

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE - FURG
CENTRO DE CIÊNCIAS COMPUTACIONAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE COMPUTAÇÃO
CURSO DE MESTRADO EM ENGENHARIA DE COMPUTAÇÃO

Dissertação de Mestrado

**Mapeamento e Otimização Energética na Refinaria de
Petróleo Riograndense.**

Diogo Ortiz Machado

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Computação da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, como requisito parcial para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Computação

Orientador: Prof. Dr. Eder Mateus Gonçalves
Co-orientador: Prof. Dr. Vinicius Menezes de Oliveira
Colaborador: Eng. Luis Carlos Braun Fossati

Rio Grande, 2017

Ficha catalográfica

M149m Machado, Diogo Ortiz.

Mapeamento e otimização energética na Refinaria de Petróleo
Riograndense / Diogo Ortiz Machado. – 2017.
100 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG,
Programa de Pós-graduação em Engenharia de Computação, Rio Grande/RS,
2017.

Orientador: Dr. Eder Mateus Gonçalves.

Coorientador: Dr. Vinicius Menezes de Oliveira.

Colaborador: Eng. Luis Carlos Braun Fossati.

1. Otimização 2. Eficiência Energética 3. Mapeamento 4. Análise
I. Gonçalves, Eder Mateus II. Oliveira, Vinicius Menezes de III. Fossati,
Luis Carlos Braun II. Título.

CDU 536:004

ATA DE SESSÃO DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

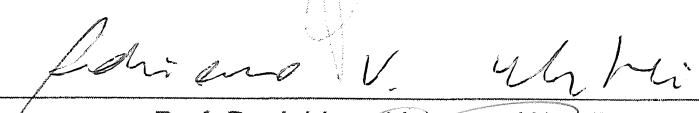
Ata nº ____/2017


Na data de 31 de março de 2017, às 14 horas, ocorreu a Sessão de Defesa de Dissertação de Mestrado de Diogo Ortiz Machado, que apresentou a dissertação intitulada "Mapeamento e otimização energética na Refinaria de Petróleo Riograndense", realizada sob a orientação do Prof. Eder Mateus Nunes Gonçalves. A banca examinadora foi constituída pelos Profs. Dr. Julio Normey Rico (UFSC) e Adriano Velasque Werhli, bem como do Eng. Luiz Carlos Braun Fossati (Refinaria Riograndense), sob a presidência do orientador. Após a apresentação do trabalho, a banca arguiu o candidato e, a seguir, deliberou pela


- (X) aprovação da Dissertação
- () aprovação da Dissertação, sugerindo modificações no texto
- () reprovação da Dissertação

Rio Grande, 31 de março de 2017



Prof. Dr. Julio Normey Rico

Prof. Dr. Adriano Velasque Werhli

Eng. Luiz Carlos Braun Fossati

Prof. Dr. Eder Mateus Nunes Gonçalves
Orientador

*Dedico este trabalho à Fernanda Bratz, à minha família, em especial à minha mãe,
também aos amigos e colegas.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço à Universidade Federal do Rio Grande-FURG e aos Professores e colegas do PPGComp. Aos orientadores Dr. Eder Mateus Nunes Gonçalves e Dr. Vinícius Menezes de Oliveira pela oportunidade e todo o apoio, bem como os membros da banca pelas valiosas contribuições dadas.

A Refinaria de Petróleo Riograndense - RPR, na Figura do Eng. Luis Carlos Braun Fossati, que possibilitou o estudo e uso dos dados aqui repercutidos. E à Juliana Cadaval pela indicação e gentileza quando compartilhei essa ideia de trabalho junto à RPR. Tão importantes também foram as equipes de manutenção elétrica e de instrumentação bem como de operadores das caldeiras e de processo, às quais foram criadas amizades através da convivência, cafés e conversas no início de cada dia de trabalho. Sem essas pessoas, composta por profissionais sempre dispostos a ajudar e que buscam a melhoria contínua, este trabalho seria ainda mais árduo.

Agradeço à minha família que é o porto seguro no qual posso descansar e contar. À minha mãe, Professora Nubiair, que sempre deu suporte e fomentou meu desenvolvimento acadêmico e humano. Ao meu pai, Sr. Vergulino, por oferecer palavras de apoio, estimular o crescimento e acreditar nos sonhos. Aos irmãos Igor Ortiz Machado e Pedro Ortiz Machado pela companhia e apoio incondicional.

Aos colegas do Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul - IFRS - Campus Rio Grande, pelo apoio e auxílio nesta empreitada de trabalhar, estudar, desenvolver e defender essa dissertação. Ao Professor Carlos Rodrigues Rocha pelo comprometimento e esforço despendidos nesse período, também por acreditar na qualificação dos colegas e do Curso Técnico em Automação Industrial.

À Fernanda Bratz pelo companheirismo e compartilhamento de um sonho. Obrigado.

RESUMO

MACHADO, Diogo Ortiz. **Mapeamento e Otimização Energética na Refinaria de Petróleo Riograndense.** 2017. 101 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Computação. Universidade Federal do Rio Grande - FURG, Rio Grande.

Este trabalho empreendeu um projeto com aplicação no sistema de vapor da Refinaria de Petróleo Riograndense, em Rio Grande, RS. Dois objetivos foram definidos: o estudo e mapeamento energético da planta bem como uma análise de melhoria através do desenvolvimento de um modelo e sua otimização com as informações disponíveis.

Por meio de uma imersão ao longo de três meses na planta da Refinaria, o autor entrevistou operadores, coordenadores e buscou dados de engenharia e processo. Tais dados foram considerados condições para qualificar a eficiência operacional da RPR no que tange ao sistema de vapor e propiciaram informações para a definição do problema. Este trabalho apresenta uma revisão bibliográfica acerca dos sistemas de vapor, operações unitárias e equipamentos envolvidos, análise de eficiências, índices e soluções típicas destes sistemas.

Uma segunda parte apresenta o tratamento dos dados da planta através do uso de mapas de correlação, teste de hipótese nula e uso das leis conservativas. A última parte trata da modelagem e otimização utilizadas e considera todos os resultados obtidos na etapa de mapeamento para alcançar um modelo tecnicamente consistente.

Foram realizadas modelagem, simulação e otimização do sistema de distribuição de vapor. O modelo resultou em 32 equações e 52 variáveis oriundas dos balanços de massa e energia, apresentando um erro em torno de 5% na simulação. As otimizações, utilizando o método *Dual Simplex*, resultaram em uma economia de 0,5% na energia útil em relação ao estado atual, o que representa 7 ton/mês de economia de combustível.

Palavras-chave: Otimização, Eficiência Energética, Mapeamento, Análise.

ABSTRACT

MACHADO, Diogo Ortiz. **Riograndense Refinery Energy Analysis and Optimization**. 2017. 101 f. Dissertação (Mestrado) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Computação. Universidade Federal do Rio Grande - FURG, Rio Grande.

The author developed a three month immersion in the refinery plant, conducting interviews with operators, coordinators and gathering data. This data allowed to qualify the refinery steam system operational efficiency in order to define the problem. The work is divided in a literature review of steam/power systems, unitary operations and equipments, efficiency analysis, indexes and typical solutions of this systems.

A second part brings data analysis through correlation maps, p value analysis and conservative laws consistency. The last part discuss the optimization method and consider all results obtained in the process mapping in order to develop a model technically consistent.

Was performed modelling, simulation and optimization of the steam distribution. The model resulted in 32 equations and 52 variables, showing an error of 5% between the empiric and simulated values. The optimizations used Dual Simplex method and the resulted in 0,5% of util fuel heat savings, that represents 7 ton/month of oil.

Keywords: Optimization, Energy efficiency, Mapping, Analysis.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Fluxograma de uma Refinaria de Petróleo	15
Figura 2	Ciclo de Rankine.	18
Figura 3	Fluxograma de equipamentos de ciclo de vapor para geração pura (a) e combinada de calor e eletricidade(b).	19
Figura 4	Esquema de uma caldeira aquatubular.	20
Figura 5	Turbina a vapor.	21
Figura 6	Níveis de vapor por turbina e saídas intermediárias.	22
Figura 7	Distribuição de vapor.	23
Figura 8	Acessórios para distribuição de vapor	24
Figura 9	Trocadores de calor	26
Figura 10	Solubilidade do oxigênio em água	27
Figura 11	Desaerador (a) Detalhe da etapa de desaeração (b)	28
Figura 12	Eficiência Máxima de Ciclos Termodinâmicos	32
Figura 13	As 10 maiores oportunidades de economia de energia em sistemas de vapor	35
Figura 14	Balanco térmico de ciclos de vapor com geração pura (a) vs cogeração (b).	36
Figura 15	Custos da geração de Vapor	38
Figura 16	Recuperação de vapor <i>flash</i>	41
Figura 17	Rotinas de aplicação dos métodos Simplex e Dual Simplex.	44
Figura 18	Fluxograma de Processo do Sistema de Utilidades da RPR.	48
Figura 19	Mapa de correlação das variáveis extraídas de planilhas de produção da RPR. $-1 \leq R \leq 1$	52
Figura 20	Fluxograma de processo do ciclo de cogeração da RPR após considerações	54
Figura 21	Vazões mássicas das caldeiras YB7005 e YB7006.	56
Figura 22	Vazões mássicas da Turbina e da válvula redutora de pressão altíssima - VHP	56
Figura 23	Vazões mássicas da Caldeira YB7005	59
Figura 24	Calores de Combustão da caldeira YB7005	60
Figura 25	Entalpias da caldeira YB7005	60
Figura 26	Perfis de Temperatura de vapor VHP na caldeira YB7005	61
Figura 27	Vazões mássicas da Caldeira YB7006	62
Figura 28	Calores de Combustão da caldeira YB7006	62
Figura 29	Entalpias da caldeira YB7006	63
Figura 30	Perfis de Temperatura de vapor VHP na caldeira YB7006	64

Figura 31	Perfis vazão mássica da Turbina YG7005	65
Figura 32	Perfis de Entalpia específica na Turbina YB7005	65
Figura 33	Perfis de Entalpia na Turbina YB7005	66
Figura 34	Perfis de Entalpia na Turbina YB7005 ampliado	66
Figura 35	Perfis de Potência desenvolvida no sistema turbina-gerador	67
Figura 36	Perfis de Potência desenvolvida no sistema turbina-gerador ampliado	68
Figura 37	Desempenho Calculado da Turbina	69
Figura 38	Fluxograma base para modelagem e otimização após considerações	72
Figura 39	Mapa de Correlação do <i>Cluster 11</i>	90
Figura 40	Mapa de Correlação do <i>Cluster 12</i>	91
Figura 41	Mapa de Correlação do <i>Cluster 13</i>	92
Figura 42	Mapa de Correlação do <i>Cluster 14</i>	93
Figura 43	Mapa de Correlação do <i>Cluster 16</i>	94
Figura 44	Mapa de Correlação do <i>Cluster 31</i>	95
Figura 45	Mapa de Correlação do <i>Cluster 32</i>	96
Figura 46	Mapa de Correlação do <i>Cluster 33</i>	97
Figura 47	Mapa de Correlação do <i>Cluster 34</i>	98
Figura 48	Mapa de Correlação do <i>Cluster 41</i>	99
Figura 49	Mapa de Correlação do <i>Cluster 42</i>	100
Figura 50	Mapa de Correlação do <i>Cluster 51</i>	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Eficiências de sistemas de cogeração.	36
Tabela 2	Oportunidades para economia de água e energia -Tratamento de água.	37
Tabela 3	Oportunidades para economia de água e energia- Práticas operacionais.	39
Tabela 4	Oportunidades para economia de água e energia - Manutenção.	40
Tabela 5	Geração elétrica a carvão e turbina <i>backpressure</i>	42
Tabela 6	Variáveis extraídas das planilhas de produção diária da RPR	50
Tabela 7	Classificação de variáveis	53
Tabela 8	Variáveis conhecidas e desconhecidas do sistema de cogeração da RPR.	55
Tabela 9	Erros médios dos balanços de massas dos sistemas ligados ao <i>VHP</i> <i>Header</i>	57
Tabela 10	Avaliação do processo e resultados da otimização.	77
Tabela 11	Resultado da Otimização energética em base mássica de combustível.	78

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEU	Balanco de Energia Útil
BEN	Balanco de Energético Nacional
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
CONPET	Programa Nacional de Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural
PROESCO	Programa de Apoio a Projetos de Eficiência Energética
PROCEL	Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica
RPR	Refinaria de Petróleo Riograndense
MME	Ministério de Minas e Energia
VHP	<i>Very High Pressure</i> - Altíssima Pressão
HP	<i>High Pressure</i> - Alta Pressão
MP	<i>Medium Pressure</i> - Média Pressão
LP	<i>Low Pressure</i> - Baixa Pressão

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	Sistemas de vapor em refinarias de petróleo	17
2.1.1	Ciclo de Rankine	17
2.1.2	Cogeração	18
2.1.3	Caldeira	19
2.1.4	Turbina	21
2.1.5	Distribuição de vapor	23
2.1.6	Condensador	25
2.1.7	Desaerador	27
2.2	Conceitos Termodinâmicos	29
2.2.1	Leis Termodinâmicas	29
2.2.2	Exergia	33
2.3	Eficiências e Índices	35
2.3.1	Ciclo de Rankine e Cogeração	36
2.3.2	Distribuição de vapor	38
2.3.3	Condensador e Desaerador	41
2.4	Otimização	42
3	MAPEAMENTO	47
3.1	<i>Header</i> VHP	55
3.2	Caldeira YB7005	57
3.3	Caldeira YB7006	62
3.4	Turbina-Gerador YG7005	64
4	MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO	71
4.1	Modelagem	71
4.2	Otimização	74
4.3	Resultados e Discussões	76
5	CONCLUSÕES	80
5.1	Trabalhos Futuros	81
	BIBLIOGRAFIA	83
	ANEXO A - CLUSTERS	89

1 INTRODUÇÃO

O aumento dos estudos acerca da eficiência energética é uma demanda global nascida das necessidades de consumo ambientalmente responsável e, portanto, demonstram preocupação com o uso racional da energia e dos recursos naturais. Além disso, a vantagem econômica através de uma produção otimizada traz competitividade e pode diferenciar uma empresa no mercado. Vários são os trabalhos sobre otimização energética conduzidos por instituições públicas e privadas em diversas áreas, algumas são colocadas a seguir.

A Nota Técnica 16/12 da Empresa de Pesquisas Energéticas - EPE, vinculada ao Ministério de Minas e Energia, possui o objetivo de “apresentar a estimativa dos ganhos de eficiência energética para o horizonte até 2021” (EPE, 2012,p.2). Este documento traz algumas dessas iniciativas como o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), o Programa Nacional de Racionalização do uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural (CONPET), e o Programa de apoio a Projetos de Eficiência Energética (PROESCO). Tal estudo traz também a importância desses programas e a eficiência para a estabilidade da matriz energética brasileira a curto prazo. (STRAPASSON, 2004).

Neste sentido há três formas para se alcançar o aumento da conservação de energia. Os termos *conservação de energia* e *energia conservada* serão utilizados significando o consumo de energia evitado conforme as seguintes formas (EPE,2012):

- 1- Mudanças de padrão tecnológico no uso de energia;
- 2- Mudança da estrutura do sistema consumidor;
- 3- Alterações de padrões/hábitos de consumo.

Diante deste cenário de busca pelo aumento da conservação de energia e a oportunidade criada pelo termo de cooperação assinado entre a Universidade Federal do Rio Grande - FURG e pela Refinaria de Petróleo Riograndense - RPR, o presente trabalho desenvolve um mapeamento e avaliação de possibilidades de aumento da conservação de energia na planta da Refinaria.

A planta da Refinaria de Petróleo Riograndense foi pioneira no Brasil, tendo sido construída em 1937, na cidade do Rio Grande, no Rio Grande do Sul, sendo na época denominada Refinaria de Petróleo Ipiranga. Após algum tempo, a Refinaria começou a

fabricar solventes e solventes especiais. Em 1997, a Refinaria atualizou seu parque fabril, que operava há 45 anos, aumentando sua capacidade e modificando seu perfil de produção. Em 2001, a Refinaria aumentou novamente sua capacidade para 17000 barris/dia. Em 2007, a Refinaria Ipiranga foi adquirida pela Petrobrás, Ultrapar e Braskem. Em 2009, a Refinaria passou a ser chamada de Refinaria de Petróleo Riograndense S/A. (RPR. Em: <<http://www.refinariariograndense.com.br/site/Pages/refinaria/historia/historia.aspx>> Acesso em: 25 de julho de 2016)

Devido à natureza deste empreendimento e de condições políticas e econômicas, vários projetos de ampliação e adequação foram feitos ao longo dos anos, resultando em um planta flexível em relação à matéria prima que pode ser processada. Conforme exposto, um novo paradigma de eficiência energética começou a ser implantado conforme as políticas e elevados custos energéticos atuais. Assim, um estudo de melhorias para economia energética no processo produtivo apresenta um potencial de pesquisa aplicada. Para quantificar este potencial, uma revisão no estado da indústria nacional é desenvolvida a seguir.

Uma noção global do potencial de um projeto de eficiência energética pode ser quantificado com o uso de alguns indicadores e tendências históricas. O Balanço Energético Nacional (BEN), realizado anualmente e o Balanço de Energia Útil (BEU), realizado a cada 10 anos, proporcionam padrões e índices globais no Brasil e que serão utilizados na análise do potencial de economia energética na Refinaria de Petróleo Riograndense (RPR).O último BEN, realizado em 2015 tendo como ano base 2014, coloca que:

O Balanço de Energia Útil é um estudo que permite processar as informações setoriais do Balanço Energético Nacional (BEN), de consumo de energia, para obter estimativas da Energia Final destinada aos Usos Finais...(MME,2015,p.197)

Tais usos finais são definidos como Força Motriz, Calor de Processo, Aquecimento Direto, Refrigeração, Iluminação, Eletroquímica e Outros Usos. A metodologia do BEU estima a Energia Útil a partir do primeiro processo de transformação energética. Assim, é importante salientar algumas definições como: Energia Primária, Energia Secundária, Energia Útil, Centros de transformação e Equipamentos de Usos Finais.

O BEN (MME, 2015) define como Energia Primária os “produtos energéticos providos pela natureza em sua forma direta” como petróleo, carvão, resíduos animais e energia solar, por exemplo. Energia Secundária é definida como os “produtos energéticos resultantes dos diferentes centros de transformação” como o óleo diesel, gasolina, gás, eletricidade, álcool etílico, entre outros. Os centros de transformação são onde “a energia que entra se transforma em uma ou mais formas de energia secundária com suas correspondentes perdas de transformação”, por exemplo, as hidrelétricas, refinarias de petróleo, parques eólicos e plantas de biodiesel. A Energia Útil é destinada aos usos finais, sendo utilizada por equipamentos finais como motores elétricos, caldeiras, fornos, motores de combustão interna e compressores.

Pode-se classificar, portanto, que a RPR é um centro de transformação que utiliza fontes de energia secundária (eletricidade, óleo e gás) para usos finais como Força Motriz e Calor de Processo através de equipamentos como motores elétricos e caldeiras. O objetivo do processo produtivo é transformar a energia primária, contida quimicamente em uma mistura chamada petróleo, em energia secundária, isto é, frações com maior valor agregado e com características físico-químicas adequadas para cada aplicação nos seus usos finais.

O processo produtivo resumido de uma refinaria de petróleo é colocado na Figura 1:

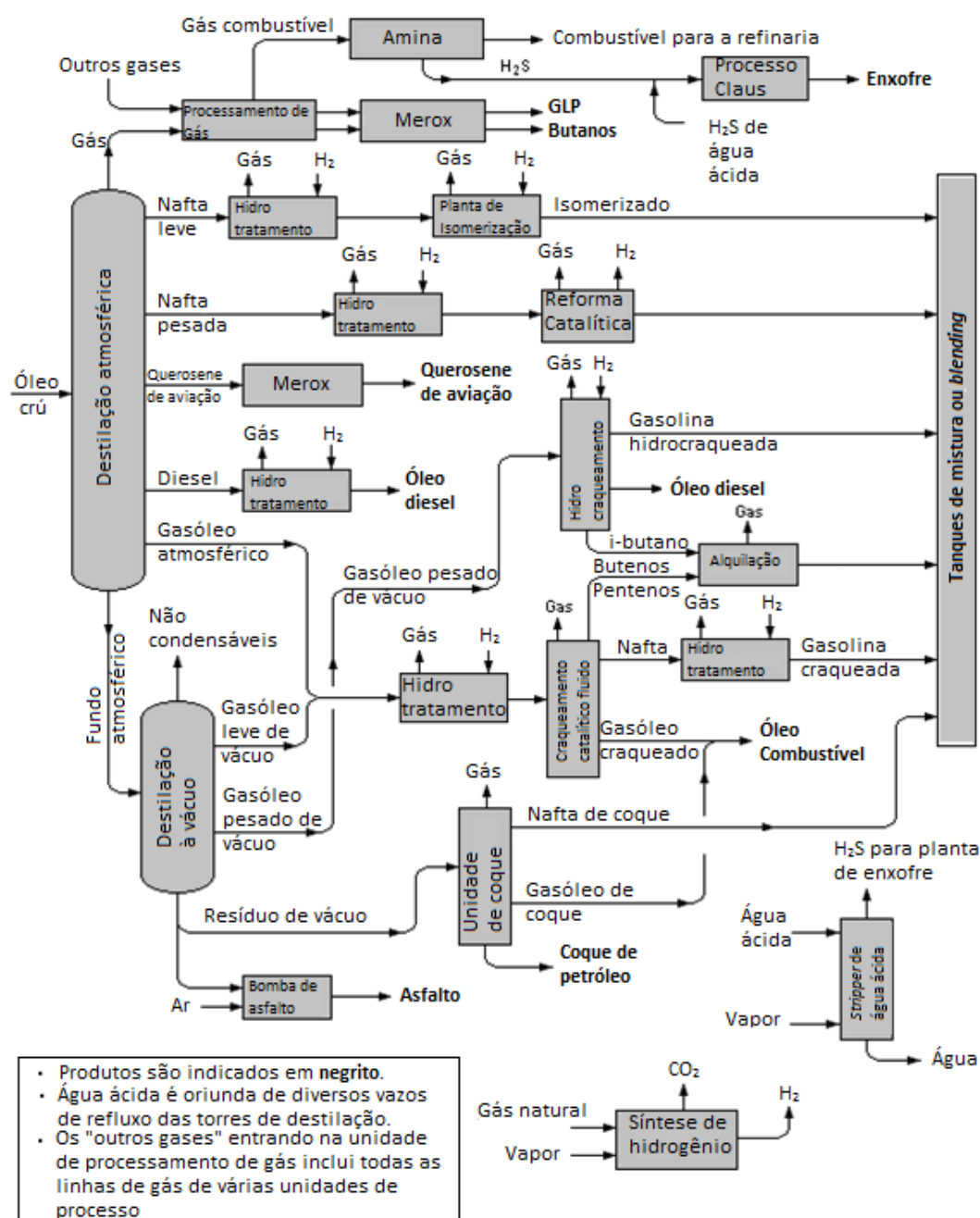


Figura 1: Fluxograma de uma Refinaria de Petróleo (modificado). *Fonte:* Milton R. Beychok. Disponível em: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:RefineryFlow.png>

Fica evidente a complexidade do processamento deste petróleo, onde as operações unitárias centrais são a destilação atmosférica e à vácuo. Não menos importante são as unidades de Tancagem, Dessulfurização, Craqueamento Catalítico, Processamento de gás, Hidrotratamento, Tratamento Merox, e ainda a mistura ou *blending*, que são processos para a adequação do produto final e especificação de combustíveis ou óleos para o transporte e comercialização. (SZKLO, A. S. et ULLER, V. C., 2008)

Além destes processos, enquanto centro de transformação, a Refinaria possui processos auxiliares, que são responsáveis por fornecer insumos às operações já citadas. Os sistemas de utilidades são essenciais para o processo produtivo, sendo responsáveis pela geração e transmissão de vapor para aquecimento e força motriz, geração e transmissão de ar comprimido para a instrumentação, pelo tratamento de água de caldeira, tratamento de efluentes, distribuição de gás e óleo combustível para queima, distribuição de água para resfriamento e emergência.

Durante o período de abril a julho de 2016 foi realizado um estudo *in loco* da estrutura da planta da RPR, com coleta de informações junto à equipe técnica e de históricos disponíveis para análise. De posse destes dados, na complexidade da planta e alinhado com o termo de sigilo de informação, foi definido que o escopo do mapeamento e estudos deste trabalho se concentrará no ponto de operação em regime permanente do sistema de utilidades, mais especificamente no sistema de vapor da refinaria.

É neste cenário político, econômico e técnico que este trabalho foi empreendido com o objetivo de **Estudar, identificar e avaliar energeticamente, o sistema de vapor da RPR desenvolvendo um programa computacional para otimização da planta.** Os objetivos específicos são:

1. Estudo e mapeamento do sistema de utilidades da planta da refinaria;
2. Definição do problema com maior potencial de ganhos, aplicabilidade e estudo acadêmico.
3. Desenvolvimento do modelo e otimizador customizado para análise do sistema de utilidades.

O desenvolvimento desta dissertação está dividida em cinco partes. Na primeira parte foi feita uma introdução, a segunda parte discorre acerca de sistemas de vapor, conceitos termodinâmicos, eficiências e índices dos sistemas em estudo. No terceiro capítulo é realizado a definição do problema através de um mapeamento com base nos dados obtido junto à RPR e na quarta parte são criados o modelo e a análise de otimização de dois cenários. Por fim, são apresentados os resultados e discussões no capítulo cinco e são sugeridos alguns assuntos para trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Sistemas de vapor em refinarias de petróleo

Os sistemas de vapor de refinarias possuem basicamente duas funções: uma é o aquecimento de processos e a outra é a realização de trabalho. Através da queima de combustível e geração de vapor supersaturado por uma caldeira é possível transportar energia. Esta energia, quantificada pela entalpia do vapor, pode ser utilizada para o aquecimento, destilação, separação, atomização de combustível em fornos, etc. Outra utilização deste vapor pode ser a geração de trabalho com a utilização de máquinas movidas a vapor, por exemplo, turbinas.

Existem basicamente dois ciclos termodinâmicos utilizados para estes fins. Um deles é o ciclo de Rankine e o outro é o ciclo de Brayton. O ciclo de Rankine é o modelo amplamente aceito para representar uma unidade motora simples a vapor, enquanto o ciclo de Brayton utiliza gases para a geração desse trabalho. A seguir serão descritos algumas operações unitárias presentes no ciclo de Rankine e seu funcionamento global.

2.1.1 Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine é descrito por Borgnakke e Sonntag (2009) conforme a Figura 2

- 1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível, na bomba.
- 2-3 Transferência de calor a pressão constante, na caldeira.
- 3-4: Expansão adiabática reversível, na turbina a vapor.
- 4-1: Transferência de calor a pressão constante, no condensador.

Podemos avaliar estas etapas conforme a figura abaixo:

São expostos na Figura 2a os equipamentos utilizados para executar as diferentes etapas termodinâmicas e na figura 2b é mostrado o ciclo termodinâmico no diagrama temperatura-entropia. É possível avaliarmos as etapas físicas existentes neste ciclo onde Q_{23} representa a transferência isobárica de calor iniciando na queima de um combustível

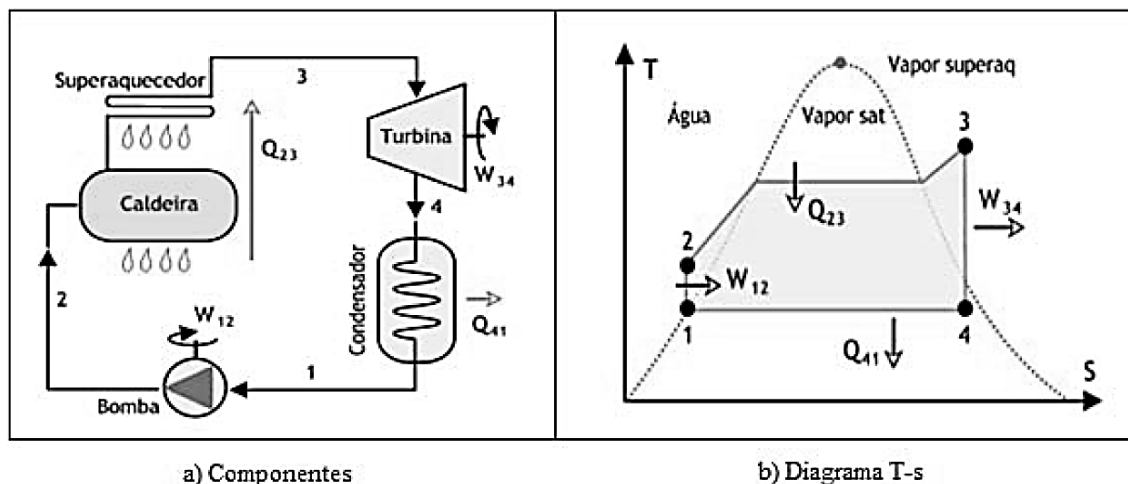


Figura 2: Ciclo de Rankine. *Fonte:* Soares, 2007 Apud Fonseca, 2013

e terminando na água que flui na caldeira. Nesta etapa a água é evaporada até ficar saturada, este vapor passa então através de um superaquecedor para ficar supersaturado, chamando-se vapor seco. Diversos tipos de caldeiras são comercializados, variando seus custos e variáveis de projeto em função da demanda e usos finais de vapor, sendo as caldeiras divididas em aquatubulares e flamotubulares. W_{34} é o trabalho realizado por uma turbina através da expansão adiabática do vapor. Esta etapa depende muito do princípio de funcionamento de diferentes turbinas. A condensação desse vapor no interior da turbina pode acarretar problemas graves caso esta não seja projetada para este funcionamento. Q_{41} é o calor rejeitado pelo condensador. Esta etapa ocorre através de trocadores de calor de diferentes tipos e formatos, desde o fluido de resfriamento até os tipos de contatos deste fluidos. Um desaerador também é utilizado nesta etapa a fim de manter a qualidade da água e manter a integridade do sistema de vapor. Por fim, W_{12} é o trabalho adicionado no bombeamento adiabático de volta para a caldeira onde o ciclo recomeça.

Tipicamente a eficiência termodinâmica deste sistema é avaliada através da entalpia das diferentes etapas, bem como análise exérgica, a mesma será discutida na seção 2.2.2. O ciclo de Rankine é utilizado na geração de energia elétrica em termoelétricas. Em indústrias que possuem demanda de energia e também necessidade de aquecimento de processos é utilizado um ciclo chamado de cogeração.

2.1.2 Cogeração

A cogeração é uma tendência mundial (GUERRA, 2014), possibilita tanto a geração de energia elétrica quanto a geração de fluidos para aquecimento de processos em proporções diferentes e com uma eficiência maior. De acordo com Barja (2006) a cogeração é definida como o “... suprimento das demandas a partir de uma única fonte primária, na produção simultânea de energia térmica e eletromecânica”. O uso desse conceito é tendência em função das demandas variáveis de mercado, com a possibilidade de

venda de energia gerada excedente para a empresa concessionária. A discussão acerca dos índices e rendimentos típicos do ciclo de Rankine e ciclo com cogeração serão discutidos na seção 2.3.1

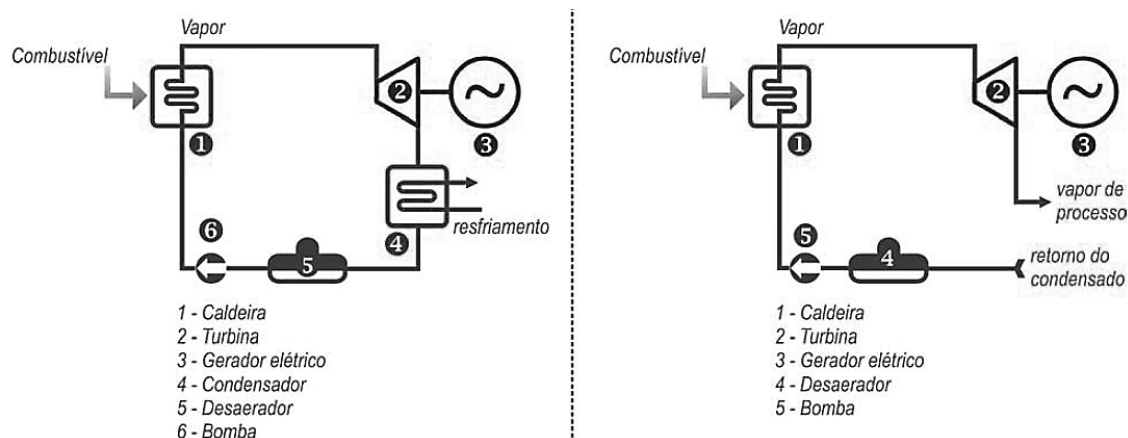


Figura 3: Fonte: Barja, 2006, pg. 14

2.1.3 Caldeira

A Norma Regulamentadora 13 (MTE, 2014) coloca que caldeiras a vapor “são equipamentos destinados a produzir e acumular vapor sob pressão superior à atmosférica, utilizando qualquer fonte de energia”. A NR 13 ainda classifica as caldeiras em categorias A, B e C por níveis de pressão, onde as pressões de operação são maiores que $19,98 \text{ kgf/cm}^2$, sem classificação e maior que $5,99 \text{ kgf/cm}^2$ respectivamente. Entretanto, segundo a norma norte americana, *ASME - Boiler and Pressure Vessel Code*, os níveis de pressão são divididos em baixa pressão, até 15 psi ($1,05 \text{ kgf/cm}^2$), e alta pressão, maiores de 160 psi ($11,05 \text{ kgf/cm}^2$). Segundo Bega (2003) as caldeiras podem ser classificadas em:

Caldeira aquatubular: Neste tipo, a água a ser vaporizada circula no interior de tubos e os produtos de combustão pelo exterior deles. Possui maior rendimento e produção de vapor devido a sua maior superfície de aquecimento. É composta pelo tubulão de água inferior e superior. A função do tubulão inferior é ligar os tubos da caldeira e possibilitar a recirculação de água, bem como acumular lama formada pelas reações que ocorrem na água da caldeira. E a função do tubulão superior é separar a água do vapor, ambos saturados. O tubulão superior ainda é equipado com uma purga de descarga, tipicamente chamada de *blowdown*, onde periodicamente são eliminados sólidos e impurezas que de outra forma iriam aumentar a concentração de íons provenientes dos aditivos de água da caldeira e diminuir a eficiência da mesma. Logo, o *blowdown* é uma oportunidade para recuperar o calor desperdiçado neste procedimento necessário para a manutenção da água da caldeira.

A Figura 4 representa as principais partes deste tipo de caldeira.

