor do ciclo Otto operando com gás natural / Daniel de Oliveira Silva. – 2023.
136 f. : il.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.
Orientador: Thiago Augusto Araújo Moreira.
Coorientador: Fernando Antônio Rodrigues Filho.
Dissertação (mestrado) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais.

1. Automóveis - Ignição. 2. Motores de combustão interna. 3. Gás natural. I. Moreira, Thiago Augusto Araújo. II. Rodrigues Filho, Fernando Antônio. III. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. V. Título.

CDD: 629.254

Elaboração da ficha catalográfica pelo Bibliotecário Jeferson N. Auto de Oliveira, CRB-6 2825 / BIB-NG / CEFET-MG

Daniel de Oliveira Silva

"Projeto de um sistema ignição por lança chamas com carga homogênea para um motor do ciclo Otto operando com gás natural"

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Linha de Pesquisa: Eficiência em Sistemas e Processos Mecânicos

Belo Horizonte, 28 / 09 / 2023

Resultado: **APROVADO**

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira
PPGEM / CEFET-MG

Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho
PPGEM / CEFET-MG

Prof. Dr. Artur Caron Mottin
PPGEM / CEFET-MG

Prof. Dr. Marcio Expedito Guzzo
CEFET-MG

Prof. Dr. Tiago Simão Ferreira
PPGEM / CEFET-MG

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pois sem Ele nada aconteceria.

Agradeço à minha querida esposa Izabela, que, antes de todos, me apoiou e me incentivou a tomar o rumo do mestrado, como chance de crescimento pessoal e profissional. Pela paciência, pelas noites sem dormir, pelos longos períodos distantes fisicamente, mas sempre de almas unidas em prol da evolução do meu trabalho e do meu ser.

Agradeço ao meu filho João, que por ter pouca idade ainda não imagina, mas me ilumina, dá força e guia meus pensamentos me levando a buscar um futuro brilhante para nós.

Agradeço a minha sogra Mercês, pelo carinho comigo em todo esse tempo, pelo acompanhamento e o apoio nesta jornada.

Agradeço aos meus pais, José Hermones e Elenice, a quem eu devo a minha educação, minha personalidade e minha existência e também a minha irmã Gabriela, pelo companheirismo e amizade.

Ao meu amigo e orientador Prof. Dr. Thiago Augusto Araújo Moreira, pelos ensinamentos, pela confiança depositada, por sempre incentivar e principalmente pela parceria, que tenho certeza de que surgiu uma amizade para a vida.

Ao meu amigo e coorientador Prof. Dr. Fernando Antônio Rodrigues Filho, pelos ensinamentos e conhecimentos transmitidos.

Agradeço a todos os professores e funcionários do programa de pós-graduação em engenharia mecânica do CEFET-MG.

Agradeço aos amigos e familiares que compreenderam e superaram todas as ausências.

Agradeço à FPT Industrial/IVECO, pela compreensão e pelo apoio recebido dos colegas de trabalho, fundamental para realização desta pesquisa.

Por fim, agradeço a todos que de alguma forma contribuíram para a realização deste trabalho, seja de forma profissional ou pessoal e que me impulsionaram em direção de algo maior.

RESUMO

A qualidade do ar tornou-se uma grande preocupação mundial, devido às emissões de gases poluentes de motores a combustão interna, levando a regulamentações rigorosas. Cerca de 16,2% das emissões globais de CO2 provêm de veículos automotores, impulsionados por combustíveis fósseis. Diante do aumento do consumo de combustíveis fósseis em especialmente diesel, o Gás Natural Comprimido surge como uma alternativa econômica e mais sustentável. A utilização de combustíveis que gerem menor quantidade de gases de efeito estufa, juntamente ao uso de tecnologias como o sistema de ignição por lança chamas, podem possibilitar a redução das emissões gasosas e a melhoria do rendimento térmico dos motores de combustão interna. Desta forma este trabalho possui como objetivo o desenvolvimento de uma metodologia de projeto de um sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea para um motor ciclo Otto alimentado com GNC (gás natural comprimido) com o foco de utilização em veículos comerciais ou para sistemas de geração de energia. A elaboração do projeto leva em consideração os principais parâmetros de funcionamento e desempenho de um protótipo e foram baseadas em pesquisas de revisões bibliográficas sobre o tema. Os resultados obtidos neste trabalho permitiram realizar o dimensionamento de 3 configurações de pré-câmara de combustão para operarem com gás natural, diferenciando pelo orifício de interconexão com a câmara principal. O motor original precisa ser adaptado através de processos de usinagem, soldagem e retifica para receber o sistema de ignição por lança chamas. As pré-câmaras de combustão foram projetadas com volume de 15,37cm³ que garante uma energia de ativação na ordem de 8000 vezes maior que o sistema convencional, chegando a uma velocidade no dispositivo de interconexão (*nozzle)* de até 3700 km/h. O sistema de arrefecimento original necessita rejeitar mais calor com a instalação do no sistema na ordem de 9%. O aumento da energia de ativação permite uma combustão mais rápida e estável para misturas pobres fazendo com que este projeto possa oferecer um enorme potencial para à redução do consumo de combustível e emissão de poluentes quando comparado com o sistema de ignição convencional.

Palavras-chave: motores de combustão interna; emissão de poluentes; mistura homogênea; pré-câmara; mistura pobre.

ABSTRACT

DESIGN OF A HOMOGENEOUSLY CHARGED TORCH IGNITION SYSTEM FOR AN OTTO CYCLE ENGINE OPERATING ON NATURAL GAS

Air quality has become a major global concern due to emissions of polluting gases from internal combustion engines, leading to strict regulations. Approximately 16.2% of global CO2 emissions come from motor vehicles powered by fossil fuels. Given the increasing consumption of fossil fuels, especially diesel, Compressed Natural Gas has emerged as an economical and more sustainable alternative. The use of fuels that generate fewer greenhouse gases, combined with technologies such as the torch ignition system, can reduce gas emissions and improve the thermal efficiency of internal combustion engines. The objective of this work is to develop a design methodology for a homogeneously charged torch ignition system for an Otto cycle engine fueled by CNG (compressed natural gas), with the aim of using it in commercial vehicles or for power generation systems. The design of the project considers the main operating and performance parameters of a prototype and was based on research into literature reviews on the subject. The results obtained in this work made it possible to design 3 pre-combustion chamber configurations to operate with natural gas, differing by the interconnection hole with the main chamber. The original engine needs to be adapted through machining, welding, and grinding processes to receive the torch ignition system. The combustion pre-chambers were designed with a volume of 15.37cm³, which guarantees an activation energy of around 8000 times greater than the conventional system, reaching a speed in the nozzle of up to 3700 km/h. The original cooling system needs to dissipate more heat with the installation of the new system, by approximately 9%. The increase in activation energy allows for faster and more stable combustion for poor mixtures, making this design offer enormous potential for reducing fuel consumption and pollutant emissions when compared to the conventional ignition system.

Keywords: internal combustion engines; pollutant emissions; homogeneous mixture; pre-chamber; lean mixture.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Ciclo de operação do motor de 4 tempos 26
Figura 2 – Diagramas P-v e T-S para o Ciclo teórico Otto 28
Figura 3 – Comparação ciclo real do MCI com o ciclo ideal 29
Figura 4 – Sistema de estratificação por carburador auxiliar 33
Figura 5 – Sistema de Ignição por lança-chamas de Harry R. Ricardo. 34
Figura 6 – Célula Geradora de Turbulência 35
Figura 7 - Resultados obtidos dos índices de CO, NOX, THC e consumo específico com diversos volumes de pré-câmara 37
Figura 8 – Geometrias cônicas e cilíndricas de pré-câmaras de combustão 39
Figura 9 – Variação da posição da pré-câmara de combustão em relação à câmara principal 39
Figura 10 – Ângulos de direcionamento dos jatos de chama da pré-câmara para a câmara principal 40
Figura 11 – Configurações de orifício de interconexão A, B e C utilizadas por (MAVINAHALLY, 1994) 42
Figura 12 - Rendimento térmico com diversas configurações de orifício testadas por (MAVINAHALLY, 1994), em relação à mistura ar/combustível 42
Figura 13 – Relação da posição da vela de ignição e rendimento térmico 43
Figura 14 – Configurações de posicionamento da vela na pré-câmara estudadas por (KATAOKA, 1982) 44
Figura 15 – Pressão e taxa de liberação de calor para as configurações de vela de ignição proposta por (KATAOKA, 1982) 45
Figura 16 - Vista em corte das pré-câmaras, eletro injetores e velas de ignição montados no novo cabeçote. 46
Figura 17 – Diagrama esquemático da estrutura da pré-câmara estudada por (ZHAN, 2023) 49
Figura 18 - Pré-câmaras avaliadas por (NOVELLA et. al., 2023) 50
Figura 19 – Motor C13 NG 54
Figura 20 – Curva torque potência Motor FTP Cursor 13 NG 56
Figura 21 – Coletor de admissão em corte mostrando a sede da vela de ignição 56
Figura 22 – Velocidade de Queima em função da Relação Ar/Combustível 60
Figura 23 – Pré-câmara com apenas um orifício de interconexão, configuração 1. 66
Figura 24 – Pré-câmara com cinco orifícios de interconexão, configuração 2. 66
Figura 25 – Pré-câmara com quatro orifícios de interconexão, configuração 3. 67
Figura 26 - Diagrama térmico do sistema de arrefecimento desenvolvido 79
Figura 27 – Vista em corte do cabeçote, detalhe para a galeria de refrigeração 80
Figura 28 – Esquema do motor Cursor 13 NG e os principais componentes 89
Figura 29 – Engine Control Module Bosch MD1CE102 90
Figura 30 – Central de Ignição Eldor 91
Figura 31 – Válvula borboleta instalada no motor 91
Figura 32 - Válvula borboleta 64GTE6I 92
Figura 33 – Módulo arrefecimento - radiador e *intercooler* 92
Figura 34 – Turbo compressor GT40D 93
Figura 35 – Sonda lambda instada na tubulação de escapamento 94
Figura 36 – Vela de ignição NGK ILZKER9BD4DS 94

Figura 37- Bonina de ignição Eldor 95
Figura 38 – Sistema de alimentação da GNV motor FPT C13 NG 95
Figura 39 – Injetor BOSCH NG12 96
Figura 40 – Dimensões do Injetor BOSCH NG12 96
Figura 41 – Vista em corte do cabeçote original 100
Figura 42 – Vista em corte do alojamento da vela de ignição condição original. 100
Figura 43 – Vista em corte do alojamento da vela de ignição. 101
Figura 44 - Dimensões da pré-câmara e alojamento da vela de ignição Configuração 1 ... 102
Figura 45 - Dimensões da pré-câmara e alojamento da vela de ignição Configuração 2 ... 103
Figura 46 - Dimensões da pré-câmara e alojamento da vela de ignição Configuração 3 ... 103
Figura 47 – Parte 1 corpo da pré-câmara de combustão 104
Figura 48 - Parte 2 – Alojamento da vela de ignição 104
Figura 49 – Vela de ignição instalada no alojamento da pré-câmara de combustão 105
Figura 50 – Protótipo da pré-câmara de combustão 105
Figura 51 – Arruela de vedação da pré-câmara com câmara principal. 106
Figura 52 – Pré-câmara de combustão montada na sua configuração final 106
Figura 53 – Cabeçote do motor Cursor 13 NG com o eixo comando de válvulas..... 107
Figura 54 – Sistema pré-câmara montado no cabeçote 108
Figura 55 – Vista em corte X,Y do cabeçote com o conjunto montado 109
Figura 56 – Diâmetro do orifício em relação ao ângulo do virabrequim e rotação para razão de volume de 7,3% 111
Figura 57 – Taxa de calor do sistema de arrefecimento e pré-câmara..... 115

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição típica gás natural em percentual de volume 23
Tabela 2 – Trabalhos relevantes estudados, pré-câmara de combustão 51
Tabela 3 – Características do motor FPT Cursor 13 NG 55
Tabela 4 – Entalpia de combustão de alguns hidrocarbonetos 71
Tabela 5 – Vazão do sistema de arrefecimento motor FPT Cursor 13 NG 85
Tabela 6 – Temperatura de entrada e saída do radiador 86
Tabela 7 – Propriedades mecânicas do Aço AISI 420 88
Tabela 8 – Especificação técnica injetor Bosch NG12 97
Tabela 9 – Resultados dos cálculos referente ao volume e diâmetro mínimo do furo de interconexão 110
Tabela 10 – Dimensões da pré-câmara de combustão 111
Tabela 11 – Resultados dos cálculos de vazão mássica da mistura na entrada da pré-câmara, massa da mistura, pressão e temperatura de pico na pré-câmara e tempo de enchimento. 112
Tabela 12 – Resultados dos cálculos da vazão mássica dos gases na saída da pré-câmara 113
Tabela 13 – Cálculos da nova razão de compressão 113
Tabela 14 – Estimativa do coeficiente convectivo e temperaturas 114
Tabela 15 – Cálculos do sistema de arrefecimento 114

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AFR	*Do inglês Air Fuel Ratio* - Razão Ar-Combustível
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AISI	do inglês *American Iron and Steel Institute*
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
BNDES	Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social
C_2H_6	Etano
C_3H_6	Propano
C_4H_{10}	Butano
CFD	do inglês *Computational Fluid Dynamics*
CH_4	Metano
CNG	Compressed Natural Gas
CO	Monóxido de carbono
CO_2	Dióxido de carbono
CVCC	*Compound Vortex Controlled Combustion*
DI	Injeção direta, do inglês *Direct Injection*
Diesel S10	Diesel que possui 10 partes de enxofre por milhão
E25	Bioetanol
ECM	do inglês *Engine Control Module*
ECU	Unidade de central eletrônica, do inglês Eletronic Central Unit
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
EU	União Europeia (*European Union)*
GDI	do inglês *Gasoline Direct Injection*
GLP	Gás Liquefeito do petróleo
GNC	Gás Natural Comprimido
GNL	Gás Natural Liquefeito
GNV	Gás Natural Veicular
H_2O	Água
HC	Hidrocarboneto
IVECO	Industrial Vehicle Corporation
LGN	Líquidos de Gás Natural
MATLAB	MATrix LABoratory - Software para cálculo numérico
N_2	Nitrogênio
NO	Óxido nítrico
NO_2	Dióxido de nitrogênio
NO_X	Óxidos de Nitrogênio
O_2	Oxigênio
PCI	Poder calorífico inferior do combustível
PFI	*Do inglês Port Fuel Injection*
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
Proconve P8	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
RPM	Rotações por minuto
SI	Ignição por centelha, do inglês *spark ignition*
THC	Total de hidrocarbonetos

LISTA DE SÍMBOLOS

r_v = relação entre o volume da pré-câmara e o volume total;

V_{pc} = volume da pré-câmara [cm³];

V_{cp} = volume da câmara principal [cm³];

V_t = volume total [cm³]

λ – *Relative air fuel ratio* fator lambda

d_o = diâmetro do orifício [cm];

v_o = velocidade do fluxo pelo orifício [cm/s];

δ = espessura de frente de chama [cm];

v = velocidade de propagação da chama [cm/s];

λ = condutividade térmica média da mistura [$cal/cm°Cs$];

Cp = calor específico a pressão constante da mistura [$cal/g°C$];

ρ = peso específico da mistura (densidade) [g/cm^3];

S_p = velocidade instantânea do pistão [m/s];

A_p = área da cabeça do pistão [m^2];

A_o = área do orifício [m^2];

V_i = volume instantâneo acima do pistão [m^3];

$\overline{S_p}$ = velocidade média do pistão [m/s];

θ = ângulo do virabrequim [graus];

R = relação do comprimento da biela com a distância entre centros da manivela

L = curso do pistão [m];

N = rotação do motor [Hz]

l = comprimento da biela [m];

a = distância entre centros do eixo virabrequim [m];

s = distância do eixo virabrequim ao pino do pistão [m];

V_{ccomb} = volume da câmara de combustão [m^3];

V_{cil} = volume do cilindro dado pelo curso do pistão [m^3];

$V_{cabeçote}$ = volume da câmara de combustão no cabeçote [m^3];

D_{eq} = Diâmetro equivalente [m];

A_{st} = Área da seção transversal [m^2];

P_m = Perímetro molhado [m];

A_{st} = Área da seção transversal [m^2];

D_e = Diâmetro externo [m];

D_f = Diâmetro furo [m];

P_t: pressão a jusante do escoamento [Pa];

P_{stag}: pressão de estagnação [Pa];

γ_f : relação entre calor específico do ar

P_2: pressão de compressão (antes da combustão) [Pa]

P_1: pressão na admissão [Pa]

V_1: Volume no PMI [m³]

V_2: Volume no PMS [m³]

$\dot{m}_{iso}$: vazão mássica [kg/s];

A_f : velocidade do som no meio [m/s];

t: é o tempo de enchimento da pré-câmara [s];

m_{iso}: vazão mássica [kg/s];

m : massa de ar [kg];

R_{ar} : constante do ar. [$J/kg \cdot K$];

q : calor gerado [J];

m_{comb} : massa de gás admitida [kg];

PCI: Poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];

q: é a taxa de transferência de calor [J];

C_p : Calor específico a pressão constante [J/(kgK)];

A_t : Área da seção transversal da passagem do gás [m^2];

A_f : velocidade do som no meio [m/s];

q : taxa de calor transferido [W];

k : condutividade térmica [$W/m \cdot K$];

h: coeficiente convectivo [$W/m^2 \cdot K$];

T_S: Temperatura interna na pré-câmara [K];

T_∞: Temperatura no centro da pré-câmara [K];

B: comprimento característico [m];

Re: número de Reynolds;

T_{ref}: temperatura do gás [K]

P_{ref}: pressão do fluido operante [Pa]

v_{ref}: volume operante [m³]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 17
1.1 Justificativa 20
1.2 Objetivos 20
1.2.1 Objetivo geral 20
1.2.2 Objetivos específicos 21
2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA 22
2.1 Combustíveis 22
2.1.1 O gás natural 22
2.2 Motores 24
2.2.1 Motores alimentados a gás natural 25
2.2.2 Motores combustão interna de ignição por centelha 26
2.3 Formação da mistura ar/combustível 30
2.3.1 Estratificação da carga 31
2.4 Sistema de ignição por lança chamas para geração de turbulência sem estratificação da carga 35
2.5 Principais parâmetros da pré-câmara de combustão 36
2.5.1 Volume da pré-câmara 36
2.5.2 Geometria da Pré-câmara 38
2.5.3 Posição da pré-câmara de ignição em relação ao plano do pistão 39
2.5.4 Configuração dos orifícios de interconexão com a câmara principal 41
2.5.5 Posição da Vela de Ignição na Pré-câmara 43
2.6 Estado da arte sobre ignição por lança chamas 45
3 METODOLOGIA 54
3.1 Seleção do motor 54
3.1.1 Geometria das pré-câmaras 57
3.1.2 Volume das pré-câmaras 57
3.1.3 Determinação do diâmetro dos orifícios de interconexão 57
3.1.4 Determinação da quantidade e disposição dos orifícios de interconexão 64
3.1.5 Determinação da Vazão mássica de mistura que entra na pré-câmara 67
3.1.6 Determinação dos parâmetros de alimentação de combustível na pré-câmara 71
3.1.7 Temperatura de pico estimada para os gases na pré-câmara 75
3.1.8 Pressão de pico estimada na pré-câmara 76

3.1.9 Vazão mássica dos gases de saída da pré-câmara 77
3.1.10 Tempo de esvaziamento e velocidade de saída dos produtos da combustão da pré-câmara 78
3.1.11 Arrefecimento da pré-câmara de combustão 79
3.1.12 Análise da energia de ativação 87
3.1.13 Material utilizado para a construção da pré-câmara 88
3.1.14 Principais componentes do motor utilizado 89
3.2 Projeto de adaptação da pré-câmara de combustão no motor 97
3.2.1 Determinação da nova relação volumétrica de compressão com a pré-câmara e determinação da nova altura do cabeçote 97
3.2.2 Posição e Características da Vela de Ignição 99
3.2.3 Projeto das adaptações necessárias no cabeçote 99
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES 102
4.1 Pré-câmara de combustão 102
4.2 Modificação do cabeçote 107
4.3 Resultados dos cálculos teóricos 109
5 CONCLUSÕES 116
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 118
REFERÊNCIAS 119
ANEXO 1 127
ANEXO 2 128
ANEXO 3 129
ANEXO 4 130
ANEXO 5 131
ANEXO 6 132
ANEXO 7 133
ANEXO 8 134
ANEXO 9 135
ANEXO 10 136

1 INTRODUÇÃO

Nos últimos anos a qualidade do ar tornou-se uma grande preocupação mundial em razão das grandes emissões de gases poluentes provenientes dos motores de combustão interna, o que levou os órgãos governamentais a implementarem rígidas regulamentações de emissões de poluentes como, o Euro VI na Europa e o Proconve P8 no Brasil. Segundo a *Our (World in Data,* 2020), 16,2% da emissão de CO_2 do mundo são provenientes de veículos automotores e esse elevado índice se deve à utilização de motores movidos/abastecidos a combustíveis fosseis. Com isso, combustíveis alternativos vêm ganhando espaço na pesquisa de motores de combustão interna. Vários combustíveis alternativos como Etanol, biodiesel, hidrogênio e o gás natural são estudados como uma diferente forma de se produzir energia buscando um veículo mais eficiente, econômico e sobretudo, sustentável.

O consumo mundial de combustíveis fósseis cresceu aproximadamente 36% nos últimos 15 anos e a demanda por essa forma de energia deve aumentar ainda mais, pelos próximos 30 anos (SILVA, 2022). Além disso, as reservas dos combustíveis fósseis são finitas e podem estar situadas em locais com frequentes problemas políticos o que gera certa instabilidade nos preços do petróleo e consequentemente, ao consumidor. Segundo o banco de dados da Agência Nacional do Petróleo ANP (2021), o preço médio do óleo Diesel S10 teve um aumento de aproximadamente 44% no Brasil, comparando-se janeiro de 2013 a outubro de 2021. Neste cenário, o custo operacional dos veículos, especialmente os comerciais que visam lucro em sua própria utilização, vêm crescendo a cada dia o que fomenta um desenvolvimento por novas tecnologias de alternatividade de combustíveis e de acionamento.

O Diesel predomina como principal combustível para o abastecimento de veículos pesados no brasil, sendo assim diversas estratégias para a melhoria do funcionamento do motor são adotadas com o intuito de aumentar a eficiência global e reduzir a emissão de poluentes gasosos, como o controle eletrônico do motor, realizado pela ECU do inglês *Engine Control Unit.* Esta unidade é responsável por receber dados de entrada, como temperatura e volume de ar admitido, entre outros parâmetros, com o objetivo de dosar a quantidade de combustível a ser disponibilizada para a combustão (ANTONELLO, 2016).

O setor de transporte brasileiro é predominantemente rodoviário, segundo a Empresa de Pesquisa Energética (EPE) (2021), o setor rodoviário tem sido responsável por mais da metade de toda a atividades de carga realizada pelo setor produtivo brasileiro, comparando todos os modos de transportes, em 2019, o rodoviário correspondeu a 59% de participação,

ferroviário com 24%, aquaviário com 17% e aéreo com 0,1%. O transporte rodoviário brasileiro em sua maioria utiliza o óleo Diesel como combustível, representando 45,2% de todas as fontes conforme estudo realizado pela EPE (2021). Neste mesmo estudo, o gás natural possui pouca representatividade no setor de transporte representando apenas 2,2%.

Neste cenário, o Gás Natural Comprimido (GNC) tem se mostrado uma excelente alternativa em substituição aos combustíveis fósseis convencionais, mesmo sendo um combustível fóssil, pois, possui uma ampla disponibilidade e um custo baixo de extração comparado aos combustíveis utilizados atualmente (WANG, 2020). Em muitos países o custo equivalente do GNC comparado com o Diesel pode chegar a 50% a menos, motivo pelo qual, a utilização do gás se torna economicamente viável. Grande parte desta diferença de custo se deve a produção do óleo Diesel necessitar de um refino do petróleo cru, por sua vez, extração do gás natural somente de uma extração simplificada, sem qualquer refino, diminuindo, portanto, os custos de produção (KHAN, 2015). Além disso, o GNC também apresenta uma redução da emissão de gases do efeito estufa, chegando até a 25% se comparado com o Diesel e essa diminuição se dá devido à baixa razão C:H do metano que está presente no GNC (KARAGÖZ, 2016).

Segundo (SANDHU, 2021), que estudou o uso do GNC em caminhões de lixo nos Estados Unidos, onde mais de 50% da frota dos veículos novos são movidos a este combustível, mesmo apresentando uma menor eficiência quando comparado ao Diesel. O autor em seu estudo demostra que a utilização do GNC é vantajosa em razão do custo inferior, e por apresentar menor emissão de poluentes e de ruídos.

Em termos de alimentação de combustível, existem três tipos de veículos movidos a GNC, o sistema nomeado de dedicado onde o veículo é alimentado somente com o gás e opera através do ciclo Otto. Outro modelo é o bicombustível que são os veículos que possuem dois sistemas de abastecimento separados que permitem funcionarem com gás natural ou gasolina, funciona pelo ciclo Otto, sendo este sistema muito comum no Brasil, no qual os usuários realizam a instalação de um sistema capaz de alternar os tipos de combustíveis. Por último o sistema de combustível duplo, onde os veículos possuem dois sistemas de combustível, gás natural e Diesel, porém diferentemente dos outros sistemas usam combustível diesel para assistência à ignição. Essa configuração é tradicionalmente limitada a veículos pesados. (KHAN, 2015).

Segundo (MELAIKA, 2021) que estudou os sistemas de injeção de combustível no pórtico (PFI) e injeção direta (DI) de gás natural comprimido em comparação com casos de injeção direta com gasolina (GDI) em um motor monocilíndrico de ignição por centelha

naturalmente aspirado. Os estudos mostraram que o processo de combustão estável do DI GNC proporcionou benefícios adicionais como, maior turbulência no cilindro que aumentou a taxa de combustão e uma maior eficiência térmica do motor.

A pré-câmara é uma solução valiosa para melhorar o desempenho de um motor de combustão interna, conforme estudos feitos por (RODRIGUES FILHO, 2016). No sistema de ignição por lança chamas, a combustão começa em uma câmara de pré-combustão, onde uma mistura de ar-combustível estequiométrica ou ligeiramente rica inicia-se sua combustão por uma centelha elétrica. O aumento da pressão empurra as chamas do jato através de um bocal calibrado para a câmara de combustão principal, onde uma mistura pobre será queimada. A alta energia térmica e cinética (turbulenta) das chamas do jato de combustão originadas na câmara de pré-combustão garante um processo de combustão rápido e estável da mistura pobre formada na câmara de combustão principal. O motor que funciona com o sistema de ignição por lança chamas é possível usar uma maior razão volumétrica de compressão para possibilitar o aumento da eficiência térmica e a diminuição do consumo específico de combustível.

Segundo (KAJASEGAR, 2021) o sistema de ignição por lança chamas pode ser uma tecnologia a ser usada para o combustível como o gás natural podendo trabalhar com uma maior razão volumétrica de compressão e uma mistura pobre na câmara principal, além de fornecer uma solução relativamente simplificada, pois exige o mínimo de modificação no motor.

O sistema de ignição por lança chamas tem sido estudado e iniciado o desenvolvimento para o mercado pela empresa (MAHLE, 2022), que indica que o sistema nomeado como MAHLE *Jet Ignition - Passive,* fornece uma combustão rápida e estável, podendo reduzir entre 10-90% a duração da queima. Além de melhorar o consumo de combustível em aproximadamente 10%. Esse mesmo sistema de ignição por lança chamas é utilizado pela Maserati em seu supercarro modelo MC20, tal tecnologia foi derivada de motores de Fórmula 1, buscando melhorar a eficiência e desempenho. (SILVESTRO, 2020). Buscando reduzir a emissão de NO_x, uma melhor estabilidade da combustão e aumento da eficiência a empresa Wärtsilä desenvolveu o sistema de pré-câmara de combustão para os motores marítimos que utilizam o gás natural como combustível (WÄRTSILÄ, 2016).

Assim, o GNC pode ser considerado uma alternativa viável ao ser utilizado em motores de combustão interna e com o uso sistema de ignição por lança chamas pode potencializar a aplicação afim de reduzir o consumo de combustível específico e proporcionar maior rendimento para veículos de transporte de carga e geração de energia no mercado brasileiro.

1.1 Justificativa

A sociedade sempre está buscando soluções para o uso racional e sustentável da energia. Assim as energias tradicionais, como os combustíveis fósseis normalmente utilizados não atendem aos requisitos ambientais sendo necessário o uso de energias alternativas.

O gás natural se torna vantajoso em relação a emissão de poluentes nocivos à saúde, pois possui uma combustão mais limpa quando comparado aos combustíveis fósseis tradicionais como o óleo Diesel e gasolina. Além disso o gás natural é uma fonte de energia confiável e segura, aplicado em diversos setores.

Outro fato que justifica o uso do gás natural no Brasil é sua disponibilidade. Segundo estudo do BNDES, a perspectiva da oferta do gás natural do Brasil é subir de 50 milhões para 100 milhões de metros cúbicos diários em 2030. Este aumento foi devido as descobertas de reservas do pré-sal (BNDES, 2021).

O uso da tecnologia de ignição por lança chamas potencializa o uso do gás natural, uma vez que traz diversos benefícios melhorando o rendimento do motor, reduzindo emissão de gases causadores do efeito estufa e favorecendo o uso de um combustível alternativo e mais limpo quando comparado ao Diesel.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver uma metodologia de projeto para um sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea em um motor ciclo Otto alimentado por GNC com foco de utilização em veículos comerciais ou para sistemas de geração de energia, visando a redução do consumo de combustível, emissões de poluentes e gases causadores do efeito estufa.

1.2.2 Objetivos específicos

Pretende-se alcançar os seguintes objetivos específicos:

- Escolha do motor adequado para que seja implantado o sistema de ignição por lança chamas que possa ser aplicado em veículos comerciais e ser usado em motogeradores;
- Projeto do sistema de pré-câmara para a instalação do motor a ser adaptado;
- Dimensionamento do sistema de arrefecimento da pré-câmara;
- Definição da posição da pré-câmara em relação ao cilindro do motor;
- Projeto da geometria e dimensões da pré-câmara;
- Definição do projeto e adaptações necessárias no motor original;
- Estudar os possíveis benefícios oriundos do uso sistema de ignição por lança chamas com pré-câmara de combustão.

2 REVISÃO BIBLIOGRAFICA

2.1 Combustíveis

Segundo a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP) combustível é o produto utilizado com a finalidade de produzir energia diretamente a partir da queima ou pela transformação em outros combustíveis. Como exemplos temos: gás natural, gás liquefeito do petróleo (GLP), gasolina, óleo Diesel, querosene de aviação, óleo combustível, biodiesel e suas misturas com óleo. (ANP, 2022) Combustível também pode ser classificado como renováveis e não fósseis, que são obtidos através de recursos naturais que se renovam, e não renováveis, fósseis que são produzidos a partir da decomposição de animais e vegetais por milhões de anos. Neste estudo será avaliado o combustível fóssil não renovável, para aplicação em veículos de transporte de carga e motogeradores.

2.1.1 O gás natural

O gás natural é um combustível fóssil, basicamente é uma mistura de hidrocarbonetos leves resultante da decomposição de matéria orgânica durante milhões de anos, sua origem coexiste com o petróleo, é encontrado no subsolo, em rochas porosas isoladas do meio ambiente por uma camada impermeável (ANNEL, 2008).

A fácil disponibilidade, a existência de mais reservas do que o petróleo, custos mais baixos, características de combustão mais limpas e emissões de ruído mais baixas dos veículos fazem do gás natural um combustível alternativo extremamente conveniente. Sua composição bruta varia em função dos fatores naturais que determinam o seu processo de formação, sendo que o principal componente é o CH_4 (metano). Além do metano, o gás natural apresenta proporções de outros hidrocarbonetos gasosos mais pesados como C_2H_6 (etano), C_3H_6 (propano), C_4H_{10} (butano). Fazem parte da composição do gás natural bruto outros componentes, tais como N_2 (Nitrogênio), CO_2 (dióxido de carbono), H_2O (água) e outros (KARAGÖZ, 2016).

A Tabela 1 mostra a composição típica detalhada de um gás natural em volume, suas propriedades são muito semelhantes ao do gás metano, que é o seu principal constituinte. (GASMIG, 2023).

Tabela 1 – Composição típica gás natural em percentual de volume

Composto	**% volume**
Metano	88,5%
Etano	6,2%
Propano	2,2%
Dióxido de Carbono	1,8%
Nitrogênio	0,5%
Outros	0,8%

Fonte: GASMIG (2023)

Há uma ampla utilização para este combustível, nas indústrias que utilizam o Gás Natural como combustível para gerar calor, força motriz, energia elétrica e climatização, também pode ser aplicado como matéria prima para síntese de outros produtos como o Metanol. Outro campo de utilização é o residencial/comercial, como maior aplicação de uso para cozedura de alimentos, aquecimento de água e climatização de ambientes. A produção de energia elétrica é outro campo de utilização deste combustível, amplamente utilizado em termelétricas e por último o setor de transporte que é utilizado como combustível em substituição a gasolina, etanol e óleo Diesel, neste setor o gás natural é normalmente conhecido como Gás Natural Veicular (GNV) (TEIXEIRA, 2015).

Para ser transportado e comercializado, o gás natural bruto é extraído do poço, passa por unidades de processamento, onde são retiradas as impurezas afim de atender os parâmetros técnicos. Logo após é realizada a desidratação, fase que retira o vapor de água. Neste processo, o gás natural é separado em uma mistura de metano e etano e outra composta por hidrocarbonetos mais pesados chamados de Líquidos de Gás Natural (LGN). O LGN é fracionado em GLP (Propano e butano) e na chamada gasolina natural. Após o

processamento o gás é transportado, que pode ser realizado em tubos de aços normalmente chamados de gasodutos, em cilindros de alta pressão onde o gás é chamado de Gás Natural Comprimido (GNC) e por último o transporte do Gás Natural Liquefeito (GNL) que é feito em caminhões ou barcos criogênicos a temperatura -160°C. Do transporte é realizado a distribuição para o consumidor final (TEIXEIRA, 2015).

O gás natural utilizado nos veículos é o mesmo gás natural utilizado no setor doméstico e industrial. O GNC é produzido comprimindo o gás natural convencional (que é composto principalmente de metano – CH4) a menos de 1% do volume que ocupa na pressão atmosférica padrão. É armazenado e distribuído em um recipiente rígido a uma pressão de 200 à 248 bar, geralmente em cilindros metálicos de formas cilíndricas (KHAN, 2015).

2.2 Motores

Um motor é um dispositivo que transforma outras formas de energia em energia mecânica. Um motor térmico é um motor que converte energia química de um combustível em energia mecânica (BAETA, 2006).

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que possui como objetivo a produção de potência mecânica a partir da energia através da combustão de uma mistura de ar combustível. São amplamente utilizados em todo o mundo, podendo estar presente em diversas aplicações como em veículos de transporte rodoviários, sobre trilhos, aéreo, marítimo, geração de energia entre outras (PENHA, 2022).

Os dois principais tipos de motores a combustão interna alternativos são os motores de ignição por centelha e a ignição por compressão. No motor de ignição por centelha a mistura ar combustível inicia-se sua combustão por uma vela de ignição, já no motor por compressão o ar é comprimido a uma pressão suficiente para atingir uma temperatura para que a combustão ocorra espontaneamente quando o combustível é injetado (MORAN, 2014).

Os motores de combustão interna estão evoluindo desde sua concepção, quando o francês Alphonse Beau de Rochas idealizou e patenteou em 1862 a operação do motor quatro tempos por ignição por centelha. Em 1876, Nikolaus Otto construiu um motor utilizando as ideias de Rochas e seus experimentos obtiveram êxito quando sua empresa passou a fabricar este tipo de motor com pistões móveis ligados a um virabrequim. Assim esse motor passou a ser conhecido como motor Otto (OBERT, 1971).

