

Luciana Faria Saint-Martin

**ANÁLISE EXERGÉTICA DA CO-GERAÇÃO A PARTIR DE RESÍDUOS DA CANA-
DE-AÇÚCAR EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS**

Belo Horizonte, MG
Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG
2005

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

Luciana Faria Saint-Martin

**ANÁLISE EXERGÉTICA DA CO-GERAÇÃO A PARTIR DE RESÍDUOS DA CANA-
DE-AÇÚCAR EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Ciências e Técnicas Nucleares da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), como requisito à obtenção do Título de Mestre em Ciências e Técnicas Nucleares, na área de concentração Engenharia da Energia.

Orientador: Prof. Dr. Ricardo Brant Pinheiro

Belo Horizonte, MG
Escola de Engenharia – UFMG
Departamento de Engenharia Nuclear
Programa de Pós Graduação em Ciências e Técnicas Nucleares
2005



DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA NUCLEAR
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS E TÉCNICAS NUCLEARES

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO:

“ANÁLISE EXERGÉTICA DA CO-GERAÇÃO A PARTIR DE RESÍDUOS DA
CANA-DE-AÇUCAR EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS”

ALUNA: LUCIANA FARIA SAINT-MARTIN

Dissertação defendida e aprovada pela Comissão Examinadora constituída por:

Elizabeth Marques Duarte Pereira, Doutora

Paulo César da Costa Pinheiro, Doutor

Marcelo Antônio Veloso, Doutor

ORIENTADOR:

Ricardo Brant Pinheiro, Doutor

Belo Horizonte, 24 de novembro de 2005

Área de Concentração: Engenharia Nuclear e da Energia
Sub-área: Engenharia da Energia



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Departamento de Engenharia Nuclear
Programa de Pós-Graduação em Ciências e Técnicas Nucleares
Av. Antônio Carlos, 6627 Anexo PCA 1 - Campus UFMG - Pampulha
Belo Horizonte – MG – CEP: 31.270-901

ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM CIÊNCIAS E TÉCNICAS NUCLEARES
ATA DE DEFESA DA DISSERTAÇÃO DE: LUCIANA FARIA SAINT-MARTIN
NÚMERO DE REGISTRO: 290^o

Às 9:30 horas e às 14:30 horas do dia 24 do mês de novembro de 2005, reuniu-se na Escola de Engenharia da UFMG – Anexo PCA 1, a Comissão Examinadora da DISSERTAÇÃO, indicada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em CIÊNCIAS E TÉCNICAS NUCLEARES, para julgar, em exame final, o trabalho final intitulado: "ANÁLISE EXERGÉTICA DA CO-GERAÇÃO A PARTIR DE RESÍDUOS DA CANA-DE-AÇÚCAR EM USINAS SUCROALCOOLEIRAS", sendo requisito parcial para a obtenção do Grau de MESTRE em CIÊNCIAS E TÉCNICAS NUCLEARES – Área de Concentração: ENGENHARIA NUCLEAR E DA ENERGIA – Sub-Área: ENGENHARIA DA ENERGIA

Abrindo a sessão, o orientador, Prof. Ricardo Brant Pinheiro, após dar a conhecer aos presentes o teor das Normas Regulamentares do Trabalho Final, passou a palavra à candidata, para apresentação de seu trabalho. Seguiu-se a arguição pelos examinadores, com a respectiva defesa pela candidata. Logo após, a Comissão se reuniu, sem a presença da candidata e do público, para julgamento e expedição do resultado final. Foram atribuídas as seguintes indicações:

Doutor	Ricardo Brant Pinheiro	Instituição	ENU/EE UFMG	Indicação	Aprovado
Doutora	Elizabeth Marques Duarte Pereira	Instituição	DEMEC/PUC – MG	Indicação	aprovado
Doutor	Paulo César da Costa Pinheiro	Instituição	DEMEC/EE UFMG	Indicação	Aprovado
Doutor	Marcelo Antônio Veloso	Instituição	CDTN/CNEN	Indicação	aprovado

PARECER DA BANCA EXAMINADORA:

A banca examinadora aprova a dissertação sujeita às modificações sugeridas para a versão final. Prazo: 3 (três) meses.

O resultado final foi comunicado publicamente à candidata pelo Presidente da Comissão. Nada mais havendo a tratar, o Presidente encerrou a reunião e lavrou a presente ATA, que será assinada por todos os membros participantes da Comissão Examinadora. Belo Horizonte, 24 de novembro de 2005.

Emmanuel Pereira

[Assinatura]

Marcelo Veloso

[Assinatura]

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Maria de Lourdes de Faria Silveira e Juracyr Geraldo Alvarenga Saint-Martin, e aos meus avôs Clarindo de Faria Silveira e Roberto Daniel Saint-Martin.

Agradecimentos

Agradeço a Deus, por todas as oportunidades que Ele tem me proporcionado.

Àqueles que me deram condições de fazer o mestrado: meus pais, por tamanho sacrifício e por serem tão pacientes e carinhosos, e, Clarindo de Faria Silveira, meu avô, por enorme generosidade.

Ao Departamento de Engenharia Nuclear da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais - UFMG, por me dar a oportunidade de desenvolver este trabalho do qual aprendi muito e me ajudou a perceber melhor ainda o grande potencial da biomassa do Brasil. Professor Dr. Ricardo Brant Pinheiro, meu orientador da UFMG, pela organização e desenvolvimento do tema escolhido; por me ensinar a lidar com trabalhos científicos. Márcia Beatriz Simões Rosa, Secretária do Programa de Pós-Graduação em Ciências e Técnicas Nucleares e Nanci Maria Afonso, Ajudante Auxiliar.