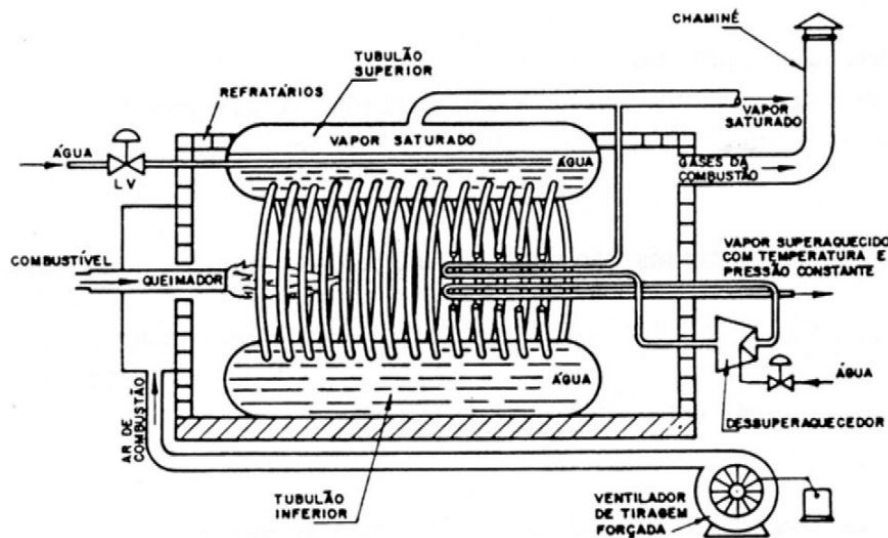


Figura 4: Fonte: Bega, 2003, pg.38

Os economizadores têm a finalidade de aquecer a água de alimentação da caldeira e, assim, economizar combustível. São constituídos de tubos para troca térmica localizados na chaminé, onde os gases da combustão passam por fim. O superaquecedor é destinado a aumentar a temperatura do vapor saturado, tornando este mais seco. São constituídos de tubos para troca térmica que aproveitam os gases da combustão para dar o devido aquecimento ao vapor saturado, transformando-o em vapor superaquecido.

Os pré-aquecedores de ar são equipamentos que elevam a temperatura do ar antes da entrada no queimador, sua instalação melhora a eficiência da caldeira pelo aumento da temperatura na câmara de combustão. Os queimadores são equipamentos projetados para promover a atomização e, portanto, a melhor queima dos combustíveis na câmara de combustão. Outros acessórios como sopradores de fuligem, válvulas de segurança, instrumentação, e sistemas de controle de água de alimentação também são tipicamente utilizados.

Caldeira flamotubular: Os produtos de combustão circulam pelo interior dos tubos, que ficam imersos na água a ser vaporizada. Possuem baixo rendimento térmico, ocupam grande espaço, e devido à sua simplicidade geralmente são utilizadas em pequenas instalações industriais. Possuem características construtivas verticais e horizontais, onde as verticais são utilizadas com combustíveis com baixo poder calorífico. As caldeiras do tipo flamotubulares horizontais são as mais difundidas, podendo ainda ser classificadas quanto ao número e a geometria dos tubulões internos no tipo Cornuália, Lancaster, Multitubular, Locomóvel e Escocesa .

O sistema caldeira-turbina é parte central da geração de energia elétrica, e por isso historicamente são desenvolvidos inúmeros estudos para aumento de eficiência, diminuição de impactos ambientais e segurança. Três caldeiras são utilizadas no sítio da RPR, to-

das são do tipo aquatubular, duas operando a 60 kgf/cm^2 , ainda possuindo uma extra em modo de espera que opera à 15 kgf/cm^2 . A caldeira é o equipamento que fornece o vapor necessário para o desenvolvimento de movimento na turbina e subsequentemente o trabalho mecânico necessário para a geração de eletricidade, além de, no caso da cogeração, fornecimento de energia térmica. Na próxima seção serão tratadas algumas peculiaridades e aspectos construtivos de turbinas.

2.1.4 Turbina

Turbinas são motores rotativos que convertem energia contida na altura de água (turbina hidráulica), no vapor (turbinas a vapor), ou gás (turbinas a gás) em energia mecânica.

Turbinas à vapor são máquinas térmicas rotativas que, no contexto desse trabalho, convertem a entalpia do vapor em energia mecânica e subsequentemente em elétrica. Esta conversão é realizada através de uma etapa intermediária que é a expansão deste vapor através de aletas de um rotor no interior da turbina. Esta expansão determina a energia cinética que irá movimentar o rotor e assim gerar trabalho. É exposto na Figura 5 uma turbina de vapor e os perfis de entalpia, velocidade do vapor (energia cinética) e pressão.

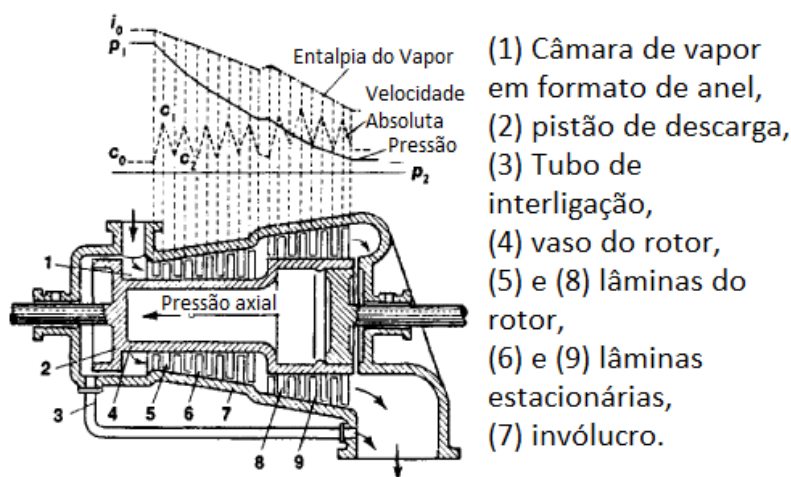


Figura 5: (modificado) Fonte: *McGraw-Hill Concise Encyclopedia of Engineering*, <http://encyclopedia2.thefreedictionary.com/Steam+Turbine>

Em uma turbina a vapor, para se aumentar a velocidade do escoamento faz-se uso de expansores, que consiste na diminuição da área de passagem do fluxo, acarretando aumento de energia cinética no volume específico do vapor e diminuindo a pressão, a temperatura e a entalpia. Nesta segunda etapa de transformação de energia cinética para trabalho mecânico, dois princípios de funcionamento podem ser utilizados: Ação ou Reação. Estas classificações levam em consideração o que estabelece a mecânica clássica e trata a forma com que as forças exercidas pelo vapor irão movimentar o rotor.

Outra classificação muito comum nas turbinas é quanto ao descarte de vapor, podendo ser turbinas de contrapressão, de condensação e de escape livre. Nas turbinas de

condensação o vapor é conduzido a um condensador, em plantas termoelétricas com a geração de vapor especial para a turbina, o tipo de turbina utilizada é a de condensação (Figura 3 (a)). Nas turbinas de escape livre, o vapor é conduzido diretamente para a atmosfera. Nas turbinas de contrapressão o vapor de escape (Figura 3 (b)) é conduzido a dispositivos especiais para sua utilização, por exemplo trocadores de calor. Neste tipo de turbina a pressão do vapor de escape é sensivelmente superior à atmosférica. (MORAN et SHAPIRO, 2008)

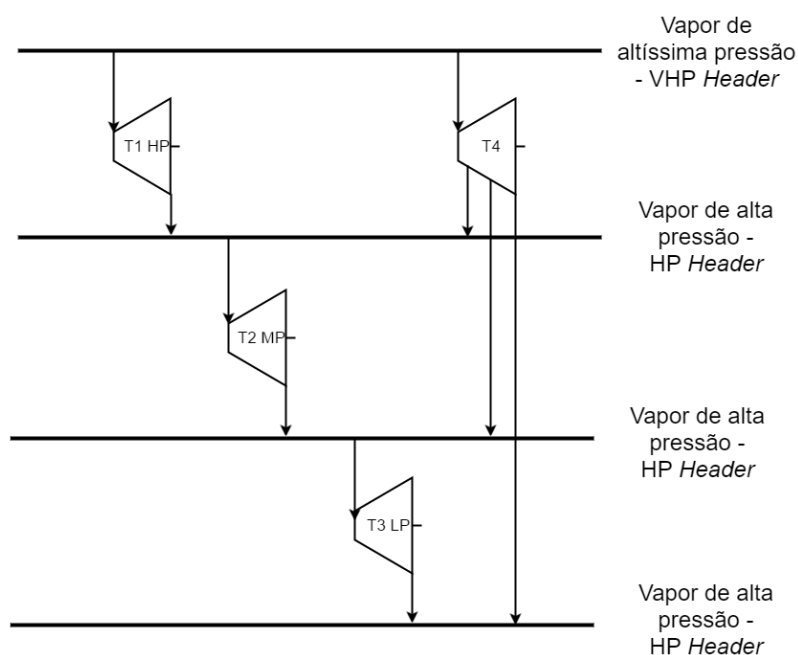


Figura 6: Níveis de vapor por turbina e saídas intermediárias.

Através da Figura 6 é possível perceber as diferentes combinações entre diferentes níveis de pressão das turbinas de contrapressão na sua saída ou exausto e os *headers* de diferentes níveis de pressão. Além disto a Turbina 4 (T4), classificada como turbina de extração, possui a possibilidade de retirar diferentes frações de pressões tanto alta, quanto média e baixa, adicionando mais alguns graus de liberdade em detrimento da eficiência da máquina. A RPR possui uma turbina que trabalha com pressão de alimentação de 60 kgf/cm^2 , possuindo a possibilidade de variar a relação de vapor de pressão média de 15 kgf/cm^2 e exausto de $3,5 \text{ kgf/cm}^2$.

Em plantas que utilizam cogeração, como na RPR, a distribuição de vapor é diferenciada, ainda mais tendo em vista a capacidade de retirar vapor em diferentes estágios da turbina bem como a necessidade de aquecimento. Isso possibilita vapor em diferentes estados, isto é, pressões e temperaturas, suprimindo a necessidade de diferentes linhas de distribuição (*headers*) de vapor para diferentes necessidades energéticas.

2.1.5 Distribuição de vapor

A distribuição de vapor em uma refinaria de petróleo com cogeração pode ser dividida em diferentes níveis de pressão, por exemplo, alta, média e baixa. O sistema de distribuição de vapor consiste nas tubulações e acessórios utilizados para manter o funcionamento das linhas, por isso, o correto dimensionamento das tubulações e o isolamento térmico apropriado é de importância à eficiência do ciclo como um todo. Não obstante, operações como a mudança no fornecimento entre os diferentes níveis de pressão de vapor em função da demanda, e por subseqüente, a regulagem de temperatura, o controle da pressão nas linhas de alimentação - *headers*, e purgas, também afetam a eficiência térmica através da mudança nos balanços de energia e matéria do circuito de vapor.

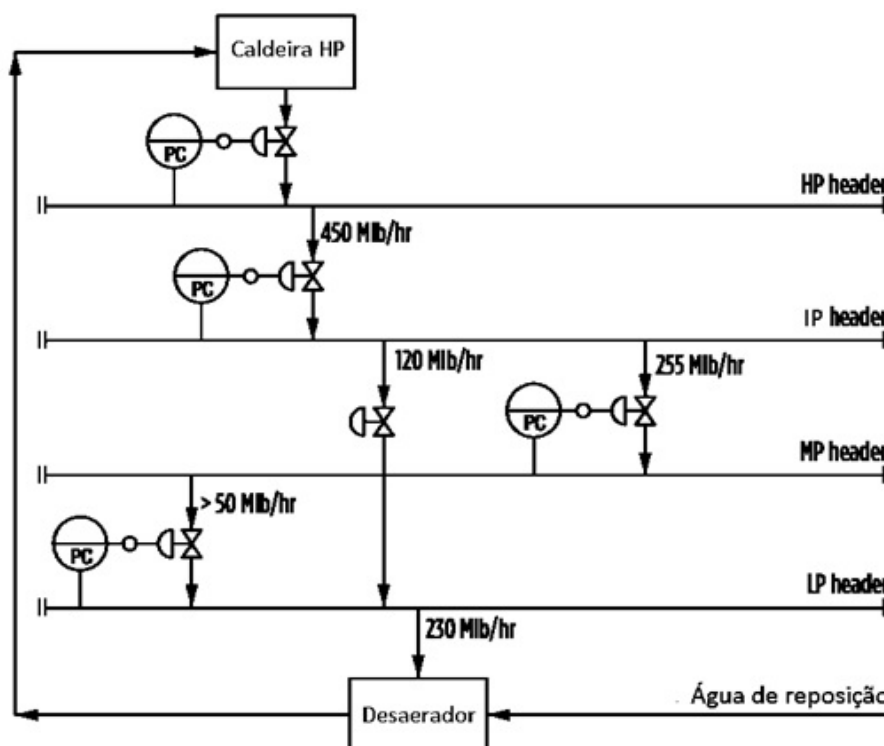


Figura 7: Fonte: Pelham, 2013, pg. H-81 (modificado)

Um exemplo típico de um sistema de distribuição de vapor é mostrado na Figura 7, onde *HP boiler* significa *High Pressure Boiler*. As linhas de distribuição ou *headers* também são divididas em HP, IP, MP, LP isto é, linhas de distribuição de alta, intermediária, média e baixa pressão. Depois dos limites das linhas na Figura 7 ficam os consumidores desse vapor, e também, a linha de alimentação de água tratada ou *softened water* no desaerador.

As tubulações de distribuição possuem diversos comprimentos podendo chegar a quilômetros. Portanto, as condições climáticas afetam de maneira representativa a condensação deste vapor nas tubulações fazendo com que haja duas fases no escoamento. Este efeito não é desejável uma vez que golpes de aríetes podem ocorrer, tra-

zendo prejuízos em elementos primários de medição, válvulas, juntas e tubulações. Este golpe nada mais é do que a aceleração da fase líquida nas tubulações acarretando danos relacionados ao impacto deste líquido em equipamentos instalados nos dutos. Para evitar o acúmulo de condensado em linhas de vapor são utilizados sistemas de drenagem chamados purgas, além disto, diversas outras já citadas iniciativas devem ser tomadas para garantir a alimentação apenas de vapor nas derivações dos *headers*. Na Figura 8 são mostrados alguns dos equipamentos utilizados para estes fins.

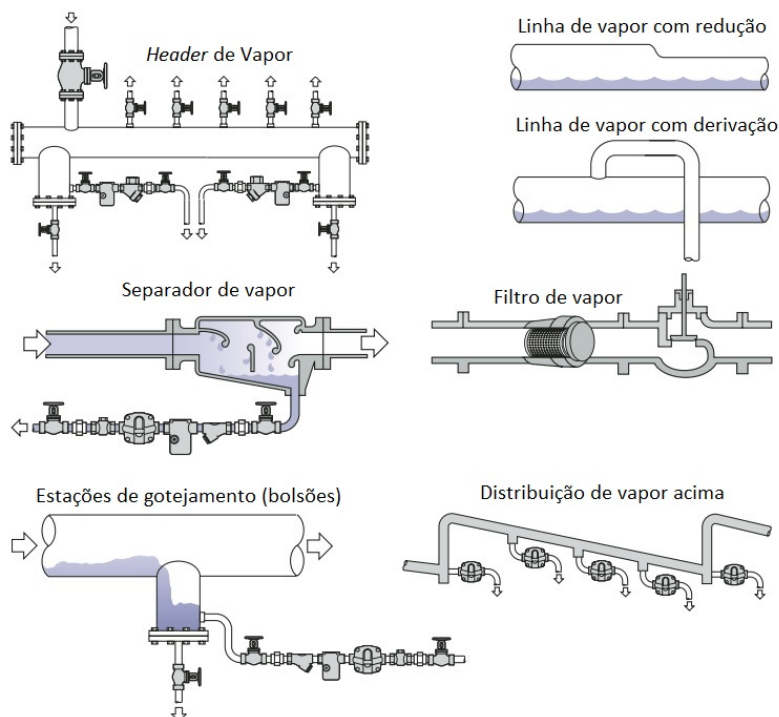


Figura 8: (modificado). *Fonte:* Spirax Sarco, 2004, pg.15.

Pode-se observar a instrumentação instalada para a distribuição de vapor nos *headers*, com detalhes nos posicionamentos de tomadas de vapor sempre no topo enquanto que o dreno e purga sempre colocados na base do tubo. Outros acessórios como separadores são utilizados para condensar vapor saturado, estações de gotejamento para retirada de volumes maiores de condensado acumulado. Cuidados de diminuição de seção de tubulação de vapor devem ser tomados através de redutores excêntricos, além disso, a instalação de filtros evita que partículas danifiquem equipamentos como válvulas. Por fim, é mostrado uma sequência de instalação para elevar vapor a diferentes níveis. Outro aspecto importante e que afeta o equilíbrio de condensado/vapor é a perda de calor da tubulação com o meio.

Caso as linhas de vapor não estejam termicamente isoladas, uma maior quantidade de vapor será condensada na linha e, portanto, uma maior frequência de purga será necessária para a manutenção das linhas de vapor. Isso é indesejável, uma vez que este con-

densado possui energia útil e será liberado para a atmosfera. Esta liberação ocorre com a vaporização imediata do condensado devido à diferença de pressão entre a tubulação e o ambiente. Este efeito é chamado de *flashing*. Cada *header* com diferentes pressões acarreta diferentes conteúdos energéticos desperdiçados.

A RPR possui 4 *headers* de vapor com níveis de pressão de 60 kgf/cm^2 , 15 kgf/cm^2 , $3,5 \text{ kgf/cm}^2$ e $0,5 \text{ kgf/cm}^2$, a última chamada linha de exausto. Além de possuir válvulas rebaixadoras de pressão, conforme as válvulas controladoras de pressão (PC) indicadas na Figura 7, possui ainda dessuperaquecedores que são injeções de água tratada para regular a temperatura de cada *header*.

Uma vez utilizado para aquecimento ou realização de trabalho, o vapor é enviado para a etapa de condensação do Ciclo de Rankine. Além disto, as linhas de condensado e sistemas de recuperação de vapor também são ligadas aos sistemas de condensação e desaeração da malha que serão apresentados a seguir.

2.1.6 Condensador

Um condensador nada mais é que um trocador de calor com mudança de fase. Trocadores de calor são, de maneira geral, vasos industriais que propiciam a transferência de calor entre fluidos tendo como base a segunda lei da termodinâmica. Logo, fluidos podem ser aquecidos ou resfriados, e em função da diferença de temperatura entre os mesmos e características dos materiais utilizados o calor pode fluir da temperatura maior para a menor. (HEWITT, SHIRESS et BOTT, 1994)

Algumas classificações utilizadas para projeto e desenvolvimento de trocadores de calor são:

1. Trocadores de recuperação/regeneração: é o trocador de calor convencional, onde ocorre a transferência de calor entre dois fluidos, onde a linha fria recupera calor da linha quente. Esta troca térmica é contínua podendo ocorrer através de limites físicos (paredes) ou com contato direto dos fluidos. Na configuração de regenerador, a transferência de calor ocorre com a utilização de um corpo que absorve esta energia e então flui entre as fontes frias e quentes.
2. Contato direto/ com paredes: Trocadores que trabalham com contato direto propiciam a mistura física dos componentes da troca térmica. Uma interface é formada e o calor é trocado, este tipo de trocador funciona com misturas imiscíveis, gás/líquido ou líquido sólido. Os trocadores de calor que utilizam paredes segregam os dois fluidos envolvidos na troca térmica. Esta troca ocorre através das paredes, onde possuem grande importância no projeto deste tipo de equipamento.
3. Uma fase/ duas fases: Trocadores de calor podem propiciar a mudança de fase dos fluidos envolvidos nesta operação. Condensação ou evaporação trazem complexidades e variabilidade acarretando maior grau de liberdade para a fase de projeto.

Em sistemas de geração de vapor estes conhecimentos são imprescindíveis tendo em vista um grande consumo energético e as mudanças de fases necessárias conforme exposto no ciclo de Rankine.

4. Geometria: Diversos formatos e tamanhos são desenvolvidos para cada aplicação. Esta classificação depende da função e desempenhos requeridos do equipamento. Nos trocadores com paredes, os principais limites e formatos são de tubo, de placas e de superfícies especializadas.

Na Figura 9 são expostos alguns modelos de trocadores de calor. Plantas ter-

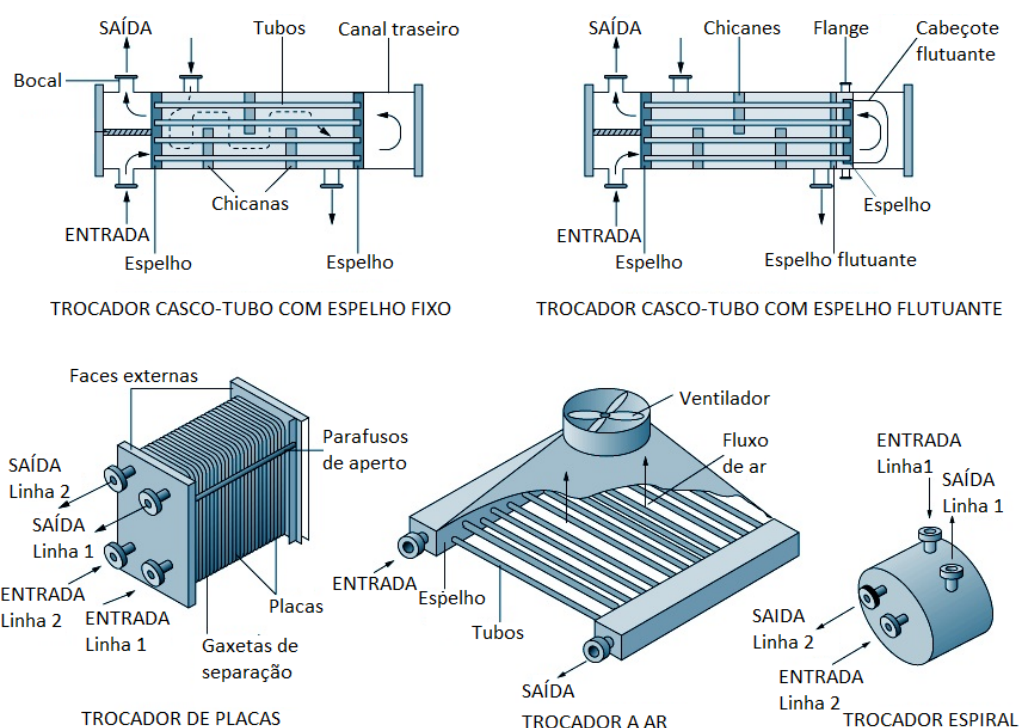


Figura 9: Trocadores de calor (modificado). Fonte:Stellman and McCann, 1998, <http://www.iloencyclopaedia.org/?Itemid=1181>

moelétricas típicas utilizam as torres de resfriamento como operação unitária destinada à condensação do vapor. Entretanto, o sistema utilizado na RPR faz uso de um condensador a ar com utilização de ventilação e trocadores com aletas como o *Air cooled Exchanger* mostrado na Figura 9. Neste caso, a linha de vapor exausto é elevada até a altura máxima do prédio condensador onde em contato com aletas e através da troca forçada com o ar liquefaz o vapor o qual é recolhido no tanque de condensado. Após esta etapa, o condensado reciclado é misturado com água tratada para compensar perdas de vapor no processo e das purgas. O equipamento que pode ser utilizado para esta mistura bem como para o fim do tratamento da água de caldeira é chamado de desaerador e será discutido a seguir.

2.1.7 Desaerador

Para o correto funcionamento do sistema de vapor é necessário o tratamento da água que será utilizada na caldeira e subseqüentes equipamentos relacionados. Aditivos e sequestrantes de diversos íons e gases são adicionados para evitar que haja: acúmulo nas paredes da caldeira, diminuição na qualidade do vapor, alteração no equilíbrio líquido-vapor, aumento na frequência de purga, danos às palhetas da turbina, formação de acúmulos de sais na distribuição de vapor, etc. (NALCO,2009)

Uma destas etapas é a desaeração, a qual é definida como a remoção de oxigênio solubilizado na água. Esta extração é importante uma vez que o oxigênio é responsável pela corrosão e pode danificar inúmeros componentes do sistema de vapor. A utilização de desaeradores faz uso da variação da solubilidade do oxigênio em água em diferentes pressões e temperaturas conforme a Figura 10.

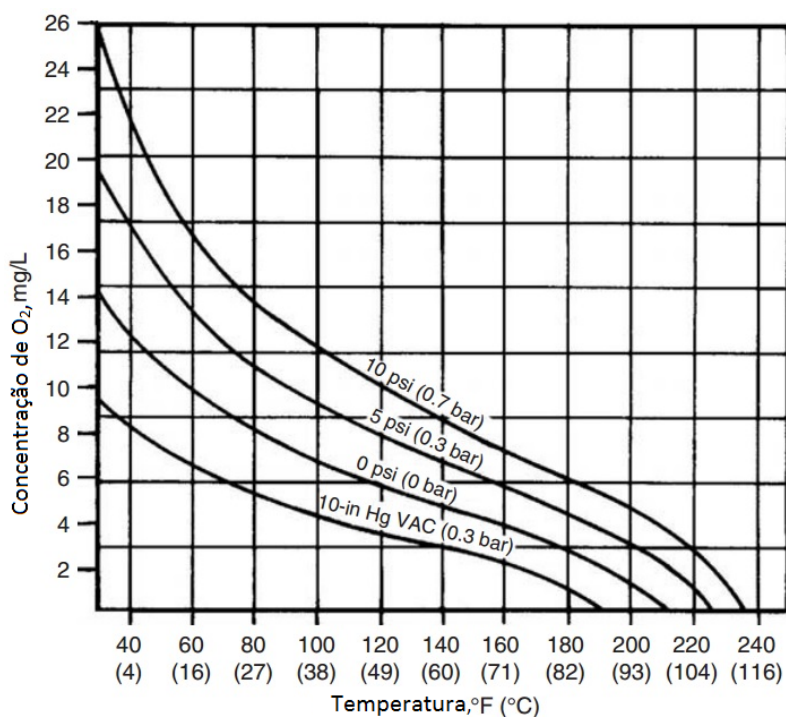


Figura 10: Solubilidade do oxigênio em água (modificado). *Fonte:* Flynn, 2009, pg. 10.6.

Através dos perfis de concentração é evidenciada sua variação positiva com o aumento da pressão e variação negativa em relação à temperatura. O equipamento projetado para retirada de gases do vapor é chamado desaerador e utiliza vapor em contracorrente para retirar o oxigênio em função da temperatura do vapor injetado. Um estudo acerca deste objetivo é feito por Almeida (2014) em uma indústria de celulose onde expõe a corrosão como principal dano provocado pela concentração elevada de oxigênio indicando diferentes tipos de desaeradores para a remoção do gás. Os desaeradores podem ser do tipo de pratos ou spray, sendo que o instalado na RPR é do tipo spray. Um esquemático do

funcionamento deste equipamento é colocado na Figura 11

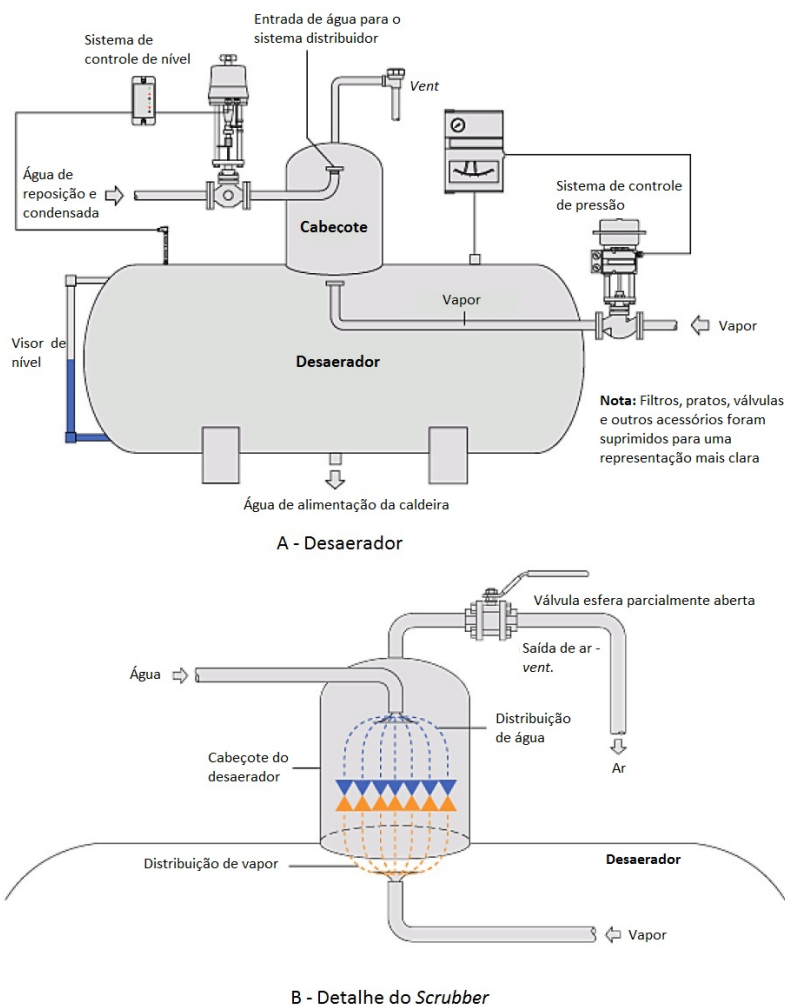


Figura 11: Desaerador (a) Detalhe da etapa de desaeração (b) (modificado). Retirado de *Fonte: Spirax Sarco, 2016, <http://www.spiraxsarco.com/resources/pages/steam-engineering-tutorials/the-boiler-house/pressurised-deaerators.aspx>*

Nesta operação, a água a ser desaerada é injetada como um spray para dentro do vaso enquanto que uma quantidade de vapor é injetada em contracorrente para a retirada do oxigênio em solução. Este procedimento é realizado para se aumentar a superfície de contato entre a água de alimentação e o agente que promoverá o aquecimento da água. Após esta retirada, a água de alimentação de caldeira é armazenada enquanto que os gases e parte do vapor são retirados através de uma saída chamada *vent*.

De maneira geral, os custos trazidos com a operação do desaerador são as perdas térmicas, bombeamentos e vapor perdido através do *vent*. Por outro lado, seu uso é justificado pela redução do oxigênio dissolvido e a respectiva redução da corrosão na planta, redução no uso de sequestrantes de oxigênio e outros aditivos de água da caldeira. Com a “diminuição de aditivos haverá uma diminuição nas purgas e também na purga do tubulão

superior da caldeira”. (HOVAL, 2012).

Para finalizar este capítulo, através do *Energy Efficiency Handbook* (CIBO,1997. pg.47) são colocados algumas estratégias heurísticas para a eficiência máxima em sistemas de geração de vapor:

1. Produzir vapor nos valores máximos de temperatura e pressão.
2. Utilizar vapor para aquecimento de processo nos níveis mínimos de temperatura e pressão compatíveis com a troca térmica requerida.
3. Expandir vapor de um nível de pressão alto para um nível mais baixo através da forma mais eficiente.
4. Produzir o máximo de vapor através de sistemas de recuperação de calor.

Esta seção de revisão dos equipamentos envolvidos em ciclos de potências reais é finalizada. Neste ponto é necessária, para análise dos índices e posterior modelagem, a revisão de alguns conceitos termodinâmicos.

2.2 Conceitos Termodinâmicos

Nesta seção serão apresentados os conceitos utilizados para a avaliação termodinâmica do sistema de vapor da RPR. A fonte técnica para esta seção são os livros de Borgnakke e Sonntag (2009); Shapiro e Moran (2008). Segundo os autores, a engenharia e o desenvolvimento da termodinâmica estão relacionados, principalmente, com os usos dos ciclos termodinâmicos para geração de trabalho ou de refrigeração.

Ciclos termodinâmicos são de maneira geral de dois tipos: com fontes frias e quentes para geração de trabalho mecânico, chamados ciclos de potência; ou com adição de trabalho mecânico para geração de pontos frios e quentes chamados bombas de calor ou ciclos de refrigeração. O sistema de geração de vapor é tipicamente um ciclo de potência e por isso pode ser modelado e estudado à luz das leis e conceitos que aqui serão revisitados.

2.2.1 Leis Termodinâmicas

O primeiro conceito utilizado para desenvolvimento de trabalhos de avaliação energética de um determinado processo consiste em determinar as entradas e saídas de massa. A matéria pode armazenar energia em função de sua capacidade calorífica, e então pode transportar essa energia. A primeira análise feita é o balanço de massa, onde:

$$m_{vc}(t) - m_{vc}(0) = \sum_e \left(\int_0^t \dot{m}_e dt \right) - \sum_s \left(\int_0^t \dot{m}_s dt \right) \quad (1)$$

Onde m_{vc} é a massa no volume de controle em um dado tempo, e à direita da igualdade são as integrais das massas nas entradas e saídas do limites do sistema somadas em todos

os pontos onde ocorrer transferência de massa.

As leis termodinâmicas são aplicadas para projeto e análise de ciclos termodinâmicos. A primeira lei traz o conceito da conservação de energia, e para um ciclo no qual a variação de energia é igual a zero tem-se:

$$\oint Q = \oint W \quad (2)$$

Onde W é o trabalho realizado, Q é o calor trocado durante o ciclo. É importante salientar que a variação de energia é zero devido à natureza do ciclo. Entretanto, o caminho a ser desenvolvido durante as mudanças de estado podem variar conforme substâncias, geometrias, equipamentos e variáveis envolvidas. Logo, aplicando a lei da conservação de energia tem-se o balanço de energia para um dado sistema:

$$U_{vc}(t) - U_{vc}(0) = Q_{vc} - W_{vc} + \sum_e \left(\int_0^t \dot{m}_e h_e dt \right) - \sum_s \left(\int_0^t \dot{m}_s h_s dt \right) \quad (3)$$

Onde U , é a energia interna do sistema, h é entalpia, Q_{vc} e W_{vc} são o calor e o trabalho relacionado ao volume de controle, e os termos somatórios somam a integração da taxa de energia de entrada e saída, expressa pela taxa de massa ou vazão mássica, \dot{m}_e , \dot{m}_s , em todos os limites que ocorrer esta transferência.

A segunda lei da termodinâmica trata da espontaneidade de processos termodinâmicos e traz ferramentas que permitem avaliar a possibilidade e direção que variações de determinado estado poderão ocorrer. Questão como a velocidade que um determinado equilíbrio é alcançado também pode ser analisada e obviamente continua seguindo o postulado da primeira lei e da conservação de energia. A segunda lei ainda traz a possibilidade de avaliar estas variações em direção ao equilíbrio para a geração de trabalho, fazendo com que a transição de estados se torne útil para uma dada aplicação. Entretanto, é notório que estas mudanças de estados possuem um limite, bem como possuem um trabalho teórico máximo. Logo, a segunda lei traz meios para avaliar quantitativamente os fatores que afetam estes processos na prática.