Em 1892, o engenheiro alemão Rudolph Christian Karl Diesel, construiu o primeiro motor diesel. Seu funcionamento básico se dá pela compressão do ar a altas taxas, e a posterior admissão de óleo diesel, que em contato com o ar a altas temperaturas se inflama e realiza trabalho (ANTONELLO, 2015).

2.2.1 Motores alimentados a gás natural

Basicamente são utilizados três tipos de alimentação dos motores para a utilização do gás natural, sendo eles:

- Sistema Dedicado
- Bicombustível
- Combustível duplo

Os veículos que operam com o sistema dedicado, são motores de combustão interna, com ignição por centelha, que operam apenas com o gás natural. Conforme (KHAN, 2015), a razão volumétrica de compressão destes motores é otimizada para utilizar a vantagem do elevado número de octanas presentes no gás melhorando as propriedades da combustão do gás natural, de modo que o veículo emita menos poluentes.

O sistema bicombustível, muito comum no Brasil, funciona tanto com gás natural como com gasolina (ou etanol). O condutor pode selecionar o tipo de combustível a ser utilizado por um interruptor no painel. São motores de ignição por centelha, na maioria das vezes são utilizados motores a gasolina/etanol para realizar a instalação do Kit. Devido a diferença das propriedades entre os combustíveis, o GNC possui um tempo de combustão maior devido à baixa velocidade de propagação de chama, assim um motor convencional a gasolina adaptado requer um avanço de ignição maior sendo necessário uma calibração específica para que opere em condições adequadas para funcionar com o GNC.

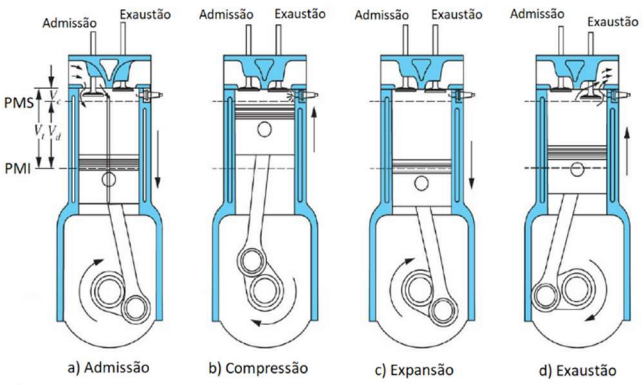
A tecnologia de combustível duplo possui alimentação com Diesel, mas utiliza o gás natural com a mistura de ar. Essa configuração é tradicionalmente limitada a veículos pesados. Geralmente em condição de marcha lenta o motor opera unicamente com o Diesel, sendo que à medida que inicia o funcionamento o gás substitui o Diesel entre 60 – 90 %. Este sistema não permite realizar uma conversão direta devido ao baixo nível de cetano do GNC sendo necessário iniciar a ignição com o óleo Diesel (KHAN, 2015).

2.2.2 Motores combustão interna de ignição por centelha

Em um motor de ignição por centelha convencional, o combustível e o ar são misturados no sistema de admissão. A mistura passa à câmara de combustão através da válvula de entrada do cilindro. No cilindro ocorre nova mistura, agora com o gás residual, e realiza-se a compressão da combinação de gases. Sob circunstâncias de operação normais, a combustão é iniciada durante o curso da compressão por uma centelha elétrica. A frente de chama propaga-se através da mistura ar-combustível até alcançar as paredes da câmara de combustão para então se extinguir. No início da combustão, provocada pela centelha da vela, a propagação da chama é pequena, observando-se um pequeno aumento da pressão devido à combustão. A frente de chama aumenta progressivamente e propaga-se através da câmara de combustão até que a pressão no interior do cilindro alcance o seu valor máximo depois do Ponto Morto Superior (PMS) (WILDNER, 2006).

Nos motores ignição por centelha quatro tempos, o ciclo de trabalho é realizado a cada duas voltas do eixo virabrequim. Os pistões são movimentados dentro dos cilindros entre o ponto morto superior (PMS) e ponto morto inferior (PMI) transmitindo o movimento para o eixo de manivelas através das bielas. A cada duas voltas no eixo de manivelas um ciclo de trabalho é realizado e este ciclo corresponde a quatro tempos do motor, como ilustra a Figura 1.

Figura 1 – Ciclo de operação do motor de 4 tempos



Fonte: Adaptado de (HEYWOOD, 1988)

(HEYWOOD, 1988) descreve os 4 tempos em movimentos do pistão entre o Ponto Morto Superior (PMS) e o Ponto Morto Inferior (PMI):

- Admissão: O pistão se movimenta do PMS ao PMI, com a válvula de admissão aberta (na parte superior da figura) e a válvula de descarga fechada, admitindo ar puro ou mistura ar-combustível para o interior do cilindro;
- Compressão: O pistão se movimenta do PMI ao PMS, com ambas as válvulas fechadas, reduzindo o volume do cilindro a uma fração de seu volume máximo e comprimindo os gases no seu interior. Ao final da compressão se inicia o processo de combustão da mistura que é provocado por uma centelha elétrica fornecida pela vela de ignição. A mistura admitida é queimada, causando um abrupto aumento de pressão e temperatura dentro do cilindro.
- Expansão: Se inicia no PMS e termina no PMI. O calor liberado pela combustão eleva temperatura e pressão dos gases no cilindro e impulsiona o pistão em movimento descendente;
- Exaustão: Com a válvula de exaustão aberta e de admissão fechada, o pistão se movimenta do PMI ao PMS, reduzindo o volume do cilindro, enquanto a diferença de pressão entre os gases no cilindro e nos dutos força a saída dos produtos da combustão através da válvula.

Segundo (MOREIRA, 2009), entre a compressão e a expansão há a combustão da mistura ar/combustível. Após o início da combustão a velocidade inicial da chama é baixa, devido à proximidade da mistura às paredes da câmara de combustão. Nos instantes seguintes a velocidade da frente da chama aumenta até a velocidade máxima que é determinada pelo regime turbulento. A velocidade da frente de chama é uma função da velocidade de reação do combustível, o oxidante e do aumento do número de Reynolds. Assim com objetivo de ter um melhor desempenho e menor emissão de poluentes a geometria da câmara de combustão deve proporcionar:

- O aumento na velocidade de combustão e homogeneização da mistura no interior da câmara, influenciado por uma alta turbulência no tempo de compressão.
- Uma redução do comprimento efetivo da chama para redução da detonação.
- A redução de perdas de bombeamento
- A minimização das perdas por transferência de calor possuindo uma menor razão superfície/volume.

De acordo com (STONE, 1992) através de uma abordagem termodinâmica, o ciclo de trabalho de um motor de ignição por centelha pode ser descrito por meio do ciclo teórico Otto desde que as hipóteses abaixo sejam assumidas:

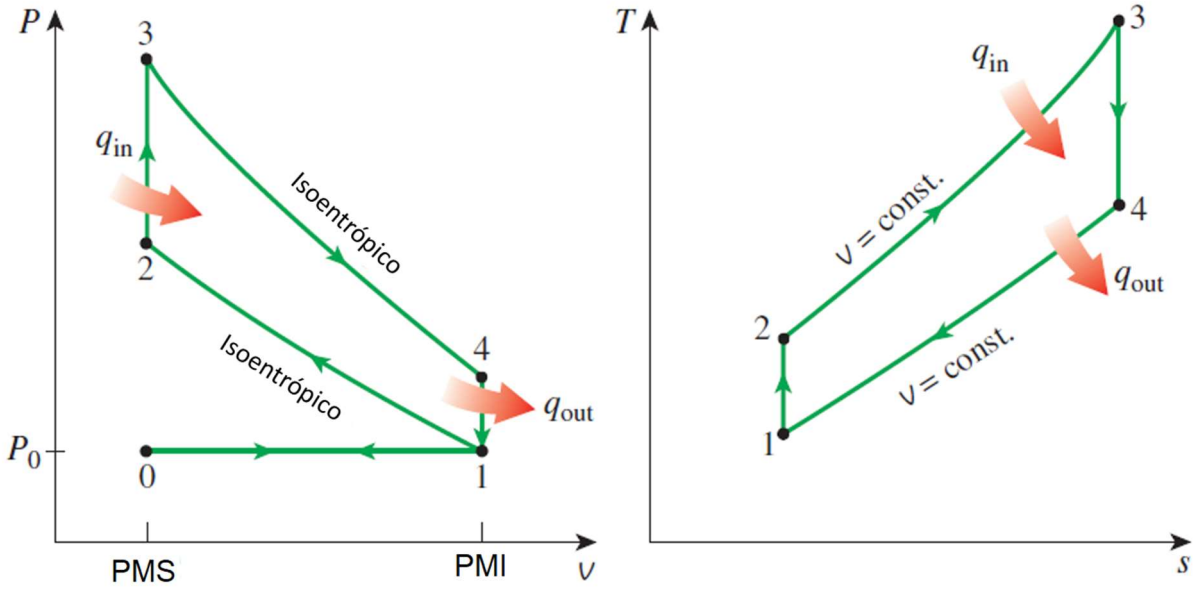
- O ar se comporta como um gás perfeito e todos os processos são internamente reversíveis;

- Não há vazamento e uma quantidade mássica constante de ar é admitida e exaurida do cilindro;
- A combustão é modelada como admissão de calor a volume constante de uma fonte externa;
- Ao final da expansão, calor é rejeitado a volume constante, antes do processo de exaustão.

O ciclo teórico Otto está mostrado na Figura 2 pelos diagramas Pressão x Volume e Temperatura x Entropia. O ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série:

1 – 2 é uma compressão isentrópica do ar à medida que o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior.
2 – 3 é uma transferência de calor de volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. Esse processo pretende representar a ignição da mistura de combustível e ar e a subsequente queima rápida.
3-4 é uma expansão isentrópica (curso de potência).
4-1 completa o ciclo por um processo de volume constante no qual o calor é rejeitado do ar enquanto o pistão está no ponto morto inferior.

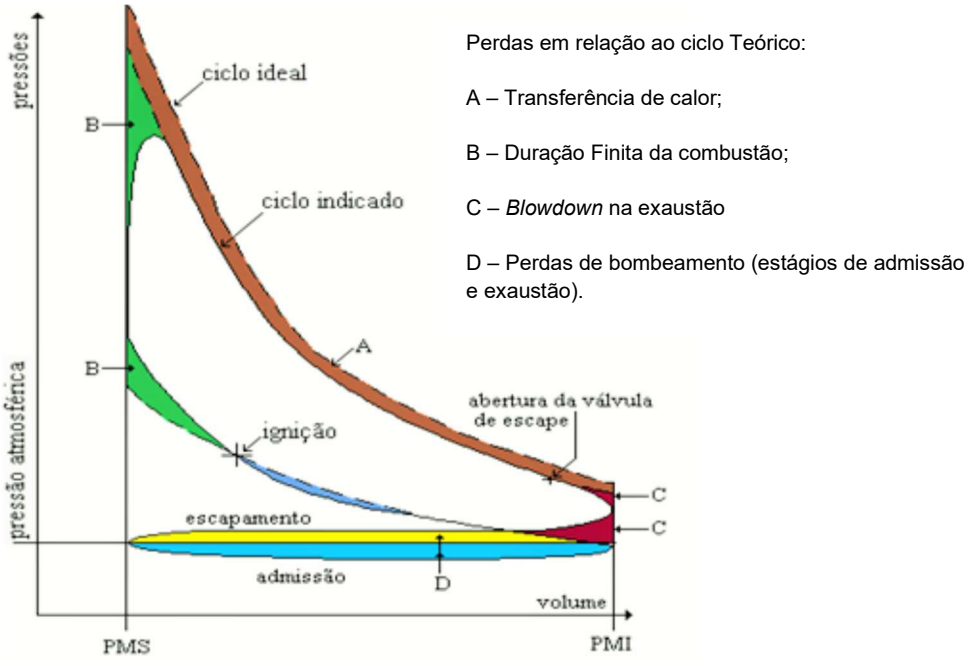
Figura 2 – Diagramas P-v e T-S para o Ciclo teórico Otto



Fonte: ÇENGEL (2015)

Os ciclos apresentados na Figura 2, não são possíveis de ocorrer em uma situação real devido as simplificações teóricas. Assim o diagrama de um ciclo real difere de um ciclo teórico na medida em que os fenômenos simplificados ou ignorados pela abordagem teórica afetam e desviam cada etapa do ciclo. A Figura 3 compara o diagrama Pressão x Volume de um ciclo real e de um ciclo teórico Otto. Os valores de pressões são maiores para o ciclo teórico durante o processo de expansão, tendo o pico máximo de pressão bastante elevado ao se comparar com o ciclo real. A área em branco na Figura 3 representa o trabalho no ciclo, realizado pela combustão dos gases sobre o pistão, observamos que o trabalho indicado no ciclo real é menor que o ciclo teórico Otto, grande parte da diferença do trabalho está diretamente as perdas conforme indicadas nas áreas sinalizadas por A, B, C e D. A área “A” indicada na cor marrom refere-se à perda no processo de expansão, já que há variação nas propriedades 31 termodinâmicas do fluido de trabalho em função das alterações de temperatura e também, devido às reações químicas que se processam. A área “B” indicada pela cor verde na figura, observa-se que como a combustão não acontece em um volume constante, há uma alteração da curva de pressão característica do motor, sendo indicada as perdas em indicando as perdas em relação ao ciclo ideal. A região “C” mostra as perdas no processo inicial de retirada de calor, no ciclo ideal supõe que o volume é constante, porém não acontece no ciclo ideal devido a abertura das válvulas de exaustão antes do PMI. A região “D” compara o processo de admissão e exaustão que diferencia entre o ciclo real e ideal que é influenciado pela eficiência térmica do ciclo.

Figura 3 – Comparação ciclo real do MCI com o ciclo ideal



Fonte: Adaptado de COSTA (2017)

2.3 Formação da mistura ar/combustível

Para que o motor de combustão interna funcione adequadamente é necessário a combinação de um combustível e um oxidante. Essa mistura pode ocorrer antes do coletor de admissão usando um carburador ou um sistema de injeção eletrônica monoponto, ou dentro do coletor de admissão usando um sistema de injeção eletrônica multiponto, ou ainda injetando o próprio combustível apenas dentro da câmara de combustão utilizando a injeção direta (MOREIRA, 2009)

Para um correto funcionamento de um motor de combustão interna deve-se ter uma mistura ar/combustível adequada. Nessa mistura, a massa de ar e a massa de combustível pode ser combinada em três tipos de misturas diferentes (SANDOVAL, 2018):

- Mistura estequiométrica – mistura quimicamente balanceada;
- Mistura rica – mistura com excesso de combustível em relação à condição estequiométrica;
- Mistura pobre – mistura com excesso de ar em relação à condição estequiométrica;

(HEYWOOD, 1988), descreve que esses tipos de misturas podem ser representados pelo fator lambda (λ – *Relative air fuel ratio*) como demonstrado na Equação 1 que define a relação entre a razão de combustível real e a relação estequiométrica.

$$\lambda = \frac{r_{ac}}{(r_{ac})_{est}} \tag{1}$$

Onde: r_{ac} é relação ar/combustível (real) e $(r_{ac})_{est}$ é relação ar/combustível estequiométrica

Assim tem-se:

$\lambda < 1$ → mistura rica;

$\lambda > 1$ → mistura pobre;

$\lambda = 1$ → mistura estequiométrica.

Segundo (COUTO, 2017), para formação da mistura ar/combustível é necessário um sistema de injeção de combustível que tem como propósito suprir a demanda de combustível conforme o regime de operação do motor. Os motores antigos usavam os sistemas de carburação para a formação da mistura ar/combustível, porém com o avanço de novas tecnologias e limites de emissões mais rigorosos foram substituídos pelos sistemas de injeção

eletrônica, o que traz vantagens como: menor contaminação, redução do consumo de combustível, redução na emissão de poluentes entre outros. O sistema de injeção eletrônica pode ser classificado quanto a forma do combustível é injetado dentro ou fora da câmara de combustão. Quando o combustível é fornecido dentro da câmara o sistema é chamado de injeção direta (DI – do inglês: *Direct Inejection*) e quando a formação da mistura ar/combustível é feita no coletor de admissão a injeção é indireta (PFI do inglês: *Port Fuel Injection*).

Conforme estudos realizados por (MELAIKA, 2021) os veículos atuais que usam motores abastecido com CNG são equipados com um sistema de injeção de combustível PFI e o gás natural é fornecido no coletor de admissão de ar. O gás fornecido ocupa um volume maior e reduz a eficiência volumétrica do motor, o que afeta a potência máxima de saída.

2.3.1 Estratificação da carga

Motores com carga estratificada através de injeção direta de combustível estão em desenvolvimento desde o início do século 20, onde buscam integrar as melhores características dos motores de ignição por centelha e dos motores Diesel (HEYWOOD, 1988). Este sistema permite que os motores trabalhem com uma razão volumétrica de compressão, entre 12:1 e 15:1 para motores de ignição por centelha, por injetar o combustível diretamente na câmara de combustão durante o processo de compressão.

Conforme (STONE, 1992) a carga estratificada é caracterizada por ter uma mistura rica facilmente inflamável nas proximidades da vela de ignição e uma mistura pobre na câmara de combustão. Um motor com carga estratificada apresenta uma combustão mais eficiente, pois a queima acontece a partir de uma centelha de uma vela, na região mais rica produz um fluxo maior de energia que é capaz de queimar as misturas mais pobres no interior do cilindro, permitindo até o uso de combustíveis com baixa qualidade antidetonante (OBERT, 1971).

Segundo (MOREIRA, 2009) a estratificação da carga pode ser obtida de três maneiras:

- Através da utilização de injeção direta de combustível;
- Através do uso de um carburador auxiliar;
- Estratificação da mistura por ignição por lança chamas.

2.3.1.1 Estratificação da carga por Injeção Direta

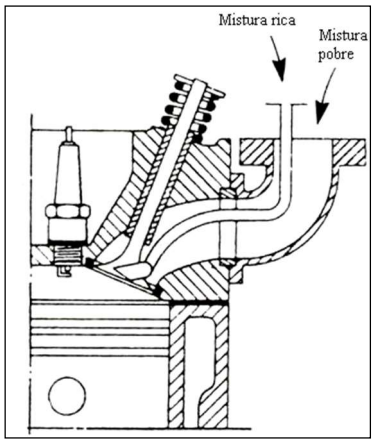
Os motores de combustão interna com estratificação da carga por injeção direta combinam propriedades tanto do motor de ignição por centelha quanto pelo motor ignição por compressão. Essas características são:

- Injeção de combustível diretamente na câmara de combustão durante o processo de compressão evitando o problema de *knock* ou ignição espontânea muito comum em motores de ignição por centelha com cargas pré misturadas;
- Controle direto do processo de ignição do combustível à medida que ele se mistura com o ar a queima é realizada pela vela. Evitando a necessidade de ter um Diesel de alta qualidade;
- Controle do nível de potência do motor variando a quantidade de combustível injetado por ciclo minimizando o trabalho ao bombear a nova carga para dentro do cilindro devido ao fluxo de ar sem aceleração (HEYWOOD, 1988).

2.3.1.2 Estratificação da carga por carburador auxiliar

Um motor experimental foi desenvolvido pela sociedade Francesa de Petróleo dotado de um carburador auxiliar capaz de realizar a estratificação da carga como mostrado na Figura 4. O carburador auxiliar abastecia com mistura rica um duto que era direcionado para a vela de ignição quando a válvula de admissão estava aberta, assim o carburador principal fornecia mistura pobre para as outras regiões da câmara de combustão. Esse conceito faz com que que a câmara de combustão possuísse mistura rica próximo a vela de ignição e uma mistura pobre fornecida pelo carburador principal promovendo a estratificação da carga (GARRET, 1996).

Figura 4 – Sistema de estratificação por carburador auxiliar



Fonte: GARRET (1996)

2.3.1.3 Estratificação da carga por ignição por lança chamas.

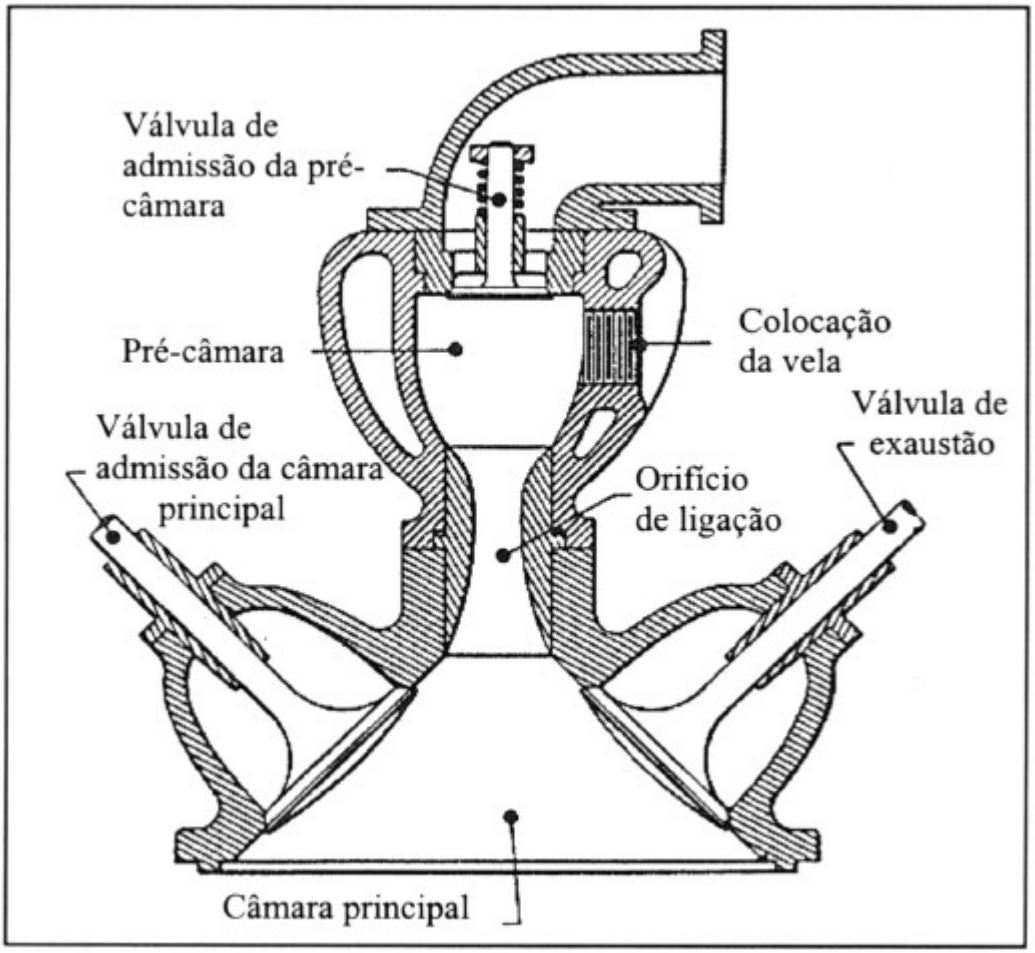
A Ignição por lança-chamas também chamada de *Torch-ignition*, *jet ignition e flame-jet-ignition* existe desde a década de 70 em escala comercial (HEYWOOD, 1988). De acordo com (SÁ, 2002), o sistema de ignição por lança chamas consiste no acendimento inicial de uma pequena mistura de ar combustível inflamado por uma vela no interior de uma pré-câmara de combustão. Desta pré-câmara parte orifícios que são dimensionados para que os jatos de gases em combustão sejam direcionados para a câmara principal. A câmara principal contém uma mistura pobre, onde ocorre a ignição desta em função dos jatos de gases provenientes da pré-câmara, que geram uma altíssima energia possibilitando a queima de misturas muito pobres ou diluídas por gases residuais.

Segundo (MOREIRA, 2009) o sistema de ignição por lança chamas possui um enorme potencial pois sua característica de funcionamento possibilita a utilização de diversos tipos de combustíveis, incluindo até mesmo aqueles que são de difícil ignição por centelha, onde o sistema permite que se opere com misturas excessivamente pobres, reduzindo assim o consumo de combustível e consequentemente a emissão de poluentes.

O primeiro motor adaptado para um sistema de ignição por lança chamas foi desenvolvido e patenteado em 1918 pelo engenheiro Harry R. Ricardo conforme mostrado na Figura 5, (TURKISH, 1975). O sistema desenvolvido por Ricardo consiste em câmara de combustão auxiliar denominada pré-câmara conectada através de um duto de interconexão

com a câmara principal de combustão. Neste sistema a combustão é iniciada por uma vela de ignição na pré-câmara que devido ao aumento de pressão e temperatura produzida pela combustão, os gases são forçados a passar por forma de jatos para a câmara principal onde inflamam a mistura da câmara principal. A partir desse conceito outros modelos foram desenvolvidos obtendo melhorias significativas no sistema.

Figura 5 – Sistema de Ignição por lança-chamas de Harry R. Ricardo.



Fonte: TURKISH (1975)

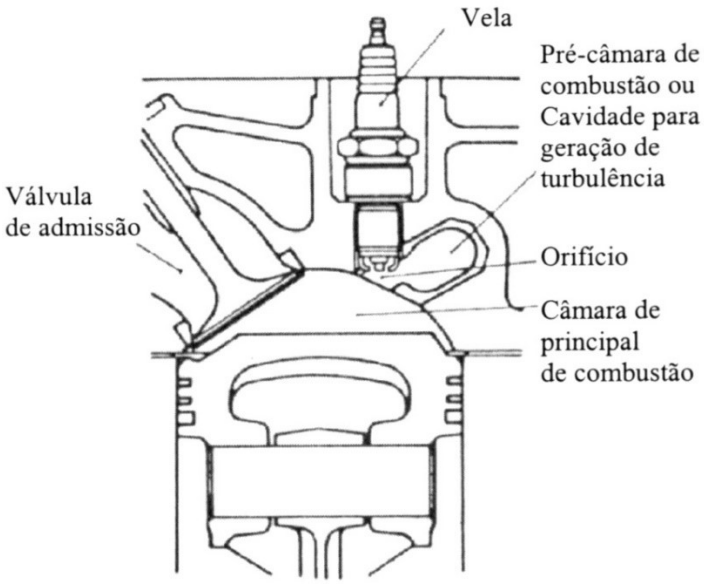
Segundo (MOREIRA, 2014), o sistema de ignição com pré-câmara de combustão pode operar com dois tipos de mistura, carga homogênea e carga estratificada. Nos sistemas de carga homogênea, a mistura entra na câmara de combustão principal e parte dessa mistura é deslocada pelo pistão para a pré câmara durante o curso de compressão, fazendo que o sistema opere com a mesma relação de equivalência de ar- combustível na câmara principal e auxiliar. No sistema de carga estratificada, a mistura é injetada na pré-câmara por um

sistema auxiliar que permite ter uma relação ar-combustível diferente entre as câmaras principal e auxiliar. Devido ao fato de que a presente dissertação abrange apenas o estudo da utilização de pré-câmaras com mistura homogênea, um maior enfoque é dado a este tipo de carga.

2.4 Sistema de ignição por lança chamas para geração de turbulência sem estratificação da carga

A pré-câmara de carga homogênea é caracterizada por possuir apenas a vela de ignição. Este sistema é denominado célula de tocha ou *torch cell.* A Figura 6 mostra um modelo de uma célula de tocha desenvolvida pela montadora TOYOTA em 1976, onde a mistura é introduzida na pré-câmara através da câmara principal de combustão durante a compressão. Após o centelhamento da vela, jatos de chama com alta energia ocasionado devido ao aumento da pressão se deslocam em direção à câmara principal, aumentando a turbulência e queimando mais efetivamente a mistura lá existente. Com a combustão otimizada podem ocorrer ganhos de desempenho do motor devido à redução no tempo de queima da mistura, a possibilidade de aumento da razão volumétrica de compressão do motor e o favorecimento da redução de emissão de poluentes (HEYWOOD, 1988).

Figura 6 – Célula Geradora de Turbulência



Fonte: HEYWOOD (1988)

Mesmo sem a estratificação da mistura, o sistema de pré-câmara com carga homogênea gera uma turbulência na pré-câmara que resulta em jatos de chama que possuem grande área superficial, estes possibilitam a queima de misturas mesmo que sejam pobres. A função principal da pré-câmara é gerar uma maior turbulência após o centelhamento da vela (HEYWOOD, 1988; BAPTISTA, 2007).

Segundo (HEYWOOD, 1988; BAPTISTA, 2007; MOREIRA, 2009), os volumes das pré-câmaras geradoras de turbulência variam entre 1 a 20% do volume da câmara principal. Apesar das vantagens do sistema, este apresenta alguns pontos negativos, que são a "lavagem" da pré-câmara e de combustão e o superaquecimento da mesma. Tais problemas podem ser minimizados com a utilização de um sistema auxiliar de injeção de combustível.

2.5 Principais parâmetros da pré-câmara de combustão

Neste tópico será apresentado alguns fatores que influenciam no desempenho da pré-câmara de combustão. A maior parte destes fatores são comuns aos sistemas com carga homogênea e estratificada.

2.5.1 Volume da pré-câmara

O volume da pré-câmara de combustão é um parâmetro importante a ser considerado pois há uma forte influência no processo de combustão. Segundo (TURKISH, 1975), o volume influencia diretamente na turbulência, tempo de combustão, picos de pressão e temperatura. Diversos autores procuram relacionar o volume da pré-câmara de combustão com o volume da câmara principal. O volume da pré-câmara deve ser o suficiente para gerar a energia necessária para promover a queima da câmara principal, a relação entre o volume da pré-câmara e o volume da câmara principal é apresentado pela Equação 2

$$r_v = \frac{V_{pc}}{V_{pc}+V_{cp}} = \frac{V_{pc}}{V_t} \quad (2)$$

Onde:

r_v = relação entre o volume da pré-câmara e o volume total;

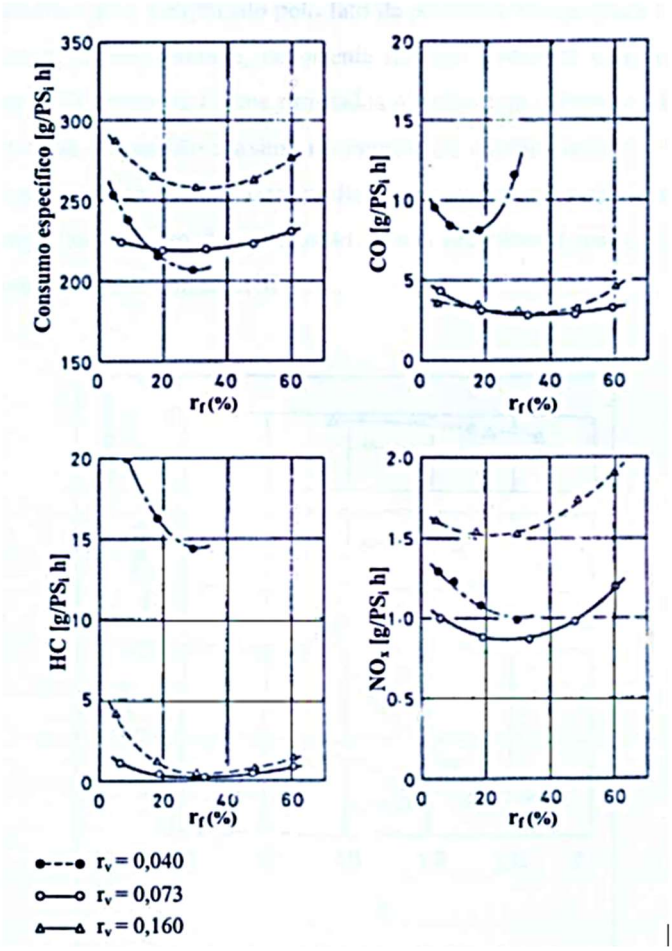
V_{pc} = volume da pré-câmara [cm³];

V_{cp} = volume da câmara principal [cm³];

V_t = volume total [cm³]

Valores entre 1,1 a 37% do volume da câmara foram estudados, mostrando que os valores intermediários possuíam melhor desempenho. O sistema CVCC (do inglês *Compound Vortex Controlled Combustion*) da montadora Honda foi testado em regime de marcha lenta para os valores de 4,0%, 7,3% e 16%. Os melhores rendimentos foram para o valor de 7,3%. Pela Figura 7 pode-se verificar que há um ponto onde há um menor consumo de combustível, menor emissão de CO_2, THC e NO_x, (DATE, 1974).

Figura 7 - Resultados obtidos dos índices de CO, NOX, THC e consumo específico com diversos volumes de pré-câmara



Fonte: (DATE, 1974).

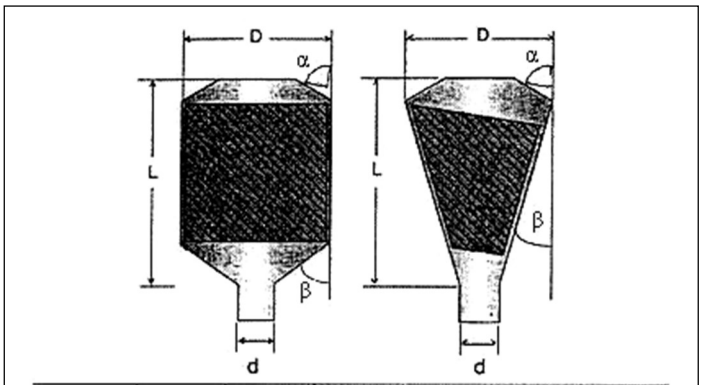
De acordo com (MOREIRA, 2014), é desejável construir a menor pré-câmara, que seja suficientemente grande a fim de gerar a energia necessária para promover a queima da mistura na câmara principal. As pequenas pré-câmaras podem não ter energia suficiente para iniciar o processo de combustão na câmara principal e as grandes pré-câmaras tendem a ter um maior consumo de combustível e maior emissão de NO_X, THC e CO.

2.5.2 Geometria da Pré-câmara

As primeiras pré-câmaras utilizadas foram adaptadas de motores Diesel, que possuíam formato esférico que possibilitam uma maior concentração da combustão em seu interior, tal fenômeno diverge do sistema de ignição por lança chamas que necessita de que a energia seja capaz de queimar a mistura na câmara principal (HEYWOOD, 1988).

(WOLFF, 1997), realizou experimentos com diferentes geometrias de pré-câmaras de combustão e comparou seus desempenhos. As geometrias estudas foram a cônicas e cilíndricas. De acordo com os resultados as geometrias cilíndricas tendem a formar uma mistura mais homogênea em seu interior apresentando os melhores resultados devido a formação de vórtices. A pré-câmara de geometria cônica apresentou flutuações entre os ciclos pois tende a dificultar a formação da mistura. A Figura 8 apresenta os formatos das pré-câmaras estudas por (WOLFF, 1997). Importante salientar que no estudo realizado por (WOLFF, 1997) que os volumes das pré-câmaras são diferentes, tal parâmetro é de extrema importância para o projeto da pré-câmara de combustão.

Figura 8 – Geometrias cônicas e cilíndricas de pré-câmaras de combustão



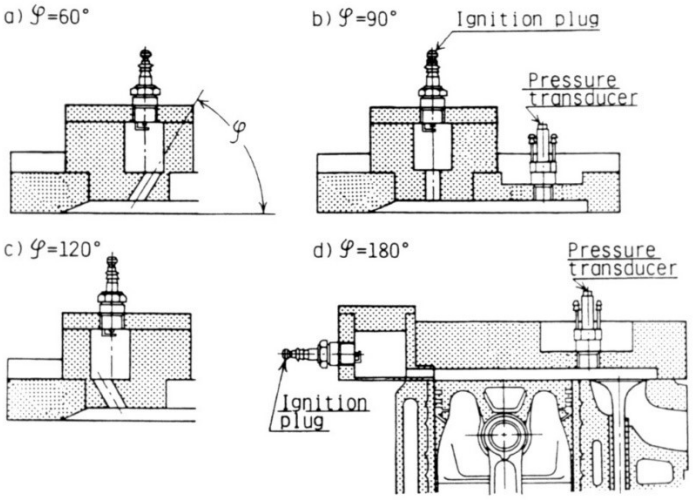
Tipo	D [mm]	d [mm]	L [mm]	α [°]	β [°]	V [cm³]
Cilíndrica	28	7	42	60	45	21
Cônica	28	7	40	60	16,5	11

Fonte: (WOLFF, 1997)

2.5.3 Posição da pré-câmara de ignição em relação ao plano do pistão

A posição da pré-câmara em relação a face do pistão é outro parâmetro importante a ser considerado. (RYU, 1987) estudou diversas configurações de pré-câmara, para um determinado volume de pré-câmara variando o ângulo em relação a face do pistão conforme demonstrado na Figura 9.