Ao Otávio de Avelar Esteves, meu professor desde 2001, por me ensinar a enxergar as contradições existentes entre o mundo paradigmático simplista de Descartes e Newton e o mundo complexo desvendado por grandes cientistas contemporâneos, como Ilya Prigogine, Humberto Maturana e Maria José Esteves de Vasconcellos; por incentivar meu interesse pelas novas tendências da Ciência, ensinando-me a desenvolver a visão multidisciplinar e interdisciplinar.

Ao Professor Omar Campos Ferreira, por sugerir o tema da minha dissertação; pela simplicidade com que oferece às pessoas a sua grande sabedoria; por me incentivar ao aprendizado científico fornecendo-me materiais e desejando que eu faça doutorado. Ao Sandro de Barros Ferreira, pela atenção ao me esclarecer dúvidas referentes ao BIG/GT.

Ao Sr. Paulo Otto Chagas Cordeiro do Sindicato das Indústrias de Açúcar e Álcool de Minas Gerais (SIAMIG), pela grande boa vontade em me receber, ajudar com materiais para o desenvolvimento da dissertação e me direcionar uma visita técnica a uma usina sucroalcooleira com co-geração. Sendo assim, agradeço ao Rui Gomes Nogueira Ramos, diretor da Usina de Açúcar e Álcool Coruripe, filial de Campo Florido, em Minas Gerais, por conceder a visita técnica. Engenheiro Ilario Salatino, pela grande boa vontade em me acompanhar, explicar todo o processo de co-geração e de produção de açúcar e álcool da usina, e me fornecer dados e materiais. Patrícia Emmanuelle, Analista de Desenvolvimento de Pessoal, por me dar todas as coordenadas para chegar até a usina. Jorge Matias dos Santos (supervisor de produção) e Fernando César Marchini (coordenador de manutenção elétrica e automação).

À Maria José Esteves de Vasconcellos, pela grande expectativa de que eu me torne uma divulgadora das idéias sistêmicas.

Aos colegas de Mestrado: Alex Manzali Vieira, Andrea Batista, Elizabeth de Carvalho e Silva, Leonardo Barrouin Melo e Pedro Wallace de Paula Amaral do Valle.

À Professora Elizabeth Marques Duarte Pereira, pelas inúmeras vezes em que me ajudou nas análises energética e exergetica.

Especialmente ao querido companheiro Gabriel Costa Guerra Pereira, por me auxiliar tecnicamente com o computador e me incentivar a concluir logo a minha dissertação.

Aos Professores da PUC: Denílson Laudares e Marcelo Becker, pelas cartas de indicação ao mestrado. José Eduardo Brandão, por ter me dado oportunidade de trabalhar com iniciação científica e pela amizade preciosa ao longo do curso de mecatrônica. Sérgio Hanriot e János Landre Jr., pelos ensinamentos oferecidos e por me darem tanta força para continuar o curso de mecatrônica. Célia Mara Sales Buonicontro, José Rubens Gonçalves Carneiro, José Augusto Leão, Wisley Falco Sales, Ion Willer dos Santos, Tarcísio José de Almeida, Rômulo Albertini, dentre outros, que tanto contribuíram para a minha formação. Ao André Aleixo Manzela, colega do grupo de estudos da termodinâmica. Aos colegas de mecatrônica: Luiz Octávio Penna Duarte Lange, Tatiana Moreira Paiva, Maila Schiavon.

“A mente que se abre a uma nova idéia jamais volta ao seu tamanho original”. (Einstein)

SUMÁRIO

Resumo	xi
Abstract.....	xii
Lista de Figuras	xiii
Lista de Tabelas.....	xvii
Lista de Símbolos, Índices e Letras Gregas	xviii
Lista de Siglas e Abreviaturas.....	xx
1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1 – Introdução	1
1.2 – Objetivo.....	2
1.3 – Justificativa.....	3
1.4 – Resumo do conteúdo.....	10
2 – CO-GERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO.....	11
2.1 – Insumos para a co-geração no setor sucroalcooleiro	11
2.1.1 – Bagaço de cana	11
2.1.2 – Palha de cana	13
2.2 – Excedente de eletricidade para a tecnologia existente, CEST e BIG/GT	14
2.3 – Tecnologia convencional e melhorias possíveis de tecnologia.....	15
2.4 – Aplicação do BIG/GT no setor sucroalcooleiro	21
3 – MÉTODOS E HIPÓTESES.....	23
3.1 – Introdução	23
3.1.1 – Seleção de casos.....	24
3.1.2 – Determinação de propriedades termodinâmicas	25
3.2 – Análise energética.....	25
3.2.1 – Primeira lei da termodinâmica	25
3.2.2 – Balanços de massa e de energia	26
3.2.3 – Eficiência energética	27
3.2.3.1 – Eficiência energética de componentes.....	27
3.2.3.2 – Eficiência energética da co-geração	36
3.3 – Análise exérgica.....	36

