

# **PROJETO DE GRADUAÇÃO**

## **SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

Por  
**André Neves de Moraes**

**Brasília, 29 de janeiro de 2012**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM CICLO DE  
REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO**

POR

**André Neves de Moraes**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção  
do grau de Engenheiro Mecânico.

**Banca Examinadora**

Prof. João Manoel Dias Pimenta,  
UnB/ ENM (Orientador)

---

Prof. Armando Caldeira-Pires  
UnB/ ENM

---

Prof. Mário Benjamim B. de Siqueira  
UnB/ ENM

---



## **Agradecimentos**

*Agradeço ao Prof. João Pimenta pela orientação sem a qual este trabalho não seria possível, ao Departamento de Engenharia Mecânica pela oportunidade de apresentar o projeto nesta data, aos amigos pelo suporte e amizade e à família pelo apoio prestado durante a confecção deste.*

*André Neves de Moraes*

---

## RESUMO

Este projeto de graduação apresenta um esforço no desenvolvimento e aprimoramento de códigos numéricos para simular ciclos de refrigeração por absorção. Iniciamos este trabalho realizando uma revisão bibliográfica abordando os avanços tecnológicos dos ciclos por absorção nos últimos anos. Em seguida, revisamos o modelo padrão de simulações numéricas usado atualmente, composto de equações de balanço de massa e energia. É proposta uma alternativa para as previsões da transferência de calor em cada componente do ciclo, abordando os fatores físicos envolvidos em cada parte do circuito. Para a simulação dos códigos gerados é considerada a possibilidade de acoplar o sistema a um caminhão frigorífico, usando o calor despejado pelos gases de escape no gerador do ciclo a absorção. São apresentados os resultados obtidos para o gerador, condensador e evaporador deste ciclo hipotético, em seguida, é analisada a viabilidade de tal sistema.

Nossas simulações foram realizadas usando o programa EES, "Engineering Equation Solver", enquanto as rotinas utilizadas para o motor a diesel são da Plataforma FORTRAN

---

## ABSTRACT

This paper presents an effort in the development and improvement of numerical codes to simulate absorption refrigeration cycles. We began this work by performing a bibliographic review addressing the technological advances of absorption cycles in recent years. We then reviewed the standard model of numerical simulations currently in use, consisting of conservation equations of mass and energy. It is proposed an alternative to the predictions of heat transfer in each component of the cycle, addressing the physical factors involved in each part of the circuit. For the simulation of our codes is considered the possibility of attaching the system to a refrigerated lorry, using the heat rejected by the exhaust in the generator of our absorption cycle. The results obtained for the generator, condenser and evaporator of this hypothetical cycle are presented and then it is analyzed the feasibility of such system.

Our simulations were performed using the software ESS, "Engineering Equation Solver", while the routines used for the diesel engine were made in the platform FORTRAN

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 - Importância do Estudo.....	1
1.2 - Revisão Bibliográfica e Estado da Arte.....	1
1.3 - Objetivos.....	4
1.4 - Metodologia .....	4
1.5 - Organização do Trabalho .....	5
<b>2 REVISÃO TEÓRICA .....</b>	<b>6</b>
2.1 - Ciclos de Refrigeração por Absorção .....	6
2.2 - Princípio de Funcionamento .....	7
2.3 - Transferência de Calor em um Ciclo Básico de Absorção.....	8
2.4 - Trocador de Calor.....	10
2.5 - Controle de Capacidade de Refrigeração.....	11
2.6 - Motores de combustão interna – Ciclo Diesel .....	11
2.7 - Sistemas Comerciais.....	13
<b>3 MODELO NUMÉRICO DOS COMPONENTES .....</b>	<b>15</b>
3.1 - Definição do Sistema.....	15
3.2 -Análise dos Componentes do Ciclo .....	16
3.2.1 - Absorvedor .....	16
3.2.2 - Gerador.....	18
3.2.3 - Trocador de Calor .....	20
3.2.4 - Condensador .....	22
3.2.5 - Válvulas de Expansão e Reguladora de Pressão .....	24
3.2.6 - Evaporador .....	25
3.3 - Motor de Combustão Interna .....	27
<b>4 RESULTADOS.....</b>	<b>30</b>
4.1 - Gerador .....	30
4.1.1 - Temperatura de entrada dos gases de combustão.....	31
4.1.2 - Comprimento dos tubos do Gerador.....	32
4.1.3 - Número de tubos no feixe.....	35
4.1.4 - Diâmetro dos dutos.....	37
4.2 - Condensador .....	38
4.2.1 - Vazão de refrigerante .....	40
4.2.2 - Vazão de ar insuflado no condensador.....	41
4.2.3 - Temperatura do ar ambiente .....	42
4.2.4 - Perda de carga .....	43
4.3 - Evaporador.....	43
<b>5 CONCLUSÕES.....</b>	<b>45</b>
5.1 - Conclusão.....	45
5.2 - Objetivos Futuros .....	46
<b>6 BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>47</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>49</b>

## LISTA DE FIGURAS

2.1	Ciclo de refrigeração padrão.....	6
2.2	Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração. ....	7
2.3	(a) O processo de absorção gerando resfriamento .....	7
	(b) O processo de separação de refrigerante. ....	7
2.4	Unidade de absorção básica .....	9
2.5	Sistema de absorção com trocador de calor. ....	10
2.6	Ciclo-padrão a ar Diesel.....	12
2.7	Chiller comercial de absorção de simples efeito .....	13
3.1	Sistema de refrigeração a ser estudado .....	14
3.2	Fluxograma do funcionamento do código principal .....	16
3.3	Configuração exemplo de um absorvedor .....	16
3.4	Representação esquemática do Absorvedor.....	17
3.5	Representação esquemática do Gerador .....	18
3.6	Exemplo construtivo do gerador .....	20
3.7	Representação esquemática do Trocador de Calor.....	20
3.8	Representação esquemática do Condensador .....	22
3.8	Disposição dos dutos do condensador.....	23
3.10	Exemplo de Condensador .....	24
3.11	Representação esquemática da Válvula de Expansão VEI.....	24
3.12	Representação esquemática da Válvula de Expansão VEII.....	25
3.13	Representação esquemática do Evaporador .....	25
3.14	Exemplo de evaporador .....	26
3.15	Representação esquemática da Bomba Hidráulica .....	27
3.16	Fluxograma do funcionamento de um motor .....	28
3.17	Pressão x Volume de um ciclo do motor.....	28
3.18	Fluxograma de funcionamento do código no Toolkit .....	29
4.1	Modelo de gerador simulado .....	29
4.2	Transferência de calor como função da temperatura dos gases de escape.....	31
4.3	Calor trocado em função do comprimento do gerador.....	32
4.4	Perda de carga em função do comprimento dos tubos .....	33
4.5	Temperatura de saída dos gases como função do comprimento do gerador .....	34
4.6	Calor trocado como função do número de tubos .....	35
4.7	Perda de carga como função do número de tubos no feixe .....	36
4.8	Perda de carga em função do diâmetro.....	37
4.9	Calor transferido como função da vazão de refrigerante .....	39
4.10	Calor transferido como função da vazão de ar insuflado no condensador .....	40
4.11	Calor transferido como função da temperatura atmosférica .....	41
4.12	Perda de carga como função do diâmetro .....	42

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Gerais

$A$	Área total de troca de calor disponível no componente	[m <sup>2</sup> ]
$C_{\min}$	Menor taxa de capacidade calorífica	[W/K]
$c_p$	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
$COP$	Coefficiente de performance	[-]
$h$	Entalpia da solução no ponto especificado	[J/kg]
$h_{lv}$	Calor latente de vaporização	[J/kg]
$h_{\min}$	Entalpia mínima para que não ocorra cristalização	[J/kg]
LMTD	Média logarítmica de temperatura	[° C]
$\dot{m}$	Vazão mássica de solução no ponto especificado	[kg/s]
$NUT$	Número de unidades de transferência	[-]
$P_{evap}$	Pressão de evaporação no ciclo de absorção	[kPa]
$P_{cond}$	Pressão condensação no ciclo de absorção	[kPa]
$R_{comb/ar}$	Razão combustível ar	[-]
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor	[W]
$\dot{Q}_{\max}$	Máxima taxa de transferência de calor possível	[W]
$T$	Temperatura da solução no ponto especificado	[°C]
$U$	Coefficiente global de troca de calor	[kW/m <sup>2</sup> K]
$X$	Concentração de LiBr na solução no ponto especificado	[%]
$\dot{W}_b$	Potência consumida na bomba	[W]

### Símbolos Gregos

$\Delta$	Varição entre duas grandezas	[-]
$\varepsilon$	Efetividade do trocador de calor	[-]
$\rho$	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosidade absoluta	[kg/s.m]
$\nu$	Viscosidade cinemática	[m <sup>2</sup> /s]
$\alpha$	difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]



## **Subscritos**

<i>ab</i>	absorvedor
<i>cd</i>	condensador
comb	combustível
<i>ev</i>	evaporador
<i>g</i>	gás
<i>ge</i>	gerador
<i>ga</i>	gerador de alta
<i>gb</i>	gerador de baixa
<i>e</i>	entrada
<i>qu</i>	queimador
<i>s</i>	saída
<i>tc</i>	trocador de calor
<i>tr</i>	torre
<i>ta</i>	trocador de alta
<i>tb</i>	trocador de baixa
<i>s</i>	solução
<i>v</i>	vapor

## **Siglas**

VEI	Válvula de expansão I
VEII	Válvula de expansão II

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Importância do Estudo

Atualmente, máquinas por compressão a vapor dominam o mercado de sistemas de refrigeração no mundo. No entanto, devido às mais recentes preocupações com a preservação do meio ambiente e de uso racionado de energia, existe o interesse na busca de novas soluções para atender à demanda global por produção de frio.

É nesse cenário que os sistemas por absorção, ou “movidos a calor”, aparecem como alternativa viável para esses problemas. Com sua primeira aplicação industrial durante o séc. XIX, esses sistemas caíram em desuso frente às máquinas a compressão de vapor. O desenvolvimento de CFCs, avanço nos modelos de compressores e barateamento da energia são algumas das razões da predominância de ciclos por compressão. Entretanto, nos últimos anos esse cenário vem se alterando devido à crescente preocupação com o ambiente, causando a retomada das pesquisas em sistemas a absorção e sua possível aplicação como solução para esses problemas.

Outra vantagem marcante é que, mesmo possuindo coeficientes de performance (COP) bem inferiores aos sistemas por compressão a vapor (cerca de cinco vezes menores), as máquinas a absorção podem funcionar movidas a calor residual de outras fontes, ou seja, aproveitando a energia que de outra maneira seria descartada. Dessa forma, podemos encarar que a energia necessária para tocar o ciclo a absorção é, nesses casos, gratuita. Por isso, há economia de energia, pois não é mais necessária a potência que seria gasta para fazer funcionar os compressores em ciclos por compressão de vapor.

Nesse contexto, esse projeto de graduação pretende apresentar estudos para aprimorar os modelos numéricos de sistemas por absorção, apresentando alternativas para a simulação dos componentes desses ciclos. Será estudado um sistema de refrigeração de simples efeito que usa o par água-brometo de lítio ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ) como fluido de trabalho.

## 1.2 Revisão Bibliográfica e Estado da Arte

As origens da tecnologia de resfriamento por absorção remontam ao ano de 1850, quando os irmãos franceses Edmond e Ferdinand Carré desenvolvem a primeira máquina geradora de frio usando água e ácido sulfúrico como par refrigerante. Mais tarde, em 1859, introduzem o par água-amônia como alternativa ao uso do ácido sulfúrico. As máquinas propostas pelos Carré permanecem populares até o início do século XX, quando ciclos por compressão a vapor se tornam mais eficientes e causam a retirada dos sistemas de absorção do mercado.

Setenta anos mais tarde, na década de 1920, a Electrolux apresenta o primeiro sistema por absorção a ser construído em escala industrial. Ele visava atender à demanda de geração de frio em trailers e caravanas de viagem, onde não se possuía acesso à energia elétrica necessária para alimentar um ciclo por compressão a vapor. Em 1950, foi apresentado o brometo de lítio em conjunto com água como fluido de trabalho em escala industrial.

Nos últimos anos, houve uma renovação no interesse pelos ciclos por absorção, impulsionada principalmente pelas preocupações ambientais e com o aquecimento global. Novas pesquisas procuram substituir os ciclos de compressão a vapor por alternativas menos danosas ao meio ambiente.

Ghaddar, et al. (1996) realizaram um estudo sobre a aplicação de uma pequena unidade de absorção residencial. O ciclo utilizava como fluido de trabalho o par brometo de lítio-água e como fonte de energia o calor proveniente de coletores solares. As simulações foram feitas para todas as condições climáticas da cidade de Beirute, e os resultados mostraram que, para cada tonelada de refrigeração desejada, seria necessária uma área de 23,3 m<sup>2</sup> nos coletores e um tanque de armazenamento de água de 1000 litros. Esses cálculos foram feitos considerando que o ciclo operaria sete horas por dia.

Hammad e Habali (1999) projetaram uma cabine para estocar vacinas e remédios em áreas remotas. Para isso, utilizaram um ciclo de refrigeração por absorção de água – amônia. O coeficiente de performance do ciclo ficou entre 0.5 e 0.65; um concentrador solar estendeu a operação diária para 7 e a temperatura de operação ótima foi 120°C (COP = 0.65).

Joudi e Lafta (2000) realizaram a simulação numérica de um ciclo por absorção de simples efeito em regime permanente usando o brometo de lítio-água como fluido de trabalho. A simulação utiliza os balanços de massa e energia em cada componente do ciclo e as relações para transferência de calor em cada um. O ciclo é testado sob diferentes condições de operação e é analisado o coeficiente de desempenho, a eficiência de cada componente, entre outros fatores. Em seguida, é apresentado um novo modelo para o absorvedor, considerando transferência de massa em conjunto com a transferência de calor.

De Francisco et al (2002) desenvolveram e testaram um protótipo de uma unidade de absorção para operar em pequenas instalações rurais. O protótipo utilizava como fluido de trabalho amônia e água e como fonte de energia coletores solares. O objetivo era projetar um equipamento de refrigeração de 2 kW para áreas isoladas com alto nível de radiação solar. Os resultados obtidos foram razoáveis, apesar do sistema ter baixa eficiência.

Talbi e Agnew (2002) realizaram uma simulação da performance da combinação de um motor diesel com uma unidade de refrigeração por absorção. Foi feita a análise do aproveitamento do calor

dos gases da combustão para se resfriar o ar na entrada do motor, aumentando assim a eficiência e a potência obtida.

De Lucas, et. al. (2003) desenvolveram um programa computacional para simular o ciclo por absorção em várias condições de operação com utilização do sal  $\text{CHO}_2\text{K}$  associado ao LiBr, na proporção  $\text{CHO}_2\text{K}:\text{LiBr}=2:1$ , em fração mássica. O sal  $\text{CHO}_2\text{K}$  é citado na literatura por sua boa taxa de absorção, o que torna seu uso satisfatório no ciclo de absorção. O sal  $\text{CHO}_2\text{K}$  apresenta menor temperatura de cristalização, densidade e viscosidade em relação ao LiBr, além de possuir menor pressão de vapor, pH alcalino, menor toxicidade e ser biodegradável. O calor latente de absorção do  $\text{CHO}_2\text{K}$  é ainda menor que o do LiBr e é compatível quimicamente com outras combinações ou aditivos. O programa desenvolvido permitiu especificar fluidos de funcionamento diferentes em diferentes condições operacionais. A mistura de sais exigiu menor quantidade de calor para a diluição na solução o que fez reduzir a energia demandada no gerador e o calor rejeitado no absorvedor, tendo-se como consequência o aumento do COP em cerca de 12% para a alternativa  $\text{CHO}_2\text{K}:\text{LiBr}$  em relação ao LiBr. Outro benefício apresentado pela mistura de sais foi o baixo potencial para corrosão.

Mehrabian e Shahbeik (2004) desenvolveram um programa computacional para projeto e análise termodinâmica de uma URL (Unidade de Resfriamento de Líquido) por absorção de simples efeito, utilizando o par  $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$  como fluido de trabalho. Os resultados calculados pelo programa foram usados no estudo do efeito dos parâmetros de entrada na geometria, no desempenho do ciclo e na eficiência de acordo com a segunda lei da Termodinâmica. Aumentando-se a temperatura no evaporador e gerador ou reduzindo-se as temperaturas no condensador e gerador pode-se melhorar a eficiência do ciclo de acordo com a segunda lei da Termodinâmica.

Almeida (2006) desenvolveu estudo de metodologias para avaliação econômica de URL por ciclo de compressão e absorção. A metodologia elaborada pelo autor utilizava recursos de engenharia, análise de investimentos, matemática financeira e aspectos técnicos das instalações de ar-condicionado. Dos três cenários estudados, apenas um foi favorável ao emprego dos equipamentos de ciclo por absorção. A metodologia proposta pelo autor permitiu uma comparação adequada entre as alternativas de projetos objetivando a melhor escolha a partir de critérios financeiros.

Kim e Infante Ferreira (2008) estudaram um modelo analítico simplificado para chillers por absorção por simples efeito. Usando trocadores de calor compactos e a equação de Dühring, o funcionamento do ciclo foi proposto usando apenas relações quadráticas e cúbicas, cujas soluções possibilitam um estudo rápido e simples de cada ciclo. Outro ponto interessante é que esse modelo é relativamente independente de informações do fluido de trabalho, sendo necessárias apenas algumas propriedades físicas.

Todos os artigos citados anteriormente serviram como suporte para a realização deste projeto de graduação. Podemos citar, no entanto, como contribuições mais importantes os trabalhos realizados pelo Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração da Universidade de Brasília - LaAR/UnB,

notavelmente o projeto do aluno Rodrigo Ossemer (2003) e as dissertações de mestrado de Gustavo Almeida (2004) e Ênio Carvalho (2005). Esses trabalhos objetivavam a compilação de um código para a simulação de ciclos por absorção, usando-se principalmente das equações de conservação de energia e massa. O código desenvolvido por estes alunos serviu de base para a criação das rotinas descritas mais adiante neste trabalho de conclusão de curso.

### 1.3 Objetivos

Esse trabalho propõe o estudo de um sistema de refrigeração por absorção a simples efeito, usando o par água-brometo de lítio ( $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ) como fluido de trabalho. Dentro dessa proposta, destacam-se as seguintes metas:

- Modelagem e simulação numérica do ciclo em questão
- Proposta de um modelo com aproximação voltada aos fenômenos físicos em cada componente do ciclo
- Estudo da influência das dimensões de cada componente na transferência de calor e na operação do ciclo
- Estudo da viabilidade da implementação do ciclo utilizando os gases de escape de um motor diesel como fonte de calor no gerador

### 1.4 Metodologia

Iniciou-se este trabalho com uma revisão bibliográfica sobre o assunto, observando-se a importância e a aplicabilidade de sistemas de absorção. Em seguida realizou-se uma revisão de conceitos teóricos, onde foram estudados ciclos de refrigeração por absorção, com destaque para o funcionamento de cada componente do ciclo.

Partimos então para o desenvolvimento de códigos numéricos para cada componente do ciclo, com destaque para a física da transferência de calor. Criamos códigos para simular o funcionamento do gerador, condensador e evaporador, separadamente, pois dessa maneira podemos ter maior controle sobre o código e a influência de cada variável no seu desempenho.

Consideramos para efeito de testes a possibilidade de acoplar o ciclo de refrigeração em um caminhão frigorífico, usando o calor dos gases de escape como “força motriz” do sistema.

Com todos os códigos prontos, será feita a análise do ciclo procurando estudar a influência das dimensões de projeto de cada componente na geração de frio e em grandezas como o COP e a eficiência total.

## **1.5 Organização do Trabalho**

Este trabalho está dividido em 6 capítulos, sendo este primeiro uma introdução sobre o tema, abordando o estado da arte e realizando uma revisão bibliográfica, além de discorrer sobre a importância da pesquisa no campo da refrigeração por absorção.

No segundo capítulo, é feita uma abordagem sobre os conceitos teóricos envolvendo a refrigeração por absorção, os princípios de funcionamento do ciclo, como se dá a transferência de calor em cada componente e mostrando um sistema comercial atual.

No terceiro capítulo os códigos numéricos usados para cada parte do ciclo são explicados, tratando de cada equação e seu impacto na formatação das rotinas numéricas, além de uma breve explicação do modelo de motor a combustão utilizado.

No quarto capítulo, são mostrados e discutidos os resultados gerados pelos códigos desenvolvidos para cada componente do ciclo.

No quinto capítulo, finalizamos o trabalho e traçamos metas para curto e longo prazo, revisando as considerações e as conclusões extraídas deste projeto.

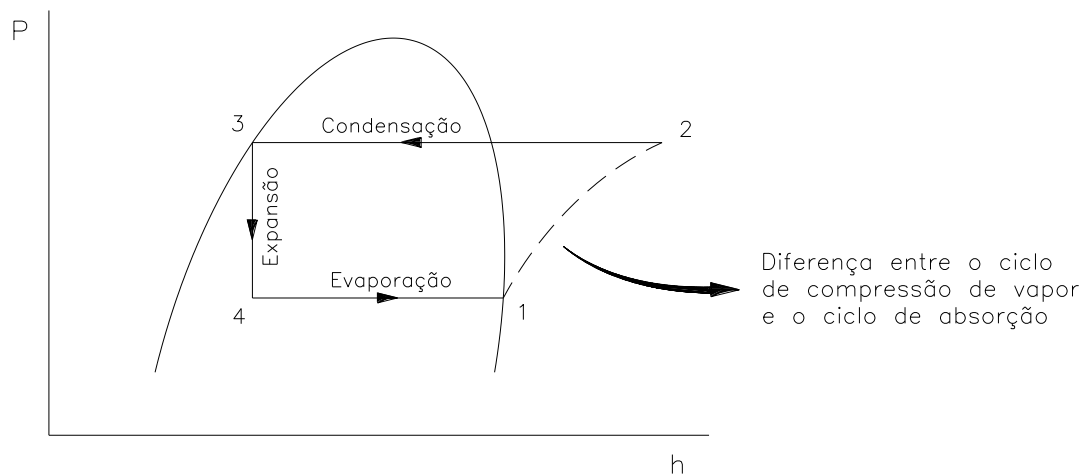
No sexto e último capítulo é mostrada a bibliografia na qual este trabalho se baseou.

Após a bibliografia, são disponibilizados em anexo os códigos usados nas simulações desse trabalho.

