

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química

P

P

E

Q

PPEQ - Programa de Pós-Graduação
em Engenharia Química
Cidade Universitária- Recife – PE
CEP. 50640-901
Telefax: 0-xx-81- 21267289



054

TESE DE DOUTORADO

**ADIÇÃO DE NANOPARTÍCULAS EM UM
REFRIGERANTE SECUNDÁRIO E SUA INFLUÊNCIA
NO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL EM
UM GRUPO GERADOR DIESEL**

Kamylla Alexandre Leite dos Santos

Orientador(es):

Prof. Dr. Mohand Benachour

Prof. Dr. Valdemir Alexandre dos Santos

Recife/PE

Fevereiro/2016

KAMYLLA ALEXANDRE LEITE DOS SANTOS

**ADIÇÃO DE NANOPARTÍCULAS EM UM REFRIGERANTE SECUNDÁRIO E SUA
INFLUÊNCIA NO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL EM UM GRUPO
GERADOR DIESEL**

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Química.

Área de concentração: Desenvolvimento de processos químicos do petróleo, gás natural e biocombustíveis

Linha de pesquisa: Modelagem, Simulação e Controle de Processos

Orientadores:

Prof. Dr. Mohand Benachour

Prof. Dr. Valdemir Alexandre dos Santos

Recife
2016

Catálogo na fonte
Bibliotecária Valdicéa Alves, CRB-4 / 1260

- S237a Santos, Kamylla Alexandre Leite dos.
Adição de nanopartículas em um refrigerante secundário e sua influência no consumo específico de combustível em um grupo gerador diesel/ Kamylla Alexandre Leite dos Santos. - 2016.
145folhas, Il., Abr., Sigl., Simb., e tabs.

Orientador: Prof. Dr. Mohand Benachour.
Coorientador: Prof. Dr. Valdemir Alexandre dos Santos.

Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação Engenharia Química, 2016.
Inclui Referências Apêndices.

1. Engenharia Química. 2. Grupo gerador diesel. 3. Nanopartículas.
4. Chiller de absorção. I. Benachour, Mohand. (Orientador). II. Santos, Valdemir Alexandre dos. (Coorientador). IV. Título.

UFPE

660.2 CDD (22. ed.)

BCTG/2016- 131

*ATA DA 54ª (QUINQUAGÉSIMA QUARTA) DEFESA DE TESE DE DOUTORADO DO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA QUÍMICA DO CENTRO DE
TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS DA UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO, NO DIA
24 DE FEVEREIRO DE 2016*

Aos 24 (vinte e quatro) dias do mês de fevereiro de dois mil e dezesseis (2016), às 9:00 horas, na sala de aula de Pós-Graduação, no Departamento de Engenharia, do Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, em sessão pública, teve início a defesa de Tese de Doutorado intitulada “ADIÇÃO DE NANOPARTÍCULAS EM UM REFRIGERANTE SECUNDÁRIO E SUA INFLUÊNCIA NO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL EM UM GRUPO GERADOR DIESEL” da aluna **KAMYLLA ALEXANDRE LEITE DOS SANTOS**, na área de concentração Engenharia de Processos Químicos e Bioquímicos, sob orientação do Prof. Mohand Benachour e co-orientação do prof. Valdemir Alexandre dos Santos. A doutoranda KAMYLLA ALEXANDRE LEITE DOS SANTOS cumpriu todos os demais requisitos regimentais para a obtenção do grau de DOUTORA em Engenharia Química. A Banca Examinadora foi indicada pelo Comitê Gestor do Programa de Pós-Graduação EM 03/02/2016, na sua Reunião Ordinária e homologada pela Diretoria de Pós-Graduação, através do Processo Nº 23076.006586/2016-11 em 12/02/2016 composta pelos Professores: José Marcos Francisco da Silva do Departamento de Engenharia Química da UFPE; Leonie Asfora Sarubbo do Departamento de Engenharia Química da UNICAP; Luiz Stragevitch do Departamento de Engenharia Química da UFPE; Nelson Medeiros de Lima Filho do Departamento de Engenharia Química da UFPE; Sergio Perez Ramos da Silva do Departamento de Engenharia Mecânica e Elétrica da Escola Politécnica de Pernambuco/UPE. Após cumpridas formalidades, a candidata foi convidada a discorrer sobre o conteúdo da Tese. Concluída a explanação, a candidata dói argüida pela Banca Examinadora que, em seguida, reuniu-se para deliberar e conceder a mesma a menção Aprovada da referida Tese. E, para constar, lavrei a presente Ata que vai por mim assinada, Secretário (a) de Pós-Graduação, e pelos membros da Banca Examinadora.

Recife, 24 de fevereiro de 2016.

BANCA EXAMINADORA

Prof. José Marcos Francisco da Silva

Prof^a. Leonie Asfora Sarubbo

Prof. Luiz Stragevitch

Prof. Nelson Medeiros de Lima Filho

Prof. Sergio Perez Ramos da Silva

KAMYLLA ALEXANDRE LEITE DOS SANTOS

**ADIÇÃO DE NANOPARTÍCULAS EM UM REFRIGERANTE
SECUNDÁRIO E SUA INFLUÊNCIA NO CONSUMO ESPECÍFICO DE
COMBUSTÍVEL EM UM GRUPO GERADOR DIESEL**

Linha de Pesquisa: Processos Químicos Industriais

Tese de Doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Química da Universidade Federal de Pernambuco, defendida e aprovada em 24 de fevereiro de 2016 pela banca examinadora constituída pelos seguintes membros:

Prof. Dr. Mohand Benachour/DEQ-UFPE
(Orientador)

Prof. Dr. Valdemir Alexandre dos Santos/DEQ-UNICAP
(Co-Orientador)

Prof. Dr. José Marcos Francisco da Silva/DEQ-UFPE
(Examinador Externo)

Prof^ª. Dr^a. Leonie Asfora Sarubbo/DEQ-UNICAP
(Examinador Externo)

Prof. Dr. Luiz Stragevitch/DEQ-UFPE
(Examinador Interno)

Prof. Dr. Nelson Medeiros de Lima Filho/DEQ-UFPE
(Examinador Interno)

Prof. Dr. Sérgio Peres Ramos da Silva/POLI-UPE
(Examinador Externo)

A Deus e aos espíritos de luz.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por todas as pessoas especiais e protetores espirituais que tenha colocado na minha vida e que de alguma forma contribuíram para o meu desenvolvimento científico e crescimento pessoal.

Agradeço aos meus pais Marilene Leite e Valdério Alexandre e às minhas irmãs Thays Alexandre e Hellen Alexandre por toda estrutura familiar e apoio moral que me proporcionaram ao longo dessa jornada. Primordiais no meu desenvolvimento profissional.

Agradeço ao Prof. Dr. Valdemir Alexandre e ao Prof. Dr. Mohand Benachour pelos ensinamentos, apoio e principalmente por me adotar como orientanda. Meus sinceros agradecimentos. Muito obrigada.

Agradeço aos professores componentes da banca de avaliação por toda contribuição na elaboração final desta tese.

Agradeço aos meus familiares, em especial aos meus avós Marinete do Carmo, Luzimar Leite, Eliete Alexandre e José Valdeque.

Agradeço a Vinícius Pereira pelo apoio, incentivo profissional e companheirismo de tamanha importância em todos os momentos.

Agradeço aos amigos, em especial, Lais Alexandre, Danilo Emídio, Bruno Santos, Carlyson Sampaio, Rebecca França, Vera Lucia Pereira e Dafne Ramos.

Agradeço a família PRH28, em especial, ao pesquisador visitante MSc. Jean Heliton e a coordenadora Prof. Dra. Celmy Barbosa.

Agradeço a todos professores desta Instituição que contribuíram para meu desenvolvimento científico.

Agradeço ao PRH/ANP pelo financiamento da bolsa, essencial para minha manutenção no doutorado.

Agradeço aos amigos do laboratório do CGTI: Alex Moura, Bruno Santos, Felipe Cardim, Dafne Ramos, Leonardo Bandeira, Rosângela Henauth e Robson Vasconcelos.

Agradeço ao Centro de Gestão Tecnologia e Inovação (CGTI), em especial, Prof^a Dr^a Leonie Sarubbo, Prof. Valdemir Alexandre, Sr. Guilherme Cardim e o Sr. Paulo Gama por disponibilizarem o laboratório e toda sua estrutura física para o desenvolvimento desta tese de doutorado.

RESUMO

A redução da disponibilidade de combustíveis e o aumento das restrições ambientais à emissão de poluentes, inerente à geração de energia, têm justificado o investimento em projetos industriais que minimizem seu consumo energético. A Petrobras é um dos maiores consumidores de energia do país e, dados os custos decorrentes das tarifas de energia, a geração própria sempre foi uma preocupação da Companhia. Nesse contexto os fluidos refrigerantes secundários, que possuem propriedades de transmitir calor a longas distâncias, são de especial interesse para unidades nessa área de desenvolvimento tecnológico. Os sistemas de refrigeração são empregados em diversos setores industriais, como nas petroquímicas, e em termelétricas utilizadas como unidades de cogeração em refinarias. Esses sistemas são constituídos, comumente, por compressores, trocadores de calor, torres de resfriamento, tubulações, bombas, ventiladores e instrumentação para controle. Uma “Unidade de Refrigeração” utiliza refrigerantes primários para armazenamento e transporte de calor ou frio a curtas distâncias em sistemas à compressão de vapor ou por absorção. Para o transporte de energia calorífica a longas distâncias são geralmente utilizados os refrigerantes secundários compostos de água e glicóis (anti-congelantes) ou salmouras e aditivos. Contudo, essas substâncias anticongelantes reduzem a capacidade calorífica e a condutividade térmica da água. Por outro lado, nanopartículas metálicas têm a propriedade de aumentar a condutividade térmica do meio onde são adicionadas. O presente trabalho investigou, através de experimentos em um arranjo experimental de bancada de testes de um grupo gerador diesel, a influência da adição de nanopartículas em uma solução de etilenoglicol utilizada como refrigerante secundário. Para isso utilizou-se injeções de água gelada, produzida por um *chiller* de compressão de vapor (R22), na linha de alta temperatura (HT) do motor do grupo gerador. Para armazenamento e registros dos dados foi utilizado um equipamento do tipo *datalogger*. Foram testadas diferentes *set-points* de temperatura de entrada da água da linha de HT no motor (64°C, 67 °C, 70 °C, 73 °C e 76 °C). Essas temperaturas foram testadas com água pura e com solução aquosa de etilenoglicol a 30%, sem e com a adição de nanopartículas (2%, 4% e 6%). Em todas as condições foram realizadas medidas do consumo específico de combustível e avaliadas as velocidades de resposta no sistema. Um percentual de 2,0% de nanopartículas, em volume, apresentou-se como ideal para o desempenho do nanofluido. Em função da ausência, no mercado brasileiro, de unidades de refrigeração por absorção com potência menor que 64 TR, foi elaborado um modelo dinâmico e simulado um *chiller* de absorção (H₂O-LiBr), visando uma construção futura e utilização desse tipo de equipamento em escala piloto.

Palavras chaves: grupo gerador diesel, nanopartículas, *chiller* de absorção.

ABSTRACT

The reduced availability of fuel and increasing environmental restrictions on emissions, inherent in the power generation, have justified the investment in industrial projects that minimize their energy consumption. Petrobras is one of the country's largest energy consumers and, given the costs of the tariffs, the very generation has always been a concern of the Company. In this context the secondary refrigerants, which have properties of transmitting the heat over long distances, are of particular interest for technological development units in this area. Cooling systems are employed in various industrial sectors such as the petrochemical, and power plants used as cogeneration units in refineries. These systems are made, usually for compressors, heat exchangers, cooling towers, pipes, pumps, fans and instrumentation control. A "cooling unit" uses primary refrigerant for storage and transport of heat or cold at close range systems in the vapor compression or absorption. For the heat energy transport over long distances are usually used secondary refrigerants composed of water and alcohols (anti-freeze) or pickles and additives. However, such antifreeze substances reduce the heat capacity and thermal conductivity of water. Moreover, metal nanoparticles have the property of increasing the thermal conductivity of the medium in which they are added. This study investigated through experiments in an experimental test bench arrangement of a diesel generator set, the influence of the addition of nanoparticles in a solution of ethylene glycol used as secondary coolant. For this used ice water injections, produced by a vapor compression chiller (R22), in the high temperature line (HT) of the engine generator set. For storage and records of the data was used an equipment type datalogger. They tested different set-points for the HT line of the engine inlet water temperature (64 °C, 67 °C, 70 °C, 73 °C and 76 °C). These temperatures were tested with pure water and ethylene glycol 30% aqueous solution, with and without the addition of nanoparticles (2%, 4% and 6%). In all conditions were performed measurements of specific fuel consumption and evaluated the response speeds in the system. A percentage of 2.0% nanoparticles by volume was presented as ideal for the performance of nanofluid. Due to the absence, in the Brazilian market of refrigeration units by absorbing less power than 64 TR, it designed a dynamic model and a simulated absorption chiller (H₂O-LiBr), aimed at future construction and use of such equipment in pilot scale.

Keywords: absorption chiller, diesel generator set, nanoparticles.

LISTA DE FIGURAS

- | | |
|-----------|--|
| Figura 1 | Esquema simplificado do funcionamento de uma usina termelétrica |
| Figura 2 | Esquema simplificado do funcionamento de uma usina termelétrica de ciclo convencional |
| Figura 3 | Diagramas do ciclo diesel |
| Figura 4 | Ciclo teórico de compressão de vapor |
| Figura 5 | Diagrama esquemático de um sistema de refrigeração por compressão de vapor |
| Figura 6 | Diagrama T-S de um sistema de refrigeração por compressão de vapor |
| Figura 7 | Esquema de máquina de refrigeração por absorção |
| Figura 8 | Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção em função das temperaturas e pressões de funcionamento |
| Figura 9 | Diagrama da cristalização da solução aquosa de LiBr em função da concentração e temperatura |
| Figura 10 | Ciclo de refrigeração de absorção de simples efeito |
| Figura 11 | Ciclo de refrigeração de absorção de duplo efeito |
| Figura 12 | Sistema de refrigeração por circulação natural |
| Figura 13 | Sistema de refrigeração por circulação forçada |
| Figura 14 | Ilustração contendo um gráfico do tipo <i>screepplot</i> para extração de PCA's |
| Figura 15 | Gráfico do tipo <i>scores</i> utilizados em PCA |
| Figura 16 | Gráfico tipo <i>loadings</i> em uma hiperesfera utilizado em PCA |
| Figura 17 | Esquema dos componentes básicos do arranjo experimental para testes com um grupo gerador diesel em escala de bancada |
| Figura 18 | Ambiente virtual de trabalho |

Figura 19	<i>Chiller</i> de compressão de vapor
Figura 20	Trocador tipo radiador utilizado no arrefecimento das linhas de HT e LT do conjunto MCI-Gerador
Figura 21	Cabine de contenção do conjunto MCI-Gerador
Figura 22	Trocador tipo radiador utilizado no arrefecimento da cabine do conjunto MCI-Gerador
Figura 23	Chaminé do sistema de análise do grupo gerador diesel
Figura 24	Esquema com croqui do banco de resistores utilizado como carga do grupo gerador diesel
Figura 25	<i>Datalogger</i> (a)
Figura 26	Termo-anemômetro
Figura 27	<i>Datalogger</i> (b)
Figura 28	Banco de resistores para solicitação de potência da carga
Figura 29	Balança para medição da massa de combustível consumido
Figura 30	Analizador Eletroquímico
Figura 31	Esquema com componentes básicos de um <i>chiller</i> de absorção de LiBr-H ₂ O de simples efeito utilizado para modelagem neste trabalho
Figura 32	Modelo de simulação dinâmica de um gerador de um <i>chiller</i> de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab
Figura 33	Modelo de simulação dinâmica de um gerador de um <i>chiller</i> de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos
Figura 34	Modelo de simulação dinâmica de um absorvedor de um <i>chiller</i> de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab
Figura 35	Modelo de simulação dinâmica de um absorvedor de um <i>chiller</i> de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos

- Figura 36 Modelo de simulação dinâmica de um condensador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab
- Figura 37 Modelo de simulação dinâmica de um condensador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos
- Figura 38 Modelo de simulação dinâmica de um evaporador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab
- Figura 39 Modelo de simulação dinâmica de um evaporador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos
- Figura 40 Modelo de simulação dinâmica de um *chiller* de absorção de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos
- Figura 41 Vista parcial do arranjo experimental de bancada das instalações do grupo gerador diesel
- Figura 42 Gráfico *scree-plot* utilizado na extração das CP's de interesse
- Figura 43 Hiperesfera com projeções das variáveis
- Figura 44 Painel apresentado pela tela do computador registrando parâmetros durante experimentos no arranjo em escala de bancada
- Figura 45 Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 64 °C
- Figura 46 Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 67 °C
- Figura 47 Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 70 °C
- Figura 48 Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 73 °C

- Figura 49 Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 76 °C
- Figura 50 Consumo específico de combustível em função da temperatura de entrada no motor do grupo gerador do arranjo experimental de bancada para diferentes tipos de refrigerantes secundários
- Figura 51 Simulação da temperatura no gerador de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel
- Figura 52 Simulação da concentração da solução de LiBr (%) no gerador de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel
- Figura 53 Simulação da temperatura no condensador de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel
- Figura 54 Simulação da temperatura no absorvedor de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel
- Figura 55 Simulação da concentração da solução de LiBr (%) no absorvedor de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel
- Figura 56 Simulação do COP de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Matriz de capacidade instalada de geração de energia elétrica do Brasil em março de 2015
Tabela 2	Equações de propriedades termofísicas da água pura em função da temperatura entre 0 e 100 °C (Erro máximo provável de 0,9%)
Tabela 3	Constantes de cálculos dos parâmetros termofísicos da água pura
Tabela 4	Propriedades de alguns refrigerantes secundários
Tabela 5	Algumas propriedades dos principais refrigerantes secundários
Tabela 6	Dados utilizados para aplicação da PCA com auxílio do software Statistica®
Tabela 7	Variâncias explicadas e cumulativas ao longo das componentes principais

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

UTE	Usina Termelétrica
ACR	Ambientes de Contratação Regulada
ACL	Ambientes de Contratação Livre
DMSE	Departamento de Monitoramento do Sistema Elétrico
LT	Água de baixa temperatura
HT	Água de alta temperatura
MCI	Motor de Combustão Interna
CFC	Clorofluorocarbonetos
DCC	Double-condenser coupled
COP	Coeficiente de performace
RTDs	Detectores de temperatura de resistência
T/Ps	Termopares
CHF	Fluxo de calor crítico
HCA	Análise por agrupamento hierárquico
PCA	Análise por componentes principais
EN	Estequiometricamente necessário

LISTA DE SÍMBOLOS

A	coeficiente estequiométrico	-
A'	área através da qual o calor flui perpendicularmente	m^2
AC	razão mássica estequiométrica ar-combustível	kg de ar/kg de combustível
$\overline{AC'}$	razão molar estequiométrica ar-combustível	kmol de ar/kmol de combustível
$(AU)_E$	coeficiente global de transferência de calor para a unidade simples efeito	kJ/kg.K
a'_0, a'_1, a'_8	coeficientes de ajuste para expressão da massa específica da água pura	-
β_{rs}	condutividade térmica do fluido refrigerante	W/m.K
β_{np}	condutividade térmica da nanopartículas	W/m.K
$\beta_{\text{Al}_2\text{O}_3}$	condutividade térmica do óxido de alumínio	W/m.K
β_w	condutividade térmica da água pura	W/m.K
β	condutividade térmica	W/m.K
b'_0, b'_1, b'_5	coeficientes de ajuste para expressão da calor específico da água pura	-
c'_0, c'_1, c'_3	coeficientes de ajuste para expressão da condutividade térmica da água pura	-
$C_{p_{rs}}$	capacidade calorífica do refrigerante secundário	kJ/kg.K
$c_{p_{np}}$	capacidade calorífica da nanopartículas	kJ/kg.K
c_{p_G}	capacidade calorífica no gerador	-
\bar{c}_p	calor específico à pressão constante	kJ/kmol.K
$cp_{\text{Al}_2\text{O}_3}$	calor específico do óxido de alumínio	kJ/kg.K
cp_w	calor específico da água pura	kJ/kg.K
cp	calor específico de uma substância	J/kg.K
c	coeficiente estequiométrico	-
CARGA	potência solicitada pela carga	kW
CEC	consumo específico de combustível	kg/kWh
CO	monóxido de carbono	%
CO ₂	dióxido de carbono	%
COP	coeficiente de performance	-
Cov	Covariancia	-
d	fração molar	-
$\varepsilon_{rs,np}$	fração volumétrica de nanopartículas no refrigerante secundário	-
\bar{h}	entalpia específica de uma substância fora do estado padrão	kJ/kmol

h	Entalpia	kJ/kmol	
h_C	entalpia no condensador	kJ/kg	
h_G	entalpia no gerador	kJ/kg	
\bar{h}_f°	entalpia de formação	kJ/kmol	
$\Delta \bar{h}$	variação de entalpia	kJ/kmol	
I	coeficiente de ajuste para expressão do calor específico do óxido de alumínio	-	
\dot{m}	vazão mássica	kg/s	
M_W	quantidade de água pura, kg	Kg	
M_G	quantidade de material no gerador, kg	Kg	
M_{ar}	massa molar do ar	kg/kmol de ar	
M_{comb}	massa molar do combustível	$\text{kg/kmol de combustível}$	
MP	material particulado	mg/Nm^3	
NO_x	óxidos de nitrogênio	%	
η_{cb}	eficiência da combustão do gerador	-	
\dot{n}	fluxo molar	kmol/s	
η_{comb}	eficiência do processo de combustão	-	
η_P	eficiência da bomba	-	
η_{MCI}	eficiência energética do MCI	-	
n	número de mols	Kmol	
O_2	oxigênio nos gases produtos da combustão	%	
P_A	pressão no absorvedor	Pa	
P_C	pressão de condensação	Pa	
P_E	pressão do evaporador	Pa	
P_G	pressão no gerador	Pa	
P_o	pressão constante	-	
PCI	poder calorífico inferior	kcal/kg	
\dot{Q}_A	taxa de calor do absorvedor	-	
\dot{Q}_C	fluxo de calor do condensador	W	
\dot{Q}_{comb}	taxa de transferência de calor do combustível	W	
\dot{Q}_E	taxa de calor do evaporador	W	
\dot{Q}_G	taxa de calor do gerador	W	
\dot{Q}_{MCI}	quantidade de calor no motor de combustão interna	-	
q	número de moles do nitrogênio		
Q_{hg}	calor de entrada no gerador de alta temperatura por tonelada de refrigeração	$\text{Btu/h*tonref, kW/kWref}$	
r	número de moles do carbono	-	
S	Entropia	-	

SO_2	dióxido de enxofre	%
T	Temperatura	K
T_A	temperatura no absorvedor	K
T_{COND}	temperatura de condensação	-
T_C	temperatura no condensador	K
T_{CAB}	temperatura da cabine	°C
T_{EHT}	temperatura de entrada da linha de HT	°C
T_G	temperatura no gerador	K
T_o	temperatura constante	-
T_{OL}	temperatura do óleo lubrificante	°C
T_{PC}	temperatura dos produtos de combustão	°C
T_{ref}	temperatura absoluta de referência	K
ΔT	variação de temperatura absoluta	K
UR_{ARC}	umidade relativa do ar da cabine	%
UR_{RGG}	umidade relativa do radiador do grupo gerador	%
ν	número de mols do hidrogênio	-
X	variável aleatória	-
X'	fração mássica de LiBr	-
X_A'	fração mássica de LiBr no absorvedor	-
X_G'	fração mássica de LiBr no gerador	-
Y	variável aleatória	-
λ	coeficiente estequiométrico	-
φ	coeficiente de correlação linear	-
\dot{W}	Potencia	W
\dot{W}_p	potência da bomba	W
W_C	trabalho do compressor	-
W	número de mols do enxofre	-
\dot{W}_{MCI}	trabalho no motor de combustão interna	-
$(\Delta T_m)_E$	diferença média logaritmica de temperatura	-
ρ_{np}	massa específica das nanopartículas	kg/m ³
$\rho_{\text{rs,np}}$	massa específica do nanofluido	kg/m ³
ρ_{rs}	massa específica do refrigerante secundário	kg/m ³
ρ	massa específica de um material homogêneo	kg/m ³
ρ_w	massa específica da água pura	kg/m ³
$\mu_{\text{rs,np}}$	viscosidade absoluta do refrigerante secundário	Pa.s

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	20
2	FUNDAMENTAÇÃO	23
2.1	USINAS TERMELÉTRICAS.....	23
2.1.1	Setor Elétrico Brasileiro.....	23
2.1.2	Funcionamento de uma Usina Termelétrica.....	25
2.1.3	Usinas Termelétricas do Ciclo Convencional.....	27
2.1.4	Usinas Termelétricas do Ciclo Combinado.....	27
2.1.5	Sistemas Auxiliares.....	28
2.1.6	Motor à Combustão Interna (MCI).....	31
2.1.7	Combustão do Óleo Diesel.....	34
2.2	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	36
2.2.1	Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	36
2.2.2	Sistema de Refrigeração por Absorção.....	41
2.2.3	Sistemas de Refrigeração em UTE.....	44
2.2.4	<i>Chiller</i> de Absorção.....	45
2.2.5	<i>Chiller</i> de Absorção LiBr/H ₂ O por Simples Efeito.....	52
2.2.6	<i>Chillers</i> de absorção LiBr/H ₂ O por Duplo Efeito.....	53
2.2.7	Eficiência do <i>Chiller</i> de Absorção LiBr/H ₂ O.....	54
2.3	REFRIGERANTES SECUNDÁRIOS.....	56
2.3.1	Tipos de Refrigerantes Secundários.....	57
2.3.2	Propriedades Termofísicas dos Refrigerantes Secundários.....	59
2.4	CONTROLE DE TEMPERATURA EM UTE's.....	63
2.5	NANOFLUIDOS.....	67
2.5.1	Nanopartículas.....	67
2.5.2	Uso de Nanopartículas para Melhorias de Eficiência no Arrefecimento.....	69
2.6	ANÁLISE DOS COMPONENTES PRINCIPAIS.....	72
3	MATERIAL E MÉTODOS.....	79
3.1	DESCRIÇÃO DO ARRANJO EXPERIMENTAL.....	79
3.2	METODOLOGIA DE TRABALHO.....	90
3.3	APLICAÇÃO DA PCA PARA DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS RELEVANTES.....	91
3.4	COMBUSTÃO NO GRUPO GERADOR DIESEL.....	96

3.5	MODELAGEM DINÂMICA DO CHILLER DE ABSORÇÃO DE LiBr-H ₂ O	101
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	112
4.1	ANÁLISE DOS COMPONENTES PRINCIPAIS DO ARRANJO EXPERIMENTAL	112
4.2	RESPOSTAS DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO A REDUÇÕES DE TEMPERATURA	119
4.3	RESPOSTAS DO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL E VIABILIDADE ECONÔMICA	126
4.4	SIMULAÇÃO DO <i>CHILLER</i> DE ABSORÇÃO	128
5	CONCLUSÃO E SUGESTÕES	132
	REFERÊNCIAS	134
	APÊNDICES	142

1 INTRODUÇÃO

Atualmente a conservação de energia tornou-se um dos temas de grande preocupação e relevância, tanto na indústria química como na petroquímica. O contínuo aumento dos custos de insumos energéticos, redução de disponibilidade dos combustíveis e aumento das restrições ambientais à emissão de poluentes inerente à geração de energia, têm justificado o investimento em projetos industriais que minimizem seu consumo energético (BENINCA; TRIERWEILER; SECCHI, 2011). A Petrobras é um dos maiores consumidores de energia do país e, dados os custos decorrentes das tarifas de energia, a geração própria sempre foi uma preocupação da companhia. A instalação das primeiras refinarias do país, nos anos 50, foi projetada com unidades de cogeração que davam autonomia energética às refinarias.

Nos anos 90, dois movimentos distintos levaram a Petrobras a ampliar os investimentos em geração. Em primeiro lugar, o aumento gradual das tarifas de energia elétrica fez aumentar o interesse na auto-suficiência. Paralelamente, a produção de gás natural nacional aumentou neste período, levando a instalação das primeiras turbinas a gás nas refinarias, aumentando a eficiência do processo. Em segundo lugar, os anos 90 foram marcados pela dificuldade do Governo Federal em dar prosseguimentos aos investimentos necessários à expansão da geração, o que ocasionou o paulatino esgotamento dos reservatórios hídricos e o aumento do risco de racionamento. Foi neste cenário que a Petrobras percebeu a viabilidade da realização de parcerias para projetos na construção de termelétricas, de forma a atender as suas necessidades de energia elétrica e vapor a baixo custo (PINHO, 2004).

Os sistemas de refrigeração são empregados em diversos setores industriais, como nas petroquímicas e em usinas termelétricas onde os fluidos do processo necessitam estar com suas temperaturas controladas para que as reações ocorram de forma mais eficiente, desse modo possibilitando maior estabilidade e otimização nos processos industriais. Esses sistemas são constituídos, comumente, por compressores, trocadores de calor, torres de resfriamento, tubulações, bombas, ventiladores e instrumentação para controle. Uma “Unidade de Refrigeração” utiliza agentes refrigerantes, fluidos com boas propriedades térmicas e que absorvem grandes quantidades de calor ao passar do estado líquido para gasoso. (SILVA, 2011).

O aumento da competitividade global e as crises do petróleo têm forçado a indústria a melhorar o desempenho dos seus processos, onde o custo da energia representa uma parcela considerável do custo final de seus produtos. Plantas industriais consomem grandes

quantidades de energia. Tais consumos se tornam mais acentuados, principalmente nas plantas mais antigas, com pouca integração energética nos seus processos, ou seja, pouca recuperação de calor entre as correntes que compõem os mesmos.

Desde 2010, a Petrobrás começou a construir termelétricas e ampliar sua participação no setor. Atualmente, a capacidade total de geração elétrica das usinas termelétricas da Petrobrás é superior a cinco mil megawatts, contando com um quantitativo de 21 (vinte e uma) usinas termelétricas da Petrobrás em todo o Brasil. Assim, pelo lado da termelétrica, a cogeração aumenta a eficiência do ciclo através da redução das perdas pela torre de resfriamento e parte das perdas das turbinas a vapor, que podem ser recuperadas sob forma de calor pela unidade de processo. Já pelo lado da unidade de processo esta economia é proporcionada pelo aumento do porte da instalação, possibilitando a utilização de equipamentos de maior eficiência e ciclos térmicos mais sofisticados. Pelo lado dos custos operacionais da unidade de processo esta parceria permite a desativação de caldeiras e turbo geradores obsoletos e pouco eficientes (PINHO, 2004).

O governo brasileiro, desde 2011 vem fazendo um esforço no sentido de construir uma nova matriz de política econômica que viabilize e suporte uma nova fase de crescimento econômico sustentável. Neste esforço de ampliar o crescimento econômico, pode-se destacar uma variável de custo que é o setor elétrico. Partiu-se do pressuposto correto de que as tarifas de energia elétrica no Brasil estavam em patamares muito elevados contribuindo para diminuição da competitividade e diminuição do poder aquisitivo (CASTRO *et al*, 2013).

Os sistemas de refrigeração para a obtenção de ar condicionado têm sido responsáveis por um percentual significativo de consumo de energia elétrica na maioria das edificações, sejam elas industriais, hospitalares, comerciais ou mesmo residenciais (WU; WANG, 2006). E frente aos cenários críticos de escassez de fontes naturais e de altos custos de geração e distribuição de energia, tem sido cada vez mais necessário o desenvolvimento de estudos que minimizem o consumo de energia na área de geração do frio.

As usinas termelétricas (UTE) convencionais convertem calor em energia elétrica, acompanhada da geração de grandes quantidades de calor residual, dissipadas para o meio ambiente em uma torre de resfriamento. Embora esta técnica seja eficiente, grandes volumes de água são perdidos por evaporação. Para compensar essas perdas de água, foi proposta, recentemente, uma inovação conhecida como resfriamento a seco (*DryCooling*). Esta técnica opera segundo o princípio de um circuito fechado de água em que a água em uma das extremidades está em contato com a fonte de calor e, na outra extremidade, está em contato com um sistema de resfriamento a ar.

Quando se utiliza a água pura como refrigerante secundário, responsável pelo resfriamento de temperatura, opera abaixo de 3 °C, a água considerada excelente refrigerante secundário, passa a apresentar problemas devido à possibilidade de congelamento. Neste caso, uma substância anticongelante (glicóis, etanol, metanol, glicerol) deve ser adicionada para evitar tais transtornos. Mas como consequência, essas substâncias anticongelantes reduzem a capacidade calorífica e a condutividade térmica do novo refrigerante em relação à água pura. Em muitos casos esse fluido refrigerante secundário (solução aquosa de um álcool) é levado a operar a temperaturas acima de 40°C. Quando isso ocorre, o comportamento desse refrigerante pode diferir do comportamento da água pura, devido a essa mudança nas propriedades termofísicas da água.

Desse modo, pesquisadores têm procurado melhorar a transferência de calor nos ciclos de refrigeração. A maneira convencional para alcançar este objetivo é aumentar a área de troca de calor, o que nem sempre é possível devido a limitações de espaço. Além disso, ao aumentar a área de troca, também se aumenta o consumo de energia para deslocar o fluido refrigerante pelo sistema. Adicionar nanopartículas a fluidos refrigerantes proporciona, de acordo com resultados publicados na literatura, significativos aumentos nas propriedades termofísicas desses fluidos. Descobriu-se que as nanopartículas melhoram as características de transferência de calor do refrigerante.

O presente trabalho teve como objetivo principal investigar a influência da adição de nanopartículas de óxido de alumina em uma solução aquosa de etilenoglicol, utilizada como refrigerante secundário em um protótipo de bancada para testes de eficiência de grupos geradores diesel.

Os objetivos específicos do presente trabalho foram: utilizar estratégias especiais de arrefecimento da linha de HT; identificar variáveis relevantes para o ajuste de consumo específico do combustível, através de emprego de Análise de Componentes Principais – PCA; comparar velocidades de respostas de refrigerantes secundários, a variações de temperatura, umidade ou outras propriedades relevantes; e por fim testar a influência da adição de nanopartículas de óxido de alumina ao fluido refrigerante secundário, no consumo específico de combustível.

2 FUNDAMENTAÇÃO

2.1 USINAS TERMELÉTRICAS

2.1.1 Setor Elétrico Brasileiro

O governo brasileiro vem desenvolvendo esforços no sentido de configurar uma nova matriz de política econômica capaz de garantir um novo ciclo de crescimento sustentado. Neste esforço de reduzir custos e estimular investimentos, o setor elétrico vem sendo utilizado como um importante instrumento desta nova política econômica. A ação recente do governo no setor elétrico restringe-se às variáveis e ações para reduzir o custo das tarifas, pois as variáveis de investimento têm tido uma trajetória positiva e ascendente em grande parte determinado pela fundamentação consistente do modelo estabelecido em 2004 (CASTRO, 2013).

O aumento da competitividade global e as crises do petróleo têm forçado a indústria a melhorar o desempenho dos seus processos, onde o custo da energia representa uma parcela considerável do custo final de seus produtos. Plantas industriais consomem grandes quantidades de energia. Tais consumos se tornam mais acentuados, principalmente nas plantas mais antigas, com pouca integração energética nos seus processos, ou seja, pouca recuperação de calor entre as correntes que compõem os mesmos (NETO NERY, 2005).

O setor elétrico brasileiro está sendo profundamente reestruturado, desde a década de 90, com objetivo de introduzir a livre competição nos segmentos de geração e de comercialização, e a inserção de novos agentes na prestação dos serviços de energia elétrica (PARAVIDINO, 2013).

No mês de março de 2015 a capacidade instalada total de geração de energia elétrica do Brasil atingiu 135.346 MW. Em comparação com o mesmo mês em 2014, houve expansão de 2.936 MW de geração de fonte hidráulica, de 1.304 MW de fontes térmicas e de 3.262 MW de geração eólica, considerando os Ambientes de Contratação Regulada e Livre (ACR e ACL) (Boletim Mensal de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro, 2015).

Tabela 1 – Matriz de capacidade instalada de geração de energia elétrica do Brasil em março de 2015

Fonte	Nº de usinas	Capacidade instalada (MW)	% de Capacidade instalada
Hidráulica	1.164	89.632	66,2
Térmica	1.948	39.996	29,6
Gás Natural	132	12.886	9,5
Biomassa	504	12.382	9,2
Petróleo	1.287	9.124	6,7
Carvão	23	3.614	2,7
Nuclear	2	1.990	1,5
Eólica	260	5.703	4,2
Solar	317	15	0,01
Capacidade Total	3.689	135.346	100

Fonte: Boletim Mensal de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro, 2015.

Visando atender ao crescimento da demanda, além da hidroeletricidade, cujo potencial remanescente é expressivo – o Brasil só utiliza 25% de sua capacidade, novas opções de geração termelétrica, podem se revelar atrativas ao investidor. Segundo dados do Departamento de Monitoramento do Sistema Elétrico (DMSE) do Ministério de Minas e Energia (2015), na atualidade existem 1.948 usinas termelétricas em operação no Brasil, com uma capacidade instalada de 39.996 MW. Os dados oficiais indicam ainda um perfil claro sobre as usinas termelétricas brasileiras: 43% estão concentradas no Sudeste, 26% no Norte, 13% no Nordeste, 10% no Sul e 8% no Centro-Oeste. Onde 70% das usinas usam predominantemente combustíveis fósseis, destacando-se entre eles, o óleo diesel, adotado em 1.287 das 1.948 usinas em operação, seguido pelo gás natural (9,5 % do total de UTEs em operação).

Desde 2000, a Petrobras começou a construir termelétricas e ampliar sua participação no setor. Atualmente, a capacidade total de geração elétrica das usinas termelétricas da Petrobrás é superior a cinco mil megawatts. Contando com um quantitativo de 21 (vinte e uma) Usinas Termelétricas da Petrobrás em todo o Brasil (PETROBRAS, 2015).