Figura 9 – Variação da posição da pré-câmara de combustão em relação à câmara principal



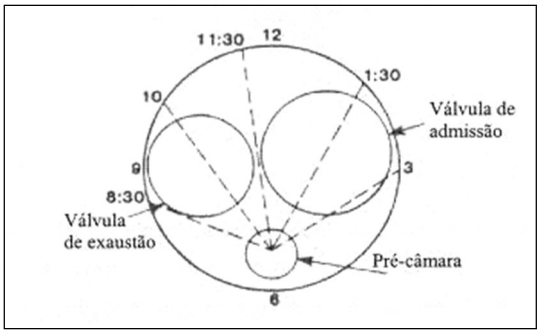
Fonte: RYU (1987)

Os estudos de (RYU, 1987) chegaram nos seguintes resultados em relação ao posicionamento da pré-câmara de combustão:

- A posição a 90º favorece a queima rápida da mistura, pois há uma maior formação de turbulência causada pela colisão do *flame* ou gases queimados que saem da pré-câmara com a face do pistão. A combustão acontece de uma maneira mais uniforme do que as outras configurações. Apesar dos pontos fortes relatados, esta configuração favorece altas temperaturas de trabalho e altos picos de pressão.
- Para ângulos de 180° ou seja paralelo a face do pistão, a geração de vórtices dentro da câmara principal é menor, o que ocasiona uma menor turbulência. Nesta configuração a vela de ignição é disposta mais longe da câmara principal, sendo necessário a utilização de maiores avanços de ignição.
- Em relação a ângulos intermediários, 60° e 120°, possuem um comprometimento entre menor emissão de NOx se comparados a configuração vertical e melhor geração de turbulência se comparado a posição horizontal.

Segundo (BAPTISTA, 2007), quando a pré-câmara é direcionada para a válvula de exaustão obtém-se menores índices de emissões de HC e NO_x, além de menores pressões. Quando direcionada para o centro da câmara, obtém-se maiores pressões no interior do cilindro. O direcionamento para as válvulas de descarga favorece a limpeza da câmara principal, aproveitando o efeito inercial dos gases. Consequentemente, há diminuição da diluição da mistura fresca pelos gases remanescentes, diminuindo também as flutuações entre os ciclos do motor. (ADAMS, 1979) criou uma analogia com os ponteiros de um relógio com a direção dos jatos de chama, como mostrado na Figura 10. As linhas pontilhadas representam os diversos ângulos adotados pelo autor, onde 11:30 horas representa um jato de chama sendo direcionado para a o centro do pistão.

Figura 10 – Ângulos de direcionamento dos jatos de chama da pré-câmara para a câmara principal



Fonte: (ADAMS, 1979)

2.5.4 Configuração dos orifícios de interconexão com a câmara principal

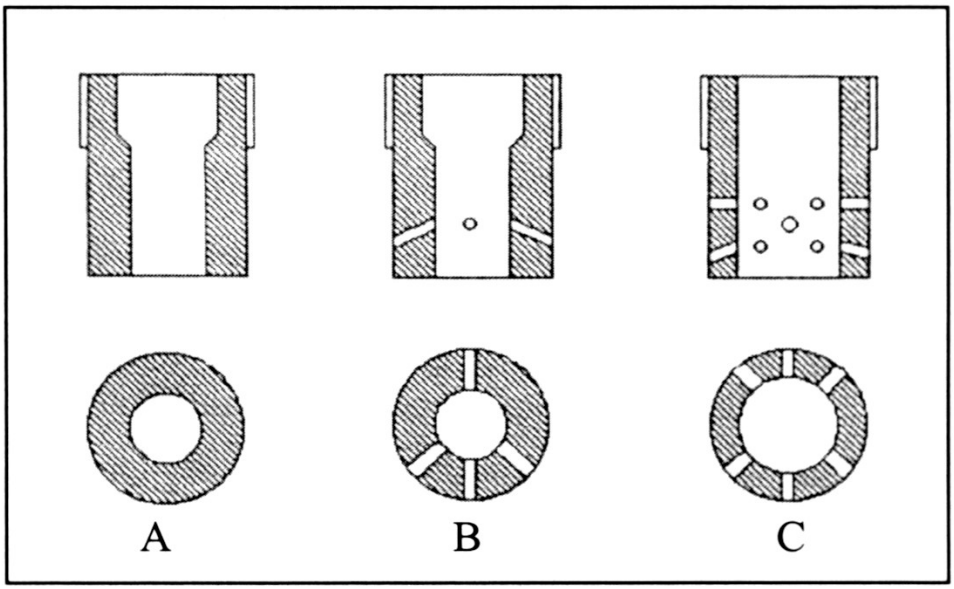
A pré-câmara é separada da câmara principal de combustão através de um ou mais orifícios de interligação. Segundo (SÁ, 2001), as configurações como o diâmetro, número e a configuração dos orifícios determinam grande parte do processo de combustão da câmara principal e também o enchimento da pré-câmara durante a fase de compressão para a entrada do ar.

De acordo com (ADAMS, 1979), existe um diâmetro crítico de interligação que pode cessar a chama. O diâmetro crítico varia em função da proporção de ar/combustível e da pressão. A chama criada na combustão se move juntamente com o fluxo criado pelo jato de chama turbulento. A intensidade da turbulência pode ser ajustada experimentalmente através da variação do diâmetro.

Em sistemas de ignição por lança-chamas onde existe apenas um orifício interligando a câmara de combustão principal ou um canal aberto de diâmetro relativamente grande, o objetivo é aumentar os níveis de turbulência e/ou facilitar uma melhor limpeza da pré-câmara de combustão (HEYWOOD, 1988).

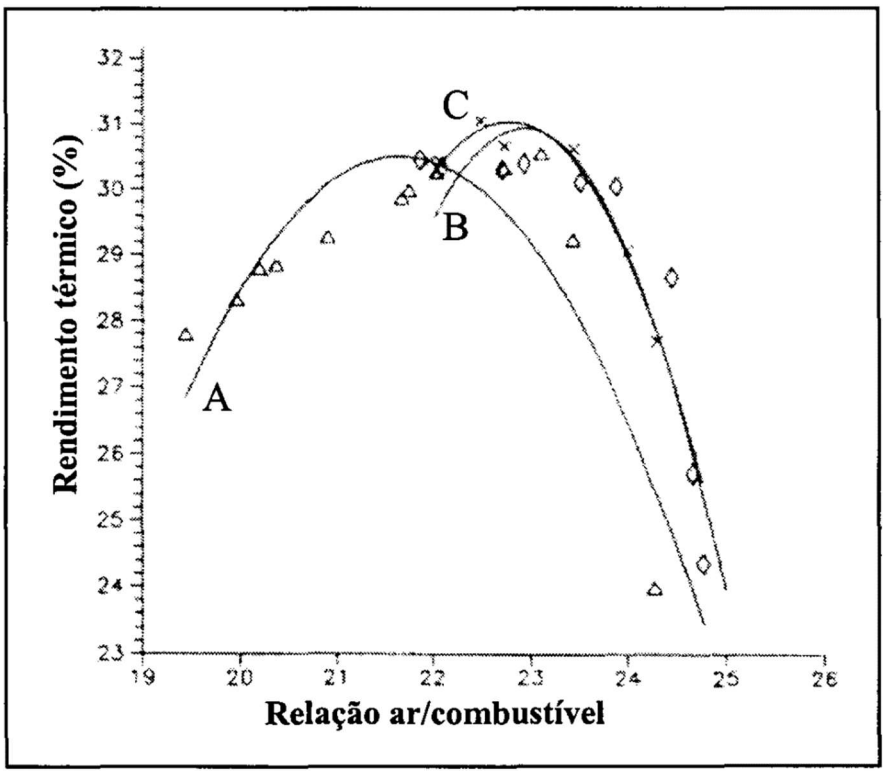
(MAVINAHALLY, 1994), concluiu que o número de orifícios interligados influenciou menos no processo de combustão do que o diâmetro dos orifícios. A quantidade de orifícios permite pequenos ganhos de desempenho térmico, principalmente quando se trabalha com misturas extremamente pobres. Este pequeno ganho resulta em menor consumo de combustível. Os orifícios de interconexão utilizados nos testes de (MAVINAHALLY, 1994) são apresentados na Figura 11. A configuração A proposta possui um único furo central com 6 mm de diâmetro; na configuração B foram adotados 4 orifícios com diâmetros intercalados de 2 e 3 mm e na configuração C foram adotados 12 furos, também intercalando diâmetros de 2 e 3 mm. A Figura 12 mostra o rendimento térmico de cada uma das configurações testadas por (MAVINAHALLY, 1994) em relação a mistura ar/combustível. A configuração C e B, obtiveram o maior rendimento térmico, quando comparado com a outra configuração apresentada, confirmando a ampliação de faixa de trabalho possível para utilização de misturas mais pobres.

Figura 11 – Configurações de orifício de interconexão A, B e C utilizadas por (MAVINAHALLY, 1994)



Fonte: MAVINAHALLY (1994)

Figura 12 - Rendimento térmico com diversas configurações de orifício testadas por (MAVINAHALLY, 1994), em relação à mistura ar/combustível.

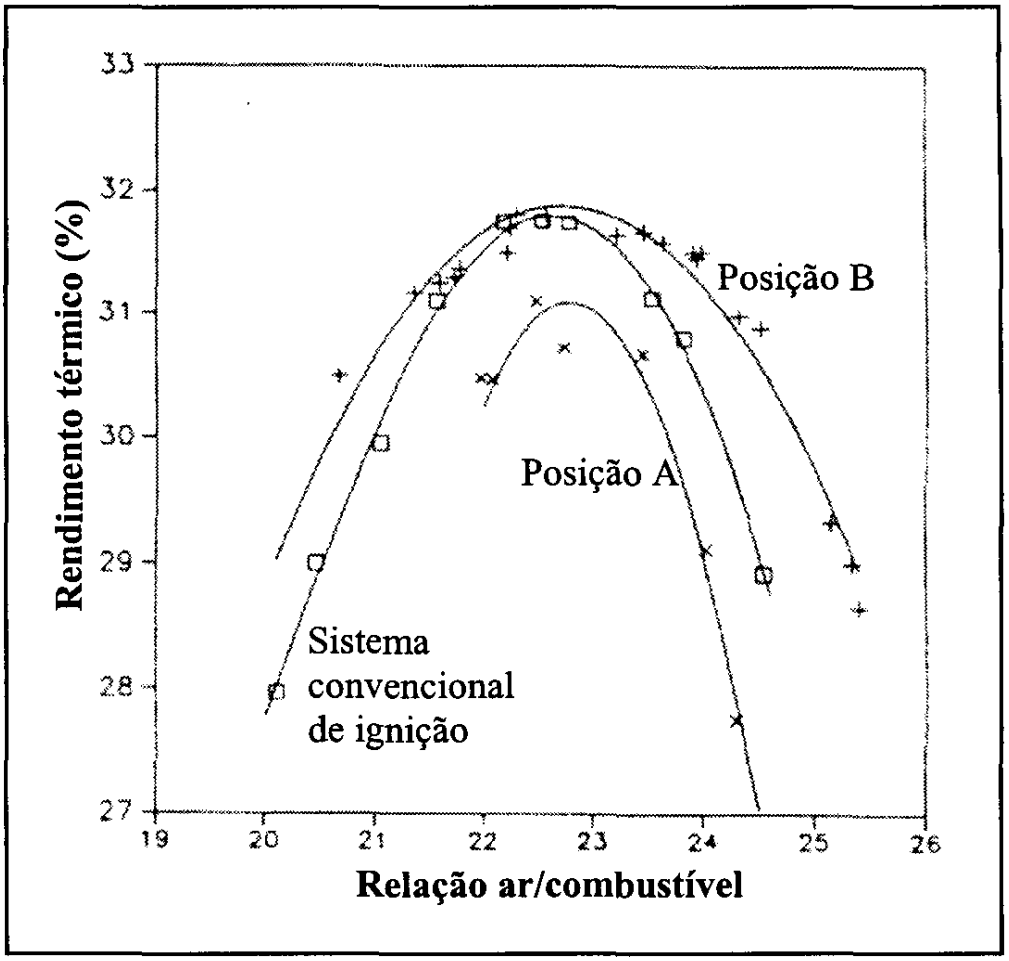


Fonte: (MAVINAHALLY, 1994).

2.5.5 Posição da Vela de Ignição na Pré-câmara

A posição da vela de ignição dentro da pré-câmara possui uma forte influência no desempenho do motor. Estudos realizados por (MAVINAHALLY, 1994), mostram que a vela não pode ficar muito afastada dos orifícios de interligação com a câmara principal. O estudo também cita que a posição da vela influencia significativamente na eficiência térmica conforme mostrado na Figura 13 onde mostra a relação do posicionamento da vela de ignição com o rendimento térmico, sendo a posição A mais próxima aos orifícios de interconexão e posição B posição mais afastada aos orifícios de interconexão. Maiores distâncias dos orifícios são prejudicadas por maiores avanços de ignição. A posição mais próxima dos orifícios posição A leva a um centelhamento em uma região de maior turbulência, e requer avanços de ignição menores. É importante observar que a pré-câmara também está sujeita ao fenômeno de autoignição.

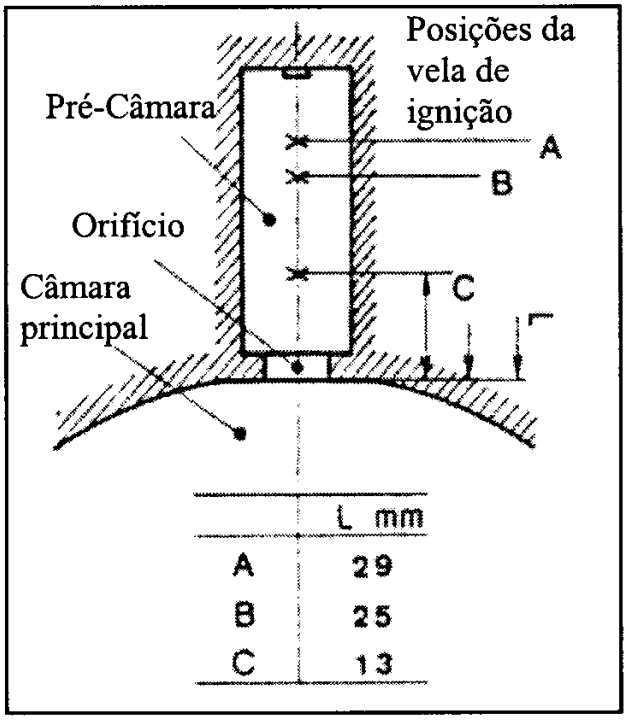
Figura 13 – Relação da posição da vela de ignição e rendimento térmico



Fonte: (MAVINAHALLY, 1994).

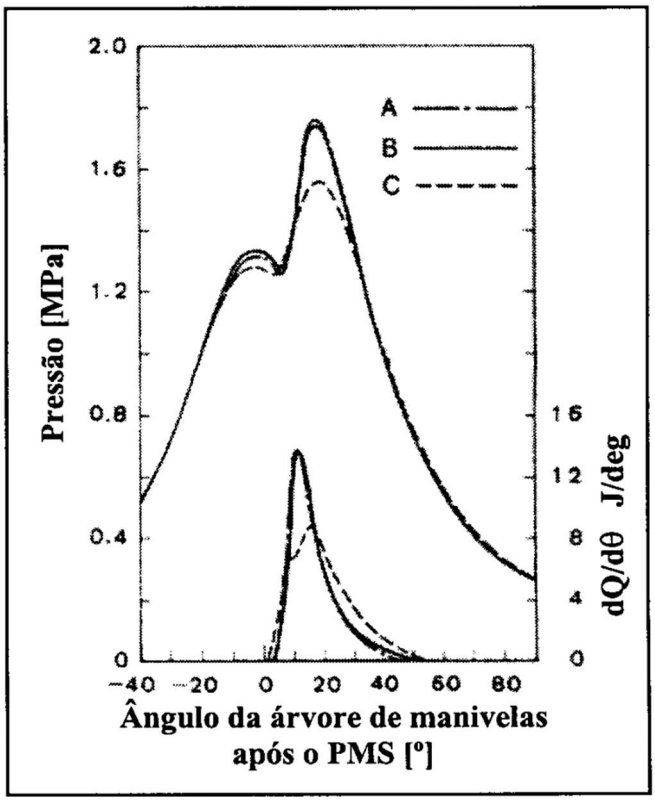
(KATAOKA, 1982) também estudou o posicionamento da vela de ignição, em seu trabalho foram testados 3 configurações que são apresentadas na Figura 14, concluiu-se que a vela alocada próximo aos orifícios de interligação gera menores pressões e taxas de liberação de calor mais uniformes, isso acontece porque os jatos de chama se propagam na mesma direção tanto no interior da pré-câmara quanto na câmara principal, a Figura 15 mostra que com a vela de ignição mais próxima ao orifício de interconexão gera menores pressões no interior do cilindro e taxa de calor mais uniformes, pois os jatos de chama se propagam em direção a câmara principal quanto no interior da pré-câmara. Esse fenômeno diminui o choque da frente de chama com a face do pistão e reduz a formação de NO_x que é o oposto dos posicionamentos mais afastados.

Figura 14 – Configurações de posicionamento da vela na pré-câmara estudadas por (KATAOKA, 1982)



Fonte: (KATAOKA, 1982)

Figura 15 – Pressão e taxa de liberação de calor para as configurações de vela de ignição proposta por (KATAOKA, 1982)



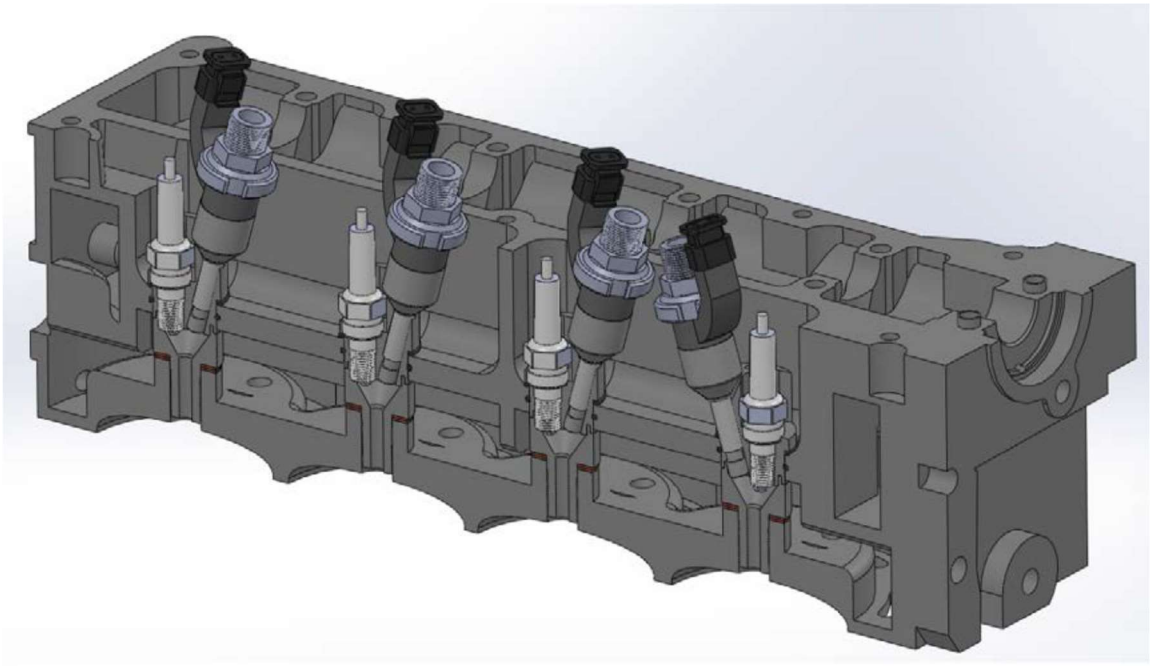
Fonte: (KATAOKA, 1982)

2.6 Estado da arte sobre ignição por lança chamas

Neste tópico serão apresentados os principais trabalhos encontrados na literatura que contribuem para o desenvolvimento do presente trabalho. O intuito dessa seção é abordar assuntos que permitam compreender a metodologia e os efeitos do uso de pré-câmara em motores SI (do inglês *Spark Ignition*). A base teórica destes trabalhos será utilizada como ponto de partida para o desenvolvimento do projeto.

(RODRIGUES FILHO, 2014) testou um sistema de ignição por lança chamas em diferentes níveis de estratificação da mistura, operando com E25 e para várias cargas e rotações do motor. Para isso, utiliza um motor de quatro cilindros adaptado com uma pré-câmara de um furo de interconexão. O sistema desenvolvido é apresentado na Figura 16.

Figura 16 - Vista em corte das pré-câmaras, eletro injetores e velas de ignição montados no novo cabeçote.



Fonte: (RODRIGUES FILHO, 2014).

Os resultados obtidos nesta pesquisa mostram ganhos significativos nos parâmetros de desempenho e no consumo específico de combustível em relação ao motor original. Além disso, apresenta aumentos percentuais médios de 7,10% para a eficiência térmica e reduções média percentual de 8,21% para CO_2, 71,58% para CO e 49,51% para NOx. Por outro lado, mostra que o avanço de ignição do motor com pré-câmara diminui em até 41%, o que previne problemas relacionados à detonação.

(MOREIRA, 2014) desenvolve e caracteriza um protótipo de motor de pesquisa provido de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga homogênea, além de desenvolver uma metodologia numérica do sistema de arrefecimento da pré-câmara e um modelamento unidimensional do sistema de ignição por lança chamas com o objetivo de caracterizar e predizer o funcionamento do sistema. Como principais resultados foram obtidos um aumento em torno de até 10% de eficiência térmica dentro da faixa aceitável para uma combustão estável em relação ao motor original. Para as emissões específicas de monóxido de carbono foram obtidas reduções de até 91%. Também é importante ressaltar a redução da ordem de 76% nas emissões de NOx.

(ALVAREZ, et al., 2015), propuseram uma metodologia para o cálculo da geometria da pré-câmara avaliando o impacto da geometria na capacidade de liberação de energia para a

câmara de combustão principal. As avaliações realizadas pelos autores restringiram a análise ao período de abertura da válvula de exaustão e fechamento da válvula de admissão sem considerar a entrada e saída de massa pela injeção de combustível. Os cálculos foram desenvolvidos começando pelo PMI passando pelo PMS e retornando para o PMI. Com base nessa metodologia desenvolveu um código usando o MATLAB para resolução das equações nos volumes de controle.

(BAETA et al., 2016) realizam um estudo das características geométricas da pré-câmara em um motor de ciclo Otto operando com gasolina/etanol. Neste trabalho, são avaliados o volume, diâmetro, número de canais de interconexão em termo de emissões e consumo específico de combustível. Os resultados mostraram que pré-câmaras com maior número de canais de interconexão apresentam uma redução significativa nas emissões de CO, CO_2 e NO_X, mas as emissões de HC aumentaram em relação ao motor de linha de base, e os limites de mistura pobre foram restritos a um máximo de lambda = 1,3. Além disso, mostram um aumento na eficiência térmica de eixo e uma redução do consumo de combustível de 3.1%. Os autores afirmam que as reduções nas emissões e no consumo específico de combustível é gerado pelo aumento da taxa de queima promovido pela turbulência da pré-câmara de maior número de canais de interconexão.

(MOREIRA et. al., 2017), avaliou possíveis causas do aumento das emissões totais de hidrocarbonetos totais (THC) de um motor 1.6 16 válvulas adaptado para um sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea. Após os estudos concluiu que o aumento dos índices de THC pode ser explicado pela maior área de transferência de calor (squish), pela forma do jato imposta pelo dispositivo de interligação e pela região de fenda que tende a aumentar o volume de combustível não queimado. Assim o sistema de ignição por tocha com a cabeça do cilindro contendo uma grande área de *Squish*, e com o dispositivo de interligação com um bico injetor de furo central único leva ao aumento dos índices de emissão de hidrocarbonetos.

(LIMA, 2018), desenvolveu uma metodologia para a otimização da implementação de uma pré-câmara de combustão de mistura homogênea em um motor combustão interna de ignição por centelha, a simulação foi validada por dados experimentais que validaram a metodologia. Em seu trabalho concluiu que a concentração de combustível da pré-câmara é mais pobre que na câmara principal para esse time de montagem, que leva uma necessidade de atualização do sistema com injeção direta.

(ROSO, 2019), analisou o desempenho e emissões de um motor ciclo Otto com o sistema de pré-câmara de combustão (homogênea e estratificada). Em seu estudo avaliou o consumo de combustível e emissões de gases de um motor Ford Sigma 1.6 16v em um dinamômetro

de bancada e simulações numéricas. Como combustível utilizou o etanol na câmara principal e hidrogênio na pré-câmara de combustão. Os estudos mostraram que o sistema com pré-câmara de combustão pode reduzir até 7% de consumo de combustível médio, 4% nas emissões médias de CO_2, 85% nas emissões de NOx e de 65% nas emissões médias de CO quando comparado ao motor convencional ignição por centelha. Concluindo que o conceito de Pré-câmara de combustão apresenta um potencial para redução de consumo de combustível e redução de poluentes.

(COSTA et al., 2020), realizou um estudo experimental de um sistema de ignição por tocha homogênea de um motor comercial de quatro cilindros equipado com injeção de combustível por porta e abastecido com uma mistura de gasolina e bioetanol (E25). Os resultados mostram que o sistema de ignição por carga homogênea possui uma taxa de combustão muito mais rápida e a uma baixa variação de ciclo a ciclo do motor devido à energia de ignição aprimorada e aos níveis de turbulência na câmara principal, e é capaz de estender o limite de combustão pobre com covariância de combustão aceitável até λ=1,30. Além disso, o aprimoramento da fase de combustão, combinado com a redução das perdas de bombeamento e a menor transferência de calor para o sistema de resfriamento, diminuiu o consumo de combustível, valores de até 8,4%, 12,1% e 10,2% para velocidades do motor de 2.500, 3.500 e 4.500 rpm.

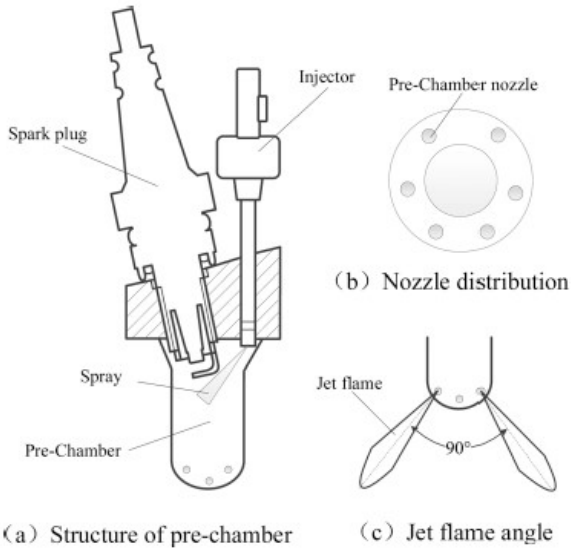
(RAJASEGAR et. al., 2021), realizaram um estudo sobre a ignição e a combustão do gás natural num sistema de ignição por faísca de pré-câmara de combustão alimentado ativamente. O experimento foi desenvolvido em um motor ótico pesado, simulações no interior do cilindro usando análise dinâmica de fluídos (CFD) e análise da cinética química da combustão com o objetivo de conhecer a combustão do gás natural em misturas pobres em um motor ótico com o sistema de pré-câmara ativa. Através das imagens captadas por infravermelho durante o processo de combustão ajudou a entender como o jato de ignição da pré-câmara emerge na câmara principal e os inflama seguindo para a progressão da câmara principal. Com os experimentos realizados os autores concluíram que a mistura de combustível não queimado na pré-câmara é empurrada para fora antes da ignição da câmara principal criando um padrão de jato turbulento, esse fator pode contribuir para misturas iniciais não uniformes na câmara de combustão durante o curso de compressão.

(NOVELLA et. al., 2021), utilizou um motor monocilíndrico turboalimentado no qual originalmente o sistema de alimentação era do tipo GDI, que foi substituído por um sistema PFI e o motor funciona pelo ciclo Miller. O experimento foi realizado em dois pontos diferentes de operação do motor e correlacionado com o modelo numérico 1D. As simulações e os experimentos compararam os impactos dos parâmetros geométricos (volume e área do

orifício) das pré-câmaras de combustão. Os autores concluíram que a pré-câmara de combustão aumenta a eficiência bruta indicada nas condições avaliadas, tanto no experimento físico quanto na simulação. Os modelos 1D mostraram que as pré-câmaras com maiores volumes aumentam o desempenho dos jatos resultando em uma maior energia disponível dentro da pré-câmara no início da combustão. Outro parâmetro avaliado foi o ângulo tangencial, que quando aumentado reduz a instabilidade da combustão, podendo chegar a níveis próximos aos observados no sistema convencional de ignição por centelha.

(ZHAN, 2023), estudou um sistema de ignição ativa por jato turbulento na pré-câmara com uma taxa de compressão elevada modificando a câmara de combustão e da pré-câmara num motor Miller monocilíndrico AVL 5400 para obter uma combustão pobre e estável a uma taxa de compressão elevada. A pré-câmara avaliada possui um volume de 1,7mL com 6 orifícios de 1,2mm de diâmetro conforme apresentado na Figura 17. O Autor comparou a influência da razão volumétrica de compressão com misturas pobres de um motor ignição por centelha e por ignição por lança chamas. Em seu trabalho alcançou um aumento de 51,1% de eficiência térmica bruta indicada a uma razão de compressão de 16,4:1 e $\lambda = 2,236$ usando a pré-câmara de combustão ativa. A melhoria do desempenho do motor com o sistema de ignição por lança chamas, junto com a elevada razão volumétrica de compressão é atribuída principalmente ao maior trabalho produzido no cilindro relacionado ao aumento da pressão. A razão de compressão mais elevada antecipa a liberação de calor durante a ignição permitindo que o motor trabalhe com uma mistura mais pobre.

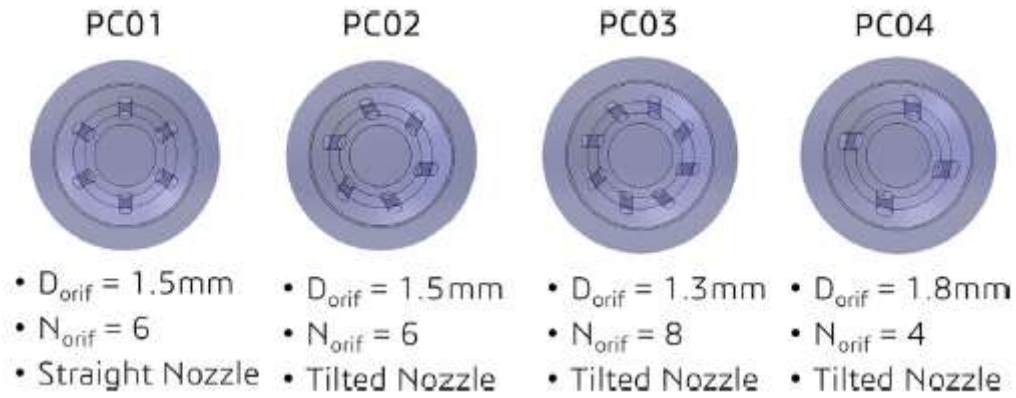
Figura 17 – Diagrama esquemático da estrutura da pré-câmara estudada por (ZHAN, 2023)



Fonte: (ZHAN, 2023)

Segundo (NOVELLA et. al., 2023), que estudou o efeito da orientação e número de orifícios da pré-câmara de combustão ativa. Foi usada uma máquina de compressão-expansão rápida opticamente acessível, que reproduz com precisão o funcionamento de um motor a combustão abastecido com iso-octano, podendo ser avaliado de uma forma mais detalhada os fenômenos envolvidos. Os autores avaliaram 4 configurações de pré-câmara conforme apresentado na Figura 18. O desempenho da combustão é avaliado através da combinação da análise da pressão instantânea na pré-câmara e na câmara principal e da visualização da quimiluminescência em banda larga. Com base nos estudos os autores concluíram que a pre-câmara com os orifícios retos que convergem para o centro é capaz de nuclear a chama mais rápida em comparação com os orifícios inclinados, este fato provavelmente está relacionado com o aumento da turbulência gerada provenientes aos orifícios inclinados. A configuração com os orifícios retos apresentou resultados satisfatórios em termos da eficiência da combustão da câmara principal em condições de mistura pobre. As pré-câmaras com número de orifícios menores verifica-se uma elevada perda de eficiência ocasionada pela falta da programação da chama, especialmente para misturas mais pobres, já as pré-câmaras com um número elevado de orifícios identificou-se que a taxa de penetração da chama é prejudicada resultando uma propagação mais lenta da combustão.

Figura 18 - Pré-câmaras avaliadas por (NOVELLA et. al., 2023)



Fonte: (NOVELLA et. al., 2023)

(SANTOS, 2023), realizou testes experimentais em um motor monocilíndrico de pesquisa com o intuito de comparar o sistema de ignição estratificada com pré-câmara de combustão com base o sistema convencional ignição por centelha. Foram testados experimentalmente vários pontos de operação do motor (6 e 15 bar de IMEP a 2.000 e 3.500

rpm) avaliando qual bicombustível teria melhor desempenho para essa aplicação. O objeto de estudo levou em consideração além da análise experimental a simulação numérica 1D com o auxílio do software GTPower. Desta forma o autor observou que o motor equipado com pré-câmaras apresenta uma eficiência térmica mais baixa devido ao aumento das perdas de calor intrínsecas ao aumento da superfície do cilindro para potenciais perdas térmicas e devido à sua taxa de compressão do motor 3% mais baixa em comparação com a ignição da linha de base. Este fato afetou o consumo específico de combustível, que continua a ser inferior ao da configuração de base. Ainda completa que se o motor equipado com o sistema de pré-câmara de combustão trabalhasse com uma maior razão volumétrica de compressão o motor alcaçaria uma maior eficiência térmica e um menor consumo de combustível, o que justificaria a sua implementação num motor de combustão interna.

A Tabela 2 sumariza alguns estudos relevantes referente a motores de ignição por centelha operando com sistema de pré-câmara de combustão.

Tabela 2 – Trabalhos relevantes estudados, pré-câmara de combustão

Motores de ignição por centelha operando com sistema de pré-câmara de combustão		
Autor/Título/Ano	**Revista**	**Tema de estudo**
FENGNIAN, Liu. Et al. /Effects of pre-chamber jet ignition on knock and combustion characteristics in a spark ignition engine fueled with kerosene/2021	Fuel	Estudo de um motor com pré-câmara da combustão (*Jet ignition*) com o querosene como combustível.
SANDOVAL, M. H. B.. et al. The influence of volume variation in a homogeneous prechamber ignition system in combustion characteristics and exhaust emissions/2020	Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering	Avaliou a influência do volume de uma pré-câmara homogênea e o impacto nas emissões de poluentes.
SANTOS, N. D. S. A., et al. Lambda load control in spark ignition engines, a new application of prechamber ignition systems, 2021	Energy Conversion and Management	O trabalho compara os efeitos da mistura em um motor multicilíndrico Otto etanol utilizando um protótipo pré-câmara de combustão com o sistema de ignição original funcionando com uma mistura estequiométrica.

