

**WILLIAM CESAR ZENDRINI**

**Cogeração no setor terciário com motores de combustão interna naturalmente aspirados  
e turbocomprimidos**

**William Cesar Zendrini**

**Cogeração no setor terciário com motores de combustão interna naturalmente aspirados  
e turbocomprimidos**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia e Ciências do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Z54c	<p>Zendrini, William Cesar  Cogeração no setor terciário com motores de combustão interna naturalmente aspirados e turbocomprimidos. / William Cesar Zendrini. – Guaratinguetá, 2022.  56 f : il.  Bibliografia: f. 55-56</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica– Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia e Ciências de Guaratinguetá, 2022.  Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri</p> <p>1. Energia elétrica e calor - Cogeração. 2. Motores de combustão interna . 3. Turbocompressores. I. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU 536.72</p>
------	---

Pâmella Benevides Gonçalves  
Bibliotecária/CRB-8 9203

WILLIAM CESAR ZENDRINI

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO PARTE  
DO REQUISITO PARA OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM NOME DO CURSO



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA  
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI  
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA  
UNESP-FEG



Prof. Dr. RUBENS ALVES DIAS  
UNESP-FEG

Dezembro de 2022

Dedico este trabalho aos meus pais, a quem agradeço as bases que deram para me tornar a pessoa que sou hoje.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus por ter me dado a força necessária para a realização desse trabalho.

Aos meus pais Célia e Ulysses, pelo incentivo diário, desde os meus primeiros passos escolares.

Ao meu tio Aristeu, pelo apoio e generosidade a mim dispensados.

À minha irmã Sofia, por apoiar meu esforço.

Ao meu padrasto Ricardo, pelas dicas e apoio fornecidos.

Ao professor José Antônio Perrella Balestieri, da FEG-Unesp, por tornar possível a realização das atividades, orientar-me no desenvolvimento e ter me conduzido na transformação de escritos primários neste trabalho.

O presente trabalho foi desenvolvido a partir do projeto intitulado “Cogeração no setor terciário com motores de combustão interna naturalmente aspirados e turbocomprimidos”, o qual foi apoiado pela FAPESP - processo nº 2021/09054-2. Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP).

“Ao desconcerto do mundo

Os bons vi sempre passar  
No mundo graves tormentos;  
E para mais me espantar,  
Os maus vi sempre nadar  
Em mar de contentamentos.  
Cuidando alcançar assim  
O bem tão mal ordenado,  
Fui mau, mas fui castigado:  
Assim que só para mim  
Anda o mundo concertado”;  
Luís de Camões

## RESUMO

As fontes energéticas estão atualmente sob constante debate no cenário mundial e em diversos países se observa uma grande pressão por parte dos setores governamentais quanto a mudanças referentes ao viés ambiental na oferta de energia. Nesse contexto, esta pesquisa analisa a eficiência e os benefícios que um sistema de cogeração, em substituição ao sistema de geração convencional, pode trazer a uma organização do setor terciário. Para acompanhar o cenário de mudança mundial no que diz respeito à melhoria da eficiência nos motores a combustão, este trabalho traz luz a abordagem de motores sobrealimentados e naturalmente aspirados. Dessa maneira, busca-se demonstrar de forma mensurável o real ganho que o motor turbocomprimido oferece frente à antiga tendência de motores com volumes de deslocamento cada vez maiores. Em vista de oferecer dados factíveis sobre o tema, como base teórica utilizam-se artigos publicados sobre este campo, mais especificamente, o consumo em um shopping center. Nesse contexto, esta apresentação considera as análises integral e diferencial da demanda de energia térmica e elétrica. Para a parte integral, considera-se dados médios da demanda, enquanto se utiliza consumo energético por hora na parte diferencial. O trabalho também analisa a estratégia de adotar dois ou mais motores, permitindo paridade térmica ou elétrica, além de facilitar o plano de manutenção. Dessa maneira, os dados analisados evidenciam a melhor eficiência do sistema de cogeração frente ao sistema de geração, pois é capaz de aproveitar a energia térmica que normalmente se despreza nos motores de combustão interna. Em adição, os resultados levam à conclusão de que o motor sobrealimentado oferece rendimento cerca de 40% superior frente ao naturalmente aspirado. Por último, revela-se estrategicamente importante a utilização de mais de um motor ao se trabalhar com tais projetos, visando a possibilidade de trabalho em paridade térmica ou elétrica.

**PALAVRAS-CHAVE:** Cogeração. Motor de combustão interna. Turbocompressão. Setor terciário.

## **ABSTRACT**

Energy sources are currently under constant debate on the world stage and in several countries there is great pressure from governmental sectors regarding changes related to the environmental bias in the supply of energy. In this context, this research analyzes the efficiency and benefits that a cogeneration system, replacing the conventional generation system, can bring to an organization in the tertiary sector. To keep up with the scenario of world change regarding the improvement of efficiency in combustion engines, this work brings light to the approach of supercharged and naturally aspirated engines. In this way, it seeks to demonstrate in a measurable way the real gain that the turbocharged engine offers over the old trend toward ever larger displacement engines. In order to offer feasible data on the subject, published articles on this field are used as a theoretical basis, more specifically, consumption in a shopping mall. In this context, this presentation considers the integral and differential analyses of thermal and electrical energy demand. For the integral part, average demand data is considered, while energy consumption per hour is used in the differential part. The work also analyzes the strategy of adopting two or more motors, allowing thermal or electrical parity, as well as facilitating the maintenance plan. In this way, the data analyzed shows the better efficiency of the cogeneration system compared to the generation system, because it is able to take advantage of the thermal energy that is normally neglected in internal combustion engines. In addition, the results lead to the conclusion that the supercharged engine offers about 40% better performance than the naturally aspirated one. Finally, it is strategically important to use more than one engine when working with such projects, aiming at the possibility of working in thermal or electrical parity.

**KEYWORDS:** Cogeneration. Internal combustion engine. Turbocharger. Tertiary sector.

## SUMÁRIO

1	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	9
1.1	MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI).....	9
1.1.1	<b>Unidade de Controle do Motor (Engine Control Unit, ECU)</b> .....	10
1.2	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO.....	10
1.2.1	<b>Sistema de Refrigeração por Compressão (SRC)</b> .....	11
1.2.2	<b>Sistema de Refrigeração por Absorção (SRA)</b> .....	11
2	OBJETIVOS .....	12
2.1	<b>Objetivos específicos</b> .....	12
3	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	13
4	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	16
4.1	SIMULAÇÃO SIMPLES EFEITO .....	16
4.2	SIMULAÇÃO COM DUPLO EFEITO .....	17
4.3	EFEITO DA TURBOCOMPRESSÃO .....	17
4.4	ADEQUAÇÃO À NORMATIVA 235.....	17
4.5	ANÁLISE DIFERENCIAL .....	17
4.6	UTILIZAÇÃO DE MAIS MOTORES .....	18
4.7	APLICAÇÃO DA UNIDADE DE CONTROLE DO MOTOR VARIÁVEL.....	18
4.8	ESTUDO ECONÔMICO .....	18
5	<b>DESENVOLVIMENTO</b> .....	19
6	<b>CONCLUSÃO</b> .....	54
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	55

## 1 INTRODUÇÃO

Ferreira (2011) diz que a cogeração é o processo para fins da produção combinada das utilidades calor e potência de eixo a partir da energia disponibilizada por uma fonte primária. Van Wylen et al. (2018) apresentam a Segunda Lei da Termodinâmica enunciada por Kelvin em 1851, a qual elucida que “não há nenhum processo no qual o calor é extraído de uma fonte e convertido inteiramente em trabalho útil, sem nenhuma outra consequência para o resto do universo.” Dessa forma, ao utilizar um gerador de eletricidade, parte da energia contida no combustível utilizado é transformada em calor e dispersada para o meio-ambiente. Nesse cenário, a cogeração aproveita o calor dissipado para produzir eletricidade, a qual poderá ser utilizada no aquecimento ou resfriamento de água, na geração de vapor, entre outros fins. Assim, por mais eficiente que seja um gerador termelétrico, a maior parte da energia contida no combustível usado para seu acionamento é transformada em calor e perdida para o meio-ambiente.

Trata-se de uma limitação física que independe do tipo de combustível ou da máquina térmica. Por essa razão, no máximo 50% da energia do combustível usado em um gerador pode ser transformada em energia elétrica. Como muitas indústrias e prédios comerciais necessitam de energia térmica, como água quente, a utilização da tecnologia de cogeração é bastante viável, uma vez que o calor produzido na geração elétrica é usado no processo produtivo sob a forma de vapor ou água quente. Logo, pode apresentar-se como uma solução vantajosa ao trazer para o consumidor a economia de combustível que necessitaria para produzir o calor do processo. A eficiência energética é, desta forma, bem mais elevada, por tornar útil até 90% da energia do combustível. Contudo, há o inconveniente do calor gerado poder ser utilizado somente próximo ao equipamento da cogeração, o que limita estas instalações a unidades relativamente pequenas se comparadas com os geradores das concessionárias de energia.

### 1.1 MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA (MCI)

O motor de combustão interna é uma máquina térmica que tem como função converter energia proveniente da queima de combustíveis em energia mecânica. Os tipos de motor de combustão interna mais utilizados são o motor a gasolina e o motor a diesel. Eles estão presentes principalmente nos meios de transporte, como carros, caminhões e motocicletas.

No MCI, a energia proveniente da combustão movimenta os pistões, que por sua vez o virabrequim, permitindo assim o emprego da potência de eixo. Além disso, os gases produtos da queima possuem alta entalpia, adequando seu uso na cogeração.

### 1.1.1 Unidade de Controle do Motor (Engine Control Unit, ECU)

FUELTECH (2022) explica que a ECU do motor controla a injeção do combustível e, nos motores a gasolina, o momento da ignição para acendê-lo. Ele determina a posição dos internos do motor usando um sensor de posição do virabrequim para que os injetores e o sistema de ignição sejam ativados precisamente no momento correto.

Assim, um MCI é, por concepção, uma bomba de ar que se alimenta usando combustível. Dessa forma, à medida em que o ar é admitido, deve-se fornecer combustível suficiente para criar energia para sustentar a operação do motor, enquanto sobra uma quantidade útil para impulsionar o carro quando necessário. Essa combinação de ar e combustível é chamada de mistura. Assim, havendo muita mistura, o motor estará em alta carga, e ao contrário, com pouca mistura, o motor não será capaz de se sustentar em rotação.

Nesse sentido, além da importância da quantidade de mistura, há a relevância da proporção dos componentes. Dessa forma, caso haja combustível em demasia e pouco oxigênio, a combustão se tornará rica e desperdiçadora. Da mesma forma, se houver pouco combustível e muito oxigênio, a combustão se tornará pobre e fraca.

Nos veículos automotivos, até final da década de 1990, o controle da quantidade de mistura e a proporção de seus componentes era realizado por um dispositivo de medição totalmente mecânico chamado carburador, que continha basicamente duas partes principais: uma pela qual o ar é aspirado para dentro do motor, após ser filtrado pelo elemento de papel e a outra parte consistia na entrada do combustível. Dessa maneira, o motor sugava o combustível, pela pressão negativa na câmara proveniente do deslocamento do pistão.

Considerando as exigências nos veículos modernos, quanto à eficiência de combustível e redução da emissão de gases poluentes, a mistura passou a ser melhor controlada por uma ECU, que administra a injeção de combustível, ignição e auxiliares do motor usando equações armazenadas digitalmente e tabelas numéricas.

## 1.2 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

INFOESCOLA (2010) diz que um sistema de refrigeração é qualquer mecanismo que consiga retirar calor de determinado ambiente. Para tal, o sistema de refrigeração necessita do *input* de alguma forma de energia em determinado componente de seu ciclo, normalmente sendo potência de eixo no compressor ou energia térmica no gerador, para que através de diferença de pressão, concentração ou temperatura, seja retirado calor do ambiente.

### 1.2.1 Sistema de Refrigeração por Compressão (SRC)

A refrigeração por compressão é a mais usada no condicionamento de ar de ambientes, como resfriamento e congelamento de produtos.

INOESCOLA (2010) traz ainda que neste sistema o fluido refrigerante entra no evaporador a baixa pressão, na forma de mistura de líquido mais vapor, e retira energia do meio ambiente enquanto passa para o estado de vapor. O vapor entra no compressor onde é comprimido e bombeado, tornando-se vapor e deslocando-se para o condensador, que tem a função de liberar a energia retirada do ambiente. O fluido, ao liberar energia, passa do estado de vapor para líquido, processo denominado condensação, e finalmente entra na válvula de expansão, onde tem sua pressão reduzida, para novamente ingressar no evaporador e reiniciar o ciclo. A vantagem deste ciclo é o COP elevado, normalmente acima de 3. Entretanto, utiliza energia elétrica com fonte, a qual é considerada energia nobre.

### 1.2.2 Sistema de Refrigeração por Absorção (SRA)

Nos sistemas por absorção, utilizam-se pares de fluidos na sua operação, geralmente amônia-água ou água-brometo de lítio, um atuando como refrigerante e outro como absorvente. No ciclo de absorção de amônia/água, o vapor de amônia a baixa pressão é absorvido pela água e a solução líquida é bombeada a uma pressão superior por uma bomba de líquido. Quando o vapor de amônia deixa o evaporador a baixa pressão, ele é absorvido por uma solução com baixa concentração em amônia, denominada solução fraca. Após a absorção, obtém-se uma solução rica em amônia denominada solução forte, que é bombeada por meio de um trocador de calor ao gerador, onde será mantida a alta temperatura e alta pressão. Desta forma, o vapor de amônia se separa da solução e segue para o condensador e depois de condensado vai para a válvula de expansão e para o evaporador. A solução fraca então retorna ao absorvedor e o ciclo se reinicia. A grande vantagem do SRA é a utilização de calor como fonte de energia, sendo que normalmente seria desprezado nos sistemas convencionais, mas que neste ciclo pode ser bastante útil para refrigerar ambientes.

## 2 OBJETIVOS

Este trabalho tem o objetivo de analisar o uso de sistema de cogeração e sua aplicação no setor terciário, através de análises integrais e diferenciais. Ainda, busca-se a interpretação quantitativa do efeito da turbocompressão nos motores de combustão interna. Ademais, pretende-se analisar macroeconomicamente os parâmetros para investimento.

### 2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Quantificar a diferença no rendimento de SRA com simples e duplo efeito
- Quantificar a melhor no rendimento de motores turbocomprimidos
- Qualificar o emprego da cogeração em um *shopping center*

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para a tratativa de cogeração com motores a combustão no setor terciário, buscou-se na literatura referências de similar objetivo para servir de apoio. A primeira necessidade de definição para o desenvolvimento foi a demanda em uma instituição do setor terciário. Yang et al (2015) propuseram estudos sobre consumo e produção de energia térmica e elétrica em diferentes instalações, como hotéis, casas, shopping centers, escritórios e hospitais, visando otimizar o sistema de distribuição. Tal estudo utilizou turbina a gás alimentando geradores para a produção de energia elétrica, acoplando ainda sistemas de refrigeração por compressão (SRC) e sistemas de refrigeração por absorção (SRA). Foi evidenciado o modo de montagem e cálculo do sistema construído e também quanto de energia foi suprida para cada instalação.

Ainda relativamente à cogeração, Boulahlib et al. (2018) investigaram o desempenho energético de um motor de combustão interna por centelha (sparked ignition engine), considerando três tipos de combustíveis. A utilidade deste artigo se mostra no monitoramento da temperatura do gás e a quantidade de gases dessa emissão, bem como sua composição. Como o trabalho possui o viés da cogeração, a rotação foi fixada, mas variou-se a carga, método o qual também poderá ser utilizado neste trabalho (principalmente ao utilizar modelagem diferencial<sup>1</sup>), na qual a demanda de energia varia com o tempo e conseqüentemente a produção se altera

Para a modelagem de sistemas, Eriksson (2002) propôs uma solução alternativa aos diversos modelos existentes que dizem respeito à motores sobrealimentados. Tais motores utilizam normalmente equações complexas e modelos com grande precisão, que definem o sistema como sendo diversas partes que trabalham em conjunto. A proposta de tal estudo foi apresentar uma modelagem tendo cada componente sua descrição própria e simplificada, na intenção de obter modelos que possam ser utilizados em outros estudos individualmente para cada elemento. O método de análise utilizado foi o de valores médios, pois oferece boa opção para supervisão de parâmetros, uma vez que a velocidade de processamento de dados é superior ao demais métodos existentes.