2.1.2 Funcionamento de uma Usina Termelétrica

Há algumas décadas, a forma de energia mais utilizada era a energia gerada pelas usinas hidrelétricas. Com o crescimento das cidades, os aproveitamentos mais próximos dos grandes centros foram todos explorados. Passou-se então a construir usinas mais distantes dos grandes centros. Com o passar do tempo os aproveitamentos hidrelétricos economicamente viáveis foram sendo explorados, principalmente nos países industrializados e consumidores intensivos de energia elétrica (BRUNDTLAND, 1991).

Alguns países ainda têm um potencial hidrelétrico a ser explorado como é o caso do Brasil (em algumas regiões), do Canadá, da Rússia, alguns países satélites da antiga União Soviética e a China. A energia elétrica gerada a partir de usinas termelétricas tinha um papel secundário até então (SILVA, 2007). Com o esgotamento do potencial hidrelétrico dos países mais desenvolvidos, as usinas termelétricas passaram a ter uma maior participação na matriz energética destes países. Atualmente a forma de energia mais utilizada e em expansão no mundo é a energia gerada através de usinas termelétricas.

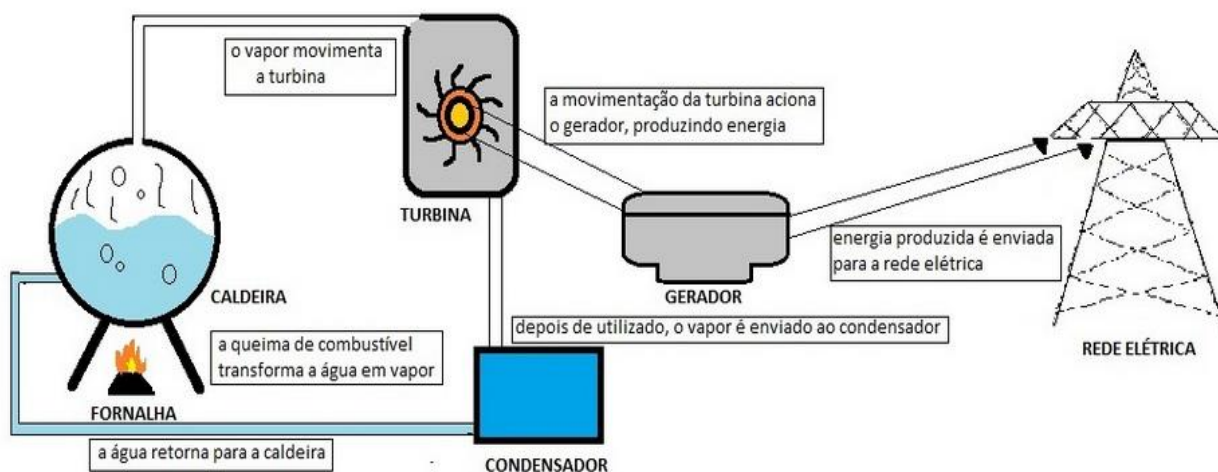
A geração de energia através de termelétricas tem sido uma boa alternativa para compensar os períodos sazonais, ou seja, quando os níveis dos rios baixam e consequentemente a capacidade geradora de uma usina hidrelétrica fica comprometida. Então, lança-se mão da opção termelétrica, que independe das condições acima. O custo de construção de uma usina termelétrica (UTE) é mais barato que o de uma usina hidrelétrica, no entanto, os seus custos de manutenção ao longo de sua vida operacional excedem aqueles que serão aplicados numa unidade hidráulica (FERNANDES; MIGUEL, 2011).

Segundo Fernandes e Miguel (2011), os ciclos mais desenvolvidos para geração termelétrica são: caldeira geradora de vapor e o turbogerador a vapor. O fluido que irá mover a turbina é o vapor produzido numa caldeira de pressão. No interior da caldeira há a zona de combustão ou fornalha, onde o combustível queimará e assim aquecerá a água no interior dos tubos da parede d'água. Este vapor será coletado no topo da caldeira e através de tubulações será conduzido até a turbina, o qual sobre alta pressão e temperatura se expandirá e movimentará as palhetas da turbina.

Uma UTE é uma instalação que produz energia elétrica a partir da combustão do carvão, gás ou óleo combustível. Independente do combustível usado, o funcionamento das centrais termelétricas é semelhante. O combustível é armazenado em parques ou depósitos adjacentes, de onde é enviado para a usina, onde será queimado na caldeira. Este gera vapor a

partir da água que circula por uma extensa rede de tubos que revestem suas paredes. A função do vapor é movimentar as pás de uma turbina, cujo rotor gira juntamente com o eixo de um gerador que produz a energia elétrica. Essa energia é transportada por linhas de alta tensão aos centros de consumo. O vapor é resfriado em um condensador e convertido outra vez em água, que volta aos tubos da caldeira, dando início a um novo ciclo. A água em circulação que esfria o condensador expulsa o calor extraído da atmosfera pelas torres de refrigeração (grandes estruturas que identificam essas centrais). Parte do calor extraído passa para um rio próximo ou para o mar (WEEDY *et al.*, 2012).

O esquema simplificado do funcionamento de uma UTE pode ser visto na Figura 1 a seguir.



A principal vantagem da UTE é poder ser construída onde são mais necessárias, economizando assim o custo das linhas de transmissão. Elas podem ser encontradas na Europa e em alguns estados do Brasil. Assim, o gás natural pode ser usado como matéria-prima para gerar calor, eletricidade e força motriz, nas indústrias siderúrgica, química, petroquímica e de fertilizantes, com a vantagem de ser menos poluente que os combustíveis derivados do petróleo e o carvão (KEHLHOFER *et al.*, 2009; SANTOS *et al.*, 2012).

2.1.3 Usinas Termelétricas de Ciclo Convencional

As usinas clássicas ou de ciclo convencional (Figura 2) são aquelas usinas térmicas que utilizam a combustão do carvão, petróleo ou gás natural, para gerar a energia elétrica. São consideradas as usinas mais econômicas e rentáveis, o uso delas está mais presente nos países desenvolvidos e naqueles em desenvolvimento, embora sejam criticadas devido ao elevado impacto ambiental (SANTOS *et al.*, 2012; WOOD; WOLLENBERG, 2012).

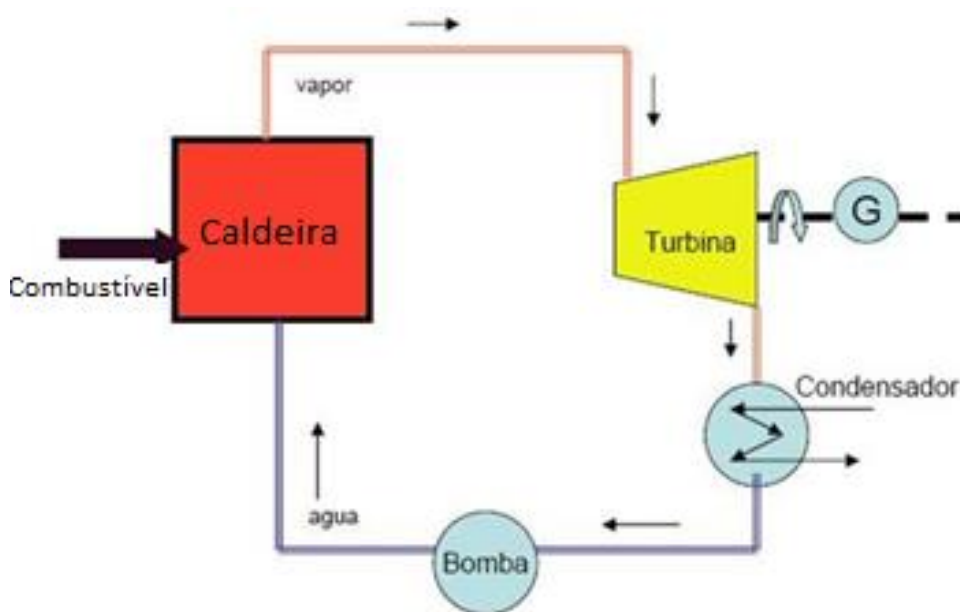


Figura 2 – Esquema simplificado do funcionamento de uma usina termelétrica de ciclo convencional

2.1.4 Usinas Termelétricas de Ciclo Combinado

As usinas termelétricas denominadas de ciclo combinado são um tipo de usina que utilizam gás natural ou óleo diesel como combustível para alimentar uma turbina a gás. Os gases de escape da turbina a gás ainda têm uma elevada temperatura e são utilizados para produzir vapor que move uma segunda turbina. Cada uma destas turbinas está acoplada ao seu correspondente alternador para gerar a eletricidade, como em uma usina termelétrica clássica (KEHLHOFER *et al.*, 2009).

Normalmente, durante o processo de partida destas usinas, apenas a turbina a gás opera, este modo de operação é chamado de ciclo aberto. No entanto, a maioria das plantas deste tipo pode trocar de combustível (incluindo gás e diesel), mesmo em execução. Ao

operar com óleo diesel são afetados sua saída (queda de 10% aproximadamente), e os intervalos entre as revisões e falhas, são muito reduzidas. Como a diferença de temperatura que ocorre entre o gás de escape de combustão é maior do que no caso de uma turbina de gás ou vapor, são alcançados rendimentos muito mais elevados, da ordem de 55% (BARROS, PEYPOCH, 2008; SANTOS, 2012).

São as usinas mais baratas para serem construídas (tendo em conta o preço por megawatt instalado), especialmente as que são à carvão, devido à simplicidade da construção (comparativamente falando) e da energia gerada de forma massiva. As de ciclo combinado à gás natural são muito mais eficientes (atingindo 50%) do que uma termelétrica convencional, aumentando a energia elétrica gerada (e portanto, os lucros), com a mesma quantidade de combustível. Ao mesmo tempo, conseguem reduzir as emissões referidas acima em 20%, deixando assim, 0,54 kg de CO₂ por kWh produzido. A grande quantidade de energia térmica gerada (nas mais eficientes, pelo menos 50% da energia total consumida) poderia ser usado como energia residual para aquecer (ou inclusive, refrigerar) prédios através de uma rede de distribuição (OECD/IEA, 2010; SANTOS, 2012).

O uso de combustíveis gera emissões de gases de efeito estufa e, em alguns casos, de chuva ácida na atmosfera, com partículas (fuligem) de carvão, se não forem adequadamente apuradas as emanções. Os combustíveis fósseis não são uma fonte de energia infinita, desse modo sua utilização é limitada pela disponibilidade de reservas e/ou a sua rentabilidade. Estas usinas afetam negativamente os ecossistemas fluviais quando a refrigeração é feita pela água do rio (OECD/IEA, 2010; SANTOS, 2012).

2.1.5 Sistemas Auxiliares

Para um bom funcionamento de uma UTE existem alguns sistemas auxiliares que serão comentados a seguir (LORA; NASCIMENTO, 2004):

- 1) **Sistema de combustível** – é um conjunto de tanque de estocagem, bombas, sistemas de separação (filtros), que neste caso se aplica quando o combustível utilizado é o óleo pesado ou bruto, unidade de transferência e retorno de combustível. Estes equipamentos deverão garantir o suprimento contínuo de combustível nos níveis de vazão, pressão, limpeza e viscosidade. Em estações elétricas a carvão, o carvão bruto é triturado primeiro em pedaços pequenos e, em seguida, encaminhados para de alimentação das tremonhas e nas caldeiras. O

carvão é em seguida pulverizado na forma de um pó muito fino. Os pulverizadores podem ser moinhos de bola, moinhos de tambor rotatórios ou outros tipos de moedores. Algumas usinas queimam óleo combustível em vez de carvão. O óleo deve ser mantido quente (acima do seu ponto de fluidez) nos tanques de armazenamento de óleo combustível, para impedir que o óleo se solidifique. o óleo geralmente é aquecido até cerca de 100 °C antes de ser bombeado, através dos bicos de pulverização do forno do óleo combustível. Em algumas centrais as caldeiras usam gás natural processado como seu principal combustível. Outras estações de energia podem usar gás natural processado como combustível auxiliar no caso em que a sua principal alimentação de combustível (de carvão ou óleo) seja interrompida. Em tais casos, os queimadores de gás separados são fornecidos nas fornalhas de caldeiras (RAJA; SRIVASTAVA; DWIVEDI, 2006).

- 2) **Sistema de lubrificação** – é de suma importância para a vida útil de qualquer motor as partes que o compõe. Com o desenvolvimento da tecnologia de produção de lubrificantes tem sido possível triplicar a vida útil dos motores. O sistema de lubrificação, assim como o de combustível, possui tanques de armazenagem de óleo novo e usado, bombas de transferências e retorno, unidade de separação e filtragem, que são as centrífugas que removem água ou quaisquer partículas indesejáveis no óleo, de resfriamento e bombeamento. Uma característica principal do óleo lubrificante é lubrificar os mancais fixos e móveis, partes deslizantes, pistões e levar partículas para fora do motor a fim de serem removidas pelo sistema de separação e filtração (OMOTO; ITO, 2012).
- 3) **Sistema de refrigeração** – é responsável pelo resfriamento do motor, cujo propósito é o controle da temperatura no nível adequado mantendo a combustão em qualquer carga e a máxima eficiência térmica sem prejudicar as características mecânicas dos componentes metálicos. Enquanto os pequenos geradores podem ser arrefecidos através de filtros na entrada de ar, as unidades maiores geralmente exigem um regime especial de resfriamento. O arrefecimento empregando hidrogênio é usado porque tem um coeficiente de transferência de calor mais elevado do que qualquer gás e pela sua baixa viscosidade, o que reduz as perdas de compensação. Este sistema exige um tratamento especial durante a partida, com ar no compartimento do gerador primeiro deslocado por dióxido de carbono antes de encher com hidrogênio. Isso garante que o hidrogênio altamente inflamável não se

mistura com o oxigênio do ar. O gerador também usa arrefecimento com água (RAJA; SRIVASTAVA; DWIVEDI, 2006). A água do sistema de refrigeração do motor deve ser limpa e livre de agentes químicos corrosivos tais, como cloretos, sulfatos e ácidos. É dividido em água de baixa temperatura (linha de LT) para o arrefecimento do óleo lubrificante e do ar de alimentação, e água de alta temperatura (linha de HT) para troca de calor com o bloco do motor e cabeça dos cilindros. Este sistema compõe-se de tanques de expansão e de manutenção, radiadores e trocadores de calor.

- 4) **Sistema de escapamento de gases** – o sistema de escape é construído para direcionar os gases de escape provenientes da combustão para um local afastado do motor, desta forma o sistema de escape era desenhado de forma a conseguir retirar todos os produtos de combustão do cilindro após a explosão da forma mais eficiente possível. A segunda função do sistema de escape é de atenuar o ruído provocado pelo motor. O sistema de escape tem como terceira função reduzir as emissões poluentes para a atmosfera. O componente do sistema de escape que reduz a toxicidade das substâncias emitidas após a combustão é o catalisador (HEYWOOD, 1988). A energia térmica liberada na combustão não é totalmente aproveitada para a realização de trabalho. Na realidade, a maior parcela da energia é desperdiçada de várias formas. Motores diesel de grande porte e de baixa rotação tem melhor aproveitamento da energia obtida na combustão. Para os motores diesel de pequeno porte e alta rotação, em média, o rendimento térmico se situa entre 36% e 40%, o que para máquinas térmicas, é considerado alto.
- 5) **Sistema de recuperação de calor** – os gases de exaustão a alta temperatura que está em torno de 250°C a 540°C são utilizados para produção de vapor nas caldeiras recuperadoras de calor, que são essenciais para o funcionamento de UTE's, pois necessitam aquecer o óleo combustível para diminuir a viscosidade. Com a usina parada o vapor é fornecido por caldeiras auxiliares que deverão aquecer e manter aquecida o sistema até a produção de vapor pelas caldeiras recuperadoras (OMOTO; ITO, 2012).
- 6) **Sistema de ar comprimido e de partida** – é necessário para partida dos motores e a utilização nos equipamentos de instrumentação, controle pneumático e ferramentas próprias da operação e manutenção. Os dispositivos de partida dos motores diesel podem ser elétricos, pneumáticos ou a mola. A partida elétrica é

empregada na maioria dos casos para motores de pequeno porte. Utiliza-se a partida pneumática ou a mola, onde, por qualquer motivo, não seja viável a utilização de partida elétrica, que é o meio de menor custo. Partida a mola só é aplicável em motores Diesel de menor porte, abaixo de 100 cv. (OMOTO; ITO, 2012).

2.1.6 Motor à Combustão Interna (MCI)

Os MCI são máquinas térmicas alternativas, destinadas ao suprimento de energia mecânica ou força motriz de acionamento. É um equipamento capaz de transformar sem escala a energia térmica em energia mecânica. Segundo Mozo (2009), a transformação de energia calorífica resultante da queima ou da explosão de uma mistura de ar-combustível é feita no interior de um dos órgãos da máquina, chamados de câmara de explosão ou câmara de combustão.

Os motores modernos são derivados dos construídos por Otto e Diesel e as características básicas dos mesmos são as seguintes:

a) Motores de ciclo Otto: utilizam combustível de baixa volatilidade, como a gasolina e o etanol. Para ignição necessitam de centelha produzida pelo sistema elétrico.

b) Motores de ciclo Diesel: utilizam como combustível o óleo diesel. A inflamação do combustível injetado sobre pressão na câmara de combustão ocorre pela compressão de ar e consequentemente elevação da temperatura.

O motor a combustão interna de pistão que funciona segundo o ciclo Diesel apresenta, durante o funcionamento, quatro fases:

- 1- Admissão
- 2- Compressão
- 3- Combustão
- 4- Escape

A série dessas quatro fases consecutivas é chamada de ciclo do motor. A seguir tem-se o detalhamento dessas fases:

1- Admissão: nesta fase, o pistão desce, estando a válvula de admissão aberta e a de escape fechada. Ao descer, o pistão cria uma depressão no cilindro. O ar é então forçado pela pressão atmosférica a entrar no cilindro, passando pelo filtro de ar e pela tubulação de admissão. A quantidade de ar admitida é sempre a mesma, qualquer que seja a potência que estiver sendo utilizada ou a posição do acelerador.

2- Compressão: então, o pistão sobe, e as válvulas de admissão e de escape estão fechadas. O ar admitido na fase de admissão é comprimido até ocupar o volume da câmara de combustão. Devido à compressão, o ar se aquece. No final da compressão, o bico injetor pulveriza finamente o óleo diesel no interior da câmara de combustão. O óleo diesel, em contato com o ar aquecido, se inflama, iniciando assim a combustão.

3- Combustão: o pistão desce acionado pela força de expansão dos gases queimados. As válvulas de admissão e de escape estão fechadas. A força de expansão dos gases queimados é transmitida pelo pistão à biela e desta ao virabrequim, provocando assim o movimento de rotação do motor. A expansão é o único tempo que produz energia, sendo que os outros três tempos consomem uma parte dessa energia. A energia produzida é acumulada pelas massas do virabrequim e do volante.

4- Escape: O pistão sobe, estando a válvula de escape aberta e a de admissão fechada. Os gases queimados são expulsos através da passagem dada pela válvula e escape (HEYWOOD, 1988; SANTOS, 2012).

Os MCI do ciclo diesel são usados para gerar energia em equipamentos que necessitem de elevada potência, como ônibus, grandes caminhões, tratores, máquinas para mineração, geradores (motores estacionários), entre outros. Esses motores apresentam características como durabilidade, segurança e eficiência, as quais favorecem a sua utilização em muitas máquinas, mesmo havendo problemas relacionados com a complexidade das emissões e dos níveis de poluentes emitidos (SANTOS, 2006). Nesses motores ocorre uma auto-ignição do combustível, sem utilizar uma centelha. Para o funcionamento do motor diesel, o ar é aspirado para o interior do cilindro e, então, é comprimido pelo pistão até atingir aproximadamente 500°C. Na sequência, o combustível é injetado para dentro da câmara de combustão, mistura-se com o ar aquecido e entra em auto-ignição.

O ciclo diesel também é um ciclo ideal que significa que ele não dá uma representação exata do processo real. É composto por quatro processos internamente reversíveis, mostrados no diagrama Pressão-Volume e Temperatura-Entropia da Figura3: etapa 1→2 é uma compressão adiabática; etapa 2→3 é uma adição de calor a pressão constante, ou seja, é um fornecimento de calor isobárico; etapa 3→4 é uma expansão adiabática, que constitui o resto do curso de potência e; etapa 4→1 é o ciclo com a rejeição de calor a um volume constante com o pistão, ou seja, é uma transferência de calor isocórica (MORAN; SHAPIRO, 2013).

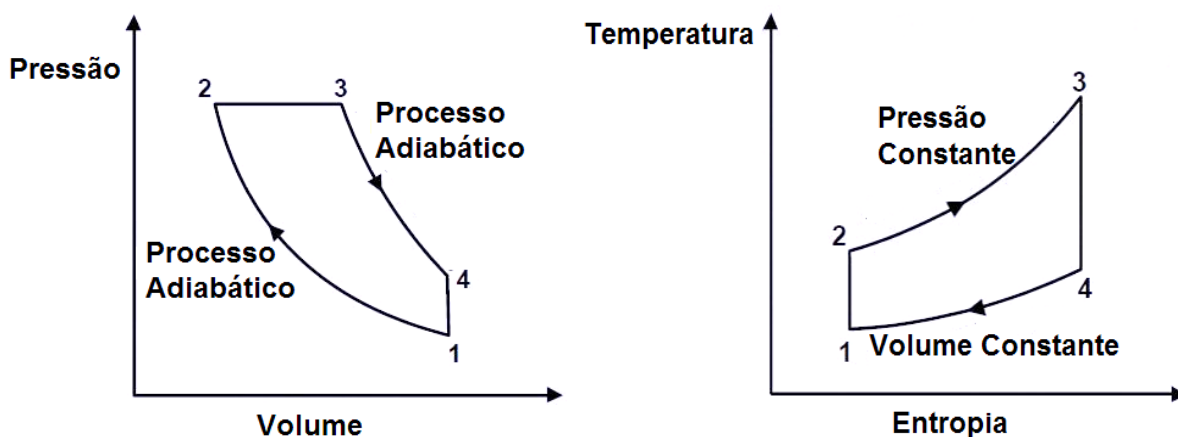


Figura3 – Diagramas do ciclo diesel
Fonte: Crua (2002)

Uma vez que o ciclo diesel é composto por quatro processos internamente reversíveis, as áreas no diagrama Pressão-Volume e Temperatura-Entropia representam trabalho e calor. No diagrama de Temperatura-Entropia a área $2 \rightarrow 3$ representa o calor adicionado ao sistema, sob pressão constante. Área, da curva de Temperatura-Entropia, $4 \rightarrow 1$ representa o calor rejeitado, a um volume constante. A área fechada mostrada, na Figura, representa o calor do líquido adicionado durante o processo. No diagrama da área Pressão x Volume $1 \rightarrow 2$ representa o trabalho de entrada e a área de $2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$ representa o trabalho feito quando o pistão se move.

O óleo diesel é um combustível derivado do petróleo, composto por átomos de hidrogênio e carbono e, em pequenas quantidades, por enxofre, nitrogênio e oxigênio. Além disso, o diesel possui uma série de padrões de especificação, sendo que os que mais afetam a emissão de poluentes são: número de cetano, teor de enxofre, teor de aromáticos e densidade (ALEME, 2011). Atualmente, no Brasil, são comercializados os diesel S10, S50, S500 e S1800, que são combustíveis com teores máximos de enxofre de 10 ppm, 50 ppm, 500 ppm.

Segundo Aleme (2011) o número de cetano é uma medida da qualidade de ignição do óleo diesel e é determinada por um ensaio em motor de combustão interna de ciclo Diesel. As propriedades de ignição do diesel podem ser avaliadas em termos de números de cetano. O aumento deste número é um indício de melhora do óleo diesel. A qualidade de ignição, que em certa medida caracteriza a cinética de combustão, é quantificada através da medida do atraso na ignição, ou seja, o período entre o momento da injeção e o início da combustão (ignição) do combustível.

Os MCI's representam tecnologias mais difundidas dentre as máquinas térmicas, devido à sua simplicidade, robustez e alta relação potência/peso, o que faz com estes acionadores sejam empregados em larga escala como elementos de propulsão, para geração de eletricidade. Na geração de energia elétrica, os MCI's a óleo e a gás são competitivos, principalmente pela sua alta eficiência térmica, tanto em operação a carga total como também em cargas parciais. Outro fator importante a este tipo de equipamento é que a eficiência desses motores não tem sido bem definida com relação às condições ambientais locais (temperaturas, pressão e umidades).

2.1.7 Combustão do Óleo Diesel

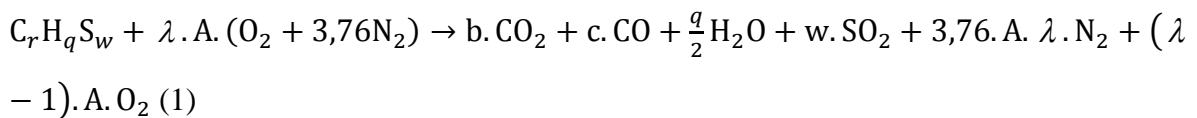
Combustíveis orgânicos usados em MCI são hidrocarbonetos que têm grandes poderes caloríficos (BASSHUYSEN; SCHAEFER, 2004). Vapores dos hidrocarbonetos facilmente misturam-se com o ar formando uma mistura combustível. Uma das características mais importante de qualquer combustível é o poder calorífico que é a quantidade do calor que se liberta durante a combustão completa do combustível. O poder calorífico é medido em Joule (J, kJ, MJ) por quilograma de combustíveis líquidos ou por metro cúbico de combustíveis gasosos (MJ/kg ou MJ/m³).

A maioria dos processos de combustão utiliza o ar ambiente como fonte de fornecimento de oxigênio. O conhecimento das necessidades de oxigênio para combustão, bem como da composição e volume dos produtos de combustão é fundamental para o controle dos MCI's. A estequiometria química fornece os principais dados necessários aos cálculos de combustão (BASSHUYSEN; SCHAEFER, 2004). A partir da composição do combustível e da composição dos produtos de sua combustão o rendimento da combustão pode ser calculado. A quantidade teórica de oxigênio para a combustão completa e a composição estequiométrica dos produtos combustíveis são calculados e comparados com a composição real obtida pela análise dos gases resultantes da combustão; isto pode mostrar:

- a) qual a quantidade de calor que está sendo desperdiçada para aquecer quantidades excessivas de gases na combustão, como por exemplo que está sendo usado mais ar que o necessário;
- b) que parte do combustível não está reagindo na região de combustão, sendo demonstrado pela presença de CO, fuligem, combustível não queimado e possivelmente hidrogênio nos produtos da combustão.

A análise dos gases de combustão é comumente relatada em base seca de volume, isto é, sem referência à água. Uma grande variedade de equipamentos para análise do gás é usada, desde os tipos simples de aparelhos, Orsat e Fyrit aos mais sofisticados aparelhos contínuos (analisadores isocinéticos). O valor da análise do gás de combustão reside na informação que tal análise é capaz de proporcionar e na interpretação posta em tal informação. A aplicação do bom senso ao interpretar a análise do gás de combustão pode levar, por exemplo, à descoberta de deficiências no processo de combustão, e inconsistências na análise e especificação do combustível (HILSDORF *et al.*, 2004).

A equação genérica da combustão real do óleo diesel é dada pela seguinte expressão:



Em que:

$$A = b + \frac{c}{2} + \frac{q}{4} + w$$

$$r = b + c$$

Para o ajuste da equação estequiométrica necessita-se conhecer a composição elementar percentual, em peso (análise gravimétrica), do óleo diesel (C, H, S, H₂O, cinzas) e a análise dos gases da combustão (CO₂, SO₂, O₂, N₂ e CO). Sendo que os percentuais de CO₂, SO₂, CO e O₂ e N₂ são medidos na chaminé de saída dos produtos de combustão em base seca. Calculando-se o n° de mols (*r*, *q*, *w*) de cada elemento a partir de composição dos gases da combustão, iguala-se a base molar dos produtos e reagentes para, em seguida, equilibrar a equação, a qual fornecerá condições, tanto de balanço de massa (molar e mássico) quanto de balanço de energia (TALBI, 2002).

2.2 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

A indústria de refrigeração tem se caracterizado por um crescimento contínuo. É também uma indústria estável, onde os mercados de substituição juntamente com novas aplicações contribuem para manutenção do progresso. A refrigeração atualmente é aplicada de forma artificial. Este tipo de refrigeração surgiu em 1755, quando o Professor escocês William Cullen fez a primeira máquina de refrigeração, que podia produzir uma pequena quantidade de gelo em laboratório. A refrigeração consiste na transferência de energia (na forma de calor), de um corpo frio para um corpo quente, pela aplicação de trabalho externo (ou calor) (DIAS, 2012; SILVA, 2014).

O alto custo da energia a partir de 1970 foi um fator que tem desencadeado uma série de desafios ao engenheiro. Alternativas inovadoras para aumento da eficiência, impraticáveis a alguns anos atrás, têm sido seriamente consideradas, sendo frequentemente justificadas pelo aspecto econômico. Um exemplo é a “recuperação de calor” a baixa temperatura pela elevação do nível de temperatura dessa energia através de uma bomba de calor (que nada mais é do que um sistema de refrigeração). Assim, o tempo em que se projetava um sistema pelo critério do mínimo custo inicial parece ter sido superado, uma vez que o custo operacional passou a ser um elemento importante no projeto (STOECKER; JABARDO, 2002).

Geralmente, define-se a refrigeração como qualquer processo de remoção de calor. Mais especificamente, a refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material, abaixo da temperatura do ambiente circundante (DOSSAT, 2004). Existem três principais tipos de sistemas de refrigeração:

- por compressão a vapor.
- por absorção;
- por efeitos termoelétricos.

2.2.1 Sistema de Refrigeração por Compressão de Vapor

Em 1834, Jacob Perkins foi o pioneiro na fabricação de gelo de maneira artificial em um sistema de compressão de vapor. Ele descreveu o ciclo de compressão de vapor em que o resfriamento se produzia pela evaporação de líquidos voláteis e o mesmo tempo constantemente condensado esses fluidos voláteis e fazendo-os repetir sempre o processo sem

desperdício, tornando-se assim o percussor da geladeira doméstica. Apesar de ter tido sucesso nos seus experimentos, Perkins não deu continuidade aos mesmos, pois naquela época o mercado ainda era dominado pelos produtores de gelo natural. Segundo Rocha (2010), o modelo criado por Perkins, não deslanchou, o que só aconteceria quase um século depois, pois além da dificuldade já apontada, outros pontos relevantes para esse atraso, foram: elevado nível de ruído; alto custo de energia mecânica e elétrica; motores grandes, pesados e caros. (CORDEIRO, 2012).

No entanto, só em 1930, o sistema de refrigeração por compressão de vapor só viria a se tornar popular, detentor da maior parte do mercado mundial. O domínio do sistema por compressão ocorreu devido a: relativo barateamento da eletricidade; invenção dos CFC's (clorofluorcarbonos); introdução do verniz isolante de motores elétricos, barateando e reduzindo as dimensões dos mesmos; logo após a 2ª Guerra Mundial a empresa *Tecumseh Products Company* (EUA) desenvolveu um compressor hermético para ser usado com refrigerante R-12, o que popularizou definitivamente a refrigeração por compressão (CORDEIRO, 2012).

Sistemas de refrigeração por compressão de vapor são utilizados em refrigeradores e em sistemas de climatização. Em ambos os casos, são usados os mesmos ciclos, apesar de estarem em campos de aplicação diferentes. Desse modo, muitas vezes utiliza-se diferentes tipos de refrigerantes. Todos sistemas de refrigeração por compressão de vapor são constituídos por um condensador, evaporador, válvula de expansão ou válvulas de estrangulamento e compressor. No sistema de refrigeração, o coeficiente de desempenho é variado com a mudança de refrigerantes do evaporador e condensador (AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011).

Um ciclo de refrigeração apresenta as seguintes etapas:

- 1) Inicia-se no evaporador, onde o fluido refrigerante, inicialmente líquido saturado na entrada, retira calor do produto ou ambiente e evapora.
- 2) Conforme o líquido vai evaporando, a pressão na saída do evaporador tende a aumentar e para o efeito de resfriamento não parar, existe o compressor succionando parte do vapor. A função do compressor é elevar a pressão e temperatura do vapor.
- 3) Para tornar o processo cíclico é necessário que o vapor se torne líquido novamente, sendo o condensador o equipamento responsável por resfriar e condensar o fluido, usando normalmente água. O condensador recebe o fluido do compressor por diferença de pressão.

- 4) O ciclo é completado com uma válvula de expansão ou outro equipamento regulador para injetar o fluido no evaporador. O esquema básico de um sistema por compressão a vapor é apresentado na Figura 4, assim como o ciclo teórico em um diagrama de Mollier, no plano Pressão-Entalpia. (MENDES, 2014).

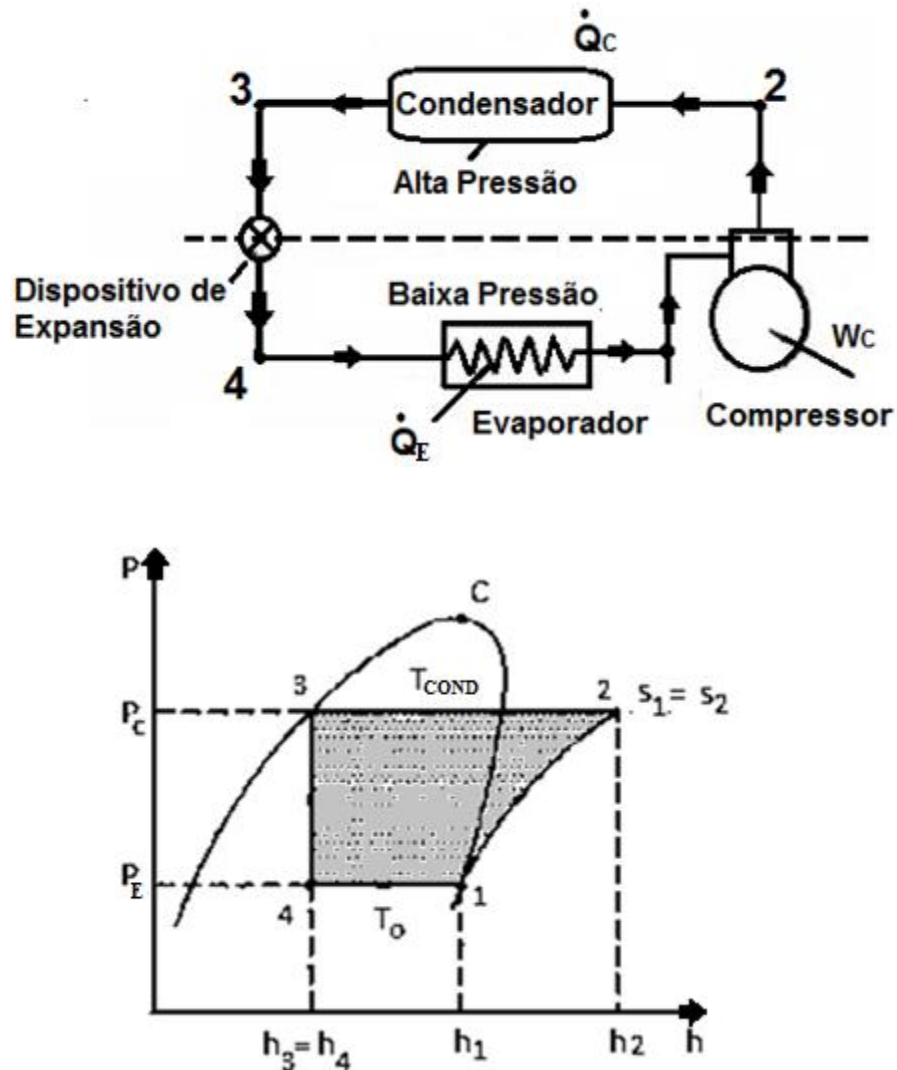


Figura 4 – Ciclo teórico de compressão de vapor
Fonte: VENTURINI; PIRANI, 2006

Pode-se observar que na Figura 4 tem-se um esquema de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano Pressão-Entalpia (diagrama de Mollier). Os equipamentos esquematizados na Figura 4 representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.

Desse modo, os processos termodinâmicos que participam do ciclo teórico em seus respectivos equipamentos são:

- a) Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 4. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_E) e $x = 1$. O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_C) e, ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_{COND} .
- b) Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante. Neste processo o fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação T_{COND} e, a seguir, condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_{COND} .
- c) Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão P_C e líquido saturado ($x=0$), até a pressão de vaporização (P_E). Observe que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).
- d) Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão constante (P_o), consequentemente a temperatura constante (T_o), desde vapor úmido (estado 4), até atingir o estado de vapor saturado seco ($x=1$). Observe que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda sua qualidade (VENTURINI; PIRANI, 2005)

A partir de um esquema simples pode-se, também, representar um sistema de refrigeração por compressão de vapor, como mostrado na Figura 5. E o diagrama de Temperatura-Entropia que corresponde ao sistema, sendo representado na Figura 6. Nos diagramas, 1-2 possui compressão isentrópica no compressor. Os outros estados vizinhos: 2-3, 3-4 e 4-1 apresentam condensação, controle de fluxo da válvula de expansão e evaporação no evaporador, respectivamente (AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011).