BAETA, J. G. C., et. al.. Exploring the performance limits of a stratified torch ignition engine using numerical simulation and detailed experimental approaches, 2016	Energy Conversion and Management	Através de uma simulação numérica avalia consumo de combustível, performance e emissão de poluentes de uma pré-câmara de combustão ativa operando com diversas condições de misturas
COSTA, R. B. R., et. al. Exploring the lean limit operation and fuel consumption improvement of a homogeneous charge pre-chamber torch ignition system in an SI engine fueled with a gasoline-bioethanol blend, 2020	Energy	Um sistema de ignição por tocha homogênea foi analisado experimentalmente em um motor comercial de quatro cilindros equipado com injeção de combustível e alimentado com uma mistura de gasolina e etanol com 25% de bioetanol por volume (E25).
GENTZ. G. et. al.. A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine, 2015	Applied Thermal Engineering	Estudou a influência do diâmetro e do número dos orifícios de interconexão de um sistema turbulento *jet ignition* em uma máquina de compressão rápida.
ALVAREZ, C. E. C., et. al.. A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines, 2018	Applied Thermal Engineering	Realizou uma revisão da literatura sobre sistemas de ignição pré-câmara como tecnologia de combustão enxuta, focando nas diversas investigações sobre características de combustão e emissões e apresentando as principais vantagens e desafios na aplicação da tecnologia de ignição pré-câmara.
ATTARD, W. P., et. al.. Spark ignition and pre-chamber turbulent jet ignition combustion visualization, 2012	Paper SAE	Avaliaram as características de ignição e combustão em um motor óptico monocilíndrico, movido a gás natural, foi utilizado uma pré-câmara estratificada, chamado de Jet Ignition System
MOREIRA, T. A. A., et. al. Temperature Calculation Methodology of Pre Chamber With Homogeneous Charge, 2017	Paper SAE	Apresenta uma proposta de metodologia para cálculo da temperatura da pré-câmara de combustão com carga homogênea.

TALEI, M.; et. al..Experimental and numerical analyses of cold EGR effect on combustion, performance and emissions of natural gas lean-burn engine with prechamber combustion system, 2020	FUEL	Neste estudo, foi efetuada uma investigação experimental e numérica para avaliar o potencial do sistema de combustão de pré-câmara combinado com o sistema EGR.

Fonte: Elaborado pelo Autor

3 METODOLOGIA

Este capítulo tem como objetivo demonstrar as etapas e os procedimentos a serem realizados neste trabalho, como a seleção do motor, elaboração do projeto da pré-câmara de combustão e adaptação no motor.

3.1 Seleção do motor

A escolha do motor levou alguns aspectos construtivos e operacionais. Um item importante a ser levado na escolha foi identificar motores já utilizados em veículos pesados que trabalham com o ciclo Otto. O motor deve possibilitar fácil acesso ao cabeçote, especificamente na região de instalação da vela de ignição onde serão adaptadas as pré-câmaras de combustão. É desejável que o motor já opere com gás natural, facilitando a instalação dos demais dispositivos.

Uma análise do mercado indicou que o motor mais apropriado para a pesquisa o motor FPT Cursor 13 NG, 6 cilindros em linha, de 12,9 litros. Uma das características físicas relevante que levou a escolha foi a vela de ignição posicionada a 90° do plano do pistão, que facilita o acesso e instalação do sistema de pré-câmara. Outro fator de escolha foi que o motor já é aplicado em caminhões da marca IVECO que instalado em um cavalo mecânico pode transportar até 74 toneladas, conforme a distribuição combinada da carga. A Figura 19 apresenta uma foto do motor Cursor 13 NG.

Figura 19 – Motor C13 NG



Fonte: www.fptindustrial.com

A Tabela 3 apresenta as características técnicas do motor FPT C13 NG que é objeto do estudo. Tal motor é comercializado para ser usado com o gás natural.

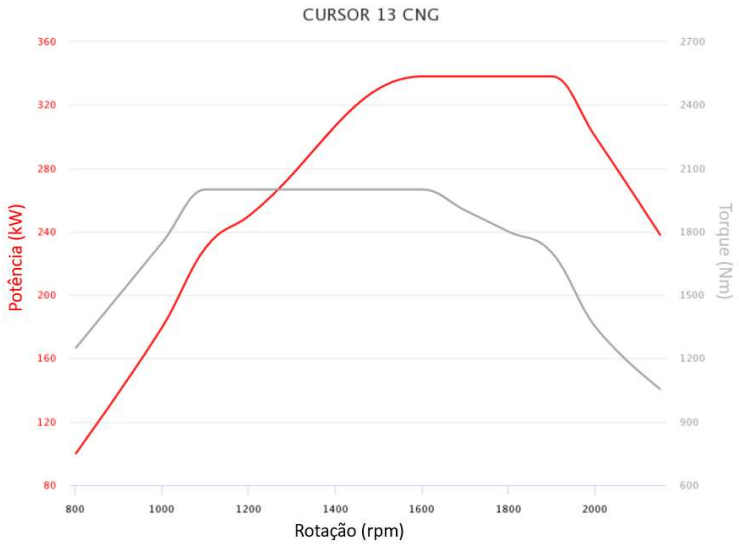
Tabela 3 – Características do motor FPT Cursor 13 NG

Característica	**Cursor 13 NG**
Número de cilindros	6 em linha
Cilindrada total	12,9 litros
Torque Máx	2000Nm@1100rpm
Potência Máx	338 kW (460CV)@1900rpm
Combustível	GNC
Ciclo	Otto
Razão volumétrica de compressão	12:01
Número de válvulas por cilindro	4
Sobrealimentação	Turbocompressor de geometria fixa com válvula wastegate
Sistema de injeção	MPI PFI (injeção multiponto)
Diâmetro x curso	135 x 150 mm

Fonte: adaptado de www.fptindustrial.com

A curva de torque e potência do motor FPT C13 NG original esta apresentada na Figura 20. O torque máximo do motor de 2000Nm inicia em aproximadamente 1100 rpm, a potência máxima de 338kW está em aproximadamente 1900rpm.

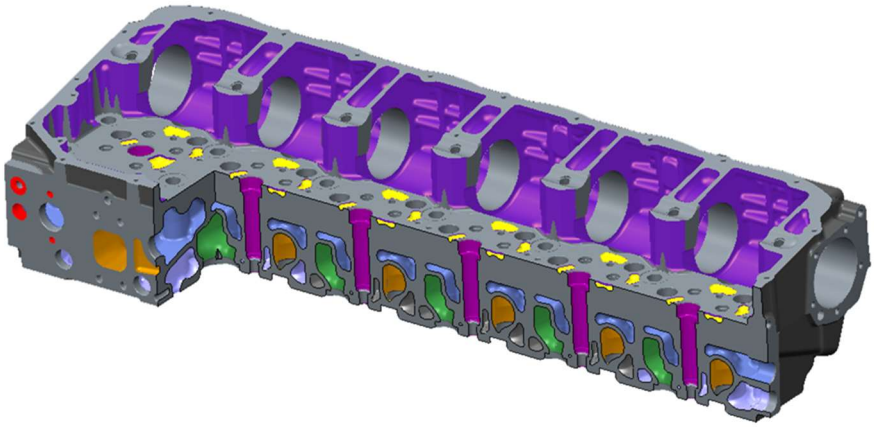
Figura 20 – Curva torque potência Motor FTP Cursor 13 NG



Fonte: Adaptado de www.fptindustrial.com

Figura 21 mostra as sedes das velas de ignição do motor FPT C13 NG, este motor é um motor ciclo Otto, quatro tempos, que funciona com GNC de forma dedicada, o cabeçote será adaptado para receber as pré-câmaras de combustão do novo sistema de ignição.

Figura 21 – Coletor de admissão em corte mostrando a sede da vela de ignição



Fonte: Autor

3.1.1 Geometria das pré-câmaras

De acordo com a literatura a geometria das pré-câmaras de combustão foram definidas juntamente com as dimensões disponíveis do cabeçote do motor escolhido. Com base nos estudos obtidos por (WOLFF, 1997) optou-se por uma geometria cilíndrica, pois proporciona uma maior energia nos jatos de ignição provenientes da pré-câmara, ocasionando um aumento na turbulência da câmara principal que leva um aumento da velocidade de combustão.

O dimensionamento da pré-câmara foi levado em conta ter o menor impacto no motor original. Com isso o diâmetro externo foi definido pelo valor máximo possível de usinar o cabeçote sem comprometer as galerias de refrigeração. Assim a pré-câmara inicialmente possui um diâmetro externo de 25mm e parede de 2,5mm.

3.1.2 Volume das pré-câmaras

Fundamentando na revisão bibliográfica e nos resultados obtidos por (BAPSTISTA, 2007; MOREIRA, 2009; RODRIGUES FILHO, 2014) e no motor Honda CVCC desenvolvido na década de 70 optou por usar a relação de 7,3% entre o volume da câmara principal e da pré-câmara.

O volume da pré-câmara foi calculado com base na Equação 2 que é utilizada como parâmetro comparativo.

Assim o volume da câmara principal de 195,19cm^3 e o volume da pré-câmara calculada temos que V_{cp} de 15,37cm^3 para o motor FPT Cursor13 NG.

3.1.3 Determinação do diâmetro dos orifícios de interconexão

O diâmetro dos orifícios possui uma grande influência no processo de combustão, esse deve ser tal que permita a passagem da chama sem que ela se apague ao passar pela abertura. Segundo (ADAMS, 1978) o diâmetro mínimo para que a chama não se estinga é

chamado de diâmetro crítico (doc). Existe uma correlação entre o tempo característico de turbulência (T_t) e o tempo característico de combustão (Tc), para que a chama não se estingue ao passar pelo orifício da pré-câmara o tempo característico de turbulência tem que ser igual ou maior que o tempo característico de combustão conforme apresentado na Equação 3.

$$T_t \geq T_c \tag{3}$$

O tempo característico de turbulência é dado pela razão entre o valor médio da escala de turbulência, l e a intensidade de turbulência, u conforme apresentado na Equação 4.

$$T_t = \frac{l}{u} \tag{4}$$

Segundo (MOREIRA, 2009), o tempo característico de turbulência, quando o fluxo passa por um orifício é mostrado na Equação 5:

$$T_t = k \cdot \frac{d_o}{v_o} \tag{5}$$

Onde:

k = constante que varia entre 1 e 2, dependendo das condições de fluxo em torno do jato

d_o = diâmetro do orifício [cm];

v_o = velocidade do fluxo pelo orifício [cm/s];

Segundo (BAPTISTA, 2007), a propagação de uma chama de uma mistura de combustível é caracterizada pela velocidade de propagação, v , e pela espessura da frente de chama, δ. O tempo característico de combustão T_c é dado pela relação entre a espessura da frente de chama e a velocidade de propagação da chama, conforme apresentado na Equação 6:

$$T_c = \frac{\delta}{v} \tag{6}$$

Onde:

δ = espessura de frente de chama [cm];

v = velocidade de propagação da chama [cm/s];

Assim, substituindo os termos da Equação 5 e 6 tem-se:

$$\frac{k \cdot d_o}{v_o} \geq \frac{\delta}{v} \tag{7}$$

Isolando o termo do diâmetro do orifício, tem-se então:

$$d_o \geq \frac{\delta \cdot v_o}{kv} \tag{8}$$

Assumindo o valor da constante k =2, para um menor diâmetro de orifício tem-se:

$$d_o \geq \frac{\delta \cdot v_o}{2v} \tag{9}$$

Onde:

δ = espessura de frente de chama [cm];

v = velocidade de propagação da chama [cm/s];

do = diâmetro do orifício [cm];

v_o = velocidade do fluxo pelo orifício [cm/s];

O comprimento da onda da combustão (δ) e sua velocidade de propagação estão relacionados conforme a Equação 10 que é uma função da velocidade de propagação da chama e características da mistura ar/combustível.

$$\delta = \frac{\lambda}{C_p \cdot \rho \cdot v} \tag{10}$$

Onde:

λ = condutividade térmica média da mistura [$cal/cm°Cs$];

Cp = calor específico a pressão constante da mistura [$cal/g°C$];

ρ = peso específico da mistura (densidade) [g/cm^3];

v = velocidade de propagação da chama [cm/s];

Substituindo os parâmetros da Equação 9 na Equação 10 tem-se:

$$d_o \geq \frac{\lambda \cdot v_o}{2 \cdot v^2 \cdot C_p \cdot \rho} \quad (11)$$

Os termos da Equação 12 serão discutidos individualmente.

Os valores dos parâmetros λ, C_p e ρ determinados por (ADAMS, 1978) como:

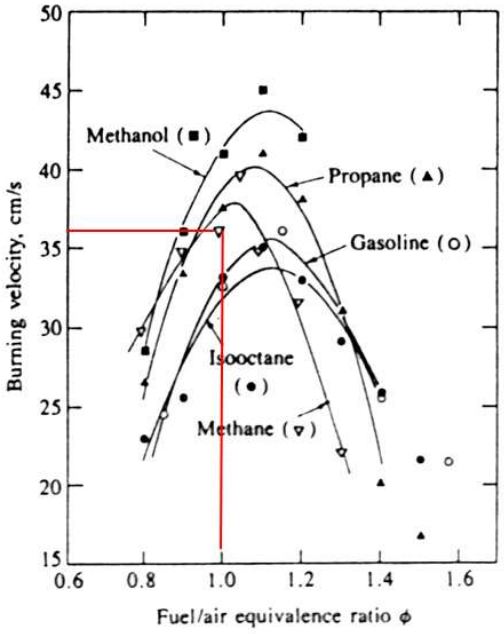
$\lambda = 0{,}6 \times 10^{-4}$ $[cal/cm^{\circ}Cs]$;

C_p = 0,24 $[cal/g^{\circ}C]$;

$\rho = 10{,}7 \times 10^{-3}$ $[g/cm^3]$;

(HEYWOOD, 1988) indica, para uma mistura estequiométrica, uma velocidade de propagação da chama de 36 cm/s, utilizando-se gasolina, como mostra a Figura 22:

Figura 22 – Velocidade de Queima em função da Relação Ar/Combustível



Fonte: (HEYWOOD, 1988)

A velocidade do fluxo no furo é uma função da rotação, geometria do motor e da pré-câmara de combustão que pode ser expressa pela Equação 12.

$$v_o = S_p \cdot \left(\frac{A_p}{A_o}\right) \cdot \left(\frac{V_{pc}}{V_i}\right) \quad (12)$$

Onde:

S_p = velocidade instantânea do pistão [m/s];

A_p = área da cabeça do pistão [m^2];

A_o = área do orifício [m^2];

V_{pc} = volume da pré-câmara de combustão [m^3];

V_i = volume instantâneo acima do pistão [m^3];

A velocidade do fluxo pelo orifício é determinada através da velocidade instantânea do pistão, segundo (HEYWOOD, 1998) é uma função da rotação do motor, geometria e posição do eixo virabrequim que pode ser escrita conforme Equação 13.

$$S_p = \overline{S_p} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot sen(\theta) \cdot \left[1 + \frac{cos(\theta)}{\left(R^2 - sen^2(\theta)\right)^{1/2}}\right] \quad (13)$$

Onde:

$\overline{S_p}$ = velocidade média do pistão [m/s];

θ = ângulo do virabrequim [graus];

R = relação do comprimento da biela com a distância entre centros da manivela

De acordo com (HEYWOOD, 1988), a velocidade média do pistão é dada pela Equação 14:

$$\overline{S_p} = 2 \cdot L \cdot N \quad (14)$$

Onde:

L = curso do pistão [m];

N = rotação do motor [Hz]

Para a rotação do motor de 1900 RPM e um curso de pistão de 150mm. Substituindo na Equação 14 obtém-se uma velocidade média do pistão $\overline{S_p}$= 9,50 m/s.

A relação do comprimento da biela com a distância do centro do eixo de manivelas, ou seja, a metade do curso total do pistão é de 3,07. O fluxo da frente a chama é informado para um ângulo de virabrequim de aproximadamente 10º antes do PMS. Este ângulo será adotado inicialmente então assume que θ = 10°.

Substituindo os valores na Equação 13 obtemos a velocidade instantânea do pistão S_p=3,42 m/s.

O volume instantâneo acima do pistão, no ângulo do virabrequim de 10° é calculado conforme a Equação 15 (HEYWOOD, 1988):

$$V_i = A_p \cdot (l + a - s) + V_{ccomb} + V_{pc} \quad (15)$$

Onde:

l = comprimento da biela [m];

a = distância entre centros do eixo virabrequim [m];

s = distância do eixo virabrequim ao pino do pistão [m];

V_{ccomb} = volume da câmara de combustão (volume da câmara no cabeçote somado ao volume na cabeça do pistão) [m^3];

V_{pc} = Volume da pré-câmara [m^3];

V_x = volume na cabeça do pistão

A distância do eixo virabrequim ao pino do pistão é dada pela Equação 16:

$$s = a \cdot cos(\theta) + \left(l^2 - a^2 \cdot sen^2(\theta)\right)^{1/2} \quad (16)$$

Substituindo os valores na Equação 16 e resolvendo a equação tem-se que a distância do eixo virabrequim ao pino do pistão é s = 0,30349 m = 303,49 mm.

O volume total da câmara de combustão é a soma do volume da câmara de combustão e o volume da cabeça do pistão. O Volume da cabeça do pistão é determinado pela relação apresentada pela Equação 17:

$$\frac{V_{cil}+V_{cabeçote}+V_x}{V_{cabeçote}+V_x} = r_c \quad (17)$$

Onde:

V_{cil} = volume do cilindro dado pelo curso do pistão

$V_{cabeçote}$ = volume da câmara de combustão no cabeçote

V_x = volume na cabeça do pistão

r_c = relação de compressão

O motor utilizado possui um deslocamento de 150mm e um diâmetro de 135mm, então cada cilindro do motor possui o volume de 2147 cm^3. O volume da cabeça do pistão é de 160,5 cm^3. A razão volumétrica de compressão do motor é de 12:1. Assim através da Equação 17 temos que o volume da câmara de combustão do cabeçote é $V_{cabeçote}$=34,69 cm^3.

O volume da pré-câmara de combustão é o valor percentual em relação ao volume total da câmara de combustão (Volume da câmara principal adicionado ao volume da pré-câmara adicionado com o volume da cabeça do pistão). Neste estudo, a relação de volume da pré-câmara com o volume total é de 7,3% assim tem-se:

$$0{,}073 = \frac{V_{pc}}{V_t} = \frac{V_{pc}}{(V_{cabeçote}+V_x+V_{pc})} \quad (18)$$

Onde:

V_t = volume da câmara total [m^3];

Obtém-se substituindo os valores encontrados anteriormente na Equação 18, tem-se que:

V_{pc} = 15,37 cm^3

O curso do pistão é de 150 mm, e seu diâmetro é de 135 mm. A área do pistão é Ap=14,314 x 10^3 mm^2.

Retornando na Equação 15 e substituindo os valores temos o volume instantâneo acima do pistão $V_i = 232{,}21\ cm^3$.

A velocidade do fluxo pelo orifício contém um termo que é baseado no diâmetro do orifício. Sendo assim, reescrevendo a Equação 12, de modo que a velocidade v_o seja função do diâmetro d_o tem-se a velocidade do fluxo representada pela Equação 19.

$$v_o = S_p \cdot \left(\frac{{d_p}^2}{{d_o}^2} \right) \cdot \left(\frac{V_{pc}}{V_i} \right) \tag{19}$$

Com os termos da expressão e substituindo-os na Equação 11, obtém-se então que $d_o \geq 3{,}34mm$.

3.1.4 Determinação da quantidade e disposição dos orifícios de interconexão

Aplicando a metodologia de cálculo apresentada por (ADAMS, 1978), obtém-se um diâmetro mínimo de 3,34mm para o orifício de interconexão com a câmara principal. A fim de padronizar foi definido um diâmetro nominal de 6 mm.

Para dispositivos de interconexão com mais de um furo foi adotada a metodologia definida por (WELTY, 1976), onde o diâmetro dos furos equivalentes é uma função da área da seção transversal do perímetro molhado conforme a Equação 20.

$$D_{eq} = 4 \cdot \frac{A_{st}}{P_m} \tag{20}$$

Onde:

D_{eq} = Diâmetro equivalente [m];

A_{st} = Área da seção transversal [${m}^2$];

P_m = Perímetro molhado [m];

A área da seção transversal equivalente para a metodologia definida por (WELTY, 1976) é dada pela Equação 21:

$$A_{st} = \frac{\pi \cdot D_e^2}{4} - n \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_f^2}{4} \right) \tag{21}$$

Onde:

A_{st} = Área da seção transversal [m^2];

D_e = Diâmetro externo [m];

D_f = Diâmetro furo [m];

n = número de furos.

O perímetro molhado é dado pela metodologia definida por (WELTY, 1976) conforme a Equação 22:

$$P_m = \pi \cdot \left(D_e + n \cdot D_f \right) \tag{22}$$

Onde:

P_m = Perímetro molhado [m];

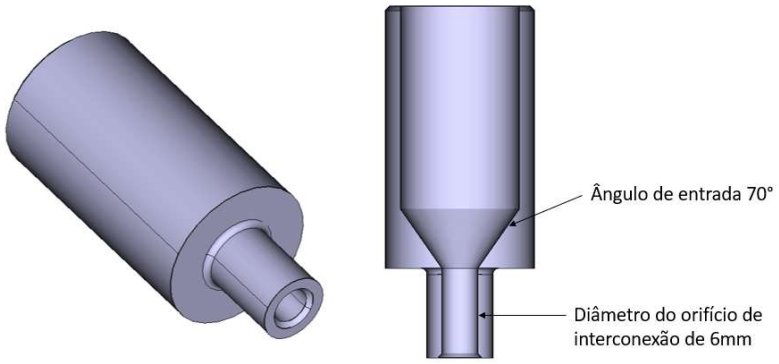
D_e = Diâmetro externo [m];

D_f = Diâmetro furo [m];

n = número de furos.

Serão apresentados três tipos diferentes de interconexão com a câmara principal. O primeiro tipo de interconexão denominado **configuração 1**, possui um furo central de 6mm de diâmetro conforme apresentado na Figura 23. Segundo (RYU, 1987) essa forma de construção permite com que o jato da chama seja direcionado à face do pistão proporcionando pressões mais altas e uma queima mais rápida da mistura. Essa configuração apresentou bons resultados conforme estudo realizado por (GOMES, 2004).

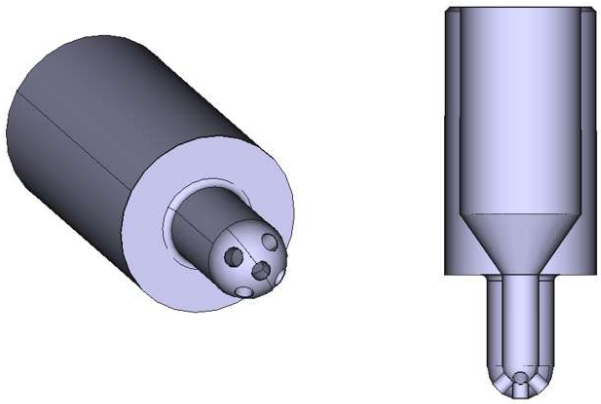
Figura 23 – Pré-câmara com apenas um orifício de interconexão, configuração 1.



Fonte: Autor

Com o intuito de manter a mesma equivalência do diâmetro da configuração 1 as equações 21, 22 e 23 foram utilizadas para determinar o diâmetro equivalente para a **configuração 2.** A configuração 2 é constituída de cinco (5) orifícios, sendo um(1) central e quatro (4) radiais, com diâmetro equivalente de 2,6 mm. A Figura 24 apresenta a configuração 2 na qual o orifício central é direcionado para a cabeça do pistão, 2 orifícios são direcionados para as válvulas de admissão e 2 orifícios para a válvula de exaustão. Segundo (BAPTISTA, 2007) os orifícios radiais auxiliam a um melhor aproveitamento da inércia dos gases gerados pela circulação dentro da câmara principal durante a admissão e exaustão.

Figura 24 – Pré-câmara com cinco orifícios de interconexão, configuração 2.

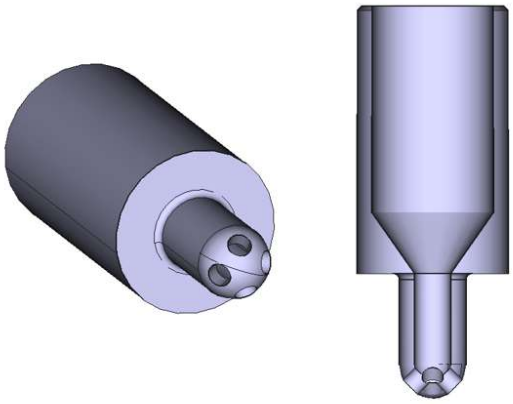


Fonte: Autor

Com base na mesma relação usada na configuração 2 o diâmetro equivalente em relação a configuração 1 é determinado para a **configuração 3.** A configuração 3 consiste em um

dispositivo de interconexão de 4 orifícios radiais de 3,5 mm de diâmetro, mostrada na Figura 25. Nesta configuração os orifícios estão direcionados para as válvulas de exaustão e admissão, com o intuito de auxiliarem na melhor lavagem dos gases remanescentes da pré-câmara.

Figura 25 – Pré-câmara com quatro orifícios de interconexão, configuração 3.



Fonte: Autor

Neste trabalho, os estudos foram focados na primeira geometria denominada configuração 1. Tal escolha foi baseado em estudos realizados por (GOMES, 2004), no qual a configuração de um furo central apresentou melhores resultados quando comparada a geometrias que possuem orifícios com diâmetros menores. No entanto, todos os cálculos podem ser estendidos as demais configurações, uma vez que foi calculado o diâmetro equivalente para as propostas com 4 e 5 orifícios.

É importante observar que o volume das pré-câmaras de combustão reduz a razão volumétrica de compressão do motor. Esta nova razão de compressão volumétrica será avaliada de acordo com a pré-câmara definida.

3.1.5 Determinação da Vazão mássica de mistura que entra na pré-câmara

A vazão mássica de mistura ar/combustível proveniente da câmara principal que entra na pré-câmara através dos orifícios de interconexão foi determinada através da metodologia

de cálculo proposta por (ZUCROW e HOFFMAN, 1976), denominado modelo de escoamento isentrópico. Este modelo é utilizado para escoamento unidimensional, compressível, de área variável e com entropia constante, sendo a base de vários outros modelos descritos de orifícios, bocais, tubos Venturi, válvulas, compressores e turbinas onde haja escoamento de gás para números de Mach acima de 0,3.

As equações de vazão mássica são distintas para os dois regimes de escoamento previsto pelo modelo. Para o escoamento subsônico entre a câmara de combustão principal do motor e a pré-câmara de ignição é necessário que a razão Pt/Pstag seja maior que uma valor crítico, dado pela Equação 23:

$$\frac{P_t}{P_{stag}} > \left[\frac{2}{(\gamma_f+1)}\right]^{\frac{\gamma_f}{\gamma_f-1}} \tag{23}$$

Onde:

P_t: pressão a jusante do escoamento [Pa];

P_{stag}: pressão de estagnação [Pa];

γ_f: razão entre os calores específicos do ar a pressão e volume constante

A pressão de estagnação está correlacionada com a razão volumétrica de compressão. Para determinar o valor foi utilizada as relações termodinâmicas de gás ideal, com valores de calores específicos constantes, durante a compressão de um ciclo ideal Otto, conforme apresentado pela Equação 24.

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=cst} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma_f} \tag{24}$$

Onde:

P_2: pressão de compressão (antes da combustão) [Pa]

P_1: pressão na admissão [Pa]

V_1: Volume no PMI [m³]

V_2: Volume no PMS [m³]

γ_f: razão entre os calores específicos do ar a pressão e volume constante

Para a verificação da Equação 23 para uso do modelo é suposto que o enchimento da pré-câmara irá acontecer a um valor de 80% da pressão de estagnação que a câmara de combustão principal é sujeita. Como a razão volumétrica de compressão deste motor é de 12:1, consideremos que a pressão de estagnação será de 37,67 bar e a pressão a jusante do escoamento será de 30,14 bar.

Desta forma, substituindo os valores na Equação 23 tem-se 0,8 > 0,53167

Verifica-se que Pt/Pstag é maior do que o valor crítico, logo a equação para o cálculo de vazão mássica pode ser utilizada, sendo representada pela Equação 25 proposta por (ZUCROW e HOFFMAN, 1976), é dada por:

$$\dot{m} = \left[\frac{P_{stag}.A_t}{A_f}\right].\left(\frac{P_t}{P_{stag}}\right)^{\frac{1}{\gamma_f}}\left\{\frac{2\cdot{\gamma_f}^2}{\gamma_f - 1}\left[1-\left(\frac{P_t}{P_{stag}}\right)^{\frac{(\gamma_f-1)}{\gamma_f}}\right]\right\}^{\frac{1}{2}} \quad (25)$$

Onde:

$\dot{m}_{iso}$: vazão mássica [kg/s];

P_{stag} : pressão de estagnação [Pa];

P_t : pressão a jusante do escoamento [Pa];

A_t : Área da seção transversal da passagem do gás [m^2];

γ_f : relação entre os calores específicos do ar a pressão e volume constante

A_f : velocidade do som no meio [m/s];

Substituindo os valores de pressão de estagnação, pressão a jusante, diâmetro de orifício de 6 mm de interconexão com a câmara principal, razão entre os calores específicos do ar para o processo de compressão de 1,31 (HEYWOOD, 1988) e velocidade de som no meio de 487,95 m/s, considerando que a temperatura no momento da compressão é de 361°C. Assim através da Equação 25 tem-se m_{iso} = 138,92 g/s de ar entram na pré-câmara.

Tendo os valores da vazão mássica de ar na pré-câmara é possível determinar a massa de ar e o tempo de enchimento estimado na pré-câmara. Para o tempo de enchimento estimado tem-se pela Equação 26:

$$\dot{m}_{iso} = \frac{m}{t} \therefore t = \frac{m}{\dot{m}_{iso}} \tag{26}$$

Onde:

t: é o tempo de enchimento da pré-câmara [s];

m : é a massa de ar contida na pré-câmara [kg];

$\dot{m}_{iso}$: vazão mássica [kg/s];

A massa de ar contida dentro da pré-câmara é dada pela equação dos gases ideais apresentada na Equação 27:

$$P \cdot V = m \cdot R_{ar} \cdot T \therefore m = \frac{P \cdot V}{R_{ar} \cdot T} \tag{27}$$

Onde:

m: massa de ar [kg];

P: pressão do ar [Pa];

V : volume do ar [m^3];

R_{ar} : constante de gás ideal do ar. [$J/kg \cdot K$];

T : Temperatura do ar [K];

Para a determinação da constante dos gases ideais para o ar tem-se a Equação 28:

$$R_{ar} = \frac{R}{P_{mar}} \therefore R_{ar} = 286{,}98\ J/kg \cdot K \tag{28}$$

Substituindo os valores na equação 27 tem-se:

$$m = 254{,}86mg$$

Uma massa de ar de aproximadamente 254,86 miligramas está contida na pré-câmara. Voltando a Equação (26) o tempo necessário para o preenchimento da pré-câmara com a

massa de 254,86 miligramas e uma vazão mássica de mistura de aproximadamente $138{,}92$g/s é de $t_{enchimento} = 1834{,}56\mu s$

3.1.6 Determinação dos parâmetros de alimentação de combustível na pré-câmara

Com o intuito de auxiliar nos cálculos e análises, a razão ar/combustível e o poder calorifico do combustível são determinados com base de combustível de mercado. A composição média do gás natural foi fornecida pela (GASMIG, 2023) conforme apresentado na Tabela 1.

O poder calorífico ou entalpia de combustão de um combustível representa a energia liberada no processo de combustão completa. Se nos produtos da combustão estiver presente a água no estado gasoso, o poder calorífico é denominado poder calorifico inferior (PCI). No entanto se a água apresentar no estado líquido, tem-se o poder calorífico superior (PCS). A Tabela 4 apresenta o PCI de diversos combustíveis constituintes no gás natural.

Tabela 4 – Entalpia de combustão de alguns hidrocarbonetos

Componente	Entalpia de combustão (kJ/kmol); H_2O (g)
Hidrogênio (g) – H_2	-241,82
Metano (g) – CH_4	-802,32
Etano (g) – C_2H_6	-1427,72
Propano (g) – C_3H_8	-2044,01
Butano (g) – C_4H_{10}	-2657,25

Fonte: Adaptado de (MORAN, 2014)

A equação de combustão dos componentes do gás natural veicular pode ser representada pelas Equações 29 para o gás Metano, Equação 30 para o gás Etano, Equação 31 para o gás Propano e Equação 32 para o gás Butano:

$$Metano: CH_4(g) + 2O_2(g) \rightarrow CO_2(g) + 2H_2O(g) + 802{,}32kJ/kmol \quad (29)$$

$$Etano: C_2H_6(g) + 3{,}5O_2(g) \rightarrow 2CO_2(g) + 3H_2O(g) + 1427{,}72kJ/kmol \quad (30)$$

$$Propano: C_3H_8(g) + 5O_2(g) \rightarrow 3CO_2(g) + 4H_2O(g) + 2044{,}01kJ/kmol \quad (31)$$

$$Butano: C_4H_{10}(g) + 6{,}5O_2(g) \rightarrow 4CO_2(g) + 5H_2O(g) + 2657{,}25kJ/kmol \quad (32)$$

Com a composição química do gás natural, apresentada na Tabela 1, calcula-se a massa molar do gás natural conforme apresentado na Equação 33. A massa molar de cada gás foi calculada com base nos valores molares de cada elemento conforme (MORAN, 2014). Neste cálculo os gases identificados como outros na Tabela 1 serão considerados como sendo o gás Butano.

$$M_{GN} = \%\frac{V}{v_{metano}} \times M_{metano} + \%\frac{V}{v_{etano}} \times M_{etano} + \%\frac{V}{v_{propano}} \times M_{propano} + \%\frac{V}{v_{butano}} \times M_{butano} \quad (33)$$

Onde:

M_{GN}: massa molar do gás natural [kg/mol];

$\%\frac{V}{v_{metano}}$: fração volumétrica percentual do metano presente no gás natural;

M_{metano} : massa molar do metano [kg/mol];

$\%\frac{V}{v_{etano}}$: fração volumétrica percentual do etano presente no gás natural;

M_{etano} : massa molar do etano [kg/mol];

$\%\frac{V}{v_{propano}}$: fração volumétrica percentual do propano presente no gás natural;

$M_{propano}$: massa molar do propano [kg/mol];

$\%\frac{V}{v_{butano}}$: fração volumétrica percentual do butano presente no gás natural;

M_{butano} : massa molar do butano [kg/mol];

Substituindo os valores na Equação 33 temos:

$$M_{GN} = 0{,}885 \times 16{,}04 + 0{,}062 \times 30{,}07 + 0{,}022 \times 44{,}09 + 0{,}008 \times 58{,}12$$

$$M_{GN} = 17{,}495 kg/kmol$$

Considerando os valores de entalpia de combustão dos componentes do gás natural e sua composição apresentados nas tabelas Tabela 1 e Tabela 4, o poder calorífico inferior do gás natural pode ser calculado através da Equação 34.

$$\Delta H_{GN} = \%\frac{V}{v_{metano}} \times \Delta H_{metano} + \%\frac{V}{v_{etano}} \times \Delta H_{etano} + \%\frac{V}{v_{propano}} \times \Delta H_{propano} + \%\frac{V}{v_{butano}} \times \Delta H_{butano} \quad (34)$$

Onde:

ΔH_{GN}: entalpia de combustão do gás natural [kJ/mol];

ΔH_{metano}: entalpia de combustão do metano [kJ/mol];

ΔH_{etano}: entalpia de combustão do etano [kJ/mol];

$\Delta H_{propano}$: entalpia de combustão do propano [kJ/mol];

ΔH_{butano}: entalpia de combustão do butano [kJ/mol];

Substituindo os valores na Equação 34 temos:

$$\Delta H_{GN} = 0{,}885 \times 802{,}32 + 0{,}062 \times 1427{,}72 + 0{,}022 \times 2044{,}01 + 0{,}008 \times 2657{,}25 = 864{,}800 kJ/mol$$

Dividindo-se o valor obtido para a entalpia da combustão do gás natural pela massa molar do mesmo temos a Equação 35:

$$\Delta H_{GN} = \frac{864{,}800}{17{,}495} = 49431 \ \frac{kJ}{kg} \approx 49 MJ/kg \quad (35)$$

Assim como há presença de água no estado gasoso nos produtos da combustão, conforme pode-se observar nas Equações 29, 30, 31 e 32, a entalpia de combustão fornecida pela Equação 35 apresenta o poder calorífico inferior calculado do gás natural.