3.3.1 – Segunda lei da termodinâmica	37
3.3.2 – Tipos de trabalho e destruição de exergia	42
3.3.3 – Eficiência exergética	43
3.3.3.1 – Eficiência exergética de componentes.....	44
3.3.3.2 – Eficiência exergética da co-geração	51
4 – APLICAÇÃO DA METODOLOGIA AO SETOR SUCROALCOOLEIRO	52
4.1 – Seleção de casos	53
4.2 – Validação da metodologia: aplicação para a Usina Coruripe de Campo Florido	55
4.2.1 – Análises energética e exergética da Usina Coruripe	56
4.2.2 – Resultados das análises energética e exergética da Usina Coruripe de Campo Florido	61
4.3 – Análise energética e exergética da co-geração dos Casos 1, 2 e 3	67
4.3.1 – Análises para o Caso 1: “Configuração Atual”	70
4.3.2 – Análises para o Caso 2: “Queima de Todo o Bagaço”	75
4.3.3 – Análises para o Caso 3: “Alta Pressão”	80
4.3.4 – Resumo dos resultados das análises energéticas e exergéticas para os três casos	85
5 – CONCLUSÕES.....	98
5.1 – Sugestões para complementação do trabalho.....	100
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	101
BIBLIOGRAFIA ADICIONAL	107
APÊNDICE 1	118
DADOS COLETADOS NA VISITA TÉCNICA À USINA CORURIBE, FILIAL DE CAMPO FLORIDO, MG	118
APÊNDICE 2	123
MEMÓRIA DE CÁLCULO DAS ANÁLISES ENERGÉTICAS E EXERGÉTICAS DA USINA CORURIBE DE CAMPO FLORIDO	123
A.2.1 – Análise energética	123
A.2.2 – Análise exergética	131

APÊNDICE 3	138
MEMÓRIA DE CÁLCULO DA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO CASO 1 AO CASO 3.....	138
A.3.1 – Caso 1: “Configuração Atual”	138
A.3.1.1 – Análise energética	138
A.3.1.2 – Análise exergética	147
A.3.2 – Caso 2: “Queima de Todo o Bagaço”	155
A.3.2.1 – Análise energética	155
A.3.2.2 – Análise exergética	166
A.3.3 – Caso 3: “Alta Pressão”	173
A.3.3.1 – Análise energética	173
A.3.3.2 – Análise exergética	180
APÊNDICE 4.....	185
A CO-GERAÇÃO.....	185
A.4.1 – Introdução.....	185
A.4.2 – Co-geração e economia de combustível.....	189
A.4.3 – Redução das emissões de poluentes atmosféricos	191
A.4.4 – Barreiras à co-geração no setor sucroalcooleiro	192
A.4.5 – Sistemas de co-geração	194
A.4.5.1 – Ciclo de topo	195
A.4.5.2 – Ciclo de fundo.....	196
A.4.6 – Tecnologias avançadas de co-geração com turbinas a gás.....	196
A.4.6.1 – Ciclo BIG/GT.....	197
A.4.6.2 – Ciclo EFGT.....	198
A.4.6.3 – Ciclos ICEFGT e BIG/ICR.....	199
APÊNDICE 5	200
ANÁLISE EXERGÉTICA DA CO-GERAÇÃO DO BIG/GT COMPARADO COM OUTROS CICLOS DE TURBINA A GÁS.....	200
ANEXO 1 – MATERIAL ORIGINAL FORNECIDO PELA USINA CORURUPE DE CAMPO FLORIDO	204

ANEXO 2 – MATERIAL ORIGINAL FORNECIDO PELO FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002
..... 213

Resumo

As análises energética e exergética foram empregadas para avaliação do desempenho de usinas sucroalcooleiras. Foram estudadas três configurações de co-geração encontradas na literatura: o Caso 1 apresenta uma usina típica, com turbina a baixa pressão (2,1 MPa), que utiliza parte do bagaço na caldeira como combustível e consome toda a energia elétrica produzida; o Caso 2 corresponde a uma melhoria do Caso 1, onde todo o bagaço é queimado, substituiu-se a válvula redutora de pressão por uma turbina de extração controlada com condensador e parte da energia elétrica produzida é vendida; no Caso 3, as mudanças mais significativas são o aumento da pressão na caldeira (8,1 MPa) e o fato que todo o vapor a alta pressão vai direto para a turbina do gerador. Os valores encontrados para a eficiência energética da co-geração para os Casos 1, 2 e 3 foram de 69,5%, 71,0% e 77,7%, respectivamente, e os valores da eficiência exergética da co-geração foram de 18,8%, 23,2% e 30,5%, respectivamente. Uma usina real, a Usina de Coruripe, filial de Campo Florido, em Minas Gerais, foi usada para avaliar a adequação do método desenvolvido. A eficiência energética global da co-geração da Usina de Coruripe foi estimada em 84,5%, e a eficiência exergética global foi de 28,7%. Confirmou-se assim que a avaliação de desempenho de todo o sistema de co-geração usando apenas a primeira lei da termodinâmica é insuficiente para avaliar corretamente o seu desempenho. A destruição de exergia se dá principalmente na caldeira, como era de se esperar, devido à irreversibilidade do processo de combustão, e em bem menor proporção na turbina acoplada ao gerador elétrico. Por essa razão, a caldeira é um equipamento que tem também a menor eficiência exergética (32,2% para a caldeira da Usina de Coruripe e 27,0% para a caldeira dos Casos 1 e 2 e 33,6% para a do Caso 3), apesar de sua eficiência energética ser alta e a maior dentre todos os equipamentos considerados (85,0% para Coruripe, 82,1% para os Casos 1 e 2 e 94,6% para o Caso 3). Os resultados da análise exergética mostram que há potencial para melhorias no sistema; como a caldeira e a turbina são os equipamentos onde ocorre maior destruição de exergia, é sobre eles que se deve dar maior atenção. É importante ressaltar que os resultados quantitativos obtidos são válidos para a base de dados utilizada neste estudo, e que o método empregado aplica-se a qualquer tipo de usina de produção de açúcar e álcool.