Arshad et al. (2020) trazem contribuições no campo da modelagem e definição de sistemas de aproveitamento de energia. Tal estudo engloba um sistema de refrigeração por

---

<sup>1</sup> Entenda-se por modelagem integral aquela que preliminarmente se realiza com estados termodinâmicos fixos nos diversos pontos da configuração de um sistema térmico a partir de valores pontuais de vazões e potências, de modo a definirem-se preliminarmente as bases operacionais de um projeto de sistema térmico em condição nominal de projeto; a partir da discretização horária das vazões e potências, desenvolve-se a modelagem diferencial ou pontual, a qual permite avaliar a condição de carga parcial dos equipamentos selecionados.

absorção de duplo efeito, descrevendo os componentes e exemplificando utilização. Além disso, Arshad et al. (2020) utilizaram em seu modelo o brometo de lítio, mistura binária a qual se tinha prioridade por representar um avanço tecnológico frente ao emprego de amônia e, portanto, foi considerado relevante para o presente trabalho. Foi evidenciado o funcionamento do sistema, bem como a capacidade de geração deste.

Como fonte de informações sobre motores, utilizaram-se catálogos e Product Guides da empresa Wärtsilä (2022), além de um livro sobre motores de combustão interna (FERRARI, 1996). A companhia possui amplo portfólio na área de geração de energia elétrica com motores de combustão interna e fornece excelente detalhamento técnico dos produtos, bem como suporte online. Para o embasamento teórico referente à refrigeração a ser empregada no presente trabalho, tomou-se por base um livro clássico da área (STOECKER, 1985).

A partir da revisão, assumindo-se que a máquina térmica primária a se utilizar seria o motor de combustão interna, levando-se em conta a limitação de cargas parciais de operação impostas pela grande maioria de fabricantes. Assim, a empresa brasileira FuelTech (2022) apresenta diversas ECU's (Engine Control Unit) que permitem alterar e otimizar o funcionamento do motor. Com essa base teórica, existe a possibilidade de trabalhar em qualquer carga parcial, respeitando o limite de faixa ótima do equipamento.

Considerando a modelagem diferencial do sistema, Joseph e Danny (2002) trazem a demanda de energia elétrica e a aplicação final desta em quatro shopping centers chineses. Os autores representam tal consumo e sua sazonalidade estabelecendo valores diferenciados para inverno e verão, além de especificar se a energia é empregada na iluminação, climatização, aparelhos elétricos ou elevadores. Tais dados se fazem necessários, uma vez que o sistema proposto pelo presente trabalho leva em conta a demanda elétrica geral e de climatização. Além disso, as cidades chinesas abordadas no estudo de Joseph e Danny (2002) são situadas perto do Trópico de Câncer, assemelhando-se em seu clima com boa parte do território brasileiro.

Chun *et al.* (2021) traz a curva de demanda típica de energia ao longo do dia no cenário brasileiro. Juntando o conhecimento da curva característica e a distribuição do uso dessa energia, como proposto por Joseph e Danny (2002), torna-se teoricamente possível o levantamento do consumo diferencial em instituições do setor terciário.

O estudo de Ferreira (2011) sinaliza que, na paridade térmica, a planta gera energia térmica para qualquer que seja a aplicação (vapor, água fria/quente) à medida em que é demandada pela aplicação. Neste caso, deve ser estudada a possibilidade de venda de energia elétrica para a rede caso exista um excedente, ou sua compra em caso contrário, sendo pouco relevante a demanda e a geração de energia elétrica. Na paridade elétrica, acontece o oposto,

isto é, a planta gera energia elétrica na medida em que é demandada e o déficit de energia térmica é completado com queima suplementar em uma caldeira de reserva, por exemplo. No caso de excedente de energia térmica, as opções são a venda (caso haja condições técnicas e interessados locais), termoacumulação ou o simples descarte.

Ressalta-se que os artigos supracitados não tratam diretamente de cogeração com motores turbocomprimidos, tanto quanto acoplados a sistema refrigeração por absorção. Porém, neste trabalho, a cogeração com esses motores é abordada, pois a investigação busca os melhores valores para o rendimento do sistema, aumentando capacidade de geração elétrica e térmica bem como reduzindo o espaço físico necessário para implementação dos equipamentos, considerando e analisando condições de diferentes climas e demandas energéticas.

## 4 MATERIAL E MÉTODO

A pesquisa foi realizada através de estudo de caso referente a um *shopping-center*, que é uma instituição classificada como setor terciário, enfatizando sua demanda característica de consumo energético térmico - utilizado no sistema de ar-condicionado - e elétrico.- utilizado na iluminação e demais equipamentos.

Dessa maneira, foi realizada a revisão bibliográfica supracitada para a realização da fundamentação técnica e científica da pesquisa, obtendo o aporte de informações sobre o panorama de utilização das tecnologias, bem como o repertório necessário ao conhecimento das características analisadas referentes à instituição e posterior comparação dos resultados obtidos.

Assim, de face às características da instituição para a qual é proposto o sistema de cogeração, tornou-se possível pesquisar um MCI correspondente, capaz de suprir os picos de consumo de energia. Neste contexto, fornecedores como Cummins, Hyundai, Wärtsilä e Mitsubishi foram considerados, porém para as simulações da parte térmica, necessitou-se de informações bastante técnicas sobre os parâmetros de funcionamento do motor, as quais estão disponíveis para amplo acesso nos Product Guides da Wärtsilä (2022), o que trouxe facilidade à pesquisa e por isso, houve a opção por esse fornecedor.

### 4.1 SIMULAÇÃO SIMPLES EFEITO

Considerando os parâmetros de funcionamento do motor, tornou-se possível a modelagem do sistema de refrigeração por absorção. Assim, foram aplicadas a equação da conservação de massa (ECM) e a equação da conservação de energia (ECE), fechando volume de controle em cada um dos componentes do SRA.

Neste contexto, considerando o gás natural como metano e o ar atmosférico sendo 21% O<sub>2</sub> e 79% N<sub>2</sub>, com a equação 1 pode-se conhecer o calor específico a pressão constante dos gases, na qual B, D e E são os coeficientes molares:

$$cp = \frac{B*cpB+D*cpD+E*cpE}{B+D+E} \quad (1)$$

cp: calor específico à pressão constante

Ainda, considera-se que a variação de entalpia é:

$$\Delta h = cp * \Delta T \quad (2)$$

$\Delta h$ : variação de entalpia

$\Delta T$ : variação de temperatura

Para a conservação de energia:

$$\dot{m}_e * h_e = W + \dot{m}_s * h_s \quad (3)$$

$\dot{m}_e$ : vazão mássica de entrada

$\dot{m}_s$ : vazão mássica de saída

$h_e$ : entalpia de entrada

$h_s$ : entalpia de saída

$W$ : trabalho

#### 4.2 SIMULAÇÃO COM DUPLO EFEITO

Com a simulação de simples efeito realizada, para melhorar o COP do sistema e garantir que o motor conseguiria suprir a máxima carga térmica demandada, iniciou-se o levantamento dos dados de funcionamento para um sistema de duplo efeito. A modelagem matemática é idêntica ao simples efeito, a diferença está nos parâmetros termodinâmicos do sistema.

#### 4.3 EFEITO DA TURBOCOMPRESSÃO

Para se ter o panorama de influência do turbocompressor no motor, foi feita a quantificação de melhora no rendimento de um MCI sobrealimentado. Buscou-se assim diagramas correspondentes, mostrando a mudança no ciclo do motor 4 tempos com e sem sobrealimentação. Para se validar a informação adquirida vida bibliografia, buscou-se casos de motores atuais que são utilizados naturalmente aspirados e turbocomprimidos.

#### 4.4 ADEQUAÇÃO À NORMATIVA 235

Visto que o modelo proposto é para um sistema de cogeração, verificou-se as normativas vigentes no Brasil, as quais classificam uma instituição como Geradora Qualificada. Assim, comparou-se os dados do sistema com os requisitos da normativa 235 da ANEEL.

#### 4.5 ANÁLISE DIFERENCIAL

Uma instituição real possui características de consumo que variam ao longo do tempo, mudando ao longo do dia e do ano. Nesse sentido, levantou-se a curva de demanda característica ao longo do dia, e a mudança dessa curva ao longo do ano. Com o conhecimento da variação de consumo, foi possível determinar as cargas parciais de operação do motor.

#### 4.6 UTILIZAÇÃO DE MAIS MOTORES

Conhecendo as cargas de operação do motor e visto que o consumo ao longo do ano muda bastante, sendo que uma máquina térmica possui sua faixa ótima de operação acima dos 50%, partiu-se para um plano comumente usado no âmbito industrial, a utilização de mais motores, de menor porte. Desse modo, em situações de baixo consumo, um único motor está em operação e dentro de sua faixa ótima.

#### 4.7 APLICAÇÃO DA UNIDADE DE CONTROLE DO MOTOR VARIÁVEL

Pela percepção de necessidade de cargas parciais do motor bastante específicas, e que os fornecedores fornecem poucas opções de cargas para seus motores, observou-se a necessidade de uma solução a qual permitisse a operação em qualquer carga desejada. Para isso, estudou-se a possibilidade técnica de implementação das ECU's programáveis, as quais gerenciam todos os parâmetros de funcionamento de um MCI, permitindo a operação em qualquer regime.

#### 4.8 ESTUDO ECONÔMICO

Visto que o projeto é tecnicamente viável, levantou-se questões econômicas para a realização do projeto. Neste contexto, índices macroeconômicos foram avaliados para o conjunto e o panorama de investimento apresentado.

Assim, levantou-se a informação de tempo de payback para o sistema de cogeração proposto. É válido destacar que projetos de tal porte possuem a expectativa no ramo industrial de 4 a 7 anos de tempo de retorno de investimento e quanto menor, mais rápido o investidor pode reaver o capital.

Ainda, a avaliação da Taxa Interna de Retorno TIR foi feita. Esta taxa é comparada às taxas econômicas de um país. Quando a TIR expressa um número maior do que as taxas utilizadas para bases comerciais, como Selic e CDI, significa que o investimento representa uma atratividade interessante. Neste sentido, é válida a apresentação dos fatores macroeconômicos para melhor avaliar o projeto.

## 5 DESENVOLVIMENTO

Para a realização do projeto proposto, a estruturação básica do modelo de cogeração é aqui apresentada. O sistema é composto por um motor a combustão interna, que queima um combustível líquido ou gasoso o qual é convertido, através do volante do motor, em trabalho de eixo, que acoplado a um gerador produz energia elétrica. Embora a ideia de obtenção da energia já estivesse clara, a demanda em uma instituição do setor terciário precisou ser determinada para que a modelagem pudesse ser esboçada. As especificações de consumo descritas por Yang et al (2015) com relação a um *shopping center (Mall)* revelam uma demanda máxima de 2525 kW para uso em refrigeração e 1485 kW para potência elétrica, valores ilustrados graficamente em base horária de um dia operacional típico. Dentro das instituições, o consumo é sazonal, tendo acréscimo principalmente no inverno, por conta da energia gasta para refrigeração; entretanto, o valor aqui tratado é um valor máximo, a fim de não ocorrer grande falta de energia, sendo assim suficiente para a modelagem integral. Com o conhecimento da quantidade de energia necessária, pôde-se buscar dados de motores para supri-la.

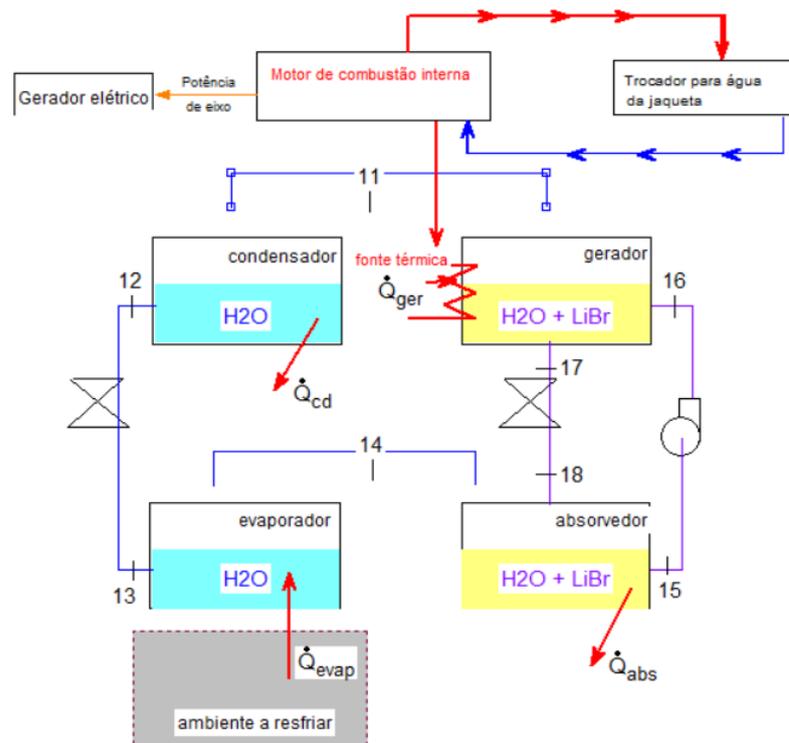
A empresa Wärtsilä (2022) disponibiliza seu portfólio de geração de energia já considerando alguns parâmetros. Como o estudo é desenvolvido no Brasil, foi fixada a frequência da rede em 60 Hz. Além disso, para a determinação do motor satisfatório para a operação, determinou-se o combustível operacional. O gás natural foi escolhido, uma vez que apresenta boa taxa de liberação de energia por quilograma queimado, frente ao diesel, da ordem de 10 MJ/kg a mais, bem como produzir gases de combustão menos nocivos ao meio ambiente. Essa decisão impacta também no acionamento do SRA, uma vez que no modelo contemplado, a fonte do gerador do SRA é diretamente proporcional ao conteúdo energético do gás de escapamento. No processo de seleção do motor devem ser observados padrões de emissão de gases e, com o intuito de tornar o processo com o menor impacto ambiental possível, atendendo as regulamentações da Organização Marítima *Internacional (2008)*, que restringem fortemente a liberação de gases, principalmente enxofre e nitro-óxidos.

De alta relevância é ainda a estruturação da obtenção da energia térmica. Com a intenção de maximizar a eficiência do sistema, a cogeração faz parte do processo e, por se tratar do aproveitamento dos gases da combustão buscando resfriar ambientes, o sistema possui um SRA para que se atenda o consumo de energia térmica do *shopping center*, majoritariamente destinada ao ar-condicionado.

A modelagem inicial do sistema foi realizada com o auxílio do software *Engineering Equation Solver* (EES), cuja licença institucional foi obtida a partir de projeto FAPESP (Processo 05/03985-1). Nesta etapa, foi inicialmente suposto que o motor acoplado a um SRA de simples efeito seria suficiente para gerar a energia térmica consumida pelo *shopping center*, sem valores distantes da paridade elétrica. Assim, um único gerador foi modelado para o sistema de refrigeração. Este gerador estaria recebendo diretamente os gases de combustão do motor e daria início ao processo de termoquímico do SRA (Figura 1).

É importante destacar que, uma vez sendo essa a modelagem de um sistema de simples efeito, o coeficiente de desempenho é inferior a 1. Stoecker (1985) propõe que, em tais casos de refrigeração, o valor sugerido é de 90%. Portanto, na modelagem inicial, seguindo o esquema como mostrado na Figura 1, o coeficiente de desempenho (COP, *coefficient of performance*) foi fixado em 0,9. O mesmo valor foi definido para o trocador de calor com a água da jaqueta.

Figura 1 - Modelo inicial, SRA de simples efeito



Fonte: Autoria própria

A Figura 2 permite observar o resultado inicial, proveniente do modelo originalmente simulado.

