

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Lincoln Moreira Do Prado Ferreira

**PROJETO DE CABEÇOTE PARA TESTES E DESENVOLVIMENTO
DE ESTRATÉGIA *ULTRA HIGH PRESSURE DIRECT INJECTION***

Santa Maria, RS
2022

Lincoln Moreira Do Prado Ferreira

**PROJETO DE CABEÇOTE PARA TESTES E DESENVOLVIMENTO
DE ESTRATÉGIA *ULTRA HIGH PRESSURE DIRECT INJECTION***

Trabalho de conclusão de curso
apresentado à Universidade Federal de
Santa Maria (UFSM, RS), como requisito
para o recebimento do grau de Bacharel
em Engenharia Mecânica

Orientador: Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova

Santa Maria, RS
2022

Lincoln Moreira do Prado Ferreira

**PROJETO DE CABEÇOTE PARA TESTES E DESENVOLVIMENTO DE
ESTRATÉGIA *ULTRA HIGH PRESSURE DIRECT INJECTION***

Trabalho de conclusão de curso
apresentado à Universidade Federal de
Santa Maria (UFSM, RS), como requisito
para o recebimento do grau de Bacharel
em Engenharia Mecânica

Aprovado em 07 de outubro de 2022:



Thompson Diórdinis Metzka Lanzanova, PhD. Eng. Mec. (UFSM)
(Presidente/Orientador)



André Rogério Kinalski Bender, Dr. Eng. Mec. (UFSM)



Leonardo Sônego Hatshbach, BEng. Mec. (UFSC)

Santa Maria, RS
2022

RESUMO

PROJETO DE CABEÇOTE PARA TESTES E DESENVOLVIMENTO DE ESTRATÉGIA *ULTRA HIGH PRESSURE DIRECT INJECTION*

AUTOR: LINCOLN MOREIRA DO PRADO FERREIRA
ORIENTADOR: THOMPSON DIÓRDINIS METZKA LANZANOVA

Tendo em vista a preocupação crescente em relação aos gases poluentes e de efeito estufa, os limites de emissões veiculares vêm se tornando cada vez mais restritivos. Sendo assim, o desenvolvimento de motores a combustão interna cada vez mais eficientes, se torna necessário. Uma das estratégias utilizadas para o aumento de eficiência para motores ciclo Otto é a utilização de injeção direta de combustível. Porém, essa estratégia, apesar de beneficiar o aumento de eficiência, promove a formação de espécies de poluentes características da má formação de mistura. Dessa forma, o uso de pressões de injeção ultra altas vêm sendo investigado para mitigar as desvantagens associadas à essa estratégia, uma vez que com pressões mais altas as gotículas de combustível possuem uma menor razão superfície/volume e vaporizam mais facilmente. Desse modo, o presente trabalho visa desenvolver um protótipo de cabeçote monocilíndrico, com base em um modelo comercial Stellantis GSE T4, para, em conjunto com outras universidades, avaliar a utilização de pressões de injeção de combustível ultra altas utilizando etanol como combustível. Algumas restrições geométricas foram realizadas por conta dos métodos de fabricação, das restrições apontadas por outras universidades, dos custos de produção e do tempo disponível para a execução do projeto. Dessa forma, o projeto buscou representar da melhor forma a operação do motor original para que pudesse se tornar comparativo com os dados adquiridos pelas outras instituições viabilizando o estudo experimental do uso da estratégia de injeção direta com ultra alta pressão.

Palavras-chave: Projeto de cabeçote, motor de pesquisas, ultra alta pressão de injeção.

ABSTRACT

CYLINDER HEAD DESIGN FOR ULTRA HIGH PRESSURE DIRECT INJECTION TESTING AND STRATEGY DEVELOPMENT

**AUTHOR: LINCOLN MOREIRA DO PRADO FERREIRA
ADVISOR: THOMPSON DIÓRDINIS METZKA LANZANOVA**

Given the growing concern about polluting and greenhouse gases, vehicle emission limits are becoming increasingly restrictive. Therefore, the development of more efficient internal combustion engines becomes necessary. One of the strategies used for efficiency rising in Otto cycle engines is the fuel direct injection. However despite benefiting the efficiency increase, this strategy promotes the formation of pollutant species characteristic of poor mixture formation. Thus, the use of ultra-high injection pressures has been investigated to mitigate the disadvantages associated with this strategy, since with higher pressures, the fuel droplets have a lower surface/volume ratio, improving vaporization. Hence, the present work aims to develop a prototype of a monocylindric cylinder head, based on a commercial model Stellantis GSE T4, to, together with other universities, evaluate the use of ultra-high fuel injection pressures using ethanol as fuel. Some geometric restrictions were carried out due to the manufacturing methods, the restrictions pointed out by other universities, the production costs and the time available for the execution of the project. In this way, the project sought to better represent the operation of the original engine so that it could become comparative with the data acquired by other institutions enabling the experimental study of ultra-high pressure direct injection strategy.

Keywords: Cylinder head design, research engine, ultra-high injection pressure.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Emissão global de CO ₂ por setor no ano de 2019	12
Figura 2 - Limites de emissões referentes a cada fase do PROCONVE para veículos leves.....	13
Figura 3 - Demanda de energia para cada setor e suas projeções para 2050.....	13
Figura 4 - Análise de emissões do berço à roda utilizando um mix europeu como matriz energética.....	15
Figura 5 - Abordagens realizadas pelas instituições de ensino.....	16
Figura 6 - Ciclo de um motor 4 tempos	19
Figura 7 - Influência da razão de compressão e do coeficiente politrópico na eficiência de conversão de combustível.....	20
Figura 8 – Conjunto de cabeçote Hyundai	21
Figura 9 - Modelo de cabeçote <i>Ricardo</i> para alta turbulência em motores <i>flathead</i> ..	22
Figura 10 - Formatos de câmara de combustão para motores SI	23
Figura 11 - Posição da vela em relação à detonação	24
Figura 12 - Comparação entre a duração de combustão utilizando vela única (figura superior) ou vela dupla (figura inferior).....	25
Figura 13 - Métodos de injeção eletrônica em motores a ignição por centelha.....	26
Figura 14 - Formação de material particulado (brilhante por conta da quimiluminescência) na parte superior do pistão	28
Figura 15 - Formação de fuligem em um jato de combustível.....	28
Figura 16 - Posição da vela e do injetor para os diferentes tipos de preparação de mistura para motores ciclo Otto com injeção direta: (a) injetor e vela espaçados (guiado por ar e guiado por paredes); (b) injetor e vela próximos (guiado por spray)	29
Figura 18 – Árvore de decisão do projeto de componentes	32
Figura 19 - Fator de junta (m) e pressão de esmagamento mínima (y)	34
Figura 20 - Largura efetiva da junta (b_0) em função da geometria do contato entre superfícies.....	34
Figura 21 - Especificação para <i>o-rings</i> em relação à aplicação desejada.....	37
Figura 22 - Tipos de assento para O-rings.....	37
Figura 23 - Tabela para dimensionamento do alojamento de um anel de vedação em peça chanfrada.....	38

Figura 24 - Cabeçote de Volkswagen AP seccionado.....	40
Figura 25 - (A) Face frontal para referência de usinagem; (B) Face superior para referência de usinagem.....	41
Figura 26 - (A) Tampas da lateral do cabeçote; (B) Vista isométrica da tampa lateral	41
Figura 27 - Câmara de combustão do protótipo.....	41
Figura 17 - Injetor a ser utilizado para a investigação de operação <i>UHPDI</i> (apresentado à esquerda) em comparação com o injetor GDI original (apresentado à direita).	42
Figura 35 - Distância do injetor em relação à face inferior do cabeçote	43
Figura 36 - Fixação do injetor.....	43
Figura 28 - Restrições da adaptação do injetor, (a) Furo de 12 milímetros para alojamento da vela de ignição; (b) Interferência entre duto de admissão e vela adotando inclinação de 54°	44
Figura 29 - Vela de ignição NGK – ILMAR8C9D (A) em comparação com a vela original (B).	45
Figura 30 - (A) Furo de 10 milímetros; (B) Dutos de admissão e vela adotando inclinação de 45°	45
Figura 31 - Furação lateral para transdutor de pressão e avaliação do uso de múltiplos pontos de ignição	46
Figura 32 - Interface de contato entre o cabeçote e o <i>Cam carrier</i>	46
Figura 37 - Limitação da altura do <i>cam carrier</i> por conta do injetor	47
Figura 33 - Interface de contato entre o cabeçote e o <i>cam carrier</i>	47
Figura 34 - Bossas para os parafusos de cabeçote	48
Figura 38 - Sistema MultiAir	49
Figura 39 - Mecanismo DOHC	50
Figura 40 - Espaçador para adequação da altura dos tuchos e canais de lubrificação dos comandos de válvula.....	50
Figura 41 - Bossas para retorno de óleo	51
Figura 42 - Inserção e retirada dos eixos de comando de válvulas.....	51
Figura 43 - Mancal de rolamento para eixo comando de válvulas	52
Figura 44 - (A) Perímetro ocupado pelo elemento de vedação; (B) Alojamento para Anel de vedação.....	53
Figura 45 - Rebaixo chanfrado para assento do anel de vedação	53

Figura 46 - Representação do perímetro médio em diferentes larguras efetivas para a junta da tampa lateral do cabeçote	54
Figura 47 - Representação do perímetro médio em diferentes larguras efetivas para a junta da tampa superior do <i>Cam carrier</i>	55
Figura 48 - Montagem cabeçote e <i>cam carrier</i>	57
Figura 49 - (A) Cabeçote usinado; (B) <i>Cam carrier</i> usinado	57
Figura 50 - Cabeçote montado no esboço do motor protótipo	58

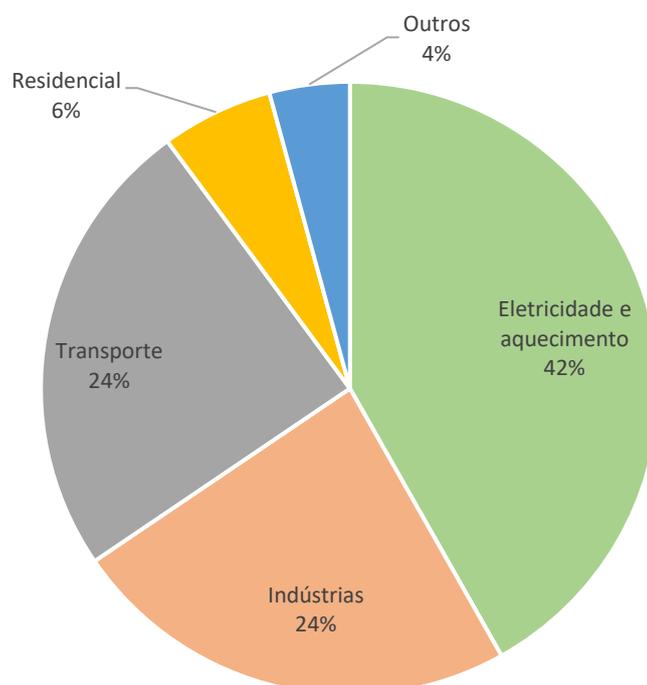
SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	OBJETIVOS	15
1.1.1	Objetivo Geral	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
1.2	JUSTIFICATIVA.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1	MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA	18
2.1.1	Motores de ignição por centelha	19
2.2	CABEÇOTE	21
2.2.1	Influência da posição da vela nos motores SI	23
2.3	MÉTODOS DE INJEÇÃO EM MOTORES SI	25
2.3.1	Injeção direta em motores SI	26
2.4	CAM CARRIER.....	29
2.5	CIRCULAÇÃO DE FLUIDOS E ELEMENTOS DE VEDAÇÃO EM CABEÇOTES	29
3	MATERIAIS E MÉTODOS	31
3.1	MOTOR DE ESTUDOS	31
3.2	REQUISITOS DE PROJETO.....	31
3.3	PROJETO DE JUNTAS DE VEDAÇÃO	33
3.4	PROJETO DE O-RING	36
4	RESULTADOS	39
4.1	CABEÇOTE	39
4.1.1	Posicionamento e seleção do injetor	42
4.1.2	Posicionamento e seleção da vela de ignição	44
4.1.3	Posicionamento do transdutor de pressão e utilização de vela dupla ..	45
4.2	CAM CARRIER.....	46
4.2.1	Trem de válvulas	48
4.3	O-RINGS	52
4.4	JUNTAS DE VEDAÇÃO	54
4.5	VISÃO GERAL DO CABEÇOTE PROTÓTIPO	56
5	CONCLUSÕES	59
6	SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	60

REFERÊNCIAS.....	61
APÊNDICE A - Parâmetros para cálculo em um flange cego cilíndrico	65
ANEXO A - Fator de junta (m) e pressão de esmagamento mínima (y) (tabela completa)	66
ANEXO B – Categorias métricas de propriedades mecânicas para parafusos. 67	
ANEXO C – Diâmetros e áreas de parafusos métricos	67

1 INTRODUÇÃO

As emissões de gases poluentes dos motores a combustão interna (MCI) são repetidamente apontadas como as principais causas para a má qualidade do ar em grandes cidades (ANENBERG et al., 2019). Esses gases contribuem para a formação de poluição atmosférica, influenciando na recorrência de doenças cardiovasculares (EPA, 2002; OMS, 2006) e respiratórias (EPA, 2003; KRZYZANOWSKI et al., 2005). As emissões de gases poluentes são, também, responsáveis por causar degradação do meio ambiente, contribuindo para a formação de chuvas ácidas e *smog* (neblina de poluição) (EPA, 2022). Em relação ao cenário brasileiro, um estudo sobre a qualidade do ar apontou que dentre 40 cidades analisadas, 39 apresentavam poluição atmosférica em níveis de riscos para a saúde. Além disso, em relação à concentração de material particulado, cidades mais populosas como São Paulo e Rio de Janeiro apresentaram resultados respectivamente 60 e 360% maiores do que o recomendado (DALLMANN e FAÇANHA, 2017). Além disso, os gases emitidos pelos veículos são apontados como um dos principais fatores para o aquecimento global, por conta das emissões de gases do efeito estufa (GEE). Os GEE contribuem para o aumento da temperatura média global, de modo que até o ano de 2100 pode haver um crescimento de até 4,2°C (IPCC, 2022) segundo algumas projeções. Se mudanças sérias não forem implementadas em breve, as emissões de GEE, de gases poluentes e seus efeitos nocivos, deverão aumentar. Dessa forma, a redução das emissões veiculares se tornou fundamental, visto que implica na deterioração de condições de saúde da população e da integridade do meio ambiente. Sendo assim, para minimizar a degradação provocada por poluentes e GEE dos motores de combustão interna, existem regulamentações acerca dos limites admissíveis para gases de exaustão veiculares, que podem ser tanto no âmbito mundial, como o acordo de Paris, quanto na esfera nacional, compreendido pelo Programas de controle de emissões veiculares (PROCONVE). O acordo de Paris tem foco principalmente na contenção das emissões de gases de efeito estufa (GEE), como o dióxido de carbono (CO₂), e seu principal objetivo é a limitação da temperatura global média em, no máximo, 2°C acima do nível pré-industrial (NAÇÕES UNIDAS, 2015). Sendo assim, uma vez que o setor de transporte corresponde a 24% das emissões de GEEs em escala global (IEA, 2019b) (conforme indicado pela Figura 1), e a 47% em no âmbito nacional (IEA, 2019a), seu controle e redução tornam-se necessários.

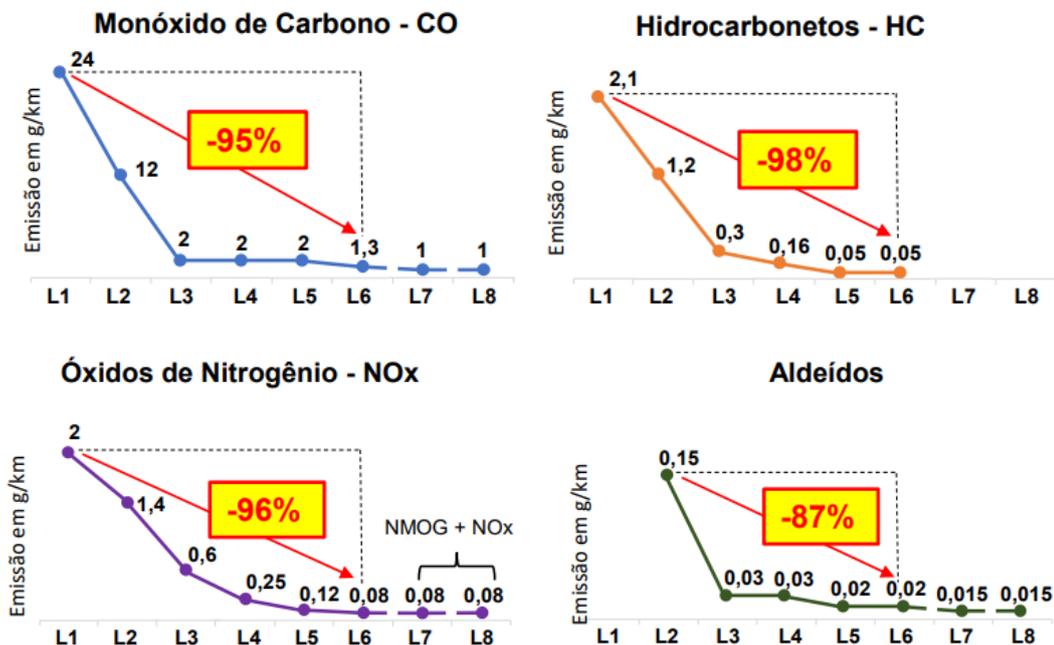
Figura 1 - Emissão global de CO₂ por setor no ano de 2019

Fonte: Adaptado de IEA (2019b).

O PROCONVE, por outro lado, visa melhorar a qualidade do ar limitando emissões veiculares de espécies químicas como óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), material particulado (PM), hidrocarbonetos não queimados (uHC), gases orgânicos não metano (NMOG) e a evaporação máxima do combustível (ANFAVEA, 2009). No início de 2022, a fase 7 entrou em vigor, sendo nomeada L-7 para veículos leves e P-7 para pesados, essa fase aumentou as restrições impostas sobre os limites de CO, uHC, NO_x e aldeídos conforme mostra a Figura 2.

Além disso, a fase L-7 prevê que as emissões de cada novo veículo não podem sofrer grandes alterações durante 160.000 km de vida, sendo que, na fase L-6, o período era de 80.000 km. Outro agravante dessa nova fase é a realização e declaração dos testes de emissões em um ciclo de condução real (*real drive emissions* - RDE), visando evitar fraudes em testes dinamométricos. Todavia, há perspectiva de aumento de demanda energética do setor de transportes, que atualmente possui uma matriz energética essencialmente fóssil.

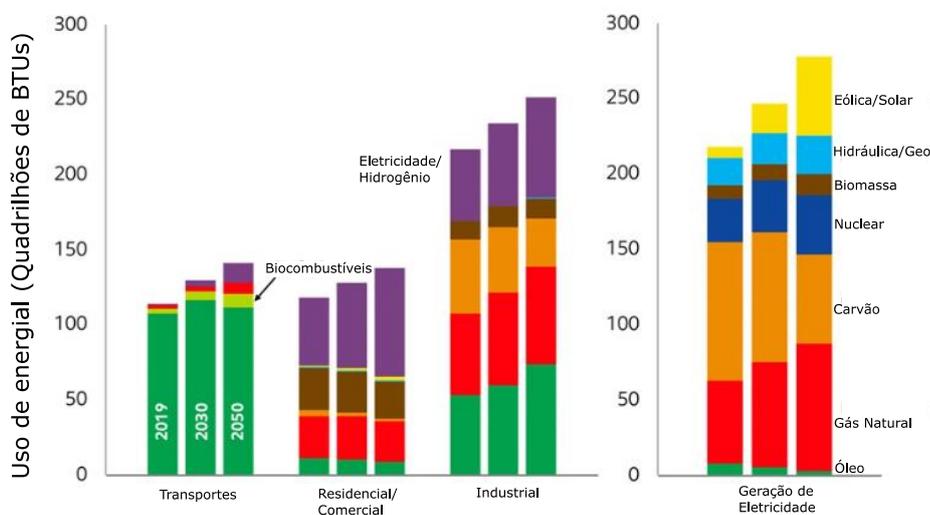
Figura 2 - Limites de emissões referentes a cada fase do PROCONVE para veículos leves



Fonte: ANFAVEA (2020).