De maneira geral, a segunda lei da termodinâmica é utilizada para: prever a direção de processos, estabelecer condições de equilíbrio, determinar desempenhos teóricos de ciclos e máquinas, avaliar fatores que afetam este desempenho, calcular variáveis como energia interna e entalpia através de variáveis mensuráveis (SHAPIRO e MORAN,2006).

Os postulados de Clausius e Kelvin-Planck geralmente são utilizados para expressar a segunda lei. Clausius coloca, de uma maneira geral, que é impossível um sistema operar em uma situação que resulta apenas na transferência de calor de um corpo frio para um corpo quente, logo, que o calor flui de um corpo quente para um frio e para inverter este sentido é necessário realizar trabalho no sistema. O postulado de Kelvin-Planck expressa que é impossível para um sistema operar em um ciclo termodinâmico entregando

uma quantidade de trabalho enquanto recebe energia através de calor de apenas uma fonte térmica. Isto é, para realizar trabalho cíclico são necessárias duas fontes de calor e implicitamente é impossível converter todo o calor recebido em trabalho. Tem-se de maneira analítica o postulado de Kelvin-Planck quando há apenas uma fonte térmica:

$$W_{ciclo} \leq 0 \quad (4)$$

Esta inequação permite que trabalho seja realizado no sistema e possui o sinal de igual ou menor em função das irreversibilidades inerentes a processos reais. Este fenômeno expressa o quanto determinada transição de estados pode ser restaurado a um estado inicial ou se há mudanças as quais inviabilizam esta restituição de estados iniciais. As irreversibilidades estão contidas, por exemplo, na transferência de calor entre uma diferença de temperatura finita, expansão de um gás, uma reação química espontânea, atrito, magnetização, polarização com histerese, deformação inelástica. Assim, a segunda lei da termodinâmica pode avaliar as perdas que existem devido à natureza de todos os fenômenos os quais possuem irreversibilidades e, portanto, está intimamente relacionada com os conceitos de rendimento e com o estudo de otimização energética.

Otimização energética de uma maneira simples pode ser expressa como uma forma de avaliar, estudar e projetar processos e sistemas com o objetivo de diminuir os desperdícios e irreversibilidades dos processos envolvidos e, conseqüentemente, aumentar a eficiência do processo produtivo de uma forma economicamente viável. Posta estas afirmativas, a eficiência de um ciclo entre duas fontes de calor é dada por:

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{Q_{quente}} = 1 - \frac{Q_{fria}}{Q_{quente}} \quad (5)$$

Onde Q_{quente} é a energia térmica recebida pela fonte quente, Q_{fria} é a energia térmica transferida para a fonte fria. Assim, para uma hipótese de eficiência de 100%, Q_{fria} deve ser igual a zero, fazendo com que haja apenas uma fonte térmica, violando o postulado de Kelvin-Planck. Desse modo, como corolário da segunda lei sabe-se que qualquer ciclo termodinâmico possui rendimento menor que 100%, como é exposto na figura 12 (SHAPIRO et MORAN, 2006).

O corolário de Carnot também é útil neste âmbito. Este afirma que diferentes ciclos reversíveis, isto é, perfeitos, com mesmas fontes de frio e calor, operam com a mesma eficiência. Esta declaração é válida já que afirma que a eficiência não é uma função do fluido de trabalho ou tipo de processo e sim das temperaturas das fontes termicas (MORAN et SHAPIRO, 2008).

Outra forma de postular a segunda lei da termodinâmica é o princípio do aumento da

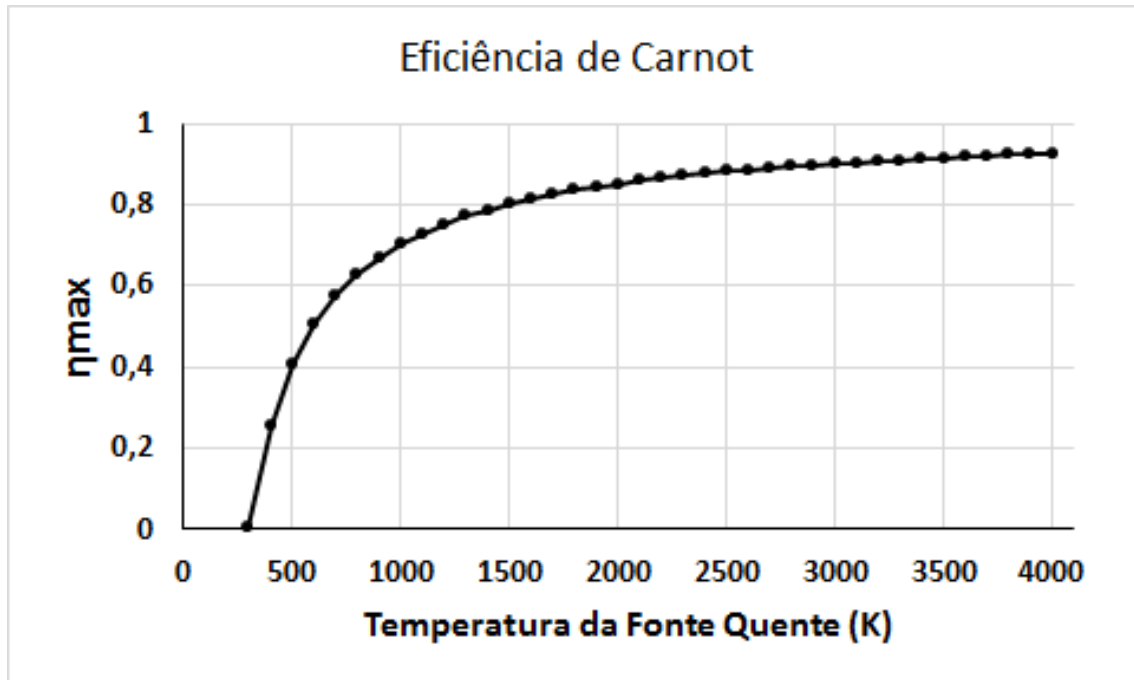


Figura 12: Eficiência Máxima de Ciclos Termodinâmicos

entropia. O balanço de entropia em um sistema fechado é dado pela seguinte equação:

$$S_2 = S_1 + \int \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{int rev} + \sigma \quad (6)$$

Onde S_2 é a entropia no estado 2, e S_1 é a entropia no estado 1, Q é o calor, T a temperatura, e o símbolo δ é usado para indicar que este calor pode fluir em vários pontos dos limites do sistema, σ representa a produção de entropia no sistema. A termodinâmica probabilística atribui a entropia como o grau de desordem das moléculas, isto é, microscopicamente a matéria possui a possibilidade de vários estados de equilíbrio. A entropia está relacionada diretamente a este número de estados microscópios de equilíbrio, sendo a entropia uma propriedade extensiva e o valor entrópico sempre positivo. Com a utilização deste conceito, pode-se desenvolver o princípio do aumento da entropia. Considerando um sistema que troca energia com a vizinhança e que estes dois sistemas são isolados, conforme a primeira lei da termodinâmica:

$$\Delta E_{isolado} = 0$$

$$\Delta E_{sistema} + \Delta E_{vizinhanca} = 0$$

Assim, utilizando a Eq. 6 temos que:

$$\Delta S_{isolado} = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + \sigma_{isolado}$$

e portanto tem-se

$$\Delta S_{sistema} + \Delta S_{vizinhanca} = \sigma_{isolado}$$

É possível afirmar para um conjunto isolado sistema mais vizinhança que suas variações de entropia sempre serão positivas e por conseguinte sempre aumentarão. Estas teorias oferecem ferramentas para avaliar a direção de trocas de energia, podendo-se auferir a espontaneidade e comportamento destes sistemas. (MORAN et al., 2008) Tabelas de entropia-temperatura e entropia-entalpia de vapor e água são utilizadas para projetos e avaliações de sistemas de vapor, neste trabalho foi utilizada uma ferramenta computacional chamada *X Steam*. Uma dessas relações é o balanço de entropia em regime permanente:

$$0 = \sum_j \frac{\dot{Q}_j}{T_j} + \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \dot{\sigma} \quad (7)$$

Onde, diferentemente dos balanços de massas e energia que são conservativos, neste caso a entropia é produzida evidenciada pelo termo $\dot{\sigma}$.

Baseando-se na segunda lei da termodinâmica e seus corolários, é possível quantificar qual é o rendimento máximo de um ciclo termodinâmico operando entre duas fontes de calor. E, portanto, é possível avaliar o quanto uma dada planta ou processo está próximo de seu valor ótimo de operação. Esta é uma das grandes contribuições da segunda lei da termodinâmica em relação à primeira, já que com ela é possível qualificar uma dada fonte ou forma de energia bem como avaliar tecnicamente o regime e performance de operação. A segunda lei considera as irreversibilidades naturais e as limitações físicas de um dado processo, ao invés da primeira lei que é baseada puramente no balanço de energias envolvidas. Uma forma prática de se avaliar as perdas e potenciais melhoras na eficiência é através de balanços de energia e entropia combinados. A esta estratégia é atribuída a criação de um novo parâmetro termodinâmico chamado de exergia que será tratado a seguir.

2.2.2 Exergia

Para definir exergia é necessário a introdução dos conceitos de estado morto e ambiente. O estado morto é definido como o estado que quando alcançado não possui mais potencial de realizar trabalho. O ambiente é conceituado como um sistema grande em tamanho, uniforme em temperatura e pressão (P_0, T_0). Normalmente são utilizadas as condições ambientes normais, 1 atm e 25°C (BORGNAKKE et SONNTAG, 2009).

A Exergia é definida, segundo Borgnakke e Sonntag (2009), como “ dado um conjunto físico de equipamentos, exergia é o máximo trabalho extraído quando este sistema interage com o ambiente e o processo entra em equilíbrio em P_0 e T_0 ”. A exergia também pode ser conceituada como um estado onde ela mesma representa o máximo trabalho utilizável. Algumas características da exergia, que é derivada dos balanços de energia e en-

tropia, são relacionadas com irreversibilidades dos sistemas. A representação matemática de exergia específica é colocada a seguir e algumas características serão expostas:

$$e = \underbrace{(u - u_0)}_{\text{Energia interna}} + \underbrace{p_0(v - v_0)}_{\text{Trabalho}} - \underbrace{T_0(s - s_0)}_{\text{Calor}} + \underbrace{\frac{V^2}{2}}_{\text{Cinética}} + \underbrace{gz}_{\text{Gravitacional}} \quad (8)$$

Na equação 8, e indica a exergia em base molar ou mássica, o índice zero indica o estado do ambiente, u é a energia interna, p_0 é a pressão no ambiente, v é o volume, T_0 é a temperatura ambiente, s é a entropia. É possível identificar os termos de energia interna, trabalho, calor, energia cinética e potencial gravitacional respectivamente. Logo, a exergia pode mensurar o potencial de trabalho de cada uma dessas formas ou transferências de energia independente da sua natureza. Portanto, em um dado processo é possível avaliar a variação de exergia e , conseqüentemente, quantificar sua eficiência. O balanço de exergia em um sistema fechado á dado por:

$$E_2 - E_1 = \int (1 - \frac{T_0}{T_f}) \delta Q - [W - p_0(V_2 - V_1)] - T_0 \sigma \quad (9)$$

Nesta equação, o simbolo E foi usado para indicar exergia, T_f é a temperatura da fronteira do sistema, e $T_0 \sigma$ significa a destruição de exergia em função de irreversibilidades. Na eq. 9 é possível identificar a eficiência de Carnot (eq. 5) multiplicada por δQ . Este termo significa o trabalho realizado transferindo calor de uma fonte para o ambiente. Além disto, o princípio do aumento de entropia, e portanto, o postulado da segunda lei pode ser demonstrado com o conceito de exergia. Ainda, a equação 9 pode ser reescrita conforme a variação de exergia envolvida com troca de calor, E_Q ; com desenvolvimento de trabalho, E_W ; e com destruição devido à irreversibilidades, E_d :

$$E_2 - E_1 = \overset{0}{E}_Q + \overset{0}{E}_W - E_d$$

Assumindo-se que o conjunto sistema e o ambiente estejam isolados, isto é, não trocam calor ou trabalho, a equação fica na seguinte forma:

$$E_2 - E_1 = -E_d$$

Isto significa que a única forma de variação de exergia do conjunto isolado tem causa nas irreversibilidades, sendo sempre destruída.

De forma sucinta, a Exergia não possui valores negativos. É um atributo do sistema e do ambiente, uma vez que o ambiente é fixado, pode ser utilizada como propriedade referente ao sistema. Sendo uma propriedade extensiva, pode ser convenientemente utilizada em base mássica ou molar. Não é conservada mas é destruída com irreversibilidades, por exemplo, em um sistema que esteja sofrendo um processo espontâneo no qual ne-

nhum trabalho é realizado, neste caso a exergia seria completamente perdida.(MORAN E SHAPIRO, 2008)

Com base nos conceitos apresentados, diversos estudos são mundialmente realizados para fixar métodos de análise de sistemas de vapor, ou *benchmarks*, bem como definir faixas de valores considerados eficientes para a tecnologia disponível. Uma análise quantitativa preliminar auxilia na qualificação do estado de operação da planta em questão e, portanto, será realizada a seguir.

2.3 Eficiências e Índices

Sabendo-se, através da pesquisa *in loco*, que há sistema de supervisão e aquisição de dados nas caldeiras bem como na turbina, serão avaliados o ciclo de potência, sistemas de distribuição de vapor, de condensação e desaeração que não possuem supervisão total na sala de controle e mostram potencial de oportunidades considerando a carência de dados nesses equipamentos.

Um panorama global de oportunidades de recuperação de energia térmica nos sistemas de vapor é feito por Flynn (2009), que compila os dados do estudo realizado pela *Oak Ridge National Laboratory* (ORNL/TM-2007/138) feitos entre os anos de 1999 e 2009. Tais dados são apresentados na Figura 13.

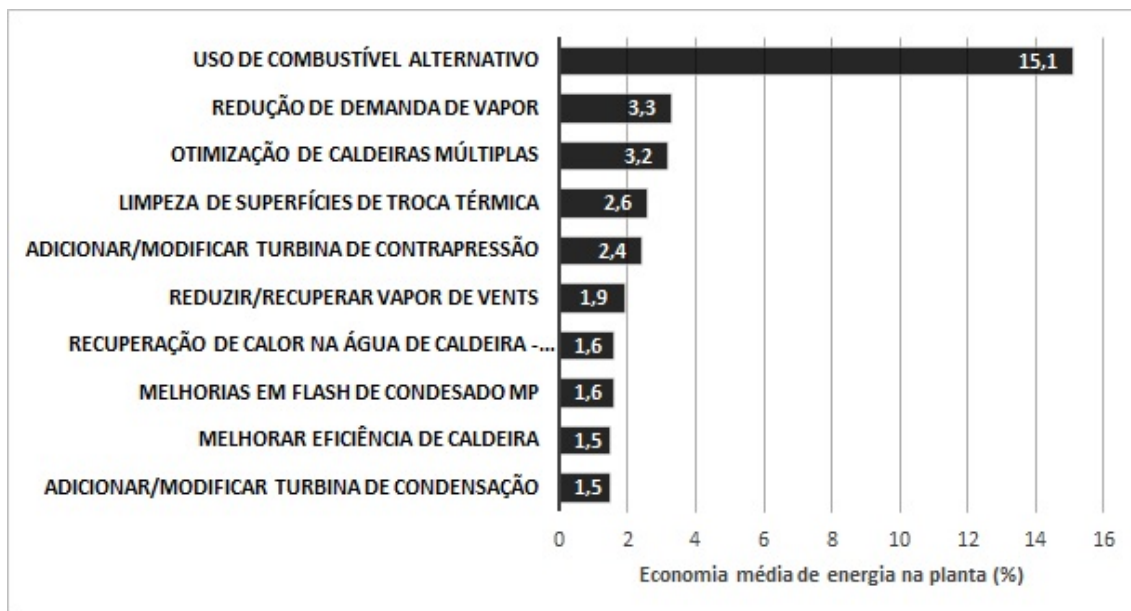


Figura 13: As 10 maiores oportunidades de economia de energia em sistemas de vapor
 Fonte: Flynn, 2009, pg. 31.2.

Fica evidente o potencial do uso de combustíveis alternativos com um ganho cinco vezes maior em relação à segunda maior oportunidade, qual seja: a redução de demanda de vapor. A discussão aqui proposta leva em consideração o oitavo potencial de recuperação, a recuperação de calor na água de caldeira. A recuperação de calor para a água tratada

também apresenta potencial neste trabalho, uma vez que o sistema composto pelo condensador e desaerador não apresentam dados sobre seus pontos de operação e trocam calor com a linha de entrada de água tratada. Este desenvolvimento será iniciado por uma compilação dos desempenhos do ciclo.

2.3.1 Ciclo de Rankine e Cogeração

Barja (2006) coloca em seu trabalho o potencial de recuperação de energia de cogeração com a utilização do ciclo combinado de Rankine e Brayton, isto é, geração de trabalho através de ciclos de gás e vapor simultaneamente. O mesmo autor descreve algumas vantagens da cogeração em termos de eficiências conforme a Figura 14.

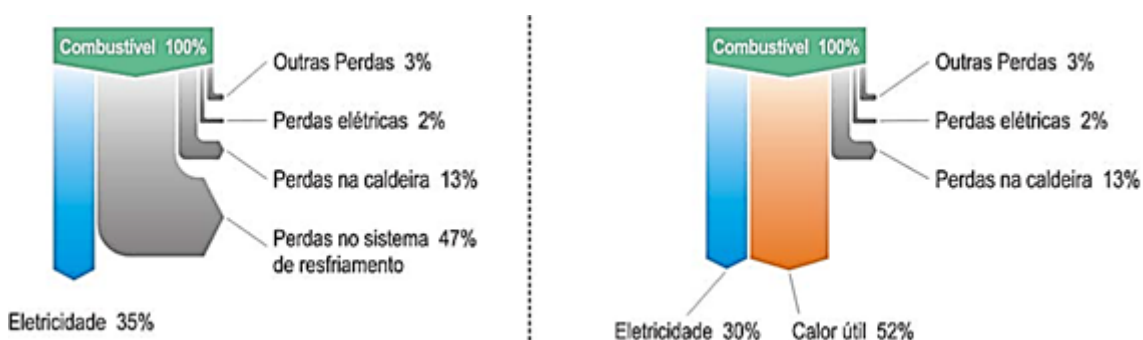


Figura 14: Balanço térmico de ciclos de vapor com geração pura (a) vs cogeração (b).
Fonte: Barja, 2006, pg 17 *apud* de Nogueira et al, 2004

Neste gráfico é possível perceber uma eficiência de 82% na cogeração em relação aos 35% da geração pura. Oddone (2001) afirma que grandes termoelétricas que utilizam ciclo combinado alcançam eficiências de 57%, a Tabela 1 compara eficiência de diferentes ciclos.

Tabela 1: Eficiências de sistemas de cogeração. Oddone, 2004.

Eficiência	Otto ou Diesel	Rankine	Brayton	Combinado
Termoelétrica	40 a 46%	30 a 45%	35 a 45%	57%
Cogeração	62%	50%	70 a 75%	70 a 75%

Várias análises são feitas por Guerra (2014) acerca do uso do ciclo de Rankine com cogeração. Neste trabalho, o autor expõe o cenário brasileiro e internacional acerca da cogeração de energia e indica algumas ações para aumentar a eficiência do ciclo de Rankine:

1. Superaquecimento do vapor na caldeira melhora a qualidade do vapor e aumenta o rendimento térmico do ciclo.

2. A pressão na saída da caldeira aumenta o rendimento do ciclo mantendo-se o trabalho líquido. Entretanto provoca a diminuição do título de vapor, o que quantifica a relação de condensado/água, significando possíveis problemas de condensação no interior da turbina.
3. Ciclo de Rankine com Reaquecimento (MORAN E SHAPIRO, 2008 *apud* GUERRA, 2014) - esta modificação consiste numa interrupção da expansão do vapor na turbina para adição de mais calor. Esta ação gera aumentos de 4 a 6% na eficiência do ciclo.
4. Ciclo de Rankine com Regeneração (MORAN E SHAPIRO, 2008 *apud* GUERRA, 2014) - esta modificação consiste na redução da diferença entre a fonte quente e o líquido comprimido que é alimentado na caldeira. Sua proposta é realizar trocas térmicas com menos irreversibilidades através da turbina. Tecnicamente essas trocas com a turbina são inviáveis (BRASCHER, 1991 *apud* GUERRA, 2014)

As maiores perdas do Ciclo de Rankine são, segundo Xavier *et al*(2013), devido aos gases de combustão e da necessidade, conforme exposto na Figura 2, da rejeição de calor para a geração de trabalho.

Tabela 2: Oportunidades para economia de água e energia -Tratamento de água. (SENE-VIRATNE, 2007; US-DOE, 2012, *apud* GONDIM

Oportunidade	Descrição	Economia
Manter limpa as superfícies de transferência de calor		
Melhorar o tratamento de água para minimizar a purga	Reduz a quantidade de sólidos totais dissolvidos (TDS) na água de alimentação da caldeira, a qual permite redução da purga, portanto, menor perda de energia	Flynn (2009) afirma que a razão percentual da vazão de <i>blowdown</i> /vazão de alimentação da caldeira deve ser de 1 a 2%

Um trabalho acerca da eficiência tanto energética quanto do uso racional de água em refinarias de petróleo foi feito por Gondim (2014). Neste trabalho o autor realiza mapeamentos de eficiência energética e de água em diversas refinarias. Indica, baseado em estudos das últimas 3 décadas, diversas oportunidades para conservação de vapor e energia resumidas nas Tabelas 2, 4 e 3 onde aborda nas últimas duas a gestão dos sistemas de distribuição, notoriamente a purga e a recuperação de condensado. Esta economia passa pela avaliação dos índices do sistema de distribuição estudados a seguir.

2.3.2 Distribuição de vapor

Considerando o tratamento da água para o sistema de vapor e levando em conta também a entalpia que este vapor contém nas linhas de distribuição é uma prática moderna recuperar o máximo dessa energia. A Figura 15 expressa o custo dos insumos utilizados para a geração de vapor em percentual, onde *Outros* especifica mão de obra, manutenção e obsolescência. (FLYNN, 2009)

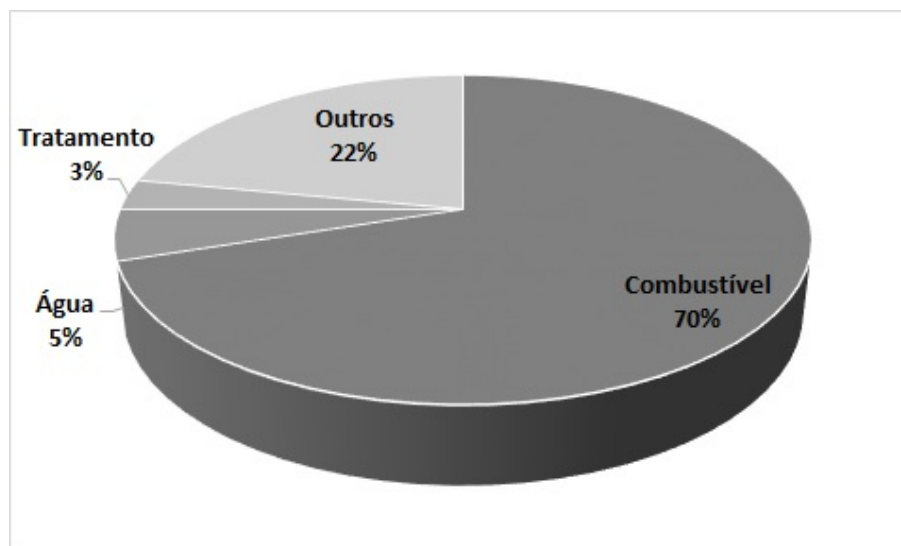


Figura 15: Fonte: Flynn (2009, pg. 31.1) (modificado).

É possível concluir que a maior parte destes custos advém do combustível utilizado, informação que corrobora os dados já expostos em seção anterior através da Figura 13, que coloca a maior oportunidade de economia de energia no uso de combustíveis alternativos. Portanto, as perdas ocorridas no sistema de distribuição geram prejuízos tanto advindos dos custos da água e seu tratamento como no uso de combustível, uma vez que energia também é desperdiçada. O ganho geral nos cuidados com o sistema de distribuição são classificados como redução na demanda de vapor.

As demandas de vapor são geradas por máquinas que realizam trabalho, aquecimento de processo, de injeção direta, através de trocadores de calor, vazamentos e purgas. As Tabelas 3 e 4 quantificam alguns valores, problemas e ações recorrentes.

Flynn (2009, pg 31.16) apresenta valores de perdas em vazamentos conforme a Tabela 4, um percentual de 15 a 20% de purgas apresentando falha, e um potencial de ganho com isolamento adequado de 90%, dado que o *U. S. Department of Energy* (2004, pg.63), também afirma indicando até 30% de purgas com falha. O *U. S. Department of Energy* ainda recomenda uma série de iniciativas para o aumento da eficiência energética em um sistema de vapor, exemplifica um ganho de \$2988/ano para apenas uma purga defeituosa em uma linha de 1034 kPa (10, 55 kgf/cm^2) e ganhos na ordem de \$20530/ano para uma planta com 500m sem isolamento nas linhas de condensado e de distribuição de vapor em diferentes pressões. Flynn (2009) traz ainda um exemplo do conteúdo energético do vapor

Tabela 3: Oportunidades para economia de água e energia- Práticas operacionais. Seneviratne, 2007, U.S. Department of Energy, 2012, apud Gondim

Oportunidade	Descrição	Economia
Minimizar vapor (<i>vent</i>) nos vasos e desaeradores	Minimiza perda evitável de vapor	
Otimizar purga	Utilizar faixas de controle recomendada pelas normas internacionais	um aumento de 1,8 ton/h de condensado recuperado economiza US\$86489,75.(SENEVIRATNE, 2007).
Certificar se as tubulações do sistema de vapor, válvulas, acessórios, e os vasos são corretamente isolados	Minimiza perda evitável de vapor e reduz a perda de energia oriunda de tubulação e das superfícies dos equipamentos	
Usar condensado de alta pressão para gerar vapor de baixa pressão	Explora a energia disponível do condensado retornada	Seneviratne (2007) afirma que o condensado contém 10% da energia total do vapor. Suzuki (2008) afirma que este calor representa 20 a 30%

a 689 kPa g de 2766 kJ/kg em face ao condensado na mesma pressão com 719 kJ/kg . O mesmo sugere um programa de manutenção focado na eliminação de vazamentos, reparo de falhas em purgas e manutenção de isolamento, ainda nesse sentido o *U. S. Department of Energy* coloca ganhos mais significativos para plantas com mais de 500 purgas e propõe o uso de isolamentos removíveis para válvulas, flanges e purgas. Abaixo a Tabela 4 apresenta algumas oportunidades-economias para a problemática discutida nesta seção.

Nesta linha de pensamento, exposto também por Flynn (2009, pg. 31.23) e *U. S. Department of Energy* (2004, pg.68) é discutida a otimização da recuperação de condensado já que o mesmo é tratado, de alta pureza, com um conteúdo energético útil. Onde quanto mais condensado for recuperado, menores serão: a quantidade de água de reposição, o custo do tratamento da água e a frequência de *blowdown* da caldeira, gerando economia de recursos financeiros tanto de matéria prima quanto de processo. Um exemplo da energia recuperada através do condensado é a “energia contida a $88 \text{ }^\circ\text{C}$ que é 367 kJ/kg em relação à água de reposição (*makeup water*) a $15,6 \text{ }^\circ\text{C}$ com 65 kJ/kg ”(FLYN, 2009. Pg. 31.23). Exemplos como ganhos anuais de \$300000 em uma planta de celulose devido ao aumento de 6% na recuperação de condensado e uma representatividade de 10% no conteúdo energético do vapor de um determinado sistema são colocados por *U. S. Department of Energy* (2004, pg.68). Ganhos a longo prazo como menor frequência de ciclo

Tabela 4: Oportunidades para economia de água e energia - Manutenção. Seneviratne, 2007, US Department of Energy, 2012, apud Gondim

Oportunidade	Descrição	Economia
Reparo de vazamentos.	Minimiza a perda evitável de vapor	1,4% de combustível (SENEVIRATNE, 2007), 3 a 5% de combustível e <i>payback</i> de 0,4anos (EISTEIN <i>et al</i> , 2001)
Maximizar a recuperação de condensado.	Recupera a energia térmica no condensado e reduz a quantidade de água de reposição adicionada ao sistema, economizando energia e produtos químicos do tratamento	Um aumento de recuperação de 36% para um ideal de 75% representa 121 KLibras/ano em 1981 (McKAY & HOLLAND, 1981)
Realizar manutenção preventiva dos purgadores	Reduz a passagem de vapor vivo em sistema de condensado e promove o funcionamento eficiente do uso final no equipamento de transferência de calor	Eisten <i>et al</i> (20??) afirma que 15 a 20% dos purgadores apresentam falhas. Reedy <i>et al</i> (20??) indica 25%.Seneviratne (2007) aponta de 15 a 30% com desperdício de 253.000US\$ para 15%. Sendo alcançável 5%

de *blowdown* da caldeira, menor corrosão e, portanto, menor frequência de paradas em função destes problemas são vistos.

Em função da demanda flutuante, a distribuição entre os níveis de vapor normalmente resultam na liberação de vapor de baixa pressão diretamente à atmosfera. Por isso, sistemas de recuperação de vapor *flash* também são recomendações recorrentes de bibliografias especializadas. O *U. S. Department of Energy* (2004, pg.68) cita um exemplo com potencial de economia anual em torno de \$20000. A Spirax Sarco (2004, pg.7 e 51) discorre sobre o custo baixo de geração de vapor *flash* em relação às outras gerações, traz tabelas para avaliação do potencial de recuperação bem como sistemas instrumentados para solução. Na Figura 16, é ilustrada a instalação de recuperadores de vapor *flash* nos diversos *headers* de vapor, sempre gerando vapor a um nível de pressão menor e condensado com potencial de troca térmica.

Ainda sugestões contidas no livro de boas práticas do *U. S. Department of Energy* como recompressão de vapor de baixa pressão podem economizar de \$40000/ano a \$200000/ano em um exemplo em uma refinaria de petróleo. Sistema de *flashing* também são indicadas com potencial de ganhos de \$20000/ano. Algumas soluções nos assuntos discutidos aqui, recorrentes na bibliografia, também são expostas em *Energy Efficiency Handbook* (CIBO,1997. pg.46).

Ante todo exposto, uma análise deve ser feita para encontrar um ponto de operação entre a temperatura e pressão que a linha de exausto deve operar quando se deseja um

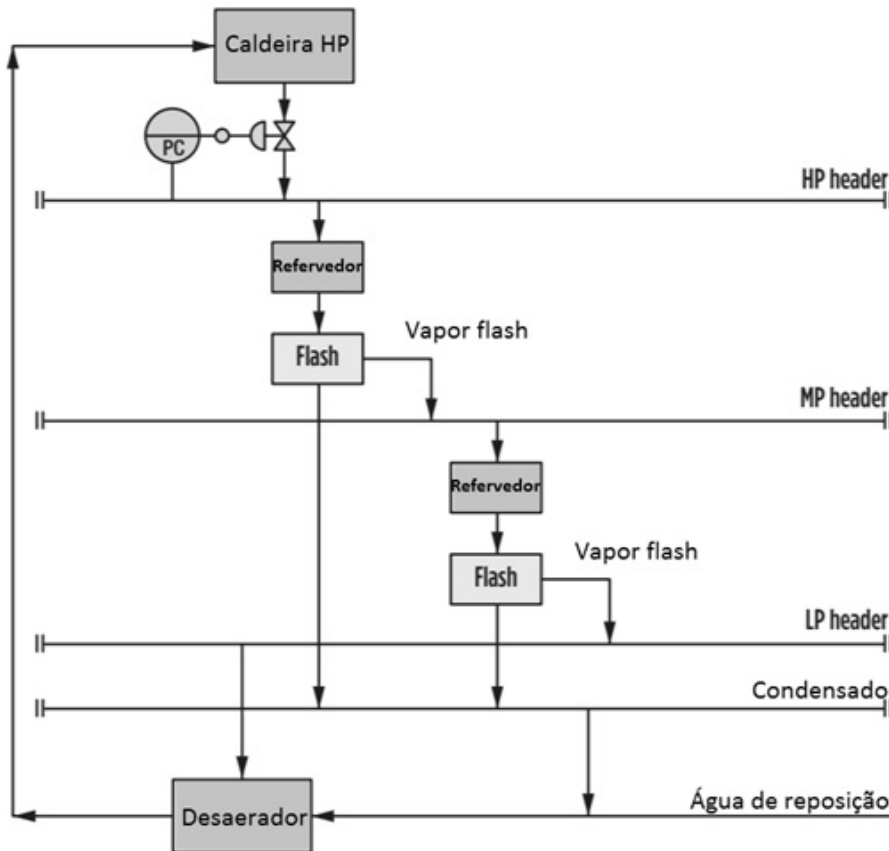


Figura 16: Recuperação de vapor *flash*. Fonte: Pelham,2013, pg. H-85(modificado).

ponto ótimo na utilização de energia no sistema de vapor. Estas variáveis são controladas no conjunto condensador e desaerador discutidos a seguir.

2.3.3 Condensador e Desaerador

Sustainable Victoria (2007) afirma a possibilidade de “ganhos de 5% no aumento de 7°C na água de alimentação da caldeira”, os mesmos podem ser alcançados com uma menor variabilidade e ponto de operação otimizados do sistema condensador e desaerador. O *vent* é outro aspecto que possui potencial para economia de energia como exposto na Tabela 3. Segundo *U. S. Department of Energy* (2004, pg.68), sistemas com cogeração que possuem a demanda de vapor flutuante enquanto que a geração elétrica é constante, normalmente possuem potencial para utilizar vapor através de *vents* para pré aquecimento da água de reposição. É possível um aumento de 5,6 °C na *make-up water* acarretando um ganho de 1% no uso total de combustível. Esse sistema é utilizado geralmente em plantas onde há excesso de vapor que é descartado diretamente à atmosfera em função da demanda variável. Entretanto, existe um limite máximo para a temperatura de alimentação da caldeira para que não ocorram problemas com cavitação de bombas, evaporação nos economizadores e problemas de circulação no interior das caldeiras.

Conforme Flynn (2009, Pg. 33.39), plantas de geração termoelétrica de ciclo combi-

nado modernas possuem 65% de eficiência onde a maior parte da perda térmica, cerca de 50% do conteúdo energético do vapor, é descartada no prédio condensador uma vez que o calor de condensação é liberado nesta etapa. Para condensadores a ar, esta energia é liberada para a atmosfera. Existe nesse ponto um *trade-off* entre a máxima temperatura que o condensado pode manter para alimentação na caldeira em detrimento da pressão da linha de exausto ou *backpressure* na qual as turbinas para geração, e para desenvolvimento de trabalho mecânico bem como o vapor para aquecimento estarão trabalhando. Uma regra geral é indicada na Tabela 5 e expõe as perdas que ocorrem em uma planta de geração elétrica pura.