Figura 2 - Resultados iniciais

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg		
A = 1,8	B = 1	<b>COP = 0,9</b>
cp <sub>g</sub> = 1,271 [kJ/kg.K]	D = 1,8	δH = 298,8 [kJ/kg]
δT = 235 [°C]	E = 6,768	h <sub>eeng</sub> = 398,2 [kJ/kg]
h <sub>ságua</sub> = 104,9	h <sub>seng</sub> = 360,3 [kJ/kg]	h <sub>ságua</sub> = 161,8 [kJ/kg]
h <sub>entr</sub> = 1123 [kJ/kg]	h <sub>sai</sub> = 831,3 [kJ/kg]	m <sub>engine</sub> = 16,67 [kg/s]
<b>m<sub>gSRA</sub> = 6,545 [kg/s]</b>	m <sub>água</sub> = 10 [kg/s]	Q <sub>abs</sub> = 477,9 [kW]
Q <sub>cd</sub> = 393,4 [kW]	Q <sub>evap</sub> = 1760 [kW]	Q <sub>ger</sub> = 1956 [kW]
rend = 0,9	T <sub>banho</sub> = 38,6 [C]	W <sub>b</sub> = -0,391 [kW]

Fonte: Autoria própria

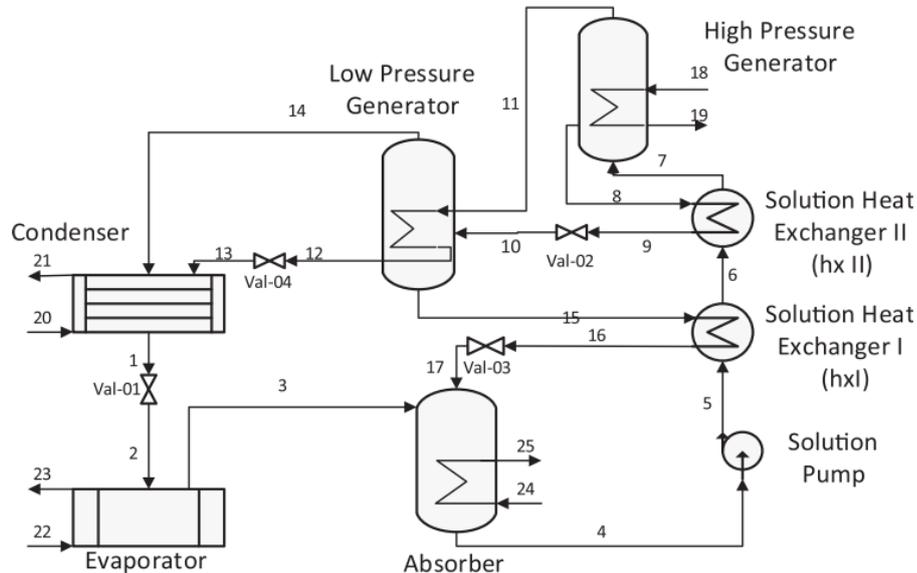
Como mencionado, o sistema inicialmente escolhido foi o de simples efeito, porém a vazão de gases de escape que o motor deveria fornecer para alimentar o gerador do sistema de refrigeração levava a escolha de um equipamento muito grande, desbalanceando a entrega de energia elétrica. Com o simples efeito, seria necessário fornecer ao gerador do SRA uma vazão de 6,54 kg/s de gás, sendo que os motores nessa faixa de operação fornecem valores por volta de 3000 kW de energia elétrica, muito acima dos 1485 kW demandados. Desse modo, por apresentar um COP melhor, um sistema de duplo efeito foi adotado.

Para a obtenção dos dados de simulação, a primeira etapa foi o estudo do combustível a ser utilizado. Conforme já mencionado, o gás natural foi a escolha, sendo que, segundo Stoecker (1985), o gás usado por motores pode ser descrito tendo 90% de CH<sub>4</sub> e 10% de C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>. Com o conhecimento da composição e adotando o gás atmosférico como comburente, a reação de combustão pode ser determinada, e através do software foi determinado a capacidade calorífica, o que por sua vez possibilitou encontrar a variação de entalpia ao trocar calor no gerador do SRA, uma vez que se conhece as temperaturas de exaustão dos gases e a temperatura final que se deseja conservar (temperatura de chaminé, arbitrada em 150°C).

Determinados os parâmetros dos gases, iniciou-se a modelagem matemática do sistema proposto. Os dados de pressão, temperatura e vazão nos componentes do SRA (gerador, condensador, evaporador e absorvedor) foram extraídos do Stoecker (1985), sendo que os parâmetros de entrada são dependentes do motor. Entretanto, após a simulação com SRA de simples efeito mostrar a necessidade de alteração, substituiu-se pelo duplo efeito. Para a análise de tal sistema, Arshad et al. (2020) modelam os componentes e adotam parâmetros empíricos,

sendo o mesmo sistema refrigerante-frigorígeno (brometo de lítio, LiBr) que o proposto por este trabalho (Figura 3), de acordo com os dados da Tabela 1.

Figura 3 - Modelo teórico de SRA com duplo efeito



Fonte: ARSHAD et al. (2020)

Tabela 1 - Parâmetros teóricos de um SRA com duplo efeito

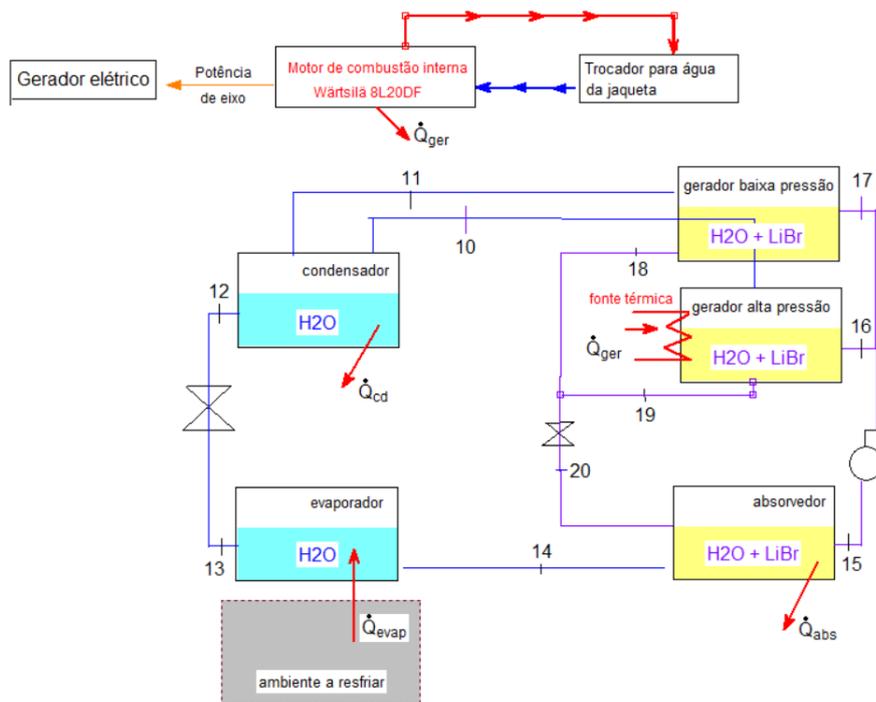
Equipment	Specified Variable/ Parameter	Symbol	Value	Units
Condenser	Refrigeration capacity	$Q_{evp}$	50	kW
	Condenser temperature	$T_{cond}$	35	$^{\circ}\text{C}$
	Inlet temperature of cooling water	$T_{20}$	27	$^{\circ}\text{C}$
Absorber	Outlet temperature of cooling water	$T_{21}$	32	$^{\circ}\text{C}$
	Absorber temperature	$T_{ab}$	35	$^{\circ}\text{C}$
	Inlet temperature of cooling water	$T_{24}$	27	$^{\circ}\text{C}$
Evaporator	Outlet temperature of cooling water	$T_{25}$	32	$^{\circ}\text{C}$
	Evaporation temperature	$T_{evp}$	4	$^{\circ}\text{C}$
	Inlet temperature of chilled water	$T_{22}$	13	$^{\circ}\text{C}$
HPG	Outlet temperature of chilled water	$T_{23}$	7	$^{\circ}\text{C}$
	High pressure generator temperature	$T_{gh}$	130	$^{\circ}\text{C}$
	Outlet temperature of saturated water	$T_{19}$	131	$^{\circ}\text{C}$
LPG	Inlet temperature of saturated steam	$T_{18}$	131	$^{\circ}\text{C}$
	Low pressure generator temperature	$T_{gl}$	80	$^{\circ}\text{C}$
	Heat exchanger I effectiveness	$\varepsilon_{hx\ I}$	70	%
HX-II	Heat exchanger II effectiveness	$\varepsilon_{hx\ II}$	70	%
	Distribution ratio (parallel flow)	$D$	0.5	-

Fonte: Arshad et al. (2020)

Com a avaliação do estudo de Arshad et al. (2020) e utilizando parcialmente os parâmetros da modelagem de simples efeito, foi possível montar o sistema capaz de suprir as demandas do *shopping center* (Figura 4). A adequação levou em consideração o aumento de

capacidade dos geradores, uma vez que no duplo efeito existe também o gerador de baixa pressão. Readequando o sistema, esperava-se uma redução da vazão necessária para alimentar o gerador de alta pressão, sendo este objetivo atingido.

Figura 4 - Modelo desenvolvido, SRA com duplo efeito



Fonte: Autoria própria

A Tabela 2 permite entender o estado termodinâmico em cada uma das etapas do sistema de refrigeração por absorção modelado.

Tabela 2 - Valores termodinâmicos referentes aos pontos da Figura 4

Ponto do modelo	Temperatura [C]	Pressão [kPa]	Título	Entalpia [kJ/kg.K]
10	80	5,629	1	2643
11	80	5,629	1	2643
12	35	5,629	0	146,6
13	13	1,498	0,03726	146,6
14	10	1,228	1	2519
15	30	1,228	0,4914	60,41
16	32,3	5,629	0,4914	65,41
17	32,3	5,629	0,0001	135,3
18	80	5,629	0,6028	195,8
19	130	5,629	0,7864	179,8
20	101,7	1	0,6825	283,2

Fonte: Autoria própria

Com o sistema de duplo efeito modelado, foi possível simular e encontrar novos parâmetros, conforme Figura 5. Como descrito anteriormente, o sistema de cogeração modelado

inclui um trocador de calor para a água da jaqueta. A vazão  $m_{\text{engine}}$  foi extraída do catálogo do fabricante, sendo a vazão máxima da bomba d'água do motor;  $m_{\text{água}}$  é a vazão de água a ser aquecida. Com tais dados e considerando a troca calorífica entre os dois fluidos, é possível obter 10 kg/s de água quente ( $T_{\text{banho}} = 38,6 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Figura 5 - Resultados da modelagem com duplo efeito

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg			
A = 1,8	B = 1	<b>COP = 1,4</b>	$cp_g = 1,275 \text{ [kJ/kg.K]}$
D = 1,8	$\delta H = 299,5 \text{ [kJ/kg]}$	$\delta T = 235 \text{ [}^\circ\text{C]}$	E = 6,768
$h_{e_{\text{eng}}} = 398,2 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{e_{\text{água}}} = 104,9 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{s_{\text{eng}}} = 360,3 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{s_{\text{água}}} = 161,8 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{e_{\text{entr}}} = 1136 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{s_{\text{sai}}} = 843,6 \text{ [kJ/kg]}$	$\dot{m}_{\text{engine}} = 16,67 \text{ [kg/s]}$	<b><math>\dot{m}_{\text{gSRA}} = 1,901 \text{ [kg/s]}</math></b>
$\dot{m}_{\text{água}} = 10 \text{ [kg/s]}$	$\dot{Q}_{\text{abs}} = 1019 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{\text{cd}} = 838,9 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{\text{evap}} = 797,3 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{\text{ger}} = 569,5 \text{ [kW]}$	rend = 0,9	$T_{\text{banho}} = 38,6 \text{ [C]}$	$\dot{W}_b = -47,95 \text{ [kW]}$

Fonte: Autoria própria

Adequando o sistema ao modelo de duplo efeito, o poder calorífico produzido pelos geradores é maior, aumentando também as áreas do condensador, evaporador e absorvedor, garantindo um coeficiente de desempenho em torno de 50% maior. Essa melhora no sistema reduziu a vazão mássica necessária para alimentar o gerador do SRA de 6,545 kg/s (Figura 2) para 1,90 kg/s (Figura 5) de gases produtos da combustão, bastante viável pelo ponto de vista de escolha do motor e manutenção de relativa paridade elétrica.

Com os dados do modelo, o motor pode ser determinado. Assim, o motor escolhido para este suprimento foi o Wärtsilä 8L20DF, que rende 1560 kW de energia elétrica e apresenta boa compatibilidade para alimentar o SRA. A Tabela 3 permite analisar parte dos dados do motor, que foram usados na modelagem.

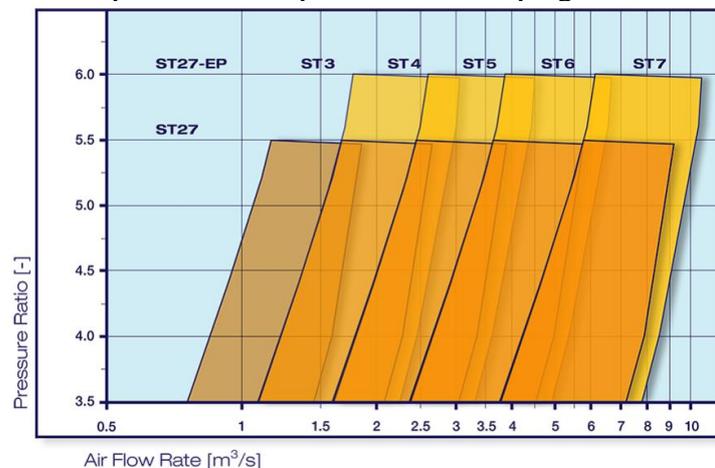
Tabela 3 - Dados do motor Wärtsilä 8L20DF

Potência elétrica	1560 kW
Temperatura dos gases após turbina	385 °C
Fluxo de entrada de ar no motor	2,424 kg/s
Pressão do gás de escape	200 kPa
Vazão dos gases de escape	2,496 kg/s
Combustível	<i>Dual Fuel</i> (Diesel ou gás)

Fonte: Wärtsilä (2022)

Tendo a parte de cogeração modelada com o motor sobrealimentado, passou-se então para a análise da influência do turbocompressor no processo. Na indisponibilidade de motores aspirados na mesma linha comercial no catálogo da empresa Wärtsilä (2022), estudou-se o efeito de sobrealimentação em um motor de combustão interna com ciclo Otto para que se possa quantificar a redução da potência, uma vez retirado o turbocompressor. Desse modo, entendeu-se qual o rendimento adicional que o turbocompressor traz ao motor 8L20DF, para que se pudesse compreender os acontecimentos após sua retirada. Tal motor é fornecido com o sistema de sobrealimentação, feito pelo turbocompressor ST27, da empresa alemã *Kompressorenbau Bannwitz*. A Figura 6 permite analisar o *compressor-map* deste componente e observar o *Pressure Ratio* deste equipamento. Tendo o valor do fluxo de massa de ar na entrada do motor (2,42 kg/s), é possível extrair do da Figura 6 o valor do *Pressure Ratio*, sendo este de 5,5. Este dado, aliado ao fato de ser acoplado a um motor a combustão interna de 4 tempos, permite afirmar que o funcionamento do sistema motor-turbocompressor está alinhado ao estudo feito por Ferrari (1996).

