

UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

EDUARDO BAREZZI DE ALMEIDA

**VIABILIDADE TÉCNICO ECONÔMICA DE UM TURBO
AQUECEDOR-REFRIGERADOR**

Juiz de Fora

2017

EDUARDO BAREZZI DE ALMEIDA

**VIABILIDADE TÉCNICO ECONÔMICA DE UM TURBO
AQUECEDOR-REFRIGERADOR**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves

Juiz de Fora

2017

Ficha catalográfica elaborada através do Modelo Latex do CDC da UFJF
com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Almeida, Eduardo Barezzi de.

VIABILIDADE TÉCNICO ECONÔMICA DE UM TURBO
AQUECEDOR-REFRIGERADOR / EDUARDO BAREZZI DE AL-
MEIDA. – 2017.

69 f. : il.

Orientador: Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves

Trabalho de Conclusão de Curso – UNIVERSIDADE FEDERAL DE
JUIZ DE FORA, DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODU-
ÇÃO E MECÂNICA. CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA, 2017.

1. Turbo Aquecedor-Refrigerador. 2. Turbina a Gás. 3. Instituto de
Laticínios Cândido Tostes. I. Alves, Marco Aurélio da Cunha. II. Dr.

EDUARDO BAREZZI DE ALMEIDA

VIABILIDADE TÉCNICO ECONÔMICA DE UM TURBO
AQUECEDOR-REFRIGERADOR

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em 23 de Junho de 2017.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Raphael Fortes Marcomini
Universidade Federal de Juiz de Fora

Prof. Dr. Julio Cesar Costa Campos
Universidade Federal de Viçosa

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela oportunidade de desenvolver este trabalho.

À minha família, pelo apoio incondicional e incentivo durante este período que passei na universidade.

Aos professores, que sempre buscavam passar o máximo de conhecimento, em especial ao meu orientador Professor Marco Alves, que me guiou na realização deste trabalho.

Ao Instituto de Laticínios Cândido Tostes, sempre de portas abertas para fornecer as informações necessárias para a realização deste estudo.

Aos vários amigos que fiz durante o tempo vivido cursando Engenharia Mecânica, por estarem sempre comigo.

“Tudo posso naquele que me fortalece.”
(Filipenses 4:13)

RESUMO

Almeida, Eduardo Barezzi de. Viabilidade Técnico Econômica de Um Turbo Aquecedor-Refrigerador, 2017. 64 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica).

O objetivo do trabalho é analisar a viabilidade técnico econômica de um equipamento chamado Turbo Aquecedor-Refrigerador (TAR), formado por dois turboalimentadores, um responsável por aquecimento e outro por refrigeração, um economizador e uma câmara de combustão acoplada a um destes turbos. Muitas indústrias no cenário atual necessitam de aquecimento e refrigeração, envolvendo um alto consumo energético para a fabricação de produtos, principalmente no setor alimentício, com mais enfoque nos laticínios. Os equipamentos utilizados atualmente são as caldeiras e as câmaras frias, sendo o primeiro para a obtenção de aquecimento em forma de vapor a ser utilizado nos processos produtivos, e o segundo para obtenção de resfriamento, afim de manter os produtos produzidos em uma determinada temperatura. O trabalho se desenvolveu na forma de estudo de caso, onde utilizou-se o Turbojato TJ-2 como o turboalimentador, sendo primeiramente considerado um ciclo padrão desempenhado pelo TAR, e logo em seguida, foi analisado como em um ciclo real, com as características de funcionamento de seus componentes sendo consideradas. O estudo foi feito no Instituto de Laticínios Cândido Tostes (ILCT). O custo da energia gerada por ele mostrou-se 39% maior que o custo com o uso dos equipamentos empregados no local. A análise da eficiência exergética do equipamento, além de todos os termos que fazem parte deste cálculo também foram objetos de estudo na análise da viabilidade do mesmo, mostrando uma eficiência de 53%, menor se comparado somente com a câmara de combustão, que é de 57%. A viabilidade técnica do TAR foi comprovada, mas sua viabilidade econômica para as necessidades do ILCT não foi comprovada, isso muito em função do uso do Turbojato TJ-2, que possui componentes com eficiências baixas em comparação com o que se encontra atualmente.

Palavras-chave: Turboalimentador. Aquecimento. Refrigeração.

ABSTRACT

Almeida, Eduardo Barezzi de. Technical and Economic Feasibility of a Turbo Heater-Refrigerator, 2017. 64 s. Monograph (Graduation in Mechanical Engineering).

The objective of this work is to analyze the technical and economic feasibility of an equipment called Turbo Heater-Cooler (Thec), this one formed by two turbochargers, one responsible for the heating and another for the cooling, besides other equipment, like an economizer and a combustion chamber coupled to one of these turbos. Many industries in the current scenario need heating and cooling, involving a high energy consumption for the manufacture of products, mainly in the food sector, with more focus on dairy products. The equipment used to obtain these heat today are the boilers and the cold chambers, the first one to obtain heating in the form of steam to be used in the production processes, and the second to obtain cooling, in order to keep the products produced at a certain temperature. The work developed in the form of a case study, where the Turbojato TJ-2 was used as the turbocharger, being first considered a standard cycle performed by the TAR, and soon after, it was analyzed as in a real cycle, with the characteristics Of its components being considered. The study was carried out at the Instituto de Daticínios Cândido Tostes (ILCT). The cost of the energy generated by it was 39 % higher than the cost of using the equipment used on the site. The analysis of the exergy efficiency of the equipment, besides all the terms that are part of this calculation were also objects of study in the analysis of the feasibility of the same, showing a efficiency of 53 %, smaller compared to the combustion chamber, which is 57 %. The technical feasibility of ART has been proven, but its economic viability for the needs of the ILCT has not been proven, much due to the use of the TJ-2 Turbojato, which has components with low efficiencies compared to what is used currently.

Key-words: Turbocharger. Heating. Refrigeration.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Instituto de Laticínios Cândido Tostes [4].	13
Figura 2 – Caldeira presente no ILCT [4].	14
Figura 3 – Câmara Fria presente no ILCT [4].	15
Figura 4 – Turbina a Gás [2].	19
Figura 5 – Compressor Centrífugo [2].	20
Figura 6 – Compressor Axial [2].	20
Figura 7 – Câmara de Combustão [2].	21
Figura 8 – Turbina [2].	21
Figura 9 – Ciclo Turbina a Gás [Elaborado pelo autor].	22
Figura 10 – Diagrama P-xh: Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor [1].	23
Figura 11 – Diagrama P-xh: Ciclo Real [1].	25
Figura 12 – Trocador de Calor Casco e Tubo [6].	26
Figura 13 – Volume de Controle [7].	28
Figura 14 – Funcionamento do programa DESTUR [3].	30
Figura 15 – Interface do programa CATT 3 [9].	31
Figura 16 – TAR com Acoplamento Mecânico [Elaborado pelo autor].	33
Figura 17 – TAR com Acoplamento Aerodinâmico [Elaborado pelo autor].	34
Figura 18 – Diagrama T-s do TAR [Elaborado pelo autor].	34
Figura 19 – Funcionamento do TAR [Elaborado pelo autor].	35
Figura 20 – Diagrama T-s do ciclo padrão [Elaborado pelo autor].	36
Figura 21 – Variação de \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 com a e t [Elaborado pelo autor].	39
Figura 22 – Variação de \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 com a e t [Elaborado pelo autor].	40
Figura 23 – Variação de \dot{Q}_1 [Elaborado pelo autor].	44
Figura 24 – Variação de \dot{Q}_2 [Elaborado pelo autor].	44
Figura 25 – Variação de \dot{Q}_3 [Elaborado pelo autor].	45
Figura 26 – Variação de \dot{Q}_4 [Elaborado pelo autor].	45
Figura 27 – Variação da temperatura de saída da turbina do TA [Elaborado pelo autor].	46
Figura 28 – Variação da temperatura de saída da turbina do TR [Elaborado pelo autor].	46
Figura 29 – Variação da \dot{m}_{ar} na entrada do TR [Elaborado pelo autor].	47
Figura 30 – Variação da \dot{m}_{ar} que passa pelo Eco [Elaborado pelo autor].	47
Figura 31 – Variação da $\dot{m}_{\acute{a}gua}$ que passa pelo Eco [Elaborado pelo autor].	48
Figura 32 – Volume de Controle no TAR [Elaborado pelo autor].	53
Figura 33 – Composição Química do GLP [12].	55
Figura 34 – Gráfico da Variação da TCA em função da porcentagem de oxidante em excesso [11].	56
Figura 35 – Volume de Controle no Queimador [Elaborado pelo autor].	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores de \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 com a variação de a [Elaborado pelo autor].	39
Tabela 2 – Valores de \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 com a variação de a [Elaborado pelo autor].	40
Tabela 3 – Resultados da simulação no DESTUR [Elaborado pelo autor].	41
Tabela 4 – Continuação dos resultados da simulação no DESTUR [Elaborado pelo autor].	42
Tabela 5 – Continuação dos resultados da simulação no DESTUR [Elaborado pelo autor].	42
Tabela 6 – Cálculos de \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 , \dot{Q}_3 , \dot{Q}_4 e $\dot{m}_{\text{água}}$ no Eco [Elaborado pelo autor]. . .	43
Tabela 7 – Valores da TCA para cada porcentagem de oxidante em excesso na CC [11].	56
Tabela 8 – Valores da TCA para cada porcentagem de oxidante em excesso no Queimador [11].	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ILCT	Instituto de Laticínios Cândido Tostes
TAR	Turbo Aquecedor-Refrigerador
TA	Turbo Aquecedor
TR	Turbo Refrigerador
CC	Câmara de Combustão
Eco	Economizador
CTA	Centro Técnico Espacial
CATT 3	Computer Aided Thermodynamic Tables 3
TCA	Temperatura de Chama Adiabática
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNV	Gás Natural Veicular

LISTA DE SÍMBOLOS

h	Entalpia específica (kJ/kg);
s	Entropia específica (kJ/kg.K);
P	Pressão (atm);
T	Temperatura (K);
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor (kW);
\dot{W}	Taxa de transferência de trabalho (kW);
\dot{E}	Taxa de exergia (kW);
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s);
e	Exergia específica (kJ/kg);
η	Eficiência;
V	Velocidade linear (m/s);
z	Posição (m);
g	Aceleração da gravidade (m/s^2);
r_p	Razão de pressão;
β	Coefficiente de desempenho;
c_p	Calor específico (kJ/kg.K);
PCI	Poder calorífico inferior (MJ/kg);
ε	Eficiência exergética.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
2	OBJETIVOS	16
2.1	OBJETIVO GERAL	16
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	16
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
3.1	REFERENCIAL TEÓRICO	17
3.2	ESTADO DA ARTE	17
4	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
4.1	TURBINAS A GÁS	19
4.2	REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	23
4.3	TROCADORES DE CALOR	26
4.4	EXERGIA	27
5	METODOLOGIA	30
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO	32
6.1	TURBO AQUECEDOR-REFRIGERADOR	32
6.2	CICLO PADRÃO	35
6.3	CICLO REAL	41
6.4	EXERGIA	52
7	CONCLUSÃO	60
7.1	TRABALHOS FUTUROS	60
	REFERÊNCIAS	61
	APÊNDICE A – Deduções do Ciclo Padrão.	63
	APÊNDICE B – Tabela de poder calorífico inferior (PCI).	66
	APÊNDICE C – Informação das Características dos Sistemas de Refrigeração da Delta Frio.	67
	APÊNDICE D – Termo de Compromisso.	68

APÊNDICE E – Declaração da Empresa.	69
---	----

1 INTRODUÇÃO

Muitas indústrias no cenário atual necessitam de aquecimento e refrigeração para seus processos produtivos, envolvendo um alto consumo energético para a fabricação de produtos, principalmente no setor alimentício. Os estudos de novas tecnologias que visam a diminuição nesse consumo são de fundamental importância para o contínuo crescimento tecnológico do país. A indústria alimentícia utiliza o aquecimento principalmente pelo uso das caldeiras, que geram vapor utilizado nos processos dentro da fábrica. O resfriamento é encontrado nesses locais mais comumente em câmaras frias, que visam a manutenção do produto em uma temperatura pré-definida.

Um exemplo de indústria alimentícia é o Instituto de Laticínios Cândido Tostes (ILCT) vem desde 1935, contribuindo decisivamente para o permanente crescimento da indústria brasileira de laticínios, desenvolvendo e difundindo tecnologia e capacitando pessoal para a indústria. Hoje, o ILCT possui reconhecimento, imagem e conceito positivos junto à comunidade técnico-científica e junto ao setor produtivo no Brasil. O seu reconhecimento mundial estende-se a mais de sessenta países, através dos especialistas do setor. Este sucesso foi conseguido graças ao modelo de Ensino-Pesquisa-Extensão do ILCT, cujo desenvolvimento foi sempre calcado na conjugação equilibrada entre a teoria e a prática [4].



Figura 1 – Instituto de Laticínios Cândido Tostes [4].

O ILCT possui uma caldeira, mostrada na figura 2, responsável pela produção de vapor utilizado nos processos da fábrica, com as seguintes informações:

- 1- Fabricante: SIMILI;
- 2- Tipo: SIM-10;

- 3- Modelo: HF;
- 4- Ano de Fabricação: 1982;
- 5- Superfície de Aquecimento: $25m^2$;
- 6- Produção de Vapor: $81kg/h$;
- 7- Pressão de Trabalho: $8,4 kgf/cm^2$;
- 8- Pressão de Prova: $12,6 kgf/cm^2$.



Figura 2 – Caldeira presente no ILCT [4].

O ILCT possui também cinco câmaras frias, que visam manter uma determinada temperatura dos produtos fabricados. Um dos sistemas de refrigeração presente nas câmaras frias é mostrado na figura 3, possuindo as seguintes informações:

- 1- Fabricante: Delta Frio;
- 2- Modelo: DF 15.39;

3- Número de série: 13627/03;

4- Fabricação: 03/2009.



Figura 3 – Câmara Fria presente no ILCT [4].

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Verificar a viabilidade técnico econômica de um Turbo Aquecedor-Refrigerador, analisando a vantagem do seu uso em relação aos equipamentos utilizados no momento.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Pode-se destacar:

- Investigar as áreas em que são necessários calor e frio em seus processos, para que assim seja possível avaliar o custo energético dessas indústrias com o equipamento;
- Avaliar o gasto energético no Instituto de Laticínios Cândido Tostes, bem como comparar a utilização de um diferente combustível no local;
- Avaliar o desempenho de Turbinas a Gás;
- Avaliar o desempenho de Turboalimentadores;
- Analisar a eficiência exergética do equipamento.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 REFERENCIAL TEÓRICO

[1], apresentam os principais conceitos relacionados à sistemas de refrigeração por compressão de vapor, que é utilizado no Turbo Aquecedor-Refrigerador, e outros similares. Mostra também as principais aplicações e fundamentos da termodinâmica e da transferência de calor, utilizados por trás dos equipamentos empregados na atualidade que usam esses sistemas.

[6], retratam detalhadamente vários aspectos da transferência de calor, como a condução, convecção e radiação. Além disso, apresenta um capítulo com foco nos tipos, nas características, no funcionamento e na seleção dos trocadores de calor ideais para uma determinada necessidade.

Seguindo o mesmo caminho da área térmica, [7], apresentam conceitos muito importantes para a área térmica de estudo. Nesse livro, é possível ter conhecimento sobre termodinâmica básica, até as suas leis mais usadas (1ª e 2ª leis). Alguns ciclos térmicos muito utilizados são apresentados e explicados, além de características importantes dos fluidos de trabalho, como a entropia e a entalpia. O conceito de exergia é retratado detalhadamente e exemplos são mostrados, assim como as deduções das equações.

Mudando o foco para as turbinas a gás,[2], abordam as teorias associadas à elas, bem como os tipos de aplicações, configurações de projeto, principais componentes, etc. Sobre os ciclos de potência de eixo, apresentam o cálculo teórico referente à eficiência isentrópica de compressores e turbinas, relacionando-as à fatores como a razão de pressões desenvolvida e a temperatura ambiente e pressão atmosférica, no caso de ciclo aberto.

[3], mostra o desenvolvimento e o funcionamento de um software para cálculo de desempenho de turbinas, o DESTUR. O software é muito importante, porque com a entrada de alguns parâmetros de uma turbina, ele calcula as principais características da mesma.

3.2 ESTADO DA ARTE

[21], mostram os problemas enfrentados pelo setor leiteiro, como o alto custo produtivo e baixo preço de mercado do leite. O estudo de caso proposto visa atuar junto ao custo do consumo de energia elétrica nos processos de resfriamento e pasteurização, avaliando o potencial de economia de energia elétrica por uso final. Concluindo que os dois processos propostos conseguiriam diminuir o consumo de energia elétrica do laticínio, que são: aproveitar o calor de condensação do sistema de refrigeração do banco de gelo para pré-aquecimento da água do tanque de acumulação de água quente acionado a resistência elétrica, e o acionamento do sistema de refrigeração do banco de gelo com o uso de energia

elétrica oriunda de um gerador elétrico acionado a bio-gás de biodigestores. Esse trabalho visou um estudo no mesmo sentido do Turbo Aquecedor-Refrigerador, que é de economia de energia e diminuição de gastos.

[22], apresentam um estudo para o desenvolvimento de um equipamento que utilize racionalmente a energia elétrica, este sendo o grande problema da indústria de laticínios. O projeto baseia-se no desenvolvimento de uma bomba de calor tipo água-água acionada com biogás, proveniente da digestão anaeróbia de esterco bovino, para resfriamento de leite e, aquecimento de água utilizada na limpeza e desinfecção de equipamentos e instalações de ordenha, visando ao uso mais eficiente de energia. O estudo apontou um potencial significativo para a recuperação de calor com a utilização de bombas de calor em processos onde existem demandas sucessivas de frio e calor. Assim como o Turbo Aquecedor-Refrigerador, apresentou-se uma novidade ao que se ve hoje em dia, visando uma diminuição dos custos nessa indústria.

[23], estudou a economia em um laticínio através do aproveitamento de calor residual da caldeira para aquecimento de água a fim de ser utilizada nos diversos processos produtivos do laticínio. Isso é possível porque o calor residual de uma caldeira pode ser reaproveitado na indústria para geração de energia elétrica, necessitando para tal que o porte da planta industrial seja maior, sendo necessários investimentos mais significativos para a obtenção de equipamentos específicos para a realização desta tarefa. O resultado apresentado foi de uma economia nos gastos dos processos produtivos. Esse artigo está relacionado ao estudo do Turbo Aquecedor-Refrigerador, pois o foco é a economia dos custos na indústria de laticínios.

[24] é abordada de forma descritiva, as peculiaridades do setor energético brasileiro. Sendo o objetivo maior agrupar um número de informações sobre vários módulos de potência para a geração simultânea de eletricidade e de efeito de aquecimento/refrigeração, usando para isso a análise baseada na Segunda Lei da Termodinâmica, nos conceitos de exergia e de termoeconomia.

4 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1 TURBINAS A GÁS

As turbinas a gás têm sido usadas como acionadores primários na área industrial e aeronáutica. Com a evolução tecnológica de seus componentes e a queda dos custos, a turbina a gás industrial tem cada vez mais aumentado o seu espaço no mercado mundial. Uma turbina a gás é um motor complexo, compreendendo um grande número de componentes, cada qual com suas características próprias de desempenho. Dados os requisitos de alta eficiência, as características de funcionamento exigem temperaturas, pressões e velocidades elevadas [5].

Os componentes de uma turbina a gás são: compressor, câmara de combustão e turbina, como mostra a figura 4. As vantagens do uso das turbinas a gás são que possuem alta confiabilidade, pouco problema de desbalanceamento, baixo consumo de óleo lubrificante e tendem a ser mais compactas que os motores. Recentes pesquisas apresentaram alternativas de configurações que podem ser utilizadas para aumentar a potência útil e a eficiência térmica. Nestas outras configurações pode ser encontrado, por exemplo, ciclos com adição de compressores, turbinas e intercoolers entre os compressores [8].