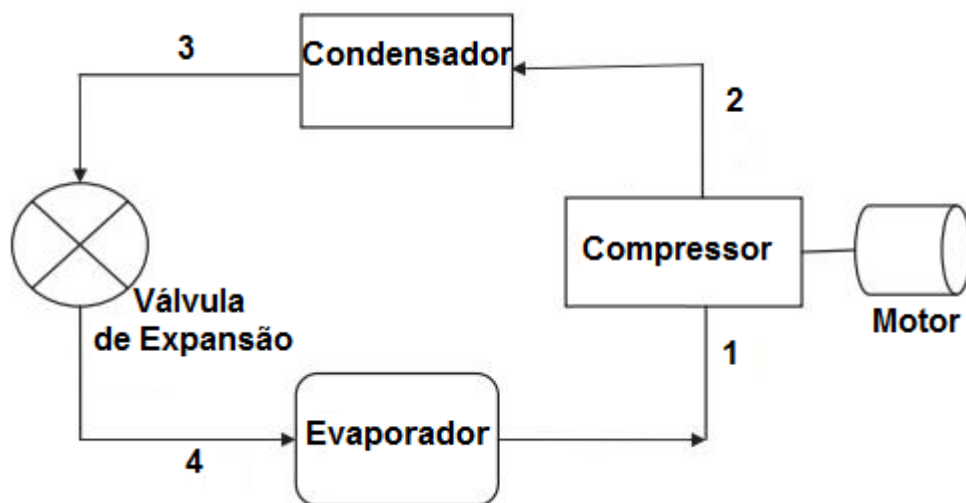


Figura 5 – Diagrama esquemático de um sistema de refrigeração compressão de vapor

Fonte: AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011

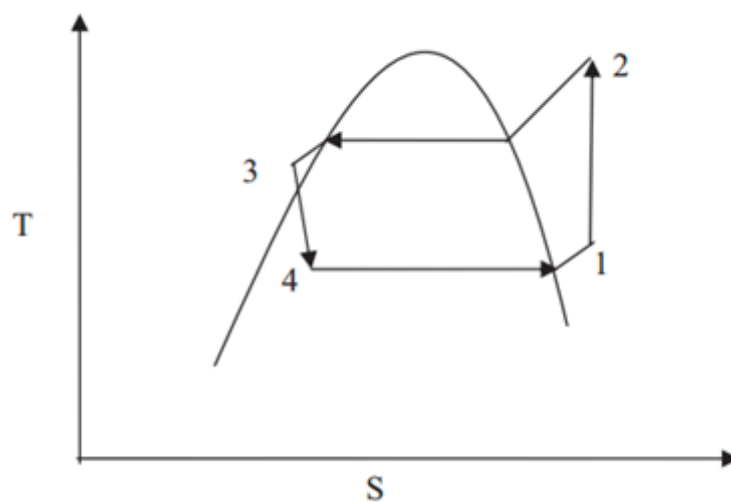


Figura 6 – Diagrama T-S de um sistema refrigeração por compressão de vapor

Fonte: AHAMED; SAIDUR; MASJUKI, 2011

Os ciclos termodinâmicos de refrigeração por compressão de vapor são adequadamente representados em diagramas P - h (pressão-entalpia, diagrama de Mollier) e diagrama T - S (temperatura-entropia).

2.2.2 Sistema de Refrigeração por Absorção

São encontrados dois tipos de sistema de refrigeração (*chiller*) sendo eles o *chiller* por compressão a vapor e o *chiller* por absorção. Ambos os sistemas são semelhantes em alguns aspectos, contudo são as suas diferenças que determina a sua escolha e aplicação. Em ciclos de compressão utiliza-se um compressor para o aumento de pressão sobre o refrigerante, do evaporador até o condensador, enquanto que nos ciclos por absorção utiliza-se um grupo de dispositivos (bomba, gerador de vapor e absorvedor) (QUEIROZ, 2013).

Outra diferença entre os sistemas de absorção e sistemas convencionais de compressão a vapor é o fluido de trabalho utilizado. A maioria dos sistemas de compressão de vapor geralmente usam refrigerantes clorofluorocarbonetos (CFC), por causa de suas propriedades termofísicas. Desse modo, por causa do uso restrito de CFCs, devido a agressão na camada de ozônio, os sistemas de absorção vão ser mais proeminentes. No entanto, embora os sistemas de absorção pareçam oferecer muitas vantagens, os sistemas de compressão de vapor continuam a dominar todos os setores do mercado. A fim de promover a utilização de sistemas de absorção, é necessário o desenvolvimento para melhorar o seu desempenho e reduzir seu custo (CHOUDHURY *et al.*, 2013).

Os sistemas por absorção são também chamados de termoativados, por necessitarem de alguma fonte de calor para seu acionamento. Dessa forma, pode-se aproveitar o calor residual proveniente de processos industriais, da queima de combustíveis fósseis ou mesmo energias dos tipos solar e eólica. Essas características em especial os tornam utilizáveis em sistemas de cogeração, que é a geração de energia elétrica e aumento de aproveitamento térmico com geração de refrigeração (CARVALHO, 2007).

A maioria dos processos industriais utiliza uma grande quantidade de energia térmica, através da queima de combustível fóssil para produzir vapor ou calor para este objetivo. Após os processos, o calor é rejeitado para o ambiente como resíduo. Este calor residual pode ser convertido em uma refrigeração útil usando um sistema de refrigeração de funcionamento térmico, tal como um ciclo de refrigeração por absorção (PRAENE *et al.*, 2011).

A eletricidade adquirida de empresas de serviços públicos para frigoríficos de compressão de vapor convencionais pode ser reduzida. O uso de sistemas de refrigeração operados por calor ajuda a reduzir os problemas relacionados ao ambiente global, como o chamado efeito estufa a partir de emissão de CO₂ da queima de combustíveis fósseis em usinas de energia elétrica (ACUÑA *et al.* 2013).

O início do desenvolvimento de um ciclo de absorção remonta a 1700. Descoberta pelo escocês Nairn em 1777, a refrigeração por absorção tem por "pai" o francês Ferdinand Carré (1824-1900), que em 1859 patenteou a primeira máquina de absorção de funcionamento contínuo, usando o par amônia-água. Sabia-se que o gelo pode ser produzido pela evaporação de água pura a partir de um recipiente evacuado na presença de ácido sulfúrico (SRIKHIRIN *et al.*, 2001).

Os ciclos de refrigeração por absorção mais comuns utilizam os pares água-amônia (absorvedor-refrigerante) ou brometo de lítio e água (absorvedor-refrigerante). Em termos do ciclo mostrado na Figura 7, a solução de brometo de lítio e água entra no gerador, sendo aquecida, e liberando vapor de água. O vapor de água liberado no gerador segue para o condensador, onde é condensado. Após a redução da pressão da água, esta segue para o evaporador, onde irá retirar calor da água de processo (água gelada do sistema de condicionamento de ar). O vapor de água de baixa pressão, formado no evaporador, é então absorvido pelo brometo de lítio, contido no absorvedor. No ciclo, o trabalho da bomba para a circulação do fluido é muito pequeno, uma vez que a bomba opera com líquido de baixo volume específico (RAJA; SRIVASTAVA; DWIVEDI, 2006).

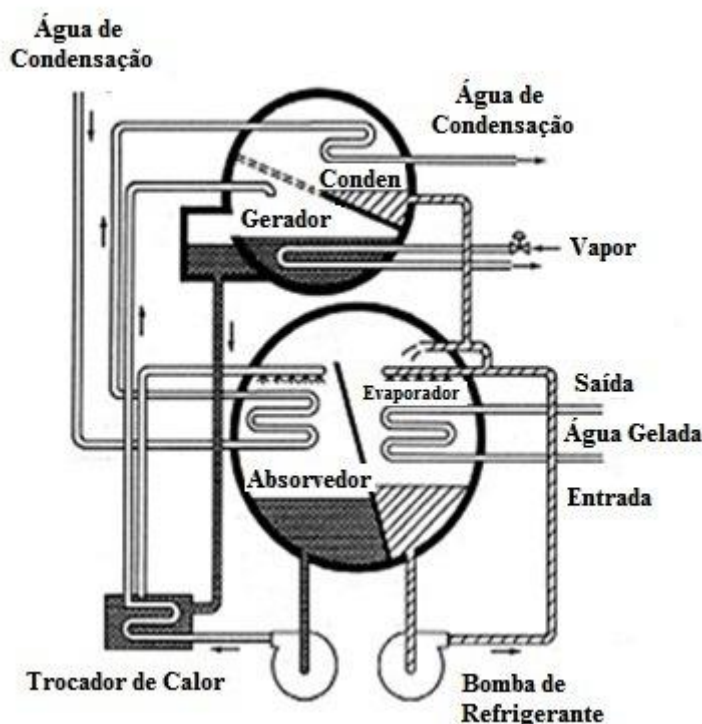


Figura 7 – Esquema de máquina de refrigeração por absorção

Segundo Çengel & Boles (2010), os sistemas de refrigeração por absorção são economicamente interessantes quando existem formas de calor disponíveis a baixo custo. Esta energia térmica pode ser obtida a partir de diversas fontes, como por exemplo, da geotermia, energia solar ou então da forma mais comum, ou seja, do desperdício térmico de centrais de cogeração e trigerção e também de processos em que exista libertação de vapor a temperaturas elevadas. Outra solução existente passa pelo uso de uma caldeira a gás natural, quando este recurso estiver disponível a preços relativamente baixos, para fornecer calor ao sistema de absorção. A refrigeração baseada no ciclo de absorção, tal como o nome indica, é um processo que envolve a absorção de um fluido. A absorção é um processo em que ocorre a extração ou absorção de uma ou mais substâncias presentes na atmosfera ou numa mistura de fluidos, num processo em que ocorrem reações físicas ou químicas ou então, ambas as reações em simultâneo conforme menciona (MILLER; MILLER, 2006; SOUSA, 2011).

Os sistemas de refrigeração por absorção apresentam como fluido de trabalho uma mistura binária, composta geralmente de água e uma substância com elevado poder higroscópico, neste caso a amônia ou o brometo de lítio, sendo esta última a substância mais utilizada comercialmente (BITTANTI *et al.*, 2010) Em um de seus componentes do sistema de refrigeração por absorção, o evaporador, o vapor d'água vaporiza-se, sob o efeito de sua baixa pressão, resfriando um segundo fluido (refrigerante secundário), o qual tem como função principal levar o frio, a determinados pontos do sistema com demanda por níveis baixos de temperatura. Quando existem demandas por frio, esses refrigerantes secundários, normalmente compostos por soluções aquosas de determinados alcoóis, são responsáveis pelo transporte eficiente do frio, produzido a partir de um reduzido consumo de energia elétrica (BIAN, 2005).

Os sistemas de refrigeração que empregam a técnica de absorção (TALBI, 2002), em lugar de compressão de vapor, têm se mostrado como uma excelente opção, já que sua principal fonte energética vem de calores residuais, comuns na maioria dos processos térmicos de todos os matizes. Dessa forma, uma das principais vantagens do sistema de refrigeração por absorção em relação ao de compressão de vapor é de que o primeiro torna-se muito atrativo, ambiental e economicamente, com o aproveitamento de materiais excedentes e não comercializáveis como resíduos agrícolas, de madeira, de óleos, de gases quentes, de vinhaças, etc.

O maior inconveniente das máquinas de absorção é o seu consumo de energia, muito mais elevado que o das máquinas de compressão de vapor. As máquinas de absorção podem consumir uma quantidade de energia superior a sua produção frigorífica. Por outro lado, estas

máquinas têm a vantagem de utilizar a energia térmica (calor) em lugar de energia elétrica que é mais cara e mais nobre (CHOUDHURY *et al.*, 2013). Elas permitem uma melhor utilização das instalações de produção de calor. As máquinas de absorção permitem também a recuperação do calor perdido no caso de turbinas e, outros tipos de instalações que utilizam o vapor d'água. As instalações de absorção se caracterizam, pela sua simplicidade, por não apresentarem partes internas móveis (as bombas são colocadas à parte), o que lhes garante um funcionamento silencioso e sem vibração (SRIKHIRIN *et al.*, 2001).

2.2.3 Sistemas de Refrigeração em UTE

O bom funcionamento de uma UTE depende de alguns sistemas auxiliares, dentre eles, destacaremos o sistema de refrigeração. Esse sistema é responsável pelo resfriamento do motor, cujo propósito é o controle da temperatura no nível adequado mantendo a combustão em qualquer carga e a máxima eficiência térmica, sem prejudicar as características mecânicas dos componentes metálicos.

Basicamente, os sistemas de resfriamento de água são classificados em três tipos:

Sistemas de uma só passagem: a água é captada a partir de fontes próximas (por exemplo, rios, lagos, aquíferos, ou o oceano), circula através de tubos para absorver o calor do vapor em sistemas chamados condensadores, e é imediatamente descarregada após a absorção de calor. Os sistemas de uma só passagem foram, inicialmente, os mais populares devido à simplicidade, baixo custo, e à possibilidade de situar usinas em locais com fontes abundantes de água de resfriamento. Este tipo de sistema é atualmente difundido na costa leste dos EUA. No entanto, muito poucas novas usinas usam este sistema, por causa da poluição térmica que eles causam aos ecossistemas locais, uma vez que a água é devolvida à sua fonte ainda aquecida, comprometendo a qualidade do curso d' água onde é despejada (WOOD, WOLLENBERG, 2012).

Sistemas de recirculação úmida ou de circuito fechado: reutiliza a água de refrigeração em um segundo ciclo em vez de imediatamente descarregá-la de volta para a fonte de água original. Geralmente, os sistemas de recirculação úmida usam torres de resfriamento para expor água ao ar ambiente como vapores de água, o resto é então enviado de volta para o condensador na usina. Como estes sistemas só retiram água para substituir qualquer perda por evaporação na torre de arrefecimento, eles têm captações de água muito mais baixas do que os sistemas de uma só passagem, mas tendem a ter sensivelmente mais

elevado consumo de água. Os sistemas de recirculação úmida são predominantes nos EUA ocidental (WOOD, WOLLENBERG, 2012).

Sistemas de resfriamento seco: utiliza o ar em vez da água para esfriar o vapor que sai da turbina. Estes sistemas não utilizam água o que diminui o consumo geral de água da usina por mais de 90%. Esta economia do consumo de água compensam os custos mais elevados e as eficiências inferiores destes sistemas. Nas usinas de energia, eficiências mais baixas significam que mais combustível é necessário por unidade de energia elétrica, o que pode levar à poluição mais elevada do ar e impactos ambientais a partir da mineração, processamento e transporte de combustível. Em 2000, a maioria das instalações de resfriamento seco nos EUA encontrava-se em usinas menores, mais comumente em usinas de energia de ciclo combinado a gás natural (STANFORD, 2011).

A água do sistema de refrigeração do motor deve ser limpa e livre de agentes químicos corrosivos tais, como cloretos, sulfatos e ácidos. É dividido em água de baixa temperatura (linha de LT) para o arrefecimento do óleo lubrificante e do ar de alimentação, e com água de alta temperatura (linha de HT) para troca de calor com o bloco do motor e cabeça dos cilindros. Este sistema compõe-se de tanques de expansão e de manutenção, radiadores e trocadores de calor.

2.2.4 Chiller de Absorção

Os ciclos de absorção têm sido utilizados em aplicações de climatização por mais de 50 anos. Os equipamentos de absorção amônia-água foram considerados adequados para aplicações industriais de grande capacidade que requeriam baixas temperaturas para o arrefecimento do processo. No final da década de 1950, foi construído o primeiro *chiller* (máquina frigorífica) de absorção de duplo efeito, com uso de água e brometo de lítio. O equipamento de absorção de brometo de lítio-água é atualmente utilizado para a produção de água gelada para arrefecimento de espaços e também pode ser utilizado para produzir água quente para aquecimento de espaço e processo de aquecimento (WANG, 2001).

Na década de 1960 a indústria de gás natural foi muito eficaz em fazer a promoção desta alternativa. Desta maneira, refrigeradores por absorção e *chillers* de absorção à gás foram comercializados com sucesso, na base de custos operacionais mais baixos e um melhor desempenho do sistema. Para contra atacar isto, a indústria de refrigeração por compressão criou inovações em compressores, motores elétricos e controle, aumentando assim o desempenho e diminuiu o custo da energia elétrica. Além disso, e talvez o mais importante, o

preço do gás teve um acréscimo, forçando aos potenciais compradores a permanecer com os sistemas convencionais baseados na energia elétrica (WANG, 2001).

Desde 1987, quando o Protocolo de Montreal foi assinado, muitas questões ligadas à existência de refrigeração por compressão e o seu elevado uso de energia elétrica, incluindo o uso de fluidos refrigerantes CFC e as respectivas taxas de energia elétrica, foram cada vez mais abordadas, tornando seu uso cada vez mais complicado. Coincidindo com estas questões de refrigeração elétrica, os custos do gás e da gasolina mantiveram-se relativamente estáveis enquanto a própria tecnologia tem melhorado (RODRÍGUEZ-MUÑOZ; BELMAN-FLORES, 2014).

Desde 1995, vários fatores têm ajudado o mercado de refrigeração de absorção incluindo: a abertura de grandes fábricas de gás natural de equipamentos nos Estados Unidos, os principais desenvolvedores de equipamentos em financiamento de contratos de desempenho (ZHAI *et al.* 2011).

Em 1985 o ciclo de absorção com triplo efeito de três condensadores e três geradores foi patenteado por Ouchi (HITACHI). Um ciclo de triplo efeito alternativo, com um duplo condensador acoplado ao ciclo (DCC, *double-condenser coupled*), foi patenteado em 1993. No final de 1997, dois fabricantes norte-americanos estavam realizando programas de pesquisa e desenvolvimento destinados a produzir *chillers* de absorção de triplo efeito. A companhia *York International* fez uma parceria com o DOE, em um programa de custo compartilhado para produzir um *chiller* de absorção de triplo efeito utilizando o ciclo DCC. Após isso, a *Trane Company* realizou uma pesquisa para desenvolver um *chiller* de triplo efeito utilizando um ciclo de laço duplo. O objetivo desses grandes programas de desenvolvimento de *chillers* comerciais é produzir um *chiller* de triplo efeito que melhore a eficiência de esfriamento de 30-50%, comparado aos *chillers* de absorção de duplo efeito atualmente no mercado (CORDEIRO, 2012).

Os *chillers* de absorção podem utilizar o par brometo de lítio-água (LiBr/H₂O) ou água-amônia. O sistema LiBr/H₂O utiliza brometo de lítio como absorvente e a água como fluido refrigerante. O sistema de amônia-água utiliza a água como o absorvente e amônia como fluido refrigerante (AVANESIAN; AMERI, 2015).

Os *chillers* de absorção de gás podem ser economicamente instalados como um único sistema de arrefecimento, ou como parte de uma instalação de arrefecimento e de aquecimento integrado. Em muitas partes do país, a diferença de custo entre a eletricidade e o gás natural é insuficiente para os *chillers* de absorção. Podem ser realizadas economias de custos adicionais através da utilização de recuperação de calor (PRAENE *et al.*, 2011).

Os *chillers* de absorção são comumente classificados como diretos ou indiretos, e quanto ao número de efeitos, como simples, duplo ou triplo efeito. Nas unidades diretas a fonte de calor pode ser gás ou outro combustível que é queimado na unidade. As unidades indiretas utilizam vapor ou qualquer outro fluido de transferência de calor que vem a partir de uma fonte separada, tal como uma caldeira ou o calor recuperado a partir de um processo industrial. Os sistemas híbridos, que são relativamente comuns com *chillers* de absorção, combinam sistemas de gás e sistemas elétricos para a otimização de carga e flexibilidade (KANG *et al.*, 2000).

O *chiller* por absorção utiliza dois fluidos de trabalho, um fluido absorvedor e um fluido refrigerante. O bom resultado do processo de absorção no sistema depende de apropriada combinação de refrigerante e absorvente (BERECHE, 2007). As vantagens dos sistemas de refrigeração por absorção são:

- reduzem o consumo de eletricidade;
- funcionamento silencioso e livre de vibração;
- alta confiabilidade;
- baixo custo de manutenção;
- longo tempo de vida útil;
- não ocorrem perdas do ciclo em paradas de operações;
- eliminação do uso de refrigerantes CFC's e HCFC's.

A desvantagem deste tipo de sistema é o baixo coeficiente de performance (COP) quando comparados com os ciclos de refrigeração por compressão de vapor, tendo como consequência custos operacionais maiores em sistemas de queima direta. Isto segundo cálculos feitos para o sistema de simples e duplo efeito LiBr-H₂O de queima direta considerando preços correntes da eletricidade e o gás natural canalizado (BERECHE, 2007).

Um esquema referente ao funcionamento do sistema de refrigeração por absorção pode ser visualizado na Figura8, que apresenta os principais componentes existentes nos equipamentos de absorção, assim como a disposição usual dos mesmos, relacionando qualitativamente a gama de temperaturas e pressões que os vários dispositivos atingem no ciclo de refrigeração. O esquema apresentado pela Figura8 mostra um circuito simplificado deste tipo de ciclos de refrigeração (SOUSA, 2011).

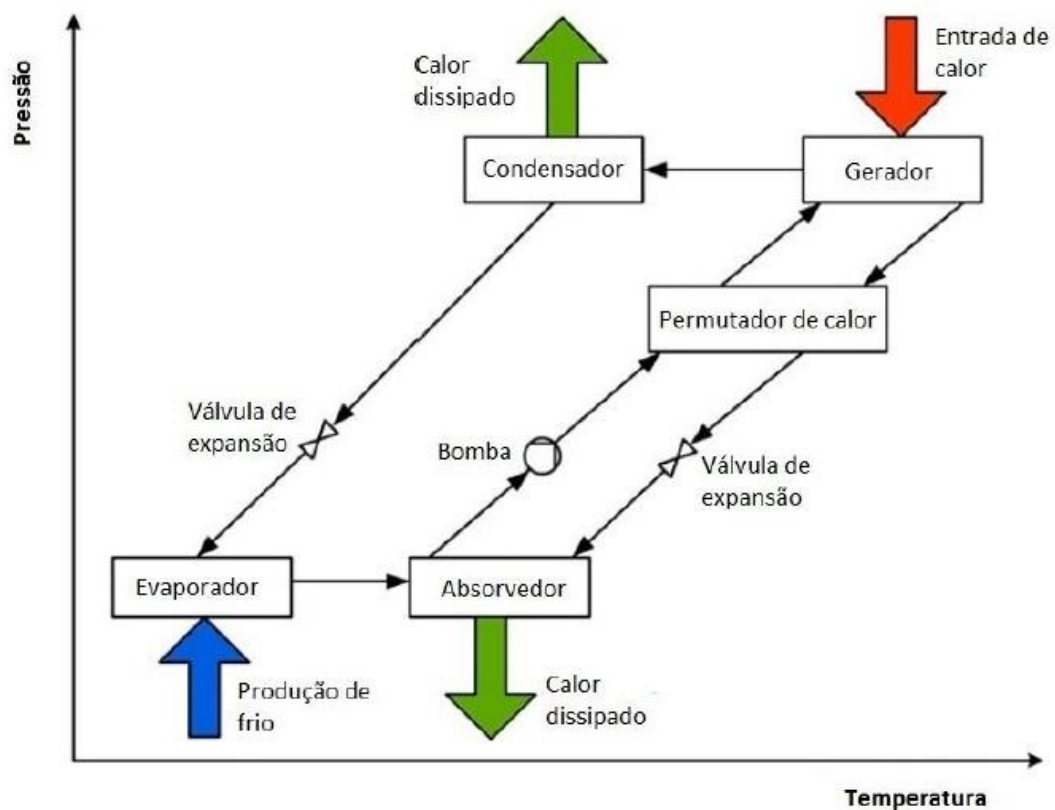


Figura 8 – Representação esquemática do ciclo de refrigeração por absorção em função das temperaturas e pressões de funcionamento
 Fonte: SOUSA, 2011.

A fim de obter uma ampla difusão de tal tecnologia é solicitado, um aumento tanto em eficiência energética como da densidade de potência. O componente-chave em que maior parte dos esforços tem sido focada nos últimos anos é o absorvente. Na verdade, vários parâmetros devem ser otimizados para alcançar um aumento de desempenho global, ou seja, as propriedades termodinâmicas e dinâmicas do próprio material absorvente, a eficiência do permutador de calor e a integração do material absorvente adequado (FRAZZICA *et al.*, 2014, p. 1022). Nos sistemas de absorção, o processo mecânico é substituído por um processo físico-químico, uma vez que o compressor é eliminado. Além disso, sistemas de absorção devem beneficiar os fluidos que não sejam prejudiciais para o ambiente de trabalho (IRANMANESH & MEHRABIAN, 2013, p. 47).

As duas substâncias que compõem o par refrigerante-absorvente devem atender um número de requisitos para serem adequadas para emprego em sistemas por absorção. Os principais requisitos, segundo ASHARE (1993) são:

- **Afinidade:** o absorvente deve ter grande afinidade química pelo refrigerante nas condições em que o processo de absorção ocorre. Esta afinidade acarreta um desvio negativo do comportamento previsto pela Lei de Raoult e resulta em um coeficiente de atividade menor que um para o refrigerante. Isto reduz a quantidade de absorvente que circula e, conseqüentemente, o desperdício de energia devido aos efeitos de variação de temperatura. Além disto, o tamanho do trocador de calor que transfere calor do absorvente para a solução refrigerante-absorvente (existente em sistemas reais) pode ser reduzido. Por outro lado, uma elevada afinidade está associada com uma elevada entalpia de diluição, tendo como consequência um consumo adicional de energia (na forma de calor) no gerador para separar o refrigerante do absorvente.
- **Relação de Volatilidades:** o refrigerante deve ser muito mais volátil que o absorvente, de forma a permitir a separação das duas substâncias facilmente.
- **Entalpia de Vaporização/Condensação:** as entalpias de vaporização e condensação do refrigerante devem ser elevadas para que as vazões de refrigerante e absorvente possam ser reduzidas ao mínimo possível.
- **Pressão:** é desejável que as pressões de operação sejam moderadas. Pressões elevadas requerem o emprego de equipamentos com paredes espessas e pressões muito baixas (vácuo) demandam equipamentos volumosos e dispositivos especiais para reduzir a perda de carga nos escoamentos de refrigerante na fase vapor.
- **Viscosidade:** os fluidos devem ter baixa viscosidade para promover os processos de transferência de calor e massa, bem como reduzir problemas com bombeamento dos fluidos.
- **Ausência de Fase Sólida:** o par refrigerante-absorvente não deve formar uma fase sólida na faixa de composições e temperaturas existente nas condições de operação do sistema de absorção, pois isto poderia ocasionar uma parada do equipamento. A Figura9 ilustra as condições que devem ser evitadas para que não haja formação de cristais de LiBr. Na referida Figura as condições críticas são marcadas com auxílio de uma linha de temperaturas, abaixo das quais ocorrerá cristalização do LiBr.

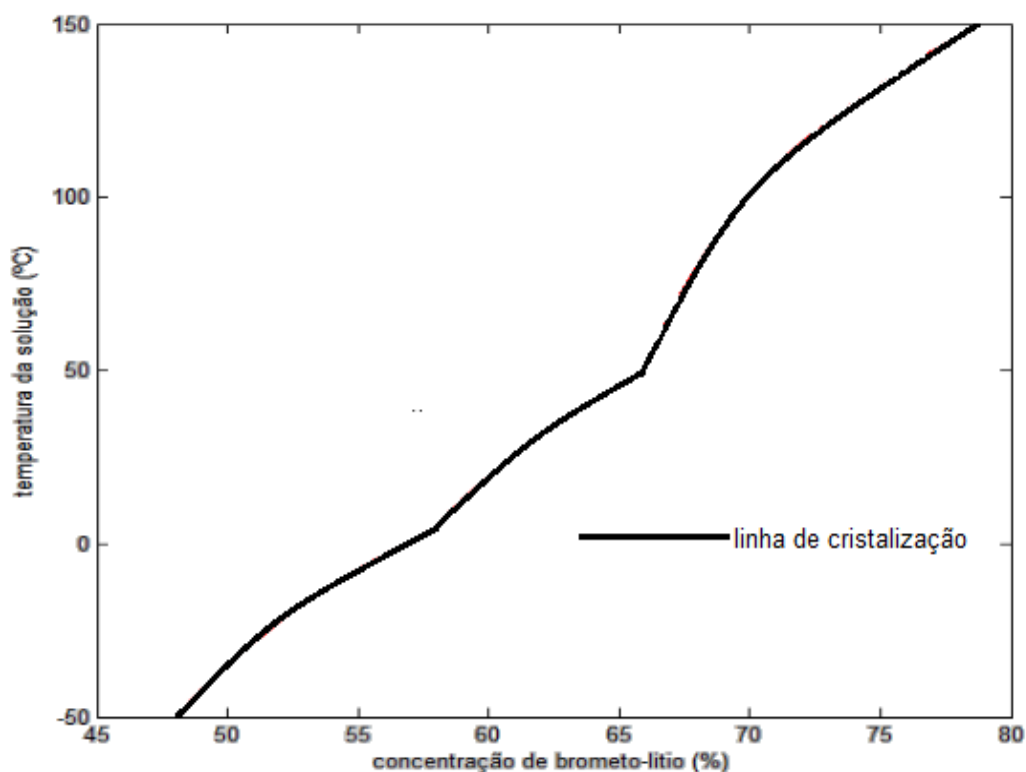


Figura 9 – Diagrama da cristalização da solução aquosa de LiBr em função da concentração e temperatura

Fonte: Wang, Kisari&Vineyard (2011)

- **Estabilidade:** a estabilidade química deve ser praticamente absoluta, pois os fluidos são submetidos a condições severas durante os vários anos de operação do sistema. Eventuais instabilidades podem resultar na formação de substâncias danosas como gases, sólidos ou uma substância corrosiva.
- **Corrosão:** é particularmente importante que os fluidos de trabalho ou qualquer substância resultante de instabilidade química não ataquem os materiais empregados no sistema de absorção. Inibidores de corrosão são geralmente empregados.
- **Segurança:** os fluidos de trabalho não devem ser tóxicos e nem substancialmente inflamáveis caso o sistema seja operado em ambientes ocupados por pessoas. Para aplicações industriais este requisito é menos crítico.

O sistema de absorção que utiliza a solução de LiBr-H₂O fica restrito a aplicações em que a temperatura do refrigerante esteja acima da temperatura de congelamento da água (0 °C), desta forma a temperatura da solução não deve ser inferior a 5 °C, para não ocorrer congelamento do refrigerante e danificar o equipamento (GORDON & NG, 2000).

Uma grande diferença entre ambos os sistemas está nas pressões de funcionamento dos respectivos ciclos de absorção. Os sistemas de brometo de lítio/ água funcionam geralmente a pressões sub-atmosféricas, sendo que nos sistemas que utilizam amônia como refrigerante, as pressões variam normalmente entre 3 e 16 bar (SOUSA, 2011).

A utilização da amônia em sistemas de absorção $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ deve ser sempre cuidadosa. As propriedades da amônia e os aspectos de segurança devem ser sempre considerados, pois altas dosagens de exposição à amônia podem ser letais, além disso, a amônia é inflamável e explosiva na faixa de 16 até 25% em volume (BERECHE, 2007).

Em unidades de grande capacidade é utilizado o ciclo de refrigeração por absorção com $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. A solução $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ é utilizada em sistemas de refrigeração por absorção de pequena capacidade com queima direta. É utilizada também em sistemas de grande capacidade, os quais atendem processos industriais específicos, que requerem frio de baixa temperatura (VENTURINI *et al.*, 2006).

O LiBr é um sal e, sendo assim, no seu estado sólido tem uma estrutura cristalina. Quando o LiBr é dissolvido em água, existe uma temperatura específica mínima da solução, para uma dada concentração de sal em que o sal começa a desprender da solução e cristalizar (GUIMARÃES, 2011).

Em máquinas que operam sob o ciclo de absorção, se a concentração da solução é muito alta ou a temperatura da solução é o muito baixa, pode ocorrer cristalização. Este efeito é mais provável de ocorrer no regenerador de calor, interrompendo o funcionamento da máquina. Nesse caso, a temperatura da solução concentrada deve ser elevada acima de seu ponto de saturação, para que os cristais de sal retornem para a solução, liberando desta forma o fluxo de solução no interior da máquina (GUIMARÃES, 2011).

A causa mais frequente da cristalização do LiBr é a umidade no interior do equipamento, o que resulta em aumento da pressão no evaporador. Este aumento de pressão resulta em altas temperaturas do evaporador e, conseqüentemente, menor capacidade frigorífica. Gases não absorvíveis, como o hidrogênio, produzido durante a corrosão causada pelo LiBr, também podem estar presentes, o que reduz o desempenho do condensador e do absorvedor (FLORIDES, 2003). Um método direto para manter a pressão necessária é evacuar o evaporador periodicamente com uma bomba de vácuo.

2.2.5 Chiller de Absorção LiBr/H₂O por Simples Efeito

O ciclo de efeito simples refere-se à transferência de fluidos através dos quatro componentes principais da máquina de refrigeração: o evaporador, o absorvedor, o gerador e o condensador, como mostrado na Figura 10.

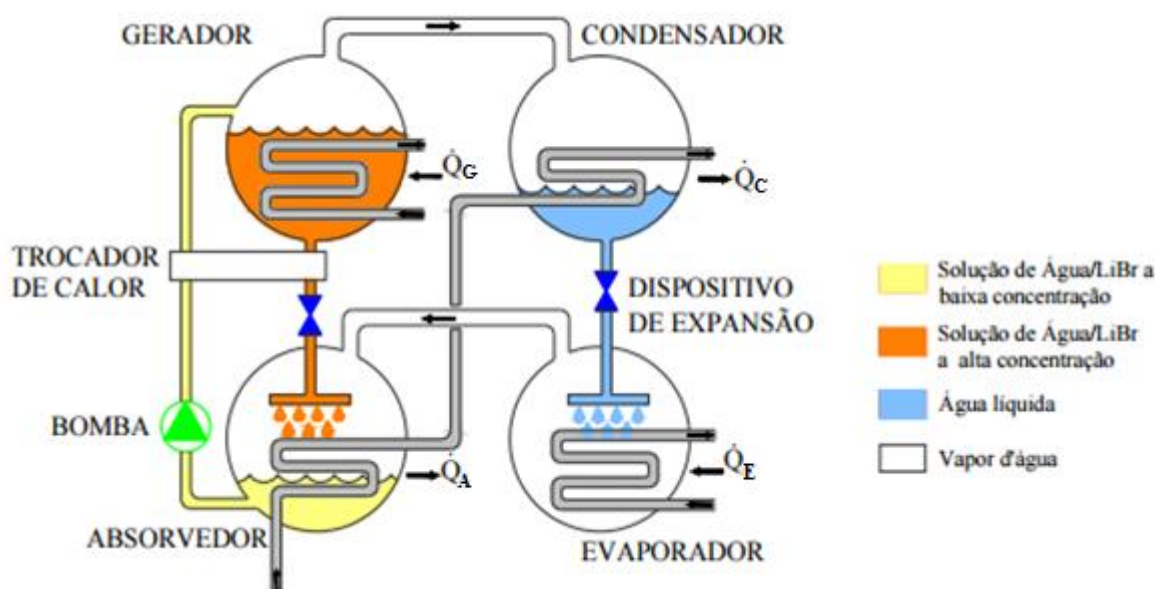


Figura 10 – Ciclo de refrigeração de absorção de simples efeito
Fonte: CARVALHO, 2007.

Os *chillers* de absorção LiBr/H₂O por efeito simples usam vapor de baixa pressão ou água quente como fonte de calor. A água é capaz de evaporar e extrair calor no evaporador, porque o sistema está sob um vácuo parcial. A eficiência térmica dos sistemas de absorção de efeito único é baixa (CORDEIRO, 2012).

Embora a tecnologia é aplicável, a baixa eficiência tem inibido a competitividade de custos dos sistemas de efeito simples. A maioria das máquinas de efeito simples novas estão instaladas em aplicações onde o calor residual é facilmente disponível. Os *chillers* de efeito simples podem ser utilizados para produzir água gelada para ar condicionado e para a água de processo de esfriamento, e estão disponíveis em capacidades de 7,5 a 1,500 toneladas (SRIKHIRIN *et al.*, 2001).

2.2.6 Chiller de Absorção H₂O – LiBr por duplo efeito

Visando uma maior eficiência nos *chillers* de absorção levou ao desenvolvimento de sistemas de duplo efeito LiBr / H₂O. No *chiller* de duplo efeito existem dois condensadores e dois geradores para permitir mais refrigerante de evaporação da solução absorvente (SHIN *et al.*, 2001). A Figura 11 mostra esquema do ciclo por absorção de duplo efeito. O gerador de temperatura mais elevada utiliza o vapor fornecido externamente para ferver o fluido refrigerante a partir do absorvente débil. O vapor refrigerante a partir do gerador de alta temperatura é condensado e o calor produzido é utilizado para fornecer calor para o gerador de baixa temperatura (IRANMANESH; MEHRABIAN, 2012).

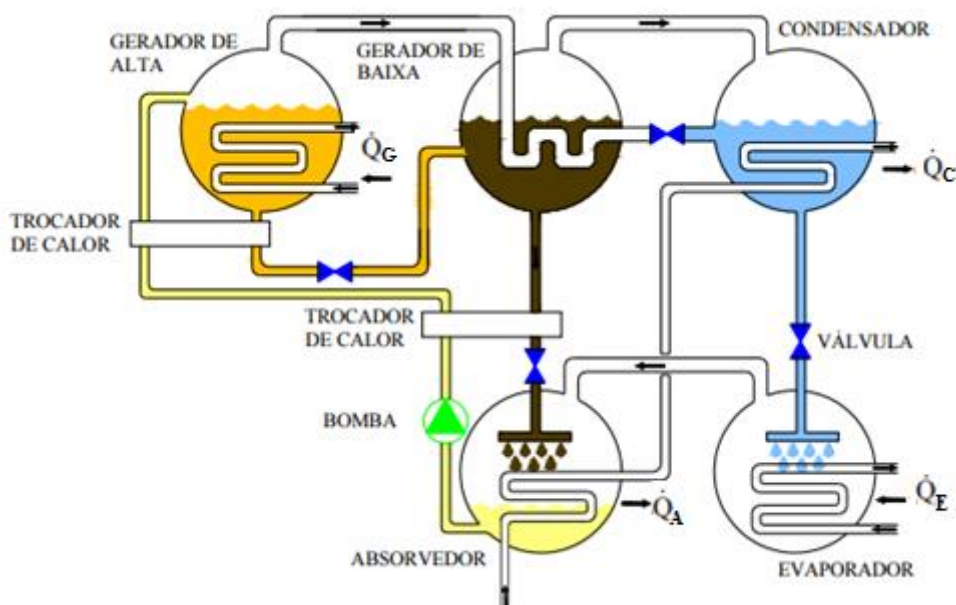


Figura 11 – Ciclo de refrigeração de absorção de duplo efeito

Fonte: CARVALHO, 2007.

Estes sistemas usam câmaras de combustão a gás ou vapor de alta pressão como fonte de calor. Os *chillers* de absorção de duplo efeito são usados para ar-condicionado e processos de resfriamento em regiões onde o custo da eletricidade é elevado em relação ao gás natural. Eles também são utilizados em aplicações em que o vapor de alta pressão, tais como aquecimento, estiver facilmente disponível (PALACIOS-BERECHE *et al.*, 2012).