Figura 6 - Compressor map do turbocompressor ST27 empregado no motor Wärtsilä8L20DF

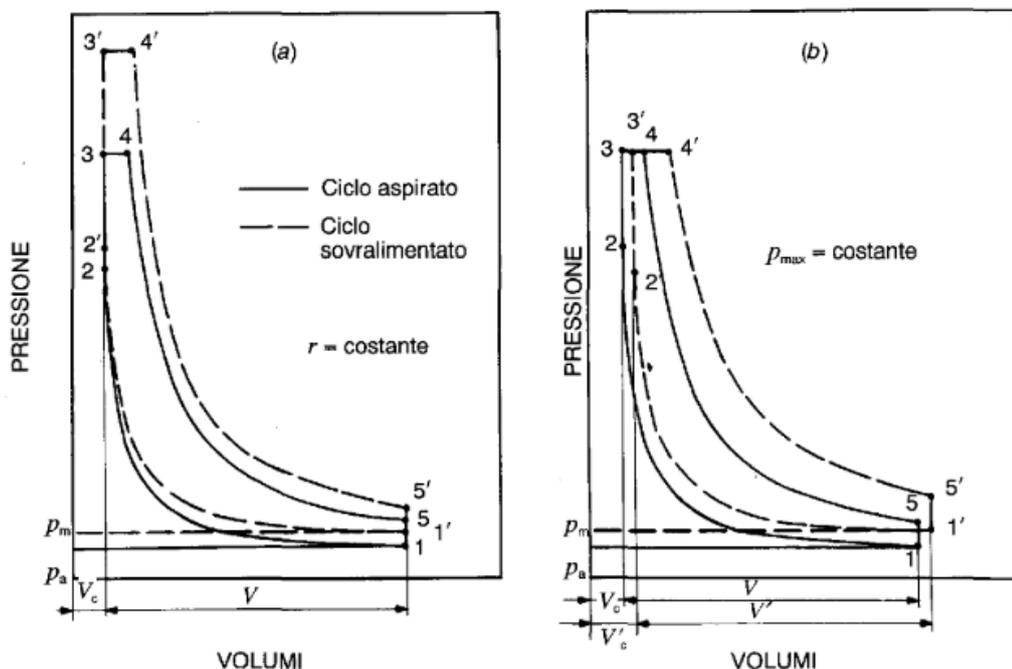


Fonte: Wärtsilä (2022)

Ferrari (1996) apresenta estudos de mudança no comportamento de motores naturalmente aspirados e turbocomprimidos. Como se observa na Figura 7, existe diferença na pressão de combustão, ou então no volume da câmara de combustão. Sendo a ideia deste relatório estabelecer a diferença de desempenho entre motores aspirados e turbocomprimidos, focado no cenário de cogeração, não faria sentido mudar o volume do motor, pois isso representaria mudar o volume de deslocamento do motor aspirado, descaracterizando seu projeto original e assim não seria possível comparar os dois resultados. Nesse contexto, foi fixado deslocamento do motor nos parâmetros originais, sendo o diâmetro de pistão 200 mm, o curso de 280 mm.

Com volume fixado, o ciclo de trabalho está apresentado na parte esquerda da Figura 7, na qual se observa queda de pressão na fase de compressão 2-3 do motor. Com esse fato, compreende-se que a pressão média efetiva também foi alterada e com isso a potência efetiva. Ferrari (1996) comenta que motores de combustão interna ciclo Otto tem perda de 15 a 30-40% de rendimento. Entretanto, tal livro não especifica os componentes nos quais tal estudo foi conduzido, deixando assim a necessidade de validação de tais dados. Para tal tarefa, esta pesquisa usou de motores de uso em território nacional para extração e comprovação dos dados.

Figura 7 - Comparação de motores Otto aspirados e sobrealimentados



Fonte: Ferrari (1996)

Os motores Volkswagen EA211 fazem parte da nova geração de motores da marca alemã e são empregados em diversos veículos da companhia, de maneira sobrealimentada e

naturalmente aspirada. Para a comparação, empregaram-se dados referentes às versões TSI e MPI referentes ao modelo VW Up!, tal como apresentado na Tabela 4.

Observa-se que, abastecidos com gasolina, o rendimento do motor sobrealimentado é de 101 cv, enquanto o naturalmente aspirado produz 75 cv. Tais valores representam uma perda de rendimento de 34,67 % quando o motor não utiliza o turbocompressor. Com tais informações, confirmam-se a informação anteriormente atribuída a Ferrari (1996) e viabilizando suas informações como base teórica.

Desse modo, a influência do turbocompressor no sistema de cogeração é bastante significativa. Caso fosse utilizado um motor naturalmente aspirado da Wäertsilä (2022), seria necessário o motor 6L34DF. Com relação ao dimensionamento, a Tabela 5 permite identificar a diferença entre os dois motores. Os dados da Tabela 5 permitem observar que a utilização do turbocompressor conduz a uma redução no espaço necessário para a implantação do sistema. Desse modo, torna-se recomendável a sobrealimentação de motores em sistema de geração/cogeração.

Tabela 4 - Comparação entre versões aspiradas e sobrealimentadas do motor EA211

Motor VW Up tsi	Motor VW Up mpi
Instalação Dianteiro	Instalação Dianteiro
Disposição Transversal	Disposição Transversal
Cilindros 3 em linha	Cilindros 3 em linha
Tuchos Hidráulicos	Tuchos Hidráulicos
Válvulas por cilindro 4	Válvulas por cilindro 4
Razão de compressão 10,5:1	Razão de compressão 11,5:1
Cilindrada 999 cm <sup>3</sup>	Cilindrada 999 cm <sup>3</sup>
Código do motor EA211	Código do motor EA211
Peso/potência 9,1 kg/cv	Peso/potência 11,1 kg/cv
Peso/torque 56,6 kg/kgfm	Peso/torque 87,5 kg/kgfm
Rotação máxima 6500 rpm	Rotação máxima 6500 rpm
Diâmetro do cilindro 74,5 mm	Diâmetro do cilindro 74,5 mm
Curso do pistão 76,4 mm	Curso do pistão 76,4 mm
Potência máxima 105 cv (A) 101 cv (G) a 5000 rpm	Potência gráfico 82 cv (A) 75 cv (G) a 6250 rpm
Torque máximo 16,8 kgfm (A) 16,8 kgfm (G) a 1500 rpm	Torque gráfico 10,4 kgfm (A) 9,7 kgfm (G) a 3000 rpm
Torque específico 16,8 kgfm/litro	Torque específico 10,4 kgfm/litro
Potência específica 105,1 cv/litro	Potência específica 82,1 cv/litro

Fonte: CarrosnaWeb (2022)

Tabela 5 - Comparação entre dimensões de motor sobrealimentado e aspirado para mesmo desempenho

Motor	8L20DF	6L34DF
Comprimento [mm]	4099	5335
Altura [mm]	2391	3705
Largura [mm]	1824	2380

Fonte: Wäertsilä (2022)

Para o encerramento da análise integral do conjunto proposto, necessita-se verificar se o sistema está de acordo com os critérios estabelecidos pelas normas brasileiras. No contexto da cogeração, para uma instituição ser considerada regulamentada pela ANEEL 235 como cogeneradora, além da documentação vigente estar sem pendências jurídicas, as inequações 1 e 2 devem ser obedecidas. Como pode se observar, ambas as inequações são satisfeitas no caso proposto por este estudo. Os valores do Fator de Cogeração, bem como o Fator de Ponderação, foram extraídos da Resolução 235 da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL, 2006), como se observa na Tabela 6, considerando sistema de cogeração com gás natural até 5 MW.

Energia da fonte ( $E_f$ ) → 4365 kW

Energia da utilidade eletromecânica ( $E_e$ ) → 1485 kW

Energia da utilidade calor ( $E_t$ ) (potência térmica) → 2525 kW

Fator de cogeração ( $F_c$  %) → 41%

Fator de ponderação ( $X$ ) → 2,14

Para saber a energia da fonte, considera-se o combustível gás natural, tendo seu poder calorífico 9.400 kcal/m<sup>3</sup>. Pelos cálculos anteriormente apresentados, a unidade geradora consome 0,1111 m<sup>3</sup>/s de gás natural. Sendo assim, a  $E_f$  é de 3759625 kcal/h, ou 4365 kW.

$$\frac{E_t}{E_f} > 15\% \rightarrow \frac{2525}{4365} = 57,85\% \quad (1)$$

$$\frac{\left(\frac{E_t}{E_f}\right)}{X} + \frac{E_e}{E_f} > F_c\% \rightarrow \frac{2525}{4365 \cdot 2,14} + \frac{1485}{4365} = 61,05\% \quad (2)$$

Tabela 6 - Fator de ponderação e fator de cogeração da Res. 235

Fonte/potência elétrica instalada	$X$	$F_c\%$
<b>Derivados de Petróleo, Gás Natural e Carvão:</b>		
Até 5 MW	2,14	41
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,13	44
Acima de 20 MW	2,00	50
<b>Demais combustíveis:</b>		
Até 5 MW	2,50	32
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,14	37
Acima de 20 MW	1,88	42
<b>Calor recuperado de processo:</b>		
Até 5 MW	2,60	25
Acima de 5 MW e até 20 MW	2,17	30
Acima de 20 MW	1,86	35

Fonte: ANEEL (2006)

Como análise complementar, nota-se pelos dados da Tabela 6 que a regulamentação de sistemas de cogeração é favorável para plantas com menores portes. Isso se deve ao incentivo à geração distribuída, que agrega potência elétrica ao sistema elétrico com ampliação da sua

confiabilidade. Outros tipos de energia são menos problemáticos, como o caso da energia térmica, pois sua comercialização é bastante difícil, visto que, por exemplo, a perda energética no transporte de vapor superaquecido em grandes distâncias torna o processo inviável.

Sabendo que na análise diferencial o motor opera em diferentes cargas parciais, devido à variação na demanda, estudou-se o comportamento do sistema do conjunto perante a variação na carga. Com dados adotados para a análise integral (Tabela 7) e consultando o catálogo do fabricante do motor, o qual fornece vazão de ar, temperatura e vazão dos gases de escapamento e potência elétrica gerada, pode-se chegar aos dados da Tabela 8. Para o cálculo da potência térmica, conhece-se o calor específico ( $cp$ ) dos gases, a vazão mássica e a diferença de temperatura (temperatura de chaminé subtraída da temperatura de exaustão) e assim pode-se usar a Equação 3.

$$Pot.Térm = m_{dot} * cp_g * \Delta T \quad (3)$$

$m_{dot}$  = vazão mássica de gases

$cp_g$  = calor específico a pressão constante dos gases de escape

$\Delta T$  = Diferença da temperatura de exaustão dos gases e temperatura de chaminé

Tabela 7 - Dados do conjunto

Temp. chaminé	Cp do gás	COP	Max Load
150 °C	1,275 kJ/kg*K	1,4	1560 kW

Fonte: Wärtsilä (2022)

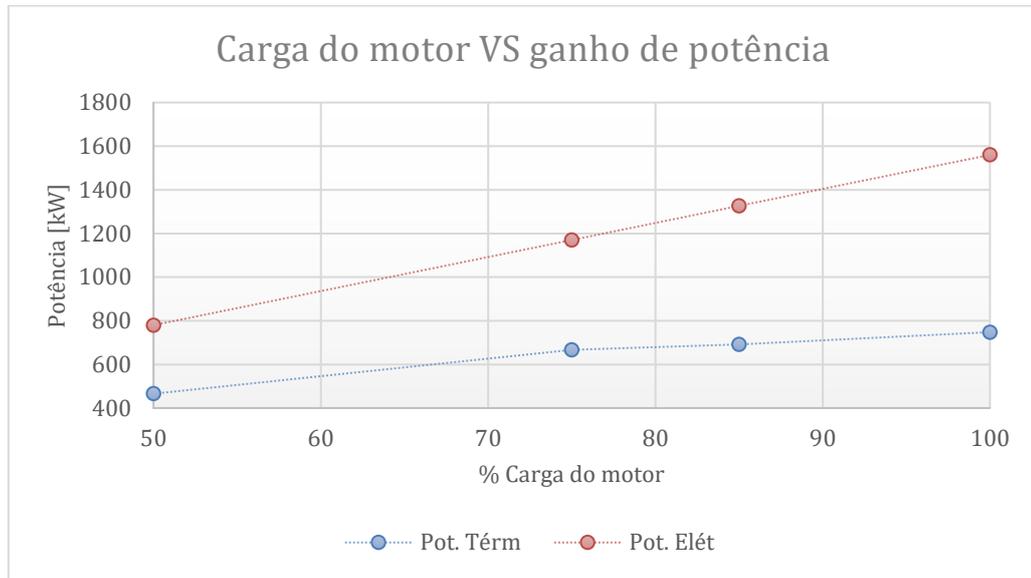
Tabela 8 - Parâmetros em relação às cargas parciais (*autoria própria*)

Carga motor %	Vazão ar kg/s	Gas Temp °C	Gas Vazão kg/s	Pot. Térm kW	Pot. Elét kW
100	2,4	385	2,5	2632,5	1560
85	2,1	400	2,2	2432,5	1326
75	1,9	420	1,9	2346	1170
50	1,5	383	1,6	1639,7	780

Fonte: Autoria Própria

Com as colunas 1, 5 e 6 da Tabela 8, plota-se o gráfico que permite observar o ganho de potência, tanto térmica quanto elétrica, à medida em que se aumenta a carga parcial do motor, como observa-se na Figura 8.

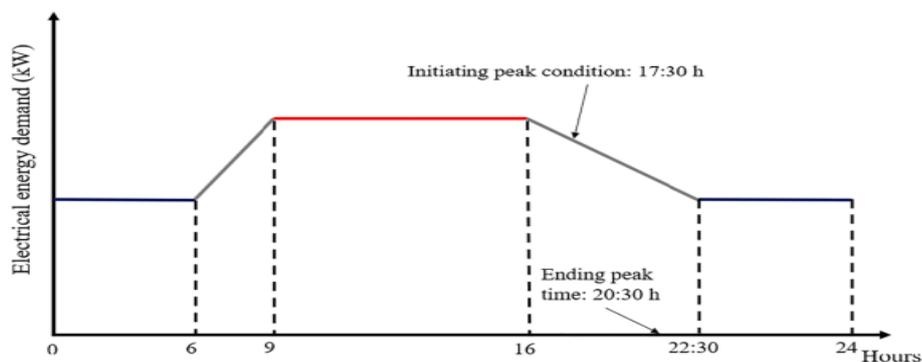
Figura 8 - Relação entre carga parcial e potência



Fonte: Autoria própria

Com os dados da análise integral, através de dados médios de consumo, precisou-se levantar as curvas de demanda em instituições terciárias. Para tal, Chun *et al.* (2021) apresenta a curva característica do consumo de energia elétrica em um dia típico, como se observa na Figura 9.

Figura 9 - Perfil de demanda de energia para um dia de trabalho



Fonte: CHUN *et al.* (2021)

Analisando a Figura 9, é possível notar que o pico de demanda acontece das 9h às 16h. Recorda-se que o valor da máxima demanda é conhecido (2525 kW para uso de refrigeração e 1485 kW para energia elétrica). A partir de uma relação de proporcionalidade, conhece-se a curva de demanda. Sabendo que máquinas apresentam rendimento e tendo ciência que a produção de energia elétrica no sistema proposto se dá através do acoplamento de um alternador, a potência máxima produzida foi de 95% da potência de eixo do motor, gerando,

em carga plena, os 1485 kW da demanda. neste sentido, além da curva de demanda de energia elétrica do *shopping center*, é possível determinar as cargas nas quais o motor necessita operar para suprir tal consumo (Tabela 9).