Tabela 5: Geração elétrica de 500 MW, a carvão, com pressão de exausto projetada (*backpressure*) de 5,08 kPa (0,05 kgf/cm²). Adaptado de Flynn (2009, pg.33.40)

Pressão de exausto - kPa(kgf/cm ²)	8,41(0,09)	11,85(0,12)
Mudança em taxa de calor - kJ/kWh	211	422
Combustível adicional com 90% de eficiência da caldeira - kJ/h	117	234
Custo adicional	\$3996/dia	\$7992/dia
Emissão de dióxido de carbono adicional - kg/h	10530	21060

Uma solução recorrente para este fato está no pré-aquecimento da água de reposição resultando em um menor uso de vapor no desaerador e na diminuição de energia liberada para a atmosfera. Uma excelente análise estatística das oportunidades aqui repercutidas está disponível em U.S. Department of Energy (2002).

Diante das funções e eficiências típicas envolvidas nos sistemas de vapor e a realidade da RPR é que será justificada uma ação para melhoria nos sistemas de vapor da planta.

2.4 Otimização

Do ponto de vista de otimização, o problema definido aqui se resume em minimizar uma função objetivo relacionada ao balanço de matéria e energia entre a geração de vapor e consumo de vapor em uma rede de distribuição. Uma excelente revisão sobre o desenvolvimento de Programação Linear (LP - *Linear Programming*) e Programação Linear Mista (MIP *Mixed Integer Programming*) é feito por Bixby (2012). Segundo Magalhães Wada e Secchi (2005), que otimizaram o mesmo tipo de processo aqui estudado, este é um problema de Programação Linear. O primeiro método de otimização a utilizar este paradigma foi o *Simplex*, o qual utiliza a ideia de que pontos de máximo ou de mínimo de um determinado sistema de equações lineares se encontram nos vértices de um polítopo gerado por essas equações (Teorema fundamental). Além disso, o método *Simplex* gera uma sequência de pontos adjacentes na região viável desse polítopo, gerando melhorias a cada iteração até que nenhuma iteração seja mais possível (DANTZIG, 1948). A com-

plexidade desse tipo de problema é NP-completo (PAPADIMITRIOU, 1981) e pode ser descrito no formato canônico:

$$\begin{aligned} &\text{Maximizar } z = C^T X \\ &\text{Sujeito a: } AX \leq B \\ &\text{Com: } X \geq 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Onde:

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ \vdots \\ c_n \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ \vdots \\ b_n \end{bmatrix}, 0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1n} \\ c_{21} & c_{22} & \dots & c_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{m1} & c_{m2} & \dots & c_{mn} \end{bmatrix} \quad (11)$$

O mesmo problema pode ser representado na forma padrão:

$$\begin{aligned} &\text{Maximizar } z = C^T X \\ &\text{Sujeito a: } AX = B \\ &\text{Com: } X \geq 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Para converter os formatos é necessária a utilização do conceito de *Variável de Folga*. Um exemplo de sua aplicação é retirado de Wilhelm (2015) e colocado no sistema de equações 13.

$$\begin{aligned} &\text{Maximizar } z = 3x_1 + 5x_2 && \text{Maximizar } z = 3x_1 + 5x_2 \\ &\text{Sujeito a: } x_1 \leq 4 && \text{Sujeito a: } x_1 + x_3 = 4 \\ &2x_2 \leq 12 \implies && 2x_2 + x_4 = 12 \\ &3x_1 + 2x_2 \geq 18 && 3x_1 + 2x_2 - x_5 = 18 \\ &\text{Com: } x_1, x_2 \geq 0 && \text{Com: } x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 \geq 0 \end{aligned} \quad (13)$$

As variáveis folga $F = \{x_3, x_4, x_5\}$ são adicionadas para fazer a conversão da forma canônica para a forma padrão.

A forma padrão é importante uma vez que é necessária para gerar o *Conjunto de Variáveis Base Inicial*, etapa 4 da rotina do método *Simplex* mostrada na Figura 17. Essa etapa é importante por três motivos, quais sejam, torna todas as variáveis positivas, é expressa na forma de equação e torna os coeficientes de B positivos, isso possibilita a classificação do primeiro passo quanto à otimalidade e viabilidade (DANTZIG, 1948).

Outra ferramenta utilizada na etapa 3 da Figura 17 é o *Tableau* do método Simplex. Este dispositivo auxilia no desenvolvimento do pivotamento (etapa 6 na 17) sendo apresentado na matriz 14.

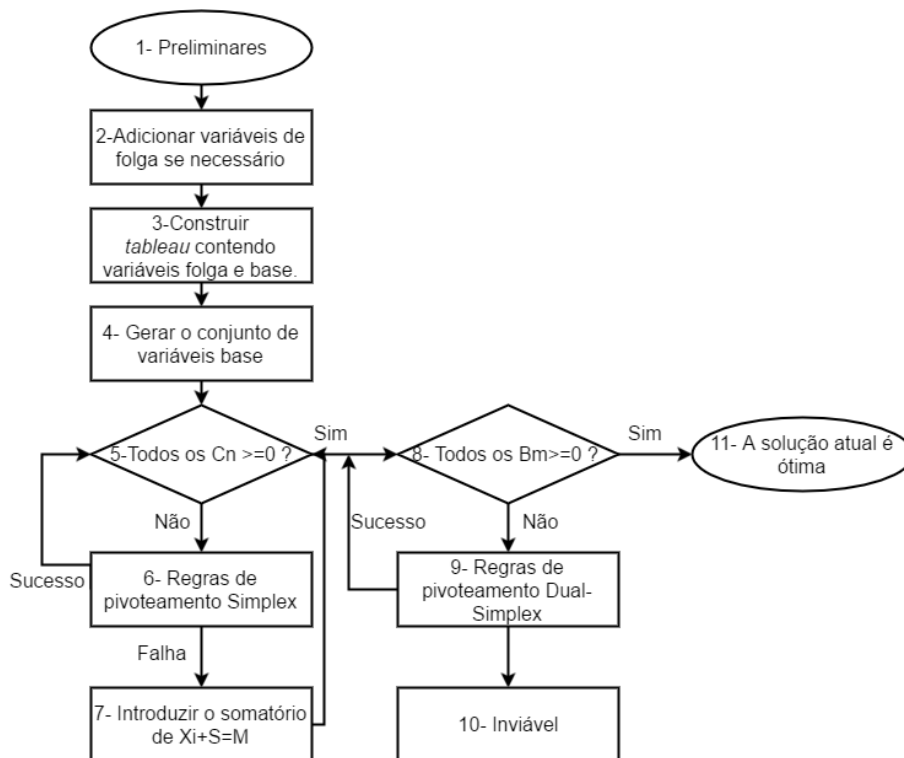


Figura 17: Rotinas de aplicação dos métodos Simplex e Dual Simplex. *Fonte:* Arsham, 2015. (modificado) Disponível em: <http://home.ubalt.edu/ntsbarsh/Business-stat/opre/PartII.htm>

		Não Básicas			Básicas				razão mínima
		x_1	\dots	x_k	F_{k+1}	\dots	F_n	b	
f objetivo	z	c_1	\dots	c_k	$c_{(k+1)}$	\dots	c_n	Valor de Z	
Var. folga 1	F_1	c_{11}	\dots	c_{1k}	$c_{1(k+1)}$	\dots	c_{1n}	b_1	b_1/a_{1j}
\vdots	\vdots	\vdots	\ddots	\vdots	\vdots	\ddots	\vdots	\vdots	\vdots
Var. folga n	F_n	c_{n1}	c_{n2}	c_{nk}	$c_{n(k+1)}$	\dots	c_{nn}	b_n	b_n/a_{nj}

(14)

As regras de pivotamento são análogas ao roteamento entre vértices do polítopo de soluções viáveis em busca da solução ótima, sendo compostas, segundo Wilhelm (2015), pelos seguintes passos:

1. Achar uma solução viável básica inicial.
2. Verificar se a solução atual é ótima. Se for, pare.
3. Determinar a variável não-básica que deve entrar na base.
4. Determinar a variável básica que deve sair da base.

5. Achar a nova solução viável básica, e voltar ao Passo 1

Onde o passo 1, avaliação da viabilidade, é representado pela etapa 5 na Figura 17 e o passo 2, avaliação de otimalidade, é colocado na etapa 8 da Figura 17. As análises de viabilidade e otimalidade podem ser expressas através da condição de $C \geq 0$ e $B \geq 0$, respectivamente. Portanto esses são os critérios de parada do algoritmo (DANTZIG, 1948).

A Programação Linear é uma técnica relativamente simples e com tempo de execução factível. Esse tipo de programação é utilizado em quase todas as outras ferramentas de otimização que estão em pesquisa. Entretanto, quando utilizada, a função objetivo e as restrições são transformadas em um formato linear. Como os fenômenos termofluidodinâmicos não são lineares, existe uma limitação da ferramenta quanto à aplicação em sistemas não lineares. Para a solução desse problema algumas considerações devem ser realizadas na etapa de modelagem. Contudo, quando um determinado processo não pode ser abstraído a níveis lineares ferramentas modificadas são aplicadas. Portanto, a limitação do método para o problema desse trabalho deve considerar o regime permanente dos equipamentos bem como uma eficiência constante na faixa de operação das variáveis otimizadas. Para problemas que não possuem essa possibilidade, como a análise do custo da compra de energia elétrica de uma concessionária, as variações desse custo no horário de pico de consumo e fora de pico, outras técnicas são indicadas. (WANG, 2010, p.14)

Muitas contribuições são desenvolvidas na pesquisa de programas lineares modificados como por exemplo Papouliast e Grossmann (1983), Varbanov, Doyle e Smith (2004); Magalhães, Wada e Secchi (2005), Aguillar et al(2007), Chen e Lin(2011). Os autores mencionados otimizam o mesmo problema de distribuição de vapor em uma rede com demanda através um algoritmo MILP (*Mixed-integer linear programming*) em face à outra técnica não linear avaliada em seus trabalhos, chamada (MINLP (*Mixed-integer nonlinear programming*)). A complexidade do problema MINLP também é NP-completo (LEE e LEYFER, 2012, pg. xii), portanto as duas técnicas possuem limitações dependendo de heurísticas e descrição de problemas menores para que sejam computáveis. Entretanto, a técnica MILP (*Mixed-integer linear programming*) é atualmente mais aplicada na literatura porque o desempenho em relação ao tempo de execução na solução é superior (BORELLI et al., 2007, pg. 16).

Neste trabalho, as considerações acerca dos níveis dos *headers* de vapor com pressão e temperatura constantes, bem como a eficiência constante em função da carga dos equipamentos permitem a aplicação de um algoritmo Programação Linear (LP) em sua otimização. Além disso, o uso de uma ferramenta disponível, simples e que utiliza uma técnica que abrange os algoritmos mais modernos justifica o uso de Programação Linear. Portanto, foram realizados os balanços de massa e energia e gerado um sistema de equações algébricas. Estas foram otimizadas através da função *linear programming solver - linprog*. Esta função minimiza uma determinada função objetivo através de um

sistema de equações lineares e inequações lineares dado um conjunto de restrições, ou seja, limites superiores e inferiores. O algoritmo utilizado na função é o *Dual Simplex*, que segundo MATLAB (Acessado em 15 de janeiro de 2017), é baseado nos trabalhos de programação linear de Andersen et Andersen (1995), Nocedal and Wright (2006), Forrest and Goldfarb (1992) e Koberstein (2008).

O método *Dual Simplex* é utilizado em problemas onde os coeficientes de B não são positivos no passo inicial (etapa 8 da Figura 17) e, portanto, sendo classificado como problema inviável. Esse método utiliza o princípio da dualidade (NERING et TUCKER, 1993), o qual estabelece o problema linear na forma padrão como *primal* sendo transformado em um problema *dual*.

$$\begin{array}{ll} \text{Maximizar } z = c^T x & \text{Minimizar } z = b^T y \\ \text{Sujeito a: } Ax \leq b & \Longrightarrow \text{Sujeito a: } A^T y \geq c \\ \text{Com: } x \geq 0 & \text{Com: } y \geq 0 \end{array} \quad (15)$$

Sua aplicação é mais abrangente que o método *Simplex*, já que, mesmo com $B \leq 0$ no passo inicial, o método pode gerar uma solução ótima (etapa 8 da Figura 17). A transformação do problema não viável *primal* para o *dual*, o torna viável. Essa afirmativa é provada, segundo Wilhelm (2015), pelos teoremas duais:

- O dual do dual é o primal
- Se x é viável para o *primal* e y é viável para o *dual* então $c^T x \leq b^T y$
- Se o *dual* possui um ponto ótimo o *primal* também possui.

Conforme o segundo item, existe uma distância entre as duas soluções, uma *folga*. Por isso, o ponto ótimo que foi alcançado pela primeira parte da aplicação do método *Dual Simplex* passa por uma transformação através do Teorema das Folgas Complementares. Logo, se o problema possui viabilidade *primal*, viabilidade *dual* e ainda o Teorema das Folgas Complementares é aplicável, diz-se que as condições de Karush-Kuhn-Tucker são atingidas e, portanto, o problema pode encontrar um valor ótimo (KARUSH, 1939) (KUHN et TUCKER, 1951).

3 MAPEAMENTO

Este trabalho foi empreendido junto à RPR e teve uma série de restrições para seu desenvolvimento com objetivo de proporcionar ganhos à Refinaria de Petróleo Riograndense. Os mesmos estão elencados a seguir:

1. Avaliar o estado atual do sistema de vapor;
2. Basear estudo com dados disponíveis;
3. Utilizar a instrumentação já instalada ou demandar modificações simples;
4. Implementar projeto com custo inicial mínimo;
5. Dar prioridade a sistemas com baixo risco operacional;

Diante destas restrições, o estudo *in loco* foi realizado tendo o foco do trabalho adequado para alcançar uma solução acadêmica e prática. Busca-se a sinergia dos objetivos e das restrições impostas.

O sistema de cogeração de energia da Refinaria de Petróleo Riograndense é representado na Figura 18. Ela contém três caldeiras C-8, C-9 e C-10. No diagrama C-9 (YB7005) e C-10 (YB7006) são indicadas no mesmo símbolo. A caldeira C-8 (YB7004) fica em espera e opera gerando vapor a 15kgf/cm^2 , enquanto C9 e C10 alimentam vapor a 60kgf/cm^2 (vapor de altíssima pressão - VHP) para *Header* de 60kgf/cm^2 . O turbo gerador possui uma capacidade máxima de geração de 2500kW , operando normalmente em torno de 2000kW , segundo o último levantamento. Entre as caldeiras 9 e 10 e o turbo gerador existe uma válvula rebaixadora de pressão para 15kgf/cm^2 (vapor de alta pressão - HP) onde a mesma pode ser regulada conforme a demanda de vapor de alta pressão.

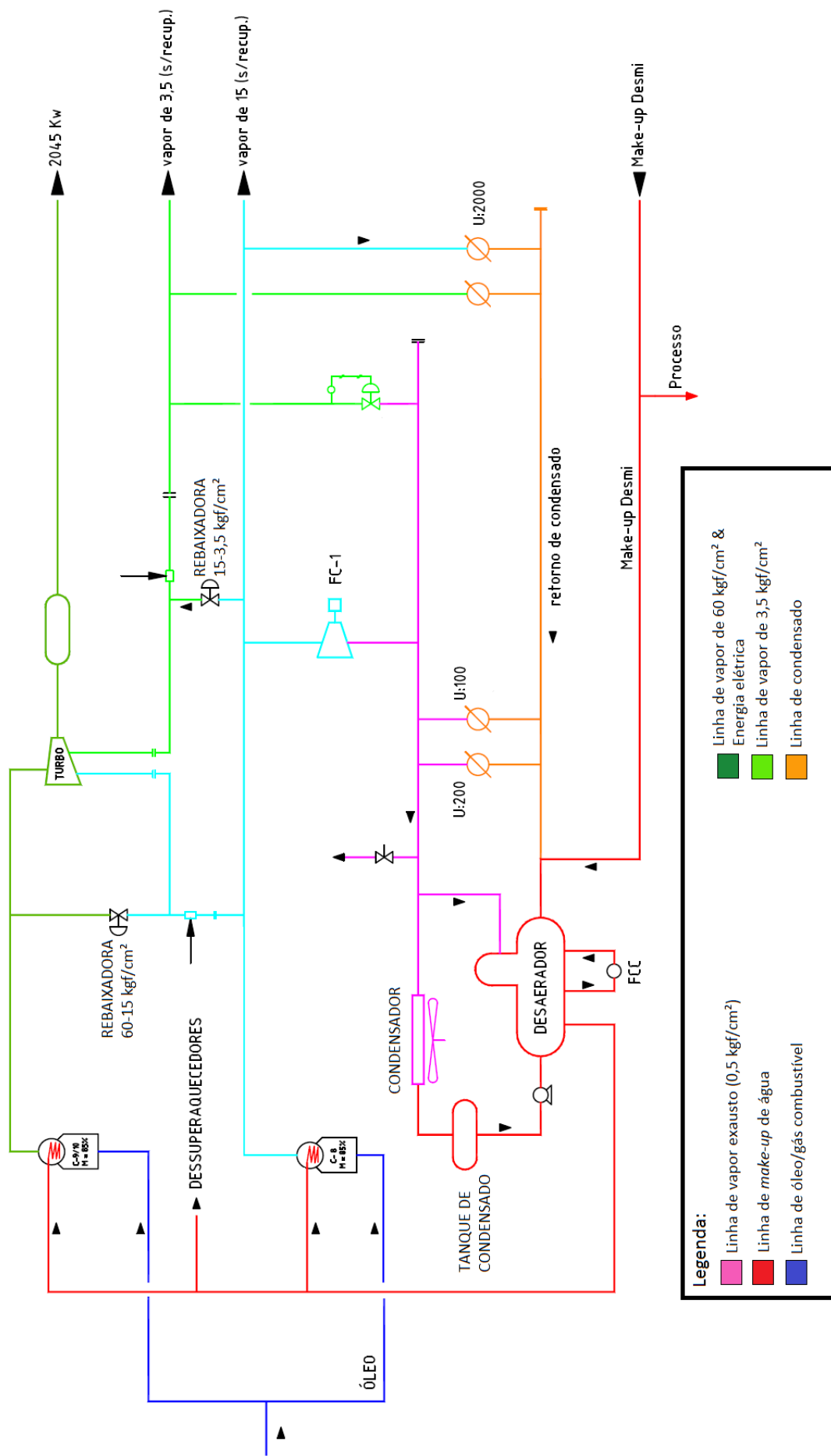


Figura 18: Fluxograma de Processo do Sistema de Utilidades da RPR. Fonte: RPR, 1999

É possível concluir que a turbina é do tipo de extração a partir do fluxograma devido às linhas de extração e exausto (ciano e verde claro), onde a pressão média, de exausto, é de $3,5\text{kgf}/\text{cm}^2$. Nessa linha se encontra mais uma válvula rebaixadora de pressão para $3,5\text{kgf}/\text{cm}^2$ (MP). O ponto onde há a adição de uma linha é referente aos dessuperaquecedores, uma vez que o rebaixamento da pressão de vapor superaquecido não reduz a temperatura a níveis adequados, tornando-se necessário o uso de água para resfriamento. É evidenciada ainda a válvula reguladora de pressão do *header* de vapor MP, que alivia a pressão para a linha de $0,5\text{kgf}/\text{cm}^2$ (LP) de retorno ao prédio condensador para controle de pressão do *header* MP.

São evidenciadas as unidades do processo de refino, consumidoras de vapor, U2000, U100, U200, bem como o *blower* da etapa de craqueamento catalítico ou FCC. Através delas ocorre a liberação de vapor, a uma pressão de $0,5\text{kgf}/\text{cm}^2$ (rosa) ou condensado (laranja) para posterior condensação e reaproveitamento, respectivamente, no sistema condensador- tanque de condensado - desaerador. Existe uma parcela significativa de vapor que é injetado diretamente no processamento, por exemplo: atomização nos queimadores de fornos e *stripping*, nas colunas de destilação, nos *strippers* onde a água é perdida para o ambiente ou é enviada ao sistema de tratamento de efluentes antes do descarte.

Uma parcela de vapor que é condensado e não tem contato com óleo, resultando do aquecimento de processo, é recuperado e escoado pela linha de retorno de condensado. A parcela de vapor que é utilizado para realizar trabalho, notoriamente pelo *blower* e outros motores a vapor, é liberada na linha de vapor LP, ou exausto e é encaminhada para o condensador. O que não é recuperado pela linha de LP, ou pela linha de condensado deve ser reposto pela linha de água de reposição, ou *makeup water*.

Conforme estudado na Seção 2.2- Conceitos Termodinâmicos, serão realizados balanços de massa, energia e exergia com os dados obtidos na planta da RPR. A partir dos mesmos e das restrições será possível definir o problema com embasamento técnico.

O ponto de partida para o mapeamento do sistema de cogeração e utilidades da Refinaria foi o estudo das planilhas de produção, além disso, para avaliar a hipótese de que o isolamento térmico da Refinaria está inadequado foram adicionadas também variáveis meteorológicas. As grandezas existentes nas planilhas são relacionadas na Tabela 6

Foram extraídas 102 variáveis, colocadas na Tabela 6, de relatórios pertinentes de 1 de janeiro de 2016 a 17 de julho de 2016, totalizando uma matriz de 193 dias x 102 variáveis. Desta matriz emergem alguns questionamentos como a confiabilidade dos dados, a forma de aquisição (através do supervisor ou manualmente), a qualidade, característica e manutenção dos instrumentos envolvidos e a relação entre as grandezas. Para uma análise preliminar dos dados, a fim de proporcionar considerações e estratégias adequadas nas etapas do trabalho, algumas ferramentas são utilizadas. Primeiro foi calculada uma matriz de correlação de todas as variáveis extraídas. Esta matriz de correlação

Tabela 6: Variáveis extraídas das planilhas de produção diária da RPR

1-Mes	52-YB-7005 Temp. gases chamine($^{\circ}C$)
2-Data	53-YB-7006 Temp. gases chamine($^{\circ}C$)
3-Energia total gerada ($kcal/dia$) Gas + oleo	54-Temperatura 15 ($^{\circ}C$)
4-AD Vazao de vapor (T/dia)	55-YB-7006 Temp. gases apos pre aquecimento($^{\circ}C$)
5-Vazao rebaixadora 60/15 (T/dia)	56-ES Temperatura do vapor ($^{\circ}C$)
6-Vazao 15 (T/dia)	57-Temperatura 3,5 ($^{\circ}C$)
7-EX Vazao de vapor (T/dia)	58-YB-7006 Gas consumido (Nm^3/h)
8-YB-7005 agua alimentada (kg/h)	59-YB-7005 Gas Combustivel
9-YB-7006 Vapor produzido (kg/h)	60-YB-7005 Gas consumido (Nm^3/h)
10-YB-7005 Vapor produzido (kg/h)	61-YB-7005 Temp. agua alimentada ($^{\circ}C$)
11-YB-7006 agua alimentada (kg/h)	62-YB-7006 Temp. agua alimentada($^{\circ}C$)
12-Vazao rebaixadora 15/3,5 (T/dia)	63-YB-7005 Temp. ar antes do pre aquecimento ($^{\circ}C$)
13-Vazao 3,5 (T/dia)	64-TURBO Potencia/Admissao
14-YB-7006 oleo combustivel	65-YB-7005 Pressao da fornalha YB-7005 (kgf/cm^2)
15-YB-7005 Ar de combustao (Nm^3/h)	66-YB-7006 Temp. ar antes do pre aquecimento ($^{\circ}C$)
16-YB-7006 Ar de combustao (Nm^3/h)	67-vento/vel
17-ES Vazao de vapor (T/dia)	68-YB-7006 Pressao da fornalha YB-7006 (kgf/cm^2)
18-YB-7006 Gas Combustivel	69-umid/inst
19-YD-7012 (L)	70-GaS Consumo (T/dia)
20-YD-7010 (L)	71-GaS Medicao
21-GER Potencia (kW)	72-DESA Nivel desaerador (%)
22-Potencia Total turbo+ceee (kwh)	73-YB-7005 Pressao da Caldeira (kgf/cm^2)
23-radiacao	74-YB-7006 Pressao da Caldeira (kgf/cm^2)
24-pressao	75-oLEO Consumo (T/dia)
25-15+3,5 (kgf/cm^2)	76-oLEO Medicao
26-VAPOR 15 kgf/cm^2 Produzido-Consumido	77-oLEO Total
27-oleo+gas Y-B7005(kg/h)	78-% Recuperacao condensado
28-GER Amperagem (A)	79-YB-7005 Nivel do tubulao sul (%)
29-oleo+gas Y-B7006(kg/h)	80-Temperatura do oleo ($^{\circ}C$)
30-CORSAN (m^3/dia)	81-YB-7005 Nivel do tubulao norte (%)
31-YB-7005 oleo combustivel	82-DISTRIBUIcaO DE VAPOR Vapor 3,5 + 15 kgf/cm^2
32-YB-7005 oleo consumido (L/h)	83-Abertura rebaixadora 3,5/0,5 (%)
33-DESM Vazao (m^3/dia)	84-DISTRIBUIcaO DE VAPOR Vapor 15 kgf/cm^2
34-YB-7005 Temp. dessuperaquecedor ($^{\circ}C$)	85-DISTRIBUIcaO DE VAPOR Vapor 60 kgf/cm^2
35-YB-7006 Temp. dessuperaquecedor ($^{\circ}C$)	86-TURBO Admissao
36-AD Temperatura do vapor ($^{\circ}C$)	87-temp/inst
37-YB-7006 Temp. gases antes do pre aquecimento ($^{\circ}C$)	88-oLEO U-200
38-condensado recuperado(m^3/d)	89-pto/orvalho/inst
39-DESM Cond.recuperado (m^3/dia)	90-oLEO YB-7005
40-YB-7005 Temp. gases antes do pre aquecimento ($^{\circ}C$)	91-oLEO YB-7006
41-YB-7006 oleo consumido (L/h)	92-Abertura rebaixadora 60/15 (%)
42-YB-7006 Temp. superaquecedor ($^{\circ}C$)	93- vento/rajada
43-YB-7005 Temp. superaquecedor($^{\circ}C$)	94-ES Pressao do vapor (kgf/cm^2)
44-YB-7006 Vapor	95-vento/direcao
45-YB-7005 Vapor	96-GER Tensao
46-YB-7005 agua	97-YB-7005 Diferencial Vap/oleo
47-EX Temperatura do vapor ($^{\circ}C$)	98-YB-7006 Diferencial Vap/oleo
48-YB-7006 agua	99-GER Fator de potencia
49-YB-7005 Temp. ar apos pre aquecimento($^{\circ}C$)	100-DESA Pressao exausto (kgf/cm^2)
50-YB-7006 Temp. ar apos pre aquecimento($^{\circ}C$)	101-Abertura rebaixadora 15/3,5 (%)
51-YB-7005 Temp. gases apos pre aquecimento($^{\circ}C$)	102-precipitacao

102x102 foi agrupada (*clusterizada*) e foi gerado um mapa de correlação com dendrogramas, disponível na Figura 19.

Para melhor visualização, este mapa global de variáveis disponíveis foi dividido conforme os dendrogramas plotados acima do mapa em verde escuro “VE”, verde claro “VC”, amarelo “AM”, vermelho “V” e azul “AZ”. Também foram numeradas as colunas de 1 a 8 e as linhas de 1 a 5. Com base na escala que representam a grandeza do coeficiente de correlação “R” os clusters 11, 12, 13, 14, 16, 18, 31, 32, 33, 34, 41, 42, 51 serão plotados separadamente no Anexo A.

Para uma análise preliminar foi utilizado este tipo de mapa de correlação, entretanto, a metodologia e os critérios para avaliação da confiabilidade das variáveis disponibilizadas pela RPR foi também através do valor p , o qual mensura a significância das relações entre os resultados. Este parâmetro o faz considerando a hipótese nula, isto é, quantifica se mesmo com um fator de correlação acima dos ideais para uma dada aplicação, se esta correlação é inválida. Portanto, foi considerado o módulo dos coeficientes de correlação de 0,5 e de “ p ” de 0,01, isto é, os pares relacionados com coeficientes acima de 0,5 em que a probabilidade de hipótese nula de correlação esteja menor do que 0,01. A tabela com todas as variáveis correlacionadas foi analisada e as recorrências de cada variável foram somadas e listadas. A classificação destas repetições, pelo maior número de combinações, está contida na Tabela 7.

Após a análise de correlações e valor p para um ciclo de potência, onde a priori um grande número de variáveis estão correlacionadas, nesta tabela fica evidente a maior disponibilidade de dados da instrumentação e dos sistemas de aquisição de dados das caldeiras e turbina. O maior índice de combinação se encontra nesses equipamentos tendo em vista o sistema modernizado das caldeiras YB7004 e YB7006. Algumas variáveis do sistema turbina-gerador também estão nesta lista. 38 variáveis são relacionadas com as caldeiras, 11 variáveis são relacionadas com os *headers* de vapor e, portanto, com o sistema de distribuição. 5 variáveis meteorológicas e nenhuma variável dos sistemas consumidores de vapor bem como do prédio condensador. Portanto na escolha do fluxograma que será modelado e analisado é importante salientar que os sistemas das caldeiras e do turbo-gerador possuem maior representatividade e os sistemas de consumo e de condensação serão estimados baseados nestas informações. Esta avaliação inicial já indica que estes sistemas possuem uma necessidade de dados para este tratamento preliminar.

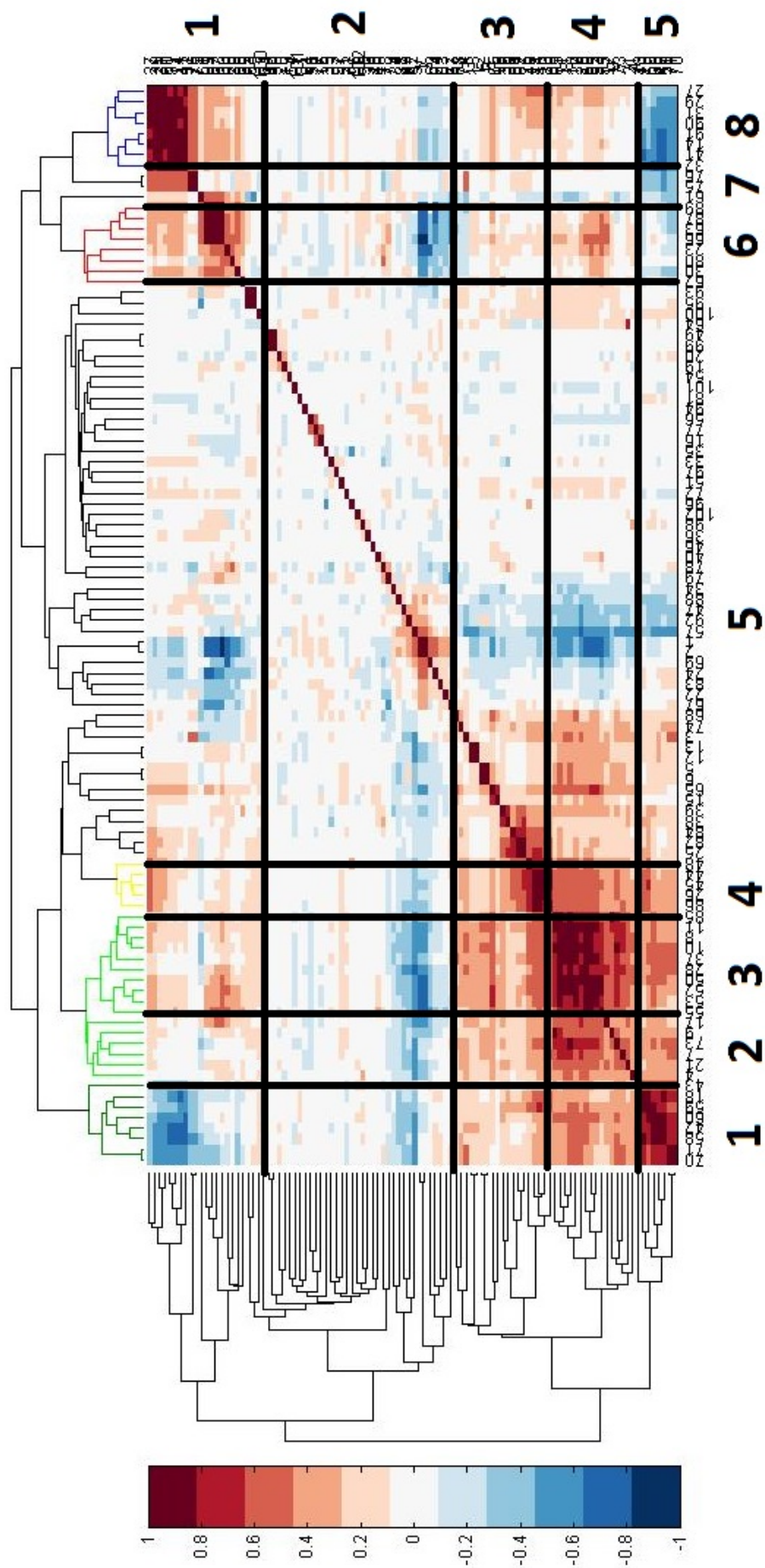


Figura 19: Mapa de correlação das variáveis extraídas de planilhas de produção da RPR. $-1 \leq R \leq 1$

Tabela 7: Classificação de variáveis conforme maior número de combinações em que $R > 0,5$ e $p < 0,01$. Extraídas, numeradas e disponíveis na Tabela 6

Nº	Variável	Comb.	Nº	Variável	Comb.
8	YB-7005 agua alimentada (kg/h)	21	59	YB-7005 Gas Combustivel	4
10	YB-7005 vap produzido (kg/h)	18	43	YB-7005 T. superaquecedor(°C)	3
11	YB-7006 agua alimentada (kg/h)	17	61	YB-7005 T. agua alimentada (°C)	3
37	YB-7006 T.gas ant.preaquec. (°C)	17	63	YB-7005 T.ar antes.preaquec. (°C)	3
1	Mês	15	12	Vazão rebaixadora 15/3,5 (T/dia)	2
14	YB-7006 oleo combustivel	15	30	CORSAN (m³/dia)	2
28	GER Amperagem (A)	15	38	condensado recuperado(m³/d)	2
2	Data	14	66	YB-7006 T.ar antes preaquec. (°C)	2
7	EX Vazao de vap (T/dia)	13	67	vento/vel	2
18	YB-7006 Gas Combustivel	11	70	GaS Consumo (T/dia)	2
26	vap 15 kgf/cm² Prod.-Consum.	11	75	oLEO Consumo (T/dia)	2
31	YB-7005 oleo combustivel	11	82	DISTRIB. DE vap 3,5+15kgf/cm²	2
32	YB-7005 oleo consumido (L/h)	11	4	AD Vazao de vap (T/dia)	1
41	YB-7006 oleo consumido (L/h)	10	5	Vazao rebaixadora 60/15 (T/dia)	1
45	YB-7005 vap	10	13	Vazao 3,5 (T/dia)	1
9	YB-7006 vap produzido (kg/h)	9	15	YB-7005 Ar de combustao (Nm³/h)	1
25	15+3,5 kgf/cm² (T/dia?)	9	35	YB-7006 T. dessuper (°C)	1
44	YB-7006 vap	9	39	DESM Cond.recuperado (m³/dia)	1
50	YB-7006 T.ar apos.preaquec.(°C)	9	48	YB-7006 agua	1
52	YB-7005 Temp. gas chamine(°C)	9	49	YB-7005 T.ar apos.preaquec.(°C)	1
27	oleo+gas Y-B7005(kg/h)	8	56	ES Temperatura do vap (°C)	1
42	YB-7006 Temp. superaquec. (°C)	8	57	Temperatura 3,5 (°C)	1
17	ES Vazao de vap (T/dia)	7	65	YB-7005 P.da fornalha (kgf/cm²)	1
29	oleo+gas Y-B7006(kg/h)	7	71	GaS Medição	1
21	GER Potencia (kW)	6	73	YB-7005 P.da Caldeira (kgf/cm²)	1
23	radiacao	6	76	oLEO Medição	1
53	YB-7006 Temp. gas chamine(°C)	6	78	% Recuperacao condensado	1
58	YB-7006 Gas consumido (Nm³/h)	6	87	temp/inst	1
3	Energia total gerada (kcal/dia) G+O	5	90	oLEO YB-7005	1
55	YB-7006 T.gas apos.preaquec.(°C)	5	93	vento/rajada	1
60	YB-7005 Gas consumido (Nm³/h)	5			
24	pressao	4			

Tendo isso em vista, o projeto do fluxograma a ser trabalhado pode dar maior detalhamento e acuidade aos subsistemas que possuem disponibilidade de dados em detrimento da escolha estratégica de subsistemas que não dispõem, portanto, podem ser simplificado sem mais prejuízos ao sistema como um todo.