## 2 REVISÃO TEÓRICA

### 2.1 Ciclos de Refrigeração por Absorção

O ciclo de absorção é similar em certos aspectos ao ciclo de compressão de vapor (Stoecker, 1985). Os dois ciclos operam com um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador, a diferença é a maneira que o vapor de baixa pressão do evaporador será transformado em vapor de alta pressão para ser entregue ao condensador (Fig. 2.1).



O sistema de compressão de vapor utiliza um compressor para realizar o processo 1-2 mostrado na Fig. 2.1. Primeiro, o vapor em baixa pressão é coletado pelo absorvedor e misturado a uma solução absorvente. Em seguida, a pressão da mistura é elevada por uma bomba hidráulica para ser entregue ao gerador. No gerador do ciclo, é fornecido calor à mistura para provocar o desprendimento do vapor, agora à alta pressão.

O ciclo de compressão de vapor é descrito como um ciclo *operado a trabalho*, porque a pressão do refrigerante é elevada por um compressor. O ciclo de absorção, por outro lado, é referido como ciclo *operado a calor*, porque a maior parte do custo de operação é associada ao fornecimento de calor para liberar vapor do líquido no gerador.

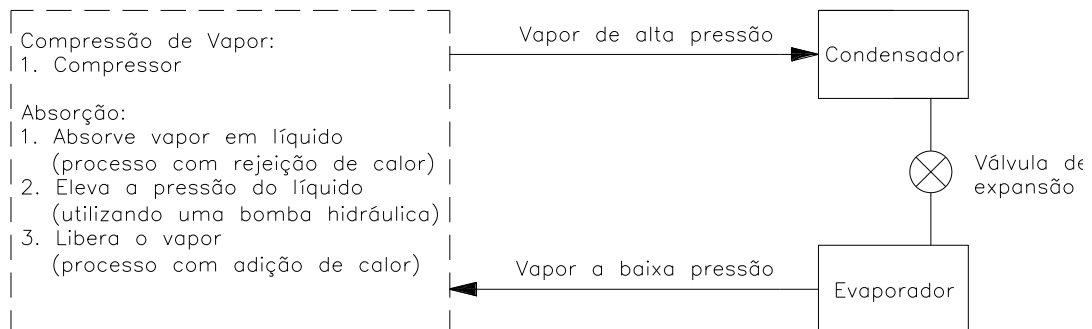


Figura 2.2 – Métodos para transformar vapor de baixa pressão em vapor de alta pressão em um sistema de refrigeração.

## 2.2 Princípio de Funcionamento

O fluido de trabalho de um sistema de refrigeração por absorção é uma solução binária constituída de refrigerante e absorvente. Na Fig. 2.3(a), dois vasos com vácuo são conectados. O vaso esquerdo contém refrigerante líquido e o direito contém uma solução de absorvente e refrigerante. A solução no vaso à direita irá absorver vapor de refrigerante vindo do vaso à esquerda causando uma redução na pressão. Enquanto o vapor de refrigerante é absorvido, a temperatura do refrigerante restante diminuirá como resultado da evaporação. Isto causa um efeito de refrigeração no vaso esquerdo. Ao mesmo tempo, a solução no vaso direito se torna mais diluída devido ao refrigerante absorvido. Este processo é chamado de “absorção”.

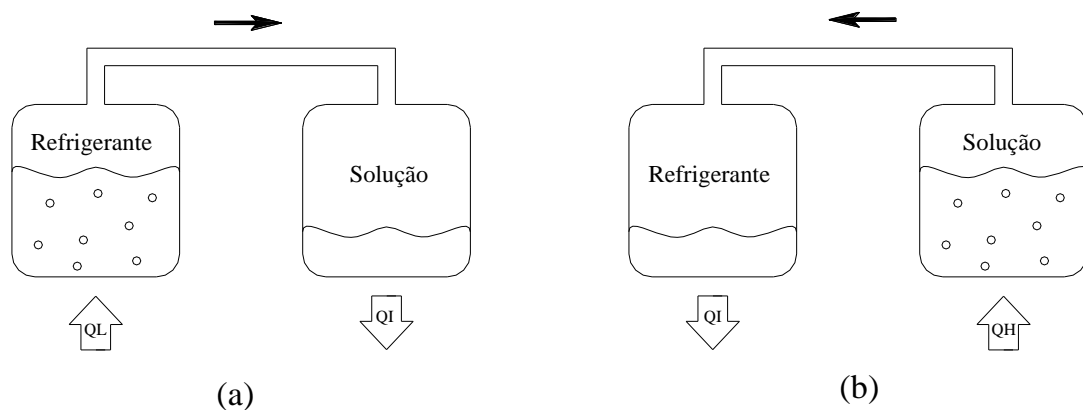




Figura 2.3 – (a) O processo de absorção ocorre no vaso à direita causando resfriamento do vaso à esquerda.  
(b) O processo de separação de refrigerante ocorre no vaso à direita como resultado de calor de uma fonte externa.

Este processo não acontece indefinidamente, pois em algum momento a solução absorvente estará saturada e não poderá receber mais vapor proveniente do refrigerante. Para não interromper a refrigeração, será necessário “renovar” a solução. Para isso é adicionado calor à solução saturada para provocar o desprendimento do vapor do refrigerante. Ao condensar, esse vapor fornece calor à vizinhança (Fig 2.3b) e o ciclo está pronto para ser reiniciado.

Com estes processos o efeito de refrigeração pode ser produzido usando-se energia na forma de calor. Entretanto, o efeito de refrigeração não pode ser continuamente produzido se estes processos não forem realizados simultaneamente. Um ciclo refrigeração por absorção é uma combinação destes dois processos. Como o processo de separação ocorre a uma pressão maior que o processo de absorção, é necessária uma bomba hidráulica para circular a solução.

A performance de um sistema de refrigeração por absorção é extremamente dependente das propriedades químicas e termodinâmicas do fluido de trabalho. Um requisito fundamental para uma combinação de absorvente / refrigerante é que, em fase líquida, estes precisam ser miscíveis na faixa de temperatura de operação do ciclo. Por razões de segurança, a mistura também deve ser quimicamente estável, não tóxica, não explosiva, não corrosiva e inofensiva ao meio ambiente. Adicionalmente, as seguintes características também são desejáveis:

- A diferença entre a temperatura de ebulição de refrigerante puro e de mistura, à mesma pressão, deve ser a maior possível.
- Refrigerante e absorvente devem ser de baixo custo, de fácil obtenção e de manutenção simples.

Muitos fluidos de trabalho são sugeridos na literatura, entretanto, os fluidos de trabalho mais comuns são soluções de água – amônia e brometo de Lítio – água.

### **2.3 Transferência de Calor em um Ciclo Básico de Absorção**

O ciclo de absorção básico é mostrado na Fig 2.4. O vapor de baixa pressão do evaporador é absorvido por uma solução líquida no absorvedor, que rejeita calor para a atmosfera. A bomba recebe o líquido de baixa pressão do absorvedor, eleva a sua pressão, e o entrega ao gerador. No gerador, calor de uma fonte de alta temperatura expulsa o vapor que tinha sido absorvido pela solução. A solução líquida retorna para o absorvedor por válvula redutora de pressão, cujo propósito é manter as diferenças de pressão entre o gerador e o absorvedor.

Os fluxos de calor nos componentes do ciclo ocorrem da seguinte forma: o calor de uma fonte a alta temperatura entra no gerador, causando o desprendimento do vapor absorvido pela mistura no absorvedor. Esse vapor, à alta pressão e alta temperatura, segue para o condensador onde rejeitará calor para a atmosfera e será liquefeito. O refrigerante líquido proveniente do condensador passa por uma válvula redutora de pressão, passando a assumir a pressão de baixa do ciclo. No evaporador, o líquido refrigerante irá retirar calor de um ambiente para gerar o resfriamento desejado do ciclo de absorção. Nesse processo, o refrigerante volta a se transformar em vapor, mas dessa vez em baixa pressão. Esse vapor deve ser absorvido pela solução para depois ser pressurizado ao nível de alta. Esse processo ocorre no absorvedor, com rejeição de calor para a atmosfera. Uma bomba hidráulica encaminha a solução para o gerador e o ciclo se reinicia.

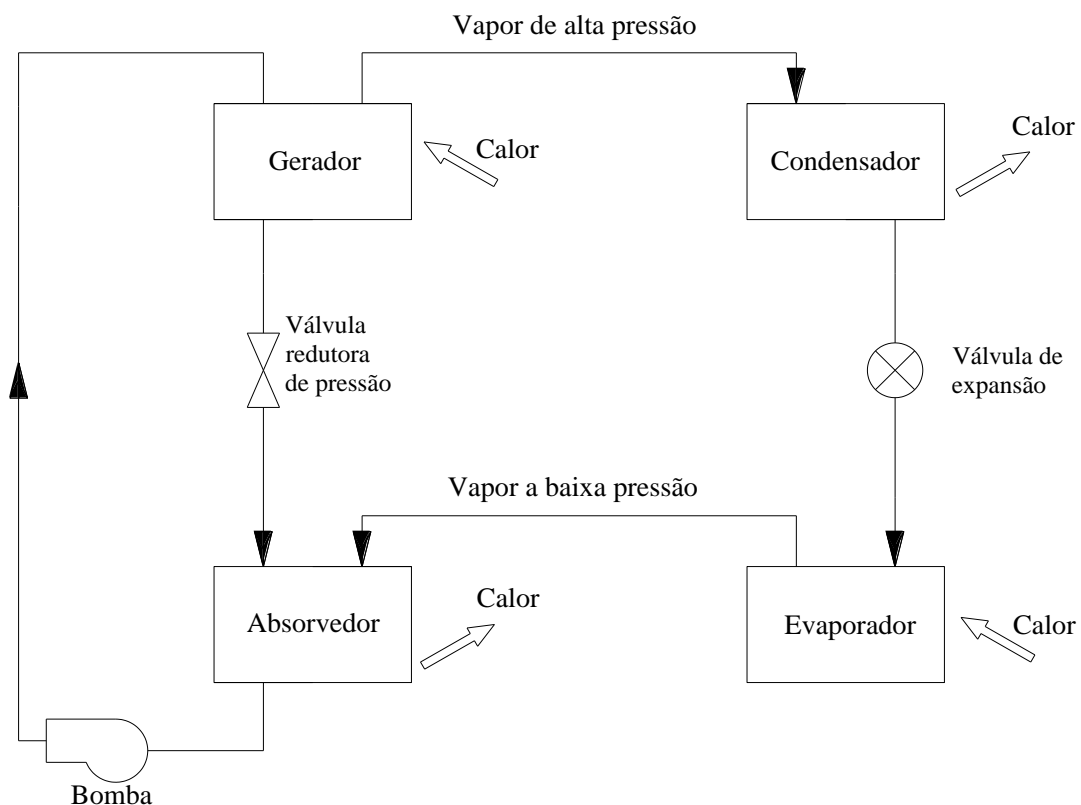


Figura 2.4 – Unidade de absorção básica.

O coeficiente de performance do ciclo de absorção  $COP$  é definido como:

$$COP = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} \quad (2.1)$$

Para um ciclo ideal operando com processos termodinamicamente reversíveis entre duas temperaturas (ciclo de Carnot) o COP pode ser calculado por:

$$COP_{ideal} = \frac{T_r(T_s - T_a)}{T_s(T_a - T_r)} \text{ (ciclo ideal)} \quad (2.2)$$

onde:

$T_r$  = Temperatura de refrigeração,  $T_s$  = Temperatura no gerador e  $T_a$  = Temperatura de rejeição de calor

## 2.4 Trocador de Calor

Um exame do ciclo de absorção e das temperaturas de operação no sistema revela que a solução que deixa a bomba está a uma temperatura mais baixa que a solução que entra na válvula redutora de pressão. Adicionar um trocador de calor ao ciclo entre as duas correntes de soluções aumenta a eficiência e a capacidade de refrigeração do ciclo.

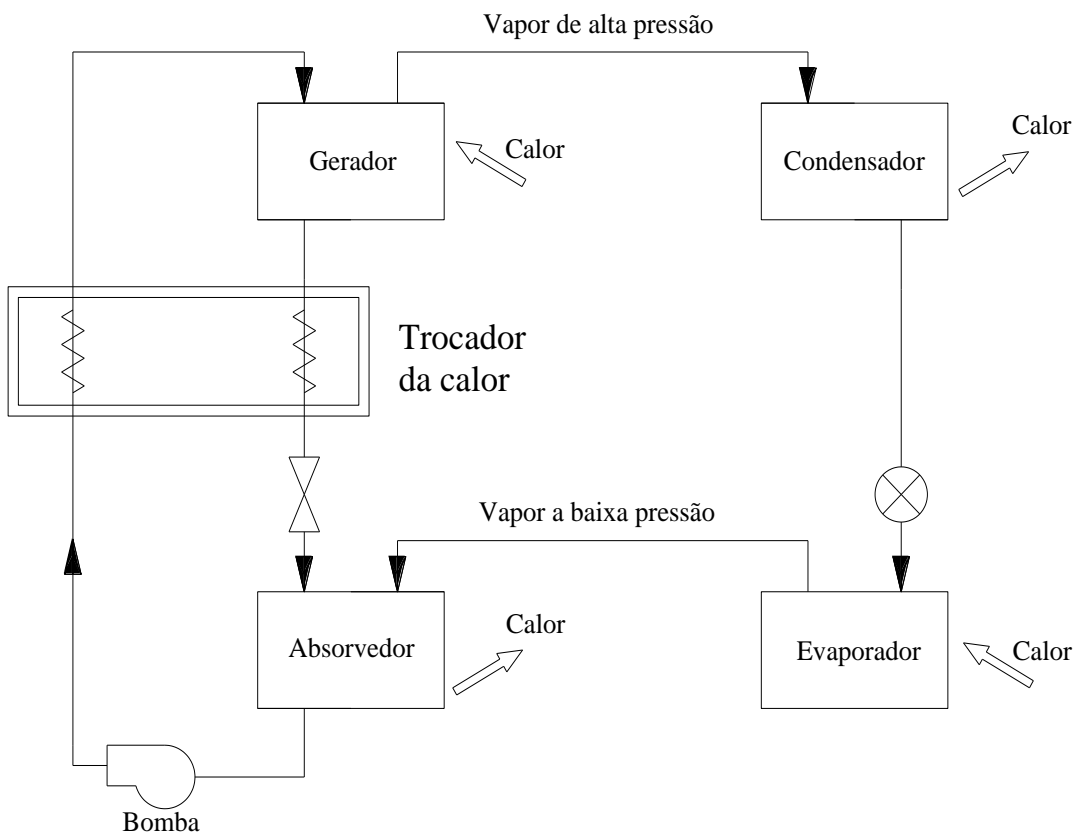


Figura 2.5 – Sistema de absorção com trocador de calor.

Esse trocador de calor é interessante por dois motivos: o primeiro é que, ao aumentar a temperatura da solução fraca que entra no gerador, reduzimos a quantidade de calor que seria necessário fornecer ao gerador para a liberação do vapor, aumentando o COP geral do ciclo. Simultaneamente, ao reduzir a temperatura da solução forte que é coletada pelo absorvedor, aumentamos a solubilidade do vapor, “facilitando” o trabalho do absorvedor.

## **2.5 Controle de Capacidade de Refrigeração**

A necessidade do controle de capacidade ocorre quando a carga de refrigeração sofre uma queda. Neste caso, a temperatura do fluido que deixa o evaporador diminuiria e a pressão do lado de baixa se reduziria, podendo chegar ao ponto que poderia ocorrer o congelamento da água refrigerante.

A maioria dos sistemas de controle nas unidades de absorção tenta manter constante a temperatura da água gelada que deixa o evaporador. Para cargas menores do que a plena carga de refrigeração, a capacidade de refrigeração da unidade de absorção precisa ser reduzida. Muitos métodos são disponíveis para se conseguir esta redução, mas o efeito líquido de todos eles é o de reduzir a vazão de refrigerante.

Como exemplo dos métodos mais empregados:

- Redução da vazão entregue pela bomba hidráulica ao gerador, reduzindo proporcionalmente o calor fornecido a este componente.
- Redução da temperatura no gerador, provocando uma diminuição do vapor de refrigerante gerado e conseqüentemente a capacidade de refrigeração do ciclo.
- Aumentando a temperatura no condensador, menos refrigerante em fase líquida será entregue ao evaporador, reduzindo sua capacidade.

## **2.6 Motores de combustão interna – Ciclo Diesel**

Os motores do ciclo Diesel são considerados como uma das máquinas térmicas mais eficientes e possuem uma vasta gama de utilização, desde motores automotivos até seu uso em centrais de geração de energia elétrica como motores estacionários, sendo um dos tipos de motores mais adequados para essas funções. Como exemplo de vantagens do ciclo Diesel, é possível trabalhar usando uma rotação fixa, alcançando bons rendimentos, além de ser possível empregar parâmetros de funcionamento fixo de modo a desempenhar um melhor rendimento volumétrico de combustão, emitindo menos poluentes e particulados.

Danesi e Almeida Jr. (2005), abordaram duas diferenças principais entre os motores do ciclo Otto e do ciclo Diesel:

1. O motor aspira e comprime apenas ar, trabalhando, desta forma, com uma queima difusiva, enquanto os motores que operam no ciclo Otto trabalham com pré-mistura;

2. A ignição dos motores a diesel ocorre por efeito da compressão, uma vez que, durante tal processo, o ar está em alta temperatura e o combustível se inflama ao entrar em contato quando injetado dentro do cilindro.

Como os motores do ciclo diesel têm o seu funcionamento baseado pela ignição por compressão, são necessárias altas taxas de compressão para que a temperatura seja a ideal para a ignição. Os motores do ciclo diesel trabalham com taxas de compressão com valores aproximados de 20,0:1, para combustível diesel padrão (índice de cetano entre 40 e 50).

A Fig. 2.6 mostra o ciclo-padrão de ar Diesel. Este é o ciclo ideal para o motor Diesel que também é conhecido por motor de ignição por compressão.

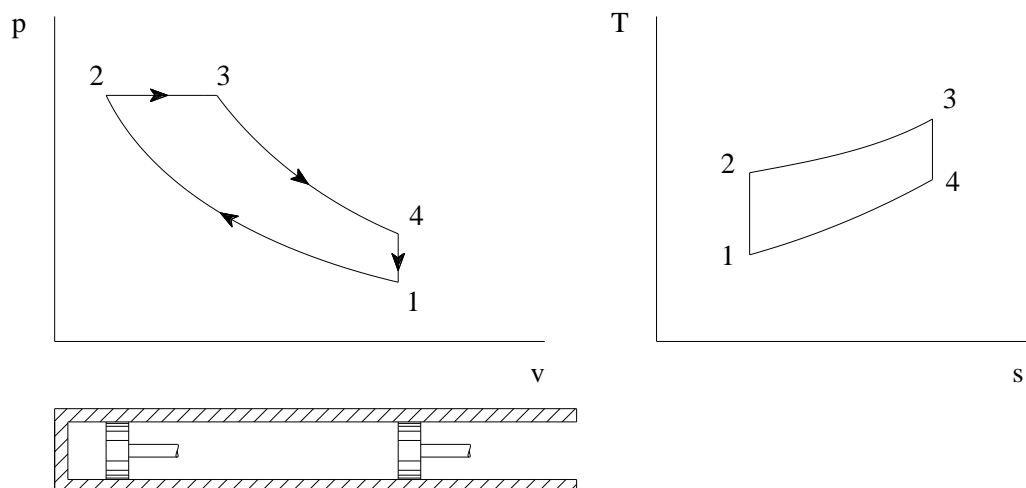


Figura 2.6 – Ciclo-padrão a ar Diesel.

Neste ciclo, o calor é transferido ao fluido de trabalho à pressão constante. Este processo corresponde à injeção e queima do combustível no motor Diesel real. Como o gás expande durante a transferência de calor no ciclo-padrão a ar, a transferência de calor deve ser apenas o suficiente para manter pressão constante. Quando se atinge o estado 3, a transferência de calor cessa e o gás sofre uma expansão isentrópica (processo 3-4) até que o pistão atinja o ponto morto inferior. A rejeição de calor ocorre a volume constante e com o pistão no ponto morto inferior. Esta rejeição simula os processos de descarga e de admissão do motor real.

O rendimento do ciclo-padrão Diesel é dado pela relação

$$\eta_{\text{térmico}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{T_1}{kT_2} \frac{(T_4/T_1 - 1)}{(T_3/T_2 - 1)} \quad (2.3)$$

### Motor diesel real

Alguns dos pontos mais importantes nos quais o ciclo real de ignição por compressão difere do ciclo-padrão a ar Diesel são os seguintes:

1. Os calores específicos dos gases reais não são constantes, aumentando quando a temperatura no cilindro sobe.
2. O processo de combustão substitui o processo de transferência de calor a alta temperatura e a combustão pode ser incompleta.
3. Existem irreversibilidades associadas aos gradientes de pressão e temperatura, e ao movimento do pistão.

## 2.7 Sistemas Comerciais

Os equipamentos atualmente disponíveis no mercado que utilizam sistemas de absorção são normalmente chiller's de grande capacidade de refrigeração (entre 120 e 1350 Toneladas de Refrigeração), e têm sistemas de controle para mantê-los trabalhando nas condições definidas pelo operador. A maioria dos equipamentos pode trabalhar com cargas entre 20% e 100% da capacidade de projeto.

Os chiller's podem ser de simples ou duplo efeito (dois geradores) e geralmente utilizam como fluido de trabalho água – brometo de Lítio. Quanto à fonte de energia, podem utilizar água quente, vapor d'água ou gás natural (queima do gás no próprio equipamento).

A Fig. 2.7 mostra um chiller de simples efeito que pode utilizar vapor ou água quente como fonte de energia e que pode variar a temperatura da água na saída de 4 a 16 °C, de acordo com a escolha do operador.

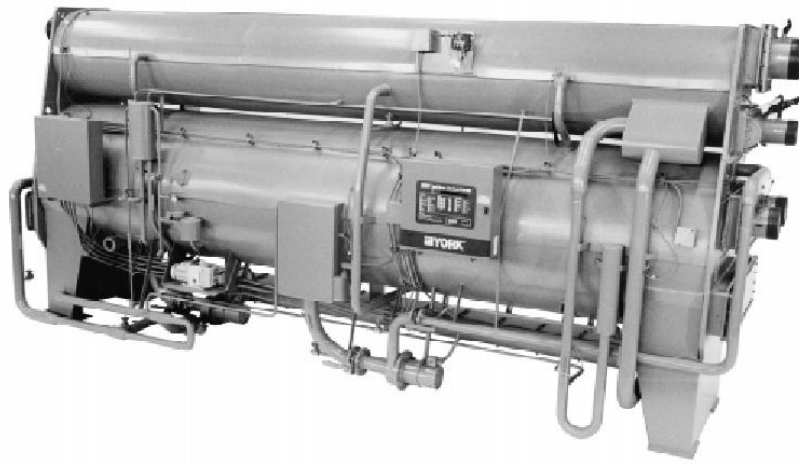


Figura 2.7 – Chiller comercial de absorção de simples efeito. (York 120 – 1377 TRs).