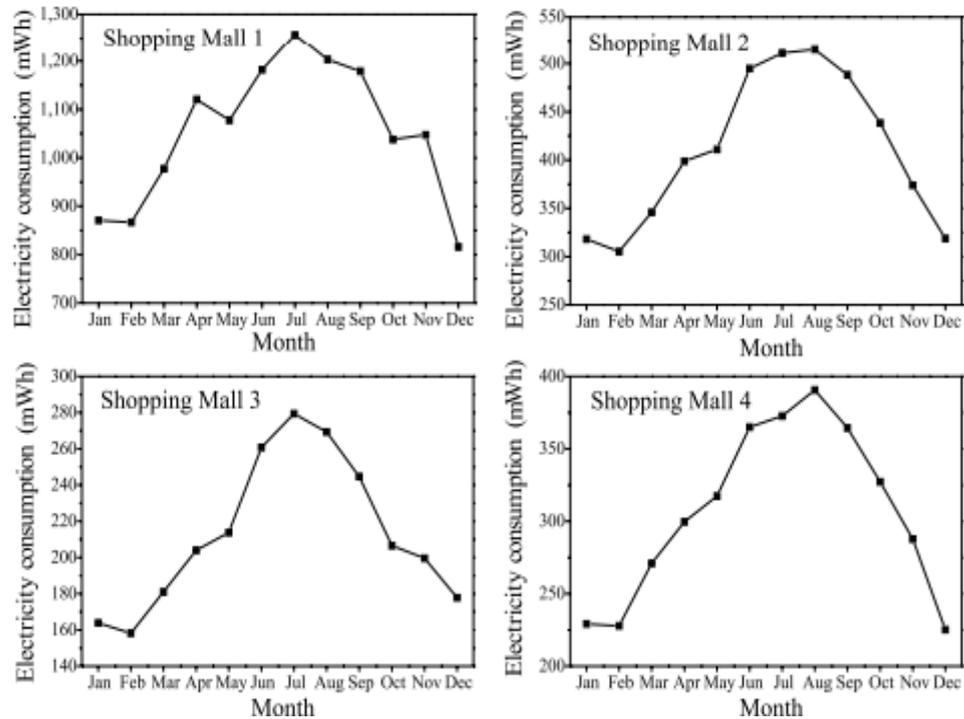
Tabela 9 - Consumo de energias, elétrica e térmica

Hora (dia)	Pot. Elétrica [kW]	Pot. Térmica [kW]	Carga Motor [%]	Sobra elétrica [kW]	Sobra térmica [kW]
10	1039,5	1767,5	75	130,5	578,46736
11	1188	2020	85	138	412,496
12	1410,75	2398,75	100	149,25	233,73128
13	1485	2525	100	75	107,48128
14	1485	2525	100	75	107,48128
15	1485	2525	100	75	107,48128
16	1485	2525	100	75	107,48128
17	1410,75	2398,75	100	149,25	233,73128
18	1336,5	2272,5	100	223,5	359,98128
19	1262,25	2146,25	85	63,75	286,246
20	1188	2020	85	138	412,496
21	1039,5	1767,5	75	130,5	578,46736
22	891	1515	75	130,5	830,96736
23	816,75	1388,75	75	130,5	957,21736
24	742,5	1262,5	50	37,5	377,16387

Fonte: Autoria própria

Embora se tenha a curva de demanda ao longo do dia, Joseph e Danny (2002) ressaltam que existem variações na demanda de energia ao longo do ano também. Isso é compreendido ao se considerar, principalmente, na carga de ar-condicionado nos *shopping centers*. Em meses de verão, a necessidade de refrigeração dentro dos estabelecimentos é muito maior, frente aos meses de inverno. Dessa maneira, torna-se também importante a quantificação dessa variação, para que se possa dimensionar corretamente a geração de energia em ambos os cenários. Assim, a Figura 10 permite observar o aumento substancial no consumo da energia elétrica entre junho e agosto, meses do verão chinês. Vale ressaltar que pelo fato da China, na região onde os *shopping centers* estudados por Joseph e Danny (2002) se localizam, e o Brasil tropical, apresentarem clima semelhante, o comportamento da curva de demanda pode ser usado em ambos os lugares.

Figura 10 - Consumo de energia elétrica, considerando mudanças climáticas



Fonte: Joseph e Danny (2002)

Analisando a Figura 10, é possível perceber o consumo máximo e mínimo de cada shopping ao longo do ano. Com estes dados, pode se entender a variação entre o máximo e mínimo consumo médio. Assim, percebe-se pela Figura 10 um aumento de 64% no consumo de energia elétrica nos meses de verão, como se analisa na Tabela 10.

Tabela 10 - Aumento percentual no consumo de energia elétrica no verão

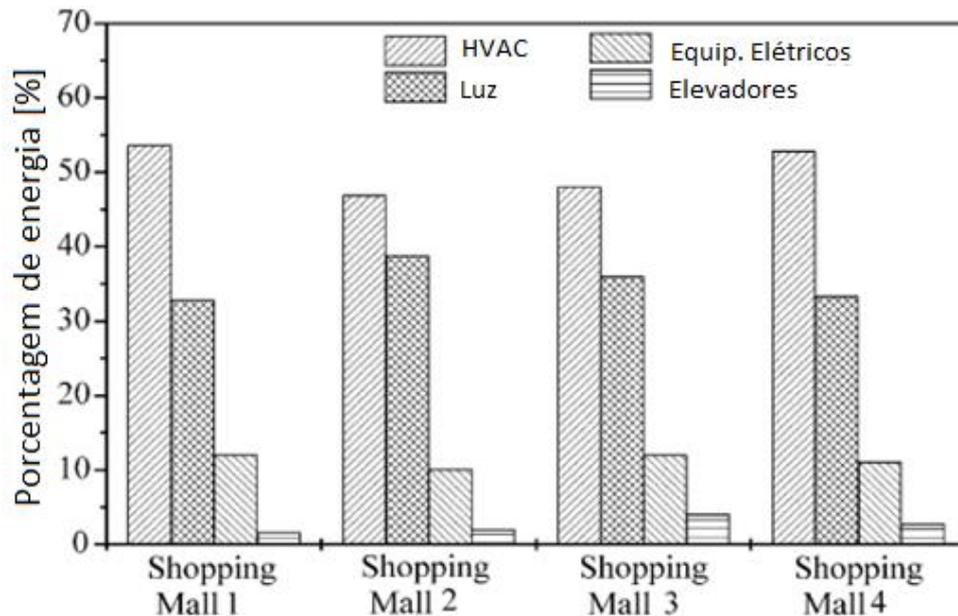
Shopping	Consumo Máx [MWh]	Consumo Mín [MWh]	Razão (Mín/Máx) [%]
1	1250	800	0,64
2	500	300	0,6
3	280	160	0,571428571
4	380	225	0,592105263

Fonte: Autoria própria

Nota-se assim, que a razão média é de aproximadamente 59,6%, significando que no inverno existe uma redução de 40,4% no consumo máximo de energia elétrica. Entretanto, faz-se necessário entender quais são os motivos para tal variação. Conforme mencionado, a mudança na utilização do sistema de ar-condicionado é certamente responsável pela mudança no consumo, assim, entende-se que a energia elétrica necessária para iluminação, elevadores e equipamentos elétricos, é constante ao longo do ano. Entretanto, é necessário quantificar o

quanto varia o consumo de energia para refrigeração, uma vez que o sistema de cogeração proposto por este trabalho fornece a energia elétrica, bem como a energia térmica para o sistema de refrigeração por absorção, que seria utilizado para o ar-condicionado.

Figura 11- Uso da energia elétrica nos shoppings

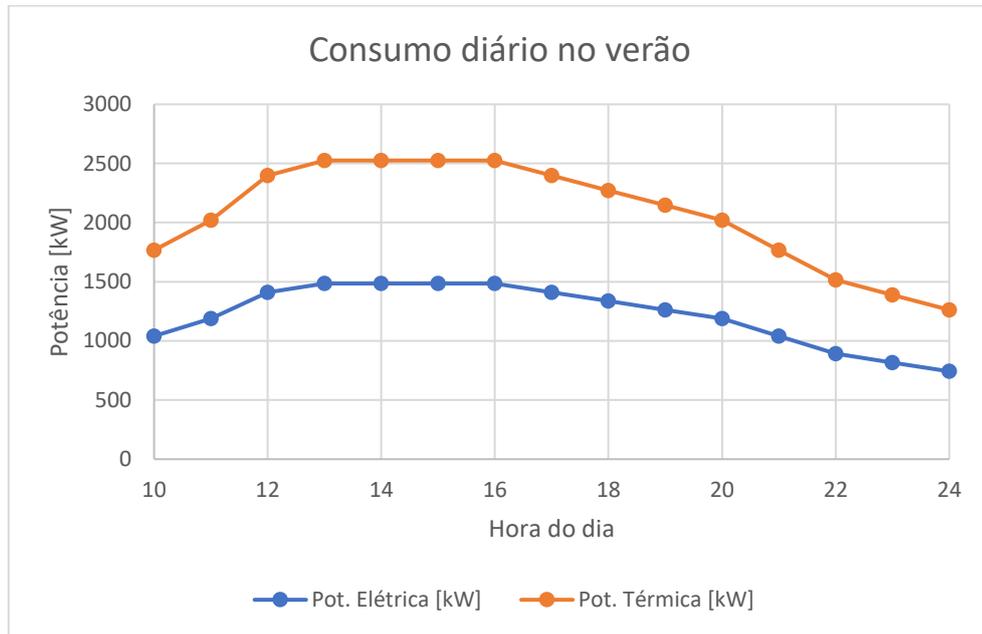


Fonte: Lam (2002)

A Figura 11 permite entender a relevância do sistema de ventilação e ar condicionado (HAVC deveria ser, na verdade HVAC, significando *Heating, Ventilation and Air Conditioning*). Como se observa na imagem, o HVAC é responsável por cerca de 50% do uso total da energia demandada em um *shopping center*.

Unindo os dados analisados nas Figuras 10 e 11, uma vez que a redução no consumo de energia é de 40,4% e que somente o HVAC varia, com representatividade de 50% do total da energia consumida, é possível concluir que a variação do consumo específico para a refrigeração varia 80,8%. Com estas informações é possível traçar os gráficos de consumo diário tanto para o verão, quanto para o inverno, para uma estimativa neste trabalho. Uma vez que o estudo trazido por Yang et al. (2015) fornece separadamente as demandas máximas de energia térmica e elétrica em um *shopping center*, para a plotagem manteve-se constante o consumo da parte elétrica. Dessa maneira, a variação vista se dará somente na parte de consumo térmico, conforme calculado na variação do HVAC. Na Tabela 9 observam-se os dados utilizados para o consumo do verão e a Figura 12 permite analisar o consumo ao longo do dia.

Figura 12 - Consumo em kW no verão



Fonte: Autoria própria

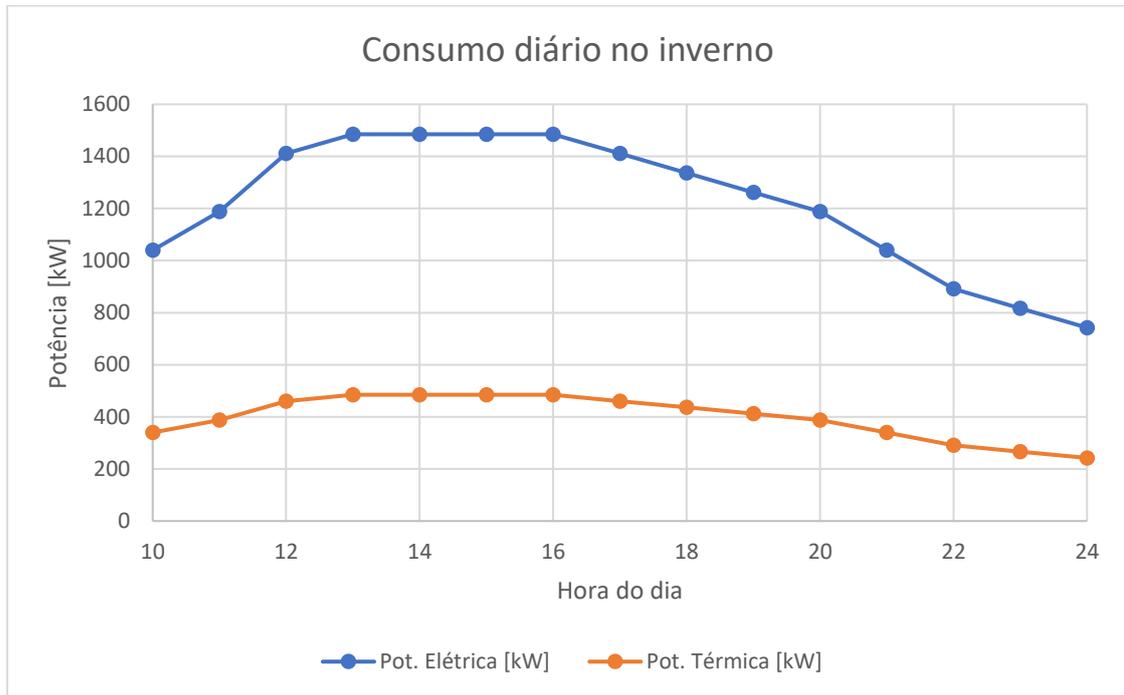
De modo análogo, a Tabela 11 permite observar os dados no caso de inverno, permitindo também a análise do consumo das duas formas de potência ao longo do dia (Figura 13).

Tabela 11- Consumo de energias, elétrica e térmica, no inverno

Hora (dia)	Pot. Elétrica [kW]	Pot. Térmica [kW]	Carga Motor%	Sobra El [kW]	Sobra Term [kW]
10	1039,5	339,36	75	130,5	2006,60736
11	1188	387,84	85	138	2044,656
12	1410,75	460,56	100	149,25	2171,92128
13	1485	484,8	100	75	2147,68128
14	1485	484,8	100	75	2147,68128
15	1485	484,8	100	75	2147,68128
16	1485	484,8	100	75	2147,68128
17	1410,75	460,56	100	149,25	2171,92128
18	1336,5	436,32	100	223,5	2196,16128
19	1262,25	412,08	85	138	2020,416
20	1188	387,84	85	138	2044,656
21	1039,5	339,36	75	130,5	2006,60736
22	891	290,88	75	130,5	2055,08736
23	816,75	266,64	75	130,5	2079,32736
24	742,5	242,4	50	37,5	1397,26387

Fonte: Autoria própria

Figura 13 - Consumo em kW no inverno



Autor: Autoria própria

Para ambas as situações, inverno e verão, as cargas de operação do motor ao longo do dia foram iguais, uma vez que tentou-se suprir as duas demandas de energia e a demanda elétrica manteve-se constante. A Figura 14 permite analisar as cargas ao longo do dia.

Figura 14 - Cargas de operação do motor, para análise diferencial inicial



Fonte: Autoria própria

Com a plotagem dos gráficos, conhece-se a curva característica das demandas, tanto elétrica quanto térmicas, nas estações de inverno e verão. Entretanto, existe um problema aparente, como se observa nas Tabelas 9 e 11, existe sobra das duas formas de energia, significando que não há paridade, destacando-se que a sobra de energia térmica no inverno é bastante grande. A sobra de energia elétrica nos horários de pico de consumo pode ser desconsiderada, pois sabe-se que equipamentos de conversão de energia mecânica em elétrica (alternadores) possuem rendimento em torno de 95%, significando que os 1560 kW produzidos pelo motor em potência de eixo se tornam 1482 kW no barramento, bastante próximo da potência de 1485 kW demandado, por isso considera-se sobra nula. Para formar a paridade térmica ou elétrica, as cargas de operação do motor precisariam ser mais variadas, não oferecidas pelo fabricante.

Neste contexto, é importante ressaltar que a utilização de um motor já disponível no mercado traz muitos benefícios ao trabalho. Uma vasta gama de informações pode ser encontrada e torna os dados mais realistas. Entretanto, é muito comum nos motores a utilização de cargas de trabalho pré-estabelecidas, fazendo com que nem todas as faixas de produção de energia possam ser alcançadas. No caso desta pesquisa, o motor escolhido da empresa Wärsilä (2022) oferece as opções de trabalho em 4 diferentes cargas (100%, 85%, 75% e 50%), conforme se analisa na Tabela 12, juntamente com a potência no evaporador do sistema de refrigeração (seria a potência térmica). Entretanto, isso não seria suficiente para se criar paridade com qualquer que seja a forma de energia.

Tabela 12 - Potência elétrica e térmica do conjunto com cargas parciais, sem considerar rendimento do alternador

Carga do motor [%]	Pot. Elétrica [kW]	Pot. Térmica [kW]
100	1560	2632,481
85	1326	2432,496
75	1170	2345,967
50	780	1639,664

Fonte: Autoria própria

Nesse contexto, existe a opção de adaptar o uso do motor no sistema de cogeração, tornando-o com opções variadas de carga. Um método de fazer isso é trabalhar com uma central eletrônica do motor (ECU, *Engine Computer Unit*) com injeção programável, como descrito por *FuelTech* (2022). Partindo do princípio de que a energia produzida pelo motor é fruto da combustão do combustível com o ar dentro da câmara, uma vez que se possa controlar precisamente o quanto de cada fluido o motor está admitindo, o output pode ser controlado. A ideia é a mesma do fabricante, quando oferecido cargas parciais de operação, porém com gama infinita de possibilidade.