Neste sentido o seguinte fluxograma de processos apresentado na Figura 20, baseado na Figura 18, será utilizado para as etapas de mapeamento do sistema de vapor da RPR. As variáveis do fluxograma relacionadas às variáveis consistentes através dos testes de coeficiente de correlação e valor p , são colocadas na Tabela 8.

A partir das informações contidas na tabela 8 e da Figura 20, será feita a análise dos equipamentos com maior disponibilidade de dados obtidos junto à RPR. Primeiramente é analisado, à luz das leis de conservação de massa e energia, o sistema de distribuição de vapor de altíssima pressão *Very High Pressure* e então as duas caldeiras e a turbina que possuem a maior quantidade de variáveis conhecidas. As válvulas redutoras, as cargas e o prédio condensador não possuem condições para tais análises e portanto não serão

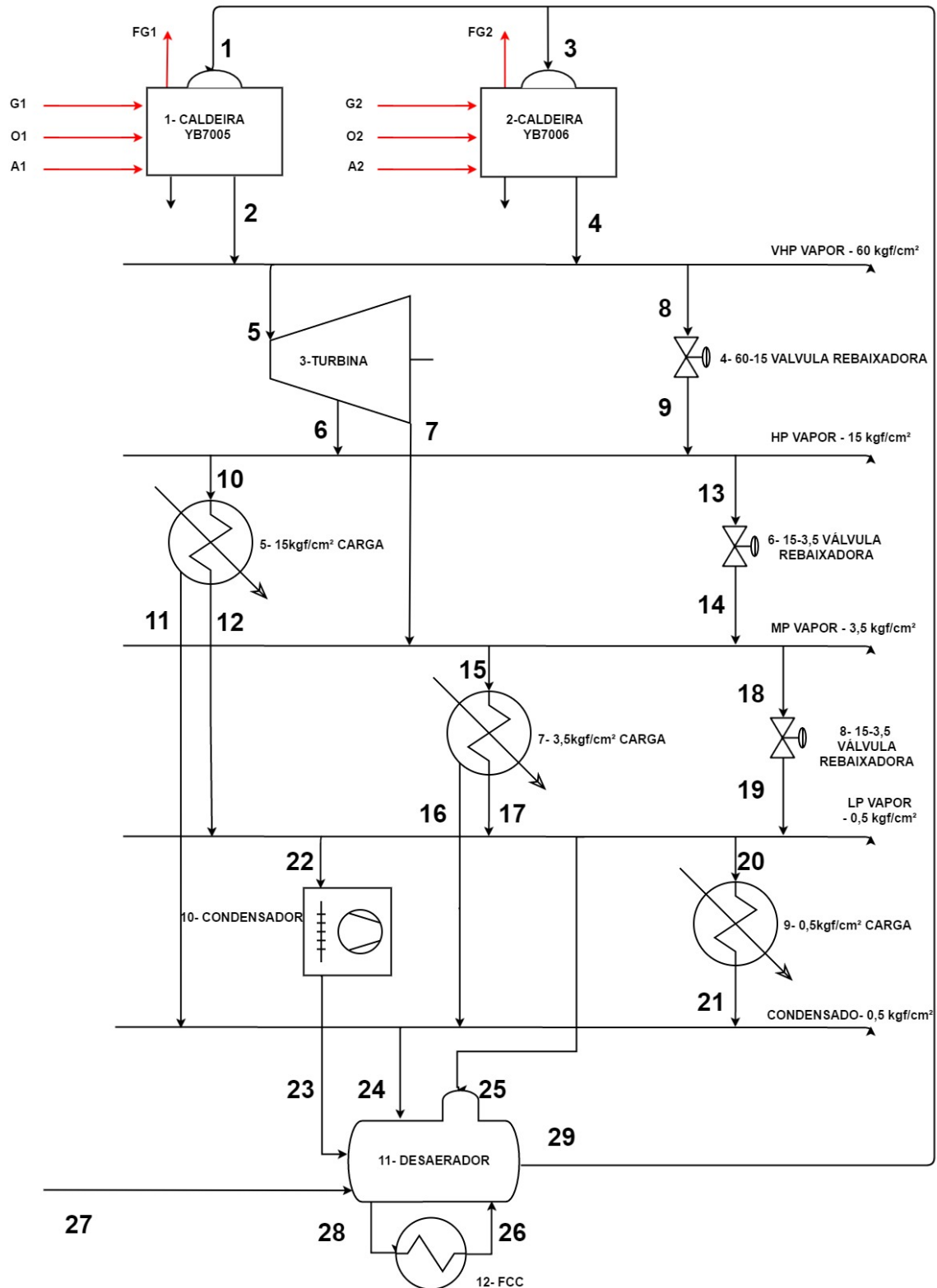


Figura 20: Fluxograma de processo do ciclo de cogeração da RPR após considerações

realizadas.

Tabela 8: Variáveis conhecidas e desconhecidas do sistema de cogeração da RPR. O N° da variável (*N da Var*) é referente à Tabela 7 e a *Linha* está relacionada com a Figura 20.

Linha	Estado	N da Var	Descrição
1	conhecido	8;61	YB7005 - Alimentação da Caldeira
2	conhecido	10;43;45;73	YB7005 - Vapor de altíssima pressão
3	conhecido	11;48	YB7006 - Alimentação da Caldeira
4	conhecido	9;44;42;35	YB7006 - Vapor de altíssima pressão
5	conhecido	4	Turbina - Admissão de vapor
6	conhecido	7	Turbina - Extração de vapor
7	conhecido	17; 13;56;57	Turbina - Exaustão de vapor
8	conhecido part	5	Header - 60 para 15 kgf/cm^2 entrada
9	desconhecido		Header - 60 para 15 kgf/cm^2 saída
10	desconhecido	26	15 Carga - Entrada
11	desconhecido	26	15 Carga - Saída Exausto
12	desconhecido	26	15 Carga - Saída Condensado
13	conhecido	12	Header - 15 para 3,5 kgf/cm^2 Entrada
14	desconhecido	13;57	Header - 15 para 3,5 kgf/cm^2 Saída
15	desconhecido		3,5 Carga - Entrada
16	desconhecido		3,5 Carga - Saída Exausto
17	desconhecido		3,5 Carga - Saída Condensado
18	conhecido		Header - 3,5 to 0,5 kgf/cm^2 valve Entrada
19	desconhecido		Header - 3,5 to 0,5 kgf/cm^2 valve Saída
20	desconhecido		0,5 Carga - Entrada
21	desconhecido		0,5 Carga - Saída
22	desconhecido		Condensador - Entrada
23	desconhecido		Condensador - Saída
24	conhecido/inconsistente	38;39	Header - 0,5 Exausto - Condensado
25	desconhecido		Desaerador- Vapor LP
26	desconhecido		Desaerador - para FCC
27	conhecido	30	Desaerador - Água de reposição
28	desconhecido		Desaerador - do FCC
29	desconhecido		Desaerador - Saída

3.1 Header VHP

É evidenciado, através da Figura 21, que a soma das vazões que entram nos dois sistemas das caldeiras não é a mesma, a soma das entradas - *somatorio e* não é igual à soma das saídas *somatorio s*, indicando uma inconsistência dos dados em relação à lei da conservação de massa (eq. 1). A soma acumulada dos erros é de $-2,8431 \times 10^5 kg/h$, indicando uma geração de matéria no sistema. As hipóteses levantadas são erros nos sensores de vazão na entrada e saída das caldeiras, a adição de água por uma linha que não foi considerada e erros na aquisição dos dados. Erros na aquisição de dados pelo operador possuem uma característica aleatória, mas como pode ser visto na Figura 21 a diferença entre os pontos de vazão mássica na saída em relação à entrada possuem uma diferença constante no intervalo em que os dados foram adquiridos. Então foi calculado o erro médio e o desvio padrão para esta série de dados, após a retirada de dados discrepantes da série. O resultado mostra um erro médio de $-1,3571 \times 10^3 kg/h$ e um desvio padrão de $339,86 kg/h$. O fato desse erro médio ser negativo indica que este erro é sistemático, sempre abaixo da média da série e não com uma distribuição normal em torno da mesma.

Além disso o desvio padrão do erro mostra uma distribuição de 30% com um intervalo de confiança de 63%.

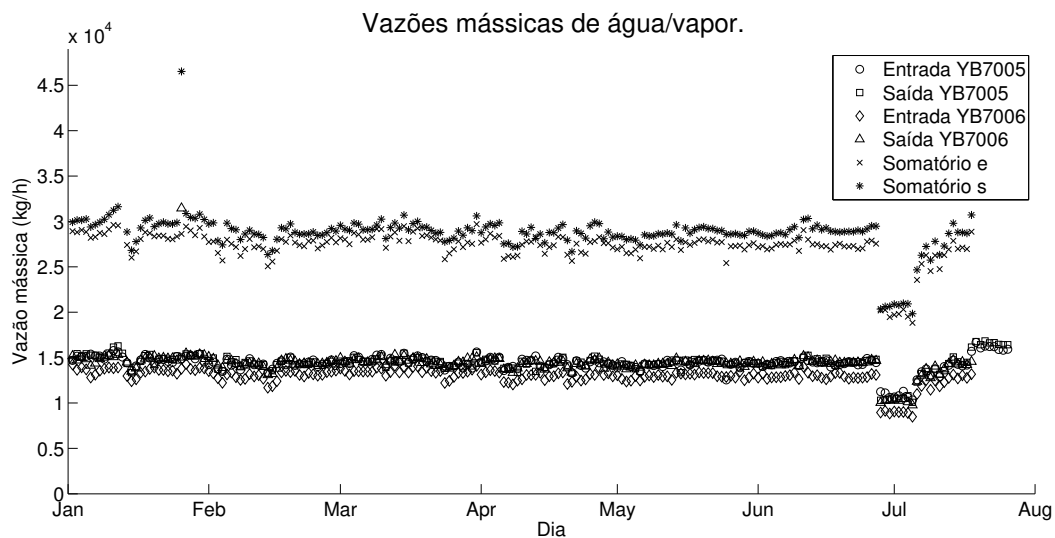


Figura 21: Vazões mássicas das caldeiras YB7005 e YB7006.

Em busca de maior abrangência para esta análise foram calculados, a partir dos dados indicados na Figura 22, todos os erros entre entradas e saídas de massa contidas nas planilhas da RPR dos sistemas caldeiras - Header - Turbina. Os dados foram tratados para retirar *outliers* quando maiores ou menores que duas vezes o desvio padrão em torno da média. Os valores diários foram utilizados para a computação das médias e desvios padrão e são colocados na Tabela 9. Onde diversas linhas de vapor referentes à Figura 20 são analisadas à luz da lei da conservação de massa descrita na equação 1.

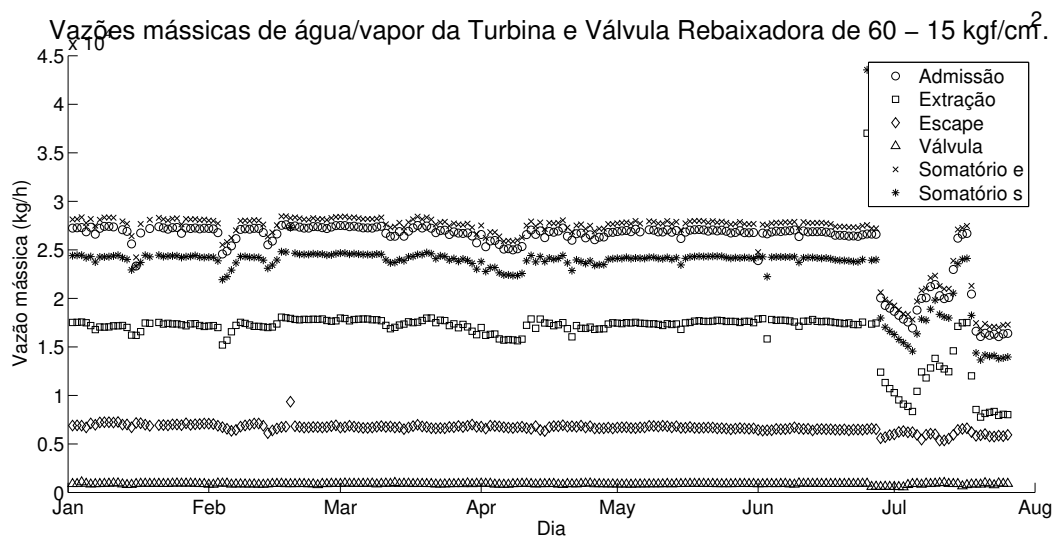


Figura 22: Vazões mássicas da Turbina e da válvula redutora de pressão altíssima - VHP

A primeira coluna da Tabela 9 numera a análise feita em um total de 6 em que o número 1 é a diferença entre as entradas e saídas das caldeiras YB7005 e YB7006. O

número 2 representa o balanço de massa entre as saídas das caldeiras, entrada do *header VHP*, e as entradas da turbina e da válvula rebaixadora. A análise 3 relaciona as entradas com as saídas da turbina e da válvula rebaixadora. O balanço representado pelo número 4 faz a diferença das entradas de água das caldeiras e as entradas de vapor na turbina e válvula rebaixadora, ou a saída de matéria no *header VHP*. O número 5 calcula o balanço de massa entre as linhas de entrada de água das caldeiras com as saídas de matéria da caldeira e da válvula. Por fim, a análise número 6 faz a diferença entre as saídas de massa das caldeiras com as saídas de massa da turbina e da válvula.

Tabela 9: Erros médios dos balanços de massas dos sistemas ligados ao *VHP Header*

Nº	Linhas (kg/h)	Média	Desvio Padrão
1	F1+F3 -F2-F4	-1352,36	387,26
2	F2+F4-F5-F8	1599,41	1362,03
3	F5+F8-F6-F7-F9	2657,21	424,45
4	F1+F3-F5-F8	252,87	1348,24
5	F1+F3-F6-F7-F9	2800,07	962,82
6	F2+F4-F6-F7-F9	4213,08	1097,75

O erro apresentado nas caldeiras relativo às linhas F1, F2, F3 e F4 é negativo e significa a criação de matéria na caldeira. O menor erro do balanço de massa nestes subsistemas está entre as vazões nas entradas das caldeiras e a soma da admissão de vapor na turbina e do vapor rebaixado para $15kgf/cm^2$ (Nº4) de $252,87kg/h$. A maior média de erro nesta tabela está quando se faz o balanço de massa entre as entradas das caldeiras e as saídas do turbo e da válvula rebaixadora (Nº6).

O sistema de controle de temperatura do vapor supersaturado da caldeira possui um atuador que injeta água na saída do superaquecedor e assim diminui a temperatura do vapor. Este sistema não foi adicionado no fluxograma estabelecido na Fig 20, esta é uma hipótese para a diferença no balanço de matéria. Mesmo sabendo que há *blowdown* no tubulão inferior para manutenção da concentração de íons e outros aditivos, chega-se a possibilidade de que o sistema de controle injeta mais água que o sistema de purga retira fazendo com que o cálculo do balanço de massa seja negativo.

A seguir serão analisados os dados para cada operação unitária com disponibilidade de medições conforme a Tabela 7, iniciando pelas caldeiras.

3.2 Caldeira YB7005

Uma série de considerações são postas nessa seção:

- Os estados termodinâmicos do vapor e da água são calculados através da Formulação Industrial das Propriedades Termodinâmicas do Vapor e da Água de 1997 (IAPWS, 1997). A função *X Steam* (HOLMGREN, 2006) foi implementada no software MATLAB com essa formulação criada para o uso industrial.

- São conhecidas as vazões mássicas de combustíveis quantificadas por um medidor tipo coriolis.
- Os dados termodinâmicos das linhas relacionadas aos combustíveis são incompletas. As temperaturas de alimentação são desconhecidas, por isso é considerada temperatura de $25^{\circ}C$ para estes.
- As temperaturas e vazões dos gases da chaminé são desconhecidas. Por isso é considerado que a massa de combustível e ar que entra na câmara de combustão sai pela chaminé, respeitando a lei da conservação de matéria.
- São consideradas três hipóteses para avaliação da combustão das caldeiras:
 1. Combustão de butano e decano e suas propriedades termodinâmicas tabeladas.
 2. Considerando as reações e balanços de uma reação de butano e decano. Porém, utilizando os dados termodinâmicos empíricos da RPR.
 3. Através dos balanços de energia da caldeira uma vez que se sabe o estado e a massa de entrada e saída de água e vapor das caldeiras.

Esta última possui a característica de estimar o calor real que foi transferido para gerar o vapor, entretanto, não disponibiliza o montante total de calor da combustão e portanto não é possível se calcular a eficiência do sistema.

- a vazão de entrada será considerada com mesmo valor que a de saída. Isso adicionará a água de controle de temperatura do vapor superaquecido.

Definidas estas questões, os dados repercutidos na seção 3.1, de mapeamento, serão utilizados, balanços de massa e energia serão calculados e plotados, bem como os desempenhos tabelados e os resultados serão discutidos à luz das leis conservativas e índices já estudados na seção 2.3.

Inicialmente são feitas a compilação e organização dos dados referentes à combustão da caldeira. A mesma é alimentada com dois tipos de combustíveis, um óleo e outro gasoso. Em função da natureza da planta industrial este combustível é oriundo do processo produtivo e como todos os outros produtos derivados do petróleo, possui uma composição heterogênea de hidrocarbonetos. Este fato dificulta o cálculo e análise da combustão neste equipamento. A análise de capacidade calorífica e do perfil de composição destes combustíveis são realizados periodicamente. Na planilha intitulada “Util” são calculados o calor da combustão em base úmida a partir do PCI (Poder Calorífico Inferior) proveniente de análises, também são disponibilizadas as composições por elemento dos dois combustíveis bem como suas densidades.

Com esses dados foi considerado o óleo como decano $C_{10}H_{22}$ e o gás como butano C_4H_{10} . A partir desta consideração foi calculado o calor de combustão com dados termodinâmicos tabelados para os dois hidrocarbonetos. Entretanto, após o cálculo do calor

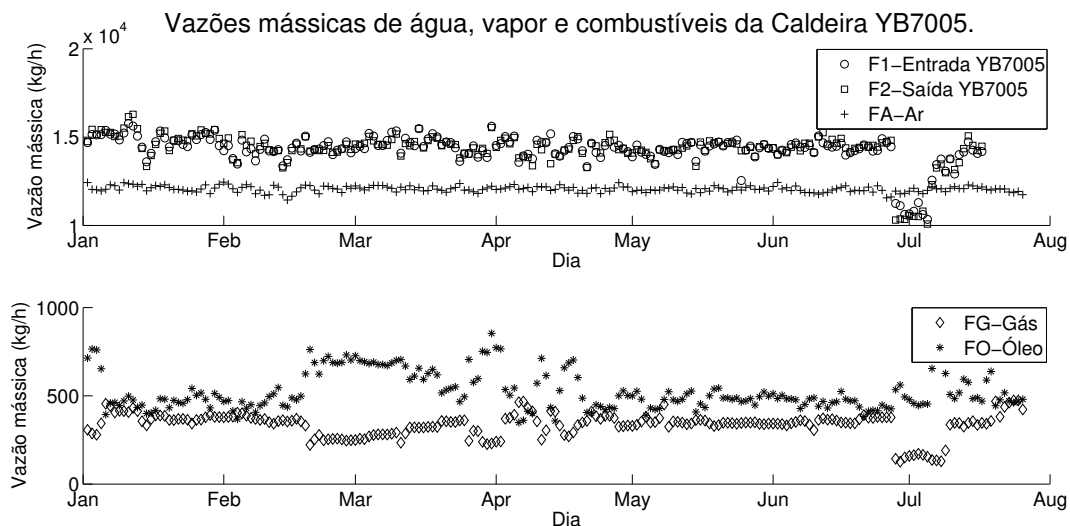


Figura 23: Vazões mássicas da Caldeira YB7005

gerado, foi utilizado este valor para o cálculo do estado da vazão de saída de vapor da caldeira e o mesmo não corresponde ao estado medido na saída do trocador de calor da mesma. Para análise destas questões são plotados os gráficos das Figuras 23, 24 e 25.

No caso da caldeira YB7005 a diferença média entre a entrada e saída de água/vapor do sistema é de $-49 \pm 220 \text{ kg/h}$ em um intervalo de confiança de 63%. Isso pode ser visto na Figura 23, onde as vazões de entrada e saída estão muito próximas. As vazões de combustíveis são os perfis colocados abaixo, sendo possível identificar a relação inversa, isto é, quando a vazão de gás aumenta a de óleo diminui isso se dá para manter um calor liberado na combustão em função da demanda de vapor. A vazão de ar se mantém menos sensível ao longo do período avaliado com um valor médio de $1,2058 \times 10^4 \pm 171 \text{ kg/h}$, o que mostra um potencial para melhoria do ar de combustão. Por exemplo, é possível identificar uma diminuição na produção de vapor e conseqüentemente na alimentação de combustíveis em julho, entretanto, a admissão de ar não é afetada nesta situação.

Neste ponto são levantadas, calculadas e plotadas três hipóteses para análise do calor de combustão da queima na caldeira YB7005 o qual é transferido para o vapor:

1. Calor calculado a partir das características termodinâmicas empíricas de análises feitas pela RPR. (*Q Real*)
2. Calor calculado a partir de características dos combustíveis considerados na sua forma pura. (*Q Simulado*)
3. Calor calculado a partir do balanço de energia, já que são conhecidos as vazões, pressões e temperaturas das linhas de entrada e saída da caldeira. (*Q Calculado*)

Assim, é possível realizar algumas avaliações com base no gráfico plotado na Figura 24.

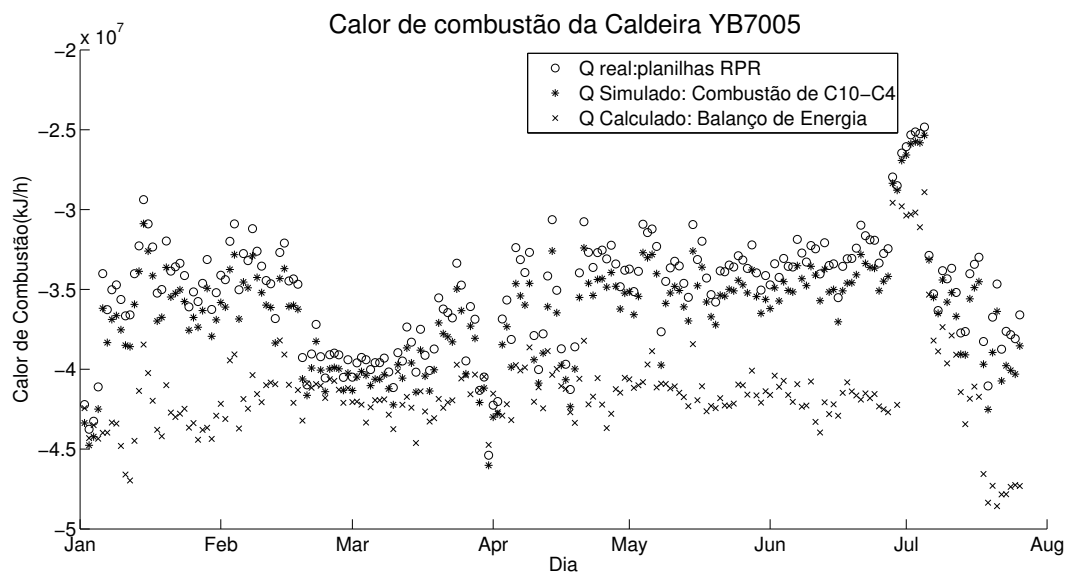


Figura 24: Calores de Combustão da caldeira YB7005

Os calores de combustão fundamentados nos dados da RPR e os simulados apresentam mesma tendência com *offset*, entretanto, o perfil do calor de combustão gerado pelo balanço de energia mostra uma discrepância entre os dois anteriores. Além disso a tendência do calor de Combustão calculado não é tão evidente quanto ao simulado e o real. É possível afirmar que o calor calculado a partir dos dados empíricos e o simulado com as tabelas termodinâmicas subestimam a energia térmica necessária para elevar a água alimentada a vapor de altíssima pressão. Isso ainda considerando uma transferência total da energia térmica gerada pela combustão.

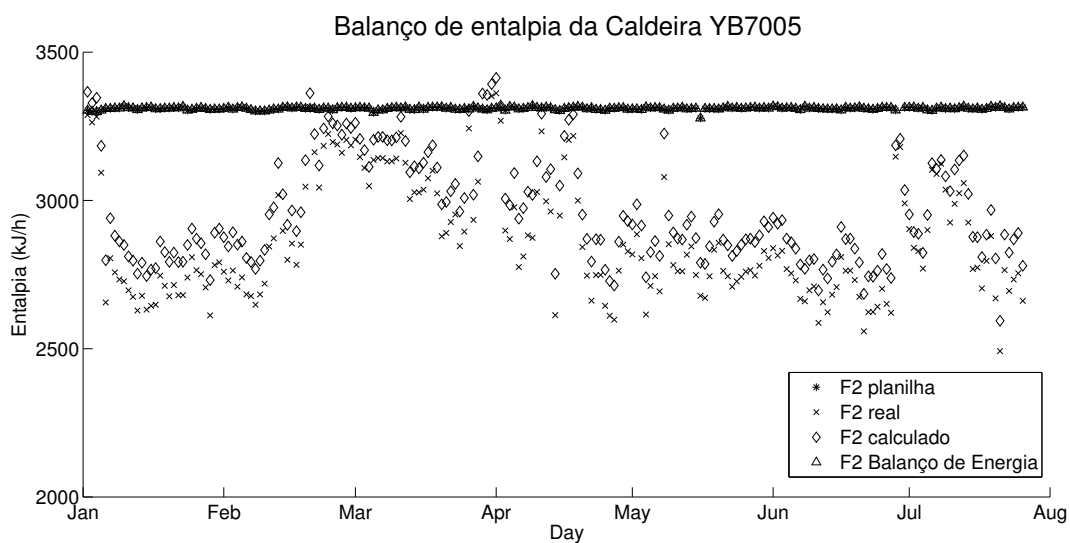


Figura 25: Entalpias da caldeira YB7005

A Figura 25 mostra a entalpia da linha de saída de vapor F2. Os pontos retirados das planilhas de temperatura e pressão estão sobrepostos aos calculados de acordo com

o balanço de massa pois foi utilizada uma função que calcula a entalpia do vapor. A mesma calcula a partir de dois dados termodinâmicos sendo que os dois usados foram a temperatura e pressão das próprias planilhas. Em função disso é que as entalpias plotadas são idênticas. Já as entalpias calculadas a partir do PCI empírico e da combustão simulada estão abaixo do valor calculado com o balanço de energia, isso indica três problemas. O primeiro é que há uma discrepância entre os dados considerados pela RPR, os medidos e os simulados. O segundo, que os calores de combustão obtidos dos dados são menores que o calor de combustão obtido do balanço de energia como é evidenciado na temperatura de saída do vapor de altíssima pressão na Figura 26

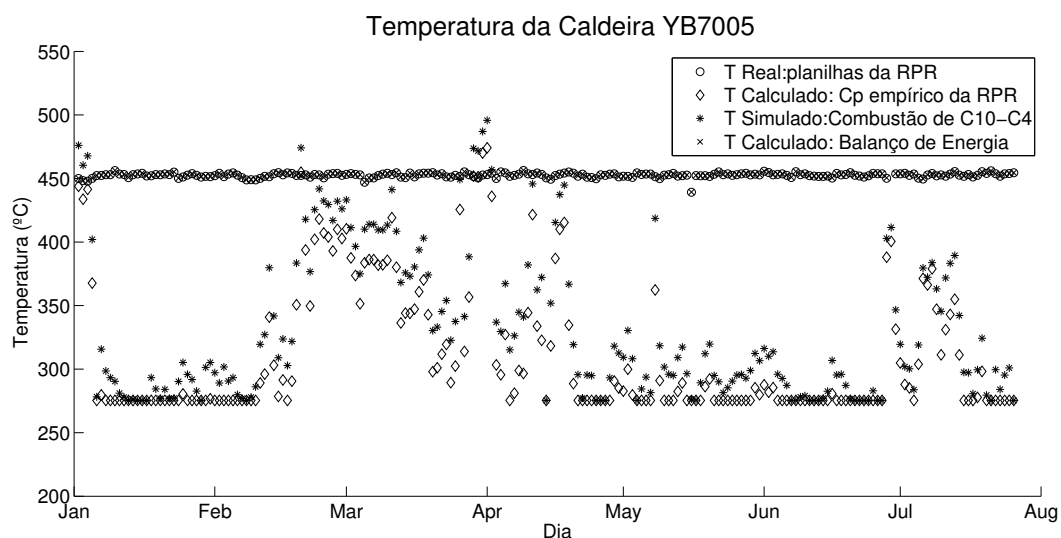


Figura 26: Perfis de Temperatura de vapor VHP na caldeira YB7005

A Figura 26 dos perfis de temperatura a partir das três hipóteses do cálculo do calor de combustão mostra a discrepância destes valores. Mais uma vez a temperatura das planilhas e do balanço de energia estão sobrepostas e as temperaturas calculadas a partir das entalpias obtidas dos dados da RPR e da simulação estão abaixo dos dados reais obtidos na planta. O patamar estabelecido em torno da temperatura de 280°C é devido ao calor de combustão nesses pontos não ser suficiente para superaquecer o vapor. Isso gera vapor saturado com uma dada fração de vapor/condensado nessas temperatura e pressão de operação das caldeiras.

Neste ponto algumas limitações são identificadas. Com a dificuldade de especificar e identificar os perfis de combustão na caldeira os cálculos de desempenho são inviáveis já que não é possível definir o montante total de calor disponibilizado na combustão com os resultados obtidos. Portanto, não é possível quantificar a fração que é transferida para o vapor gerado. O montante total efetivamente transferido é conhecido e foi calculado a partir do balanço de energia. O balanço de massa possui inconsistências em função de não considerar o *blowdown* da caldeira bem como a água injetada no superaquecedor para controle de temperatura na saída. Outras linhas foram estimadas, como a perda que existe

nos gases da combustão considerando a combustão de decano e butano.

3.3 Caldeira YB7006

Nesta seção serão analisados os gráficos ao longo do tempo da mesma forma e com as mesmas condições colocadas na análise anterior. A seguir são plotados os gráficos 27, 28 e 29 relativos aos balanço de massa e energia na caldeira YB7006.

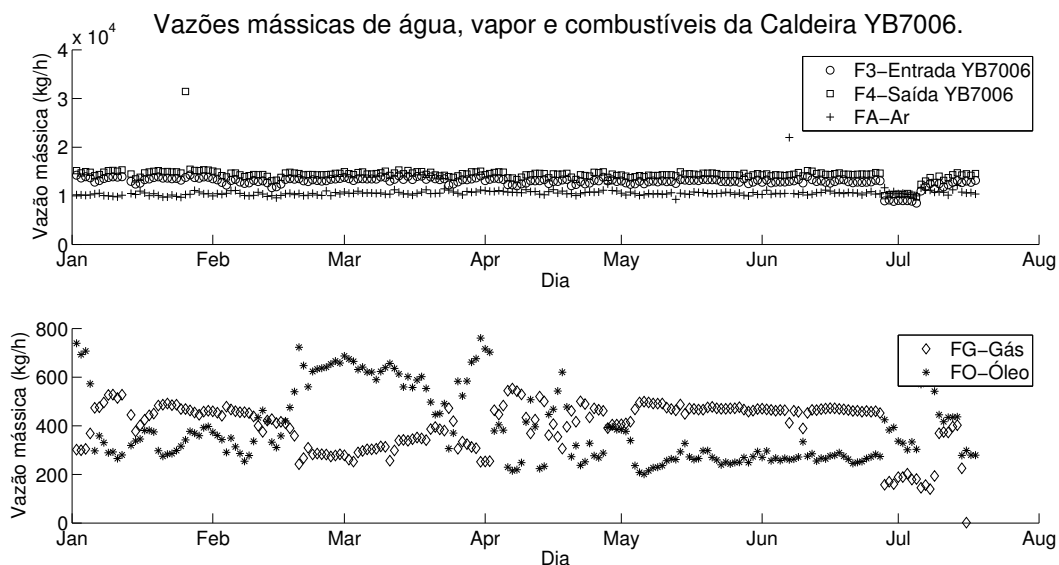


Figura 27: Vazões mássicas da Caldeira YB7006

A caldeira YB7006, a exemplo da YB7005, possui uma maior saída de vapor que a entrada de água. A diferença média entre a entrada e saída de água/vapor é de $-1,3421 \times 10^3 \pm 123 \text{ kg/h}$. Isso já foi aventado e explicado em função do sistema de controle de temperatura de vapor superaquecido.

