



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

RICARDO LUIZ GUIMARÃES DE MIRANDA

**DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL
PARA MOTOGERADOR DE CICLO OTTO PARA OPERAR COM BIOGÁS**

FORTALEZA

2018

RICARDO LUIZ GUIMARÃES DE MIRANDA

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL PARA
MOTOGERADOR DE CICLO OTTO PARA OPERAR COM BIOGÁS

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre. Área de concentração: Energias Renováveis.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Nivaldo
Aguiar Freire

Coorientador: Prof. Dr. William Magalhães
Barcellos

FORTALEZA

2018

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Biblioteca Universitária
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

M645d Miranda, Ricardo.
Desenvolvimento de sistema de alimentação de combustível para motogerador de ciclo Otto para operar com biogás / Ricardo Miranda. – 2019.
107 f. : il. color.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Fortaleza, 2019.

Orientação: Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire.

Coorientação: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos.

1. Biogás de ETE. 2. Motogerador a biogás. 3. Sustentabilidade energética. I. Título.

CDD 620.1

RICARDO LUIZ GUIMARÃES DE MIRANDA

DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO DE COMBUSTÍVEL PARA
MOTOGERADOR DE CICLO OTTO PARA OPERAR COM BIOGÁS

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre. Área de concentração: Energias Renováveis.

Aprovado em: 15/06/2018.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Francisco Nivaldo Aguiar Freire (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. William Magalhães Barcellos (Coorientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Daniel Xavier Gouveia (Membro Externo)
Instituto Federal do Ceará (IFCE)

RESUMO

A produção de biogás em Estações de Tratamento de Esgoto (ETE), obtido do processo de degradação da carga orgânica da biomassa presente nas águas residuárias em reatores biológicos anaeróbios, possui viabilidade técnica e econômica para ser empregada como uma alternativa de desenvolvimento sustentável, em termos de geração de energia elétrica. Neste contexto, os sistemas de propulsão com base no ciclo Otto apresentam-se com uma solução robusta e tecnicamente viável para operar com o biogás de forma eficiente, em que motogeradores de pequena potência (<75 kW) podem trabalhar em conjunto para suprir a energia necessária a autosustentabilidade energética da ETE e, até mesmo gerar o suficiente para possibilitar a comercialização do excedente de energia. No sentido de contribuir com esse nicho tecnológico, este trabalho de pesquisa busca soluções para algumas questões operacionais ainda não muito bem resolvidas, no que diz respeito à operação dos motogeradores com biogás. Por essa razão, propõe-se o desenvolvimento de um protótipo em escala real de uso, realizando um estudo de engenharia dedicado à adaptação de um motor de combustão interna de 2000 cilindradas, originalmente movido à gasolina, instalando um kit de conversão de motores para gás natural com modificações específicas para operar com biogás em função das suas características físico-químicas. Além disso, incorporou-se no desenvolvimento a instalação de uma unidade compressora de biogás com seus periféricos a ser movida através do trabalho disponível no eixo manivela do motor, de forma a criar um sistema autônomo. Também foram realizados estudos de simulação fluidodinâmica com análise qualitativa de escoamento para dois tipos de misturadores comerciais, bem como o estudo de simulação da combustão ideal. O aparato experimental montado e a metodologia empregada para teste do sistema de geração visam comprovar a eficácia para o sistema autônomo de suprimento de combustível, para garantir a sustentabilidade da ETE e, também, para ser aplicado em outros tipos de indústria onde se deseja implementar a cogeração.

Palavras-Chave: Biogás de ETE; motogerador a biogás; sustentabilidade energética.

ABSTRACT

The biogas production at Sewage Treatment Stations (ETS), obtained from the degradation process of organic biomass present in wastewater in anaerobic biological reactors, has technical and economic viability to be used as an alternative of sustainable development, in terms generation. In this context, Otto-cycle propulsion systems have a robust and technically viable solution to operate with biogas efficiently, where small-power (<75 kW) motor generators can work together to supply the energy necessary for the energy self-sustainability of the ETS, and even generate enough to enable the commercialization of surplus energy. In order to contribute to this technological niche, this research work seeks solutions to some operational issues still not very well resolved, regarding the operation of biogas generators. For this reason, it is proposed the development of a real-scale prototype of use, performing an engineering study dedicated to the adaptation of a 2000-cylinder internal combustion engine, originally driven by gasoline, by installing an engine-to-gas conversion kit with specific modifications to operate with biogas in function of its physico-chemical characteristics. In addition, the development of the installation of a biogas compressor unit with its peripherals to be moved through the work available on the crankshaft of the engine, in order to create an autonomous system. Fluid dynamics simulation studies with qualitative flow analysis were also performed for two types of commercial mixers, as well as the ideal combustion simulation study. The experimental apparatus assembled and the methodology used to test the generation system aim to prove the efficacy for self-sustainability of TEE and also to be applied in other types of industry where it is desired to implement cogeneration.

Keywords: ETS; biogas; biogas generator; sustainability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 – Vista em corte de um cilindro de um motor de combustão interna	21
Figura 02 – Diagrama P.V para motores quatro tempos com ignição por centelha	23
Figura 03 – Diagramas p-v e T-s do ciclo de ar-padrão Otto	24
Figura 04 – Eficiência Térmica do ciclo de ar-padrão Otto, $k=1,4$	26
Figura 05 – Pressurização de combustível através de placas	36
Figura 06 – Pressurização de combustível através de soprador elétrico	37
Figura 07 – Queda transiente de tensão	46
Figura 08 – Seção transversal de um gerador 4 pólos	48
Figura 09 – Motor disposto na EMBRAPA	51
Figura 10 – Misturadores de ar/combustível de injeção pontual	56
Figura 11 – Misturador de ar/combustível com distribuição radial	57
Figura 12 – Adaptadores para aferição de pressão de ar, combustível e mistura ar/combustível	57
Figura 13 – Fluxograma do sistema de injeção no motor e caminhos para condução de combustível	59
Figura 14 – Rota para condução de combustível	60
Figura 15 – À esquerda, filtro com elemento filtrante constituído de peças plásticas, à direita, filtro centrífugo de óleo	61
Figura 16 – Desenho esquemático do sistema de filtragem e retorno de óleo	62
Figura 17 – Misturador com distribuição pontual de combustível e vista em corte de seu respectivo volume de controle	65
Figura 18 – Misturador com distribuição radial de combustível e vista em corte de seu respectivo volume de controle	66
Figura 19 – Malha não estruturada	68
Figura 20 – Malha estruturada	68
Figura 21 – Combinação de malha estruturada com malha não estruturada	68
Figura 22 – Energia total de Gibbs em função do avanço da reação	71
Figura 23 – Desenho esquemático do grupo gerador	74
Figura 24 – Campo de velocidade no escoamento de ar/combustível do misturador de injeção pontual	78

Figura 25 – Campo de pressão no escoamento de ar/combustível do misturador de injeção pontual	79
Figura 26 – Gradiente de diluição de metano no ar aplicado ao misturador de injeção Pontual	80
Figura 27 – Campo de velocidade no escoamento de ar/combustível do misturador de injeção radial	81
Figura 28 – Campo de pressão no escoamento de ar/combustível do misturador de injeção radial	82
Figura 29 – Gradiente de diluição de metano no ar aplicado ao misturador de injeção radial.	83
Figura 30 – Diagrama PxV obtido através de simulação no software GASEQ	85
Figura 31 – Diagrama TxS obtido através de simulação no software GASEQ.....	85
Figura 32 – Localização do mesclador no sistema monoponto	94
Figura 33 – Ilustração do escoamento laminar em duto cilíndrico.....	94
Figura 34 – Campo de velocidade inflexional.....	95
Figura 35 – Estruturas coerentes da esteira de Von-Karman	95
Figura 36 – Decaimento da turbulência.....	96
Figura 37 – Sensor pressão piezoresistivo Tipo 4005B e Amplificador de sinal Tipo 4618A0	96
Figura 38 – Vista explodida da embreagem acoplada ao compressor.....	97
Figura 39 - Esquema de ligação do tipo Estrela	97
Figura 40 – Teste de isolamento do estator do alternador	99
Figura 41 – Amarração e envernizamento das bobinas do alternador.....	99
Figura 42 – Pistão recuperado	100
Figura 43 – Retificação do cabeçote e limpeza de válvulas	100
Figura 44 – Kit de Abastecimento.....	101
Figura 45 – Regulador de pressão localizado a jusante do compressor movido pelo eixo manivela	101
Figura 46 – Regulador de pressão localizado no kit de abastecimento	102
Figura 47 – Componentes desmontados e sujos (placa de arrasto e pistões)	102
Figura 48 – Componentes montados e limpos (placa de arrasto, carcaça e pistões)	103
Figura 49 – Banco de resistência de 30KW	103
Figura 50 – Motor de indução elétrica de 1,5 cv	104
Figura 51 – Bico injetor acoplado ao misturador	104

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Avanços tecnológicos dos kits de conversão de acordo com as características originais.....	34
Tabela 02 – Condições de contorno para simulação	76
Tabela 03 – Especificações para o motor AP 2000	98

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
2	OBJETIVOS.....	16
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
3.1	Aspectos Gerais sobre o Biogás.....	17
3.2	Motor de Combustão Interna – MCI	23
3.3	Análise de eficiência e balanço energético em um MCI.....	24
3.4	MCI de Ciclo Otto Adaptado para Biogás.....	33
3.5	Misturadores utilizados em kit's de conversão a gás natural	40
3.6	Regimes de Escoamentos	42
3.6.1	<i>Escoamento Laminar</i>	<i>43</i>
3.6.2	<i>Escoamento Turbulento.....</i>	<i>44</i>
3.7	Cargas Elétricas e o Gerador de Energia	47
4	METODOLOGIA	52
4.1	Aparato experimental	53
4.1.1	<i>Histórico de Condicionamento do Aparato Experimental</i>	<i>53</i>
4.1.2	<i>Sistema de Alimentação de Combustível</i>	<i>56</i>
4.1.3	<i>Sistema de Compressão do Biogás e by-pass</i>	<i>61</i>
4.1.4	<i>Controle Operacional.....</i>	<i>66</i>
4.2	Análise Termodinâmica e Computacional.....	66
4.2.1	<i>Balanço de Energia no MCI.....</i>	<i>66</i>
4.2.2	<i>Análise teórica da mistura ar-combustível no misturador</i>	<i>68</i>
4.2.3	<i>Análise teórica da Combustão</i>	<i>74</i>
4.3	Detalhamento do Sistema de Teste do Motogerador	75
4.3.1	<i>Sistema com banco de resistência.....</i>	<i>77</i>
4.3.2	<i>Sistema com motor de indução</i>	<i>78</i>
4.3.3	<i>Sistema com motor de indução e banco de resistência</i>	<i>78</i>
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	79
5.1	Simulações de cada tipo de misturadores	79
5.2	Simulações do misturador de injeção pontual de combustível	80
5.2.1	<i>Simulações do misturador de injeção radial de combustível.....</i>	<i>83</i>
5.3	Simulações de Combustão utilizando GASEQ	87

6	CONCLUSÃO.....	89
7	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	90
	REFERÊNCIAS.....	92
	ANEXO.....	97
	APÊNDICE....	102

1 INTRODUÇÃO

Há várias motivações para desenvolver uma nova tecnologia em termos de grupo-gerador a biogás, com vistas na aplicação de motores de combustão interna de ignição por centelha (ciclo Otto), tanto pela questão mercadológica como pela questão técnica. O que induz a preocupação com a confiabilidade do produto, e, ainda, abrangendo os aspectos inerentes à mitigação de impactos ambientais. Focando especialmente o aspecto mercadológico, verifica-se que há pouca disponibilidade de fabricantes nacionais de grupo-geradores a biogás para faixa de potência entre 5 e 75 kW, que é justamente a faixa correspondente a microgeração, segundo classificação da ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica). A grande parte dos fornecedores (Cummins, Caterpillar, Guascor, etc.) são multinacionais instaladas no Brasil, que fabricam (ou importam, na maioria dos casos) grupo-geradores com potência superior a essa faixa de potência citada.

Por outro lado, observando a questão do suprimento de combustível, percebe-se que muitas são as iniciativas para comercialização de energia proveniente de fontes renováveis, a exemplo da Lei nº 17.188 de 13 de junho de 2012, que institui a política estadual de geração distribuída de energias renováveis do Estado do Paraná (DOEPR, 2012). Assim, políticas públicas nessa direção já institucionalizadas, a exemplo do que tem ocorrido nesse caso, preveem incentivos aos organismos de pesquisa e extensão rural, públicos e privados e às concessionárias de distribuição de energia, a fim de prestarem serviços ao desenvolvimento e à inovação na produção e uso da Geração Distribuída com Energias Renováveis, além de capacitação e assistência técnica aos produtores (DOEPR, 2012).

Neste contexto, ressalta-se o fato de que o biogás proveniente de aterros sanitários ou de reatores biológicos anaeróbios (conhecidos como biodigestores) tem surgido como uma opção de aproveitamento do potencial energético da biomassa, a um custo global (instalação, operação e manutenção) inferior ao que é praticado com a combustão direta dos resíduos sólidos. Além disso, o biogás apresenta a vantagem de permitir melhor controle de processo, especialmente quanto à emissão de poluentes e quanto à utilização de máquinas térmicas, tais como: motores de combustão interna, turbinas a gás, caldeiras, dentre outros (MIRANDA, 2013). Utilizando tecnologias de combustão mais limpas e bem controladas, consegue-se eficiências térmicas elevadas e níveis aceitáveis de emissões, perante os regulamentos internacionais de controle de emissões de poluentes.

Via de regra, a utilização do biogás tem sido feita de forma mais predominante através de motores de combustão interna, na maioria dos casos os de ciclo Otto, sendo que em poucos casos

têm sido usadas turbinas a gás e caldeiras acopladas a turbinas a vapor, em ciclo combinado. Em todos os casos, ainda se percebe problemas operacionais pelo fato do pouco estudo a respeito da composição química do biogás, função da forma com que foi gerado, especialmente quanto ao tipo de reator, da tecnologia de conversão bioquímica da biomassa empregada e da forma com que é realizada a operação (MIRANDA, 2013).

É evidente que a produção de gases tóxicos, em uma Estação de Tratamento de Esgoto (ETE) representa um grande impacto ao meio ambiente, para saúde pública e para as comunidades circunvizinhas. A exalação de metano presente no biogás para a atmosfera é um importante agente quanto ao efeito estufa, com potencial de dano ao meio ambiente, cerca de 21 vezes maior que o do dióxido de carbono, sendo a ele atribuída a responsabilidade de 25% do aquecimento global (EPA, 2007). Desta forma, a geração de energia por meio da utilização do biogás de ETE's se enquadra nos quesitos de desenvolvimento sustentável, visto que deixaria de ser lançada na atmosfera grande quantidade de metano.

Assim, o gás natural veicular e o biogás são uma alternativa viável e deverá crescer em importância no cenário nacional e internacional, devido a fatores como a demanda crescente por combustíveis mais limpos e o baixo custo de obtenção. Entre as iniciativas para expansão do uso do GNV, destaca-se o PEAT – Plano de Energia Alternativa para o setor de Transportes, desenvolvido pelo CENTROCLIMA (Centro de Estudos Integrados sobre Meio Ambiente e Mudanças Climáticas) com o apoio do Ministério do Meio Ambiente. O projeto tem como objetivo principal estabelecer diretrizes para a implantação de um programa de incentivo ao uso de energias alternativas energéticas mais limpas para o transporte rodoviário (MOUSINHO, 2003).

De acordo com a Resolução nº 8, de 30 de janeiro de 2015, da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), que regulamenta o uso do biometano (biogás purificado) no Brasil, o seu uso produzido a partir de produtos e resíduos pecuários (como, por exemplo, dejetos de suínos e de aves), agrícolas e agroindustriais será tratado de maneira análoga ao gás natural (GN). Isto significa que o biometano poderá ter o mesmo uso do gás natural (GN), tendo a mesma valoração econômica do GN desde que atenda às exigências de qualidade do produto estabelecidas nesta resolução da ANP.

Dentre as disposições, destacam-se as seguintes:

- a) a Resolução determina regras de uso e de controle de qualidade do biometano;
- b) é vedada a comercialização do biometano que não atenda às especificações providas pelo Regulamento Técnico nº 1/2015;

- c) o biometano pode ser misturado ao gás natural, desde que atenda às especificações contidas no Regulamento Técnico mencionado;

Vale ressaltar que o biometano pode substituir o gás natural entregue à distribuição para as regiões nordeste, centro oeste, sudeste e sul do Brasil. Ainda, tanto o gás natural quanto o biometano tem os mesmos requisitos de cuidados na compressão, distribuição e revenda.

Por outro lado, a utilização de biometano obtido a partir de resíduos sólidos urbanos e resíduos de esgotamento sanitário somente pode ser aplicada com propósito experimental, sujeito à aprovação prévia da ANP.

Em uma parceria realizada em dezembro de 2002, a Pontifícia Universidade Católica (PUC) do Rio de Janeiro assinou contrato com a Petrobrás, com as empresas MWM e *International* (motores), a *Wood Ward* (controles) e a Eletra (transporte) para desenvolver a tecnologia de utilização do gás natural simultaneamente com o diesel em ônibus. A expectativa é que a tecnologia substitua no mínimo 75% do diesel utilizado como combustível em ônibus pelo gás natural (MOUSINHO, 2003).

Segundo Pelliza (2003), geralmente os fabricantes de kits de conversão possuem seus produtos destinados a veículos equipados com injeção eletrônica e catalisador ou carburador. Os kits mais simples são destinados à veículos carburados (sem injeção eletrônica), e geralmente não possuem o controle eletrônico da mistura ar/gás, sendo dotados basicamente de cilindro de armazenamento de gás, válvula de abastecimento, redutor de pressão, misturador e tubulações, podendo-se instalar um equipamento adicional chamado variador de avanço, que possui a função de melhorar o desempenho do veículo. Para veículos com injeção eletrônica, têm-se além dos equipamentos listados anteriormente, emuladores de sensor de oxigênio e eletro-injetores, sendo encontrados também kits com a capacidade de efetuar eletronicamente o controle da relação ar/gás, de forma a mantê-la estequiométrica. Existem ainda kits de conversão com sistema de injeção direta de GNV (bicos injetores a gás) utilizados em motores com injeção eletrônica, sensor de oxigênio e catalisador, projetados e construídos para integrarem-se com mais modernos sistemas de injeção eletrônica de forma a manter inalterado os níveis de emissões em qualquer situação de solicitação do motor.

Apesar da regulamentação imposta, e da existência de cerca de 51 modelos de kits de conversão detentores de CAGN (Certificado Ambiental para uso do Gás Natural) no Brasil, diversas empresas do ramo realizam a instalação do sistema fora da regulamentação. Determinadas oficinas selecionam vários componentes de diferentes fabricantes, formando um sistema de conversão de custo relativamente menor que o sistema completo e da mesma

empresa. Existem ainda situações em que o componente é substituído por outro de característica técnica inadequadas ao sistema. Como por exemplo, o emulador das válvulas injetoras de combustível é substituído por uma chave comutadora do tipo relé, que com funcionamento incorreto pode inclusive ocasionar desgaste prematuro dessas válvulas. O misturador ar/gás natural original também é frequentemente substituído por componentes inadequados, fabricados a partir do perfil e da área da garganta do Tubo de Venturi. Um misturador dimensionado de maneira incorreta causa ao veículo variação do consumo de combustível – gasoso ou líquido, além de desgaste prematuro de componentes do motor e aumento dos níveis de emissão de poluentes (VALIENTE, 2006).

Em geral, o alto custo com manutenção se dá devido a conversões inadequadas, que podem ocasionar, por exemplo, queima do cabeçote do motor do veículo, ou uma redução de sua potência acima do normal. Para que a manutenção de um veículo movido a GNV ocorra com a mesma frequência e custo dos veículos movidos à gasolina ou etanol, são recomendadas as instalações do kit de 5ª geração (GÁS BRASILIANO, 2014). Entretanto, se o motor não estiver com a mistura ideal, ele vai elevar a temperatura na câmara de combustão do cabeçote, podendo até queimá-lo. De forma geral, a perda de potência pode variar de 4 a 7% devido ao motor não ser dedicado a este tipo de tecnologia; de 4 a 8% devido às características do combustível; e de 8 a 10% devido à mistura estequiométrica, totalizando em uma perda de até 25% de potência, quando não devidamente convertido (GLOBO GÁS BRASIL, 2014).

Neste contexto, observa-se ações institucionais em âmbitos empresarial e governamental no sentido de desenvolver alternativas para promover o aproveitamento racional do biogás, inclusive aquele produzido a partir da aplicação de reatores biológicos anaeróbios na digestão da biomassa presente nas águas residuárias em Estações de Tratamento de Esgoto (ETE). Exemplo disso, que merece ser citado pelo conteúdo inovador de desenvolvimento tecnológico, ressalta o projeto que está sendo desenvolvido em conjunto, Universidade Federal do Ceará (UFC), através do seu Laboratório de Combustão e Energias Renováveis (LACER), e a Companhia de Água e Esgoto do Ceará (Cagece), via parceria institucional com suporte financeiro do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES) e recursos da própria Cagece, enquanto empresa interveniente interessada no desenvolvimento de tecnologias decorrentes da realização do projeto.

Cabe ressaltar que esse projeto, fruto da parceria Cagece-UFC, traz no cerne do seu desenvolvimento a criação de tecnologias inovadoras sujeitas a pedido de privilégio quanto a propriedade intelectual, tanto quanto à produção de patentes de invenção como de

modelos de utilidade. O ineditismo desse projeto fica evidente através das características que constituem os diferentes sistemas integradores da unidade de geração de energia que está sendo desenvolvida para aplicação numa das ETE da Cagece, quais sejam: sistema de purificação de biogás; sistema híbrido de secagem lodo; caldeira de leito fluidizado e sistema de geração de energia com motogeradores de ciclo Otto.

Nesse sentido, a parceria institucional entre UFC e Cagece, tornou-se indispensável para o desenvolvimento de um protótipo de motogerador, em escala real de uso, aplicável a esse combustível renovável (biogás), visando a autonomia do sistema de suprimento de combustível para manter a autossuficiência energética da ETE e/ou a venda dos créditos em energia elétrica, objeto dessa Dissertação de Mestrado. Através dessa parceria, foi possível o autor da presente Dissertação realizar o trabalho de pesquisa com apoio da Cagece, enquanto funcionário desta empresa, em que a Diretoria de Operações teve papel preponderante na análise da importância do projeto para a Companhia, decidindo pela autorização do profissional na realização da presente dissertação.

O desenvolvimento desse projeto englobou tanto uma análise teórica como experimental, o que se insere um estudo comparativo por simulação de dois tipos de misturadores de geometrias diferentes e da combustão ideal do metano. Além disso, está incluso a adaptação de uma unidade compressora de combustível e instrumentos e equipamentos de controle, com seus periféricos, sendo que essa unidade é movida a partir do aproveitamento do trabalho disponível no eixo manivela do motor, mantendo a estabilidade operacional da máquina e o fornecimento seguro de energia elétrica.

2 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um sistema de alimentação de combustível para um motogerador, equipado com motor de combustão interna de Ciclo Otto, no qual o mesmo utiliza a forma motriz proveniente da própria energia química do combustível, transferida em forma de energia mecânica, através do eixo-manivela (via sistema polia-correia) para acionar o compressor e assim possibilitar o suprimento de combustível a esta máquina térmica. Desta forma, buscou-se permitir sua operação com biogás de forma eficiente, com estabilidade operacional para fornecimento de energia elétrica, caracterizando-se como uma inovação tecnológica.

Quanto aos objetivos específicos, cabe destacar:

- Preparar o motor e seus acessórios para adequar à realização da pesquisa;
- Estudar o princípio de funcionamento do motor e o sistema de injeção de combustível;
- Analisar os sistemas comerciais apropriados à conversão do motor para operação com biogás;
- Análise teórica com simulação do escoamento fluidodinâmico no dispositivo de mistura ar-combustível;
- Projeto básico e construtivo do sistema de compressão de biogás com regeneração de energia para teste em bancada.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Aspectos Gerais sobre o Biogás

É evidente que o mundo vem se tornando cada vez mais dependente da eletricidade, o fornecimento de energia elétrica é crítico para praticamente todos os setores de atividades e o fornecimento confiável de energia elétrica é vital para um número crescente de aplicações. Instalações como grandes edifícios de escritórios e indústrias, bem como de telecomunicações, centros de informação e provedores de serviço Internet dependem da disponibilidade da energia elétrica 24 horas por dia, sem interrupções (MIRANDA, 2016).

Um dos nichos da indústria que vem se destacando é a produção de grupos geradores, pois para atingir as metas de racionamento sem prejudicar a sua produção, as indústrias recorreram aos grupos geradores para fugir do mercado *spot* (mercado de *commodities*). (GONÇALVES, 2014).

Além das questões de confiabilidade, existem os incentivos ao crescimento econômico que favorecem a instalação local de grupos motorgerador. Como resultado, os grupos geradores são rotineiramente especificados para diversas finalidades, como a construção de novos edifícios, reformas, instalações industriais e etc. Os mesmos fornecem energia no evento de ausência de fornecimento por parte da concessionária de energia elétrica e podem ser utilizados para reduzir o custo da eletricidade quando a estrutura de tarifas e política da concessionária local de energia elétrica fazem destes uma opção viável.

Em 2015, a Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) aprovou o aumento aos índices que serão aplicados por causa da quarta revisão tarifária periódica da Companhia Energética do Ceará (Coelce). Para os consumidores residenciais, o aumento será de 6,87% e para as indústrias, de 22,74%. No fim de fevereiro, a Aneel já havia aprovado uma revisão tarifária extraordinária para a Coelce, de 10,3%. (MIRANDA, 2016).

A revisão periódica das tarifas, diferentemente do reajuste anual, é feita, em média a cada quatro anos, de acordo com o contrato de concessão de cada empresa e tem como objetivo analisar o equilíbrio econômico-financeiro da concessão. A revisão extraordinária das tarifas foi aplicada por causa do custo extra que as distribuidoras tiveram por causa da falta de chuvas e do uso mais intenso de usinas termelétricas. (MIRANDA, 2016).

A utilização de geradores de energia deve ser feita em regime de geração distribuída ou descentralizada. Segundo Januzzi (2000), a geração distribuída se refere a

unidades de produção de eletricidade de tamanho reduzido localizadas (nas subestações, por exemplo) durante períodos de pico ou então postergando a necessidades novas instalações ou expansão daqueles existentes. Ainda segundo Januzzi (2000), a localização dessas fontes próxima a centros de consumo diminui (ou evita) os custos necessários de transmissão e mesmo distribuição para o atendimento de mercados locais.

Nos últimos 15 anos, dentre as outras três fontes de energias renováveis (solar, eólica e biomassa) para qual o país está também potencialmente vocacionado, pelas suas características geográficas, apenas a energia eólica tem sido mais explorada e a solar sendo ainda trabalhada de forma incipiente. Neste período, ambas têm recebido relativamente pouca atenção do poder público e registra-se apenas o desenvolvimento de unidades de geração de pequeno porte (algo não superior a 2 GW, especialmente para energia eólica), quando comparada à geração hidroelétrica (MIRANDA, 2013).

Porém, com o passar do tempo a demanda por combustíveis renováveis tem aumentado como uma consequência natural das preocupações crescentes quanto às mudanças climáticas e quanto à qualidade do ar. Por essa razão, os biocombustíveis representam atualmente uma boa alternativa para produção de energia, em detrimento aos combustíveis fósseis, principalmente quando consumo e produção de energia estão localizados numa mesma área. Neste particular, uma gama de tecnologias usando biogás como combustível (principal ou complementar), já se apresenta com certa difusão em termos de aplicação tanto para eletricidade como para aquecimento (MIRANDA, 2013).

Em relação ao tipo de combustível aplicado às unidades de geração, existem diferentes possibilidades de utilização destes como o óleo diesel, óleo combustível pesado (ou residual), carvão mineral, gás natural, biomassa, gás de processos industriais e etc. Em relação aos combustíveis citados anteriormente, aquele que possui maior similaridade em relação a composição química provenientes da decomposição anaeróbia do esgoto em estações de tratamento é o gás natural que apresenta vantagens como o baixo preço relativo de energia gerada, baixo nível de poluição e baixa restrição dos órgãos de controle ambiental à aprovação de projetos.

O biogás pode ser produzido em diferentes ambientes de processamento, ou seja, aterros sanitários e reatores biológicos anaeróbios (coloquialmente chamados de biodigestores) para águas residuárias e para resíduos agrícolas ou agroindustriais, envolvendo um processo de degradação da matéria orgânica, convencionalmente conhecido como digestão anaeróbia. Basicamente, esse é um processo tecnológico bioquímico para o tratamento de substratos

orgânicos, tais como esgotos e efluentes industriais, adubos de origem animal e substratos sólidos (culturas energéticas, resíduos agrícolas e alimentares).

Devido a essa abrangência de possibilidades e ao baixo custo global da instalação processadora, a digestão anaeróbia tem recebido atenção crescente nos últimos anos. Esse processo envolve a degradação e estabilização de matéria orgânica complexa, por uma diversidade de microrganismos (bactérias fermentativas, acetogênicas e metanogênicas), atuando em fases subsequentes para converter a biomassa a um biogás rico em energia que pode ser usada como energia renovável para substituir fontes de energia fósseis (SANCHEZ et al., 2005).

Basicamente, a proposta do projeto de plantas de geração de energia está pautada na conversão dos efluentes das ETEs em biogás, o qual, em princípio, é proveniente de processo biológico anaeróbio de resíduos sólidos ou líquidos, constituindo-se assim uma fonte de energia renovável, o que contribui para a solução de boa parte dos problemas ambientais inerentes, pois, reduz potencialmente os impactos da fonte poluidora em mares, lagoas e rios. O biogás de águas residuárias pode então, ser considerado como um subproduto, obtido a partir da decomposição anaeróbia (sem presença de oxigênio) da carga orgânica contida nessa biomassa.

Os processos biológicos para remoção de matéria orgânica biodegradável constituem a alternativa mais interessante sob o ponto de vista técnico-econômico, para a efetiva redução de concentração dos compostos predominantes no esgoto. A histórica utilização e a eficiência elevada de processos aeróbios mecanizados, como os sistemas de lodos ativados e filtros biológicos, tem evoluído pela inclusão de etapa de tratamento anaeróbio prévio, representada principalmente pelos reatores UASB. Nestas novas concepções, o sistema de tratamento ganha maior racionalidade, economizando energia elétrica e produzindo quantidade de lodo substancialmente menor, dentre outras vantagens (LOURDINHA, 2006).

A composição do biogás, gerado em reatores tipo UASB (Upflow Anaerobic Sludge Blanket) ou reatores de fluxo ascendente, conforme Rasy (2009), é uma mistura de gases em que, predominantemente, são encontrados metano (CH_4) e dióxido de carbono (CO_2) em maiores concentrações, da ordem de 45 a 70% e de 30 a 45% respectivamente, podendo atingir concentrações fora dessas faixas dependendo da biomassa e do processo de tratamento anaeróbio aplicados.

Segundo Osorio et. al. (2009), para aumentar o poder calorífico e melhorar as características de combustão do biogás, o metano (CH_4) no biogás deve ser enriquecido e as

impurezas e gases inertes do biogás, eliminados. Isso significa que todos os gases à exceção do metano devem ser removidos. O uso de água pressurizada como absorvente é a mais simples e a menos oneroso método de remoção de CO₂ do biogás, e simultaneamente também promove a remoção de H₂S. Após a remoção de CO₂, o biogás pode ser equivalente a gás natural em relação ao potencial energético (KAPDI et. al., 2005).