Abstract

Both energetic and exergetic analysis were employed for the evaluation of the performance of sugar and alcohol plants. Three co-generation configurations found in the literature was investigated: Case 1 shows a typical plant, with a low pressure turbine (2.1 MPa), that utilizes part of the bagasse in the boiler as fuel and consumes all the electricity produced; Case 2 corresponds to an improvement in Case 1, where all the bagasse is burned, the pressure reducing valve is replaced by a controlled extraction turbine with a condenser and part of the produced electricity is sold; in Case 3, the most significant changes were the boiler pressure increase (8.1 MPa) and the fact that the whole vapor goes direct to the generator turbine. The values found for the co-generation energetic efficiency for Cases 1, 2 e 3 were 69.5%, 71.0% e 77.7%, respectively, while the values for the co-generation exergetic efficiency were 18.8%, 23.2% e 30.5%, respectively. A real plant, the Usina de Coruripe, branch of Campo Florido, in Minas Gerais, Brazil, was used to assess the adequacy of the developed method. The global energy efficiency of the co-generation of the Coruripe Plant was 84.5%, while the global exergetic efficiency was of 28.7%. It was confirmed thus that the assessment of the whole co-generation system using only the first law of thermodynamics is insufficient to evaluate its performance correctly. The exergy destruction occurs mainly in the boiler, as it was expected due to the irreversibilities of the combustion process, and in rather lesser rate in the turbine connected to the electric generator. Therefore, the boiler is an equipment that also has the lowest exergetic efficiency (32.2% for the boiler of the Coruripe Plant, 27.0% for the boilers of Cases 1 and 2 and 33.6% for Case 3), although its energy efficiency is high and the greater amongst all the equipments (85.0% for Coruripe and 82.1% for Cases 1 and 2 and 94.6% for Case 3). The results of the exergetic analysis also show that the plants have potential for improvements in the co-generation system. As the boiler and the turbine are the equipment where larger destruction of exergy occurs, it is on them that it must give greater attention. It is important to mention that the obtained quantitative results are valid for the data base utilized in this study, and that the employed method can be applied to any kind of sugar and alcohol production facility.

Lista de Figuras

Figura 1: Participação das fontes de energia no Brasil e no mundo, em % (BEN, 2005).....	4
Figura 2: Participação das fontes renováveis e não renováveis no Brasil e no Mundo, em % (BEN, 2005)	4
Figura 3: Consumo mundial de energia primária no século XX (HENRY, 1989)	5
Figura 4: Produção de cana no Brasil (DATAGRO 2003; MME 1981; ESTADO DE MINAS, 2006)	6
Figura 5: Potencial de abatimento de carbono no Brasil (adaptado de UNICA, 2002b)	9
Figura 6: Enfardadora (ANEEL, 2000)	12
Figura 7: Excedente de eletricidade para a tecnologia existente, CEST e BIG/GTCC (MCT,2004)	15
Figura 8: Co-geração em uma usina sucroalcooleira tradicional (KOBLOITZ, 2001)	16
Figura 9: Co-geração no setor sucroalcooleiro - Configuração Atual (FÓRUM DE CO- GERAÇÃO, 2002).....	17
Figura 10: Co-geração no setor sucroalcooleiro - Queima de Todo o Bagaço (FÓRUM DE CO- GERAÇÃO, 2002).....	18
Figura 11: Co-geração no setor sucroalcooleiro - Alta Pressão (8,1 MPa) - (FÓRUM DE CO- GERAÇÃO, 2002).....	20
Figura 12: Fluxograma da metodologia.....	24
Figura 13: Balanços taxas de massa e de energia na caldeira.....	28
Figura 14: Diagrama $T - h$ para a caldeira	29
Figura 15: Balanços de taxas de massa e de energia numa turbina de estágio único.....	30
Figura 16: Expansão do vapor em uma turbina de estágio único (SEARS, 1969)	31
Figura 17: Modelo de uma turbina de extração controlada (LI, 1995)	32
Figura 18: Processo de expansão numa turbina de múltiplos (três) estágios	32
Figura 19: Expansão do vapor em uma turbina de múltiplos estágios (SEARS, 1969).....	34
Figura 20: Balanço de taxas de massa e energia na câmara de mistura e no dessuperaquecedor .	35
Figura 21: Ciclo de potência de Carnot	39
Figura 22: Relação entre o trabalho reversível, real e disponível (LI, 1995, pág. 10).....	43
Figura 23: Taxas de exergia através da caldeira	45
Figura 24: Taxas de exergia numa turbina	50
Figura 25: Taxa de exergia na câmara de mistura e no dessuperaquecedor	51