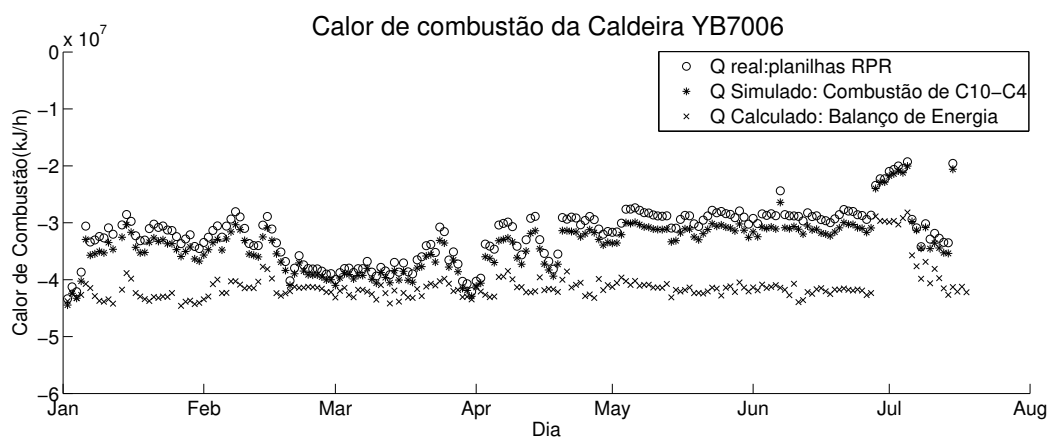


Figura 28: Calores de Combustão da caldeira YB7006

Na análise preliminar na seção *Header VHP* já é evidente esta discrepância na lei

de conservação de massa e aqui é conhecido que ambas as caldeiras possuem o mesmo comportamento. Entretanto a caldeira YB7006 apresenta um erro médio maior que o evidenciado na caldeira YB7005. Algumas hipóteses para este resultado são um menor *blowdown* ou maior esforço do sistema de controle de temperatura sempre adicionando maior quantidade de água na injeção no superaquecedor. Obviamente uma análise dos tipos de sensores utilizados nos dois equipamentos e suas calibrações e estados devem ser avaliados. O comportamento do calor liberado na combustão e a energia necessária para produção de vapor também é representado na caldeira YB7006 conforme colocado nas Figuras 28, 29 e 30.

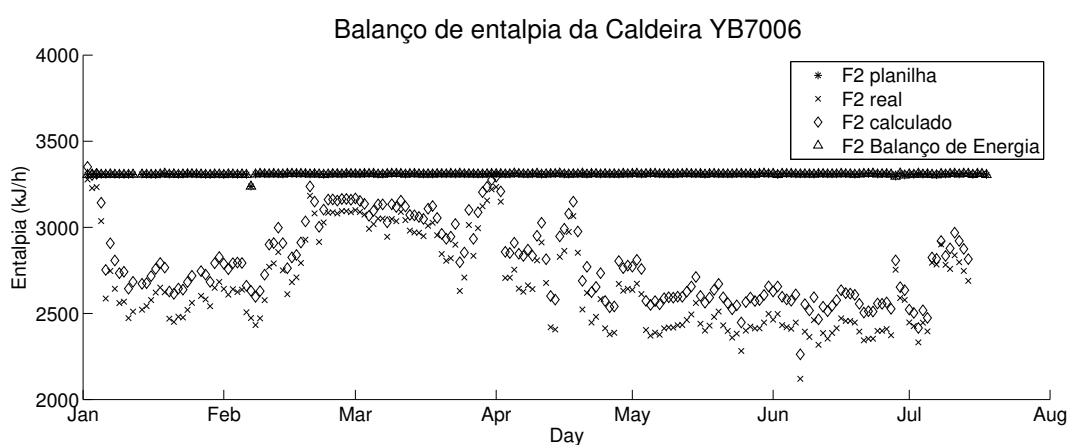


Figura 29: Entalpias da caldeira YB7006

Nos gráficos mostrados, os comportamentos obtidos são análogos ao que ocorre com a caldeira YB7005 previamente avaliada. No que tange à inconsistências no balanço de energia e portanto na análise da combustão é visto que a energia liberada pela combustão oriunda do balanço de energia é maior que as simuladas com dados termodinâmicos tabelados e analisados dos combustíveis.

Considerando o calor de combustão liberado em função do balanço de energia evidenciado na Figura 28, existe uma inconsistência, uma vez que o balanço de energia calcula apenas a energia efetivamente utilizada para elevar o estado da água alimentada para vapor de 60kgf/cm^2 e as simulações calculam a energia total liberada pela combustão. Ora, não é possível, conforme a segunda lei da termodinâmica, que haja um calor útil maior que o calor total liberado na combustão. Outros pontos discrepantes são a diferença entre os erros médios da entrada e saída de água/vapor das duas caldeiras onde a YB7005 apresenta $-49 \pm 220\text{kg/h}$ e a YB7006, $-1,3421 \times 10^3 \pm 123\text{kg/h}$. Pode-se dizer a caldeira YB7006 é a principal responsável pela anomalia no balanço de massa quando a mesma foi realizada no *header VHP*.

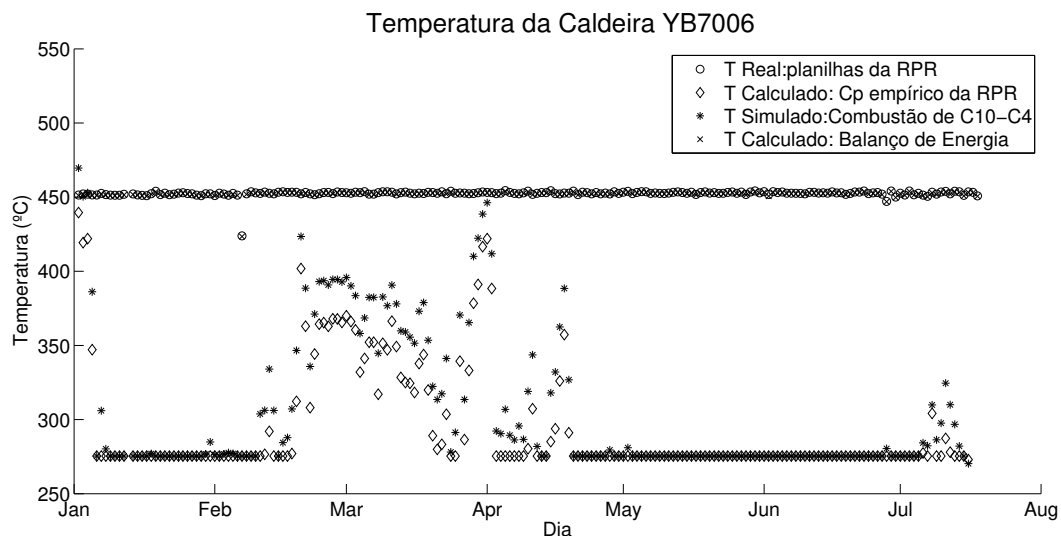


Figura 30: Perfis de Temperatura de vapor VHP na caldeira YB7006

3.4 Turbina-Gerador YG7005

O sistema Turbo-Gerador da RPR pode desenvolver a potência máxima de 2400 kW limitada pelo gerador síncrono trifásico. A turbina é do tipo multi-estágio com extração e potência nominal de 3000 kW. O comportamento das linhas de admissão, extração e escape bem como seus perfis de energia e potência no período amostrado estão disponíveis da Figura 31 a 37. Antes de realizar a análise das mesmas, algumas considerações são realizadas:

1. Conforme a Figura 31 o balanço de massa na turbina indica perda de matéria no interior da mesma. Para possibilitar uma verificação dos dados a linha de admissão é considerada a mais consistente. Essa consideração foi tomada com base na Tabela 9 que mostra um menor erro entre as vazões do sistema do *Header VHP*. Outro aspecto que contribui para esta decisão é que a vazão de entrada nas caldeiras é a única em estado líquido, fato que pode contribuir para a maior acurácia de medição devido à natureza dos medidores de vazão deprimogêneos.
2. Sabendo-se a vazão de admissão como variável consistente ainda fica a questão de estimar as vazões de saída de extração e escape. Essa estimativa utiliza o cálculo da fração de extração e da fração de escape. As linhas foram normalizadas com base na vazão de admissão e não mais no somatório da extração e escape.
3. Durante os cálculos e funções desenvolvidas para a turbina foram realizadas duas formas do balanço de energia. Uma para as vazões como foram medidas na planta e outra considerando o item dois dessa lista. Além disso foram levados em conta a potência medida no sistema turbina-gerador, a potência calculada com as vazões medidas e a potência calculada com base nas vazões normalizadas.

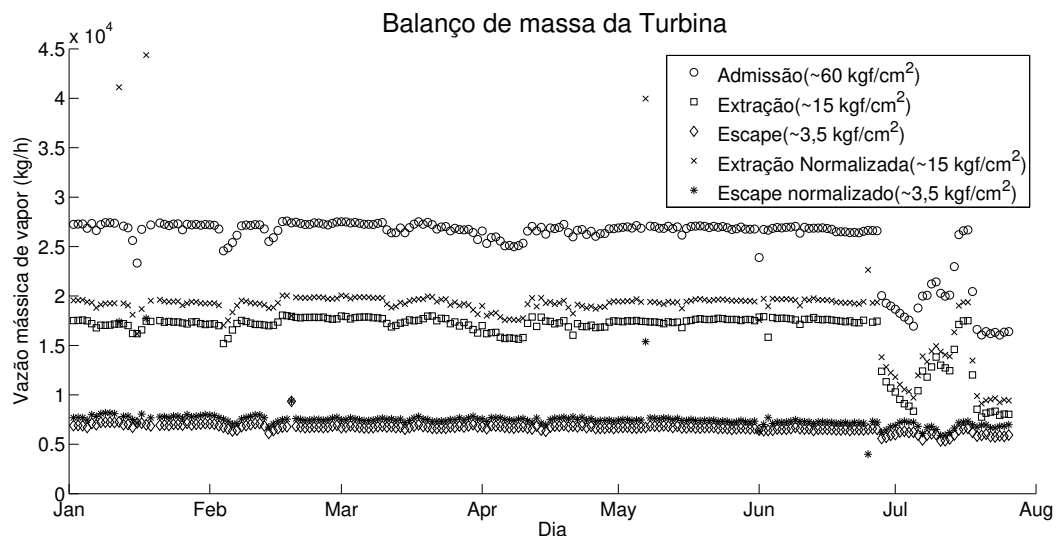


Figura 31: Perfis vazão mássica da Turbina YG7005

Na Figura 31 são plotadas, além das vazões medidas nas linhas de admissão, extração e escape, as vazões normalizadas em função da admissão e da fração de extração e escape. É possível visualizar o aumento das vazões de saída (× e asterisco) e a coerência do balanço de massa, que nesse caso não apresentará perdas. Portanto, nas próximas análises serão consideradas ambas as vazões mássicas com o objetivo de obter maior entendimento do sistema em questão.

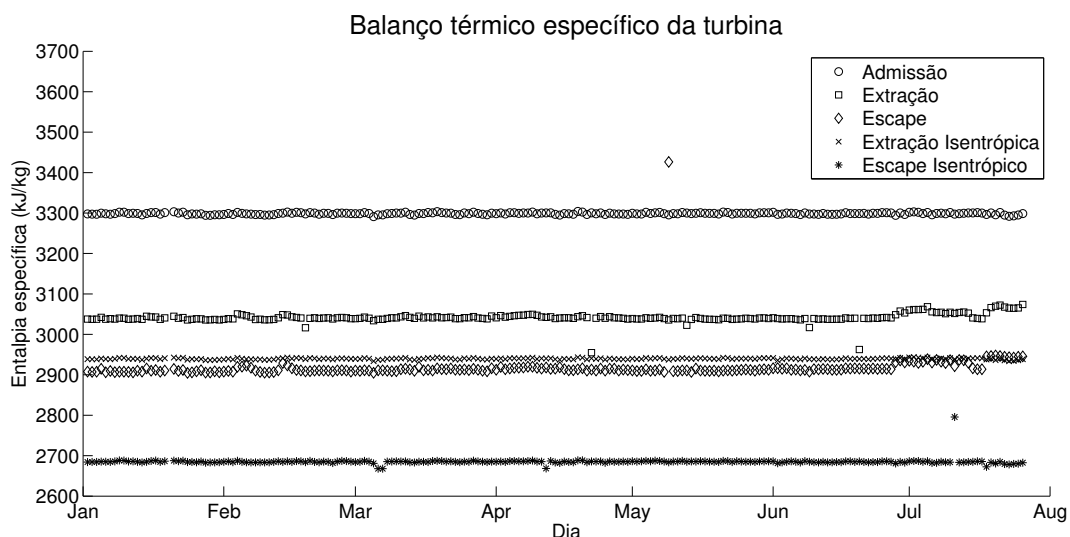


Figura 32: Perfis de Entalpia específica na Turbina YB7005

No gráfico da Figura 32 são disponibilizadas as entalpias específicas calculadas a partir das temperaturas e pressões medidas, e fica evidente uma alteração no ponto de operação no fim de junho, acompanhado das mudanças dos gráficos de massa. São plotadas também as entalpias específicas para o caso de uma expansão isentrópica, isto é, a expansão através da turbina que utilizaria toda a energia térmica disponível para a geração

de potência. A diferença entre a entalpia específica (\square) e a isentrópica (\times) para o primeiro estágio é visualmente menor que a diferença do segundo estágio (\diamond e $*$). A diferença de entalpia específica entre o escape e a extração é maior, demonstrando que entre a admissão e a extração existe a maior utilização da energia na turbina. Entretanto, o efeito da entalpia específica nas entradas e saída da turbina só, não é suficiente para avaliar o funcionamento do equipamento, já que existe um ponto de extração e há uma diminuição da vazão mássica e portanto da entalpia total entre as duas seções de expansão. Por isso é plotada a entalpia total que entra e sai do equipamento na Figura 33.

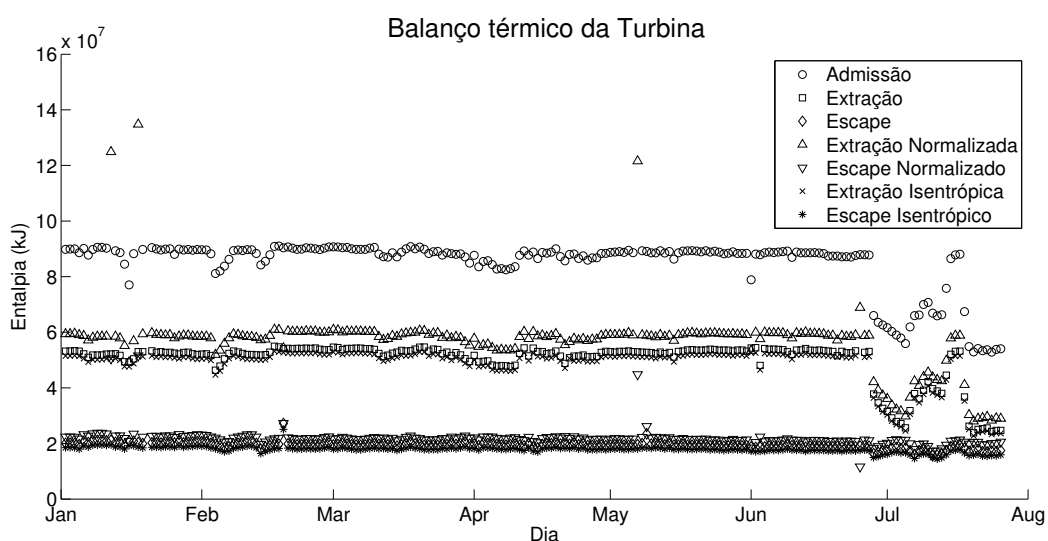


Figura 33: Perfis de Entalpia na Turbina YB7005

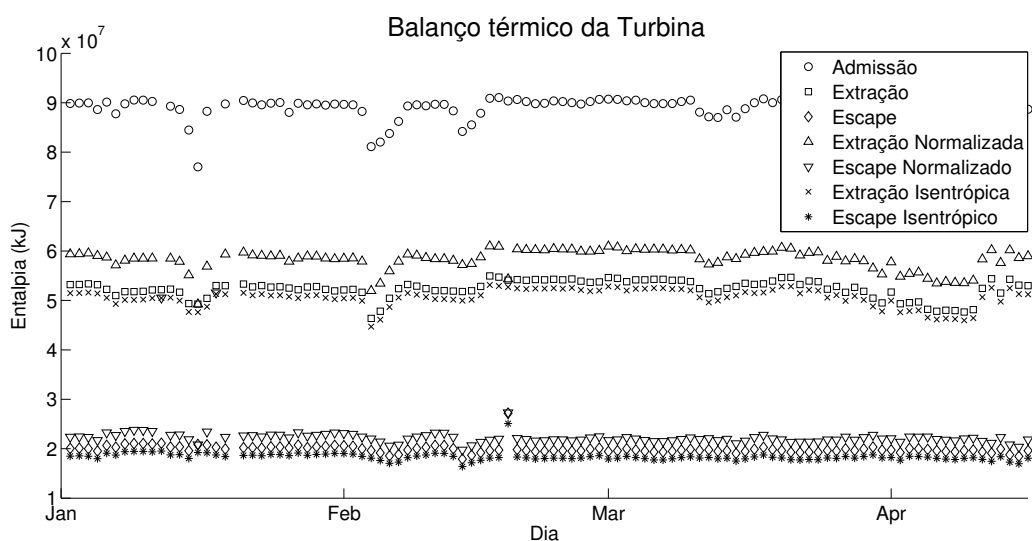


Figura 34: Perfis de Entalpia na Turbina YB7005 ampliado

Na Figura 33 fica visível a maior diferença entre as entalpias no período analisado. É possível avaliar o efeito da inconsistência do balanço de massa já que a entalpia da

extração (\square) atinge praticamente a entalpia isentrópica da expansão (\times), algo que conforme a segunda lei da termodinâmica não pode ser alcançado na prática. A entalpia normalizada (\triangle) possui uma distância maior da entalpia isentrópica mostrando coerência com comportamentos típicos desse equipamento. Para a discussão dos dados na linha de escape foram plotadas as séries ampliadas na Figura 34.

Neste caso são dispostas as entalpias normalizada (\triangle), medida (\diamond) e isentrópica (\ast) com tendência decrescente respectivamente. A diferença entre o normalizado em relação ao isentrópico e o medido em relação ao isentrópico também aumentou para o caso da segunda seção da turbina. Essa diferença, entretanto é menor, isto se dá em função da vazão de escape ser menor que a de extração. Uma análise do fator de uso se mostra interessante. Os impactos das hipóteses aventadas para as vazões e entalpias da turbina em relação à potência são expostos nas Figuras 35 e 36.

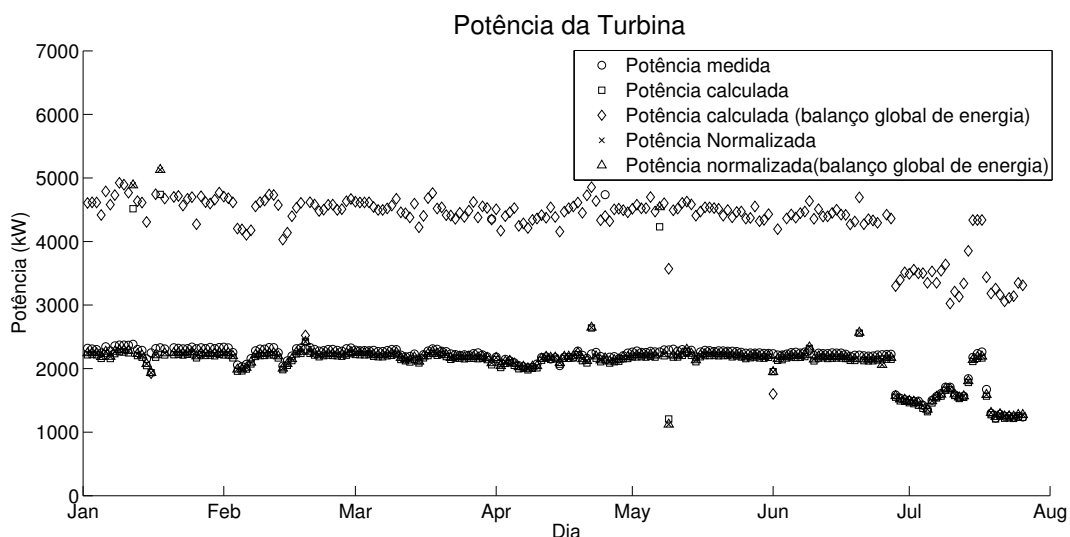


Figura 35: Perfis de Potência desenvolvida no sistema turbina-gerador

É visível através da Figura 35 que a potência calculada de forma global (\diamond) apresenta uma discrepância em relação aos outros pontos medidos e calculados. Isso se dá em função do cálculo da potência considerar as vazões e estados termodinâmicos medidos sem quaisquer tratamento ou respeito às leis conservativas. Para discussão dos outros pontos é realizado uma ampliação no intervalo de potencia entre 1900 e 2400 kW na Figura 36. É possível perceber que os valores de potencias calculadas estão abaixo do valor de potência desenvolvida pelo sistema turbogerador. Como já explicado, foram realizados os balanços de massa e energia considerando uma normalização das linhas de extração e escape. Nesse sentido, o balanço de energia seja tanto na forma global (\triangle) quanto utilizando a variação da entalpia (\times) se mostram consistentes. Isto é, os pontos de entalpia calculada pela energia global (\triangle) e os pontos de potencia calculada a partir das entalpias (\times) estão sobrepostos. Outra questão evidente é a subestimação dos cálculos em função do valor medido da potência gerada pelo sistema turbina-gerador. Este comportamento

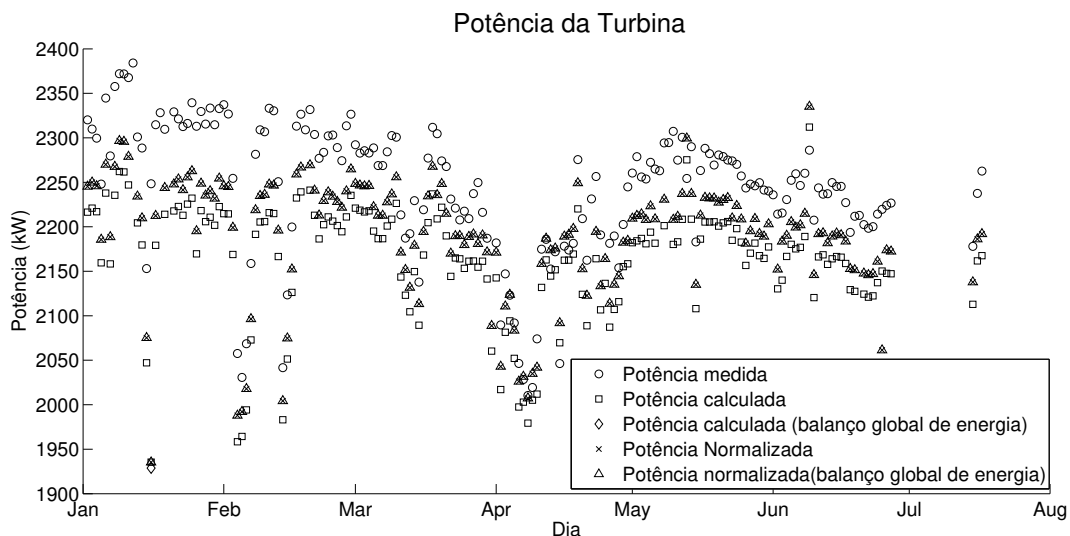


Figura 36: Perfis de Potência desenvolvida no sistema turbina-gerador ampliado

obviamente não é esperado em função das perdas que ocorrem na expansão do vapor nas palhetas da turbina bem como as perdas mecânicas e por correntes de fuga na armação do gerador, portanto não é compatível com os comportamentos reais do sistema. Entretanto, é possível avaliar que os resultados obtidos da normalização estão mais próximos do valor medido de geração de energia elétrica. Assim, apresentados os gráficos de produção do período estudado foram calculados e plotados os parâmetros de performance da turbina na Figura 37.

No gráfico de barras o qual especifica alguns parâmetros de desempenho do sistema da turbina são plotadas a eficiência isentrópica, as perdas de massa, perdas de energia e perdas de exergia para quatro combinações distintas:

1. barra 1 é calculada considerando os dados originais conforme disponibilizados pela RPR, isto é, mesmo com as inconsistências de conservação de massa e energia nas vazões e a potência medida.
2. A barra 2 é calculada considerando os valores medidos e potência calculada a partir do balanço de energia.
3. A barra 3 considera valores de vazão normalizados e a potência medida.
4. Por fim a barra 4 considera as vazões normalizadas e a potência calculada a partir das mesmas.

A eficiência isentrópica possui valores muito próximos em todos os cenários pois seu cálculo baseia-se no quanto a entalpia disponível em uma dada linha alcança o valor da entalpia caso a expansão não cause nenhum gasto energético com aumento na desordem do sistema (entropia), ou seja, uma expansão isentrópica. Ora, como o cálculo desse

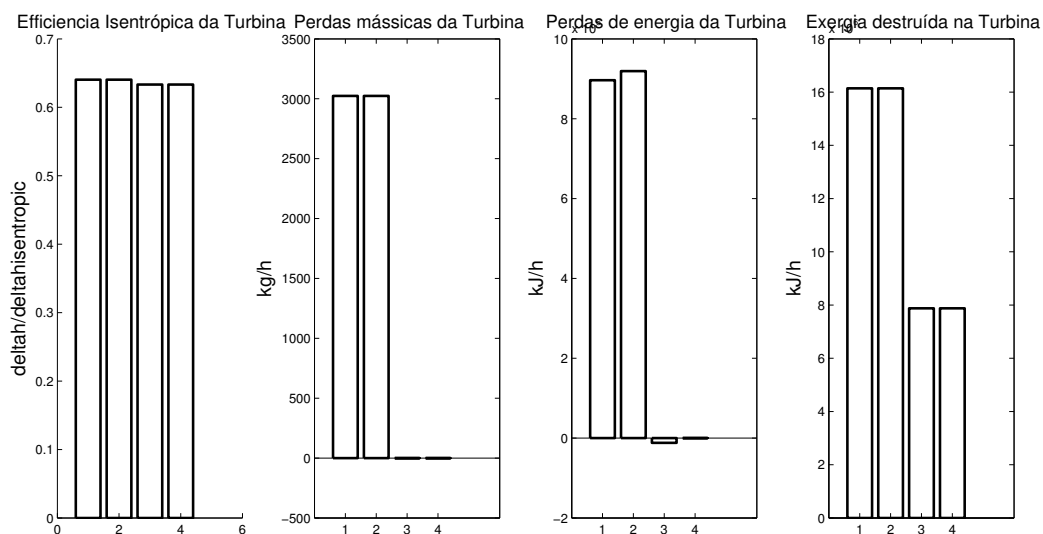


Figura 37: Eficiência Isentrópica (a), Perdas de massa (b), Perdas energéticas (c), e Exergia destruída (d).

parâmetro utiliza o estado termodinâmico das linhas de vapor e estes estados definidos por temperatura e pressão medidos não variam nos cenários expostos, os valores da eficiência isentrópica da turbina são semelhantes entre si. Entretanto, seus valores estão em torno de 0,65 o que mostra uma possibilidade de melhoria de operação deste equipamento considerando eficiências isentrópicas típicas entre 0,7 e 0,9 (MORAN E SHAPIRO, PG. 323).

A perda de massa calculada a partir do balanço pode ser vista nos cenários 1 e 2 com uma perda média em torno de 3000kg/h , já no caso da vazão normalizada, 3 e 4, a função que calcula este parâmetro de desempenho resultou em uma perda de massa nula. O terceiro gráfico de barra expõe a perda de energia que ocorre na turbina onde nos cenários 1 e 2 apresenta uma perda em torno de $9 \times 10^5\text{kJ/h}$ com uma pequena diferença entre o uso da potência medida e da potência calculada a partir dos dados das vazões. É importante salientar que esta potência não foi calculada a partir dos balanços de massa globais. Portanto, há no caso 3 uma geração de energia já que a barra é negativa. Isso ocorre pois os parâmetros para a função do cálculo desses indicadores de desempenho são a entalpia normalizada e a potência medida. E como exposto, a potência calculada foi subestimada em relação à medida como pode ser visto com detalhe na Figura 36.

Outrossim, para a análise da Exergia destruída nesse equipamento pode-se perceber no gráfico da Figura 37(d) que nos cenários 1 e 2 existe um comportamento e nos cenários 3 e 4 possui outra destruição. Ora, como no primeiro e segundo casos há uma perda de 3000kg/h de vapor, esta quantidade que deixa de constar na saída do equipamento colabora para que a destruição de exergia seja sensivelmente maior que nos casos 3 e 4, onde há consistência nos balanços de massa.

Ante todo o exposto, a turbina é um equipamento que possui dados que permitem uma

melhor análise e possibilita o cálculo de parâmetros de desempenho. Entretanto, conforme apresentado no capítulo de eficiências e índices bem como em U. S. Energy Department (2012), que contém os potenciais de ganho e probabilidade de aplicação em diversos setores, a turbina não apresenta um potencial alto de ganhos através de otimização. Todavia, o entendimento de seu ponto de operação bem como as margens de trabalho do ciclo, dos valores em regime permanente das caldeiras e cargas, possibilitam o desenvolvimento de um modelo com escolhas tecnicamente justificadas.

4 MODELAGEM, SIMULAÇÃO E OTIMIZAÇÃO

4.1 Modelagem

O modelo considerado para a análise do sistema de vapor da RPR parte do fluxograma exposto na Figura 20, entretanto, algumas considerações são realizadas em função das incertezas estabelecidas durante a seção de mapeamento:

- o sistema de controle de temperatura do dessuperaquecedor da caldeira e sistema de purga do tubulão inferior (*blowdown*) não foram considerados;
- não há perda térmica dos equipamentos para o ambiente;
- o modelo está superestimado no que diz respeito às eficiências dos equipamentos, pois foram consideradas no primeiro momento como 100%;
- não é considerada a reação de combustão nas caldeiras, apenas os calores de combustão oriundos da reação;
- a caldeira YB7004 que em regime normal não é utilizada foi considerada;
- os valores de vapor que são extraídos dos sistemas estão desatualizados tendo sido utilizado um fluxograma de uma consultoria de 1999;
- são adicionados os dessuperaquecedores das válvulas rebaixadoras de vapor dos *headers*. As expansões nas válvulas são consideradas processos isentálpicos;
- as entalpias dos diferentes níveis de pressão foram fixadas, pois em regime permanente o sistema de controle manterá os valores de projeto. Os valores utilizados são relativos às médias de pressão e temperatura. Foram utilizadas também as médias de vazões;
- todos os consumidores de vapor foram condensados em três grandes blocos com uma entrada que é a demanda total de vapor daquele nível e três saídas constituindo vapor que sai do sistema de utilidades, vapor que sai saturado para o *header* LP e

vapor que é condensado, sendo este último encaminhado para a linha de condensado.