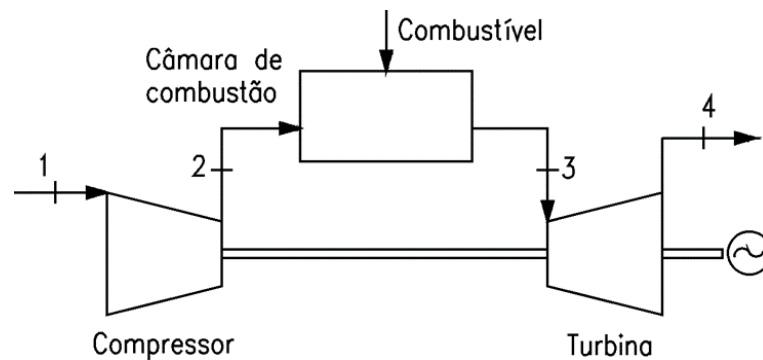


Figura 4 – Turbina a Gás [2].

O objetivo do compressor é fornecer o máximo de fluxo de ar, com a maior pressão possível para a câmara de combustão. O compressor é um dos componentes mais importantes, uma vez que sua operação eficiente e estável é o ponto chave para o alto desempenho do motor. A potência de um compressor é da ordem do dobro da potência útil do motor e a aceleração do motor depende da margem de estabilidade do compressor. Existem três tipos de compressores: centrífugo, axial e axial-centrífugo. O compressor centrífugo, mostrado na figura 5, contém um impulsor de rotação que transmite uma elevada velocidade ao ar, e um número de passagens fixas divergentes nas quais o ar é desacelerado com o conseqüente aumento da pressão estática.

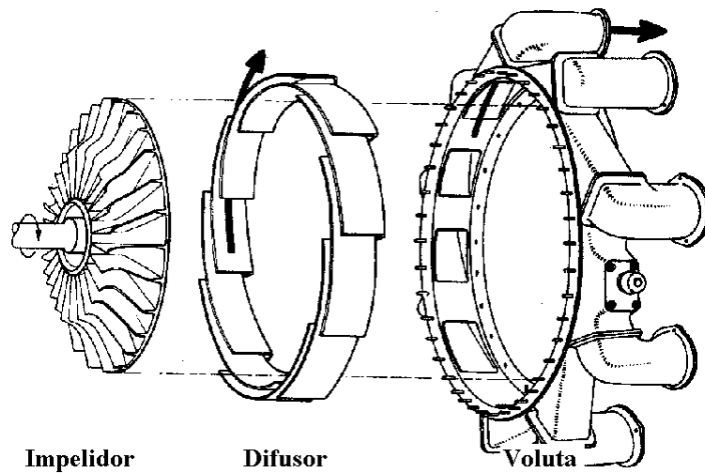


Figura 5 – Compressor Centrífugo [2].

O compressor axial, mostrado na figura 6, consiste de uma série de estágios, compreendendo cada um de uma pá de rotor seguida por uma pá de estator. O fluido de trabalho é inicialmente acelerado pelas pás do rotor e depois desacelerado nas passagens das pás do estator, em que a energia cinética transferida no rotor é convertida em pressão estática. O compressor axial-centrífugo é uma combinação dos dois.

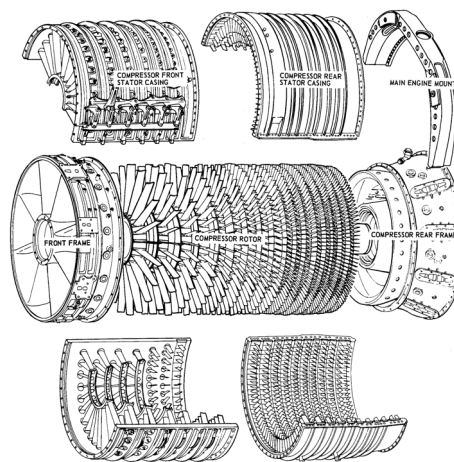


Figura 6 – Compressor Axial [2].

As câmaras de combustão, mostrada na figura 7, têm a difícil missão de queimar a mistura de uma grande quantidade de combustível com uma grande quantidade de ar, no pequeno volume disponível, de maneira estável, eficiente e com pequena perda de pressão, afim de elevar muito a temperatura do gás passando pelo seu interior. Além disso, para atender as necessidades da turbina, o escoamento de saída deve ser uniforme, tanto radial como circunferencialmente. As câmaras de combustão podem ser do tipo Tubular, Anular ou Tubo-Anular.

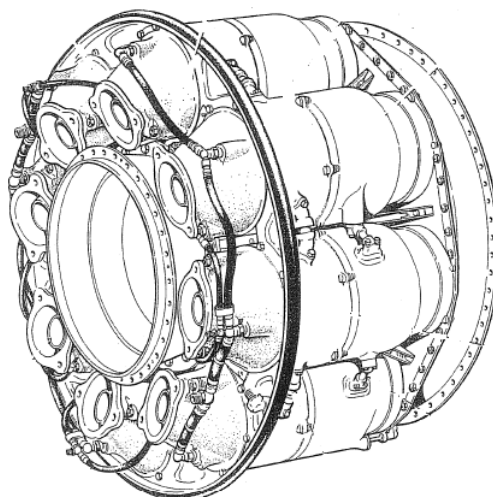


Figura 7 – Câmara de Combustão [2].

A turbina, com seus componentes mostrados na figura 8, tem a função de fornecer a potência para movimentar o compressor, e se necessário, gerar uma potência de eixo. Ela extrai potência dos gases fornecidos pela câmara de combustão, expandindo-os para temperaturas e pressões mais baixas. Uma turbina pode ter vários estágios, dependendo da necessidade.

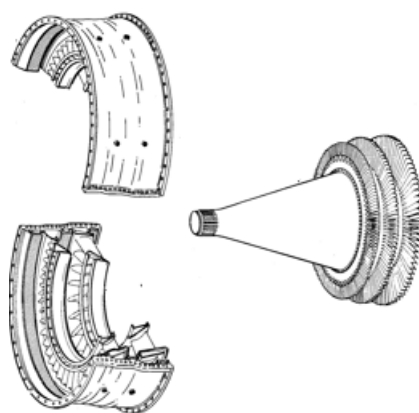


Figura 8 – Turbina [2].

Uma turbina a gás pode possuir: mais de um compressor, mais de uma turbina, inter-resfriador entre os compressores, regenerador para aquecer o ar de saída do compressor com os gases de escape, etc. Ciclos mais complexos aumentam a potência, a eficiência, a complexidade, o peso e o custo.

Como os processos de compressão, combustão e expansão ocorrem em componentes separados, além deles poderem ser projetados e desenvolvidos separadamente, eles podem ser interligados de várias maneiras. A maneira como os vários componentes serão conectados vai afetar: a eficiência máxima, variação da eficiência com a potência, o torque com a variação de rotação, o tipo de equipamento acionado – alternador ou a hélice de um navio.

Os ciclos das turbinas a gás podem ser abertos ou fechados, sendo o último mostrado na figura 9.

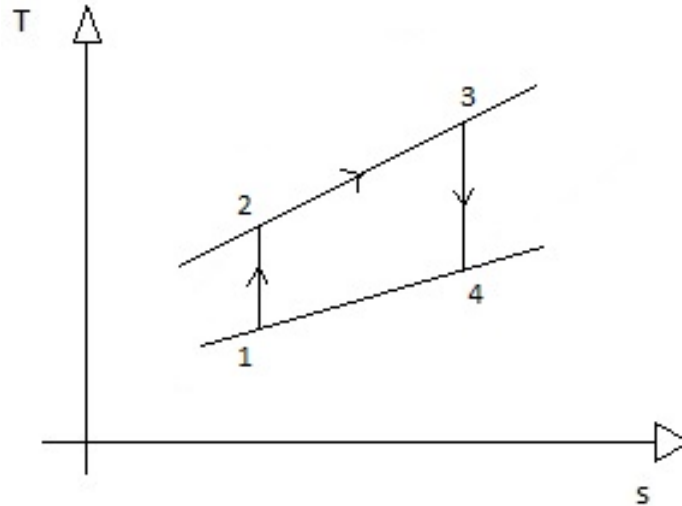


Figura 9 – Ciclo Turbina a Gás [Elaborado pelo autor].

O trabalho realizado pelo compressor e pela turbina, em J/s ou W, podem ser calculados através das seguintes equações:

$$\dot{W}_{compressor} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.1)$$

$$\dot{W}_{turbina} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) \quad (4.2)$$

Onde c_p é o calor específico, se for do ar vale 1,005 kJ/kg.K, e \dot{m} é a vazão mássica de ar (kg/s) que passa em cada componente. A razão de pressão r_p do compressor, levando em consideração somente as temperaturas envolvidas na compressão é:

$$r_p = \frac{T_2^{\frac{k}{k-1}}}{T_1} \quad (4.3)$$

Onde γ é a razão entre o calor específico a pressão constante e o calor específico a volume constante, que para o ar é 1,4. Já a quantidade de calor transferida na câmara de combustão, em J/s ou W, é determinada através da seguinte fórmula:

$$\dot{Q}_{câmara} = \dot{m} \cdot PCI \quad (4.4)$$

Onde PCI é o Poder Calorífico Inferior do combustível utilizado na câmara, medido em MJ/kg. Em um ciclo aberto, o fluido que sai da turbina em alta temperatura é liberado

para o ambiente, logo, até esse fluido chegar nas condições ambientes ele libera uma quantidade de energia, que pode ser determinada por:

$$\dot{Q}_{liberado} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_4 - T_0) \quad (4.5)$$

Em que T_0 é referente à temperatura ambiente.

4.2 REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O Ciclo de compressão a vapor é o ciclo de refrigeração mais usado na prática. Nele, o vapor é comprimido, condensado, tendo posteriormente sua pressão diminuída de modo que o fluido possa evaporar a baixa pressão. A extração de calor da fonte de baixa temperatura é a finalidade do ciclo. Todos os outros processos do ciclo ocorrem para transferir a energia retirada da fonte de baixa temperatura para um reservatório conveniente de temperatura alta [1].

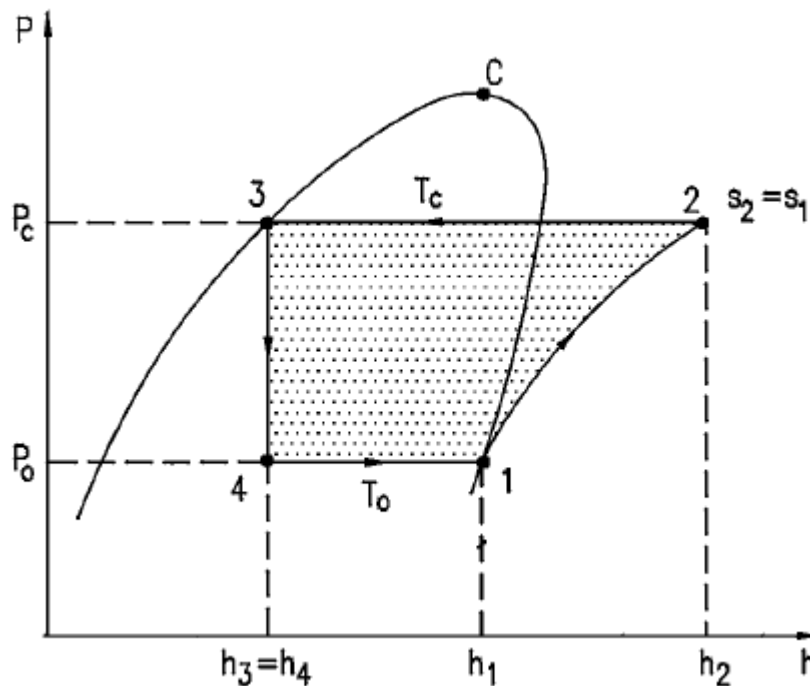


Figura 10 – Diagrama P-h: Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor [1].

A Figura 10 mostra o Diagrama P-h do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. O ciclo mais eficiente é o ciclo reverso de Carnot, por isso deve-se tentar aproximar sempre desse nos ciclos reais. Os processos presentes nesse ciclo são:

1-2: Compressão isentrópica desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação;

2-3: Rejeição reversível de calor à pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o depois;

3-4: Expansão isentálpica desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação;

4-1: Ganho de calor a pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado.

O conceito do índice de desempenho de um ciclo frigorífico é o mesmo que o de eficiência no sentido que ele representa a razão:

$$\frac{\text{Qualidade daquilo que se deseja}}{\text{Quantidade do que se gasta}} \quad (4.6)$$

A eficiência em um ciclo frigorífico é denominado Coeficiente de Desempenho (β), e é definido como:

$$\beta = \frac{\text{Refrigeração útil}}{\text{Trabalho Líquido}} \quad (4.7)$$

Em uma bomba de calor, o Coeficiente de Desempenho (β') é assim definido:

$$\beta' = \frac{\text{Aquecimento útil}}{\text{Trabalho Líquido}} \quad (4.8)$$

O diagrama da figura 10 é geralmente utilizado para a representação do ciclo de compressão de vapor, pois em aplicações frigoríficas, a entalpia é uma das propriedades mais importantes e a pressão pode ser determinada facilmente. Através desse diagrama P-xh é possível a obtenção de vários aspectos importantes de um ciclo de refrigeração, como o trabalho de compressão, o trabalho de expansão, a taxa de rejeição de calor, o efeito de refrigeração, a vazão em volume de refrigerante por quilowatt de refrigeração e o β . O trabalho de compressão, por unidade de quilograma, é a variação de entalpia do processo 1-2. Essa relação resulta da equação da energia em regime permanente:

$$h_1 + q = h_2 + w \quad (4.9)$$

Logo, esse trabalho resulta em:

$$\dot{W}_{\text{compressão}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.10)$$

A rejeição de calor, dada por kJ/kg, é o calor transferido do refrigerante no processo 2-3, dado por h_3 menos h_2 :

$$\dot{Q}_{\text{rejeitado}} = \dot{m} \cdot (h_3 - h_2) \quad (4.11)$$

O valor negativo indica que o calor é transferido do refrigerante. O valor do calor cedido pelo refrigerante pode ser usado no dimensionamento do condensador e na determinação da vazão do fluido de resfriamento no condensador. O efeito de refrigeração, também dado em energia por unidade de massa, é o calor liberado no processo 4-1, ou a diferença entre h_1 e h_4 :

$$\dot{Q}_{\text{liberado}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (4.12)$$

Esse conhecimento é necessário, uma vez que esse processo representa o objetivo principal do sistema. Assim o β do ciclo padrão de compressão a vapor é a razão entre o efeito de refrigeração e o trabalho de compressão:

$$\beta = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (4.13)$$

A potência por quilowatt de refrigeração é o inverso do coeficiente de performance. O ciclo real de compressão a vapor está mostrado na figura 11. O ciclo real de compressão apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo padrão de refrigeração. As diferenças principais são as perdas de pressão presentes nos trocadores de calor, que fazem com que os processos de evaporação e condensação não ocorram à pressão constante [14]. O ciclo padrão admite que não haja perda de carga no evaporador e no condensador.

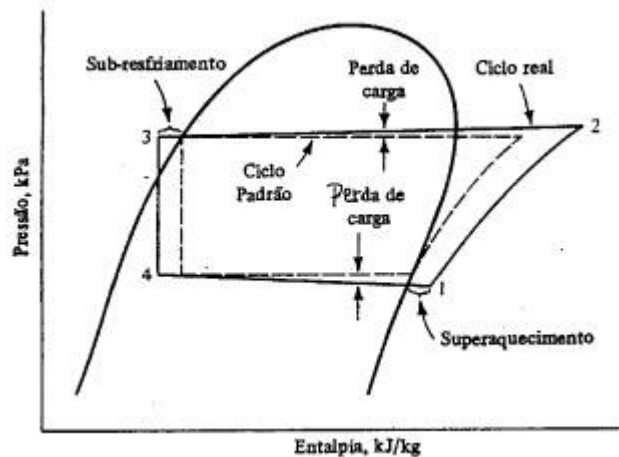


Figura 11 – Diagrama P-xh: Ciclo Real [1].

Em virtude do atrito, ocorre uma perda de carga no ciclo real, como mostra a figura 11, resultando um trabalho de compressão maior entre os estados 1 e 2 do que no ciclo padrão. O sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador é uma prática generalizada, garantindo que o fluido que entra na válvula de expansão seja líquido. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas de líquido adentrem o compressor. Finalmente, outra diferença entre os ciclos é o fato de a compressão no ciclo real não ser isentrópica, ocorrendo ineficiência devido ao atrito e outras perdas [1].

4.3 TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor são dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, evitando a mistura de um com outro. A transferência de calor em um trocador de calor geralmente envolve convecção em cada fluido e condução através da parede que separa os fluidos. Na análise de trocadores de calor, é conveniente trabalhar com o coeficiente global de transferência de calor (U), que representa a contribuição de todos esses efeitos sobre a transferência de calor. A taxa de transferência de calor entre os dois fluidos em um local do trocador de calor depende da magnitude da diferença de temperatura do local que varia ao longo do trocador de calor [6].

O tipo mais simples de trocador de calor é constituído por dois tubos concêntricos de diferentes diâmetros, chamado trocador de calor de tubo duplo. Um fluido escoava através do tubo menor, enquanto o outro escoava através do espaço anular entre os dois tubos. Dois tipos de arranjo de escoamento são possíveis: paralelo e contracorrente. Outro tipo de trocador de calor, que é especialmente projetado para permitir uma grande superfície de transferência de calor por unidade de volume, é o trocador de calor compacto. A grande diferença no seu uso é a utilização de chapas finas ou aletas onduladas estreitamente espaçadas nas paredes que separam os dois fluidos.

Talvez o tipo mais comum de trocador de calor em aplicações industriais seja o trocador de calor casco e tubo, mostrado na figura 12. Ele contém um grande número de tubos acondicionados em um casco com os respectivos eixos paralelos ao casco. A transferência de calor ocorre com um fluido escoando no interior dos tubos, enquanto o outro fluido escoava fora dos tubos, através do casco.

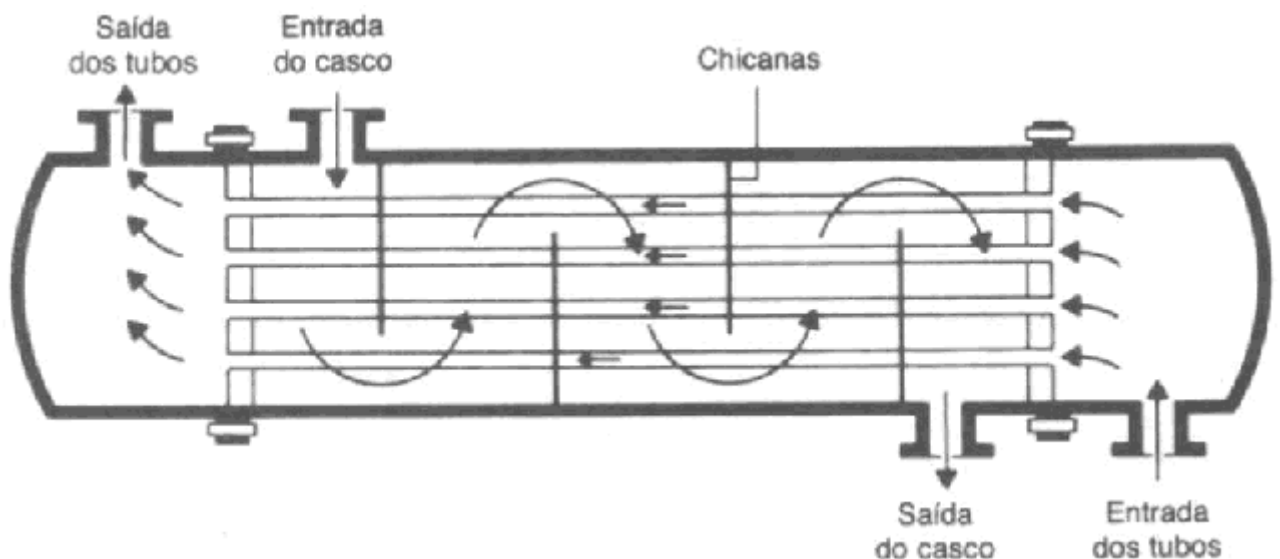


Figura 12 – Trocador de Calor Casco e Tubo [6].

4.4 EXERGIA

A exergia é um conceito muito importante quando se analisa um sistema ou um volume de controle. Exergia é o máximo trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto)[7]. O estado morto é considerado com uma grande extensão e suas principais características constantes, como temperatura e pressão, sendo esses valores tomados como nas condições básicas (condições ambientes).