Figura 26: Representação esquemática do dessuperaquecedor	53
Figura 27: Fluxograma para análise da Usina Coruripe, com indicação dos estados do fluido de trabalho, vazões mássicas e potências	57
Figura 28: Balanços de massa e energia e eficiência energética na Usina Coruripe	60
Figura 29: Taxas de exergia e eficiência exergética na Usina Coruripe	61
Figura 30: Desempenhos dos principais equipamentos da Usina Coruripe (eficiências energéticas e exergéticas).....	62
Figura 31: Parâmetros de desempenho do sistema de co-geração da Usina Coruripe.....	66
Figura 32: Destruições de exergia por equipamento na Usina Coruripe.....	66
Figura 33: Fluxograma do sistema de co-geração para análise da eficiência energética.....	67
Figura 34: Fluxograma do sistema de co-geração para análise da eficiência exergética.....	69
Figura 35: Fluxograma da Usina no Caso 1 (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)	70
Figura 36: Fluxograma da Usina para análise do Caso 1, com indicação dos estados do fluido de trabalho, vazões mássicas e potências.	71
Figura 37: Balanço energético e eficiência energética para o Caso 1	73
Figura 38: Taxas de exergia e eficiência exergética para o Caso 1	74
Figura 39: Fluxograma da Usina no Caso 2 (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)	75
Figura 40: Fluxograma para análise da Usina no Caso 2, com indicação dos estados do fluido de trabalho, vazões mássicas e potências	77
Figura 41: Balanço energético e eficiência energética para o Caso 2.....	77
Figura 42: Taxas de exergia e eficiência exergética para o Caso 2	79
Figura 43: Fluxograma da Usina no Caso 3 (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)	81
Figura 44: Fluxograma para análise da Usina no Caso 3, com indicação dos estados do fluido de trabalho, vazões mássicas e potências.	82
Figura 45: Balanço energético e eficiência energética para o Caso 3.....	83
Figura 46: Taxas de exergia e eficiência exergética para o Caso 3.....	84
Figura 47: Eficiências energéticas e exergéticas das caldeiras.....	86
Figura 48: Eficiências energéticas (ou isentrópicas) das turbinas	88
Figura 49: Eficiências exergéticas das turbinas	92
Figura 50: Parâmetros de desempenho de sistemas de co-geração.....	94
Figura 51: Eficiências energéticas e exergéticas da co-geração	96
Figura 52: Destruição de exergia por equipamento	97

Figura A. 1: Extração do caldo do bagaço para a produção de açúcar e álcool.....	118
Figura A. 2: Tratamento e concentração do caldo de cana.....	119
Figura A. 3: Balanços de massa e de energia na caldeira do Caso 1	139
Figura A. 4: Diagrama $T - s$ para a turbina das máquinas do processo do Caso 1.....	141
Figura A. 5: Vazões mássicas e taxas de energia na turbina das máquinas do processo do Caso 1	141
Figura A. 6: Diagrama $T - s$ para a turbina do gerador instalado do Caso 1	143
Figura A. 7: Balanços de massa e de energia da turbina gerador instalado do Caso 1	143
Figura A. 8: Balanços de massa e de energia na câmara de mistura 1, do Caso 1.....	144
Figura A. 9: Diagrama $T - h$ para a válvula redutora de pressão	145
Figura A. 10: Balanços de massa e de energia na válvula redutora de pressão.....	145
Figura A. 11: Balanços de massa e de energia na câmara de mistura 2, do Caso 1.....	146
Figura A. 12: Balanços de massa e de energia no dessuperaquecedor, do Caso 1	147
Figura A. 13: Taxas de exergia na caldeira do Caso 1	149
Figura A. 14: Taxas de exergia na turbina das máquinas do processo, do Caso 1	150
Figura A. 15: Taxas de exergia na turbina do gerador instalado, do Caso 1	151
Figura A. 16: Balanço de exergia na câmara de mistura 1, do Caso 1	152
Figura A. 17: Taxas de exergia na válvula redutora de pressão	152
Figura A. 18: Taxas de exergia na câmara de mistura 2, do Caso 2	153
Figura A. 19: Taxas de exergia no dessuperaquecedor do Caso 1.....	153
Figura A. 20: Balanços de massa e de energia na caldeira do Caso 2.....	156
Figura A. 21: Diagrama $T - s$ para o processo da turbina das máquinas do processo do Caso 2.....	158
Figura A. 22: Taxas de massa e de energia na turbina das máquinas do processo, do Caso 2....	158
Figura A. 23: Balanço de energia na câmara de mistura 1, do Caso 2.....	160
Figura A. 24: Dados da turbina do gerador novo do Caso 2	160
Figura A. 25: Taxas de massa e de energia da turbina gerador novo do Caso 2	163
Figura A. 26: Balanço de energia na câmara de mistura 2, do Caso 2.....	164
Figura A. 27: Balanços de massa e de energia no dessuperaquecedor do Caso 2	165
Figura A. 28: Taxas de exergia na caldeira do Caso 2.....	167
Figura A. 29: Taxas de exergia na turbina das máquinas do processo, do Caso 2	168
Figura A. 30: Taxas de exergia na câmara de mistura 1	169
Figura A. 31: Taxas de exergia na turbina do gerador novo, do Caso 2	170
Figura A. 32: Taxas de exergia na câmara de mistura 2, do Caso 2	171
Figura A. 33: Taxas de exergia no dessuperaquecedor, do Caso 2.....	171

Figura A. 34: Balanços de massa e de energia na caldeira do Caso 3.....	174
Figura A. 35: Dados da turbina do gerador novo do Caso 3	175
Figura A. 36: Balanços de massa e de energia no dessuperaquecedor do Caso 3	179
Figura A. 37: Taxas de exergia na caldeira do Caso 3	181
Figura A. 38: Taxas de exergia na turbina do gerador novo, do Caso 3	182
Figura A. 39: Taxas de exergia na turbina das máquinas do processo, do Caso 3	183
Figura A. 40: Taxas de exergia no dessuperaquecedor, do Caso 3.....	184
Figura A. 41: Tecnologias de produção de energia elétrica a partir da biomassa em 1998 (Unicamp, 2004).....	185
Figura A. 42: Processos termoquímicos de conversão da biomassa (CEPEL, 2000)	186
Figura A. 43: Co-geração no Brasil e no mundo (KOBBLITZ, 2001; WALTER, 2004)	188
Figura A. 44: Sistemas de co-geração (ELETROBRÁS, 1999)	190
Figura A. 45: Sistemas convencionais separados (ELETROBRÁS, 1999).....	190
Figura A. 46: Emissão de CO ₂ ao gerar eletricidade usando combustível fóssil e bagaço (LORA <i>et al.</i> 2000a).....	192
Figura A. 47: Ciclo de topo (LI, 1995).....	195
Figura A. 48: Ciclo de fundo (LI, 1995).....	196
Figura A. 49: Esquema de um BIG/GT (FERREIRA, 2002b)	197
Figura A. 50: Esquema básico do EFGT (FERREIRA <i>et al.</i> , 2001b).....	198
Figura A. 51: Razão de pressão ideal para cada ciclo no ponto de projeto	201
Figura A. 52: Taxa de destruição de exergia por cada ciclo (FERREIRA <i>et al.</i> , 2001b).....	202
Figura A. 53: Destruição de exergia por componente em cada ciclo (FERREIRA <i>et al.</i> , 2001b)	203