Considerando o gás natural como sendo gás metano puro e o ar atmosférico como uma mistura entre oxigênio e nitrogênio, pode-se escrever a equação da combustão completa do metano conforme a Equação 36:

$$CH_4 + 2O_2 + 7{,}52N_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + 7{,}52N_2 \quad (36)$$

Considerando que a massa molar do ar, M_{ar} é 28,97kg/kmol (MORAN, 2014), a do metano M_{met}, é de 16,04kg/kmol (MORAN, 2014), temos que a razão ar/combustível do inglês *Air Fuel Ratio* (AFR) pode ser expressa pela Equação 37.

$$AFR_{met} = \frac{N_{ar} \times M_{ar}}{N_{met} \times M_{met}} = \frac{(9{,}52) \times 28{,}97}{(1) \times (16{,}04)} \approx 17{,}2\ {}^{kg_{ar}}/_{kg_{met}} \quad (37)$$

Onde:

N_{ar}: Moles do ar [kmol]

M_{ar}: Massa molar do ar [kg/kmol]

N_{met}: Moles do metano [kmol]

M_{met}: Massa molar do metano [kg/kmol]

Adicionando os outros componentes do gás natural, com base na composição do gás fornecido pela GASMIG (2023), Tabela 1, temos a equação de combustão completa para o gás natural expressa pela Equação 38. Neste cálculo os gases identificados como outros na Tabela 1 serão considerados como sendo o gás Butano.

$$8{,}85CH_4 + 0{,}62C_2H_6 + 0{,}22C_3H_8 + 0{,}08C_4H_{10} + 0{,}18CO_2 + 21{,}49O_2 + 80{,}80N_2 \rightarrow 11{,}25CO_2 + 20{,}84H_2O + 80{,}80N_2 \quad (38)$$

Considerando a massa molar do ar, M_{ar} é 28,97kg/kmol (MORAN, 2014) e a massa molar do gás natural calculada através da Equação 33, como 17,495 kg/kmol tem-se pela Equação 39 a razão ar/combustível para o gás natural.

$$AFR_{GN} = \frac{N_{ar} \times M_{ar}}{N_{GN} \times M_{GN}} = \frac{(102{,}29) \times (28{,}97)}{(9{,}95) \times (17{,}495)} \approx 17{,}0\ {}^{kg_{ar}}/_{kg_{met}} \quad (39)$$

Onde:

N_{ar}: Moles do ar [kmol]

M_{ar}: Massa molar do ar [kg/kmol]

N_{GN}: Moles do gás natural [kmol]

M_{GN}: Massa molar do gás natural [kg/kmol]

A partir da massa de ar admitida pode-se determinar a massa de combustível necessária dentro da pré-câmara. O motor funciona a gás natural e considerando que a mistura seja estequiométrica, com base nos resultados da Equação 39, que a razão ar/combustível de 17,0 kg_{ar}/kg_{GN} tem-se que a massa de combustível pode ser calculada pela Equação 40:

$$m_{comb} = \frac{m_{ar}}{R_{esteq}} \tag{40}$$

$$m_{comb} = 14{,}99 \text{ mg / GNV}$$

3.1.7 Temperatura de pico estimada para os gases na pré-câmara

A temperatura de pico na pré-câmara é de extrema importância ser calculada pois com ela pode-se desenvolver um sistema robusto de arrefecimento. Para determinar a temperatura de pico, também conhecida como temperatura adiabática de chama, será determinada a quantidade de calor total gerada na combustão que é dada pela Equação 41.

$$q = m_{comb} \cdot PCI \tag{41}$$

Onde:

q : calor gerado [J];

m_{comb} : massa de gás admitida [kg];

PCI: Poder calorífico inferior do combustível [MJ/kg];

Tem-se que:

$$q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \tag{42}$$

Onde:

q: é a taxa de transferência de calor [J];

m: massa de ar admitida [kg];

C_p: Calor específico a pressão constante [J/(kgK)];

ΔT: variação de temperatura entre a admissão e exaustão do motor [K];

Igualando as equações 41 e 42 tem-se:

$$m_{ar} \cdot C_p \cdot \Delta T = m_{comb} \cdot PCI$$

$$\Delta T = \frac{m_{comb} \cdot PCI}{m\,ar \cdot C_p}$$

$$T_{exaust} = \frac{m_{comb} \cdot PCI}{m\,ar \cdot C_p} + T_{adm} \quad (43)$$

Substituindo os valores na equação 43 tem-se $T_{exaust} = 3141{,}32K$

3.1.8 Pressão de pico estimada na pré-câmara

A pressão de pico após a combustão, na pré-câmara pode ser estimada através do uso da equação 27.

A massa é representada pela soma da massa de ar admitida na pré-câmara e massa de combustível injetada na pré-câmara. Assim tem-se: $m_t = m_{ar} + m_{comb} = 269{,}68 \cdot 10^{-4} Kg$

A temperatura a ser considerada é valor de pico estimado no item anterior.

$$T_{exaust} = 3127{,}98K$$

Substituindo os valores na equação 27 tem-se:

$$P = \frac{m \cdot R_{ar} \cdot T}{V} = 158{,}26bar$$

3.1.9 Vazão mássica dos gases de saída da pré-câmara

A vazão mássica de saída dos gases de exaustão foi calculada através da metodologia proposta por (ZUCROW e HOFFMAN, 1976) através do modelo de escoamento isoentrópico. Este conceito é utilizado para escoamento supersônico entre a pré-câmara e a câmara de combustão principal desde que a razão de pressão Pt/Pstag seja menor ou igual ao valor crítico. O escoamento atinge a velocidade supersônica no orifício de saída (seção de menor diâmetro) e a vazão mássica atinge seu valor máximo para a dada pressão de estagnação a montante. Nesta condição o escoamento é denominado Entupido ou *chocked flow.* Assim para o escoamento entupido e respeitando a condição de razão de pressão crítica tem-se a Equação 44:

$$\frac{P_t}{P_{stag}} \leq \left[\frac{2}{(\gamma_f + 1)}\right]^{\frac{\gamma_f}{\gamma_f - 1}} \tag{44}$$

Onde:

P_t: pressão a jusante do escoamento [Pa];

P_{stag}: pressão de estagnação [Pa];

γ_f: relação entre calor específico do ar

Para gás queimado assume-se $\gamma_f = 1{,}28$ (HEYWOOD, 1988). Para a pressão a jusante assume-se P_t=37,67 bar e P_{stag} = 158,26 bar. Substituindo os valores para verificação da condição de razão de pressão crítica tem-se:

$$0{,}105 \leq 0{,}238$$

A condição de razão de pressão crítica é verificada para a situação de escoamento, logo a vazão mássica para escoamento supersônico é dada pela Equação 45.

$$\dot{m}_{isoS} = \left[\frac{P_{stag}.A_t}{A_f}\right].\gamma_f \left[\frac{2}{\gamma_f + 1}\right]^{\frac{\gamma_f + 1}{2(\gamma_f - 1)}} \tag{45}$$

Onde:

$\dot{m}_{iso}$: vazão mássica [kg/s];

P_{stag}: pressão de estagnação [Pa];

P_t: pressão a jusante do escoamento [Pa];

A_t: Área da seção transversal da passagem do gás [m^2];

γ_f: relação entre calor específico do ar

A_f: velocidade do som no meio [m/s];

Assim substituindo os valores de pressão de estagnação de 158,26 bar, velocidade do som no meio 1074,21m/s, diâmetro do orifício de 6mm de interconexão com a câmara principal e relação de calor específico do ar para a gás queimado de 1,28 (HEYWOOD, 1988) na Equação 45 tem-se:

$$\dot{m}_{isoS} = 312{,}76 \text{g/s}$$

3.1.10 Tempo de esvaziamento e velocidade de saída dos produtos da combustão da pré-câmara

O tempo de esvaziamento da pré-câmara pode ser determinado pela vazão mássica de saída dos gases através da Equação 26. Assim tem-se:

$$\dot{m}_{iso} = \frac{m}{t} \therefore t = \frac{m}{\dot{m}_{iso}} = 862{,}79 \mu s$$

A velocidade do escoamento pelo bocal de 6 mm de diâmetro pode ser estimada através da Equação 46.

$$V = \frac{\dot{m}}{A \cdot \rho} \tag{46}$$

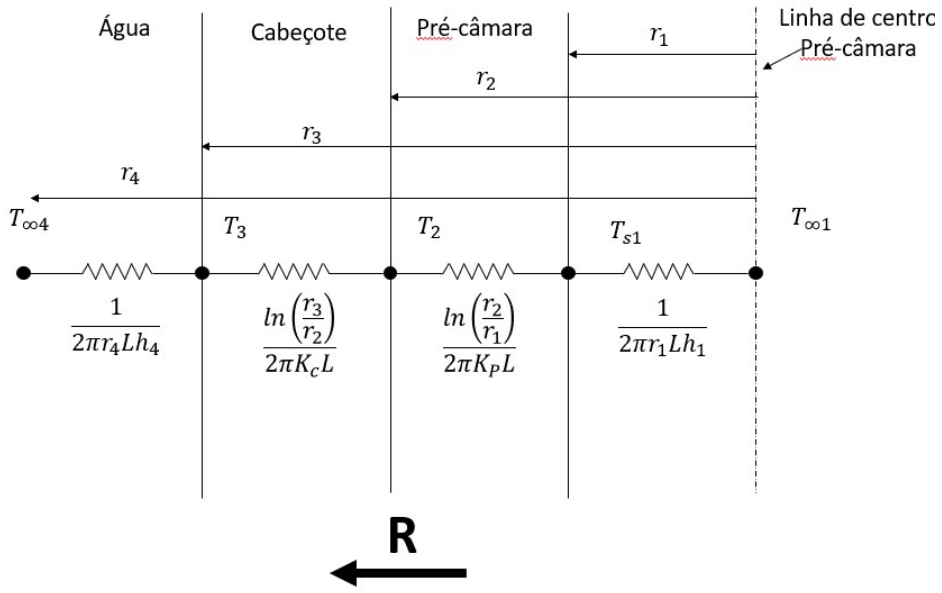
$$V = 1033{,}80\, m/s$$

3.1.11 Arrefecimento da pré-câmara de combustão

O sistema de ignição por lança chamas necessita de um sistema de arrefecimento eficiente para que não ocorra a deterioração do sistema sendo desejável desenvolver um sistema de arrefecimento com o menor impacto possível no motor original. Para o presente trabalho a proposta é que a refrigeração da pré-câmara seja realizada pelo próprio sistema de arrefecimento do motor.

Para o dimensionamento foi proposto o modelo de cálculo utilizando balanço de energia por condução e convecção unidimensional de calor em regime permanente. A Figura 26 mostra o diagrama térmico para o sistema de arrefecimento desenvolvido, onde $T_{\infty 1}$ representa a temperatura no centro da pré-câmara, h1 o coeficiente convectivo da mistura, T_{S1}representa a temperatura interna na parede da pré-câmara, T2 representa a temperatura na parede externa da pré-câmara Kp representa a condutividade térmica do material da pré-câmara, T3 representa a temperatura do cabeçote em contato com o fluido de arrefecimento, $T_{\infty 4}$ representa a temperatura do fluido de arrefecimento e h4 representa o coeficiente convectivo na galeria de arrefecimento do motor. A troca térmica por radiação na pré-câmara de combustão e a troca térmica com o óleo lubrificante serão desconsideradas e todas as resistências térmicas de contato serão desprezadas.

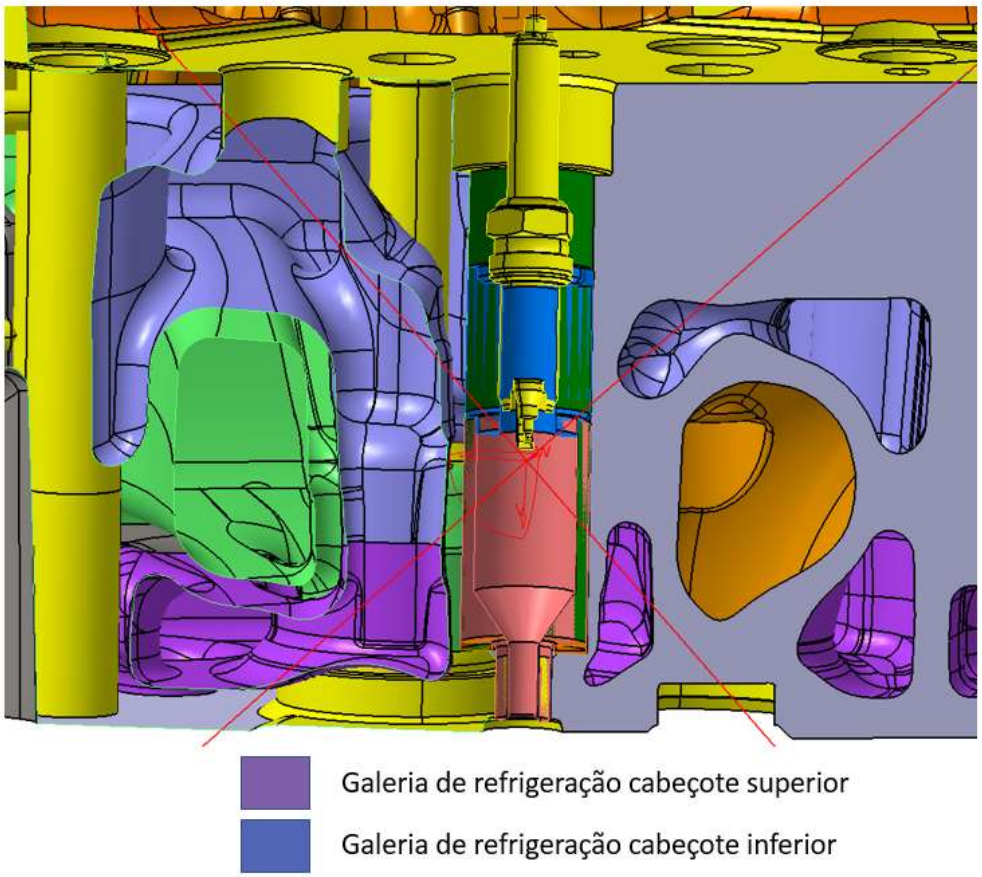
Figura 26 - Diagrama térmico do sistema de arrefecimento desenvolvido



Fonte: Autor

A área do cabeçote em contato com o fluido de arrefecimento não possui uma dimensão linear, conforme podemos observar na Figura 27 que representa uma vista do cabeçote em corte, a legenda indica as galerias por onde o líquido de arrefecimento percorre para efetuar a trocar de calor. Através do software CATIVA V5, foi estimado a área do liquido de arrefecimento em contato como o cabeçote, para efeito de simplificação do modelo foi aproximado de um corpo cilíndrico com diâmetro de 30mm e altura de 33mm.

Figura 27 – Vista em corte do cabeçote, detalhe para a galeria de refrigeração



Fonte: Autor

A taxa de condução de energia através da superfície cilíndrica pode ser expressa através da lei de Fourier em sua forma apropriada como expressa na Equação 47:

$$q = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dr} \tag{47}$$

Onde:

q: taxa de calor transferido [W];

k: condutividade térmica [$W/m \cdot K$];

A: área de troca de calor [m^2];

$\frac{dT}{dr}$: gradiente de temperatura em relação ao raio [K/m];

A taxa de convecção de energia da superfície cilíndrica pode ser expressa através da lei de do resfriamento de Newton em sua forma apropriada como expressa na equação 48:

$$q = h \times A \times (T_s - T_\infty) \tag{48}$$

Onde:

q: taxa de calor transferido [W];

h: coeficiente convectivo [$W/m^2 \cdot K$];

A: área de troca de calor [m^2];

T_s: Temperatura interna na pré-câmara [K];

T_∞: Temperatura no centro da pré-câmara [K];

Assim a através da lei de Fourier temos a expressão para a taxa de transferência de calor para o sistema mostrado na Figura 26, desprezando as resistências de contato interfaciais e aproximando todo o sistema de um corpo cilíndrico temos a Equação 49 que representa a taxa de calor.

$$qr = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 4}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi K_P L} + \frac{ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi K_C L} + \frac{1}{2\pi r_4 L h_4}} \tag{49}$$

O coeficiente convectivo foi determinado utilizando as correlações de Nusselt e Annand, obtidas pela referência de (SPITOSV, 2013) e a correlação de Woschni obtida na referência (ZAK, 2016). A correlação de Nusselt é dada pela Equação 50:

$$h = 5{,}388 \times 10^{-4} \times (1 + 1{,}4 \times V_p) \times T_g^{1/3} \times p^{2/3} \quad (50)$$

Onde:

V_p: Velocidade do pistão [m/s]

T_g: Temperatura do gás [K]

p: pressão do gás [Pa]

A correlação de Annand (1986) é dada pela Equação 51:

$$h = a \times \frac{k}{B} \times Re^b \quad (51)$$

Onde:
k: condutividade térmica do gás [W/m.K];
B: comprimento característico [m];
Re: número de Reynolds;
$a\ e\ b$: constantes.

Os coeficientes a e b recomendados pela referência são:

a=0,25 até 0,8

b=0,7

A correlação de Woschni é dada pela Equação 52:

$$h = 0{,}01297829376 \times B^{-0{,}2} \times p^{0{,}8} \times T^{-0{,}53} \times w^{0{,}8} \quad (52)$$

Onde:

B: comprimento característico [m];
p: pressão do gás [Pa]

t: temperatura do gás [K]

Para a utilização do modelo proposto por Woschini, é necessário calcular o termo da velocidade dado na Equação 53.

$$w = \left[C_1 \times \bar{S}_p + C_2 \times \frac{V_d \times T_{ref}}{p_{ref} \times V_{ref}} \times (p - p_m)\right] \quad (53)$$

Onde:

C_1: Para exaustão atribui-se o valor 6,18; para compressão 2,28; durante a combustão e expansão 2,28 (ZAK, 2016)

C_2: Para exaustão atribui-se o valor 0; para compressão 0; durante a combustão e expansão $3{,}24 \times 10^{-3}$(ZAK, 2016)

T_{ref}: temperatura do gás [K]

P_{ref}: pressão do fluido operante [Pa]

v_{ref}: volume operante [m³]

v_d: volume deslocado [m³]

P_m: Pressão no cilindro sem a combustão [Pa]

P: Pressão no cilindro [Pa]

Considerando a injeção indireta de combustível, a distribuição de carga é homogênea e a pressão no interior do cilindro é constante para todos os pontos em um instante de tempo t.

Os valores estimados dos coeficientes convectivos comportaram de uma forma diferente para cada modelo. Optou por utilizar o modelo de Annand que apresentou um valor médio entre os três.

$$h_{\text{Annand}} = 3257{,}42 W/m^2K$$

A energia gerada na pré-câmara pela combustão é dada pela Equação 41. Substituindo os valores tem-se:

$q_{\text{gerado pc}}$= 734,58 J

O motor utilizado possui 6 cilindros e uma pré-câmara por cilindro, assim tem-se a quantidade de energia gerada igual a $q_{gerado\ pc\ total} = 4407{,}51\ J$.

Segundo HEYWOOD (1988) cerca de 33% da energia produzida pelo motor é utilizada na troca de calor com o sistema de arrefecimento para uma câmara. Assim tem-se que a energia trocada com o arrefecimento pela pré-câmara:

$$q_{arrefecimento\,pc} = 244{,}86J$$

Aproximando a Equação 48 por diferenças finitas, inicial e final, considerando a pré-câmara como um corpo cilíndrico, utilizando o coeficiente convectivo estimado baseado no modelo proposto por ANNAND e a energia transferida para o sistema de arrefecimento em uma pré-câmara, pode-se estimar a temperatura da parede da pré-câmara no momento da combustão.

$$T_s = T_\infty - (h \times A \times q) = 1593{,}73K$$

Aproximando a equação 46 por diferenças finitas, podemos estimar a temperatura T_2 referente a temperatura externa na pré-câmara/cabeçote, desprezando as transferências térmicas de contato, considerando a pré-câmara como um corpo cilíndrico, utilizando a condutividade térmica do aço inoxidável AISI 420 de 24,9W/mK segundo (IRION STEEL SOCIETY, 1999) e considerando que a energia transferida para o sistema de arrefecimento em uma pré-câmara tem-se:

$$T_2 = \frac{q \times r_2 + K \times A_2 \times T_{s1}}{K \times A_2} = 1543{,}05K$$

Da mesma forma acima, pode-se estimar a temperatura da T_3 , temperatura do cabeçote em contato com o líquido de arrefecimento. Considerando que a condutividade térmica para o ferro fundido vermicular é de 35W/mK (ANDRADE, 2005) e a área estimada do cabeçote em contato com o líquido de arrefecimento tem-se:

$$T_3 = \frac{q \times r_3 + K \times A_3 \times T_2}{K \times A_3} = 1509{,}31K$$

As temperaturas T_s, T_2 e T_3 foram estimadas considerando como ponto de partida a pico de temperatura no momento da combustão. Esta condição é momentânea durante um curto intervalo de tempo e deve ser melhor estudada através de elementos finitos ou análise experimental para uma menor incerteza.

Com intuído de auxiliar no dimensionamento do sistema de arrefecimento a medição da vazão foi feita em um veículo na configuração original. O sistema de arrefecimento do motor possui uma vazão entre 3,5 e 17,5 litros/mim conforme apresentado na Tabela 5. Estes dados

foram medidos em um veículo através de um medidor de vazão modelo LMFC-08-A2 fabricante Dwyer com range de medição de 0,5 a 18L/min.

Tabela 5 – Vazão do sistema de arrefecimento motor FPT Cursor 13 NG

Rotação (RPM)	Vazão (L/min)
550	3,5
700	5
800	5,75
900	6,5
1000	7,25
1100	8
1200	9
1300	9,75
1400	10,75
1500	11,75
1600	12,5
1700	13,5
1800	14,5
1900	15
2000	16,5
2100	17
2200	17,5

Fonte: Autor

Assim como a vazão, as temperaturas do líquido de arrefecimento na entrada e saída do radiador são apresentadas na Tabela 6. A diferença média de temperatura entre a entrada e saída é de aproximadamente 7,0°C.

Tabela 6 – Temperatura de entrada e saída do radiador

	Temp. Radiador Entrada (°C)	Temp. Radiador Saída (°C)	Delta (°C)
1900	77,1	70,8	6,3
1650	89,5	82,6	6,9
1550	89,4	81,9	7,5
1200	88,8	81,4	7,4
Média	**86,20**	**79,18**	**7,03**

Fonte: Autor

Para a estimativa do calor trocado pelo sistema de arrefecimento, foi considerado a rotação de 1100 RPM, por ser a menor rotação da faixa de torque do motor conforme apresentado na curva de torque e potência na Figura 20. Com essa referência foi considerada a vazão de 8L/min para o dimensionamento conforme os dados da Tabela 5. Isto representa uma vazão mássica do fluido de arrefecimento de 0,13 Kg/s e a diferença média de temperatura de 7°C. Desconsiderando a troca de calor do cabeçote com o ar. Assim tem-se:

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T = q \tag{54}$$

Onde:

$\dot{m}$ = vazão mássica [kg/s]

C_p= calor específico da água [kJ/kgK]

ΔT = Diferença de temperatura [K]

q = calor retirado pelo sistema de arrefecimento [W]

Voltando a equação 53 e substituindo os valores tem-se:

$$\dot{q}_{arrefecimento} = 157{,}86kW$$

O calor estimado produzido nas pré-câmara é de $4407{,}51\,J$.

Considerando a velocidade angular de 1100 rpm, pode-se estimar a taxa de calor gerado nesta rotação através da Equação 55.

$$\dot{q}_{pc} = \frac{q_{pc} \times N}{n_r} \tag{55}$$

Onde:

$\dot{q}_{pc}$ =Taxa de calor gerado na pré-câmara (W)

N= rotação do motor (revoluções/segundo)

q_{pc} = calor gerado na pré-câmara (J)

n_r= número de revoluções para cada curso do pistão. (para 4 tempos n_r=2 para 2 tempos n_r=1)

Inserindo os valores na Equação 55 temos a taxa de calor gerada nas pré-câmaras de combustão é de:

$$\dot{q}_{pc} = 40{,}402\ kW$$

Conforme (HEYWOOD, 1988) cerca de 33% da energia produzida pelo motor é utilizada na troca de calor com o sistema de arrefecimento para uma câmara. Assim a taxa de calor das pré-câmaras trocado com o sistema de arrefecimento é:

$$\dot{q}_{arrefecimento\ pc} = 13{,}466\ kW$$

A taxa de calor que o sistema de arrefecimento do motor deve retirar a mais em relação ao seu projeto original pode ser dado pela razão apresentada na Equação 56:

$$\left(\frac{\dot{q}_{arrefecimento} + \dot{q}_{arrefecimento\ pc}}{\dot{q}_{arrefecimento}} - 1\right) \cdot 100\% = 8{,}53\% \qquad (56)$$

Assim o sistema de arrefecimento com pré-câmara de combustão deve retirar 8,53% mais calor do que o sistema original.

De acordo com as referências estudas o acréscimo de calor referente as pré-câmaras de combustão pode ser absorvido pelo sistema de arrefecimento original do veículo.

3.1.12 Análise da energia de ativação

A energia de ativação em um motor de ignição por centelha se refere à quantidade mínima de energia necessária para iniciar a queima do combustível dentro da câmara de combustão. Segundo (HEYWOOD, 1988), sistemas de ignição convencionais fornecem aproximadamente 50mJ de energia para gerar a centelha e iniciar a combustão. A bobina de ignição do motor FPT C13 NG fornece 85mJ de energia.

Analisando a energia gerada na pré-câmara de combustão com o sistema de ignição por lança chamas temos que a energia gerada por esse sistema é de 734,58J, essa energia através de jatos turbulentos inflamam a câmara principal.

Realizando uma comparação em termos de energia de ativação entre o sistema de ignição por lança chamas e o sistema convencional temos:

$$\left(\frac{Energia_{lança\ cham}}{Energia_{Convecional}}\right) = \frac{734{,}58}{85\times10^{-3}} = 8642{,}12 \quad (57)$$

Assim o sistema por ignição por lança chamas possui aproximadamente 8640 maior energia de ativação quando comparado com o sistema convencional. Dessa forma tem um grande potencial para operar com misturas mais pobre que o sistema convencional.

3.1.13 Material utilizado para a construção da pré-câmara

O material definido para a construção das pré-câmaras, especialmente a interconexão com a câmara principal, foi determinado com base na revisão bibliográfica, (RODRIGUES FILHO, 2014), durante utilizou o aço inoxidável AISI 420 devido a sua alta resistência a deformação e baixa oxidação quando submetido a altas temperaturas. (MOREIRA, 2009, 2014) usou o mesmo aço pelos mesmos motivos e por ser um aço comumente empregado na construção civil, chapas refletoras, peças de eletricidade resistentes a oxidação, entre outras. O aço AISI 420 é um aço ao cromo, inoxidável, martensítico, não temperável e magnético, resistente a corrosão em altas temperaturas. As principais propriedades mecânicas do Aço AISI 420 estão apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Propriedades mecânicas do Aço AISI 420

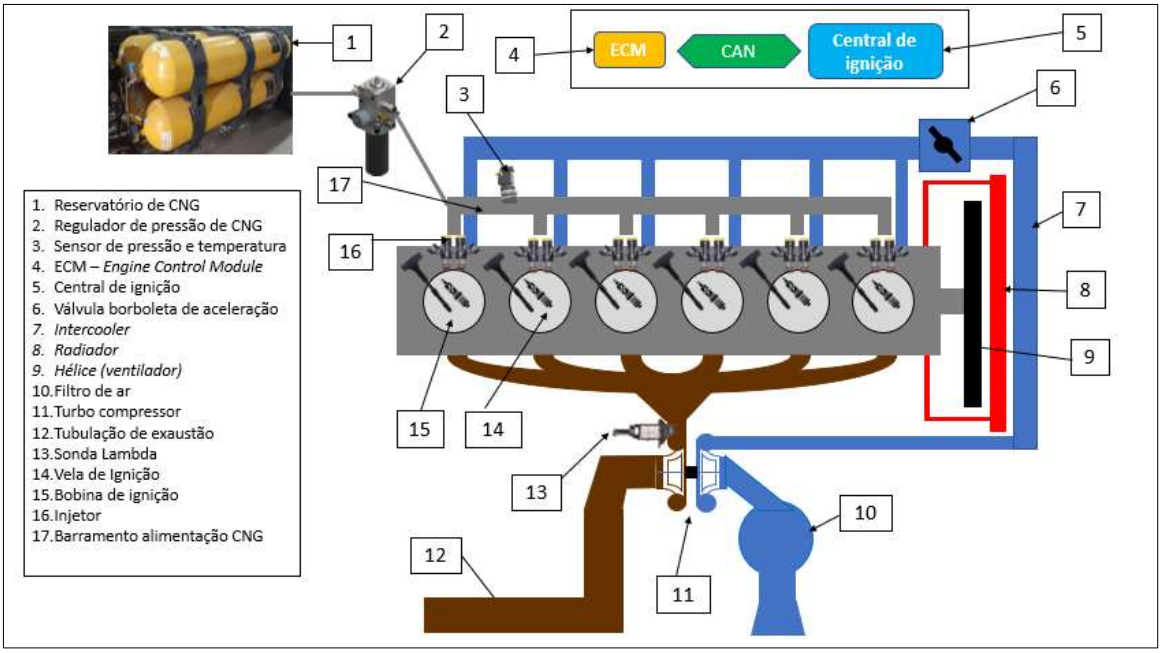
Ponto de fusão (°C)	**1510**
Densidade (kg/m³)	**7,75**
Calor específico (kJ/kgK)	**0,46**
Condutividade térmica(W/mK)	**24,9**

Fonte: Adaptado de *IRION STEEL SOCIETY* (1999)

3.1.14 Principais componentes do motor utilizado

O motor utilizado para o desenvolvimento do projeto está representado esquematicamente na Figura 28. Nesta são destacados os principais componentes responsáveis pelo seu correto funcionamento. Neste tópico serão apresentados os componentes juntamente com as especificações.

Figura 28 – Esquema do motor Cursor 13 NG e os principais componentes



Fonte: Autor

O item 1 da Figura 28 indica os reservatórios de GNV que suportam ser abastecidos em alta pressão podendo chegar a 200 bar, os reservatórios são comercializados pela empresa CONVERGAS que atendem padrões de normalização e segurança. O gás armazenado nos reservatórios de alta pressão é canalizado até o regulador de pressão ilustrado no item 2 na Figura 28. No regulador a pressão é reduzida para 7,9 bar, mantendo a pressão estável e um alto fluxo de gás, este regulador é o modelo FM80E fornecido pela empresa PARKER.

No item 3 da Figura 28 observa-se o sensor de temperatura/pressão este é responsável por informar ao módulo eletrônico a pressão e temperatura do gás. Este componente é

fabricado pela BOSCH e possui o código da peça 0 261 230 326. O sensor possui o range de medição de pressão de 50 a 1600 kPa e temperatura de -40 a 140°C.

A ECM do inglês *Engine Control Module* apresentada no item 4 da Figura 28 é responsável pelo gerenciamento eletrônico do motor FPT C13 NG. A ECM recebe todos os sinais dos sensores instalados no sistema e através do mapa de calibração que define o correto funcionamento do motor. A ECM é fabricada pela Bosch modelo MD1CE103 conforme apresentado na Figura 29. Outra central eletrônica importante para o funcionamento deste motor é a central de ignição representada no item 5 da Figura 28. A central de ignição é comandada pela ECM e controla as bobinas de ignição, é fornecida pela empresa Eldor modelo EISB 815EI conforme apresentado na Figura 30.

Figura 29 – Engine Control Module Bosch MD1CE102



Fonte: Autor

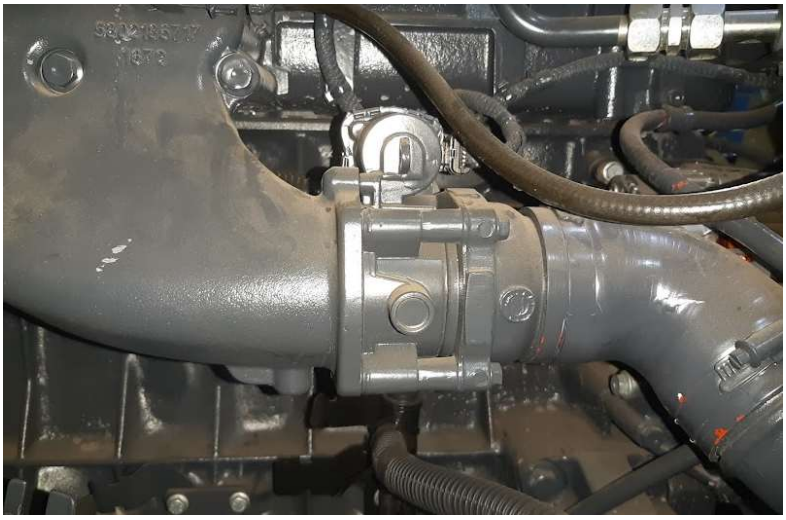
Figura 30 – Central de Ignição Eldor



Fonte: Autor

O controle do fluxo de ar admitido para dentro do motor é realizado pelo corpo da borboleta apresentado equematicamente na Figura 28 item 6. A borboleta é acionada pelo pedal do acelerador. O componente utilizado no motor é do fabricante Magneti Marelli – Modelo 64GTE6I, a Figura 31 apresenta a válvula instalada no motor e a Figura 32 a imagem da válvula do catálogo do fabricante.

Figura 31 – Válvula borboleta instalada no motor



Fonte: Autor

Figura 32 - Válvula borboleta 64GTE6I



Fonte: https://www.magnetimarelli-parts-and-services.pt

O modulo de arrefecimento, composto pelo *intercooler* e radiador itens 7 e 8 respectivamente representado no esquema do motor na Figura 28, é fabricado em alumínio pela empresa Mahle possui uma área de 84 dm², conforme ilustrado na Figura 33. O radiador é responsável por realizar a troca térmica entre o motor e o meio ambiente. Já o *intercooler* tem a função de resfriar o ar que sai da turbina e posteriormente, entra no coletor de admissão. Com fim de auxiliar a refrigeração é utilizado uma hélice item 9 ilustrado na Figura 28, de 714 mm de diâmetro e 9 pás.

Figura 33 – Módulo arrefecimento - radiador e *intercooler*

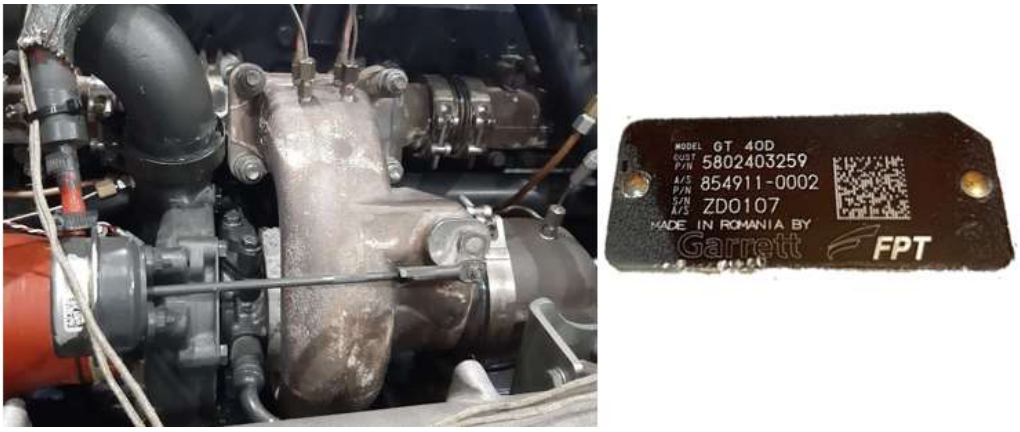


Fonte: Autor

O filtro de ar representado pelo item 10 da Figura 28 tem como finalidade reter as partículas sólidas contida no ar, o tipo de filtro utilizado possui dois elementos filtrantes, primário de papel e secundário de feltro.