Embora as máquinas de duplo efeito sejam mais eficientes do que as máquinas de efeito simples, elas possuem um custo de produção inicial mais elevado. Existem

considerações de materiais especiais, por causa do aumento das taxas de corrosão (temperaturas operacionais mais altas do que máquinas de efeito simples), áreas de superfície do trocador de calor maiores e sistemas de controle mais complicadas (KIM; INFANTE FERREIRA, 2009).

2.2.7 Eficiência do *Chiller* de Absorção H₂O – LiBr

O coeficiente de performance (COP) dos sistemas por absorção é aparentemente inferior aos dos sistemas de compressão correspondente. Esta inferioridade decorre do processo de absorção levando a geração de entropia durante a conversão de energia térmica. Para o COP dos *chillers* de compressão não é considerada a entropia da energia elétrica fornecida para a compressão do vapor. Caso contrário o COP do sistema de absorção seria comparável com o COP do sistema de compressão (GORDON E NG, 2000).

A eficiência dos *chillers* de absorção é descrita em termos de coeficiente de desempenho (COP, coeficiente de performance), que é definida pela razão do efeito de refrigeração, pela entrada de calor líquido (em unidades comparáveis, tais como *kBtu*) (RODRÍGUEZ-MUÑOZ; BELMAN-FLORES, 2014).

Se a potência da bomba da solução e das bombas do refrigerante é excluída, o coeficiente de performance de um *chiller* de absorção direta COP pode ser calculado como:

$$\text{COP} = \frac{12000\eta_{cb}}{Q_{hg}} \quad (2)$$

Onde:

Q_{hg} - calor de entrada no gerador de alta temperatura por tonelada de refrigeração, Btu/h*tonref (kW/kWref)

η_{cb} - eficiência da combustão do gerador, -

Os *chillers* de absorção de efeito simples tem COPs cerca de 0,6-0,8 fora de um ideal 1,0. Uma vez que os COPs são inferiores a um, os *chillers* de efeito simples normalmente são usados em aplicações que recuperam o calor residual tal como vapor de resíduos de usinas de energia ou de caldeiras (WANG, 2001).

Os *chillers* de absorção de duplo efeito tem COPs de aproximadamente 1,0 de um ideal 2,0. Embora ainda não estejam disponíveis comercialmente, os protótipos dos *chillers* de absorção de efeito triplo calcularam COPs de 1,4-1,6.

Os sistemas de refrigeração de gás natural tem maior eficiência de recursos do que os sistemas elétricos semelhantes. Os resultados típicos de geração de eletricidade e de distribuição são cerca de 65% - 75% de perdas no recurso inicial de energia do combustível. Em contraste, apenas cerca de 5% a 10% do recurso combustível é perdida com um sistema de gás (HWANG, 2004).

Além disso, os custos de eletricidade por BTU são normalmente de três a quatro vezes o custo da eletricidade por BTU, de modo que o custo de uma unidade de saída (refrigeração), muitas vezes pode ser inferior com uma unidade de absorção (AVANESSIAN; AMERI, 2015).

Os sistemas de absorção também exigem mais energia para as bombas do que de *chillers* elétricos. O tamanho de bombas de água de condensação é geralmente uma função da taxa de fluxo por unidade de capacidade de refrigeração. As tecnologias de resfriamento com baixas COPs normalmente exigem uma taxa significativamente maior de fluxo de água do condensador do que essas tecnologias com COPs superiores, necessitando de bombas maiores. Da mesma forma, *chillers* de absorção requerem maior capacidade que as torres de resfriamento de *chillers* elétricos, devido ao maior volume de água (BERECHE *et al.*, 2009).

2.3 REFRIGERANTES SECUNDÁRIOS

Em um sistema de refrigeração o fluido de trabalho é denominado refrigerante. Os refrigerantes podem ser classificados como primários ou secundários. Os refrigerantes primários são geralmente utilizados em sistemas de compressão a vapor. Já os secundários são líquidos usados para transportar energia térmica à baixa temperatura de um local para o outro. Outros nomes para refrigerantes são anticongelantes e salmouras. Os refrigerantes mais comuns são os hidrocarbonetos fluorados, porém outras substâncias em grande número também funcionam como refrigerantes, incluindo muitos compostos inorgânicos e hidrocarbonetos (FERREIRA, 2012).

Os refrigerantes secundários são fluidos térmicos que apresentam algumas características desejáveis: alto calor específico, boa condutividade térmica, não tóxico, baixos impactos ambientais, ser inerte quimicamente, disponível a preços razoáveis. A principal vantagem do uso de fluidos secundários, quando usados em sistemas de refrigeração, é a redução considerável da carga de refrigerante, além da possibilidade de se operar com sistemas mais compactos e com menos riscos de vazamento (WANG *et al.*, 2010). A água possui essas propriedades, caracterizando-se como um ótimo fluido secundário. Entretanto, a água congela a 0 °C e a grande maioria dos processos industriais trabalham com temperaturas bem abaixo do ponto de fusão da água. Por esse motivo, adiciona-se um agente anticongelante que é misturado à água, formando uma solução capaz de solidificar a temperaturas inferiores a da água pura (MELINDER; GRANRYD, 2005).

Para a comparação dos efeitos acusados por substâncias anticongelantes na água, precisa-se preparar os respectivos refrigerantes e estudar as variações causadas pelas diferentes dosagens em relação às propriedades termofísicas da água pura, isto é, desmineralizada. Pakowaki *et al.* (1991) estudaram as propriedades termofísicas da água pura e ajustou os dados relativos a essas propriedades às expressões de cálculos a diferentes temperaturas. A Tabela 2 apresenta as expressões de cálculos (polinômios) de previsão de propriedades termofísicas da água pura, as quais poderão ser utilizadas com auxílio dos valores numéricos dos respectivos coeficientes apresentados pela Tabela 3.

Tabela 2 - Equações de propriedades termofísicas da água pura em função da temperatura entre 0 e 100 °C (Erro máximo provável de 0,9%)

Propriedades	Expressão de Cálculo
Massa específica (kg/m ³)	$\rho_W = a'_0 + a'_1 \cdot T + \dots + a'_8 \cdot T^8$
Calor específico (kJ/kg·K)	$cp_W = b'_0 + b'_1 \cdot T + \dots + b'_5 \cdot T^5$
Condutividade térmica (W/m·K)	$\beta_W = c'_0 + c'_1 \cdot T + \dots + c'_3 \cdot T^3$

Tabela 3- Constantes de cálculos dos parâmetros termofísicos da água pura

Ctes	Índices/valores								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
A	9,99E+2	3,202E-1	-2,34E-2	4,15E-4	-4,50E-6	2,76E-8	-9,59E-11	1,75E-13	-1,31E-6
B	4,15701	5,80E-3	-1,82E-4	1,94E-6	-8,06E-9	1,19E-11			
C	5,71E-1	1,75E-3	-6,81E-6	2,11E-9					

2.3.1 Tipos de Refrigerantes Secundários

A água é usada como refrigerante secundário em grandes sistemas de condicionamento de ar e de instalações industriais, quando as temperaturas com as quais se opera estão acima de seu ponto de congelamento (BIAN, 2005). Isto se deve em função de suas excelentes propriedades termofísicas, como baixa fluidez e aos altos coeficientes de condutividade térmica e de calor específico. Contudo, além de garantir um bombeamento seguro do fluido refrigerante, substâncias anticongelantes como propilenoglicol, etilenoglicol e glicerol, que podem ser adicionadas à água em quaisquer proporções, dando origem a refrigerantes secundários, têm suas soluções aquosas largamente empregadas.

Os refrigerantes secundários à base de água geralmente pertencem a um dos seguintes grupos:

Soluções de sais inorgânicas

Salmouras tradicionais que consistem em, por exemplo, carbonato de potássio ou cloreto de cálcio têm propriedades termofísicas favoráveis. Esses sais são não tóxicos, de baixo custo, e fornecem a depressão do ponto de congelamento (29,9% w/w de CaCl_2 reduz o ponto de congelamento até $-55\text{ }^\circ\text{C}$). No entanto, a corrosividade incontrollável em temperaturas abaixo de 0°C restringe a sua aplicação em sistemas de refrigeração industrial com um projeto técnico relativamente simples (GEORGE; BRILEY, 2004).

Álcool

Os alcoóis monohídricos como o metanol ou o etanol são depressores do ponto de congelamento eficazes e muito mais compatíveis com os materiais de construção frequentemente utilizadas em sistemas de arrefecimento secundários. A toxicidade do metanol, no entanto, exclui este composto da aplicação na indústria alimentícia. Etanol principal desvantagem é um ponto de ebulição baixo de $78\text{ }^\circ\text{C}$ que deprime o ponto de sua solução em água fervente (GEORGE; BRILEY, 2004).

Sais orgânicos

A introdução de sais orgânicos para a indústria alimentícia européia deu início em 1994. A primeira utilização de uma solução aquosa inibiu a corrosão de acetato de potássio para fins de refrigeração, aumentando rapidamente o interesse neste novo tipo de fluido (GEORGE; BRILEY, 2004).

Tabela 4 - Propriedades de alguns refrigerantes secundários

Propriedades	Sais inorgânicos	Glicol		Sais orgânicos	
	CaCl_2	EG	PG	K-Ac	K-F
Anticongelante	28,3%	50%	54%	39%	41%
Transferência Decalor	ótima	regular	débil	boa	ótima
Viscosidade	Muito alta	baixa	baixa	baixa	Muito baixa
Corrosividade	Muito alta	baixa	baixa	moderada	moderada
Toxicidade	Baixa	tóxico	seguro	baixa	Baixa
Custo	Muito baixo	baixo	Alto	baixo	Baixo

Como uma estratégia de escolha sobre um bom fluido refrigerante, importantes propriedades termofísicas dos refrigerantes secundários, como ponto de congelamento, massa específica, calor específico e condutividade térmica, devem ser caracterizadas e modeladas para análises de seus comportamentos, dentro de determinados intervalos de concentração e temperatura.

2.3.2 Propriedades Termofísicas dos Refrigerantes Secundários

Um refrigerante secundário deve ter as seguintes características (GEORGE; BRILEY, 2004):

- baixa densidade;
- alto calor específico;
- condutividade térmica elevada;
- ponto de congelamento a partir 8 °C a 11 °C (15 °F a 20 °F) abaixo da temperatura de funcionamento;
- deve ser estável sem se separar do seu agente de mistura a temperaturas;
- baixa viscosidade;
- ponto de ebulição acima da pressão atmosférica;
- deve permanecer a uma pressão positiva na temperatura de funcionamento.

Na Tabela 5 estão apresentados os dados aproximados para alguns refrigerantes secundários.

Tabela 5 - Algumas propriedades dos principais refrigerantes secundários

Projeto mínimo	Refrigerante Secundário	Densidade (lb/CF)	Condutividade Térmica (Btu/h/ft ² /°F/ft)	Viscosidade	Ponto de Congelamento
15 °F	CaCl 20%	74,6	0,3060	4,9	1 °F
15 °F	Propilenoglicol 35 %	65,3	0,2370	23,5	-7 °F
-30 °F	CaCl 30%	82,1	0,2700	27,8	-50 °F
-30 °F	Etilenoglicol 55%	68,6	0,2390	75,0	-43 °F
-30 °F	Metanol 40 %	60,2	0,2260	20,2	-36 °F
-30 °F	dLimonene	52,4	0,0800	6,0	-142 °F
-58 °F	DynaleneHC50	87,1	0,2500	60,0	-80 °F
-80 °F	Terminol LT	58,6	0,0684	11,0	-103 °F
-100 °F	SylthermJ	57,0	0,0780	9,0	-120 °F
-115 °F	Syltherm XLT	57,8	0,0711	12,6	-135°F
-140 °F	Dynalene MW	87,1	0,0800	18,0	-180 °F

Fonte: GEORGE; BRILEY, 2004.

O ponto de congelamento tem o significado de uma temperatura na qual os cristais de gelo começam a se formar (MELINDER, 1998). No Sistema Internacional de Unidades (SI) seu valor é expresso em graus Kelvin (K). Nessa temperatura, significa que gelo e solução estão em equilíbrio e, para um refrigerante secundário, esses valores deve estar abaixo da menor temperatura esperada no sistema. Desse modo o fluido pode ser bombeado através do sistema, sem dificuldades. Em caso do objetivo principal de caracterizar o refrigerante secundário pelo seu baixo ponto de congelamento, a literatura tem mostrado que isso tem sido conseguido com o aumento do teor do álcool em água. Conforme o álcool é adicionado, etilenoglicol, propilenoglicol ou glicerol, o ponto de fusão da solução é abaixado, sendo o etilenoglicol o componente que provoca a maior redução e o glicerol o que reduz menos (GUNTER, 2007).

A massa específica (ρ) de um material homogêneo é a massa por unidade de volume. Sua unidade no SI é $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$. A concentração do álcool em um refrigerante secundário pode ser

determinada por cromatografia em fase gasosa ou com índice de refração (MELINDER, 2007). A massa específica pode ser determinada com auxílio de um densímetro, ou por pesagem em um volume conhecido (picnômetro) ou algum outro método. A maior parte dos métodos são hoje normalmente realizados a 20 °C. Quanto às massas específicas, os refrigerantes secundários de soluções alcoólicas abordadas anteriormente apresentaram valores maiores que a da água, para a mesma temperatura. Os alcoóis puros são mais densos, fazendo com que a mistura de cada álcool com a água tenha uma maior massa específica. Pode-se dizer que o glicerol altera mais a massa específica, e o propilenoglicol o que menos modifica.

A condutividade térmica (β) é definida como a constante de proporcionalidade entre a taxa de fluxo de calor e o gradiente de temperatura ao longo da espessura do volume ocupado pela substância observada. Sua unidade no SI é $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Matematicamente sua definição é representada pela lei de Fourier, ou seja (MORAN, M.J; SHAPIRO, 2013):

$$dQ/dt = -\beta \cdot A' \cdot \frac{dT}{dx} \quad (3)$$

Em que:

dQ/dt – calor transferido por unidade de tempo ou fluxo de calor, J

A' – área através da qual o calor flui perpendicularmente, m^2

$\frac{dT}{dx}$ – gradiente de temperatura, $\text{K}\cdot\text{m}^{-1}$

O sinal negativo indica que o calor flui no sentido que proporciona uma redução no valor da temperatura. É desejável um elevado valor de condutividade térmica, uma vez que isso contribui para uma boa transferência de calor e, assim, diminui a diferença de temperatura entre a parede e o fluido em trocadores de calor. É também uma propriedade de transporte característica de cada anticongelante, que indica a taxa com qual essa substância pode transportar energia sob condições determinadas de geometria e temperatura. Para as soluções aquosas de alcoóis, a condutividade térmica geralmente diminui com o aumento da temperatura.

O calor específico (C_p) de uma substância pode ser interpretado como a quantidade de energia térmica necessária para elevar a temperatura de uma unidade de massa de uma substância de uma unidade de temperatura (MORAN; SHAPIRO, 2013). Sua unidade no SI é $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ e um valor elevado dessa propriedade é favorável às funções desse refrigerante pois

afeta a taxa de fluxo de massa, bem como seu coeficiente de transferência de calor. O valor numérico para o calor específico de cada solução é fundamental para a seleção e uso de uma substância como fluido secundário. O calor específico representa a energia requerida para aumento de um grau de temperatura uma unidade de massa da solução. Para as três soluções aquosas os valores são menores que o da água pura, porém existe um gradiente positivo desses valores frente a variações de temperatura, de especial interesse para esse estudo, uma vez que os valores dessa propriedade para a água apresenta-se constante entre 4 °C e 90 °C.

2.4 CONTROLE DE TEMPERATURA EM USINAS TERMELÉTRICAS

Medição de temperatura

A temperatura é um dos parâmetros mais amplamente medidos em uma central de energia. Não importa o tipo de planta, a medição de temperatura confiável e sua regulação é essencial para a excelência operacional (RAJA; SRIVASTAVA; DWIVEDI, 2006).

Embora algumas medidas de temperatura envolvam sensores infravermelhos, a grande maioria das medições em uma usina de energia são feitas com detectores de temperatura de resistência (RTDs) ou termopares (T/Ps). Ambos são sensores elétricos que produzem um sinal em mV em resposta às mudanças de temperatura (ROSS-PINNOCK, MAROPOULOS, 2015).

Os RTD são normalmente utilizados em aplicações onde a precisão e repetição são importantes. Os RTD têm excelente precisão de cerca de $0,1^{\circ}\text{C}$ e uma saída estável por um longo período de tempo, mas num intervalo de temperaturas limitado. A temperatura máxima para um RTD é de cerca de 800°F . Os RTD também são caros, um RTD na mesma configuração física como um termopar irá tipicamente custar cerca de cinco vezes mais caro. RTD também são mais sensíveis à vibração e choque do que um termopar (ROSS-PINNOCK, MAROPOULOS, 2015).

A instrumentação com fio comum é utilizado para acoplar um RTD com o equipamento de medição e controle, tornando-se econômico para instalar. Um sensor termopar consiste de dois metais diferentes, unidas em conjunto numa extremidade. Quando a junção é aquecida, ele produz uma tensão que corresponde à temperatura. Podem ser feitos de diferentes combinações de metais e calibrações para várias faixas de temperatura (CHILDS; GREENWOOD; LONG, 2010).

Sistemas de refrigeração

Durante o processo de combustão a temperatura máxima do gás no cilindro de um motor de combustão interna é da ordem de 2500 K. A temperatura máxima do metal para o interior do espaço da câmara de combustão é limitada a valores muito mais baixos do que a temperatura do gás por um grande número de considerações de arrefecimento, por isso surge a necessidade de arrefecimento do motor (HEYWOOD, 1988).

(a) Sistema de refrigeração expansão direta/ condensação à ar.

(b) Sistema de refrigeração expansão indireta/ água gelada

Sistema de refrigeração expansão direta/ar

É o sistema de refrigeração mais comum no mercado. Também chamado de sistema a gás, fluido refrigerante, possui como elemento de transferência de calor um fluido termodinâmico com propriedades químicas que permitem a sua evaporação a baixas temperaturas, quando submetidos a uma queda de pressão. É utilizado nos motores pequenos e motores portáteis, proporcionando aletas sobre o cilindro (RAJA; SRIVASTAVA; DWIVEDI, 2006).

Sistema de refrigeração expansão indireta/água gelada

São sistemas de refrigeração em que há a transferência de calor em mais de um meio antes de chegar a transferir o calor contido no meio que se deseja resfriar, no caso o ar do ambiente. Quando tratamos deste tipo de sistema, fazem-se uso de equipamentos de resfriamento de água, chamado *chillers*. O Calor que foi absorvido pela água, é transferido para o fluido refrigerante que circula do sistema fechado de refrigeração do *chiller*, o qual pelo terceiro processo de transferência de calor rejeita o calor retirado do ambiente, somado às perdas do processo, ao ar externo (atmosfera). Por isso chamado de expansão indireta, pois o fluido refrigerante é expandido por um meio (água) que não aquele ao qual se deseja resfriar, o ar ambiente.

São ainda classificados como:

- sistema de refrigeração aberto;
- sistema de circulação natural;
- sistema de circulação forçada;
- sistema de refrigeração por evaporação.

Sistema de refrigeração aberto

Este sistema só é aplicável quando a abundância de água é acessível. A água do tanque de armazenamento é diretamente fornecida através de uma válvula de entrada para a câmara de água de refrigeração do motor. A água quente que sai do motor não é resfriado para reutilização (RAJA; SRIVASTAVA; DWIVEDI, 2006).

Sistema de circulação natural

O sistema é concebido de modo que a água possa circular naturalmente devido à diferença na densidade da água em diferentes temperaturas. A Figura 12 mostra um sistema de refrigeração por circulação natural (WOOD, WOLLENBERG, 2012). É composto por camisa de água no cilindro, radiador e um ventilador. Quando a água é aquecida, a sua densidade diminui e que tende a subir, enquanto que as moléculas mais frias tendem a afundar. A circulação de água é obtida em seguida, com a água aquecida no fundo, então a água tende a subir, e a água de refrigeração no radiador com a ajuda de ar que passa sobre o radiador seja por efeito de êmbolo ou por ventilador ou em conjunto tende a afundar-se. As setas mostram a direção de circulação natural, este tipo de refrigeração é lenta (RAJA; SRIVASTAVA, DWIVEDI, 2006).

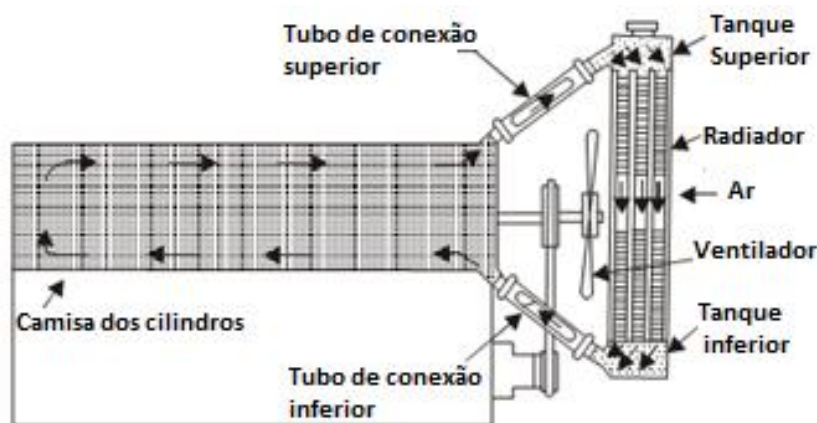


Figura 12 – Sistema de refrigeração por circulação natural

Sistema de circulação forçada

O sistema consiste de bomba, camisa de água no cilindro, radiador, ventoinha e um termostato. O líquido de arrefecimento (água ou refrigerante sintético) é circulado através da camisa do cilindro, com a ajuda de uma bomba, que normalmente é um tipo de centrífuga, e acionada pelo motor. A função do termostato, o qual é montado na ligação de mangueira superior inicialmente, é impedir a circulação de água abaixo de uma certa temperatura (RAJA; SRIVASTAVA; DWIVEDI, 2006).

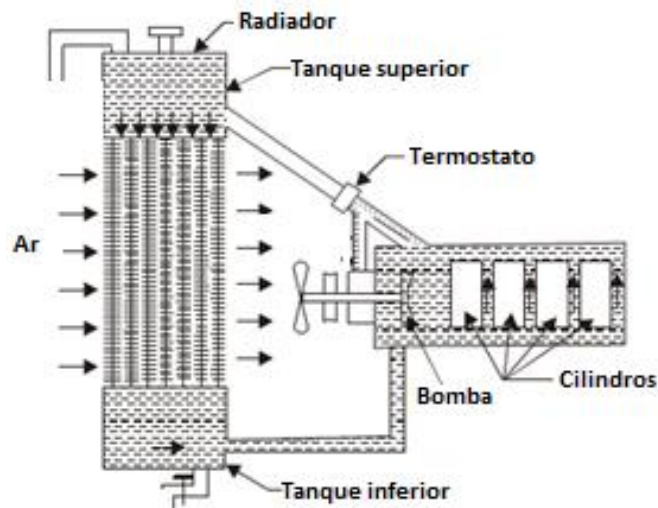


Figura 13 – Sistema de refrigeração por circulação forçada

Sistema de refrigeração por evaporação

O arrefecimento evaporativo ocorre quando algum meio ou produto cede calor para que a água evapore. A evaporação de um produto qualquer é um processo endotérmico, isto é, demanda calor para se realizar. Esta transferência de calor pode ser forçada (quando fornecemos o calor) ou induzida (quando criamos condições para que o produto retire calor do meio). Um exemplo bastante conhecido de arrefecimento evaporativo é a Torre de Arrefecimento, pois nela uma parcela de água é induzida a evaporar, retirando calor da água remanescente, que se resfria por ceder este calor.

2.5 NANOFLUIDOS

2.5.1 Nanopartículas

Pesquisadores têm procurado constantemente melhorar a transferência de calor nos ciclos de refrigeração. A maneira convencional para alcançar este objetivo é aumentar a área de troca de calor, o que nem sempre é possível devido a limitações de espaço. Além disso, ao aumentar a área de troca, também se aumenta o consumo de energia para deslocar o fluido refrigerante pelo sistema. Outra solução para este problema é buscar novos fluidos refrigerantes.

Desde o final do século passado uma nova classe de fluidos com maior transferência de calor tem sido motivo de pesquisa, os denominados nanofluidos, (CHANDRASEKAR; SURESH; BOSE, 2010). Chama-se de nanofluido a uma suspensão de nanopartículas num fluido base. O conceito de nanofluido emerge do campo da Nanotecnologia, (EASTMAN, 1977). A Nanotecnologia é a ciência que trata da criação de novos materiais, dispositivos e sistemas em um nível molecular, melhorando significativamente as propriedades mecânicas, ópticas, químicas ou elétricas dos materiais. Os nanofluidos são fluidos térmicos obtidos da suspensão de partículas de tamanho nanométrico (com comprimentos entre 1 a 100 nm) em fluidos convencionais de transferência de calor, usualmente líquidos (MERMOND; FEIDT; MARVILLET, 1999). Estes líquidos têm mostrado capacidade de troca de calor superior à dos fluidos convencionais.

As nanopartículas utilizadas em nanofluidos são feitas de muitos materiais por processos físicos e químicos de síntese. Os métodos físicos típicos incluem o método de trituração mecânica e a técnica de condensação de gás inerte. Os processos atuais específicos para fazer nanopartículas metálicas incluem moagem mecânica, técnica de condensação do gás inerte, precipitação química, deposição de vapor químico, micro-emulsões, de pirólise de pulverização e pulverização térmica. As nanopartículas dos materiais produzidos são mais comumente discutidos e produzidos na forma de pós (KAKAC; PRAMUANJAROENKIJ, 2009).

Adicionar nanopartículas a fluidos refrigerantes proporciona, de acordo com resultados publicados na literatura, significativos aumentos nas propriedades termofísicas desses fluidos. Descobriu-se que as nanopartículas melhoram as características de transferência de calor do refrigerante.

As propriedades das nanopartículas são calculadas a partir de correlações obtidas de testes experimentais disponíveis na literatura. Para nanopartículas de óxido de alumínio (Al_2O_3), o valor utilizado para nanopartículas esféricas de 30 nm de diâmetro foi obtido por Chandrasekar, Suresh e Bose (2010) como 3880 kg/m^3 .

O calor específico foi calculado em função da temperatura T (K) pela expressão (WANG; MUJUMDAR, 2007):

$$Cp_{\text{Al}_2\text{O}_3} = 64,5451 + 53,6264 \cdot I + 8,2562 \cdot I^2 + 14,0021 \cdot I^3 - 8,1949 \cdot I^4 - 18,8496 \cdot I^5 \quad \text{kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4)$$

Em que:

$$I = \frac{T-224}{146} \quad (5)$$

A condutividade térmica foi obtida conforme Pabst e Gregorová (2007), também em função da temperatura, em graus Celsius (de 0 a 400°C), de:

$$\beta_{\text{Al}_2\text{O}_3} = 3645 \cdot (T + 194)^{-874} \text{W/(m} \cdot \text{K)} \quad (6)$$

Para o nanofluido composto do fluido refrigerante e as nanopartículas,

Massa específica (KWAK; KIM, 2005):

$$\rho_{\text{rs,np}} = (1 - \varepsilon_{\text{rs,np}}) \cdot \rho_{\text{rs}} + \varepsilon_{\text{rs,np}} \cdot \rho_{\text{np}} \quad \text{kg/m}^3 \quad (7)$$

Em que:

$\varepsilon_{\text{rs,np}}$ - fração volumétrica de nanopartículas no refrigerante secundário, -

ρ_{np} - massa específica das nanopartículas, kg/m^3

ρ_{rs} - massa específica do refrigerante secundário, kg/m^3

Capacidade calorífica de nanopartículas no refrigerante secundário (KWAK; KIM, 2005):

$$C_{p_{rs,np}} = \frac{(1 - \varepsilon_{rs,np}) \cdot \rho_{rs} \cdot C_{p_{rs}} + \varepsilon_{rf,np} \cdot \rho_{np} \cdot C_{p_{np}}}{\rho_{rf,np}} \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (8)$$

Em que:

$\rho_{rs,np}$ - massa específica do nanofluido, kg/m^3

$C_{p_{rs}}$ - capacidade calorífica do refrigerante secundário, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

$C_{p_{np}}$ - capacidade calorífica da nanopartículas, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

Condutividade térmica (BAUSTIAN; PATE; BERGLES, 1988):

$$\beta_{rs,np} = \beta_{rs} \frac{\beta_{np} + 2\beta_{rs} - 2\varepsilon_{rs,np}(\beta_{rs} - \beta_{np})}{\beta_{np} + \beta_{rs} + 2\varepsilon_{rs,np}(\beta_{rs} - \beta_{np})} \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad (9)$$

Em que β_{rs} e β_{np} são as condutividades térmicas do fluido refrigerante e da nanopartícula, respectivamente.

Viscosidade absoluta (BRINKMAN, 1952):

$$\mu_{rs,np} = \mu_{rs} \frac{1}{(1 + \varepsilon_{rs,np})^{2,5}} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (10)$$

Em que μ_{rs} é a viscosidade absoluta do refrigerante secundário.

2.5.2 Uso de Nanopartículas para Melhorias de Eficiência no Arrefecimento

Os nanofluidos térmicos utilizados em aplicações para transferência de calor representam uma classe diferente dos colóides convencionais. Em comparação com suspensões de sólidos-líquidos convencionais para intensificações de transferência de calor, os nanofluidos térmicos adequadamente modificados possuem as seguintes vantagens (KAKAC; PRAMUANJAROENKIJ, 2009):

- alta área específica de superfície e, portanto, maior transferência superficial de calor entre as partículas e os líquidos;
- alta estabilidade de dispersão com o movimento browniano predominante das partículas;
- redução da potência de bombeamento, em comparação com líquido puro para alcançar os níveis equivalentes na intensificação de transferência de calor;
- entupimento reduzido, promovendo assim a miniaturização do sistema;
- propriedades ajustáveis, incluindo a condutividade térmica e da superfície variando as concentrações de partículas para atender as diferentes aplicações (WEN *et al.*, 2009).

Pesquisas sobre o uso de nanopartículas em fluidos de transferências de calor são realizadas a cerca de 20 anos. Alguns autores defendem que as nanopartículas possibilitam o aumento da condutividade térmica do fluido de transferência de calor. De acordo com Canter (2009), relatos de que a adição de nanopartículas de cobre com um diâmetro de cerca de 10 nanômetros aumentam a condutividade térmica de etileno glicol em 40%. Outras pesquisas demonstram ainda que a adição de 1% a 4% em volume de nanopartículas de alumínio aumentam a condutividade térmica da água de 10% a 25%.

Resultados apontam que as nanopartículas melhoram o desempenho de transferência de lubrificantes, recentemente, Kedzierski do NISH indicou que a utilização de nanopartículas de óxido de cobre em um fluido de refrigeração, à base de poliéster aumentam a transferência de calor entre 50% e 275% (CANTER, 2008). Nanopartículas são apontadas ainda, pela capacidade em aumentar o fluxo de calor crítico (CHF) em até 200% em pequenas concentrações. Qualquer processo que possa elevar o CHF pode melhorar, significativamente, o desempenho com base no ponto de ebulição de sistemas de refrigeração. Sabendo disso, o presente trabalho irá estudar como a adição de nanopartículas irão influenciar o calor específico e condutividade térmica ao refrigerante.

Entre os materiais habitualmente usados para nanopartículas encontram-se os óxidos metálicos tais como óxidos de alumínio, silício, cobre e titânio e metais puros como ouro e cobre. Nanopartículas de diamante e nanotubos de carbono também têm sido usadas na fabricação de nanofluidos (GODSON *et al.*, 2010). Os fluidos base mais usados são: água, etanol, etilenoglicol e óleos leves. A concentração volumétrica de partículas usualmente encontra-se abaixo de 5%. (BUONGIORNO, 2006). A condutividade térmica do material das

partículas é tipicamente de uma ou várias ordens de grandeza superior à dos fluidos base. Portanto, os nanofluidos, inclusive os que apresentam baixas concentrações volumétricas de partículas, exibem aumentos significativos no desempenho térmico (YU *et al.*, 2008; BENITO, 2012).

2.6 ANÁLISE DE COMPONENTES PRINCIPAIS

Em qualquer decisão sobre certo fenômeno que se toma em um processo industrial, sempre se leva em conta um grande número de fatores. Entretanto nem todos esses fatores têm os mesmos pesos na hora dessa escolha. Acaso se tome uma decisão usando a intuição, não se consegue identificar de maneira sistemática esses fatores. Ou seja, não se consegue identificar todas as variáveis que afetaram a referida decisão.

Quando se analisa com bases científicas os fenômenos existentes num processo industrial, as diversas ciências têm a pretensão de conhecer a realidade e de interpretar esses fenômenos, baseadas no conhecimento das variáveis intervenientes, consideradas importantes nesses eventos. Estabelecer relações, encontrar ou propor leis explicativas é o papel próprio da ciência. Para isso é necessário controlar, manipular, medir as variáveis que são consideradas relevantes ao entendimento do fenômeno analisado (HAIR, *et al.*, 2009). Muitas são as dificuldades em traduzir as informações obtidas em conhecimento. A maior delas é de natureza epistemológica: a ciência não conhece a realidade, apenas a representa através de modelos e teorias dos diversos ramos do conhecimento. Outra dificuldade é a aspiração de universalidade das explicações científicas. Ora, isto implica e condiciona a pesquisa a uma "padronização" metodológica. Um aspecto essencial dessa padronização é a avaliação estatística das informações. A maneira própria de fazer ciência, procurando reduzir a poucas variáveis, desenvolveu muito um ramo da estatística que olha as variáveis de maneira isolada — a estatística univariada (WILKS; WILKS, 2011).

É comum analisar-se cientificamente as variáveis isoladamente e, a partir dessa análise, fazer inferências sobre a realidade. Essa simplificação tem vantagens e desvantagens. Quando um fenômeno depende de muitas variáveis, geralmente esse tipo de análise falha, pois não basta conhecer informações estatísticas isoladas, mas é necessário também conhecer a totalidade dessas informações fornecida pelo conjunto das variáveis. As relações existentes entre as variáveis não são percebidas e assim efeitos antagônicos ou sinérgicos de efeito mútuo entre variáveis complicam a interpretação do fenômeno, a partir das variáveis consideradas. No caso restrito de variáveis independentes entre si é possível, com razoável possibilidade, interpretar um fenômeno complexo usando as informações estatísticas de poucas variáveis. As informações mais relevantes neste tipo de análise são as medidas de tendência central e de dispersão dos dados (BOSCARDIN; ZHANG, 2004).

Os desenvolvimentos tecnológicos originados das descobertas científicas têm apoiado o próprio desenvolvimento científico, ampliando em várias ordens de grandeza a capacidade

de obter informações de fenômenos que estão sendo analisados. Uma grande massa de informação deve ser processada antes de ser transformada em conhecimento. Portanto, cada vez mais se necessita de ferramentas estatísticas que apresentem uma visão mais global do fenômeno que aquela possível numa abordagem univariada. A denominação "Análise Multivariada" corresponde a um grande número de métodos que utilizam simultaneamente todas as variáveis na interpretação teórica do conjunto de dados obtidos (VICINI, 2005).

Os diversos métodos de análise multivariados guardam entre si a necessidade de implementação computacional dos fundamentos teóricos existentes em suas abordagens. A complexidade matemática, própria dos métodos multivariados, sugere, como medida de bom senso, uma descrição desmatematizada de seus conteúdos, remetendo ao uso do software estatístico o trabalho enfadonho do cálculo. Os programas estatísticos bem construídos escondem o edifício matemático atrás de uma interface amigável ao pesquisador. O engenheiro envolvido na resolução dos problemas envolvidos pode se dar ao luxo de transmitir o significado estatístico do tratamento de dados sem se entediar com a profundidade das deduções matemáticas. Desse modo, é possível trabalhar a parte mais nobre da Estatística que é a inferência. Ou seja, o que se pode afirmar com os dados que se tem.

Existem vários métodos de análise multivariada com finalidades bem diversificadas. Quando o interesse é verificar como as amostras se relacionam, ou seja, o quanto estas são semelhantes segundo as variáveis utilizadas no fenômeno, dois métodos podem ser utilizados (VICINI, 2005): a análise por agrupamento hierárquico (HCA) e a análise por componentes principais (PCA). Quando a finalidade principal é fazer previsão, por exemplo, quando se tem muitas variáveis independentes e se deseja encontrar uma variável dependente, a regressão linear múltipla e redes neurais são métodos indicados. Com uma finalidade bem diversa, existem métodos de análise multivariada que podem ser usados na etapa inicial de uma pesquisa, na própria escolha das variáveis que descreverão o sistema. Isto é muito comum nos casos em que um processo necessita ser otimizado. Dentre os métodos que servem para otimização, citamos o simplex e o planejamento fatorial (JOLLIFFE, 2002).

Os métodos estatísticos são escolhidos de acordo com os objetivos da pesquisa, por isso, mostrar, prever ou otimizar são obtidos por diferentes métodos. Portanto, a estatística multivariada, com os seus diferentes métodos, difere de uma prateleira de supermercado abarrotada de produtos com a mesma função, pois cada método tem sua fundamentação teórica e sua faixa de aplicabilidade.

A PCA é uma técnica estatística poderosa que pode ser utilizada para redução do número de variáveis e para fornecer uma visão estatisticamente privilegiada de um conjunto

de dados. Fornece as ferramentas adequadas para identificar as variáveis mais importantes no espaço das componentes principais. O entendimento exaustivo desse assunto requer o conhecimento de operações com matrizes e por isso opta-se, aqui, por uma abordagem conceitual usando as noções de álgebra linear (TEIXEIRA, 2013).

Um ponto no gráfico cartesiano é representado por valores das coordenadas x e y . No caso de um gráfico tridimensional, a apresentação de um ponto corresponde aos valores das coordenadas x , y e z . Traduzindo isto para o mundo das amostras e das variáveis, o ponto é uma amostra e os valores em cada uma das coordenadas correspondem aos valores das variáveis medidas. Para exemplificar, pode-se supor que se esteja medindo duas propriedades físicas como o ponto de fusão e o ponto de ebulição de várias substâncias. A água ficaria localizada nas coordenadas (0 °C, 100 °C) deste gráfico. O álcool etílico ficaria nas coordenadas (-114 °C, 78 °C) e assim por diante. Caso se quisesse transformar a escala do ponto de fusão para Kelvin e a escala do ponto de ebulição para Fahrenheit, a representação da substância de água continua a mesma em relação às outras substâncias, embora mudem os eixos coordenados. Ou seja, a estrutura dos dados não é alterada por uma transformação de coordenadas.