Por essa razão, o potencial energético do biogás é calculado como uma função da quantidade de metano contida no biogás, o que consequentemente determina o seu poder calorífico. Entretanto, dependendo da procedência do biogás, ou melhor, dependendo do tipo de biomassa no tocante à sua composição química, particularmente, quando há certa concentração de compostos a base de enxofre, as dificuldades de exploração do potencial energético do biogás tornam-se mais dificultadas, exigindo um sistema de purificação mais complexo e oneroso.

A presença de substâncias não combustíveis no biogás, como água e dióxido de carbono, prejudica o processo de queima em combustores convencionais, tornando-os menos eficientes. Estas substâncias absorvem parte da energia gerada. Além destes, também há a presença de gás sulfídrico (H₂S) que pode acarretar corrosão na instalação, especialmente nos componentes mecânicos internos da máquina térmica do sistema de propulsão e nas redes de descarga de gases de combustão, diminuindo não só a eficiência térmica da instalação, mas também, a sua vida útil como um todo.

Recentemente, as empresas estaduais de tratamento de esgoto, a exemplo da CAGECE (Companhia de Água e Esgoto do Estado do Ceará), têm mostrado interesse em utilizar águas residuárias das Estações de Tratamento de Esgoto (ETEs) para convertê-la em biogás, visando minimizar seus altos custos operacionais de energia elétrica. Neste contexto, pouquíssimas empresas têm investido com um programa de implantação de reatores biológicos anaeróbios de alta eficiência nas ETEs envolvendo as estações de pequeno, médio e grande porte.

A aplicabilidade da tecnologia anaeróbia para o tratamento de esgotos domésticos deve conjugar os seguintes requisitos principais: baixo custo de implantação, elevada sustentabilidade do sistema (relacionada a pouca dependência de fornecimento de energia, de peças e equipamentos de reposição), simplicidade operacional de manutenção e de controle (pouca dependência de operadores e engenheiros especializados), baixos custos operacionais, adequada eficiência na remoção das diversas categorias de poluentes (matéria orgânica biodegradável, sólidos suspensos, nutrientes e patogênicos), pouco ou nenhum problema com

a disposição do lodo gerado na estação, baixos requisitos de área, dentre outras características. (LOURDINHA, 2006).

A geração de energia a partir de águas residuárias apresenta-se vantajosa na conversão de energia elétrica para consumo próprio e/ou para comercialização, além de resolver (pelo menos parcialmente) os problemas das emissões de metano decorrentes da decomposição da biomassa e dos despejos no ambiente do esgoto sem a eliminação efetiva dos riscos ambientais a saúde das pessoas (MIRANDA, 2013).

Estudos realizados por Surata *et al.* (2014), tem concluído que a alta performance de um motor usando biogás pode ser obtida pela remoção de H_2S e de H_2O contido neste combustível. Segundo Holm-Nielsen *et al.*, 2009, o conteúdo de H_2S no biogás, em níveis superiores a 300-500 ppm, pode causar efeitos sobre a conversão energética na combustão. A remoção de H_2S é também necessária, devido a problemas de poluição atmosférica, uma vez que a sua queima pode resultar na formação de dióxido de enxofre (SO_2), aumentando o potencial de chuvas ácidas (SMET e VAN LANGENHOVE, 1998).

Uma investigação sobre o efeito da concentração do CH_4 evidencia que a performance do motor em termos de eficiência térmica e potência útil aumenta em proporção da sua concentração. A análise experimental realizada por Bari (1996, Res. 1), mostra que a performance de um motor a combustão é menor utilizando biogás comparado ao diesel, devido a presença de CO_2 .

Uma abordagem realizada por Jatana *et al.* (2014) para análise de eficiência e estabilidade de um motor ciclo Otto, de pequeno porte, confirma que a combinação de tecnologias como injeção de combustível e ignição por vela dupla podem aumentar a eficiência e estabilidade operacional do equipamento.

Ainda em relação ao experimento de Jatana *et al.* (2014), os experimentos foram realizados com biogás sintético armazenado sobre alta pressão em um cilindro, com composição de 65% de CH_4 e 35% de CO_2 , onde o fluxo de biogás era controlado usando uma válvula agulha operada manualmente para os modos de injeção pré-misturada e contínua. Um regulador de pressão foi utilizado para reduzir a pressão de biogás para 0,1 bar de forma a simular a baixa pressão do biogás gerado por um biodigestor. Um medidor volumétrico digital foi utilizado para aferir o fluxo de biogás, enquanto uma válvula borboleta eletrônica foi usada para controlar a quantidade de fluxo de ar admitida no motor.

Contudo, o presente trabalho visa a adaptação de um motor de combustão interna operável à biogás, de forma a ser parte constituinte de uma possível usina termoeletrica replicável em projetos de instalações industriais/sanitárias. Segundo Mamede (2010), o

critério para o dimensionamento de uma usina termelétrica está relacionado aos aspectos da necessidade de suprimento do mercado regional de energia elétrica; valor da carga elétrica a ser suprida; tipo de carga elétrica a ser acionada; tipo de acionamento da carga elétrica; disponibilidade do tipo de combustível : biogás, gás natural, óleo diesel, carvão mineral e etc; tipo de usina a ser adotada: ciclo aberto, ciclo fechado, autogeração, cogeração e etc; sistema de transmissão de energia para escoamento da energia gerada.

A eficiência das usinas termelétricas empregando motores de combustão interna está intimamente ligada às condições de altitude do local de instalação, temperatura ambiente, temperatura do meio refrigerante, umidade relativa do ar e tipo de combustível empregado. (MAMEDE, 2010).

A potência das unidades de geração deve ser definida de forma que a usina termelétrica opere com pelo menos 50% da carga nominal. Para níveis de geração inferiores, isto é, fator de carga menor que 30%, resulta na operação do motor a temperaturas abaixo da adequada para a realização de uma combustão completa, provocando deterioração do óleo lubrificante. Além deste fato, algumas informações básicas devem ser conhecidas antes do dimensionamento de uma usina termelétrica (MAMEDE,2010):

- a) Tipo de carga a ser alimentada: iluminação, motores de indução, fornos a arco e etc;
- b) Características do local de instalação: altitude, temperatura ambiente, nível de posição e natureza dos contaminantes;
- c) Regime de operação: emergência, horário de ponta de carga e regime permanente.

De forma geral, a queda de tensão nos terminais do gerador não deve ser superior a 15%, e a frequência não deve variar mais de 10% em relação a frequência nominal. Em alguns casos, pode-se admitir uma queda de tensão de até 20%, quando existem motores elétricos durante o processo de partida. Os geradores de uma forma geral são dimensionados para operar com fator de potência igual a 0,80, podendo alimentar a maioria das cargas industriais (MAMEDE,2010).

Em relação ao protótipo de geração estudado neste trabalho, o mesmo possui aplicabilidade para uma usina de autogeração, concebida para gerar energia elétrica para necessidades próprias, podendo vender para terceiros o excesso de energia gerada.

Em relação às estações de tratamento de água e esgoto, estas são exemplos de instalações onde existem grandes motores elétricos em pequena quantidade e que solicitam dos geradores potências de partida elevadas. Muitas vezes, deve-se elevar a capacidade da

usina termelétrica apenas para atender à exigência da queda de tensão na partida dos motores elétricos. (MAMEDE, 2010).

Assim, é importante que o ajuste das chaves de comando e dos tipos e dispositivos de partida, a exemplo de partida autocompensada, *softstarter* ou inversores de frequência (estes dois últimos podem inviabilizar o projeto devido ao seu elevado custo), seja efetuado para permitir a menor corrente de partida com o maior torque possível dos motores nesta condição. A partida direta é o processo mais crítico para as usinas de geração, enquanto o acionamento a partir da chave estrela-triângulo é o menos severo (MAMEDE, 2010).

3.2 Motor de Combustão Interna – MCI

Segundo Heywood (1988), o objetivo dos Motores de Combustão Interna (MCI) é a produção de trabalho através da queima ou oxidação de combustíveis dentro do motor. Devido a sua simplicidade, robustez e alta relação potência/peso, os mesmos possuem grande faixa de utilização em meios de transporte e geração de energia.

Em especial, um dos equipamentos mais difundidos para esse fim são os motores de combustão interna (MCI), onde a queima de combustível e ar ocorre no interior da câmara de combustão, gerando uma reação exotérmica, com a formação de gases à elevada temperatura e pressão.

Como falado anteriormente, o MCI apresenta grande aplicação, dentre todas as máquinas térmicas, devido à sua simplicidade, robustez, partida rápida, operação estável, elevado potencial de recuperação de calor, por ser bastante confiáveis e apresentar alta relação potência/peso, o que faz com que estes acionadores sejam empregados em larga escala como elementos de propulsão para geração de eletricidade contínua de back-up ou de carga de pico e para acionamento de bombas, compressores ou qualquer outro tipo de carga estacionária (SALOMON, 2007). Dentre outras vantagens, os mesmos tendem a ter um custo mais baixo e encontram-se disponíveis em tamanhos menores, porém, estão mais sujeitos à corrosão causada pelas espécies ácidas presentes no biogás (USEPA, 2003 b).

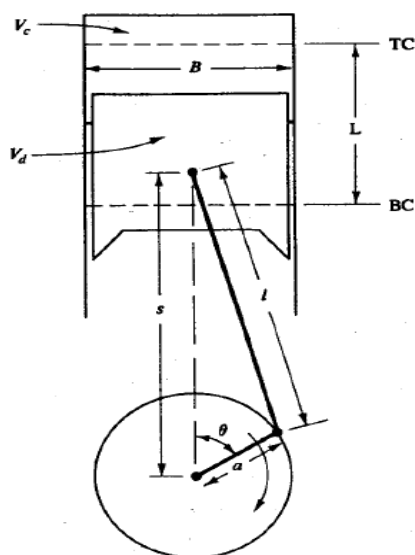
A potência do motor e seu controle de velocidade são realizados por uma variação do fornecimento de mistura ar / combustível. No caso do motor de ciclo Otto, isso é conseguido pelo funcionamento de uma válvula de borboleta situada no real dispositivo de mistura de admissão do motor. Ao diminuir a atuação da válvula de borboleta, há uma queda de pressão (efeito estrangulamento) no fluxo da mistura, através do qual o cilindro é preenchido com uma mistura de baixa pressão, consequentemente com menor quantidade de

ar / combustível em uma base de massa e energia. No caso dos motores de ciclo diesel, a quantidade de ar admitida é basicamente a mesma, e o controle de carga e velocidade é feito pelo controle da bomba injetora que conduz o jato em cada cilindro, de acordo com a ordem de ignição.

3.3 Análise de eficiência e balanço energético em um MCI

A Figura 01 a seguir, mostra a geometria do cilindro, pistão, biela e manivela que, a partir de suas dimensões é possível estabelecer propriedades geométricas para análise de um motor de combustão interna (HEYWOOD, 1988).

Figura 01 - Vista em corte de um cilindro de um motor de combustão interna



Legenda:

Tc – Ponto Morto Superior

Tb – Ponto Morto Inferior

Vc – Volume da câmara de combustão

Vd – Volume deslocado

L – Comprimento deslocado

B – Diâmetro do pistão

l – Comprimento da biela

a – raio de varredura do eixo manivela

θ – Ângulo de rotação do eixo manivela

s – Distância entre o centro do eixo manivela e o centro do pino de fixação do pistão

Fonte: Heywood, 1988.

A partir das relações geométricas obtidas na análise da figura, temos a definição dos seguintes parâmetros para análise de um motor (HEYWOOD, 1988):

Razão de compressão (r_c):

$$r_c = \frac{\text{máximo volume do cilindro}}{\text{mínimo volume do cilindro}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (1)$$

O volume do cilindro para qualquer ângulo do eixo manivela é dado por (HEYWOOD, 1988):

$$V = V_c + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (2)$$

Onde s é a distância entre o centro do eixo manivela e o centro do pino de fixação do pistão, dado por (HEYWOOD, 1988):

$$s = a \cdot \cos\theta + (l^2 - a^2 \sin^2\theta)^{1/2} \quad (3)$$

O torque em um motor é medido normalmente através de um dinamômetro, onde o mesmo é fixado e seu movimento rotacional através do seu rotor por uma haste até a célula de carga. A potência entregue pelo motor e absorvida pelo dinamômetro é o produto do torque T pela velocidade angular N (HEYWOOD, 1988).

$$P = 2\pi NT \quad (4)$$

A potência por cilindro é calculada a partir da equação 3, onde N é a rotação do motor e nr é o número de voltas para dadas por cada ciclo ($nr = 1$ para motores dois tempos e $nr=2$ para motores quatro tempos) (HEYWOOD, 1988).

$$Pi = W \cdot \frac{N}{nr} \quad (5)$$

Sabe-se que uma parte do trabalho desenvolvido em um motor de combustão é utiliza para expelir gases de exaustão e admitir gases para combustão (Potencia útil, Pb). Porém a porção adicional deste trabalho é utilizada na fricção de rolamentos, pistões e outros componentes, além de mover os acessórios periféricos do motor. Assim, esta potência requerida é agrupada e chamada potência de fricção Pf . A partir daí, temos que a eficiência mecânica de um motor é dada por (HEYWOOD, 1988):

$$\eta = \frac{Pb}{Pb + Pf} \quad (6)$$

Em testes de motores, o consumo de combustível é mensurado através do fluxo de massa deste insumo por unidade de tempo, representado por $\dot{m}_f$. O parâmetro usual utilizado para mensurar quão eficientemente o motor utiliza combustível para produzir trabalho é chamada de sfc , dado por (HEYWOOD, 1988):

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (7)$$

Pequenos valores de sfc são obviamente indesejados. Para motores de combustão por centelha, os melhores valores para o consumo específico de combustível estão acima de $75 \mu g/J = 270 g/kW.h$.

A razão do trabalho produzido por ciclo pela quantidade de energia química proveniente do combustível no ato da combustão é chamada de eficiência do motor ou eficiência de conversão de combustível η_f . O poder calorífico do combustível, Q_{HV} , é determinado por procedimentos de testes padronizados, no qual uma determinada massa de combustível é completamente queimada com ar, e a energia térmica liberada pela combustão é absorvida por um calorímetro (HEYWOOD, 1988):

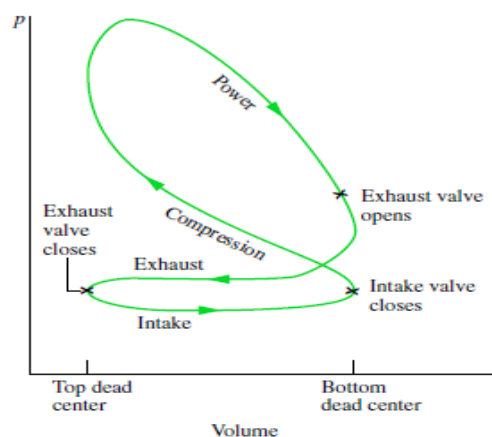
$$\eta_f = \frac{1}{sfc \cdot Q_{HV}} \quad (8)$$

O parâmetro utilizado para medir a efetividade do processo de admissão é chamado de *eficiência volumétrica* η_v , tal parâmetro apenas é usado para comparar motores quatro tempos com sistemas de admissão distintos (este composto por filtro de ar, carburador, válvula borboleta, manifold de admissão e válvula de admissão, nos quais restringem a entrada de ar no motor para um dado deslocamento do pistão). Este parâmetro é obtido pela razão de volumétrica de ar admitida e o volume deslocado pelo pistão (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_a V N} \quad (9)$$

Dados de pressão do gás no cilindro no ciclo de operação do motor podem ser usados para calcular o trabalho transferido do gás para o pistão. A pressão do cilindro e o volume correspondente ao ângulo do eixo manivela pode ser obtido através do diagrama da Figura 02 mostrada abaixo. O indicativo de trabalho por ciclo é obtido a partir da integração da curva do gráfico $P.V$ (HEYWOOD, 1988).

Figura 02 – Diagrama $P.V$ para motores quatro tempos com ignição por centelha



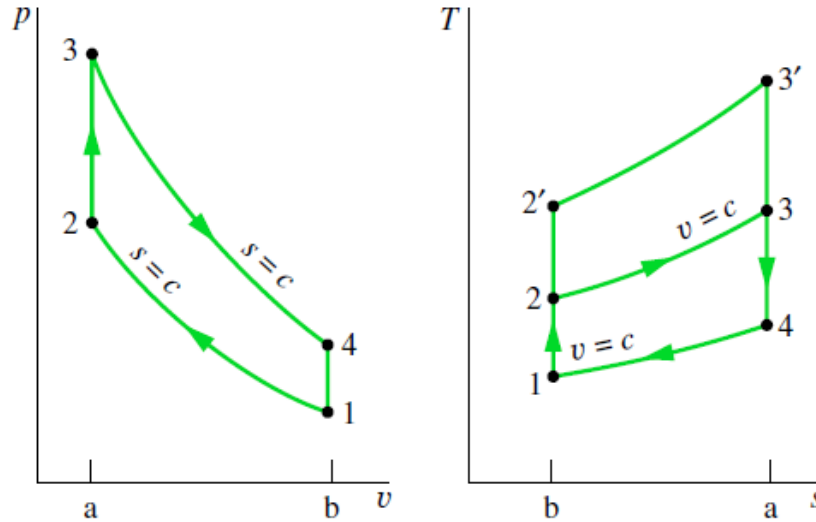
Fonte: Shapiro, 2002.

O ciclo de ar-padrão Otto, Figura 02, é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão encontra-se no ponto morto superior. O ciclo consiste e, quatro processos internamente reversíveis em série, são eles: (SHAPIRO, 2002).

- Processo 1-2: Compressão isentrópica de ar conforme o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior;
- Processo 2-3: Transferência de calor a volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão está no ponto morto superior. Este processo tem a intenção de representar a ignição da mistura ar-combustível e a queima rápida que se segue;
- Processo 3-4: Expansão isentrópica (curso de potência);

d) Processo 4-1: Calor rejeitado a volume constante do ar conforme o pistão está no ponto morto inferior.

Figura 03 – Diagramas $p-v$ e $T-s$ do ciclo de ar-padrão Otto



Fonte: Shapiro, 2002.

Uma vez que o ciclo ar-padrão é composto por processos internamente reversíveis, as áreas nos gráficos $p-v$ e $T-s$ da Figura 03, podem ser interpretadas como calor e trabalho, respectivamente. No diagrama $T-s$ a área 2-3-a-b-2 representa o calor fornecido por unidade de massa e a área 1-4-a-b-1, o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama $p-v$, a área 1-2-a-b-1 representa o trabalho fornecido por unidade de massa durante o processo de compressão, e a área 3-4-b-a-3 é o trabalho executado por unidade de massa no processo de expansão. A área de cada figura pode ser interpretada como o trabalho líquido obtido ou, equivalentemente, o calor líquido absorvido (SHAPIRO, 2002).

Este ciclo consiste em dois processos nos quais há trabalho, mas não há transferência de calor, os processos 1-2 e 3-4, e em dois processos nos quais há transferência de calor mas não há trabalho, os processos 2-3 e 4-1. As expressões para essas transferências de energia são obtidas pela simplificação do balanço de energia do sistema fechado através da consideração de que as variações de energia cinética e potencial podem ser ignoradas. Os resultados são descritos nas Equações 10, 11, 12, 13: (SHAPIRO, 2002).

$$\frac{W_{12}}{m} = u_2 - u_1 \quad (10)$$

$$\frac{W_{34}}{m} = u_4 - u_3 \quad (11)$$

$$\frac{Q_{23}}{m} = u_3 - u_2 \quad (12)$$

$$\frac{Q_{41}}{m} = u_4 - u_1 \quad (13)$$

E a eficiência térmica é a razão entre o trabalho líquido e o calor adicionado, conforme mostrado na Equação 14: (SHAPIRO, 2002).

$$\eta = \frac{W_{34} - W_{12}}{Q_{23}} \quad (14)$$

Para ciclo de ar-padrão Otto, as seguintes relações são aplicáveis aos processos isentrópicos 1-2 e 3-4, onde k é a razão entre calores específicos: (SHAPIRO, 2002).

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \quad (15)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}} \quad (16)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (17)$$

De acordo com o gráfico T - s da Figura 03, podemos concluir que a eficiência térmica do ciclo Otto aumenta de acordo com o aumento da taxa de compressão. Um aumento na taxa de compressão muda o ciclo de 1-2-3-4-1 para 1-2'-3'-4-1. Uma vez que a temperatura de fornecimento de calor é maior no último ciclo e ambos possuem o mesmo processo de rejeição de calor, o ciclo 1-2'-3'-4-1 teria a maior eficiência térmica. O aumento da eficiência térmica com a taxa de compressão também pode ser apresentado de forma simples através do seguinte desenvolvimento em uma base ar-padrão frio. Para c_v constante, temos: (SHAPIRO, 2002).

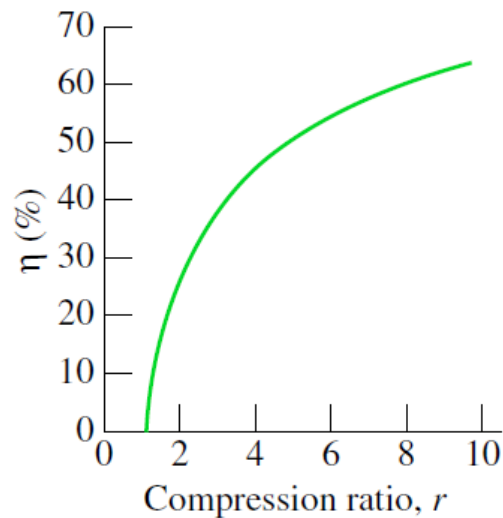
$$\eta = 1 - \frac{u_4 - u_1}{u_3 - u_2} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (18)$$

Rearrmando com as equações 18, 15 e 16, temos:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (k \text{ constante}) \quad (19)$$

A Equação 19 indica que a eficiência térmica do ciclo de ar-padrão frio Otto é uma função apenas da taxa de compressão. Esta relação é mostrada na Figura 04 para $k = 1,4$.

Figura 04 – Eficiência Térmica do ciclo de ar-padrão Otto, $k = 1,4$.



Fonte: Shapiro, 2002.

A Figura 04 sugere que é vantajoso para os motores de combustão interna possuírem razões de compressão elevadas. Porém a possibilidade de auto-ignição, ou “detonação”, estabelece um limite superior para a taxa de compressão para motores de ignição por centelha. Depois de a centelha incendiar uma parte da mistura ar-combustível, o aumento da pressão que acompanha a combustão comprime o restante da carga. A auto-ignição pode ocorrer se a temperatura da mistura não-queimada se tornar muito alta antes de a mistura ser consumida pela frente de chama. (SHAPIRO, 2002)

Uma vez que a temperatura atingida pela mistura ar-combustível durante o curso de compressão aumenta conforme a taxa de compressão. A auto-ignição pode resultar em ondas de alta pressão no cilindro (manifestada através de um som de batida) que pode levar à perda de potência, bem como a danos no motor. (SHAPIRO, 2002).

Segundo Shapiro, nas reações de combustão, a rápida oxidação dos elementos combustíveis do combustível resulta em uma liberação de energia à medida que os produtos de combustão são formados. Na maioria dos combustíveis, os três principais elementos químicos combustíveis são o carbono, o hidrogênio e o enxofre, onde este último praticamente não contribui para a liberação de energia, mas ele pode ser uma fonte significativa de poluição e corrosão. Uma combustão é dita completa quando todo o carbono presente no combustível se queima formando dióxido de carbono, todo hidrogênio se queima formando água, todo enxofre se queima formando dióxido de enxofre e todos os outros

elementos combustíveis forem totalmente oxidados. A combustão é dita incompleta quando estas condições não forem satisfeitas.

Em testes de motores, ambos os fluxos de ar e combustível são normalmente mensurados e relacionados através de sua razão e seu inverso, dado por (HEYWOOD, 1988):

$$\frac{\dot{m}_{Ar}}{\dot{m}_{Combustível}} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \frac{Combustível}{Ar} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (20)$$

A presença de oxigênio é uma premissa para ocorrência da reação de combustão, assim, na maioria das aplicações o ar atmosférico fornece a quantidade de oxigênio necessária para a reação. Para os cálculos de combustão, normalmente utiliza-se simplificações, tais como: (SHAPIRO, 2002).

Todos componentes do ar, exceto o oxigênio são agrupados juntamente com o nitrogênio. Consequentemente, em base molar, o ar é considerado com 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, formando uma fração molar de nitrogênio em relação a oxigênio de 3,76. O ar considerado nesta simplificação é isento de vapor d'água. Quando ar úmido estiver associado à combustão, o vapor d'água deve ser considerado ao se escrever a equação de combustão.

Admite-se que o nitrogênio presente no ar não sofre reação química, sendo assim considerado inerte. Se temperaturas suficientemente altas forem atingidas, o nitrogênio pode formar compostos como óxido nítrico e dióxido de nitrogênio, que mesmo em quantidades extremamente pequenas, podem ser uma fonte de poluição de ar.

A quantidade mínima de ar que fornece oxigênio suficiente para a combustão completa de todo o carbono, hidrogênio e enxofre é denominada quantidade teórica de ar ou ar teórico. Para a combustão completa com a quantidade teórica de ar, os produtos consistiram em dióxido de carbono, água, dióxido de enxofre, o nitrogênio que acompanha o oxigênio do ar e qualquer nitrogênio contido no combustível. Nenhum oxigênio livre aparecerá nos produtos. (SHAPIRO, 2002).

Normalmente, a quantidade de ar fornecida é maior ou menor que a quantidade teórica. A quantidade de ar que é de fato fornecida é comumente expressa em termos de percentagem de ar teórico ou percentagem de excesso ou deficiência de ar. (SHAPIRO, 2002)

A razão de equivalência é a razão entre ar/combustível real e a razão de ar/combustível para combustão completa (estequiométrica) com a quantidade teórica de ar. Diz-se que os reagentes formam uma mistura pobre quando a razão de equivalência é menor que uma unidade e mistura rica quando esta razão for maior que uma unidade. (SHAPIRO,

2002). Ainda de acordo com Shapiro (2002), a Equação 21 representa a razão de equivalência combustível-ar (ϕ), definida como a razão entre a quantidade de combustível/ar real sobre a quantidade estequiométrica. Ela é comumente usada para indicar quantitativamente quando uma mistura é rica ($\phi > 1$), pobre ($\phi < 1$) ou estequiométrica ($\phi = 1$).

$$\phi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{real}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{estequiométrico}} \quad (21)$$

De acordo com Shapiro, quando se queima combustível em um cilindro de um motor de combustão interna, os produtos da reação variam com a temperatura e a pressão no cilindro em qualquer tipo de equipamento de combustão o grau de mistura entre o combustível e o ar é um fator de controle nas reações que ocorrem uma vez que a mistura combustível e ar seja detonada. Muito embora a quantidade de ar suprida em um processo de combustão real possa exceder a quantidade teórica, não é raro algum monóxido de carbono e oxigênio não queimado apareçam nos produtos. Isso pode acontecer devido a uma mistura incompleta, a um tempo insuficiente para a combustão completa e a outros fatores. (SHAPIRO, 2002)

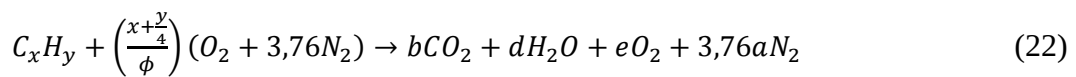
Quando a quantidade de ar suprida é menor que a quantidade teórica, os produtos podem incluir dióxido e monóxido de carbono e também pode-se ter combustível não queimado nos produtos. Ao contrário dos casos de combustão completa, os produtos de combustão de um processo de combustão real e suas quantidades relativas somente podem ser determinados por medições. As análises são frequentemente realizadas em uma base “seca”. Em uma análise de produtos a seco, as frações molares são fornecidas para todos os produtos gasosos, com exceção do vapor d’água. (SHAPIRO, 2002)

De acordo com Turns (2013), os produtos majoritários presentes no estado de equilíbrio na combustão pobre de hidrocarbonetos com ar são H₂O, CO₂, O₂ e N₂, enquanto que na combustão rica, tem-se H₂O, CO₂, CO, H₂ e N₂.

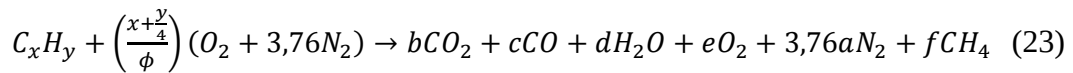
Já que a água é formada na queima de combustíveis hidrocarbonados, a fração molar do valor d’água nos produtos gasosos de combustão pode ser significativa. Se os produtos gasosos de combustão forem resfriados a uma pressão de mistura constante, a temperatura do ponto de orvalho pode ser atingida quando a água começa a se condensar. Como a água depositada no coletor de descarga, silenciosos e em outras partes metálicas pode causar corrosão, o conhecimento da temperatura do ponto de orvalho é importante (SHAPIRO, 2002).

De acordo com Heywood (1988), em um processo de combustão, combustível e oxidante reagem para produzir produtos de diferentes composições. O caminho percorrido por essa transformação é entendido apenas para combustíveis simples, como o hidrogênio e metano. Para combustíveis com estrutura mais complexa, esse processo não é claro, logo, devido não requerer que os detalhes do processo sejam conhecidos, a primeira lei da termodinâmica pode ser usada para relacionar os estados finais da mistura de um processo de combustão. Esta lei relaciona a variação de energia interna (ou entalpia) às interações de calor e trabalho transferido.

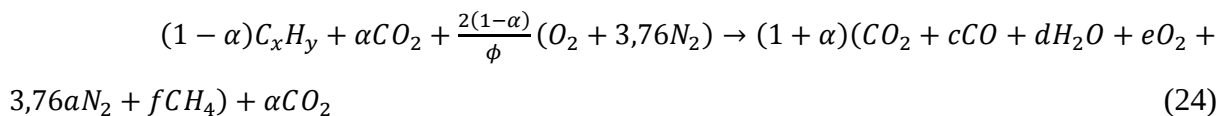
De forma simplificada, a combustão de uma mistura pobre de um hidrocarboneto arbitrário com o ar pode ser representada pela Equação 22 (TURNS, 2013).



Entretanto, em um processo real de combustão, há também uma formação de CO e a presença de hidrocarbonetos não-queimados nos produtos. Considerando que o único hidrocarboneto presente nos produtos é o CH₄ e acrescentando essas espécies químicas (CH₄ e CO) à Equação 22, obtemos a Equação 23.



Como o biogás utilizado nessa pesquisa é uma mistura majoritária de CH₄ e CO₂, e considerando que o CO₂ no combustível não reage, a Equação 24 pode ser reescrita de forma geral, tanto para o metano ($\alpha = 0$), quanto para o biogás ($\alpha = 0,22$), como descrito na Equação 24:



Onde α é a fração molar de CO₂ no combustível.

Ao se fazer o balanço de energia que envolvem combustão, algumas considerações entram em cena, tais como, se o trabalho e a transferência de calor ocorrem e se seus valores são conhecidos ou não, é também importante conhecer o estado físico do combustível, se o mesmo é pré-misturado com o ar de combustão ou se o combustível e o ar entram na câmara de combustão separadamente. Além dessas informações, é importante conhecer se os produtos de combustão são misturas gasosas ou se parte da água formada na combustão se condensou (SHAPIRO, 2002).

3.4 MCI de Ciclo Otto Adaptado para Biogás

Quanto à aplicação do biogás em motores de combustão interna, sabe-se que em 1981 houve a primeira tentativa em converter um motor de combustão interna de ciclo Diesel para operar como motor de combustão interna de ciclo Otto (THRING, 1985), obtendo uma eficiência inferior ao motor original na ordem de 35% e de 40% quando comparado à gasolina. Em 1987, a Caterpillar iniciou experimentos de motores operando com biogás de aterros sanitários, e conseguiram êxito apesar de problemas de manutenção (MACARI; RICHARDSON, 1987).