Lista de Tabelas

Tabela 1: Potencial energético dos resíduos de uma tonelada de cana (Unica 2002b).....	2
Tabela 2: Produção sucroalcooleira no Brasil (PELEGRINI, 2002)	5
Tabela 3: Potencial de geração com base no nível tecnológico (UNICA, 2002b).....	7
Tabela 4: Potencial de competitividade (UNICA, 2002b).....	8
Tabela 5: Potencial de co-geração em usina sucroalcooleira de 10.000 TCD.....	19
Tabela 6: Comparação entre os casos 1, 2 e 3	55
Tabela 7: Propriedades termodinâmicas da Usina Coruripe.....	59
Tabela 8: Taxas de destruição de exergia por equipamento da Usina Coruripe	61
Tabela 9: Características de desempenho do combustível e da caldeira da Usina Coruripe.....	62
Tabela 10: Características de desempenho das turbinas da Usina Coruripe	64
Tabela 11: Características de desempenho da caldeira e das turbinas a vapor de geração de energia elétrica no sistema de co-geração da Usina Coruripe.....	65
Tabela 12: Propriedades termodinâmicas para o Caso 1	72
Tabela 13: Taxas de destruição de exergia por equipamento para o Caso 1	75
Tabela 14: Propriedades termodinâmicas para o Caso 2.....	78
Tabela 15: Taxas de destruição de exergia por equipamento para o Caso 2	80
Tabela 16: Propriedades termodinâmicas para o Caso 3	83
Tabela 17: Taxas de destruição de exergia por equipamento para o Caso 3	85
Tabela 18: Características de desempenho do combustível e da caldeira e dos três casos	86
Tabela 19: Características de desempenho das turbinas dos Casos 1, 2 e 3	89
Tabela 20: Características de desempenho da caldeira e das turbinas a vapor de geração de energia elétrica nos sistemas de co-geração estudados.....	94
Tabela 21: Geração elétrica com biomassa no Brasil (UNICAMP, 2004a).....	189
Tabela 22: Balanço de CO ₂ no setor sucroalcooleiro (Fonte: Adaptado de LEAL 2003).....	191
Tabela 23: Parâmetros de projeto para cada ciclo (FERREIRA <i>et al</i> , 2001b)	200
Tabela 24: Composição do combustível por volume (FERREIRA <i>et al</i> , 2001b).....	201
Tabela 25: Tipo de ciclo e tipo de combustível usado (FERREIRA <i>et al</i> , 2001b).....	201
Tabela 26: Maior trabalho útil de cada ciclo de gaseificação da biomassa (FERREIRA <i>et al</i> , 2001b)	202

Lista de Símbolos, Índices e Letras Gregas

Símbolos:

B : exergia

b : exergia específica

\dot{B} : taxa temporal de exergia

E : energia

g : aceleração da gravidade

h : entalpia específica

\dot{I} : taxa temporal de destruição de exergia

L : líquido

\dot{m} : taxa temporal (vazão) de massa

p : pressão

\dot{Q} : taxa temporal de transferência de calor

s : entropia específica

T : temperatura

V : velocidade

V : vapor

\dot{W} : taxa temporal de trabalho (potência)

x : título de vapor

z : altura (cota)

Índices

b : bagaço

c : caldeira

cg : co-geração

$comb$: combustível

$comp$: componente

d : desfibrador
 d : destruição de exergia
 e : entrada (do volume de controle)
 eo : elétrico
 f : fronteira
 g : gerador
 gi : gerador instalado
 gn : gerador novo
 I : processo ideal
 m : moendas
 mp : máquinas de processo
 o : refere-se ao meio ambiente
 p : perda
 pc : picador
 R : processo real
 rev : reversível
 s : saída (do volume de controle)
 t : turbina
 tc : tonelada de cana
 vc : volume de controle

Letras gregas:

η : eficiência energética
 ε : eficiência exergetica
 σ : geração de entropia

Lista de Siglas e Abreviaturas

AIAA: Associação das Indústrias de Açúcar e Alcool

AP: Autoprodutor

BIG/GT: Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine

BIG/GTCC: Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine Combined Cycle

BIG/ICR: Biomass Integrated /Intercooled and Recuperated Gas Turbine

BNDES: Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social

CAPES: Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior

CATT2: Computer - Aided Thermodynamic Tables 2

CEMIG: Centrais Energética de Minas Gerais

CENBIO: Centro Nacional de Referência em Biomassa

CESP: Companhia Energética de São Paulo

CEST: Condensing Extraction Steam Turbine

CHESF: Companhia Hidro Elétrica do São Francisco

comb : combustível

comp : componente

CONAB: Companhia Nacional de abastecimento

CPFL: Companhia Paulista de Força e Luz

CTC: Centro Tecnológico Copersucar

CM: Câmara de mistura

EE: Energia elétrica

EFGT: Externally Fired Gas Turbine

ET: Energia térmica

EST: Estado

ICEFGT: Intercooled Externally Fired Gas Turbine

INEE: Instituto Nacional de Eficiência Energética

kgv: quilograma de vapor por tonelada de cana

Liq. Comp: Líquido comprimido

MCI: Motor de combustão interna

MCT: Ministério da Ciência e Tecnologia

MME: Ministério das Minas e Energia

PCI: Poder Calorífico Inferior

PIE: Produtor Independente de Energia

PNUD: Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento

PROINFA: Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica

PRO: ÁLCOOL: Programa do Alcool

rev : reversível

SIAMIG: Sindicato da Indústria da Fabricação do Alcool no Estado de Minas Gerais

SIGAME: Sistema Integrado de Gaseificação de Madeira para Geração de Eletricidade