De acordo com fabricantes, Chiller's de absorção têm uma grande aplicação em reaproveitamento de calor rejeitado em indústrias, onde se pode utilizar vapor à alta ou baixa pressão e água quente para promover efeito de refrigeração a baixo custo; e no resfriamento de ar na entrada de turbinas a gás ou compressores, para se ter um aumento na eficiência destes equipamentos.

# 3 MODELO NUMÉRICO DOS COMPONENTES

## 3.1 Definição do Sistema

A figura 3.1 representa esquematicamente o sistema de absorção a ser combinado com outras máquinas térmicas nos estudos de caso. Trata-se de um sistema de simples estágio que utiliza brometo de lítio e água como absorvente e refrigerante, respectivamente.

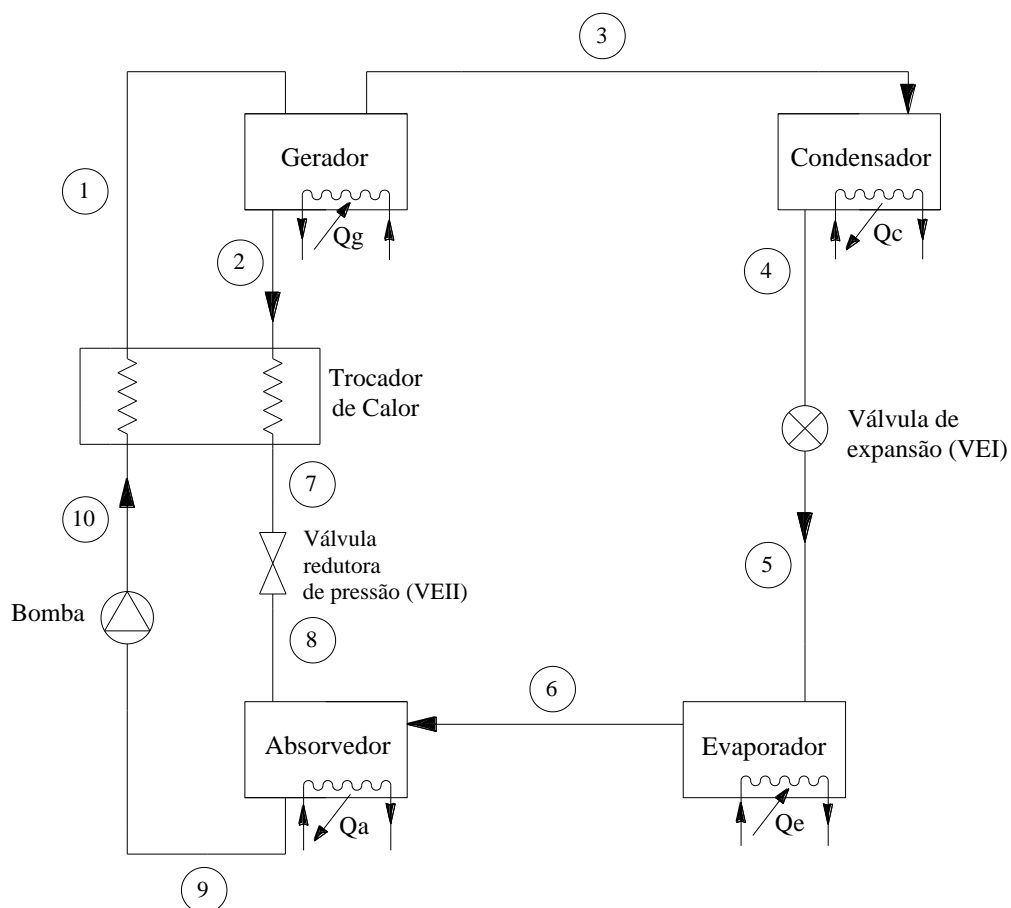


Figura 3.1 – Sistema de refrigeração a ser estudado.

As hipóteses simplificadoras são:

- Fluxos de calor e massa se dão em regime permanente;
- Não há perda de carga nas tubulações;
- Não há perda ou ganho de calor para o ambiente nas tubulações.



Tendo essas hipóteses em mente, partimos para o estudo de um código que atendesse aos objetivos do projeto, isto é, simulasse o funcionamento de uma estação de resfriamento alimentada pelo calor dos gases de escape de um motor diesel automotivo.

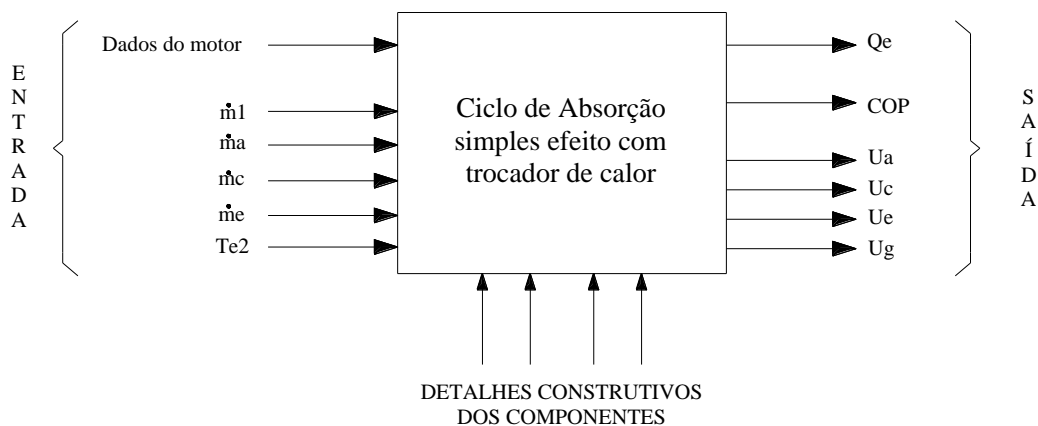


Figura 3.2 – Fluxograma do funcionamento do código principal

### 3.2 Análise dos Componentes do Ciclo

Segue a análise das rotinas usadas para cada componente do ciclo estudado. Os códigos-fonte estão disponíveis em anexo.

#### 3.2.1 - Absorvedor

O processo que ocorre no absorvedor é mistura de dois fluidos com troca de calor. Para simplificar o processo, utiliza-se o princípio de superposição de efeitos dividindo-o em dois processos distintos: mistura adiabática de dois fluxos e simples troca de calor.

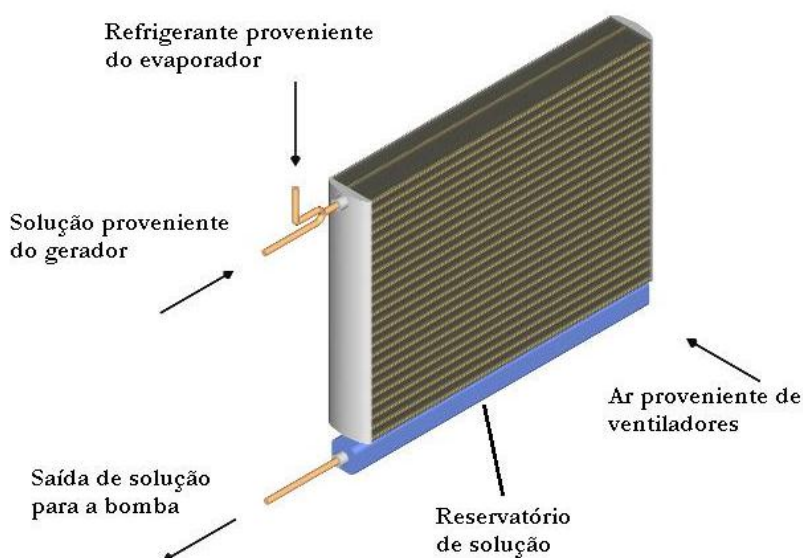


Figura 3.3 – Configuração exemplo de um absorvedor

Considerando-se os processos no absorvedor representados na figura 3.4, são válidas as leis de conservação de massa e de energia:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_1 X_1 = \dot{m}_2 X_2 \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_3 h_6 + \dot{m}_2 h_8 = \dot{m}_1 h_9 + \dot{Q}_a \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_a h a_1 + \dot{Q}_a = \dot{m}_a h a_2 \quad (3.4)$$

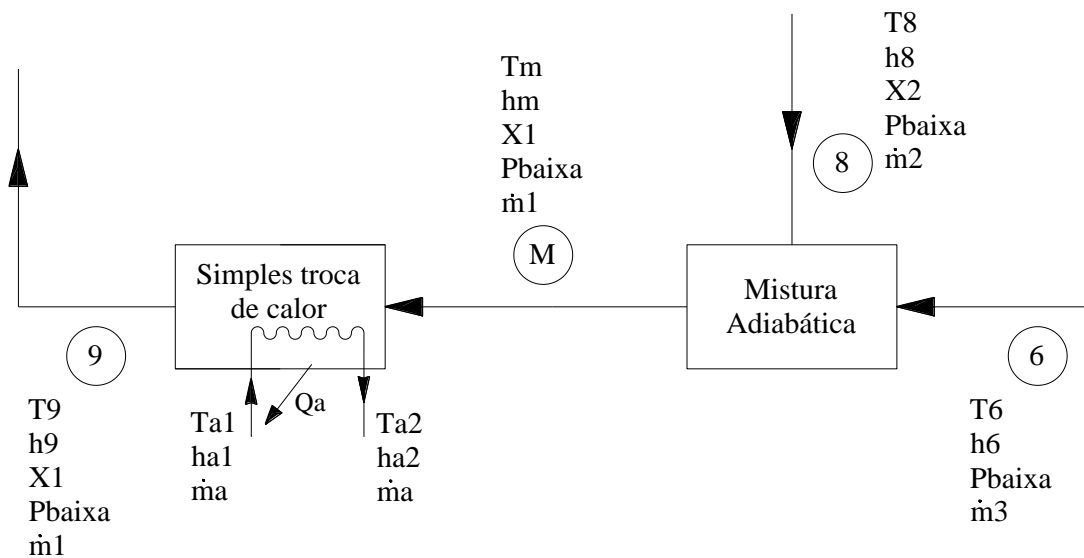


Figura 3.4 – Representação esquemática do Absorvedor.

É necessário se conhecer a temperatura  $T_m$ , e para tal faz-se um balanço de energia no processo de mistura adiabática para se conhecer a entalpia no ponto. Determinada a entalpia, o estado termodinâmico estará definido e consequentemente a temperatura no ponto M será conhecida.

$$\dot{m}_2 h_8 + \dot{m}_3 h_6 = \dot{m}_1 h_m \quad (3.5)$$

Para se obter  $T_m$  faz-se uma simples interpolação. A partir da Fig. 3.2 teremos:

$$\frac{h_6 - h_m}{h_6 - h_8} = \frac{T_m - T_6}{T_8 - T_6} \quad (3.6)$$

Conhecida a temperatura da mistura no ponto M, pode-se fazer uma análise do processo de troca de calor utilizando-se o método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura. Considerando

um trocador de calor em contracorrente, no qual os fluidos não mudam de fase, teremos as equações a seguir:

$$\dot{Q}_a = U \cdot A_a \cdot \Delta T_{m_a} \quad (3.7)$$

$$\Delta T_{m_a} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.8)$$

$$\Delta T_1 = T_m - T_{a_2} \quad (3.9)$$

$$\Delta T_2 = T_g - T_{a_1} \quad (3.10)$$

### 3.2.2 - Gerador

No gerador, certa quantidade de calor é adicionada a uma mistura de brometo de lítio - água, que faz com que parte da água se desprenda e, em estado de vapor, flua pela tubulação. A solução restante a alta concentração de brometo de lítio é retirada do gerador e devolvida ao absorvedor.

Para efeito de simplificação do sistema, consideraremos que o vapor resultante da ebulição da mistura no gerador seja composto apenas de água. A figura 3.5 representa esquematicamente o gerador.

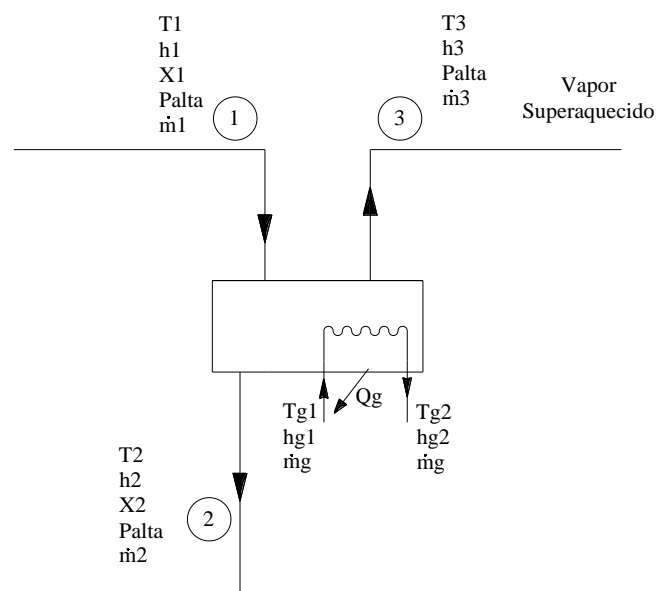


Figura 3.5 – Representação esquemática do Gerador.

Conservação de energia no gerador:

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_g = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_g h_{g1} = \dot{m}_g h_{g2} + \dot{Q}_g \quad (3.12)$$

Utilizando-se o método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura para o gerador, teremos:

$$\dot{Q}_g = U \cdot A_g \cdot \Delta T_{m_g} \quad (3.13)$$

$$\Delta T_{m_g} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.14)$$

$$\Delta T_1 = T_{g1} - T_2 \quad (3.15)$$

$$\Delta T_2 = T_{g2} - T_1 \quad (3.16)$$

Podemos estimar a transferência de calor que ocorre no gerador conhecendo a geometria dos dutos e realizando algumas hipóteses simplificadoras. Para este projeto, consideramos um gerador com um feixe de tubos contendo os gases de escape de um motor diesel imerso na solução de água – LiBr. Partindo do regime de “*Pool Boiling*” entre os dutos e a solução e convecção forçada entre os gases de escape e a parede interna do duto, temos:

Relação de Rohsenow para a transferência de calor em “*Pool Boiling*”: adotamos o regime de ebulição nucleada e que cada duto esteja suficientemente distante dos demais para que possa ser considerado isolado:

$$q_{pool} = \mu_l h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[ \frac{C_p(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_l^m} \right]^3 \quad (3.17)$$

Devemos lembrar que esta relação deve ser utilizada apenas em aproximações, pois pode gerar erros de até 100%.

Para a convecção forçada no interior do duto temos a relação de Gnielinski:

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.18)$$

onde:

f = fator de atrito, definido pela relação de Petukhov:

$$f = (0.790 \ln(Re) - 1.64)^{-2} \quad (3.19)$$

Igualando os fluxos de calor interno e externo, é possível determinar a temperatura da superfície do duto e consequentemente, o calor total transferido para a solução água-LiBr pelo gerador.

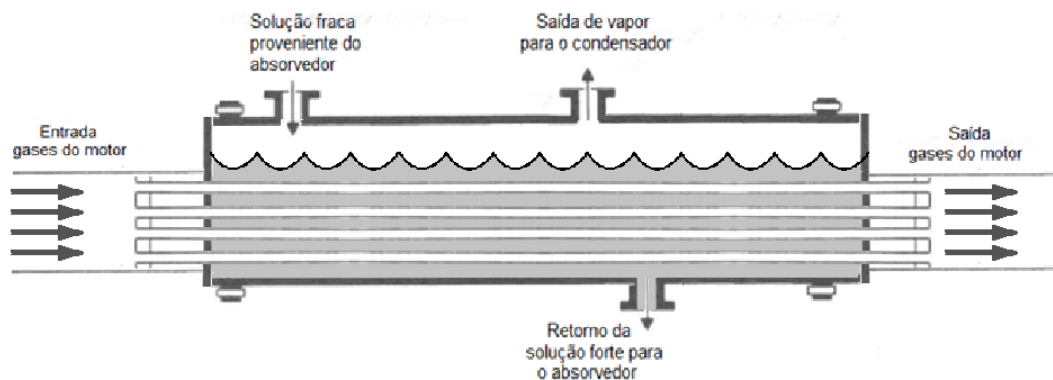


Figura 3.6 – Exemplo construtivo do gerador

### 3.2.3 - Trocador de Calor

Normalmente utiliza-se um trocador de calor entre o gerador e o absorvedor, com a intenção de aumentar o coeficiente de performance do ciclo. Este trocador de calor aquece a solução fria que sai do absorvedor em seu caminho para o gerador e esfria a solução que retorna do gerador para o absorvedor. A Fig 3.7 representa esquematicamente o trocador de calor.

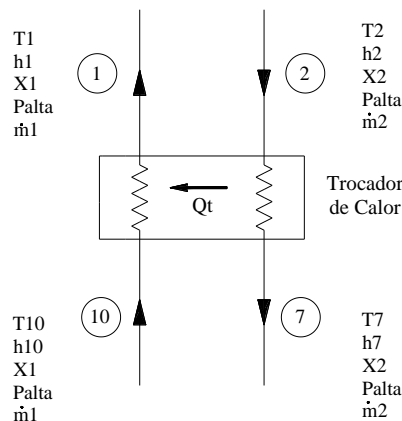


Figura 3.7 – Representação esquemática do Trocador de Calor.

Considerando o trocador de calor sendo do tipo com escoamento em contracorrente e fazendo-se um balanço de massa e uma análise do tipo média logarítmica das diferenças de temperatura, teremos:

$$\dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_2 h_7 + \dot{Q}t \quad (3.20)$$

$$\dot{m}_1 h_{10} + \dot{Q}t = \dot{m}_1 h_1 \quad (3.21)$$

$$\dot{Q}t = U \cdot A_t \cdot \Delta T_{m_t} \quad (3.22)$$

$$\Delta T_{m_t} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.23)$$

$$\Delta T_1 = T_2 - T_1 \quad (3.24)$$

$$\Delta T_2 = T_7 - T_{10} \quad (3.25)$$

Na saída do trocador de calor (ponto 7 na Fig. 3.7) é o ponto do ciclo onde tem-se o maior risco de cristalização da solução. Para garantir que no regime de operação não haja risco de cristalização, calcula-se uma entalpia mínima em função da concentração. A entalpia da solução não pode ser inferior à mínima estimada, ou ocorrerá a cristalização.

A entalpia mínima para que não ocorra a cristalização é dada por (ASHRAE, 1993):

$$h_{\min} = -1397 + 24X \quad (3.26)$$

### 3.2.4 - Condensador

O vapor d'água vindo do gerador passa pelo condensador e troca calor com água ou ar de uma fonte a temperatura ambiente. Durante este processo o vapor rejeita calor e deixa o condensador no estado de líquido saturado. A Fig. 3.8 representa esquematicamente o condensador.

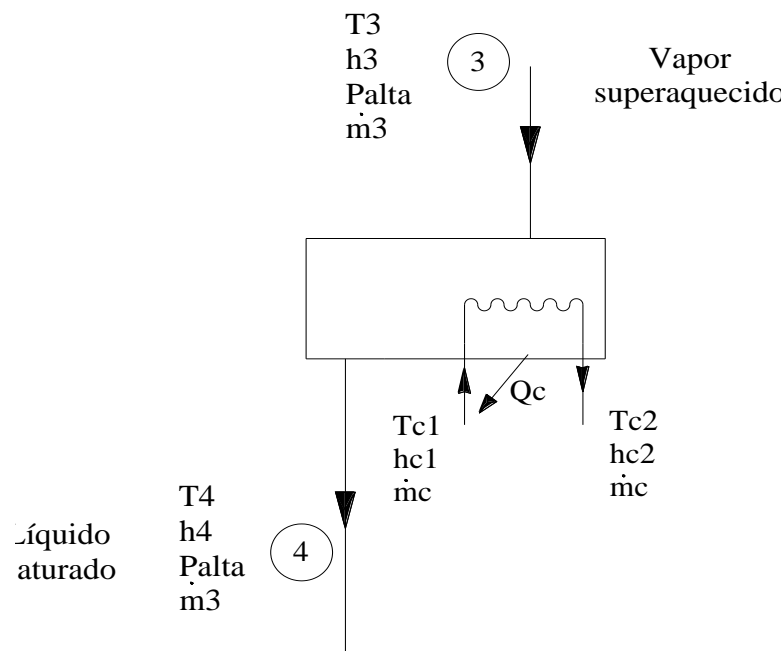


Figura 3.8 – Representação esquemática do Condensador.