Algumas características fundamentais da exergia são que ela é uma medida do desvio de um sistema quando comparado com o ambiente, só sendo possível seu cálculo quando este sistema estiver em um estado diferente do ambiente, do contrário, a exergia será nula. Além disso, a exergia nunca será negativa, visto que um sistema sempre tende a se desviar em direção ao estado morto, sendo este sempre o estado final e de referência. A exergia, diferentemente do conceito de energia, não é conservativa, pois parte dela é perdida devido às irreversibilidades internas do sistema e à perda entrópica dos processos termodinâmicos [13].

Para continuar, um conceito importante é o de sistema fechados, que são definidos quando uma quantidade de matéria está em estudo, sem haver mudança na quantidade da mesma dentro desse sistema. Assim como nos balanços de energia, massa e entropia, o balanço de exergia para um sistema fechado pode ser determinado de diferentes maneiras, um modo conveniente é a taxa do balanço de exergia para um sistema fechado dado por:

$$\frac{dE}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right) - \dot{E}_d \quad (4.14)$$

Onde $\frac{dE}{dt}$ é a taxa temporal de variação de exergia, $\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j$ é a taxa temporal de transferência de exergia que acompanha a transferência de calor à taxa \dot{Q}_j , que ocorre nos pontos da fronteira em que a temperatura é T_j . O termo \dot{W} representa a taxa temporal de transferência de energia por trabalho. A taxa de transferência de exergia é $\left(\dot{W} - p_0 \frac{dV}{dt}\right)$. Já o termo \dot{E}_d é a taxa temporal de destruição de exergia em virtude das irreversibilidades. Em regime permanente, onde $\frac{dE}{dt} = \left(p_0 \frac{dV}{dt}\right) = 0$, a equação (4.14) se reduz a:

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W} - \dot{E}_d \quad (4.15)$$

Para o presente estudo, o cálculo mais importante para a exergia é em relação a volumes de controle. O volume de controle é uma região do espaço onde há fluxo de massa passando pelas fronteiras desse espaço, mostrado na figura 13.

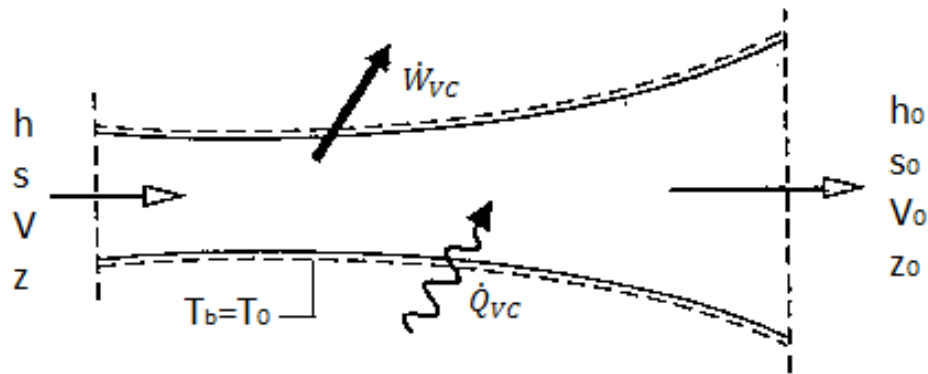


Figura 13 – Volume de Controle [7].

A conceituação das equações para um volume de controle é feita utilizando a equação para sistemas fechados (equação (4.14)), mas levando em conta as transferências de exergia nas entradas e saídas:

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - (\dot{W}_{VC} - p_0 \frac{dV_{VC}}{dt}) + \sum \dot{m}_e e_{fe} - \sum \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad (4.16)$$

Onde os termos $\sum \dot{m}_e e_{fe}$ e $\sum \dot{m}_s e_{fs}$ representam a transferência de exergia, com massa entrando e saindo do volume de controle. Em regime permanente, a equação (4.16) se reduz a:

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_e e_{fe} - \sum \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad (4.17)$$

Os termos e_{fe} e e_{fs} são as exergias por unidade de massa que atravessa a entrada e a saída, também chamados de exergia específica de fluxo, calculadas da seguinte forma:

$$e_f = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz \quad (4.18)$$

Em que h e s são a entalpia e a entropia específicas na entrada ou na saída do volume de controle. Já os termos h_0 e s_0 são referentes ao estado morto. Os termos presentes na equação (4.17) podem ser expressos de maneira mais compacta e separados:

$$\dot{E}_{qj} = \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j \quad (4.19)$$

$$\dot{E}_{fe} = \dot{m}_e e_{fe} \quad (4.20)$$

$$\dot{E}_{fs} = \dot{m}_s e_{fs} \quad (4.21)$$

O termo \dot{E}_{qj} é referente a taxa de transferência de exergia associada à transferência de calor \dot{Q}_j . E os termos \dot{E}_{fe} e \dot{E}_{fs} são associados a taxa de transferência de exergia relacionados com os fluxos de massas entrando e saindo do volume de controle, respectivamente. Logo a equação (4.17) pode ser representada de maneira mais compacta:

$$0 = \sum \dot{E}_{qj} - \dot{W}_{VC} + \sum \dot{E}_{fe} - \sum \dot{E}_{fs} - \dot{E}_d \quad (4.22)$$

Se tiver uma entrada e uma saída, indicados por 1 e 2 respectivamente, o balanço de exergia em regime permanente fica:

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{VC} + \dot{m}(e_{f1} - e_{f2}) - \dot{E}_d \quad (4.23)$$

O termo $(e_{f1} + e_{f2})$ é calculado através da equação (3.18):

$$e_{f1} - e_{f2} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (4.24)$$

A eficiência exergetica pode ser obtida através da seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{sai}}{\dot{E}_{entra}} \quad (4.25)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_{entra} - \dot{E}_d}{\dot{E}_{entra}} \quad (4.26)$$

Onde \dot{E}_{entra} se refere a exergia que entra no volume de controle e \dot{E}_{sai} à que sai.

5 METODOLOGIA

O equipamento denominado de Turbo Aquecedor-Refrigerador (TAR) foi estudado primeiramente como sendo usado em um ciclo padrão, ou seja, sem levar em consideração as eficiências de seus componentes, e em seguida, foi modelado como em um ciclo real. A análise do ciclo real foi feita com o auxílio de um software para cálculo de desempenho de turbinas, chamado DESTUR. Utilizando palavras-chave, relacionadas com os diversos “módulos”, várias sub-rotinas pré-programadas são utilizadas para simular a ação dos diferentes componentes de uma turbina a gás, apresentando como resultados dados de desempenho tais como a potência ou a tração do motor, o consumo de combustível, etc., bem como detalhes de desempenho dos componentes individuais e a propriedade do fluido de trabalho nas várias estações dentro do motor [3].

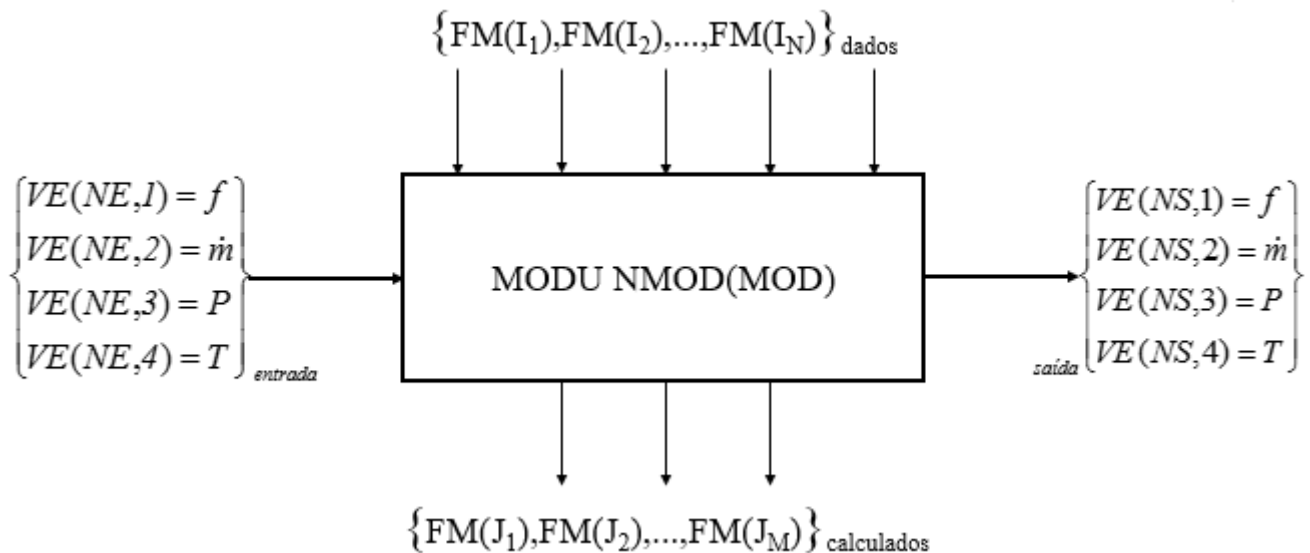


Figura 14 – Funcionamento do programa DESTUR [3].

A figura 14 mostra o funcionamento do programa DESTUR. O programa é baseado em módulos, sendo que cada componente de uma turbina a gás pode ser considerado e analisado como um módulo dentro do mesmo. Existem vários módulos que correspondem a diferentes componentes de uma turbina a gás ou a uma operação a ser feita, como ENTR (entrada de ar), COMP (compressor), TURB (turbina), CAMA (câmara de combustão), BIFU (bifurcação), BOCA (bocal), ECON (economizador), MIST (misturador de jatos), OPER (operador matemático), etc. Os módulos recebem o fluido em um certo estado termodinâmico na entrada, e liberam o mesmo em um novo estado termodinâmico na saída. Esses estados termodinâmicos recebem o nome de Vetores de Estação (VE) e consistem de quatro valores:

- 1-Razão combustível-ar (f);

- 2-Fluxo de massa (\dot{m});
- 3-Pressão total (P);
- 4-Temperatura total (T).

Os módulos para funcionar, ou seja, pegar um VE de entrada e transformar em um VE de saída, necessitam de dados fornecidos pelo usuário ou por outros módulos. Pegando esses dados recebidos, são gerados resultados como uma forma de novos dados para serem usados em outros módulos. Esses dados, tanto os fornecidos como os calculados, são denominados Fatores do Modulo (FM's). Esses FM's da entrada podem ser, por exemplo, eficiência, perda de pressão, rotação, etc. Já os de saída podem ser, tração, potência, etc.

Com os dados gerados na simulação do DESTUR foi possível obter e calcular todas as variáveis importantes para o projeto do Turbo Aquecedor-Refrigerador. Os valores das propriedades termodinâmicas foram calculadas através do programa CATT 3 [9], mostrado na figura a seguir:

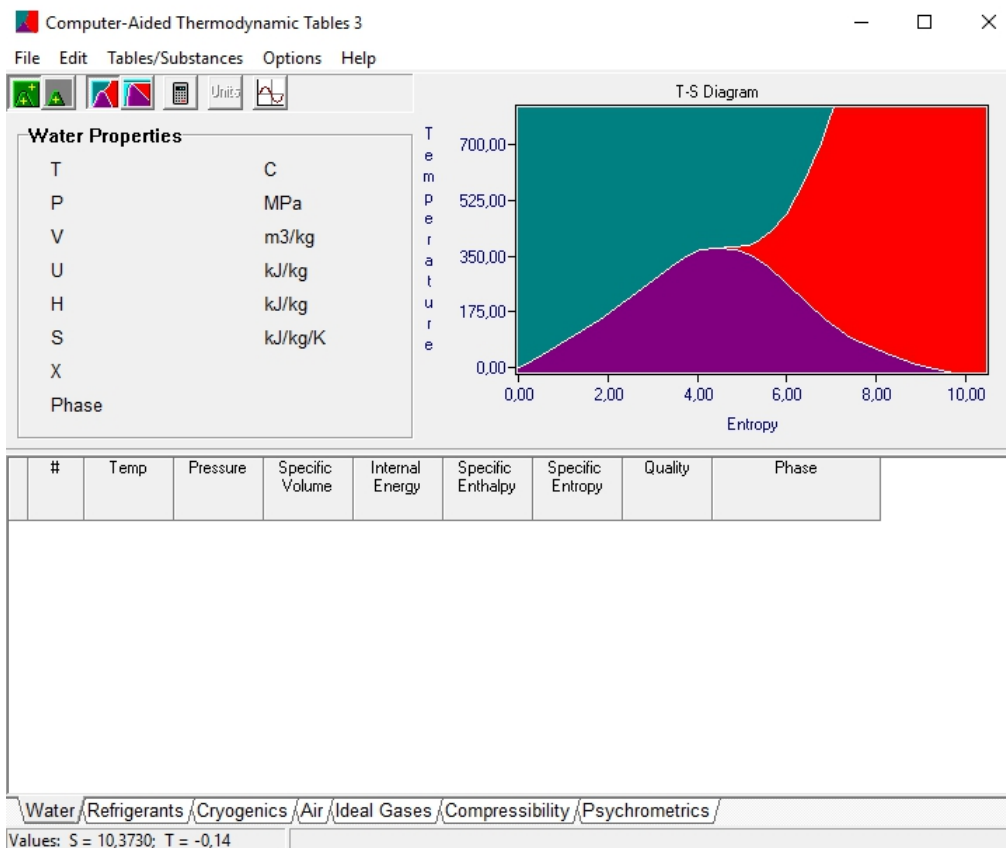


Figura 15 – Interface do programa CATT 3 [9].

Após a simulação do ciclo real foi feita uma análise exergetica do equipamento. O estudo foi feito no Instituto de Laticínios Cândido Tostes, situado em Juiz de Fora, visando determinar a melhor configuração do Turbo Aquecedor-Refrigerador para suprir as necessidades de calor e frio do local.

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 TURBO AQUECEDOR-REFRIGERADOR

O Turbo Aquecedor-Refrigerador (TAR) é baseado em turboalimentadores, que com a colocação de uma câmara de combustão entre o compressor e a turbina funciona como uma turbina a gás de menor potência, visto que as turbinas a gás convencionais tem um preço bastante elevado. Outro aspecto seria que a sua alta razão de pressão no compressor, por exemplo, não seria aproveitada ao máximo para as aplicação desejadas para o TAR, que não necessitam de razões de pressão tão elevadas.

O TAR visa a diminuição de custos, e tem como finalidade produzir gás quente, concomitantemente com a produção de ar refrigerado e água quente. A produção de gás quente, aliada à produção de água quente, pode ser utilizada, especialmente, na produção de vapor de alta qualidade em uma caldeira, uma vez que a temperatura do gás quente está acima de 500 °C. O queimador da caldeira seria retirado e o gás injetado no mesmo local, sendo o calor utilizado para aquecer a água que passa na caldeira. Atualmente, devido a todos os aperfeiçoamentos e intensificações das produções industriais, os geradores de vapor, como as caldeiras, fornecem o vapor indispensável a muitas atividades, não só para movimentar máquinas, mas também para limpeza, esterilização, aquecimento e participação direta no processo produtivo, como matéria-prima [10].

O conjunto do TAR é composto basicamente de: Turboalimentador Aquecedor (TA); Turboalimentador Refrigerador (TR); Câmara de Combustão (CC); Economizador (Eco) e Sistemas Auxiliares/Complementares. Sistemas auxiliares/complementares são sistemas tais como: lubrificação, combustível, sustentação, entrada, saída, etc.

A configuração do TAR pode ser estabelecida de duas maneiras: com acoplamento mecânico e com acoplamento aerodinâmico. A figura 16 mostra que no acoplamento mecânico, o rotor do TA, no lado da ponta de eixo do compressor, está acoplado mecanicamente com o rotor do TR, no lado da ponta da turbina. O ar comprimido pelo compressor TR (12) passa pelo Eco, perdendo energia para a água, diminuindo de temperatura. O ar de saída do Eco ao expandir pela turbina TR (14), para as condições ambientes de refrigeração, realiza parte do trabalho necessário para acionar o compressor TR (12) e sai com temperatura menor que a temperatura de entrada do compressor TR (12), ou seja, abaixo da temperatura ambiente.

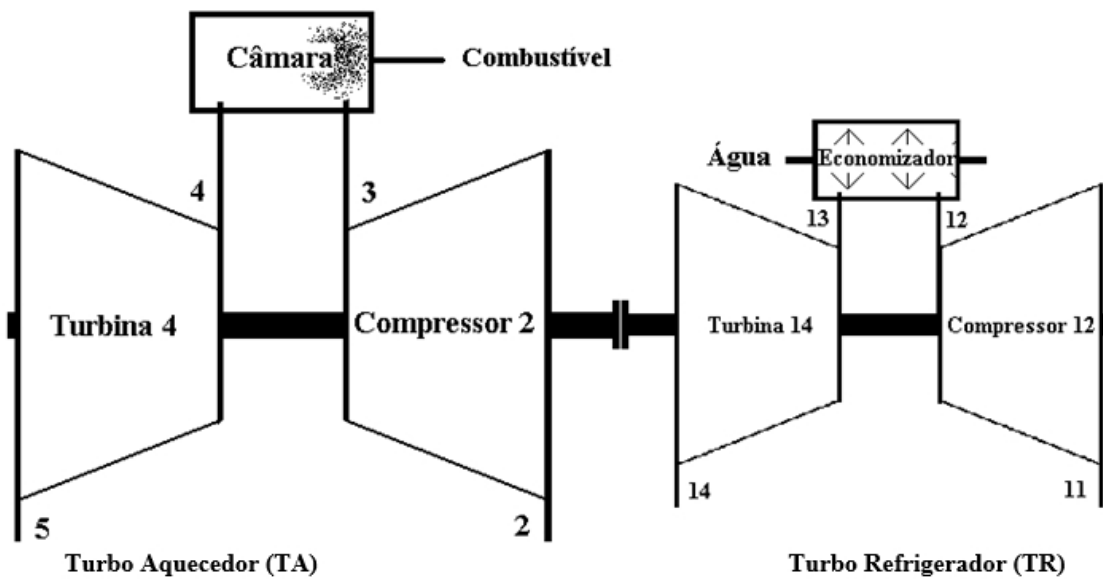


Figura 16 – TAR com Acoplamento Mecânico [Elaborado pelo autor].

A turbina TA (4), além de acionar o compressor TA (2), fornece o restante do trabalho necessário para o acionamento do compressor TR (12), ou seja, TA é um turboeixo e roda na mesma rotação do TR. Os gases de saída da turbina TA são utilizados como fonte de aquecimento, por exemplo, para a produção de vapor em uma caldeira. A não existência de caixa de engrenagens entre os turbos é um fator primordial para o baixo custo do equipamento. No presente trabalho, a configuração com acoplamento mecânico não será estudada porque seria necessário um perfeito alinhamento entre os eixos dos turboalimentadores, alinhamento este difícil de conseguir, além de que a dinâmica do rotor de um turboalimentador interferiria na dinâmica do outro, porque as vibrações de um rotor de turboalimentadores são complexas.

O acoplamento aerodinâmico entre os turbos, mostrado na figura 17, é feito através da sangria de ar do compressor TA (2). A sangria é tal, que a quantidade de calor produzida pelos gases provenientes da queima do combustível, mais o ar do compressor descontado a sangria, ao se expandirem pela turbina TA (4), é exatamente suficiente para acionar o compressor TA (2). O ar sangrado é misturado ao ar comprimido pelo compressor TR (12). Essa mistura passa pelo Eco, diminuindo de temperatura, e expandindo na turbina TR (14), que fornece potência de acionamento para o compressor TR (12), saindo na temperatura de resfriamento, sendo esta abaixo da ambiente. A condição de mistura impõe que a razão de pressões dos compressores TR (12) e TA (2) sejam iguais. Devido a sua facilidade de estudo, em relação ao com acoplamento mecânico, o TAR com acoplamento aerodinâmico será o foco de estudo do presente trabalho.