Existem projeções, como a apontadas pela Figura 3, que indicam que apesar do aumento da parcela de outras formas de energia, o setor de transporte continuará sendo abastecido principalmente por petróleo. Desse modo, é esperado que através dos combustíveis líquidos, o petróleo será responsável por mais de 80% do suprimento de energia até 2050 (EXXONMOBIL, 2021).

Figura 3 - Demanda de energia para cada setor e suas projeções para 2050.



Fonte: EXXONMOBIL (2021).

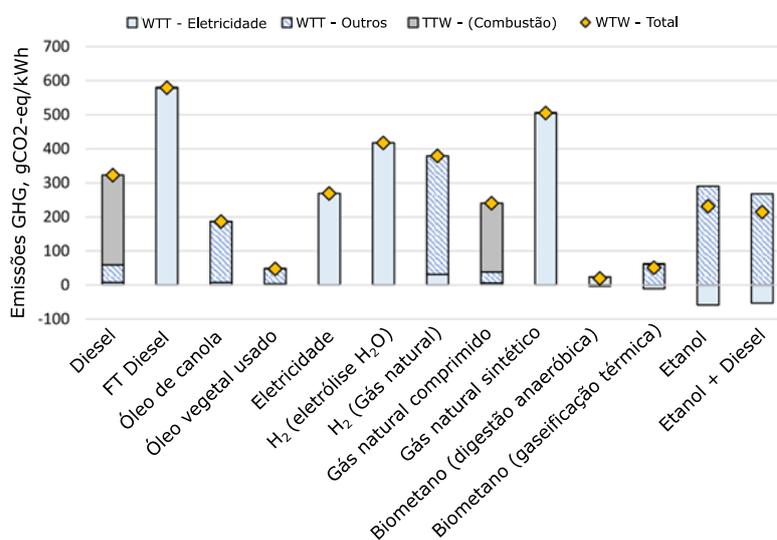
Por conta disso, é cada vez mais necessário o desenvolvimento de motores de combustão interna, modelos e modos de combustão, além de novos sistemas de transmissão e de pós-tratamento de gases da combustão, visando suprir a demanda energética sem violar os limites de emissões impostos, além de atenuar os danos causados ao meio-ambiente. Sendo assim, para contribuir com o desenvolvimento de veículos cada vez mais eficientes, foi estabelecido pela Lei 13.755, conhecida como programa Rota 2030 (MINISTÉRIO DA ECONOMIA, 2022), um programa de incentivo aos projetos de pesquisa e desenvolvimento no setor automotivo.

Algumas das principais diretrizes desse programa são o incremento da eficiência energética, estímulo de novas tecnologias e inovações, e a promoção do uso de biocombustíveis e formas alternativas de propulsão. Por isso, os motores atuais vêm recebendo, cada vez mais, aprimoramentos e tecnologias visando ganho de eficiência. Uma das tecnologias mais recentes que vêm sendo investigadas para o aumento de eficiência em motores ciclo Otto consiste na utilização de injeção direta com maiores pressões de injeção.

Essa estratégia visa melhorar a atomização do combustível, permitindo maiores avanços de injeção, possibilitando ganho de eficiência termodinâmica e maior resistência à detonação, por conta do *cooling effect* do combustível. Além disso, há redução da formação de material particulado, característica das injeções diretas convencionais em motores Otto, por conta de a maior pressão de injeção promover gotículas de combustível com menor razão superfície volume, facilitando sua vaporização.

Por outro lado, muito vêm sendo discutido a respeito da eletrificação do setor de transportes para mitigar as emissões de poluentes. Porém, ainda que, em uma análise do tanque à roda (do inglês *tank-to-wheel*), os veículos elétricos não emitam gases poluentes, o mesmo não acontece quando avaliamos do poço à roda (*well-to-wheel*) (RAMACHANDRAN e STIMMING, 2015). Isso ocorre, principalmente, por conta do modo de produção da energia elétrica mundialmente dependente de combustíveis fósseis (IEA, 2020). Em vista disso, ao realizarmos um comparativo entre veículos à bateria e veículos equipados com MCIs, devemos levar em consideração, por exemplo, o combustível utilizado, visto que através da utilização de biocombustíveis, como o etanol, é possível obter menores níveis de emissões de CO₂ equivalente quando comparado à um veículo elétrico (GUSTAFSSON et al., 2021) em uma análise *well-to-wheel*, conforme mostra a Figura 4.

Figura 4 - Análise de emissões do berço à roda utilizando um mix europeu como matriz energética



Fonte: GUSTAFSSON et al. (2021).

Sendo assim, uma vez que o desenvolvimento de motores para a utilização de etanol se mostra promissor, o presente trabalho visa realizar um projeto de cabeçote para um motor a combustão interna, baseado em um modelo comercial, para a realização de ensaios utilizando ultra alta pressão de injeção visando o aumento de eficiência a partir do uso dessa estratégia.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver um cabeçote para um motor monocilíndrico de pesquisas baseado em geometria de motor de ignição por centelha comercialmente disponível, de modo a possibilitar a investigação acerca de injeção direta de combustível em níveis de pressões acima daqueles comercialmente aplicados.

1.1.2 Objetivos Específicos

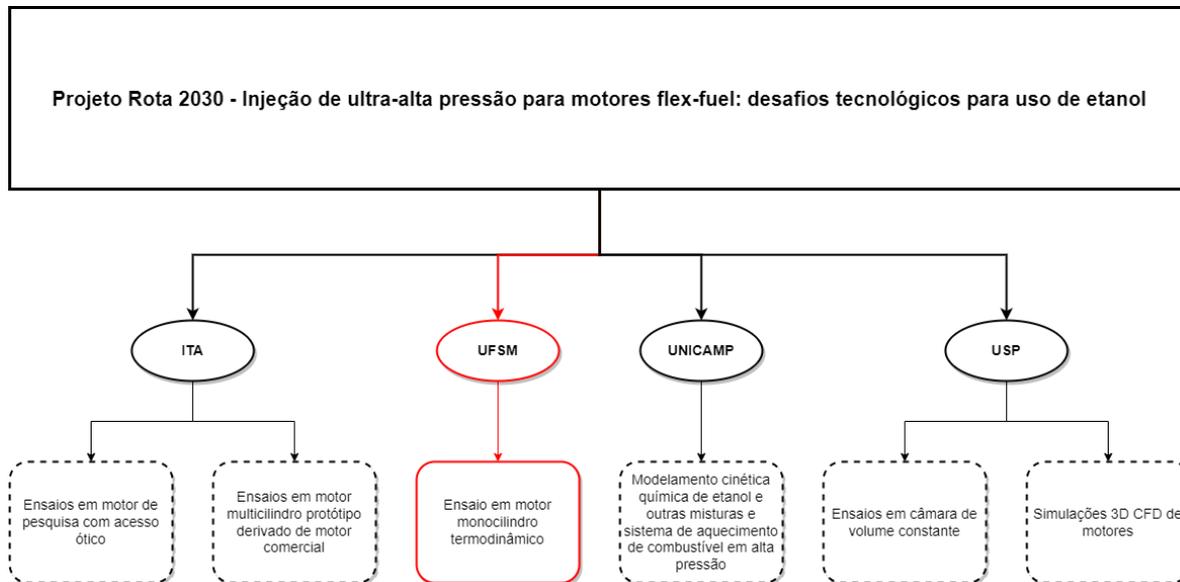
- Realizar a engenharia reversa de motor base, mantendo a câmara de combustão idêntica à original;

- Desenvolver o projeto de cabeçote e projeto de fabricação;
- Realizar adequação do alojamento para o trem de válvulas, mantendo sedes, guias, tuchos, molas, travas e válvulas conforme o original;
- Dimensionar os elementos de vedação para o cabeçote.

1.2 JUSTIFICATIVA

O projeto de investigação da estratégia *UHPDI (Ultra-high Pressure Direct Injection)* para motores ciclo Otto é fomentado pelo programa Rota 2030 e está sendo realizado através de uma parceria entre universidades e indústria. Dessa forma, a partir de um motor base, cada instituição de ensino foi responsável por avaliar a utilização dessa estratégia utilizando diferentes abordagens, comparando, entre as universidades, os resultados obtidos após os experimentos. As abordagens realizadas são descritas na Figura 5.

Figura 5 - Abordagens realizadas pelas instituições de ensino



Fonte: Autor.

Conseqüentemente, o presente trabalho visa realizar o projeto e desenvolvimento de um cabeçote para utilização em um motor de pesquisas. Esse desenvolvimento contempla uma etapa na construção do motor monocilíndrico em que serão realizados os ensaios. Sendo assim, será possível investigar os efeitos da

utilização de ultra alta pressão de injeção de combustível em motores a combustão interna com ignição por centelha. Além disso, esse trabalho auxiliou o autor no desenvolvimento de habilidades de projeto, modelamento em CAD e conhecimento sobre modos e tolerâncias de fabricação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

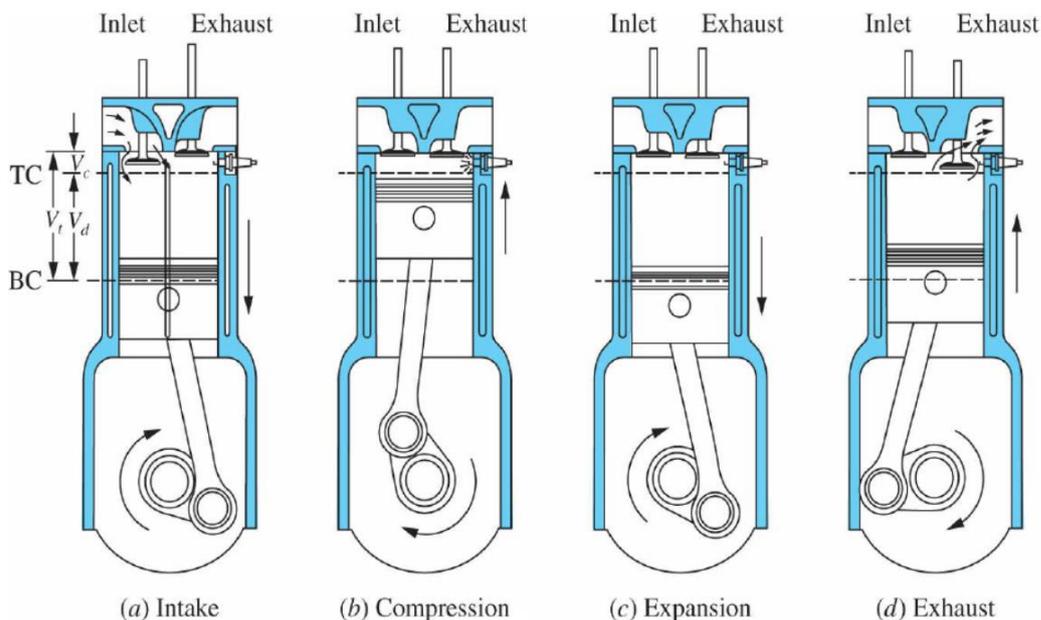
A revisão bibliográfica realizada visa introduzir o conceito de cabeçote, indicar sua posição e função em um motor a combustão interna. Além disso, essa seção busca, também, apresentar as peças contidas em um cabeçote, apontando seu modo de funcionamento e seu impacto no funcionamento do conjunto, seja no enchimento do cilindro, preparação de mistura, eficiência de combustão ou formação de emissões.

2.1 MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA

Os motores a combustão interna são máquinas capazes de produzir trabalho a partir da energia química de um combustível (HEYWOOD, 2018b), essa conversão acontece através da oxidação desse combustível dentro de uma câmara de combustão. Apesar de existirem modelos não usuais, como os rotativos *Wankel*, a maior parte dos motores utilizados são os alternativos a pistão (MAURYA, 2019). Entretanto, dentre os motores a pistão existem diversas subdivisões. Uma das maneiras de classificá-los é em relação à disposição dos cilindros, podendo se classificar como motor radial, com pistões opostos, cilindros opostos, em V ou em linha. Além disso, esses motores podem ser de dois ou quatro tempos. Os motores quatro tempos realizam um ciclo completo em 720° de ângulo de virabrequim e têm sua operação dividida em admissão, compressão, expansão e exaustão, representados na figura 6.

Por outro lado, enquanto os motores quatro tempos possuem períodos bem definidos para a troca de gases, nos motores dois tempos esse processo é intrínseco à compressão e expansão e seu ciclo completo é compreendido em 360° de ângulo de virabrequim. Por fim, podemos fazer sua distinção, também, através do método de ignição. Sendo assim, podemos separá-los em motores de ignição por compressão (CI) e motores de ignição por centelha (SI). Os motores CI, também conhecidos como motores diesel, possuem uma alta razão de compressão e durante seu curso de compressão comprimem apenas ar. Sendo assim, quando o pistão se aproxima do ponto morto superior, as condições termodinâmicas do ar comprimido dentro do cilindro são suficientes para causar a autoignição do combustível quando esse é injetado. Os motores SI, por outro lado, operam em ciclo Otto, com uma razão de compressão mais baixa, com combustíveis menos suscetíveis à autoignição.

Figura 6 - Ciclo de um motor 4 tempos



Fonte: HEYWOOD, J. (2018a).

Sendo assim, usualmente, o combustível é pré-misturado com o ar durante o curso de admissão, de modo que o curso de compressão não é realizado utilizando apenas ar como fluido de trabalho, mas sim uma mistura de ar e combustível que, ao se aproximar do ponto morto superior, recebe a energia de ativação através uma centelha elétrica. (RICHARD STONE, 2012).

2.1.1 Motores de ignição por centelha

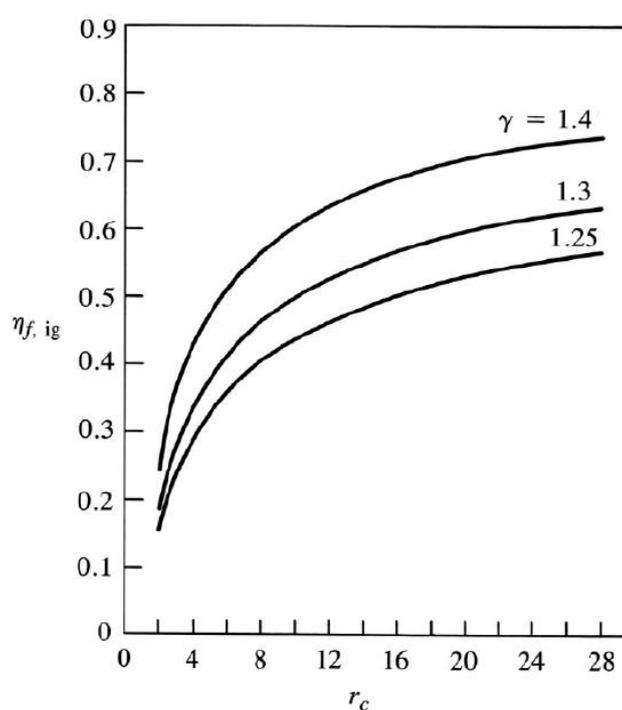
Segundo o último relatório da frota circulante, no cenário brasileiro, os motores com ignição por centelha correspondem a 89.1% de toda a frota nacional, sendo que, 71.4% possuem tecnologia *flexfuel* (SINDIPEÇAS; ABIPEÇAS, 2020). Porém, os motores SI possuem eficiência de conversão de combustível (η_f), indicada abaixo, inferior aos motores CI.

$$\eta_f = \frac{P}{\dot{m}_f * Q_{LHV}} \quad (1)$$

Sendo P a potência gerada, \dot{m}_f a vazão mássica de combustível e Q_{LHV} o poder calorífico inferior do combustível.

Isso ocorre por conta de alguns fatores como baixa razão de compressão, altas perdas por bombeamento e admissão de mistura estequiométrica. Isso é evidenciado através da figura 7, uma vez que por meio da elevação da razão de compressão e do coeficiente politrópico, a eficiência de conversão de combustível aumenta sensivelmente. O coeficiente politrópico γ corresponde à razão entre calores específicos, sendo assim, seu valor é dependente da composição do fluido de trabalho. Desse modo, a operação com mistura homogênea prejudica a eficiência, uma vez que a mistura ar e combustível estequiométrica possui um γ de, aproximadamente, 1,33 dependendo do combustível utilizado. Os motores diesel, por outro lado, possuem um valor de γ de 1.37 (QUINTANA et al., 2017). Isso se deve, principalmente, ao fato desses motores realizarem quase todo o curso de compressão sem combustível adicionado ao fluido de trabalho. Além disso, quando a compressão é realizada utilizando apenas ar (BRUNETTI, 2012), é possível operar o motor em razões de compressão mais elevadas. Uma vez que o aumento da razão de compressão em operação com carga homogênea e pré-misturada é limitado por uma autoignição não controlada, chamada de detonação.

Figura 7 - Influência da razão de compressão e do coeficiente politrópico na eficiência de conversão de combustível.



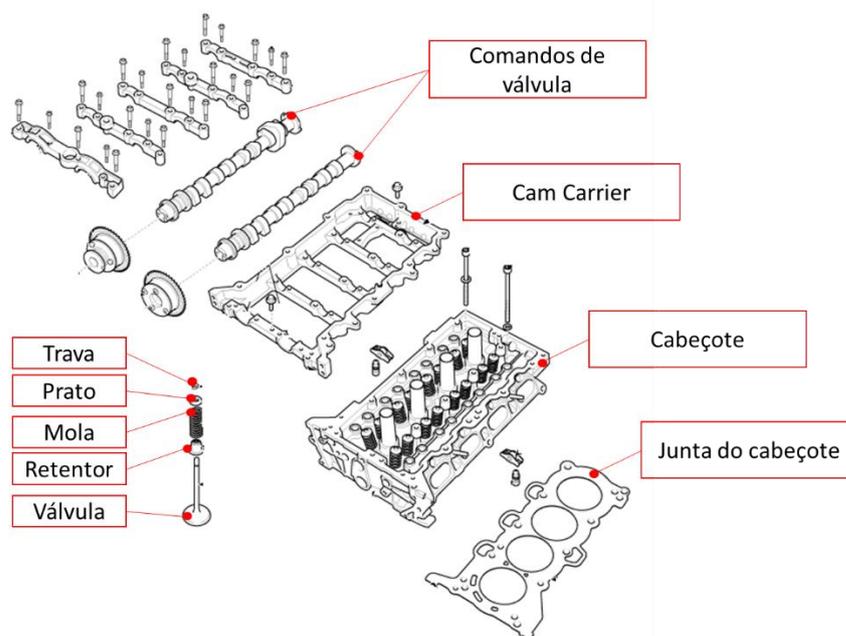
Fonte: HEYWOOD (2018b).