Na década de 90, o GNV ganhou força no mercado brasileiro pelo fracasso do mercado do álcool hidratado e pela elevação dos preços do petróleo. A rede de distribuição aumentou e se desenvolveu. Diante do rápido crescimento do GNV em motores do ciclo Otto no Brasil, ressurgiu o interesse do mercado energético em lançar o programa de substituição do diesel por GNV (VANDRESEN, 2010).

Em 1992 a Volkswagen desenvolveu no Brasil um motor para operar com biogás, estudando tempo de ignição, distribuição da mistura na câmara e emissões (R. FILHO, 1992). Outros autores como Deri e Mancini (1990) têm optado por usar o motor dual, ou seja, usar um motor Diesel para operar com biogás, mas mantendo o ciclo Diesel com um sistema de bomba ou dispositivo injetor de combustível tal qual é usado nos motores Diesel. Entretanto, a Caterpillar, que mantém certa liderança em motores a biogás, tem tido sucesso com a otimização de seus motores Otto, em que conseguiram a mesma eficiência que os motores a gás natural, com mudanças na geometria da câmara, ou melhor, usando o conceito de pré-câmara (MUELLER, 1995).

No contexto do estudo de sistemas de geração movido a motores, empregando o biogás, o foco deste trabalho recai sobre a aplicação dessas máquinas térmicas, operando com esse combustível renovável, caracterizado por um certo grau de severidade em termos operacionais, pelas altas concentrações de CO_2 e H_2S . Com base nisso, faz necessário correlacionar as características operacionais desses motores com as propriedades do combustível, bem como fazer um levantamento da situação de comercialização de motores adequados a esse fim.

A operação do motor de ignição por centelha com biogás contendo elevada concentração de gases inertes, como CO_2 e N_2 , apresenta penalidades de desempenho em comparação com o motor operado por gás natural

ou gasolina. Superar este fato aumentando a taxa de compressão do motor poderia levar ao aumento da emissão de NO_x nos gases de exaustão (CROOKES, 2006).

Segundo Kulkari e Arali (2013), com o aumento da produção de biogás em direção à produção em larga escala, algumas utilizações técnicas deste combustível para transformação em energia mecânica e/ou elétrica vem sendo pesquisadas. Porém, o foco principal do mercado está na produção de grandes motores especificamente projetados para funcionar com combustíveis gasosos, fato que não abrange aplicações de geração de energia em menor escala, que utiliza pequenos motores originalmente a ciclo Otto ou diesel modificados com o propósito de preencher este gap mercadológico causado pela falta de motores de pequeno/médio porte destinados à aplicação descentralizada.

A conversão de motores de ciclo Diesel e de ciclo Otto para substituição do combustível original para passar a operar com gás natural tem sido uma prática já consolidada em todo o mundo, há alguns anos. Nos últimos 20 anos algumas empresas fornecedoras desses motores a gás natural passaram a modificar os “Kits” de conversão para adaptá-los para operação com biogás, respeitando a procedência dos mesmos, considerando as propriedades dos mesmos, tais como: temperatura e pressão de ignição, poder calorífico e concentrações de metano e demais gases em sua composição química (MIRANDA, 2013).

As adaptações necessárias têm sido diferenciadas em função do tipo de motor. Para o motor de ciclo Diesel, tem sido praticada a substituição dos bicos injetores por velas de ignição para que ele passe a operar como ciclo Otto (MIRANDA, 2013).

Ainda de acordo com Miranda (2013), por meio dessa alteração tecnológica (conversão) é possível aproveitar a alta taxa de compressão dos motores Diesel para compensar o baixo poder calorífico do biogás, já que o biogás, principalmente pela alta octanagem equivalente do metano, permite comprimi-lo em taxa mais elevadas, superior às praticadas no ciclo Otto a gasolina, ou mesmo a álcool. Entretanto, o motor Dual, os do ciclo Diesel inflamam o combustível usando a compressão.

Em geral, o grande contingente de motores convertidos no mercado são os de ciclo Otto, pelas facilidades operacionais e também de adaptação dos acessórios, o que lhe permite funcionar como motores bi-combustível.

Segundo Jatana *et al.* (2014), a maioria dos trabalhos concentram-se na abordagem de motores de média e alta potência, não havendo informações disponíveis na literatura a respeito de motores ciclo Otto, de pequeno porte a biogás, ou realização de estudos de performance para motores à biogás, aplicados em uma faixa de potência menor que 1kW. O mesmo defende que, embora a instalação de grandes equipamentos de geração e sistemas

de distribuição em zonas rurais sejam inviáveis devido aos altos custos de aquisição e manutenção, pequenos geradores alimentados a biogás podem ter um custo razoável e ser uma fonte confiável de fornecimento de energia elétrica principalmente para regiões que não estão conectadas à rede elétrica da concessionária de energia.

Como não há processo de evaporação associado aos combustíveis gasosos, no caso do gás natural e do biogás, ocorre uma simplificação nos requisitos de mistura ar-combustível. Dessa forma, nenhum enriquecimento especial de mistura é necessário durante a partida, aceleração e aquecimento. A distribuição nos coletores de admissão é geralmente mais uniforme com combustíveis gasosos do que com líquidos, ainda que a experiência mostre não ser necessariamente uniforme a qualidade da mistura (TAYLOR, 1995).

Os resultados experimentais obtidos por Huang *et. al.* (1998) mostraram que nos testes com mistura pobre de combustível, o motor apresentou baixa emissão de CO e pouca variação da fração de CO₂ no biogás; testes com mistura rica de combustível, as emissões de CO subiram rapidamente, e a fração de CO₂ aumentou acima de 30% devido a combustão incompleta. As emissões de CO correlacionaram-se com o ar relativo em relação ao combustível e quase não foram afetadas pela taxa de compressão e a velocidade do motor.

A especificação de alguns modelos de grupos-geradores existentes no mercado nacional e internacional, para a geração de energia elétrica descentralizada, devem ser selecionados de acordo com dados de vazão de biogás fornecidos pela empresa contratante do serviço.

Assim, de maneira a acompanhar a evolução técnica dos sistemas de injeção de combustível líquido e o aumento das restrições de emissões de gases em veículos automotores, os kits de conversão, aplicáveis ao uso do GNV, modificaram suas características técnicas ao longo do tempo. Atualmente os mesmos são divididos em cinco gerações (PAVANI, 2012):

1ª Geração – Utilizado em motores com carburação mecânica. Após redução de pressão do cilindro através do redutor, o gás flui através do misturador e é aspirado por depressão no coletor de admissão. Dois registros mecânicos, um para funcionamento do motor em marcha lenta e outro para funcionamento do motor em carga, fazem o ajuste da mistura ar/combustível. Devido a ausência de controles eletrônicos e de precisão, os motores com este tipo de kit apresentam elevados índices de emissões de poluentes e de consumo de combustível, além de menor rendimento térmico do motor.

2ª Geração – Utilizado em veículos com carburação mecânica ou sistema de injeção eletrônica de combustível, em geral, do tipo monoponto. Após redução de pressão no

reductor, o gás é aspirado por depressão no coletor de admissão do motor, onde um motor de passo faz o ajuste da mistura ar/combustível. Apesar da maior precisão na quantidade de combustível injetada no coletor de admissão, esta geração apresenta elevados índices de emissões de poluentes e consumo de combustível, além de menor rendimento térmico em relação aos sistemas das gerações posteriores.

3ª Geração – Sistema de conversão exclusivo para motores com injeção eletrônica. A redução de pressão é feita por meio do reductor de três estágios, com liberação de fluxo de gás acionada eletronicamente. A regulação da vazão de gás para o misturador é feita por meio de atuadores e comandada eletronicamente por um processador em malha fechada, em função do sinal emitido pela sonda lambda. O misturador é o último componente que o gás atravessa antes de ser queimado. Este tipo de sistema promove expressiva redução dos índices de emissões de poluentes e de consumo de combustível, além de redução da perda de rendimento térmico do motor.

4ª Geração – Utilizado exclusivamente em motores com sistema de injeção eletrônica. A partir dessa geração, o gás deixa de ser aspirado por depressão no coletor de admissão e passa a ser injetado por meio do sistema de injeção eletrônica, através da válvula de fluxo contínuo, eliminando a necessidade do misturador de combustível. Dessa maneira, o sistema apresenta redução dos índices de emissões de poluentes e de consumo de combustível, além de aumento de torque e potência do motor em relação a gerações anteriores.

5ª Geração – Utilizado exclusivamente em motores com sistema de injeção eletrônica. A principal diferença em relação aos sistemas de conversão anteriores consiste na injeção do gás no coletor de admissão por meio de válvulas com sistema de injeção eletrônica sequencial, garantindo maior precisão na qualidade da mistura em relação ao uso de misturador ar/combustível.

Tabela 01 - Avanços tecnológicos dos kits de conversão de acordo com as características originais de motores.

		1ª geração	2ª geração	3ª geração	4ª geração	5ª geração
Componentes	Mecânicos	Redutor de pressão (aspirado)	Redutor de pressão (aspirado)	Redutor de pressão (aspirado)	Redutor de pressão (P. Positiva)	Redutor de pressão (P. Positiva)
		Válvula de abastecimento	Válvula de abastecimento	Válvula de abastecimento	Válvula de abastecimento	Válvula de abastecimento
		Válvula de cilindro	Válvula de cilindro	Válvula de cilindro	Válvula de cilindro	Válvula de cilindro
		Sistema de Ventilação	Sistema de Ventilação	Sistema de Ventilação	Sistema de Ventilação	Sistema de Ventilação
		Cilindro	Cilindro	Cilindro	Cilindro	Cilindro
		Suporte de cilindro	Suporte de cilindro	Suporte de cilindro	Suporte de cilindro	Suporte de cilindro
		Tubo de aço para alta pressão	Tubo de aço para alta pressão	Tubo de aço para alta pressão	Tubo de aço para alta pressão	Tubo de aço para alta pressão
		Mangueiras água/gás	Mangueiras água/gás	Mangueiras água/gás	Mangueiras água/gás	Mangueiras água/gás
		Misturador	Misturador	Misturador	Distribuidor de gás	Galeria de injetores de gás
	Elétronico/eletroeletrônicos	Chave comutadora	Chave comutadora	Chave comutadora	Chave comutadora	Chave comutadora
		Variador de avanço	Variador de avanço	Variador de avanço	Variador de avanço	Variador de avanço
			Simulador de bicos injetores	Simulador de bicos injetores	Simulador de bicos injetores	Simulador de bicos injetores
			Gerenciador de 2ª G	Gerenciador de 3ª G	Gerenciador de 4ª G	Gerenciador de 5ª G
			Motor de passo	Motor de passo para marcha lenta	Dois motores de passo para controle do fluxo de gás ou Conjunto de solenóides com vazões diferentes	
				Motor de passo para fora de ML		

Caracterização:	Caracterização:	Caracterização:	Caracterização:	Caracterização:
Sistema aspirado	Sistema aspirado	Sistema aspirado	Sistema de pressão positiva	Sistema de pressão positiva
Sem monitoramento da mistura	Com monitoramento da mistura	Com monitoramento da mistura	Com monitoramento da mistura	Com monitoramento da mistura
	1 ponto de controle	2 pontos de controle		

Fonte: Rodogás do Brasil.

A partir da comparação dos itens existentes em cada geração, chega-se à conclusão que o equipamento estudado possui um sistema conversão original de 2ª geração, evidenciado pelo controle da mistura ar/combustível do tipo monoponto (através do motor de passo instalado próximo à borboleta), controlado através do sistema de injeção eletrônico e regulação da variação de fornecimento de combustível através de uma válvula de regulação mecânica, além da presença de misturador após os dutos de admissão de ar.

É de conhecimento que a aplicação do gás natural em motores de combustão interna traz problemas relacionados a durabilidade de componentes do motor. Os itens que mais sofrem impacto no momento da conversão são os sistemas de exaustão e de ignição. As

conversões irregulares ou com baixa qualidade técnica podem intensificar os problemas causados ao motor e seus componentes (PAVANI, 2012).

Um dos problemas citados quanto ao uso do GNV é o desgaste acentuado das sedes de válvulas, provocando seu afundamento e comprometendo o funcionamento do motor. Em casos extremos, a válvula pode permanecer aberta ocasionando o choque entre válvula e pistão. Esse problema também pode ser verificado quando usamos etanol e um dos motivos para essa ocorrência é a falta de lubricidade do combustível queimado (PAVANI, 2012).

A transferência de calor no motor de combustão interna afeta o desempenho, eficiência e emissão de gases de exaustão do mesmo. Nas regiões do cilindro do motor com elevada taxa de fluxo de calor, a temperatura superficial deve ser mantida abaixo de determinado nível de estresse térmico de forma a evitar a falha do cilindro. A temperatura da superfície do lado do gás do cilindro (parede da câmara de combustão) deve ser inferior a 180 ° C para evitar a deterioração da lubrificação filme de óleo. Além disso, a vela de ignição e as válvulas devem ser mantidas frescas o suficiente para evitar problemas de batida e pré-ignição (CORONARO, *et.al*, 2009).

De acordo com Pavani (2012), por ser um gás, o GNV não possui um bom fator de lubricidade, fato que prejudica o resfriamento da sede e das válvulas do cabeçote durante a admissão da mistura, causando o problema de desgaste. O uso da gasolina por alguns minutos nos motores convertidos e durante seu funcionamento a frio diminui a incidência de desgaste, devido a gasolina ter um poder de lubricidade maior que o gás e durante a admissão resfriar as válvulas e a sede.

Ainda com base nos estudos de Pavani (2012), o sistema de ignição também sofre desgaste com o uso do GNV. Devido a mistura mais pobre e por ser um gás, a centelha necessita de uma tensão maior para romper o dielétrico e inflamar a mistura. A tensão maior pode provocar um “*flash over*” na vela ou sobrecarregar a bobina. A recomendação é que se troque as velas na metade de sua vida útil, ou troque por um modelo de maior durabilidade e eficiência de ignibilidade como as de Iridium e Platina, evitando o fenômeno de “*back fire*” (queima do combustível dentro do coletor de admissão e filtro de ar).

Com o advento e disseminação da rede de distribuição de gás natural nas grandes cidades, e pelo fato deste ter um custo por kW gerado menor do que o dos combustíveis mais comuns (gasolina e diesel), abre-se a possibilidade de emprego deste combustível nas aplicações de geração de energia. Para tanto, é necessário que os motores possuam um sistema suplementar de alimentação de gás, monitorado e controlado por um sistema de

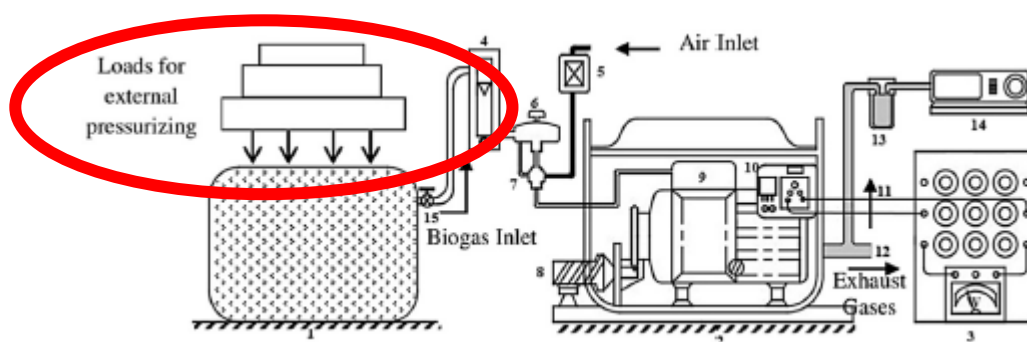
gerenciamento eletrônico, que permita a utilização conjunta do combustível original com o GNV nos motores dos geradores de energia elétrica.

Neste contexto, o biogás surge com força enquanto alternativa aos combustíveis derivados de petróleo, com potencial energético significativo capaz de substituir esses combustíveis tradicionalmente usados, com a vantagem do baixo custo e com menor emissão de gases poluentes. De acordo com Cetesb (2006), o objetivo de um projeto de aproveitamento energético do biogás é convertê-lo em alguma forma de energia útil, como eletricidade, vapor, combustível para caldeiras ou fogões, combustível veicular ou para abastecer gasodutos com gás de qualidade.

Segundo Kulkari e Arali (2013), com o aumento da produção de biogás em direção à produção em larga escala, algumas utilizações técnicas deste combustível para transformação em energia mecânica e/ou elétrica vem sendo pesquisadas. Porém, o foco principal do mercado está na produção de grandes motores especificamente projetados para funcionar com combustíveis gasosos, fato que não abrange aplicações de geração de energia em menor escala, que utiliza pequenos motores originalmente a ciclo Otto ou Diesel modificados com o propósito de preencher este *gap* mercadológico causado pela falta de motores de pequeno/médio porte destinados à aplicação descentralizada.

O experimento realizado por Reddy *et al.* (2016), mostrado na Figura 05, utiliza um balão de armazenamento de 1m³ para fornecimento de biogás, cujo a pressurização deste combustível é realizada pela disposição de placas de peso conhecido na face superior do componente, de modo a solucionar a problemática relacionada a variação de suprimento de combustível ao motor em condições em que o biogás se encontra armazenado próximo à pressão atmosférica.

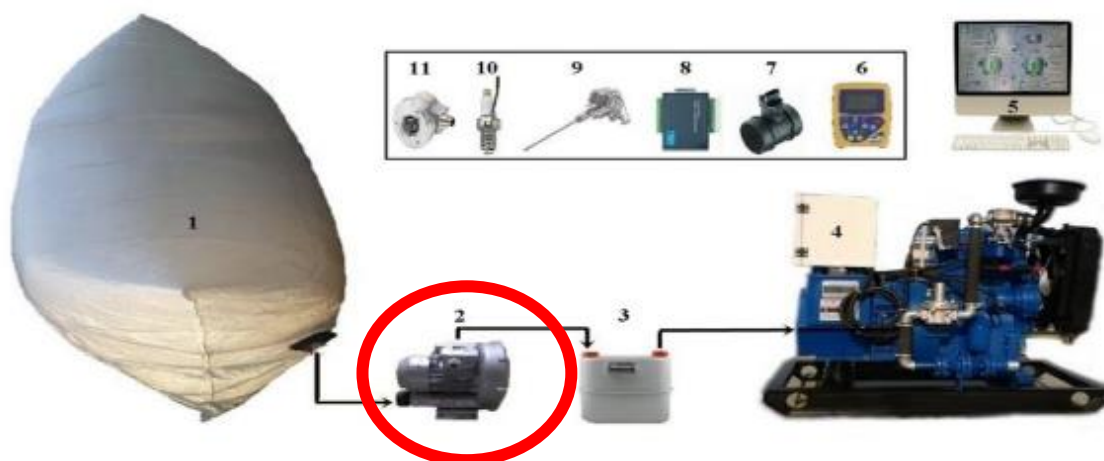
Figura 05 – Pressurização de combustível através de placas



Fonte: REDDY, 2016

Mustafa *et al.* (2018), em seu experimento, vide Figura 06, para análise do efeito da razão de CO₂ no biogás em relação a vibração e performance de um motor de ciclo Otto, verificou a necessidade de utilização de um soprador elétrico para sucção do biogás contido no balão direcionador e posterior condução deste combustível para processos posteriores de dessulfurização e desumidificação, até a entrada no motor de combustão.

Figura 06 – Pressurização de combustível através de soprador elétrico



Fonte: MUSTAFA et al., 2018

Yusuf *et al.* (2018), enfrentou o mesmo problema de condução de biogás do balão acumulador até o motor de combustão em seu experimento que aborda à análise da performance de um gerador movido a biogás utilizando redes neurais artificiais, onde o mesmo recorreu a outro soprador elétrico, de forma a suprir a demanda do motor por combustível gasoso.

Segundo Valiente (2006), houve grande evolução técnica nos sistemas de conversão de GNV para atenderem a maior rigidez nas regulações de emissões de poluentes. Essa evolução pode ser expressão como “geração de kits de conversão” distribuídas em 5 gerações, atualmente a geração mais evoluída atende as novas exigências de emissões de poluentes e se adaptam em veículos com injeção eletrônica multiponto.

3.5 Misturadores utilizados em kit's de conversão a gás natural

No contexto ambiental e econômico descrito nos tópicos acima, levam a necessidade da utilização de combustíveis gasosos, como o GNV e biogás, ambos compostos basicamente por hidrocarbonetos leves com preponderância do metano. Porém como

comentado, a utilização destes combustíveis exige a instalação de um kit de conversão aplicado em motores convencionais, sendo o mesclador ou misturador, o componente onde ocorre a mistura do ar admitido com o combustível injetado. Onde este apresenta grande impacto em relação a problemas, como: perda de potência no motor, aumento do consumo de combustível e aumento na emissão de poluentes, por exemplo.

Tendo em vista tais problemas, é necessário analisar a seção de mistura combustível gasoso/ar através de um estudo de escoamento. Onde o principal objetivo é a busca pela maior homogeneidade da mistura que passa pelo misturador, visando uma relação estequiométrica ideal dos gases, proporcionando assim maior eficiência e menor emissão de poluentes pelos motores adaptados ao uso de GNV ou biogás.

Kulkari e Arali (2013), conseguiram o aumento do desempenho de um motor a biogás através da implementação de um fluxo turbulento pressurizado em um carburador, causando melhora na eficiência volumétrica e na homogeneização da mistura, bem como no aumento da velocidade de propagação e orientação da chama na combustão.

Mardani (2004), desenvolveu três componentes (misturador, dispositivo para turbulência e resfriador de combustível) para implementar em um sistema de admissão de um motor a gás natural afim de produzir um fluxo turbulento pressurizado de biogás, com maior volume de combustível no sistema de admissão, o qual é uma condição ideal para motores a gás natural comprimido. As instalações desse dispositivo aumentaram 5,5%, 5% e 3%, respectivamente, a performance do motor quando comparados com as condições originais de operação do sistema.

Os sistemas de injeção eletrônica podem ser classificados como sistemas monoponto ou multiponto. Os sistemas multiponto são aqueles em que há uma válvula injetora para cada cilindro, enquanto os sistemas monoponto são aqueles que possuem apenas uma válvula injetora para todos os cilindros do motor. Os sistemas modernos de injeção fabricados são multiponto, no entanto, no presente trabalho a ênfase é direcionada ao sistema monoponto de injeção.

Os mescladores são apenas uma pequena parte dos kits de conversão e seu posicionamento em motores com sistema de injeção monoponto pode ser visualizado na Figura 32 (vide anexo).

Nota-se que a posição de inserção do misturador se dá exatamente antes da passagem da mistura ar/combustível pelo corpo de borboleta. O ar, comburente, provindo do

meio externo mistura-se com o combustível gasoso injetado, daí o nome misturador ou mesclador.

Ao sair do misturador, a mistura é distribuída através do coletor de admissão para os diversos cilindros existentes no motor, onde é imprescindível que em cada cilindro a mistura seja estequiométrica e homogênea, caso contrário ocorrerão queimas incompletas, havendo aumento na emissão de poluentes e perda de eficiência térmica do ciclo termodinâmico do motor.

Pode-se afirmar que o objetivo básico do sistema de injeção monoponto é propiciar a melhor queima possível entre os componentes da mistura combustível/comburente. A melhor queima possível reduz a emissão de poluente, aumenta o rendimento térmico e diminui o consumo de combustível. Para tanto, alguns aspectos devem ser observados e obedecidos no trajeto da mistura até sua chegada e queima nos cilindros, tais como: razão estequiométrica ideal, atomização uniforme da massa de combustível na massa de ar e tempo para que a mistura seja queimada por inteiro (CASTRO, 2008).

A razão estequiométrica ideal é imprescindível para que a queima ideal aconteça e o objetivo do sistema de injeção eletrônica seja alcançado de modo satisfatório. Para isso, os sistemas de injeção funcionam através do fluxo de informações recebidas pelos sensores, processadas na unidade de comando e enviada aos atuadores.

O papel específico do mesclador é garantir a boa atomização da mistura. Tal fenômeno é função do regime de escoamento e da geometria da seção da mistura. Escoamentos turbulentos tem como característica física o aumento da capacidade de mistura, devido a presença de vórtices. Cabe ressaltar que para haver uma queima completa de combustível a mistura deve ser tanto estequiométrica como homogênea. O papel do mesclador é exatamente contribuir para o alcance de tal mistura homogênea (CASTRO, 2008).

Assim, de forma resumida, a motivação geral do estudo de diferentes geometrias de mesclador é a busca de uma maior homogeneidade da mistura que passa pelo mesmo, visando uma relação estequiométrica ideal dos gases, proporcionando assim maior eficiência e menor emissão de poluentes pelos motores adaptados com kit's de conversão.

3.6 Regimes de Escoamentos

Os primeiros estudos específicos sobre turbulência são atribuídos a Osborne Reynolds e Lorde Rayleigh (ABRUNHOSA, 2003). Em 1883, Reynolds, em suas experiências mostrou que os escoamentos fluidos mudam de um estado predizível e ordenado

para um estado desordenado e caótico quando certo parâmetro adimensional, o número de Reynolds (Re) atinge um valor crítico. Em sua investigação de escoamentos no interior de tubos, ele estabeleceu a existência de dois regimes de escoamento: o laminar e o turbulento, observando também os valores críticos do número de Reynolds (ABRUNHOSA, 2003).

Nos escoamentos laminares notam-se estruturas de deslizamento suave dos fluidos em camadas, ou lâminas. Neste tipo de escoamento não há mistura macroscópica de camadas adjacentes do fluido. Já nos escoamentos turbulentos nota-se uma estrutura de movimentos aleatórios tridimensionais das partículas fluidas, e percebe-se em nível macroscópico a mistura de camadas adjacentes do fluido no escoamento. Cabe ressaltar que a laminaridade e a turbulência são características dos escoamentos e não dos fluidos, que estes podem ser classificados quanto à viscosidade e compressibilidade. (CASTRO, 2008).

3.6.1 Escoamento Laminar

Primeiramente pode ser dito que a estrutura do escoamento laminar é caracterizada pelo movimento suave em lâminas ou camadas (FOX, 1998). Sendo assim, no escoamento laminar não há mistura macroscópica de camadas adjacentes do fluido, e as camadas deslizam de modo suave em lâminas. Um escoamento que seja completamente limitado por superfícies sólidas é denominado escoamento interno. Um exemplo deste tipo de escoamento se dá em um duto cilíndrico de diâmetro constante. A ilustração deste escoamento pode ser vista na Figura 33 (vide anexo).

Alguns comentários podem ser feitos tendo base a Figura 33 (vide apêndice). Primeiramente cabe ressaltar que, para escoamentos internos, o que mantém a vazão do fluido entre duas extremidades é a diferença de pressão, assim o fluido escoar no sentido do gradiente negativo de pressão.

Em primeiro lugar, pode-se fazer referência aos efeitos causados pelo atrito nas paredes. As partículas de fluido em contato com as paredes do duto se mantêm estáticas devido ao efeito das tensões de cisalhamento e viscosidade, cujo dão origem às camadas limite. Devido às interações entre as camadas adjacentes do fluido, os efeitos viscosos passam a ocupar toda a área de seção transversal do escoamento quando ocorre uma fusão das camadas limite a uma determinada distância da entrada do duto, denominada de comprimento de entrada (Le), que para escoamentos laminares, aceita-se a correlação descrita na Equação 25, abaixo:

$$Le/d = 0,06Re \quad (25)$$

A correlação é dependente do diâmetro do duto e do parâmetro adimensional de Reynolds, dado pela Equação 26:

$$Re = U \cdot d / \nu \quad (26)$$

Em que “U” é o valor da velocidade do escoamento não perturbado, “d” é o diâmetro do duto e “ν” é a viscosidade cinemática do fluido. Admite-se que para escoamentos internos o valor de transição do escoamento laminar para escoamento turbulento ocorra para um número de Reynolds de aproximadamente 2300.

Os efeitos das paredes sobre o escoamento afetam sensivelmente o comportamento da velocidade longitudinal. Para um escoamento incompressível, a conservação da massa exige que a velocidade na linha de centro do tubo aumente com a distância da entrada. Para que haja a concordância com a lei de conservação da massa, a velocidade média em qualquer seção transversal deve se igualar a velocidade de referência na entrada do duto. (U). Sendo assim, o perfil de velocidade longitudinal sofre variação até alcançar a estabilidade, fato observado na Figura 33 (vide anexo).

Quando a estabilidade do perfil é alcançada, diz-se que o escoamento é completamente desenvolvido. Isto ocorre exatamente no ponto aonde as camadas limite se fundem. Em outras palavras, o comprimento de entrada marca o ponto de fusão das camadas limite e do desenvolvimento completo do perfil de velocidade; neste ponto diz-se que o escoamento é completamente desenvolvido e a velocidade passa a ser função exclusiva do raio. A partir da região de escoamento completamente desenvolvido, a queda de pressão ao longo do duto torna-se linear. Ou seja, a queda mais brusca de pressão ocorre nos pontos mais próximos à entrada do duto.

3.6.2 Escoamento Turbulento

Os escoamentos laminares possuem uma teoria bastante desenvolvida, e muitas soluções são conhecidas, no entanto quando se trata de escoamentos turbulentos a teoria existente é ainda semi-empírica, baseada em análise dimensional, constatações experimentais macroscópicas e raciocínios físicos.

A transição à turbulência, de acordo com Reynolds (1883), é caracterizada pelo aparecimento de instabilidades num escoamento, originalmente estável (laminar), as quais se multiplicam por um processo não linear e degeneram-se finalmente em um regime turbulento

(SILVEIRA NETO, 2003). O modo como ocorre a geração e amplificação das instabilidades divide os escoamentos em duas classes: escoamentos livres e escoamentos parietais.

Simultaneamente aos trabalhos experimentais de Reynolds, Rayleigh desenvolveu análises teóricas sobre instabilidades de escoamentos paralelos de fluidos invíscidos, mostrando que as condições necessárias para que tais escoamentos se tornem instáveis é a inflexão do campo de velocidades. A Figura 34 (vide anexo) mostra o campo de velocidade inflexional observado nos trabalhos de Rayleigh.

Os escoamentos cisalhantes livres, de acordo com Rayleigh, transicionam devido a geração de instabilidades ocasionadas pela inflexionalidade do campo de velocidades. Sendo assim a transição é possível mesmo para fluidos invíscidos, e ocorre em jatos e esteiras (SILVEIRA NETO, 2003).

Aceita-se como critério de controle dos escoamentos, que o parâmetro rege a laminaridade ou a turbulência dos escoamentos seja o número de Reynolds, no qual é a relação entre as forças inerciais e forças viscosas. Também pode ser dito que este parâmetro indica a razão entre os efeitos advectivos e difusivos. Os efeitos advectivos são amplificadores das instabilidades geradas pela viscosidade junto às paredes, e os efeitos difusivos são amortecedores destas instabilidades. Sendo assim, claramente pode ser observado que a turbulência ocorre a altos valores do número de Reynolds, uma vez que os efeitos que amplificam as instabilidades devem ser muito maiores do que os efeitos amortecedores (CASTRO, 2008).

Cabe ressaltar que a turbulência é uma característica do escoamento e não do fluido, e seu estudo está incluso dentro do conceito do contínuo, uma vez que a escala dos menores comprimentos ainda é superior à escala do livre caminho médio entre as moléculas do fluido. Sendo assim, a dinâmica do escoamento é regida pelas equações de *Navier-Stokes*.

Em relação as características físicas da turbulência, a mesma caracteriza-se por ser um fenômeno tridimensional, instável e irregular. Pelo fato da dificuldade de predição determinística, utiliza-se uma abordagem estatística para as formulações.

Uma importante característica da turbulência é a alta difusibilidade, ou seja, a grande capacidade de mistura de propriedades presente neste regime de escoamento. A mistura no escoamento turbulento é muitas ordens de grandeza superior à capacidade de mistura em escoamentos laminares. Esta característica é de suma importância prática para este trabalho, pois implica na homogeneização da mistura combustível gasoso/ar e consequente melhoria no processo de combustão e diminuição de emissão de poluentes.