A PCA consiste em reescrever as variáveis originais em novas variáveis denominadas componentes principais, através de uma transformação de coordenadas. A transformação de coordenadas é um processo trivial quando feito usando matrizes. A transformação matemática das coordenadas pode ser feita de diversas maneiras conforme o interesse. A transformação das variáveis originais em componentes principais tem algumas especificidades como (RAIKO; ILIN; KARHUNEN, 2008; RINGNÉR, 2008):

- os componentes principais são as novas variáveis geradas através de uma transformação matemática especial realizada sobre as variáveis originais;
- cada componente principal é uma combinação linear de todas as variáveis originais;
- um sistema com oito variáveis, após a transformação, terá oito componentes principais;
- cada uma dessas componentes principais, por sua vez, será escrita como uma combinação linear das oito variáveis originais e cada variável terá uma importância ou peso diferente;
- as variáveis podem guardar entre si correlações que são suprimidas nas componentes principais, ou seja, as componentes principais são ortogonais entre si;
- cada componente principal traz uma informação estatística diferente das outras;
- em princípio, as variáveis originais têm a mesma importância estatística, enquanto que as componentes principais têm importância estatística decrescente, ou seja, as primeiras componentes principais são tão mais importantes que podemos até desprezar as demais;

- as componentes principais podem ser analisadas separadamente devido à ortogonalidade, servindo para interpretar o peso das variáveis originais na combinação das componentes principais mais importantes e;
- as componentes principais podem servir para visualizar o conjunto da amostra apenas pelo gráfico das duas primeiras componentes principais s, que detêm maior parte da informação estatística.

Resumindo, o propósito geral da PCA é encontrar uma maneira de condensar a informação contida num conjunto de variáveis originais, num conjunto menor de variáveis, perdendo o mínimo possível de informações. Trata-se, portanto, de uma técnica de redução de dados que investiga as correlações entre as variáveis e as descreve, se possível, em termos de um menor número de variáveis chamadas de fatores ou componentes principais.

Para se estudar matematicamente e estatisticamente as relações entre duas variáveis aleatórias X e Y pode-se analisar a covariância e o coeficiente de correlação linear. A covariância entre X e Y representa-se por $\text{Cov}(X,Y)$ ou $\sigma_{X,Y}$:

$$\text{Cov}(X,Y) = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X}) \cdot (Y_i - \bar{Y})}{n - 1} \quad (11)$$

E descreve a relação linear ou ligação entre duas variáveis e a sua mútua dependência, fornecendo uma indicação do modo como X e Y variam uma em relação à outra. É expressa nas unidades de X e nas de Y, simultaneamente, o que por vezes induz a algumas dificuldades. Para resolver essa situação, pode-se calcular o coeficiente de correlação linear entre X e Y, definido por:

$$\rho_{X,Y} = \frac{\text{Cov}(X,Y)}{\sqrt{\text{Var}(X) \cdot \text{Var}(Y)}} = \frac{\sigma_{X,Y}}{\sigma_X \cdot \sigma_Y} \quad (12)$$

Verificando-se que: $-1 \leq \sigma_{X,Y} \leq 1$.

Seja $X^T = [X_1 \ X_2 \ \dots \ X_p]$ o vetor das variáveis aleatórias observadas, com média $\mu = [\mu_1 \ \mu_2 \ \dots \ \mu_p]^T$ e matriz de covariâncias Σ . Neste caso as componentes principais Y_1, Y_2, \dots, Y_p são obtidas de:

$$Y_j = a_{1j}X_1 + a_{2j}X_2 + \dots + a_{pj}X_p \quad (13)$$

Em que $p = [a_1 \ a_2 \ '...a_p]$.

Na interpretação dos resultados de uma PCA identifica-se os seguintes conceitos:

- Autovetores (*eigenvectors*) – conjunto de eixos (componentes ou fatores) extraídos de uma matriz de semelhança entre variáveis, sendo numericamente iguais ao número de variáveis.
- Autovalores (*eigenvalues*) – comprimento dos autovetores, correspondendo a sua importância para explicação da variância total dos dados.

O número de autovalores significativos ou componentes principais pode ser determinado com auxílio de gráficos do tipo *Scree Plot* (Figura14) a seguir. Este tipo de gráfico ilustra como a variabilidade dos dados está distribuída entre os eixos da ordenação, permitindo identificar o número de eixos mais significativos. Este método gráfico, sugerido por Cattell (1966), é utilizado para a seleção dos componentes principais. Examinando a referida Figura observa-se uma queda brusca entre o 2º e o 3º fator. E, analisando os autovalores superiores a 1, observa-se que somente os fatores 1º e 2º deverão ser considerados.

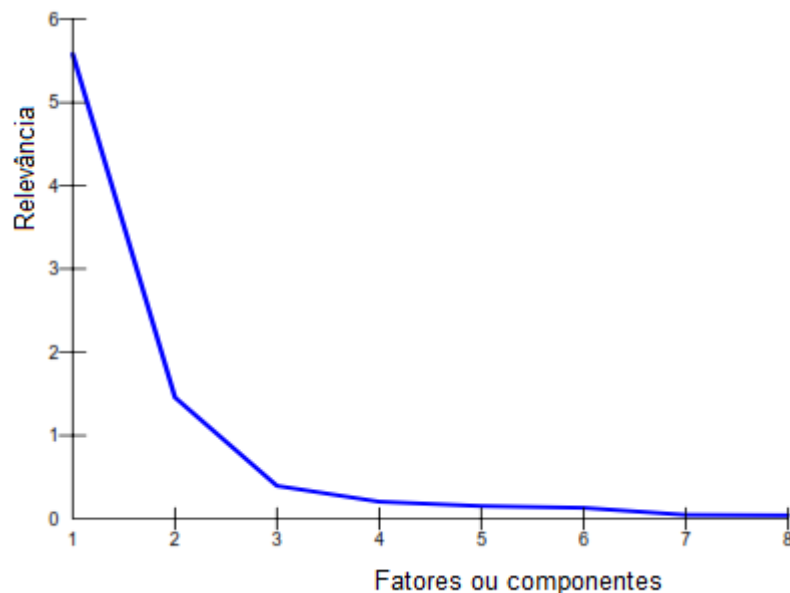


Figura 14 - Ilustração contendo um gráfico do tipo *screeplot* para extração de PCA's

O agrupamento das amostras também define a estrutura dos dados através de gráficos de scores e pesos (*loadings*), cujos eixos são componentes principais nos quais os dados são projetados. Os scores fornecem a composição das PC's em relação às amostras, enquanto os *loadings* fornecem essa mesma composição em relação às variáveis. Como as PC's são ortogonais, é possível examinar as relações entre amostras e variáveis através dos gráficos dos scores e dos *loadings*. O estudo em conjunto desses PC's permite ainda estimar a influência de cada variável em cada amostra.

Num gráfico contendo scores a análise da nuvem de dados é realizada em relação ao centro de gravidade, sendo a distância euclidiana a medida que quantifica as relações (proximidades e aproximações) entre os pontos (Figura15). O peso de cada variável (*loading*) corresponde à importância de cada variável para o valor de variância de cada CP (autovalor), como uma medida de correlação. O sinal dos valores indica correlação diretamente proporcional ou inversamente proporcional. Os pontos representativos das variáveis estão numa hipersfera de raio 1. A qualidade de representação de uma variável pode ser avaliada diretamente traçando-se um círculo unitário (Figura16).

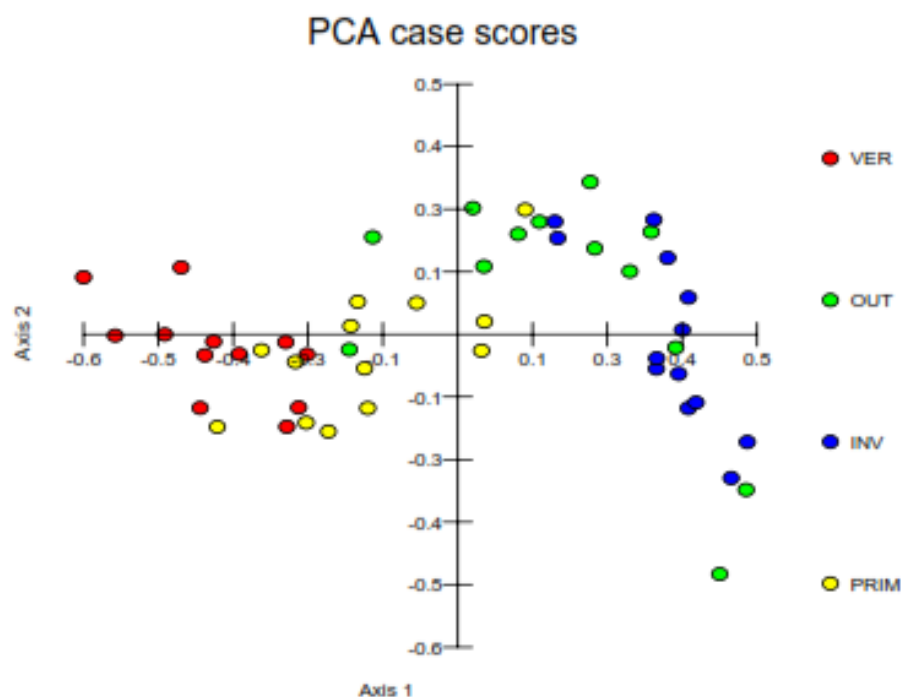


Figura15 – Gráfico do tipo *scores* utilizados em PCA

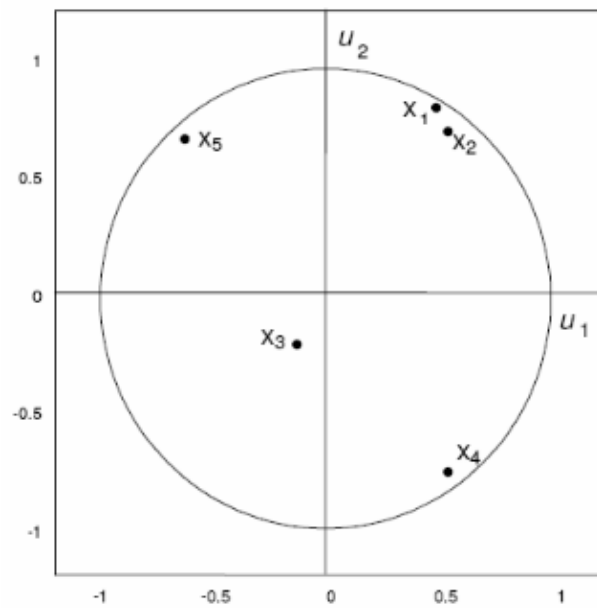


Figura16 - Gráfico tipo *loadings* em uma hipersfera utilizado em PCA

No gráfico da Figura16, as variáveis ou fatores x_1 , x_2 , x_4 e x_5 estão bem representadas no plano, pois encontram-se próximas da circunferência unitária. As variáveis x_1 e x_2 estão fortemente correlacionadas entre si, mas são independentes das variáveis x_4 e x_5 , as quais, entre si, apresentam uma correlação fortemente negativa. Quanto à variável x_3 , mal representada no plano por estar próxima à origem, nada se pode concluir.

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 DESCRIÇÃO DO ARRANJO EXPERIMENTAL

Os motores à combustão interna (MCI) são máquinas térmicas nas quais a energia química do combustível transforma-se em energia mecânica. Os gases de exaustão provenientes dessa combustão são utilizados como fluido de trabalho, para a geração de energia elétrica (MISDARIIS; VERMOREL; POINSOT, 2015). Neste caso, os MCI's a Diesel e a gás são competitivos, principalmente pela sua eficiência térmica, tanto em condições de operação de carga total como em cargas parciais, ou seja, a eficiência térmica apresenta pequena variação em uma faixa de 40 a 110 % de carga. Um fato que merece registro, quanto à eficiência desses motores, é a de que tais máquinas podem não apresentar uma sensibilidade considerável a variações de condições ambientais de temperatura e pressão (OZENER *et al.*, 2014).

Entre os sistemas auxiliares dos MCI's encontra-se o sistema de resfriamento. Este sistema é dividido em dois circuitos (LT e HT). Sua função é a de manter o motor sob controle de temperatura e, em nível adequado, para manter a combustão em qualquer carga e com a máxima eficiência térmica, sem prejudicar as características mecânicas dos componentes metálicos. O circuito de HT resfria o bloco do motor, o ar de alimentação e os cabeçotes dos cilindros. O circuito de LT é responsável pelo controle da temperatura do óleo lubrificante. Trocadores de calor do tipo radiadores são comumente utilizados na maioria desses processos, uma vez que esses equipamentos funcionam bem em casos de pouca disponibilidade de água, utilizando ventiladores a ar para o resfriamento (TAO *et al.*, 2013).

Em algumas usinas termelétricas os circuitos de HT e LT têm serpentinas de resfriamento conjugadas em um mesmo trocador de calor, impossibilitando um alto grau de independência entre os sistemas de resfriamento desses dois setores. O presente trabalho foi realizado com base em testes para estudar condições operacionais que levem a um menor consumo específico de combustível. Essas condições envolveram basicamente as temperaturas das linhas de HT e LT de um arranjo experimental de bancada, composto de:

- i) um grupo gerador diesel da marca LINTEC modelo 3LDG 1500, de 3 cilindros verticais, 1800 rpm e potência máxima de 13.2 kW;
- ii) uma cabine de contenção para o grupo gerador diesel e climatização do ambiente, confeccionada com placas de policarbonato transparente;

- iii) um *chiller* de compressão de vapor da Marca TRANSCALOR, Modelo TRA-9, 380 V, utilizando R-22 para produção de água gelada com temperatura mínima de 7 °C;
- iv) uma balança de alta precisão (0,002 kg), marca METTLER TOLEDO, modelo IND560, carga máxima de 20 kg, mínima de 0,04 kg, tensão de 220 Volts e;
- v) um equipamento para visualização e armazenamento dos valores das variáveis relevantes do processo, para registro e armazenamento dos dados - *Fieldlogger* da NOVUS.

Para desenvolver estudos sobre a implantação de metodologias voltadas para melhorias na eficiência de geração de energia, como a proposta por este trabalho, foi construído o arranjo experimental de bancada ilustrado pelo esquema da Figura 17. Consta basicamente de um grupo gerador diesel confinado em uma cabine climatizada e confeccionada em acrílico para facilitar o contato visual com outros pontos do laboratório. Associado a essa cabine o sistema conta com um *chiller* de compressão de vapor, em substituição a um *chiller* de absorção do tipo LiBr-H₂O, não encontrado no mercado para a capacidade de refrigeração desejada. O radiador do grupo gerador foi instalado na parte externa da cabine e outro trocador do tipo radiador foi instalado junto a um exaustor de ar, para aproveitamento de parte do frio da água gelada produzida pelo *chiller*. Um banco de resistores e instrumentos para medidas de pressão, temperatura, umidade, consumo de combustível, composição dos gases produtos da combustão, teor de fuligem e potência fornecida pelo grupo gerador, completam o arranjo e enviam dados operacionais do sistema para um *datallogger*.

O motor de combustão interna presente no arranjo experimental (Figura 17) utilizou óleo diesel como combustível, queima-se óleo diesel composto geralmente por carbono, hidrogênio e enxofre, desse modo o duto caminha os produtos de combustão para a chaminé. A cabine de contenção é climatizada com auxílio de um trocador de calor do tipo radiador, o qual promove o contato entre os fluxos do ar atmosférico com a água gelada produzida pelo *chiller*. O fluxo de ar quente é induzido a passar entre os tubos aletados do radiador por um exaustor colocado na parte interna da cabine. Parte da água gelada produzida pelo *chiller* pode ser desviada para os sistemas de HT e LT. Para o sistema de HT parte do fluxo de água gelada é injetada na tubulação existente entre o grupo gerador e seu radiador, este adaptado para operar do lado de fora da cabine. Para resfriamento da linha de LT, foi instalada uma serpentina no cárter (depósito de óleo lubrificante) do motor moto. Em ambos os casos a água gelada é injetada e uma quantidade equivalente dessa água a uma temperatura maior para receber frigorias através de passagem pelo *chiller*.

A utilização da modelagem virtual em 3D para a representação da forma é uma solução mais eficaz do que os processos tradicionais de desenho, pois minimiza o tempo de elaboração das etapas em um projeto e oferece resultados mais precisos e, mais realistas do ponto de vista imagético (SOARES, 2005). O uso de modelos virtuais 3D pode inclusive alterar o fluxo tradicional da atividade de projeto, já que permite passar diretamente da fase de concepção à fase final de construção (virtual ou física) dispensando a fase de elaboração dos desenhos executivos.

Projetistas e engenheiros podem abranger várias disciplinas com facilidade, encurtando o ciclo do projeto, aumentando a produtividade e oferecendo mais rapidamente a construção de protótipos virtuais. Ambientes e equipamentos podem ser construídos com auxílio do produto *SolidWorks*, colocado no mercado pela *Dassault Systèmes SolidWorks Corp.*, oferecendo ferramentas de software 3D que permitem que se crie, simule, publique e gerencie dados (FIALHO, 2014). As soluções promovidas pela *SolidWorks* está na facilidade de uso e permitem, mais do que nunca, que mais engenheiros, projetistas e outros profissionais de tecnologia aproveitem a ferramenta 3D para darem vida aos seus projetos.

Após várias tentativas para criação de um ambiente virtual que facilitasse a adaptação do ambiente industrial para um ambiente de bancada, foi realizado a configuração de um ambiente virtual para desenvolvimento deste trabalho (Figura18).

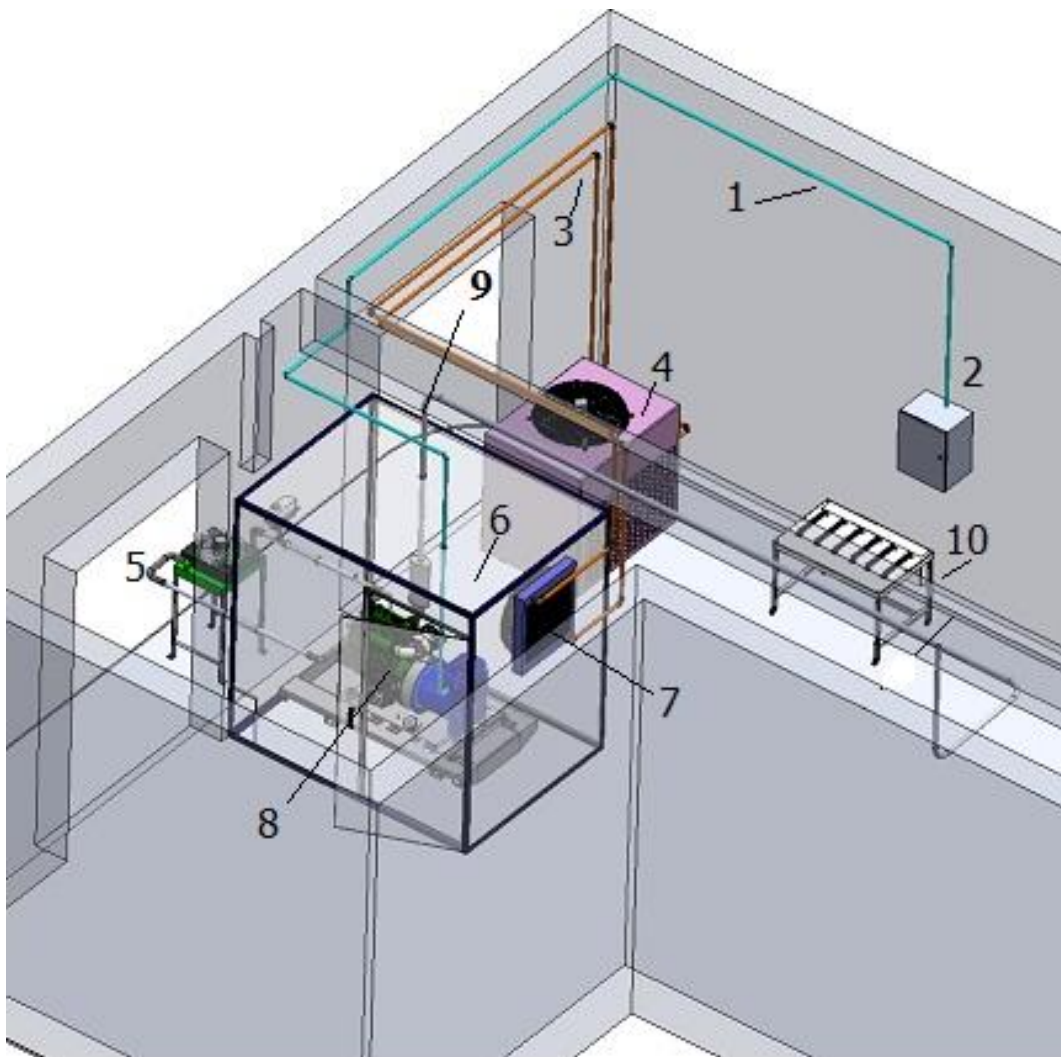


Figura18 – Ambiente virtual de trabalho

- 1) **Conduíte** – são eletrodutos que conduzem fiação elétrica ao qual compõe o sistema de automação do arranjo experimental.
- 2) **Fieldlogger** – registrador dos parâmetros operacionais do sistema.
- 3) **Dutos de água gelada** – são dutos que conduz água gelada produzida pelo *chiller* para o radiador.
- 4) **Chiller** – pela dificuldade de mercado de se adquirir um *chiller* de absorção de LiBr e água, com capacidade de refrigeração de cerca de 0,5 TR e pela dificuldade de tempo de se construir um equipamento semelhante, um *chiller* de compressão de vapor substituiu o de absorção. Uma avaliação do *chiller* de absorção com base na performance do *chiller* de compressão de vapor será possível de se realizar a partir de simulações computacionais. O *chiller* de compressão de vapor da TRANSCALOR, de 9000 kcal, refrigerante R-22,

utilizado para produção de água gelada e responsável pela climatização da cabine de contenção do motor-gerador e circuito auxiliar de arrefecimento do motor (Figura19).



Figura19 – Chiller de compressão de vapor

5) Trocador de calor tipo radiador – um radiador foi instalado externo à cabine, sendo responsável pelo arrefecimento das linhas de HT e LT do conjunto motor-gerador. As águas responsáveis pelo controle das temperaturas dos cabeçotes do MCI e do óleo lubrificante trocam calor com um fluxo de ar aspirado por um ventilador no topo do radiador (Figura20).



Figura20– Trocador tipo radiador utilizado no arrefecimento das linhas de HT e LT do conjunto MCI-Gerador

6) Cabine – a cabine de contenção do conjunto MCI-Gerador (Figura21) foi monitorada com termômetros e posicionamento do anemômetro em diferentes locais, com medidas de temperatura, velocidade do ar e umidade relativa.



Figura 21–Cabine de contenção do conjunto MCI-Gerador

7) Trocador de calor tipo cortina–o trocador tipo radiador utiliza água gelada produzida pelo *chiller* para, através do fluxo de ar de um ventilador, insuflar ar frio para a cabine de contenção do MCI (Figura22).



Figura22– Trocador tipo radiador utilizado no arrefecimento da cabine do conjunto MCI-Gerador

8) Motogerador – motor LINTEC 3LDG 1500 ciclo diesel de 4 tempos, com capacidade de 18 cv à 1800rpm, acoplado a um gerador, marca WEG de 13,2 kVA, 380 V - trifásico.

9) Chaminé – no arranjo experimental queima-se óleo diesel composto geralmente por carbono, hidrogênio e enxofre, desse modo o duto caminha os produtos de combustão para a chaminé (Figura 23).



Figura 23 – Chaminé do sistema de análise do grupo gerador diesel

10 - Banco de resistores – para utilizar como carga para o grupo gerador foi instalado um banco de resistores de carga com potência nominal de 15 kW, 380 V – 7,6 A, divisão de carga: 2x5kW – 1x2kW – 3x1kW, com dimensões de 850 mm x 500 mm x 400 mm (Figura 24).

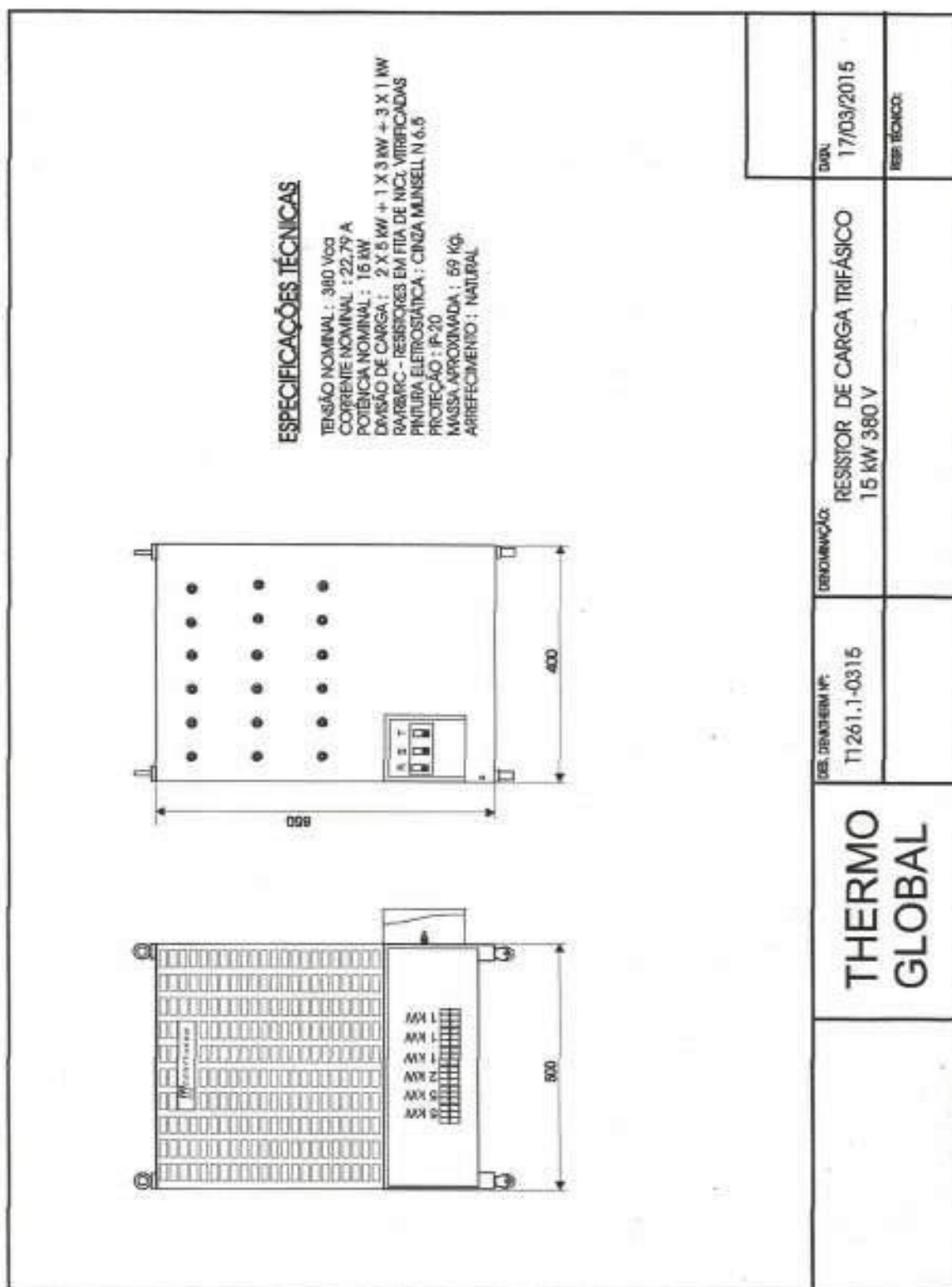


Figura 24 – Esquema com croqui do banco de resistores utilizado como carga do grupo gerador diesel
Fonte: THERMO GLOBAL Manutenção Elétrica Ltda.

3.2 METODOLOGIA DE TRABALHO

Para o desenvolvimento da presente pesquisa foi utilizada a seguinte estratégia de trabalho:

- elaboração e construção de um arranjo experimental, em escala de bancada, para testes com um grupo gerador diesel de 13 kW de potência máxima;
- associação ao arranjo experimental de bancada de um sistema de refrigeração composto de um *chiller* de compressão de vapor e um trocador de calor do tipo radiador, para refrigeração do ambiente da cabine de contenção do grupo gerador;
- instalações de linhas auxiliares de refrigeração, uma para arrefecimento do bloco do motor do grupo gerador e outra para o óleo lubrificante, utilizando em ambos os casos parte da água gelada produzida pelo *chiller*;
- aplicação da metodologia estatística multivariada de Análise de Componentes Principais (PCA), para definição de variáveis relevantes no controle do consumo específico de combustível do grupo gerador;
- elaboração e instalação de uma estratégia para análise da variável independente de maior relevância para o consumo específico, definida a partir de aplicação da PCA (temperatura de entrada da linha de HT – TEHT);
- desenvolvimento e simulação dinâmica, para estudos preliminares de uma futura instalação de um *chiller* de absorção de LiBr-H₂O, uma vez que não foi possível encontrar nos mercados, nacional e internacional, um *chiller* com esse princípio de funcionamento e com essa escala e;
- análise comparativa das respostas do arranjo experimental a variações de temperatura na entrada da linha de HT, utilizando-se como refrigerante secundário: água deionizada, solução aquosa de etileno glicol a 30 % (GAMBOA, 2016) e solução aquosa de etileno glicol a 30 % com as adições de nanopartículas a 2 %, 4 % e 6 %.

3.3 APLICAÇÃO DA PCA PARA DEFINIÇÃO DE PARÂMETROS RELEVANTES

Existem fatores cujo controle, após definição de sua relevância, poderá facilitar a identificação de condições ideais de operação para o grupo gerador. Para que um fator ou variável independente seja incluído numa *PCA* faz-se necessário que o mesmo possa variar, enquanto os demais fatores escolhidos no estudo possam ser mantidos constantes. Com a potência da carga do grupo gerador sendo uma variável independente, o número de variáveis disponíveis para estudos do tipo *PCA* fica reduzido. A variação dessa potência implica na variação de outras condições operacionais do sistema, implicando na impossibilidade de adoção dessas mesmas como fatores, tais como: rotação do motor, temperatura da água de saída de arrefecimento dos cilindros, temperatura da água de saída de arrefecimento do óleo lubrificante e vazão do ar de carga.

Entre as variáveis foram definidas:

- Temperatura de entrada do ar da cabine (ar de carga)

Para esta variável tem-se o controle da água gelada proveniente do *chiller*. O mecanismo utilizado neste controle é uma válvula de *by-pass* à saída do sistema, utilizada pelo próprio fabricante do *chiller*, mantendo parte da água gelada produzida em recirculação e assim, permanecendo por um maior tempo de contato com o refrigerante no evaporador. Medida na entrada da mangueira de ar que entra diretamente para a câmara de combustão do motor. Pode ser aspirado da atmosfera externa do laboratório, do ambiente do laboratório (controlado por um condicionador de ar), ou diretamente da cabine de contenção do grupo gerador. As medições da temperatura de ar de carga podem ser obtidas através do *datalogger* instalado na cabine (Figura 25), ou por um termo-anemômetro (Figura 26).



Figura 25 – Datalogger(a)



Figura26 – Termo-anemômetro

- Umidade relativa do ar da cabine

A umidade do ar admitido para o interior da cabine vai depender tanto da umidade do laboratório, controlada por condicionamento do ar ambiente, quanto pela área de troca de calor do radiador, a qual pode retirar mais ou menos água desse fluxo de ar. Para a obtenção da umidade relativa do ar da cabine foi instalada um *datalogger* acoplado ao sistema (Figura25).

- Umidade relativa do ar do radiador do motor

O trocador de calor do grupo gerador, tipo radiador, foi instalado externamente a sua cabine de contenção. Com isso, cogita-se da possibilidade de modificações das propriedades do ar que troca calor com a água de arrefecimento. O posicionamento deste trocador no plano horizontal possibilita a adoção de um sistema de troca de calor adaptado para um processo evaporativo. Neste caso, um pulverizador de água aumentará a umidade relativa do ar, esperando-se uma modificação na capacidade de troca térmica do sistema. Para a medição da umidade relativa e temperatura do ar do radiador do motor foi utilizado um termo-anemômetro (Figura 26).

- Temperatura de entrada na linha de HT do grupo gerador

Foram instalados termopares na entrada e na saída da água de arrefecimento do bloco do motor do grupo gerador, para monitoração dessas temperaturas. Para isso, foram instaladas derivações do duto de água gelada produzida pelo *chiller*, para injeções de jatos de água gelada na entrada da linha de HT. O referido sistema de injeção de água gelada recebeu auxílio de válvulas solenóides para controles dos picos positivos e negativos de temperaturas.

- Temperatura do óleo lubrificante

Foi instalada uma serpentina interna ao cárter para possíveis mecanismos de troca térmica e arrefecimento do óleo lubrificante. Dessa forma, existem válvulas que possibilitarão um controle de temperatura da água de resfriamento desse óleo. Essa água poderá vir de sangrias, tanto do radiador quanto do *chiller*, tendo-se instalado um sensor de temperatura para monitoramento do óleo lubrificante. Para a obtenção dos valores de temperatura do óleo lubrificante foi instalado um *Datalogger* acoplado ao sistema (Figura 27).



Figura 27 – *Datalogger* (b)

- Potência da Carga

Para utilizar como carga do grupo gerador foi utilizado um banco de resistores de carga com potência nominal de 15 kW, 380V - 7,6 A, Divisão de carga: 2x5Kw - 1x2Kw - 3x1Kw, com dimensões de 850 mm x 500 mm x 400mm (Figura28).



Figura 28 – Banco de resistores para solicitação de potência da carga

- Consumo específico

O consumo de combustível é medido através de uma balança (Figura 29) em um período de tempo pré-determinado, onde a massa de quantidade consumida é determinada a

partir da quantidade inicial de combustível diminuída pela quantidade em massa restante após o tempo pré-determinado.



Figura 29 – Balança para medição da massa de combustível consumida

- Composição dos gases de combustão

No arranjo experimental de bancada queima-se óleo diesel composto geralmente por carbono, hidrogênio e enxofre. Em condições normais de funcionamento, os gases de combustão apresentarão a seguinte composição volumétrica percentual em base seca: N_2 , CO_2 , O_2 , CO , SO_2 . Com o objetivo de realizar medidas para avaliar a emissão de poluentes pelo motor foi utilizado um Analisador Eletroquímico da marca CHEMIST (Figura 30).

Com o avanço da eletroquímica moderna e da tecnologia eletrônica, estão disponíveis hoje no mercado mundial os analisadores com sensores eletroquímicos para medição de um ou mais gases ao mesmo tempo. O grande mérito destes analisadores está, principalmente, no seu sistema misto de microcomputador e analisador de gás. Enquanto analisa os gases, calcula o teor de CO_2 , perdas de calor sensível, eficiência da queima, temperaturas e excessos de ar empregado conforme as medições do teor de oxigênio.

Os analisadores dispõem de programas para controle energético (eficiência, excessos de ar, etc.) além de um específico para o controle de emissões gasosas com CO , SO_2 , NO_x , calculando resultados já em mg/m^3 ou em ppm. Estes analisadores têm as seguintes características: possuem sistema de proteção de célula; programa para vários tipos de combustíveis; memória e transmissão de dados via RS-232 ou infravermelho; programa de erros de medição e medição de CO sem cruzar a sensibilidade ao hidrogênio.

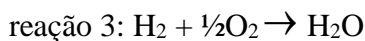
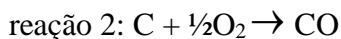
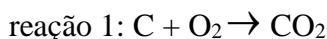


Figura 30 – Analisador Eletroquímico

3.4 COMBUSTÃO NO GRUPO GERADOR DIESEL

No arranjo experimental utilizado queima-se óleo diesel composto geralmente por carbono, hidrogênio e enxofre. Em condições normais de funcionamento, os gases de combustão apresentarão a seguinte composição volumétrica percentual em base seca: N₂, NO, CO₂, O₂, CO, SO₂. Com o objetivo de realizar medidas para avaliar a emissão de poluentes pelo motor foi utilizado um coletor isocinético de poluentes atmosféricos, juntamente com uma sonda de gases, em tempo real, no sistema de descarga do motor. Este último analisador é de marca CHEMIST com sensores de gases (O₂, CO₂, NO_x, CO e SO₂).

A partir desses dos valores percentuais de composição dos gases produtos da combustão, a composição elementar do combustível e a percentagem de excesso de ar podem ser estimadas. Para isso, considere-se (HISDORF *et al.*, 2004):



Estabelecendo-se os balanços molares de cada componente do fluxo de gases através da chaminé,

- Balanço molar de Carbono:

$$C = CO_2 + CO$$

- Balanço molar de Enxofre:

$$S = SO_2$$

- Balanço de Nitrogênio:

$$N_2 \text{ (sai)} = N_2 \text{ (entra)}$$

- Balanço de Hidrogênio:

$$O_2 \text{ (entra/ar)} = N_2 \text{ (entra/ar)} \cdot \left(\frac{21\%}{79\%} \right)$$

$$O_2 \text{ (reage)} = O_2 \text{ (entra/ar)} - O_2 \text{ (sai/produtos da combustão)}$$

$$O_2 \text{ (reage)} = CO_2 + \frac{1}{2}CO + \frac{1}{2}H_2 + SO_2$$

$$\frac{1}{2} H_2 = \left\{ \left[N_2 \text{ (entra/ar)} \cdot \left(\frac{21\%}{79\%} \right) \right] - O_2 \text{ (sai)} \right\} - (CO_2 + \frac{1}{2}CO + SO_2)$$

$$H_2 = 2 \cdot \left\{ \left[N_2(\text{entra} / \text{ar}) \cdot \left(\frac{21\%}{79\%} \right) \right] - O_2(\text{sai}) \right\} - 2 \cdot (\text{CO}_2 + \frac{1}{2}\text{CO} + \text{SO}_2) \quad (14)$$

e

$$H = 2H_2$$

A composição do combustível em termos mássicos será então:

$$C = \frac{PM_C \cdot C}{C + H + S} \cdot 100 \% \quad (15)$$

$$H = \frac{PM_H \cdot H}{C + H + S} \cdot 100 \% \quad (16)$$

e

$$S = \frac{PM_S \cdot S}{C + H + S} \cdot 100 \% \quad (17)$$

Dessa forma, o teor percentual de oxigênio em excesso será:

$$O_2(\text{excesso}) = \left[\frac{O_2(\text{entra}) - O_2(\text{EN})}{O_2(\text{EN})} \right] \cdot 100 \% \quad (18)$$

em que EN significa estequiometricamente necessário. Com

$$O_2(\text{EN}) = C + \frac{H_2}{2} + S \quad (19)$$

Para a análise do MCI utilizado, considera-se que o combustível (diesel) entra no motor, operando em regime permanente, com uma vazão mássica de combustível, sendo misturado com uma quantidade de ar. A mistura queima e o motor desenvolve um \dot{W}_{MCI} e transfere uma quantidade de calor \dot{Q}_{MCI} (MORAN; SHAPIRO, 2013; HIMMEBLAL, 2014).