O Turbo compressor item 11 representado na Figura 28 tem a função de comprimir o ar para dentro dos cilindros com o intuito de ter uma maior massa de ar e consequentemente combustível dentro do motor. O Turbo compressor utilizado possui geometria fixa com válvula *wastegate* integrada, o componente fabricado pela empresa Honeywell/Garrett modelo GT40D com a regulagem da *wastegate* com 44kPa de pressão. O turbo compressor juntamente com a placa de identificação podem ser observados na Figura 34.

Figura 34 – Turbo compressor GT40D



Fonte: Autor

Na tubulação de exaustão ilustrada pelo item 12 da Figura 28 está instalada a sonda lambda item 13 do esquema do motor apresentado na Figura 28. A sonda lambda é responsável por monitorar a quantidade de oxigênio após a combustão e repassa as informações para a central eletrônica, através das informações da sonda lambda a central controla a quantidade da mistura ar- combustível, ajustando o motor para trabalhar com mistura estequiométrica, rica ou pobre, conforme a calibração. Esse sensor garante o correto funcionamento do motor. O sensor utilizado é fabricado pela Bosch modelo planar de banda larga. Código Bosch 0 258 017 00E, código FPT 5802519158. A Figura 35, apresenta a sonda lambda instalada na tubulação de escapamento do motor.

Figura 35 – Sonda lambda instada na tubulação de escapamento



Fonte: Autor

A vela de ignição representada no item 14 Figura 28, tem a função de conduzir a corrente elétrica para o interior da câmara de combustão transformando em uma centelha que dará início a combustão da mistura ar combustível. A vela de ignição já utilizada no motor FPT Cursor 13 NG é fabricada pela empresa NGK, é uma vela especial e possui o seguinte código NGK ILZKER9BD4DS. A Figura 36 ilustra a vela de ignição utilizada no motor.

Figura 36 – Vela de ignição NGK ILZKER9BD4DS



Fonte: Autor

O item 15 Figura 28 representa a bobina de ignição que tem a função de transformar a tensão da bateria em alta tensão para a formação da centelha na vela de ignição. A bobina utilizada no motor é fabricada pela companhia Eldor, é do tipo *plug-top* modelo EPT 200 com energia de saída de 85mJ e tensão de faísca de 43kV. A Figura 37, ilustra a bobina Eldor do motor FPT Cursor 13 NG.

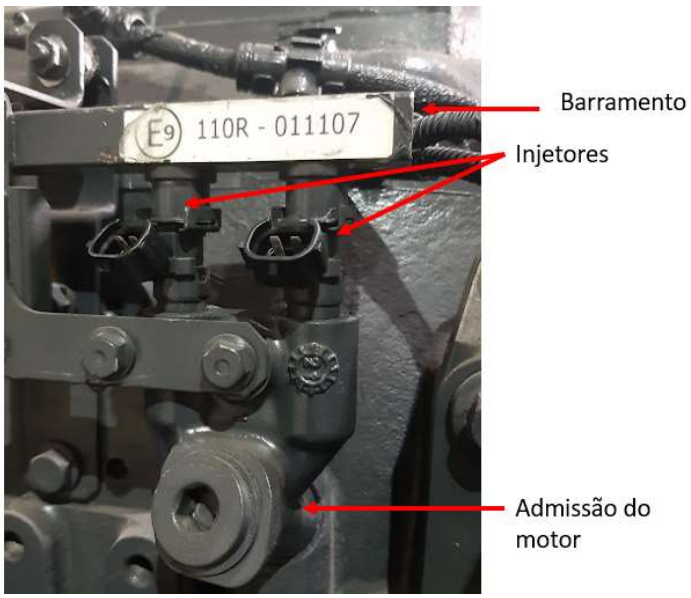
Figura 37- Bonina de ignição Eldor



Fonte: Autor

O item 16 da Figura 28 ilustra os injetores que são instalados no barramento representado pelo item 17 na Figura 28. Ao todo são utilizados doze injetores fabricados pela BOSCH modelo NG12. Os injetores introduzem o gás no coletor de admissão no sistema multiponto, sendo dois para cada cilindro. Estes componentes são montados no veículo na vertical, conforme ilustrado Figura 38. O injetor possui uma vazão de 8,3kg/h em regime de trabalho a uma pressão 700kPa, considerando o gás metano

Figura 38 – Sistema de alimentação da GNV motor FPT C13 NG



Fonte: Autor

A Figura 39 ilustra o injetor BOSCH NG12 que é utilizado no motor.

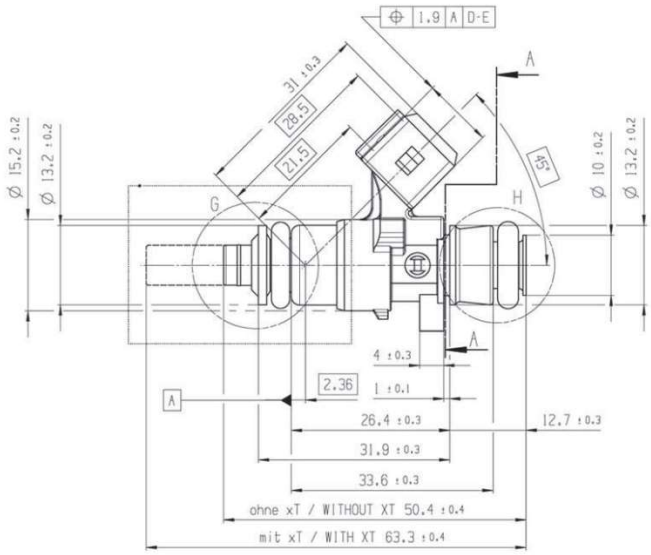
Figura 39 – Injetor BOSCH NG12



Fonte: Autor

Apresenta-se na Figura 40 as principais dimensões do sensor BOSCH NG12.

Figura 40 – Dimensões do Injetor BOSCH NG12



Fonte: https://www.bosch-motorsport.com

A Tabela 8 resume algumas das principais especificações técnicas do injetor modelo NG12.

Tabela 8 – Especificação técnica injetor Bosch NG12

Pressão de trabalho (kPa)	700
Peso (g)	30
Temperatura de trabalho (°C)	-40 a 110
Vazão estática (kg/h) Metano	8,63
Vazão dinâmica (kg/h) Metano	2,37
Resistência (Ohms)	8,5

Fonte: https://www.bosch-motorsport.com

3.2 Projeto de adaptação da pré-câmara de combustão no motor

O desenvolvimento do projeto das pré-câmaras de combustão foi realizado levando em consideração as características apresentadas com base na revisão bibliográfica e as dimensões disponíveis no motor para realizar as modificações necessárias para a adaptação do novo sistema. Neste tópico serão apresentados as adaptações e modificações necessárias para instalação do sistema de ignição por lança chamas no motor original.

3.2.1 Determinação da nova relação volumétrica de compressão com a pré-câmara e determinação da nova altura do cabeçote

Com o uso da pré-câmara o volume da câmara de combustão foi aumentado ocasionando uma redução da relação de compressão do motor. Essa diminuição na razão volumétrica de compressão poderia alterar o comportamento do motor adaptado, diminuindo seu desempenho, como aumento do consumo efetivo e dificultando realizar uma comparação entre a proposta de melhoria. Segundo a metodologia proposta por (MOREIRA, 2009), uma nova razão de compressão pode ser determinada correlacionando o volume da câmara de combustão após a modificação com o volume para que obtenha a mesma relação de compressão do motor antes da atualização da pré-câmara.

A determinação do novo valor da razão volumétrica de compressão é dada pela Equação 58.

$$r_c = \frac{Vd + Vc}{Vc} \tag{58}$$

Onde:

r_c: Razão volumétrica de compressão;

Vd: Volume deslocado [cm^3];

Vc: Volume da câmara de combustão [cm^3];

O Motor avaliado possui o volume deslocado de 2.147,08 cm^3 em cada cilindro e razão de compressão de r_c=12:1 e um volume da câmara de combustão de Vc=195,19 cm^3. Com a adição da pré-câmara de V_{pc}=15,37cm^3 temos um novo volume da câmara de combustão Vc'= 210,56cm^3. Usando a Equação 58 com novo valor da câmara de combustão tem-se a nova razão volumétrica de compressão:

$$r_c' = \frac{Vd + Vc'}{Vc'} = 11{,}20{:}1$$

Para garantir que a mesma razão volumétrica de compressão seja mantida, a fim de eliminar fatores que possam alterar o comportamento do motor adaptado, com relação aos parâmetros de desempenho, consumo específico e efetivo é necessário realizar-se uma usinagem no cabeçote com alteração de sua altura. Como o volume da pré-câmara não pode ser alterado para adequação da compressão original, a altura do cabeçote será modificada.

Utilizando a metodologia desenvolvida por (MOREIRA, 2009), na qual a câmara de combustão é aproximada por um cilindro tem-se a Equação 59:

$$r_c = \frac{Vd + Vc}{Vc} = \frac{Vd + Vpc + Vc'}{Vpc + Vc'} = \frac{Vd + Vpc + Ab \cdot h}{Vpc + Ab \cdot h} \tag{59}$$

Onde:

r_c: Razão volumétrica de compressão;

Vd: Volume deslocado [cm^3];

Vpc: Volume da pré-câmara de combustão [cm^3];

Ab: área da base da câmara de combustão [cm^2];

h: altura da câmara de combustão [cm];

Para realizar os cálculos será adotado que a razão de compressão seja mantida r_c=12:1 e Ab=143,14cm³, V_d=2147,08cm³ e V_{pc}=15,37cm³. Substituindo na Equação 59 obtém-se h_1=1,36cm.

Realizando o mesmo cálculo acima com a razão de compressão modificada pela adição da pré-câmara, r_c=11,2:1 e Ab=143,14cm³, V_d=2147,08cm³ e V_{pc}=15,37cm³. Substituindo na Equação (48) obtém-se h_2=1,26cm.

O delta entre as duas alturas encontradas, $h1 - h2$ = 0,107 cm , representa o valor que deve ser usinado na altura do cabeçote para manter a razão de compressão original do motor.

3.2.2 Posição e Características da Vela de Ignição

A posição da vela de ignição na pré-câmara de combustão foi determinada principalmente em função da pouca disponibilidade de espaço físico para a montagem do sistema. A sua posição será direcionada com o furo de interconexão.

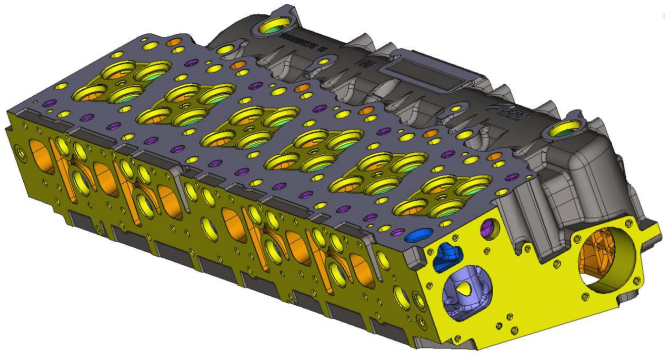
Devido a maior dissipação de calor da vela com o cabeçote e com o fluido de arrefecimento o motor que utiliza pré-câmara necessita utilizar uma vela de alto grau térmico.

O motor originalmente opera com gás natural e já utiliza uma vela de ignição de alto grau térmico 9. Optou por manter a vela de ignição já utilizada NGK ILZKER9BD4DS, possui diâmetro da rosca M12x1,25, comprimento de rosca de 26,5 mm, é uma vela resistiva que diminui as interferências eletromagnéticas aos dispositivos eletrônicos; possui eletrodo central de iridium e distância entre os eletrodos de 0,4mm e medida do hexágono de 16mm conforme apresentado na Figura 36.

3.2.3 Projeto das adaptações necessárias no cabeçote

Algumas modificações no cabeçote são necessárias para que possa ser instalado o sistema de ignição por lança chamas. O Software CATIA, foi utilizado para o modelamento tridimensional do cabeçote. A Figura 41 apresenta o modelo tridimensional do cabeçote original. Através do modelo foi possível identificar a compatibilidade da pré-câmara de combustão com o novo cabeçote.

Figura 41 – Vista em corte do cabeçote original



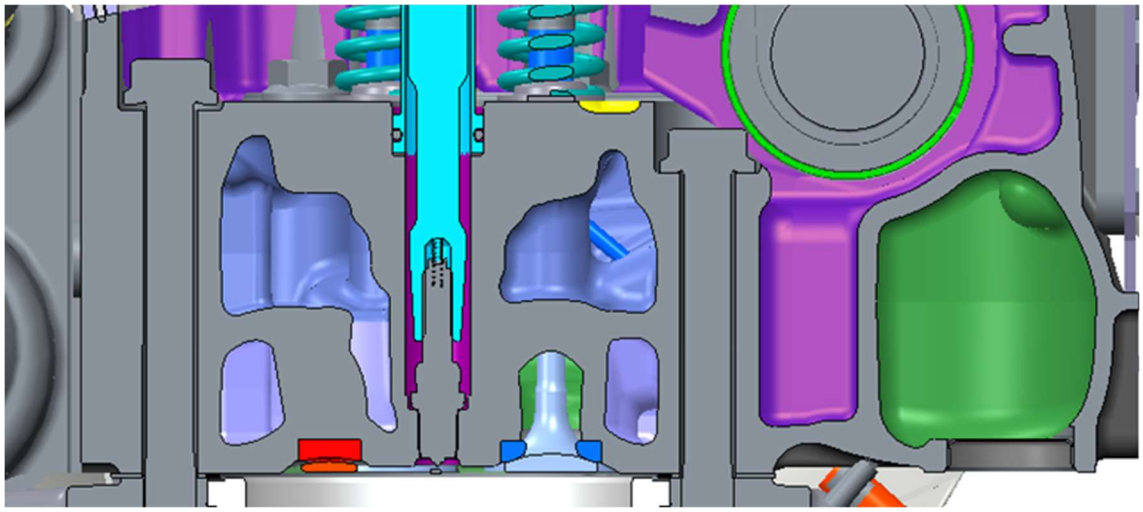
Fonte: Elaborado pelo autor

O motor utilizado para estudo possui um alojamento para a vela de ignição conforme pode-se ser observado na Figura 42. Este alojamento será modificado para a instalação da pré-câmara de combustão. Com o intuito de realizar o menor nível de modificação no motor o as seguintes modificações foram realizadas:

1 – Aumento do diâmetro do furo do alojamento da vela de ignição passando de 21mm para 25 mm e profundidade de 130mm.

2 – Usinagem da face inferior do cabeçote de 1,07mm com o intuito de ajusta a razão de compressão

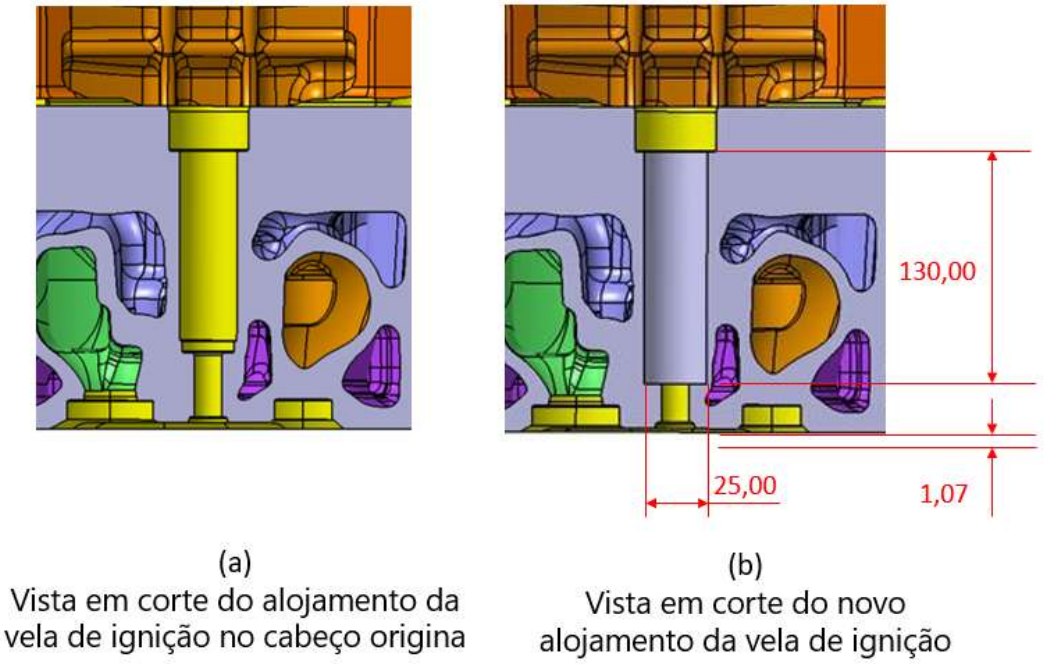
Figura 42 – Vista em corte do alojamento da vela de ignição condição original.



Fonte: Elaborado pelo autor

A Figura 43 (a) e Figura 43 (b) apresentam o comparativo entre o cabeçote original e o modificado. A Figura 43 (a) representa o cabeçote na condição original e a Figura 43 (b) o cabeçote modificado. Podemos observar na Figura 43a região em azul e roxo que são as galerias de circulação de água. Tal condição favorecerá a refrigeração da pré-câmara de combustão.

Figura 43 – Vista em corte do alojamento da vela de ignição.



Fonte: Elaborado pelo autor

Este capítulo descreveu os procedimentos necessários para que os objetivos estabelecidos neste projeto fossem desenvolvidos, apresentando o motor e o dimensionamento do sistema de ignição por lança chamas, pré-câmara e adaptações do motor. A metodologia teórica proposta, pode projetar um sistema de pré-câmara de combustão para um funcionamento do sistema de ignição por lança chamas com mistura homogênea de uma forma geral para aplicação de um motor para operação em veículos comerciais e motogeradores.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

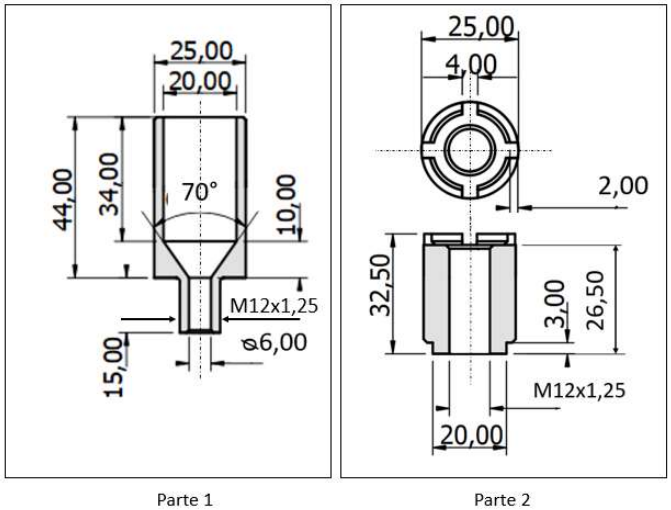
Neste capítulo são apresentados os resultados ilustrados do projeto da pré-câmara de combustão com os desenhos técnicos conforme a especificações baseado na metodologia proposta para o motor FPT Cursor 13 NG.

4.1 Pré-câmara de combustão

As pré-câmaras de combustão propostas foram apresentadas na metodologia. Todos os modelos foram desenvolvidos em duas partes, a parte 1, corpo da pré-câmara e a parte 2 é o novo alojamento da vela de ignição. Posteriormente ambas as partes são unidas por solda, ficando uma peça única que é instalada no cabeçote do motor adaptado.

Como projeto foi desenvolvido as três configurações apresentadas na metodologia, porém foi construído o protótipo apenas na configuração 1. As dimensões das três configurações de pré-câmaras projetadas são apresentadas neste tópico. A Figura 44 representa a pré-câmara nomeada de **Configuração 1,** onde são apresentadas as principais dimensões dos componentes. Os desenhos detalhados da configuração 1 estão apresentados nos anexos 2, 3 e 4.

Figura 44 - Dimensões da pré-câmara e alojamento da vela de ignição Configuração 1

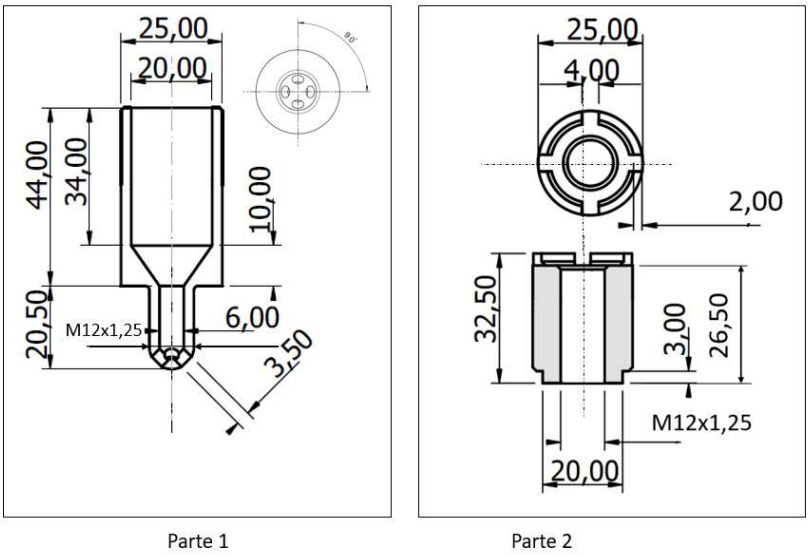


Fonte: Autor

A pré-câmara nomeada de **Configuração 2,** está apresentada na Figura 45, esta configuração possui 4 orifícios de interconexão com a câmara principal, nesta são

apresentadas as principais dimensões dos componentes. Os desenhos detalhados da configuração 3 estão apresentados nos anexos 3, 6 e 7.

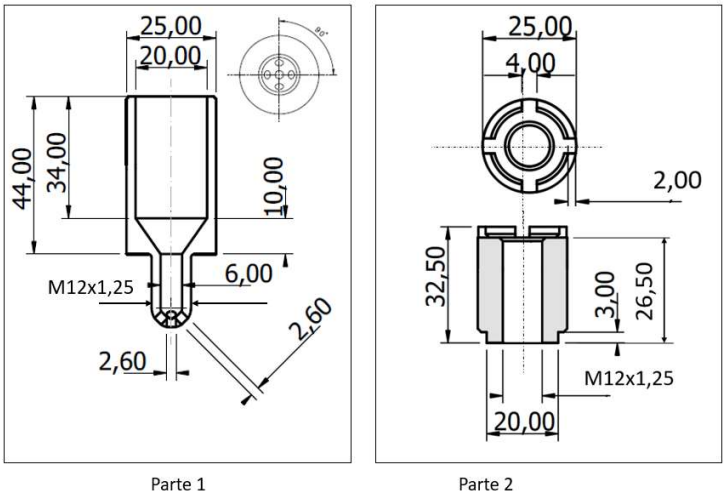
Figura 45 - Dimensões da pré-câmara e alojamento da vela de ignição Configuração 2



Fonte: Autor

A Figura 46 apresenta a pré-câmara nomeada de **Configuração 3,** com cinco furos de interconexão, nesta são apresentadas as principais dimensões dos componentes. Os desenhos detalhados da configuração 3 estão apresentados nos anexos 3,8 e 9.

Figura 46 - Dimensões da pré-câmara e alojamento da vela de ignição Configuração 3



Fonte: Autor

A Figura 47, apresenta a parte 1 da pré-câmara, observa-se o furo central de interconexão de 6mm de diâmetro e a rosca M12x1,25 na Figura 47 (a) e a parte interna da pré-câmara de combustão na Figura 47 (b).

Figura 47 – Parte 1 corpo da pré-câmara de combustão

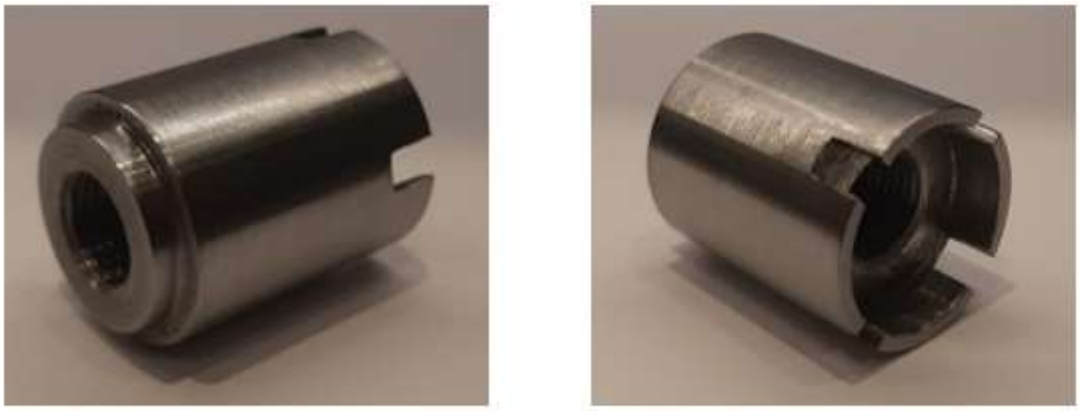


(a) (b)

Fonte: Autor

A Figura 48, mostra a parte 2 da pré-câmara de combustão, na Figura 48 (a) observa-se a sede para acoplamento na parte 1 e a rosca do alojamento da vela de ignição. A Figura 48 (b) mostra as ranhuras que denominadas de castelo servem para aplicar o torque no dispositivo montado.

Figura 48 - Parte 2 – Alojamento da vela de ignição



(a) (b)

Fonte: Autor

A vela de ignição instalada no alojamento (parte 2) está ilustrada na Figura 49, onde pode-se observar antes do processo final de fabricação a saliência do eletrodo da vela no dispositivo.

Figura 49 – Vela de ignição instalada no alojamento da pré-câmara de combustão



Fonte: Autor

Por razões construtivas a pré-câmara é obtida pela junção dos dois componentes, corpo (parte 1) e alojamento da vela de ignição (parte 2). Os dois dispositivos são encaixados e soldados após a fabricação. A Figura 50, apresenta a configuração final da pré-câmara de combustão com o furo central de diâmetro de 6mm.

Figura 50 – Protótipo da pré-câmara de combustão



Fonte: Autor

Com o objetivo de uma melhor vedação, uma arruela de vedação de cobre é montada entre a pré-câmara e a câmara principal. A arruela possui diâmetro interno de 12mm, diâmetro externo de 25 mm e espessura de 1,5mm. A Figura 51, ilustra a arruela de vedação da pré-câmara.

Figura 51 – Arruela de vedação da pré-câmara com câmara principal.



Fonte: Autor

A pré-câmara montada com a vela de ignição e arruela de vedação podem ser visualizados na

Figura 52.

Figura 52 – Pré-câmara de combustão montada na sua configuração final



Fonte: Autor

4.2 Modificação do cabeçote

O cabeçote original precisa ser usinado conforme descrito na metodologia. O desenho técnico da usinagem final está no ANEXO 5. A Figura 53 mostra o cabeçote do motor FPT Cursor 13 NG com o eixo do comando de válvulas. Pode-se observar na Figura 53 os alojamentos das velas de ignição ao centro das válvulas do motor, no qual o cabeçote precisa ser adequado para recebimento da pré-câmara de combustão.

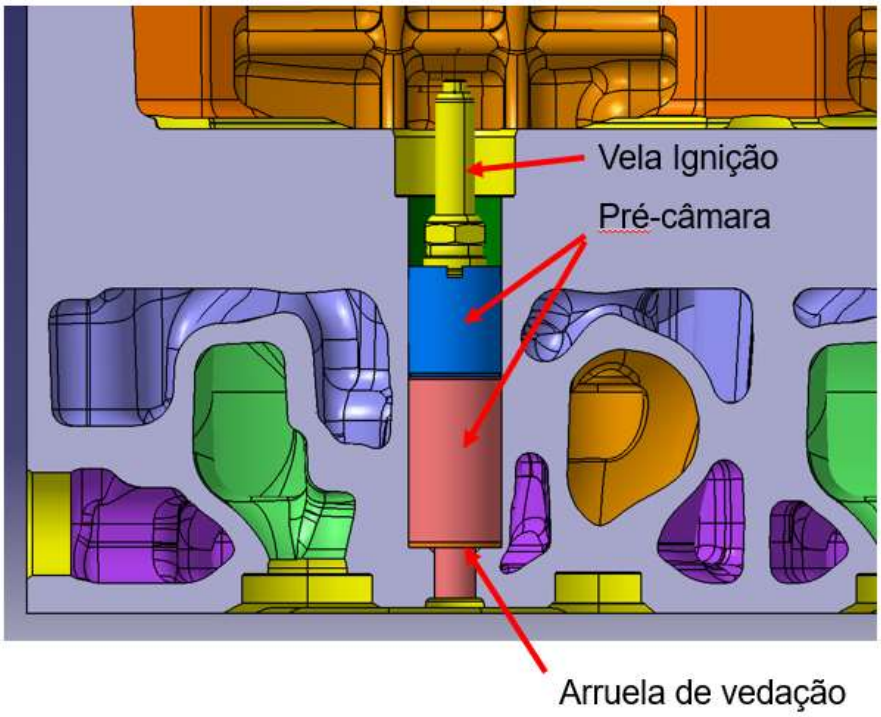
Figura 53 – Cabeçote do motor Cursor 13 NG com o eixo comando de válvulas



Fonte: Autor

A Figura 54, apresenta a montagem realizada no software CATIA V5 com ênfase no sistema da pré-câmara de combustão acoplado ao cabeçote do motor FPT Cursor 13 NG, vela de ignição e arruela de vedação.

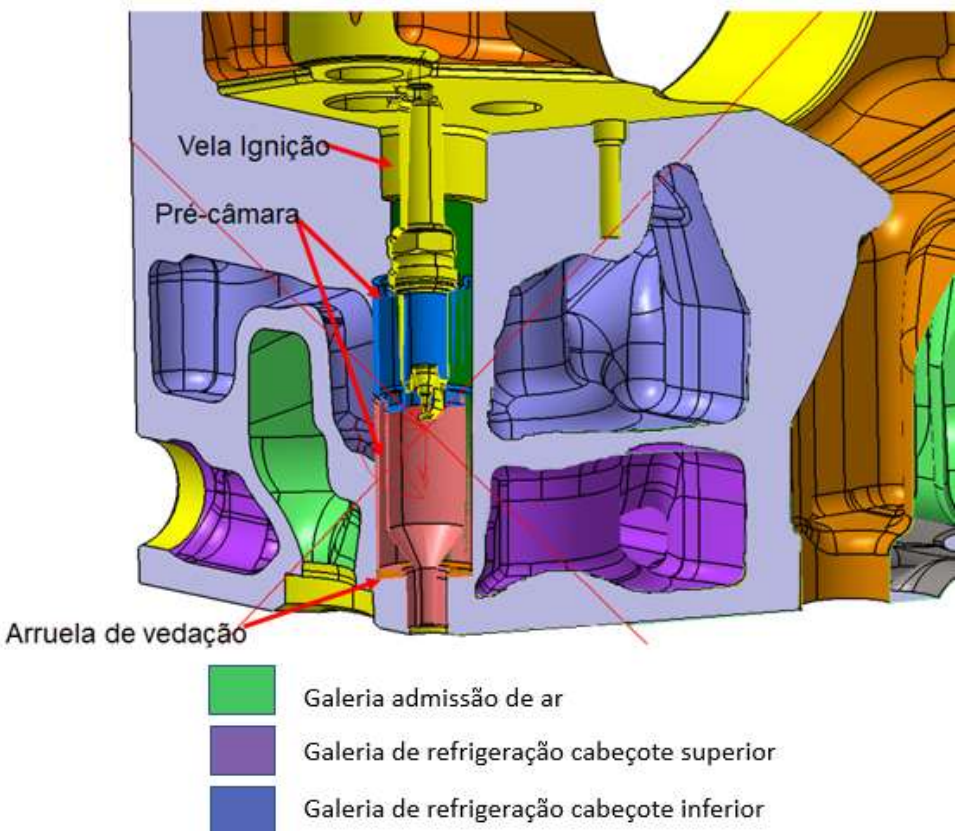
Figura 54 – Sistema pré-câmara montado no cabeçote



Fonte: Autor

A cabeçote cortado nos planos, X,Y é apresentado na Figura 55, na imagem pode-se observar a vista em corte do conjunto pré-câmara de combustão montado no cabeçote. Em verde são apresentadas as galerias de admissão de ar e em roxo e azul as galerias de refrigeração do cabeçote.

Figura 55 – Vista em corte X,Y do cabeçote com o conjunto montado



Fonte: Autor

4.3 Resultados dos cálculos teóricos

Uma metodologia de cálculo foi desenvolvida e implementada no Software Microsoft Excel para auxiliar na análise dos parâmetros para dimensionamento da pré-câmara de combustão com base no motor. Para o uso do programa é necessário entrar com alguns parâmetros do motor e constantes. Como dado de saída pode-se analisar parâmetros referente, como o volume da pré-câmara de combustão em relação a câmara de combustão principal, diâmetro do orifício de interconexão, velocidade do pistão, entre outros.

A Tabela 9 apresenta aos resultados dos cálculos referentes ao volume da pré-câmara de combustão com base na relação de volume com a câmara principal bem como o furo de interconexão, tal qual precisa ser mínimo para que não há a extinção da chama.

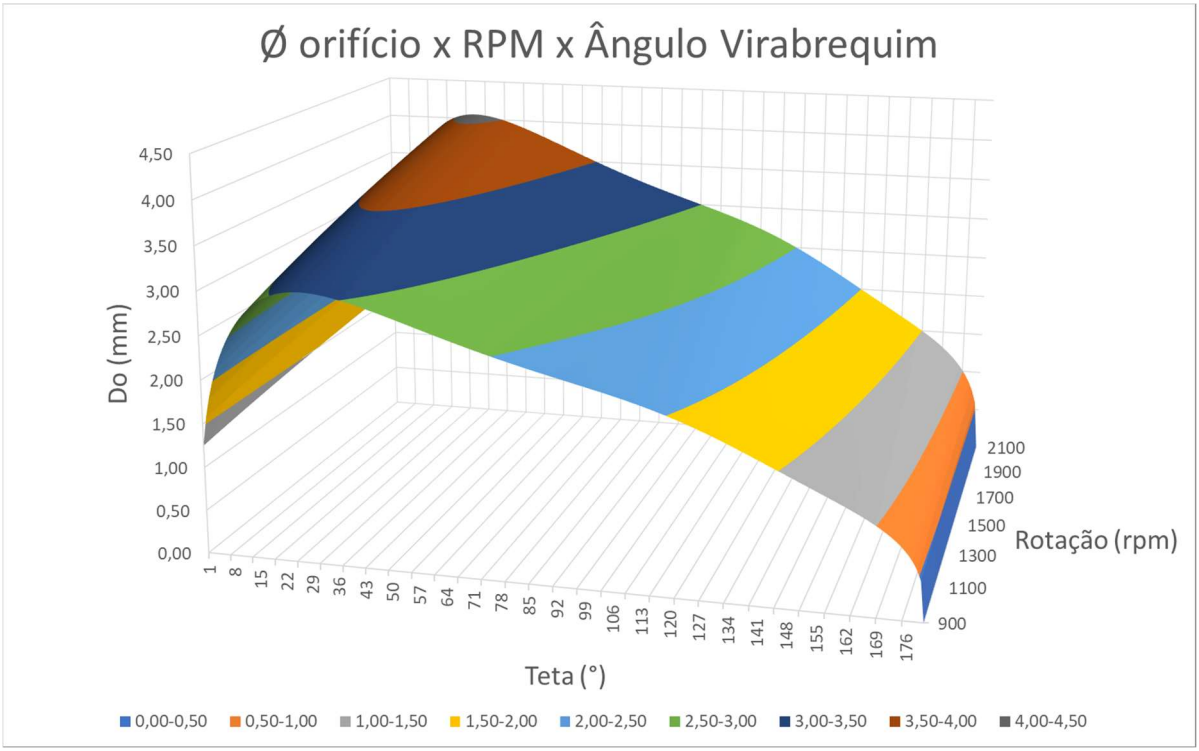
Tabela 9 – Resultados dos cálculos referente ao volume e diâmetro mínimo do furo de interconexão

Estimativa volume e diâmetro mínimo da pré-câmara de combustão	Volume total da câmara (cm^3)	195,19
	Ṡp - Velocidade média do pistão (m/s)	9,50
	Sp - Velocidade do fluxo do orifício (m/s)	3,42
	R = relação do comprimento da biela com a distância entre centros da manivela	3,07
	S - Distância eixo virabrequim ao pistão (m)	0,30349
	Vcil - Volume do cilindro referente ao curso (cm^3)	2147,08
	Vcab - Volume do cabeçote (cm^3)	34,69
	Vpc - Volume da pré-câmara (cm^3)	15,37
	Ap - Área do pistão (cm^2)	143,14
	Vi - Volume instantâneo acima do pistão (cm^3)	232,21
	do - Diâmetro do orifício (cm)	0,33
	do - Diâmetro do orifício (mm)	3,34

Fonte: Autor

O diâmetro do orifício de interconexão inicialmente foi calculado somente para o ângulo do virabrequim de 10° a uma rotação de 1900 rpm. Com o intuito de checar se o valor estimado para o diâmetro atende todas as faixas de trabalho do motor, calculou-se usando a mesma metodologia para a faixa de rotação de 900 a 2100 rpm e variando o ângulo do eixo virabrequim entre de 0° a 180°, representando o deslocamento do pistão entre o PMS e o PMI, que é o volume mínimo e máximo do cilindro respectivamente. Considerando um volume de pré-câmara equivalente a 7,3% do valor total da câmara de combustão principal. O resultado está apresentado no mapa da Figura 56. A partir dos cálculos realizados foi possível determinar o ângulo crítico de 27° a 2100rpm. O diâmetro crítico para essa condição é de 4,06mm.