Quando se utilizam ECUs programáveis, além de permitir o controle da potência de eixo produzida pelo motor, é possível alterar parâmetros da produção térmica. Enquanto o módulo original do motor visa sempre a mesma condição de trabalho (condição ótima de mistura, sonda lambda em torno de 0,8, temperatura de câmara mais baixa possível, entre outros, como conforme *FuelTech* (2022)), a injeção programável pode visar condições distintas, por exemplo, enriquecendo a mistura para alterar o poder calorífico do gás de exaustão, significando em um sistema de cogeração, alterar a alimentação do SRA e conseqüentemente a produção de energia térmica sem alteração na potência de eixo.

Uma das soluções mais usadas nesse setor é a injeção programável sugerida em *FuelTech* (2022). Existem diversos produtos desta empresa no mercado que atendem à definição de injeção programável (FT400, FT550, etc). Assim, entende-se que existe forte embasamento teórico para supor que qualquer carga parcial é atingível no motor, bastante ter o controle da ECU de maneira programável, controlável. Entretanto, como qualquer outra máquina térmica, o motor de combustão interna possui uma faixa útil de operação, abaixo da qual o rendimento é bastante prejudicado e, portanto, recomenda-se fortemente a não utilização nessas zonas de baixa eficiência. No motor selecionado em Wäertsilä (2022), a faixa útil do motor é a partir de 50% de carga, como proposto pelo fabricante.

Com todos os dados apresentados nesta pesquisa, apresenta-se a seguir a análise de paridade na qual o projeto deverá ser desenvolvido. Neste contexto, a comercialização de energia elétrica no mercado atacadista é muito mais simples, fisicamente, em comparação à compra e venda de energia térmica. Atualmente, as redes de distribuição percorrem boa parte do país, além disso, é permitido colocar energia na rede, caso exista excedente no sistema. Em outras palavras, a ligação elétrica com a rede, necessária quando se trabalha em paridade térmica, é bastante simples. Por outro lado, ao trabalhar em paridade elétrica, a comercialização de energia térmica com outras empresas só é viável se a distância física entre local de produção e local de consumo for pequena (centenas de metros, no máximo). Isso acontece porque o

transporte de energia térmica (como por exemplo vapor superaquecido, gases de combustão, entre outros) acarreta muitas perdas, como perda de temperatura, perda de pressão, além de exigir altos investimentos nos equipamentos. Em adição, quando se trabalha em paridade elétrica, normalmente não se tem vínculo institucional com as empresas de distribuição de energia elétrica. Esse fato se torna um problema para a programação de manutenção do conjunto, pois, quando for necessário parar as máquinas para reparos (sejam esses preventivos, corretivos ou preditivos), o fornecimento de energia elétrica será cessado, e pela falta de vínculo institucional, a obtenção desta energia se torna mais difícil e custosa.

Nesse sentido, torna-se preferível o projeto em paridade térmica, a qual foi adotada nessa pesquisa. Entretanto, ressalta-se que os cálculos foram feitos para ambas as paridades, com o intuito de comparar. Assim, entendendo que existe preferência por paridade térmica e tendo a liberdade de trabalhar com qualquer carga parcial do motor, chega-se às tabelas de paridade térmica e elétrica para verão e inverno, que são as Tabelas 13 e 14.

Tabela 13 - Dados de paridade elétrica no verão

Hora (dia)	Pot. Elétrica [kW]	Pot. Térmica [kW]	Carga Motor	Sobra EL [kW]	Sobra Term [kW]
10	1039,5	1767,5	70%	0	422,06954
11	1188	2020	80%	0	482,36518
12	1410,75	2398,75	95%	0	319,922
13	1485	2525	100%	0	107,48128
14	1485	2525	100%	0	107,48128
15	1485	2525	100%	0	107,48128
16	1485	2525	100%	0	107,48128
17	1410,75	2398,75	95%	0	319,922
18	1336,5	2272,5	90%	0	303,084
19	1262,25	2146,25	85%	0	286,246
20	1188	2020	80%	0	482,36518
21	1039,5	1767,5	70%	0	422,06954
22	891	1515	60%	0	452,59665
23	816,75	1388,75	55%	0	414,88026
24	742,5	1262,5	50%	0	377,16387

Fonte: Autoria própria

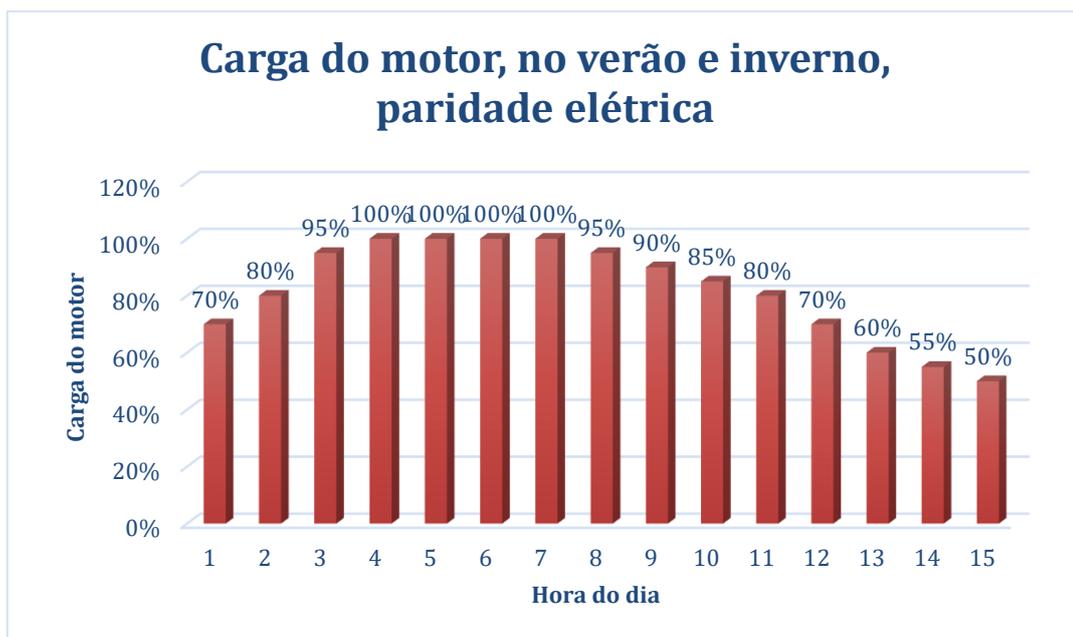
Tabela 14- Dados de paridade elétrica no inverno

Hora (dia)	Pot. Elétrica [kW]	Pot. Térmica [kW]	Carga Motor	Sobra EL [kW]	Sobra Term [kW]
10	1039,5	339,36	70%	0	1850,20954
11	1188	387,84	80%	0	2114,52518
12	1410,75	460,56	95%	0	2258,112
13	1485	484,8	100%	0	2147,68128
14	1485	484,8	100%	0	2147,68128
15	1485	484,8	100%	0	2147,68128
16	1485	484,8	100%	0	2147,68128
17	1410,75	460,56	95%	0	2258,112
18	1336,5	436,32	90%	0	2139,264
19	1262,25	412,08	85%	0	2020,416
20	1188	387,84	80%	0	2114,52518
21	1039,5	339,36	70%	0	1850,20954
22	891	290,88	60%	0	1676,71665
23	816,75	266,64	55%	0	1536,99026
24	742,5	242,4	50%	0	1397,26387

Fonte: Autoria própria

Com os dados das Tabelas 13 e 14, pode observar a carga parcial na qual o motor deve trabalhar para que se obtenha a paridade elétrica (Figura 15). As tabelas permitem observar que a sobra de energia é realmente nula, caracterizando paridade.

Figura 15: Cargas do motor para paridade elétrica, no verão



Fonte: Autoria própria

Destaca-se que, uma vez que o consumo elétrico não muda, as cargas parciais ao longo do dia também não mudam, pois trabalha-se em paridade elétrica. Ressalta-se ainda que os dados apresentados são considerando o rendimento do alternador de aproximadamente 95,2%, ou seja, os 1560 kW produzidos pelo motor geram os 1485 kW demandados pelo shopping center.

Com relação à análise da paridade térmica, o mesmo processo foi feito. O sistema deve gerar exatamente a demanda térmica, significando que a variável principal é a vazão de gás que alimenta o sistema de refrigeração. Assim, na Tabela 15 observa-se o cenário de paridade térmica.

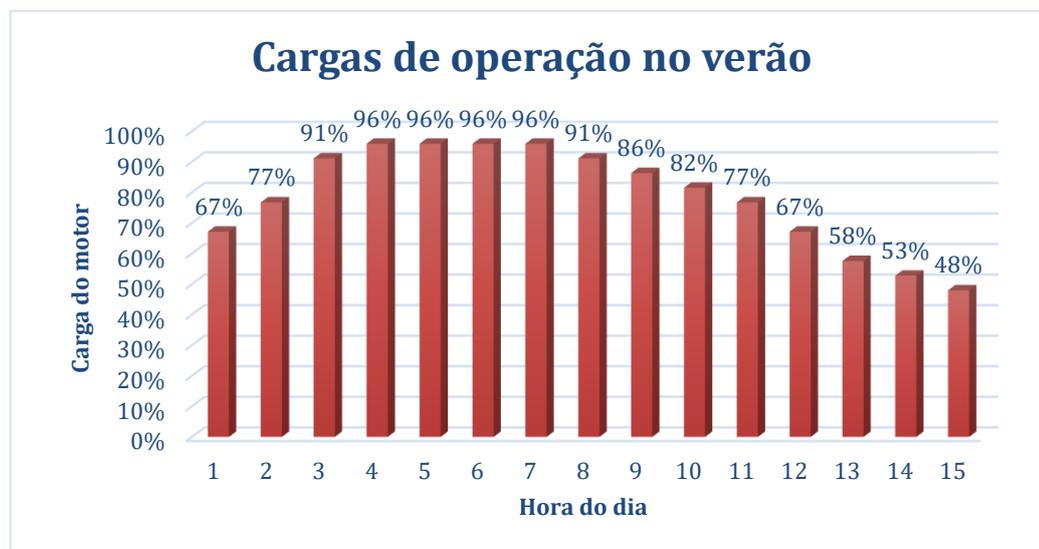
Com os dados presentes na Tabela 15, pode-se ilustrar as cargas de operação do motor no cenário de paridade térmica, no verão (Figura 16). De modo análogo, com os dados da Tabela 16, pode-se observar os dados de carga parcial para o inverno (Figura 17). Os dados mostram coerência, pois a demanda térmica realmente cai no inverno.

Tabela 14 - Paridade térmica, no verão (*autoria própria*)

Hora (dia)	Pot. Elétrica [kW]	Pot. Térmica [kW]	Carga Motor	Sobra EL [kW]	Sobra Term [kW]
10	1039,5	1767,5	67%	7,914855691	0
11	1188	2020	77%	9,045549361	0
12	1410,75	2398,75	91%	10,74158987	0
13	1485	2525	96%	11,3069367	0
14	1485	2525	96%	11,3069367	0
15	1485	2525	96%	11,3069367	0
16	1485	2525	96%	11,3069367	0
17	1410,75	2398,75	91%	10,74158987	0
18	1336,5	2272,5	86%	10,17624303	0
19	1262,25	2146,25	82%	9,610896196	0
20	1188	2020	77%	9,045549361	0
21	1039,5	1767,5	67%	7,914855691	0
22	891	1515	58%	6,784162021	0
23	816,75	1388,75	53%	6,218815186	0
24	742,5	1262,5	48%	5,653468351	0

Fonte: Autoria Própria

Figura 16 - Cargas do motor em paridade térmica, no verão



Fonte: Autoria própria

Para a condição de paridade térmica no inverno, a Tabela 16 permite observar a grande diferença nas cargas parciais de operação ao longo do dia.

Tabela 15 - Paridade térmica, no inverno

Hora (dia)	Pot. Elétrica [kW]	Pot. Térmica [kW]	Carga Motor	Sobra EL [kW]	Sobra Term [kW]
10	1039,5	339,36	13%	-848,06	0
11	1188	387,84	15%	-969,22	0
12	1410,75	460,56	17%	-1150,94	0
13	1485	484,8	18%	-1211,52	0
14	1485	484,8	18%	-1211,52	0
15	1485	484,8	18%	-1211,52	0
16	1485	484,8	18%	-1211,52	0
17	1410,75	460,56	17%	-1150,94	0
18	1336,5	436,32	17%	-1090,37	0
19	1262,25	412,08	16%	-1029,79	0
20	1188	387,84	15%	-969,22	0
21	1039,5	339,36	13%	-848,06	0
22	891	290,88	11%	-726,91	0
23	816,75	266,64	10%	-666,34	0
24	742,5	242,4	9%	-605,76	0

Fonte: Autoria própria

Figura 17 - Cargas do motor em paridade térmica, no inverno



Fonte: Autoria própria

Como explicado anteriormente, a paridade térmica é preferível e foi adotada neste trabalho como prioridade. Entretanto, é possível observar na Figura 16 que o motor opera muito abaixo da faixa ótima de rendimento, chegando ao vale de 9% de carga parcial, tornando assim o projeto inviável neste cenário, utilizando este motor. É importante salientar que não seria possível a simples substituição do motor escolhido por um de menor porte, pois um na condição de verão está com pico de 96% de carga parcial e vale de 48%, significando que está em boa condição de operação neste cenário e que um motor de menor porte certamente não suprirá a demanda, inviabilizando qualquer tipo de paridade.

Assim, diante do cenário de paridade térmica apresentado, a utilização de um único motor para suprir as demandas de inverno e verão deixa de ser prática, sob o ponto de vista técnico. Durante o inverno, para atender os quesitos de paridade térmica, no final de expediente o motor apresentado, Wärtsilä 8L20DF, teria que operar a carga parcial de 9%, o que não seria possível. Ilhak (2020) traz um estudo com motores operando em cargas parciais e aponta que o funcionamento do motor, para melhor aproveitamento energético, deve ficar em geral acima dos 50%. É demonstrado que o consumo de combustível por quilowatt gerado cresce significativamente quando a carga de trabalho do motor fica abaixo dos 50%.

Desse modo, é importante que se trabalhe com motores menores e que, em conjunto, consigam atender, também em paridade, as demandas térmicas mais baixas, sem necessidade de cargas parciais abaixo dos 40%. Entretanto, é sabido que o preço pago por quilowatt gerado

tende a ficar mais caro à medida em que se reduz o tamanho do dispositivo, e é relevante uma análise de preços neste cenário.

Para a construção do sistema como avaliado, é sempre interessante a utilização do maior número de motores iguais possível. Motores gêmeos, como são chamados, facilitam o plano de manutenção, uma vez que é feita pela mesma empresa, além de operarem de maneira igual. Entretanto, para o sistema montado, foram adotados 2 motores PWG-300GF e 1 motor BMX800, ambos sendo *Gen-Sets* (configuração de geradores de energia). Listou-se ainda o motor G8300ZC6BH para se poder comparar preços. Na Tabela 17, observam-se os motores com as capacidades de potência e seus preços.