Após estas considerações, um novo layout do sistema foi desenvolvido e colocado na Figura 38 e a partir do mesmo os balanços de massa e energia foram realizados. O balanço material gerou 40 variáveis (vazões mássicas) e 21 equações (equipamentos, linhas de mistura e de separação) colocados abaixo:

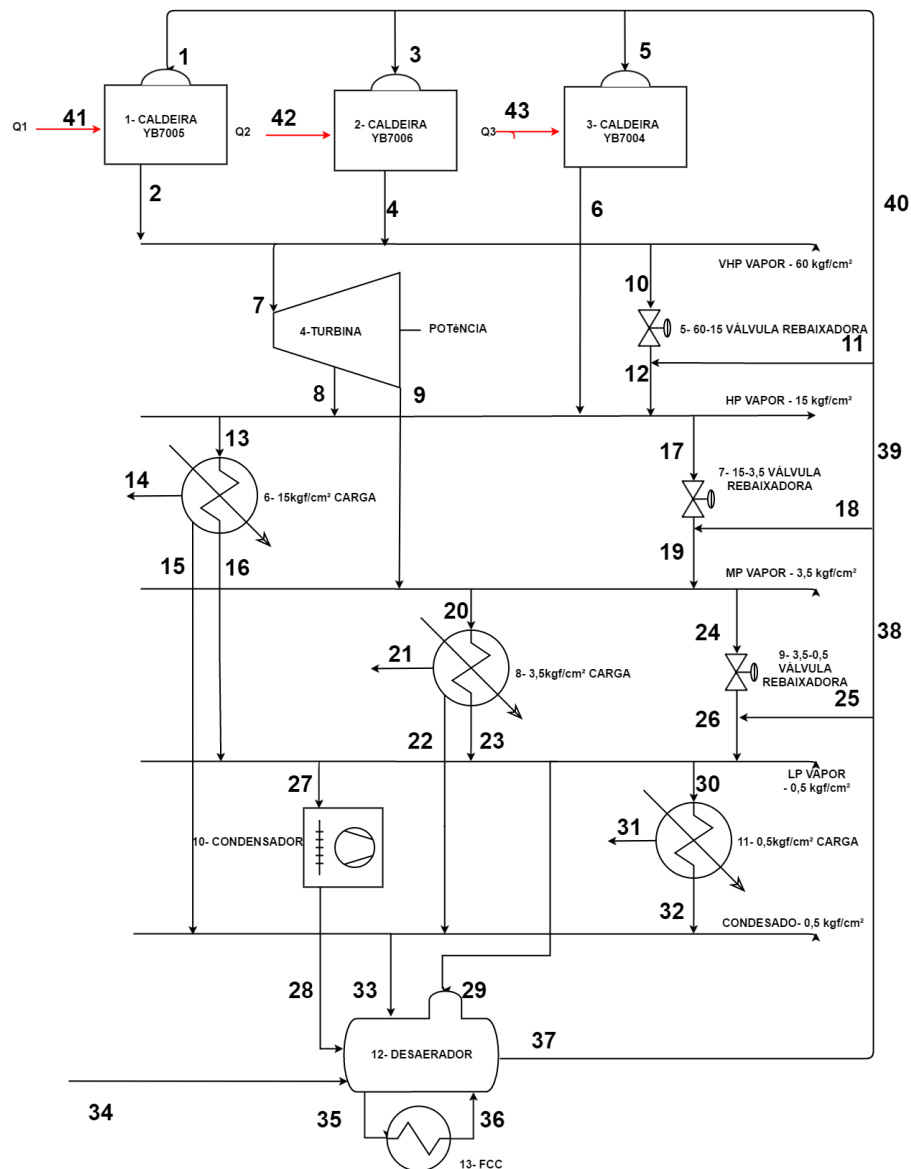


Figura 38: Fluxograma base para modelagem e otimização após considerações

$$F_1 - F_2 = 0 \quad (16)$$

$$F_3 - F_4 = 0 \quad (17)$$

$$F_5 - F_6 = 0 \quad (18)$$

$$F_2 + F_4 - F_7 - F_{10} = 0 \quad (19)$$

$$F_7 - F_8 - F_9 = 0 \quad (20)$$

$$F_{10} + F_{11} - F_{12} = 0 \quad (21)$$

$$F_8 + F_{12} - F_{13} - F_{17} + F_6 = 0 \quad (22)$$

$$F_{13} - F_{14} - F_{15} - F_{16} = 0 \quad (23)$$

$$F_{17} + F_{18} - F_{19} = 0 \quad (24)$$

$$F_9 + F_{19} - F_{24} - F_{20} = 0 \quad (25)$$

$$F_{20} - F_{21} - F_{22} - F_{23} = 0 \quad (26)$$

$$F_{24} + F_{25} - F_{26} = 0 \quad (27)$$

$$F_{16} + F_{23} + F_{26} - F_{29} - F_{30} - F_{27} = 0 \quad (28)$$

$$F_{27} - F_{28} = 0 \quad (29)$$

$$F_{30} - F_{31} - F_{32} = 0 \quad (30)$$

$$F_{15} + F_{22} + F_{32} - F_{33} = 0 \quad (31)$$

$$F_{28} + F_{33} + F_{29} + F_{35} + F_{34} - F_{35} - F_{37} = 0 \quad (32)$$

$$F_{37} - F_{25} - F_{38} = 0 \quad (33)$$

$$F_{38} - F_{18} - F_{39} = 0 \quad (34)$$

$$F_{39} - F_{11} - F_{40} = 0 \quad (35)$$

$$F_{40} - F_5 - F_3 - F_1 = 0 \quad (36)$$

O balanço de energia resultou em 12 variáveis (calores e trabalho) e 12 equações (equipamentos). Nesse ponto é interessante salientar que as linhas 35 e 36 da Figura 38 não são conhecidas tendo sido calculado apenas o calor que o FCC adiciona através dessas vazões no desaerador. Esta é a explicação de 12 equações no balanço de energia e não 13.

$$\eta_{YB7005}Q_{41} + h_{fw}F_1 - h_{60}F_2 = 0 \quad (37)$$

$$\eta_{YB7006}Q_{42} + h_{fw}F_3 - h_{60}F_4 = 0 \quad (38)$$

$$\eta_{YB7004}Q_{43} + h_{fw}F_5 - h_{15}F_6 = 0 \quad (39)$$

$$-\eta_{YG7005}P_{44} + h_{60}F_7 - h_{15}F_8 - h_{35}F_9 = 0 \quad (40)$$

$$h_{60}F_{10} + h_{fw}F_{11} - h_{15}F_{12} = 0 \quad (41)$$

$$h_{15}F_{17} + h_{fw}F_{18} - h_{35}F_{19} = 0 \quad (42)$$

$$h_{35}F_{24} + h_{fw}F_{25} - h_{05}F_{26} = 0 \quad (43)$$

$$Q_{46} + h_{15}F_{13} - h_{15}F_{14} - h_cF_{15} - h_{05}F_{16} = 0 \quad (44)$$

$$Q_{48} + h_{35}F_{20} - h_{35}F_{21} - h_cF_{22} - h_{05}F_{23} = 0 \quad (45)$$

$$Q_{51} + h_{05}F_{30} - h_5F_{31} - h_cF_{32} = 0 \quad (46)$$

$$Q_{50} + h_{05}F_{27} - h_{fw}F_{28} = 0 \quad (47)$$

$$Q_{52} + h_{fw}F_{28} + h_cF_{33} + h_{05}F_{29} + h_{mk}F_{34} - h_{fw}F_{37} = 0 \quad (48)$$

O sistema total resultou em 52 variáveis e 33 equações. Os limites utilizados nas vazões são valores positivos em kg/h :

$$0 \leq F \quad (49)$$

Para o balanço de energia com os limites em kJ/h :

$$0 \leq Q_{caldeiras} \quad (50)$$

$$0 \leq W_{Turbo-gerador} \leq 9000000kJ/h = 2500kW \quad (51)$$

$$-li \leq Q_{cargastermicas} \leq 0 \quad (52)$$

$$-li \leq Q_{condensador} \leq 0 \quad (53)$$

$$0 \leq Q_{desaerador} \quad (54)$$

Onde, η é a eficiência, F é vazão mássica, h é entalpia específica, Q é calor, e W é potência. Definidas estas questões do modelo, foram realizados 3 ensaios tendo como entradas as vazões de alimentação (F_7) e escape (F_9) da turbina e também as demandas por vapor em diversos níveis.

4.2 Otimização

A primeira simulação é o estado atual da refinaria. Nessa foram fixadas também as vazões de entrada das caldeiras e a caldeira YB7004 não foi utilizada. Já para as otimizações, foram escolhidos 2 cenários:

1. Minimizar a função $f = F_{41} + F_{42} + F_{43}$, isto é, otimizar o sistema para o menor gasto de calor de combustão e, portanto, de combustível.
2. Minimizar a função $f = F_{10} + F_{17} + F_{24} + F_{41} + F_{42} + F_{43}$, isto é, minimizar o uso de calor de combustão e das válvulas rebaixadoras.

O cenário 1 foi selecionado a fim de minimizar a utilização do calor de combustão, por conseguinte, a vazão de combustível e custo. A análise econômica não faz parte do escopo deste trabalho, entretanto, sabe-se que a relação entre calor de combustão e custo é diretamente proporcional. O conceito do calor de combustão foi utilizado ao contrário do uso das vazões mássicas de combustível e suas reações de combustão devido às inconsistências nos balanços de massa e energia apresentados nas seções 3.2 e 3.3. Neste cenário, a função objetivo busca o menor valor para os calores de combustão oriundos do balanço de energia dos dados reais das caldeiras.

Para o cenário 2 foi escolhida uma função objetivo que, além de minimizar a utilização de calor de combustão, busca otimizar o uso das válvulas rebaixadoras. Sabe-se que em termos de balanço de energia, o vapor rebaixado terá a mesma entalpia total que o vapor inicial. Contudo, conforme a segunda lei da termodinâmica (eq. 6), a eficiência de Carnot (eq. 5) e os conceitos de exergia (eq. 9), esta operação desperdiça um potencial de trabalho na forma de irreversibilidades, diminuição na diferença de temperatura entre as fontes de calor e destruição exergética respectivamente. (MORAN et SHAPIRO, 2008).

A exergia específica pôde ser calculada nos sistemas das válvulas rebaixadoras e des-superaquecedores considerando que não há perda térmica nas válvulas. A exergia destruída específica possui valores de 313,65; 224,18 e 219,11 kJ/kg com base mássica no vapor rebaixado nos níveis de 60, 15 e 3,5 kgf/cm^2 respectivamente. Por isso, o Cenário 2 utiliza uma função objetivo que busca diminuir a destruição de exergia através da minimização do uso das válvulas rebaixadoras. Este planejamento e resultados dos diferentes cenários estão colocados na Tabela 10.

A coluna *RPR-Campo* representa os dados médios obtidos das planilhas fornecidas pela empresa após retirar pontos discrepantes com o critério de erro maior que duas vezes o desvio padrão. A coluna *Simulado* representa os resultados do otimizador quando alimentado com os dados mais confiáveis considerados na seção mapeamento, quais sejam, os dados referentes à turbina: admissão (linha 7 da Tabela 10) e potência (linha 44 da Tabela 10). Entretanto os dados referentes à demanda térmica (linhas 14,15,16,21,22,23,31,32 da Tabela 10) foram retirados de uma consultoria realizada em 1999.

São calculados a partir das duas colunas o erro entre os valores reais e os valores simulados, os mesmos da ordem de 5% nas caldeiras (linhas 1 a 4 da Tabela 10). O maior erro apresentado foi na válvula rebaixadora de vapor de 15 kgf/cm^2 para 3,5 kgf/cm^2 (linha 17 da Tabela 10) de 100%, já que não foi imposto nenhum valor para esta variável.

Para as otimizações mostradas no cenário 1 e 2 é possível visualizar a utilização da caldeira YB7004 que está atualmente em modo de espera bem como a diminuição na utilização das válvulas rebaixadoras. Algumas restrições devem ser atualizadas no que diz respeito à mínima e máxima capacidade de operação dos equipamentos que não foram previstas aqui, tendo como possibilidade operações com carga que, devido às carac-

terísticas construtivas, podem ser inviáveis.

4.3 Resultados e Discussões

A partir do modelo, dos dados de campo e com as informações apresentadas na Tabela 10, são repercutidos alguns fatos:

- Foram estimadas 43 variáveis através do modelo utilizado. Entre elas diversas vazões desconhecidas, perdas de vapor (linhas 45,47,49 da Tabela 10), cargas térmicas dos consumidores (linhas 46,48,51 da Tabela 10), o calor rejeitado no condensador (linha 50 da Tabela 10).
- O balanço de massa apresenta erros na ordem de 5% nos equipamentos os quais há disponibilidade de dados, quais sejam, caldeira YB7005 e YB7006 e sistema turbo-gerador YG7005. A maior discrepância diz respeito à válvula rebaixadora de $15\text{kgf}/\text{cm}^2$ (linha 17 da Tabela 10). Este comportamento pode ser explicado pelo uso das médias no período avaliado e da demanda variável ao longo da produção, com a alternância de fornecimento deste vapor.
- Os resultados simulados das caldeiras mostram uma subestimação dos valores de vazão de água alimentada e vapor produzido (linhas 1,2,3,4 da Tabela 10), bem como o calor necessário para esta produção (linhas 41,42 da Tabela 10).
- O resultado simulado da turbina indica uma maior vazão de vapor no escape (linha 9 da Tabela 10). Essa questão indica uma inconsistência nos sensores de vazão utilizados, ou erro devido à média utilizada, pois não foram consideradas as eficiências das operações unitárias.
- A turbina opera com uma eficiência isentrópica de 0,64 e relação de potência vs calor de combustão de 9,3%.
- Não é possível calcular a eficiência do ciclo de cogeração já que não há condições para definição do calor de combustão dos combustíveis utilizados.
- Não é viável o cálculo da eficiência das caldeiras já que não há condições para definição do calor de combustão.

Acerca da otimização:

- Os dois cenários otimizados geraram uma economia de calor de combustão de 0,51% em relação ao ponto de operação atual, comparando com os resultados simulados. Esses ganhos em termos dos combustíveis utilizados e da taxa de energia horária, diária e mensal são apresentados na tabela abaixo:

Tabela 10: Avaliação do processo e resultados da otimização. As linhas são relacionadas com o fluxograma de processo otimizado disponível na Figura 38.

Linha	Descrição		RPR - campo	Simulado	erro(%)	Cenário 1	Cenário 2
1	E YB7005 (kg/h)		14414,08	13683,07	5,07	13608,82	13132,06
2	S YB7005 (kg/h)		14414,08	13683,07	5,07	13608,82	13132,06
3	E YB7006 (kg/h)		14440,17	13683,07	5,24	13608,82	13132,06
4	S YB7006 (kg/h)		14354,54	13683,07	4,68	13608,82	13132,06
5	E YB7004 (kg/h)		0,00	0,00		8,67	1055,88
6	S YB7004 (kg/h)		0,00	0,00		8,67	1055,88
7	Admissão (kg/h)	fixado	26186,47	26186,00	0,00	26537,64	26264,12
8	Extração (kg/h)		18320,09	18183,91	0,74	19265,21	18424,12
9	Escape (kg/h)		7403,41	8002,09	-8,09	7272,43	7840,00
10	E PV 60 (kg/h)		874,70	1180,14	-34,92	680,00	0,00
11	Dessup 60 (kg/h)			115,96		66,81	0,00
12	S PV 60 (kg/h)			1296,09		746,81	0,00
13	15 carga (kg/h)			19480,00		19480,00	19480,00
14	15 Processo (kg/h)	fixado	8480,00	8480,00	0,00	8480,00	8480,00
15	15 condensado (kg/h)	fixado	1200,00	1200,00	0,00	1200,00	1200,00
16	60 exausto (kg/h)	fixado	9800,00	9800,00	0,00	9800,00	9800,00
17	E PV 15 (kg/h)		10333,57	0,00	100,00	540,70	0,00
18	Dessup 15 (kg/h)			0,00		26,88	0,00
19	S PV 15 (kg/h)			0,00		567,57	0,00
20	3,5 carga (kg/h)		7840,00	7840,00	0,00	7840,00	7840,00
21	3,5 Processo (kg/h)	fixado	5840,00	5840,00	0,00	5840,00	5840,00
22	3,5 condensado (kg/h)	fixado	2000,00	2000,00	0,00	2000,00	2000,00
23	3,5 exausto (kg/h)	fixado	0,00	0,00		0,00	0,00
24	E PV 3,5 (kg/h)			162,09		0,00	0,00
25	Dessup 3,5 (kg/h)			15,94		0,00	0,00
26	S PV 3,5 (kg/h)			178,04		0,00	0,00
27	E Condensador (kg/h)			2698,60		2520,57	2520,57
28	S Condensador (kg/h)			2698,60		2520,57	2520,57
29	Exausto Desae. (kg/h)			2194,43		2194,43	2194,43
30	0,5 carga (kg/h)		5085,66	5085,00	0,01	5085,00	5085,00
31	0,5 Processo (kg/h)	fixado	0,00	0,00		0,00	0,00
32	0,5 condensado (kg/h)	fixado	5085,66	5085,00	0,01	5085,00	5085,00
33	Cond. Desae. (kg/h)			8285,00		8285,00	8285,00
34	Água de Reposição (kg/h)		19667,57	14320,00	27,19	14320,00	14320,00
35	S FCC (kg/h)			0,00		0,00	0,00
36	E FCC (kg/h)			0,00		0,00	0,00
37	S Desae. (kg/h)			27498,04		27320,00	27320,00
38	Div 0,5 (kg/h)			27482,09		27320,00	27320,00
39	Div 3,5 (kg/h)			27482,09		27293,12	27320,00
40	Div 15 (mk) (kg/h)			27366,14		27226,31	27320,00
41	Combustão 1 (kJ/h)		41564779,20	39321033,39	5,40	39107659,69	37737594,10
42	Combustão 2 (kJ/h)		41443192,65	39321033,39	5,12	39107659,69	37737594,10
43	Combustão 3 (kJ/h)		0,00	0,00		22696,63	2762827,80
44	Potência (kJ/h)	fixado	7723880,39	7723880,00	0,00	7723880,00	7723880,00
45	Perdas V15 (kJ/h)			0,00		0,00	0,00
46	Carga Térmica 15 (kJ/h)			-6599064,00		-6599064,00	-6599064,00
47	Perda V3,5 (kJ/h)			0,00		0,00	0,00
48	Carga térmica 3,5 (kJ/h)			-5081340,00		-5081340,00	-5081340,00
49	Perdas V0,5 (kJ/h)			0,00		0,00	0,00
50	Calor rejeitado (kJ/h)			-6124483,25		-5720432,48	-5720432,48
51	Carga térmica 0,5 (kJ/h)			-11784334,95		-11784334,95	-11784334,95
52	Calor do FCC (kJ/h)			1,03		1,03	1,03

Tabela 11: Resultado da Otimização energética em base mássica de combustível.

Economia	Cenário 1	Cenário 2
%	0,51%	0,51%
kJ/h	404050,77	404050,77
kJ/dia	9697218,54	9697218,58
kJ/mês	290916556,25	290916557,36
kg gás/h	8,97	8,97
kg gás/dia	215,32	215,32
kg gás/mês	6459,74	6459,74
kg óleo/h	9,86	9,86
kg óleo/dia	236,73	236,73
kg óleo/mês	7101,76	7101,76

- A caldeira YB7004 foi utilizada em ambos os cenários, sendo que as vazões de água na alimentação das caldeiras (linhas 1,3,5 da Tabela 10) foram de 27366,14kg/h, 27226,31kg/h e de 27320,00kg/h na simulação, cenário 1 e cenário 2, respectivamente. Isso mostra um menor uso de água no cenário 1.
- A razão de calor rejeitado no condensador pelo calor de combustão é de 7,31%. O mesmo é rejeitado para a atmosfera representando uma destruição de exergia de 509,34kJ/kg.
- As demandas de vapor para utilização no processo, perdas e outras aplicações que saem do sistema considerado (linhas 14,21,31 da Tabela 10), somam o valor da água de reposição do sistema (linha 34 da Tabela 10), isto é, 19667,57 e 14320,00kg/h para os dados do campo e simulado respectivamente. Este valor (divisão de 34/37 da Tabela 10) representa 52,08% da água utilizada no sistema (linha 37 da Tabela 10). Nas otimizações representa 52,42% em função da diminuição da vazão de água de reposição.
- Esta perda representa em termos energéticos uma quantidade de 42832136,00kJ/h, isto é, 51,60; 54,46 e 54,75% do calor de combustão para os dados de campo, simulado e otimizados. A perda em termos percentuais, é maior na otimização devido à subestimação do calor de combustão.

Nesse capítulo o modelo do sistema de vapor da RPR foi gerado, considerando as características, restrições de dados e equipamentos frutos do mapeamento. Uma simulação e duas otimizações foram realizadas. A simulação avalia o modelo com dados de entrada consistentes conforme a seção de mapeamento. A otimização do cenário 1, busca minimização do uso de calor de combustão e, portanto, combustível. O cenário 2 foi obtido pela otimização tanto do calor de combustão quanto pelo uso das válvulas rebaiadoras, tendo os valores fixados durante a otimização indicados na Tabela 10. Os erros entre os dados da planta e os simulados foram calculados apresentando um valor de 5%

nas variáveis não fixadas e que possuem consistência, quais sejam, vazões de entrada da caldeira e calores de combustão. Algumas alternativas para avaliar pontos de operação os quais não foram discutidos aqui são simulações considerando a variação de temperaturas, pressões dos *headers*, variação da eficiência de troca térmica, bem como a mudança nas cargas.

5 CONCLUSÕES

Nessa dissertação foram realizadas a organização, separação e análise dos dados da Refinaria de Petróleo Riograndense. Uma análise de dados foi elaborada já que estes possuem uma característica heterogênea no que tange a geração, tratamento, consistência e confiabilidade. O mapa de correlação e o teste p são indicativos das relações entre variáveis e da probabilidade da hipótese nula, entretanto, informações sobre confiabilidade dos dados disponíveis são insuficientes. Portanto, um mapeamento foi desenvolvido com o objetivo de estimar, a partir das variáveis mais correlacionadas e não nulas, valores de variáveis indisponíveis ou inconsistentes. Outras ferramentas que possibilitaram a análise de confiabilidade dos dados foram as leis conservativas. Ora, sabe-se que num sistema em regime permanente não deve haver acúmulo, entretanto, indicativos de problemas em instrumentação são evidenciados uma vez que os balanços calculados apontam para geração ou desaparecimento de matéria e energia nos equipamentos.

Através do mapeamento desenvolvido na seção 3, foram unidas as informações das ferramentas disponíveis, quais sejam, mapa de correlação, teste de hipótese nula, balanço de massa e energia. Desse modo, com base nas informações oriundas desse estudo, emergiram informações acerca da correlação de variáveis, pontos de operação, inconsistências conservativas, quantidade de variáveis correlacionadas, sua classificação, mapeamento de dados conhecidos e desconhecidos e disponibilidade de dados. Através desse trabalho alcançou-se o primeiro objetivo específico dessa dissertação: **estudo e mapeamento do sistema de utilidades da planta**.

Por meio da avaliação dos dados e definição de inconsistências nas medições da instrumentação de campo foi definido, com o uso de mapas de correlação e a classificação conforme critérios de hipótese nula, que as caldeiras e a turbina possuem maior consistência nos dados históricos obtidos junto à empresa. Isso acarreta na falta de informação acerca de pontos de operação de diversas linhas e operações unitárias não presentes no conjunto de informações rejeitadas nos critérios de correlação maior que 0,5 e valor p menor que 0,01. Essa conclusão foi alcançada e resulta no segundo objetivo, qual seja, a **definição do problema com maior potencial de ganhos, aplicabilidade e estudo acadêmico**: a necessidade do desenvolvimento e avaliação de hipótese do ponto

de operação da distribuição do sistema de utilidades.

O terceiro e último objetivo específico foi alcançado através do **desenvolvimento de modelo e otimização do sistema de distribuição de vapor da Refinaria de Petróleo Riograndense**, conforme seção 4. Este modelo e sua otimização são frutos de uma extensa pesquisa, de análises e justificativas técnicas descritas na seção de Mapeamento. O mesmo é composto por equações do balanço de massa e energia, sistema de restrições e conjunto de otimização para diferentes cenários. As medições utilizadas são oriundas de uma grande quantidade de dados heterogêneos e inconsistentes, que através do mapeamento proveram informações as quais, quando simuladas, geraram erros de 5%. O método de otimização utilizado foi o *Dual Simplex* que faz uso de Programação Linear sendo, nesse caso, caracterizado por um sistema com 33 equações e 52 variáveis.

Ante todo o exposto, conforme definição do objetivo deste trabalho, **estudar, identificar e avaliar energeticamente, o sistema de vapor da RPR desenvolvendo um programa para otimização da planta**; o mesmo foi alcançado gerando uma estrutura de otimização que pode ser utilizada para diferentes cenários sendo facilmente modificável. Além disso, diversos índices e informações acerca de consistência e disponibilidade de medições da instrumentação de campo da planta foram discutidos. Isso gerou conhecimento acerca do estado do sistema de aquisição de dados e de operação da utilidade da RPR. Portanto, esta dissertação desenvolve um trabalho de pesquisa acadêmica com aplicação, respeitando as características, restrições e objetivos impostos pelas instituições envolvidas. Ao longo dessas atividades uma série de sugestões para melhorias emergiram e são colocadas a seguir.

5.1 Trabalhos Futuros

- Atualização das restrições utilizadas no trabalho.
- Otimização econômica.
- Projeto de ampliação do sistema de supervisão e aquisição de dados do sistema de utilidades. As variáveis que trazem maior consistência para futuras otimizações são a vazão, pressão e temperatura de: cargas de vapor (linhas 13,20,30 da Tabela 10) e sistema do prédio condensador (linhas 28,37 da Tabela 10).
- Análise do reaquecimento do vapor exausto da turbina na caldeira YB7004.
- Análise da exaustão das cargas de 15kgf/cm^2 para o nível de $3,5\text{kgf/cm}^2$.
- Análise do impacto da ampliação do sistema de turbina a vapor para ciclo combinado (adição de uma turbina a gás).

- Ampliação da otimização, com ferramentas MILP, para avaliar o impacto da compra da energia elétrica da concessionária em diferentes horários.
- Levantamento e avaliação dos medidores de vazão em uso nas caldeiras e na turbina.
- Validação do modelo, condicionada à melhoria dos dados de campo.
- Análise e modelagem do sistema de combustão das caldeiras.
- Análise e modelagem das operações unitárias.
- Adição do balanço exergético, condicionado às informações de combustão das caldeiras.

BIBLIOGRAFIA

AGUILLAR O., PERRY S.J., KIM J.K, SMITH R. Design and optimization of flexible utility systems subject to variable conditions. Part 1: Modelling Framework. United Kingdom. Chemical Engineering Research and Design-85 IChemE. DOI: 10.1205/cherd06062. 2007.

————— Design and optimization of flexible utility systems subject to variable conditions. Part 2: Methodology and Applications. United Kingdom. Chemical Engineering Research and Design-85 IChemE. DOI: 10.1205/cherd06062. 2007.

ANDERSEN, E. D., AND K. D. ANDERSEN. Presolving in linear programming. *Math. Programming* 71, pp. 221–245. 1995.

ARSHAM, H. Artificial-variable Free Solution Algorithms for LP Models. Disponível em <<http://home.ubalt.edu/ntsbarsh/Business-stat/opre/PartII.htm>> Acessado em 26 de janeiro de 2017.

BARJA, G. J. A. A cogeração e sua inserção ao sistema elétrico. Dissertação de Mestrado. Publicação ENM.DM 100A/06, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília,DF,2006.

BEGA, E. A. Instrumentação Aplicada ao Controle de Caldeiras. 3 Ed. Rio De Janeiro Interciência, 2003.

BIXBY R. E., A Brief History of Linear and Mixed-Integer Programming Computation. *Documenta Mathematica · Extra Volume ISMP*, p. 107-121. 2012.

BORRELLI F., SUBRAMANIAN D., RAGHUNATHAN A. U.,BIEGLER L. T.,TARIQ SAMAD T. A comparison between Mixed Integer Programming and Nonlinear Programming Techniques for 3D Conflict Resolution of Multiple Aircraft. Honeywell. 2002.

CHEN C.L.,LIN C.Y., Design and Optimization of Steam Distribution Systems for Steam

Power Plants. Taiwan. ACS publications. I&EC-50. [dx.doi.org/10.1021/ie102059n](https://doi.org/10.1021/ie102059n). 2011.

CONCISE ENCYCLOPAEDIA OF ENGINEERING. McGraw - Hill. Disponível em <<http://encyclopedia2.thefreedictionary.com/Steam+Turbine>> Acessado em 22 de julho de 2016.

DANTZIG, G. Programming in a linear structure, U.S. Air Force Comptroller, USAF, Washington, D.C. 1948.

EPE, Empresa de Pesquisas Energéticas. Série Estudos de Demanda. Nota técnica DEA 16/12 - Avaliação da Eficiência Energética para os próximos 10 anos (2012-2021). Rio de Janeiro. 2012.

EUROPEAN COMMISSION. Communication from the commission to the european parliament and the council - Energy Efficiency and its Contribution to energy security and the 2030 Framework for Climate and Energy Policy. Brussels, 2014. Disponível em <<http://ec.europa.eu/energy/en/topics/energy-strategy/2030-energy-strategy>>. Acessado em 30 de julho de 2016.

FLYNN, D. J. The Nalco Water Handbook. The McGraw-Hill Companies. ISBN 978-0-07-154883-0. 2009.

FORREST, J. J., AND D. GOLDFARB. Steepest-edge simplex algorithms for linear programming. Math. Programming 57, pp. 341–374. 1992.

G. H. HEWITT, G. L. SHIRES, AND T. R. BOTT, Process Heat Transfer, CRC Press, Boca Raton, FL, 1994.

GONDIM N. M. Alternativas para redução do consumo de água e energia em sistemas de água de resfriamento e geração de vapor em refinarias de petróleo do Brasil. Universidade Federal do Rio de Janeiro – UFRJ, Escola Politécnica e Escola de Química, Rio de Janeiro, 2014.

GUERRA J. P. M. Avaliação de desempenho termodinâmico e ambiental de cenários de cogeração elétrica em usinas autônomas. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Engenharia Química, 2014.

HESELTON K. E. Boiler operator's Handbook. The fairmont Press, Inc. ISBN

0881734357. 1943.

HOLMGREN M. X Steam for Matlab. 2006. Disponível em <[ftp.energia.bme.hu/pub/eromuvek\(BSc\)/gyak/XSteam/XSteam_Matlab_v2.6](ftp.energia.bme.hu/pub/eromuvek(BSc)/gyak/XSteam/XSteam_Matlab_v2.6)>. Acessado em 25 de julho de 2016.

IAPWS - The International Association for the Properties of Water and Steam. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. Switzerland. Revisado em 2007.

ICF CONSULTING LIMITED. Study on Energy Efficiency and Energy Saving Potential In Industry and on Possible Policy Mechanisms. Watling House, 33. Cannon Street. London, 2015.

KARUSH W. Minima of Functions of Several Variables with Inequalities as Side Constraints. M.Sc. Dissertation. Dept. of Mathematics, Univ. of Chicago, Chicago, Illinois. 1939. Disponível em <http://www.lib.umi.com/dxweb/details?doc_no=7371591>

KOBERSTEIN, A. Progress in the dual simplex algorithm for solving large scale LP problems: techniques for a fast and stable implementation. Computational Optim. and Application 41, pp. 185–204. 2008.

KUHN, H. W.; TUCKER, A. W. Nonlinear programming. Proceedings of 2nd Berkeley Symposium. Berkeley: University of California Press. pp. 481–492. 1951.

LEE J. LEYFER S. Mixed Integer Nonlinear Programming. USA. Springer. 2012.

MORAN, H. J., SHAPIRO, H.N, BOETTNER, D. D., BAILEY, M. B. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 7 ed., John Wileys & Sons.

MAGALHÃES E. G., KEIKO W., SECCHI, A. R. Steam production optimization in a petrochemical industry. Mercosur Congress on Chemical Engineering. ENPROMER. Rio de Janeiro: 2005

MATLAB, Linear Programming Algorithms. Disponível em <<https://www.mathworks.com/help/optim/ug/linear-programming-algorithms.html>>. Acessado em 15 de janeiro de 2017

MEHROTRA, S. “On the Implementation of a Primal-Dual Interior Point Method.”SIAM

Journal on Optimization, Vol. 2, 1992, pp. 575–601.

MTE, Ministério do Trabalho e Emprego. Norma Regulamentadora 13. Portaria N.º 594, de 28 de abril de 2014.

NERING, E D.; TUCKER, A W. Linear Programming and Related Problems. Boston, MA: Academic Press. ISBN 978-0-12-515440-6. 1993.

NOCEDAL, J., AND S. J. WRIGHT. Numerical Optimization, Second Edition. Springer Series in Operations Research, Springer-Verlag, 2006.

ODDONE, D. C. Cogeração: Uma alternativa para a produção de eletricidade. Dissertação de Mestrado em Energia. Instituto de Eletrotécnica e Energia. Universidade de São Paulo, SP, 2001.

PAPADIMITRIOU C. On the complexity of interger programming. Journal of the Association for Computing Machinery, Vol 28, No 4, pp 765-768. October 1981.

PAPOULIAST S.A., GROSSMANN I.E., A structural optimization approach in process synthesis - Part 1 - utility Systems. Computers and Chemical Engineering. Great Britain. Pergamon. 1983.

—————A structural optimization approach in process synthesis - Part 2 - Heat Recovery Systems. Computers and Chemical Engineering. Great Britain. Pergamon. 1983.

PELHAM, R. O. Improve the Performance of Your Existing Steam System. Hydrocarbon Processing, 2013.

REFINARIA DE PETRÓLEO RIO GRANDENSE. História da empresa. Disponível em <<http://www.refinariariograndense.com.br/site/Pages/refinaria/historia/historia.aspx>>. Acessado em 25 de julho de 2016.

SPIRAX SARCO. A flexible structural and operational design of steam systems. Taiwan. Applied Thermal Engineering. Elsevier. 2011.

————— Design of Fluid Systems. 2004.

————— Pressurised Deaerators. Disponível em <<http://www.spiraxsarco.com/resources/pages/steam->

engineering-tutorials/the-boiler-house/pressurised-deaerators.aspx>. Acessado em 20 de julho de 2016.

STELLMAN AND MCCANN, 1998. Disponível em <http://www.iloencyclopaedia.org/?Itemid=1181>. Acessado em 20 de julho de 2016.

STRAPASSON, A. B. A Energia térmica e o paradoxo da eficiência energética: desafios para um novo modelo de planejamento energético. São Paulo, 2004.

SUSTAINABILITY VICTORIA. Energy Efficiency Best Practice Guide Steam Systems, Hot Water Systems and Process Heating Systems. 2009. Disponível em <<http://www.sustainability.vic.gov.au/services-and-advice/business/energy-and-materials-efficiency-for-business/resources-and-tools/energy-efficiency/energy-efficiency-best-practice-guidelines>> Acessado em 29 de julho de 2016.

SZKLO, A. S., ULLER, V. C. Fundamentos do refino de petróleo: tecnologia e economia. 2ª ed. rev. Rio de Janeiro: Interciência, 2008.

THE WHITE HOUSE. FACT SHEET: White House Announces Executive Actions and Commitments from Across the Country to Advance Solar Deployment and Energy Efficiency. 2014. Disponível em <https://obamawhitehouse.archives.gov/the-press-office/2014/09/18/fact-sheet-white-house-announces-executive-actions-and-commitments-acros>. Acessado em 20 de julho de 2016.

U.S. DEPARTMENT OF ENERGY. A best practices steam technical brief - Steam pressure reduction: Opportunities and Issues. 2005. Disponível em <www.eere.energy.gov/industry> Acessado em 24 de julho de 2016.

————— Improving Steam System Performance - A Sourcebook for Industry. DOE/GO-102004-1868. 2004.

————— Improving Steam System Performance: A Sourcebook for Industry. 2nd Edition. Washington, DC. 20585 DOE/GO-102012-3423, 2012.

————— Steam System Opportunity Assessment for the Pulp and Paper, Chemical Manufacturing, and Petroleum Refining Industries. 20585.DOE/GO-102002-1640, 2002.

VARBANOV P.S., DOYLE S., Smith R., Modelling and optimization of utility systems. United Kingdom. Chemical Engineering Research and Design-82. IChemE. 2004.

WANG S., Spatial Modelling of Renewable Energy Integrating Remote Sensing Data. Faculty of Forest and Environmental Sciences, Albert-Ludwigs-Universität Freiburg im Breisgau, Germany. 2010.

WILHELM V. E. Disponível em <https://docs.ufpr.br/volmir/>. Acessado em 25 de janeiro de 2017.

XAVIER E. D. M., MELLO P. V., CUNHA R. P. C.- Análise exergética de uma turbina a vapor. Centro Federal de educação tecnológica Celso Suckow da Fonseca - CEFET/RJ. 2013.

ZEITZ R. A. CIBO - Energy Efficiency Handbook. Council of Industrial Boiler Owners. Burke, VA, 1997.

ZHANG, Y., "Solving Large-Scale Linear Programs by Interior-Point Methods Under the MATLAB Environment." Technical Report TR96-01, Department of Mathematics and Statistics, University of Maryland, Baltimore County, Baltimore, MD, July 1995.