2.2 CABEÇOTE

O cabeçote é uma peça, localizada acima dos cilindros, presente na maioria dos motores a combustão interna. Sua construção pode ser simples ou complexa, dependendo da aplicação. A figura 8 indica as principais peças presentes em um conjunto de cabeçote, utilizado em um motor moderno, com comandos de válvula acima do cabeçote. Logo, os componentes presentes na imagem devem ser, obrigatoriamente, dimensionados em um projeto com essa configuração. Além disso, os elementos de vedação presentes nas interfaces de contato entre diferentes peças também devem ser dimensionados, visando a estanqueidade e, em alguns casos, a separação entre os fluidos.

Em contraste com os motores modernos, existem configurações mais antigas como o motor *flathead*, apresentado pela figura 9, em que o cabeçote é apenas responsável por alocar a vela de ignição, uma vez que o trem de válvulas é todo situado no bloco. Essa configuração de motor possui uma limitação em relação a razão de compressão, visto que a abertura da válvula interfere diretamente na altura mínima da câmara de combustão. Sendo assim, valores típicos para a razão de compressão desses motores são da ordem de 6:1 (RICHARD STONE, 2012).

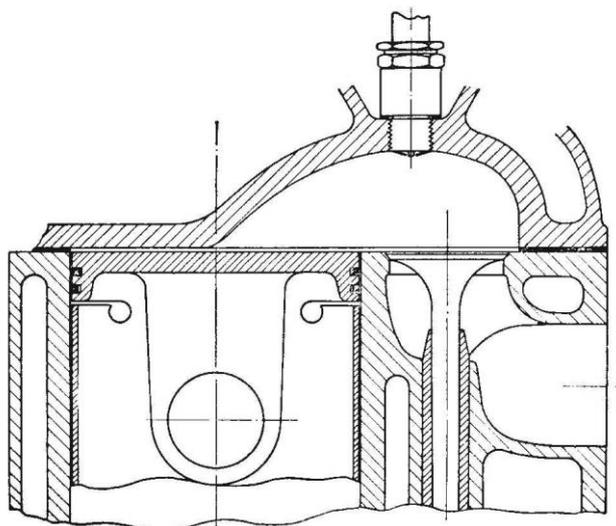
Figura 8 – Conjunto de cabeçote Hyundai



Fonte: Adaptado de HYUNDAI (2015).

Por esse motivo, os motores *flathead* entraram em desuso e foram substituídos por modelos com válvulas no cabeçote. Nesse modelo de motor, a classificação se dá pelo acionamento da válvula. Caso seja indireto, com o auxílio de varetas e balancins, é conhecido como OHV (*Overhead Valve*). Por outro lado, se o came acionar a válvula diretamente, esse modelo é classificado como OHC (*Overhead Camshaft*). Além disso, caso os comes de admissão e de exatão não compartilhem o mesmo comando de válvulas, o comando é denominado como DOHC. Ainda em relação ao *valvetrain*, é importante salientar que em alguns tipos de motores há a atuação variável de válvulas (VVA), que consiste na alteração do perfil de abertura das válvulas ao longo da operação do motor. Além disso, o posicionamento das válvulas, o cabeçote passou a ser responsável, também, pelo formato da câmara de combustão. Algumas configurações comuns para câmara de combustão para motores SI são: *bath-tub*, *wedge*, *hemispherical* e *pent-roof*, algumas delas são apresentadas na figura 10. Cada formato de câmara possui peculiaridades e aplicações distintas.

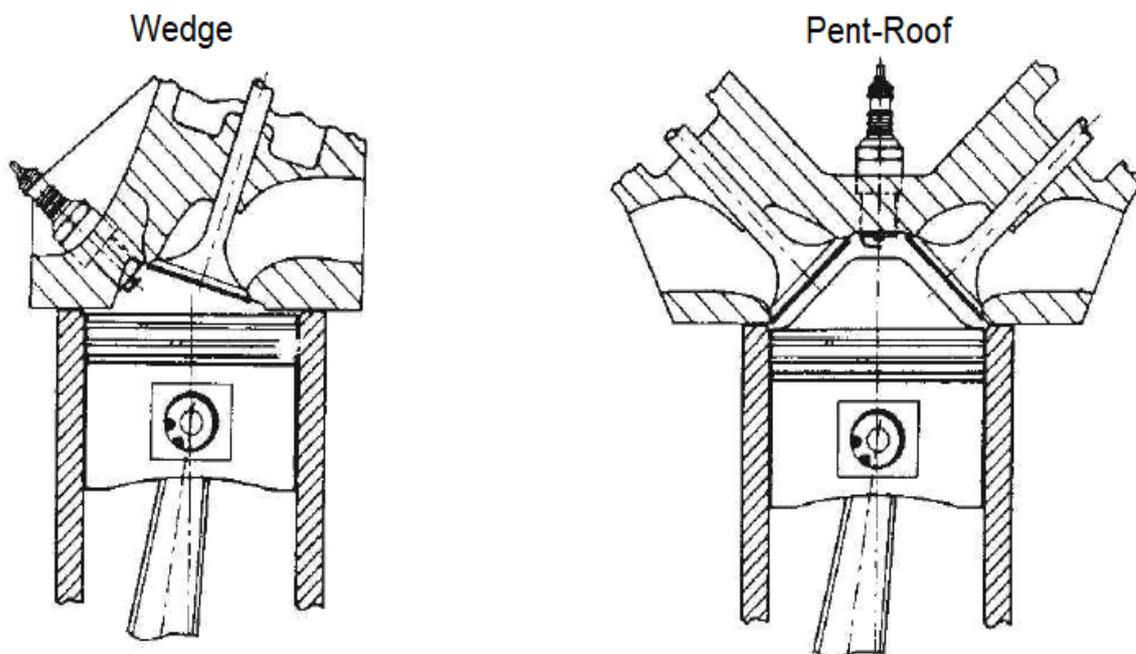
Figura 9 - Modelo de cabeçote *Ricardo* para alta turbulência em motores *flathead*



Fonte: RICHARD STONE (2012).

As câmaras de formato *bath-tub* e *wedge* possuem apenas uma válvula de admissão e uma de exatão, no caso da câmara *wedge* as válvulas e a vela são inclinadas. A vantagem da utilização dessa geometria é o baixo custo e a simplicidade de construção. Por outro lado, quando há necessidade de melhor desempenho ou maior eficiência volumétrica opta-se por modelos de câmara como a hemisférica ou *pent-roof*, apesar de mais caras.

Figura 10 - Formatos de câmara de combustão para motores SI



Fonte: RICHARD STONE (2012).

Nesses tipos de câmara as válvulas são inclinadas em relação ao cabeçote, além da admissão e exaustão se situarem em lados opostos. Uma das grandes vantagens dessa geometria é a grande área disponível para posicionamento das válvulas o que proporciona um bom desempenho e permite a operação em rotações mais elevadas. Nos motores modernos, usualmente, se adota a geometria *pent-roof* por conta de sua boa relação de compromisso entre eficiência, emissões e economia de combustível (MANNING, 2012).

Apesar de possuírem divergências quanto ao desempenho e às emissões, todas as geometrias de câmaras apresentadas buscam ser compactas, no sentido de diminuir a distância percorrida pela chama. A redução dessa distância contribui para o aumento da velocidade de combustão, diminuindo as chances de ocorrência das reações em cadeia responsáveis pela detonação (BRUNETTI, 2012).

2.2.1 Influência da posição da vela nos motores SI

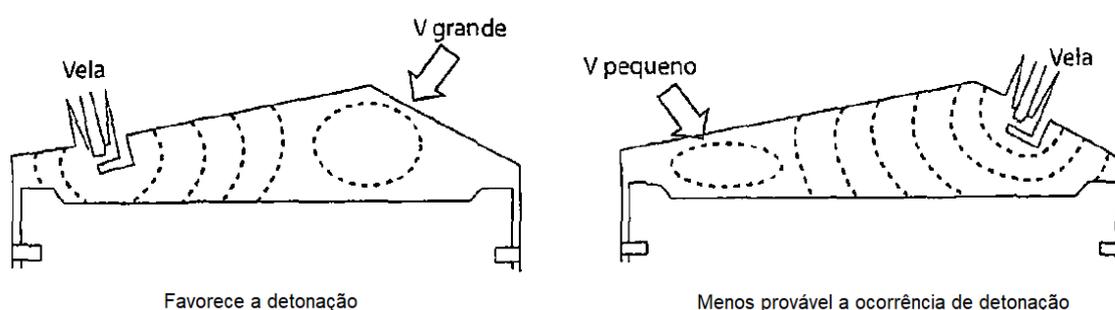
A posição da vela de ignição pode alterar os limites de operação de um motor com ignição por centelha, por meio de uma maior susceptibilidade à detonação. Portanto, existem alguns fatores que devem ser levados em consideração para

otimizar esse posicionamento. Uma vez que a chama, em motores SI, se propaga de forma esférica (HEYWOOD, 2018b), é preferível a inserção da vela em uma posição centralizada, porém, em alguns casos, isso não é possível.

Nesse sentido, é recomendável que os gases não queimados na parte final da combustão (*end-gas*) representem um volume pequeno comparado à mistura já queimada, conforme ilustra a figura 11. Isso se deve ao risco de autoignição do *end-gas* por conta de seu aquecimento, devido à compressão sofrida pela mistura já queimada e as temperaturas altas na câmara.

Sendo assim, em uma situação em que essa mistura sobressalente corresponde a um volume baixo, a troca de calor com as paredes é mais efetiva, por conta de uma razão superfície/volume maior, reduzindo o risco de autoignição, que caso ocorra deverá ser de menor intensidade quando comparada à um *end-gas* localizado em uma região de menor razão superfície/volume.

Figura 11 - Posição da vela em relação à detonação

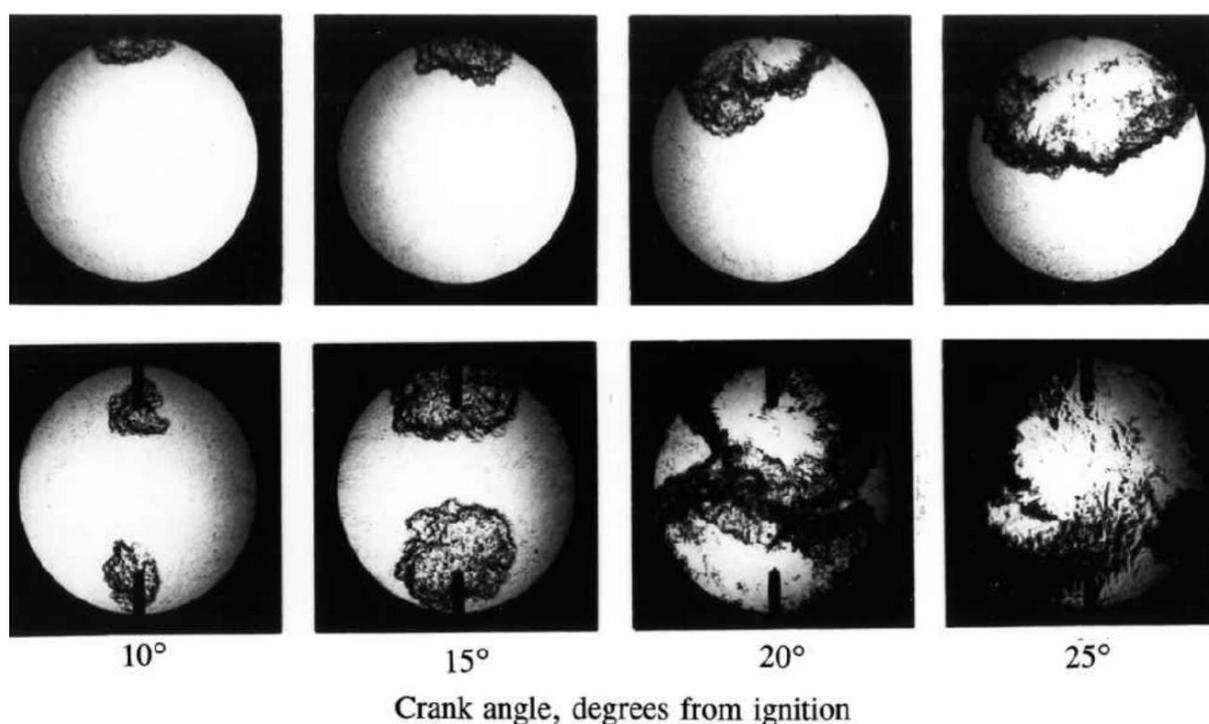


Fonte: BRUNETTI (2012).

A partir do mesmo raciocínio, a vela deve ser posicionada de modo que a combustão seja iniciada o mais próximo possível das válvulas de exaustão, visto que elas podem fornecer calor para a ocorrência de uma autoignição. Adicionalmente, é preferível que a região de *end-gas* seja direcionada às válvulas de admissão, visto que essas são arrefecidas através da carga fresca que é admitida no início de cada ciclo. Uma das soluções para melhorar a eficiência e aumentar a velocidade de combustão, em casos em que não é possível inserir a vela na posição centralizada, é a inserção de múltiplas velas de ignição que permitem a propagação de mais de uma frente de chama dentro da câmara, o que pode ser visto pela Figura 12. Dessa forma,

é possível alcançar valores menores para a emissão de CO e uHC (NANDAKUMAR et al., 2016). Além disso, a adição de mais pontos de ignição fornece uma maior resistência à detonação (CHEN et al., 2020), por conta da mitigação do aquecimento do *end-gas* e do aumento da velocidade de combustão (ALTIN e BILGIN, 2015; ALTIN et al., 2019).

Figura 12 - Comparação entre a duração de combustão utilizando vela única (figura superior) ou vela dupla (figura inferior)



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (2018b).

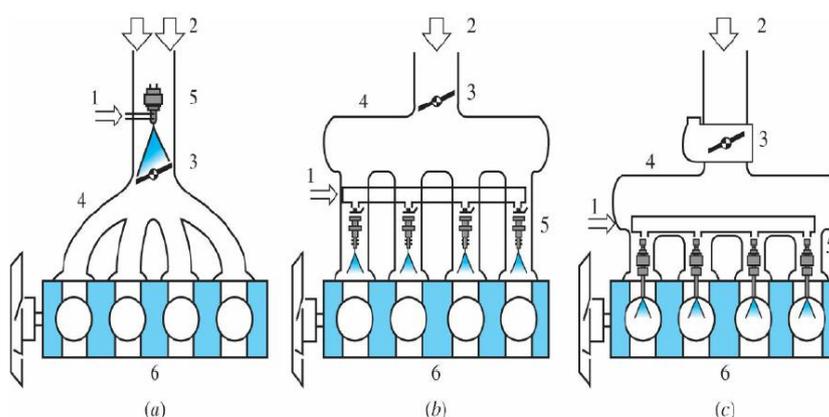
2.3 MÉTODOS DE INJEÇÃO EM MOTORES SI

A preparação de mistura, em motores Otto, consiste na junção entre o ar atmosférico e o combustível, presente no tanque. O sistema responsável por realizar essa preparação deve atender toda a faixa de operação do motor, visando o menor consumo de combustível para a maior potência de saída. Inicialmente, essa preparação era realizada através de carburadores. Nesse sistema, uma diferença de pressão é gerada por meio do escoamento de ar atravessando um bocal convergente-divergente, deste modo o combustível é misturado com o ar, na forma de gotículas. Porém, esses dispositivos possuem geometria complexa, não permitem a dosagem

precisa de combustível e não são ideais para a operação em regime transiente. Dessa forma, ao passo que os limites de emissões foram se tornando mais restritivos, os carburadores foram, gradativamente, substituídos por dispositivos eletrônicos de injeção.

Os modos de injeção eletrônica podem ser separados em três principais categorias, que podem ser vistas na figura 13.

Figura 13 - Métodos de injeção eletrônica em motores a ignição por centelha



Fonte: HEYWOOD (2018a).

O método mais simples consiste na injeção monoponto de combustível, indicada pela imagem a esquerda na figura 13 (a). Todavia, a distância significativa entre o injetor e os dutos de admissão, assim como nos carburadores, dificulta a operação em regime transiente e não assegura a uniformidade da mistura entre cilindros. Dessa forma, para a utilização de injeção na porta (*PFI*), são instalados injetores individuais por cilindro, indicado pela imagem central na figura 13 (b). Dessa forma, além do controle mais preciso sobre a dosagem de combustível por cilindro, a injeção pode incidir diretamente na válvula, que por estar mais quente facilita a evaporação do combustível. Por outro lado, recentemente, o uso de injeção direta (*DI*), indicada a direita na figura 13(c), em motores Otto vêm sendo investigado e implementado, principalmente, por conta da possibilidade de estratificação da mistura.

2.3.1 Injeção direta em motores SI

Tendo em vista a crescente necessidade do aumento da eficiência de conversão de combustível, algumas estratégias relacionadas à injeção direta foram

adotadas para os motores ciclo Otto, por conta da melhor preparação e homogeneização da mistura (NING et al., 2020). Sua aplicação visa, dentre outras coisas, a realização da injeção tardia de combustível, durante o curso de compressão.

Dessa forma, além da mistura comprimida possuir um coeficiente politrópico maior, aumentando a eficiência termodinâmica da operação, há maior influência do arrefecimento do cilindro através da vaporização do combustível líquido, chamado de *cooling effect*. Esse efeito de arrefecimento através da carga proporciona uma maior resistência à detonação, principalmente se o combustível injetado possuir um alto calor latente de vaporização, como é o caso do etanol (ZHUANG et al., 2017).

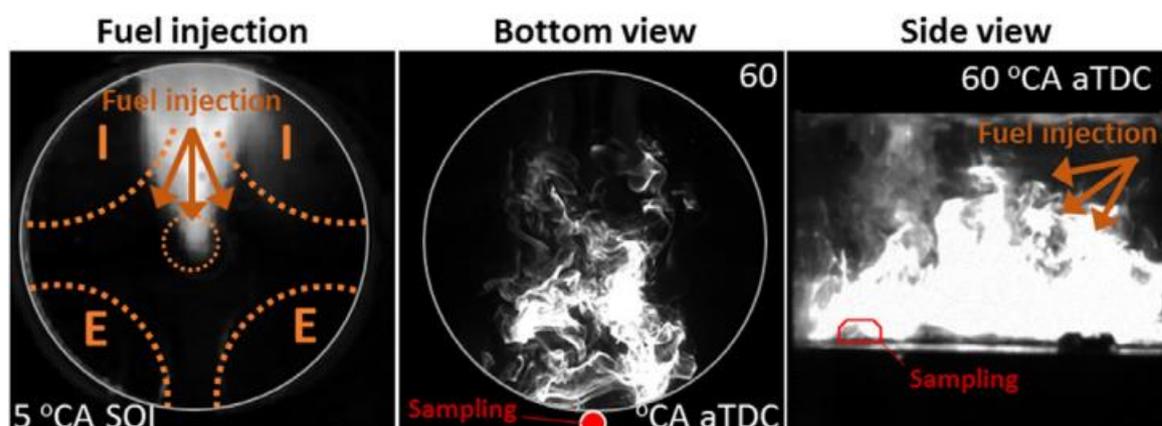
Porém, apesar dos benefícios relacionados ao aumento de eficiência, o uso de DI para motores Otto diminui o tempo disponível para a preparação de mistura, gerando zonas de heterogeneidade. A formação de zonas com excesso de combustível promove a formação de material particulado (CATAPANO et al., 2014), uma vez que essa depende de uma mistura local rica, baixa disponibilidade de oxigênio e alta temperatura, o que pode ser encontrado em locais com combustível não evaporado, como indicado na figura 14, ou em um jato de combustível que já recebeu ignição, representado pela figura 15. Sendo assim, para que a formação de fuligem seja reduzida, o combustível deve ser devidamente homogeneizado.