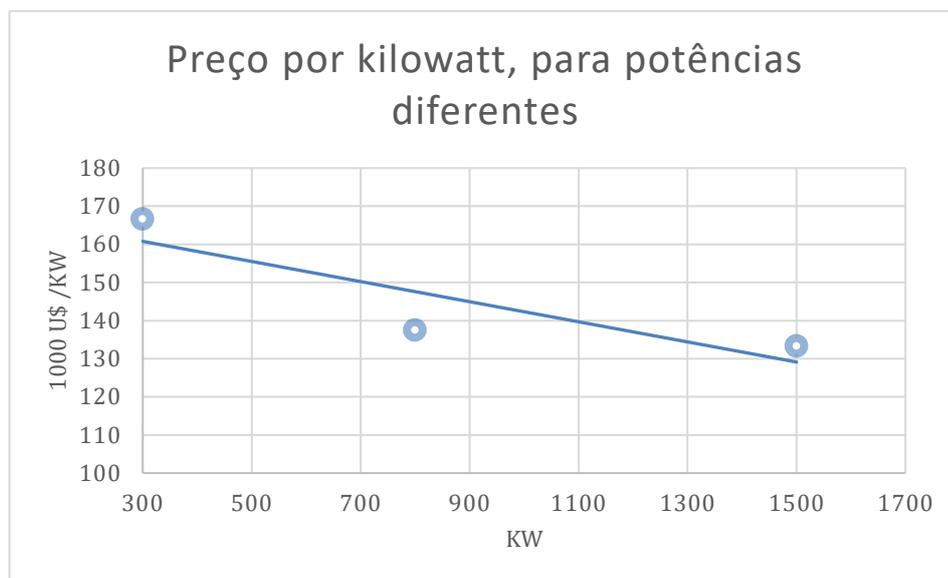
Tabela 16- Modelo de motores, com preço e potência (k=1000)

<b>Modelo</b>	<b>Potência [kW]</b>	<b>Preço [U\$]</b>	<b>U\$/kW</b>
PWG-300GF	300	50 k	166,6667
BMX800	800	110 k	137,5000
G8300ZC6BH	1500	200 k	133,3333

Fonte: Autoria própria

Através dos dados na Tabela 17 é possível entender o aumento do preço pago por quilowatt à medida em que se reduz a capacidade do motor, como representado na Figura 18.

Figura 18 - Variação do preço por quilowatt



Fonte: Autoria própria

Conhecendo a demanda térmica necessária, é possível estabelecer as condições de operação dos motores. No estudo, os motores selecionados não supririam totalmente a demanda de energia trabalhando em carga de 100%. Entretanto, Ferrari (1996) afirma que uma máquina térmica qualquer pode operar em até 110% de sua capacidade declarada por pouco tempo, sem que haja grandes impactos em sua vida útil. Este fato se torna de bastante relevância, pois operando sutilmente acima da capacidade imposta pelos fabricantes, é possível obter tanto paridade térmica quanto elétrica.

Como descrito anteriormente, o consumo elétrico não muda entre inverno e verão, significando que a Tabela 21 e a Figura 19 permitem observar os dados para o cenário de paridade elétrica, em ambas as situações. Tais dados ressaltam a maior carga de operação por volta do meio-dia, horário de máxima demanda térmica, bem como permitem analisar a sobrecarga do motor, ao trabalhar com 110% de carga parcial, para suprir tal demanda. O motor 3 descrito é o BMX800, e os motores 1 e 2 são gêmeos PWG-300GF.

Tabela 17 - Motor 3 (BMX800)

Load [%]	Pot. Elét [kW]	Q. Evap [kW]
100	800	1349,9904
85	680	1247,433846
75	600	1203,060185
0	400	840,8532677

Fonte: Autoria Própria

Tabela 18 - Motores 1 e 2 (PWG-300GF)

Load [%]	Pot. Elét [kW]	Q. Evap [kW]
100	300	506,2465266
85	255	467,7878093
75	225	451,147682
50	150	315,3200542

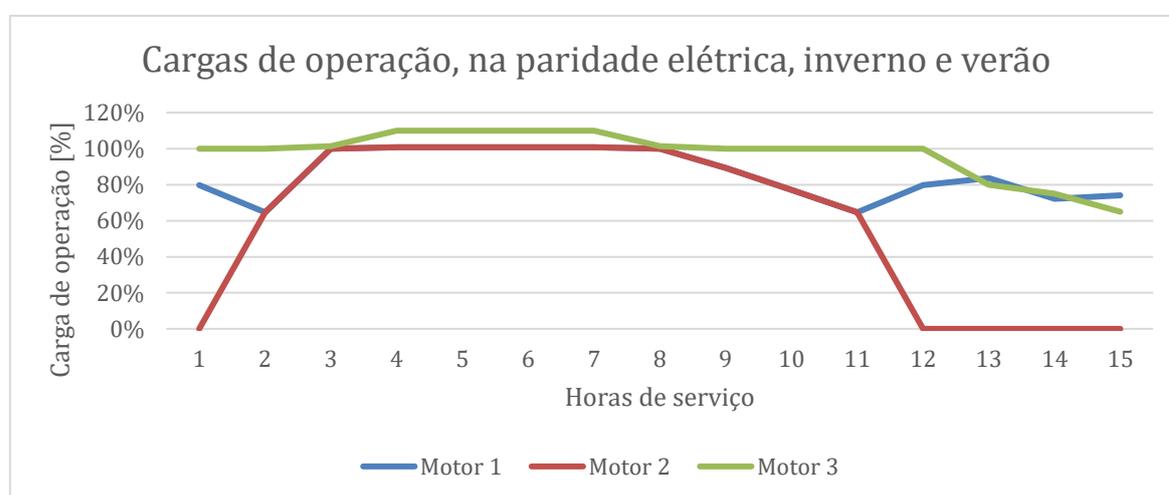
Fonte: Autoria Própria

Tabela 19 - Paridade elétrica com 3 motores

Carga de Operação			Pot. Produzida [kW]		Sobra de Energia [kW]	
Motor 3	Motor 2	Motor 1	Elétrica	Térmica	Elétrica	Térmica
100%	0%	80%	1039,5	339,36	0	1414,783877
100%	65%	65%	1188	387,84	0	1616,895908
101%	100%	100%	1410,75	460,56	0	1920,064624
110%	101%	101%	1484,74	484,8	0	2020,681188
110%	101%	101%	1484,74	484,8	0	2020,681188
110%	101%	101%	1484,74	484,8	0	2020,681188
110%	101%	101%	1484,74	484,8	0	2020,681188
101%	100%	100%	1410,75	460,56	0	1920,064624
100%	89%	89%	1336,5	436,32	0	1819,007938
100%	77%	77%	1262,25	412,08	0	1717,951923
100%	65%	65%	1188	387,84	0	1616,895908
100%	0%	80%	1039,5	339,36	0	1414,783877
80%	0%	84%	891	290,88	0	1212,671914
75%	0%	72%	816,75	266,64	0	1111,615915
65%	0%	74%	742,5	242,4	0	1010,559934

Fonte: Autoria própria

Figura 19 - Operação dos motores em paridade elétrica



Fonte: Autoria própria

Com relação ao cenário de paridade térmica, a demanda muda, significando que os motores são exigidos de maneira distinta ao longo do ano. Os dados para a situação de inverno podem ser vistos na Tabela 21, sendo que antes este era o cenário crítico por conta da baixa carga parcial utilizando um único motor da Wärtsilä (2022). Na Figura 20 se observa que com

o motor 1 somente, em dia de inverno, consegue suprir a demanda, sem necessidade de sair da faixa ótima de carga parcial.

Tabela 20 - Paridade térmica com 3 motores, no inverno

Carga de Operação			Pot. Produzida kW		Sobra de Energia kW	
Motor 3	Motor 2	Motor 1	Elétrica	Térmica	Elétrica	Térmica
0	0	67%	201,1	339,36	-838,4	0
0	0	77%	229,8	387,84	-958,2	0
0	0	91%	272,9	460,56	-1137,8	0
0	0	96%	287,3	484,8	-1197,7	0
0	0	96%	287,3	484,8	-1197,7	0
0	0	96%	287,3	484,8	-1197,7	0
0	0	96%	287,3	484,8	-1197,7	0
0	0	91%	272,9	460,56	-1137,8	0
0	0	86%	258,6	436,32	-1077,9	0
0	0	81%	244,2	412,08	-1018,1	0
0	0	77%	229,8	387,84	-958,2	0
0	0	67%	201,1	339,36	-838,4	0
0	0	57%	172,4	290,88	-718,6	0
0	0	53%	158,0	266,64	-658,7	0
0	0	48%	143,6	242,4	-598,9	0

Fonte: Autoria própria

Figura 20 - Carga do motor em paridade térmica, no inverno



Fonte: Autoria própria

Para a situação de verão, na qual a carga térmica demandada é maior, os dados podem ser visualizados na Tabela 22. Na Figura 21 se observa que os motores precisam operar com

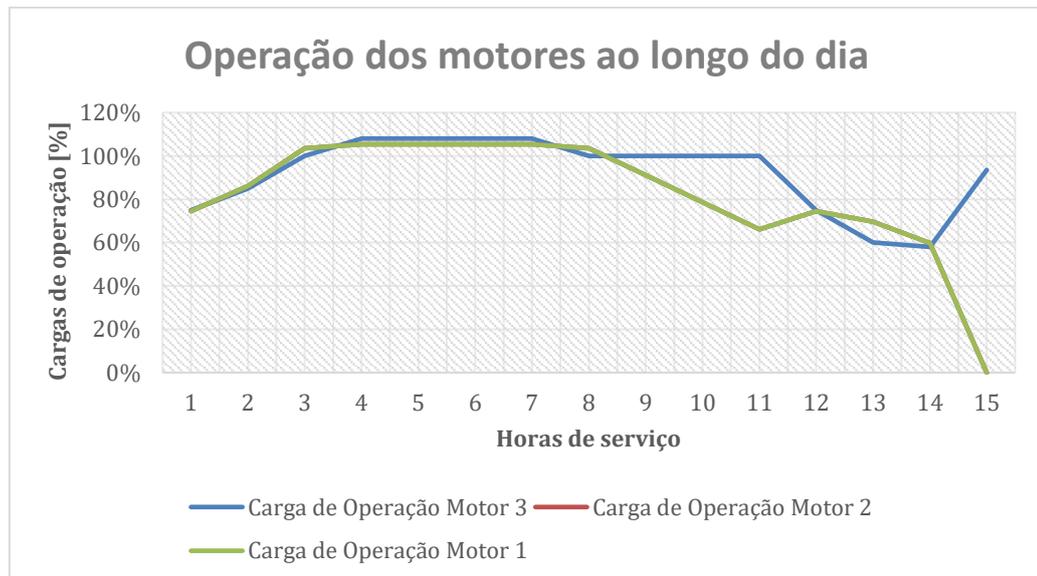
8% de sobrecarga para suprir a demanda no verão, mas analisa-se também que a paridade se mantém e a faixa de operação dos motores são boas e possíveis.

Tabela 21: Paridade térmica com 3 motores, no verão

Carga de Operação			Pot. Produzida kW		Sobra de Energia kW	
Motor 3	Motor 2	Motor 1	Elétrica	Térmica	Elétrica	Térmica
75%	74,6%	74,6%	1047,4	1767,5	7,9	0
85%	86,2%	86,2%	1197,0	2020	9,0	0
100%	103,6%	103,6%	1421,5	2398,75	10,7	0
108%	105,4%	105,4%	1496,3	2525	11,3	0
108%	105,4%	105,4%	1496,3	2525	11,3	0
108%	105,4%	105,4%	1496,3	2525	11,3	0
108%	105,4%	105,4%	1496,3	2525	11,3	0
100%	103,6%	103,6%	1421,5	2398,75	10,7	0
100%	91,1%	91,1%	1346,7	2272,5	10,2	0
100%	78,6%	78,6%	1271,9	2146,25	9,6	0
100%	66,2%	66,2%	1197,0	2020	9,0	0
75%	74,6%	74,6%	1047,4	1767,5	7,9	0
60%	69,6%	69,6%	897,8	1515	6,8	0
58%	59,8%	59,8%	823,0	1388,75	6,2	0
94%	0,0%	0,0%	748,2	1262,5	5,7	0

Fonte: Autoria própria

Figura 21- Carga dos motores em paridade térmica, no verão



Fonte: Autoria própria

Assim, é possível concluir que o sistema proposto por esse trabalho permite suprimento da demanda elétrica e térmica do shopping center analisado. Em suma, para a melhor adaptação

à paridade, recomenda-se o uso de motores gêmeos, dispondo de controle de ECU programável, bem como sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito. Todas estas características melhoram o rendimento do processo, alinhando-se também a metas ambientais. Ressalta-se por último que as tecnologias propostas são de vasta utilização no meio industrial e trazem consigo benefícios ambientais e econômicos.

Com a especificação técnica do sistema de cogeração adequado ao *shopping center*, é possível fazer a análise econômica do projeto mencionado. Segundo Warren Magazine (2022), a Taxa Interna de Retorno (TIR) é uma taxa de desconto hipotética, calculada a partir de uma projeção de fluxo de caixa (previsão de receitas geradas por um investimento ao longo de determinado período) quando consideramos que seu Valor Presente Líquido (VPL) é igual a zero. Na prática, ela é usada por investidores para indicar se um projeto é viável ou não, se a taxa for alta comparada com índices econômicos como inflação e Selic, conclui-se que o investimento é vantajoso.

Neste contexto, torna-se relevante a obtenção dos valores referentes à compra, importação e instalação dos equipamentos, considerando os motores, o SRA e eventuais reformas estruturais e construção no espaço físico.

Wärtsilä (2022) traz em seu Product Guide que o custo de instalação de seus motores representa cerca de 50% do custo da máquina e as adaptações físicas necessárias no local de instalação representam cerca de 20%. Esses valores foram extrapolados para todos os equipamentos usados no sistema de cogeração. Com relação à importação, ARAÚJO (2021) propõe que o custo de importar um produto para o Brasil fica na faixa de 80 a 100% do valor pago.

Com esses dados torna-se possível entender qual o investimento necessário para se implantar o sistema proposto. Dessa forma, a Tabela 23 permite observar os custos de compra dos equipamentos do sistema. Em sequência, na Tabela 24, há a análise dos custos totais, da compra, instalação, importação e construção dos equipamentos.

Tabela 23- Custo dos equipamentos

Motor BMX800 (R\$)	2x Motor PWG-300GF(R\$)	SRA 800TR(R\$)	<b>Total(R\$)</b>
550.000,00	500.000,00	383.057,33	<b>1.433.057,33</b>

Fonte: Aatoria própria

Tabela 24- Custos totais

Compra(R\$)	Instalação(R\$)	Importação(R\$)	Construção(R\$)	<b>Total(R\$)</b>
1.433.057,33	716.528,67	1.433.057,33	286.611,47	<b>3.869.254,80</b>

Fonte: Autoria própria

Assim, os dados da Tabela 24 representam o investimento inicial deste projeto, o que viabiliza o início da análise econômica. Entretanto, faz-se necessário considerar também os gastos do *shopping center* sem o sistema de cogeração.

Conforme os dados da análise integral de consumo, tal instituição demanda 1485 kW de potência elétrica e 2525 kW de potência térmica. O sistema de ar-condicionado, o qual é o responsável pela demanda térmica, é um sistema de refrigeração por compressão (SRC) e, portanto, pode ser estimado que seu COP é da ordem de 3,1. Sendo assim, a demanda real de potência elétrica extraída da rede pelo conjunto é  $1485 + 2525/3,1 = 2299,5$  kW. Ademais, é necessário determinar a demanda de energia mensal, representando a potência consumida ao longo de um mês. Esse valor é calculado através do produto da demanda de potência pelos 30 dias do mês e pelas 14 horas de serviço de um dia, obtendo 965790 kWh/mês. Com a obtenção deste valor, torna-se possível calcular o gasto do shopping sem o sistema de cogeração, bastando se conhecer o custo da energia. Na Tabela 25, são observadas as tarifas vigentes da EDP, e a C2E (2021) traz a categorização nos subgrupos, indicando que a instituição analisada pertence ao subgrupo A4, uma vez que a tensão de fornecimento está entre 2,3 e 25 kV.