ANEXO A - CLUSTERS

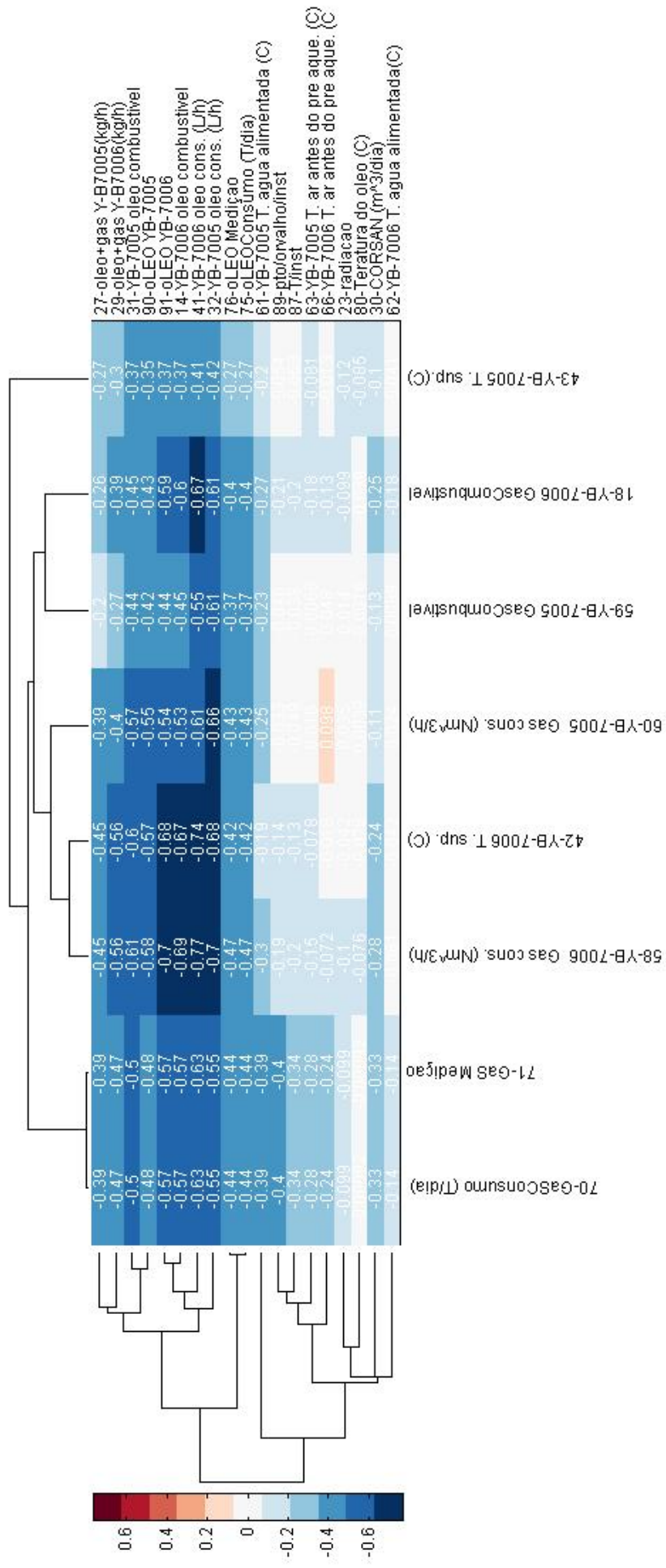


Figura 39: Mapa de Correlação do Cluster 11

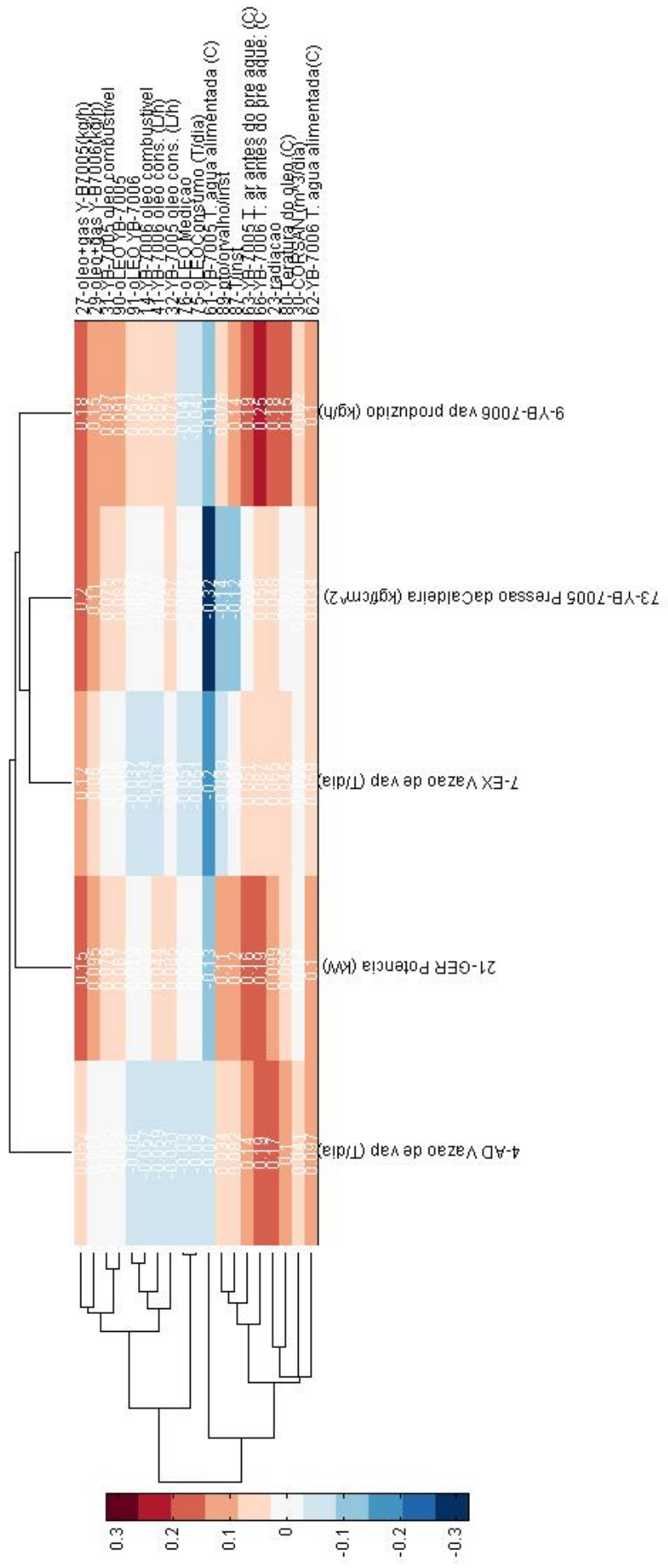


Figura 40: Mapa de Correlação do Cluster 12

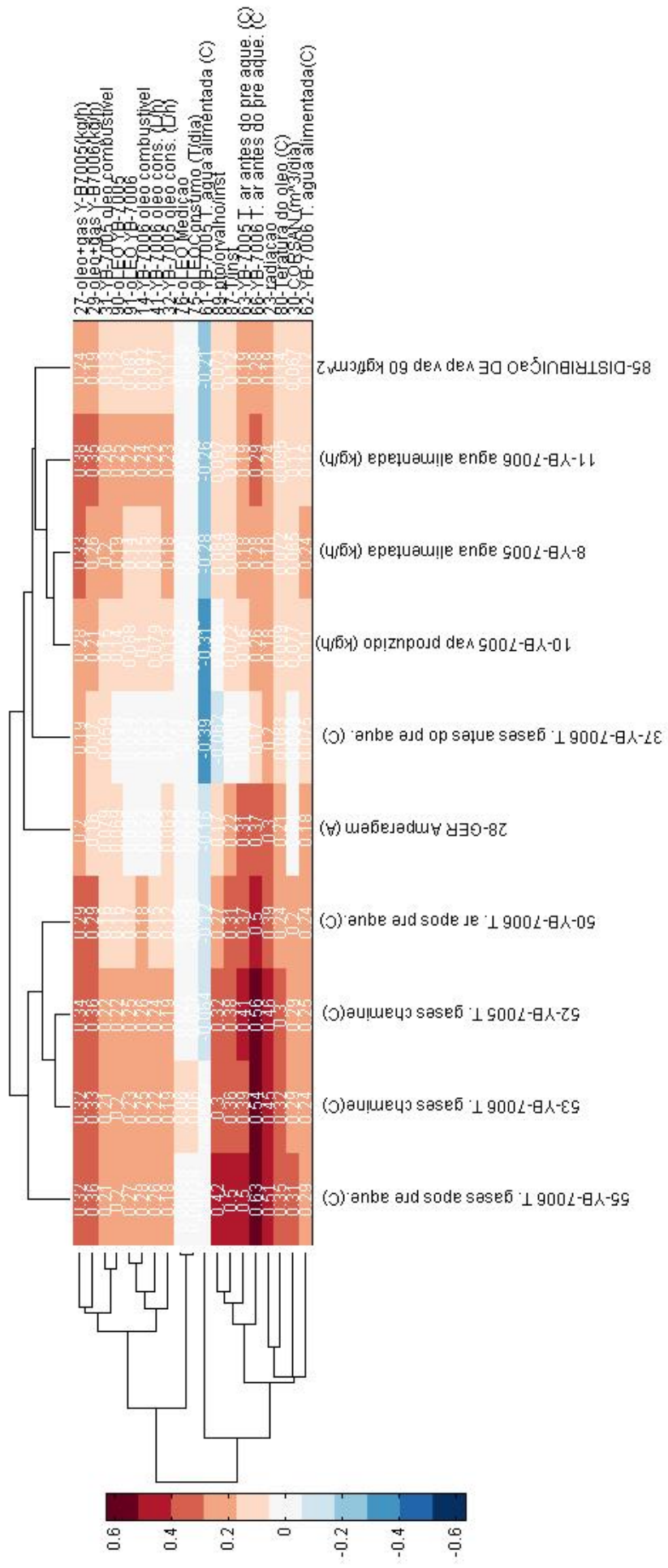


Figura 41: Mapa de Correlação do Cluster 13

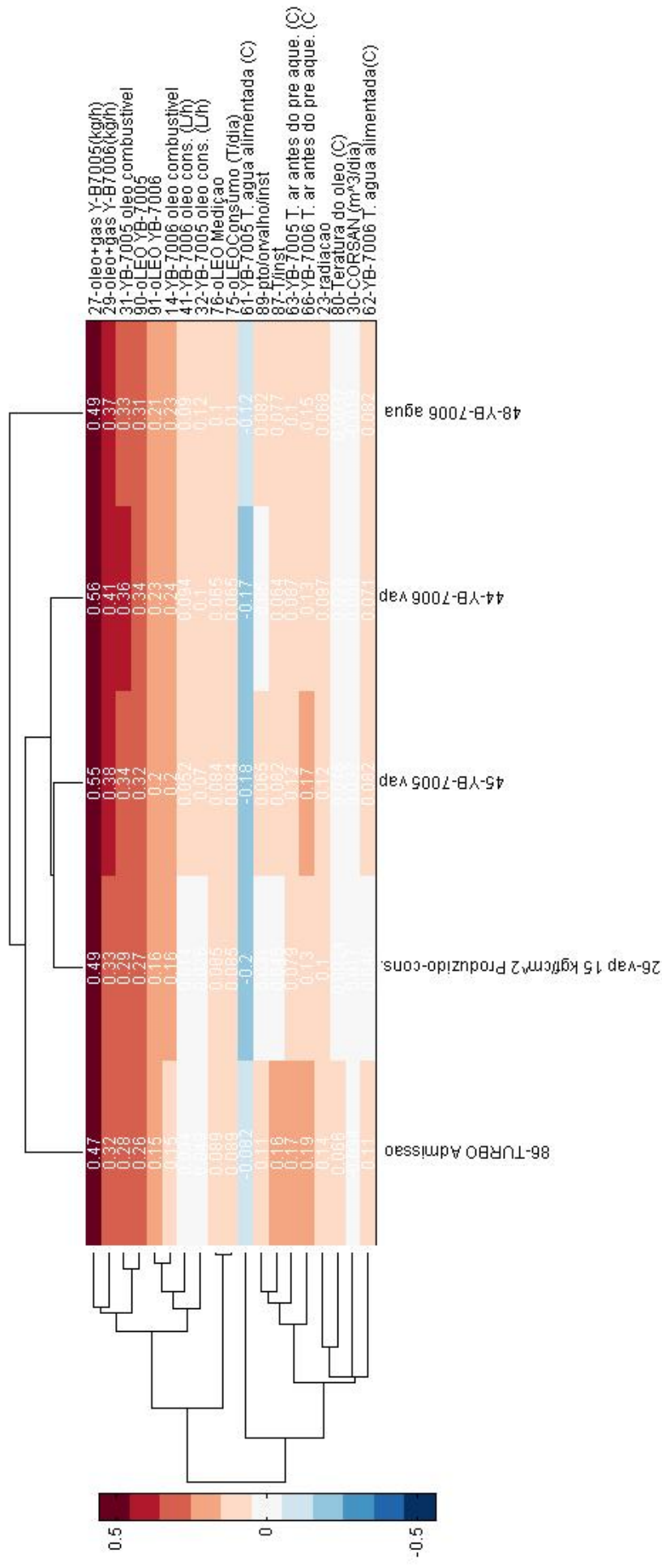


Figura 42: Mapa de Correlação do Cluster 14

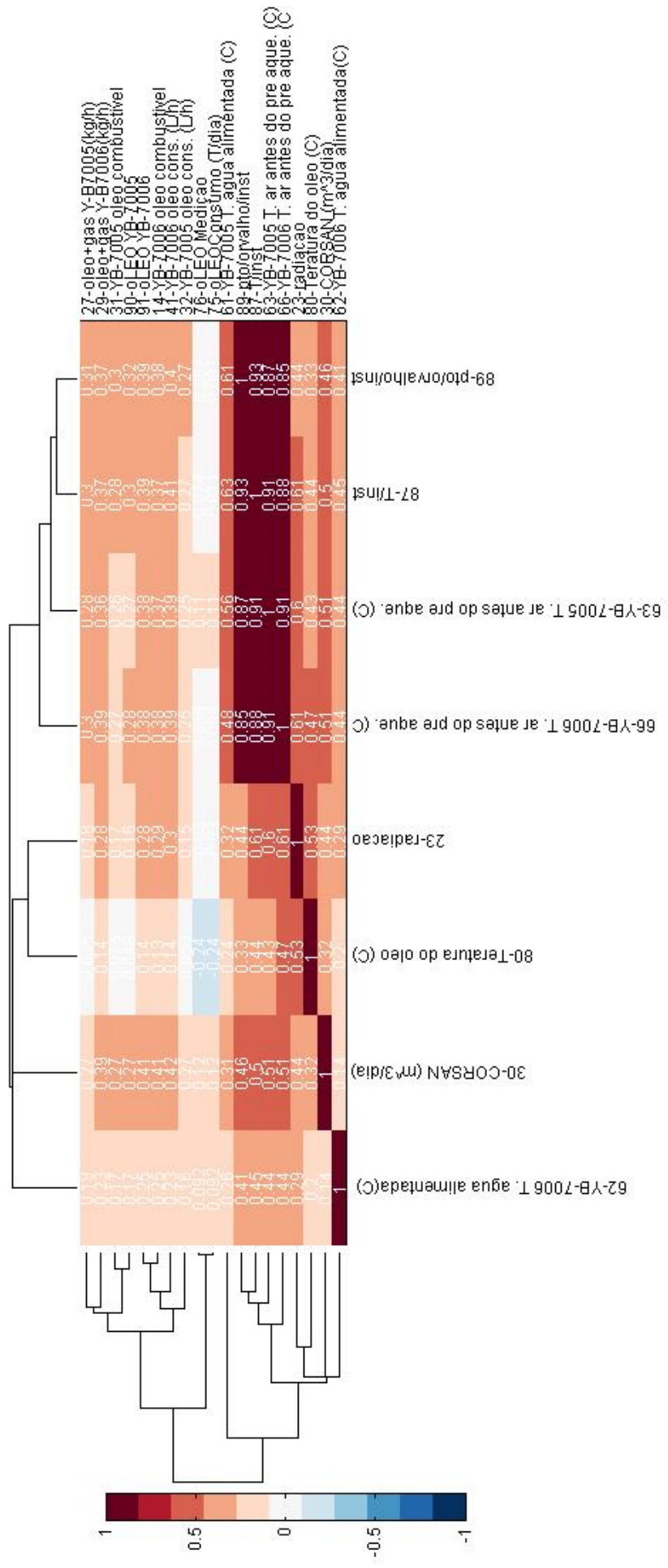


Figura 43: Mapa de Correlação do Cluster 16

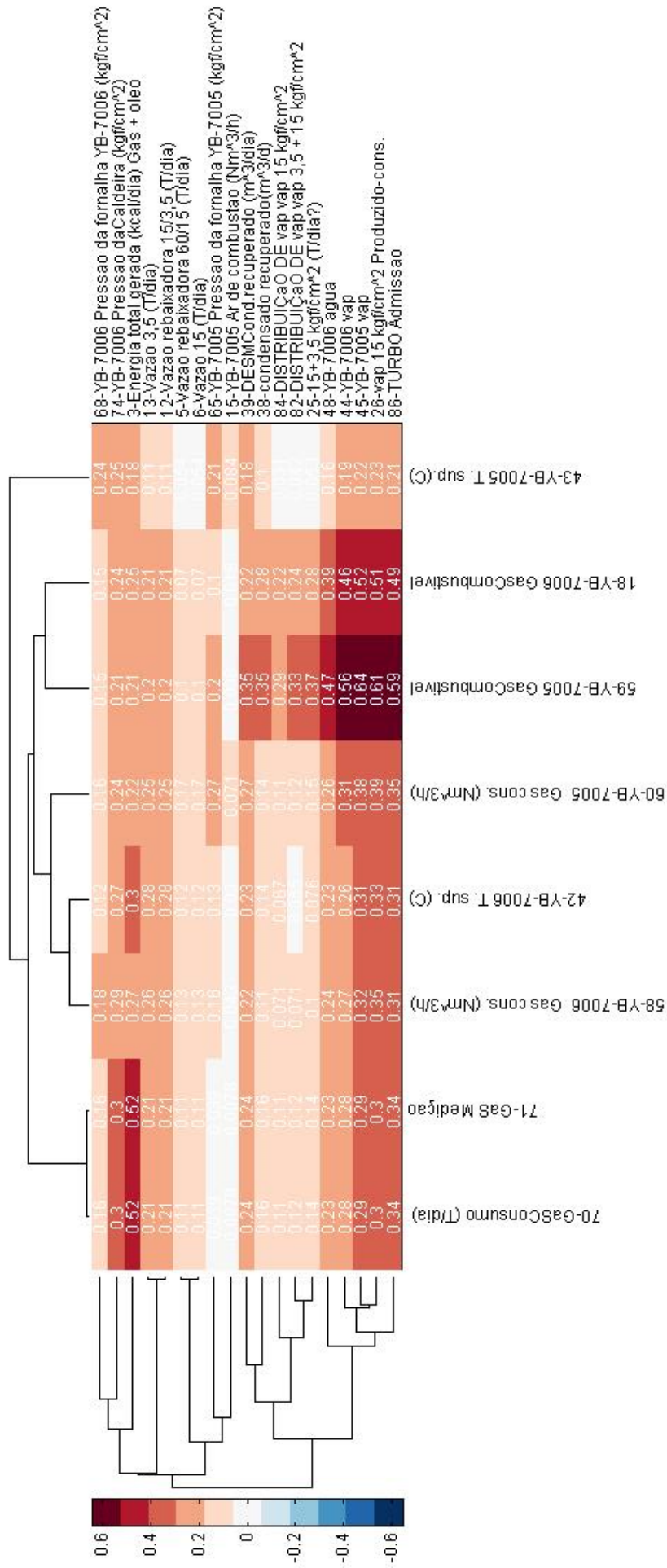


Figura 44: Mapa de Correlação do Cluster 31

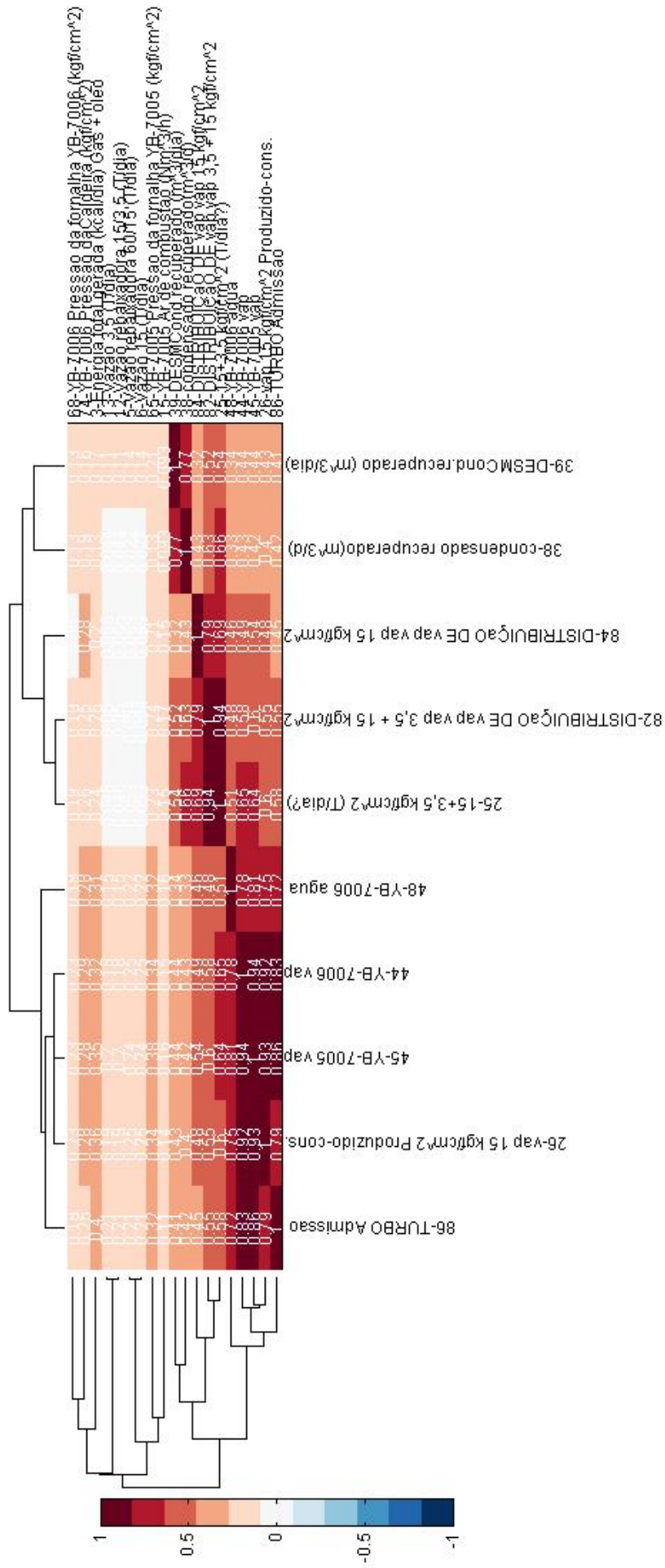


Figura 46: Mapa de Correlação do Cluster 33

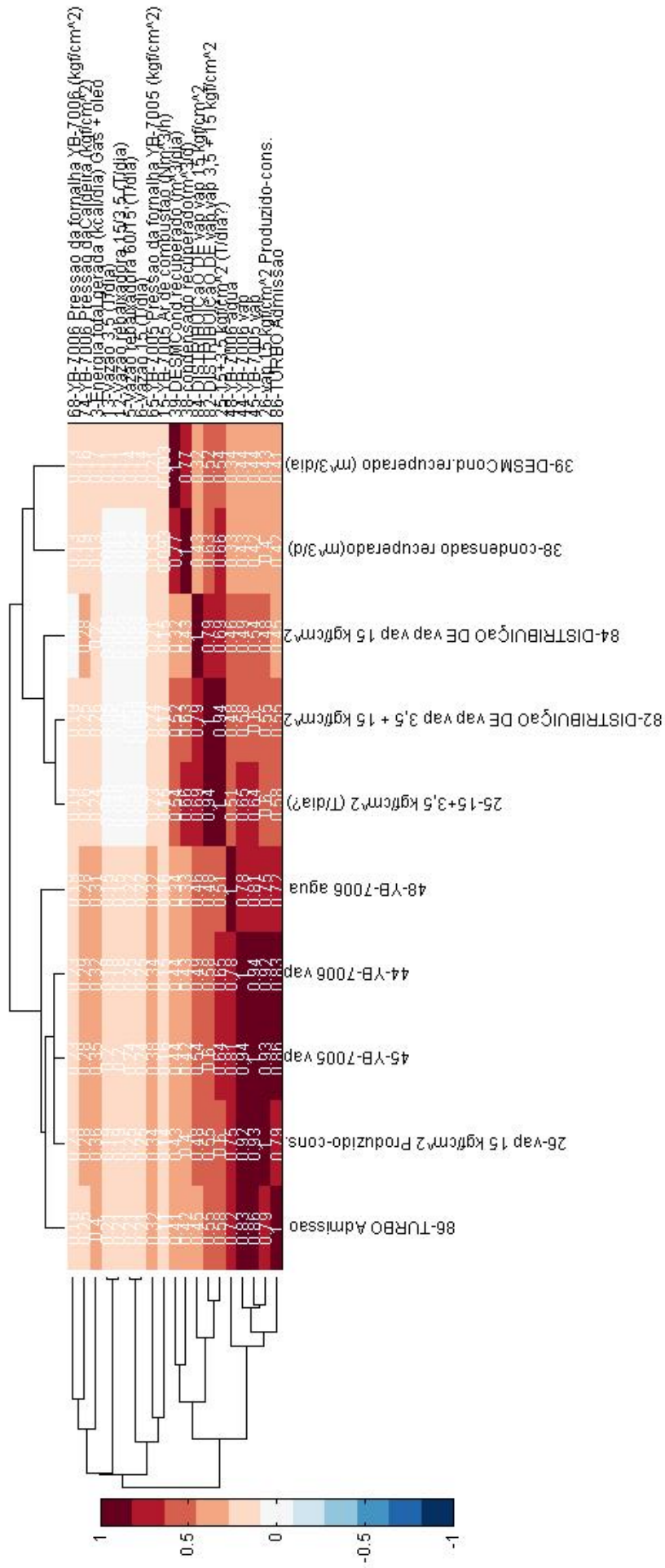


Figura 47: Mapa de Correlação do Cluster 34

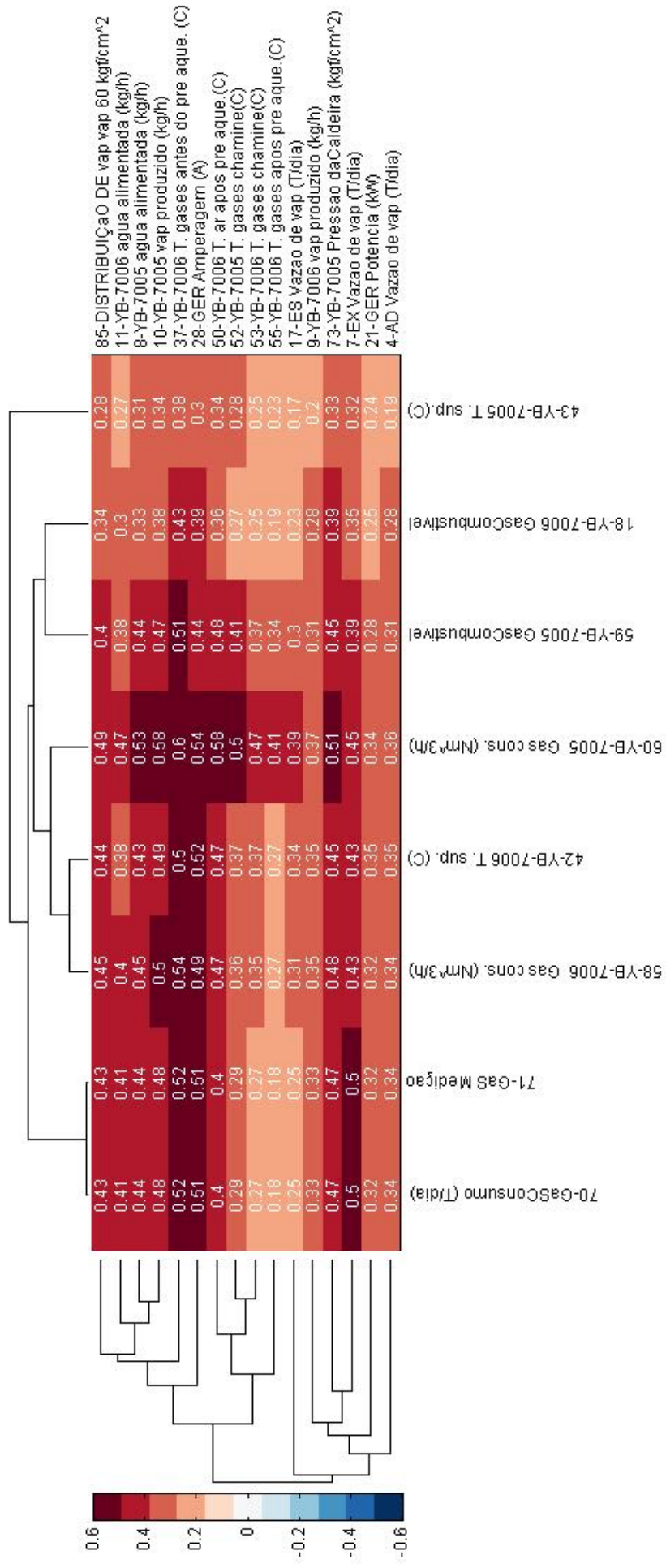


Figura 48: Mapa de Correlação do Cluster 41

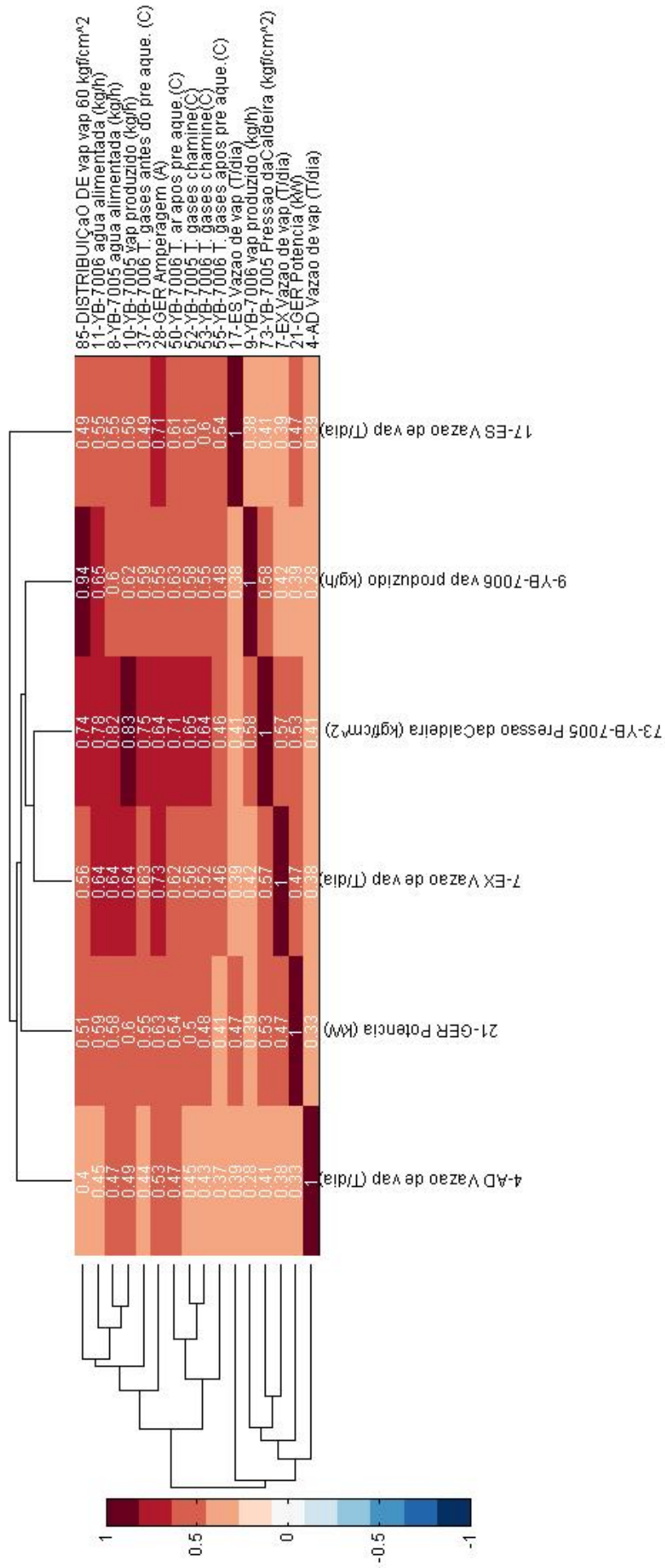


Figura 49: Mapa de Correlação do Cluster 42

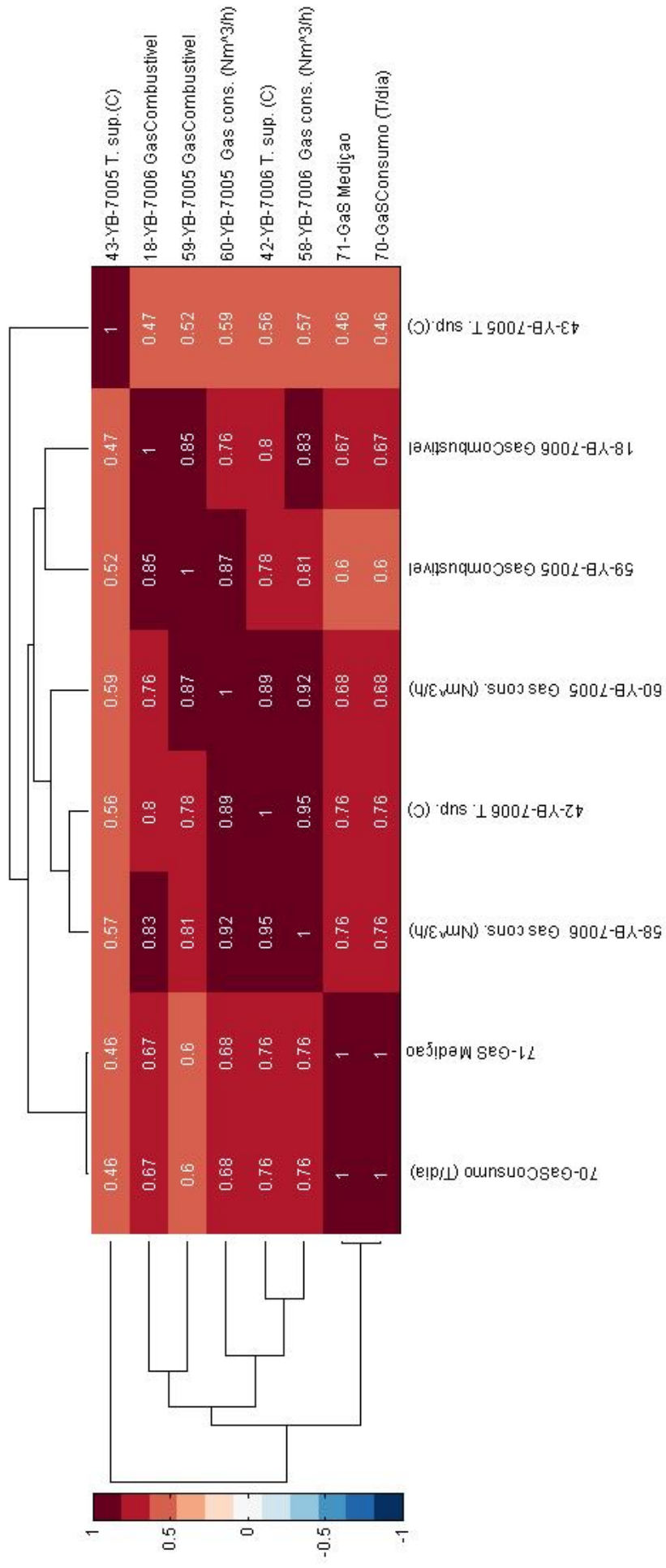


Figura 50: Mapa de Correlação do Cluster 51