SIN: Sistema Elétrico Interligado Nacional

SINDAÇUCAR/MG: Sindicato da Indústria do Açúcar no Estado de Minas Gerais

TEP: Tonelada equivalente de petróleo

TG: Turbina a gás

TCH: Tonelada de cana por hora

UNICA: União da Agroindústria Canavieira de São Paulo

Vap. Sup: Vapor superaquecido

1 – INTRODUÇÃO

1.1 – Introdução

Os portugueses introduziram a cana no Brasil logo no início da colonização para a produção do açúcar, inicialmente no Nordeste, devido à proximidade da Europa. Depois, o monopólio nordestino foi deslocado para o Estado de São Paulo, com terras férteis e clima propício. Em 1532 foi fundado o primeiro engenho em São Paulo. Atualmente, a produção mais significativa corresponde ao Estado de São Paulo, que, sozinho, contribui com aproximadamente 60% da produção total brasileira; em seguida, as regiões Norte e Nordeste juntas participam com 16 % da produção (UNICA, 2002a). Quanto ao Estado de Minas Gerais, a produção de açúcar e álcool tem crescido significativamente, sobretudo na região do Triângulo Mineiro.

Durante alguns séculos, a cana-de-açúcar foi utilizada somente como matéria prima para a fabricação de açúcar e álcool, com baixíssima eficiência industrial devido à precariedade do equipamento empregado. Em virtude do precário esgotamento do caldo, que deixava o bagaço residual ainda muito úmido e difícil de queimar, usava-se lenha e óleo como combustível para essa indústria. (ELETROBRÁS, 1993)

Com o advento da moenda de ferro no final do século passado e o desenvolvimento da tecnologia de extração do caldo - incluindo a moagem sucessiva em moendas constituídas por uma série de ternos que melhoravam o esgotamento do bagaço (abaixando o seu teor de umidade) - iniciou-se, no século XX, a utilização do bagaço como combustível para a geração de vapor nas caldeiras das usinas de açúcar e álcool. (ELETROBRÁS, 1993)

Durante muito tempo as sobras do bagaço vinham sendo abandonadas. O bagaço teoricamente “sobrante”, poderia gerar um excedente de energia elétrica. Entretanto, esse excedente não vinha sendo explorado. Esse bagaço era vendido para produzir ração para gado. Hoje, esse excedente encontra oportunidades extremamente boas para a venda de energia elétrica. (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)

Segundo a ELETROBRÁS, 1993, até 1974, a indústria de cana importava parte da energia usada nos processos sob a forma de óleo combustível, madeira e eletricidade. Com os impactos

causados pelas elevações bruscas no preço do petróleo, em 1973 e 1979, que atingiram duramente a economia do país, a agroindústria de cana buscou substituir os combustíveis por bagaço, fornecendo o vapor e a eletricidade requeridos no processo. Atualmente, cerca de 2 % da energia é proveniente da co-geração no setor sucroalcooleiro.

Os resíduos de cana-de-açúcar têm um potencial energético muito grande, que podem ser mais bem explorados. O Brasil é o maior produtor de cana-de-açúcar do mundo. Segundo a UNICA, 2002b, em termos de energia primária, uma tonelada de cana equivale a 1,2 barris de petróleo. A produção da safra 2001/02 no Brasil foi de 290 milhões de toneladas de cana, o que equivale a 348 milhões de barris de petróleo, ou seja, quase um milhão de barris por dia, se fosse usada todas as oportunidades de conversão em energia. (UNICA, 2002b)

O vapor obtido pela queima do bagaço de cana movimenta as turbinas. A rotação do eixo das turbinas aciona mecanicamente as máquinas do processo de produção de açúcar e álcool, tais como os picadores, desfibradores e moendas. O vapor também pode ser usado para gerar energia elétrica (co-geração), caso uma das turbinas esteja acoplada a um gerador de energia elétrica. Isto pode tornar auto-suficientes as unidades industriais sucroalcooleiras e pode gerar excedente, que poderá ser vendido às concessionárias de energia elétrica.

O conteúdo energético presente em uma tonelada de cana é comparado na Tabela 1 com a tonelada equivalente de petróleo (TEP).

Tabela 1: Potencial energético dos resíduos de uma tonelada de cana (Unica 2002b)

Potencial Energético	Energia (MJ)	TEP
83 litros álcool	2.300	0,050
280 kg bagaço	2.630	0,058
280 kg palhas	2.630	0,060
Total	7.560	0,168

1.2 – Objetivo

O objetivo deste trabalho é estudar o processo de co-geração no setor sucroalcooleiro e avaliar, sob o ponto de vista da primeira e da segunda leis da termodinâmica, a eficiência de diferentes

alternativas para produção simultânea de energia térmica (vapor para o processo) e mecânica (trabalho mecânico para o processo) e energia elétrica.