A turbulência também é globalmente desordenada no tempo e no espaço, com várias escalas de estruturas envolvendo uma grande gama de comprimentos de onda, de comportamento microscópico imprevisível e que possui estruturas coerentes em nível macroscópico (LESIEUR, 1997). Essas estruturas coerentes podem ser percebidas em camadas limite, em camadas de mistura, na esteira de Von-Karman, nos chamados turbilhões de Kelvin-Helmholtz e embora possam ser similares em sua forma, nunca são iguais (AMBRUNHOSA, 2003). Trata-se então da característica randômica ou aleatória da turbulência, conforme observado na Figura 35 (vide anexo), onde permite-se a observação das estruturas macroscópicas coerentes.

Outra característica presente nos escoamentos turbulentos são as flutuações tridimensionais de vorticidade. A vorticidade é definida como sendo o rotacional do campo de velocidade. Sabe-se que escoamentos turbulentos possuem vórtices diferente de zero pelo menos em algumas regiões do espaço, ou seja, escoamentos turbulentos são necessariamente rotacionais. A vorticidade é gerada fisicamente pelo estiramento de vórtices (*'stretching vortex'*), que é um fenômeno puramente tridimensional (CASTRO, 2008).

Escoamentos turbulentos possuem estruturas macroscópicas, as chamadas grandes escalas, e estruturas microscópicas, denominadas de pequenas escalas, de ordem micrométrica. O tamanho das maiores estruturas rotacionais é limitado pelo domínio da geometria do escoamento, e os menores vórtices são limitados pela viscosidade cinemática do fluido. A estrutura a qual se encontram variados tamanhos de vórtices é denominada cascata dissipativa.

As grandes escalas dissipam muito pouca energia e transportam quase totalidade da quantidade de movimento do escoamento. Nestas escalas, a produção de energia cinética turbulenta é muito maior do que a dissipação de energia. As pequenas escalas dissipam quase toda a energia cinética do escoamento, sendo que possuem quantidade de movimento desprezível. O equilíbrio termodinâmico da turbulência ocorre quando a produção de energia cinética turbulenta nas grandes escalas é equivalente a dissipação desta energia nas pequenas escalas. Se a energia recebida pelas pequenas escalas for superior à dissipação, ocorre um aumento na intensidade de turbulência no escoamento (CASTRO, 2008).

Caso a dissipação da energia seja maior do que a energia recebida pelas pequenas escalas, o escoamento turbulento entra em decaimento, e a tendência é a relaminarização. Deste modo diz-se que a turbulência é um fenômeno dissipativo, pois caso não haja constante geração de energia, a turbulência decai até ser dissipada, como pode ser visto na Figura 36

(vide anexo). O decaimento pode fazer com que aconteça a relaminarização do escoamento (CASTRO, 2008).

3.7 Cargas Elétricas e o Gerador de Energia

Os parágrafos desta seção, descritos abaixo, foram adaptados do “Manual de aplicações para Grupos Geradores arrefecidos a água”, produzido por CUMMINS, 2008:

As características e a especificação de um conjunto de cargas alimentadas por um grupo gerador variam conforme o seu tipo de aplicação e o seu “regime de operação”. Em geral, os tipos de aplicações nas quais os grupos geradores são utilizados podem ser subdivididos em três “classificações de trabalho” principais: “*Standby*”, “*Prime*” e “*Contínua*”.

Um grupo gerador utilizado numa aplicação do tipo “*Standby*” funciona como “uma reserva” para a fonte principal de energia e espera-se que este equipamento não seja utilizado com frequência. Grupos geradores classificados como “*Prime*” funcionam durante um número ilimitado de horas e são a principal fonte de energia para diversos tipos de carga, de modo que as características dos equipamentos que recebem a classificação “*Prime*” correspondem, em geral, à 90% das características dos equipamentos que recebem a classificação “*Standby*”. Em aplicações do tipo “*Contínuo*”, o grupo gerador deve produzir seus valores nominais de tensão e potência durante um número ilimitado de horas, sob carga constante. Nestas aplicações onde o grupo gerador pode trabalhar conectado em paralelo com a fonte principal de energia. Assim, as características dos equipamentos que recebem a classificação “*Contínua*” correspondem, em geral, à 70% das características dos equipamentos que recebem a classificação “*Standby*”.

A energia elétrica exigida por muitos tipos de carga pode ser consideravelmente maior durante o seu procedimento de partida do que a energia exigida para o seu funcionamento estável e contínuo (a maioria das cargas acionadas por motores não utiliza qualquer tipo de equipamento de partida suave - “*soft start*”). Algumas cargas também apresentam picos de consumo de energia durante os períodos em que estão sendo utilizadas para realizar uma tarefa, diferente do seu consumo de energia quando estão simplesmente ligadas à rede elétrica (por exemplo, equipamentos de solda e equipamentos de diagnóstico por imagem).

Durante a partida de uma carga ou em condições de funcionamento onde hajam picos de consumo de energia, cargas transientes súbitas podem provocar alterações na tensão

e na frequência produzida pelo gerador. Estas alterações podem ser prejudiciais, pois podem ser grandes o suficiente para impedir uma partida bem-sucedida da carga, ou ainda, prejudicar o funcionamento apropriado da carga caso o gerador tenha sido subdimensionado.

Um grupo gerador é uma fonte de energia com capacidade limitada, tanto em relação à potência do seu motor (kW) quanto em relação à potência do seu gerador (kVA), e, isso independe do tipo do seu sistema de excitação. Como resultado, as mudanças nas cargas podem causar o surgimento de transientes de tensão e de frequência. Em muitas aplicações, pode ser aconselhável limitar a quantidade de cargas simultâneas que são conectadas ou às quais é dada partida por meio do grupo gerador. Normalmente, as cargas devem ser conectadas ao grupo gerador de maneira sequencial de modo a reduzir o esforço exigido durante as partidas e, conseqüentemente, fazer com que seja necessário o uso de um gerador de menor capacidade. Isto exige um sistema para controle (e monitoramento) das cargas, assim como, equipamentos para comutar as cargas ao gerador.

Para esta finalidade é normal que sejam utilizados diferentes tipos de chaves de transferência. As chaves de transferência individuais podem ser ajustadas para conectar cargas em diferentes momentos, utilizando sistemas de comutadores padrão equipados com dispositivos de retardo de tempo, fazendo com que as cargas sejam conectadas de maneira escalonada. O tempo de retardo recomendado é de alguns poucos segundos entre uma conexão e outra, pois isso permite que o gerador estabilize a sua tensão e a sua frequência entre as etapas de conexão das cargas. As cargas que consomem mais energia durante a sua partida, como os grandes motores, devem ser conectadas enquanto ainda houver uma quantidade mínima de cargas conectadas ao gerador.

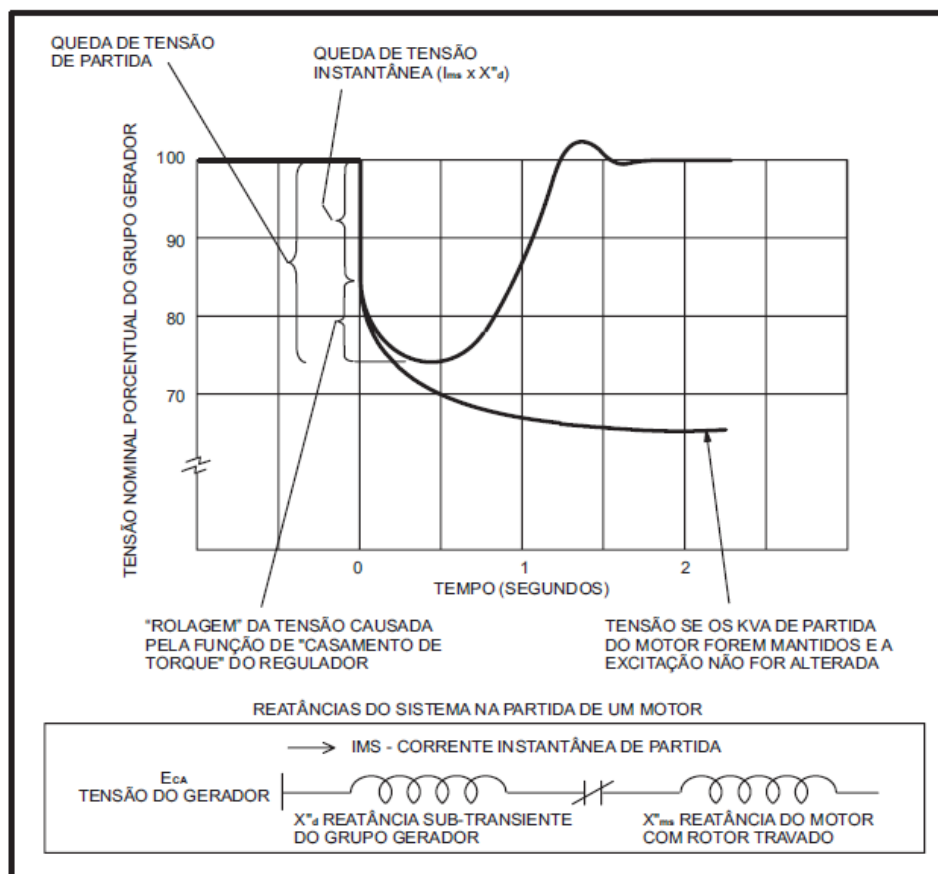
Em relação a estações de tratamento de esgoto os tipos mais comuns de cargas elétricas são aquelas relacionadas à iluminação e motores elétricos acionando bombas. No tocante a cargas de iluminação, os cálculos para a energia consumida em iluminação são bastante objetivos, a soma da potência das lâmpadas ou acessórios de iluminação, ou ainda, a soma da potência exigida pelos circuitos de iluminação somada com a potência exigida pelos reatores.

No tocante a motores elétricos, a quantidade de inércia de uma massa em rotação, como um conjunto formado por um motor e sua carga, corresponde a uma medida de sua resistência à aceleração pelo torque de partida do motor. O torque de partida de um motor elétrico exige mais potência do grupo gerador do que quando o motor está em funcionamento. Entretanto, ao invés de fazer quaisquer cálculos mais detalhados, em geral, é suficiente determinar se as cargas são de alta inércia ou de baixa inércia, com o objetivo de se

determinar os valores de potência que devem ser fornecidos aos motores para a sua partida, assim como, para acelerar as cargas mecânicas conectadas a estes motores.

Durante uma partida direta, um motor de grande porte conectado a um grupo gerador representa uma carga de baixa impedância enquanto está com o rotor travado ou na condição de inércia inicial (parado). O resultado disso é um pico com alto valor de corrente que, normalmente, equivale a seis vezes a corrente nominal do motor. Este pico de corrente provoca uma queda na tensão do gerador (vide Figura 07), que corresponde à soma da queda de tensão transiente instantânea mais a queda de tensão de recuperação. Caso o motor (mecânico) do grupo gerador diminua lentamente sua rotação devido a uma grande demanda de potência para a partida do motor elétrico, a queda de tensão transiente torna-se excessiva à medida em que o regulador de tensão do sistema de excitação do alternador reduz a tensão de excitação para auxiliar na retomada de rotação do motor (mecânico) do grupo gerador.

Figura 07 – Queda transiente de tensão



Fonte: CUMMINS, 2008.

Como comentado anteriormente, existem diversos tipos de sistemas que permitem efetuar a partida de motores utilizando tensão reduzidas, possibilitando reduzir o consumo de

potência durante a partida de um motor em aplicações nas quais a partida utilizando um torque reduzido é aceitável. Com o uso de uma potência reduzida para a partida de um motor, pode-se também reduzir a queda de tensão causada no gerador, em consequência disso, é possível utilizar um grupo gerador de menor porte assim como efetuar uma partida mecânica mais suave.

Em relação aos sistemas de bombeamento e sopradores de ar muito utilizados em ETE's, o método mais utilizado para acionamento dos motores trifásicos que acionam estes equipamentos são a partida direta e *soft-starter* (partida “suave”). Neste caso a partida direta é efetuada conectando-se o motor diretamente à da linha de alimentação de tensão e aplicando-lhe a tensão total. Porém, é possível reduzir o consumo de potência e o esforço exigido do grupo gerador caso se utilize algum método de partida com tensão reduzida ou por meio de um “*soft starter*” eletrônico (ou seja, um sistema de partida com semicondutores de potência). Neste caso, é possível utilizar um grupo gerador de menor porte para efetuar a mesma tarefa. Entretanto, recomenda-se tomar cuidado ao aplicar qualquer um destes métodos de partida com tensão reduzida, pois o torque do motor (elétrico) varia em função da tensão aplicada e qualquer método que reduza a tensão durante a partida de um motor também reduzirá o seu torque de partida. Estes métodos de partida “suave” devem ser utilizados somente para motores com cargas mecânicas de baixo momento de inércia, ou então, nos casos em que se possa determinar que o motor produzirá torque necessário para a sua aceleração durante a partida.

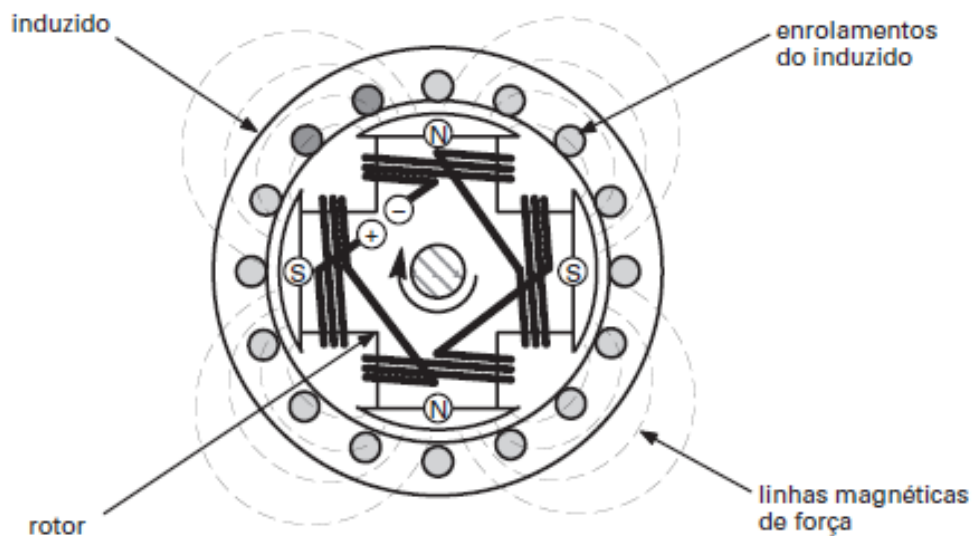
Estes métodos de partida podem produzir correntes de pico muito elevadas durante a transição entre a partida do motor e o instante em que o motor atinge sua velocidade normal de funcionamento, ou seja, seu regime permanente. Caso o sistema de partida tente efetuar a transição antes que o motor atinja a sua rotação normal de funcionamento, a demanda de corrente e potência sobre o grupo gerador será quase a mesma que nos casos de uma partida direta. Caso o motor não consiga atingir uma rotação próxima à sua rotação normal de funcionamento antes que o sistema de controle de partida efetue a transição, podem ocorrer quedas excessivas de tensão e de frequência no grupo gerador que alimenta o sistema.

Em relação a cargas monofásicas dispostas, por exemplo, em uma ETE, as mesmas devem ser distribuídas de maneira tão uniforme quanto possível entre cada uma das três fases de um grupo gerador trifásico, com o propósito de utilizar plenamente a capacidade do gerador e limitar o desbalanceamento de tensão. Por exemplo, um desbalanceamento de carga monofásica de apenas 10% pode exigir a limitação da carga trifásica balanceada para não mais que 75% da capacidade nominal. Para ajudar a evitar o superaquecimento e falhas

prematuras do isolamento em motores trifásicos, o desbalanceamento de tensão deve ser mantido abaixo do limite de 2%, aproximadamente.

Quando se fala em gerador (ou alternador de energia), o mesmo é acoplado ao motor de combustão, e tem a função de converter energia mecânica em energia elétrica. Tal componente consiste essencialmente de um rotor e de um induzido, como mostrado na seção em corte da Figura 08. O rotor transporta o campo magnético do gerador (mostrado como quatro pólos), o qual é posto em rotação pelo motor de combustão interna. O campo magnético é alimentado por uma fonte de CC (corrente contínua) chamada de excitador, a qual é conectada aos terminais “+” e “-” dos enrolamentos do campo.

Figura 08 – Seção transversal de um gerador 4 pólos



Fonte: Cummins, 2008.

O gerador é construído de tal forma que as linhas de força do campo magnético cortam perpendicularmente os enrolamentos do induzido quando o motor gira o rotor, induzindo uma tensão nos elementos do enrolamento do induzido. A tensão em quaisquer elementos do enrolamento é invertida toda vez que a polaridade é mudada (duas vezes a cada rotação em um alternador de quatro pólos).

Normalmente, um gerador tem quatro vezes mais “bornes de enrolamento” do que o mostrado e é “enrolado” para obter uma saída senoidal, alternante, monofásica ou trifásica. A tensão induzida em cada elemento do enrolamento depende da intensidade do campo (que pode ser representada por uma densidade maior das linhas de força), da velocidade de rotação com que as linhas de força cortam os elementos do enrolamento, e do “comprimento do enrolamento”. Assim sendo, para variar o valor da tensão de saída em um gerador de um

determinado tamanho e com uma determinada velocidade de rotação, é necessário variar a intensidade do campo magnético. Isto é feito pelo regulador de tensão, que controla a saída de corrente do excitador.

Quando se dá partida em motores elétricos (carga), ocorre uma queda repentina de tensão que consiste, principalmente, de uma combinação da queda de tensão instantânea causada pela baixa impedância de partida do motor elétrico, combinada com a queda de tensão resultante da resposta do sistema de excitação.

A Figura 07 ilustra estes dois componentes que, combinados, correspondem à queda de tensão transiente. A queda de tensão instantânea é simplesmente o produto do valor da corrente elétrica com o rotor do motor elétrico travado pelo valor da reatância subtransiente do grupo gerador. Esta queda de tensão ocorre antes que o sistema de excitação possa responder com um aumento da corrente de campo e, conseqüentemente, esta queda de tensão não é afetada pelo tipo de sistema de excitação. Esta queda inicial de tensão pode ser seguida por uma queda posterior causada pela função de “casamento de torque” do regulador de tensão que reduz a tensão para não sobrecarregar o motor do grupo gerador caso seja detectada uma redução significativa da velocidade rotação. Um grupo gerador deve ser projetado de modo a otimizar o tempo de retomada e, ao mesmo tempo, evitar quaisquer instabilidades ou evitar que haja um esforço excessivo do motor do grupo gerador.

4 METODOLOGIA

Adotando como metodologia para realização do trabalho de pesquisa, cabe destacar algumas ações fundamentais à realização do projeto, onde devem ser citados os seguintes procedimentos de forma sumarizada:

- ✓ No primeiro momento, incorporando como parte do objetivo e por força da necessidade de se ter um equipamento adequado para execução da pesquisa, realizou-se a manutenção corretiva do grupo gerador, que se encontrava deteriorado pelo mal acondicionamento durante anos, de forma a torná-lo disponível para testes, aumentando assim o grau de confiabilidade do equipamento em estudo;
- ✓ Ainda como escopo do projeto, objetivou-se adaptar o kit de injeção de gás natural, com a inclusão de compressor de sistema de condicionamento de ar

automotivo a partir da disponibilidade de trabalho útil do motor no eixo de manivela, como parte integrante das ações de adequação à infraestrutura de pesquisa. Para isso foi proposto e executado um arranjo experimental que permitissem o teste do equipamento na forma original em que é concebido, por exemplo, em uma ETE (sem a condução forçada de combustível para o motor), bem como a possibilidade de acionamento do sistema de compressão proposto e seus acessórios, sem a necessidade de rearranjo experimental para este cenário de teste.

- ✓ De forma a validar a proposta experimental deste trabalho, foi incluído nos objetivos a realização de um projeto básico do sistema de teste de desempenho do motogerador com dois tipos de cargas elétricas: indutiva (através de um motor de indução elétrica), e resistiva (através de um banco de resistência), de forma a possibilitar a mensuração e desempenho de parâmetros elétricos e de desempenho do equipamento aplicado à cargas elétricas reais e comumente encontradas em ETEs.
- ✓ Por fim, objetivando o aprimoramento do sistema de admissão do Motor de Combustão Interna (MCI), foram planejados testes comparativos de simulação fluidodinâmica computacional com misturadores comerciais de geometrias distintas, vistas este ser um componente do kit de conversão de motores à gás natural de elevado impacto no ato da homogeneização da mistura ar/combustível gasoso e perda de carga. Também foram realizados testes de simulação computacional da combustão utilizando GASEQ de forma averiguar os parâmetros adquiridos em testes reais, em comparação com os dados adquiridos em testes simulacionais.

4.1 Aparato experimental

4.1.1 *Histórico de Condicionamento do Aparato Experimental*

A presente pesquisa com motor a biogás inicia-se através da utilização de um gerador doado pela EMBRAPA, utilizado inicialmente em uma pesquisa para geração de energia através do biogás obtido a partir do líquido residual do beneficiamento da casca do coco verde, conhecido como LCCV, de forma a implantar um sistema de geração de energia autossustentável a biogás em uma usina de beneficiamento da casca do coco verde.

Tal gerador, fruto de uma parceria EMBRAPA/Universidade Federal do Ceará, era utilizado como protótipo para o desenvolvimento de um equipamento apropriado a combustão daquele tipo de biogás, em que o direcionamento do trabalho estaria voltado a utilização de motor de combustão interna de ciclo Otto acoplado a um gerador de energia trifásico. Este equipamento apresentava-se montado na EMBRAPA, porém seu alto grau de deterioração Figura 09 e falta de manutenção impossibilitava o seu funcionamento.

Figura 09 – Motor disposto na EMBRAPA.



Fonte: Próprio autor.

O desenvolvimento deste equipamento se deu inicialmente com a aquisição de um motor Volkswagen, ano 2008, modelo AP 2000 e um gerador de corrente alternada de 96 KVA (marca Kohlbach). O motor foi projetado de fábrica para operar com gasolina como combustível, mas para efeitos de pesquisa foi adaptado, através da utilização de um kit de conversão de combustível, para que possa operar com gás natural e biogás. Este kit utilizado no motor é de 2ª Geração que, embora simples, pode ser empregado no grupo-gerador.

O sistema eletrônico de controle do grupo-gerador (motor e gerador), juntamente com o quadro elétrico do mesmo, estão acondicionados em armário de aço, com um sistema de monitoramento e um sistema de controle.

Este sistema é composto de módulo de injeção eletrônica, chave comutadora, gerenciador de bico injetor, relés de acionamento, regulador de velocidade eletrônico e periféricos.

O quadro elétrico original do motor foi composto de transformadores de corrente, disjuntores, amperímetro, frequencímetro, contator auxiliar, relé temporizador, regulador de velocidade e periféricos. Devido a obsolescência e defeito de alguns instrumentos contidos no mesmo, optou-se pela instalação de um multimedidor de grandezas elétricas da marca WEG, modelo MMW02-M, de forma a ser possível a verificação das grandezas de forma remota, via computador e o armazenamento de dados dos ensaios laboratoriais. Para a instalação deste novo equipamento foram necessárias desde a exclusão de itens, como amperímetro, frequencímetro, relé temporizador e periféricos, até mesmo a adequação do quadro elétrico para sua disposição.

Por conta de inatividade prolongada o referido moto-gerador sua funcionalidade foi drasticamente comprometida. Desta forma, fez-se necessário o serviço de limpeza, reparo e manutenção em uma oficina especializada para grupo-geradores, a fim de garantir o bom funcionamento do objeto bem como a segurança dos que o utilizarão. Assim, este foi retirado da EMBRAPA e levado diretamente para a oficina especializada, onde foi desacoplado o alternador do motor para que os dois componentes seguissem roteiros de manutenção distintos e paralelos temporalmente.

Inicialmente realizou-se a manutenção do gerador de energia (também chamado de alternador), onde a sua desmontagem completa foi realizada para que todas as peças fossem lavadas com água, de forma que, a realização de inspeção e teste no enrolamento do alternador fosse viabilizada. Este teste, que utiliza um equipamento chamado megômetro Figura 40 (vide em apêndice), tem por finalidade medir valores elevados de resistências elétricas onde outros aparelhos, como o ohmímetro, por exemplo, não conseguem medir.

Para finalizar a manutenção do alternador, os enrolamentos das bobinas do estator foram amarrados novamente e envernizados Figura 41 (vide em apêndice) de forma a melhorar tal isolamento, assim como os rolamentos dianteiro e traseiro que apoiam o rotor foram inspecionados e constatados que estavam em boas condições de operação. Após o equipamento montado, o mesmo foi submetido à pintura e transportado para o laboratório didático da UFC.

Em relação ao motor de combustão interna, o serviço requerido envolveu atividades de limpeza, recuperação e requalificação de cilindros de armazenamento de combustível, retifica no motor e recuperação dos demais componentes contemplando todos os

itens necessários ao reparo, tais como a retificação do bloco do motor, retificação do eixo de manivelas, retificação de bielas, retificação do cabeçote (também conhecido como tampão) e limpeza de válvulas de admissão e descarga (vide Figura 43 em apêndice), recuperação de pistões (vide Figura 42 em apêndice), troca de óleo lubrificante e filtros de ar, lubrificante e combustível e pintura da base de disposição do equipamento.

Além dos serviços de manutenção descritos acima, fez-se necessário a reposição de itens essenciais ao bom funcionamento do motor, tais como bronzinas, jogo de juntas, bomba de óleo, água e de combustível, tensor e correia dentada, jogo de velas e cabos de velas, bobina e bateria.

4.1.2 Sistema de Alimentação de Combustível

Abaixo segue a descrição dos itens presentes e que serão utilizados no experimento, suas principais características técnicas, juntamente com alguns dos registros fotográficos de cada componente, os demais encontram-se nos apêndices deste trabalho.

a) Cilindro de abastecimento com manômetro:

O cilindro armazena o combustível comprimido a uma pressão de 220 kgf/cm². O mesmo é moldado a partir de tubos sem costura ou por embutimento em chapa plana, geralmente fabricados em liga de Cromo e Molibdênio. Existem também cilindros fabricados em Alumínio com reforço em fibra de carbono, mais leve, porém com alto custo. O mesmo deve ser testado a cada 5 anos da data do último teste, onde o serviço consiste no re-teste do mesmo, inspeção na válvula do cilindro e dispositivo de segurança, substituindo-os se necessário, seguido de jateamento e pintura.

A figura 44 (vide apêndice) mostra o kit de abastecimento que será usado neste trabalho. O mesmo é composto por cilindro de gás, válvula de segurança, regulador de pressão, manômetro e válvula de regulagem de pressão, de forma a fornecer pressão de combustível de 1 a 3 bar e vazão de até 24 kg/h, para alimentação do motor. O regulador de pressão (ou “rodogás”) disposto no kit de abastecimento será utilizada neste experimento para simular a pressão de biogás produzido por um biodigestor disposto em uma estação de tratamento de esgoto e conduzido a um motor de combustão. Tal regulador de pressão possui manômetro acoplado para medição contínua do volume percentual de gás contido no cilindro onde esta informação é enviada através de um sinal elétrico ao sistema de medição localizado na chave comutadora.

b) Válvula de abastecimento com manômetro do tipo “U”:

Esta válvula serve como um conector do tipo “engate rápido” destinado ao abastecimento do cilindro de gás. O mesmo deve possuir dispositivos de alívio de pressão e de retenção de fluxo em caso de irregularidade, além da identificação da pressão máxima de abastecimento. A válvula utilizada neste experimento, possui manômetro de coluna d’água, do tipo “U”, acoplado para medição mais precisa da pressão de biogás na linha de abastecimento.

c) Chave Comutadora:

A comutadora dual T1000 (modelo utilizado no trabalho) é um módulo eletrônico desenvolvido para atender os veículos com carburador ou com injeção eletrônica de combustível. O manômetro de pressão acoplado, junto ao kit de abastecimento, possui sensor infravermelho que informa eletronicamente a comutadora o volume de GNV no cilindro. Esta indicação é feita através de 5 (cinco) led’s indicadores de nível. O manômetro T800 (modelo utilizado neste trabalho) está disposto no regulador de pressão do kit de abastecimento e é responsável pela aferição da quantidade de combustível disposto no cilindro, conforme comentado.

d) Módulo de Injeção Eletrônica:

O módulo de injeção eletrônica executa uma vasta variedade de funções que são necessárias para controlar o veículo, como o controle da mistura de combustível, ponto de ignição, tempo de câmara de combustão variável e controle de emissões. Além do monitoramento constante do desempenho das emissões, supervisiona o funcionamento da bomba de combustível, ventilador de arrefecimento do motor e sistema de carregamento.

O modelo utilizado neste trabalho é fabricado pela Magnetti Marelli (IAW-1AVB), destinado a aplicação em motores Volkswagen AP 2000.

e) Gerenciador de bico:

O gerenciador de sensor de oxigênio (ou gerenciador de bico) é um dispositivo eletrônico que utiliza o mesmo sinal da sonda de lambda como parâmetro de funcionamento da mistura do combustível gasoso, ajustando a vazão de gás em função da relação estequiométrica dos gases. O fato de enviar um sinal para o módulo de injeção original do veículo impede que o sistema interprete uma falha, fazendo com que o módulo indique falha do sensor de oxigênio.

f) Redutor de Pressão:

Este componente reduz a pressão de gás do cilindro e permite que o gás seja injetado no motor a uma pressão adequada. Um redutor moderno assegura um ajuste preciso e estável da pressão, além de suprir gás nas mudanças de condições de operação do motor. Pode

possuir até três estágios de regulação, sendo que os redutores mais modernos do tipo 5ª geração possui apenas dois.

Primeiro estágio, com válvula solenoide acionada através da comutação da chave de gás, o mesmo é liberado com uma pressão de aproximadamente 220 kgf/cm² para o redutor de pressão. O gás flui para o diafragma de borracha que reduz a pressão de 220 kgf/cm² para 4,5 kgf/cm². A variação de pressão promovida pelo redutor reduz também sua temperatura até o ponto de se observar o congelamento externo, que pode ser controlado utilizando a própria água do sistema de arrefecimento.

Segundo estágio, a pressão sofre outra redução para cerca de 1,5 kgf/cm² de forma que o fluxo de gás não sofra variação com a queda de pressão no compartimento, a medida que o gás é consumido. Essa redução de pressão usa outro tipo de diafragma de borracha.

Terceiro estágio, o redutor fornece a quantidade de gás necessária ao motor, através de um dispositivo que regula a quantidade de gás em função da demanda requerida. Com a pressão de trabalho de 1 kgf/cm² o gás é finalmente aspirado pelo motor através da depressão do motor.

No presente trabalho são utilizados dois reguladores de pressão, o primeiro está instalado junto ao kit de abastecimento (vide Figura 44 em apêndice) e possui manômetro eletrônico para envio do sinal de pressão à chave comutadora, este tem por objetivo a redução de pressão do biogás para simulação das condições operacionais em uma ETE, onde este kit faz o papel do balão acumulador de combustível, conforme comentado anteriormente.

O segundo regulador de pressão está disposto após os filtros (vide figura 45 em apêndice), dispostos na mesma linha do compressor, que se encontra acoplado ao eixo manivela. O mesmo é responsável pela regulação de pressão de saída deste compressor para que seja fornecido combustível gasoso à pressão e vazão necessária para a operação do motor de combustão interna.

g) Misturador Ar/Gás:

Como comentado anteriormente, este componente é responsável por promover a homogeneidade da mistura do ar com o combustível gasoso, através do princípio de Venturi. O perfil do Tubo de Venturi é dimensionado em função de parâmetros como forma do escoamento, velocidade e pressão ao longo do perfil, ângulos de entrada e de saída, qualidade da superfície do perfil, razão da mistura e densidade do ar e do gás, para que haja variação de pressão corretamente determinada e distribuída ao longo do comprimento do misturador. A área da garganta do Venturi deve ser suficiente para permitir a mistura ar/gás adequada ao motor, porém limitando perdas de carga na admissão e consumo inadequado de combustível.