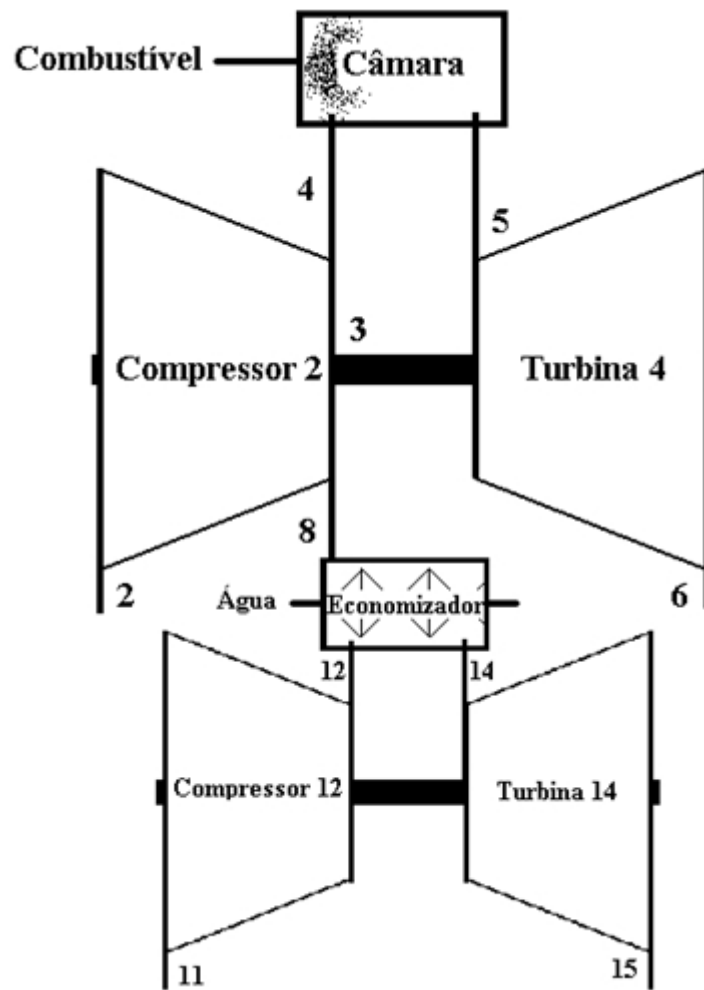


Figura 17 – TAR com Acoplamento Aerodinâmico [Elaborado pelo autor].

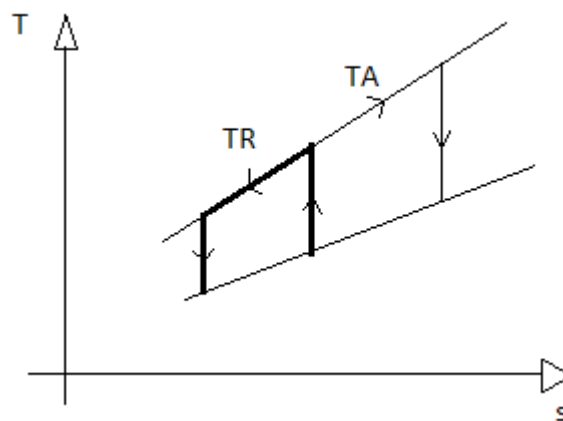


Figura 18 – Diagrama T-s do TAR [Elaborado pelo autor].

A figura 18 mostra o diagrama T-s que o TAR com acoplamento aerodinâmico realiza durante o seu funcionamento. As linhas mais finas querem dizer que o fluxo de massa envolvido no processo é menor que os processos com linhas mais grossas. O trabalho

realizado pela turbina do TR não seria suficiente para acionar o compressor do TR, mas devido a essa maior vazão mássica de ar proveniente do TA, é possível a geração de potência para o compressor.

6.2 CICLO PADRÃO

O estudo de caso foi realizado no ILCT, sendo testado o melhor arranjo de um TAR. Devido a dificuldade de obtenção das características de um tuboalimentador com os fabricantes, utilizou-se como referência para um TA básico o Turbojato TJ-2, este desenvolvido em 1982, pelo Centro Técnico Aeroespacial (CTA), para equipar aeronaves não-tripuladas. As características do Turbojato TJ-2 são:

- Rotação = 80000 rpm;
- Fluxo de massa = 0,62 kg/s;
- Razão de pressões (r_p) = 2 a 5;
- Rendimento do compressor = 72 %;
- Rendimento da turbina = 72 %;
- Temperatura de Entrada na Turbina = 1100 K;

A análise do ciclo padrão do TAR, permite chegar a características ideias de projeto, como a r_p em que a quantidade de calor gerado para a caldeira, assim como a quantidade de calor para a refrigeração sejam máximas, de acordo com os dados do Turbojato TJ-2. A figura 19 mostra o funcionamento do TAR, com todos os seus processos.

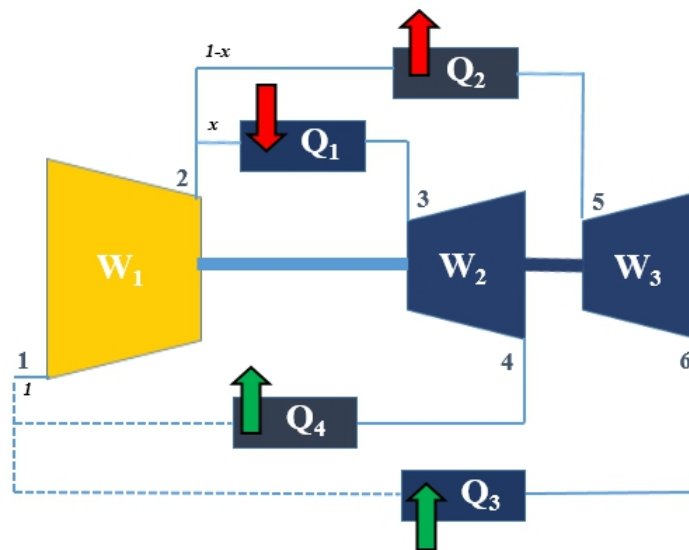


Figura 19 – Funcionamento do TAR [Elaborado pelo autor].

Analisando a figura 19, o trabalho representado por W_1 representa os dois compressores, tanto do TA quanto do TR, visto que eles possuem a mesma r_p . Para a elaboração

das características do ciclo padrão do TAR, é necessário analisar pelo diagrama T-s do mesmo, mostrado na figura a seguir.

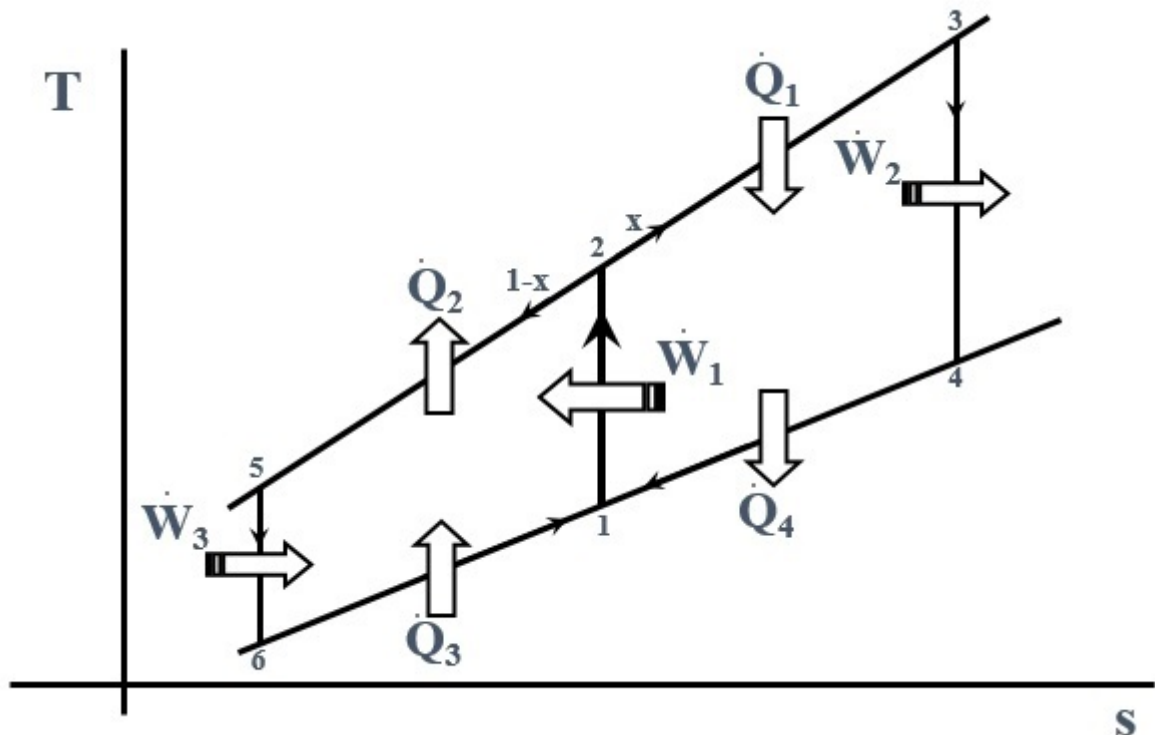


Figura 20 – Diagrama T-s do ciclo padrão [Elaborado pelo autor].

A temperatura T_1 para esse projeto será considerada como a ambiente. Algumas considerações devem ser levadas em conta para o desenvolvimento dos cálculos:

- 1: T_2 : Temperatura na saída do compressor;
- 2: T_3 : Temperatura na entrada da turbina;
- 3: \dot{Q}_1 : Calor na CC;
- 4: \dot{Q}_2 : Calor transferido para a água quente;
- 5: \dot{Q}_3 : Capacidade frigorífica;
- 6: \dot{Q}_4 : Calor para a caldeira;
- 7: $T_5 = T_1$;
- 8: $\dot{W}_1 = \dot{W}_2 + \dot{W}_3$ ($\dot{W}_{\text{útil}} = 0$).

O $\dot{W}_{\text{útil}} = 0$, porque as duas turbinas geram potência somente para o acionamento dos compressores, ou seja, não ocorrer geração de potência de eixo. O coeficiente de desempenho para a parte do aquecimento (TA) é definido utilizando a equação (4.8):

$$\beta_1' = \frac{\dot{Q}_2 + \dot{Q}_4}{\dot{Q}_1} \text{ ou } \beta_2' = \frac{\dot{Q}_4}{\dot{Q}_1} \quad (6.1)$$

Já o coeficiente de desempenho para a parte de refrigeração (TR), através da equação (4.7), define-se como:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_3}{\dot{Q}_1} \quad (6.2)$$

A fração de massa de ar desviada para 3 (TA) é chamada de (x), enquanto que a massa desviada para 5 (TR) é chamada de (1-x). Define-se duas constantes, chamadas de razões de temperaturas:

$$a = \frac{T_5}{T_6} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (6.3)$$

$$t = \frac{T_3}{T_1} \quad (6.4)$$

A vazão mássica desviada (x) para o TA e (1-x) para o TR, conforme o Apêndice A:

$$x = \frac{a - 1}{t - 1} \quad (6.5)$$

$$(1 - x) = \frac{t - a}{t - 1} \quad (6.6)$$

Com as equações das massas desviadas é possível calcular os trabalhos W_1 , W_2 e W_3 , mostrado no Apêndice A, logo:

$$\frac{\dot{W}_1}{\dot{m}c_pT_1} = a - 1 \quad (6.7)$$

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{m}c_pT_1} = t \left(\frac{(a - 1)^2}{a(t - 1)} \right) \quad (6.8)$$

$$\frac{\dot{W}_3}{\dot{m}c_pT_1} = \left(\frac{(t - a)(a - 1)}{a(t - 1)} \right) \quad (6.9)$$

As trocas de calor envolvidas nos processos também podem ser determinadas, conforme mostrado no Apêndice A:

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}c_pT_1} = \frac{a - 1}{t - 1}(t - a) \quad (6.10)$$

$$\frac{\dot{Q}_2}{\dot{m}c_pT_1} = \frac{t - a}{t - 1}(a - 1) \quad (6.11)$$

$$\frac{\dot{Q}_3}{\dot{m}c_p T_1} = \frac{t-a}{t-1} \left(\frac{a-1}{a} \right) \quad (6.12)$$

$$\frac{\dot{Q}_4}{\dot{m}c_p T_1} = \frac{a-1}{t-1} \left(\frac{t-a}{a} \right) \quad (6.13)$$

Com as equações das trocas de calor obtidas, pode-se fazer a verificação da 1ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_3 = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_4 \quad (6.14)$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{a-1}{t-1} (t-a) \quad (6.15)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{t-a}{t-1} (a-1) \quad (6.16)$$

$$\dot{Q}_3 = \frac{t-a}{t-1} \left(\frac{a-1}{a} \right) \quad (6.17)$$

$$\dot{Q}_4 = \frac{a-1}{t-1} \left(\frac{t-a}{a} \right) \quad (6.18)$$

Observa-se que $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$ e $\dot{Q}_3 = \dot{Q}_4$, portanto, a equação (6.14) é válida. Quanto maior t maiores são as trocas de calor, portanto mais compacto é o equipamento. Os valores dos coeficientes de eficácia podem ser determinados através das equações das trocas de calor, (6.15) a (6.18):

$$\beta = \frac{\dot{Q}_3}{\dot{Q}_1} = \frac{\frac{t-a}{t-1} \left(\frac{a-1}{a} \right)}{\frac{a-1}{t-1} (t-a)} = \frac{1}{a} \quad (6.19)$$

$$\beta_{1'} = \frac{\dot{Q}_2 + \dot{Q}_4}{\dot{Q}_1} = \frac{\frac{t-a}{t-1} (a-1) + \frac{a-1}{t-1} \left(\frac{t-a}{a} \right)}{\frac{a-1}{t-1} (t-a)} = 1 + \frac{1}{a} \quad (6.20)$$

$$\beta_{2'} = \frac{\dot{Q}_4}{\dot{Q}_1} = \frac{\frac{a-1}{t-1} \left(\frac{t-a}{a} \right)}{\frac{a-1}{t-1} (t-a)} = \frac{1}{a} \quad (6.21)$$

O valor de (a) é estabelecido a partir da necessidade, ou de refrigeração ou de aquecimento. Aumentando (a) diminui os coeficientes de eficácia, tanto o β , quanto o $\beta_{1'}$ e o $\beta_{2'}$. Considerando a temperatura ambiente $T_1=15^\circ\text{C}=288\text{K}$ e a temperatura na entrada da turbina $T_5=1100\text{K}$, de acordo com as características do Turbojato TJ-2:

$$t = \frac{1100}{288} = 3,82 \quad (6.22)$$

Variando o valor de (a) para um mesmo t, dado na equação (6.22), em função da r_p , dada na equação (4.3), com $k = 1,4$ para o ar, os valores de \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 , que são as quantidades de calor fria e quente, são mostrados na tabela 1. Com esses valores, é possível fazer um gráfico dessa variação em função de (a), resultando no gráfico da figura 21.

a	$\dot{Q}_3 = \dot{Q}_4$	r_p
1,00	0,00	1,00
1,10	0,09	1,40
1,20	0,15	1,89
1,30	0,21	2,50
1,40	0,25	3,25
1,50	0,27	4,13
1,60	0,30	5,18
1,70	0,31	6,41
1,80	0,32	7,82
1,90	0,32	9,45
2,00	0,32	11,31
2,10	0,32	13,42
2,20	0,31	15,79
2,30	0,30	18,45

Tabela 1 – Valores de \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 com a variação de a [Elaborado pelo autor].

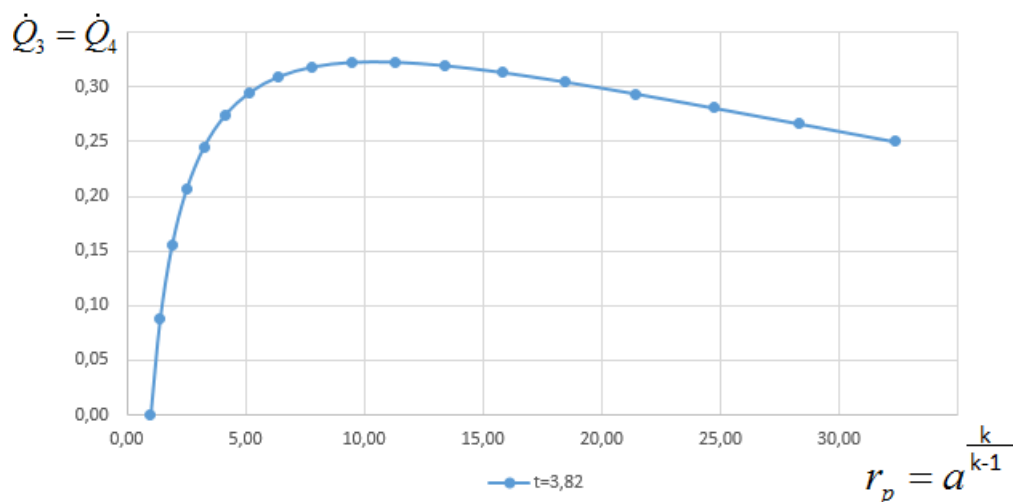


Figura 21 – Variação de \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 com a e t [Elaborado pelo autor].

Observa-se que com o aumento de (a), e conseqüentemente o aumento da razão de pressão (r_p), os valores de \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 tendem a aumentar até um máximo, por volta do valor de $r_p = 10$, e começam a decair logo em seqüência, sendo esse valor o máximo de calor que se pode mandar para a caldeira e para a parte de refrigeração.

Variando o valor de (a) para o mesmo $t=3,82$, agora é possível obter os valores de \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 , que são as quantidades de calor gerado na câmara de combustão e o que é trocado com a água do trocador de calor, respectivamente, além da r_p que são mostrados na tabela 2.

a	$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$	r_p
1,00	0,00	1,00
1,10	0,10	1,40
1,20	0,19	1,89
1,30	0,27	2,50
1,40	0,34	3,25
1,50	0,41	4,13
1,60	0,47	5,18
1,70	0,53	6,41
1,80	0,57	7,82
1,90	0,61	9,45
2,00	0,65	11,31
2,10	0,67	13,42
2,20	0,69	15,79
2,30	0,70	18,45
2,40	0,70	21,42
2,50	0,70	24,71
2,60	0,69	28,34
2,70	0,68	32,34

Tabela 2 – Valores de \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 com a variação de a [Elaborado pelo autor].

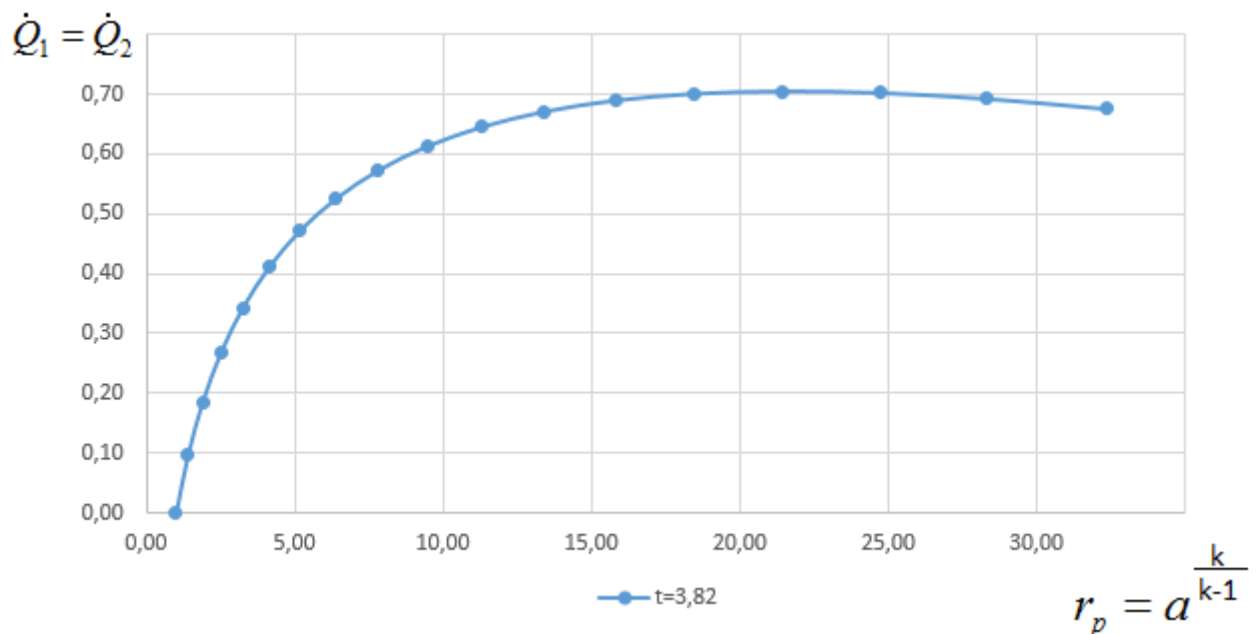


Figura 22 – Variação de \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 com a e t [Elaborado pelo autor].