Figura 56 – Diâmetro do orifício em relação ao ângulo do virabrequim e rotação para razão de volume de 7,3%



Fonte: Autor

Devido às limitações de modificação no cabeçote do motor algumas dimensões da pré-câmara de combustão precisaram ser definidas e as demais foram calculadas conforme demonstrado na Tabela 10.

Tabela 10 – Dimensões da pré-câmara de combustão

Estimativa das dimensões da pré-câmara	Diâmetro externo (mm)	25
	Volume do orifício (cm³)	4,24
	Volume do cone (cm³)	1,43
	Volume do corpo cilindro (cm³)	9,66
	Comprimento do corpo (mm)	30,88
	Área parede interna da pré-câmara(m²)	1,9E-03
	Área parede externa da pré-câmara(m²)	2,4E-03

Fonte: Autor

Os resultados dos cálculos referentes a estimativa da vazão mássica da mistura durante o enchimento da pré-câmara, bem como as massas de ar e combustível, temperatura máxima da pré-câmara durante a combustão, pressão máxima são apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 – Resultados dos cálculos de vazão mássica da mistura na entrada da pré-câmara, massa da mistura, pressão e temperatura de pico na pré-câmara e tempo de enchimento.

Determinação da Vazão mássica de mistura que entra na pré-câmara, Alimentação de combustível, Temperatura e pressão de pico na PC.	Pstag: pressão de estagnação (Pa)	3,77E+06
	Pt: pressão a jusante do escoamento (Pa)	3,01E+06
	Area da seção transversal (m2)	2,83E-05
	Vazão Mássica (kg/s)	1,389E-01
	Diâmetro seção (m)	6,00E-03
	Vazão Mássica (g/s) miso	138,92
	P2 - Pressão no ponto 2 ciclo ideal Otto (bar)	37,67
	Pt: pressão a jusante do escoamento (bar)	37,67
	T2 - Temperatura no ponto 2 ciclo ideal Otto (K)	633,34
	Massa de ar (Kg)	2,55E-04
	Massa de ar (mg)	254,86
	Tempo de enchimento (μs)	1834,56
	Massa de combustível (mg) GNV	14,99
	Temperatura de pico da pré-câmara (K)	3141,32
	Massa Total (ar + comb) kg	2,70E-04
	Massa Total (ar + comb) mg	269,85
	Pressão de pico pré-câmara (Pa)	1,58E+07
	Pressão de pico pré-câmara (Bar)	158,26

Fonte: Autor

Os cálculos relativos aos dados de saída da pré-câmara de combustão são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Resultados dos cálculos da vazão mássica dos gases na saída da pré-câmara

Vazão mássica e tempo saída gases da PC	Pt/Pstag	0,23802
	Velocidade do som saída (m/s)	1074,21
	Vazão Mássica saída iso (kg/s)	0,31276
	Vazão Mássica saída iso (g/s)	312,76
	Massa de ar (Kg)	2,70E-04
	Tempo de esvaziamento (μs)	862,79
	Velocidade de escoamento saída (m/s)	1033,80

Fonte: Autor

Os cálculos referentes a determinação da nova razão de compressão estão dispostos na Tabela 13. Mostrando o valor que deve ser retirado do cabeçote para manutenção da razão de compressão do motor original.

Tabela 13 – Cálculos da nova razão de compressão

Determinação da nova relação de compressão	Vc' - Novo volume da câmara de combustão (cm^3)	210,56
	Nova razão de compressão	11,20
	% em relação entre as câmaras	-7,30%
	h 1 (cm)	1,26
	h 2 (cm)	1,36
	Delta - usinagem no cabeçote (cm)	0,11
	Delta - usinagem no cabeçote (mm)	1,07

Fonte: Autor

O programa desenvolvido permitiu também calcular os coeficientes convectivos segundo Woschni, Annnand e Nusselt e as respectivas temperaturas para a cada parte do sistema da pré-câmara instalada no cabeçote. Os resultados dos cálculos estão apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 – Estimativa do coeficiente convectivo e temperaturas

Estimativa dos coeficientes convectivos e temperaturas	q gerado 1Energia gerada pré-câmara / cilindro (J)	734,58
	q gerado total Energia gerado pré-câmara total (J)	4407,51
	q 33% Energia troca arrefecimento - total (J)	1469,02
	q 33% Energia troca arrefecimento - uma PC (J)	244,86
	hc Woschni (W/m²K)	1412,35
	h Annand (W/m²K)	3257,42
	h (Nusselt) (W/m²K)	4327,53
	Re	66572,40
	w (m/s)	20,30
	TS1 Woschni (K)	2470,32
	TS1 Annand (K)	1593,73
	TS1 Nusselt(K)	1085,32
	T2 Woschni (K)	2419,64
	T2 Annand (K)	1543,05
	T2 Nusselt(K)	1034,64
	T3 Woschni (K)	2385,90
	T3 Annand (K)	1509,31
	T3 Nusselt(K)	1000,90

Fonte: Autor

Os cálculos referentes ao dimensionamento do sistema de arrefecimento do motor estão apresentados na Tabela 15, onde pode-se notar o acréscimo de 8,53% de calor quando comparado ao motor original a uma rotação de 1100 rpm.

Tabela 15 – Cálculos do sistema de arrefecimento

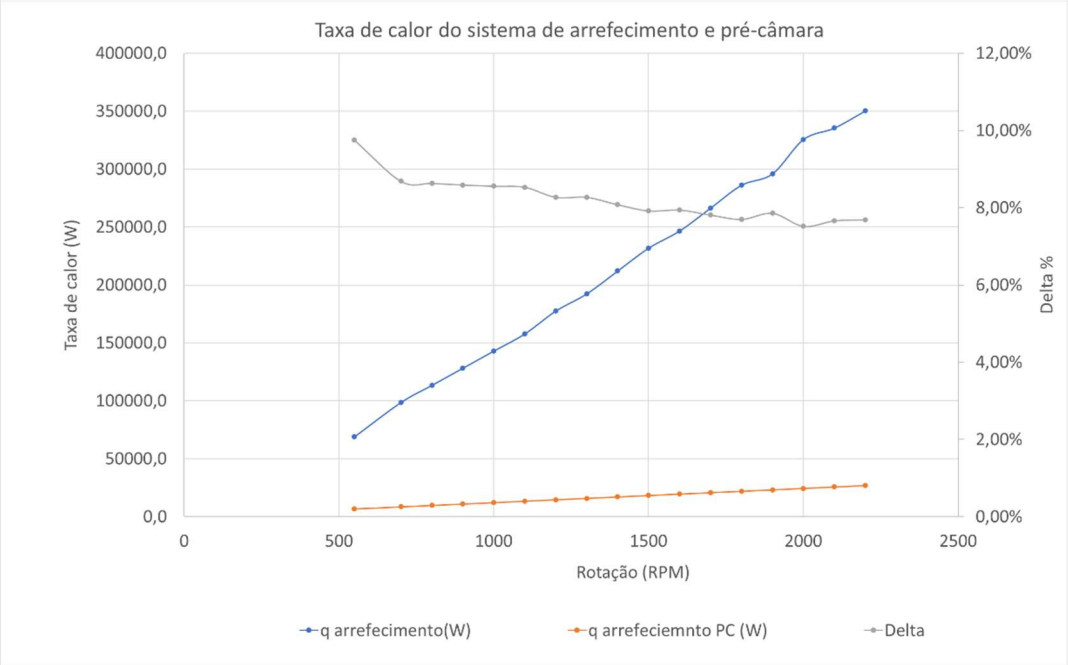
Arrefecimento	q arrefecimento (kW)	157,86
	q pré-câmara (kW)	40,40
	q arrefecimento pc (kW)	13,47
	razão acréscimo em relação ao motor original	8,53%

Fonte: Autor

Na Figura 57 podemos observar o comportamento da taxa de calor do sistema de arrefecimento do motor original e da pré-câmara de combustão. Em condições de baixa rotação do motor o sistema de arrefecimento com a pré-câmara de combustão precisa retirar

mais calor do que o sistema original. Os valores percentuais variam de 7,69% a 9,75%. Para condição de operação com motogerador a rotação fixa de 1800rpm o delta fica de 7,70%.

Figura 57 – Taxa de calor do sistema de arrefecimento e pré-câmara



Fonte: Autor

Os resultados apresentados neste capítulo mostram os cálculos realizados no projeto, a configuração final da pré-câmara de combustão e as adaptações necessárias no cabeçote.

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentada a metodologia e o projeto de um sistema de ignição por lança chamas, operando com carga homogênea para um motor de alta cilindrada, que utiliza o gás natural como combustível. O motor adaptado com o sistema pode ser usado em veículos comerciais e ou motogeradores. Assim as principais conclusões do trabalho são apresentadas a seguir:

- A utilização de pré-câmara de combustão tem sido amplamente pesquisada para motores de baixas cilindradas, sendo que este trabalho apresentou uma abordagem pouco observada na literatura até o momento, do desenvolvimento do sistema de ignição por lança chamas para motores de alto volume deslocado com foco na utilização em veículos comerciais e motogeradores no mercado brasileiro. Assim o uso do sistema pode gerar uma redução do consumo de combustível e emissões de gases, permitindo que sejam simplificados os sistemas de pós-tratamento adotados para atendimento das legislações. Uma das poucas referências é o sistema desenvolvido pela Wärtsilä na Finlândia para o uso de motores marítimos.
- Através da revisão bibliográfica foi possível desenvolver uma metodologia para o projeto do sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea para uso em motores alimentados com CNG. A metodologia permitiu que os principais parâmetros de projetos fossem calculados e de acordo com a revisão possuem uma boa correlação com experimentos físicos.
- O sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea pode ser aplicado em motogeradores. O motor, nesta aplicação, trabalha em condições estacionárias fixando uma rotação de aproximadamente 1800 RPM. Dessa forma deve ser realizada otimização dos parâmetros de calibração de operação do motor em termos de desempenho, consumo de combustível e emissões de gases, avaliando o real efeito perante o motor original.
- O Motor FPT Cursor 13 NG permite ser adaptado de uma forma simples para operar com o sistema de ignição por lança chamas com carga homogênea. Sendo necessário a usinagem do cabeçote para instalação das pré-câmaras e a usinagem para adequação da razão de compressão.
- O gás natural pode ser um combustível alternativo ao Diesel para veículos comerciais e moto geradores. O sistema de pré-câmara de combustão potencializa o seu uso.

- A revisão bibliográfica demostrou a importância do gás natural para a mobilidade, devido a ampla disponibilidade e baixo custo quando comparado ao óleo Diesel. O uso deste combustível alternativo associado a pré-câmara de combustão potencializa os benefícios para aplicação em veículos para o transporte de carga.
- Devido à turbulência gerada por sistemas de ignição com pré-câmaras e a consequente homogeneização da mistura ar-combustível contida na câmara principal de combustão, o uso de do sistema de ignição por lança chamas promove uma combustão mais rápida do que o sistema tradicional por centelha se considerada a mesma razão ar-combustível.
- O dimensionamento do sistema de arrefecimento da pré-câmara aponta um ponto de atenção. A elevada temperatura da chama pode ocasionar um superaquecimento na pré-câmara o que pode acarretar um aumento de emissões de NOx e HC, bem como não apresentar um melhor resultado de performance quando comparado ao motor original.
- Até a elaboração deste documento não foram encontradas nas referências pesquisadas, estudos que avaliassem o sistema de ignição por lança chamas sendo testados e avaliados em operação veicular operando com misturas pobres. Logo entende ser oportuno montar um veículo e avaliar o desempenho do sistema em veículo.
- As emissões de poluentes podem ser reduzidas quando comparadas ao sistema de ignição convencional. De acordo com a pesquisa e revisão realizada diversos autores encontram redução de emissão de CO, CO_2 e NO_X. No entanto ocorreu um aumento de HC devido ao aumento da área de transferência de calor pela forma de jato no dispositivo de interligação.

Desta forma pode-se concluir que o conceito de ignição por lança chamas possui um potencial para controlar as emissões veiculares e uma possível redução de consumo de combustível. Ainda, a metodologia apresentada neste trabalho mostrou-se consistente com base na revisão bibliográfica, possibilitando a instalação do sistema em um veículo.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir dos resultados obtidos neste trabalho e de sua análise, pode-se sugerir os seguintes tópicos para trabalhos futuros:

- Mesmo com a consistência dos dados obtidos pela revisão bibliográfica para a aplicação do conceito de ignição por lança chamas em reduzir o consumo de combustível e emissões de gases é importante realizar a execução de um protótipo e avaliar experimentalmente os conceitos aplicados neste trabalho. Os experimentos devem ser realizados tanto em regime estacionário, que operam em motogeradores, quanto para condições transientes que operem em veículos.

- Avaliar a aplicabilidade do sistema para um motor multi combustível.

- Desenvolvimento de um modelo numérico 1D para avaliar outras razões volumétricas de compressão e também analisar os parâmetros de combustão.

- Simulação CFD com o intuito de aprimorar a geometria de pré-câmara de combustão.

- Avaliar em condições de operação veicular comercial o sistema de ignição por lança chamas.

REFERÊNCIAS

ABREU, C. S., **Análise do desempenho ambiental do gnv como Combustível para a coleta de resíduos sólidos Urbanos.** 2013. Dissertação de mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ADAMS, T. G.; ***Theory and evaluation of auxiliary combustion (torch) chambers****.* 1978. Paper SAE 780631, 19p., 1978.

ADAMS, T. G.; ***Torch ignition for combustion control of lean mixtures****.* 1979. Paper SAE 790440, 8p., 1979

AKTAS, F. A **0/1-*Dimensional Numerical Analysis of Performance and Emission Characteristics of the Conversion of Heavy-Duty Diesel Engine to Spark-Ignition Natural Gas Engine***. 2022. International Journal of Automotive Science and Technology 6 (1): 1-8, 2022, Disponível em: https://doi.org/10.30939/ijastech..980338. Acesso em junho 2023

ALVAREZ C. E. C., et al.. **Metodologia para o cálculo da pré-câmara de combustão de um motor de ignição por lança-chamas multicombustível**. 2015. [Book]Guayaquil: Congresso Iberoamericano Ingenieria Mecánica - CIBIM, 2015.

ALVAREZ, C. E. C., et. al.. ***A review of prechamber ignition systems as lean combustion technology for SI engines***. 2018. Applied Thermal Engineering 128 (2018) 107–120, 2018. Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.118. Acesso em Junho 2023

ANDRADE, C. L. F.. **Análise da furação do ferro fundido vermicular com brocas de metal-duro com canais retos revestidas com TiN e TiAlN.** 2005. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas da Energia Elétrica do Brasil**. 2008. 3ª ed. – Brasília: Aneel, 2008.

ANP Agência Nacional do Petróleo, **Gás Natural e Biocombustíveis 20** – Disponível em: https://www.gov.br/anp/pt-br/acesso-a-informacao/glossario. Acesso em maio 2022. E-Book.

ANTONELLO, M. G.. **Proposta de metodologia para o projeto de motores de combustão interna**. 2015. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Santa Maria, Centro de Tecnologia, Programa de pós-graduação em Engenharia de Produção, Santa Maria, 2015.

ASSIS, M. S. S.; **Simulação numérica 1D do desempenho de um motor monocilíndrico com razão volumétrica de compressão variável operando com E100**. 2022**.** Dissertação de mestrado, Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2022.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 6023: Informação e documentação – Referências – Elaboração.** Rio de Janeiro, 2018.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 6027: Informação e documentação – Sumário – Apresentação.** Rio de Janeiro, 2012.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 6028: Informação e documentação – Resumo, resenha e recensão – Apresentação.** Rio de Janeiro, 2021.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 10520: Informação e documentação – Citações em documentos – Apresentação.** Rio de Janeiro, 2002.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 14724: Informação e documentação – Trabalhos acadêmicos – Apresentação.** Rio de Janeiro, 2011.

ATTARD, W. P., et. al.. **Spark ignition and pre-chamber turbulent jet ignition combustion visualization.** 2012. SAE Paper, 2012-01-0823. 2012.

AVELAR, F. T.M. **Desenvolvimento de um modelo unidimensional no GT-Power para simulação de desempenho e emissões do motor Ford Sigma 1.6 16v.** Dissertação de mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018.
BIFULCO, G. et al. **A Linear Model for the Estimation of Fuel Consumption and the Impact Evaluation of Advanced Driving Assistance Systems**. 2015. Sustainability, v. 7, n. 10, p. 14326–14343, 22 out. 2015.

BAÊTA, J. G. C. **Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global.** 2006. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica)—Belo Horizonte, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2006.

BAETA, J. G. C., et. al, **Exploring the performance limits of a stratified torch ignition engine using numerical simulation and detailed experimental approaches**.2016. Energy Conversion and Management, Volume 126, 2016, 1093-1105.

BARATTA, M. et. al.. **Combustion chamber design for a high-performance natural gas engine: CFD modeling and experimental investigation**. 2019. Energy Conversion and Management 192 (2019) 221–231. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.030 acesso em junho 2023.

BAPTISTA, B. S.; **Desenvolvimento De Um Sistema De Ignição Por Lança-Chamas Para Motor Do Ciclo Otto**. 2007. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.

BNDES - Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social. **Gás para o desenvolvimento**. RELATÓRIO, 2021.

BOSCH, ROBERT. **Manual de tecnologia automotiva**. 2005. Robert Bosch; São Paulo: Edgard Blücher, 2005

BOSCH, **Equipment for High Performance Vehicles, Edition 2023, Bosch Motorsport.** 2023**,** disponível em https://www.bosch-motorsport.com. Acessado em Julho de 2023.

CASTRO, D. H. **Desenvolvimento de um modelo numérico 1d para simulação do desempenho, consumo específico de combustível e parâmetros de combustão de um motor monocilíndrico de pesquisa operando com injeção direta de etanol.** 2022 Dissertação de mestrado. Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. CEFET -MG, Belo Horizonte, 2022.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.. **Termodinâmica**, 2015 7ª Edição

COSTA, R. B. R., **Estudo experimental da tecnologia dual-fuel em motor de combustão interna utilizando biogás, GNV e etanol**. 2017. Dissertação de mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de engenharia, Belo Horizonte, 2017.

COSTA, R. B. R., et. al, **Exploring the lean limit operation and fuel consumption improvement of a homogeneous charge pre-chamber torch ignition system in an SI engine fueled with a gasoline-bioethanol blend.** 2020. Energy, Volume 197, 2020, 117300, Disponível em: ISSN 0360-5442, https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117300. Acesso em abril 2023.

COUTO, G. E., **Sistema de ignição com pré-câmara operando com mistura homogênea em um motor de ignição por centelha.** 2017, Dissertação (mestrado) Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2017.

CRAWFORD R, Lyons J, Heiken J. **Effects of gas composition on emissions of heavy-duty natural gas engines**. 2010. Sacramento, CA: Sierra Research, Inc; 2010.
DATE, T. Yagi, S., Ishizuya, A., Fujii, I.; **Research and development of the Honda CVCC engine**. 1974. Paper SAE 740605, 18p., 1974.

EPE – Empresa de Pesquisa Energética. **Transporte Rodoviário de Carga: Proposta para o reequilíbrio**, 2021. Disponível em: http://www.epe.gov.br. Acesso em maio 2022.

FAVRAT, D., Roethlisberger, R. P.; ***Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part I: engine geometrical parameters****. 2002.* Applied Thermal Engineering, p. 1217-1229, Janeiro, 2002a.

FAVRAT, D., Roethlisberger, R. P.; ***Comparison between direct and indirect (prechamber) spark ignition in the case of a cogeneration natural gas engine, part II: engine operating parameters and turbocharger characteristics****. 2002.* Applied Thermal Engineering, p. 1231-1243, Janeiro, 2002b.

FAVRAT, D., Roethlisberger, R. P.; ***Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part I. Numerical Simulation.*** 2002. International Journal of Sciences, p. 223-237, Abril, 2002c.

FAVRAT, D., Roethlisberger, R. P.; ***Investigation of the prechamber geometrical configuration of a natural gas spark ignition engine for cogeneration: part II.Experimentation****. 2002.* International Journal of Sciences, p. 239-253, Abril, 2002d.

FENGNIAN, Liu. Et al. /**Effects of pre-chamber jet ignition on knock and combustion characteristics in a spark ignition engine fueled with kerosene**. 2021. Fuel. Volume 293, 1 June 2021, 120278, 2021.

FOX, R.; et. al. **Introduction to fluid mechanics,** Sixth Editon, 2004.

GARG, M; RAVIKRISHA, R. V..**In-cylinder flow and combustion modeling of a CNG-fuelled stratified charge engine**. 2019. Applied Thermal Engineering 149 (2019) 425–438, Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.036, Acesso em Janeiro de 2022.

GARRET, Thomas Kenneth. **Automotive fuels and fuel systems**. London. Pentech Press Limited, Vol 1, 1996.

GARRET, **Performance catalogue vol 9**. 2023. disponível em www.garrettmotion.com Acesso em julho 2023.

GASMIG, 2023. Disponível em: http://www.gasmig.com.br. Acesso outubro de 2023.

GENTZ. G. et. al.. **A study of the influence of orifice diameter on a turbulent jet ignition system through combustion visualization and performance characterization in a rapid compression machine.** 2015. Applied Thermal Engineering 81 (2015) 399e411, Disponível em: http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.026, Acesso em outubro 2022.

GOMES, J. R. C.; **Projeto e adaptação de um sistema de ignição por lança-chamas a um motor térmico do ciclo Otto**. 2004. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.

HAJBABAEI, M; Karavalakis, G; Johnson, K; Lee L. **Impact of natural gas fuel composition on criteria, toxic, and particle emissions from transit buses equipped with lean burn and stoichiometric engines**. 2013. Energy 2013;62: 425e34.

HEYWOOD, J. B.; **Internal combustion engine fundamentals**. 1 ed. New York McGrawHill, Inc., 1988. 930 p.

ICCT. **Recommendations for the proposed heavy-duty vehicle co2 standards in the eu, International Council of Clean Transportation**, Position Brief; 2018.

IRION STEEL SOCIETY, **Steel products manual: Stainless Steel**. 1999, Manual, Warrendale PA USA. ISBN 1-886362-34-3

KARAGÖZ, Y. et al. **Effect of the use of natural gas–diesel fuel mixture on performance, emissions, and combustion characteristics of a compression ignition engine.** 2016. Advances in Mechanical Engineering, v. 8, n. 4, p. 168781401664322, 1 abr. 2016.

KARAVALAKIS, G; Hajbabaei, M; Durbin, T; Johnson, K; Zheng, Z. **The effect of natural gas composition on the regulated emissions, gaseous toxic pollutants, and ultrafine particle number emissions from a refuse hauler vehicle.** 2013. Energy 2013;50:280e91.

KATAOKA, K., Hikako, Y.; ***Combustion process in a divided chamber spark ignition engine.*** *1982*. Bulletin of the JSME, v. 25, Nº 210, p. 1946-1952. Dez., 1982.

KARAVALAKIS, G; STOURNAS, S; KARONIS, D. **Evaluation of the oxidation stability of diesel/biodiesel blends**. 2010. Fuel, v.89, p 2483 – 2489, 2010

KHAN, M. I.; YASMIN, T.; SHAKOOR, A. **Technical overview of compressed natural gas (GNC) as a transportation fuel**. 2015. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 51, p. 785–797, nov. 2015.

KORAKIANITIS, T.; NAMASIVAYAM, A. M.; CROOKES, R. J. **Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions**. 2011. Progress in Energy and Combustion Science, v. 37, n. 1, p. 89–112, fev. 2011.

LIMA, B. S.. **Modelagem tridimensional da combustão em um motor adaptado com pré-câmara.** 2018, Dissertação de mestrado, Universidade Federal de minas Gerais. Escola de Engenharia. Belo Horizonte. 2018.

LOURUSSO, J.et. all.. **Origins of hydrocarbon emissions from a multifuel, torch ignition assisted D.I. engine**. 1984. ASME – The American Society of Mechanical Engineers, 84-WA/HT-22, 10p., 1984.

MAGNETI MARELLI, **PARTS & SERVICES, Electronic systems and ignition**. 2020. Disponível em: https://www.magnetimarelli-parts-and-services.com/. Acesso em maio 2023.

MAHLE, **MAHLE Powertrain Jet Ignition – Passive**. 2022. Disponível em: www.mahle-powertrain.com, acesso em outubro de 2023.

MAVINAHALLY, N. S., Assanis, D. N., Govinda, M., K. R. Gopalakrishnan, K. V.; **Torch ignition: Ideal for lean burn premixed-charge engines**. 1994. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 116, p. 793-798, Out., 1994.

MELAIKA, M. et. Al.. **Spark ignition engine performance, standard emissions and particulates using GDI, PFI-CNG and DI-CNG systems.** 2021. Fuel 2021; 293; 120454

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 8th ed. Publisher: Wiley. 2014.

MOREIRA, T. A. A, **Projeto e Construção de um Sistema de Ignição por Lança Chamas com carga estratificada para Motor do Ciclo Otto**. 2009. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte. 2009.
MOREIRA, T. A. A, **Análise e caracterização de um sistema de ignição por lança chamas operando com carga**. 2014. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014.

MOREIRA, T. A. A.; et al. **Hydrocarbon emissions in torch ignition system operating with homogeneous charge.** 2017. SAE Technical Paper Series 2017-36-0394. 2017.

MOREIRA, T. A. A., et. al. **Temperature Calculation Methodology of Pre Chamber With Homogeneous Charge**. 2017. SAE Paper, 2017-36-0260. 2017.

NGK SPARK PLUGS, **Manual técnico velas e cabos**, Disponível em: www.ngkntk.com.br/catalogo, Acesso em julho 2023.

NOVELLA, R.; et. al. **Improving the performance of the passive pre-chamber ignition concept for spark-ignition engines fueled with natural gas.** 2021. Fuel 290 119971. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.119971, acesso em outubro 2022.

NOVELLA, R.; et. Al. **Optical evaluation of orifice orientation and number effects on active pre-chamber spark ignition combustion.** 2023. Fuel 338 127265, 2023 Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.127265, acesso em junho 2023.

OBERT, EDWARD F.. **Motores de combustão interna**; Porto Alegre; Editora Globo, 1971

OICA - International Organization of Motor Vehicle Manufacturers. Disponível em: https://www.oica.net/category/climate-change-and-co2/. Acesso em maio 2022.

PARKER, **FM80 / FM80E Technical Bulletin, CNG Fuel Regulation Module.** 2020. Disponível em: www.parker.com/alternative-fuel, Acesso em julho de 2023.

PELKMANS, L; De Keukeleere D; Lenaers, G. **Emissions and fuel consumption of natural gas powered city buses versus diesel buses in real-city traffic.** 2001. VITOdFlemish Institute for Technological Research; Belgium. Belgium, 2001.

PENHA, R. P.. **Simulação do knock em motores de ignição por centelha: comparação e validação dos modelos para E27.** 2022. Dissertação de mestrado, Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2022.

PETROBRAS – **Óleo Diesel – Informações Técnicas**, 2021 Disponível em: https://petrobras.com.br/data/files/04/93/72/4C/5A39C710E2EF93B7B8E99EA8/Manual-de-Diesel_2021.pdf. Acesso em abril 2022.

RAJASEGAR, R. et. al.. **Fundamental insights on ignition and combustion of natural gas in an active fueled pre-chamber spark-ignition system.** 2021. Combustion and Flame, 232 (2021) 111561 Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2021.111561, acesso em janeiro de 2023.

RAKHA, H. A. et al. Virginia Tech Comprehensive Power-Based Fuel Consumption Model: Model development and testing. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**. 2011. v. 16, n. 7, p. 492–503, out. 2011.

RITCHIE H., et. Al.- **CO_2 and Greenhouse Gas Emissions**. 2020. Published online at OurWorldInData.org. Disponível em: 'https://ourworldindata.org/co2-and-greenhouse-gas-emissions' [Online Resource] Acesso em maio 2023.
RODRIGUES FILHO, F. A. R, et. al., **E25 stratified torch ignition engine performance, CO2 emission and combustion analysis.** 2016. Energy Conversion and Management, Volume 115, 2016, 299-307.

RODRIGUES FILHO, F. A. R, **Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada.** 2014. Tese doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Belo Horizonte, 2014.

ROSERO, F., et. al. **Effects of passenger load, road grade, and congestion level on real-world fuel consumption and emissions from compressed natural gas and diesel urban buses**. 2021, Applied Energy. 2021.

ROSO, V. R., **Análise de desempenho e emissões de um motor do ciclo otto com sistema de ignição com pré-câmaras em condições de operação veicular.** 2019. Tese doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Belo Horizonte, 2019.

RYU, H. C., A. Asanuma, T; **Effect of torch jet direction on combustion and performance of a prechamber spark-ignition engine**. 1987. Paper SAE 870167, 1987.

SÁ, D. C. C.; **Análise de um sistema de ignição por lança-chamas adaptado a um motor do ciclo Otto**.2001. Dissertação de Mestrado. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2001.

SANDHU, G. S. et al. **Real-world activity, fuel use, and emissions of heavy-duty compressed natural gas refuse trucks**.2021 Science of The Total Environment, v. 761, p. 143323, mar. 2021.

SANDOVAL, M.H.B. **Análise numérica da combustão em um motor de ignição por centelha com pré-câmaras de diferentes geometrias operado com etanol.** 2018 Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2018.

SANDOVAL, M. H. B.. et al. **The influence of volume variation in a homogeneous prechamber ignition system in combustion characteristics and exhaust emissions**, 2020, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering (2020) 42:72, Disponível em: https://doi.org/10.1007/s40430-019-2156-2, acesso em março 2023.

SANTOS, N. D.S.A., **Development and characterization of a stratified turbulent jet ignition system using a dedicated pre-chamber with a focus on reducing fuel consumption using alcohol fuels.** 2023. Tese doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia, Belo Horizonte, 2023.

SANTOS, N. D. S. A., et al. **Lambda load control in spark ignition engines, a new application of prechamber ignition systems**. 2021. Energy Conversion and Management 236 (2021) 114018. Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114018, acesso em março 2023.

SILVA, D. O.; et. al.. **Performance and fuel consumption evaluation of heavy-duty vehicles with cng engines in real application.** 2022. SAE Technical Paper Series 2022-36-0116

SILVESTRO, B**. Maserati's "Nettuno" twin-turbo V-6 has some trick tech up its sleeve**. 2020. Disponível em: https://www.roadandtrack.com/. Acesso em outubro de 2023.

SHARPE, B; Muncrief, R. **Literature review: real-world fuel consumption of heavy-duty vehicles in the United States, China, and the European Union**. 2015. The Internal Council on Clean Transportation

STONE, R.. **Introduction to internal combustion engines.** 1992 Second ed.

SUPLE, P. J., et al. **Low Engine Speed Torque Improvement in Natural Gas Engine: Experimental Observations**. 2020. Process Integration and Optimization for Sustainability (2020) 4:429–444. Disponível em: https://doi.org/10.1007/s41660-020-00131-w, acesso em fevereiro 2023.

TALEI, M.; et. al.. **Experimental and numerical analyses of cold EGR effect on combustion, performance and emissions of natural gas lean-burn engine with prechamber combustion system**. 2020. FUEL 276 (2020) 118061 Disponível em: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118061, acesso em abril 2023.

TEIXEIRA, JOÃO PEDRO BRAGA. **Gás natural: O energético mais competitivo** / João Pedro Braga Teixeira - Rio de Janeiro: PoD, 2015.

TURKISH, M. C. **Prechamber and valve gear design for 3-valve stratified charge engines**. 1975. SAE Transactions, JSTOR, p. 2827–2856, 1975.

UYEHARA, O. A. ***Prechamber for Lean Burn for Low NOx***. 1995. Paper SAE 950612, 1995.

WANG, D. et al. **Study on vibration suppression method of vehicle with engine start-stop and automatic start-stop**. 2020. Mechanical Systems and Signal Processing, v. 142, p. 106783, ago. 2020.

WÄRTISILÄ. **Wärtisilä engine service, The New Prechamber improves efficiency**. 2016. Disponível em: www.wartsila.com, acesso em outubro de 2023.

WELTY, J. R.; Wilson, R. E.; Wicks, C. E. ***Fundamentals of momentum heat and mass transfer***. 2. ed. New York: John Wiley & Sons,1976.

WILDNER, F. D. **Estudo experimental da variação de velocidade de combustão para diferentes combustíveis, relações de mistura e relações de compressão em um motor ASTM CFR.** 2006. Dissertação de mestrado em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

WOLFF, D.; Tamura, M.; Tai, H.; Sakurai, T. **Looking into the prechamber of a lean-burn gas engine**. JSME International Journal, Vol. 40, 1997.

XIAO, Y. et al. **Development of a fuel consumption optimization model for the capacitated vehicle routing problem.** 2012. Computers & Operations Research, v. 39, n. 7, p. 1419–1431, jul. 2012.

YOON, S; Collins, J; Thiruvengadam, A; Gautam, M; Herner, J; Ayala, A. **Criteria pollutant and greenhouse gas emissions from GNC transit buses equipped with three-way catalysts compared to lean-burn engines and oxidation catalyst technologies.** J Air Waste Manag Assoc 2013;63:923e33.

ZAK, Z, et. al. **In-cylinder heat transfer modelling.** 2016. Czech Technical University, Vehicle Centre of Sustainable Mobility. 2016.