Para determinação da razão ar-combustível, considera-se a seguinte equação [20] – [24] (OLIVEIRA; VALTER; SALES, 2008; SONTAG; BORGNAKKE; WILEN, 2003):

$$\alpha C_n H_{2n+2} + a \left(\frac{3n+1}{2} \right) \cdot (O_2 + 3,76 N_2) \rightarrow \alpha n CO_2 + \alpha(n+1)H_2O + 3,76a \alpha \left(\frac{3n+1}{2} \right) N_2 + (a-1) \alpha \left(\frac{3n+1}{2} \right) O_2 \quad (20)$$

E a razão ar-combustível em base mássica, para a combustão estequiométrica do óleo diesel é:

$$AC = \bar{AC} \left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}} \right) \quad (21)$$

Em que:

AC – razão mássica estequiométrica ar-combustível, kg de ar/kg de combustível

\bar{AC} – razão molar estequiométrica ar-combustível, kmol de ar/kmol de combustível

M_{ar} – massa molar do ar, kg/kmol de ar

M_{comb} – massa molar do combustível, kg/kmol de combustível

O balanço molar da combustão real do óleo diesel fica:

$$\begin{aligned} n_d (y_{C_{12}H_{26}} + y_S S) + n_{O_2} (O_2 + 3,76 N_2 + 7,655 \cdot H_2O) = \\ n_{ps} (y_{CO_2} CO_2 + y_{N_2} N_2 + y_{SO_2} SO_2) + n_{H_2O} H_2O \end{aligned} \quad (22)$$

Com a razão ar-combustível tendo valor:

$$AC = \bar{AC}' \cdot \left(\frac{M_{ar}}{M_{comb}} \right) \quad (23)$$

Em que:

AC – razão mássica real ar-combustível, kg de ar/kg de combustível

\bar{AC}' – razão molar real ar-combustível, kmol de ar/kmol de combustível

Obtendo-se o percentual de excesso de ar como segue:

$$\% \text{ de excesso de ar} = \left(\frac{AC}{\bar{AC}'} - 1 \right) \cdot 100 \quad (24)$$

O balanço de energia em base molar pode ser obtido com auxílio da seguinte equação:

$$\begin{aligned}
& \dot{Q}_{comb} + \dot{n}_d (d_{C_{12}H_{26}} M_{C_{12}H_{26}} h_{C_{12}H_{26}} + d_s M_s h_s) + \\
& + \dot{n}_{O_2} \left(M_{O_2} h_{O_2} + 3,76 M_{N_2} h_{N_2} + \right. \\
& \left. + 7,655 \cdot w M_{H_2O} h_{H_2O} \right) = \\
& \dot{n}_{ps} \left(d_{CO_2} M_{CO_2} h_{CO_2} + d_{CO} M_{CO} h_{CO} + \right. \\
& \left. + d_{N_2} M_{N_2} h_{N_2} + d_{NO} M_{NO} h_{NO} + \right. \\
& \left. + d_{NO_2} M_{NO_2} h_{NO_2} + d_{SO_2} M_{SO_2} h_{SO_2} \right) + \\
& + n_{H_2O} M_{H_2O} h_{H_2O} + \dot{W}_{comb}
\end{aligned} \tag{25}$$

Em que:

\dot{Q}_{comb} – taxa de transferência de calor do combustível, W

n – número de mols, kmol

\dot{n} – fluxo molar, kmol/s

h – entalpia, kJ/kmol

d – fração molar, -

\dot{W} – potência, W

d, comb, ps – diesel, combustão e produtos secos, respectivamente.

A entalpia específica de uma substância fora do estado padrão pode ser obtida de:

$$\bar{h} = \bar{h}_f^o + \Delta \bar{h} \tag{26}$$

Em que:

\bar{h} – entalpia específica, kJ/kmol

\bar{h}_f^o – entalpia de formação, kJ/kmol

$\Delta \bar{h}$ – variação de entalpia, kJ/kmol

Com

$$\Delta \bar{h} = \int_{T_{ref}}^T \bar{c}_p \Delta T \tag{27}$$

Em que

\bar{c}_p - calor específico à pressão constante, kJ/kmol·K

T – temperatura absoluta, K

T_{ref} – temperatura absoluta de referência, K

ΔT – variação de temperatura absoluta, K

O processo de combustão, com sua eficiência definida como a quantidade de calor liberado durante a combustão e o poder calorífico do combustível queimado, tem sua eficiência estimada de:

$$\eta_{comb} = \frac{|\dot{Q}| \cdot |\dot{W}|}{n_d \left(\sum_1^n y_i M_i PCI_i \right)} \quad (28)$$

Em que:

η_{comb} – eficiência do processo de combustão, -

PCI – poder calorífico inferior, kcal/kg

Sendo a eficiência energética do MCI obtida por:

$$\eta_{MCI} = \frac{\dot{W}}{n_d \left(\sum_1^n y_i M_i PCI_i \right)} \quad (29)$$

3.5 MODELAGEM DINÂMICA DO CHILLER DE ABSORÇÃO DE LiBr-H₂O

Um sistema de refrigeração por absorção de LiBr-H₂O de simples efeito compreende a forma mais simples atribuída a essa tecnologia. Opera basicamente composto dos seguintes componentes (Figura 31): gerador, condensador, evaporador, absorvedor, trocador de calor, bomba de solução concentrada, válvula redutora de pressão, torre de resfriamento.

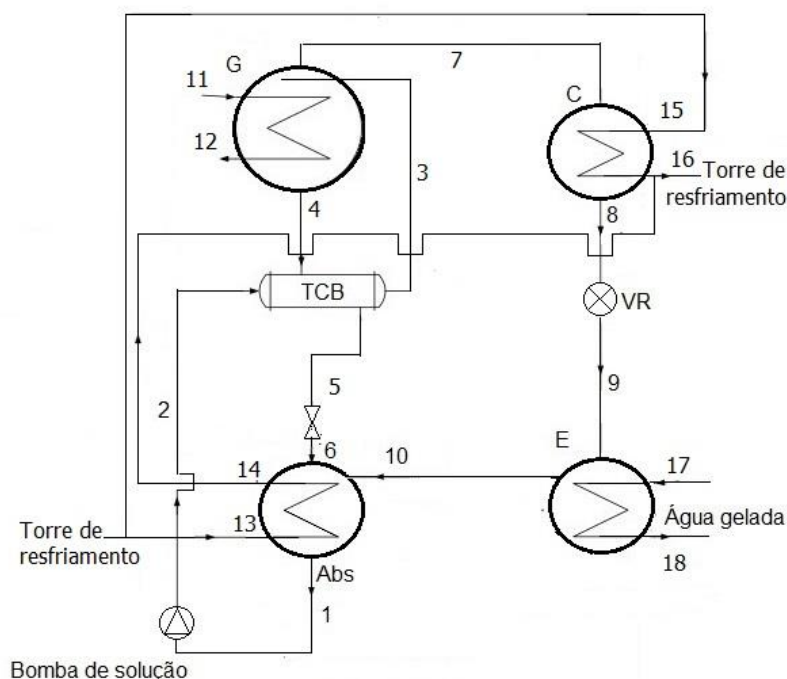


Figura 31 – Esquema com componentes básicos de um *chiller* de absorção de LiBr-H₂O de simples efeito utilizado para modelagem neste trabalho

A modelagem dinâmica foi o tipo de modelagem escolhida por permitir a obtenção de gráficos, em função do tempo, que acompanham variações de temperaturas e concentrações da solução de LiBr-H₂O ao longo de todos os componentes do ciclo (IRANMANESH; MEHRABIAN, 2011). Esse tipo de modelagem permite ainda a identificação de pontos críticos no sistema em observação, identificando necessidades de estratégias de controle para condições de operação em regime estacionário.

As equações adotadas para compor o modelo dinâmico do *chiller* de simples efeito foram:

Gerador:

$$\frac{dX'_G}{dt} = \frac{\dot{m}_3 \cdot X'_3 - \dot{m}_4 \cdot X'_G}{M_G} \quad (30)$$

e

$$\frac{dT_G}{dt} = \frac{\dot{Q}_G + \dot{m}_3 \cdot h_3 - \dot{m}_4 \cdot h_G - \dot{m}_7 h_7}{Cp_G \cdot M_G} \quad (31)$$

Em que:

Cp_G – capacidade calorífica no gerador, J/(kg·K)

h_G – entalpia no gerador, kJ/kg

\dot{m} - vazão mássica, kg/s

M_G – quantidade de material no gerador, kg

\dot{Q}_G – fluxo de calor no gerador, W

T_G – temperatura no gerador, K

X' – fração mássica de LiBr, -

Condensador

$$\frac{dT_C}{dt} = \frac{-\dot{Q}_C + \dot{m}_7(h_7 - h_C)}{Cp_W \cdot M_W} \quad (32)$$

Em que:

T_C – temperatura no condensador, K

\dot{Q}_C – fluxo de calor no condensador, W

h_C – entalpia no condensador, kJ/kg

Evaporador

Uma vez que o evaporador não tem massa estocada, o calor trocado com a água gelada é aproveitado para estimativa de \dot{Q}_E :

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_9 \cdot (AU)_E \cdot (DTml)_E \quad (33)$$

Em que:

\dot{Q}_E – fluxo de calor no condensador, W

$(DT_{ml})_E$ – diferença média logaritmica de temperatura, -

$(AU)_E$ – coeficiente global de transferência de calor para a unidade simples efeito, kJ/kg.K

$$(DT_{ml})_E = \frac{(T_{17} - T_{10}) - (T_{18} - T_9)}{\ln \left(\frac{T_{17} - T_{10}}{T_{18} - T_9} \right)} \quad (34)$$

Absorvedor

$$\frac{dX'_A}{dt} = \frac{\dot{m}_6 \cdot X'_6 - \dot{m}_1 \cdot X'_A}{M_A} \quad (35)$$

e

$$\frac{dT_A}{dt} = \frac{-\dot{Q}_A + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_A + m_{10} \cdot h_{10}}{C_{pA} \cdot M_A} \quad (36)$$

Bomba

$$\dot{m}_2 = \frac{\bar{\rho}_2 \cdot \dot{W}_p}{\eta_p \cdot (P_G - P_A)} \quad (37)$$

Em que:

\dot{W}_p – potência da bomba, W

P_G – pressão no gerador, Pa

P_A – pressão no absorvedor, Pa

η_p – eficiência da bomba, -

Coefficiente de performance

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G} \quad (38)$$

As Figuras de 32 a 40 apresentam os modelos de simulação do *chiller* de absorção de simples efeito em *Simulink/MatLab*:

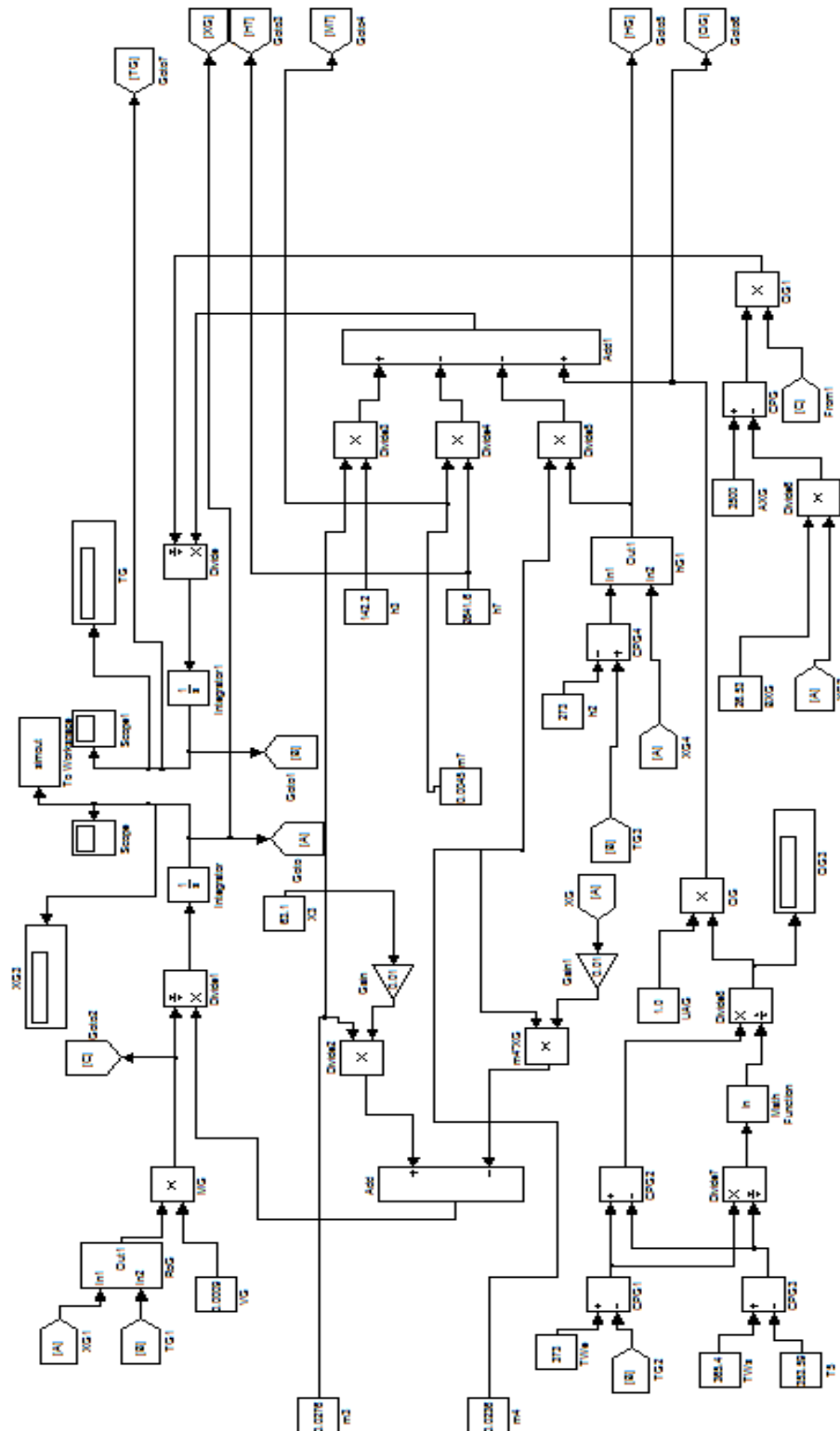


Figura 32 – Modelo de simulação dinâmica de um gerador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em *Simulink/MatLab*

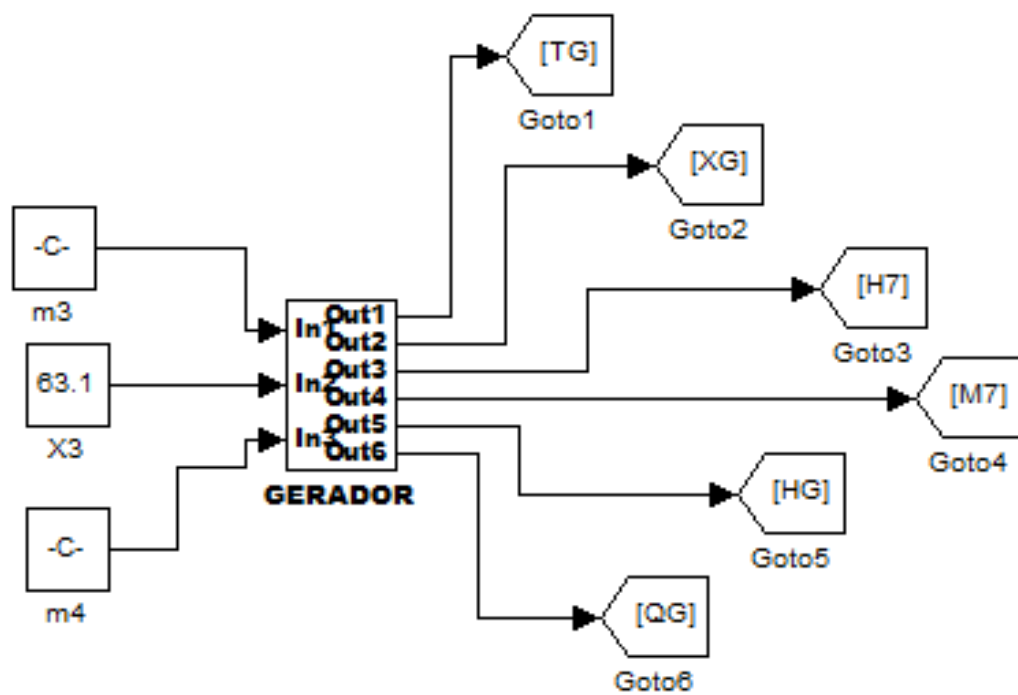


Figura 33 – Modelo de simulação dinâmica de um gerador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos

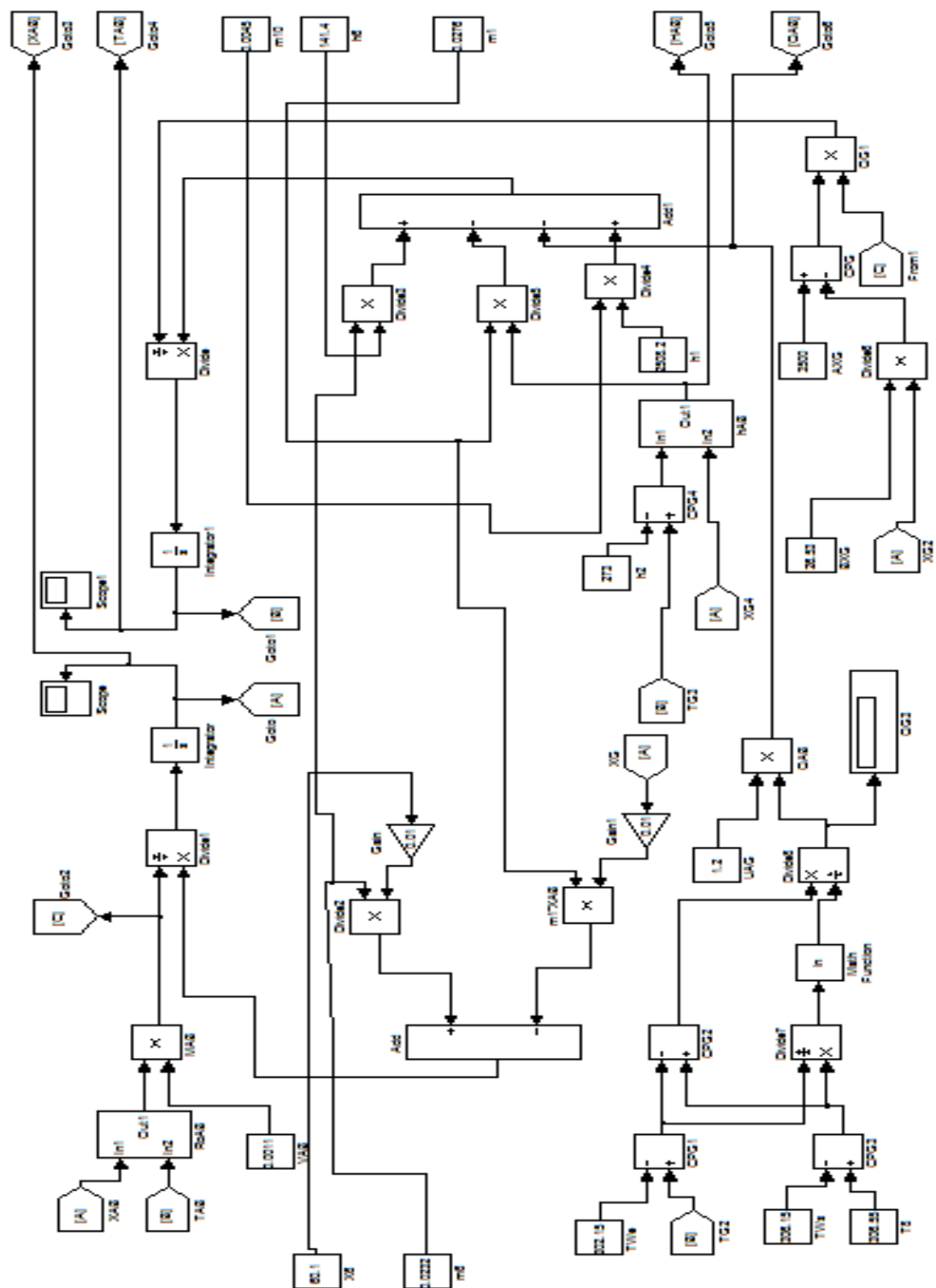


Figura 34 – Modelo de simulação dinâmica de um absorvedor de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab

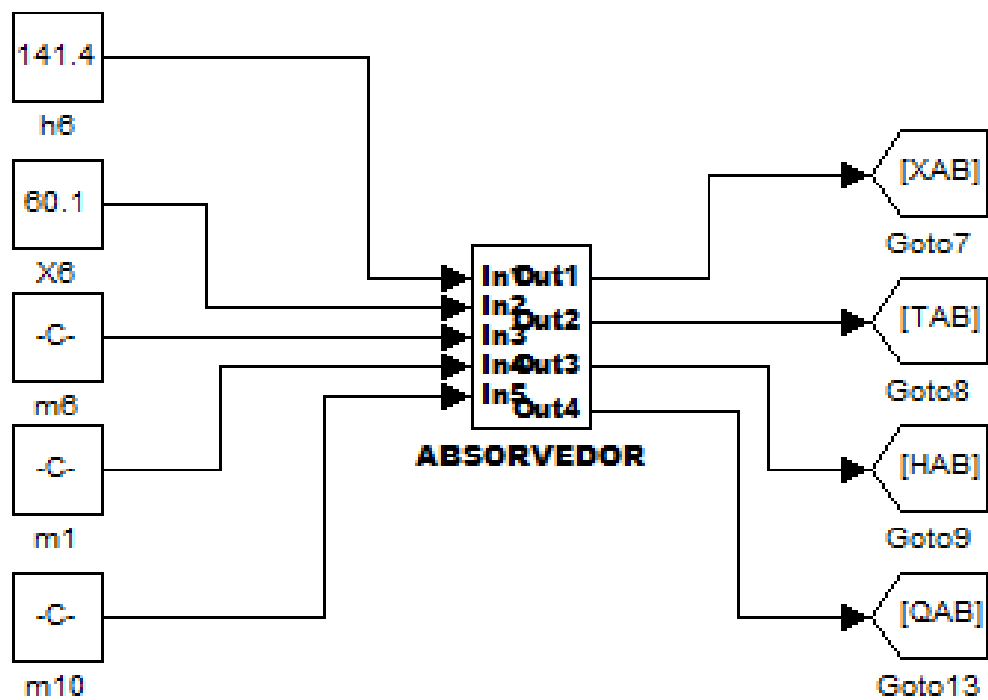


Figura 35 – Modelo de simulação dinâmica de um absorvedor de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos

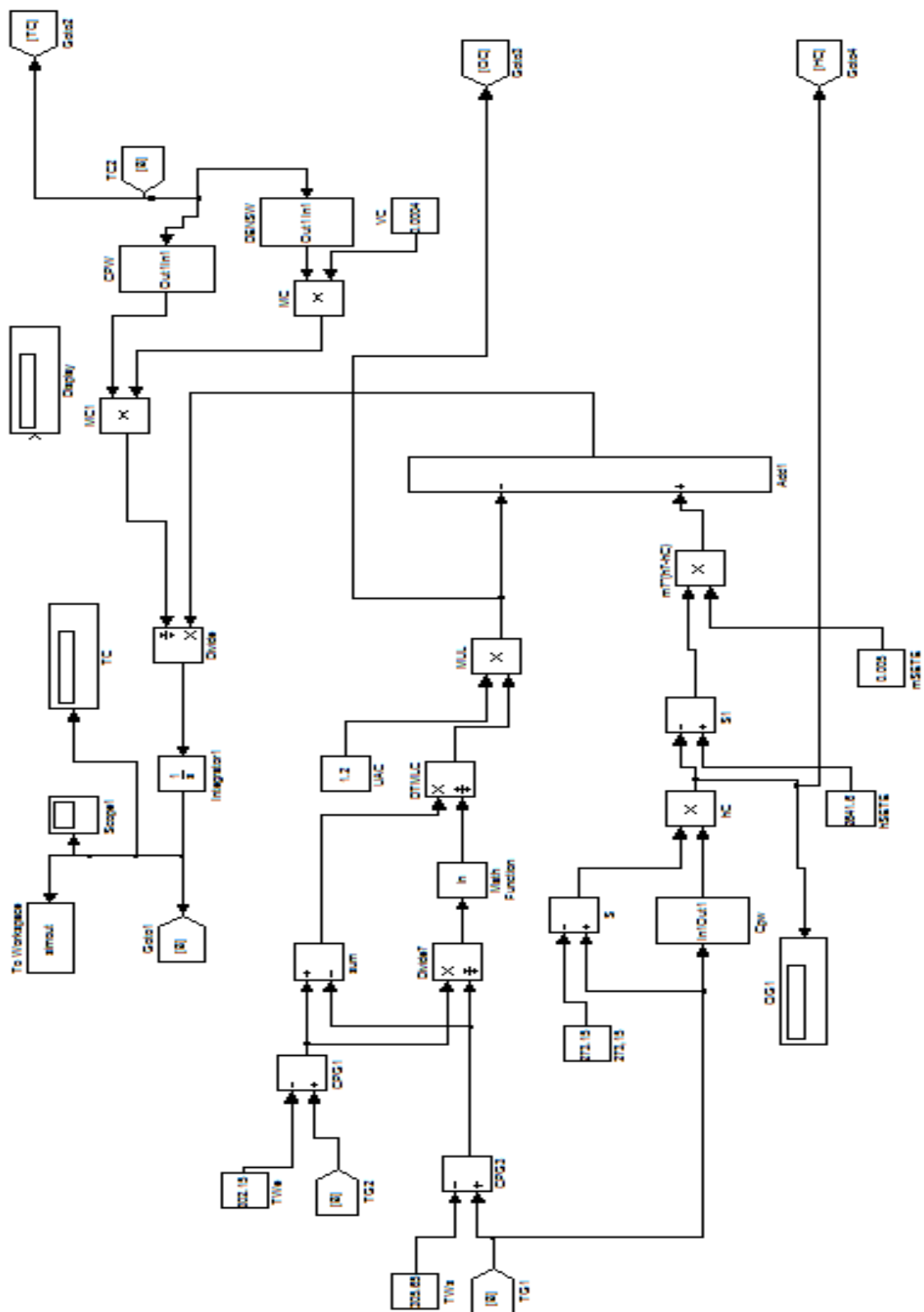


Figura 36 – Modelo de simulação dinâmica de um condensador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab

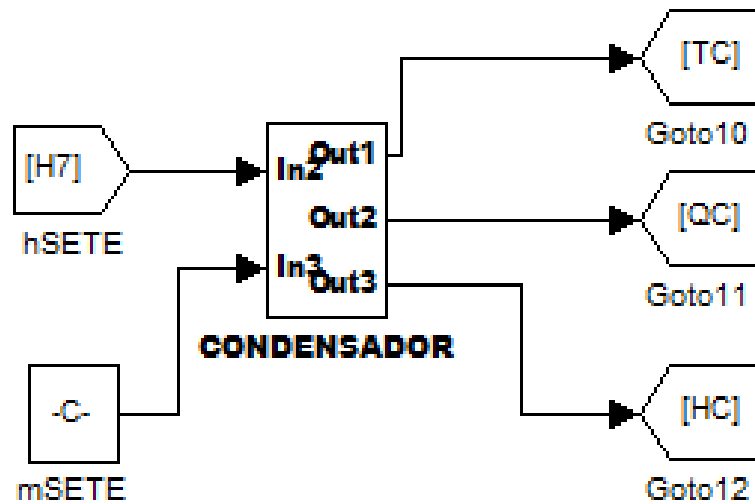


Figura 37– Modelo de simulação dinâmica de um condensador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos

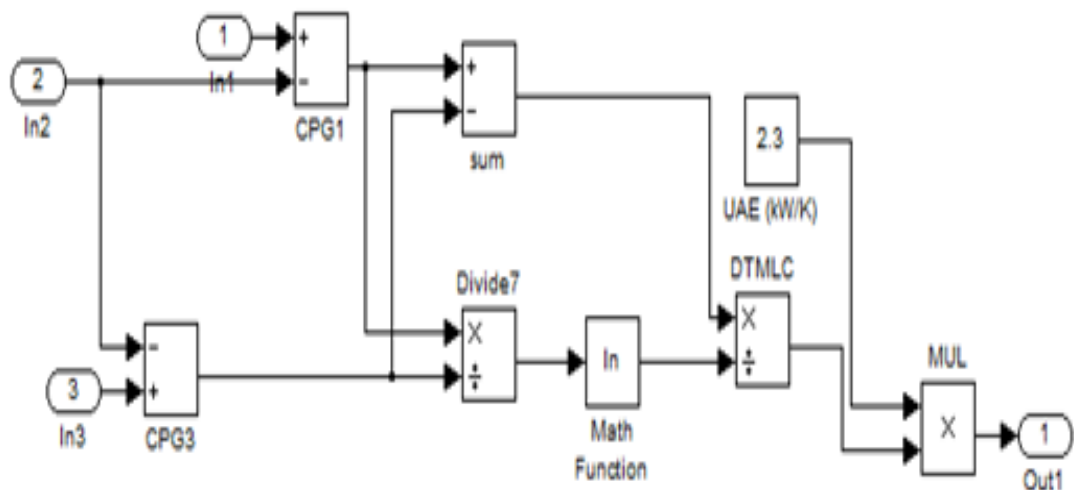


Figura 38 – Modelo de simulação dinâmica de um evaporador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab

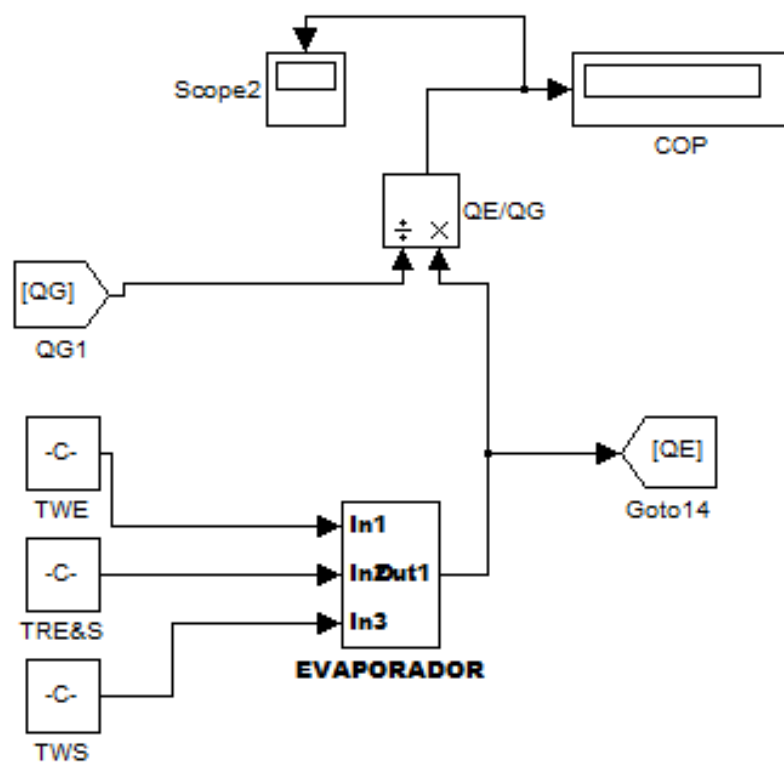


Figura 39 – Modelo de simulação dinâmica de um evaporador de um *chiller* de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos

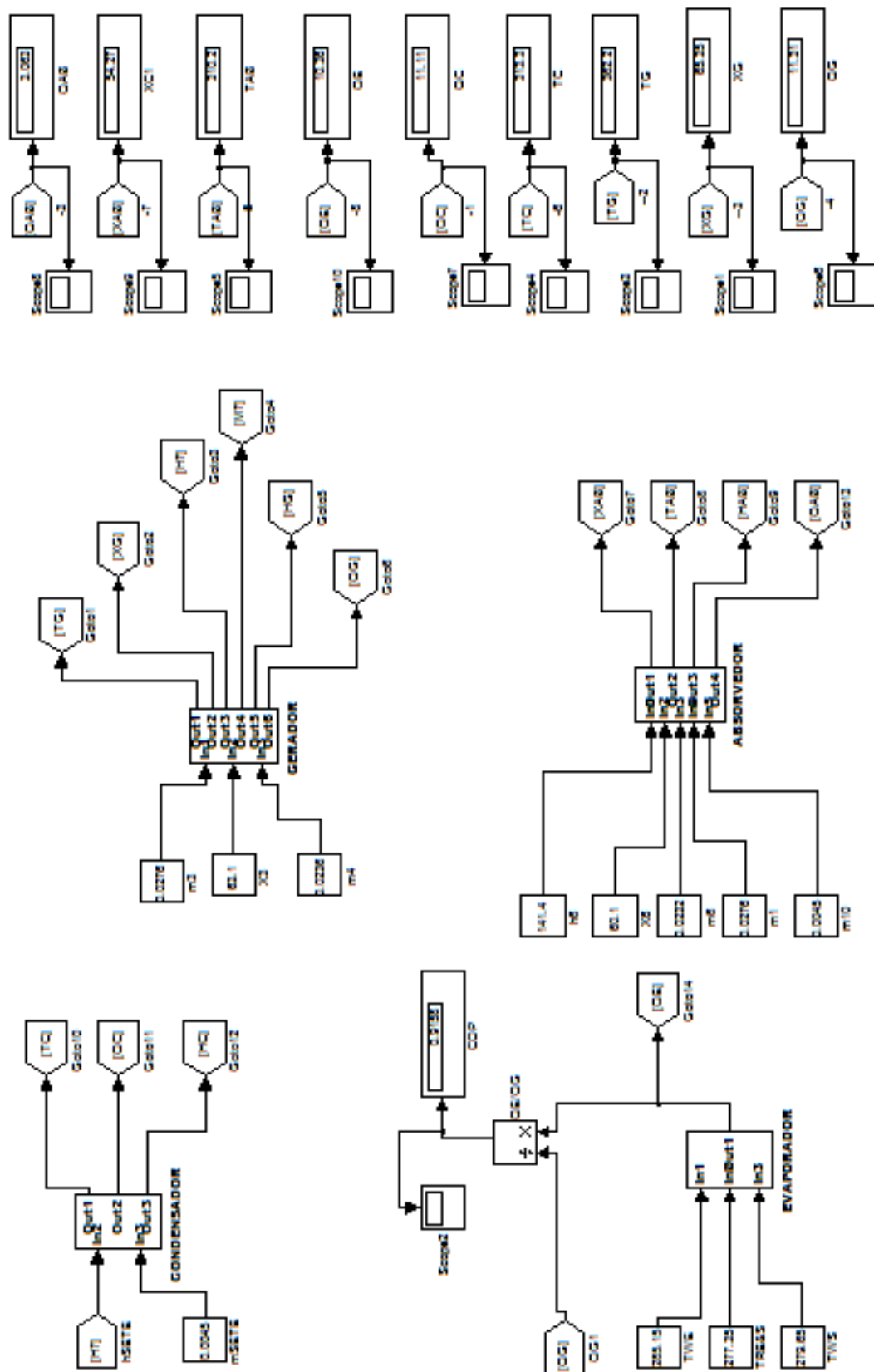


Figura 40 – Modelo de simulação dinâmica de um *chiller* de absorção de LiBr-Água de simples efeito em Simulink/MatLab utilizando subsistemas de redução de blocos

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 ANÁLISE DE COMPONENTES PRINCIPAIS DO ARRANJO EXPERIMENTAL

Para adoção de um planejamento experimental necessita-se da definição de variáveis independentes, também denominadas de fatores, na sua aplicação. Esses fatores poderão ser classificados como relevantes ou irrelevantes, sendo que a adoção de fatores irrelevantes pode aumentar o tempo de experimentos e dificulta uma melhor visualização das superfícies de resposta. Essas superfícies são compostas de gráficos das variáveis dependentes, ou variáveis resposta, em função dos referidos fatores. Dessa forma, faz-se necessário a definição de fatores relevantes, através de técnicas de Análises de Componentes Principais (*Principal Component Analysis - PCA*), para otimizações de tempo e custo dos experimentos (LYRA *et al.*, 2010). A PCA foi aplicada ao arranjo experimental de bancada(Figura41).