Observa-se na figura 22, que com o aumento de (a), e conseqüentemente o aumento da razão de pressão, os valores de \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 tendem a aumentar até um máximo, que nesse caso é por volta do valor $r_p = 22$, e começa a diminuir em seguida. O valor máximo de \dot{Q}_1

significa que está gastando muito combustível para a queima na CC, o que não é ideal para o projeto. Além disso, nessa r_p , as quantidades de calor \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 , que são o foco principal do projeto, já estão decaindo do seu máximo, como mostra a figura 21.

Como a importância maior do projeto do TAR é a quantidade de calor que é fornecido para a caldeira e a quantidade para a refrigeração, o valor de $r_p = 10$ seria o ideal para se utilizar no compressor do Turbojato TJ-2, afim de conseguir os máximos valores de \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 . Devido a impossibilidade do Turbojato TJ-2 de trabalhar nessa condição, será feito o estudo do ciclo real para as características do mesmo ($r_p = 2$ a 5) e analisando a necessidade de calor no ILTC.

6.3 CICLO REAL

Para a simulação no DESTUR, foi tomada como base a figura 17 do TAR com acoplamento aerodinâmico. De acordo com seus componentes e a numeração dos mesmos, a simulação pode ser feita. O Turbojato TJ-2 foi utilizado como o turboalimentador do TA. As condições do TR são ajustadas para que o funcionamento do TAR seja o melhor, resultando em seus dados de funcionamento.

As tabelas 3, 4 e 5 mostram os resultados obtidos da simulação no DESTUR do TAR. O procedimento para a simulação foi feito variando a r_p de 2 a 5, do Turbojato TJ-2 utilizado no TA. As rotações dos compressores e das turbinas foram de 80000 rpm e suas eficiências de 72 %. A temperatura na entrada da turbina do TA foi de 1100 K. Além disso, considerou-se a eficiência da CC como sendo de 98 %, que é um valor padrão encontrado nas CC.

As pressões de saída das turbinas do TA e do TR estavam dando um valor menor que a pressão ambiente (1 atm), o que não é correto para o funcionamento adequado do equipamento. Logo, foi feito um ajuste para que essas pressões tivessem um valor adequado, que nesse caso foi utilizado 1,01 atm. O ajuste da pressão da turbina do TA foi feito na vazão mássica de ar na bifurcação de número 8 da figura 17. Já o ajuste da pressão da turbina do TR foi feito na vazão mássica de ar na entrada do TR, indicada pelo número 11 da figura 17. Com esses ajustes, foi possível definir o turboalimentador utilizado na parte do TR, porque agora tem-se o valor da vazão mássica de ar na entrada do mesmo.

r_p	\dot{m}_{ar} na entrada do TA (kg/s)	\dot{m}_{ar} na entrada do TR (kg/s)	$\dot{m}_{combustível}$ (kg/s)	\dot{m}_{ar} no Eco (kg/s)
2,00	0,62	0,147	0,00741	0,356
3,00	0,62	0,109	0,00738	0,286
4,00	0,62	0,081	0,00737	0,227
5,00	0,62	0,060	0,00734	0,180

Tabela 3 – Resultados da simulação no DESTUR [Elaborado pelo autor].

r_p	Tsaída_turbina do TA (K)	Tsaída_turbina do TR (K)	Tentrada do Eco (K)	Tentrada da CC (K)
2,00	987,47	273,09	375,66	375,66
3,00	922,64	252,67	435,01	435,01
4,00	879,87	239,55	481,10	484,10
5,00	848,46	230,10	519,24	519,24

Tabela 4 – Continuação dos resultados da simulação no DESTUR [Elaborado pelo autor].

r_p	\dot{m}_{ar} na saída do TA (kg/s)	\dot{m}_{ar} na saída do TR (kg/s)	\dot{m}_{ar} na CC (kg/s)	Psaída da CC (atm)
2,00	0,418	0,356	0,411	1,90
3,00	0,450	0,286	0,443	2,85
4,00	0,481	0,227	0,473	3,80
5,00	0,507	0,180	0,500	4,75

Tabela 5 – Continuação dos resultados da simulação no DESTUR [Elaborado pelo autor].

O gás utilizado na câmara de combustão para a simulação foi o mesmo que se utiliza no ILCT, o GLP, com $PCI = 11200 \text{ kcal/kg} = 46,86 \text{ MJ/Kg}$, olhando na tabela do Apêndice B. O Eco foi simulado como sendo de contracorrente, onde o ar aquecido passa em um sentido, enquanto a água flui no sentido oposto. A temperatura de saída da água do Eco foi admitida com o valor de $100 \text{ °C} = 373\text{K}$, valor este ideal para ser usado em uma caldeira. Logo, a diferença de temperatura de saída do ar e de entrada da água foi considerado como um valor aceitável, sendo 288K para a água e 310K para o ar aquecido.

Com os valores obtidos nas tabelas 3, 4 e 5, pode-se calcular as quantidades de calor \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 , \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 , além da $\dot{m}_{\text{água}}$ no Eco. Para o cálculo de \dot{Q}_1 , que é o calor transferido para o ar na câmara de combustão do TA, foi utilizada a equação (4.4):

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{\text{combustível}} \cdot PCI_{GLP} \quad (6.23)$$

Para o cálculo de \dot{Q}_2 , deve-se saber o valor da $\dot{m}_{\text{água}}$ no Eco, que é calculada igualando-se a quantidade de calor que o ar libera para a água e o que ela recebe através da equação (4.5):

$$\dot{Q}_{\text{água}} = \dot{Q}_{\text{ar}} \quad (6.24)$$

$$\dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p_{\text{água}}} \cdot (\Delta T) = \dot{m}_{\text{ar}} \cdot c_{p_{\text{ar}}} \cdot (\Delta T) \quad (6.25)$$

$$\dot{m}_{\text{água}} = \frac{\dot{m}_{\text{ar}} \cdot c_{p_{\text{ar}}} \cdot (\Delta T)}{c_{p_{\text{água}}} \cdot (\Delta T)} \quad (6.26)$$

Onde $c_{p_{\text{água}}} = 4,175 \text{ kJ/kg.K}$ e $c_{p_{\text{ar}}} = 1,005 \text{ kJ/kg.K}$. Com esse valor de $\dot{m}_{\text{água}}$, é possível calcular o valor da quantidade de calor \dot{Q}_2 :

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{\text{água}} \cdot c_{p_{\text{água}}} \cdot (\Delta T) \quad (6.27)$$

O valor de \dot{Q}_3 é obtido utilizando a equação (4.5) e com as características da saída do ar na turbina do TR:

$$\dot{Q}_3 = \dot{m}_{\text{ar saída Eco}} \cdot c_{p_{\text{ar}}} \cdot (\Delta T) \quad (6.28)$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{m}_{\text{ar saída Eco}} \cdot c_{p_{\text{ar}}} \cdot (T_{\text{ambiente}} - T_{\text{saída Turbina TR}}) \quad (6.29)$$

O cálculo de \dot{Q}_4 é feito similarmente ao de \dot{Q}_3 , mas de acordo com o TA, com a \dot{m}_{ar} sendo a diferença do ar que entra no TA e do que passa no Eco, por causa da sangria feita, resultando na vazão que chega na turbina do TA:

$$\dot{Q}_4 = (\dot{m}_{\text{ar entrada TA}} - \dot{m}_{\text{ar saída Eco}}) \cdot c_{p_{\text{ar}}} \cdot (\Delta T) \quad (6.30)$$

$$\dot{Q}_4 = (\dot{m}_{\text{ar entrada TA}} - \dot{m}_{\text{ar saída Eco}}) \cdot c_{p_{\text{ar}}} \cdot (T_{\text{saída Turbina TA}} - T_{\text{ambiente}}) \quad (6.31)$$

Utilizando as equações (6.23), (6.26), (6.27), (6.29) e (6.31) foi possível fazer os cálculos das quantidades de calor \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 , \dot{Q}_3 , \dot{Q}_4 e da $\dot{m}_{\text{água}}$ no Eco, para cada uma das razões de pressão do compressor, sendo mostrado os valores na tabela 6.

r_p	\dot{Q}_1 (kW)	\dot{Q}_2 (kW)	\dot{Q}_3 (kW)	\dot{Q}_4 (kW)	$\dot{m}_{\text{água}}$ no Eco (kg/s)
2,00	347,44	23,48	5,33	185,68	0,066
3,00	345,78	35,91	10,15	213,12	0,102
4,00	345,55	39,08	11,07	233,60	0,111
5,00	343,94	37,92	10,49	247,66	0,108

Tabela 6 – Cálculos de \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 , \dot{Q}_3 , \dot{Q}_4 e $\dot{m}_{\text{água}}$ no Eco [Elaborado pelo autor].

Com os valores calculados e apresentados na tabela 6, juntamente com os valores das tabelas 3, 4 e 5, é possível fazer gráficos para analisar como ocorrem as variações das grandezas com a mudança da r_p do compressor utilizado no TAR. Primeiramente, os gráficos das variações das quantidades de calor \dot{Q}_1 , \dot{Q}_2 , \dot{Q}_3 e \dot{Q}_4 são mostrados a seguir:

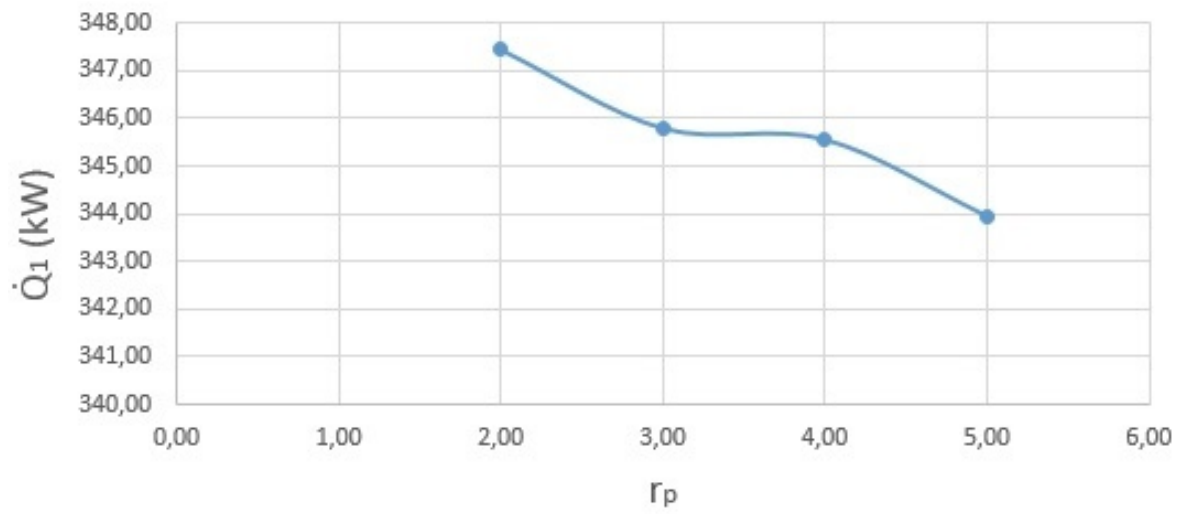


Figura 23 – Variação de \dot{Q}_1 [Elaborado pelo autor].

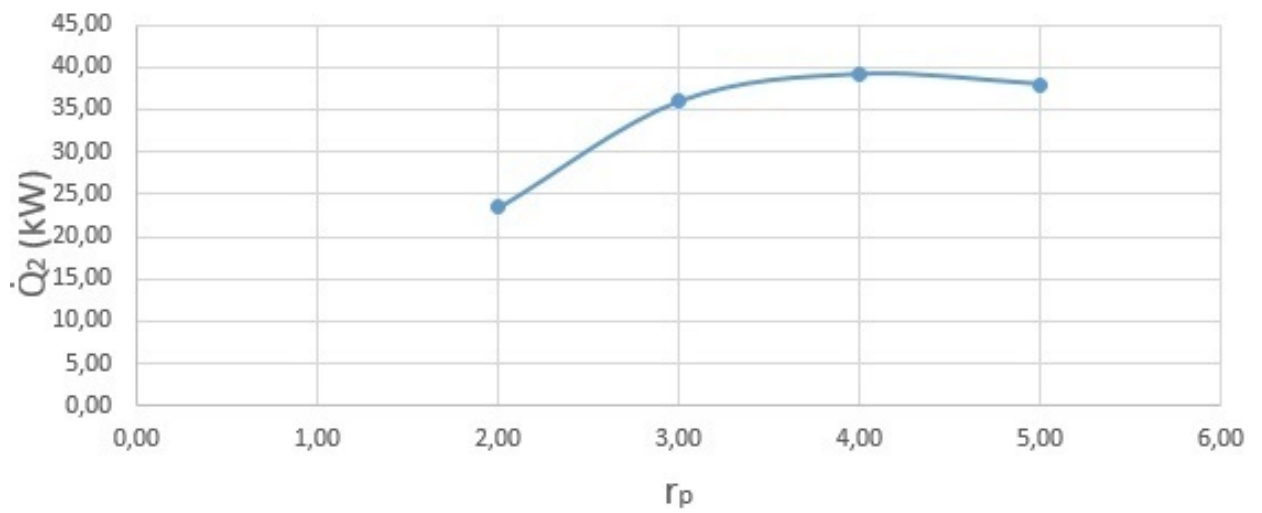


Figura 24 – Variação de \dot{Q}_2 [Elaborado pelo autor].

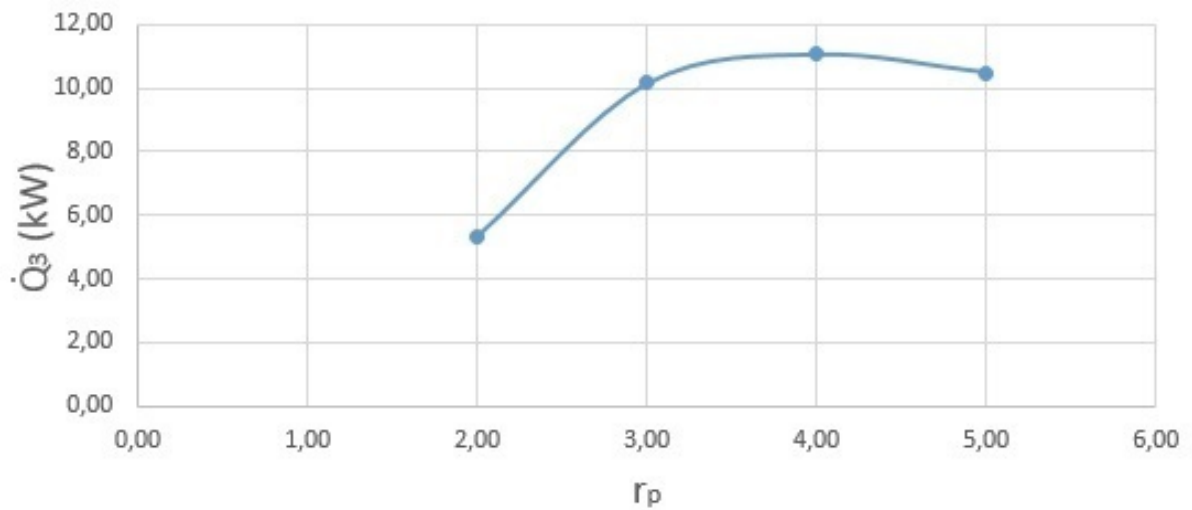


Figura 25 – Variação de \dot{Q}_3 [Elaborado pelo autor].

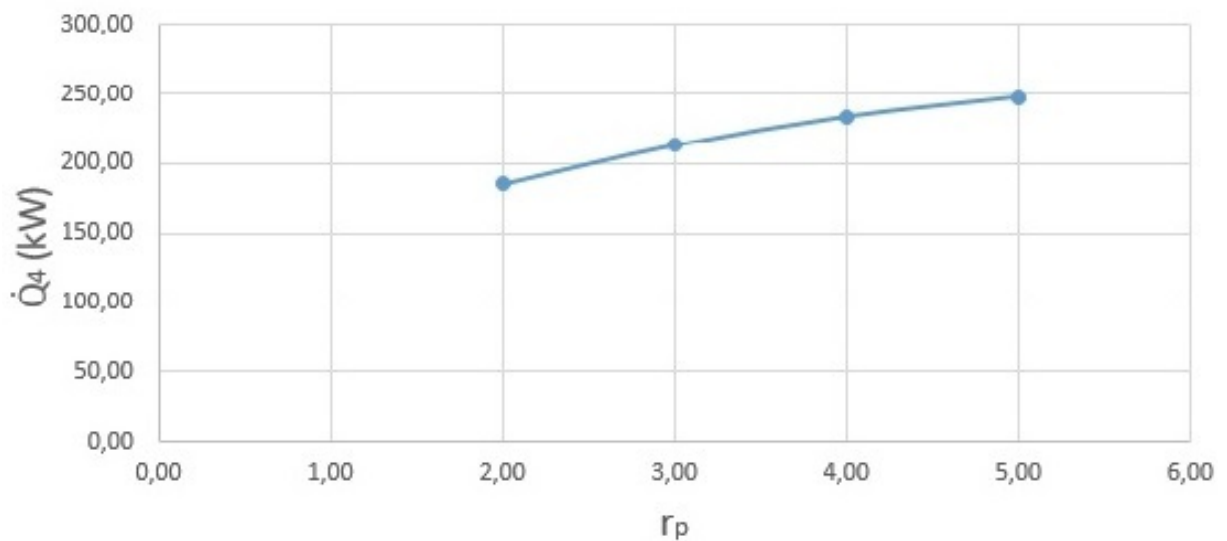


Figura 26 – Variação de \dot{Q}_4 [Elaborado pelo autor].

Para o projeto, as quantidades de calor mais importantes são o \dot{Q}_3 e o \dot{Q}_4 , cujos gráficos são mostrados nas figuras 25 e 26, respectivamente. Eles representam o calor que é liberado dentro da caldeira e o calor que é utilizado para a refrigeração. O comportamento da curva da variação do \dot{Q}_3 é de aumentar até a $r_p = 4$ e depois decair com o aumento da r_p . Já a quantidade de calor \dot{Q}_4 aumenta com o aumento da r_p que o compressor testado suporta.

A seguir são mostrados os gráficos com as variações de valores de outros dados importantes para o estudo do TAR :

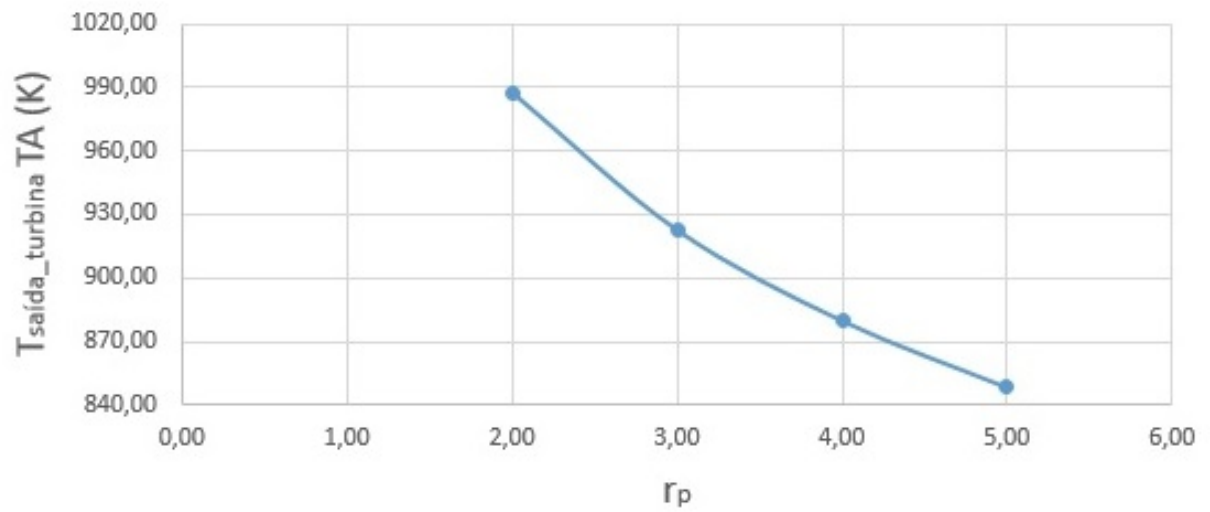


Figura 27 – Variação da temperatura de saída da turbina do TA [Elaborado pelo autor].