Dessa forma, maiores pressões de injeção são utilizadas, visando diminuir a razão superfície volume das gotículas de combustível, facilitando a evaporação e a homogeneização (LEE e PARK, 2020). Nos motores ciclo Otto com injeção direta convencional, as pressões de injeção são de, no máximo, 200 bar. Porém, o uso de ultra alta pressão de injeção, entre 500 e 1200 bar (TIAN et al., 2016), vem sendo investigado tendo em vista a potencialização dos benefícios da injeção direta, através da operação em cargas cada vez maiores, além da redução de hidrocarbonetos não queimados e de material particulado e aumento de eficiência (BURI; KUBACH; SPICHER, 2010).

Além disso, a preparação de mistura para os motores ciclo Otto com injeção direta sofre influência, também, das posições da vela de ignição e do injetor uma vez que esse posicionamento altera a orientação da combustão (HEYWOOD, 2018b). A vela de ignição e o injetor podem ser posicionados próximos ou distantes entre si, conforme mostra a figura 16. Para o caso em que a vela e o injetor são distantes, a combustão será orientada pelas paredes (*wall-guided*) ou pelo escoamento de ar (*air-*

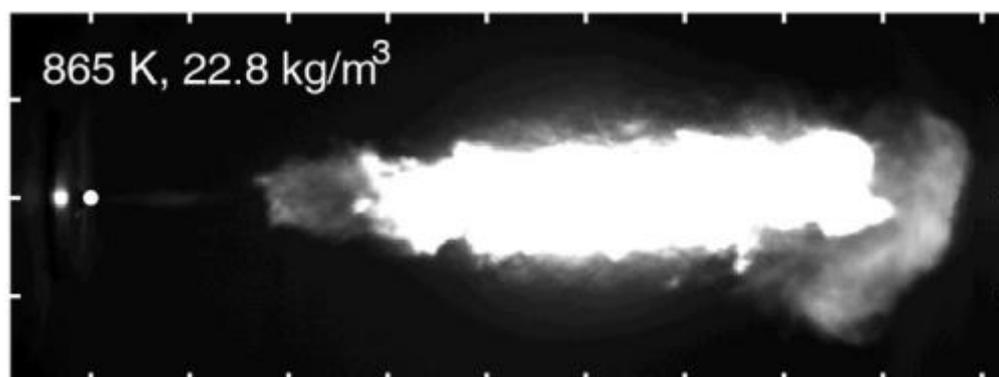
guided). Analogamente, para o caso em que a vela e o injetor são próximos, a combustão será orientada pelo spray de combustível (*spray-guided*).

Figura 14 - Formação de material particulado (brilhante por conta da quimiluminescência) na parte superior do pistão



Fonte: Adaptado de KIM et al. (2021).

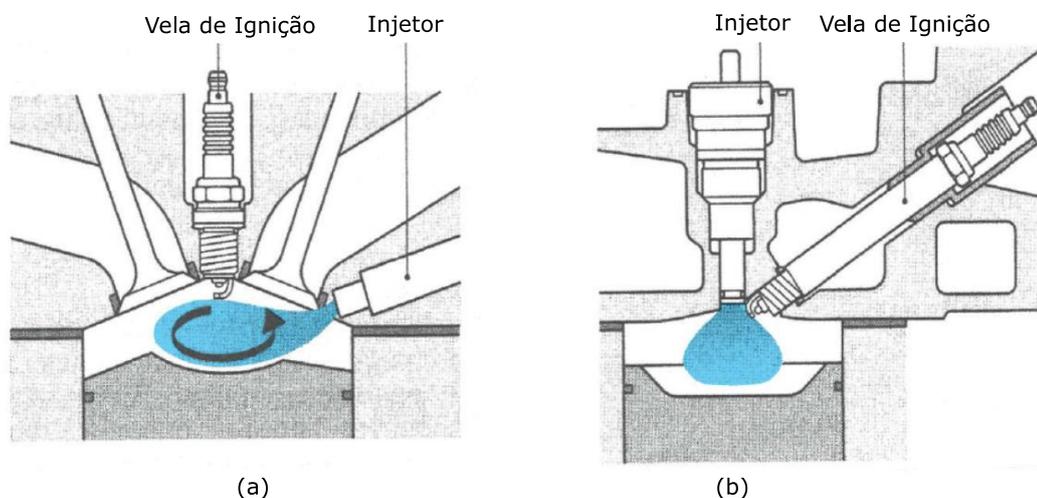
Figura 15 - Formação de fuligem em um jato de combustível



Fonte: Adaptado de MUELLER et al. (2017).

Por outro lado, para os casos de combustão guiada por paredes ou pelo ar o escoamento é de grande importância, de modo que a geometria da cabeça do pistão é característica a fim de direcionar a mistura ar-combustível ao eletrodo da vela. Além disso, a distinção entre *wall-guided* e *air-guided* se dá através do momento de injeção do combustível. Para o caso guiado por paredes a injeção pode ser tardia, porém isso acarreta um menor tempo para preparação de mistura e conseqüentemente aumenta a probabilidade de deposição de combustível na cabeça do pistão e nas paredes do cilindro.

Figura 16 - Posição da vela e do injetor para os diferentes tipos de preparação de mistura para motores ciclo Otto com injeção direta: (a) injetor e vela espaçados (guiado por ar e guiado por paredes); (b) injetor e vela próximos (guiado por spray)



Fonte: Adaptado de HEYWOOD (2018b).

Por outro lado, no caso guiado por ar, a injeção é realizada precocemente diminuindo as chances de deposição de combustível, porém a estabilidade da combustão é dependente da turbulência no interior do cilindro, tornando-se mais difícil de controlar (BRUNETTI, 2012).

2.4 CAM CARRIER

O *cam carrier* (suporte de cames) consiste em uma peça para o alojamento dos comandos de válvula entre o cabeçote e a tampa do cabeçote, como destacada na Figura 8. Usualmente, em cabeçotes fundidos, o *cam carrier* não é completamente separado em relação ao cabeçote, de modo que o óleo lubrificante, presente no *cam carrier*, também circula no cabeçote.

2.5 CIRCULAÇÃO DE FLUIDOS E ELEMENTOS DE VEDAÇÃO EM CABEÇOTES

O cabeçote, assim como os demais componentes participantes da combustão, deve ser arrefecido para a manutenção de uma temperatura admissível para a liga metálica utilizada, usualmente de alumínio. Essa temperatura não deve ser excedida para que não ocorra a perda de propriedades mecânicas ou, em casos extremos, a fusão do material. Para a operação de um motor em uma célula de testes, é preferível a utilização de água como fluido trocador de calor por conta do controle da

temperatura ser mais preciso em relação ao arrefecimento a ar, porém, apesar de possuir diversas vantagens em relação ao controle de temperatura, a utilização de água como líquido de arrefecimento requer o uso de elementos de vedação. Sendo assim, para realizar a vedação do escoamento de água, foi utilizada uma junta de vedação. As juntas são elementos de vedação estática, usadas para evitar vazamentos entre superfícies planas em contato (SENAI, 2010). As juntas planas podem ser compostas por diversos materiais, dessa forma possuem limites de operação distintos em relação à resistência a temperatura e reação química com o fluido a ser vedado. A vedação, nesse caso, ocorre por conta do esmagamento da junta que acarreta no preenchimento das irregularidades geradas pelo contato entre superfícies. Sendo assim, o dimensionamento de juntas é baseado na seleção do material e na determinação da força de aperto dos parafusos que irão comprimir o material da junta contra as superfícies a serem vedadas (VEIGA, 2003).

Além disso, o óleo, utilizado para a lubrificação de cames, tuchos, válvulas e eixos, também deve ser vedado para que não haja miscibilidade com a água, utilizada para o arrefecimento, ou vazamento para fora da peça. Porém, a geometria dos canais de óleo e a área de contato entre as superfícies a serem vedadas dificultam a inserção de uma junta plana. Dessa forma, para a retenção do óleo dentro do volume de controle desejado, foram utilizados anéis de vedação, comercialmente denominados de *o-rings*. Os *o-rings* são elementos de vedação estática ou dinâmica constituídos de borracha com um formato de anel circular. Esses anéis são alojados em uma ranhura pré-dimensionada, que realiza uma compressão nesse elemento, assegurando, assim, a vedação inicial do sistema. Além disso, em regime de operação, o fluido exerce pressão sobre o anel, contribuindo com a deformação do mesmo contra as superfícies a vedar, garantindo a estanqueidade (SEALS, 2021).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A metodologia do trabalho consistiu em um projeto de cabeçote monocilíndrico para a investigação da operação *UHPDI*. Uma vez que que, diferente das outras universidades, a Universidade Federal de Santa Maria optou por não realizar adaptações em cima do modelo original, mas sim elaborar um novo projeto de cabeçote, baseado no modelo GSE T4 e nas restrições adotadas pelas outras instituições de ensino para haver comparabilidade com os resultados obtidos. O projeto foi realizado a partir das medidas base do motor GSE T4 e foi modelado em CAD por meio do *software SolidWorks* versão 2020. Além disso, o projeto previu algumas adequações para o posicionamento de alguns componentes, uma vez que para o uso de pressões ultra altas o injetor teve que ser substituído. Adicionalmente, foi projetado, também, um sistema alternativo para o VVA original, uma vez que seu uso não se faz necessário em condição estacionária de operação. Por fim, foram dimensionados os elementos de vedação necessários para os canais de água e óleo.

3.1 MOTOR DE ESTUDOS

O motor referência utilizado foi um GSE T4, que possui bloco e cabeçote de alumínio. Esse motor é *flexfuel* de 4 cilindros em linha. Além disso, é sobrealimentado por turbocompressor e possui injeção direta *air guided* com um injetor de 6 furos e pressão máxima de 200 bar. O *valvetrain* conta com 4 válvulas por cilindro e seu controle é dado pelo sistema de atuação variável de válvulas Multiair.

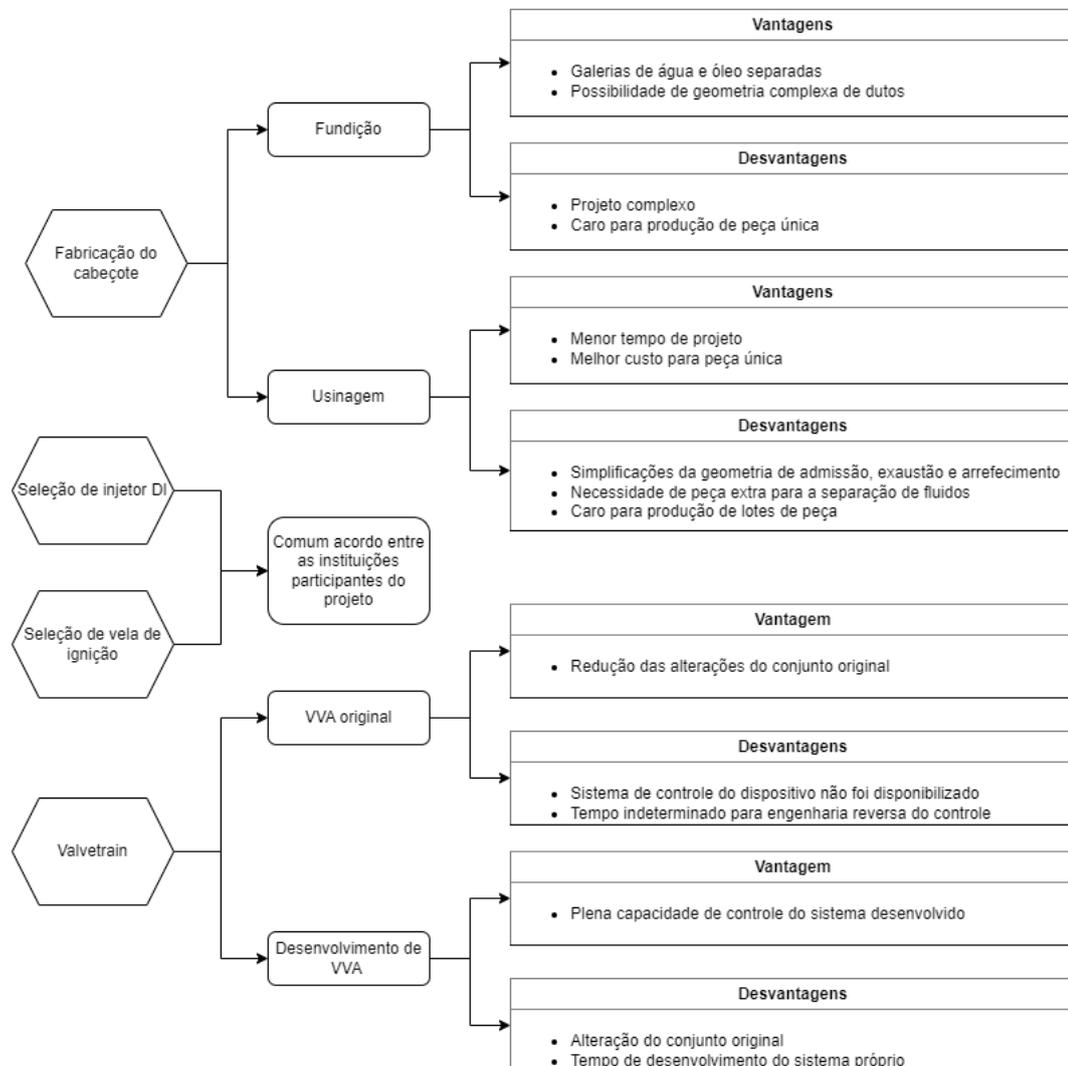
3.2 REQUISITOS DE PROJETO

Alguns componentes, como o injetor, tiveram que ser substituídos para propiciar a realização da investigação com ultra alta pressão uma vez que a pressão de trabalho excedia a recomendada para o injetor GDI (do inglês *Gasoline Direct Injection*) original do motor GSE. Sendo assim, foi selecionado, em comum acordo entre as universidades, um injetor da marca Denso utilizado em injeção diesel *common rail* de código 12640381 sem alterações para a operação com etanol.

Para a realização do projeto, algumas restrições, principalmente em relação à seleção de componentes e o posicionamento desses, foi limitada por conta da

comparabilidade dos dados entre as instituições. Deste modo, alguns componentes e os sistemas mais importantes para o projeto do cabeçote, bem como os pontos positivos e negativos das possíveis soluções adotadas são indicados na figura 17. A partir disso, o processo de tomada de decisão em relação ao dimensionamento como um todo, além de seu impacto nos outros sistemas, foi realizado de uma melhor forma. Essa tomada de decisão é importante, visto que suas consequências podem causar a necessidade de projeto de mais subsistemas ou de maior alocação de tempo para uma etapa específica de projeto, aumentando o tempo necessário para a realização do dimensionamento e os custos de projeto.

Figura 17 – Árvore de decisão do projeto de componentes



Fonte: Autor.

3.3 PROJETO DE JUNTAS DE VEDAÇÃO

Inicialmente, para realizar o dimensionamento de uma vedação por junta plana, assim como no dimensionamento de outros elementos de vedação, é necessário definir o material da junta com base nas restrições de projeto definidas pela operação. Os principais parâmetros que influenciam na seleção do material da junta são a temperatura e a pressão em que esse elemento estará exposto. Em vista disso, para facilitar a seleção do material da junta, existe um parâmetro chamado de fator de serviço, que consiste no produto entre pressão, em kgf/cm^2 , e temperatura, em $^{\circ}\text{C}$.

Tabela 1 - Fator de serviço para juntas de vedação

P x T máximo	Temperatura máxima $^{\circ}\text{C}$	Material da Junta
530	150	Borracha
1150	120	Fibra vegetal
2700	250	PTFE
15000	540	Papelão hidráulico
25000	590	Papelão hidráulico com tela metálica

Fonte: VEIGA (2003).

Entretanto, esses valores são apenas uma referência para a seleção e não devem ser tomados como absolutos. De forma que a aplicação deve ser cuidadosamente analisada, visto que há variação nos tipos de matéria-prima que compõem o material da junta, que pode ocasionar em alterações dos valores máximos de resistência. Adicionalmente, é importante selecionar um material, para a junta de vedação, que não reaja quimicamente com o fluido a ser contido.

Usualmente, quando são utilizadas juntas planas em flanges, é utilizado cortiça para a vedação de água e fibra vegetal, comercialmente chamada de velumóide, para a vedação de óleos. É importante, também, levar em consideração o valor do fator de junta (m), que consiste na razão entre a força de vedação e a força de aperto exercida pelos parafusos.

Por fim, deve ser levado em consideração o valor de esmagamento mínimo (y) para cada material. Os valores de m e y , tabelados, referentes aos materiais utilizados são apresentados abaixo na Figura 18. A tabela completa é mostrada no ANEXO A.

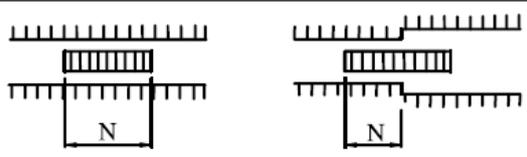
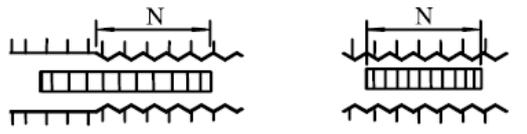
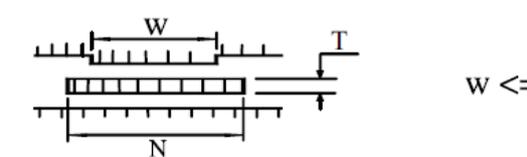
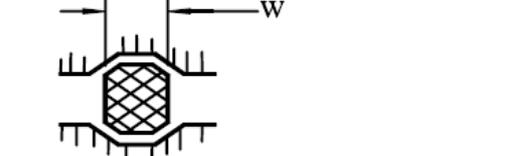
Figura 18 - Fator de junta (m) e pressão de esmagamento mínima (y)

Material da junta	m	y (psi)	Perfil ou tipo	Superfície de vedação	Coluna b ₀
Borracha - abaixo de 75 Shore A - acima de 75 Shore A c/reforço tela algodão	0.50 1.00 1.25	0 200 400	plana	(1a) (1b) (1c) (1d) (4) (5)	II
Fibra vegetal	1.75	1100	plana	(1a) (1b) (1c) (1d) (4) (5)	II

Fonte: VEIGA (2003).

Após a definição do material, foi necessário determinar alguns parâmetros dimensionais do sistema a ser vedado e da junta plana para a realização dos cálculos da força de vedação necessária. Os parâmetros necessários para a realização desses cálculos são apresentados, utilizando um exemplo de flange cilíndrico, no APÊNDICE A. Inicialmente, foi necessário determinar a largura efetiva da junta, que depende do acabamento superficial e de ressaltos ou rebaixos nas peças que estarão em contato com esse elemento, conforme indicado na Figura 19.

Figura 19 - Largura efetiva da junta (b₀) em função da geometria do contato entre superfícies

Perfil da Superfície de Vedação	Largura Efetiva b ₀
	$N / 2$
	$N / 2$
	$(w + T) / 2$ $(w + N) / 4$ máx
	$w / 8$

Fonte: VEIGA (2019).