Figura 41 – Vista parcial do arranjo experimental de bancada das instalações do grupo gerador diesel

As variáveis independentes/fatores investigados foram:

- Consumo específico de combustível (CEC), kg/kWh: Consumo de diesel durante a realização de um experimento. Calcula-se com auxílio da balança que mede a massa de combustível consumida no tempo, dividida pela potência solicitada pela carga (banco de resistores).
- Potência solicitada pela carga (CARGA), kW: é o valor da potência solicitada pelo banco de resistores, cujo valor pode ser mantido constante.
- Temperatura de entrada da linha de HT (TEHT), °C: É a temperatura medida por um sensor instalado na entrada do bloco do motor do grupo gerador.
- Temperatura do óleo lubrificante (TOL), °C – Essa temperatura pode ser mantida constante, com e sem a circulação de um fluxo de água através de uma serpentina instalada no cárter. Como uma opção, parte da água gelada produzida pelo *chiller* poderá ser desviada para esse ponto do sistema, tendo-se assim a possibilidade de obter reduções maiores de temperatura neste no cárter.
- Umidade relativa do radiador do grupo gerador (URRGG), % - É controlada pela vaporização de água na parte inferior deste trocador, com auxílio de um bico de nebulização, operando com auxílio de um fluxo de ar, Com a passagem do fluxo de ar, a água contida em um recipiente é aspirada e borrifada para o interior do fluxo de ar atmosférico que atravessa o radiador do grupo gerador. O controle da intensidade dessa umidade pode ser realizado pela pressão do ar comprimido produzido por um compressor do tipo pistão.
- Umidade relativa do ar da cabine (URARC), % - A umidade do ar admitido para o interior da cabine depende, tanto da umidade do laboratório, controlada por condicionamento do ar ambiente, quanto pela área de troca de calor do radiador instalado em uma abertura na cabine. Esse ar troca calor com parte da água gelada produzida pelo *chiller*.
- Temperatura da cabine (TCAB), °C – Um trocador do tipo radiador proporciona o resfriamento da cabine de contenção do grupo gerador, trocando calor da água gelada com o ar aspirado para o interior da cabine. Sua intensidade é mantida constante controlando-se o fluxo de ar (área de passagem), a temperatura da água do *chiller* ou a vazão dessa água.
- Oxigênio nos gases produtos da combustão (O₂), % - percentual de oxigênio do ar, em excesso, que não reage e sai pela chaminé.
- Dióxido de carbono (CO₂), % - resultante da reação do carbono com o oxigênio do ar, que sai como um dos principais produtos da combustão, pela chaminé.
- Monóxido de carbono (CO), % - resultante da queima deficiente do carbono do combustível, motivada pelo mau contato entre esses componentes, e sai pela chaminé.

- Óxidos de nitrogênio (NOx), % - produzido pela reação do nitrogênio como oxigênio em excesso, quando os gases produtos da combustão passam por elevadas pressões, saindo pela chaminé oxigênio do ar.
- Dióxido de enxofre (SO₂), % - produzido pela oxidação do enxofre contido no combustível, saindo pela chaminé.
- Temperatura dos produtos de combustão (TPC), °C – temperatura medida por um sensor instalado na base da chaminé do grupo gerador.
- Material particulado (MP), mg/Nm³ – partículas muito finas de sólidos ou líquidos suspensas no ar.

Na execução dessa etapa foram realizados vários experimentos e os dados coletados são apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Dados utilizados para aplicação da PCA com auxílio do software Statistica®

1 Consumo específico de combustível (CEC) kg/kWh	2 Potência solicitada pela carga (CARGA) kW	3 Temperatura de entrada da linha de HT (TEHT) °C	4 Temperatura do óleo lubrificante (TOL) °C	5 Umidade relativa do radiador do grupo gerador (URRG) %	6 Umidade relativa do ar da cabine (URARC) %	7 Temperatura da cabine (TCAB) °C
0,8	10	73	94,89	67	36	38,5
0,3	10	64	91,69	63,6	39,3	39,8
0,8	10	70	93,47	61,8	34,9	38,9
0,26	10	76	92,2	65,2	27,9	41
0,322	6	60	90	72	36,3	47,7
0,31	5	55	86	66	55	35,6
0,27	10	76	93	73	30	35,2
0,27	10	73	91	94	28	33
0,198	14	76	88,8	57	35,9	31,1
0,188	14	64	86,3	53,4	33,1	43,9
8 Oxigênio nos gases produtos da combustão (O ₂) %	9 Dióxido de carbono (CO ₂) %	10 Monóxido de carbono (CO) %	11 Óxidos de nitrogênio (NOx) %	12 Dióxido de enxofre (SO ₂) %	13 Temperatura dos produtos de combustão (TPC) °C	14 Material particulado (MP) mg/Nm ³
11,3	6,9	0,0475	0,206	0,0119	374,4	31,2
11,3	6,9	0,0559	0,195	0,0112	372,9	31,5
11,3	6,9	0,0498	0,203	0,0116	372,7	31,9
11,3	6,9	0,052	0,215	0,0123	375,9	30,4
14	5	0,072	0,0873	0,008	288	30,4
14,7	4,5	0,076	0,086	0,008	258	31,8
10,9	7,2	0,034	0,169	0,016	376	23,8
11,2	7	0,033	0,17	0,016	364	22,2
9,3	8,4	0,078	0,166	0,0045	421,14	22,4
9,6	8,2	79	0,153	0,0041	409,1	22,5

Realizar a análise de componentes principais é promover uma mudança da base do espaço vetorial do conjunto de dados ou variáveis reais. Cada objeto (neste caso, cada variável do arranjo experimental de bancada, que era então representado num espaço N-dimensional definido pelas N variáveis (neste caso o espaço das 6 propriedades), passa a ser representado por N componentes principais.

Segundo Reis (1997), a aplicação da PCA deverá incluir:

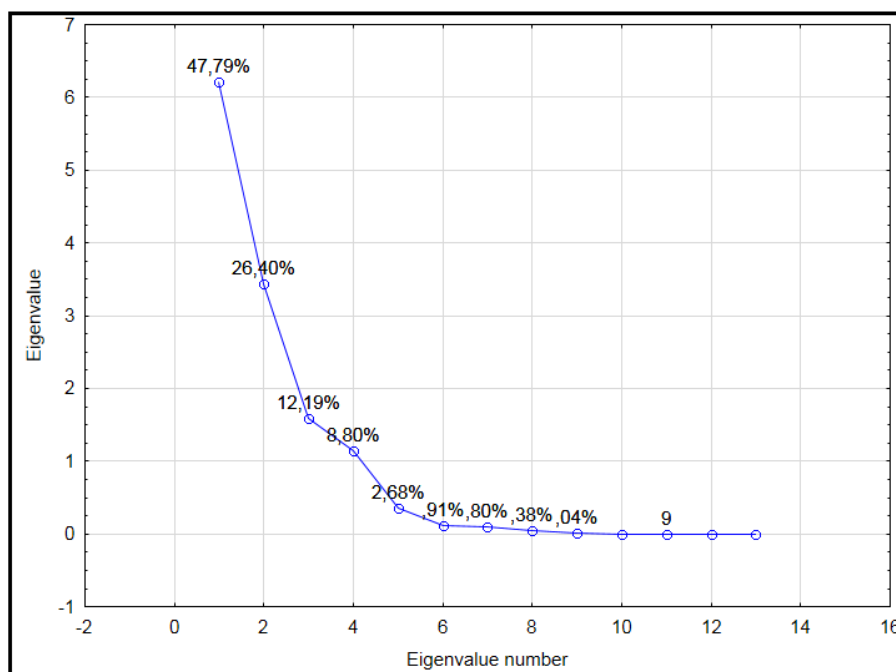
- as variáveis envolvidas na análise;
- as percentagens da variância explicadas pelas componentes principais;
- o número de componentes retidas e a proporção de variância total explicada pelas mesmas;
- uma tabela onde conste a contribuição de cada variável para cada componente (*factor loadings*), antes e após a aplicação de um método de rotação de fatores, e;
- a interpretação de cada componente principal retida.

A Tabela 7 mostra as variâncias explicadas e cumulativas para cada uma das componentes principais. Como se pode observar nesta Tabela, as primeiras componentes respondem pela maior parte da variância. Então podemos simplificar a análise truncando a base em um número de variáveis menor que N, sem perda significativa de informação. Algumas vezes não há necessidade de se recuperar uma quantidade elevada da informação, mas sim recuperar a parte da informação relevante ao fenômeno estudado.

Considerando-se as 14 variáveis utilizadas e analisando-se os resultados obtidos verifica-se que os quatro primeiros autovalores são maiores do que 1, como mostrado pelo gráfico *Scree plot* (Figura42) e explicam 95,18 % da variância. Os demais autovalores são menores do que 1. Portanto, os dados serão representados pelas quatro primeiras componentes principais.

Tabela 7 – Variâncias explicadas e cumulativas ao longo das componentes principais

Valor do Número	Autovalores	Variância total (%)	Autovalores Acumulados	Acumulativo (%)
1	6,213114	47,79319	6,21311	47,7932
2	3,432121	26,40093	9,64523	74,1941
3	1,584801	12,19078	11,23004	86,3849
4	1,143868	8,79898	12,37390	95,1839
5	0,348705	2,68235	12,72261	97,8662
6	0,118555	0,91196	12,84116	98,7782
7	0,103793	0,79841	12,94496	99,5766
8	0,049644	0,38187	12,99460	99,9585
9	0,005400	0,04154	13,00000	100,0000

**Figura 42** – Gráfico *scree-plot* utilizado na extração das CP's de interesse

Na Tabela 8 verifica-se o resultado dos fatores envolvidos e respectivos pesos em cada uma das componentes principais. A metodologia orienta que apenas fatores maiores que 0,7 devam ser relacionado nas elaborações das componentes principais, principalmente quando se trabalhar com variáveis isoladas, na elaboração de planejamentos experimentais. Em caso de se trabalhar com componentes principais em combinações lineares, estas devem ser elaboradas com as participações dos fatores completos, para não se perder informações decorrentes das variâncias percentuais totais.

Analisando e escolhendo-se variáveis independentes, participantes das componentes principais, chega-se a :

PC1 - CARGA, TEHT e URARC;

PC2 – TOL e URRGG; e

PC3 – TCAB.

Tabela 8– Composição dos fatores com as variáveis analisadas

Variável	Fator 1	Fator 2	Fator 3	Fator 4	Fator 5	Fator 6	Fator 7	Fator 8	Fator 9
Temperatura de entrada da linha de HT (TEHT) °C	-0,834362	-0,448206	0,046136	0,086356	-0,224874	0,157707	0,096228	0,088911	-0,027602
Temperatura do óleo lubrificante (TOL) °C	-0,336698	-0,801174	-0,431431	-0,01899	-0,038359	0,019991	-0,224534	0,076344	0,012115
Umidade relativa do radiador do grupo gerador (URRG) %	0,126691	-0,692799	0,561983	-0,36688	0,089461	-0,198287	0,008965	0,077444	-0,012189
Umidade relativa do ar da cabine (URARC) %	0,754822	0,306343	0,022249	0,533954	0,193760	-0,000727	-0,100326	0,032674	-0,046043
Temperatura da cabine (TCAB) °C	0,323181	0,269058	-0,615276	-0,652023	-0,122288	-0,037582	-0,018556	-0,037632	-0,036557
Oxigênio nos gases produtos da combustão (O ₂) %	0,973585	-0,206050	0,003006	-0,059650	-0,031323	0,042216	0,047300	0,033279	0,001003
Dióxido de carbono (CO ₂) %	-0,969664	0,22518	0,008649	0,057109	0,026749	-0,042581	-0,047554	-0,030490	-0,000340
Monóxido de carbono (CO) %	-0,260440	0,794521	-0,039906	-0,419585	0,314660	0,115517	-0,001195	0,103972	0,009860
Oxidos de nitrogênio (NOx) %	-0,751529	-0,390138	-0,432079	0,142075	0,224154	-0,066117	0,14211	0,015713	-0,012994
Dióxido de enxofre (SO ₂) %	-0,113369	-0,911842	0,104384	-0,1888862	0,280733	0,132994	-0,018721	-0,110629	-0,006268
Temperatura dos produtos de combustão (TPC) °C	-0,979416	0,133720	-0,11307	0,062604	0,016393	-0,059073	-0,034935	-0,034621	-0,012372
Material particulado (MP) mg/Nm ³	0,608120	-0,279858	-0,699839	0,211262	0,077402	-0,064713	0,077987	0,028273	0,020097
Potência solicitada pela carga (CARGA) kW	-0,922322	0,372642	-0,002014	0,062669	0,011877	-0,076665	-0,019702	0,009910	0,004760
Consumo específico de combustível (CEC) kg/kWh	0,040505	-0,396944	-0,541064	0,192805	0,154899	-0,008837	-0,314577	0,503973	0,365857

A Figura 43 apresenta uma projeção das variáveis reais em um plano formado pelas primeira e segunda componentes principais. No referido gráfico observa-se:

- CARGA, TEHT e URARC são as variáveis independentes com maiores projeções sobre o plano da PC1; e
- TOL e URRGG são as variáveis independentes com maiores projeções sobre o plano da PC2.

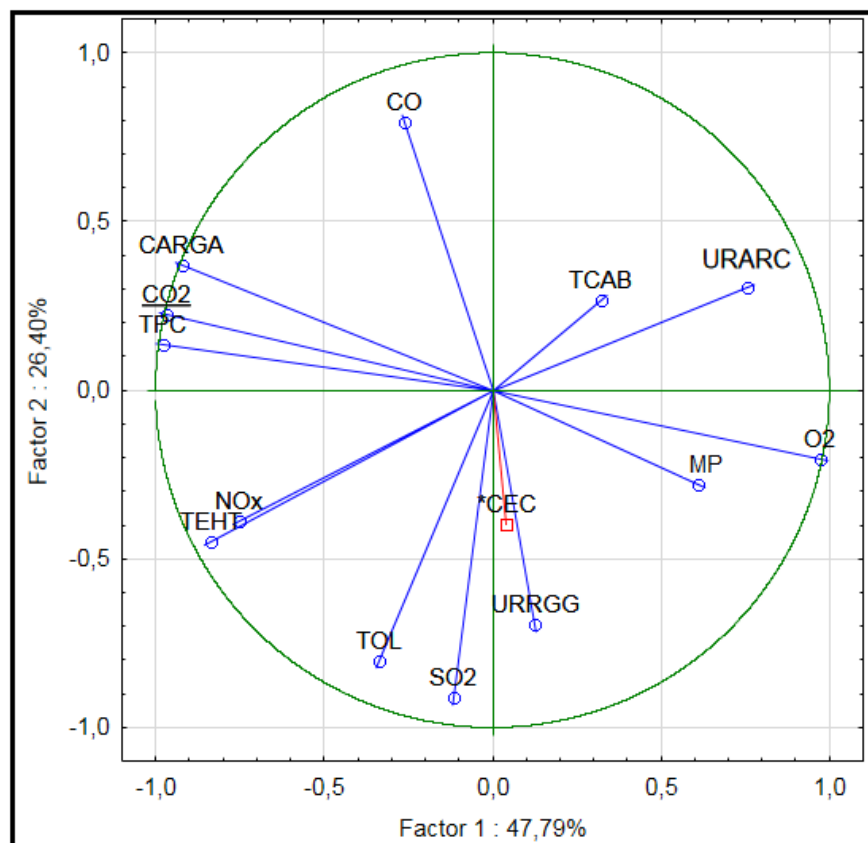


Figura 43 – Hiperesfera com projeções das variáveis

4.2 RESPOSTAS DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO A REDUÇÕES DE TEMPERATURA

Foram realizadas várias corridas para análises de parâmetros responsáveis por modificações no consumo específico do combustível. As referidas corridas foram registradas em um computador ligado a um registrador (*fieldlogger*). A Figura 44 ilustra a tela do computador registrando dados recebidos do *fieldlogger* durante uma corrida com o arranjo experimental de bancada.

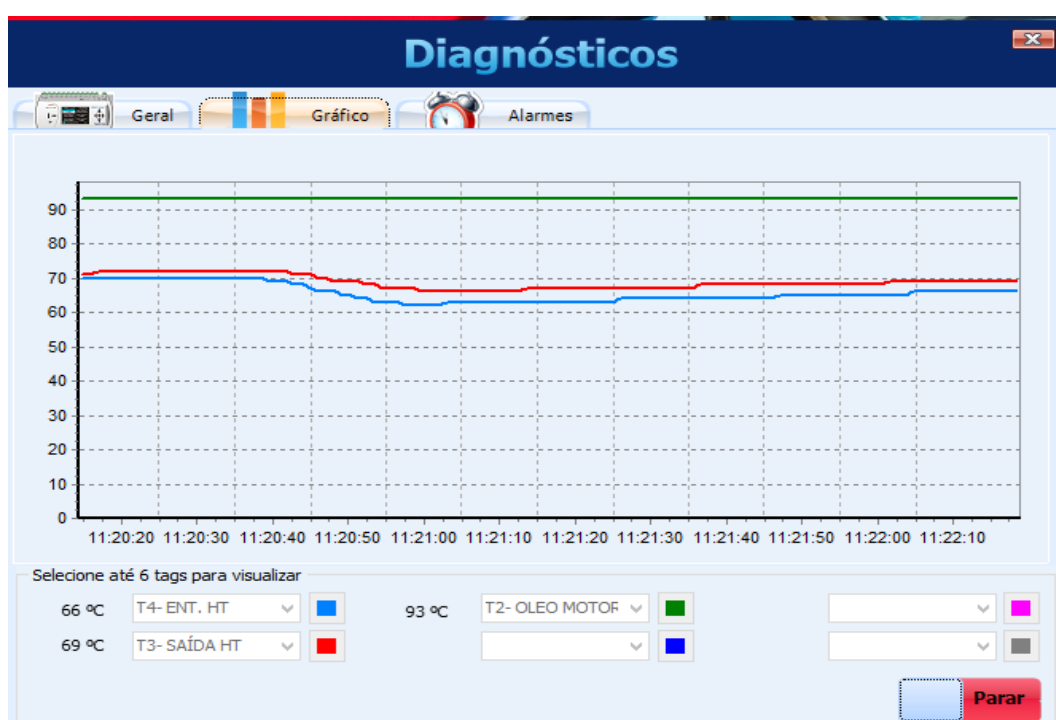


Figura 44 – Painel apresentado pela tela do computador registrando parâmetros durante experimentos no arranjo em escala de bancada

A escolha do refrigerante secundário a ser adotado no arranjo experimental de bancada recaiu sobre a solução aquosa de etileno glicol a 30%. O referido refrigerante secundário apresentou um valor de capacidade calorífica abaixo das outras duas soluções. Como consequência a este fato, um maior valor do efeito de termo regulação é esperado. Para verificações experimentais desse efeito sobre possíveis estratégias de controle de temperatura em uma UTE, foram realizadas medidas de temperaturas na saída da linha de HT do arranjo experimental de bancada. Os valores dessas temperaturas foram monitorados por um

registrador digital e armazenador de dados (*fieldlogger*) conectado a sensores instalados na entrada e saída do bloco do motor, do grupo gerador diesel utilizado.

Durante os testes experimentais, fluxos de água gelada foram injetados na entrada do bloco do motor do grupo gerador, causando uma redução da temperatura da água de arrefecimento. Um sensor de temperatura, colocado na saída do bloco do motor, indicava como se comportava a temperatura do sistema, em função do tempo, frente a essas variações provocadas na entrada do bloco, onde também foi colocado outro sensor de temperatura. A ação do sistema de controle, em cada grupo de experimentos, era condicionada ao atingimento das seguintes temperaturas: 64 °C, 67 °C, 70 °C, 73 °C e 76°C. Essas respostas foram monitoradas com experimentos utilizando água pura deionizada, solução aquosa de etilenoglicol a 30% v/v e adição de nanopartículas de óxido de alumina (Al_2O_3) nas concentrações de 2%, 4% e 6%. Em cada grupo de experimento o sistema agia até que o refrigerante atingisse a temperatura determinada, quando o sistema de controle voltava a injetar novamente água gelada para que a temperatura na entrada do bloco do motor fosse mantida no valor de referência citado anteriormente.

As Figuras de 45 a 49 ilustram os comportamentos das respostas do sistema a pulsos de redução de temperatura, na entrada do motor, para diferentes valores de temperaturas de estabilização do sistema de controle. Na Figura 45 o pulso de refrigerante gelado promovia uma redução de temperatura de entrada do bloco do motor para um valor máximo de 64 °C. Observa-se nesta Figura que as temperaturas dos refrigerantes na saída do bloco do motor atingem temperaturas de estabilização em tempos diferentes. As temperaturas das soluções na saída do bloco do motor atingiram valores próximos de 70 °C. Os tempos de resposta para elevação das temperaturas de cada solução variaram para retornarem ao valor de referência. Foram maiores para a água, decrescendo para solução de etilenoglicol com 6 % de nanopartículas, solução de etilenoglicol sem nanopartículas e continuaram na redução na direção da menor concentração de nanopartículas.

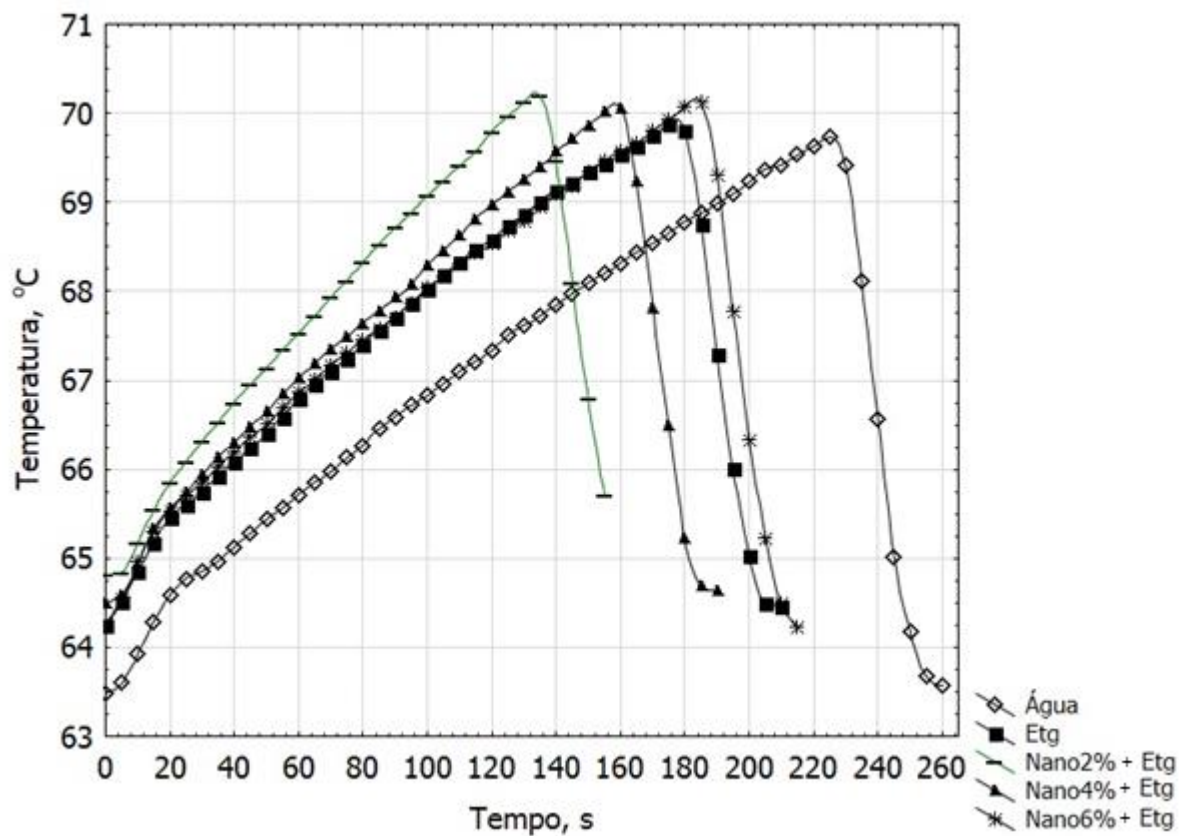


Figura 45 – Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 64 °C

Nos experimentos realizados com a temperatura de referência de 67 °C (Figura46), a mesma configuração para as respostas foi observada. Ocorreu contudo um aumento de cerca de 2 °C na temperatura de saída dos refrigerantes.

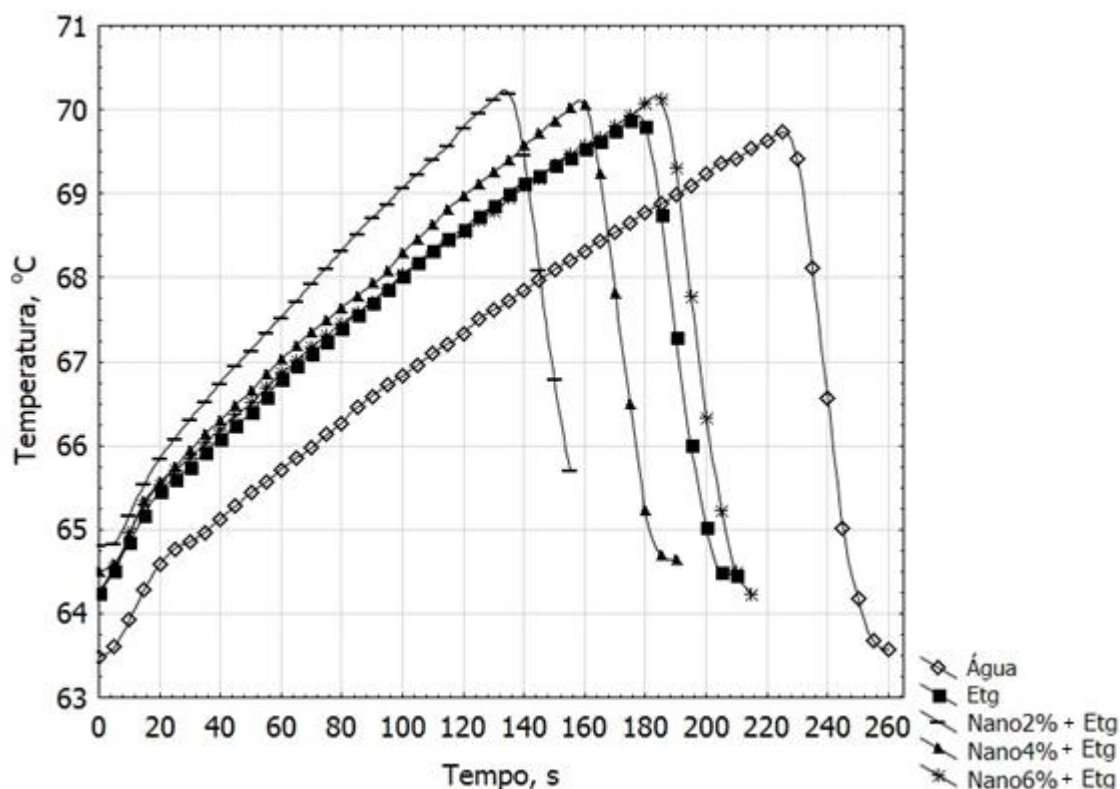


Figura 46 – Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 67 °C

Para a temperatura de entrada de 70 °C (Figura47), ocorreu uma inversão nas larguras dos picos de respostas. Isso ocorre, pois a adição do etilenoglicol reduz o calor específico e também a condutividade térmica, no entanto chega um ponto (temperaturas acima de 70 °C) que a condutividade térmica interfere com mais intensidade do que o calor específico, desse modo a resposta do etilenoglicol para a mudança de temperatura passa a ser mais lenta que a resposta da água. O pico mais largo ficou com a solução de etilenoglicol contendo 6% de nanopartículas de alumina, seguida da solução de etilenoglicol sem nanopartículas e assim por diante, até a solução de água deionizada. Neste caso, as soluções refrigerantes de etilenoglicol com 2 % e 4 % de nanopartículas comportaram-se de forma idêntica. Novamente um aumento entre 2 °C e 3 °C foi observado na temperatura de saída das diferentes soluções refrigerante.

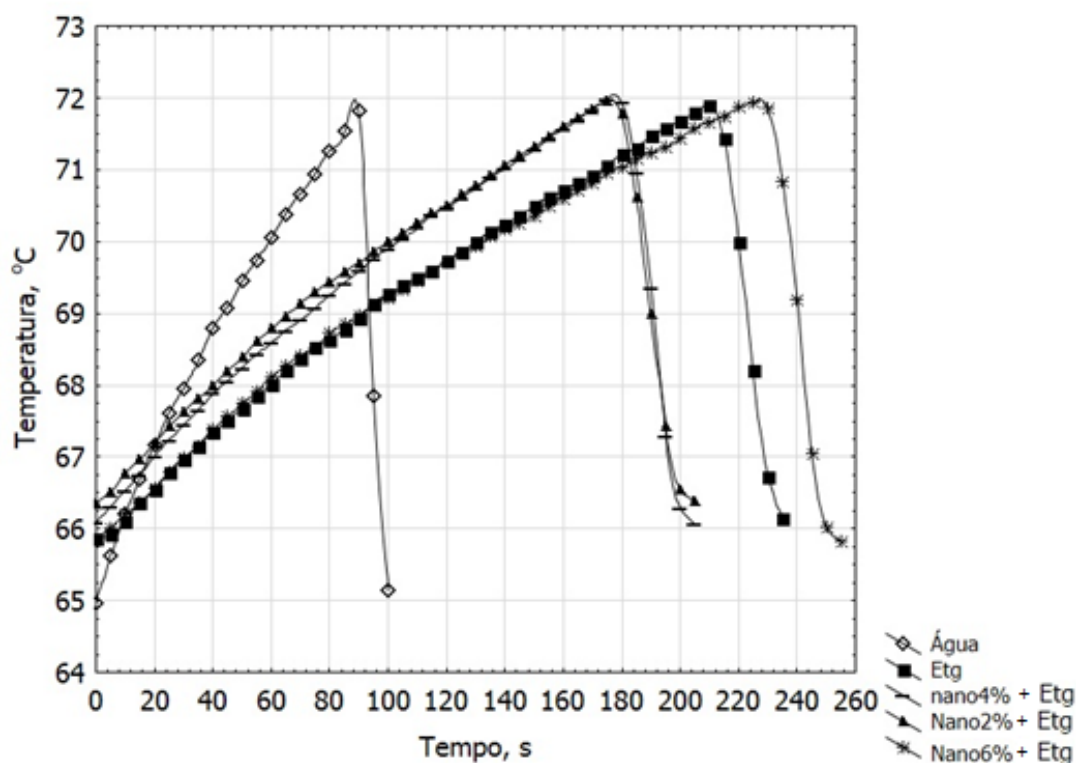


Figura 47 – Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 70 °C

Para uma temperatura de entrada de 73 °C (Figura48), as diferentes soluções refrigerante têm seus comportamentos levemente modificados. A largura de pulso de resposta mais larga (maior tempo) ficou com a solução de etilenoglicol. As larguras dos pulsos das soluções de 6 %, 4 % e de 2 %, de nanopartículas em etilenoglicol, também se modificaram. A largura dos pulsos ficaram proporcionais aos teores de nanopartículas. Com a menor largura ficou a água deionizada.

Na Figura49, a 76 °C, as soluções de etilenoglicol sem nanopartículas e com 6% de nanopartículas, apresentam uma largura de pulso de resposta um pouco maior que o pulso de resposta da água deionizada. Este tipo último tipo de refrigerante teve a largura de seu pulso de resposta aumentada, ultrapassando as larguras dos pulsos de resposta das solução de 2% e 4 % de nanopartículas.

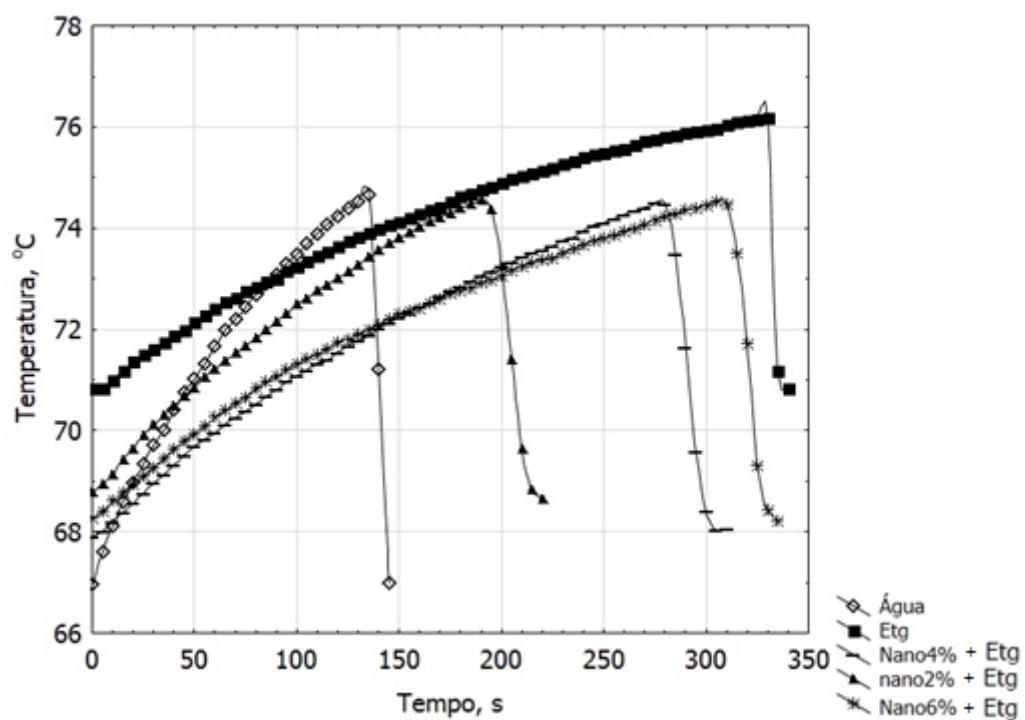


Figura 48 – Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 73 °C

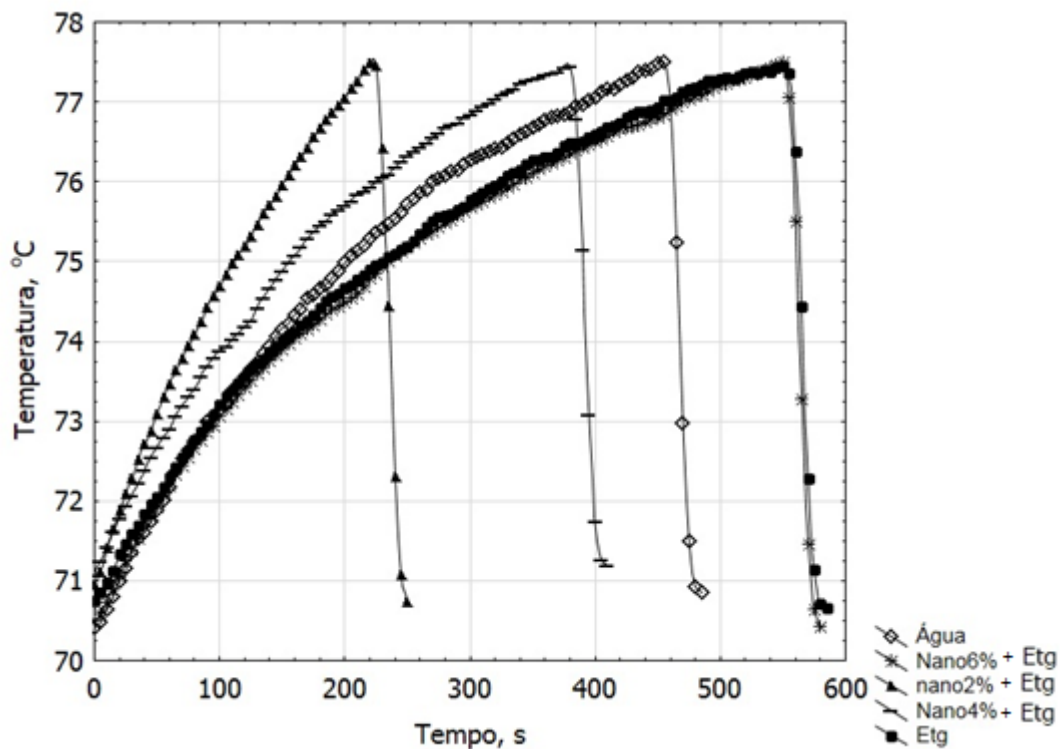


Figura 49 – Variações das temperaturas da água e das soluções aquosas de etilenoglicol com e sem adição de nanopartículas em função do tempo na saída do bloco do motor para uma temperatura de entrada de 76 °C

Para justificar o comportamento das soluções utilizadas como refrigerantes secundários pode-se utilizar os conceitos de capacidade calorífica e condutividade térmica. Uma solução com menor capacidade calorífica e menor condutividade térmica que outra tem mais dificuldade em responder a estímulos diante de variações provocadas por pulsos de redução de temperatura. Este fato explica o comportamento entre as soluções aquosas de etilenoglicol deionizada, sem e com nanopartículas, e a água deionizada, acima de 70 °C. As nanopartículas de óxido de alumínio afetaram o comportamento das soluções aquosas de etilenoglicol, tanto na condutividade térmica quanto na capacidade calorífica das mesmas. Ao aumentar predominantemente a condutividade térmica da solução, aproximaram as mesmas das propriedades da água. Nestes casos a temperatura teve uma considerável influência. Acima dos 70 °C, recomenda-se o uso de solução aquosa de etilenoglicol a 30 % v/v, com e sem a adição de 6 % de nanopartículas de alumina. Abaixo de 70 °C, uma análise de viabilidade econômica sobre o uso de nanopartículas de alumina poderá indicar seu uso ou, sugere-se, devido a transtornos com a possibilidade de congelamento da água pura, o uso de solução aquosa de etilenoglicol a 30 %, sem nanopartículas de alumina.

4.3 RESPOSTAS DO CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL E VIABILIDADE ECONÔMICA

Para auxiliar numa avaliação sobre a viabilidade técnica e econômica do uso de etilenoglicol e/ou de nanopartículas, foi confeccionado um gráfico com valores de consumo específico do combustível em função da temperatura (Figura 50). Nessa Figura observa-se que o consumo específico de combustível pelo grupo gerador é favorável ao uso da solução aquosa de etilenoglicol, com e sem o uso de nanopartículas, para temperaturas acima da temperatura de entrada de 64 °C, com um provável ganho expressivo entre 68 °C e 74 °C. Contudo, em todos os casos o uso de nanopartículas de Al_2O_3 (mesmo a adição de 2% v/v), assegura um menor consumo específico de combustível para todas as temperaturas testadas.