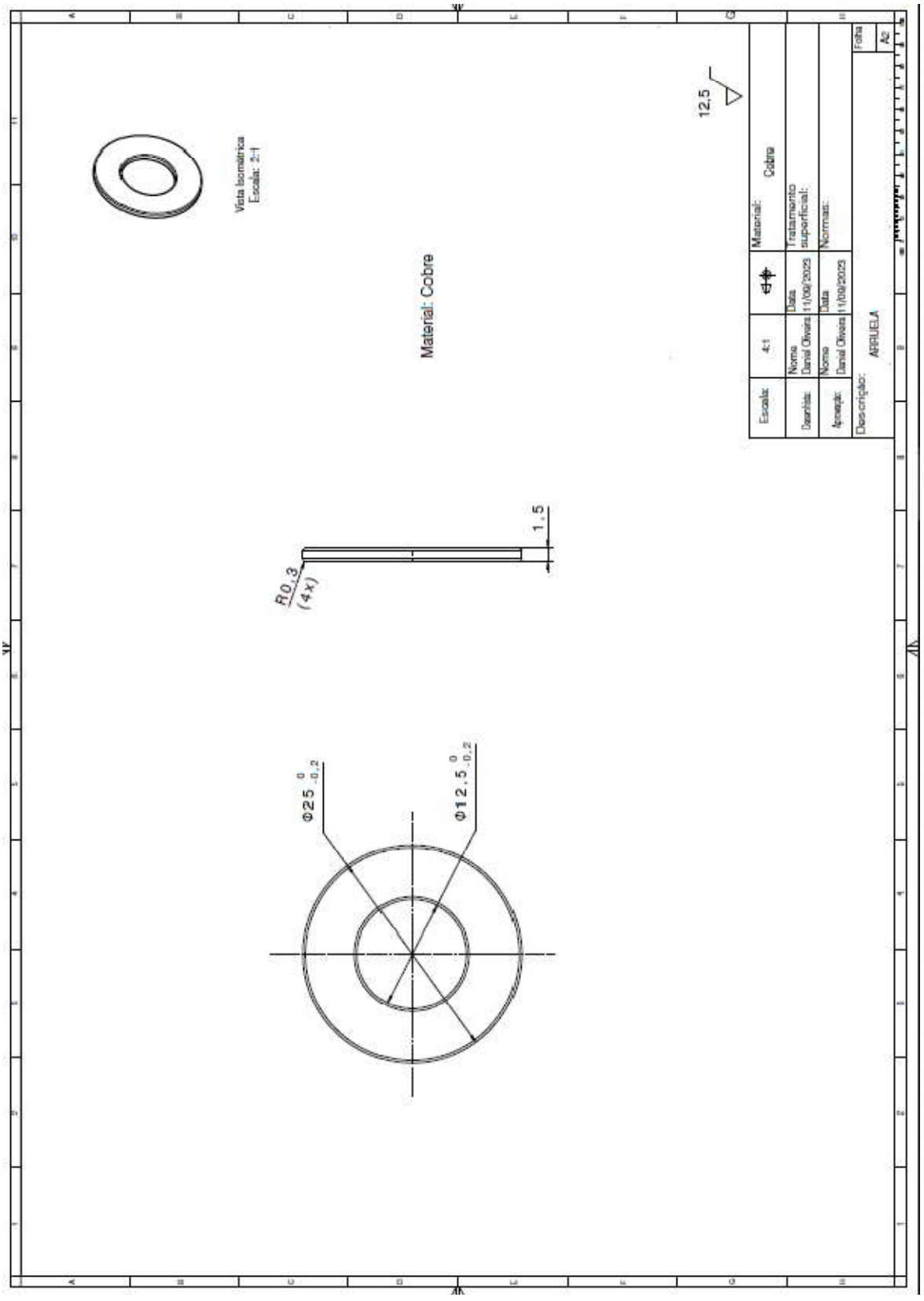
ZAMMIT, JP; McGhee, MJ; Shayler, PJ; Law, T; Pegg, I. **The effects of early inlet valve closing and cylinder disablement on fuel economy and emissions of a direct injection diesel engine.** 2015. Energy 2015;79:100e10

ZHAN, W. et. al.. **High Compression Ratio Active Pre-chamber Single-Cylinder Gasoline Engine with 50% Gross Indicated Thermal Efficiency**. 2023. American Chemical Society Publications, ACS Omega 2023, 8, 4756−4766. Disponível em: https://doi.org/10.1021/acsomega.2c06810, acesso em junho 2023.

ZUCROW, MJ. and HOFFMAN, JD. ***Gas dynamics*****,** Vol. I,. John Wiley & Sons, 1976.

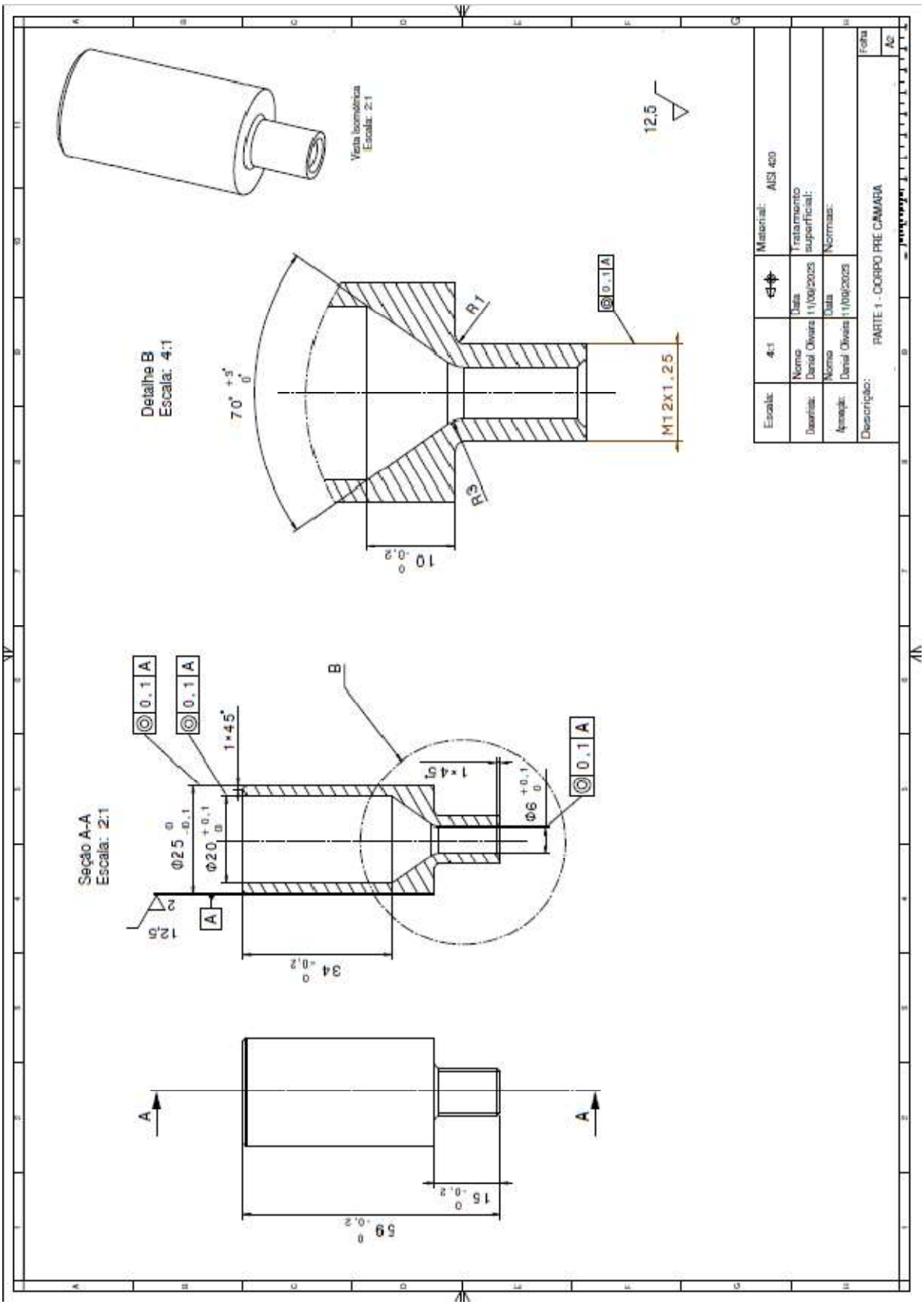
ANEXO 1

Desenho técnico da arruela de vedação.



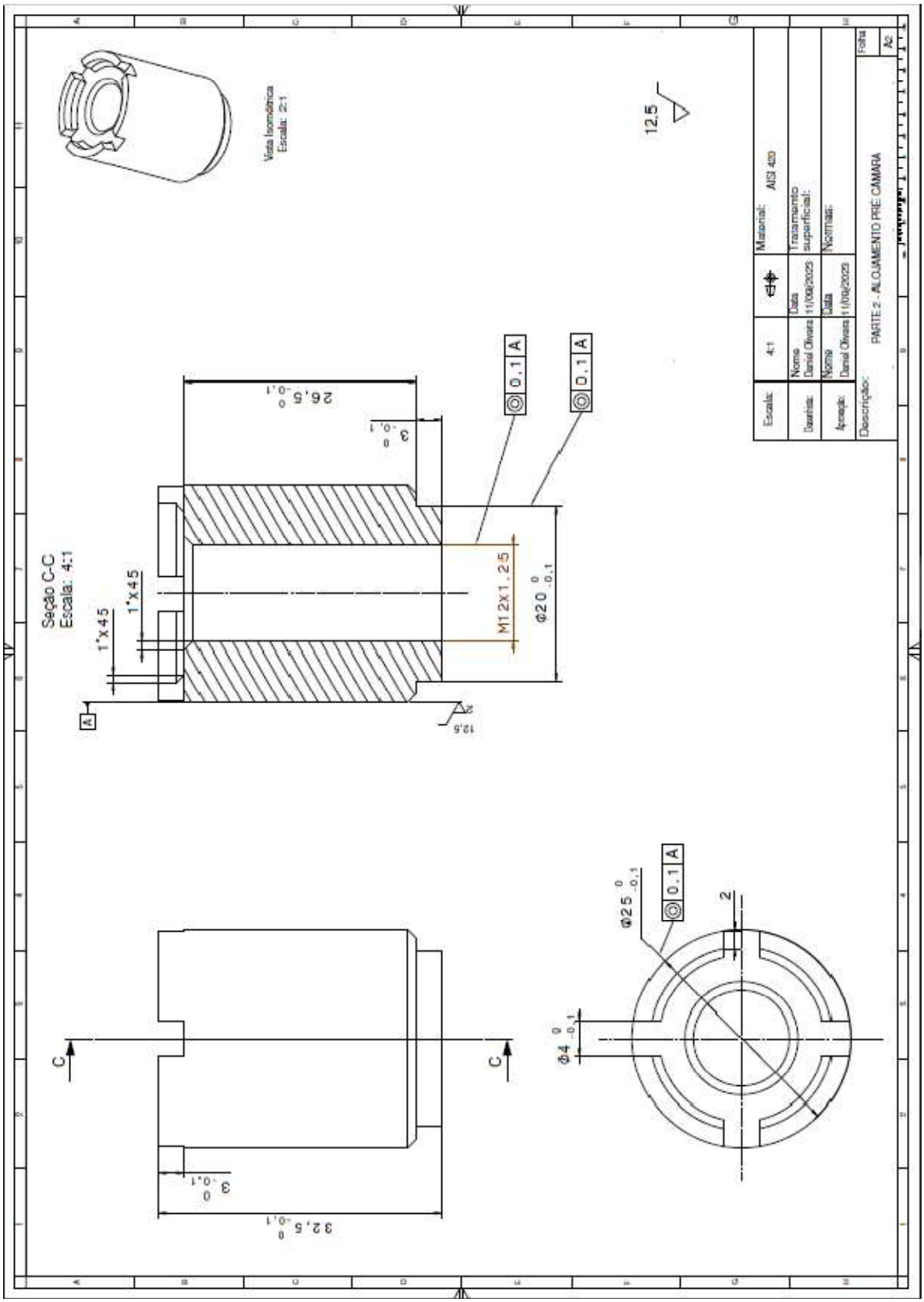
ANEXO 2

Desenho técnico do corpo da pré-câmara de combustão (Parte 1) com um orifício.



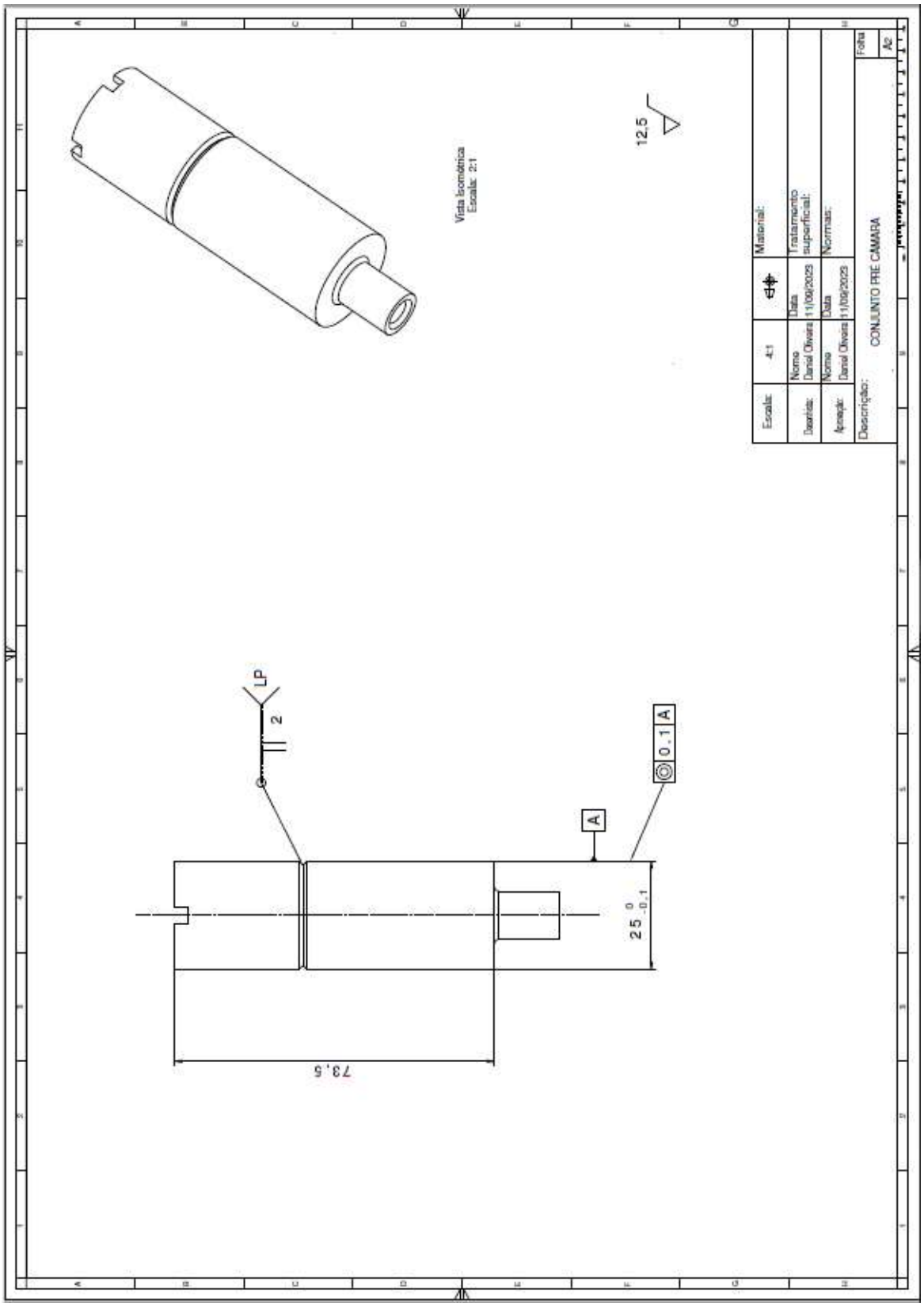
ANEXO 3

Desenho técnico do alojamento da vela de ignição da pré-câmara de combustão (Parte 2).



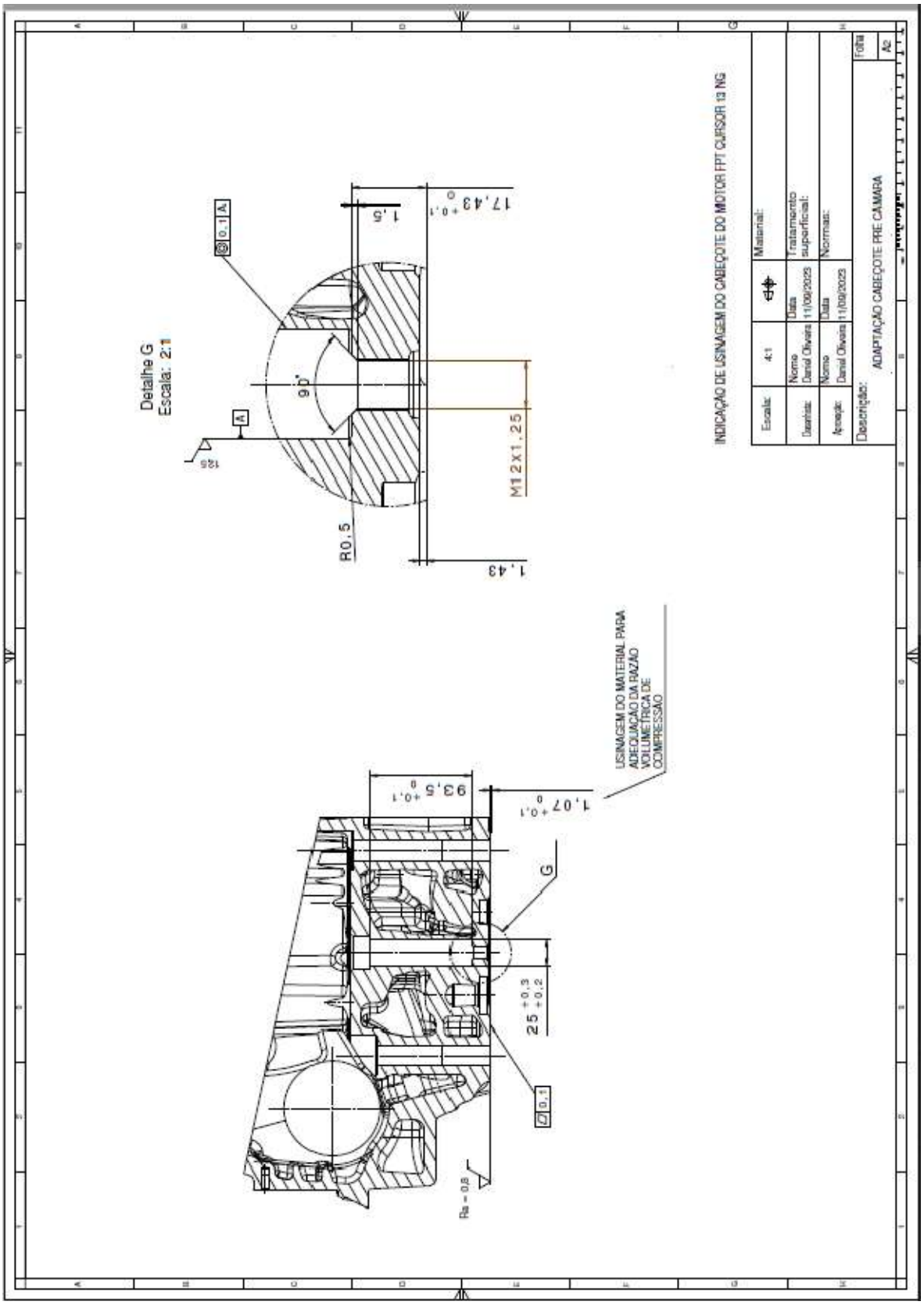
ANEXO 4

Desenho técnico do conjunto pré-câmara de combustão com um orifício.



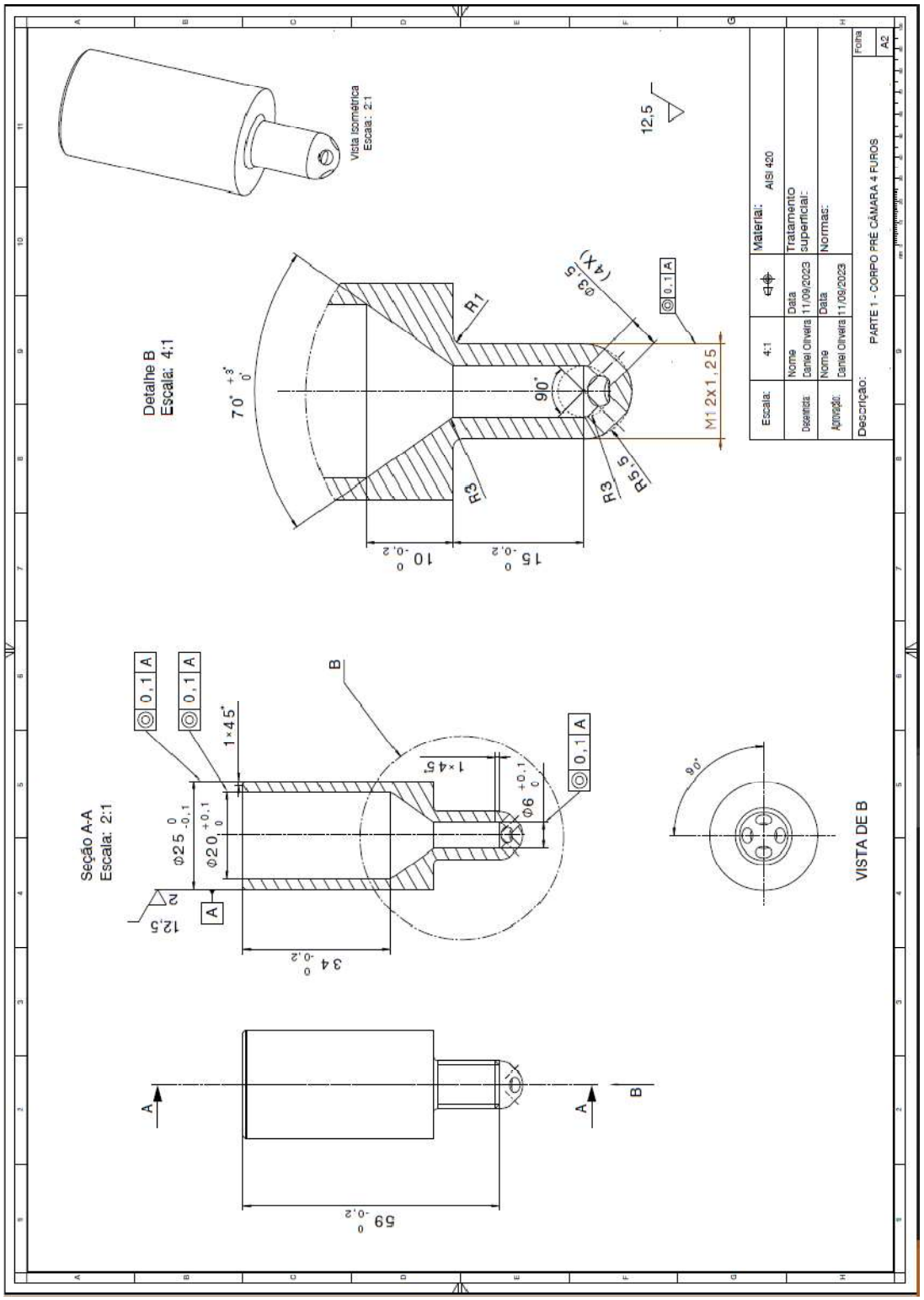
ANEXO 5

Desenho técnico da adaptação do cabeçote.



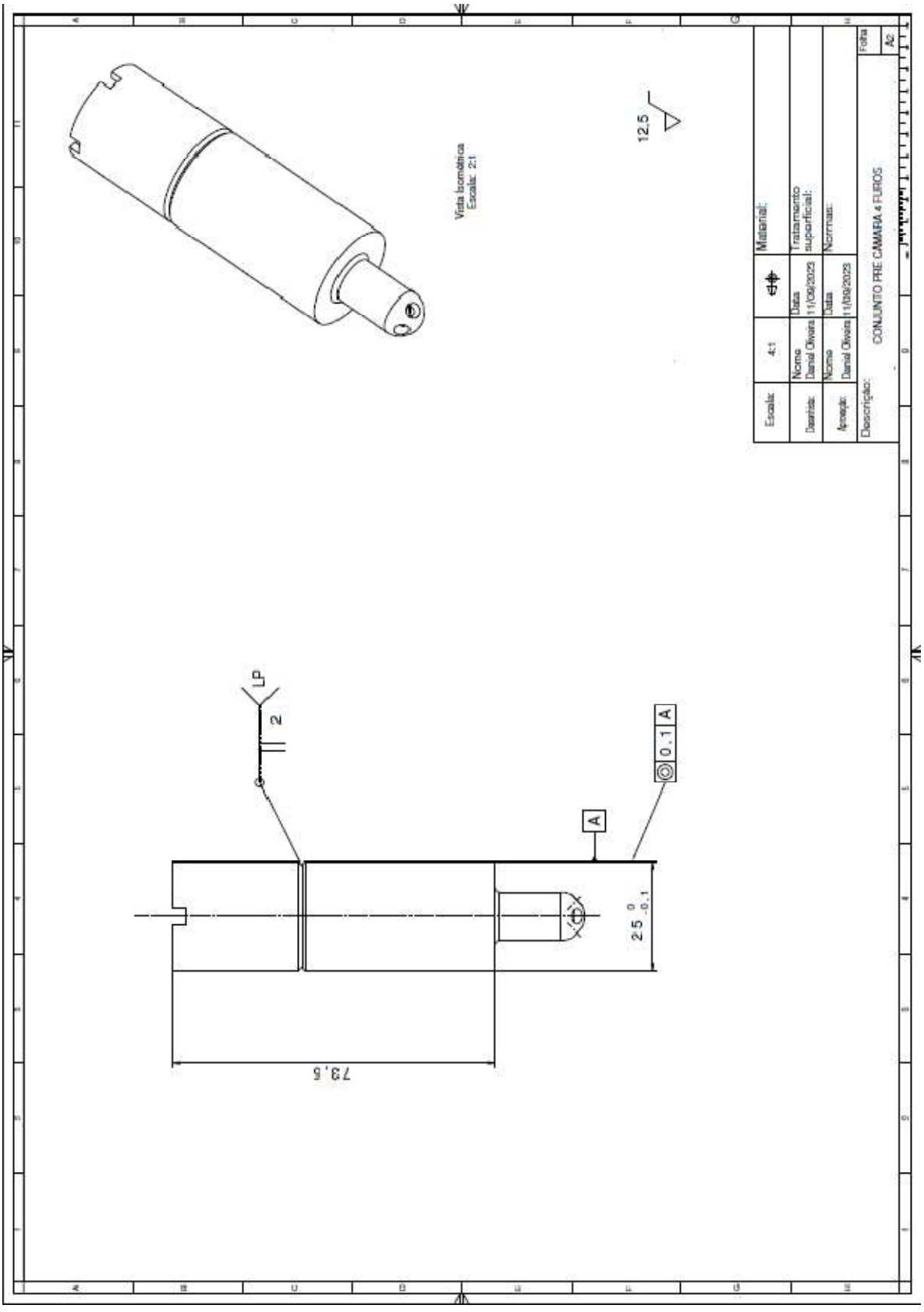
ANEXO 6

Desenho técnico do corpo da pré-câmara de combustão (Parte 1) com quatro orifícios.



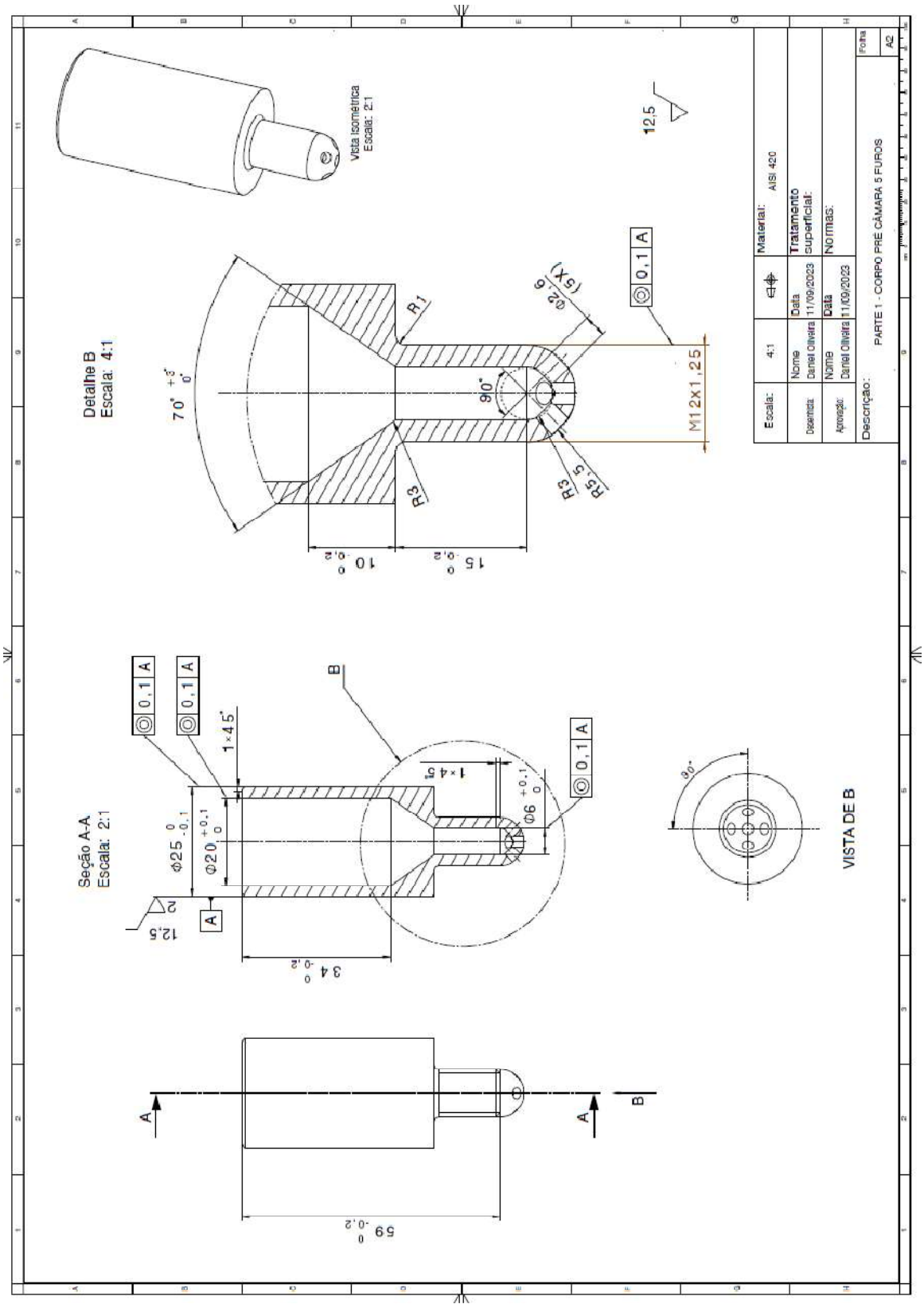
ANEXO 7

Desenho técnico do conjunto pré-câmara de combustão com quatro orifícios.



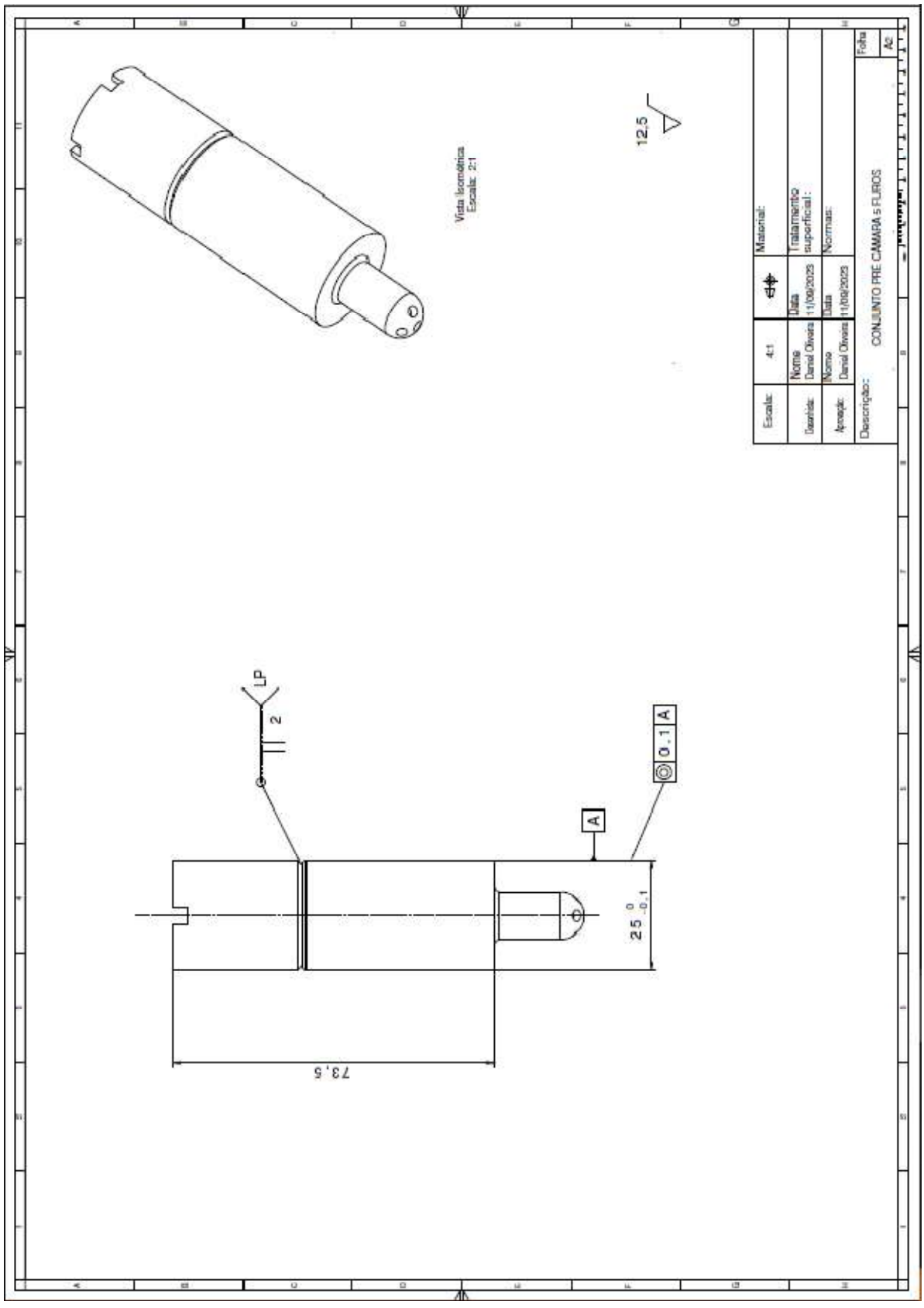
ANEXO 8

Desenho técnico do corpo da pré-câmara de combustão (Parte 1) com cinco orifícios.



ANEXO 9

Desenho técnico do conjunto pré-câmara de combustão com cinco orifícios.



ANEXO 10

Dados de entrada para a realização do dimensionamento da pré-câmara de combustão.

Dados de entrada	
Volume cabeça do pistão (cm3)	160,5
Razão volumétrica (pré-câmara) %	0,073
Curso do pistão (mm)	150
Rotação (rpm)	1900
b = Diâmetro Cilindro (mm)	135
λ = condutividade térmica média da mistura [cal/cm∘Cs]	0,00006
Cp = calor específico a pressão constante da mistura [cal/g^∘ C]	0,24
ρ = peso específico da mistura (densidade) [g/cm^3]	0,0107
v = velocidade de propagação da chama [cm/s]	36
θ = ângulo do virabrequim [graus]	10
l = Comprimento da biela (mm)	230
Razão volumétrica de compressão	12
Parede da pré-câmara (mm)	2,5
Diâmetro adotado do orifício (mm)	6
Diâmetro do corpo (mm)	20
Comprimento do orifício (mm)	15
Comprimento do cone 1 (mm)	14
Comprimento do cone 2 (mm)	4
Velocidade som (m/s)	487,95
Relação entre o calor específico do ar	1,31
Pressão adm (kPa) (Pressão ATM + Pressão	145,3
k ar	1,31
T1 (K)	293,15
Rar (J/kgK)	286,98
Razão estequiométrica do GNV	17
PCI GNV (MJ/kg) (Fonte: COSTA 2017 pag79)	49
CP ar (kJ/kg)	1,012
Relação entre o calor específico do ar queimado	1,28
Cp da água (kJ/kgW)	4,226

Fonte: Autor