O misturador evidenciado na Figura 10 é fabricado em alumínio, revestido em borracha e disposto na linha de admissão de ar do motor, vizinho ao corpo de borboleta. O mesmo possui um tubo perpendicular a direção de fluxo de ar, utilizado no fornecimento de combustível gasoso.

A promoção do tubo de injeção de combustível localizado na área de escoamento de ar provoca elevada perturbação no escoamento, bem como perdas de carga e zonas de estagnação e não homogeneização da mistura ar/combustível. Fato este que vem a ser de grande impacto negativo no desempenho e rendimento do equipamento.

Figura 10 – Misturadores de ar/combustível de injeção pontual



Fonte: Próprio autor.

O misturador mostrado na Figura 11 possui tubo para injeção de combustível, porém a distribuição do mesmo no volume de controle onde ocorre a mistura se dá através de furos de diâmetros iguais, dispostos radialmente ao longo do comprimento da circunferência de menor diâmetro do Venturi.

Conforme visto na simulação fluidodinâmica nos próximos tópicos deste trabalho, existe a ocorrência de distribuição não uniforme de combustível ao longo da seção circular da mistura, fato que poderia ser solucionado através da variação dos diâmetros dos furos ao longo do comprimento da circunferência, de forma a equalizar as perdas de carga na distribuição do fluido e consequentemente o fornecimento do mesmo na seção transversal do misturador.

Figura 11 – Misturador de ar/combustível com distribuição radial



Fonte: Próprio autor.

Com objetivo de aferição de pressão a montante (pressão de entrada de ar antes do misturador), jusante (pressão de saída da mistura ar/combustível) e a pressão de entrada de combustível, fabricaram-se adaptadores em tecnil e latão (vide Figura 12) para que os mesmos fossem acoplados a estes componentes de forma a adquirir estas pressões e assim, estes dados fossem utilizados na análise teórica através de software de simulação fluidodinâmica.

Figura 12– Adaptadores para aferição de pressão de ar, combustível e mistura ar/combustível. (Os pontos de medição sinalizados com seta vermelha)



Fonte: Próprio autor.

A Figura 37 (vide em anexo) mostra os instrumentos a serem usados para aferição de pressão. Estes são: o amplificador de sinal Kistler do tipo 4618^a e sensor de pressão piezoresistivo Kistler tipo 4005B disponível em intervalos de pressão absolutos de até 250 bar. Aplicável em testes na faixa de temperatura de -40 ... 125 ° C. O mesmo utiliza uma Ponte de Wheatstone para gerar um elétrico sinal proporcional à pressão de entrada aplicada. O elemento de detecção é empacotado dentro de um alojamento de com rosca M5x0,5.

h) Sonda Lâmbda:

Este componente é responsável por gerar um sinal elétrico em função da quantidade de oxigênio presente nos gases de escape, para que o módulo de injeção eletrônica possa variar a quantidade de combustível injetado. O sensor consiste em um corpo de cerâmica poroso, cujo a superfície é provida de eletrodos de Platina permeáveis ao gás. A cerâmica se torna condutora em temperaturas elevadas, e a diferença do teor de oxigênio entre o lado do sensor em contato com o gás de exaustão e o lado em contato com o ar ambiente gera uma tensão elétrica (sinal) entre os eletrodos.

i) Motor de Passo:

Dispositivo responsável pelo ajuste da vazão ar/gás no coletor de admissão no motor do veículo. O motor de passo é instalado após o redutor de pressão, e controla a vazão de gás combustível através do sinal recebido do sensor de oxigênio. O sinal varia em função de parâmetros como rotação e carga solicitada ao motor.

4.1.3 Sistema de Compressão do Biogás e by-pass

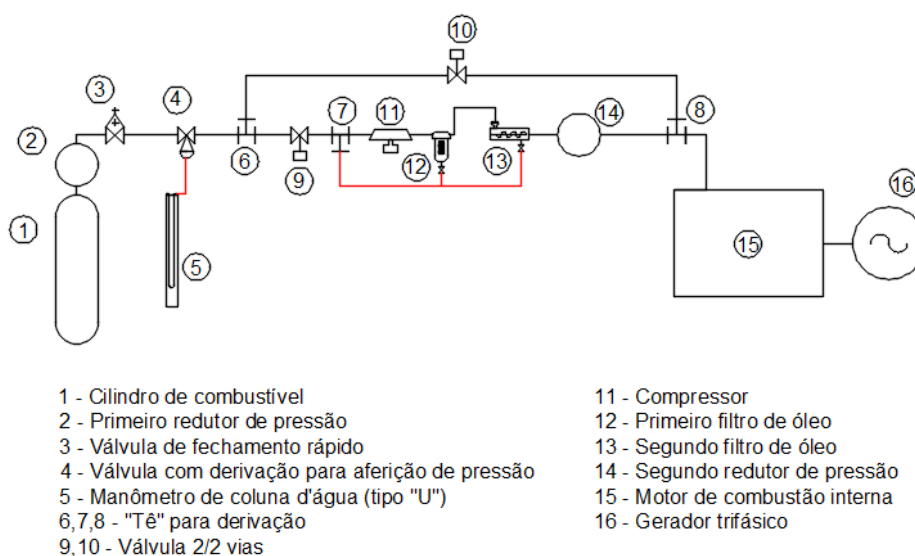
Conforme comentado anteriormente, um dos objetivos deste protótipo é a simulação das condições operacionais reais de um gerador em uma estação de tratamento de esgoto (ETE) com produção de biogás. Estas ETE's com geração de energia, utilizando motor de combustão interna, geralmente possuem um balão acumulador de biogás com objetivo de amortizar a oscilação de produção de biogás diária, de forma a manter a disponibilidade de combustível constante, mesmo durante os períodos de máximos e mínimos de produção de biogás através dos reatores UASB.

Porém, um dos problemas encontrados neste tipo de configuração é causado devido à pressão do balão acumulador estar praticamente igual à pressão atmosférica, de forma que, com a perda de carga da ligação entre motor e balão acumulador de combustível, o equipamento pode vir a sofrer com a falta de combustível, já que, nesta condição, este seria apenas fornecido por um pequeno diferencial de pressão entre o balão e a aspiração do motor.

Para que se torne possível simular a problemática descrita acima em escala laboratorial, pretende-se acumular o combustível gasoso em cilindros comerciais de GNV com uma pressão em torno de 150 bar. Em seguida, a pressão será reduzida, através do primeiro regulador de pressão, até próximo à atmosférica, de forma a simular a condição presente em uma ETE.

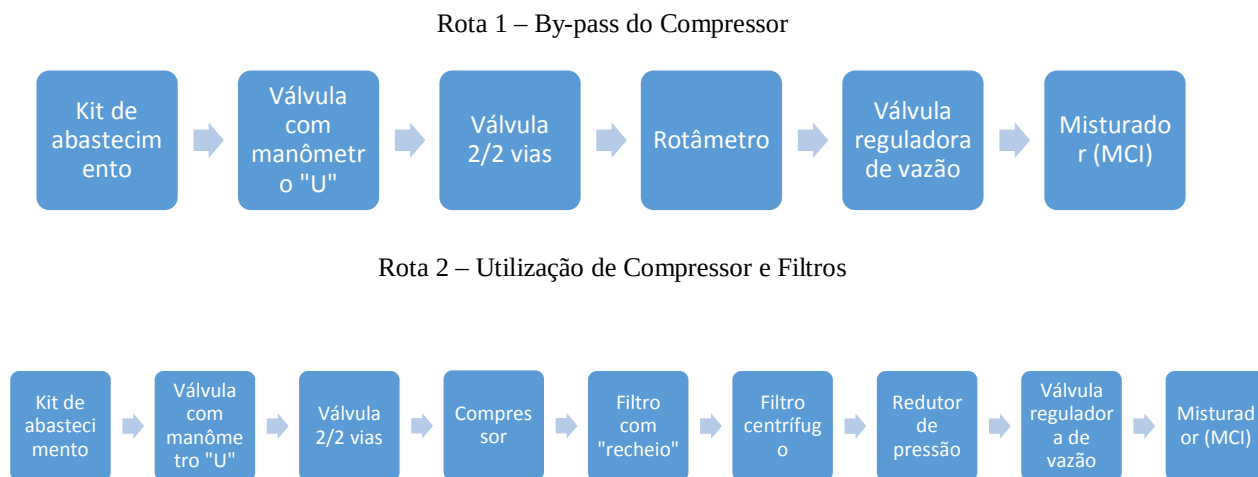
Assim, para realizar testes experimentais em laboratório segundo as condições operacionais de uma ETE, propõe-se a instalação de um compressor de ar condicionado automotivo e filtros para drenagem de óleo, estes em série com uma válvula solenoide 2/2 vias, além de uma linha a ser utilizada como *bypass* do compressor, na qual esteja disposta outra válvula solenoide 2/2 vias, para direcionamento do fluxo de combustível gasoso, de forma a testar o equipamento em laboratório em duas situações: injeção de combustível através apenas do diferencial de pressão entre o reservatório acumulador de combustível e a sucção do motor (através da linha de *bypass*, onde se encontra instalada apenas uma das válvulas citadas acima) e injeção forçada de combustível através da utilização de compressor de ar condicionado, movido pelo eixo manivela do motor, que cuja pressão é ajustada através do segundo regulador de pressão, disposto após os filtros de óleo. As Figuras 13 e 14 mostram, respectivamente, o desenho e o fluxograma do sistema de injeção proposto para aplicação no equipamento.

Figura 13 – Fluxograma do sistema de injeção no motor e caminhos para condução de combustível



Fonte: Próprio autor.

Figura 14 – Rota para condução de combustível



Fonte: Próprio autor.

A proposta da instalação do compressor de ar condicionado seria acoplá-lo ao eixo manivela através de sistemas de polia e correia, de forma que o mesmo seja movido pela energia mecânica, oriunda da energia química do combustível, disponível no eixo manivela do motor. Configurando-se como uma proposta inovadora de autossuficiência energética do equipamento em relação à condução do biogás do balão acumulador (neste caso simulado pelo kit de abastecimento) até o sistema de admissão do motor. Demanda está que otimizaria os já citados experimentos de Reddy et al. (2016), Mustafa et al. (2018), Yusuf et al. (2018), nos quais foram precisos utilizar dispositivos rudimentares para pressurização do combustível ou equipamento que demandam energia elétrica para o funcionamento (a exemplo: sopradores).

Porém, anteriormente a qualquer instalação, foi necessário adquirir um compressor de ar condicionado automotivo em sucata e realizar sua desmontagem, limpeza, inspeção e montagem para que seja reduzido o risco de possíveis problemas operacionais no ato dos testes e operação. As Figuras 47 e 48 (vide em apêndice) mostram os componentes dos compressores desmontados, antes e após a limpeza, respectivamente.

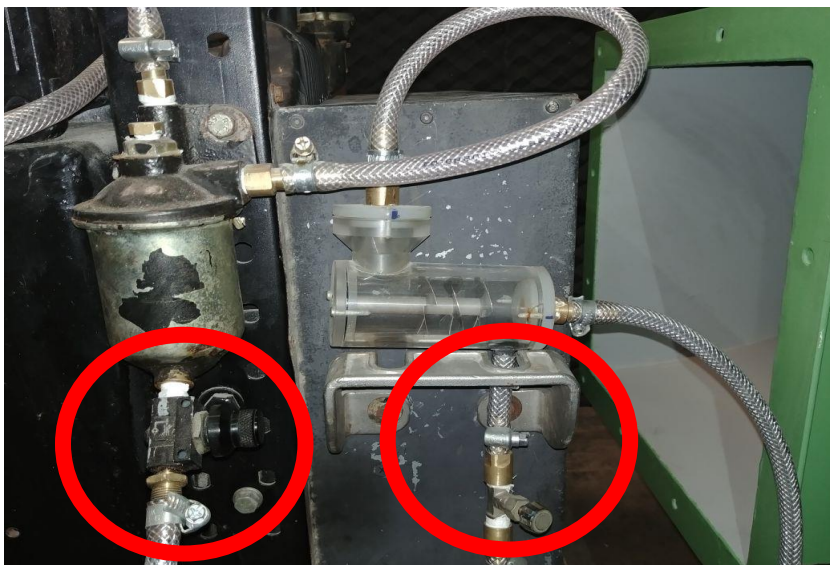
Este tipo de compressor tem a vantagem de possuir acoplado a ele um sistema de embreagem, que acionado a uma tensão de 12 V (corrente contínua), possibilita a movimentação do eixo e assim executando a compressão do gás disposto na sucção do mesmo, e quando não acionado, a polia da embreagem passa a se mover livremente, sem acionamento do eixo do compressor, utilizando o movimento proveniente do eixo manivela,

através da polia de acionamento. Esta é uma importante característica inerente a tal equipamento, que visa a comprovação da efetividade do uso do compressor, através da sua possibilidade de desacionamento. A Figura 38 (vide em anexo) mostra a vista explodida da embreagem acoplada ao compressor.

Após o compressor foram instalados dois filtros de drenagem de óleo em série, para evitar que o óleo arrastado no ato da compressão do biogás fosse conduzido para o segundo regulador de pressão, e viesse a danificar tal componente.

O primeiro filtro de óleo mostrado à esquerda da Figura 15 foi construído utilizando a carcaça de um filtro de combustível convencional, utilizado em motor diesel, porém seu elemento filtrante foi composto por peças plásticas de elevada área superficial, com objetivo que o óleo, ao se submeter em contato com estas peças, se aglomere, escorra para o fundo do filtro e seja drenado para a sucção do compressor, de forma a evitar/reduzir a perda de óleo deste componente e possíveis problemas de lubricidade com o decorrer da operação do gerador.

Figura 15 – À esquerda, filtro com elemento filtrante constituído de peças plásticas, à direita, filtro centrífugo de óleo.



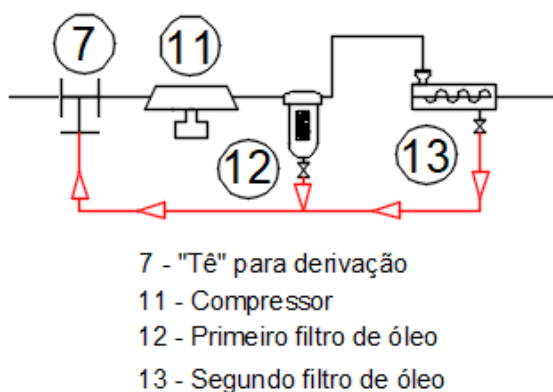
Fonte: Próprio autor.

O filtro de óleo mostrado à direita na Figura 15 tem por princípio a separação física por centrifugação do óleo arrastado pelo biogás, onde este é forçado contra três anteparos em formato de hélice, para que o combustível seja turbilhonado, e direcionado contra as paredes do filtro, para que o óleo escorra, seja drenado para a sucção do compressor

e o biogás conduzido ao segundo regulador de pressão de forma a ser admitido no motor de combustão.

A Figura 16 representa o desenho esquemático da disposição dos componentes do sistema de filtração em série e a trajetória em que o óleo arrastado pelo combustível gasoso é drenado nos dois filtros e conduzido ao primeiro “Tê”, localizado antes do compressor e assim ser succionado pelo mesmo.

Figura 16 – Desenho esquemático do sistema de filtragem e retorno de óleo



Fonte: Próprio autor

Um ponto interessante a ser comentado na Figura 15 é o fato da dupla função que exerce os drenos dos dois filtros de óleo, destacados em círculos vermelhos. Os mesmos não apenas possibilitam o retorno de óleo para a sucção do compressor, mas também são responsáveis pela equalização de pressão da linha de abastecimento de biogás para o motor, em casos, por exemplo, em que o motor venha a consumir menor quantidade de combustível em relação à quantidade comprimida, evitando assim a sobrepressão na linha e consequentes problemas operacionais e de manutenção.

Além dos componentes já citados, foram selecionadas duas válvulas solenoides do tipo 2/2 vias, normalmente aberta, série 8262, composta por discos de vedação em uretano, ideal para operar como atuadores de simples ação que exijam fechamento rápido. A mesma possui componentes em latão, cobre e aço inox, podendo ser operada com gás a uma temperatura de -20 a 90°C. Seu acionamento é possível através aplicação de tensão 12V (corrente contínua).

Em relação ao acionamento do compressor e da válvula utilizada em série com o mesmo ou da válvula *bypass*, o mesmo será realizado através da utilização de 01 contator 12 V acionado do por uma chave comutadora de 02 estágios, energizada no momento em que o

equipamento esteja a operar com combustível gasoso, onde será possível escolher se a alimentação do motor irá ser diretamente do kit de abastecimento, via *bypass* (simulando as condições operacionais da ETE) ou através do compressor, filtros e regulador de pressão instalados em série com a linha de alimentação de gás do motor.

4.1.4 Controle Operacional

O modelo de multimetido eletrônico adotado (MMW02-M, fabricado pela WEG) neste experimento é um componente com extensivas capacidades para medição de grandezas elétricas. O mesmo será aplicado na monitoração e controle de sistemas de geração e distribuição de energia elétrica.

O multimetido adotado afere grandezas elétricas tais como tensão, corrente e frequência, além de medir potência, demanda de potência e energia tanto nas etapas de geração quanto no consumo de energia elétrica. O mesmo pode ser utilizado para monitorar valores instantâneos e estatísticos, sendo possível a leitura de todas as grandezas no próprio display ou remotamente via software, como instalado em computador disposto no ambiente laboratorial do experimento.

Todas as grandezas medidas pelo multimetido podem ser gravadas na memória de massa, sendo possível inclusive selecionar quais grupos de dados (instantâneos, demanda e energia) deseja-se gravar. Através do software que acompanha este equipamento, é possível realizar leituras on-line de medidores, possibilitando um monitoramento completo, sendo possível inclusive baixar os dados da memória de forma individual de cada medidor. O *software* permite também configurar remotamente todos os parâmetros do multimetido.

No caso do experimento em estudo, o sistema elétrico que o medidor está conectado é um sistema em ligação do tipo estrela e a conexão é direta utilizando-se três elementos de medição de tensão e três elementos de medição de corrente, como mostrado na Figura 39 (vide em anexo).

4.2 Análise Termodinâmica e Computacional

4.2.1 Balanço de Energia no MCI

De acordo com Shapiro (2002), o princípio da conservação de energia aplicado a um volume de controle estabelece que a energia contida no interior desse volume é igual à

subtração entre a energia líquida que entra e a que sai desse sistema. Desta forma, o balanço da taxa de energia para um volume de controle pode ser expresso pela Equação 27:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q}_{VC} - \dot{W}_{VC} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (27)$$

Onde:

$\dot{Q}_{VC}$ - Taxa de transferência de calor ao longo da fronteira do volume de controle.

$\dot{W}_{VC}$ - Trabalho líquido ao longo da fronteira do volume de controle.

$\dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right)$ - Taxa da energia do fluxo de massa que entra do volume de controle.

$\dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right)$ - Taxa da energia do fluxo de massa que sai do volume de controle.

Considerando a hipótese de regime permanente e negligenciando os efeitos da variação da energia cinética e potencial do sistema, a Equação 28 pode ser reescrita como:

$$\dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e h_e = \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_s h_s \quad (28)$$

A Equação 28 afirma que a taxa total pela qual a energia é transferida para o volume de controle em regime permanente é igual à taxa total pela qual ela é transferida para fora (MORAN e SHAPIRO, 2009).

Como o trabalho líquido é considerado para o protótipo em estudo, bem como o calor perdido por convecção, radiação, exaustão de gases e pela troca térmica no radiador, o balanço de energia para o motor de combustão interna pode ser representado pela Equação 29.

$$Q_{químico} = W_{útil} + Q_{radiador} + Q_{gasesdeexaustão} + Q_{radiação} + Q_{convecção} \quad (29)$$

Onde:

$$W_{mecânico} = \frac{W_{elétrico}}{\eta_{gerador}} = \frac{\sqrt{3} \cdot I \cdot V \cdot \phi}{\eta_{gerador}}$$

$$Q_{químico} = \dot{m}_{CH_4} \cdot LHV_{CH_4}$$

$$Q_{radiador} = \dot{m}_{Água} \cdot c_{pÁgua} \cdot \Delta T$$

$$Q_{gasesdeexaustão} = \dot{m}_{gases} \cdot h_{gases}$$

$$Q_{radiação} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot A_s (T_{parede}^4 - T_{ar}^4)$$

$$Q_{convecção} = A_{motor} \cdot \alpha_{convecção} \cdot (T_{motor} - T_{ar})$$

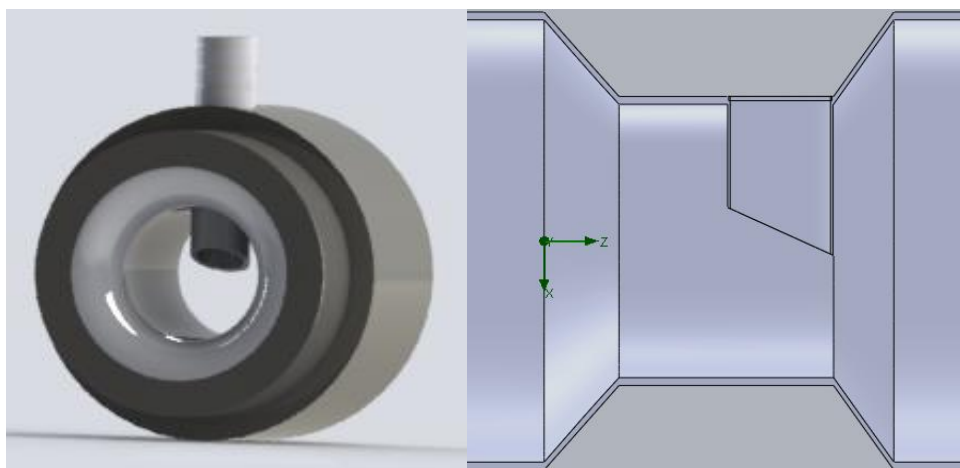
4.2.2 Análise teórica da mistura ar-combustível no misturador

Neste trabalho, foram realizadas simulações computacionais em dois tipos de misturadores mostrados nas Figuras 17 e 18, de forma a possibilitar a análise do comportamento fluidodinâmico da mistura ar-combustível e assim prever as características de escoamento para cada volume de controle. Cujo o principal objetivo seria a análise da homogeneidade da mistura ar-combustível a jusante do misturador e a perda de carga inerente a cada geometria.

Primeiramente, foram adquiridos dois misturadores com mesmas dimensões de encaixe no sistema de admissão do motor de combustão, porém com diferentes geometrias para injeção de ar e combustível. A partir daí, foi obtido o volume de controle (região onde ocorre o escoamento dos fluidos) através da aferição dimensional na própria peça e posterior desenho no software *Solid Works*.

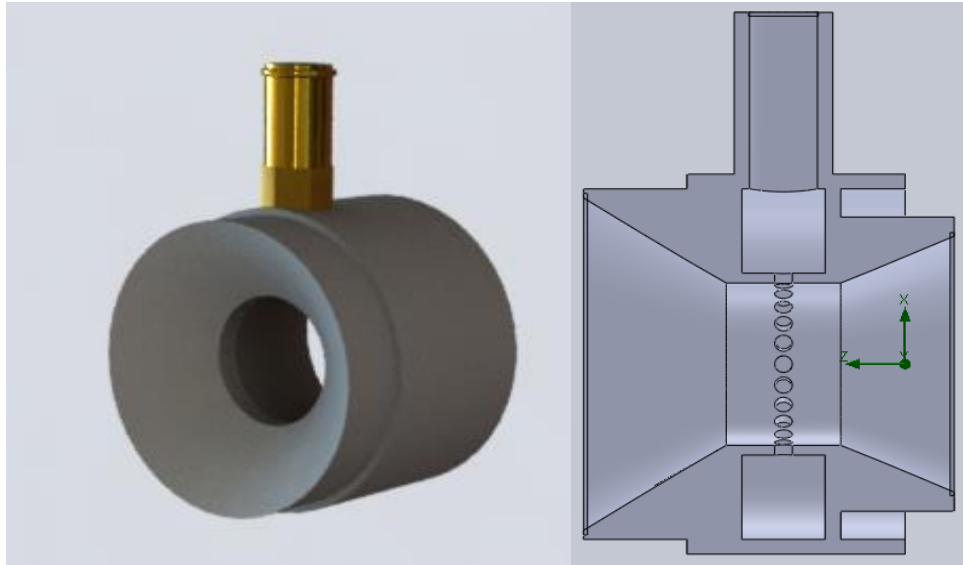
Para a melhor visualização do escoamento em cada tipo de misturador, optou-se por seccionar cada volume de controle ao meio. No primeiro momento, analisou-se o misturador de injeção pontual, mostrado na Figura 17, para em seguida, ser analisado o misturador de injeção de combustível radial, Figura 18.

Figura 17 – Misturador com distribuição pontual de combustível e vista em corte de seu respectivo volume de controle



Fonte: Próprio autor.

Figura 18 – Misturador com distribuição radial de combustível e vista em corte de seu respectivo volume de controle



Fonte: Próprio autor.

Conforme informado anteriormente, o aparato experimental para aquisição de dados de pressão de entrada de ar e combustível e pressão saída da mistura foi confeccionado e instalado, porém, no início dos testes o motor apresentou problemas operacionais, fato que inviabilizou a aquisição destes dados, porém, abaixo segue a descrição da análise teórica simplificada para a combustão do metano, de forma que fosse utilizada a velocidade de entrada de ar e combustível no misturador e a fração mássica de metano e ar da mistura na saída do mesmo como condições de contorno da simulação no software *Soliworks*.

Para estes cálculos, considerou-se uma mistura estequiométrica ($\phi = 1$, e o ar como sendo uma mistura apenas de oxigênio e nitrogênio, assim temos a Equação 30:



Para obtenção da fração molar dos componentes, temos as Equações 31 e 32:

$$X_{nCH_4} = \frac{n_{CH_4}}{n_{Total}} = \frac{\frac{m_{CH_4}}{MM_{CH_4}}}{\frac{m_{mistura}}{MM_{mistura}}} = \frac{m_{CH_4}}{m_{mistura}} \cdot \frac{MM_{mistura}}{MM_{CH_4}} \quad (31)$$

$$X_{nAr} = 1 - X_{nCH_4} \quad (32)$$

Para obtenção da fração mássica dos componentes, temos as Equações 33 e 34:

$$X_{mCH_4} = X_{nCH_4} \frac{MM_{CH_4}}{MM_{mistura}} \quad (33)$$

$$X_{mAr} = 1 - X_{mCH_4} \quad (34)$$

Reorganizando as equações 31, 32, 33 e 34 e aplicando-se valores, obtém-se os valores de $X_{mCH_4} = 0,0548$ e $X_{mAr} = 0,9452$, aplicados nas condições de contorno das simulações fluidodinâmicas de ambos os misturadores.

Para determinação das velocidades uniforme de entrada do ar foi arbitrado o valor de 0,1m/s, e gradiente de pressão nulo, o mesmo valor utilizado por Castro (2008) em simulação deste mesmo tipo de experimento com motor 2.0 a 3600 rpm (mesmas condições em que o motor operaria para gerar energia elétrica com frequência de 60 Hz).

Para estimativa da velocidade de entrada de metano, dividiu-se a equação da continuidade pela massa total da mistura, em ambos os lados, conforme visto na Equação 35.

$$X_{mCH_4} = \frac{m_{CH_4}}{m_{mistura}} = \frac{\rho_{CH_4} \cdot v_{CH_4} \cdot A_{CH_4}}{m_{mistura}} \quad (35)$$

Isolando v_{CH_4} e substituindo os valores das demais variáveis da Equação 36, temos o valor de aproximadamente $v_{CH_4} = 0,21 \text{ m/s}$.

$$v_{CH_4} = \frac{X_{mCH_4} \cdot m_{mistura}}{\rho_{CH_4} \cdot A_{CH_4}} \quad (36)$$

Na saída do misturador considerou-se o valor de pressão de saída igual à pressão atmosférica e gradiente de velocidade nulo, uma vez que o perfil é totalmente desenvolvido, ou seja, a velocidade longitudinal não varia.

Conforme comentado, os campos de pressão, velocidade e diluição do metano no ar obtidos pelo pós-processamento dos resultados de simulação no software Solidworks Flow Simulation. Este software é uma nova classe de análise de CFD (Computational Fluid Dynamics) que é totalmente incorporado no ambiente de projeto mecânico. Todo software CFD inclui uma representação das equações de Navier-Stokes, modelos de turbulência e modelos para fenômenos físicos. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

CFD é principalmente preocupado com o espaço (ou volume) onde ocorre o fluxo (representado pelo domínio da solução menos o modelo sólido). Historicamente, para códigos CFD tradicionais, o espaço fluido é criado pela subtração booleana do modelo sólido dentro do sistema CAD, e este sólido “inverso” é exportado para CFD para em seguida se realizar a geração de malha. Os geradores de malha em CFD tradicionais são geralmente baseados em

algoritmos adaptados. Revisões detalhadas sobre os tipos básicos de geometrias de malha são apresentadas em várias publicações, por exemplo, Weatherill & Hassan, 1994, Filipiak, 1996 e Parry & Tatchell, 2008. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

Como regra, para geometrias complexas, são utilizadas malhas não estruturadas, formadas por nós distribuídos irregularmente (ver Figura 19). Onde as geometrias menos complexas, muitas vezes é possível usar malhas estruturadas (ver Figura 20), e essas duas malhas podem ser combinadas, com malhas estruturadas em algumas sub-regiões, e malhas não estruturadas em qualquer outro lugar (ver Figura 21). (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

Figura 19 - Malha não estruturada

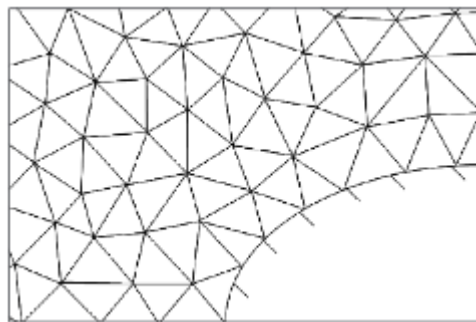


Figura 20 – Malha estruturada

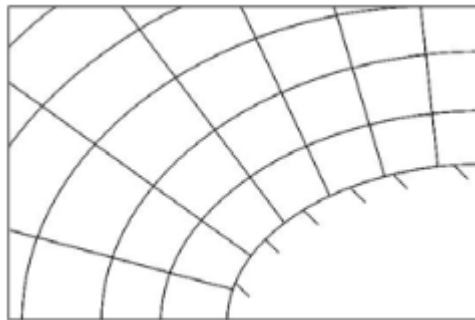
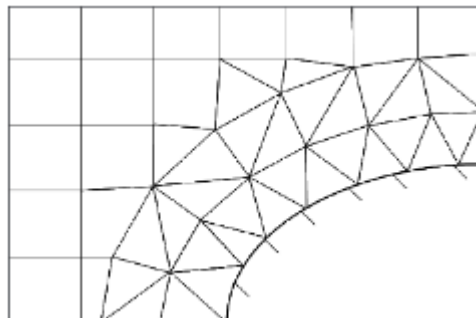


Figura 21 – Combinação de malha estruturada com malha não estruturada



Fonte: SOBACHKIN e DUMNOV, 2014

Em muitos casos, defeitos na representação da superfície requerem intervenção do usuário para resolver as ambiguidades e para sanar os defeitos na geometria CAD. Além

disso, em algumas situações, o excesso de refinamento da superfície pode resultar em um número excessivo de pequenos triângulos. Isso pode acontecer em áreas não são significativas em termos de simulação de fluxo. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

Em geral, a abordagem de malha cartesiana usada no SOLIDWORKS Flow Simulation permite realizar cálculos multifísicos conjugados, utilizando uma malha computacional com células fluidas, células sólidas e células parciais, permitindo a análise de fluxo de fluido para regiões fluidas e transferência de calor e cálculo de corrente elétrica direta em regiões sólidas. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

A análise do fluxo de fluido e a condução térmica também podem ser tratadas separadamente. Além disso, todos estes cálculos podem ser acoplados a diferentes modelos de radiação. Para todos esses fenômenos físicos a geometria CAD continua sendo a fonte da informação geométrica inicial. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

Em regiões fluidas, o SOLIDWORKS Flow Simulation resolve as equações de Navier-Stokes, que são formulações de massa, momento e leis de conservação de energia : (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial(x_i)} = 0 \quad (37)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial(t)} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad (38)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (39)$$

$$H = h + \frac{u^2}{2} \quad (40)$$

Essas equações são suplementadas por equações de estado fluido que definem a natureza do fluido e por dependências empíricas de densidade do fluido, viscosidade e condutividade térmica. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014) .