Conservação de energia no condensador:

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_3 h_4 + \dot{Q}_c \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_c h_{c1} + \dot{Q}_c = \dot{m}_c h_{c2} \quad (3.27)$$

Para o caso em que o condensador troca calor com uma corrente de ar atmosférico induzida por um ventilador, consideramos a disposição demonstrada na Fig. 3.9:

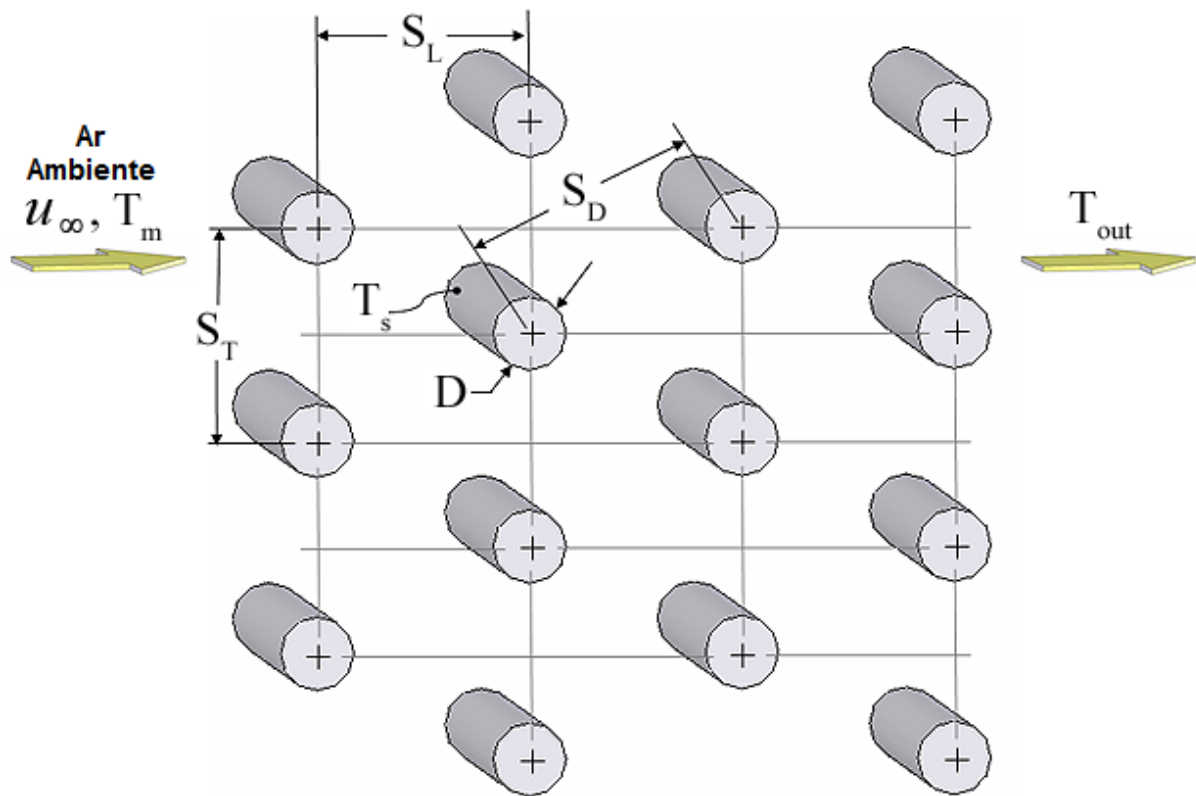


Figura 3.9 – Disposição dos dutos do condensador

Foi usada a aproximação proposta por Zukauskas (1972) para transferência de calor em bancos de dutos,

$$Nu = 0.34 F_a Re_D^{0.61} Pr^{0.31} \quad (3.28)$$

O fator  $F_a$  é obtido por:

$$F_a = 1 + \left( S_L + \frac{7.17}{S_L} - 6.52 \right) \cdot \left[ \frac{0.266}{(S_L - 0.8)^2} - 0.12 \right] \cdot \sqrt{\frac{1000}{Re_D}} \quad (3.29)$$

Na relação acima,  $S_L$  é igual à distância entre as fileiras de tubos, como mostrado anteriormente na Figura 3.8.

No interior do duto, considerou-se o regime de condensação em tubo horizontal, como explicado por Dobson e Chato (1998). Usamos a seguinte relação

$$Nu = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(p_{SAT}/p_C)} \right] \quad (3.30)$$

Por meio destas relações, é possível estimar a quantidade de calor transferida pelo condensador para o ambiente, tendo como ponto de partida suas dimensões de projeto.



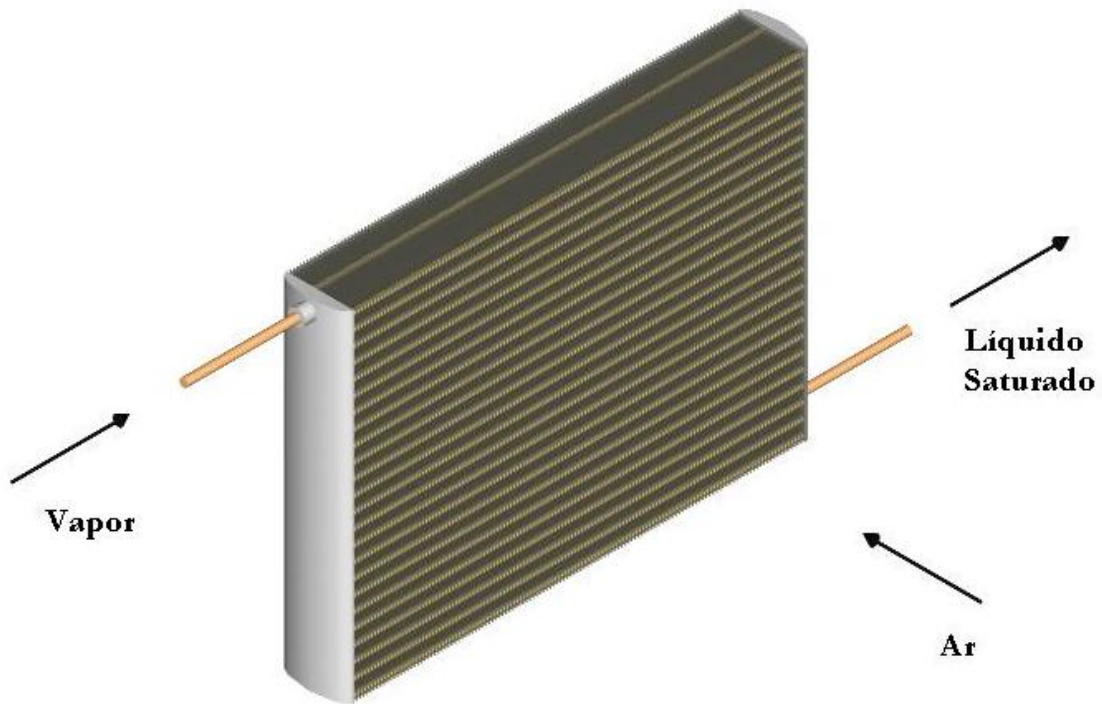


Figura 3.10 – Exemplo de Condensador

### 3.2.5 - Válvulas de Expansão e Reguladora de Pressão

A redução de pressão no sistema é realizada pelas válvulas de expansão VEI e VEII mostradas na Fig. 3.1. Na válvula VEI, o líquido saturado vindo do condensador a uma pressão  $P_{alta}$  é expandido a uma pressão  $P_{baixa}$ , em um processo a entalpia constante e diminuição de temperatura. A Fig 3.11 representa esquematicamente a válvula VEI.

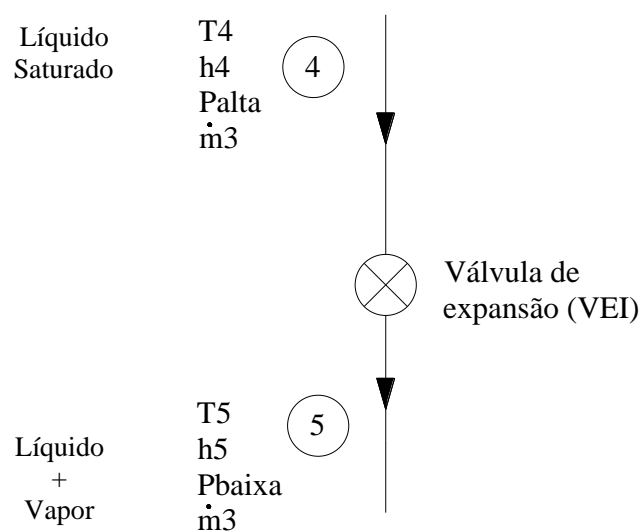


Figura 3.11 – Representação esquemática da Válvula de Expansão VEI

Na válvula VEII, teremos um processo a entalpia e temperatura constante. A Fig 3.12 representa esquematicamente a válvula VEII.

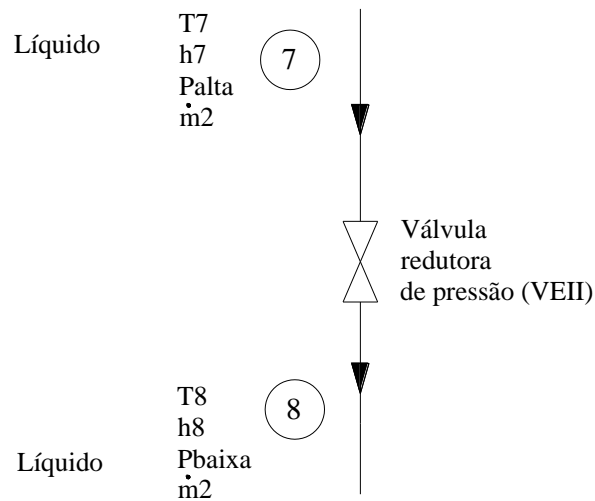


Figura 3.12 – Representação esquemática da Válvula Redutora de Pressão VEII.

### 3.2.6 - Evaporador

Ao sair da válvula redutora de pressão, o refrigerante se encontra na região de saturação com baixo título de vapor, e no evaporador trocará calor a temperatura constante com o ambiente a ser refrigerado (ou um agente refrigerante intermediário). O refrigerante deixa o evaporador no estado de líquido saturado (título igual a 0). A Fig 3.13 representa esquematicamente o evaporador.

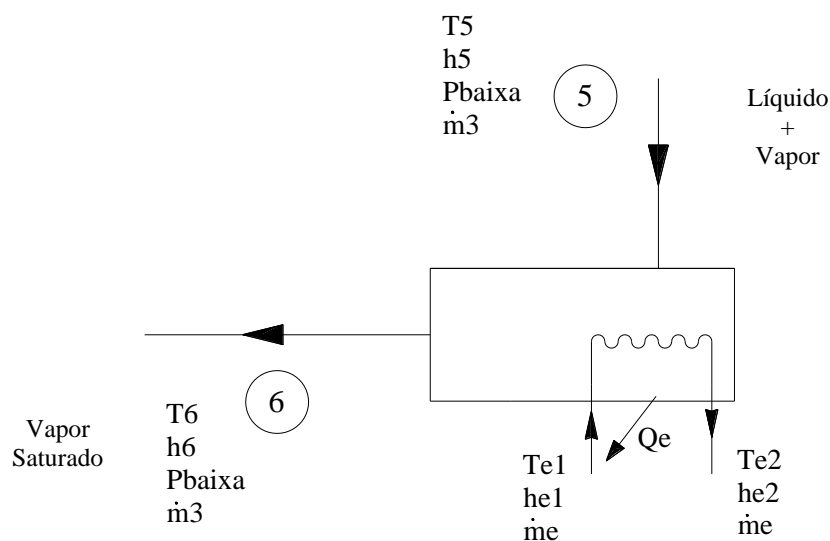


Figura 3.13 – Representação esquemática do Evaporador

Conservação de energia no evaporador:

$$\dot{m}_3 h_5 + \dot{Q}_e = \dot{m}_3 h_6 \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_e h_{e_1} = \dot{m}_e h_{e_2} + \dot{Q}_e \quad (3.32)$$

Para a análise do desempenho do evaporador foram consideradas duas hipóteses: convecção natural na serpentina ou escoamento forçado através de bancos de tubos. Para a segunda opção, as equações são as mesmas utilizadas na análise do condensador. Para a primeira hipótese, foi assumido o regime de convecção natural ao redor de tubo horizontal. Usamos as relações propostas por Churchill e Chu (1975):

$$h = \frac{k}{D} \left( 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559/Pr)^{9/16})^{8/27}} \right)^2 \quad (3.33)$$

Onde  $Ra_D$  corresponde ao número adimensional de Rayleigh,  $Pr$  ao número de Prandtl,  $k$  representa a condutividade do ar e  $D$  é o diâmetro do tubo.

No interior do evaporador foi adotado o regime de ebulição em tubo horizontal, descrito por Shah (1982) pela seguinte equação:

$$h_c = 0.023 \frac{k_l}{d_i} \left( \frac{d_i G}{\mu_l} \right)^{0.8} \left( \frac{c_p \mu_l}{k_l} \right)^{1/3} \quad (3.34)$$

Onde  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor,  $k_l$  é a condutividade térmica do líquido,  $d_i$  é o diâmetro interno do duto,  $\mu_l$  é a viscosidade do líquido e  $G$  é a velocidade mássica, produto da massa específica pela velocidade do fluido.

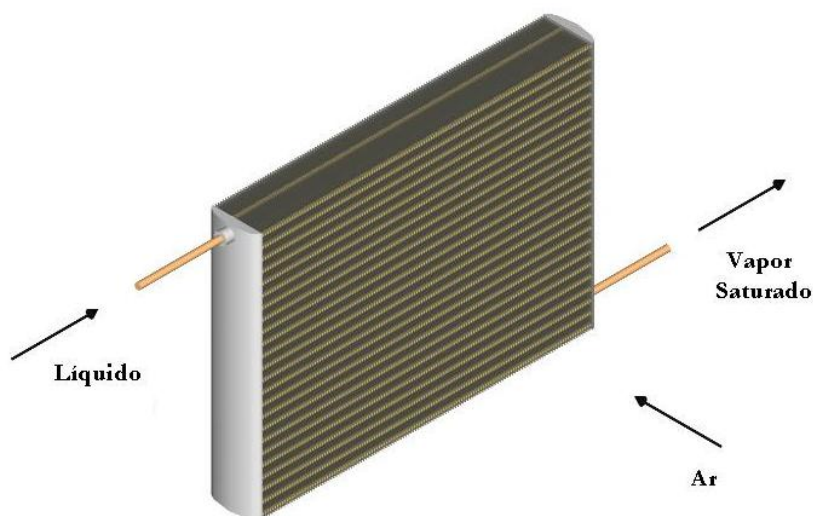


Figura 3.14 – Exemplo de evaporador

### 3.2.7 - Bomba Hidráulica

A bomba hidráulica utilizada no ciclo está representada na Fig. 3.15. Neste componente a solução forte passa por um processo de aumento de pressão à temperatura e entalpia constantes.

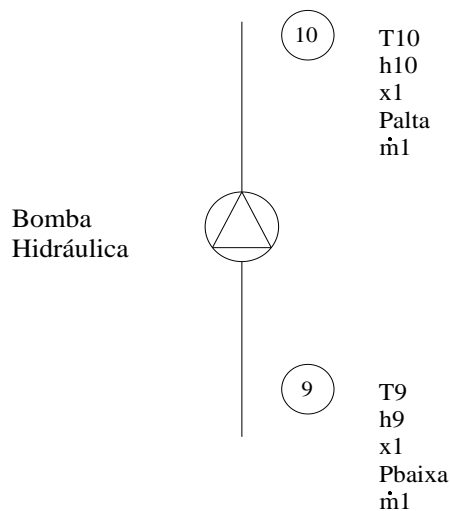


Figura 3.15 – Representação esquemática da Bomba Hidráulica.

### 3.3 Motor de Combustão Interna

Para simular o funcionamento de um motor diesel, utilizamos o modelo disponível no manual *HVAC Toolkit*, da ASHRAE. Esse manual foi feito em 1999 e possui códigos numéricos para a simulação dos mais variados sistemas usados na engenharia mecânica e na refrigeração, como motores do ciclo Otto e Diesel, Chillers por compressão a vapor, chillers por absorção de simples e duplo efeito, entre outros, todas escritas em plataforma FORTRAN. Esse manual foi escrito e compilado por Jean Lebrun, em conjunto com Jean-Pascal Bourdouxhe e Marc Grodent.

A intenção no uso do Toolkit é estimar as condições do ar que alimentará o gerador do ciclo por absorção, como, por exemplo, a temperatura, massa específica, fluxo mássico e composição dos gases. As figuras 3.16, 3.17 e 3.18 resumem o funcionamento do código utilizado.

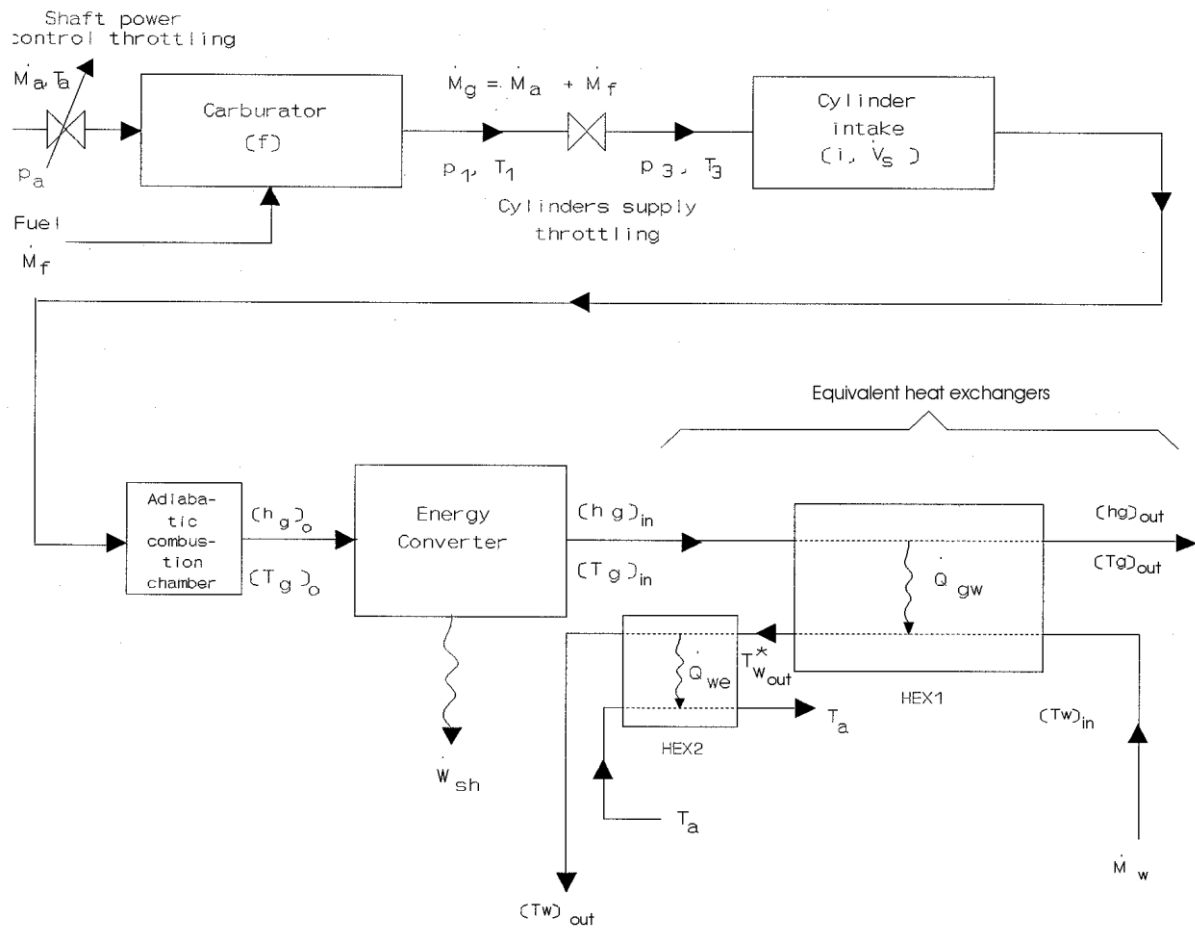


Figura 3.16 – Fluxograma do funcionamento de um motor.

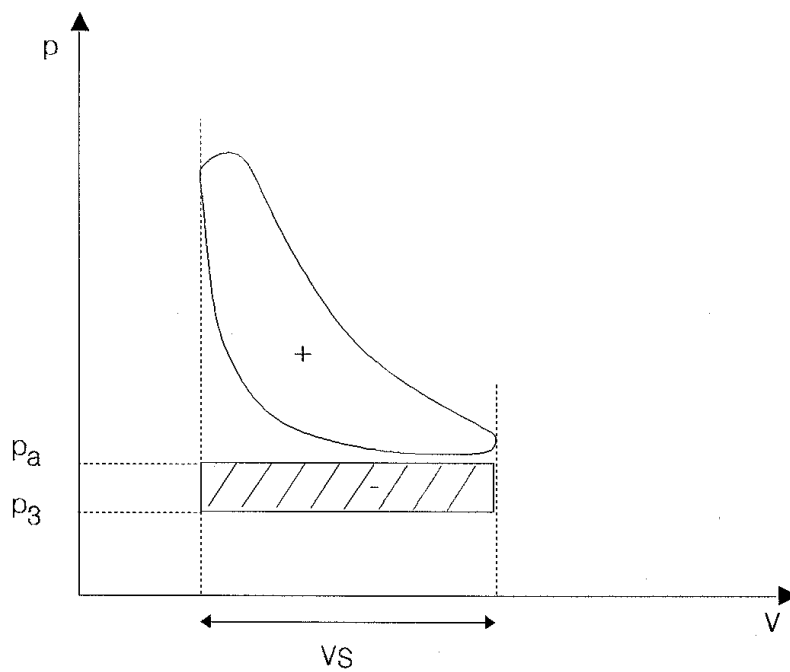


Figura 3.17 – Pressão x Volume de um ciclo do motor

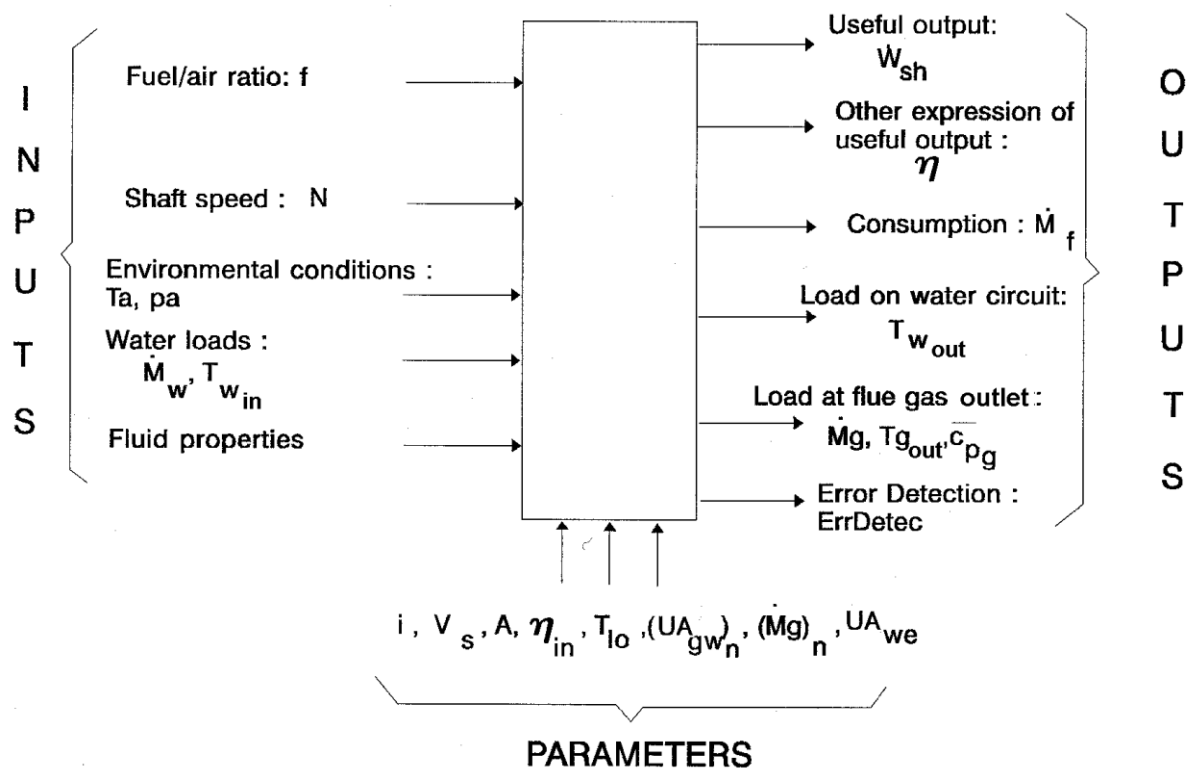


Figura 3.18 – Fluxograma de funcionamento do código no Toolkit

## 4 RESULTADOS

Com os códigos para os componentes do ciclo terminados, iniciamos a fase de validação dos resultados obtidos. Para isso, simulamos cada componente separadamente e avaliamos a saída de dados e o comportamento das variáveis principais do sistema.