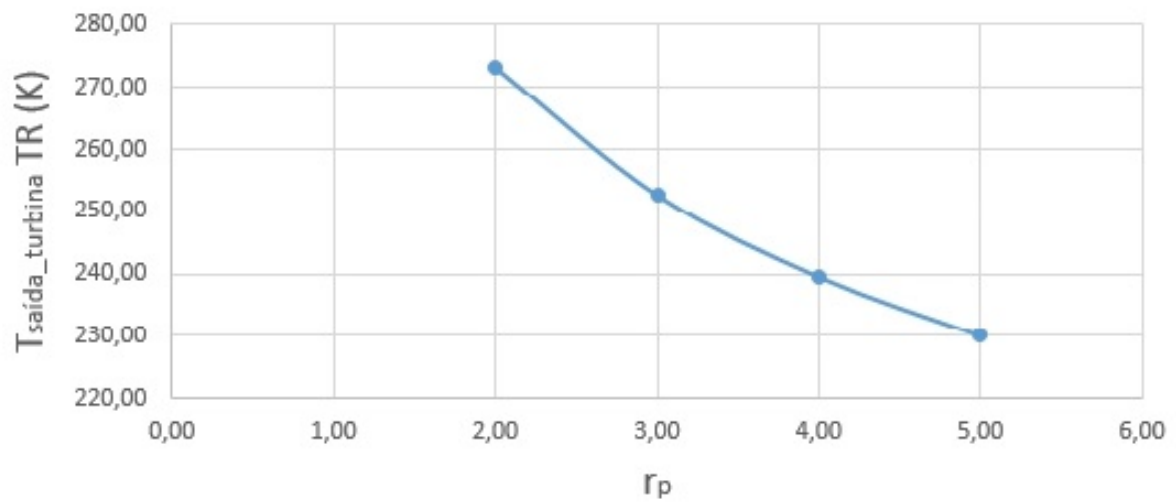


Figura 28 – Variação da temperatura de saída da turbina do TR [Elaborado pelo autor].

Analisando as figuras 27 e 28, pode-se observar que com o aumento da r_p , os valores da temperatura de saída da turbina do TA e do TR diminuem.

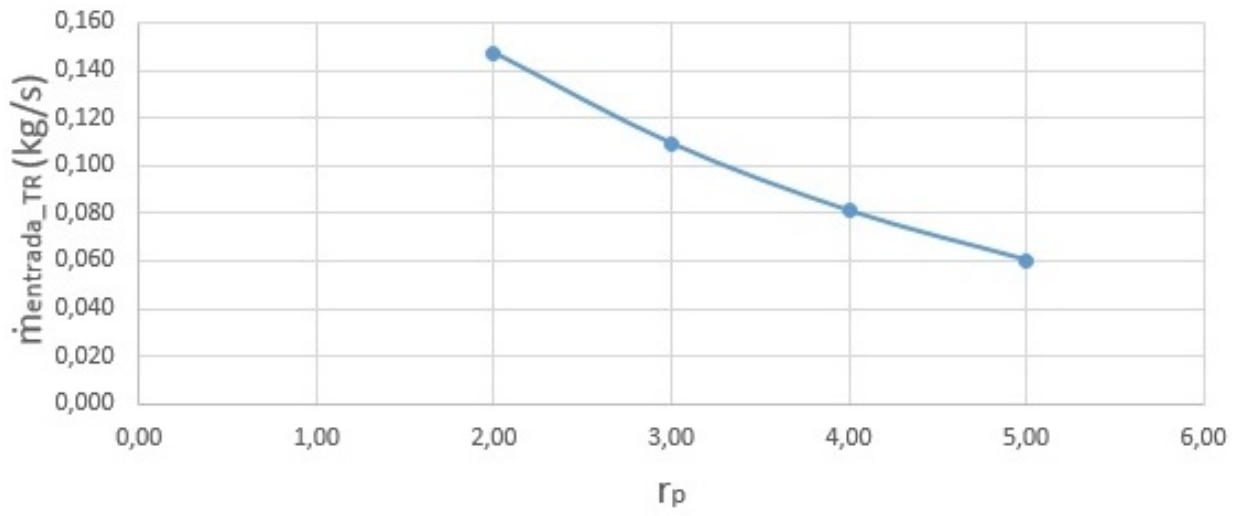


Figura 29 – Variação da \dot{m}_{ar} na entrada do TR [Elaborado pelo autor].

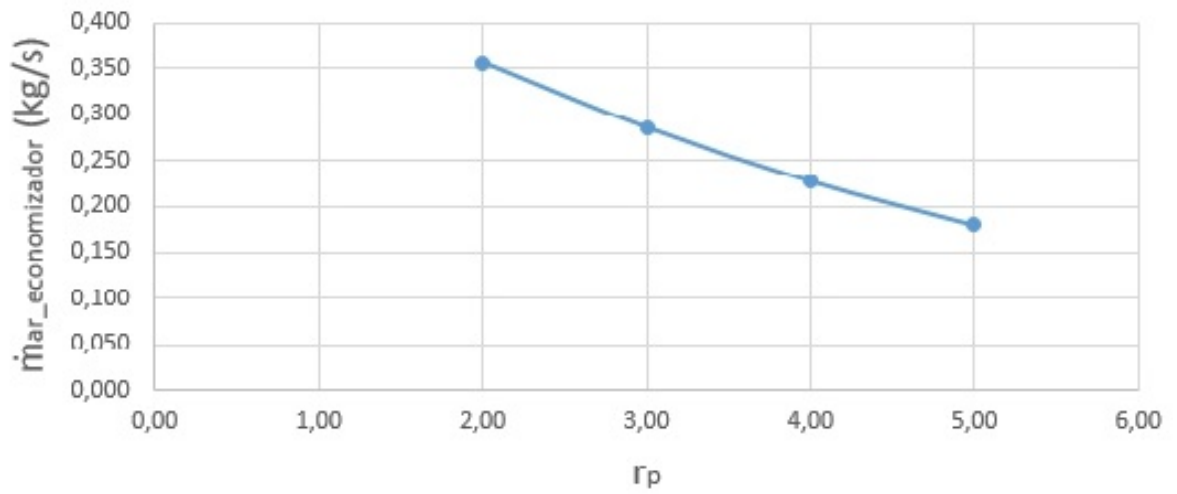


Figura 30 – Variação da \dot{m}_{ar} que passa pelo Eco [Elaborado pelo autor].

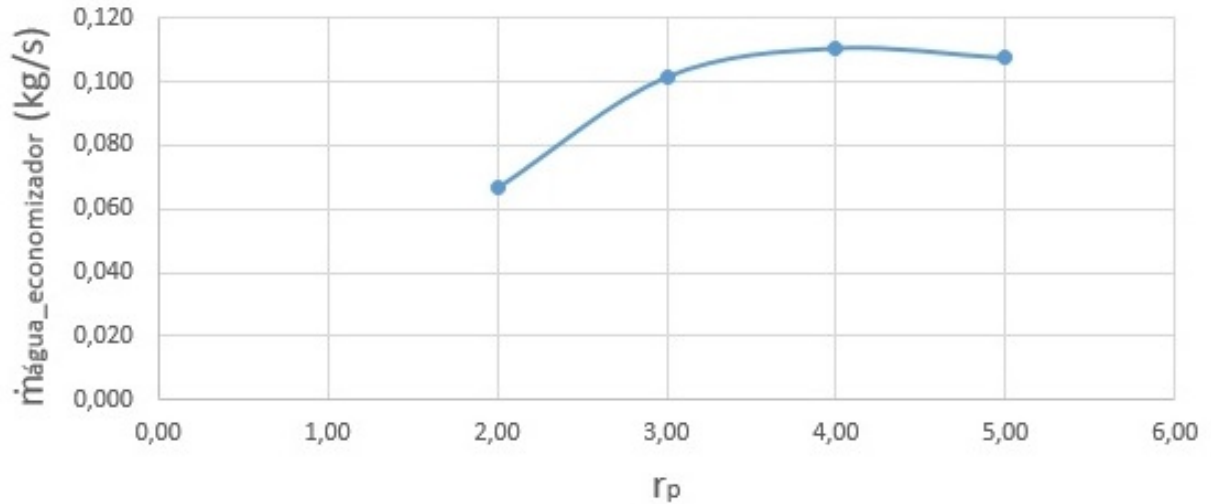


Figura 31 – Variação da $\dot{m}_{\text{água}}$ que passa pelo Eco [Elaborado pelo autor].

A análise das figuras 29 a 31 mostra que com o aumento da r_p dos compressores utilizados, a maioria dos valores apresentados diminuem, visto que as temperaturas e pressões nas saídas dos compressores aumentam. A \dot{m}_{ar} na entrada do compressor do TR e a \dot{m}_{ar} que passa pelo Eco são os valores que diminuem. Já a $\dot{m}_{\text{água}}$ que passa no Eco para a diminuição da temperatura do ar aumenta com o aumento da r_p .

Como o foco do estudo é analisar se o TAR consegue suprir as necessidades de calor e frio no ILCT, deve-se calcular as quantidades de calor que a caldeira e as câmaras frias presentes no local necessitam. Para isso será selecionada a configuração do TAR que fornece o maior \dot{Q}_3 , visto que esse calor usado na refrigeração não é muito grande em comparação com o \dot{Q}_4 . Logo, adota-se o TAR com $r_p = 4$.

Primeiramente, calcula-se o gasto de combustível no queimador da caldeira utilizada no ILCT. O combustível utilizado é o mesmo do TAR, o GLP. No ILCT, o tanque de GLP tem capacidade de armazenamento de 7000l e gasta-se por mês em média 3500l desse volume, sendo a caldeira utilizada 120h durante o mês. Logo, o gasto de combustível do ILCT pode ser calculado, utilizando a massa específica do GLP (570 kg/m^3 [15]):

$$\dot{m}_{\text{gastoILCT}} = \frac{3500l \cdot 570\text{kg/m}^3}{120h} \quad (6.32)$$

Como $1l = 0,001\text{m}^3$ e $1h = 3600s$:

$$\dot{m}_{\text{gastoILCT}} = \frac{3,5\text{m}^3 \cdot 570\text{kg/m}^3}{120 \cdot 3600s} \quad (6.33)$$

$$\dot{m}_{\text{gastoILCT}} = 0,00462 \text{ kg/s} \quad (6.34)$$

Com o valor da equação (6.34), é possível calcular a quantidade de calor que o queimador da caldeira gera durante o seu funcionamento ($\dot{Q}_{queimador}$). Essa quantidade de calor é que o \dot{Q}_4 tem que ser capaz de suprir, porque o ar de saída da turbina do TA vai ser injetado no lugar onde fica o queimador na caldeira. Utilizando a equação (4.4) para esse cálculo:

$$\dot{Q}_{queimador} = \dot{m}_{gastoILCT} \cdot PCI_{GLP} \quad (6.35)$$

$$\dot{Q}_{queimador} = 0,00462 \text{ kg/s} \cdot 46860 \text{ kJ/kg} \quad (6.36)$$

$$\dot{Q}_{queimador} = 216,49 \text{ kW} \quad (6.37)$$

Considerando a eficiência do queimador igual a da CC (98%):

$$\dot{Q}_{queimador} = 216,49 \cdot 0,98 = 212,16 \text{ kW} \quad (6.38)$$

Na configuração selecionada, $r_p = 4$, o TAR gera $\dot{Q}_4 = 233,6 \text{ kW}$, o que é suficiente. Para o cálculo da quantidade de calor que a água que passa na caldeira necessita para chegar na condição de vapor, utiliza-se a equação (4.12):

$$\dot{Q}_{\acute{a}guaCaldeira} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.39)$$

O h_1 é considerado como a condição ambiente, logo a $T_{ambiente} = 288\text{K}$ (15°C) e $P_{ambiente} = 1\text{atm} = 0,101325 \text{ MPa}$. Já o h_2 é o estado final da água que entra na caldeira, ou seja, vapor. Então utiliza-se o valor da pressão de trabalho da caldeira, $P_{trabalho} = 8,4 \text{ kgf/cm}^2 = 0,824 \text{ MPa}$, e o valor do título quando a água começa a se tornar vapor saturado, $x = 1$. O valor da \dot{m}_{vapor} é calculado através do valor da produção de vapor da caldeira, $\dot{m}_{vapor} = 81 \text{ kg/h} = 81/3600 \text{ kg/s}$. Com todos esses valores é possível utilizar o CATT 3 [9] para obter os valores de entalpia e calcular a quantidade de calor $\dot{Q}_{\acute{a}guaCaldeira}$:

$$\dot{Q}_{\acute{a}guaCaldeira} = \frac{81}{3600} \cdot (2770 - 63,08) = 60,91 \text{ kW} \quad (6.40)$$

A eficiência dos processos presentes na caldeira pode então ser calculada:

$$\eta_{caldeira} = \frac{60,91}{212,16} = 0,29 = 29\% \quad (6.41)$$

Para saber a necessidade de calor para a refrigeração das câmaras frias deve-se analisar a tabela fornecida pela fabricante Delta Frio, mostrada no Apêndice C. O Modelo

Df 15.39 para uma temperatura de evaporação de -5°C , que é a utilizada no ILCT, tem uma capacidade de $4777 \text{ kcal/h} = 5,56 \text{ kW}$. Como são cinco câmaras frias no ILCT, a quantidade de calor de refrigeração necessária ($\dot{Q}_{\text{câmarasILCT}}$) pode ser calculada:

$$\dot{Q}_{\text{câmarasILCT}} = 5.5, 56 = 27, 8 \text{ kW} \quad (6.42)$$

Os 5 compressores utilizados nas câmaras possuem 4hp de potência cada, logo a potência total transformando para kW:

$$\dot{W}_{\text{compressores}} = 5.4 \text{ hp} = 20 \text{ hp} = 14, 91 \text{ kW} \quad (6.43)$$

O coeficiente de desempenho das câmaras frias presentes no ILCT pode ser calculado através da equação (4.7):

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{\text{câmarasILCT}}}{\dot{W}_{\text{compressores}}} \quad (6.44)$$

$$\beta = \frac{27, 8}{14, 91} = 1, 86 \quad (6.45)$$

Para comparação do projeto em condições igualitárias, deve ser feito uma análise dos dois conjuntos de equipamentos, o TAR e a caldeira mais as câmaras frias, com geração de quantidades de calor iguais. Com o uso do TAR selecionado, gera-se uma quantidade de calor quente de $233,6 \text{ kW}$, com um gasto de combustível, analisando a tabela 3 para $r_p = 4$, de:

$$\dot{m}_{\text{combustível}} = 0, 00737 \text{ kg/s} \quad (6.46)$$

A comparação deve ser feita fazendo a caldeira do ILCT gerar a mesma quantidade de calor que o TAR ($233,6 \text{ kW}$), logo a $\dot{m}_{\text{gastoCaldeira}}$ utilizando a equação (4.4) e o valor da eficiência do queimador:

$$\dot{Q}_{\text{queimador}} = \dot{m}_{\text{gastoCaldeira}} \cdot PCI_{GLP} \cdot 0, 98 \quad (6.47)$$

$$\dot{m}_{\text{gastoCaldeira}} = \frac{\dot{Q}_{\text{queimador}}}{PCI_{GLP} \cdot 0, 98} = \frac{233, 6}{46860 \cdot 0, 98} = 0, 0051 \text{ kg/s} \quad (6.48)$$

O sistema de refrigeração que o ILCT possui, formado pelas câmaras frias, para gerar uma quantidade de calor igual ao que o TAR gera para refrigeração ($\dot{Q}_3 = 11,07 \text{ kW}$), levando em conta o β dos processos no ILCT, gastaria de energia elétrica (E_{el}):

$$E_{el} = \frac{\dot{Q}_3}{\beta} = \frac{11,07}{1,86} = 5,95kW \quad (6.49)$$

A comparação é feita pelo gasto em dinheiro para a geração dessas quantidades de calor durante um período de 1h, utilizando o TAR ($\dot{m}_{combustível}$) e o que está sendo empregado no ILCT, com o uso da caldeira mais as câmaras frias ($\dot{m}_{gastoCaldeira} + E_{el}$). O TAR só leva em consideração o custo do combustível GLP (4,88 R\$/kg [17]), então o total gasto pelo TAR em 1h:

$$Total\ gasto\ TAR = \dot{m}_{combustível} \cdot 4,88R\$/kg \cdot 1h \quad (6.50)$$

$$Total\ gasto\ TAR = 0,00737\ kg/s \cdot 4,88R\$/kg \cdot 3600s = 129,47\ R\$ \quad (6.51)$$

Agora o total gasto pela caldeira mais as câmaras frias, leva em consideração o custo do combustível ($\dot{m}_{gastoCaldeira}$) além do custo da energia elétrica (E_{el}). O preço do kWh é 0,55 R\$/kWh [16]. Portanto, o custo total no ILCT vale:

$$Total\ gasto\ ILCT = \dot{m}_{gastoCaldeira} \cdot 4,88R\$/kg \cdot 1h + E_{el} \cdot 0,55R\$/kWh \cdot 1h \quad (6.52)$$

$$Total\ gasto\ ILCT = 0,0051 \cdot 4,88R\$/kg \cdot 3600s + 5,95kW \cdot 0,55R\$/kWh \cdot 1h \quad (6.53)$$

$$Total\ gasto\ ILCT = 92,87R\$ \quad (6.54)$$

Comparando os dois valores encontrados nas equações (6.51) e (6.54), o uso do TAR geraria um aumento no gasto de:

$$\frac{Total\ gasto\ TAR - Total\ gasto\ ILCT}{Total\ gasto\ ILCT} = \frac{129,47 - 92,87}{92,87} = 0,283 = 39\% \quad (6.55)$$

Como uma observação importante, pode-se verificar a economia se o ILCT utilizasse o gás GNV em vez do GLP para a produção da mesma quantidade de calor no queimador da caldeira ($\dot{Q}_{queimador} = 212,16\ kW$). O PCI do GNV é 48,296 MJ/kg = 48296 kJ/kg [18], logo o $\dot{m}_{gastoGNV}$ é calculado através da equação (4.4):

$$\dot{Q}_{queimador} = \dot{m}_{gastoGNV} \cdot PCI_{GNV} \quad (6.56)$$

$$\dot{m}_{gastoGNV} = \frac{\dot{Q}_{queimador}}{PCI_{GNV}} = \frac{212,16}{48296} = 0,00439 \text{ kg/s} \quad (6.57)$$

O preço do GNV é 2,29 R\$/m³ [19], dividindo pela sua massa específica média (0,74035kg/m³ [20]):

$$Preço \ GNV = \frac{2,29R\$/m^3}{0,74035kg/m^3} = 3,09R\$/kg \quad (6.58)$$

Então o gasto em reais da caldeira em 1h com GNV será:

$$Gasto \ Caldeira \ GNV = 3,09R\$/kg \cdot \dot{m}_{gastoGNV} \cdot 1h \quad (6.59)$$

$$Gasto \ Caldeira \ GNV = 3,09R\$/kg \cdot 0,00439kg/s \cdot 3600s = 48,83 \text{ R\$} \quad (6.60)$$

O gasto em reais atualmente da caldeira em 1h com GLP, considerando seu preço (4,88 R\$/kg [17]) e o $\dot{m}_{gastoILCT}$ calculado na equação (6.57), é:

$$Gasto \ Caldeira \ GLP = 4,88R\$/kg \cdot \dot{m}_{gastoILCT} \cdot 1h \quad (6.61)$$

$$Gasto \ Caldeira \ GLP = 4,88R\$/kg \cdot 0,00462kg/s \cdot 3600s = 81,16 \text{ R\$} \quad (6.62)$$

Logo a economia considerando as equações (6.60) e (6.62) seria de:

$$Economia = \left(1 - \frac{Gasto \ Caldeira \ GNV}{Gasto \ Caldeira \ GLP}\right) = \left(1 - \frac{48,83}{81,16}\right) = 0,398 = 39,8\% \quad (6.63)$$

Em um ano, essa economia seria de:

$$Economia = (81,16 - 48,83) \cdot 120h \cdot 12meses = 46555 \text{ R\$} \quad (6.64)$$

6.4 EXERGIA

Para o cálculo do balanço exergético do TAR com a configuração selecionada na seção 6.3, ou seja, com $r_p = 4$, deve-se, primeiramente, fazer um esquema do volume de controle selecionado para análise.