Uma vez que a largura efetiva foi determinada, calculou-se a largura efetiva de esmagamento (b), que correspondeu à dimensão utilizada para o posterior cálculo da área efetiva de vedação, apresentada na equação abaixo.

$$b = \begin{cases} b_0, & b_0 \leq \left(\frac{1}{4}\right)'' \\ 0.5(b_0)^{0.5}, & b_0 > \left(\frac{1}{4}\right)'' \end{cases} \quad (2)$$

Dispondo do valor de b , é possível determinar o valor das áreas interna e efetiva, que são utilizadas no cálculo da força exercida pelo fluido e na força de vedação, respectivamente. A área efetiva (A_e) é determinada pelo produto entre o perímetro médio e a largura efetiva de esmagamento, para o caso de um tubo, dado como exemplo, descrevemos a área efetiva como sendo:

$$A_e = \pi d_m b \quad (3)$$

Por outro lado, a área interna (A_i) corresponde a área ocupada pelo diâmetro interno (d_i) e a área lateral da junta em contato com o escoamento. Dessa maneira, podemos expressar a área interna como a soma da área do flange confinada pela junta e a área ocupada pelo perímetro interno da junta multiplicado por sua espessura (e), conforme descrito na equação abaixo para o caso cilíndrico.

$$A_i = \frac{\pi * d_i^2}{4} + \pi * d_i * e \quad (4)$$

Após a determinação das áreas, é possível calcular através da relação abaixo, que relaciona as áreas internas (A_i) e efetiva (A_e) com a pressão de trabalho (p) e o fator de junta (m). Desse modo, a força exercida pelos parafusos (F_p) para realizar a vedação pode ser descrita como:

$$F_p = A_i * p + A_e * p * m \quad (5)$$

A força exercida é distribuída, por mais de um parafuso, ao longo da superfície de vedação. Isso ocorre para que haja uma distribuição da tensão gerada, evitando a falha de componentes, diminuindo o tamanho dos parafusos e melhorando a vedação. A força realizada por cada parafuso (F_{pi}) é calculada conforme se segue

$$F_{pi} = \frac{F_p}{N_p} \quad (6)$$

Em que N_p corresponde ao número de parafusos utilizados. A partir dessa força de aperto, em cada parafuso, é possível determinar as dimensões do parafuso. Para o cálculo do diâmetro, primeiramente, é necessário determinar a classe do parafuso utilizado, a fim de encontrar a tensão máxima permitida ($\sigma_{permitido}$), nesse caso tomada como a resistência mínima ao escoamento. A tabela mostrada no ANEXO B indica as resistências mecânicas em relação às classes de parafuso. Posteriormente, é calculada a área mínima do parafuso (A_p) através da relação.

$$A_p = \frac{F_{pi}}{\sigma_{permitido}} \quad (7)$$

Utilizando o valor de A_p é possível encontrar, a partir da área de diâmetro menor, um parafuso comercial que atenda as especificações de projeto através da tabela apresentada no ANEXO C.

3.4 PROJETO DE O-RING

Para o projeto de anéis de vedação, inicialmente, devemos avaliar o meio que esse vedante será imerso. Essa definição é determinante, uma vez que as bases poliméricas que constituem um *o-ring* têm resistência à temperatura em serviço contínuo e solubilidade química distintas. Então, através da tabela apresentada por (PARKER, 2004) na figura 20, nota-se que nas aplicações em que é necessária a vedação de água com temperatura de até 150°C, é recomendado o uso de anéis com polímero básico de policloropreno, neopreno ou etileno-propileno polimerizado. Além disso, uma falha comum, relacionada ao uso de *o-rings*, ocorre por conta de problemas com mordida ou esmagamento do anel, decorrentes de interferências excessivas ou pressões acima das toleradas. Para isso, o alojamento deve ser devidamente projetado, evitando cantos vivos e mantendo seu volume maior do que o do anel de vedação. Apesar de que esse tipo de vedante pode ser utilizado para casos de regime dinâmico, com movimentos alternativos e rotativos, seu uso mais comum é para casos estáticos, visto que, com um contato metal-metal satisfatório, os *o-rings* têm a capacidade de vedação para pressões de até 1000 bar.

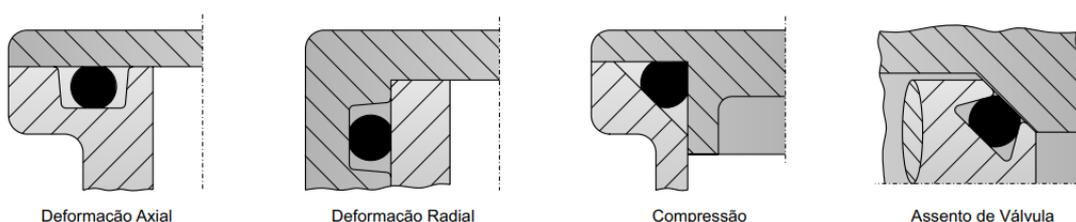
Figura 20 - Especificação para *o-rings* em relação à aplicação desejada

Designação ASTM D2000-90 SAE J200	Composto Parker Nº	Polímero Básico	Resistência à Temperatura e Serviço Contínuo (°C)	Dureza Unidade "Shore A" (±5)	Aplicação - uso recomendado e especificação
M2BF 714 B34 EO14 EO34 M2BG 714 B14 B34 EO14 EO34 EF11 EF21 EA14 M3CH 714 A25 B34 EO16 EO36	N 0674-70	Nitrílico	-30 a +120	70	Óleos minerais, fluidos hidráulicos e ar. Freon 11 (1) Frigen 11 (2) SAE 120 R classe 1, classificado na lista dos "Underwriters Laboratories" dos EUA Uso estático e dinâmico.
M7BG 910 B14 EO14 EO34 EF11 EF21 EA14 M3CH 910 B34 EO16 EO36	N 0552-90	Nitrílico (NBR)	-30 a +120	90	Óleos minerais, fluidos hidráulicos e ar. Grande resistência à extrusão. Uso estático, alta pressão.
M3BC 710 A14 B14 EO14 EO34 M3BE 710 A14 B14 EO14 EO34	C 0873-70	Policloropreno ou Neopreno (CR)	-43 a +150	70	Freon 12 (1) Frigen 12 (2), água e água salgada. Neoprene de uso geral.
M3BA 810 A14 B13 F19 M2AA 810 A13 F17 EA14	E 3292-83	Etileno Propileno Polimerizado	-55 a +150	80	SKYDROL (3) e outros éteres fosfatados, vapor d'água, ar, ácidos e bases diluídos.
M7GE 705 A19 B37 EO16 EO36 F19 G11 EA14	S 0604-70	Silicone	-55 a +230	70	Ar e gases. Somente aplicação estática. Cor: vermelho-coral.
M2HK 710 A1 10 B37 B38 EF31 EO38 F15 Z1 (75±5 Shore A) Z2 (Marrom) M4HK 710 A1.11 B38 EF31 EO38 Z1 (75±5 Shore A) Z2 (Marrom)	V 3247-75B	Elastômero de Fluor-Carbono (FKM)	-25 a +205	75	Óleos de alta temperatura, solventes aro- máticos e serviço químico. Baixíssimo valor de formação permanente à compressão. Classificação no programa dos "Underwriters Laboratories" dos EUA

Fonte: PARKER (2004).

Para que essas condições sejam satisfeitas, existem dimensões padronizadas para o projeto de alojamento desses anéis. Esse assento, dependendo da geometria de seu alojamento, pode ser denominado de vedador estático por deformação axial, por deformação radial, por compressão ou por assento de válvula, conforme indica a Figura 21.

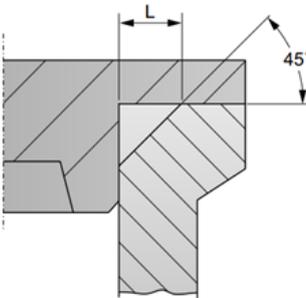
Figura 21 - Tipos de assento para O-rings



Fonte: SEALS (2021).

Através da figura 21, também, é evidenciado que a utilização de um vedador estático por compressão é mais simples quando comparada à deformação axial, radial ou assento de válvula, por conta da usinagem do assento ser apenas um chanfro, sem muitos arredondamentos. Logo, através da Figura 22, é possível determinar quais as dimensões necessárias para o alojamento do anel.

Figura 22 - Tabela para dimensionamento do alojamento de um anel de vedação em peça chanfrada



Diâmetro da Seção do Anel - d_1	L
1,50	2,00 + 0,08
1,78	2,38 + 0,08
2,00	2,70 + 0,08
2,00	3,40 + 0,12
2,62	3,55 + 0,12
3,00	4,10 + 0,20
3,50	4,80 + 0,20
3,53	4,85 + 0,20
4,00	5,50 + 0,20
4,50	6,15 + 0,20
5,00	6,85 + 0,20
5,33	7,35 + 0,20
5,50	7,55 + 0,20
6,00	8,25 + 0,30
6,50	8,95 + 0,30
6,99	9,60 + 0,30
7,00	9,60 + 0,30
7,50	10,30 + 0,30
8,00	11,00 + 0,30
8,50	11,70 + 0,30
9,00	12,40 + 0,30
9,50	13,05 + 0,40
10,00	13,70 + 0,40

Fonte: SEALS (2021).

4 RESULTADOS

O projeto foi realizado aplicando a metodologia apresentada no capítulo anterior. Os valores absolutos não serão apresentados, em alguns casos, por conta do acordo de sigilo (NDA). A câmara de combustão foi replicada em relação à câmara de combustão original, não alterando o desempenho da combustão em relação à configuração base. A vela de ignição foi alterada em comum acordo entre as universidades, assim como o injetor DI. Esses componentes foram compartilhados entre as instituições a fim de preservar a comparabilidade dos dados entre as instituições. Além disso, o posicionamento dos componentes, como vela, injetor e transdutor de pressão, também serviu de limitação para a construção do *cam carrier*. Por fim, foi realizado o dimensionamento da vedação do conjunto.

4.1 CABEÇOTE

O método base escolhido para a fabricação do cabeçote foi a usinagem em fresa CNC a partir de um bloco de alumínio, uma vez que o projeto de fundição, além de demandar mais tempo, é mais complexo e mais caro para apenas um protótipo. Ao utilizar a usinagem como processo de fabricação, além das limitações impostas pelo projeto, as restrições relacionadas com o diâmetro e formato das ferramentas bem como a profundidade máxima para cada fresa tiveram que ser consideradas.

Portanto, houveram alterações em relação às geometrias das portas de admissão e exaustão, uma vez que existem limitações de usinagem que não permitem que a forma, obtida por fundição no motor base, seja fielmente reproduzida no protótipo. Em vista disso, a geometria complexa presente no motor original foi substituída por um círculo, devido ao formato da ferramenta, mantendo a área conforme original, de forma a não impor uma restrição para o escoamento. Além disso, houveram restrições em relação ao posicionamento de alguns componentes, causadas, principalmente, pela diferença de tamanho entre o injetor GDI original e o DI utilizado para a investigação de *UHPDI*.

Em relação ao arrefecimento do cabeçote, a geometria teve que ser simplificada. Isso ocorreu, por conta de os limites da usinagem não permitirem canais de arrefecimento suficientemente próximos às paredes dos dutos, câmara de combustão e das válvulas como ocorre na geometria obtida por fundição. Dessa

forma, foram utilizadas como base as espessuras de parede, medidas por paquímetro, de um motor comercial Volkswagen AP, apresentado na figura 23. Essa escolha foi realizada por conta da disponibilidade do cabeçote seccionado para a aquisição de medidas e do arrefecimento satisfatório mesmo em condições de carga elevada.

Figura 23 - Cabeçote de Volkswagen AP seccionado



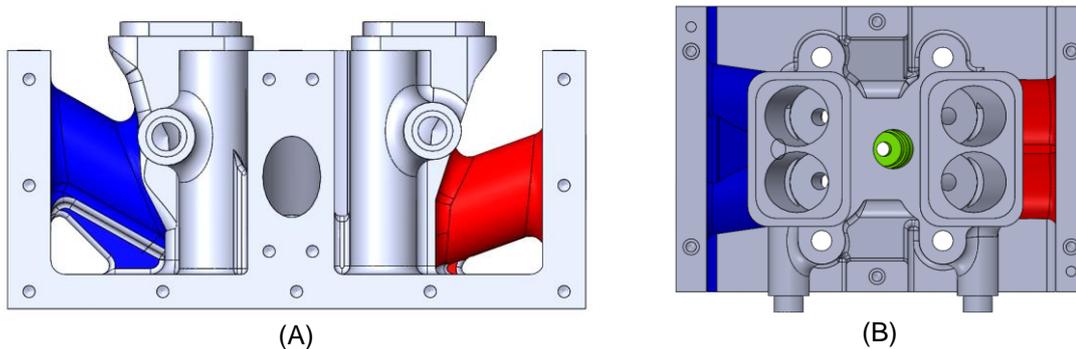
Fonte: Autor.

A partir das medições realizadas no cabeçote comercial seccionado, foi identificado um valor médio para as espessuras de parede para a região próxima às portas de admissão e exaustão e ao redor da câmara de combustão. Essas dimensões foram tomadas como base para o projeto do protótipo. Para possibilitar a usinagem de uma parede de 5 mm nas portas, foi necessário realizar a usinagem das faces laterais, a fim de permitir o acesso de ferramentas na região abaixo dessas. O plano frontal de referência, para a usinagem, é exibido pela figura 24 (A), enquanto o superior é indicado pela figura 24 (B).

Para permitir a circulação de água no cabeçote, foram inseridas tampas laterais apresentadas na figura 25 (A), em vista superior e montadas, e isolada em isométrica na figura 25 (B).

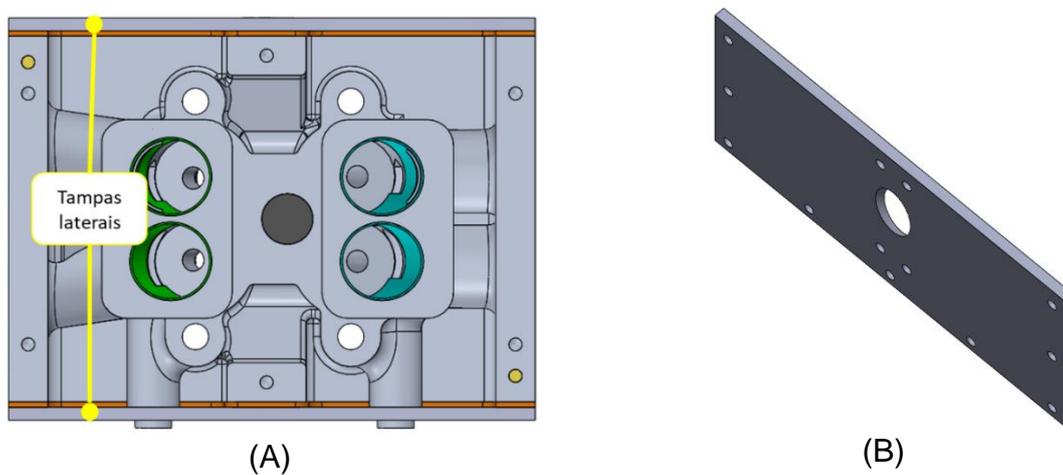
As dimensões da câmara de combustão, apresentada na figura 26, foram mantidas iguais às originais exceto pela mudança entre as posições do injetor e da vela, o que acarretou um alargamento do furo lateral, de 33%, e em uma diminuição do diâmetro do furo central, de 35%.

Figura 24 - (A) Face frontal para referência de usinagem; (B) Face superior para referência de usinagem



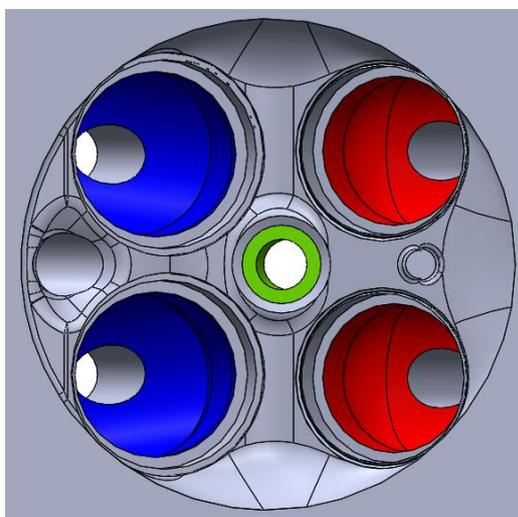
Fonte: Autor.

Figura 25 - (A) Tampas da lateral do cabeçote; (B) Vista isométrica da tampa lateral



Fonte: Autor.

Figura 26 - Câmara de combustão do protótipo.



Fonte: Autor.

4.1.1 Posicionamento e seleção do injetor

Para utilização de *UHPDI* foi selecionado, em comum acordo entre as universidades, um injetor Denso. Porém, devido à sua maior robustez, evidenciada na figura 27, o alojamento destinado ao injetor no cabeçote original não foi suficiente para comportar o novo componente. Deste modo, foi decidido, também em comum acordo entre as instituições, a instalação do injetor na posição central que, inicialmente, era ocupada pela vela de ignição, por conta da restrição geométrica.

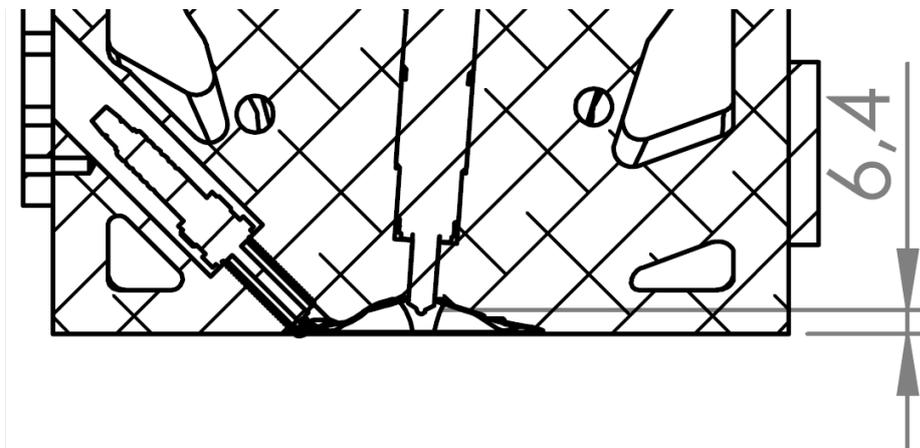
Figura 27 - Injetor a ser utilizado para a investigação de operação *UHPDI* (apresentado à esquerda) em comparação com o injetor GDI original (apresentado à direita).



Fonte: Autor.

Em relação ao posicionamento do injetor, também em conformidade às outras instituições de ensino, foi adotado uma distância de 6,4 milímetros em relação à face inferior do cabeçote, como indicado na figura 28.

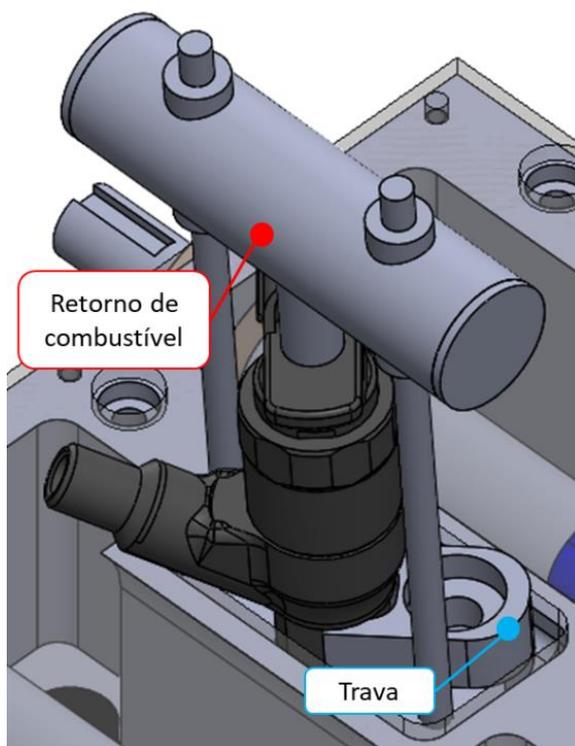
Figura 28 - Distância do injetor em relação à face inferior do cabeçote



Fonte: Autor.

Sendo assim, para realizar a fixação injetor, foi inserida uma trava do tipo alavanca interpotente. Além disso, através do sistema de retorno de combustível é possível adicionar um reforço à essa fixação. Esses componentes fixadores podem ser visualizados na figura 29.