O SOLIDWORKS Flow Simulation é capaz de considerar fluxos laminares e turbulentos. O fluxo laminar ocorre em valores baixos do número de Reynolds, que é definido como o produto de escalas representativas de velocidade e comprimento divididas pela viscosidade cinemática. Quando o número de Reynolds excede um certo valor crítico, o fluxo transita suavemente para turbulento. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

Para prever os fluxos turbulentos, as equações de Navier-Stokes da média de Favre são usadas, onde efeitos de tempo médio da turbulência de fluxo nos parâmetros de fluxo são considerados, enquanto os fenômenos de larga escala e dependentes do tempo são considerados. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

Através desse procedimento, termos extras conhecidos como “stresses” de Reynolds aparecem nas equações para as quais informações adicionais devem ser fornecidas. Para fechar este sistema de equações, a simulação emprega equações de transporte para a energia cinética turbulenta e sua taxa de dissipação, usando o modelo k-ε. O modelo k-ε modificado é o modelo de turbulência com funções de amortecimento proposto por Lam e Bremhorst (1981) que descreve fluxos laminares, turbulentos e transitórios de fluidos homogêneos: (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \epsilon + \mu_t P_B \quad (41)$$

$$\frac{\partial \rho \epsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \epsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + C_B \mu_t P_B \right) - f_2 C_{\epsilon 2} \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (42)$$

$$\tau_{ij} = \mu S_{ij}, \quad \tau_{ij}^R = \mu_t S_{ij}, \quad S_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \quad (43)$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_B} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (44)$$

Onde $C_\mu = 0,09$, $C_{\epsilon 1} = 1,44$, $C_{\epsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\epsilon = 1,3$, $\sigma_B = 0,9$, $C_B = 1$ se $P_B > 0$, $C_B = 0$ se $P_B < 0$, a viscosidade turbulenta é determinada a partir de: (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

$$\mu_t = f_u \frac{C_u \rho k^2}{\epsilon} \quad (45)$$

Função de amortecimento de Lam e Bremhorst f_μ é determinado a partir de: (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

$$f_\mu = \left(1 - e^{-0,025 R_y} \right)^2 \cdot \left(1 + \frac{20,5}{R_t} \right) \quad (46)$$

Onde:

$$R_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu} R_t = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon} \quad (47)$$

y é a distância do ponto à parede e as funções de amortecimento de Lam e Bremhorst f_1 e f_2 são determinados a partir de: (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

$$f_1 = \left(1 + \frac{0,05}{f_u} \right)^3, \quad f_2 = 1 - e^{R_t^2} \quad (48)$$

Quando $f_\mu = 1$, $f_1 = 1$, $f_2 = 1$, a abordagem reverte de volta ao modelo original k-ε. (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

O fluxo de calor é definido por: (SOBACHKIN e DUMNOV, 2014)

$$q_i = \left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_c} \right) \frac{\partial h}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (49)$$

Onde a constante $\sigma_c = 0,9$, Pr o Número de Prandtl, h é a entalpia térmica.

4.2.3 Análise teórica da Combustão

O equilíbrio químico é uma condição em que a taxa gerada e a taxa consumida de cada espécie são iguais (RASHIDI, 1997). De acordo com Bosch Neto (2012) e Francisco,(2012), os cálculos baseados no equilíbrio químico proporcionam uma boa estimativa para emissões provenientes dos processos de combustão a temperaturas elevadas.

De acordo com Turns (2013), a energia livre de Gibbs, G , definida na Equação 16, é a propriedade termodinâmica de interesse quando há a necessidade de calcular a composição de uma mistura em uma dada temperatura, pressão e razão de equivalência.

$$G = H - TS \quad (50)$$

Onde:

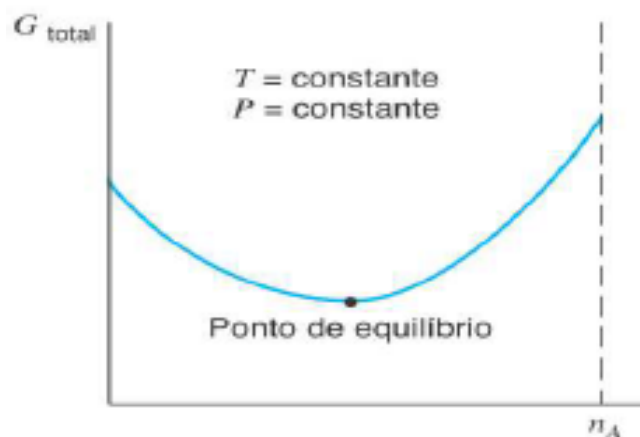
H: entalpia

T: temperatura

S: entropia

De acordo com Smith, Van Ness e Abbott (2010), no equilíbrio químico a energia de gibbs total é mínima em relação a todas as possíveis mudanças na temperatura e na pressão do sistema, Figura 22

Figura 22 - Energia total de Gibbs em função do avanço da reação



Fonte: Smith, Van Ness e Abbott (2010).

Desta forma, a variação da energia de Gibbs total, Equação 37, e a derivada segunda da energia livre em função do avanço da reação, Equação 38, são iguais a zero, indicando um ponto de mínimo da curva G_t x avanço.

$$\Delta G_{(P,T)} = 0 \quad (51)$$

$$\frac{\partial G}{\partial \zeta} = 0 \quad (52)$$

Segundo Smith, Van Ness e Abbott (2010), existem duas principais metodologias que auxiliam na solução dos problemas que envolvem equilíbrio químico aplicado a previsão de espécies em reações de combustão.

A primeira metodologia emprega as expressões das constantes de equilíbrio das reações escolhidas e os balanços de átomos para os componentes gerando um sistema de equações não-lineares. De acordo com Smith, Van Ness e Abbott (2010), embora esse método possa ser resolvido por métodos numéricos, ele não permite uma padronização de modo a possibilitar que um programa geral seja escrito para solução computacional.

A segunda metodologia emprega a minimização da energia livre de Gibbs utilizando os multiplicadores de Lagrange. Ela é mais conveniente para um sistema multireacional, pois não necessita determinar as reações químicas envolvidas, somente o conjunto de moléculas que representem o sistema (SMITH; VAN NESS E ABBOTT, 2010).

De acordo com Gholizadeh et al. (2015), a minimização da energia livre de Gibbs de um sistema é um dos métodos mais funcionais para o cálculo do equilíbrio químico.

De acordo com Turns (2013), existem vários programas que utilizam esse método, destacam-se: o NASA-CEA – Chemical Equilibrium with Applications, capaz de gerenciar mais de 400 espécies químicas; o GASEQ-A – Chemical Equilibrium Program for Windows, disponível para download e o Chemical Equilibrium Calculation da Universidade do Estado de Colorado-USA, para uso online. Neste trabalho foi utilizado o software GASEQ para estimar os gráficos p-v e T-s da combustão do metano para mistura estequiométrica com ar.

4.3 Detalhamento do Sistema de Teste do Motogerador

O projeto do arranjo experimental mostrado na Figura 23 tem por objetivo a realização de testes de desempenho no equipamento em estudo de forma a comprovar a eficácia da utilização do sistema de injeção de combustível autossustentável. Porém, devido à

problemas operacionais no motor, os testes desempenho e geração de energia elétrica utilizando combustível gasoso foram inviabilizados.

O foco principal deste arranjo seria a utilização de compressor acionado através do sistema de polia, ligado ao eixo-manivela do motor, este por sua vez movido pelo próprio combustível gasoso.

A necessidade de realização de testes em ambiente laboratorial para aferição do desempenho e controle do motor e do sistema de geração de energia elétrica requereu a disposição de um kit de abastecimento, disposto de um cilindro convencional, válvulas de regulação de alta pressão, regulador de pressão com manômetro acoplado (vistas a aferir a alta pressão de tal cilindro), manômetro de baixa pressão (para aferir a pressão de combustível após o regulador), e válvula de globo de fechamento rápido.

Tal aparato foi instalado em um transportador, e tem como principal objetivo simular a baixa pressão produzida em um reator UASB, em situações em que o equipamento estivesse instalado em uma ETE. De forma a aferir a baixa pressão de combustível com maior precisão, também foi instalado um manômetro de coluna d'água, do tipo "U", em um ponto da linha após o kit de abastecimento.

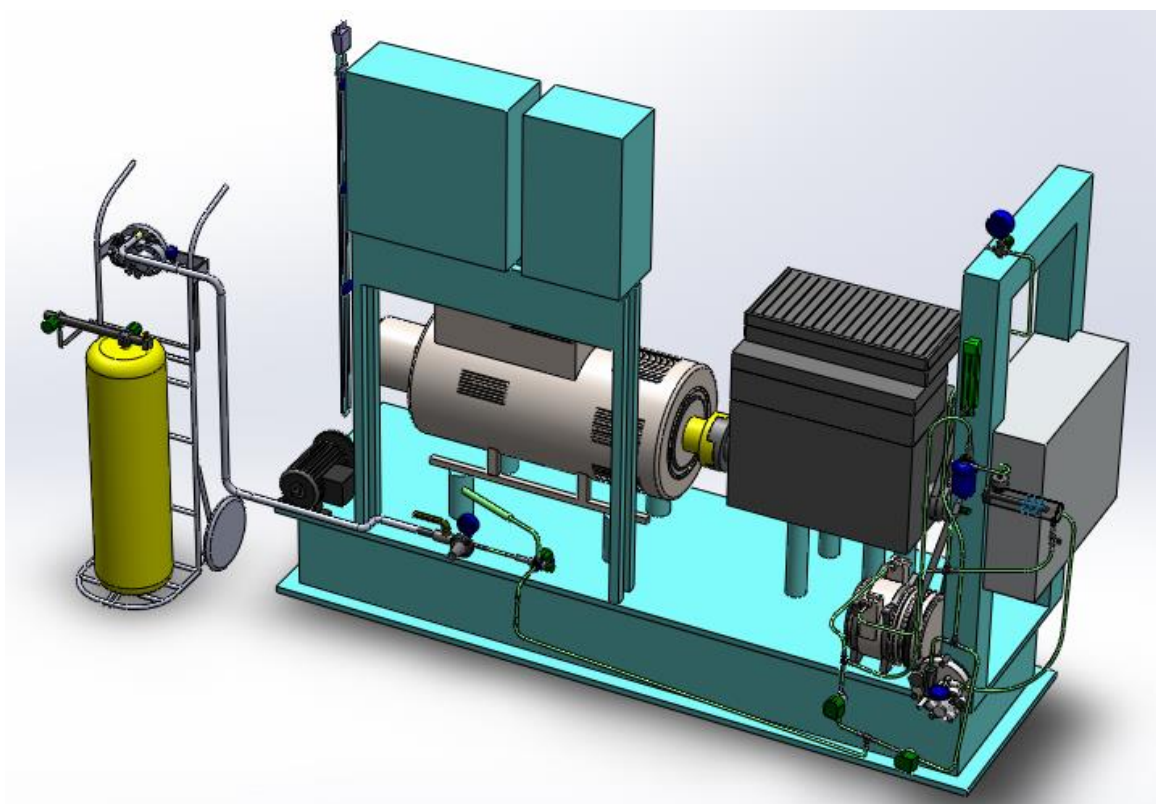
Seguindo a linha de injeção de combustível após o kit de abastecimento, encontra-se uma bifurcação através de conexão do tipo "Tê", em que o combustível será injetado de duas formas alternativas:

- a) Na primeira trajetória, a injeção de combustível ocorrerá de forma direta, sem auxílio de equipamento de pressurização, passando apenas pela válvula 2/2 vias, rotâmetro e válvula reguladora de vazão com manômetro acoplado, para então ser injetado no sistema de admissão do MCI, através do misturador (ou mesclador). Tal caminho foi projetado para que fosse viável o teste do equipamento nas condições básicas de operação em uma ETE, visto que este tipo de arranjo, já testado em outros trabalhos citados anteriormente, sofreria com a necessidade de transporte contínuo de combustível até o MCI, principalmente em situações de alimentação de cargas elétricas.
- b) Na segunda trajetória, o combustível a ser injetado no MCI passa pela válvula 2/2 vias, compressor, dois filtros de óleo com dreno (vistas a retornar o óleo arrastado pelo combustível à sucção do compressor), segundo redutor de pressão, rotâmetro, válvula reguladora de vazão com manômetro acoplado, para então ser injetado no sistema de admissão do MCI, através do misturador (ou mesclador). Neste, o principal objetivo seria mitigar o problema

fornecimento de combustível, pressurizando-o e regulando sua pressão, para então ser injetado.

A comutação destas trajetórias foi possível com a instalação de válvulas 2/2 vias, contator 12V e chave seletora, e como comentado em tópicos passados, tem por objetivo facilitar os testes em qualquer das condições, sem que fosse preciso o rearranjo físico do projeto a cada necessidade de alternância.

Figura 23 – Desenho esquemático do grupo gerador



Fonte: Próprio autor.

4.3.1 Sistema com banco de resistência

Conforme mencionado em tópicos anteriores, um dos testes o qual contempla o projeto seria através da utilização de um banco de resistência elétrica, para simulação de acionamento de cargas resistivas, a exemplo: chuveiro elétrico, lâmpadas, ferro de passar roupas.

O banco de resistência a ser utilizado (vide Figura 49 em apêndice), foi projetado e construído para operar em corrente alternada de 380V com a possibilidade de operar em até 30 kW, divididos em 10 resistências de 3 kW cada, acionadas de forma independente e

unitária. O mesmo foi ligado diretamente no disjuntor tripolar de saída de carga elétrica através de cabos de 6mm e terminais do tipo “botina”.

4.3.2 Sistema com motor de indução

Para realização testes com cargas indutivas, foi instalado um motor de indução de 1,5 cv , 380 V, ligado na saída do mesmo disjuntor tripolar no qual está ligado o banco de resistências. Instalou-se nesta linha outro disjuntor tripolar de menor potência, exclusivo para este motor, de forma a possibilitar o acionamento independente e/ou simultâneo destes dois tipos de cargas elétricas.

O mesmo possui uma polia de acionamento em seu eixo, que futuramente pode ser utilizada para um acionamento de outro componente, caso haja interesse. Este motor foi instalado na própria base do grupo gerador, conforme pode ser visto na Figura 50 (vide em apêndice), com objetivo de otimização de espaço na sala em que o equipamento está instalado.

4.3.3 Sistema com motor de indução e banco de resistência

Também pretendia-se testar tal equipamento com cargas resistivas e indutivas de forma simultânea, visto esta ser a situação mais comum encontrada em uma ETE, onde existem equipamentos elétricos, como: sopradores, lâmpadas, equipamentos elétricos de automação, conjuntos moto-bomba, compressores, e etc.

Tal configuração de teste comprovaria a eficácia do uso deste equipamento em aplicações de geração de energia contínua para uso em sistemas de saneamento básico, porém devido ao elevado estado de deteriorização em que o motor foi submetido por muitos anos, antes de se iniciar este trabalho, como também a falta de operação do mesmo, este veio a apresentar problemas mecânicos de grandes proporções no início dos testes de desempenho, inviabilizando assim a aquisição de dados a tempo hábil e apresentação dos mesmos nesta dissertação.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Simulações de cada tipo de misturadores

A qualidade da mistura ar/combustível para uma queima na câmara de combustão do motor depende não apenas da correta proporção entre as massas de combustível e comburente, mas também de sua homogeneidade. Esta homogeneidade da mistura a ser admitida para a câmara de combustão depende basicamente da geometria dentro das quais o fluido escoar. Sendo assim, duas geometrias de misturadores comerciais são analisadas, buscando avaliar os resultados referentes a homogeneidade da mistura.

Os procedimentos realizados para a simulação numérica dos domínios de cálculo das geometrias propostas consistem de:

- a) Pré-processamento – Nesta etapa são realizadas a delimitação do domínio de cálculo (volume de controle), imposição das condições de contorno iniciais, geração de malha computacional. Para a realização destas simulações fluidodinâmicas, utilizou-se o software Solidworks e estabeleceu-se as condições de contorno calculadas através das equações disponíveis na seção 4.2.2, e mostradas na Tabela 02 abaixo:

Tabela 02 – Condições de contorno para simulação

	ENTRADA DE AR	ENTRADA DE COMBUSTÍVEL	SAÍDA DA MISTURA AR/COMBUSTÍVEL
VELOCIDADE (m/s)	0,1	0,21	-
PRESSÃO (atm)	-	-	1
FRAÇÃO MÁSSICA DE METANO (adimensional)	0	1	0,0548
FRAÇÃO MÁSSICA DE AR (adimensional)	1	0	0,9452

Fonte: Próprio autor.

- b) Processamento – Esta é a etapa da resolução das equações diferenciais que regem o escoamento proposto para escoamento de fluidos newtonianos em regime permanente e turbulento.
- c) Pós processamento – Esta é a fase onde são obtidos os resultados qualitativos, visualizados pelos campos de velocidade, pressão e outros.

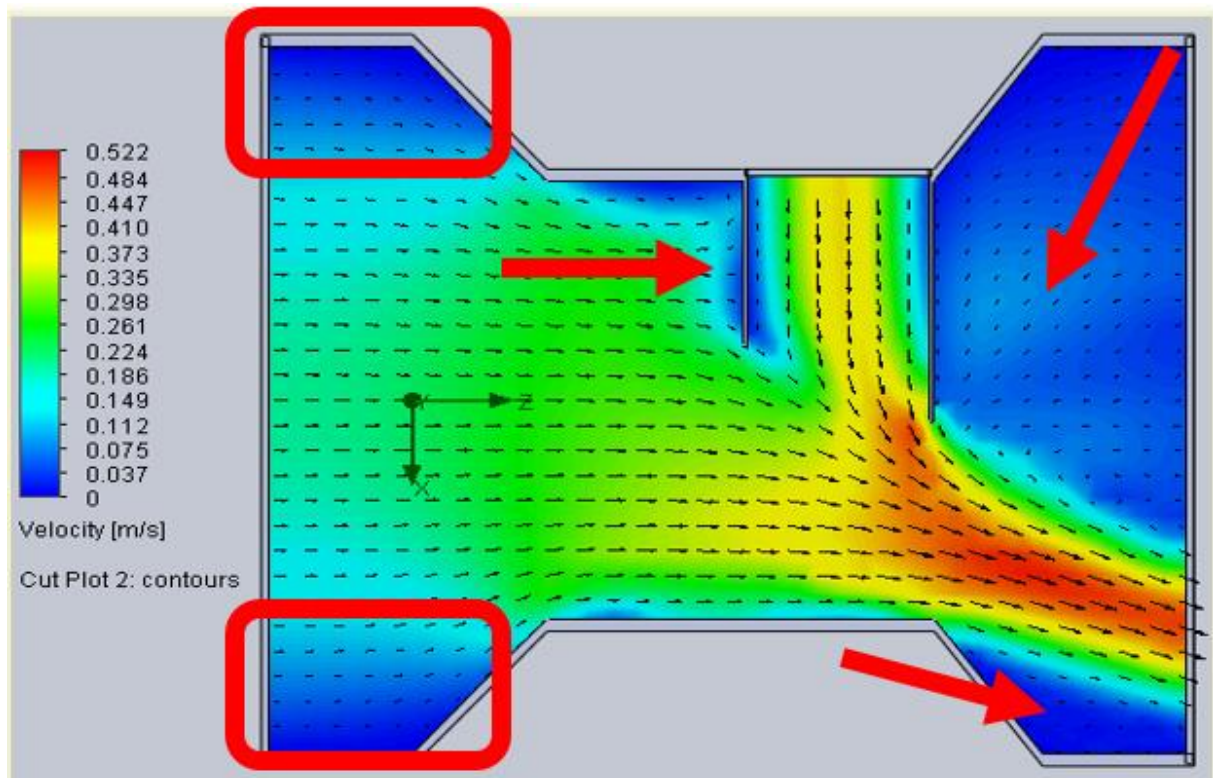
5.2 Simulações do misturador de injeção pontual de combustível

Para melhor visualização do efeito de escoamento, decidiu-se seccionar o volume de controle de cada misturador de forma simétrica, para melhor visualização dos resultados qualitativos.

Na Figura 24 é possível visualizar o campo de velocidade do perfil completamente desenvolvido no corte de secção transversal ao longo do misturador de injeção pontual de combustível. Nota-se o valor nulo de velocidade junto às paredes do misturados, devido à condição de não escorregamento, e o aumento de seu valor a medida de caminha-se rumo à linha de centro do misturador. Percebe-se o efeito de aceleração na região de menor área transversal (causado pelo princípio de Venturi), antes do ponto de injeção de combustível.

Nas regiões destacadas por setas e retângulos, percebe-se maiores zonas de estagnação nas regiões de maior área transversal, bem como no ponto a imediatamente à jusante do tubo de injeção de combustível. É notório o problema de recirculação e vorticidade na região logo após este tubo, prejudicando assim o escoamento.

Figura 24 – Campo de velocidade no escoamento de ar/combustível do misturador de injeção pontual.



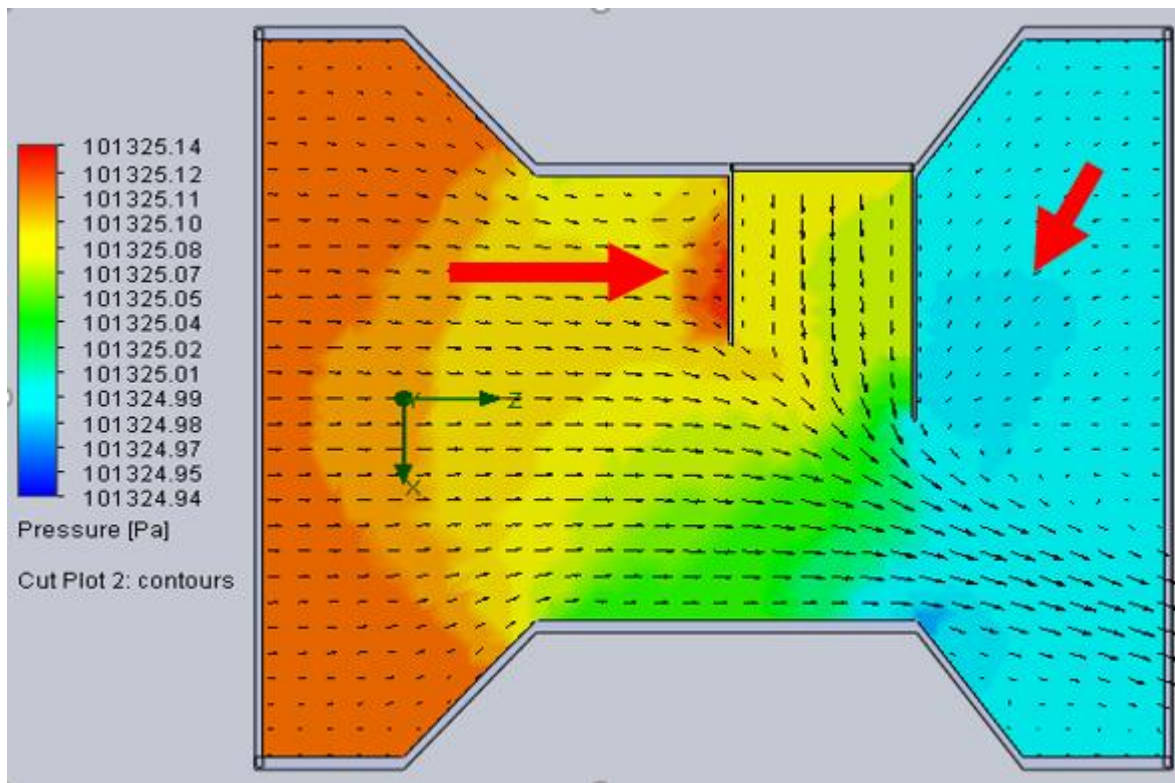
Fonte: Próprio autor.

A partir da Figura 25 pode ser visto, como esperado, que o fator que produz o movimento do fluido no interior do misturador é o gradiente de pressão. O ar e o combustível escoam no sentido da maior para a menor pressão. Tal fato era previsto uma vez que escoamentos internos são mantidos pela diferença de pressão entre dois pontos.

Observações importantes a serem percebidas nesta simulação são:

- a) Surgimento de uma zona de estagnação imediatamente antes do tubo onde ocorre a injeção pontual de combustível, conforme sinalizadas por seta, sendo esta uma das principais justificativas de que este tipo de misturador promove elevada perda de carga devido à presença deste tubo.
- b) Surgimento de uma zona de depressão e vorticidade logo após o tubo de injeção pontual de combustível, sinalizado por seta, contribuindo assim para redução da homogeneização no escoamento da mistura.

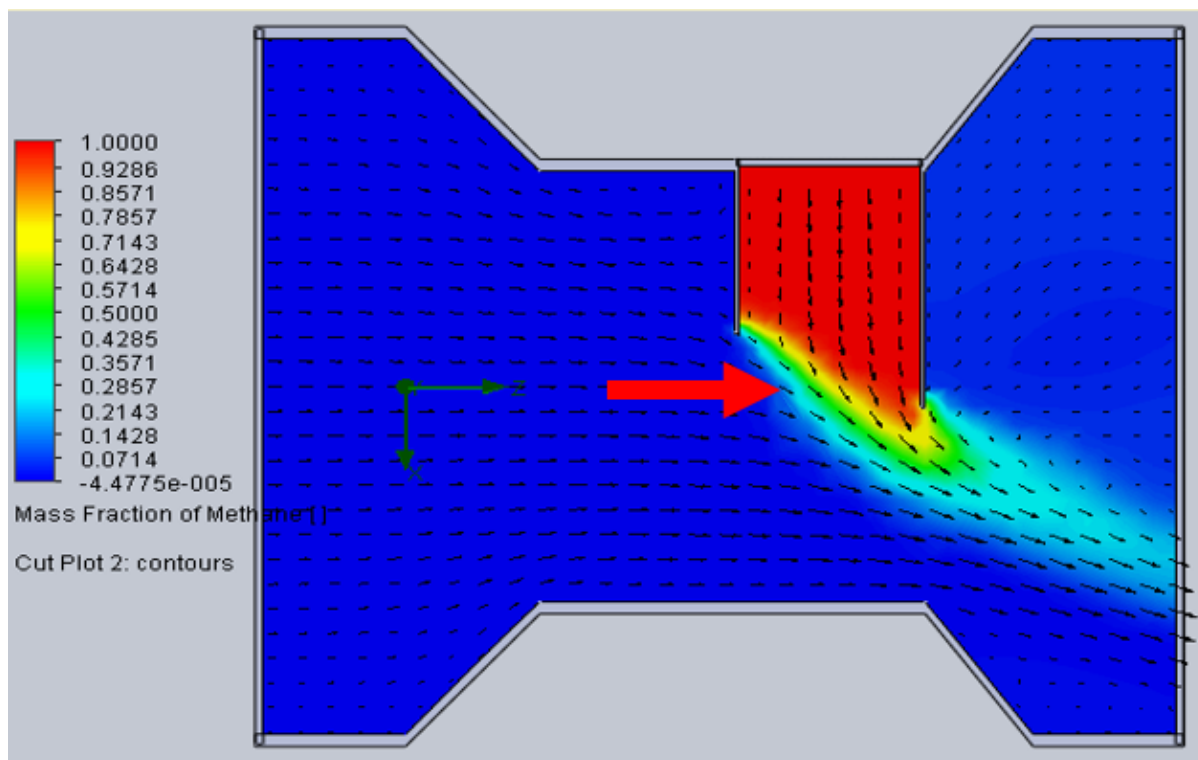
Figura 25 - Campo de pressão no escoamento de ar/combustível do misturador de injeção pontual.



Fonte – Próprio autor.

Na Figura 26 evidencia-se o gradiente de diluição da mistura ar/combustível neste tipo de misturador. A diluição do metano no ar ocorre de forma pontual, conforme indicado por seta, mal distribuída e não homogênea em relação a direção radial na saída do misturador, tornando-o assim menos eficiente.

Figura 26 – Gradiente de diluição de metano no ar aplicado ao misturador de injeção pontual.



Fonte – Próprio autor.

5.2.1 Simulações do misturador de injeção radial de combustível

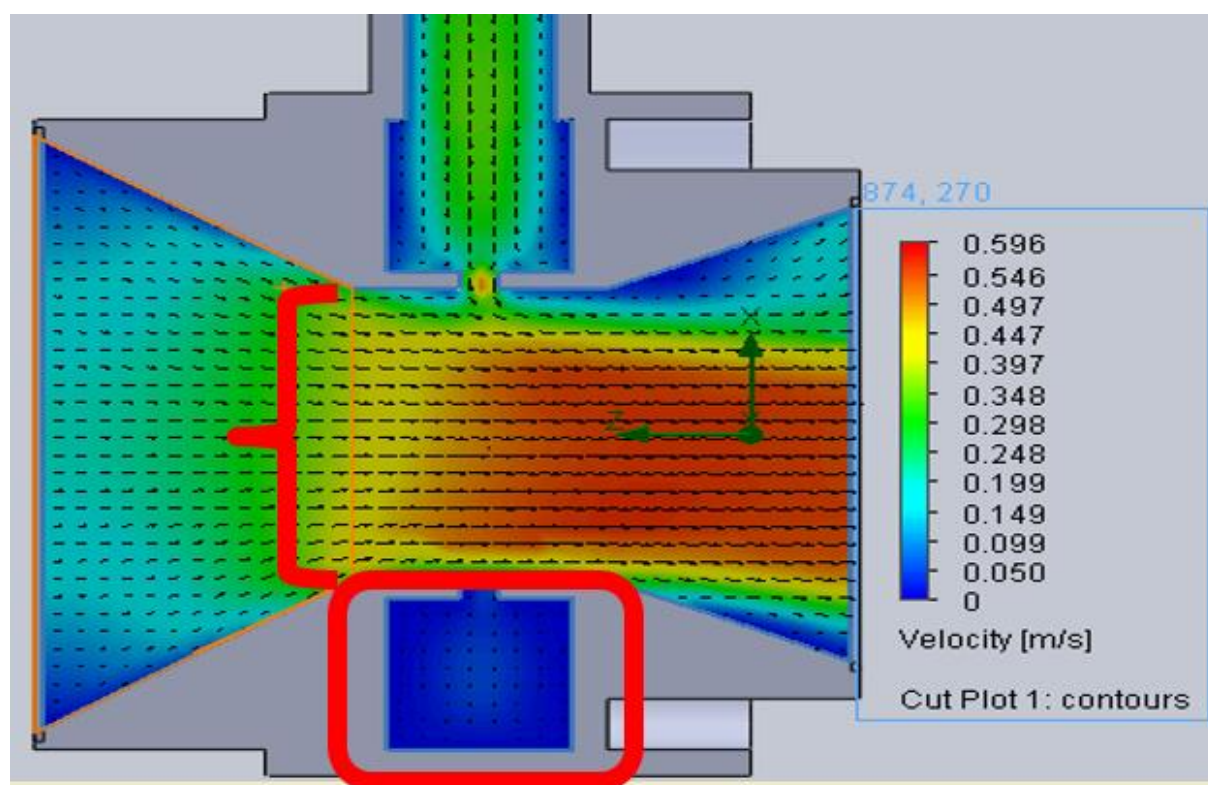
Na Figura 27 é possível visualizar o campo de velocidade do perfil completamente desenvolvido no corte de secção transversal ao longo do misturador de injeção radial de combustível, sinalizado pelo símbolo de “chaves”. Nota-se o valor nulo de velocidade junto às paredes do misturados, devido à condição de não escorregamento, e o aumento de seu valor a medida de caminha-se rumo à linha de centro do misturador. Assim como no caso do misturador de injeção pontual, percebe-se o efeito de aceleração na região de menor área transversal (causado pelo princípio de Venturi).