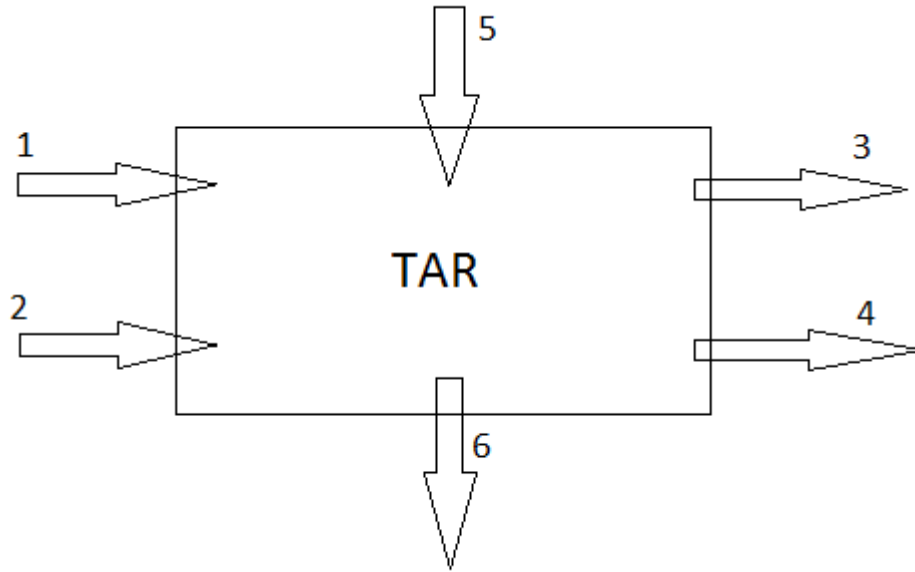


Figura 32 – Volume de Controle no TAR [Elaborado pelo autor].

Onde:

- 1 = Entrada de ar no compressor do TA;
- 2 = Entrada de ar no compressor do TR;
- 3 = Saída de ar da turbina do TA;
- 4 = Saída de ar da turbina do TR;
- 5 = Quantidade de calor \dot{Q}_1 na CC;
- 6 = Quantidade de calor \dot{Q}_2 no Eco.

Utilizando a equação (4.21), os termos \dot{W}_{VC} e $\sum \dot{E}_{fe}$ são iguais a zero, pois não há geração de trabalho nas turbinas, somente o necessário para o acionamento do compressor, e os fluxos de massa de entrada, representados pelos números 1 e 2 na figura 32, estão no estado morto (ambiente). Logo a equação (4.22) se resume a:

$$0 = \sum \dot{E}_{qj} - \sum \dot{E}_{fs} - \dot{E}_d \quad (6.65)$$

Os termos podem ser calculados separadamente. A taxa de transferência de exergia relacionada com o fluxo de massa saindo ($\sum \dot{E}_{fs}$) pode ser determinado com o auxílio da equação (4.21):

$$\sum \dot{E}_{fs} = \dot{m}_3 \cdot e_3 + \dot{m}_4 \cdot e_4 \quad (6.66)$$

Com a utilização da equação (4.18) é possível calcular os valores de e_3 e e_4 :

$$e_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) + \frac{V_3^2}{2} + gz_3 \quad (6.67)$$

$$e_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) + \frac{V_4^2}{2} + gz_4 \quad (6.68)$$

Como não há variação de velocidade e posição, os termos $\frac{V_3^2}{2} + gz_3$ e $\frac{V_4^2}{2} + gz_4$ são nulos. Os valores de h_3 , h_4 , h_0 , s_3 , s_4 , s_0 e T_0 são encontrados com a ajuda do programa CATT 3, inserindo as temperaturas e pressões de cada estado e resultando nas demais variáveis. Os valores de temperatura são encontrados na tabela 4 para $r_p = 4$, sendo $T_3 = 879,87\text{K}$ e $T_4 = 239,55\text{K}$. Já os valores da pressão são $P_3 = P_4 = 1,01 \text{ atm}$, pois esses valores foram ajustados na utilização do programa DESTUR. Como de costume no presente estudo, $T_0 = 15^\circ\text{C} = 288\text{K}$ e $P_0 = 1 \text{ atm}$. Colocando essas informações no CATT 3 [9], resulta nos seguintes valores:

$$h_0 = 288,6 \text{ kJ/kg} \quad (6.69)$$

$$s_0 = 6,825 \text{ kJ/kg.K} \quad (6.70)$$

$$h_3 = 910,6 \text{ kJ/kg} \quad (6.71)$$

$$s_3 = 7,984 \text{ kJ/kg.K} \quad (6.72)$$

$$h_4 = 239,8 \text{ kJ/kg} \quad (6.73)$$

$$s_4 = 6,637 \text{ kJ/kg.K} \quad (6.74)$$

Com os valores das equações (6.69) a (6.74) é possível calcular os valores de e_3 e e_4 das equações (6.67) e (6.68):

$$e_3 = (910,6 - 288,6) - 288.(7,984 - 6,825) = 288,21 \text{ kJ/kg} \quad (6.75)$$

$$e_4 = (239,8 - 288,6) - 288.(6,637 - 6,825) = 5,34 \text{ kJ/kg} \quad (6.76)$$

Agora, determinando o valor do termo $\sum E_{fs}$ da equação (6.66), com os valores dos \dot{m}_{ar} de saída das turbinas para $r_p = 4$ mostrado na tabela 5:

$$\sum \dot{E}_{fs} = 0,481.288,21 + 0,227.5,34 = 139,84 \text{ kW} \quad (6.77)$$

O termo seguinte é o referente a taxa de transferência de exergia associada à transferência de calor ($\sum \dot{E}_{qj}$) no volume de controle selecionado, nesse caso é em relação a \dot{Q}_1 e \dot{Q}_2 , sendo \dot{Q}_1 referente a exergia química. Então a equação (4.19) colocando o somatório e analisando o sinal, visto que como \dot{Q}_1 entra no volume de controle, ele terá sinal positivo, e \dot{Q}_2 negativo, fica:

$$\sum \dot{E}_{qj} = \dot{E}_{\dot{Q}_1} - \dot{E}_{\dot{Q}_2} = \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)\dot{Q}_1 - \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)\dot{Q}_2 \quad (6.78)$$

A parte referente à transferência de calor relativa ao Eco (\dot{Q}_2), pode ser calculada com a temperatura T_2 sendo a média das temperaturas do ar de entrada, encontrada na tabela 4, e saída do Eco, que no caso considerou-se 310, $((481,1+310)/2 = 395,55 \text{ K})$ e com o valor de \dot{Q}_2 sendo retirado da tabela 6 ($\dot{Q}_2 = 39,08 \text{ kW}$, para $r_p = 4$):

$$\dot{E}_{\dot{Q}_2} = \left(1 - \frac{288}{395,55}\right).39,08 = 10,63 \text{ kW} \quad (6.79)$$

Já na parte referente à transferência de calor relativa a CC (\dot{Q}_1), a temperatura T_1 é considerada como sendo a temperatura de chama adiabática (TCA). Essa temperatura corresponde a maior temperatura que pode ser alcançada nos produtos de combustão, para uma dada condição dos reagentes. Para o cálculo da TCA utiliza-se uma planilha feita por [11], em que devem ser colocados a composição química do combustível, mostrada na figura 33 para o GLP, além das características do oxidante, que neste caso é o ar que entra na câmara de combustão a uma temperatura de 481,1K, conforme a tabela 4.

Composição	Vol (%)
Etano	0,3
Propeno	30,47
Propano	14,34
Butenos	31,76
Butanos	23,33
Pentanos	0,07

Figura 33 – Composição Química do GLP [12].

A planilha gera uma gráfico e uma tabela, mostrados a seguir, com os valores da TCA em função do excesso de oxidante presente na mistura:

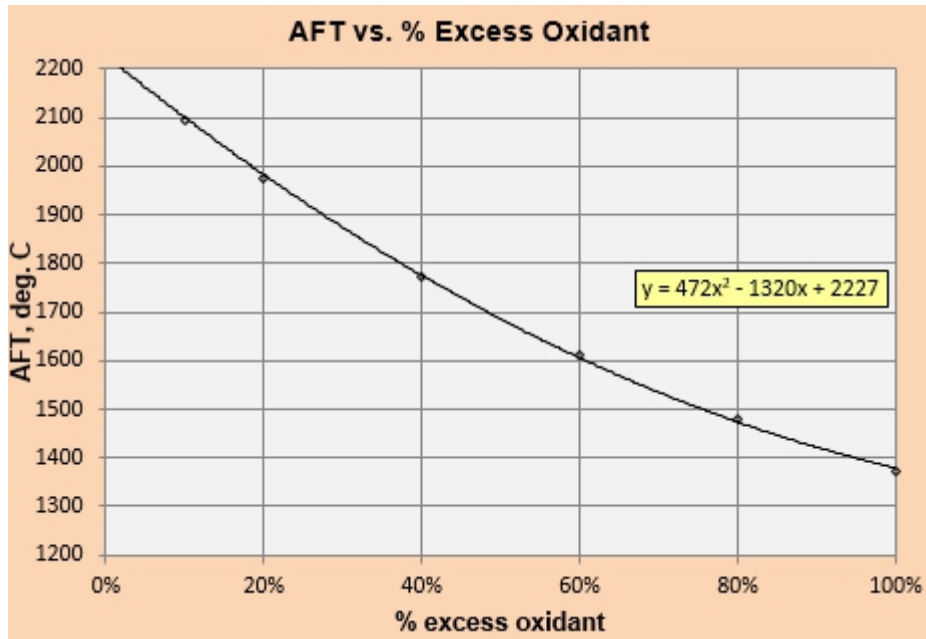


Figura 34 – Gráfico da Variação da TCA em função da porcentagem de oxidante em excesso [11].

		Summary of Results						
% XS oxidant		0,0%	10,0%	20,0%	40,0%	60,0%	80,0%	100%
AFT, °C		2236	2096	1973	1771	1611	1481	1373

Tabela 7 – Valores da TCA para cada porcentagem de oxidante em excesso na CC [11].

Para a análise de qual dos valores adotar para o cálculo, deve-se observar a quantidade de ar que entra na câmara de combustão em comparação com a quantidade de combustível GLP que é colocado para o processo de combustão. Para isso, as tabelas 3 e 5 são usadas. Para $r_p = 4$, o valor da vazão de massa de combustível é $\dot{m}_{combustível} = 0,00737$ kg/s e a vazão de massa de ar na câmara é $\dot{m}_{arCC} = 0,473$ kg/s. Logo, fazendo a razão da $\dot{m}_{combustível}$ em relação a \dot{m}_{arCC} :

$$\frac{\dot{m}_{combustível}}{\dot{m}_{arCC}} = \frac{0,00737}{0,473} = 0,0156 = 1,56\% \quad (6.80)$$

Então a quantidade de ar é muito maior que a quantidade de combustível injetado, logo pode-se utilizar o valor de 100% de oxidante em excesso da tabela 7, com isso $T_1 = 1373$ °C = 1646,15 K. Calculando a parte referente à transferência de calor relativa à CC (Q_1), com o valor de Q_1 sendo retirado da tabela 6 ($Q_1 = 345,55$ kW, para $r_p = 4$):

$$E_{\dot{Q}_1} = \left(1 - \frac{288}{1646,15}\right) \cdot 345,55 = 285,11 \text{ kW} \quad (6.81)$$

Voltando na equação (6.78):

$$\sum \dot{E}_{qj} = 285,1 - 10,63 = 274,47 \text{ kW} \quad (6.82)$$

Agora é possível voltar a equação (6.65) do balanço de exergia para o TAR e calcular o termo da taxa de destruição de exergia \dot{E}_d em virtude das irreversibilidades:

$$0 = 274,47 - 139,84 - \dot{E}_d \quad (6.83)$$

$$\dot{E}_d = 274,47 - 139,84 = 134,63 \text{ kW} \quad (6.84)$$

A eficiência exergética pode ser calculada através da equação (4.26):

$$\varepsilon_{TAR} = \frac{\dot{E}_{\dot{Q}_1} - \dot{E}_d}{\dot{E}_{\dot{Q}_1}} \quad (6.85)$$

$$\varepsilon_{TAR} = \frac{285,11 - 134,63}{285,11} = 0,53 = 53\% \quad (6.86)$$

Como forma de comparar a ε_{TAR} , serão feitos os mesmos passos para calcular a $\varepsilon_{Queimador}$, em que esse queimador de uma caldeira gera a mesma quantidade de calor para o aquecimento que o TAR com $r_p = 4$. O volume de controle será o seguinte:

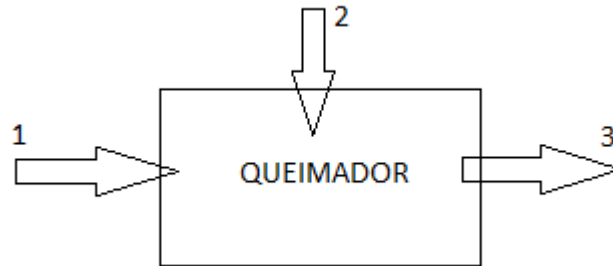


Figura 35 – Volume de Controle no Queimador [Elaborado pelo autor].

Onde:

1 = Entrada de ar no queimador;

2 = Quantidade de calor $\dot{Q}_{queimador}$;

3 = Saída de ar no queimador.

Seguindo os mesmos cálculos feitos para o cálculo no TAR, utiliza-se a equação (4.22):

$$0 = \sum \dot{E}_{qj} - \sum \dot{E}_{fs} - \dot{E}_d \quad (6.87)$$

O termo $\sum \dot{E}_{fs}$ já tem o seu valor conhecido, sendo somente o primeiro termo da equação (6.77), logo:

$$\sum \dot{E}_{fs} = 138,63kW \quad (6.88)$$

Para saber a quantidade de combustível que deve ser utilizada em um queimador para gerar a mesma quantidade de calor na saída dos gases em 3, segundo a figura 35, deve ser feito um balanço energético no volume de controle:

$$(\dot{m}_{arSaída} - \dot{m}_{combustível}).h_1 + \dot{m}_{combustível}.PCI_{GLP}.0,98 = \dot{m}_{arSaída}.h_3 \quad (6.89)$$

$$(0,481 - \dot{m}_{combustível}).288,6 + \dot{m}_{combustível}.46860.0,98 = 0,481.910,6 \quad (6.90)$$

$$\dot{m}_{combustível} = 0,00656 \text{ kg/s} \quad (6.91)$$

Com esse valor de $\dot{m}_{combustível}$ encontrado na equação (6.91), é possível calcular a quantidade de calor gerado no Queimador ($\dot{Q}_{queimador}$) utilizando a equação (4.4), considerando também a eficiência do mesmo (98%):

$$\dot{Q}_{queimador} = \dot{m}_{combustível}.46860.0,98 = 301kW \quad (6.92)$$

O termo referente a taxa de transferência de exergia associada à transferência de calor ($\sum \dot{E}_{qj}$) no volume de controle selecionado, pode ser calculado similarmente ao cálculo feito no TAR. A planilha [11], gera a tabela , colocando os dados do combustível GLP (mostrado na figura 33) e as características do oxidante, nesse caso o ar na temperatura ambiente:

		Summary of Results						
% XS oxidant		0,0%	10,0%	20,0%	40,0%	60,0%	80,0%	100%
AFT, °C		2115	1971	1845	1638	1473	1340	1230

Tabela 8 – Valores da TCA para cada porcentagem de oxidante em excesso no Queimador [11].

O valor selecionado foi de 100% de oxidante em excesso, visto que a a razão da $\dot{m}_{combustível}$ em relação a $\dot{m}_{arQueimador}$:

$$\frac{0,00656}{0,481 - 0,00656} = 0,014 = 1,4\% \quad (6.93)$$

Com a TCA de $1230^{\circ}\text{C} = 1503,15 \text{ K}$, é possível calcular o termo $\dot{E}_{\dot{q}_j}$ da equação (6.87):

$$\dot{E}_{\dot{q}_j} = \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) \cdot \dot{Q}_{\text{queimador}} = \left(1 - \frac{288}{1503,15}\right) \cdot 301 \quad (6.94)$$

$$\dot{E}_{\dot{q}_j} = 243,33 \text{ kW} \quad (6.95)$$

Voltando na equação (6.87) do balanço exerético, pode-se calcular o termo da taxa de destruição de exergia \dot{E}_d em virtude das irreversibilidades:

$$0 = 243,33 - 138,63 - \dot{E}_d \quad (6.96)$$

$$\dot{E}_d = 243,33 - 138,63 = 104,7 \text{ kW} \quad (6.97)$$

Logo, a eficiência exerética do queimador $\varepsilon_{\text{Queimador}}$ utilizando a equação (4.26):

$$\varepsilon_{\text{Queimador}} = \frac{\dot{E}_{\dot{q}_j} - \dot{E}_d}{\dot{E}_{\dot{q}_j}} \quad (6.98)$$

$$\varepsilon_{\text{Queimador}} = \frac{243,33 - 104,7}{243,33} = 0,57 = 57\% \quad (6.99)$$

7 CONCLUSÃO

Analisando o ciclo padrão, com uma temperatura normal de trabalho na entrada das turbinas dos turboalimentadores de 1100 K, a razão de pressão ideal para a geração de maiores valores de quantidades de calor para o aquecimento (\dot{Q}_4) e refrigeração (\dot{Q}_3) seria de $r_p = 10$. Mas devido a incapacidade do Turbojato TJ-2 de trabalhar nesse valor, a análise do ciclo real foi feita com variação de r_p de 2 a 5. Portanto, um TAR ideal deveria ser construído com turbinas a gás convencionais, visto que elas trabalham com razão de pressão maior que os turboalimentadores, podendo assim chegar na r_p próximas a 10, portanto com melhor eficiência.

Com a utilização do software de desempenho de turbinas DESTUR, foi possível fazer a simulação do TAR tomando como base para o TA o Turbojato TJ-2 e visando suprir as necessidades de quente e frio do ILCT. A viabilidade técnica do TAR foi comprovada, com a geração de um ar aquecido e outro usado para refrigeração com o uso apenas de um combustível no processo. Agora, levando em conta a viabilidade econômica estudada especificamente no ILCT, o TAR apresentou um gasto em uma hora de funcionamento 39% maior que a caldeira presente no local. Deve-se levar em conta que o turboalimentador utilizado, o Turbojato TJ-2, é muito antigo, possuindo baixa eficiência (72%) de seus componentes em relação a turboalimentadores mais modernos (por volta de 80%).

Outro aspecto do TAR analisado no estudo de caso foi a eficiência exergetica. Para $r_p = 4$, o valor calculado foi de 53%, valor este bem próximo dos 57% em relação a um queimador gerando a mesma quantidade de calor para aquecimento que o TAR. Isso se deve pelo valor um pouco maior da taxa de destruição de exergia \dot{E}_d em virtude das irreversibilidades dos processos.

7.1 TRABALHOS FUTUROS

- Um estudo de caso utilizando um turboalimentador mais moderno, ou seja, com eficiências de seus componentes maiores. Visto que com a modernização no equipamento, os processos podem se tornar melhores e mais eficientes, ocorrendo também menos destruição de exergia devido as irreversibilidades.