Figura 29 - Fixação do injetor

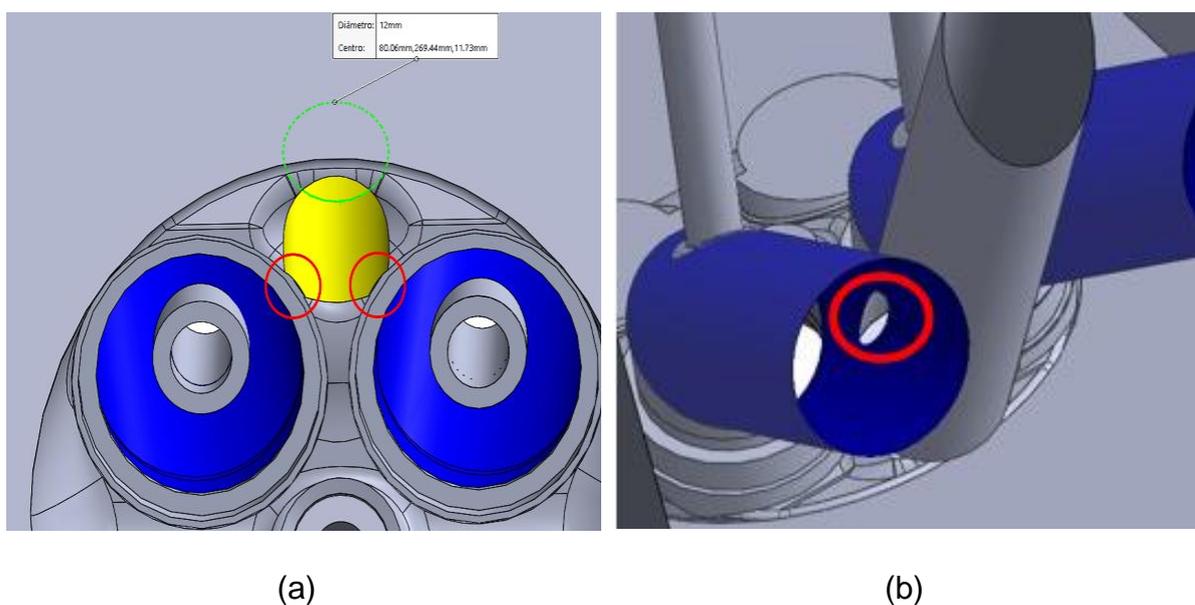


Fonte: Autor.

4.1.2 Posicionamento e seleção da vela de ignição

A solução de compromisso adotada pelas instituições de ensino foi a utilização de uma vela de ignição com rosca M10, de código NGK – ILMAR8C9D, mostrada em comparação com a vela original na figura 31. Devido ao posicionamento central do injetor, a vela de ignição, por sua vez, foi posicionada na posição original do injetor. Deste modo, a configuração de injetor e vela adotada, transformou a orientação da combustão de *air-guided* para *spray-guided*. Adicionalmente, ao adotar-se a posição lateral da vela, a utilização do modelo de vela original de rosca M12 foi impossibilitada visto que havia interferência do furo da vela com as sedes da válvula de admissão, como indicado nas figura 30 (a), além de haver interceptação, também, do furo da vela com os dutos de admissão, apresentado na figura 30 (b).

Figura 30 - Restrições da adaptação do injetor, (a) Furo de 12 milímetros para alojamento da vela de ignição; (b) Interferência entre duto de admissão e vela adotando inclinação de 54°



Fonte: Autor.

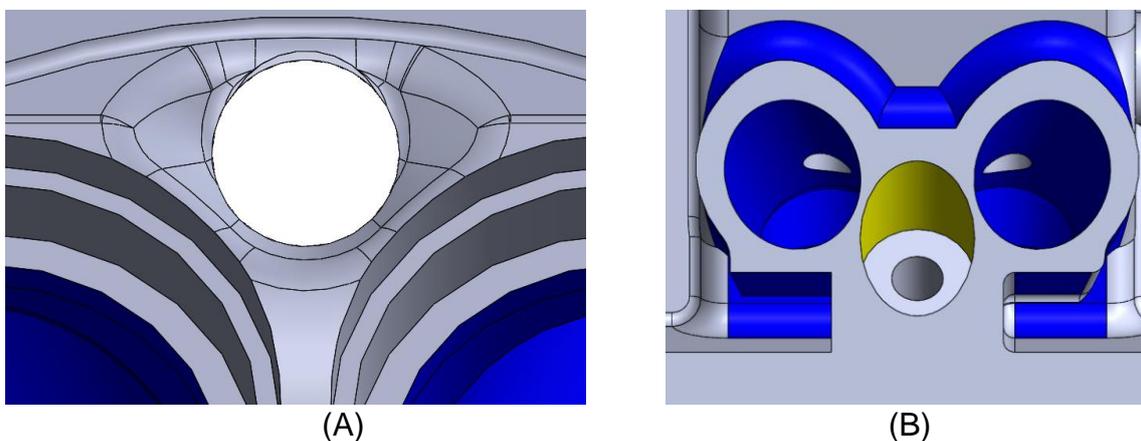
Para o caso particular do protótipo, a inclinação da vela teve que ser diminuída por conta da restrição causada pelas portas de admissão circulares. Além disso, o ângulo de inclinação foi alterado do valor original para 45°, para que não houvesse interferência com as sedes de válvula, apresentadas na figura 32 (A), nem com os dutos de admissão, indicado na figura 32 (B).

Figura 31 - Vela de ignição NGK – ILMAR8C9D (A) em comparação com a vela original (B).



Fonte: Autor.

Figura 32 - (A) Furo de 10 milímetros; (B) Dutos de admissão e vela adotando inclinação de 45°



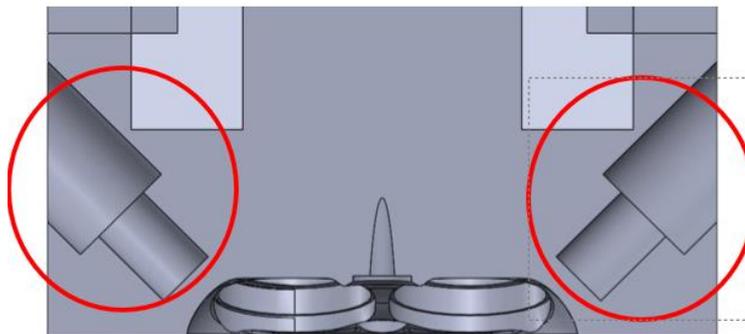
Fonte: Autor.

4.1.3 Posicionamento do transdutor de pressão e utilização de vela dupla

Além disso, para o alojamento do sensor de pressão, foram inseridos furos laterais com dimensões baseadas nas medidas das velas do motor original, apresentados na Figura 33. Sendo assim, além de possibilitar a inserção de um transdutor de pressão na câmara de combustão, essa furação também permite a variação da posição da vela de ignição e do uso de múltiplos pontos de ignição dentro da câmara de combustão. Em vista disso, é possível estender os limites de investigação comparado às outras instituições tecnológicas que fazem parte do projeto Rota2030, visto que o posicionamento da vela, assumindo o lugar do injetor, favorece a detonação. Isso ocorre, principalmente, por conta da grande distância

percorrida pela chama e da compressão dos gases não queimados ainda não alcançados pela frente de chama nas proximidades das válvulas de exaustão.

Figura 33 - Furação lateral para transdutor de pressão e avaliação do uso de múltiplos pontos de ignição

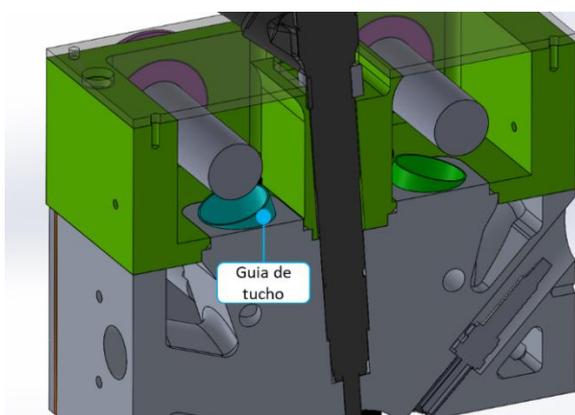


Fonte: Autor.

4.2 CAM CARRIER

Algumas dimensões do *cam carrier*, como a largura, foram baseadas nas restrições do *valvetrain*. Isso se deve à necessidade de isolar esses componentes do contato com a água. Portanto, as válvulas foram posicionadas apenas na peça inferior do conjunto, para que a inserção de um guia para o tucho não impossibilitasse a separação entre cabeçote e *cam carrier*. Então, foi usado um “degrau” para o posicionamento do *cam carrier*, indicado na Figura 34.

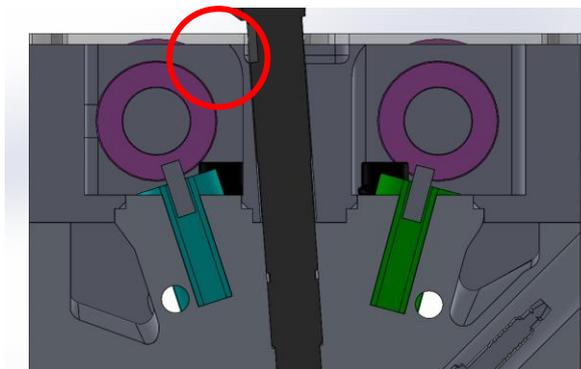
Figura 34 - Interface de contato entre o cabeçote e o *Cam carrier*.



Fonte: Autor.

Por outro lado, a altura do *cam carrier* foi restringida pela posição da trava do injetor e pela redução de parede causada pela inclinação do furo central, indicada pela figura 35.

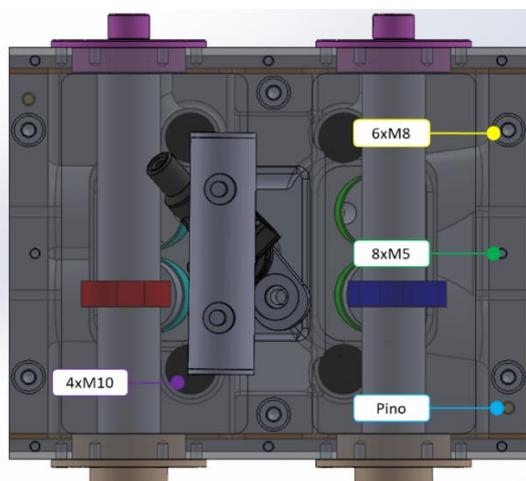
Figura 35 - Limitação da altura do *cam carrier* por conta do injetor



Fonte: Autor.

Além disso, para o correto alinhamento entre as peças, e conseqüentemente dos componentes do *valvetrain*, foram inseridos dois pinos guia nas diagonais da face de contato entre as duas peças. Além disso, para realizar a união entre esses dois componentes, a fim de distribuir melhor a força de aperto e contribuir com o fator de segurança, foram inseridos 6 parafusos M8x1 além dos 4 parafusos M10 originais que prendem todo o conjunto ao bloco do motor. Esses fixadores e centralizadores podem ser visualizados na figura 36.

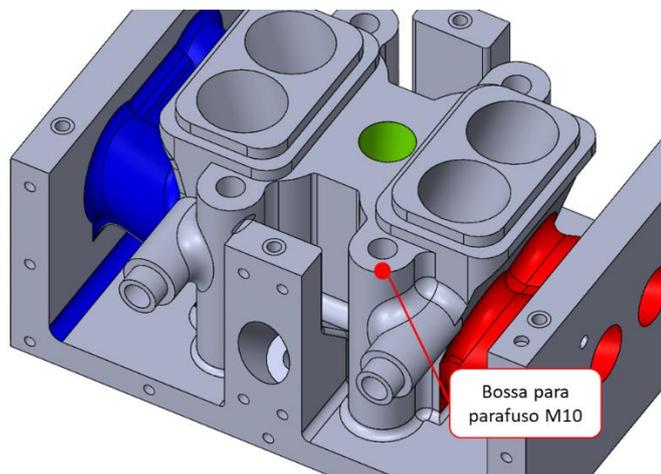
Figura 36 - Interface de contato entre o cabeçote e o *cam carrier*.



Fonte: Autor.

Além disso, para evitar o contato dos parafusos de cabeçote M10, mostrados em preto na figura anterior, com o líquido de arrefecimento, foram inseridas bossas no cabeçote como mostra a figura 37.

Figura 37 - Bossas para os parafusos de cabeçote



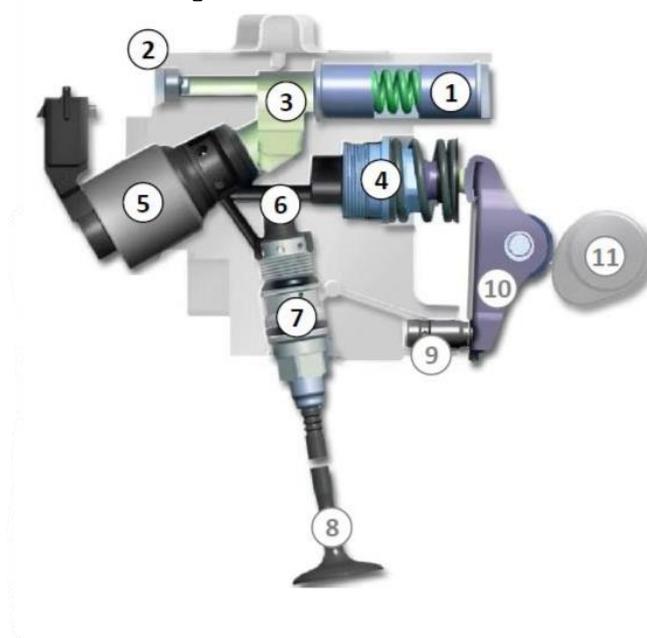
Fonte: Autor.

4.2.1 Trem de válvulas

O comando de válvulas foi posicionado com a adição de um *cam carrier*. Porém, diferente do convencional, o *cam carrier* foi projetado para ser independente do cabeçote, de modo a permitir a circulação de água e óleo sem a mistura entre os fluidos. Além disso, os componentes como válvulas, retentores, guias, sede de válvula, mola, travas e prato de válvula foram mantidos como no motor original. Mantiveram-se, também, os ângulos das válvulas como no motor original, sendo 15° para a admissão e 18° para a exaustão, ambos em relação ao eixo do cilindro.

Para o acionamento das válvulas, a atuação variável de válvulas (VVA), controlada pelo sistema eletro hidráulico MultiAir, de propriedade da desenvolvedora *Schaeffler*, apresentada na figura 38, foi substituída por um mecanismo DOHC (comando de válvulas duplo no cabeçote, do inglês *double overhead camshaft*) apresentado na figura 39. Isso foi realizado para viabilizar a utilização de variadores de fase de válvulas manuais e individuais para cada came. Essa mudança foi decorrente do sistema MultiAir ser complexo, com muitas peças móveis, dependente do comportamento dinâmico do óleo e de um controlador eletrônico para a atuação nas válvulas.

Figura 38 - Sistema MultiAir



Fonte: GUGLIELMI (2021).

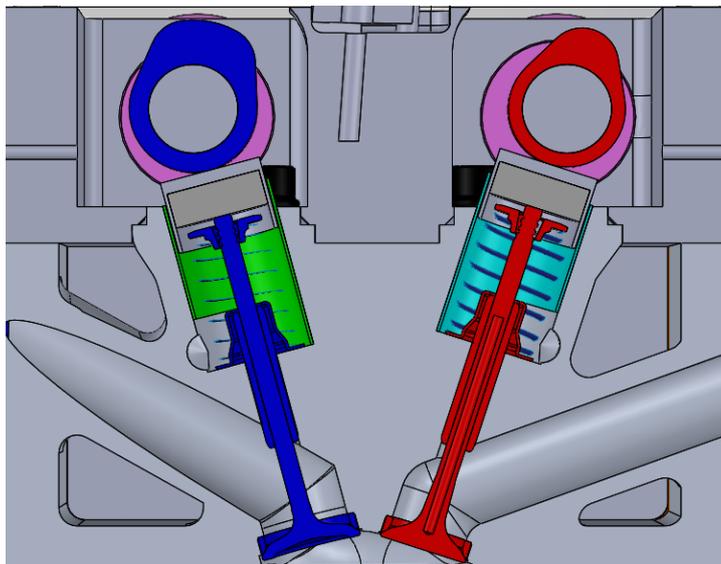
Deste modo, além de encarecer o projeto, o uso do mecanismo original não se faz necessário, uma vez que os testes são realizados em regime estacionário, permitindo que seja substituído o perfil do came para cada condição de operação. Portanto, foi desenvolvido um sistema de troca rápida de comandos para possibilitar a variação da atuação das válvulas em condições distintas de rotação e carga, permitindo a operação análoga à obtida no motor referência.

Adicionalmente, com a finalidade de simplificar o projeto, evitando a adição de canais de óleo, os mancais de deslizamento para o comando de válvulas, utilizados no motor original, foram substituídos por mancais de rolamento. Sendo assim, para a seleção desse rolamento, buscou-se atender as limitações dimensionais do *cam carrier* em relação à posição do trem de válvulas.

A posição dos eixos dos comandos de válvulas foi determinada utilizando o círculo base das cames equivalente ao modelo original e assumindo um levante máximo de aproximadamente 12% do diâmetro do cilindro (HEYWOOD, 2018a). Deste modo, foi definindo um espaço livre, maior que o levante máximo, prevenindo a possibilidade de interferência entre a came e o *cam carrier*. Além disso, uma vez que as válvulas ficam alojadas totalmente no cabeçote, foi necessário inserir um espaçador entre a válvula e o tucho para permitir o contato came seguidor, conforme apresentado na figura 40. O eixo do comando de válvulas de exaustão foi posicionado horizontalmente ao eixo do comando de válvulas de admissão, facilitando,

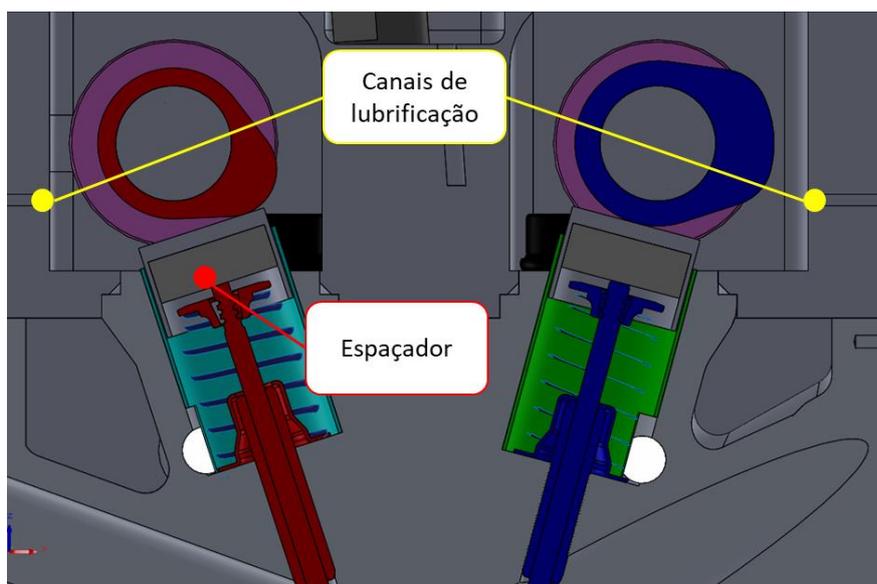
posteriormente, o projeto de sistema de sincronia das polias. Adicionalmente, foram inseridos canais de lubrificação para manter com óleo a região de contato da came com o tucho.