Como cenário para a avaliação dos resultados, assumimos que o ciclo funcionaria acoplado à saída de um motor diesel automotivo de médio porte, como normalmente encontrado em caminhões frigoríficos. Como hipóteses simplificadoras, supomos que é mantida uma rotação constante no motor e que as condições de saída dos gases de escape permanece constante.

### 4.1 Gerador

Inicialmente, simulamos o comportamento de um gerador acoplado à saída de gases quentes do motor a combustão interna. O modelo de gerador proposto foi de um feixe de tubos, por onde passarão os gases, imerso na solução de água-brometo de lítio proveniente do absorvedor. O calor dos gases de escape é aproveitado pelo gerador para ferver a mistura e fornecer o vapor d'água para o condensador.

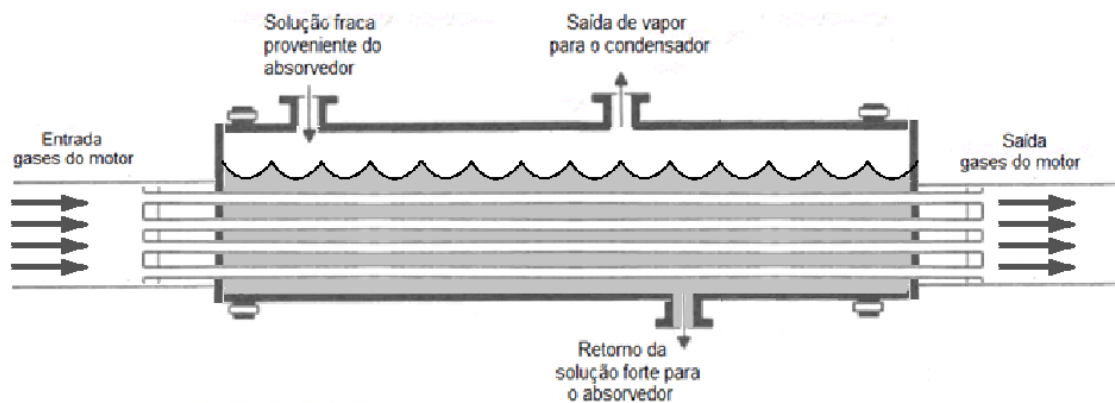


Figura 4.1 – Modelo de gerador simulado

Simulamos os seguintes parâmetros para o gerador:

- Diâmetro da casca: 350mm
- Comprimento da casca: 550mm
- Diâmetro interno dos tubos: 20mm
- Número de tubos: 10
- Área total de troca de calor (interna): 0,69m<sup>2</sup>
- Vazão de gases provenientes do motor; 0,29kg/s
- Temperatura dos gases: 400°C
- Pressão no interior do gerador: 7,38 kPa

Além dessas variáveis, consideramos que os dutos são feitos de aço inoxidável, para efeito de propriedades relacionadas ao material.

Definidas as condições de projeto do gerador, realizamos a simulação de seu funcionamento, gerando a seguinte saída:

- Calor total transferido: 27,5 kW
- Fluxo de calor: 79,6 kW/m<sup>2</sup>
- Temperatura de saída dos gases: 309,7 °C
- Temperatura da Superfície dos Tubos: 94°C
- Temperatura de saturação da mistura: 84°C
- Perda de carga nos tubos: 4,6 kPa

Tendo essas condições em mão, decidimos estudar a influência de cada variável no comportamento do gerador. Para realizarmos esse procedimento, mantivemos todos os dados de entrada constantes, variando apenas o valor de interesse. Plotamos gráficos para estudar a resposta do código para essa variação.

#### **4.1.1 - Temperatura de entrada dos gases de combustão**

Inicialmente avaliamos o impacto que a temperatura dos gases de combustão teria na saída do código e, mais precisamente, no calor trocado. Variamos os valores de temperatura na entrada do gerador e plotamos o gráfico na fig. 4.2:



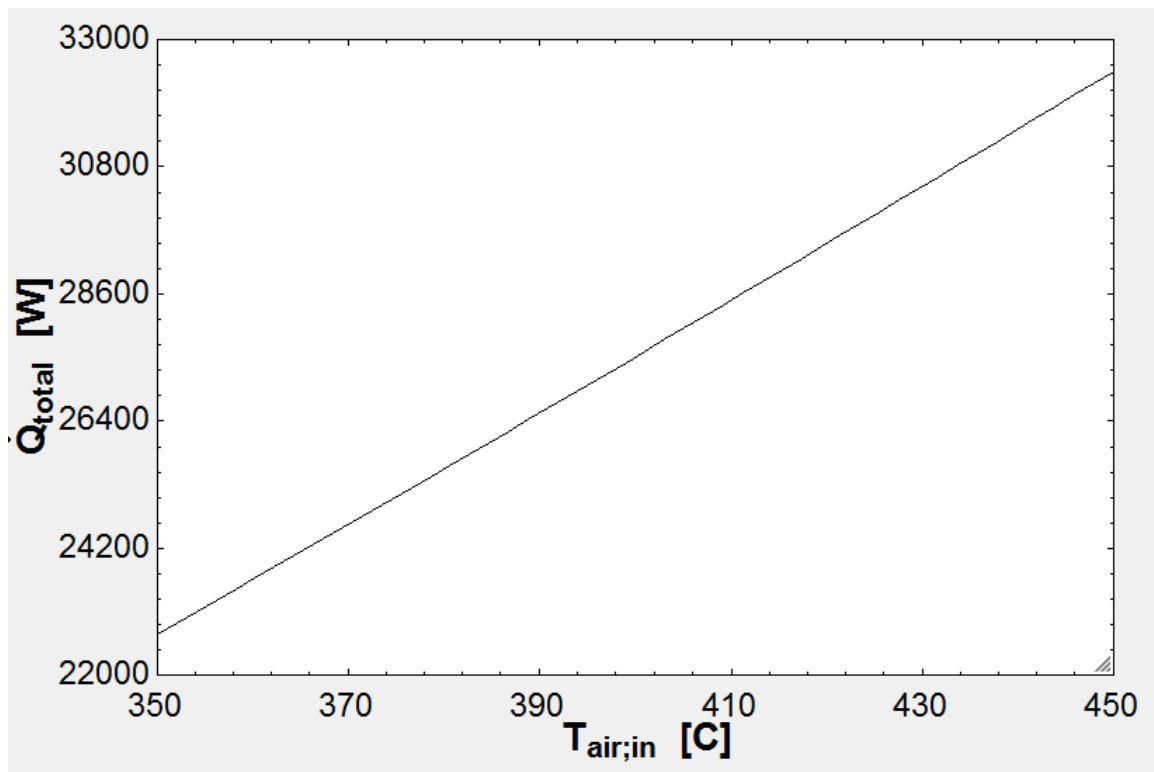


Figura 4.2 –Transferência de calor como função da temperatura dos gases de escape

Como esperado, quanto maior a temperatura de entrada dos gases de combustão do motor, maior a transferência de calor. É importante destacar que a relação entre essas duas variáveis é linear, mostrando a grande importância de se manter uma alta temperatura no gerador: Observamos um aumento de quase 50% no fluxo de calor quando variamos a temperatura dos gases de 350 a 450°C.

#### 4.1.2 – Comprimento dos tubos do Gerador

Em seguida, foi estudado o impacto do comprimento dos tubos do gerador na transferência de calor e em outras variáveis do projeto. Variamos o comprimento dos tubos do gerador de 10 centímetros até 2 metros para verificar o aumento do calor trocado. Outro dado importante associado ao comprimento do tubo é a perda de carga que o escoamento sofre, já que não é recomendado exercer uma contrapressão na saída do motor diesel, pois isso reduz seu desempenho.

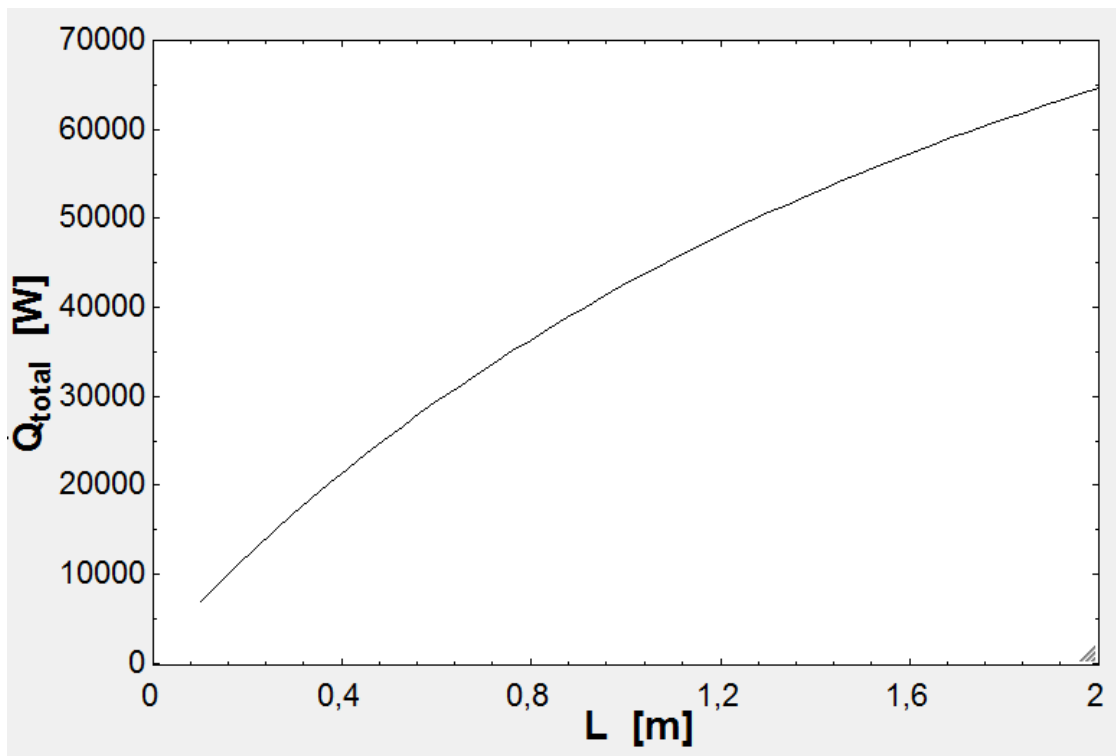


Figura 4.3 – Calor trocado em função do comprimento do gerador

Observamos que, ao aumentar o comprimento do gerador, há um aumento no calor trocado, mas de forma não-linear. O ganho obtido na troca de calor decresce com o aumento do comprimento, mostrando que a partir de certo ponto não há retorno considerável ao investimento de aumentar  $L$ .

Em contrapartida, o aumento do comprimento dos tubos causa um aumento na perda de carga que o gerador impõe na saída dos gases de escape do motor. Lembrando mais uma vez que não é recomendável submeter o motor diesel a uma contrapressão no escapamento, pois isso prejudica fortemente seu rendimento e seu desempenho.

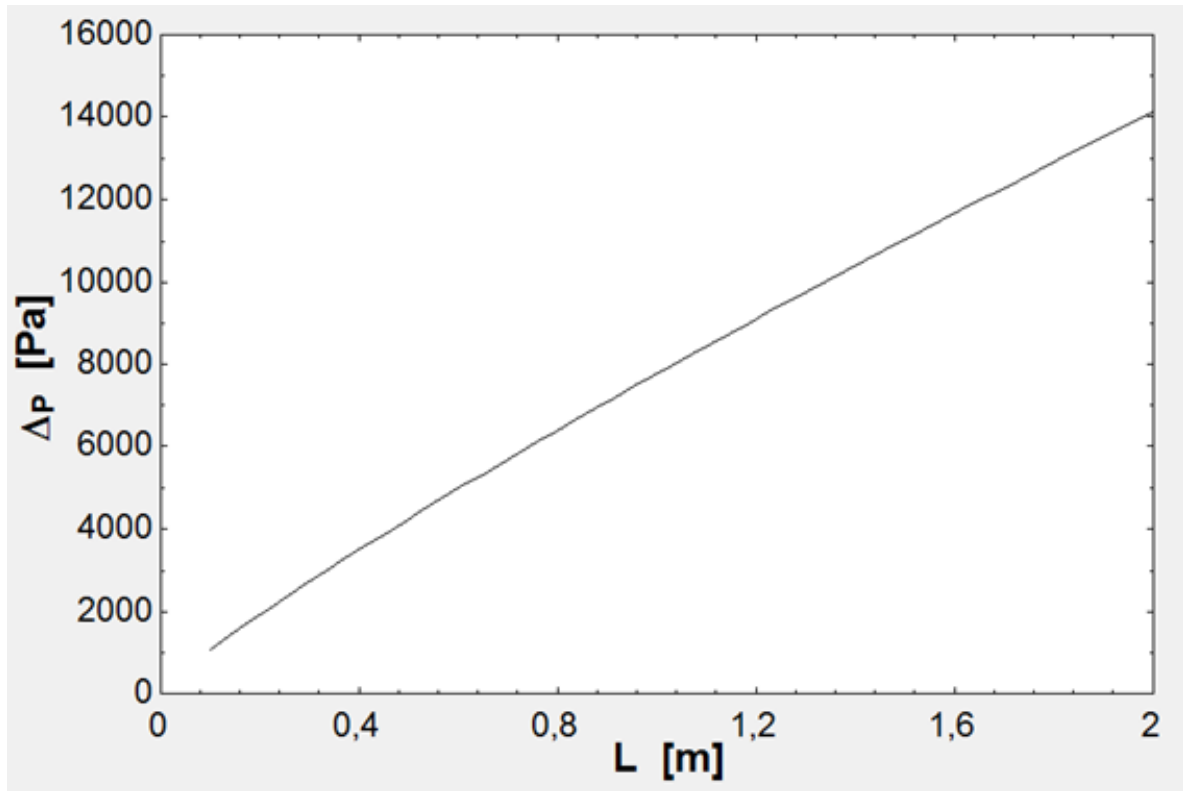


Figura 4.4 – Perda de carga em função do comprimento dos tubos

Observamos um aumento quase linear da perda de carga imposta ao escape do motor diesel quando aumentamos o comprimento do gerador. Comparando esse dado com o aumento do calor transferido pelo aumento de  $L$ , é interessante destacar que o ganho de calor vem com um preço na forma de um aumento da perda de carga imposta aos gases de escape do motor. Caberá ao projetista definir se esse ganho de calor transferido será superior ao prejuízo causado pela contrapressão no motor diesel.

Por último, é possível estimar a variação da temperatura dos gases de escape no interior do gerador, observando-se como se dá o decaimento desta durante o percurso no interior do feixe de tubos.

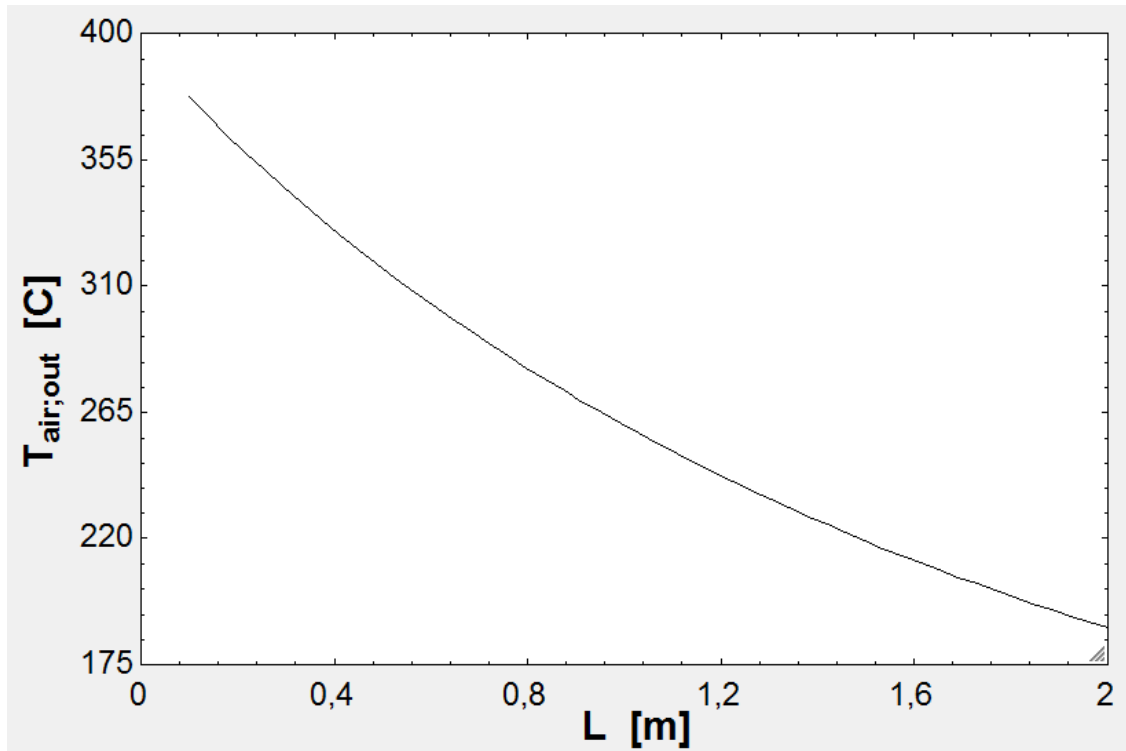


Figura 4.5 – Temperatura de saída dos gases como função do comprimento do gerador

Como observado no gráfico, há um decaimento exponencial da temperatura do ar no interior do tubo, semelhante ao observado em um trocador de calor compacto em contra-corrente.

#### 4.1.3 – Número de tubos no feixe

Outra variável importante que deve ser analisada é o número de tubos no feixe do gerador. Mantendo as outras variáveis de projeto constantes, analisamos qual impacto essa quantidade teria na transferência de calor e na perda de carga do circuito.

É natural pensar que com o aumento do número de tubos no feixe haveria uma redução no diâmetro de cada duto para manter o espaço que o gerador ocupa praticamente o mesmo. No entanto, nessa simulação, o diâmetro dos tubos foi mantido constante. Isso quer dizer que com o aumento da quantidade de tubos há um aumento do corpo do gerador, tornando-o um componente mais robusto e de maior peso, o que é indesejado para uma aplicação automotiva.

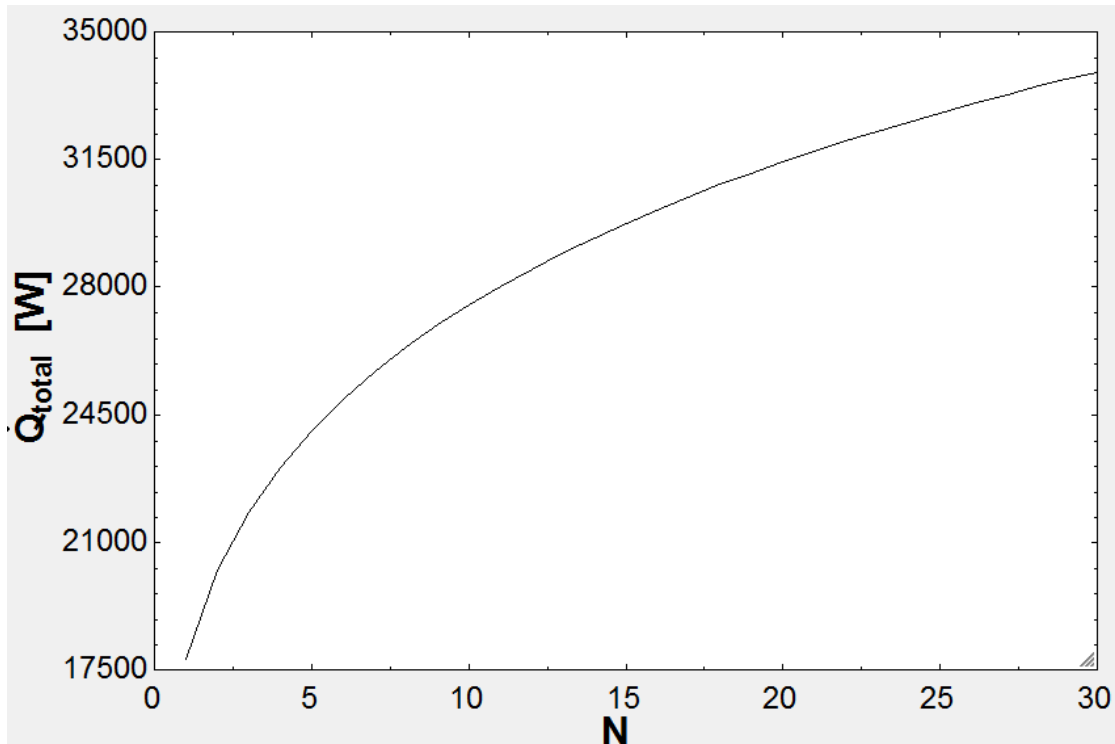


Figura 4.6 – Calor trocado como função do número de tubos

Como esperado, um aumento na quantidade de tubos causa uma melhora na transferência de calor, pois há mais área de contato entre os gases de escape e a solução no gerador. No entanto, o ritmo com que a troca de calor é aprimorada diminui com um número muito grande de tubos. Isso acontece porque a velocidade do ar no interior do gerador decresce com o aumento da área da seção transversal do feixe, diminuindo o peso do fenômeno de convecção na transferência de calor. Como o tamanho do gerador é restrito, a partir de certo ponto, não é mais interessante adicionar um número muito grande de tubos.

Por outro lado, um efeito benéfico de se possuir muitos tubos é o decréscimo da perda de carga, pois há um aumento na área da seção transversal do conjunto e uma menor velocidade do escoamento.