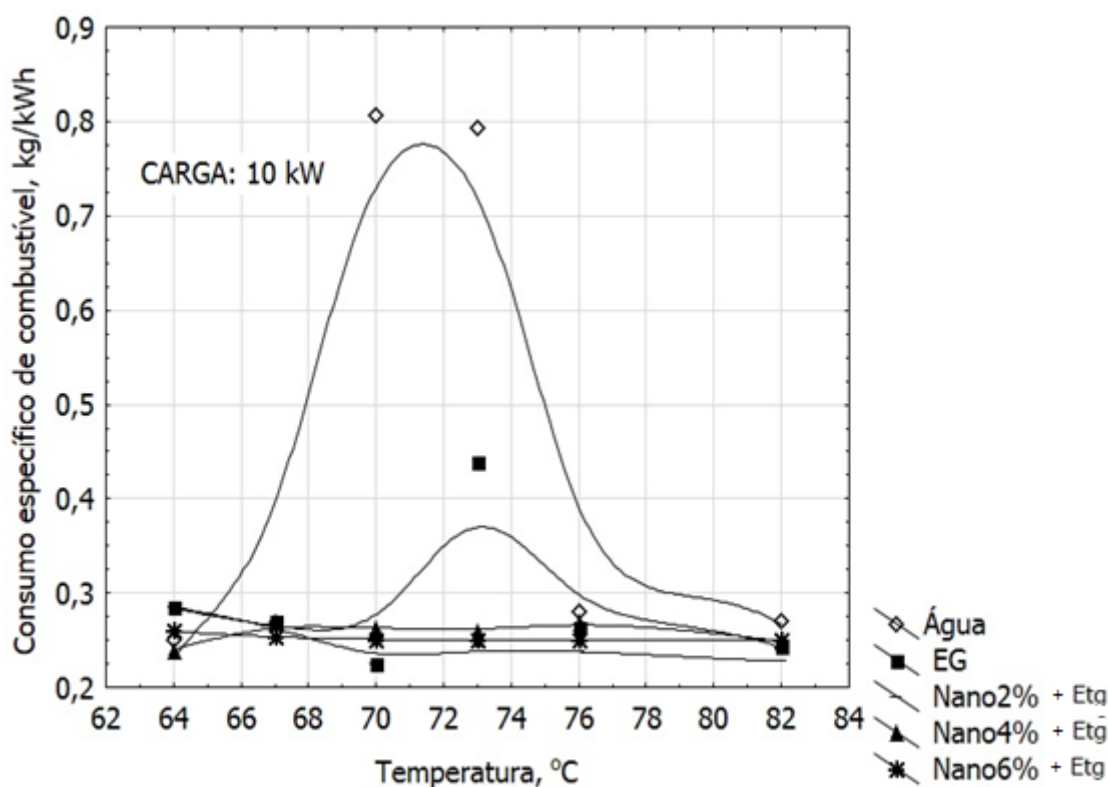


Figura 50 – Consumo específico de combustível em função da temperatura de entrada no motor do grupo gerador do arranjo experimental de bancada para diferentes tipos de refrigerantes secundários

A partir da análise do gráfico verificou-se uma diminuição de aproximadamente 66,67% no consumo específico de combustível com a adição das nanopartículas de Al_2O_3 na solução de etilenoglicol a 30%. Em termos de economia para uma termelétrica, pode citar

como exemplo a Termopernambuco (Termope) responsável pela operação da Usina Termoelétrica (UTE) de mesmo nome, localizada no município pernambucano de Ipojuca, no Complexo Industrial e Portuário de Suape. Uma empresa do Grupo Neoenergia, que atua em toda a cadeia de energia elétrica no Brasil. A Termope possui capacidade para produção de 1625 MW e previsão para 4051 MW de energia elétrica. Segundo a Termopernambuco, seu consumo médio específico de combustível é de aproximadamente 0,2535 kg/kWh. Desse modo, isso significa um consumo anual de combustível de 3.608.572.500 kg/ano de combustível. Sabendo que o custo médio do combustível é de 0,147 US\$/kg . Dessa maneira, a Termope apresentaria uma economia anual com a diminuição de apenas 66,67% no consumo de combustível de 353.657.787,00 US\$/ano (APÊNDICE A).

4.4 SIMULAÇÃO DO CHILLER DE ABSORÇÃO

A simulação do *chiller* de absorção de LiBr-Água, foi realizada para uma situação em que as temperaturas de entrada e saída da água no evaporador do mesmo foi de 12,9 °C e 10,9 °C, respectivamente. As temperaturas no absorvedor e no condensador foram iniciadas em 30 °C e 33 °C, respectivamente. Com esses parâmetros, 10 s de simulação manteve condições operacionais adequadas para o equipamento, sem perigo de cristalização do LiBr.

Uma análise do comportamento do referido *chiller* após 100 mil segundos (27,78 h) de operação (Figura51), mostrou que o perfil de temperatura no gerador estabiliza-se em torno de 82,5 °C. A Figura52 completa as informações sobre esse mesmo gerador, mostrando que a concentração de LiBr alcança uma estabilização em torno de 73,8 %. O perigo para a operação do equipamento é que essa concentração não ultrapasse o valor limite sob pena de haver cristalização do LiBr. Dessa forma, existe a necessidade de estratégias de controle para evitar que a temperatura no gerador seja mantida em torno de 85 °C (358,15 K).

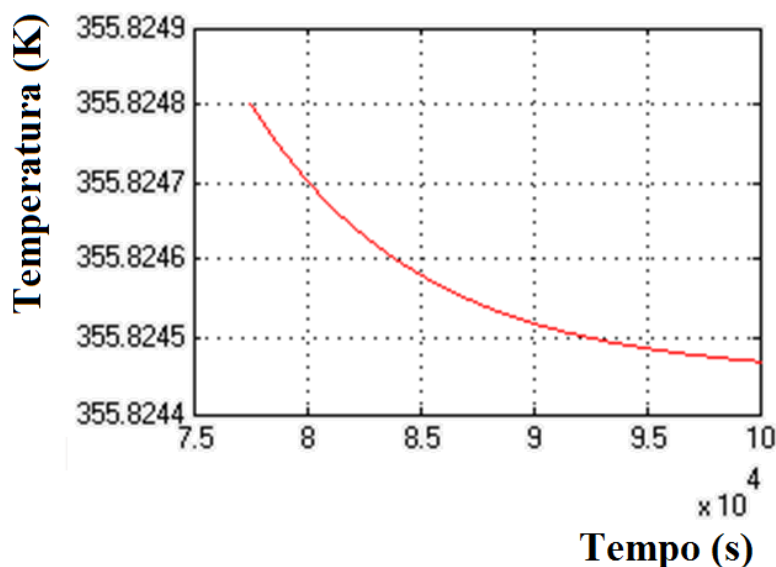


Figura 51 – Simulação da temperatura no gerador de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel

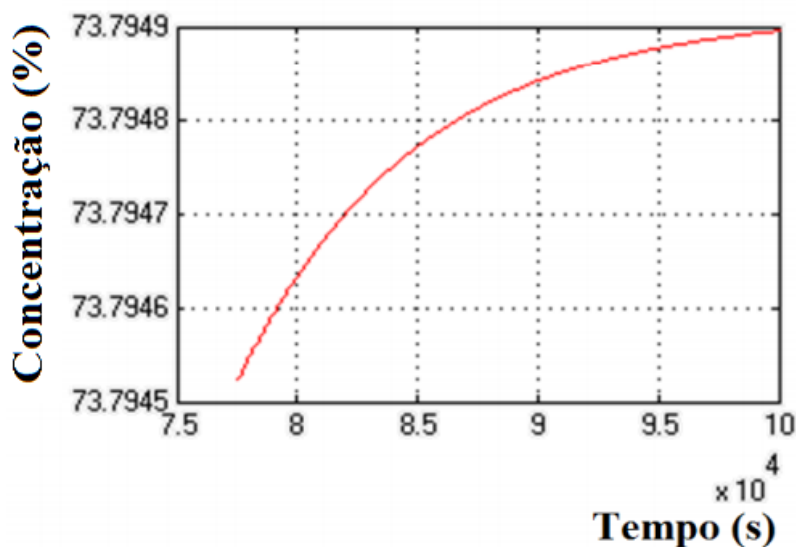


Figura 52 – Simulação da concentração da solução de LiBr (%) no gerador de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel

A simulação do condensador para 27,78 horas também indica a necessidade de controle para que a temperatura neste componente não ultrapasse os 33 °C. Como pode ser observado na Figura53, sua temperatura estabiliza-se em cerca de 313 K, ou 40 °C.

Por sua vez a simulação do absorvedor mostra na Figura54 que apesar da temperatura neste componente atingir 343 K (70 °C), a concentração de LiBr (Figura55) mantém-se abaixo do valor crítico de cristalização (Figura 9). Contudo, por uma questão de segurança e garantia de estabilidade do equipamento, que se utilize uma estratégia de controle para que a temperatura neste componente também se mantenha em torno dos 30 °C iniciais.

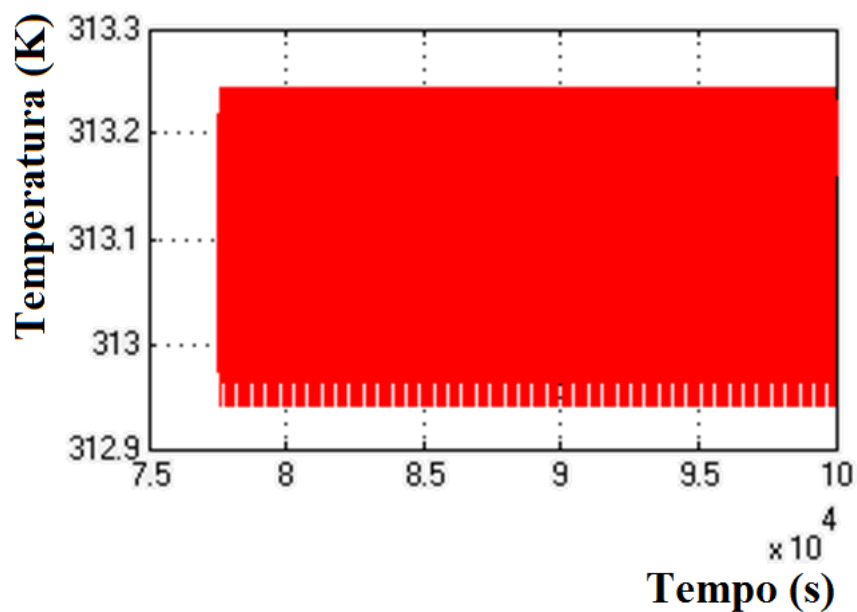


Figura 53 – Simulação da temperatura no condensador de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel

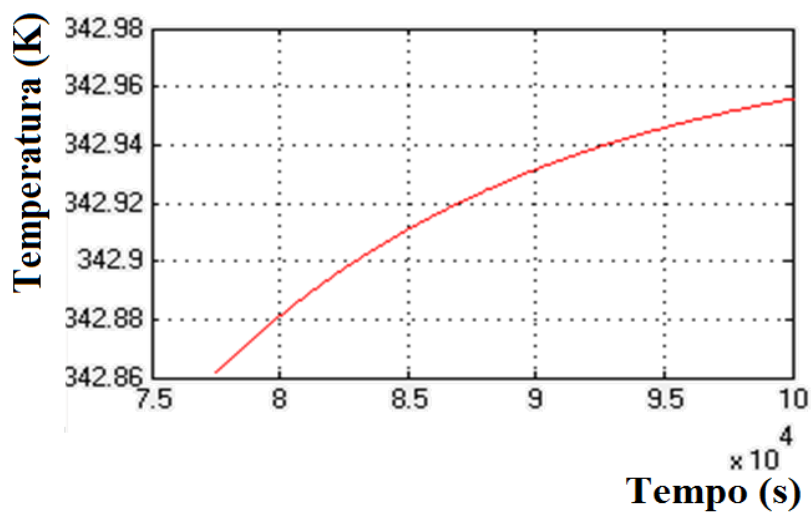


Figura 54 – Simulação da temperatura no absorvedor de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel

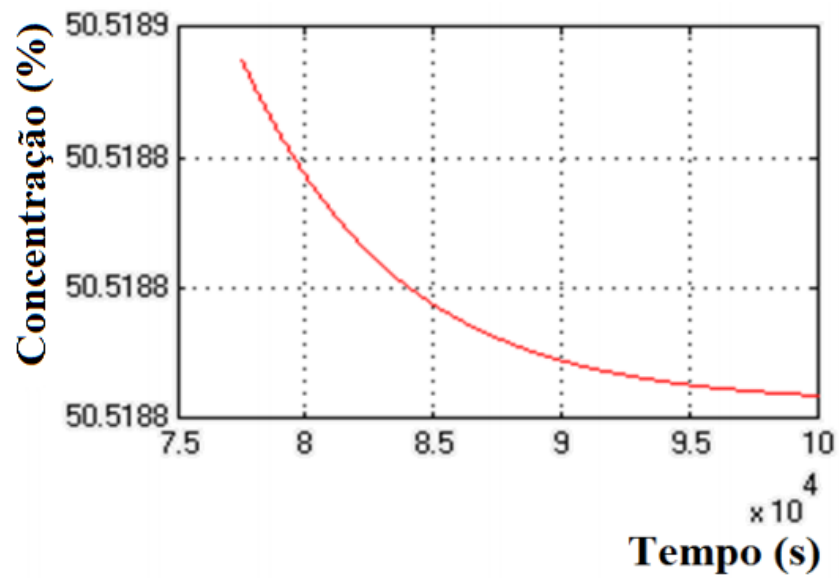


Figura 55 – Simulação da concentração da solução de LiBr (%) no absorvedor de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel

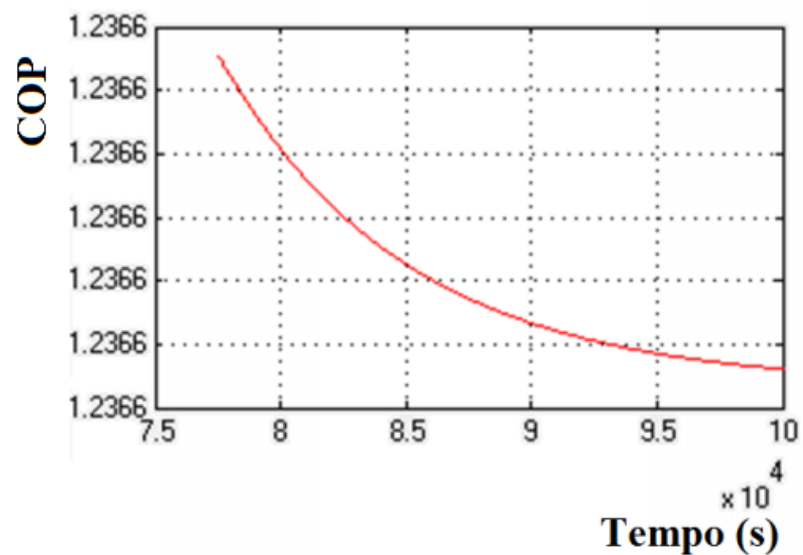


Figura 56 – Simulação do COP de um *chiller* de absorção de LiBr de simples efeito para atendimento ao arranjo experimental de bancada do grupo gerador diesel

5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES

5.1 CONCLUSÃO E SUGESTÕES

A aplicação da técnica de Estatística Multivariada, mais especificamente a *PCA*, possibilitou o relacionamento de parâmetros responsáveis pelo consumo específico de combustível, abrindo perspectivas para novos temas de trabalho com a utilização do referido protótipo.

De acordo com a análise gráfica, as propriedades termofísica (capacidade calorífica e condutividade térmica) variam para as diferentes composições dos refrigerantes secundários. Dessa forma, os referidos comportamentos devem ser analisados para favorecerem à estratégia de controle utilizada nas linhas de arrefecimento de HT e LT.

Na faixa de potência da carga utilizada, 10 kW, a melhor configuração para o refrigerante secundário foi com a adição de 2 % de nanopartículas de Al_2O_3 à solução aquosa de etilenoglicol (30 % v/v). Nesta condição, independente das respostas dadas às variações de temperatura do refrigerante na entrada do motor, o consumo específico foi mantido em níveis menores que para as demais configurações.

Outra constatação importante para o presente trabalho foi a verificação de que, cada grupo gerador diesel tem plena condição de suprir energeticamente a instalação de um *chiller* de absorção LiBr- H_2O de simples efeito. Além disso, o uso de modelos dinâmicos de simulação apresentou-se como uma excelente ferramenta, para uma futura inclusão de uma máquina ecologicamente correta junto ao protótipo de testes.

Como sugestão para futuros trabalhos, propõe-se a investigação de técnicas de controle envolvendo outros parâmetros de interesse para uma redução do consumo específico de combustível pelo grupo gerador, tais como:

- variações na umidade relativa do ar que circula pelos trocadores radiadores (efeito evaporativo, por exemplo), umidade relativa do ar de carga, temperatura da linha de LT (óleo lubrificante), excesso de ar de combustão, entre outros;
- adaptação do arranjo experimental para testes de grupo geradores, de forma a se poder testar outros tipos de combustíveis (óleo combustível, gás natural, biocombustíveis, entre outros);

- testes com outros tipos de nanopartículas, além de nanopartículas de Al_2O_3 , as nanopartículas de óxido de titânio, nanopartículas de ouro, nanopartículas poliméricas e nanopartículas de dióxido de titânio.

REFERÊNCIAS

- ACUÑA, A.; VELÁZQUEZ, N.; CEREZO, J. Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant. **Applied Thermal Engineering**, v. 51, n. 1-2, p.1273-1281, mar. 2013.
- AHAMED, J. U.; SAIDUR, R.; MASJUKI, H. H. A review on exergy analysis of vapor compression refrigeration system. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 15, n. 3, p.1593–1600, abr. 2011.
- ALEME, H.G. **Determinação de parâmetros físico-químicos do óleo diesel a partir de curvas de destilação utilizando técnicas quimiométricas**. Tese (Doutorado em Química). Belo Horizonte, MG: UFMG, 2011. 149 p.
- AVANESSIAN, T.; AMERI, M. Comparison of air-cooled and water-cooled (hot-water and direct-fired) double effect LiBr-H₂O absorption systems: energy and exergy analyses. **International Journal of Exergy**, v. 17, n. 1, p.110-133, 2015.
- BARROS, C. P.; PEYPOCH, N. Technical efficiency of thermoelectric power plants. **Energy Economics**, v. 30, n. 6, p.3118-3127, nov. 2008.
- BASSHUYSEN, R.; SCHAEFER, F. **Internal Combustion Engine Handbook**. New York: SAE International, 2004. 828p.
- BENINCA, M.; TRIERWEILER, J.O.; SECCHI, A.R. Heat Integration of an Olefins Plant: Pinch Analysis and Mathematical Optimization Working Together. **Brazilian Journal of Chemical Engineering**, v. 28, p.101-116, mar. 2011.
- BENITO, Y. R. **Aplicação de nanofluidos em sistemas secundários de refrigeração**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Rio de Janeiro, RJ: PUC-Rio, 2012. 172 p.
- BERECHE, R.P. **Avaliação de sistemas de refrigeração por absorção H₂O/LiBr e sua possibilidade de inserção no setor terciário utilizando gás natural**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Campinas, SP: UNICAMP, 2007. 98 p.
- BERECHE, R. P.; PALOMINO, R. G.; NEBRA, S. A. Thermoeconomic analysis of a single and double-effect LiBr/H₂O absorption refrigeration system. **International Journal Thermodynamics**, v. 12, n. 2, p.89-96, jun. 2009.
- BIAN, J.; RADERMACHER, R.; MORAN, D. Transient simulation of an absorption chiller in a CHP system. In: **Proceedings of The International Sorption Heat Pump Conference**. Denver, USA, 2005.
- BITTANTI, S.; ARCO, A. D.; GIANNATEMPO, M.; PRANDONI, V. A. Dynamic Model of an Absorption Chiller for air Conditioning. In: **International Conference On Renewable Energies and Power Quality**. Granada, Espanha, 2010.

Boletim Mensal de Monitoramento do Sistema Elétrico Brasileiro, março 2015. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/documents/10584/2027273/BoletimdeMonitoramentodoSistemaEletrico-Março-2015.pdf/a81891c9-a196-49e8-9b94980a79a504>>. Acesso em: 8 julho 2015.

BOSCARDIN, W. J.; ZHANG, X. Modeling the covariance and correlation matrix of repeated measures. In A. Gelman and X.-L. Meng, editors, **Applied Bayesian Modeling and Causal Inference from an Incomplete-Data Perspective**: New York: John Wiley & Sons, 2004.

BRUNDTLAND, G. H. *et al.* **Nosso Futuro Comum: Comissão Mundial sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento**. 2. ed. Rio de Janeiro: Editora Fundação Getúlio Vargas, 1991. 429p.

BUONGIORNO, J. Convective transport in nanofluids. **Journal of heat transfer**. v. 128, n. 3, p.240-250, ago. 2005.

CANTER, N. Improving Refrigeration with Nanoparticles. **Tribology & Lubrication Technology**, v. 64, n. 11, p.14-15, nov. 2008.

CARVALHO, E.N. **Modelagem e simulação de unidades refrigeradoras de líquidos por absorção H₂O-LiBr de simples e duplo efeito incluindo os efeitos de aditivos e de clima tropical**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Brasília, DF: UnB, 2007. 109 p.

CASTRO, N. J. de.; BRANDÃO, R. DANTAS, G.; R. **Redução das Tarifas do Setor Elétrico Brasileiro**. Seminário realizado pelo Sindicato Interestadual das Indústrias de Energia Elétrica, SINERGIA. Rio de Janeiro, 24-01-2013. Disponível em: <<http://grandesinergia.org.br/eventos/20130124SMP579/SMP579.html>>

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de calor e massa: uma abordagem prática**. 4. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2012. 902 p.

CHANDRASEKAR, M.; SURESH; BOSE. Experimental investigations and theoretical determination of thermal conductivity and viscosity of Al₂O₃/water nanofluid. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 34, p.210-216, 2010.

CHILDS, P. R. N.; GREENWOOD, J. R.; LONG, C. A. Review of temperature measurement. **Review of scientific instruments**, v. 71, n. 8, p. 2959-2978, mai. 2010.

CHOUDHURY, B.; SAHA, B. B.; CHATTERJEE, P. K.; SARKAR, J. P. An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling. **Applied Energy**, v. 104, p.554-567, abril 2013.

CORDEIRO, M. C. L. **Estudo Termodinâmico e avaliação experimental do protótipo 01 do Sistema de Refrigeração por Absorção com o par água-brometo de Lítio da Recogás**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). João Pessoa, PB: UFPB, 2012. 126 p.

DIAS, J. A. Q. **Concepção de Instalações Frigoríficas em expansão direta versus Sistemas Inundados análise energética das soluções**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Lisboa, LX: Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2012. 111 p.

DOSSAT, R. J. **Principles of Refrigeration**. New Jersey: Prentice Hall, 2004. 896 p.

EASTMAN, J. A.; CHOI, U. S.; LI, S.; THOMPSON, L. J.; LEE, S. Enhanced thermal conductivity through the development of nanofluids. **Materials Research Society Symposium**. v. 457, p.3-11, 1977.

FERNANDES, A. S.; MIGUEL, E. R. A importância da utilização do bagaço de cana-de-açúcar na geração de energia em termelétricas. In: **III Encontro científico e simpósio de educação UNISALESIANO**, São Paulo, Brasil, 2011.

FERREIRA, T. I. B. **Simulação da performance de um condicionador de ar operando com Fluido Refrigerante R-410a em Substituição ao R-22**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica). Natal, RG: UFRN, 2012. 80 p.

FIALHO, A. B. **SolidWorks Office Premium 2014: teoria e prática no desenvolvimento de produtos industriais - plataforma para projetos CAD/CAE/CAM**. São Paulo: Érica, 2014.

FRAZZICA, A.; FÜLDNER, G.; SAPIENZA, A.; FRENI, A.; SCHNABEL, L. Experimental and theoretical analysis of the kinetic performance of an adsorbent coating composition for use in adsorption chillers and heat pumps. **Applied Thermal Engineering**, v. 73, n. 1, p.1022-1031, 2014.

GAMBOA, H. G.G., **Escolha de um refrigerante secundário para testes em um protótipo de bancada de um grupo gerador diesel**. Dissertação de Mestrado, 138 p., programa de Mestrado em desenvolvimento de Processos Ambientais. Centro de Ciências e Tecnologia da Universidade Católica de Pernambuco, Recife, fevereiro, 2016.

GEORGE BRILEY, P. E. Secondary coolants. **ASHRAE Journal**, junho 2004.

GODSON, L.; RAJA, B.; MOHAN LAL, D., WONGWISES, S. Enhancement of heat transfer using nanofluids- an overview. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 2, p. 629-641, fev. 2010.

GUNTER, G. **Fundamental Refrigeration**. 1 ed. USA: Esco Press. 2007. 170 p.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. New York: Mcgraw-hill. 1988.

HILSDORF, J. W.; BARROS, N. D.; TASSINART, C. A.; COSTA, I. **Química Tecnológica**. São Paulo: Thomson, 2004. 340 p.

HIMMEBLAU, D. M. **Engenharia química: princípios e cálculos**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

HWANG, Y. Potential energy benefits of integrated refrigeration system with microturbine and absorption chiller. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, n. 8, p. 816-829, dez. 2004.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.

IRANMANESH, A.; MEHRABIAN, M. A. Thermodynamic modelling of a double-effect LiBr-H₂O absorption refrigeration cycle. **Heat and Mass Transfer**, v. 48, n. 12, p. 2113-2123, dez. 2012.

KAKAC, S.; PRAMUANJAROENKIJ, A. Review of convective heat transfer enhancement with nanofluids. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 52, n. 13, p. 3187-3196, jun. 2009.

KANG, Y. T.; KUNUGI, Y.; KASHIWAGI, T. Review of advanced absorption cycles: performance improvement and temperature lift enhancement. **International Journal of Refrigeration**, v. 23, n. 5, p. 388-401, ago. 2000.

KEHLHOFER, R.; RUKES, B.; HANNEMANN, F.; STIRNIMANN, F. **Combined-cycle gas & steam turbine power plants**. Tulsa, Oklahoma: Pennwell Books, 2009.

KIM, D. S.; INFANTE FERREIRA, C. A. Air-cooled LiBr–water absorption *chillers* for solar air conditioning in extremely hot weathers. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 4, p. 1018-1025, abril 2009.

LORA, E.E.S.; NASCIMENTO, M.A.R. **Geração Termelétrica: Planejamento, Projetos e Operação**. Rio de Janeiro, RJ: Interciência, 2004.

LYRA, W.S. da; SILVA, E.C. da; ARAÚJO, M.C.U. de; FRAGOSO, W.D.; VERAS, G. Classificação periódica: um exemplo didático para ensinar análise de componentes principais. **Química Nova**, v. 33, n.7, p. 1594-1597, 2010.

MELINDER, A. **Thermophysical Properties of Aqueous Solutions Used as Secondary Working Fluids**. Thesis (Doctoral of Energy Technology). Estocolmo, SWE: Royal Institute of Technology, 2007. 144 p.

MELINDER, A.; GRANRYD, E. Using property values of aqueous solutions and ice to estimate ice concentrations and enthalpies of ice slurries. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 1, p. 13-19, jan. 2005.

MELINDER, A. **Thermophysical properties of liquid secondary refrigerants – A Critical Review on Literature References and Laboratory Measurements**. Stockholm: KTH:, 1998.

MENDES, J. E. A. **Eficiência energética aplicada na indústria de bebidas em sistemas de refrigeração e ar comprimido: estudo de casos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Guaratinguetá, SP: UNESP, 2014. 141 p.

MERMOND, Y.; FEIDT, M.; MARVILLET, C. Propriétés thermodynamiques et physiques des mélanges de fluides frigorigènes et d'huiles. **International Journal of Refrigeration**, v. 22, p.569-579, 1999.

MILLER, R.; MILLER, M. R. **Air Conditioning and Refrigeration**. USA: McGraw-Hill, 2006.

MISDARIIS, A.; VERMOREL, O.; POINSOT, T. A methodology based on reduced schemes to compute autoignition and propagation in internal combustion engines, **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 35, p. 3001-3008, 2015.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de Termodinâmica para a Engenharia**. 7 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

MOZO, L. M. A. **Otimização da Operação Diesel-Gás em Motores de Combustão Interna utilizando Inteligência Artificial**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Rio de Janeiro, RJ: PUC-Rio. 2009. 153 p.

NETO, J. N. S. **Metodologia para aplicação de Integração Energética numa planta industrial**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Química). Salvador, BA: UFBA. 2005. 72 p.

OECD/IEA. **Power generation from coal: measuring and reporting efficiency performance and CO₂ emissions**, 2010. Disponível em: <https://www.iea.org/ciab/papers/power_generation_from_coal.pdf>. Acesso em: 16 julho 2015.

OLIVEIRA, J.; VALTER, B.; SALLES, J. L. F. Modelagem de Central Termelétrica a Vapor para Simulação Dinâmica. In: **XVII Congresso Brasileiro de Automática**, Juiz de Fora, 2008.

OMOTO, K.; ITO, H. Development of the Lubricating Oil Supply Unit with Self-generating Power Supply. **NTN Technical Review**, v. 80, p.48-51, 2012.

PABST, W.; GREGOROVÁ, E. Effective thermal and thermoelastic properties of alumina, zirconia and alumina– zirconia composite ceramics. **Nova Science Publishers**, p.77-137, 2007.

PALACIOS-BERECHE, R; GONZALES, R.; NEBRA, S. A. Exergy calculation of lithium bromide–water solution and its application in the exergetic evaluation of absorption refrigeration systems LiBr-H₂O. **International Journal of Energy Research**, v. 36, n. 2, p.166-181, 2010.

PARAVIDINO, B. I. **Otimização com evolução diferenciada adaptativa com dupla superfície de resposta do VLP de uma UTE complexa e flexível**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Rio de Janeiro, RJ: UFRJ. 2013. 173 p.

PETROBRAS. **Principais Operações Termelétricas**, 2015. Disponível em: <<http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/principais-operacoes/termeletricas/>>Acesso em: 8 julho 2015.

PINA, H.L.G. Thermodynamic Properties of Water. **Revue Generale de Thermique**, n. 215, nov. 1979.

PINHO, J. C. **O papel da Petrobras como investidor estratégico em termoelectricidade**. Dissertação (Mestrado em Energia). São Paulo, SP: USP. 2004. 134p.

PRAENE, J. P.; MARC, O.; LUCAS, F.; MIRANVILLE, F. Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island. **Applied Energy**, v. 88, n. 3, p. 831-839, mar. 2011.

QUEIROZ, D. F. **Avaliação teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção acoplado a uma unidade de microcogeração**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). João Pessoa, PB: UFPB. 2013. 124 p.

RAJA, A. K.; SRIVASTAVA, A. P; DWIVEDI, M. **Power plant engineering**. 5 ed. New Delhi: New Age International, 2006.

ROCHA, M. A. **Estudo Teórico-Experimental de um Sistema de Refrigeração por Absorção de duplo efeito em série usando o par água/Brometo**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). João Pessoa, PB: UFPB. 2010. 128 p.

RODRÍGUEZ-MUÑOZ, J. L.; BELMAN-FLORES, J. M. Review of diffusion-absorption refrigeration technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 30, p. 145-153, fev. 2014.

ROSS-PINNOCK, D.; MAROPOULOS, P. G. Review of industrial temperature measurement technologies and research priorities for the thermal characterization of the factories of the future. **Journal of Engineering Manufacture**, fev. 2015.

SANTOS, G. J. A. dos. **Simulador interativo da estabilidade de usinas termelétricas de ciclo combinado para projeto, pesquisa e treinamento**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica). Fortaleza, CE: UFCE. 2012. 128 p.

SHIN, Y.; SEO, J. A.; CHO, H. W.; NAM, S. C.; JEONG, J. H.. Simulation of dynamics and control of a double-effect LiBr-H₂O absorption chiller. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 13, p. 2718-2725, set. 2009.

SILVA, A. Aplicação de Fluidos Naturais na Refrigeração de Supermercados: Sistemas Cascata com CO₂/NH₃ – Uso de Fluidos naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado – Ministério do Meio Ambiente-MMA. **Publicação Técnica**, 2011.

SILVA, C. J. C. da. **Otimização dos Sistemas de Refrigeração da Indústria Frisalgados – Fabrico e Distribuição de Produtos Alimentares Ltda**. Dissertação (Mestrado em Inovação e Qualidade na Produção Alimentar). Castelo Branco, PT: Escola Superior Agrária do Instituto Politécnico de Castelo Branco. 2014. 73 p.

SILVA, J. J. S. **Impactos do desenvolvimento do potencial hidroelétrico sobre os ecossistemas aquáticos do Rio Tocantins**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Ambiental). Rio de Janeiro, RJ: UERJ. 2007. 128 p.

SOARES, C.C.P. **Novos Paradigmas para as Técnicas de Representação Gráfica – uma abordagem transdisciplinar entre arte e ciência**. Tese (Doutorado em Engenharia de Produção). Rio de Janeiro, RJ: UFRJ. 2005. 197 p.

SOUSA, B. F. C. R. **Modelagem de um sistema de refrigeração por absorção**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Aveiro, PT: Universidade de Aveiro. 2011. 118 p.

SRIKHIRIN, P.; APHORNROTANA, S.; CHUNGPAIBULPATANA, S. A review of absorption refrigeration technologies. **Renewable and sustainable energy reviews**, v. 5, n. 4, p. 343-372, dez. 2001.

STANFORD III, H. W. **HVAC water chillers and cooling towers: fundamentals, application, and operation**. CRC Press, 2011.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda, 2002. 371 p.

TALBI, M.; AGNEW, B. Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning. **Applied Thermal Engineering**, v. 22, n. 6, p. 693–702, abril 2002.

TEIXEIRA, S. C. **Utilização de análise de componentes principais em séries temporais**. Dissertação (Mestrado de Matemática e Estatística). São Paulo, SP: USP. 2013. 76 p.

VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. 1. ed. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005. 316 p.

VICINI, L. **Análise multivariada da teoria à prática**. Santa Maria, RS: UFSM, CCNE, 2005.

WANG, K., EISELE, M., HWANG, Y., RADERMACHER, R., Review of secondary loop refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 2, p. 212–234, 2010.

WANG, S. K. **Handbook of air conditioning and refrigeration**. cap.14, p. 646, 2001.

WEEDY, B. M.; CORY, B. J.; JENKINS, N.; EKANAYAKE, J. B.; STRBAC, G. **Electric Power Systems**. 5 ed. UK: John Wiley & Sons Ltda. 2012. 512 p.

WOOD, A. J.; WOLLENBERG, B. F. **Power generation, operation and control**. UK: John Wiley & Sons, 2012.

WU, D.W.; WANG, R.Z. Combined cooling, heating and power: a review. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 32, n. 5-6, p. 459-495, 2006.

YU, W.; FRANCE, D. M.; ROUTBORT, J. L.; CHOI, S. U. S. Review and Comparison of Nanofluid Thermal Conductivity and Heat Transfer Enhancements. **Heat Transfer Engineering**, v. 29, n. 5, p. 432-460, 2008.

APÊNDICES

APÊNDICE A

TERMOPE: 1625 MW

Previsão: 4051 MW

- ✓ Sabendo que o Consumo específico médio de Combustível: $0,2535 \frac{kg}{kWh}$
- ✓ Então, o Consumo anual de combustível:

$$0,2535 \frac{kg}{kWh} \cdot 1625000 kW \cdot 24 \frac{h}{d} \cdot 365 \frac{d}{a} = \mathbf{3608572500 \frac{kg}{a} \text{ de combustível}}$$

Sabendo que o Custo Médio de Combustível: $0,147 \frac{US\$}{kg}$

Economia Anual com 66,67% no consumo de combustível:

$$0,6667 \cdot \mathbf{3608572500 \frac{kg}{a}} \cdot 0,147 \frac{US\$}{kg} = \mathbf{353657787 \frac{US\$}{a}}$$

APÊNDICE B

Para realizar a simulação do *chiller*, com base nas condições de queima pelo grupo gerador, utilizou-se os seguintes dados de composição dos gases produtos de combustão a 376,6 °C e 101 bar:

teor de CO₂: 7,1 %
 teor de O₂: 11,1 %
 teor de CO: 0,019 %
 teor de NO_x: 0,09 %
 teor de SO₂: 0,005 %
 teor de N₂: 81,68 %

O que resulta para o combustível a seguinte composição molar, obtida em planilha eletrônica:

$$C_r H_v S_w = C_{33,94} H_{66,04} S_{0,022} \text{ e uma massa molar de } 99,427 \text{ kg/kmol.}$$

Dessa forma, os coeficientes estequiométricos da equação da reação de combustão (Equação 40), por mol do combustível, e respectivas frações molares, determinado em planilha eletrônica são apresentados na Tabela 6:

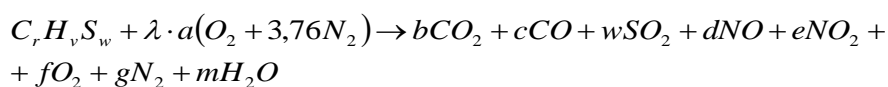


Tabela – Coeficientes estequiométricos da equação da reação de combustão

Coeficiente estequiométrico	Valor	Fração molar da substância
λ	2,0440	-
A	10,6247	-
B	7,1000	0,0664
C	0,0188	0,0002
W	0,0046	0,00004
D	0,0887	0,0008
E	0,0029	0,00003
F	11,1000	0,1038
G	81,6849	0,7639
M	6,9269	0,0648

De posse ainda das seguintes informações:

- vazão mássica de combustível: 13,3875 kg/h
- vazão mássica de ar: 403,2 kg/h

Chega-se a uma vazão mássica de produtos de combustão de 416,5875 kg/h. A estimativa da capacidade calorífica média para essa mistura de gases de 32,29 kJ/(kmol·K) e a massa molar média é de 28,83 kg/kmol, obtendo-se uma capacidade calorífica de 1,12 kJ/(kg·K).

A quantidade de calor disponível para alimentar o trocador de calor de um *chiller* de absorção de LiBr, com base na alimentação do gerador desse *chiller* por meio de água quente é, teoricamente, um máximo de:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T - T_{ref}) = \frac{403,2 \text{ kg}}{3600 \text{ s}} \cdot 1,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (376,6 - 29,0) \text{ K} = 403,6 \text{ kW}$$

O que é suficiente para abastecer o gerador de um *chiller* com um efeito refrigerante de 10,5 kW, e um COP de 1,237; resultando em uma fonte de energia necessária, de apenas, 8,49 kW.