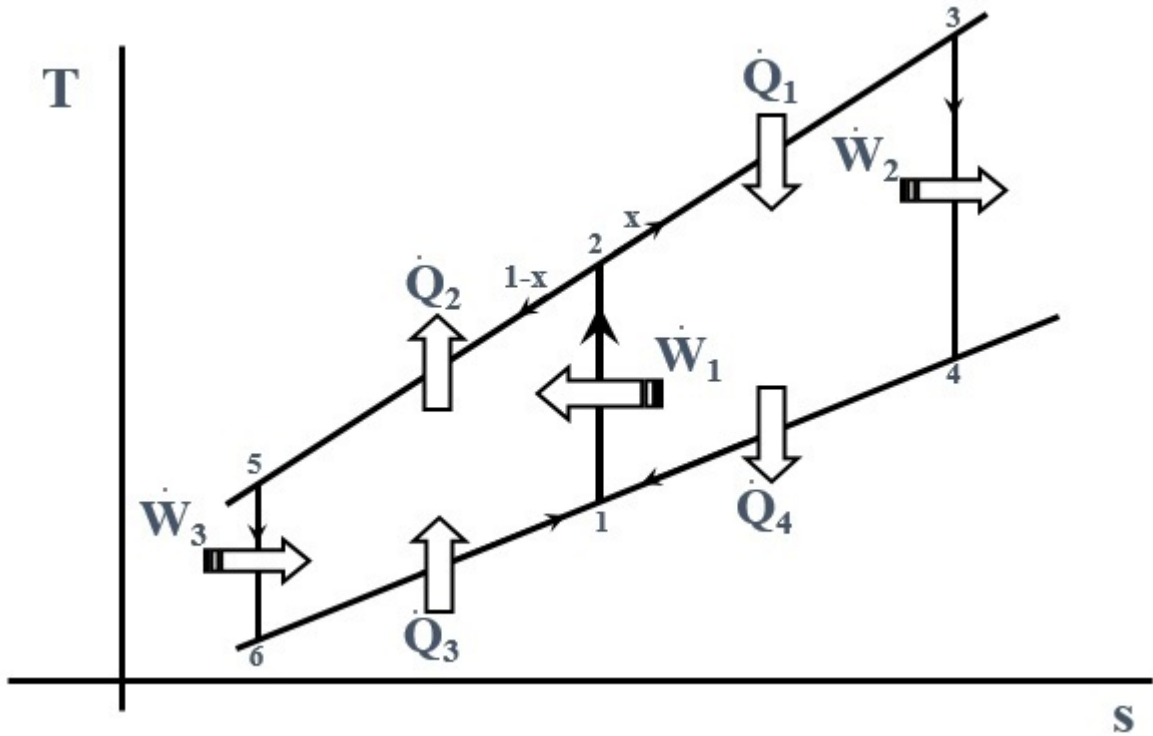
- Estudo de caso utilizando o TAR em um outro local que necessita de calor e frio em seus processos, analisando o custo nesse lugar e comparando com o do TAR.

REFERÊNCIAS

- [1] STOECKER, W. F.; JONES, J.W.; Refrigeração e Ar Condicionado. Editora McGraw-Hill. 1985;
- [2] COHEN, H.; ROGERS, G.F.C.; SARAVANAMUTTOO, H.I.H.; Gas Turbine Theory. 4th Edition. Longman Group Limited. 1996.
- [3] ALVES, M. A. C.; Transitório Não Adiabático de Turbinas a Gás; Tese de Doutorado, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP, 2003.
- [4] INSTITUTO DE LACTICÍNIOS CÂNDIDO TOSTES (ILCT). Endereço: Rua Tenente Luís de Freitas, 116 - Santa Terezinha, Juiz de Fora.
- [5] BARBOSA, J.R.; BRINGHENTI, C.; Simulação Numérica do Desempenho de Turbinas a Gás. XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica. 1999.
- [6] ÇENGEL, Y.A.; GHAJAR, A.J.; Transferência de Calor e Massa: Uma Abordagem Prática . 4ª Edição. AMGH Editora Ltda. 2012.
- [7] MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N.; Princípios de Termodinâmica Para Engenharia. 7ª ed. Editora LTC. 2013.
- [8] CARVALHO, H.M.; Desenvolvimento de um Modelo Matemático para Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás de um Eixo. Tese de Mestrado na Universidade Federal de Itajubá. 2006.
- [9] COMPUTER AIDED THERMODYNAMIC TABLES 3 - CATT 3.
- [10] ELETROBRÁS, Eficiência Energética no Uso de Vapor. Centrais Elétricas Brasileiras, PROCEL Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica.
- [11] MORRIS, A.; Temperatura da chama adiabática. Disponível em: <<http://revistaih.com.br/temperatura-da-chama-adiabatica/>> Acesso em 15 de Maio de 2017.
- [12] FOGÁS, Propriedade do GLP. Disponível em: <<https://fogas.com.br/seguranca/propriedade-glp>>. Acesso em 15 de Maio de 2017.
- [13] KOTAS, T.J.; The exergy method of thermal plant analysis. Reprint Edition. Florida, USA, Krieger Publishing Company. 1995.
- [14] ZIGMANTAS, P.V.M.; Simulação de sistemas de simples estágios de refrigeração por compressão de vapor.2006.
- [15] LIQUIGÁS, Questionamentos Técnicos. Disponível em: <<https://www.liquigas.com.br>>. Acesso em 15 de Maio de 2017.
- [16] CEMIG, Valores de tarifas e serviços. Disponível em: <https://www.cemig.com.br/pt-br/atendimento/Paginas/valores_de_tarifa_e_servicos.aspx>. Acesso em 15 de Maio de 2017.

- [17] ANP, Sistema de Levantamento de Preços. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo_Por_Estado_Municipio.asp>. Acesso em 15 de Maio de 2017.
- [18] BRUNETTI, F.; Motores de Combustão Interna. Volume 1. 1ª Edição. Editora Blucher. 2012.
- [19] SERGÁS. Disponível em: <<http://www.sergipegas.com.br/gnv/>>. Acesso em 15 de Maio de 2017.
- [20] COPERGÁS. Disponível em: <<https://www.copergas.com.br/produtos/veicular/>>. Acesso em 15 de Maio de 2017.
- [21] BALDASSIN, R.J.; CORTEZ, L.A.B.; JORDAN, R.A.; LUCAS, J.J; NEVES, L.C.F; PACCO, H.C.; Consumo de Energia Elétrica de um Laticínio Tipo "A" e Estudo de Racionalização do Uso de Energia Elétrica nos Processos de Resfriamento de Leite e Aquecimento de Água: Um Estudo de Caso. Proceedings of the 5th Encontro de Energia no Meio Rural, 2004.
- [22] CORTEZ, L.A.B.; JORDAN, R.A.; LUCAS, J.J; NEVES, L.C.F; Desenvolvimento de uma Bomba de Calor Água-Água Acionada a Biogás para Utilização em Processos de Aquecimento e Resfriamento em Laticínios Visando a Racionalização de Energia no Nível de Produção Leiteira. Proceedings of the 4th Encontro de Energia no Meio Rural, 2002.
- [23] KAWANO, B.R; Otimização na Indústria de Laticínios: Oportunidades de Eficiência Energética e Econômica. Tese de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, 2012.
- [24] VIEIRA, S.; Estudo de Configurações de Sistemas Térmicos de Geração de Energia Elétrica Através da Análise de Exergia e de Termoeconomia. Tese de Mestrado, Universidade de São Paulo, 1997.

APÊNDICE A – Deduções do Ciclo Padrão.



Calculando as vazões de massa desviadas (x) e $(1-x)$ em função das razões de temperaturas, partindo dos trabalhos dos componentes:

$$\dot{W}_1 = \dot{W}_2 + \dot{W}_3 \quad (\text{A.1})$$

Os trabalhos, como se utiliza o ar como fluido de trabalho, são definidos utilizando as equações (3.1) e (3.2), como:

$$\dot{W}_1 = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) \quad (\text{A.2})$$

$$\dot{W}_2 = x\dot{m}c_p(T_3 - T_4) \quad (\text{A.3})$$

$$\dot{W}_3 = (1 - x)\dot{m}c_p(T_5 - T_6) \quad (\text{A.4})$$

Substituindo na equação (4.5) e resolvendo:

$$\dot{m}c_p(T_2 - T_1) = x\dot{m}c_p(T_3 - T_4) + (1 - x)\dot{m}c_p(T_5 - T_6) \quad (\text{A.5})$$

$$(T_2 - T_1) = x(T_3 - T_4) + (1 - x)(T_5 - T_6) \quad (\text{A.6})$$

$$T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = xT_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) + (1 - x)T_5 \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right) \quad (\text{A.7})$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = x \frac{T_3}{T_1} \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) + (1 - x) \frac{T_5}{T_1} \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right) \quad (\text{A.8})$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = xt \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) + (1 - x) \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right) \quad (\text{A.9})$$

$$a - 1 = (xt - x + 1) \left(\frac{a - 1}{a} \right) \quad (\text{A.10})$$

$$a = xt - x + 1 \quad (\text{A.11})$$

Logo, a massa desviada (x) para o TA é:

$$x = \frac{a - 1}{t - 1} \Rightarrow x = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} \quad (\text{A.12})$$

E a massa desviada (1-x) para o TR:

$$(1 - x) = \frac{t - a}{t - 1} \Rightarrow (1 - x) = \frac{T_3 - T_2}{T_3 - T_1} \quad (\text{A.13})$$

Com as equações das massas desviadas é possível substituir nas equações dos trabalhos, (4.6) a (4.8), para defini-los em função das temperaturas:

$$\dot{W}_1 = \dot{m}c_p(T_2 - T_1) \Rightarrow \frac{\dot{W}_1}{\dot{m}c_pT_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = a - 1 \quad (\text{A.14})$$

$$\dot{W}_2 = x\dot{m}c_p(T_3 - T_4) = x\dot{m}c_pT_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right) = \frac{a - 1}{t - 1} \dot{m}c_pT_3 \left(1 - \frac{1}{a} \right) \quad (\text{A.15})$$

$$\frac{\dot{W}_2}{\dot{m}c_pT_1} = \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{(a - 1)^2}{a(t - 1)} \right) \Rightarrow \frac{\dot{W}_2}{\dot{m}c_pT_1} = t \left(\frac{(a - 1)^2}{a(t - 1)} \right) \quad (\text{A.16})$$

$$\dot{W}_3 = (1 - x)\dot{m}c_p(T_5 - T_6) = (1 - x)\dot{m}c_pT_5 \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right) = \frac{t - a}{t - 1} \dot{m}c_pT_5 \left(1 - \frac{1}{a} \right) \quad (\text{A.17})$$

$$\frac{\dot{W}_3}{\dot{m}c_p T_1} = \left(\frac{(t-a)(a-1)}{a(t-1)} \right) \quad (\text{A.18})$$

As trocas de calor envolvidas nos processos também podem ser determinadas utilizando a equação (3.5) e as equações das massas desviadas, (4.16) e (4.17):

$$\dot{Q}_1 = x\dot{m}c_p(T_3 - T_2) \quad (\text{A.19})$$

$$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}c_p T_1} = \frac{a-1}{t-1} \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} \right) = \frac{a-1}{t-1}(t-a) \quad (\text{A.20})$$

$$\dot{Q}_2 = (1-x)\dot{m}c_p(T_2 - T_5) \quad (\text{A.21})$$

$$\frac{\dot{Q}_2}{\dot{m}c_p T_1} = \frac{t-a}{t-1} \left(\frac{T_2}{T_1} - \frac{T_5}{T_1} \right) = \frac{t-a}{t-1}(a-1) \quad (\text{A.22})$$

$$\dot{Q}_3 = (1-x)\dot{m}c_p(T_1 - T_6) \quad (\text{A.23})$$

$$\frac{\dot{Q}_3}{\dot{m}c_p T_1} = \frac{t-a}{t-1} \left(\frac{T_1}{T_1} - \frac{T_6}{T_1} \right) = \frac{t-a}{t-1} \left(1 - \frac{T_6}{T_5} \right) \quad (\text{A.24})$$

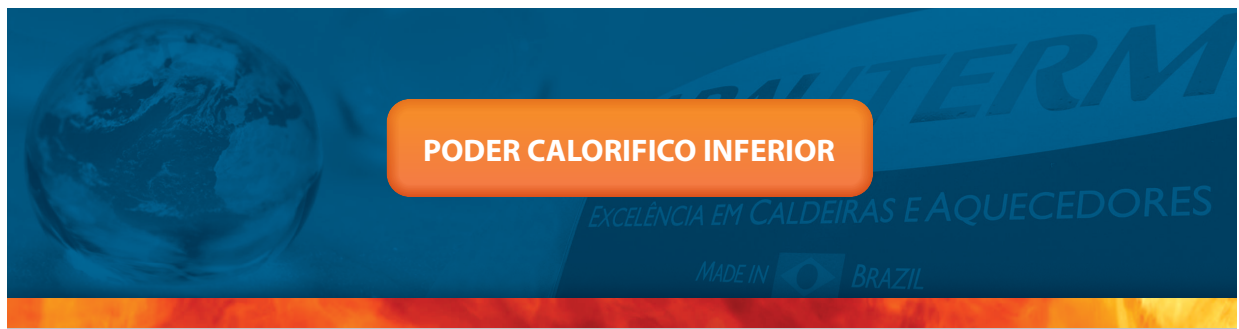
$$\frac{\dot{Q}_3}{\dot{m}c_p T_1} = \frac{t-a}{t-1} \left(1 - \frac{1}{a} \right) = \frac{t-a}{t-1} \left(\frac{a-1}{a} \right) \quad (\text{A.25})$$

$$\dot{Q}_4 = x\dot{m}c_p(T_4 - T_1) \quad (\text{A.26})$$

$$\frac{\dot{Q}_4}{\dot{m}c_p T_1} = \frac{a-1}{t-1} \left(\frac{T_4}{T_1} - \frac{T_1}{T_1} \right) = \frac{a-1}{t-1} \left(\frac{T_4 T_3}{T_3 T_1} - 1 \right) \quad (\text{A.27})$$

$$\frac{\dot{Q}_4}{\dot{m}c_p T_1} = \frac{a-1}{t-1} \left(\frac{t}{a} - 1 \right) = \frac{a-1}{t-1} \left(\frac{t-a}{a} \right) \quad (\text{A.28})$$

APÊNDICE B – Tabela de poder calorífico inferior (PCI).



PODER CALORIFICO INFERIOR

COMBUSTÍVEL	Pci	COMBUSTÍVEL	Pci
Álcool de cana	5.500 kcal/l	Gás natural	9.000 kcal/m ³
Aparas vinilo	6.300 kcal/kg	Lascas de madeira	3.300 kcal/kg
Bagaço de cana (20% água)	3.200 kcal/kg	Lenha (40% água)	2.400 kcal/kg
Bagaço de cana (50% água)	1.800 kcal/kg	Lenha (seca) (12% água)	3.800 kcal/kg
Bambô (10% água)	3.700 kcal/kg	Madeira de caixotes	3.800 kcal/kg
Borra de café	1.570 kcal/kg	Madeira muito seca	4.800 kcal/kg
Carvão de babaú	7.000 kcal/kg	Madeira de pinho (seca ao ar)	3.500 kcal/kg
Carvão mineral-Cambul/PR	6.200 kcal/kg	Madeira verde	2.500 kcal/kg
Carvão mineral-Charqueadas/RS	3.100 kcal/kg	Óleo combustível 1A	9.550 kcal/kg
Carvão mineral-Mina do Leão/RS	4.200 kcal/kg	Óleo combustível 2A	9.431 kcal/kg
Carvão mineral-Tubarão/SC	4.500 kcal/kg	Óleo combustível 3A	9.388 kcal/kg
Carvão vegetal	7.500 kcal/kg	Óleo combustível 4A	9.291 kcal/kg
Casca árvore	2.200 kcal/kg	Óleo combustível 7A	9.290 kcal/kg
Casca algodão	3.000 kcal/kg	Óleo de algodão	8.050 kcal/l
Casca de amêndoa dendê	4.800 kcal/kg	Óleo de amendoim	8.000 kcal/l
Casca de arroz (12% água)	3.300 kcal/kg	Óleo de babaçu	7.770 kcal/l
Casca de babaçu	4.000 kcal/kg	Óleo de soja	8.125 kcal/l
Casca de cacau (8% água)	3.900 kcal/kg	Óleo diesel	8.466 kcal/l
Casca de café	3.800 kcal/kg	Palha de amendoim (12% água)	3.100 kcal/kg
Casca de caju	4.700 kcal/kg	Palha de trigo (20% água)	3.200 kcal/kg
Casca de côco	4.000 kcal/kg	Papel	4.200 kcal/kg
Casca de eucalipto	3.750 kcal/kg	Píche alcatrão	8.600 kcal/kg
Casca de tanino (68% água)	800 kcal/kg	Pó de linho	4.000 kcal/kg
Casa de soja	3.300 kcal/kg	Pó de madeira fino (seco)	4.000 kcal/kg
Cavaco (eucalipto)	4.300 kcal/kg	Pó de madeira grosso (seco)	4.200 kcal/kg
Cavacos de pinho	2.500 kcal/kg	Pó tabaco	2.300 kcal/kg
Coque de gás	5.400 kcal/kg	Querosene	8.300 kcal/l
Coque de lenha	7.600 kcal/kg	Recortes de couro (14% água)	4.400 kcal/kg
Coque metalúrgico	7.200 kcal/kg	Resíduos de juta	3.800 kcal/kg
Fibras de palmeira (48% água)	2.000 kcal/kg	Restos de borracha	4.000 kcal/kg
Fibras de palmito	3.800 kcal/kg	Sementes de girassol (9,5% água)	4.300 kcal/kg
Filme polietileno	5.600 kcal/kg	Serragem de pinho (40% água)	2.000 kcal/kg
Gás de água	4.000 kcal/m ³	Serragem seca (20% água)	3.500 kcal/kg
Gás de água carburetado	6.000 kcal/m ³	Serragem + Cepilho (seco)	4.600 kcal/kg
Gás alto forno	700 kcal/m ³	Sisal (11% água)	3.400 kcal/kg
Gás de biodigestor (biogás)	5.000 kcal/m ³	Sobra de serraria (pinho)	4.160 kcal/kg
Gás de coqueira	4.300 kcal/m ³	Tecido nylon	7.300 kcal/kg
Gás de gasogênio	1.260 kcal/m ³	Trapos de pano	4.200 kcal/kg
Gás de nafta	4.750 kcal/m ³	Turfa (seca ao ar 25 a 6% água)	3000-5000 kcal/kg
Gás GLP (50%)	11.200 kcal/kg		

APÊNDICE C – Informação das Características dos Sistemas de Refrigeração da Delta Frio.

Modelo	Capacidade (Kcal/h)							
	Temperatura de evaporação							
	0°C	-5°C	-10°C	-15°C	-20°C	-25°C	-30°C	-35°C
DF 15.15	502	465	449	424	404	385	370	364
DF 15.17	866	793	759	708	672	640	618	609
DF 15.19	1298	1176	1109	1024	966	917	883	871
DF 15.25	1523	1375	1298	1199	1131	1075	1036	1022
DF 15.27	2583	2418	2299	2134	1989	1875	1790	1744
DF 15.29	3372	3142	2960	2761	2628	2508	2387	2296
DF 15.37	4149	3871	3643	3400	3214	3039	2892	2784
DF 15.39	5152	4777	4454	4159	3918	3633	3388	3189
DF 15.47	5549	5156	4813	4459	4174	3891	3637	3434
DF 15.49	6779	6317	5953	5556	5297	5060	4832	4659
DF 15.59	8673	8062	7556	7045	6743	6314	5969	5719
DF 15.69	10410	9643	9003	8538	7928	7376	6901	6523
DF 15.79	12111	11269	10582	9824	9460	8912	8457	8149
DF 15.89	13949	12964	12127	11407	10783	10080	9507	9078

APÊNDICE D – Termo de Compromisso.**UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
FACULDADE DE ENGENHARIA****Termo de Declaração de Autenticidade de Autoria**

Declaro, sob as penas da lei e para os devidos fins, junto à Universidade Federal de Juiz de Fora, que meu Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Graduação em Engenharia Mecânica é original, de minha única e exclusiva autoria. E não se trata de cópia integral ou parcial de textos e trabalhos de autoria de outrem, seja em formato de papel, eletrônico, digital, áudio-visual ou qualquer outro meio.

Declaro ainda ter total conhecimento e compreensão do que é considerado plágio, não apenas a cópia integral do trabalho, mas também de parte dele, inclusive de artigos e/ou parágrafos, sem citação do autor ou de sua fonte.

Declaro, por fim, ter total conhecimento e compreensão das punições decorrentes da prática de plágio, através das sanções civis previstas na lei do direito autoral¹ e criminais previstas no Código Penal², além das cominações administrativas e acadêmicas que poderão resultar em reprovação no Trabalho de Conclusão de Curso.

Juiz de Fora, 07 de Julho de 2017.

Eduardo Barezzi de Almeida – Discente
Matrícula: 201265289M – CPF: 118.807.116-56

¹ LEI N° 9.610, DE 19 DE FEVEREIRO DE 1998. Altera, atualiza e consolida a legislação sobre direitos autorais e dá outras providências.

² Art. 184. Violar direitos de autor e os que lhe são conexos: Pena – detenção, de 3 (três) meses a 1 (um) ano, ou multa.

APÊNDICE E – Declaração da Empresa.**Declaração**

Declaro para os devidos fins, que Eduardo Barezzi de Almeida possui autorização para divulgar o nome da empresa Instituto de Laticínios Cândido Tostes bem como dados não confidenciais na elaboração do seu trabalho de conclusão de curso apresentado a Faculdade de Engenharia da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Juiz de Fora, 07 de Julho de 2017.

Cláudio Furtado Soares