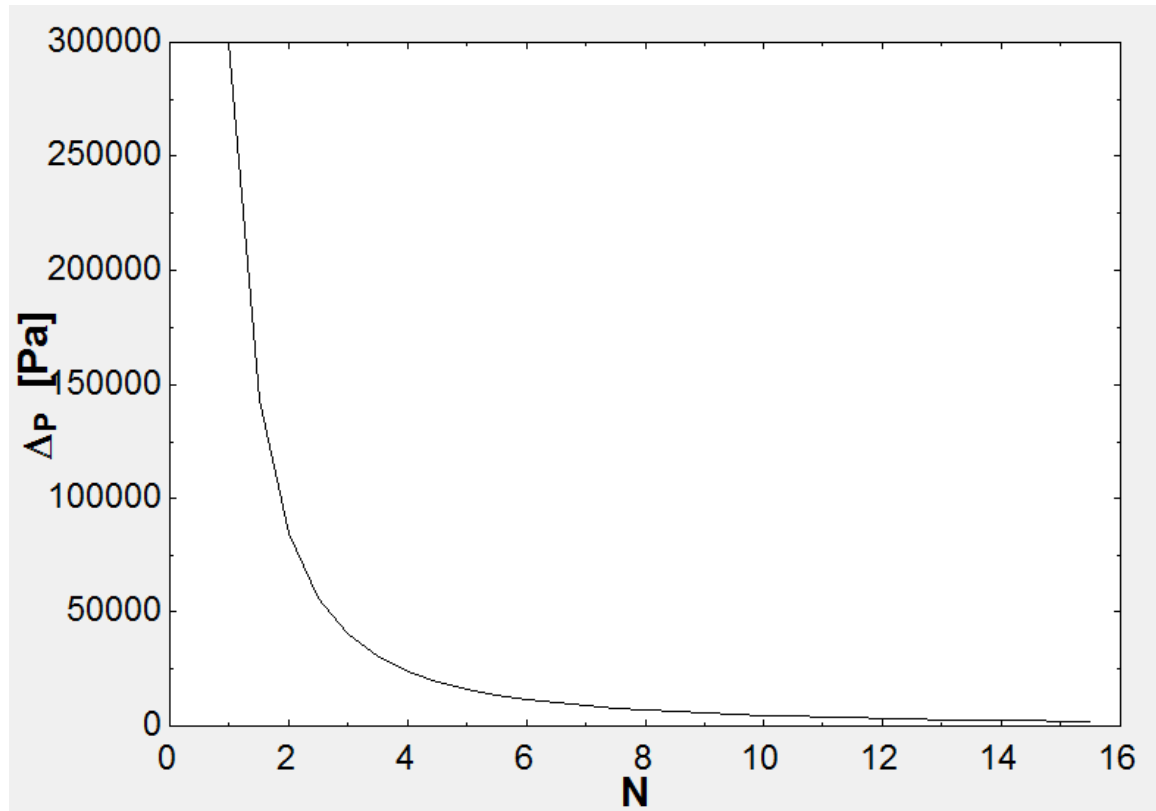


Figura 4.7 – Perda de carga como função do número de tubos no feixe

Como podemos observar, há um decréscimo acentuado da perda de carga até cerca de 10 tubos, e a partir do qual não se observam mais diferenças notáveis nos valores de  $\Delta P$ . Isso influenciou a escolha de dividir o fluxo do gerador em 10 tubos.

#### 4.1.4 – Diâmetro dos dutos

Como última variável a ser estudada, alteramos o valor do diâmetro do duto para avaliar a perda de carga. Observamos um comportamento similar ao obtido quando aumentamos o número de tubos: há uma queda acentuada no valor da perda de carga até um certo diâmetro, e a partir deste, os valores de  $\Delta P$  se mantêm quase estáveis. Atribuímos esse comportamento novamente ao aumento da área da secção transversal juntamente com a diminuição da velocidade do ar.

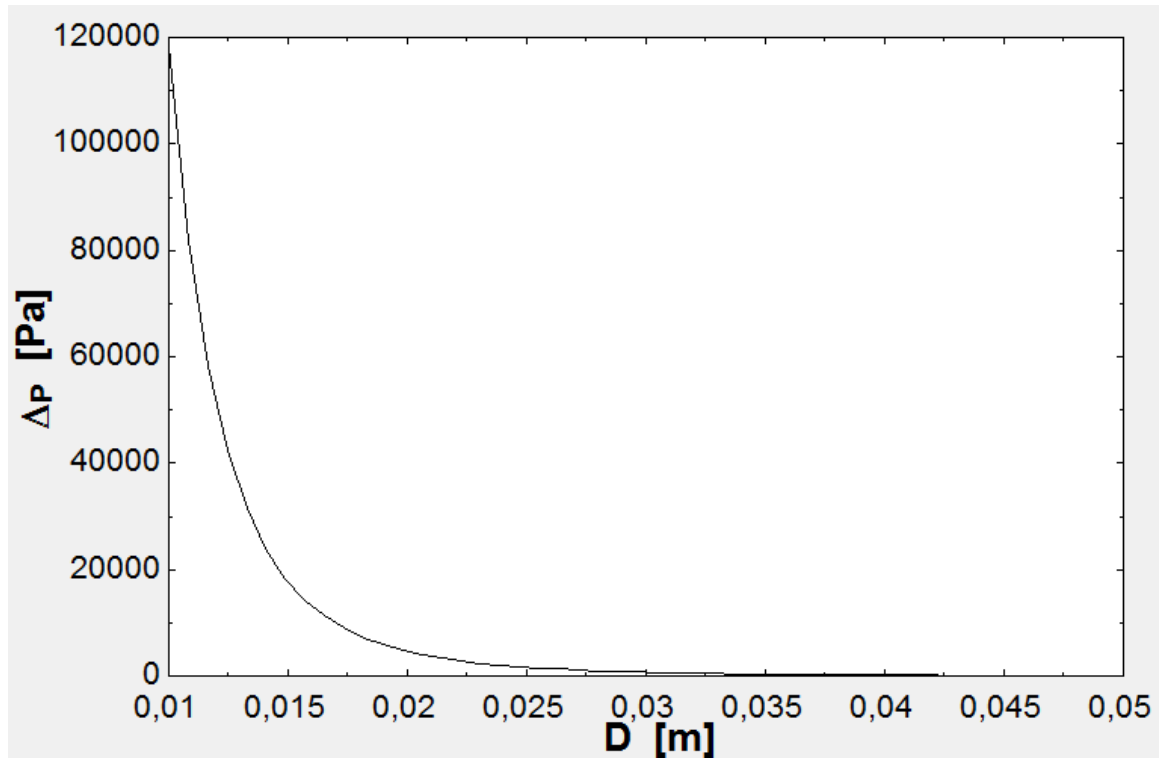


Figura 4.8 – Perda de carga em função do diâmetro

Essa análise influenciou nossa decisão a favor de um diâmetro de 20mm para cada tubo, pois valores acima deste implicariam um gerador de dimensões acima do desejável e valores abaixo causariam uma perda de carga muito acentuada na saída dos gases de escape.

## 4.2 Condensador

Para os testes com o condensador, consideramos dois ventiladores insuflando ar atmosférico a 25°C na serpentina. Os dutos do condensador possuem 8,5mm de diâmetro e 700mm de comprimento a cada passo. Estimamos que o ciclo trabalha com uma pressão de alta de 7,38kPa, e que passa uma vazão de 0,0015 kg/s de vapor d'água pelo condensador. Essa vazão consiste inicialmente de vapor saturado ( $x=1$ ), que trocará calor com o ar ambiente até a condição de líquido saturado ( $x=0$ ), quando deixa o condensador.

Como condições iniciais adotadas para a simulação do condensador, usamos:

- Altura: 500mm
- Comprimento: 700mm
- Diâmetro interno dos tubos: 8,5mm
- Número de passes: 30
- Área total de troca de calor (externa): 0,56m<sup>2</sup>
- Vazão de refrigerante: 0,0015kg/s
- Temperatura do ar ambiente: 25°C
- Pressão no interior do condensador: 7,38 kPa
- Vazão de ar insuflada pelo ventilador: 935m<sup>3</sup>/h

Adotando essas condições iniciais, rodamos o código para obter a seguinte saída:

- Altura: 500mm
- Comprimento: 700mm
- Diâmetro interno dos tubos: 8,5mm
- Número de passes: 30
- Área total de troca de calor (externa): 0,56m<sup>2</sup>
- Vazão de refrigerante: 0,0015kg/s
- Temperatura do ar ambiente: 25°C
- Pressão no interior do condensador: 7,38 kPa
- Vazão de ar insuflada pelo ventilador: 935m<sup>3</sup>/h

Realizadas as simulações, decidimos investigar a influência de algumas variáveis importantes no funcionamento do condensador.



#### 4.2.1 – Vazão de refrigerante

Como primeira variável a ser estudada, escolhemos a vazão de vapor d'água consumida pelo condensador. Como esperado, uma vazão maior de refrigerante causará um aumento na quantidade de calor trocado.

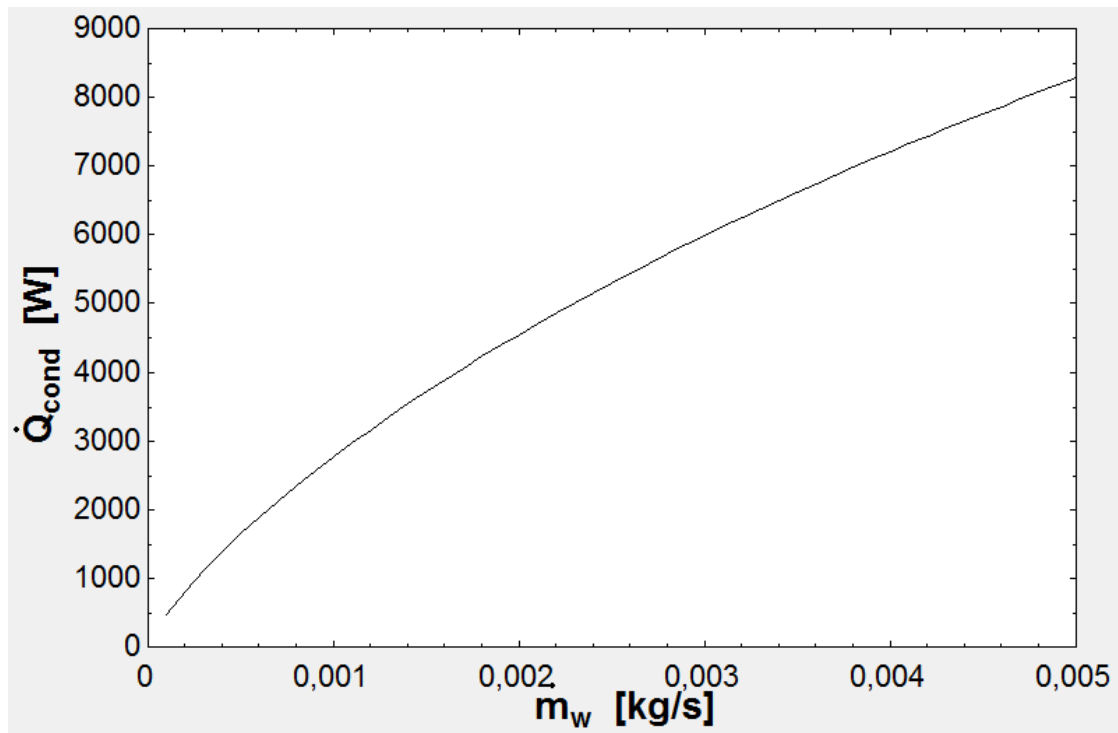


Figura 4.9 – Calor transferido como função da vazão de refrigerante

Observamos uma relação quase linear entre essas duas grandezas, além do fato que a quantidade de calor transferido varia fortemente com mínimas flutuações de vazão. Isso reforça a afirmação que é importante manter uma vazão constante de refrigerante no condensador, pois um ligeiro decréscimo causará uma grande queda na capacidade de refrigeração do sistema.

#### 4.2.2 – Vazão de ar insuflado no condensador

Como consideração inicial do projeto, supomos que o condensador estaria localizado à frente do veículo, próximo ao radiador, e que o ar ambiente seria insuflado na serpentina como consequência do movimento do caminhão. Nos casos em que o caminhão permaneceria parado no trânsito, um ventilador acionaria para manter uma vazão mínima de ar corrente. Estudamos a sensibilidade do fluxo de calor com variações na quantidade de ar fornecida à serpentina do condensador.

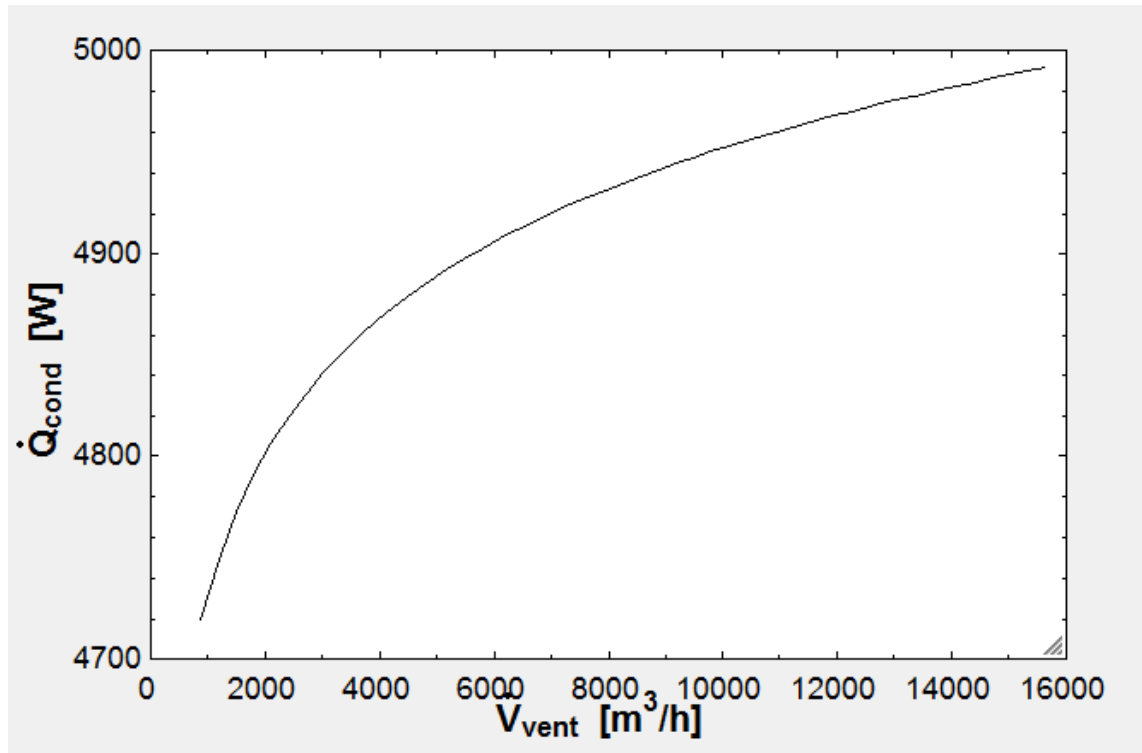


Figura 4.10 – Calor transferido como função da vazão de ar insuflado no condensador

Como podemos observar na figura 4.10, não há grandes variações na transferência de calor quando aumentamos a vazão de ar. Exceto quando nos aproximamos do zero, onde há um decréscimo acentuado no calor trocado. Essa conclusão reforça a necessidade da instalação de um ventilador para o caso do caminhão se encontrar parado no trânsito por muito tempo.

### 4.2.3 – Temperatura do ar ambiente

Outra variável importante no funcionamento do condensador é a temperatura ambiente onde é realizada a rejeição de calor. Resolvemos estudar a resposta do código para diferentes temperaturas atmosféricas.

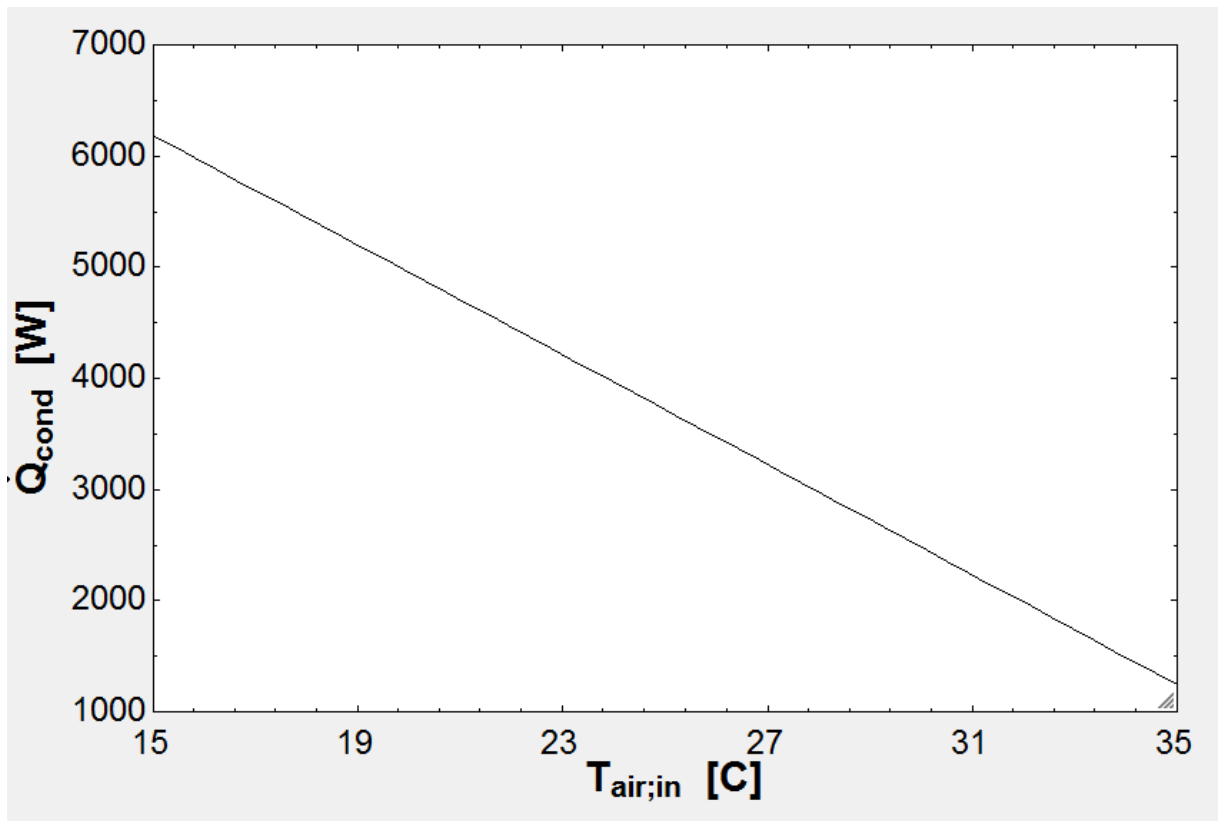


Figura 4.11 – Calor transferido como função da temperatura atmosférica

Como a condensação do refrigerante se dá a  $40^{\circ}C$ , a transferência de calor decai linearmente quando a temperatura do ar se aproxima desse valor, por causa da diminuição da diferença finita de temperatura necessária para haver troca de calor. Esse gráfico confirma a expectativa que quanto menor a temperatura do ambiente, melhor o desempenho do ciclo de refrigeração.

#### 4.2.4 – Perda de carga

Como última grandeza verificada no código do condensador, estudamos o comportamento da perda de carga na serpentina onde é rejeitado o calor e qual a relação entre perda de carga e o diâmetro da tubulação.

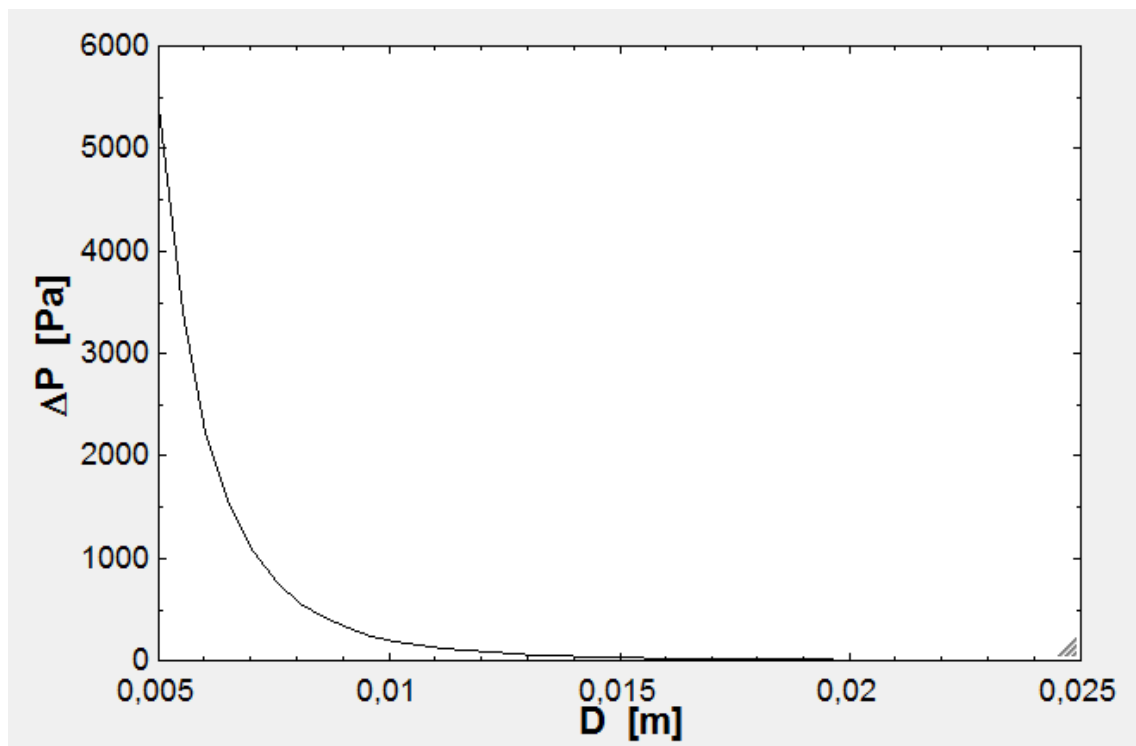


Figura 4.12 – Perda de carga como função do diâmetro

Observamos no gráfico acima que a perda de carga só assume valores significativos para diâmetros menores que 5mm. Para valores acima deste, não há muita preocupação com perda de pressão no circuito.