Ao observar a injeção de combustível desde o ponto de entrada no volume de controle até os furos de distribuição de combustível, é possível perceber a variação de velocidade ao longo do comprimento da circunferência em que estão dispostos os furos radiais. Isto acontece devido a característica desta geometria em relação a distribuição combustível, onde este fluido tende a seguir um caminho preferencial para escoar. Este

problema poderia ser resolvido pela aplicação de furos de diâmetros distintos e tamanhos graduais, de forma a equalizar a perda de carga em todos os furos e possibilitar a distribuição homogênea de combustível ao redor de todo o volume de controle.

Percebe-se menores zonas de estagnação nas regiões de maior área transversal em relação a simulação de geometria de injeção pontual de combustível. Para a velocidade de injeção de combustível definida no volume de controle e a não homogeneidade na distribuição de combustível ao redor do volume de controle, percebe-se a presença de vórtices na região inferior do canal de distribuição de combustível, como sinalizado através do retângulo disposto na figura.

Figura 27 – Campo de velocidade no escoamento de ar/combustível do misturador de injeção radial.



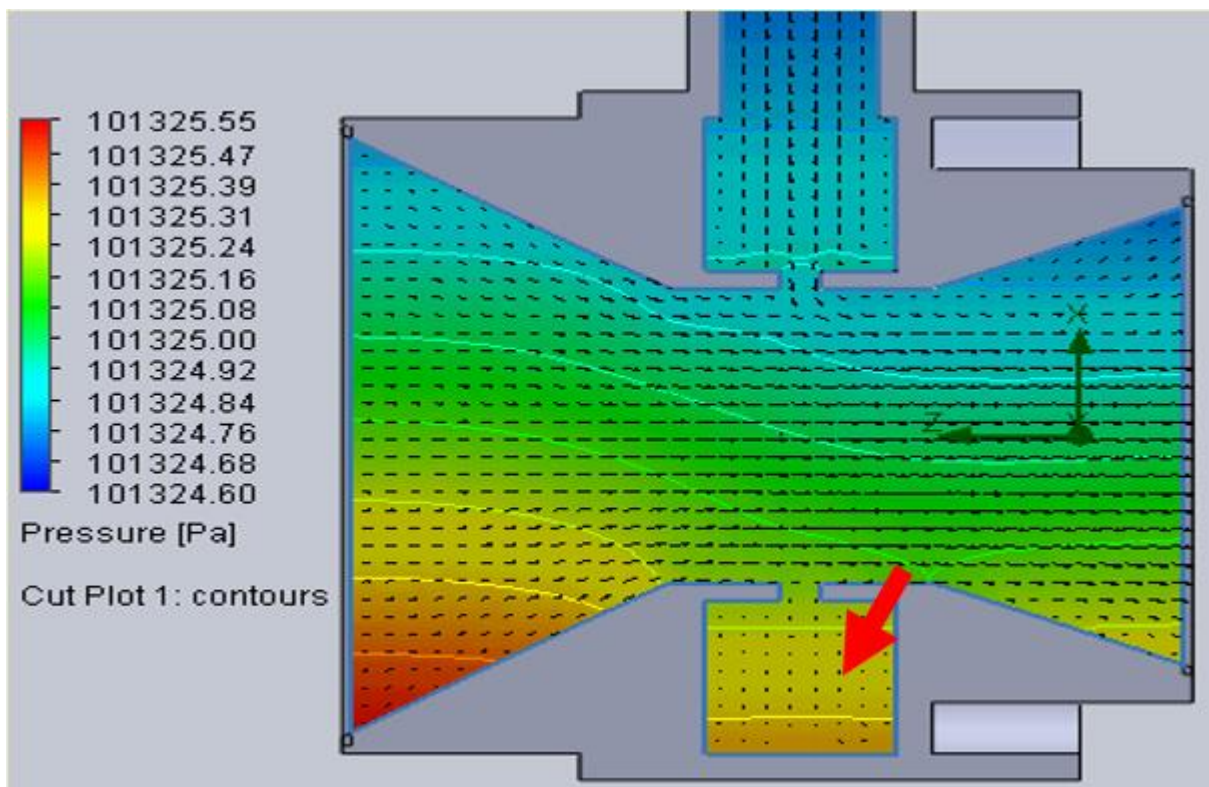
Fonte – Próprio autor.

Através da Figura 28 pode-se perceber o gradiente de pressão ao longo volume de controle possui regiões não uniformes. Há uma maior pressão na região oposta, sinalizada pela seta, à entrada do tubo de injeção de combustível e no canto inferior da entrada de ar. Percebe-se uma menor pressão nas paredes superiores do volume de controle, onde se localiza a região de maior fluxo de entrada de combustível.

Observações importantes a serem percebidas nesta simulação são, tais como:

- a) Surgimento de uma zona de estagnação, sinalizada pela seta, na região inferior do canal de distribuição de combustível onde ocorre a injeção combustível, tornando a distribuição de combustível não-uniforme, através dos furos.
- b) Surgimento de uma zona de baixa pressão e maior velocidade na região próxima aos furos superiores de injeção de combustível, que acaba por tornar a distribuição da mistura ar/combustível não-homogênea na saída do misturador.

Figura 28 - Campo de pressão no escoamento de ar/combustível do misturador de injeção radial.



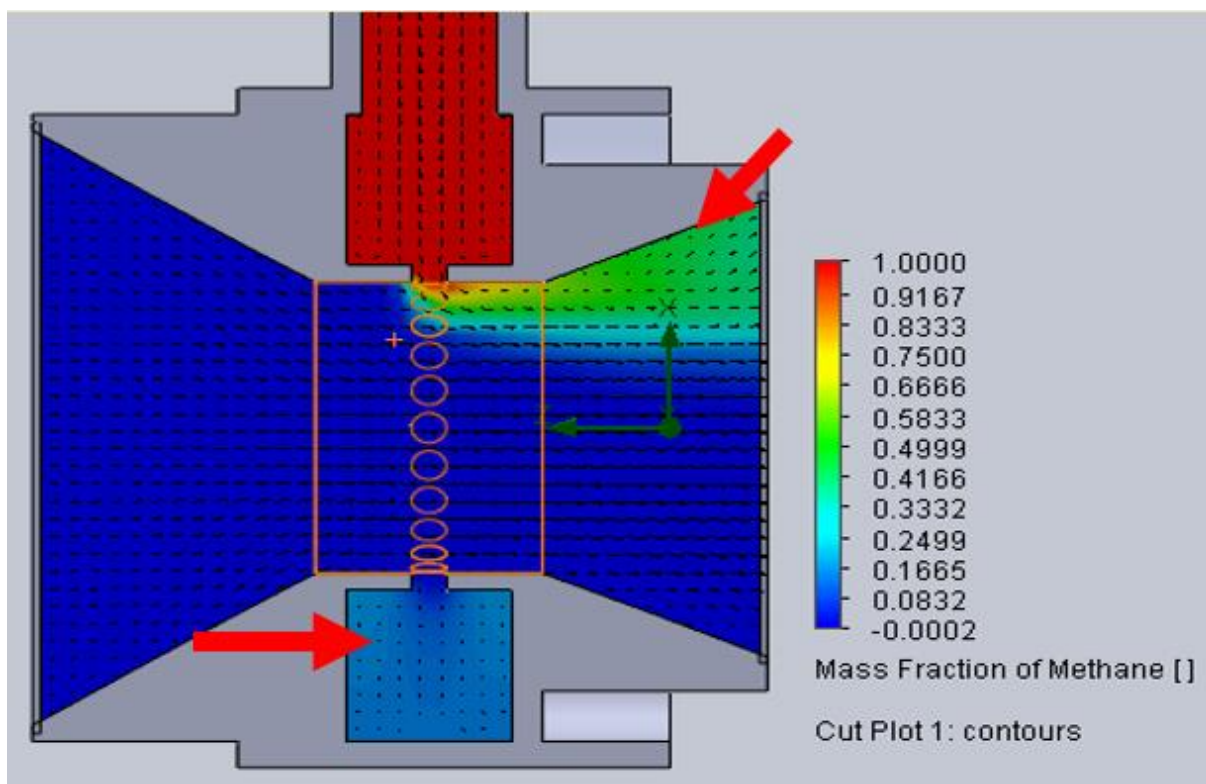
Fonte – Próprio autor.

Através da figura 29, percebe-se com maior clareza a distribuição não-uniforme de combustível ao longo do canal de distribuição radial do volume de controle. Nas regiões mais distantes do ponto de entrada de combustível, percebe-se a ocorrência de diluição de combustível através da entrada de ar pelos furos, indicando assim que há regiões em que a pressão de ar se sobrepõe à de combustível, fazendo com que o ar flua para dentro deste canal de distribuição radial, como assim foi denominado no início deste parágrafo.

Apesar da menor perda de carga ocasionada pela ausência de restrições físicas no volume de controle, ainda assim a distribuição de combustível não ocorre de forma homogênea em relação a área de saída do misturador, conforme sinalizado pela seta. Como

comentado, para as condições de contorno definidas, a diluição de combustível no ar ocorre preferencialmente na região superior da seção transversal do volume de controle em estudo.

Figura 29 – Gradiente de diluição de metano no ar aplicado ao misturador de injeção radial.



Fonte – Próprio autor.

Através da visualização das imagens resultantes da simulação dos dois misturadores percebe-se alguns fatos importantes. Fica claro que a presença de um tubo para injeção de combustível no misturador de injeção pontual eleva a perda de carga do escoamento produz uma zona de estagnação e recirculação à jusante deste tubo que prejudica a homogeneização da mistura ar/combustível.

Já em relação ao misturador com injeção radial, percebe-se a não homogeneização radial na distribuição de combustível devido ao mesmo ser conduzido por um único tubo para então ser distribuído no canal radial comentado anteriormente ou ainda não possuir uma distribuição gradual dos diâmetros dos furos de forma a compensar a perda de carga não uniforme ao redor do volume de controle. Devido à ausência de objetos físicos (a exemplo, o tubo de injeção de combustível do misturador de injeção pontual) na região de escoamentos dos fluidos, esta geometria apresenta-se com menor perda de carga, porém ainda com problemas na homogeneização uniforme da mistura na direção radial na saída do misturador.

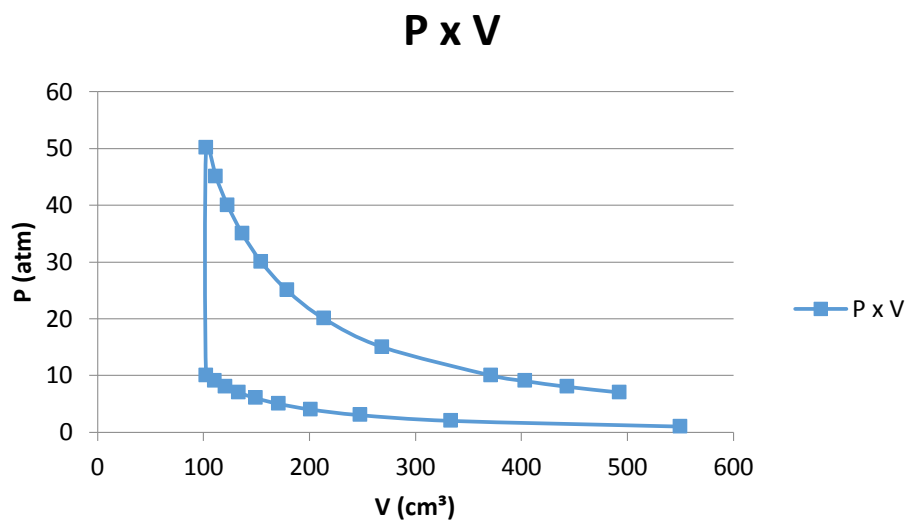
5.3 Simulações de Combustão utilizando GASEQ

Para estimativa dos gráficos $p-v$ e $T-s$ através do software *GASEQ*, foram feitas algumas considerações a respeito do processo de combustão, tais como:

- a) Ciclo de ar-padrão Otto, onde a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão encontra-se no ponto morto superior;
- b) Ciclo consiste em quatro processos internamente reversíveis em série, são eles:
 - Compressão Isentrópica;
 - Transferência de calor a volume constante para o ar a partir da fonte externa de calor (ignição da mistura);
 - Expansão Isentrópica (curso de potência);
 - Rejeição de calor do ar conforme o pistão está no ponto morto inferior.

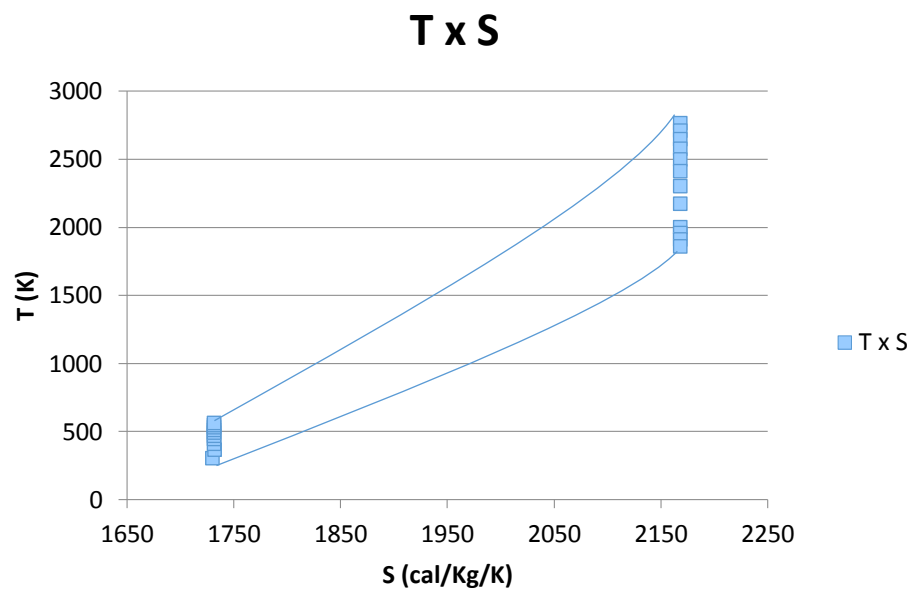
Para obtenção dos gráficos das figuras 30 e 31, foram estimados 22 pontos, atribuindo a pressão atmosférica (momento em que o ar é admitido e ocupa todo o volume de controle) ao primeiro ponto, onde se inicia a compressão isentrópica, variou-se esta pressão em uma unidade até o valor de 10 atm. A partir deste ponto admitiu-se a ocorrência da combustão a temperatura adiabática à volume constante, obtendo-se uma elevação de pressão até aproximadamente 50 atm. Em seguida admitiu-se a redução de pressão até aproximadamente 7 atm, sendo este ponto o de volume mais próximo ao volume total, visto que o software *GASEQ* permite a admissão de números fracionados de pressão, sendo este considerado o ponto de exaustão dos gases para este ciclo com processos internamente reversíveis. Tais gráficos obtidos neste resultado simulacional são teoricamente validados por se assemelharem aos citados na Figura 03, do item 3.3 deste trabalho.

Figura 30 – Diagrama PxV obtido através de simulação no software GASEQ



Fonte – Próprio autor.

Figura 31 – Diagrama TxS obtido através de simulação no software GASEQ



Fonte – Próprio autor.

6 CONCLUSÃO

A realização desta pesquisa, caracterizada como um estudo sobre a adaptação de um sistema de admissão ar-combustível de um motor de combustão interna de ciclo Otto aplicado em sistema de geração de energia para trabalhar com biogás, apresentou resultados satisfatórios em termos de projeto de instalação do sistema de conversão do motogerador em estudo. Nesse contexto, alguns aspectos de projeto da instalação puderam ser materializados em protótipos de componentes e dispositivos acessórios para adaptação do motogerador.

Algumas conclusões podem ser realçadas a partir da realização deste trabalho de pesquisa:

- A preparação e condicionamento do motor para a realização da pesquisa se mostrou fundamental para o trabalho de conversão do motogerador, tendo em vista as condições inapropriadas de armazenamento por longos anos;
- A análise criteriosa dos kit's de conversão de motores de combustão interna à gasolina para operação com GNV, permitiu identificar os pontos frágeis do sistema previamente instalado, visando a aplicação do biogás enquanto combustível de projeto;
- O estudo fluidodinâmico, a partir de simulação computacional, permitiu interpretar mais adequadamente os fenômenos presentes no processo de mistura ar-combustível a partir do dispositivo de injeção de biogás;
- O estudo do processo de combustão a partir da análise por simulação através do software GASEQ, permitiu entender melhor o ciclo termodinâmico;
- Um dos resultados principais dessa pesquisa foi a materialização do projeto do sistema de compressão de biogás, com a construção de protótipos instalados e operados com motor a partir do aproveitamento racional da energia disponível do eixo-manivela.

Em linhas gerais, a importância principal desse trabalho pode ser caracterizada pela proposta de criação de uma alternativa para desenvolvimento de sistemas autônomos de microgeração a partir do uso de biogás em instalações remotas de produção desse biocombustível através de ETEs ou biodigestores aplicados à biomassa em geral.

7 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

No estudo de produção de biogás em uma ETE com tratamento anaeróbio, a obtenção de dados de produção de biogás ao longo do dia, e principalmente em horário comercial, se faz importante no sentido de conhecer a flutuação de pressão estática na linha de biogás (dado necessário quando se utiliza um motor de combustão interna) e estabelecer uma estimativa média de produção para posterior análise mássica da quantidade de gás a ser armazenado em um balão acumulador para ser utilizado na geração de energia ou queima direta em um *flare*, bem como o dimensionamento deste reservatório de modo a atender a melhor forma de operação da planta-piloto.

Torna-se plausível o estudo termodinâmico do processo de enchimento do balão acumulador e posteriormente a estimativa do tempo em que o volume de biogás contido no balão suporta alimentar o(s) motor(es) que existe(m) na planta, simulando assim uma possível parada de produção de biogás por parte dos reatores. Além da necessidade de conhecer as características do biogás para o dimensionamento correto de uma instalação térmica de geração de energia, é de grande importância o estudo da vazão nominal de produção dos reatores ao longo de 24 horas, objetivando que todo o sistema seja dimensionado (principalmente o motor e o volume do reservatório de gás) da forma correta e conforme a vazão de produção de biogás.

Outro ponto de interesse a ser abordado em trabalhos futuros se dá na forma de implementação do controle da mistura ar/combustível no sistema de admissão do motor. Assim, propõe-se a instalação de um único bico injetor próximo ou acoplado ao duto de entrada de gás combustível no misturador, conforme evidenciado na Figura 51 (vide em apêndice). Este bico injetor será abastecido com gás oriundo do regulador de pressão e comandado através de pulso elétrico por uma unidade de controle eletrônica, que por sua vez receberá sinais de entrada como, composição da mistura de gases de admissão e exaustão, e sinal do regulador de velocidade, que oscilará conforme a carga elétrica aplicada ao gerador. Estes sinais, já processados por esta unidade de controle, servirão para cálculo da quantidade de combustível necessária para o funcionamento e estabilidade operacional do equipamento.

O interesse desse estudo é motivado devido no equipamento estudado, o controle de vazão de combustível ser regulado via válvula mecânica, possuindo vazão constante de combustível, uma vez definido o seu ponto de operação, este tipo de configuração tem melhor eficácia para a operação com cargas elétricas constantes e fixas, ou seja, cada gerador dimensionado e dedicado apenas para uma situação de trabalho específica. Já, em caso em

que haverá acionamento de diferentes tipos de cargas, de diferentes potências e em momentos distintos, este tipo de kit de 2ª geração utilizado neste gerador pode tornar-se inviável, devido a constância da quantidade de combustível de acordo *versus* as diferentes possibilidades de combinações de acionamento elétricos necessários.

Outro ponto importante na instalação de um grupo gerador a biogás em uma ETE se dá a partir da leitura da concentração de metano, onde se faz necessária a existência de uma válvula direcional de fluxo na rede de alimentação do moto-gerador com comunicação automática com o consumo do motor e volume do balão acumulador. Esta adequação tem como principal objetivo a regulação da vazão de alimentação do MCI com base na concentração de metano (combustível) e o direcionamento de parte do fluxo de biogás para queima no *flare*, em casos que a vazão de produção for maior que a vazão de consumo e o balão acumulador esteja completamente cheio (impossibilitado de armazenar maior quantidade de biogás).

REFERÊNCIAS

- ABRUNHOSA, J. D. M., **Simulação de escoamento turbulento complexo com modelagem clássica e de grandes escalas**. 2003. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Pontífica Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2003.
- BAKER, T. J. Automatic Mesh Generation for Complex Three-Dimensional Regions Using a Constrained Delaunay Triangulation, **Engineering with Computers**, v. 5, p.161-175, 1989.
- BOSCH NETO, J. C. **Simulação de emissões de misturas gasolina/etanol em motores de combustão interna**. 2012. Tese (Doutorado em engenharia mecânica com área de concentração em Calor e Fluidos) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, 2012.
- BRASIL. **Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis**, Resolução nº8, de 30 de janeiro de 2015 DOU nº22 de 02 de fevereiro de 2015, Brasil, 2015. Disponível em: <www.anp.gov.br>. Acesso em: 05 fev 2018.
- CASTRO, J. A. S. N., **Otimização de um misturador Ar-GNV**, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, 2008.
- CORONARO, C. R. ; CARVALHO JR. J. A. ; YOSHIOKA J. T. ; SILVEIRA J. L. Determination of ecological efficiency in internal combustion engines: the use of biodiesel. **Appl Therm Engineering**, 29 ed., p.1887-1892, 2009.
- CROOKES, R. J. Comparative bio-fuel performance in internal combustion engines. **Biomass Bioenergy**, v. 30, n. 5, p. 461-468, 2006.
- CUMMINS POWER GENERATION. **Manual de Aplicação - Grupos Geradores Arrefecidos a Água**. Disponível em: <<http://www.ifam.edu.br/cms/images/file/Manual%20Gerador%20CumminsT030Portugu%C3%AAs.pdf>> . Acesso em Setembro de 2017.
- DELAUNAY, B. N. Sur la Sphere Vide. Izvestia Akademia Nauk SSSR, VII Seria, **Otdelenie Matematicheskii I Estestvennyka Nauk**, v. 7 p.793-800, 1934.
- DERI, V. ; MANCINI, G. Development of medium-speed and high-speed Diesel engines to burn natural gas, biogas and lean gas on stationary plants. **SAE Paper**, n. 905111, 1990.
- DOEPR. Diário Oficial do Estado do Paraná. Lei Nº 17.188. **Política Estadual de Geração Distribuída com Energias Renováveis - GDER no Estado do Paraná**. Disponível em: < >. Publicado em 13 de Junho de 2012.
- ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Tuning a liability into na asset: tuning a liability into na asset, a landfill gas-to-energy project development handbook a landfill gas-to-energy project development handbook**. U.S. Enviorionmental Protection Agency- EPA September. EPA,1996.

FILIPIAK, M. **Mesh Generation**, Edinburgh Parallel Computing Centre, The University of Edinburgh, 1st. ed., 1996.

FOX, R. W. ; MCDONALD, A. T., **Introdução à mecânica dos fluidos**, 5 ed., Ed. LTC, Rio de Janeiro, Brasil, 1998.

JATANA, G. S. ; HIMABINDU M. ; THAKUR H. S. ; RAVIKRISHNA R. V. , Strategies for high efficiency and stability in biogas-fuelled small engines, Exp. Therm. **Fluid Sci.**, p. 189-195, 2014.

GÁS BRASILIANO. **Simulador de Consumo**. Disponível em: <o/aplicacoes/>. Acesso em 25 de Janeiro de 2017.

GHOLIZADEH, J. et al. Thermodynamic modeling synthesis gas production in the steammethane reforming to determine the optimal ratio of H₂/CO in fischer-tropsch reaction. **Appl Research Journal**, v. 1, p. 455-459, 2015.

GLOBO GÁS BRASIL. **Combustível original e GNV: perda de potência tem solução técnica**. Disponível em: < tem-solucao-tecnica/ >. Acesso em: 13 de Janeiro de 2017.

GONÇALVES, Francisco; GARBELINI, Luigi; IZYCKI, Luis. **Estudo de caso para implantação de Grupo Moto-Gerador na Universidade Tecnológica Federal do Paraná**. Projeto de Pesquisa – Engenharia Elétrica, UTFPR – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, 2014.

HEYWOOD, J. B. – **Internal Combustion Engines Fundamentals**. New York. Ed. McGraw-Hill, p. 930, 1998.

HOLM-NIELSEN, J. B.; AL SEADI, T.; OLESKOWICZ-POPIEL, P. The future of anaerobic digestion and biogas utilization. **Bioresource Technology**, v. 100, p. 5478-5484. 2009.

HUANG, J. ; CROOKES, R. J. Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. **Fuel**, v. 77, p. 1793-1801, 1998.

SURATA, I. W. ; NINDHIA, T. G. T. ; ATMIKA, I. K. A. ; NEGARA, D. N. K. P. ; PUTRA, I. W. E. P. , Simple conversion method from gasoline to biogas fuelled small engine to powered electric generator, **Energy Procedia**, v. 52, p.626-632, 2014.

JANUZZI, G. M. **Políticas Públicas para a Eficiência Energética e Energia Renovável no Novo Contexto de Mercado: Uma Análise da Experiência Recente dos EUA e do Brasil**. Campinas, São Paulo: Autore s Associados, 1. ed., 2000.

KAPDI, S. S. ; VIJAY, V. K. ; RAJESH, S. K. ; RAJENDRA, P. Biogas scrubbing, compression and storage: perspective and prospectus in Indian context. **Renewable Energy**, v. 30, p. 1195–1202, 2005.

KULKARNI, V. V. ; ADN ARALI, S. M., Design and analysis of fuel intake system for biogas operated spark ignition engine, Rajarambapu Institute of Tecnology, Rajarambapu, Islampur (MS), India, **IEEE**, p.665-669, 2013.

LAWSON, C. L. **Software for C1 Surface Interpolation**, Mathematical Software III, p.161-194, 1997.

LESIEUR, M.. **Turbulence in Fluids**, Third Revised and Enlarged Edition, Ed. Kluwer Academic Publishers, p. 515, 1997.

LOURDINHA, F. ; RAFAEL, K. X. ; AISSE, M. M.; **Tratamento E Utilização De Esgotos Sanitários**. Rio de Janeiro: ABES, 2006.

MACARI, N .C. ; RICHARDON, R. D. ; Operation of a caterpillar 3516 spark-ignited engine on low-Btu fuel. **Journal of Engineering for a Gas Turbines and Power**, v. 109, p. 443-447, 1987.

MAMEDE, J. **Instalações Elétricas Industriais**, 8. ed., LTC, 2010.

MARDANI, B. A. S. ; **Development of advanced intake system for optimum compressed natural gas (CNG) fuelled SI engine performances**, Faculty of Mechanical Engineering, University, 2004.

MIRANDA, R. L. G. **Estudo de caso: análise da viabilidade econômica de geração de energia em horário de ponta com utilização de diferentes fontes energéticas**, UFRJ, 2016.

MIRANDA, R. L. G.; **Geração de Energia com Motor de Combustão Interna de Ciclo Otto a Partir do Biogás de Águas Residuárias**. Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade Federal do Ceará, Fortaleza-CE, 2013.

MOUSINHO, G. F. **Gás natural veicular como combustível automotivo – desenvolvimento do mercado brasileiro e perfil do consumidor no Rio de Janeiro**. Projeto de Fim de Curso – Universidade Federal do Rio de Janeiro Escola Politécnica, Rio de Janeiro, 2003.

MUSTAFA, K. ; SUAT, S. ; EMRAH, D. ; BURAK, Ç. The effect of the CO₂ ratio in biogas on the vibration and performance of a spark ignited engine. Graduate School of Natural & Applied Sciences, Department of Mechanical Engineering, Karabuk University, Turkey, **Fuel**, v.214, p.634-639, 2018.

OSORIO, F. ; TORRES, J. C. Biogas purification from anaerobic digestion in a wastewater treatment plant for biofuel production. **Renewable Energy**, v. 34, p. 2164–2171, 2009.

PARRY, J. ; TATCHELL, D. **Flomerics' EFD Meshing Technology: A White Paper**, Flomerics Ltd, 2008.

PAVANI, Rodrigo Henrique. **Análise das Vantagens e Desvantagens no uso do Gás Natural em Veículos de Passeio**. Monografia (Especialização em Engenharia Automotiva) – Escola de Engenharia de Mauá do Centro Universitário do Instituto de Tecnologia, São Caetano do Sul, SP. CEUN-EEM, p. 88, 2012.

PELLIZA, G. **Análise de veículos convertidos para o uso do combustível gás natural.** Dissertação (Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 2003.

RASHIDI, M. Calculation of Equilibrium Composition in Combustion Products, Chemical Engineering and Technology, **Applied Thermal Energy**, v. 20, p. 571-575, 1997.

RASY, S. **Biogas composition and upgrading to biomethane.** Academic Dissertation of Master in Mathematics and Science of the University of Jyväskylä, Finland, 2009.

REDDY, K. S. ; ARAVINDHAN S. ; MALLICK, T. K. Investigation of performance and emission characteristics of a biogas fuelled electric generator integrated with solar concentrated photovoltaic system. Heat Transfer and Thermal Power Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Madras, Chennai, 600036, **Renewable Energy**, India, v. 92, p.233-243, 2016.

SAIFUL BARI, **Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel dual fuel engine, in: Proceedings of World Renewable Energy Congress (WREC)**, p. 1007-1010, 1996.

SALOMON, K. R. **Avaliação Técnico-Econômica e Ambiental da Utilização do Biogás Proveniente da Biodigestão da Vinhaça em Tecnologias para Geração de Eletricidade. 2007.** Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Itajubá, UF Itajubá-MG, 2007.

SANCHEZ, E., BORJA, R.; TRAVIESO, L. ; MARTIN, A. ; COLMENAREJO, M. F. Effect of organic loading rate on the stability, operational parameters and performance of a secondary upflow anaerobic sludge bed reactor treating piggery waste. **Bioresource Technology**, v.96, p.335-344, 2005.

SÃO PAULO. Secretaria do Meio Ambiente. **Biogás: projetos e pesquisas no Brasil/CETESB**, organização Josilene Ticinelli Vannuzini Ferrer; responsável técnico José Wagner Silva Alves. – São Paulo: SMA, 2006.

SHAPIRO, H. N. ; MORAN, M. J. **Princípios de termodinâmica para engenharia. 4. ed.** Rio de Janeiro: LTC, p. 681, 2002.

SILVEIRA NETO, A. ; MANSUR, S. S. , 2, **Turbulência**, v. 2, ABCM, p. 465, 2003.

SMET, E. ; VAN LANGENHOVE, H. Abatement of volatile organic sulfur compounds and odorous emissions from the bioindustry. **Biodegradation**, v. 9, p. 273-284. 1998.