Figura 39 - Mecanismo DOHC



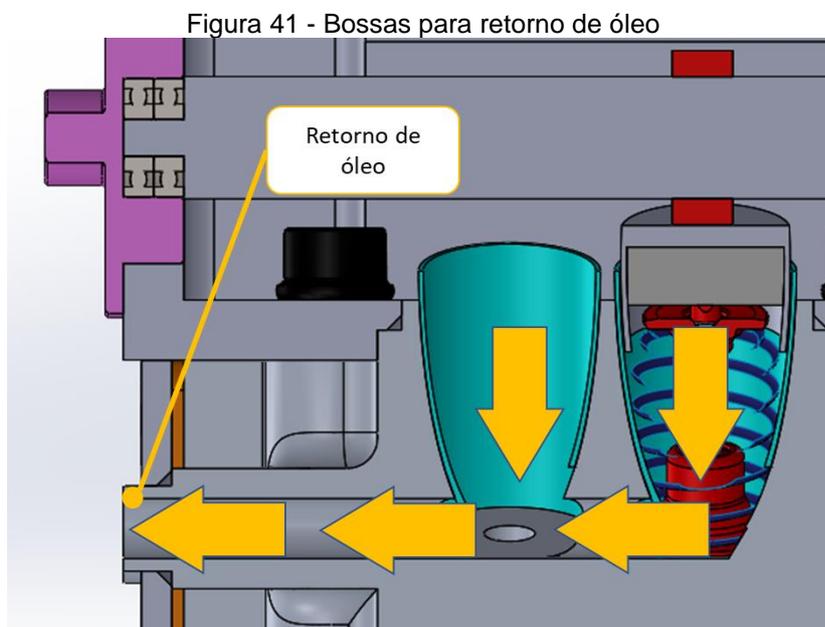
Fonte: Autor.

Figura 40 - Espaçador para adequação da altura dos tuchos e canais de lubrificação dos comandos de válvula.



Fonte: Autor.

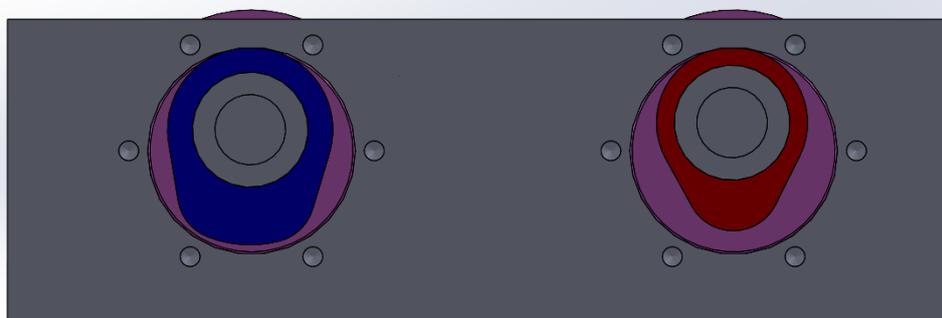
Dessa forma, para o retorno de óleo foi inserida uma bossa no cabeçote, mostrada na figura 41, com saída para uma conexão 1/8" NPT, possibilitando a instalação de uma linha externa para retornar o óleo para o cárter.



Fonte: Autor.

A inserção e retirada dos eixos comandos de válvulas são realizadas através de um furo frontal que possui diâmetro maior do que o círculo base e o levante máximo desses componentes, como é mostrado na Figura 42.

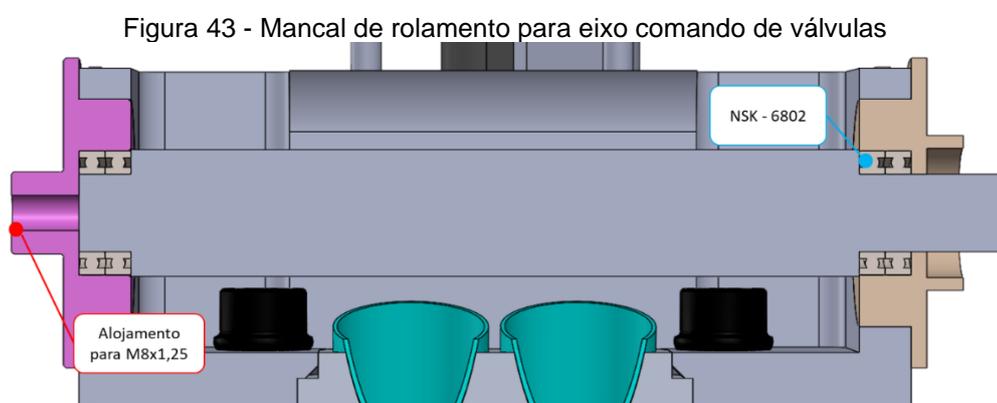
Figura 42 - Inserção e retirada dos eixos de comando de válvulas



Fonte: Autor.

Sendo assim, foram dimensionados flanges de aço para alojar os rolamentos utilizados como mancal desses eixos. A fim de evitar deformação radial desses

flanges, e conseqüentemente aumento na excentricidade, foi definida uma parede de 10 mm em relação ao diâmetro do alojamento dos rolamentos. Sendo assim, foi selecionado um rolamento NSK - 6802, principalmente, por conta da restrição geométrica gerada pela robustez do flange. Dessa forma, para favorecer o fator de segurança e reduzir a carga nos rolamentos, foram inseridos dois rolamentos por flange. Adicionalmente, para facilitar a troca de comandos de válvula, foi inserido um parafuso M8x1.25 no flange traseiro que atua como um sacador como pode ser visto na figura 43.



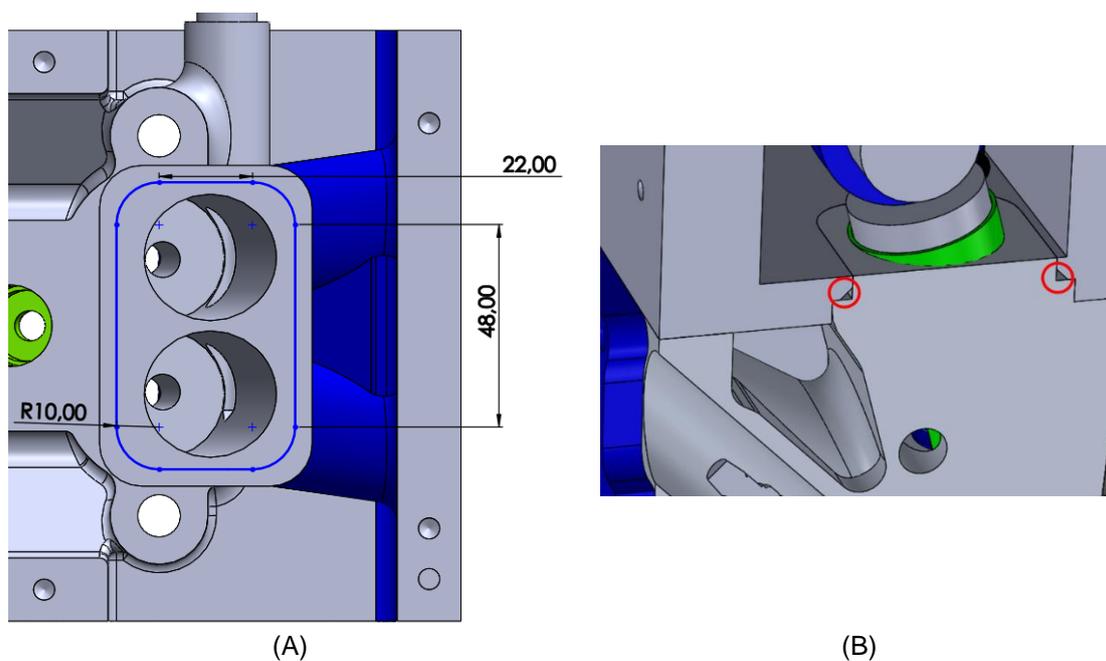
Fonte: Autor.

4.3 O-RINGS

Para selecionar os anéis de vedação, foi determinado o perímetro equivalente das superfícies a fim de encontrar um diâmetro de o-ring comercial. Sendo assim, na interface entre cabeçote e *cam carrier*, para realizar a separação entre escoamento de água e óleo, o perímetro do alojamento do anel, indicado na figura 44 (A), foi de 202,83 mm. Sendo assim, idealmente, deve-se utilizar um o-ring de diâmetro interno de 64,56 mm, porém a opção comercial mais próxima é um anel de diâmetro interno de 64,77 mm e seção transversal de 2,62 mm de código 2145. Além disso, a face superior para o assento do o-ring deve possuir um chanfro, indicado na figura 44 (B), de 3,55 x 45°. Da mesma forma, os anéis de vedação das linhas de retorno de óleo, indicadas pela figura 45, foram definidos através das dimensões do assento. Nesse caso, a seleção do o-ring foi simplificada, uma vez que o duto de retorno de óleo possui um alojamento para o vedante com formato circular de diâmetro 14,2 mm. Dessa forma, para esse caso, o elemento de vedação selecionado, de código 2015,

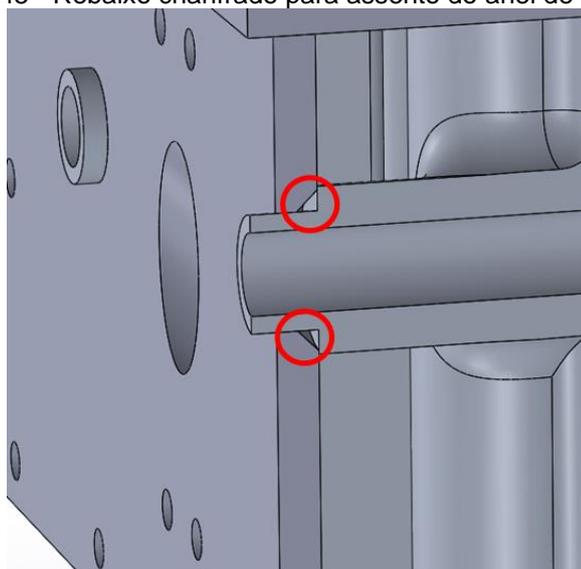
possui 14 mm de diâmetro interno e 1,78 mm de seção transversal. Além disso, a face da tampa deve possuir um chanfro de $2.4 \times 45^\circ$ para permitir a deformação adequada do o-ring.

Figura 44 - (A) Perímetro ocupado pelo elemento de vedação; (B) Alojamento para Anel de vedação



Fonte: Autor.

Figura 45 - Rebaixo chanfrado para assento do anel de vedação



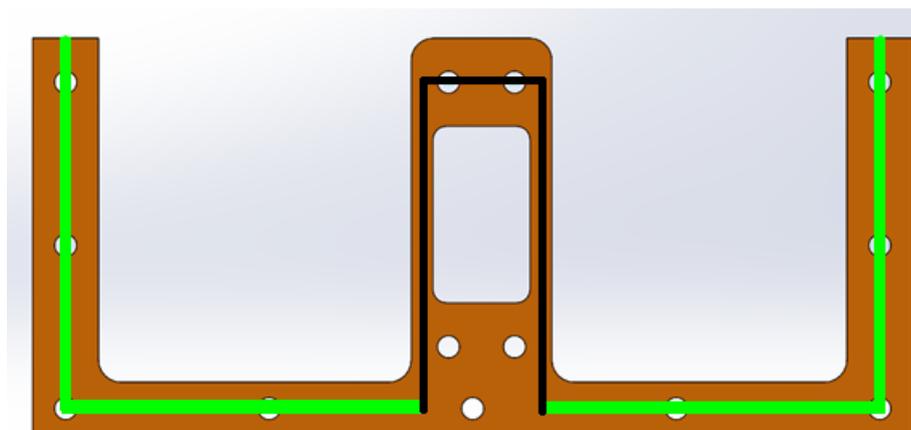
Fonte: Autor.

4.4 JUNTAS DE VEDAÇÃO

A vedação entre as tampas laterais e cabeçote foi projetada para a operação com água pressurizada a 3 bar e a uma temperatura de 95°C. Dessa forma, foi selecionada uma junta plana de cortiça emborrachada de espessura 1 mm que possui um fator de junta próximo a 1, conforme apontado na figura 18.

Uma vez que as juntas de vedação possuem variação de largura ao longo de sua geometria, a área efetiva foi calculada conforme o somatório de todos os perímetros médios e larguras efetivas. Sendo assim, para cada junta de vedação, o perímetro, para cada largura efetiva, foi marcado em cores diferentes, conforme aponta a figura 46.

Figura 46 - Representação do perímetro médio em diferentes larguras efetivas para a junta da tampa lateral do cabeçote



Fonte: Autor.

Dessa forma, para a junta entre a tampa lateral e o cabeçote, os valores obtidos a partir da geometria da junta são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2 - Dimensões geométricas da junta entre a tampa lateral e o cabeçote

Dimensões da junta		
	Região verde	Região preta
Perímetro [mm]	326	175
Largura nominal (N) [mm]	15	2.5
b0 [mm]	7.5	1.25
Largura efetiva (b) [mm]	6.9	1.25

A partir desses dados, foram calculadas, através das equações previamente apresentadas, a área interna, efetiva e a força de aperto necessária para a vedação. Esses valores são apresentados pela Tabela 3.

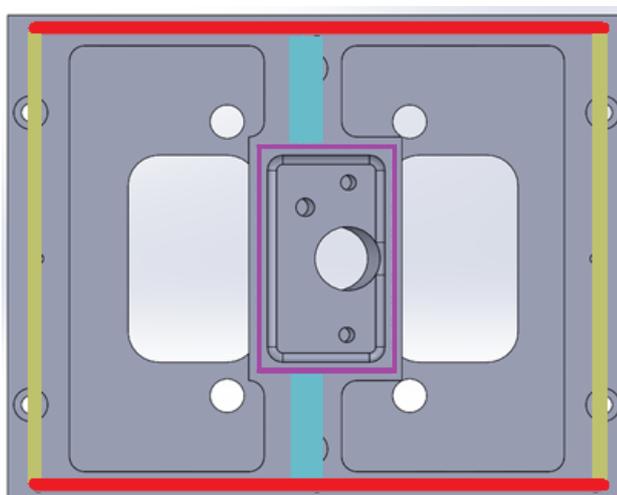
Tabela 3 - Parâmetros para a vedação na junta lateral

Área efetiva [cm ²]	24.68
Área interna [cm ²]	110.58
Força de aperto [N]	4060.36
Tensão aplicada na junta [psi]	2385.40

Em vista disso, uma vez que foram utilizados 13 parafusos M5, para distribuir uniformemente a tensão ao longo da tampa, a força de aperto em cada parafuso foi de 312,33 N com uma tensão de 40,3 MPa. Dessa forma, utilizando um parafuso classe 4,6 o fator de segurança é de 5,95, utilizando como critério de falha a tensão de escoamento.

Da mesma forma, por conta da mudança de largura ao longo do perímetro da junta superior no *cam carrier*, foi realizado, também, um somatório das áreas efetivas ao longo da junta. As diferentes seções da junta são esboçadas em cores diferentes na Figura 47.

Figura 47 - Representação do perímetro médio em diferentes larguras efetivas para a junta da tampa superior do *Cam carrier*



Fonte: Autor.

A partir dessas dimensões, foram obtidos os parâmetros geométricos para os cálculos da junta, apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 - Dimensões da junta superior do *cam carrier*

Dimensões da junta				
	Região amarela	Região vermelha	Região azul	Região roxa
Perímetro [mm]	600,0	360,0	76,0	235,5
Largura nominal (N) [mm]	20,0	10,0	25,0	6,0
b0 [mm]	10,00	5,00	12,50	3,00
Largura efetiva (b) [mm]	7,97	5,00	8,91	3,00

A partir disso foram obtidas as áreas, a força de aperto e a pressão de esmagamento da junta, apresentadas na Tabela 5.

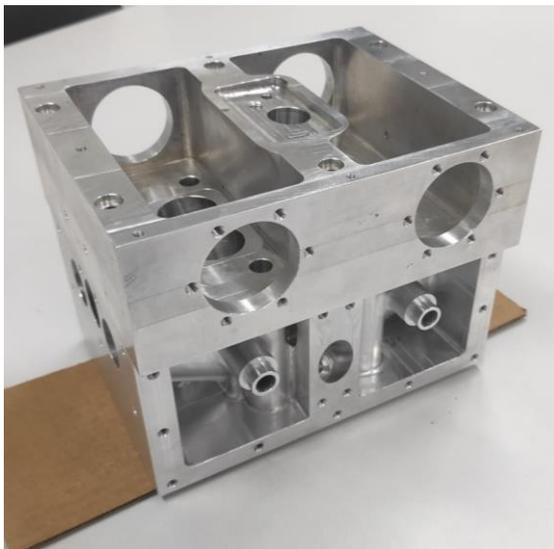
Tabela 5 - Áreas, força de aperto e pressão de esmagamento da junta superior

Área efetiva [cm ²]	79,65
Área interna [cm ²]	173,20
Fator de junta (m)	1,75
Força de aperto [N]	9383,34
Tensão aplicada na junta [psi]	1708,24

Dessa forma, uma vez que foram utilizados 8 parafusos M5, para distribuir uniformemente a tensão ao longo da junta, a força de aperto necessária em cada parafuso foi de 383 N e a tensão aplicada por cada um foi de 49 MPa. Dessa forma, utilizando um parafuso classe 4,6 o fator de segurança corresponde a 4,85 utilizando como critério de falha a tensão de escoamento.

4.5 VISÃO GERAL DO CABEÇOTE PROTÓTIPO

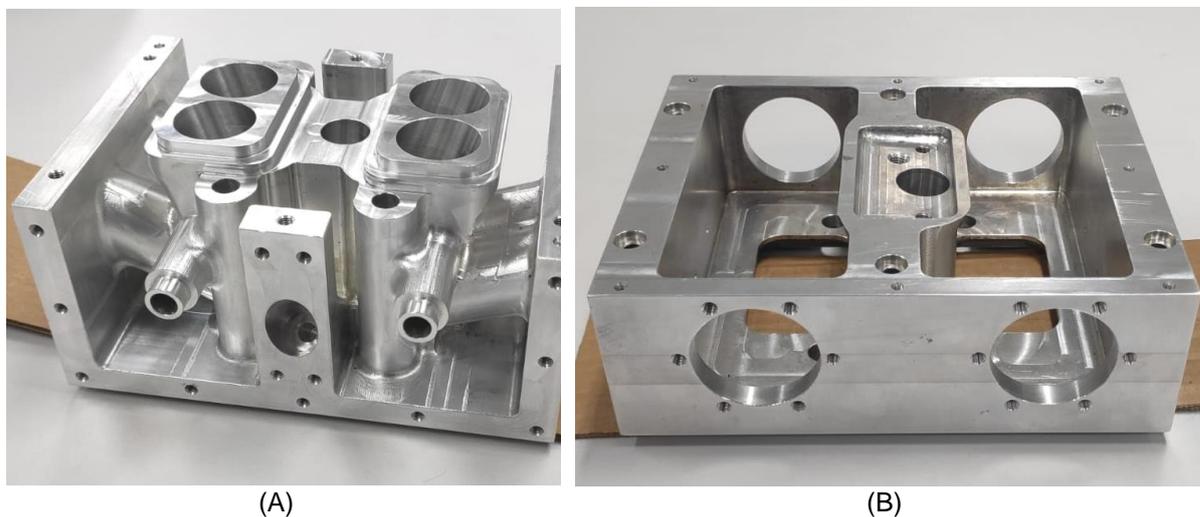
O projeto do cabeçote foi finalizado no mês de março e enviado à empresa Marelli, que ficou responsável por sua usinagem. Dessa forma, as peças acabadas são apresentadas, como montagem, na figura 48.