#### 4.3 Evaporador

O último código feito com intenção de avaliar as grandezas físicas envolvidas na troca de calor foi a rotina simulada para o evaporador. Como condições de contorno para esse problema, consideramos que a serpentina do evaporador está sujeita ao fenômeno de convecção natural no interior do box do caminhão frigorífico. Fixamos a temperatura de funcionamento do box em 12°C, recomendável para transporte de frutas, verduras e outros alimentos sensíveis ao frio.

Como condições adotadas para a simulação do evaporador, utilizamos:

- Comprimento: 1650mm
- Diâmetro interno dos tubos: 8,5mm
- Número de passes: 10
- Área total de troca de calor (externa): 0,44m<sup>2</sup>
- Vazão de refrigerante: 0,0015kg/s
- Temperatura do ar ambiente: 12°C
- Pressão no interior do evaporador: 1,23 kPa

Foi considerada a hipótese de que o fluido percorre a serpentina de evaporação sem deixar a região de saturação, ou seja, adentra o evaporador como líquido saturado e, após o processo de troca de calor, deixa a serpentina como vapor saturado.

Os resultados obtidos pela simulação foram os seguintes:

- Calor Transferido do ambiente: 2,256 kW
- Temperatura de Saturação do refrigerante: 7,3°C
- Temperatura da parede dos tubos: 8,6°C
- Perda de carga no circuito: 2,154 kPa

Com a taxa de transferência de calor na faixa de 2,2 kW, estamos considerando que o ciclo estimado possua COPs na faixa de 0,1 a 0,3. À primeira vista, esses valores parecem muito baixos quando comparados com COPs de ciclos a compressão (geralmente em torno de 6), mas como foi ressaltado anteriormente, esse ciclo funciona reaproveitando calor residual de outra fonte de energia, no caso, o motor diesel. Portanto, a energia consumida pelo ciclo seria, de outra maneira, descartada. Seguindo esse raciocínio e desprezando complicações menores associadas ao ciclo, podemos assumir que a potência consumida pelo ciclo é gratuita.

# 5 CONCLUSÕES

## 5.1 Conclusão

Neste trabalho realizou-se uma análise sobre o aproveitamento de gases quentes de um motor de combustão interna para a “geração de frio” através de um ciclo de absorção. O principal objetivo deste estudo de caso é projetar uma unidade de absorção otimizada utilizando uma simulação computacional para prever o seu funcionamento, visando um projeto com equipamentos compactos e resultando em capacidade de refrigeração compatível com a aplicação.

Durante o projeto da unidade espera-se que os componentes não sejam muito grandes, inviabilizando a sua instalação, nem muito compactos, o que acarretaria uma capacidade de refrigeração muito baixa. Uma das conclusões obtidas utilizando apenas os balanços de massa e energia nos componentes durante a simulação do estudo de caso foi a ineficiência do trocador de calor proposto, optando-se pela retirada deste, já que a perda na capacidade de refrigeração é pequena e o espaço ocupado pela unidade, bem como os custos seriam menores.

Partindo dos resultados da nossa simulação, assumimos ser viável a possibilidade de usar um ciclo de absorção embarcado em um caminhão frigorífico. Como o sistema funcionará a partir de calor residual do motor, não necessitando mais de um compressor, haverá uma economia de combustível associada a essa troca. Entretanto, o peso dos novos componentes “consumirá” parte dessa economia, e junto com a contrapressão gerada na saída do motor, podem contribuir para que a economia de combustível seja menor do que a esperada inicialmente.

### 5.1.1 - Gerador

Rodando a simulação do gerador, concluímos que sua confecção e operação serão simples e sem maiores complicações, desde que seja mantido um diâmetro mínimo no feixe de tubos, com objetivo de evitar o aparecimento de uma contrapressão no motor, comprometendo seu desempenho.

Estudamos as variáveis por trás de cada decisão de projeto e observando-se os gráficos gerados, é possível estimar se o gerador proposto se adapta às condições desejadas de operação ou se é necessário alterar o projeto deste componente.

### 5.1.2 – Condensador

No programa do condensador, estudamos sua resposta quando variávamos algumas condições de projeto, bem como condições ambientais. Concluímos que desde que seja mantida uma vazão mínima de ar ambiente na serpentina e esse ar não esteja a uma temperatura muito elevada, não haverá problemas em sua operação.

Quanto à perda de carga, não observamos grandes restrições, pois sujeitamos o condensador a uma vazão muito baixa de refrigerante. Novamente, contando que seja respeitado um diâmetro mínimo para os tubos da serpentina, apenas o processo de ebulição do vapor d'água no gerador deve ser capaz de manter o ciclo em funcionamento.

### **5.1.3 – Evaporador**

Como último e mais simples dos códigos, analisamos a operação do evaporador, com o objetivo de estimar o efeito útil do ciclo. Consideramos um box a 12°C, ideal para o transporte de frutas e verduras e dentro da faixa de operação do par fluido H<sub>2</sub>O-LiBr. O evaporador desempenha bem sua função, podendo retirar até 2,2 kW de calor do interior do caminhão, e, como no condensador, não apresenta perda de carga significativa.

## **5.2 Objetivos Futuros**

Como objetivos interessantes para a continuidade deste trabalho, podemos citar:

- Estudo de uma rotina para um absorvedor em “*free falling film*”, coerente com o modelo desenvolvido na Universidade de Brasília, comparando suas vantagens e desvantagens para sua aplicação em um sistema similar ao proposto neste trabalho.
- Unificar os códigos em EES, para simplificar sua operação e agilizar a geração de resultados.
- Criação de um modelo próprio de motor a diesel para adicionar ao sistema. Dessa forma teríamos mais controle sobre fatores construtivos do motor e mais liberdade para alterar seu código fonte.

## 6 BIBLIOGRAFIA

- ARAÚJO, C., “Transmissão de Calor”, Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, (1978).
- ASHRAE, “ASHRAE Handbook – Fundamentals”, Atlanta, (1993).
- BEJAN, A., “Heat Transfer”, John Wiley & Sons, Inc., (1993).
- CASTRO, W.P., “Projeto de sistemas de climatização por resfriamento evaporativo”, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Projeto de Graduação, Brasília-DF, (2003).
- DE FRANCISCO, A., ILLANE, R., TORRES, J.L., CASTILLO, M., DE BLAS, M., PRIETO, E. e GARCIA, A., “Development and testing of a prototype of a low power water – ammonia absorption equipment for solar energy applications”, *Renewable Energy*, Vol. 25, p.p 537-544 (2002).
- DOBSON, M.K., e CHATO, J.C., “Condensation in Smooth Horizontal Tubes,” *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 193-213 (1998)
- EES, “Engineering Equation Solver”, F-Chart Software, Maddleton, Wisconsin, (1992-2001).
- GHADDAR, N.K., SHIHAB, M. e BDEIR, F., “Modeling and simulation of a solar absorption system performance in Beirut”, *Renewable Energy*, Vol. 10, p.p 539-558 (1996).
- HAMMAD, M. e HABALI, S., “Desing and performance study of a solar energy powered vaccine cabinet”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, p.p 1785-1798 (1999).
- INCROPERA, F.P. e DEWITT, D.P., “Fundamentos de transferência de calor e massa”, 4ª edição brasileira, Livros Técnicos e Científicos S.A., Rio de Janeiro, (1998).
- OZISIK, M. N., “Heat transfer – a basic approach”, McGraw-Hill, Inc, (1985).
- SANTOS, F.A. “Projeto e estudo de desempenho de uma microturbina multicomcombustível”, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Projeto de Graduação, Brasília-DF, (2001).
- SRIKHIRIN, P., APHORNRATANA, S. e CHUNGPAILPATANA, S., “A review of absorption refrigeration technologies”, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, Vol. 5, p.p 343-372 (2001).
- SANTOS, R.O., “Análise de sistemas de refrigeração por absorção”, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, Projeto de Graduação, Brasília-DF, (2003).
- STOECKER, W.F. e JONES, J.W., “Refrigeração e ar condicionado”, 1ª edição brasileira, McGraw-Hill Ltda, São Paulo, p.p. 361-385, (1985).
- TALBI, M. e AGNEW, B., “Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 22, p.p 693-702 (2002).



VAN WYLEN, G.J., SONNTAG, R.E. e BORGNAKKE, C., “Fundamentos da termodinâmica”, tradução da 5ª edição americana, Edgar Blücher Ltda, (1998).

VIANNA, J.N.S., “Simulação digital de um sistema de refrigeração por absorção”, Universidade Federal de Santa Catarina, Tese de Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica (1974).

## ANEXO A

*Código Fonte EES da Simulação de um sistema de refrigeração por absorção Ciclo de absorção com motor de combustão interna.*

```

*****
"SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE ABSORÇÃO DE SIMPLES EFEITO COM TROCADOR DE
CALOR"
*****
"Simulação do aproveitamento do calor de gases quentes provenientes de um motor de
combustão interna."

"-----"
" IN PUT's "
"-----"
Tamb=30                "Temperatura Ambiente"
Patm=89,859           "Pressão Atmosférica"

"-----"
"COEFICIENTE DE PERFORMANCE DO SISTEMA:"
"-----"
COP=Qe/Qg
Capacidade=Qe/3,52

"-----"
"ABSORVEDOR"
"-----"
"Balanço de massa:"
m1=m2+m3
m1*X1=m2*X2
"Balanço de energia:"
m3*H6+m2*H8=m1*H9+Qa
ma*Ha1+Qa=ma*Ha2
"Método da média logarítmica das temperaturas para o absorvedor"
m2*H8+m3*H6=m1*Hm
(H6-Hm)/(H6-H8)=(Tm-T6)/(T8-T6)
Qa=UA_a*DTm_a
DTm_a=(DT1_a-DT2_a)/(ln(DT1_a/DT2_a))
DT1_a=Tm-Ta2
DT2_a=T9-Ta1
"Rejeição de calor no absorvedor para ar a temperatura ambiente"
Ta1=Tamb
Ha1=ENTHALPY(Air_ha;T=Ta1;P=Patm)
Ha2=ENTHALPY(Air_ha;T=Ta2;P=Patm)
"DIMENSIONAMENTO DO ABSORVEDOR:"
De_a=0,0102           "Diâmetro externo dos tubos [m]"
Dh_a=0,00363         "Diâmetro hidráulico da passagem do escoamento [m]"
Da_a=0,0254          "Distância entre as aletas da mesma fila [m]"
SL_a=0,022           "Distância entre as fileiras [m]"
t_a=0,330            "Espessura das aletas [mm]"
Sigma_a=0,534        "Área de escoamento livre / Área frontal"
Alfa_a=587           "Área de transferência de calor / volume total [m2/m3]"
AaA_a=0,913          "Área das aletas/área total"
"Dados de projeto"
Di_a=0,0085           "Diâmetro interno dos tubos [m]"
"Afr_a=0,150"        "Área frontal [m2]"
"Vazão dos ventiladores do absorvedor:"
Q_vent_abs=2000      "Vazão em m3/h"

```

```

ma=Q_vent_abs*Rho_ar_a/3600
"Ar escoando no exterior dos dutos)"
Tee_a=Tamb                                "Temperatura de entrada do ar[°C]"
Tem_a=(Tee_a+Tes_a)/2                    " Temperatura média do fluido frio [°C]"
ma=Velo_a*Afr_a*Rho_ar_a                "Vazão do fluido frio [kg/s]"
me_a=Velo_a*Afr_a*1000                   "Vazão volumétrica do fluido em l/s"
Rho_ar_a=DENSITY(Air_ha;T=Tem_a;P=Patm)  "Densidade do ar [kg/m3]"
Cp_ea=CP(Air_ha;T=Tem_a;P=Patm)         "Cp do ar [kJ/kg-K]"
Mhi_ea=VISCOSITY(Air_ha;T=Tem_a;P=Patm) "Viscosidade absoluta do ar [N.s/m2]"
Pr_ea=PRANDTL(Air_ha;T=Tem_a;P=Patm)    "Número de Prandtl do fluido frio "
"Vapor d'água e solução forte escoando no interior dos tubos)"
Tie_a=Tm                                  "Temperatura de entrada do fluido frio [°C]"
Tis_a=T9                                  "Temperatura de saída do fluido frio [°C]"
Tim_a=(Tie_a+Tis_a)/2                    "Temperatura média do fluido frio [°C]"
mi_a=m1                                    "Vazão do fluido frio [kg/s]"
Pr_ia=PRANDTL(Water;T=Tim_a;P=Pbaixa)   "Número de Prandtl do fluido frio"
"Considerações"
k_pa=1e-3*k_('Copper';Tim_a)            "Condutividade térmica do alumínio à 300K [kW/mK]"
Eta_fa=1                                  "Superfície interna do tubo não possui aletas"
"Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção interno"
C_a=0,725
Kint_a=COND_LIBR('SI';Tim_a;65)
gravidade=9,81
rho_a=1e3/V_LIBR('SI';Tim_a;X1)
Lambda_a=2,46E6
mhi_inta=VISC_LIBR('SI' ;Tis_a;65)
hi_a=1e-
3*C_a*(Kint_a/Di_a)*((gravidade*(rho_a^2)*Lambda_a*(Di_a^3))/(mhi_inta*Kint_a*DTm_a))^0,25
"Espessura das aleta desprezível:"
AiAe_a=Di_a/De_a*(1-AaA_a)              "AiAe = Área interna sobre a área externa"
"Resistência térmica condutiva da parede:"
AiRp_a=(Di_a/ln(De_a/Di_a))/(2*k_pa*(AiAe_a)) " Área interna x Resistência térmica do tubo
[m2.K/kW]"
"Velocidade mássica:"
G_a=ma/(Sigma_a*Afr_a)
"Número de Reynolds:"
Re_a=(G_a*Dh_a)/Mhi_ea
"Utilizando a Fig. 11.20 J_c=0,0096, pode-se calcular o coeficiente de transferência de calor por
convecção na parte externa ao tubo"
J_c_a=0,0085
he_a=J_c_a*((G_a*Cp_ea)/Pr_ea^(2/3))
"Calcula-se a eficiência da aleta pela Fig. 3.19
Etaa_a=0,65
Etaoe_a=1-(AaA_a)*(1-Etaa_a)
"Pode-se calcular o coeficiente global de transferência de calor baseado no lado do gás"
1/Ue_a=1/(hi_a*AiAe_a)+AiRp_a+1/(Etaoe_a*he_a)
Ue_a*Ae_a=UA_a
V_a=Ae_a/Alfa_a
L_a=V_a/Afr_a
NL_a=((L_a-Da_a)/SL_a)+1
Tes_a=Tee_a+Qg/(Cp_ea*ma)
NL_a=4

"-----"
"GERADOR"
"-----"

"Balanço de energia:"
m1*H1+Qg=m2*H2+m3*H3
mg*Hg1=mg*Hg2+Qg
"Caracterização do sistema:"
X2=X_LIBR('SI'; T2 ; Palta)

```

```

H2=H_LIBR('SI'; T2 ; X2)
X1=X_LIBR('SI'; T9 ; Pbaixa)
H1=H_LIBR('SI' ; T1 ; X1)
T2=T3
H3=ENTHALPY(Water;T=T3;P=Palta)
"Média logarítmica das temperaturas"
Qg=UA_g*DTm_g
DTm_g=(DT1_g-DT2_g)/(ln(DT1_g/DT2_g))
DT1_g=Tg1-T2
DT2_g=Tg2-T1
"Trocando calor com gases"
Tg1=400
Hg1=ENTHALPY(Air;T=Tg1)
Hg2=ENTHALPY(Air;T=Tg2)
mg=0,2975
"DIMENSIONAMENTO DO GERADOR:"
Di_g=0,08          "Diâmetro interno dos tubos do gerador (mergulhados em solução) [m]"
De_g=Di_g+0,002    "Diâmetro externo dos tubos do gerador (mergulhados em solução) [m]"
K_pg=1e-3*k_('Copper';T_m_g)          "Condutividade térmica do alumínio à 300K [W/mK]"
Tb=(Tg1+Tg2)/2          "Tg1 e Tg2 são as temperaturas Bulk na entrada e na
saída, respectivamente. Ver pág. 300 Bejan      Tbulk=(1/VA)*Integral(vT)"
Mhi_ig=VISCOSITY(Air_ha;T=Tb;P=Patm)
Pr_ig=PRANDTL(Air_ha;T=Tb;P=Patm)
Kint_g=CONDUCTIVITY(Air_ha;T=Tb;P=Patm)
Re_g=4*mg/(Pi*Di_g*Mhi_ig)
"Verificação da condição L/D>60"
LD_g=L_g/Di_g
"Determinação do coeficiente de transferência da calor interno:"
hi_g=1e-3*(Kint_g/Di_g)*0,023*Re_g^(4/5)*Pr_ig^(1/3) "Equação de Colburn (Ozisik)"
"Determinação do coeficiente de transferência da calor externo:"
kext_g_v=1e-3*CONDUCTIVITY(Water;T=T2;x=1)
Rho_ext_g_l=DENSITY(Water;T=T2;x=0)
Rho_ext_g_v=DENSITY(Water;T=T2;x=1)
T_m_g=(Tg1+Tg2)/2
T_sat_g=47          "Temperatura de saturação à pressão de 10kPa"
C_lv_g=2,257          "Calor latente de vaporização a 373,15 K [kJ/kg]"
C_pv_g=CP(Water;T=T2;x=1)          "Calor sensível do vapor "
C_lv_corr_g=C_lv_g+0,80*C_pv_g*(T_m_g-T_sat_g)
Mhi_v_g=VISCOSITY(Water;T=T2;x=1)
he_conv_g=0,62*(kext_g_v/De_g)*((gravidade*(Rho_ext_g_l-
Rho_ext_g_v)*C_lv_corr_g*De_g^3)/((Mhi_v_g/Rho_ext_g_v)*kext_g_v*(T_m_g-T_sat_g)))^0,25
Epsilon_alu=0,05    "Emissividade do alumínio a 300 °C"
Sigma=1e-3*sigma#
he_rad_g=Epsilon_alu*Sigma*(T_m_g^4-T_sat_g^4)/(T_m_g-T_sat_g)
"Associando: Incropera Pg. 297"
he_g^(4/3)=he_conv_g^(4/3)+he_rad_g*he_g^(1/3)
"Coeficiente global de transferência de calor com base na área interna do tubo interior [kW/m^2-
K]"
Ui_g=1/(1/hi_g+Di_g/2*ln(De_g/Di_g)/K_pg+Di_g/(De_g*he_g))
Ui_g*Ai_g=UA_g          "Cálculo da área interna do tubo interno [m^2]"
Ai_g=Pi*Di_g*L_g          "Cálculo do comprimento do tubo interno [m]"
L_g=3,6

"-----"
"TROCADOR DE CALOR"
"-----"

"balaço de energia"
m2*H2=m2*H7+Qt
m1*H10+Qt=m1*H1
"média logarítmica das temperaturas"
Qt=UA_t*DTm_t

```

```

DTm_t=(DT1_t-DT2_t)/(ln(DT1_t/DT2_t))
DT1_t=T2-T1
DT2_t=T7-T10
"entalpia mínima para que não ocorra cristalização"
H7_min=-1397+24*X2
"DIMENSINAMENTO DO TROCADOR DE CALOR"
Tim_t=(T1+T10)/2
Him_t=H_LIBR('SI' ;Tim_t;X1)
Timl_t=Tim_t+0,5
Himl_t=H_LIBR('SI' ;Timl_t;X1)
Cp_it=(Himl_t-Him_t)/(Timl_t-Tim_t) "Cálculo do Cp"
Kint_t=(COND_LIBR('SI' ;Tim_t;65))/1000 "Condutividade térmica da solução [kW/m-K]"
Mhi_it=VISC_LIBR('SI' ;Tim_t;65) "Viscosidade da solução [N-s/m^2]"
Di_t=0,022 "Diâmetro interno do tubo interno [m]"
e_tt=0,002 "Espessura do tubo interno [m]"
De_t=Di_t+e_tt "Diâmetro do tubo externo [m]"
K_pt=1e-3*k_('Copper';Tim_t) "Condutividade do alumínio [kW/m-K]"
Aesco_t=(Pi*Di_t^2)/4 "Área para escoamento do fluido no tubo interno [m^2]"
Re_it=(m1*Di_t)/(Aesco_t*Mhi_it) "Número de Reynolds do escoamento no tubo interno [-]"
Pr_it=Mhi_it*Cp_it/Kint_t "Número de Prandtl do fluido escoando no tubo interno [-]"
h_it=0,023*(Kint_t/Di_t)*(Re_it)^0,8*(Pr_it)^0,4 "Coeficiente de transferência de calor por
convecção no tubo interno [kW/m^2-K]"
Tem_t=(T2+T7)/2 "Temperatura média: usada nas propriedades"
Hem_t=H_LIBR('SI' ;Tem_t;X2)
Teml_t=Tem_t+0,5 "Temperatura um pouco acima usada para estimativa
do Cp"
Heml_t=H_LIBR('SI' ;Teml_t;X2)
Cp_et=(Heml_t-Hem_t)/(Teml_t-Tem_t) "Cálculo do Cp"
Kext_t=(COND_LIBR('SI' ;Teml_t;65))/1000 "Condutividade térmica da solução [kW/m-K]"
Mhi_et=VISC_LIBR('SI' ;Tem_t;65) "Viscosidade da solução [N-s/m^2]"
Di_ca=0,030 "Diâmetro interno da camisa [m]"
Dequ_ca=(Di_ca^2-De_t^2)/De_t "Diâmetro equivalente da camisa [m]"
e_cat=0,003 "Espessura da camisa [m]"
Aesco_ca=(Pi/4)*(Di_ca^2-De_t^2) "Área para escoamento do fluido na camisa [m^2]"
Re_et=(m2*Dequ_ca)/(Aesco_ca*Mhi_et)
Pr_et=Mhi_et*Cp_et/Kext_t
h_et=0,023*(Kext_t/Dequ_ca)*(Re_et)^0,8*(Pr_et)^0,3
"U_it=1/(1/h_it+Di_t/2*ln(De_t/Di_t)/K_pt+Di_t/(De_t*h_et))"
U_it=0
U_it*A_it=UA_t "Cálculo da área interna do tubo interno [m^2]"
A_it=Pi*Di_t*L_t "Cálculo do comprimento do tubo interno [m]"
L_t=1,0
"-----"
"CONDENSADOR"
"-----"
Palta=PRESSURE(Water;T=T4;x=0)
H4=ENTHALPY(Water; x=0 ; T=T4)
"Balanço de energia:"
m3*H3=m3*H4+Qc "Deve-se retirar esta equação para entrar com o UA_c"
mc*Hc1+Qc=mc*Hc2
"Método da efetividade"
Epsilon_c=1-exp(-NUT_c)
Cpa_c=CP(Air_ha;T=Tc1;P=Patm)
Cmin_c=mc*Cpa_c
NUT_c=UA_c/Cmin_c
Qmax_c = Cmin_c*(T4-Tc1)
Qc=Epsilon_c*Qmax_c
"Trocando calor com água à temperatura ambiente"
Tc1=Tamb
Hc1=ENTHALPY(Air_ha;T=Tc1;P=Patm)