SMITH MA, F. P. Domestic-scale combined heat-and-power system incorporating a heat pump: analysis of a prototype plant. **Applied Energy**; v.70, p. 215–32, 2001.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C. ; ABBOTT, M. M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**, 7. ed., Rio de Janeiro. Editora LTC, 2010.

SOBACHKIN, A. DUMNOV, G . **Numerical Basis of CAD-Embedded CFD: A White Paper**, Dassault Systemes., 2014.

TAYLOR, C. F. **Análise dos Motores de Combustão Interna. Massachusetts Institute of Technology, EUA.** v. 2, p. 140-141, 1995.

THRING, R. H. Alternative fuels for spark-ignition engines, **SAE Paper** n. 831685, 1985.

URNS, S. R. **An Introduction to Combustion**, 3 ed, Editora McGraw Hill, 2013.

USEPA. **A brief characterization of reciprocating engines in combined heat and power applications. Washington, D.C.: U.S. Environmental Protection Agency.** 2003b.

Disponível em: <http://www.epa.gov/landfill/res/pdf/chp_recipengines.pdf>. Acesso em: 16/04/2017.

WATSON, D. F. **Computing the Delaunay Tesselation with Application to Voronoi Polytopes. The Computer Journal**, v. 24, n.2, p. 167-172, 1981.

WEATHERILL, N. P. ; HASSAN, O. Efficient Three-dimensional Delaunay Triangulation with Automatic Point. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**, v. 37, n.12, p. 2005–2039, 1994.

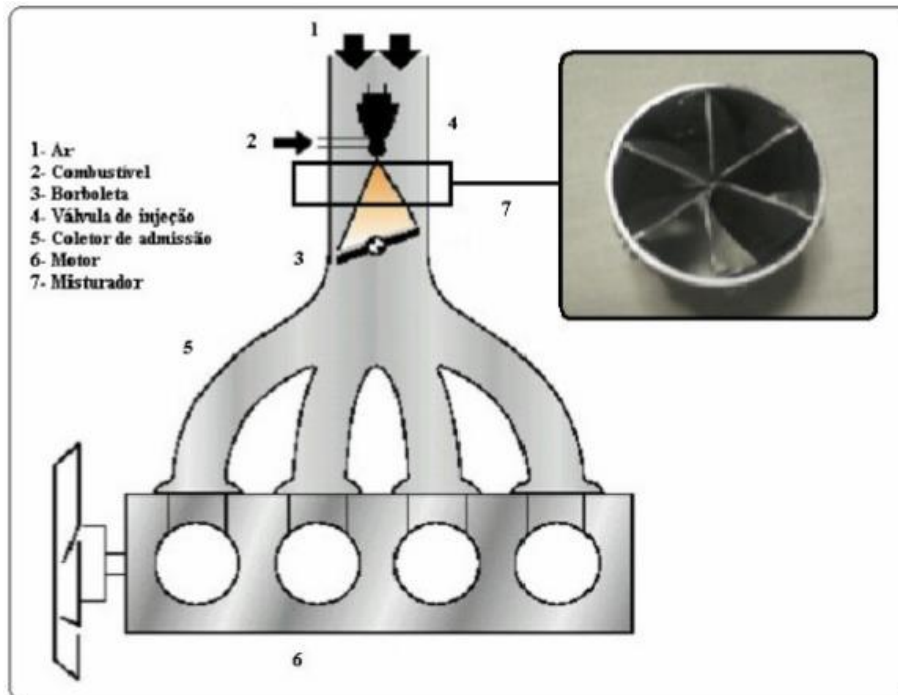
VALIENTE, D. **Análise de Viabilidade Técnica, Econômica, Ambiental e Mercadológica da Instalação Original de Fábrica de Sistema de Conversão para Uso de Gás Natural em Veículos Leves Movidos a Gasolina e/ou Álcool.** Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola Politécnica de São Paulo para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Automotiva. São Paulo, p. 125, 2006.

VANDRESEN, M. ; PEREIRA, M. ; OLIVEIRA, F. B. Desenvolvimento de um kit para conversão de motores diesel estacionários de geradores para operar com mistura diesel - gás natural. **Caderno de publicações acadêmicas**, v. 2, p. 61- 69, 2010.

YUSUF, K. ; MUSTAFA, K. ; EMRAH, D . **Biogas engine performance estimation using ANN.** Engineering Science and Technology, an International Journal. University of Karabük, Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Natural & Applied Sciences, 78050 Karabük, Turkey, 2018.

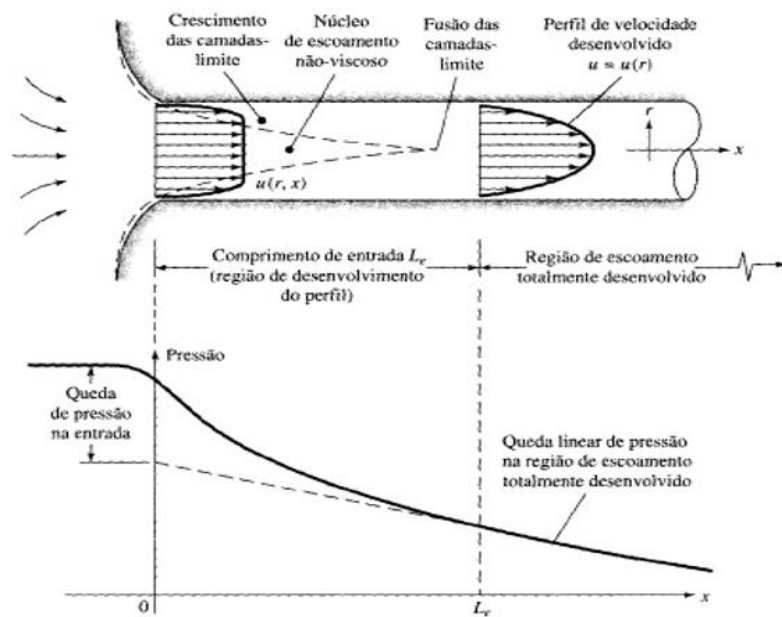
ANEXO

Figura 32 – Localização do mesclador no sistema monoponto.



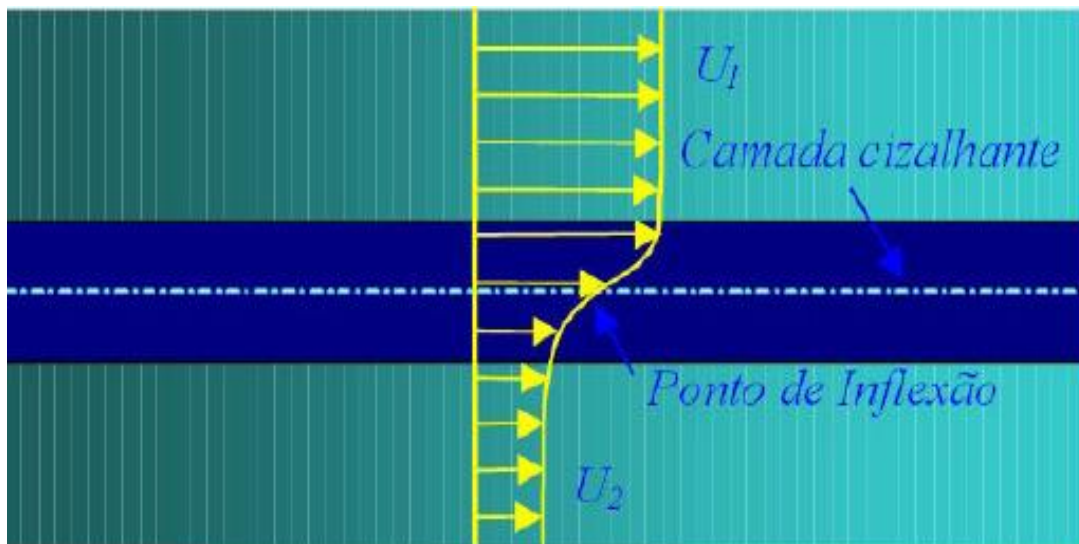
Fonte: Castro, 2008.

Figura 33 – Ilustração do escoamento laminar em duto cilíndrico



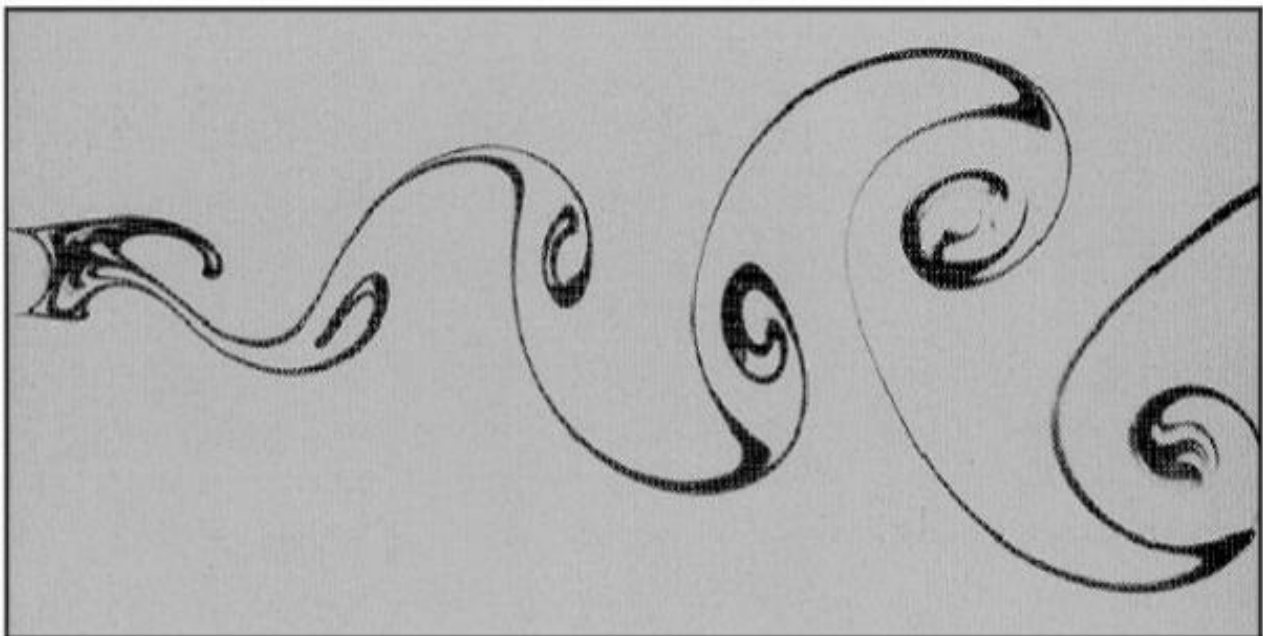
Fonte: White, 1999.

Figura 34 – Campo de velocidade inflexional.



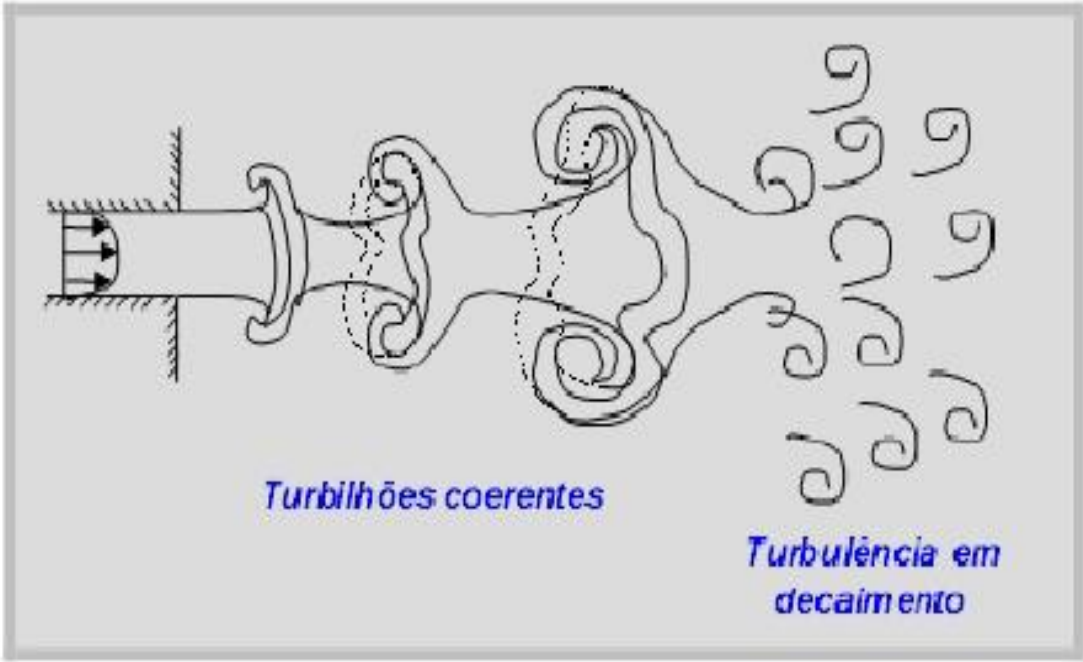
Fonte: Silveira Neto, 2003.

Figura 35 – Estruturas coerentes da esteira de Von-Karman.



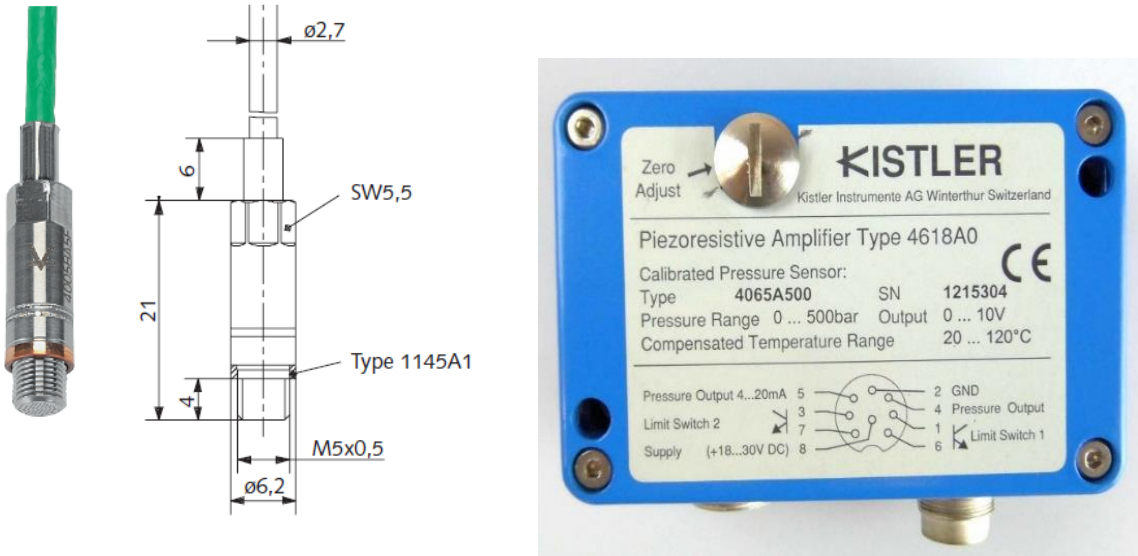
Fonte: Silveira Neto, 2003.

Figura 36 – Decaimento da turbulência.



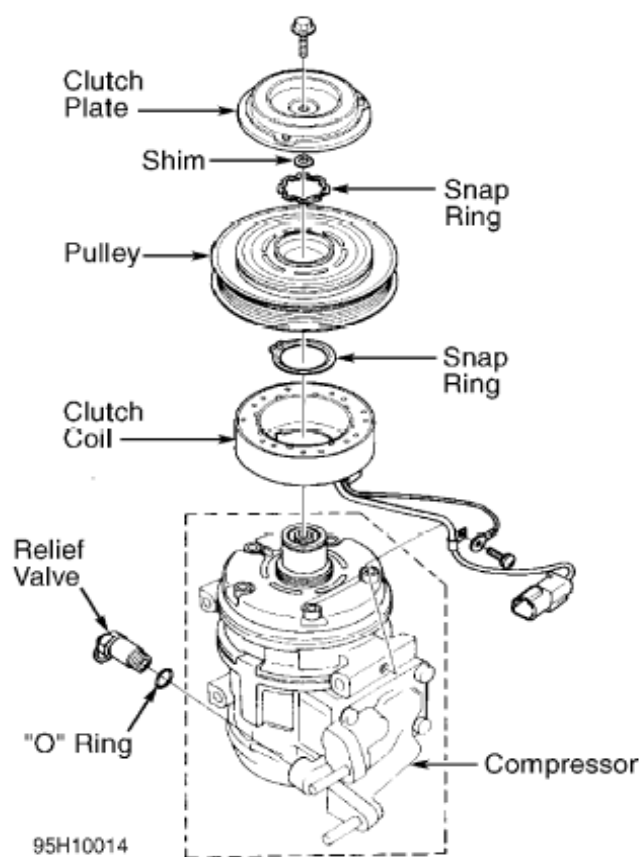
Fonte: Silveira Neto, 2003.

Figura 37 – Sensor pressão piezoresistivo Tipo 4005B e Amplificador de sinal Tipo 4618A0.



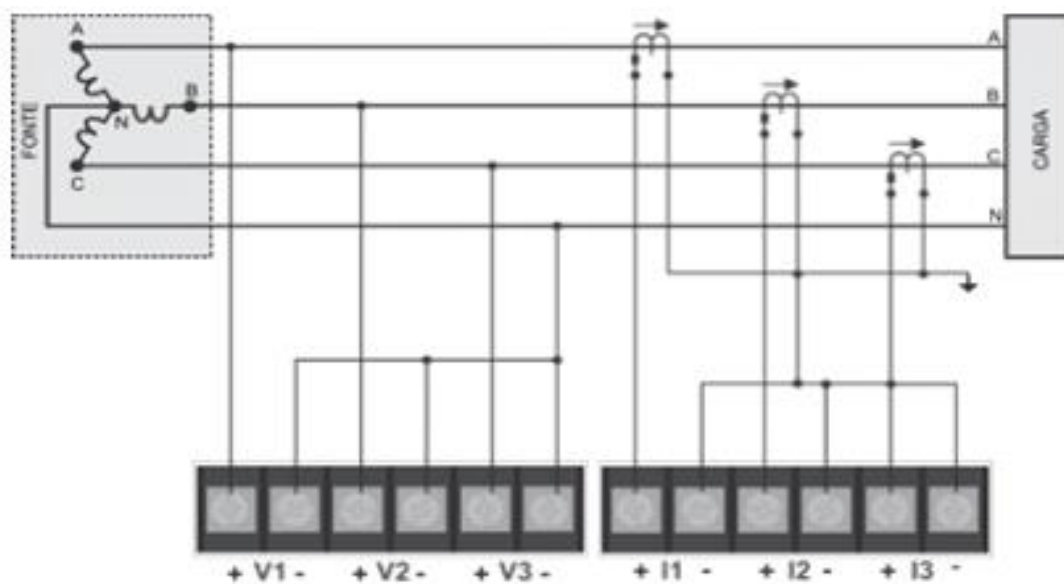
Fonte: Manual Kistler

Figura 38 – Vista explodida da embreagem acoplada ao compressor.



Fonte: American Honda Motor Co.

Figura 39 - Esquema de ligação do tipo Estrela.



Fonte: Manual WEG.

Tabela 03 – Especificações para o motor AP 2000.

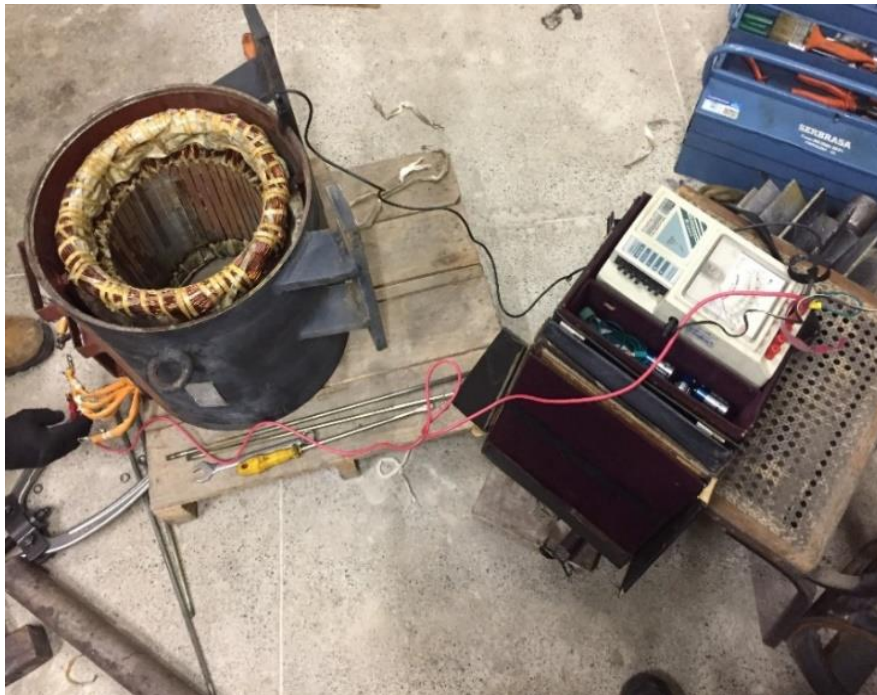
ESPECIFICAÇÕES:

	CARBURADOR		INJEÇÃO
	Álcool	Gasolina	Gasolina
Prefixo	UR	UQ	UQB
Cilindrada (cm ³)	1984		
Diâmetro do cilindro/curso (mm)	82,5/92,8		
Volume câmara combustão cabeçote (cm ³)			29,5
Volume câmara combustão total (cm ³)			55,1
Taxa de compressão	12,5:1	9:1	10:1
Compressão de cilindros PSI (máx/mín)	280/260	190/170	265/235
Variação de compressão entre cilindros (PSI máximo)	15	22	15
Potência máxima: NBR-5484.(CV/rpm)	125/5200	116/5200	125/5800
Torque Máximo: NBR-5484 (N.m/rpm)	185/3600	182/3400	191/3000
Rotação de marcha lenta (rpm)	850 a 950		
Índice de "CO" na marcha lenta (%)	1,0 a 2,0		0,8 a 1,2
Ponto inicial de ignição (marcha lenta, motor quente, (Graus APMS)	8,5 a 9,5		11 a 13
Velas de ignição (NGK/Bosch)	BPR6ES W5DC	BPR5ES W8DC	BPR6ES WR7DC
Capacidade de óleo no cárter c/filtro	3,0 / 3,5 litros		
Capacidade do sistema de arrefecimento	6,9 litros (máx.)		
Consumo máximo de óleo lubrificante	1,0 litro/1000 km		

Fonte: Manual de manutenção – Motor AP2000.

APÊNDICE

Figura 40 – Teste de isolamento do estator do alternador.



Fonte: Próprio autor.

Figura 41 – Amarração e envernizamento das bobinas do alternador.



Fonte: Próprio autor.

Figura 42 – Pistão recuperado.



Fonte: Próprio autor.

Figura 43 - Retificação do cabeçote e limpeza de válvulas.



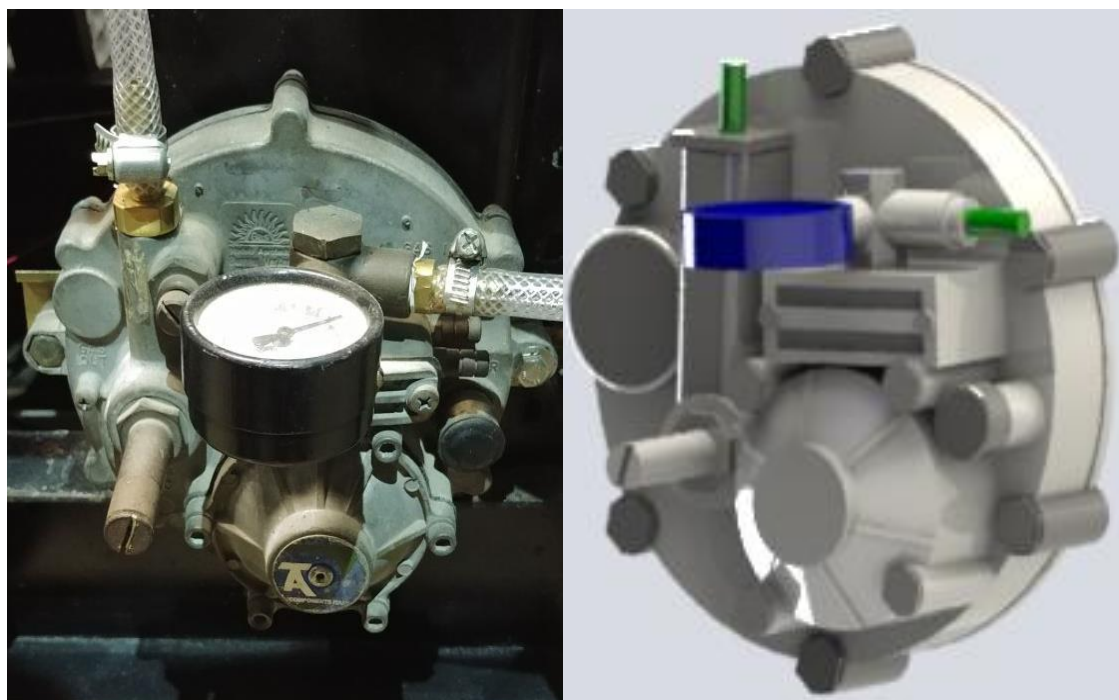
Fonte: Próprio autor.

Figura 44 – Kit de Abastecimento.



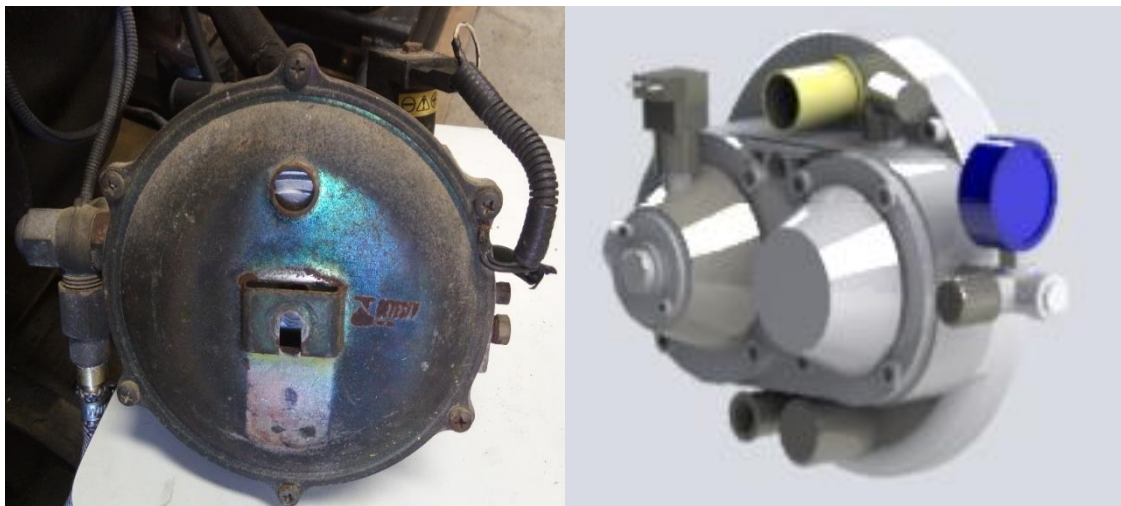
Fonte: Próprio autor.

Figura 45 – Regulador de pressão localizado a jusante do compressor movido pelo eixo manivela.



Fonte: Próprio autor.

Figura 46 – Regulador de pressão localizado no kit de abastecimento.



Fonte: Próprio autor.

Figura 47 – Componentes desmontados e sujos (placa de arrasto e pistões).



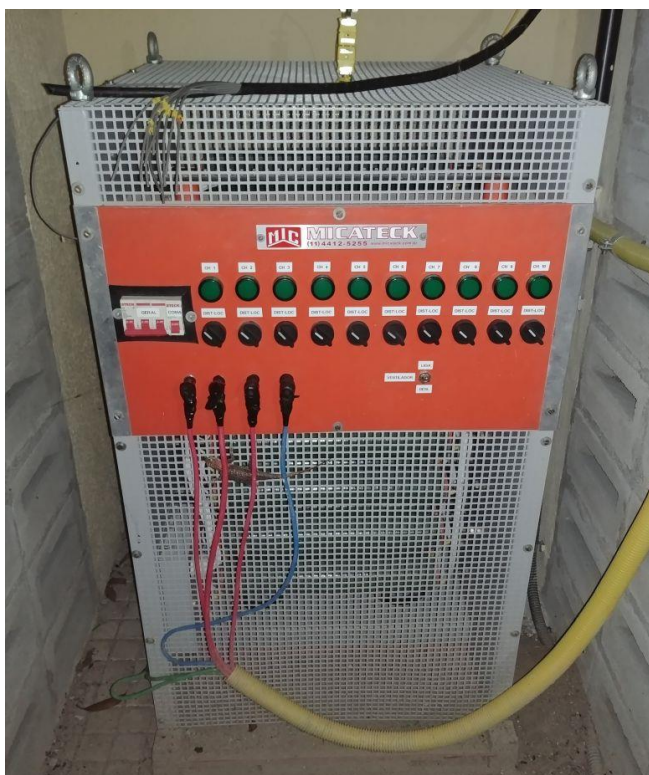
Fonte: Próprio autor.

Figura 48 – Componentes montados e limpos (placa de arrasto, carcaça e pistões).



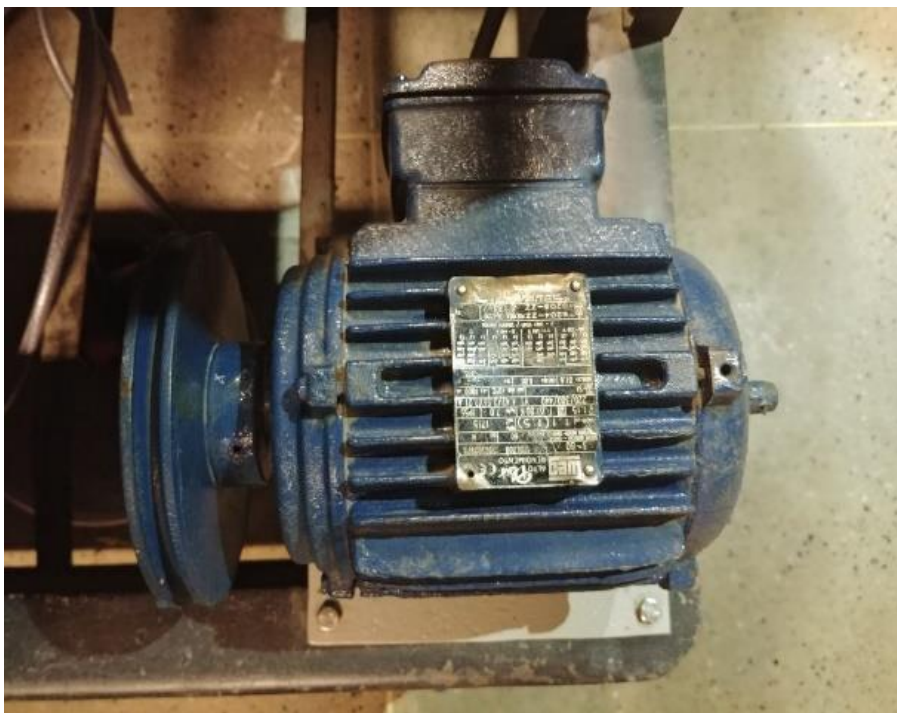
Fonte: Próprio autor.

Figura 49 – Banco de resistência de 30KW.



Fonte: Próprio autor.

Figura 50 – Motor de indução elétrica de 1,5 cv.



Fonte: Próprio autor.

Figura 51 – Bico injetor acoplado ao misturador.



Fonte: Próprio autor.