Figura 48 - Montagem cabeçote e *cam carrier*

Fonte: Autor.

Adicionalmente, as peças são apresentadas de forma individual através da figura 49.

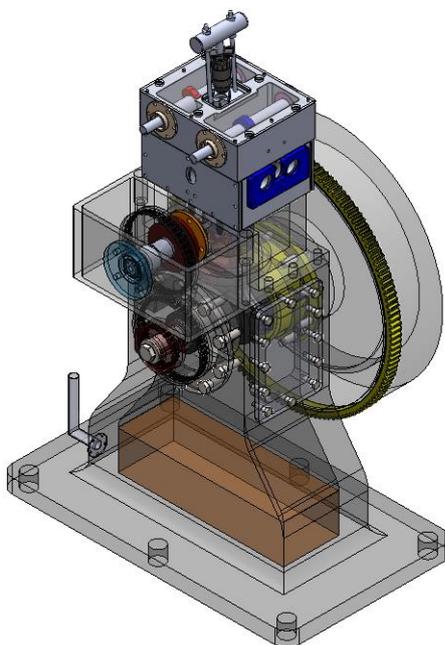
Figura 49 - (A) Cabeçote usinado; (B) Cam carrier usinado



Fonte: Autor.

A figura 50 apresenta a representação virtual dos sistemas desenvolvidos nesse trabalho, instalados no motor completo que ainda se encontra em fase de fabricação.

Figura 50 - Cabeçote montado no esboço do motor protótipo



Fonte: Autor.

5 CONCLUSÕES

O trabalho apresentou o projeto de um cabeçote de motor de combustão interna protótipo para motor monocilíndrico de pesquisas, baseado no cabeçote do motor Stellantis GSE T4, para a investigação da utilização de ultra alta pressão de injeção direta de combustível para motores ciclo Otto de ignição por centelha. Por conta do tempo disponível para projeto, o processo de fabricação selecionado foi de usinagem. Deste modo, apesar de ser possível a reprodução fiel da geometria da câmara de combustão, foram realizadas algumas simplificações relacionadas, principalmente, à espessura e geometria das portas de admissão e exaustão e do posicionamento lateral da vela. Além disso, para realizar a separação dos fluidos de arrefecimento e óleo, foi necessária a adição de um dispositivo *cam carrier* ao invés de usar os mancais de comando direto no cabeçote.

Adicionalmente, o *valvetrain* sofreu simplificações por se tratar, originalmente, de um mecanismo complexo, caro e desnecessário para testes em condição estacionária, de forma que foi adotado um mecanismo DOHC com intercambialidade de eixos comandos de válvula, possibilitando a variação do perfil de abertura de válvulas de acordo com o ponto de operação estudado. Além de diminuir os custos de fabricação, o uso do mecanismo DOHC exclui a necessidade do sistema de controle do dispositivo MultiAir.

Além disso, em relação ao modelo da vela e do injetor, bem como a substituição de suas posições originais, foram adotadas condições instituídas por outras universidades, uma vez que haviam restrições geométricas para a adaptação do injetor diesel no motor original.

Sendo assim, o projeto de cabeçote foi concluído e enviado para a fabricação, de modo que passou a ser uma condição de contorno para outros componentes a serem dimensionados, como o sistema de sincronia e o alojamento da camisa.

Por fim, utilizando o cabeçote desenvolvido internamente, com o injetor diesel robusto é possível realizar a investigação da operação com ultra alta pressão utilizando etanol. Além disso, como o projeto do cabeçote atendeu à essas restrições de posicionamento de vela e injetor, adotados pelas outras universidades, os dados obtidos dos ensaios serão comparáveis entre as instituições de ensino.

6 SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se para a continuidade do que foi realizado nesse trabalho, o projeto de melhor posicionamento para entrada e saída do fluido de arrefecimento visando a melhor transferência de calor. Além disso, é importante realizar uma análise da variação dos resultados em função da diferença na geometria das portas de admissão e conseqüentemente dos níveis de turbulência atingidos frente ao design original. Da mesma forma, é importante ainda avaliar a influência da transferência de calor para o cabeçote usinado.

REFERÊNCIAS

- ALTIN, I.; BILGIN, A. Quasi-dimensional modeling of a fast-burn combustion dual-plug spark-ignition engine with complex combustion chamber geometries. **Applied Thermal Engineering**, v. 87, p. 678–687, 2015.
- ALTIN, İ.; BILGIN, A.; SEZER, İ. Theoretical investigation on combustion characteristics of ethanol-fueled dual-plug SI engine. **Fuel**, v. 257, n. August, 2019.
- ANENBERG, S. C. et al. Pollution-related health impacts of transportation sector emission in 2010 and 2015. **ICCT, Clim. Clean Air Coal.**, p. 1–55, 2019. Disponível em: <https://theicct.org/wp-content/uploads/2022/01/Global_health_impacts_transport_emissions_2010-2015_20190226_1.pdf>.
- ANFAVEA. As Fases Passadas e Futuras - PROCONVE. **Seminário sobre Emissões de Veículos Diesel**, 2009.
- Coletiva de Imprensa: A ANFAVEA defende o PROCONVE. 2020.
- BRUNETTI, F. Motores de combustão Interna - Volume 1. v. 1, p. 160, 2012.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, K. J. **Elementos de Máquinas de Shigley**. Oitava Edição. [S.l.]: Bookman, 2011.
- BURI, S.; KUBACH, H.; SPICHER, U. Effects of increased injection pressures of up to 1000 bar - Opportunities in stratified operation in a direct-injection spark-ignition engine. **International Journal of Engine Research**, v. 11, n. 6, p. 473–484, 2010.
- CATAPANO, F. et al. Characterization of ethanol-gasoline blends combustion processes and particle emissions in a GDI/PFI small engine. **SAE Technical Papers**, v. 1, 2014.
- CHEN, L. et al. Effect of rapid combustion on engine performance and knocking characteristics under different spark strategy conditions. **Energy**, v. 192, p. 116706, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116706>>.
- DALLMANN, T.; FAÇANHA, C. International comparison of Brazilian regulatory standards for light-duty vehicle emissions. **International Council on Clean Transportation**, n. June, p. 1–40, 2017. Disponível em: <https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/Brazil-LDF-Regs_White-Paper_ICCT_13062017_vF_revised.pdf>.
- EPA. Diesel exhaust in the united states •. 2003.
- Health assessment document for diesel engine exhaust**. [S.l.: s.n.], 2002. v. 67.

Smog, Soot, and Other Air Pollution from Transportation. Disponível em:

<<https://www.epa.gov/transportation-air-pollution-and-climate-change/smog-soot-and-other-air-pollution-transportation>>. Acesso em: 27 mar. 2022.

EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY. **Air quality in Europe—2013 Report: EEA report no 9/2013.** [S.l: s.n.], 2013. Disponível em:

<<http://www.eea.europa.eu/publications/air-quality-in-europe-2013>>.

EXXONMOBIL. **Energy supply.** Disponível em:

<<https://corporate.exxonmobil.com/Energy-and-innovation/Outlook-for-Energy/Energy-supply?print=true#Liquids>>. Acesso em: 1 ago. 2021.

GUGLIELMI, A. Gse T4 Flex. 2021, São Paulo: [s.n.], 2021.

GUSTAFSSON, M. et al. Well-to-wheel greenhouse gas emissions of heavy-duty transports: Influence of electricity carbon intensity. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, v. 93, 2021.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals.** Second Edi ed. [S.l: s.n.], 2018a. v. 2.

Internal combustion engine fundamentals . 2nd ed ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 2018b.

HYUNDAI. **Hyundai Tucson: Cylinder Head Assembly / Cylinder Head Components and Components Location.** Disponível em:

<https://www.htmanual.net/cylinder_head_components_and_components_location-530.html>. Acesso em: 5 jun. 2022.

IEA. **Data and statistics - Brazil.** Disponível em: <<https://www.iea.org/data-and-statistics/data-browser?country=BRAZIL&fuel=CO2emissions&indicator=CO2BySector>>. Acesso em: 1 ago. 2022a.

Data and statistics - World. Disponível em: <<https://www.iea.org/data-and-statistics/data-browser?country=WORLD&fuel=CO2emissions&indicator=CO2BySector>>. Acesso em: 6 abr. 2022b.

Energy Technology Perspectives 2020. **Energy Technology Perspectives 2020**, 2020.

IPCC. **Working Group III contribution to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Mitigation of Climate Change Summary for Policymakers (SPM).** [S.l: s.n.], 2022. Disponível em:

<<https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg2/>>.

KIM, D. et al. Soot particles in piston-top pool fires and exhaust at 5 and 15 MPa injection pressure in a gasoline direct-injection engine. **Proceedings of the**

Combustion Institute, v. 38, n. 4, p. 5761–5768, 2021. Disponível em:

<<https://doi.org/10.1016/j.proci.2020.05.034>>.

KRZYŻANOWSKI, M.; KUNA-DIBBERT, B.; SCHNEIDER, J. **Health Effects of Transport-Related Air Pollution**. [S.l.: s.n.], 2005.

LAUMBACH, R. J.; KIPEN, H. M. Respiratory health effects of air pollution: Update on biomass smoke and traffic pollution. **Journal of Allergy and Clinical Immunology**, v. 129, n. 1, p. 3–11, 2012. Disponível em:

<<http://dx.doi.org/10.1016/j.jaci.2011.11.021>>.

LEE, Z.; PARK, S. Particulate and gaseous emissions from a direct-injection spark ignition engine fueled with bioethanol and gasoline blends at ultra-high injection pressure. **Renewable Energy**, v. 149, p. 80–90, 2020. Disponível em:

<<https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.12.050>>.

MANNING, J. **Internal Combustion Engine Design**. 1. ed. [S.l.]: CPI Group, 2012.

MAURYA, R. K. **Reciprocating Engine Combustion Diagnostics**. [S.l.: s.n.], 2019. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/978-3-030-11954-6>>.

MINISTÉRIO DA ECONOMIA. **Rota 2030 - Mobilidade e Logística**. Disponível em: <<https://www.gov.br/produtividade-e-comercio-externo/pt-br/assuntos/competitividade-industrial/setor-automotivo/rota-2030-mobilidade-e-logistica>>. Acesso em: 27 mar. 2022.

MUELLER, C. J. et al. Ducted fuel injection: A new approach for lowering soot emissions from direct-injection engines. **Applied Energy**, v. 204, p. 206–220, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.001>>.

NAÇÕES UNIDAS. COP.21 - Convenção Quadro sobre Mudança do Clima. v. 4, p. 1–42, 2015. Disponível em: <<https://nacoesunidas.org/wp-content/uploads/2016/04/Acordo-de-Paris.pdf>>.

NANDAKUMAR KARTHA, B.; VIJAYKUMAR, S.; REDDEMREDDY, P.

Thermodynamic Split of Losses Analysis of a Single Cylinder Gasoline Engine with Multiple Spark Plug - Ignition Coil Configurations. **SAE Technical Papers**, v. 2016-11-01-1000, n. November, 2016.

NING, L. et al. Experimental assessment of lean-burn characteristics for a modified diesel engine operated in methanol direct injection spark ignition (DISI) mode at full throttle condition. **Fuel**, v. 279, n. May, p. 118455, 2020. Disponível em:

<<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118455>>.

OMS. WHO Air quality guidelines for particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and

sulfur dioxide. 2006, [S.l: s.n.], 2006.

PARKER. **Catálogo de O-Ring**. . [S.l.]: Parker. , 2004

QUINTANA, S. H.; CASTAÑO-MESA, E. S.; BEDOYA, I. D. Experimental study of polytropic coefficient for an air cooled high compression ratio-spark ignition engine fueled with natural gas , biogas , and propane-syngas blend. 2017.

RAMACHANDRAN, S.; STIMMING, U. Well to wheel analysis of low carbon alternatives for road traffic. **Energy and Environmental Science**, v. 8, n. 11, p. 3313–3324, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1039/C5EE01512J>>.

RICHARD STONE. **Introduction to Internal Combustion Engines 4th Edition**. **Palgrave Macmillan, Richard Stone**. [S.l: s.n.]. , 2012

SEALS, D. L. **Catálogo O-ring Standard**. . [S.l: s.n.]. , 2021

SENAI. **Elementos de vedação**. 1ª ed. São José dos Campos: Senai, 2010.

SINDIPEÇAS; ABIPEÇAS. Relatório da Frota Circulante de 2020. p. 1–5, 2020.

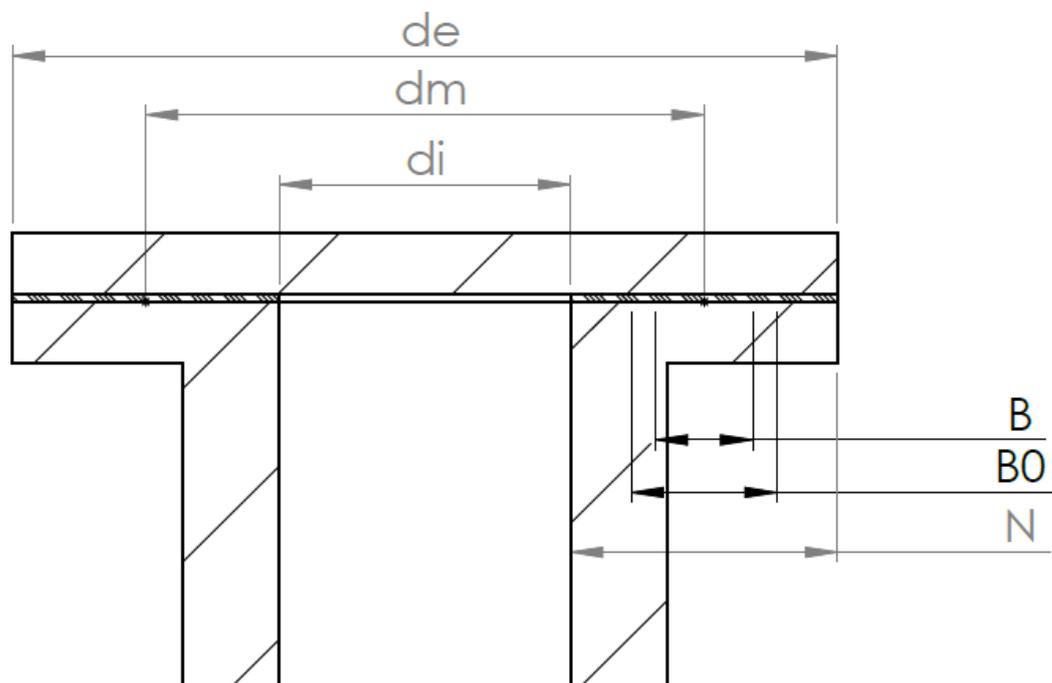
TIAN, J. et al. Experimental study on spray characteristics under ultra-high injection pressure for DISI engines. **Fuel**, v. 186, p. 365–374, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.08.086>>.

VEIGA, J. C. **Juntas Industriais**. Oitava edição. Rio de Janeiro: Teadit, 2019.

VEIGA, J. C. **JUNTAS INDUSTRIAIS**. 4ª edição. Rio de Janeiro: Teadit, 2003.

ZHUANG, Y.; QIAN, Y.; HONG, G. The effect of ethanol direct injection on knock mitigation in a gasoline port injection engine. **Fuel**, v. 210, n. June, p. 187–197, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.08.060>>.

APÊNDICE A - Parâmetros para cálculo em um flange cego cilíndrico



Fonte: Autor.

ANEXO A - Fator de junta (m) e pressão de esmagamento mínima (y) (tabela completa)

Material da junta	m	y (psi)	Perfil ou tipo	Superfície de vedação	Coluna b ₀
Borracha - abaixo de 75 Shore A - acima de 75 Shore A c/reforço tela algodão	0.50	0	plana	(1a) (1b) (1c) (1d) (4) (5)	II
	1.00	200			
	1.25	400			
Papelão Hidráulico 3.2 mm espessura 1.6 mm espessura 0.8 mm espessura	2.00	1600	plana	(1a) (1b) (1c) (1d) (4) (5)	II
	2.75	3700			
	3.50	6500			
Fibra vegetal	1.75	1100	plana	(1a) (1b) (1c) (1d) (4) (5)	II
Metalflex aço inox ou Monel e enchimento de Amianto	3.00	10000	911, 913 914	(1a) (1b)	II
Dupla camisa metálica corrugada Alumínio Cobre ou latão Aço carbono Monel Aços inoxidáveis	2.50	2900	926	(1a) (1b)	II
	2.75	3700			
	3.00	4500			
	3.25	5500			
	3.50	6500			
Corrugada metálica Alumínio Cobre ou latão Aço carbono Monel Aços inoxidáveis	2.75	3700	900	(1a) (1b) (1c) (1d)	II
	3.00	4500			
	3.25	5500			
	3.50	6500			
	3.75	7600			
Dupla camisa metálica lisa Alumínio Cobre ou latão Aço carbono Monel Aços inoxidáveis	3.25	5500	923	(1a) (1b) (1c) (1d) (2)	II
	3.50	6500			
	3.75	7600			
	3.50	8000			
	3.75	9000			
Metálica ranhurada Alumínio Cobre ou latão Aço carbono Monel Aços inoxidáveis	3.25	5500	941, 942	(1a) (1b) (1c) (1d) (2) (3)	II
	3.50	6500			
	3.75	7600			
	3.75	9000			
	4.25	10100			
Metálica sólida Alumínio Cobre ou latão Aço carbono Monel Aços inoxidáveis	4.00	8800	940	(1a) (1b) (1c) (1d) (2) (3) (4) (5)	I
	4.75	13000			
	5.50	18000			
	6.00	21800			
	6.50	26000			
Ring Joint Aço carbono Monel Aços inoxidáveis	5.50	18000	950, 951	(6)	I
	6.00	21800			
	6.50	26000			

Fonte: (VEIGA, 2003)

ANEXO B – Categorias métricas de propriedades mecânicas para parafusos.

Categoria de propriedade	Intervalo de tamanho inclusivo	Resistência mínima de prova, [†] MPa	Resistência mínima de tração, [†] MPa	Resistência mínima de escoamento, [†] MPa	Material	Marcação de cabeça
4,6	M5-M36	225	400	240	Baixo e médio carbono	
4,8	M1,6-M16	310	420	340	Baixo e médio carbono	
5,8	M5-M24	380	520	420	Baixo e médio carbono	
8,8	M16-M36	600	830	660	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
9,8	M1,6-M16	650	900	720	Médio carbono, Q&T (temperado e revenido)	
10,9	M5-M36	830	1040	940	Baixo carbono, martensita, Q&T (temperado e revenido)	
12,9	M1,6-M36	970	1220	1100	Liga, Q&T (temperado e revenido)	

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011)

ANEXO C – Diâmetros e áreas de parafusos métricos

Diâmetro maior nominal d mm	Passo p mm	<i>Série de passo grosso</i>		<i>Série de passo fino</i>		
		Área de tensão de tração A_t mm ²	Área de diâmetro menor A_r mm ²	Passo p mm	Área de tensão de tração A_t mm ²	Área de diâmetro menor A_r mm ²
1,6	0,35	1,27	1,7			
2	0,40	2,07	1,79			
2,5	0,45	3,39	2,98			
3	0,5	5,03	4,47			
3,5	0,6	6,78	6,00			
4	0,7	8,78	7,75			
5	0,8	14,2	12,7			
6	1	20,1	17,9			
8	1,25	36,6	32,8	1	39,2	36,0
10	1,5	58,0	52,3	1,25	61,2	56,3
12	1,75	84,3	76,3	1,25	92,1	86,0
14	2	115	104	1,5	125	116

Fonte: (BUDYNAS; NISBETT, 2011)