Tabela 25: Custo da energia

Modalidade tarifária verde				
Subgrupo	Posto	Tarifa do uso do sistema de distribuição (TUSD)		Tarifas de energia (TE)
		(R\$/kW)	(R\$/kWh)	(R\$/kWh)
A3a	Não se aplica	9,86	-	-
	Ponta	-	1,002630	0,410180
	Fora Ponta	-	0,011797	0,263950
A4	Não se aplica	9,86	-	-
	Ponta	-	1,002630	0,410180
	Fora Ponta	-	0,011797	0,263950

Fonte: EDP (2022)

Assim, o custo do consumo mensal de energia pode ser calculado, considerando o consumo nos horários de ponta e fora de ponta. Dessa forma, o consumo na parte diurna é descrito a seguir:

$$965790 \text{ [kWh/mês]} * 0,41 \text{ [R\$/kWh]} = \text{R\$}395973,9 \text{ por mês}$$

Faz-se necessário também, que seja considerado o valor das outras 10 horas noturnas sem o consumo da carga térmica, sendo então 689850 kWh/mês (1485 kW.30 dias.10 horas). Este valor multiplicado pelos 0,26 [R\$/kWh] resulta em R\$ 179.361,00/mês. Nesse sentido, torna-se possível afirmar que o gasto mensal com a energia elétrica neste shopping é de 511.803,90 R\$/mês.

Em sequência, deverá ser determinado o custo que o sistema de cogeração traz consigo para a compra do gás natural, manutenção, demanda suplementar e a compra de energia elétrica, visto que o sistema será em paridade térmica e que existe déficit elétrico. Nesse sentido, a Figura 22 permite a verificação dos valores pagos por metro cúbico de gás consumido, a depender do consumo mensal.

Figura 22: Valores do gás natural

Classes	Volume m <sup>3</sup> /mês	Valores sem ICMS		Valores com ICMS	
		Variável - R\$/m <sup>3</sup>		Variável - R\$/m <sup>3</sup>	
		Cogeração de Energia Elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final	Cogeração de Energia Elétrica destinada à revenda a distribuidor	Cogeração de Energia Elétrica destinada ao consumo próprio ou à venda a consumidor final	Cogeração de Energia Elétrica destinada à revenda a distribuidor
1	Até 5.000,00 m <sup>3</sup>	0,672112	0,672112	0,796341	0,796341
2	5.000,01 a 50.000,00 m <sup>3</sup>	0,521434	0,521434	0,617813	0,617813
3	50.000,01 a 100.000,00 m <sup>3</sup>	0,444750	0,444750	0,526955	0,526955
4	100.000,01 a 500.000,00 m <sup>3</sup>	0,330693	0,330693	0,391816	0,391816
5	500.000,01 a 2.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,342847	0,342847	0,406217	0,406217
6	2.000.000,01 a 4.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,307504	0,307504	0,364341	0,364341
7	4.000.000,01 a 7.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,265353	0,265353	0,314399	0,314399
8	7.000.000,01 a 10.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,223196	0,223196	0,264450	0,264450
9	> 10.000.000,00 m <sup>3</sup>	0,180060	0,180060	0,213341	0,213341

Fonte: COMGÁS (2022)

Assim, é necessário conhecer o consumo do motor para a determinação do custo. A fornecedora Wärtsilä (2022) traz em seu catálogo o consumo de combustível para seu motor, de 196,4 g/kWh. Dessa maneira, a partir da potência de 1560 kW do motor, obtém-se ao valor consumido em kg/s. A Figura 23, permite a observação de algumas propriedades do gás natural,

como sua massa específica de  $0,766 \text{ kg/m}^3$ . Dessa forma, torna-se possível o cálculo do consumo em metros cúbicos por mês.

#### Figura 23: Propriedades do gás natural

- Poder calorífico superior a  $9400 \text{ kcal/m}^3$ ;
- Limite de inflamabilidade: 5-15% em volume;
- Temperatura de ignição espontânea:  $540^\circ\text{C}$ ;
- Velocidade de chama: 35 a  $50 \text{ cm/s}$ ;
- Temperatura de chama:  $1.945^\circ\text{C}$  com ar e  $2.810^\circ\text{C}$  com oxigênio;
- Ponto de ebulição:  $-162^\circ\text{C}$ ;
- Ponto de Fulgor:  $-189^\circ\text{C}$ ;
- Densidade absoluta:  $0,766 \text{ kg/m}^3$  (@  $20^\circ\text{C}$ ; 1 atma).

Fonte: COMGÁS (2022)

$$1560 \text{ kW} * 0,1964 \text{ kg/h} = 306,384 \text{ kg/h} \rightarrow 0,0851 \text{ kg/s} \rightarrow 0,1111 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$0,1111 * 3600 \text{ s} * 30 \text{ dias} * 14 \text{ horas} = 167991,23 \text{ m}^3/\text{mês}$$

$$\text{Preço pago pelo gás } (0,33 \text{ R\$/m}^3) \rightarrow 167991,23 \text{ m}^3/\text{mês} * 0,33 \text{ R\$/m}^3 = \text{R\$ } 55437,10 / \text{mês}$$

Ademais, considerando a necessidade de compra de 1000 kW de energia elétrica em período diurno, o preço mensal é determinado pelo produto:  $1000 \text{ kW} * 14 \text{ h} * 30 \text{ dias} * 0,41 \text{ R\$/kWh} = \text{R\$ } 172.200,00 / \text{mês}$ . Da mesma maneira, o consumo noturno é determinado pelo produto:  $150 \text{ kW} * 14 \text{ h} * 30 \text{ dias} * 0,26 \text{ R\$/kWh} = \text{R\$ } 25.830,00 / \text{mês}$ . A Tabela 27 permite a compreensão dos custos de manutenção do SRA, considerando que a manutenção anual dos equipamentos seja de 25% do preço destes. É importante também verificar o custo da demanda suplementar de energia, como se observa na Tabela 26. Entretanto, esse valor se encontra desatualizado por conta da inflação incidente nos últimos anos e assim, INSOL propõe o reajuste baseado no aumento do preço da energia em 47%, significando que o valor de 30,52 R\$/kW ano passa a 44,86 52 R\$/kW ano.

Tabela 26- Custo da demanda suplementar [Enegep]

CUSTOS	
Gás natural (previsão)	3,38 R\$/MBtu (0,1241 R\$/kg)
Óleo combustível 1A	0,1248 R\$/kg
Água de resfriamento para refrigeração	0,0208 R\$/m <sup>3</sup> água circulada
Contrato de Reserva de Demanda Suplementar de energia	30,52 R\$/ kW ano
Tarifa de consumo de emergência	<b>169,85 R\$/MWh</b>
Taxa de retorno de investimento (ROI) médio - setor cervejeiro	19,13 %
Taxa de retorno de investimento (ROI) médio – empresa	13,42 %
Custo estimado da tarifa paga pela concessionária para autogerador	40 R\$/MWh
Paridade média dolar / real referente ao ano de 1996	0,998 US\$ /R\$

Fonte: Enegep (2022)

Tabela 27- Custos do SRA

R\$ de gás/mês	E.Elétrica /mês (R\$)	Manutenção/mês (R\$)	Demanda suplementar (R\$)	<b>Total (R\$)</b>
55.437,10	198.030,00	80.609,48	108.169,24	<b>442.245,81</b>

Fonte: Autoria própria

Conhecendo os custos que o SRA impacta e o quanto se gasta na compra de energia sem o sistema, é possível calcular a economia que tal conjunto traz à instituição. Neste sentido, a economia é de R\$511.803,90 – R\$ 442.245,81 = R\$ 69.558,09 por mês, sendo que este valor representa o retorno financeiro obtido com a implementação do sistema de cogeração.

Considerando os dados até aqui demonstrados, torna-se possível a determinação do tempo de *payback* deste sistema. Tal tempo, em meses, é a divisão do capital necessário de investimento pelo retorno que este traz.

$$\text{Tempo de payback} = \frac{\text{Investimento [R\$]}}{\text{Retorno } \left[ \frac{\text{R\$}}{\text{mês}} \right]} = \frac{3.869.254,80}{69.558,09} = 55,6 \text{ meses}$$

Portanto, para o sistema proposto, o tempo necessário para recuperar o capital investido é de pouco mais de 4 anos e meio.

A outra parte da análise econômica relevante é a taxa interna de retorno (TIR). Nesse caso, se faz necessário, a determinação do valor anualizado do investimento, bem como o tempo de operação da máquina. Feldman (2019) propõe que os motores de combustão interna tenham uma vida estimada em cerca de 25 anos. Dessa forma, a TIR deverá ser calculada considerando esse tempo. Assim, o valor do investimento é de R\$ 3.582.643,34 e, para a formação do fluxo de caixa, tem-se a economia que o investimento traz transformada em valor

anual (R\$ 69.558,09 por mês \* 12 meses = R\$ 834.697,03 ao ano), que será considerado ao longo dos 25 anos de operação. Sendo assim, o cálculo da TIR retorna um valor de 21%. Este valor indica que o investimento no sistema de cogeração para este caso oferece uma taxa atrativa bastante interessante para se investir, acima da atual Selic de 13%. Assim, nota-se que para a aplicação no setor terciário a cogeração é uma tecnologia bastante coerente e que pode trazer benefícios técnicos, econômicos e ambientais.

## 6 CONCLUSÃO

Com base no estudo técnico e econômico apresentado, afirma-se que a cogeração é uma tecnologia de grande importância dentro da indústria. Suas aplicações são inúmeras e se adequam a diferentes demandas de energia térmica e elétrica, significando assim que a utilização pode ser feita em diversas áreas, como química e alimentícia.

Neste contexto, o sistema de refrigeração adotado, por absorção, mostrou-se muito relevante para a ideia de melhora no aproveitamento energético do conjunto. Por utilizar a energia térmica, antes descartada e até mesmo indesejável nos motores, o sistema por absorção trouxe ao conjunto um importante fator de sustentabilidade. Faz-se ainda importante a menção ao sistema de duplo efeito utilizado, que torna o rendimento mais alto tendo COP de 1,4, saindo do COP de 0,9 do simples efeito, possibilitando a adequação à paridade térmica.

Ainda, a tecnologia de turbocompressão estudada sua importantíssima utilização ao se trabalhar com motores de combustão interna. Por oferecer uma melhora no rendimento de cerca de 40%, sua importância é tanto em sistemas de cogeração quanto em *powertrain* automotivos. Chega-se ainda à conclusão de que somada a esta tecnologia, a utilização de um combustível mais sustentável e menos nocivo, como o gás natural frente ao diesel, é relevante ao projeto.

Ademais, observou-se que a injeção programável é bastante importante, trazendo a possibilidade de infinitas cargas parciais. Sua utilização possibilitou a adequação da paridade térmica no cenário da análise diferencial.

Nesse sentido, conclui-se ainda que é importante o emprego de 3 motores para plano de manutenção e utilização ao longo do ano, nos meses de inverno e verão, sem comprometer a faixa útil de operação dos motores.

Por último, a análise macroeconômica mostrou que o investimento é bastante viável e torna-se interessante ao se observar a taxa interna de retorno nos 21%. Com o tempo de *payback* em 4,6 anos, conclui-se que a cogeração no setor terciário, neste caso, é bastante recomendável e com bom impacto financeiro.

## REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **ANEEL 235**: requisitos para a qualificação de centrais termelétricas cogeneradoras de energia. Brasília: ANEEL, 2006. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br>. Acesso em: 26 jul 2022.

ARSHAD, M. U. *et al.* Economic optimization of parallel and series configurations of the double effect absorption refrigeration system. **Energy conversion and management**, Amsterdam, v. 210, 2020.

BOULAHLIB, M. S.; MEDAERTS, F.; BOUKHALFA, M. A. Experimental study of combustion performances and emissions of a spark ignition cogeneration engine operating in lean conditions using different fuels. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 43, p. 3586-3596, feb. 2018.

CARROSNAWEB. **Ficha Técnica**: Volkswagen Up 1.0 MPI. [São Paulo], 2002. Disponível em: <https://www.carrosnaweb.com.br/fichadetalhe.asp?codigo=11742>. Acesso em: 05 fev. 2022.

CHUN, A. *et al.* Sobre a definição de estratégias de operação em carga parcial em um sistema complexo de trigerção com demandas horárias-sazonais: exergoeconomia e otimização. **Elsevier**, Amsterdam, v. 246, n. 114.688, 2021. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0196890421008645?via%3Dihub>. Acesso em: 11 out 2022.

ERIKSSON, L. Um modelo analítico para a pressão do cilindro em um motor SI de quatro tempos. **Revista de Motores**, v. 11, seção 3, p. 726-733, jan. 2002.

EVANGELISTA, C. R. Refrigeração. **Infoescola**. Disponível em <https://www.infoescola.com/fisica/refrigeracao>. Acesso em: 16 nov. 2022.

FERRARI, G. **Motori a Combustione Interna**. Torino: Società editrice esculapio, 1996. Disponível em: [https://www.bookbeat.it/libro/182882?gclid=cjwkcaia0jkbhbieiwaphzxd4xvvggojog04bvhrifpz6buoclltyebzubnovwzr1ejpwsorlrmzroc50cqavd\\_bwe](https://www.bookbeat.it/libro/182882?gclid=cjwkcaia0jkbhbieiwaphzxd4xvvggojog04bvhrifpz6buoclltyebzubnovwzr1ejpwsorlrmzroc50cqavd_bwe). Acesso em: 19 ago. 2022.

FERREIRA, D. H. **Cogeração em uma indústria automobilística**. 2011. 33 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Guaratinguetá, 2011. Disponível em: [https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/119035/ferreira\\_dh\\_tcc\\_guara.pdf?sequence=1](https://repositorio.unesp.br/bitstream/handle/11449/119035/ferreira_dh_tcc_guara.pdf?sequence=1). Acesso em: 10 set 2022.

FUELTECH. **Manual FT600**. [Porto Alegre]:[s.n], 2022. Disponível em: <https://fueltech.com.br/blogs/news/manual-ft600>. Acesso em: 06 jun 2022.

ILHAK, M.I. *et al.* Experimental study on an SI engine fueled by gasoline, ethanol and acetylene at partial loads. **Fuel**, Kayseri, v. 261, feb. 2020. Disponível em: <https://www.erciyes.edu.tr/yayin/63ff9cda-1c4d-4539-a07a-71ad574519ce/experimental-study-on-an-si-engine-fueled-by-gasoline-ethanol-and-acetylene-at-partial-loads>. Acesso em: 11 Out. 2022.

JOSEPH, C. LAM, DANNY, H. W. LI. Electricity consumption characteristics in shopping malls in subtropical climates. **Energy Conversion and Management**, Hong Kong, v. 44, n. 9, p. 1391-1398, 2002. Disponível em: [https://scholars.cityu.edu.hk/en/publications/electricity-consumption-characteristics-in-shopping-malls-in-subtropical-climates\(4de2d577-e742-4754-9a0c-7c26504f06d7\).html](https://scholars.cityu.edu.hk/en/publications/electricity-consumption-characteristics-in-shopping-malls-in-subtropical-climates(4de2d577-e742-4754-9a0c-7c26504f06d7).html). Acesso em: 06 fev. 2022.

ORGANIZAÇÃO MARÍTIMA INTERNACIONAL. **OMI TIER 3**: padrão de emissão de Nox para novos motores. Genebra: OMI, 2008.

STOECKER, W.F; JONES, J.W. **Refrigeração e ar condicionado**. Nova Iorque: McGraw-Hill, 1985.

VAN WYLEN, G.J.; SONNTAG, R.E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica**. 8. ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda., 2018.

WARRENMAGAZINE. **Taxa Interna de Retorno**. [São Paulo], 2022. Disponível em : <https://warren.com.br/magazine/taxa-interna-de-retorno-tir>. Acesso em: 16 nov. 2022.

WÄRTSILÄ. **EngineConfigurator20DF**. Helsinki, 2022. Disponível em: <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-20DF?>. Acesso em: 16 jan. 2022.

WÄRTSILÄ. **EngineConfigurator34DF**. Helsinki, 2022. Disponível em: <https://www.wartsila.com/marine/build/engines-and-generating-sets/dual-fuel-engines/wartsila-34DF?>. Acesso em: 13 mar. 2022.

YANG, Y.; ZHANG, S.; XIAO, Y. An MILP (mixed integer linear programming) model for optimal design of district-scale distributed energy resource systems. Part 2. **Elsevier**, Amsterdam, v. 90, p. 1901-1915, oct. 2015. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S036054421500907X>. Acesso em: 16 jan. 2022.