```

Hc2=ENTHALPY(Air\_ha;T=Tc2;P=Patm)  
 "DIMENSIONAMENTO DO CONDENSADOR:"  
 De\_c=0,0102 "Diâmetro externo dos tubos [m]"  
 Dh\_c=0,00363 "Diâmetro hidráulico da passagem do escoamento [m]"  
 Da\_c=0,0254 "Distância entre as aletas da mesma fileira [m]"  
 SL\_c=0,022 "Distância entre as fileiras [m]"  
 t\_c=0,330 "Espessura das aletas [mm]"  
 Sigma\_c=0,534 "Área de escoamento livre / Área frontal"  
 Alfa\_c=587 "Área de transferência de calor /volume total [m2/m3]"  
 AaA\_c=0,913 "Área das aletas/área total"  
 "Dados de projeto"  
 Di\_c=0,009 "Diâmetro interno dos tubos [m]"  
 "Vazão dos ventiladores reserva do condensador:"  
 {Modelo Caravel Vazão=5550CFM (935m3/h)"  
 Q\_vent\_cond=1870 "Vazão em m3/h"  
 mc=Q\_vent\_cond\*Rho\_ar\_c/3600}  
 Q\_vent\_cond=3600\*mc/Rho\_ar\_c "Vazão em m3/h"  
 Tee\_c=Tc1 "Temperatura de entrada do ar[°C]"  
 Tes\_c=Tc2 "Temperatura de saída do ar[°C]"  
 Tem\_c=(Tee\_c+Tes\_c)/2 "Temperatura média do fluido frio [°C]"  
 Velo\_c=10 "Velocidade do ar na entrada do condensador [m/s]"  
 mc=Velo\_c\*Afr\_c\*Rho\_ar\_c "Vazão do fluido frio [kg/s] (72km/h é a velocidade média do ar)"  
 me\_c=Velo\_c\*Afr\_c\*1000 "Vazão volumétrica do fluido em l/s"  
 Rho\_ar\_c=DENSITY(Air\_ha;T=Tem\_c;P=Patm) "Densidade do ar [kg/m3]"  
 Cp\_ec=CP(Air\_ha;T=Tem\_c;P=Patm) "Cp do ar [kJ/kg-K]"  
 Mhi\_ec=VISCOSITY(Air\_ha;T=Tem\_c;P=Patm) "Viscosidade absoluta do ar [N.s/m2]"  
 Pr\_ec=PRANDTL(Air\_ha;T=Tem\_c;P=Patm) "Número de Prandtl do fluido frio "  
 Tie\_c=T3 "Temperatura de entrada do fluido frio [°C]"  
 Tis\_c=T4 "Temperatura de saída do fluido frio [°C]"  
 Tim\_c=(Tie\_c+Tis\_c)/2 "Temperatura média do fluido frio [°C]"  
 mi\_c=m3 "Vazão do fluido frio [kg/s]"  
 Mhi\_ic=VISCOSITY(Water;T=Tim\_c;P=Palta) "Viscosidade absoluta do ar [N.s/m2]"  
 Pr\_ic=PRANDTL(Water;T=Tim\_c;P=Palta) "Número de Prandtl do fluido frio"  
 k\_pc=1e-3\*k\_('Copper';Tim\_c) "Condutividade térmica do alumínio"  
 Eta\_fc=1 "Superfície interna do tubo não possui aletas"  
 "ANÁLISE:"  
 "Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção interno"  
 C\_c=0,725  
 Kint\_c=CONDUCTIVITY(Water;T=Tim\_c;P=Palta)  
 ro\_c=DENSITY(Water;T=Tis\_c;x=0)  
 Lambda\_c=2,25E6  
 mhi\_intc=VISCOSITY(Water;T=Tis\_c;x=0)  
 DTm\_c=(DT1\_c-DT2\_c)/ln(DT1\_c/DT2\_c)  
 DT1\_c=Tie\_c-Tes\_c  
 DT2\_c=Tis\_c-Tee\_c  
 "Equação Ozisik pg 417:"  
 h\_fg\_c=2419 "Calor latente de vaporização a T4 [kJ/kg]"  
 C\_pl\_c=CP(Water;T=T4;x=0) "Calor sensível do vapor "  
 h\_l\_fg\_c=h\_fg\_c+0,80\*C\_pl\_c\*(T4-Tamb)  
 T\_sat\_c=T4  
 Rho\_l\_c=DENSITY(Water;T=T4;x=0)  
 Rho\_v\_c=DENSITY(Water;T=T4;x=1)  
 K\_l\_c=CONDUCTIVITY(Water;T=Tim\_c;x=0)  
 hi\_c=1e-3\*0,555\*((gravidade\*Rho\_l\_c\*(Rho\_l\_c-Rho\_v\_c)\*K\_l\_c^3\*h\_l\_fg\_c)/(mhi\_intc\*(T\_sat\_c-Tamb)\*Di\_c))^0,25  
 "Espessura das aleta desprezível:"  
 AiAe\_c=Di\_c/De\_c\*(1-AaA\_c) "AiAe = Área interna sobre a área externa"  
 AiRp\_c=(Di\_c/ln(De\_c/Di\_c))/(2\*k\_pc\*(AiAe\_c)) "Área interna x Resistência térmica do tubo"  
 "Velocidade mássica:"  
 G\_c=mc/(Sigma\_c\*Afr\_c)  
 "Número de Reynolds:"

$Re_c=(G_c*Dh_c)/Mhi_{ec}$   
 $J_c=0,0085$   
 $he_c=J_c*((G_c*Cp_{ec})/Pr_{ec}^{(2/3)})$   
 $Eta_c=0,65$   
 $Eta_{oe_c}=1-(AaA_c)*(1-Eta_c)$   
 $1/Ue_c=1/(hi_c*AiAe_c)+AiRp_c+1/(Eta_{oe_c}*he_c)$   
 $Ue_c*Ae_c=UA_c$   
 $V_c=Ae_c/Alfa_c$   
 $L_c=V_c/Afr_c$   
 $NL_c=((L_c-Da_c)/SL_c)+1$   
 $NL_c=3$

"-----"  
 "VÁLVULAS DE EXPANSÃO E REGULADORA DE PRESSÃO VEI E VEII"  
 "-----"

"VEI"  
 $H5=H4$   
 $T5=TEMPERATURE(Water;h=H5;P=Pbaixa)$   
 "VEII"  
 $H7=H8$   
 $T7=T8$   
 $T8=T\_LIBR('SI' ; Pbaixa ; X2)$

"-----"  
 "EVAPORADOR"  
 "-----"

$Pbaixa=PRESSURE(Water;T=T6;x=1)$   
 $H6=ENTHALPY(Water; x=1 ; P=Pbaixa)$   
 "Balanço de energia:"  
 $m3*H5+Qe=m3*H6$   
 $me*He1=me*He2+Qe$   
 "Método da efetividade"  
 $Epsilon_e=1-exp(-NUT_e)$   
 $Cpa_e=CP(Air\_ha;T=Te1;P=Patm)$   
 $Cmin_e=me*Cpa_e$   
 $NUT_e=UA_e/Cmin_e$   
 $Qmax_e = Cmin_e*(Te1-T5)$   
 $Qe=Epsilon_e*Qmax_e$

"Característica do trocador de calor"

$Te1=15$  "Retorno"

$He1=ENTHALPY(Air\_ha;T=Te1;P=Patm)$

$He2=ENTHALPY(Air\_ha;T=Te2;P=Patm)$

"DIMENSIONAMENTO DO EVAPORADOR:"

"Configuração da Fig. 11.20"

$De_e=0,0102$	"Diâmetro externo dos tubos [m]"
$Dh_e=0,00363$	"Diâmetro hidráulico da passagem do escoamento [m]"
$Da_e=0,0254$	"Distância entre as aletas da mesma fila [m]"
$SL_e=0,022$	"Distância entre as fileiras [m]"
$t_e=0,330$	"Espessura das aletas [mm]"
$Sigma_e=0,534$	"Área de escoamento livre / Área frontal"
$Alfa_e=587$	"Área de transferência de calor /volume total [m2/m3]"
$AaA_e=0,913$	"Área das aletas/área total"

"Dados de projeto"

$Di_e=0,0085$  "Diâmetro interno dos tubos [m]"

"evaporador modelo FBA 145:"

$Q_{vent\_evap}=3050$  "Vazão volumétrica do fluido em m3/h"

$Afr_e=0,452$  "Área frontal [m2] 83,8x36,4cm"

$me=Q_{vent\_evap}*Rho_{ar_e}/3600$

$Velo_e=Q_{vent\_evap}/(Afr_e*3600)$

"Ar escoando no exterior dos dutos"

$Tee_e=Te1$  "Temperatura de entrada do ar[°C]"

```

Tes_e=Te2                                "Temperatura de entrada do ar[°C]"
Tem_e=(Tee_e+Tes_e)/2                    "Temperatura média do fluido frio [°C]"
Rho_ar_e=DENSITY(Air_ha;T=Tem_e;P=Patm)  "Densidade do ar [kg/m3]"
Cp_ee=CP(Air_ha;T=Tem_e;P=Patm)         "Cp do ar [kJ/kg-K]"
Mhi_ee=VISCOSITY(Air_ha;T=Tem_e;P=Patm)  "Viscosidade absoluta do ar [N.s/m2]"
Pr_ee=PRANDTL(Air_ha;T=Tem_e;P=Patm)     "Número de Prandtl do fluido frio "
"Água escoando no interior dos tubos)"
Tie_e=T5                                  "Temperatura de entrada do fluido frio [°C]"
Tis_e=T6                                  "Temperatura de saída do fluido frio [°C]"
Tim_e=(Tie_e+Tis_e)/2                    "Temperatura média do fluido frio [°C]"
Mhi_ie=VISCOSITY(Water;T=Tim_e;x=1)      "Viscosidade absoluta do ar [N.s/m2]"
"Considerações"
k_pe=1e-3*k_('Copper';Tim_e)            "Condutividade térmica do alumínio"
Eta_fe=1                                  "Superfície interna do tubo não possui aletas"
"ANÁLISE:"
"Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção interno"
Kint_e=CONDUCTIVITY(Water;T=Tim_e;x=1)
rol_e=DENSITY(Water;T=T5;x=0)
rov_e=DENSITY(Water;T=T5;x=1)
v_int_e=VOLUME(Water;T=T5;x=1)
Vazao_int_e=m3*v_int_e                    "metros cúbicos por segundo"
U_maxint_e=Vazao_int_e/((Pi/4)*Di_e^2)
G_maxint_e=U_maxint_e*rol_e
mhi_int_e=VISCOSITY(Water;T=T5;x=0)
Pr_int_e=PRANDTL(Steam;T=5;P=Pbaixa)
mhi_int_ev=VISCOSITY(Water;T=T5;x=1)
Re_int_e=(m3*Di_e)/((Pi/4)*Di_e^2)*mhi_int_ev
hi_e=1e-3*0,023*Kint_e/Di_e*(Re_int_e)^0,8*Pr_int_e^0,3333
"Espessura das aletas desprezível:"
AiAe_e=Di_e/De_e*(1-AaA_e)               "AiAe = Área interna sobre a área externa"
AiRp_e=(Di_e/ln(De_e/Di_e))/(2*k_pe*(AiAe_e)) "Área interna x Resistência térmica do tubo"
"Velocidade mássica:"
G_e=me/(Sigma_e*Afr_e)
"Número de Reynolds:"
Re_e=(G_e*Dh_e)/Mhi_ee
J_c_e=0,0085
he_e=J_c_e*((G_e*Cp_ee)/Pr_ee^(2/3))
Etaa_e=0,65
Etaoe_e=1-(AaA_e)*(1-Etaa_e)
1/Ue_e=1/(hi_e*AiAe_e)+AiRp_e+1/(Etaoe_e*he_e)
Ue_e*Ae_e=UA_e
V_e=Ae_e/Alfa_e
L_e=V_e/Afr_e
NL_e=((L_e-Da_e)/SL_e)+1
NL_e=4

"-----"
"BOMBA"
"-----"
T9=T10
H9=H_LIBR('SI'; T9 ; X1)
H10=H9

"-----"

```



## ANEXO B

Código fonte em EES da simulação da transferência de calor no gerador do ciclo por absorção

"-----"

"ANÁLISE DO GERADOR DO CICLO DE ABSORÇÃO"

"Feixe de Tubos imerso em solução"

"INPUTS"

D = 0,02 "Diâmetro de cada tubo de ar"

L = 0,55 "Comprimento dos tubos"

N = 10 "Número de tubos no feixe"

p\_ger = 7380 "Pressão no interior do gerador"

epsilon = 0,05000 "emissividade da superfície"

C\_s\_f = 0,0132 "Coeficiente de superfície"

RelRough = 0 "Rugosidade relativa"

T\_air\_in = 400 "Temperatura de entrada do ar (dado do motor a combustão)"

m\_dot\_air = 0,29/N "Vazao de ar (dado do motor a combustão)"

P\_air = Po# "Pressão dos gases de escape (dado do motor a combustão)"

C\_p=1051 "=Cp('Air';T=T\_Bulk)\*convert(kJ/kg-k;J/kg-k)" "Calor Específico do ar nos tubos (dado do motor a combustão)"

"PIPE FLOW"

"Cilindro > polished stainless steel"

call PipeFlow('air';T\_bulk;P\_air;m\_dot\_air;D;L;RelRough:h\_T; h\_H ;DELTA\_P; Nusselt\_T; f; Re) "Propriedades para pipeflow"

Q\_dot\_in = h\_t\*A\*LMTD "Transferencia de calor em cada tubo - T = cte"

LMTD = -(T\_air\_out - T\_air\_in)/ln((T\_sup-T\_air\_out)/(T\_sup-T\_air\_in+0,0000001))  
"Media logaritmica de temperaturas"

"Adiciona-se 1e-7 para evitar divisão por 0 durante as iterações"

T\_bulk = (T\_air\_in + T\_air\_out)/2 "Temperatura media do ar em cada tubo"

A = pi\*D\*L "área do tubo"

T\_air\_out = T\_sup - (T\_sup - T\_air\_in)\*exp((-h\_t\*A)/(m\_dot\_air\*C\_p))

"NUCLEATE BOILING"

$q''_{\text{nucleate}} = \text{Nucleate\_Boiling}(\text{'water'; } T_{\text{sat}}; T_{\text{sup}}; C_{\text{s\_f}})$  "Fluxo de calor em nucleate boiling"

$$Q_{\text{dot\_nucleate}} = q''_{\text{nucleate}} * A$$

$$Q_{\text{diff}} = Q_{\text{dot\_in}} + Q_{\text{dot\_nucleate}} \quad \text{"Considerando regime de ebulição nucleado"}$$

$$Q_{\text{diff}} = 0$$

"FILM BOILING"

{

$q''_{\text{film}} = \text{Film\_Boiling}(\text{'water'; 'cylinder'; } T_{\text{sat}}; T_{\text{sup}}; D; \text{epsilon})$  "Fluxo de calor em film boiling"

$$Q_{\text{dot\_film}} = q''_{\text{film}} * A$$

$$Q_{\text{dot\_in}} = -Q_{\text{dot\_film}} \quad \text{"Considerando regime de ebulição em filme"}$$

}

"PROPRIEDADES DA MISTURA H2O-LIBR"

$$T_{\text{libr}} = T_{\text{LIBR}}(\text{'SI'; } P_{\text{libr}}; X) \quad \text{"Temperatura de saturação da mistura h2o-libr"}$$

$$x = 60$$

$$p_{\text{libr}} = p_{\text{ger}} * \text{convert}(\text{Pa; kPa})$$

$$t_{\text{sat}} = t_{\text{libr}}$$

"CALOR TOTAL TROCADO"

$$Q_{\text{dot\_total}} = N * Q_{\text{dot\_nucleate}}$$

"Referencias"

"-----Film Boiling-----"

"Heat Transfer in Stable Film Boiling

Chem. Eng. Prog. Vol. 46, No. 221, (1950)

as reported in

Incropera, F.P, and DeWitt, D.P.

Introduction to Heat Transfer, Fourth Edition

John Wiley and Sons, New York, 2002"

"-----Nucleate Boiling-----"

"W.M. Rohsenow, A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling of Liquids,  
Trans. ASME (74): 969, 1952

Heat Transfer

G.F. Nellis and S.A. Klein

Cambridge University Press, 2009"

"-----Pipe flow-----"

"Heat Transfer

G.F. Nellis and S.A. Klein

Cambridge University Press, 2009 "

"-----"

## ANEXO C

Código fonte em EES da simulação da transferência de calor no condensador do ciclo por absorção

"-----"

"CONDENSADOR - FUNÇÃO EES"

"INPUT"

$A_{\text{frontal}} = L * 0,5$  "Área frontal do condensador"

$N_L = 30$  "Número de fileiras de tubos no condensador"

$D = 0,0085$  "Diâmetro dos tubos do condensador"

$S_T/D = 1,5$  "Distância entre as fileiras de tubos na Vertical"

$S_L/D = 1,5$  "Distância entre as fileiras de tubos na Horizontal"

$L = 0,7$  "Comprimento do tubo"

$m_{\text{dot}}_w = 0,0015$  "Vazão de vapor a ser condensado"

$P_{\text{alta}} = 7,38$  "Pressão de alta no ciclo"

"Ar escoando através dos tubos do condensador"

"Relação de Zukauskas"

$Nusselt = 0,34 * F_a * Re_D^{0,61} * Pr^{0,31}$

$$\text{Nusselt} = h * S\_L / k$$

$$k = \text{Conductivity}(\text{Air}; T=T\_air\_in)$$

$$\text{Re}_D = \rho_{ar} * u_{inf} * D / \mu_{ar}$$

$$\rho_{ar} = \text{density}(\text{'air'}; T=T\_air\_in; P=P)$$

$$\mu_{ar} = \text{viscosity}(\text{'air'}; T=T\_air\_in)$$

$$\text{Pr} = \text{prandtl}(\text{'air'}; T=T\_air\_in)$$

$$F_a = 1 + (S_L + 7,17/S_L - 6,52) * (0,266 / (S_L - 0,8)^2 - 0,12) * \text{sqrt}(1000 / \text{Re}_D)$$

$$T\_air\_in = 25 \quad \text{"Temperatura de entrada do ar"}$$

$$P = P_o\# \quad \text{"Pressão da corrente de ar"}$$

$$u_{inf} = V\_dot / A\_frontal \quad \text{"Velocidade da corrente de ar - dependente do ventilador e da área frontal do condensador"}$$

"Calor trocado entre os tubos e o ar ambiente"

$$Q\_dot\_ar = h * A\_frontal * \Delta T$$

$$\Delta T = (T_w - T\_air\_in)$$

"Vazão dos ventiladores reserva do condensador:"

"Modelo Caravel Vazão=5550CFM (935m3/h)"

$$V\_dot\_vent = 935$$

$$V\_dot = V\_dot\_vent / 3600 \quad \text{"Vazão volumétrica do ventilador por segundo"}$$

"CONDENSAÇÃO DA ÁGUA NO INTERIOR DO TUBO"

$$\text{Nusselt}_w = 0,023 * \text{Re}_l^{0,8} * \text{Pr}_l^{0,4} * ((1-x)^{0,8} + 3,8 * x^{0,76} * (1-x)^{0,04})^{0,22^{0,38}}$$

$$\text{Re}_l = \rho_w * u_w * L / \mu_l$$

$$\rho_w = \text{density}(\text{'water'}; T=T\_sat; P=P\_alta)$$

$$u_w = m\_dot\_w / A\_sec$$

$$A\_sec = \pi * (d/2)^2$$

$$\mu_l = \text{viscosity}(\text{'water'}; T=T\_sat; P=P\_alta)$$

$$\text{Pr}_l = \text{Prandtl}(\text{'water'}; T=T\_sat; P=P\_alta)$$

$$\text{Nusselt}_w = h\_m * D / K_w$$

$$k_w = \text{conductivity}(\text{'water'}; T=T\_sat; p=p\_alta)$$

$$x = 0$$

$T_{sat} = T_{SAT}('water'; P=P_{alta})$  "Temperatura de Saturação da água"

"Calor rejeitado pelo fluido"

$Q_{dot\_cond} = h_m * A * (T_{sat} - T_w)$

$A = \pi * D * L * N_L$

"saldo do calor trocado tem que ser igual a 0"

$Q_{diff} = Q_{dot\_cond} - Q_{dot\_ar}$

$Q_{diff} = 0$

"Perda de carga"

call PipeFlow('water'; T\_sat+1; P\_alta; m\_dot\_w; D; L\*N\_L; 0; h\_T; h\_H ; DELTAP; Nusselt\_T; f;  
Re)

"-----"

ANEXO D

Código fonte em EES da simulação da transferência de calor no evaporador do ciclo por absorção

"-----"

"EVAPORADOR - EES"

"EVAPORAÇÃO NO INTERIOR DO TUBO"

call Flow\_Boiling('water'; T\_sat; G; d; x; Q\_dot; 'Horizontal': h\_in; T\_w)

$T_{sat} = T_{SAT}('water'; P=P_{baixa})$

$P_{baixa} = 1,23$

$G = m_{dot\_w} / A_{sec}$

$A_{sec} = \pi * (d/2)^2$

$m_{dot\_w} = 0,5$

$d = 0,01$

$x = 0$

$Q_{dot} = 1000$  "carga térmica no evaporador"

"CONVECÇÃO NATURAL NA SERPENTINA DO EVAPORADOR"

Call FC\_horizontal\_cylinder('air'; T\_s; T\_inf; P\_atm; D : h; Nusselt; Ra)

$T_s = T_w$

$T_{inf} = 12$

$$P_{\text{atm}} = P_o\#$$

"TRANSFERÊNCIA DE CALOR"

$$Q_{\text{ev}} = h \cdot A_{\text{total}} \cdot \text{DELTA\_T}$$

$$\text{DELTA\_T} = (T_{\text{inf}} - T_{\text{s}})$$

$$A_{\text{total}} = \pi \cdot D \cdot L \cdot N_{\text{L}}$$

$$L = 1$$

$$N_{\text{L}} = 20$$