1.3 – Justificativa

Atualmente, os resíduos da cana-de-açúcar têm sido utilizados para a produção do vapor empregado na fabricação do açúcar e álcool, aumentando a eficiência industrial devido à evolução dos equipamentos empregados. Com a melhora do esmagamento do caldo, o bagaço tornou-se mais fácil de ser queimado, podendo dispensar o uso de outros combustíveis para essa indústria. A utilização do bagaço como combustível para a geração de vapor nas caldeiras das usinas de açúcar e álcool faz com que as sobras do bagaço deixem de ser abandonadas.

Existem instituições e centros de pesquisa no Brasil, tais como a União da Agroindústria Canavieira de São Paulo (UNICA); o Centro Nacional de Referência em Biomassa (CENBIO); Centro Tecnológico Copersucar (CTC), entre outros, que reúnem dados sobre a produção brasileira da cana e seus avanços tecnológicos, e que têm apoiado a política de expansão do uso da biomassa na matriz energética do país. Em 1975, dois anos após o primeiro choque do petróleo, o Brasil investiu na produção do álcool combustível para diminuir sua vulnerabilidade energética, isto é, dependência externa do petróleo (Pro Álcool – Programa do Álcool). Inicialmente o álcool anidro era misturado na gasolina. Após o segundo choque do petróleo, no final da década de 70, com o desenvolvimento da engenharia nacional, o álcool hidratado passou a ser usado como extensivamente combustível único para automóveis em substituição à gasolina (carro a álcool). Em 1984, os carros a álcool respondiam por 94,4% da produção das montadoras instaladas no Brasil. No entanto, em 1989, houve uma crise localizada de abastecimento e a produção de carros a álcool foi desestimulada. A indústria automobilística voltou, então, a produzir preferencialmente carros a gasolina. Atualmente, cerca de 90% do álcool produzido são destinados ao uso como combustível complementar, em mistura com a gasolina.

Encontra-se crescente no mercado brasileiro a produção dos carros flex, ou seja, carros com flexibilidade de serem abastecidos por álcool ou por gasolina, ou por qualquer mistura de ambos..

A Figura 1 mostra a forte dependência de petróleo do Brasil e do mundo. Destaca-se, ainda, a grande participação da biomassa no Brasil. Observa-se também que a hidroeletricidade é predominante na matriz energética brasileira, e, portanto, o Brasil fica vulnerável quanto á

geração de eletricidade quando ocorrem longos períodos de seca. A Figura 2 mostra a participação das fontes renováveis e não renováveis no Brasil e no Mundo.

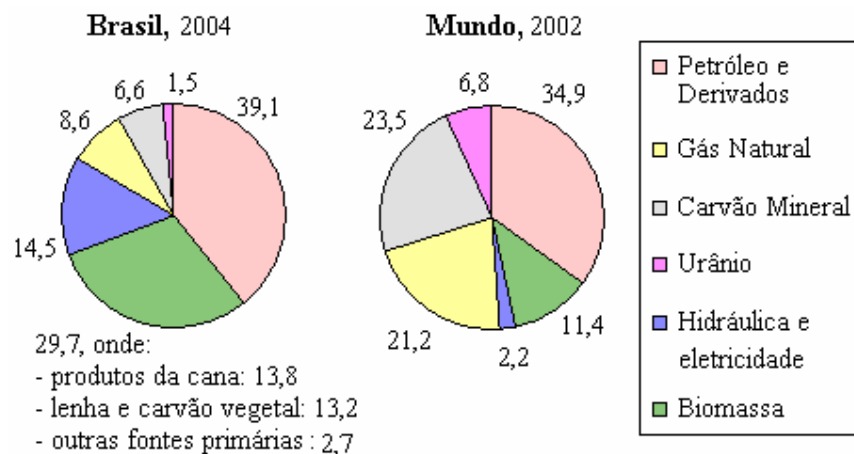


Figura 1: Participação das fontes de energia no Brasil e no mundo, em % (BEN, 2005)

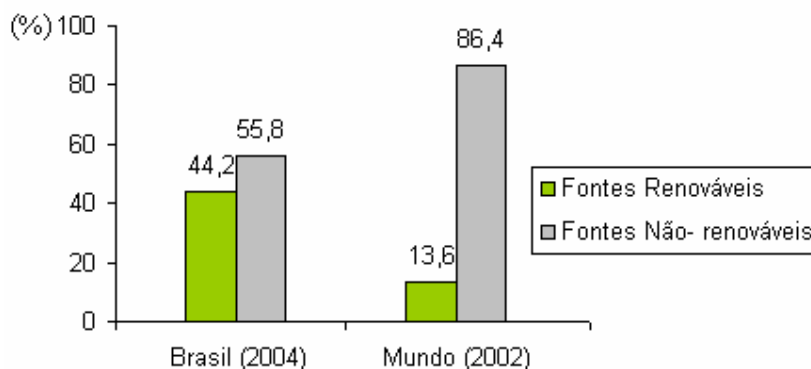


Figura 2: Participação das fontes renováveis e não renováveis no Brasil e no Mundo, em % (BEN, 2005)

O consumo mundial de energia primária aumentou bruscamente a partir dos meados do século XIX, em um período de tempo muito pequeno, com o advento da industrialização, como mostra a Figura 3.

O aumento do consumo mundial de energia primária devido à industrialização, associado ao fato de que o Brasil é o maior produtor mundial de cana, e que, o bagaço e a palha possuem um alto teor energético, indicam uma necessidade de investigação, do ponto de vista energético, da

possibilidade de aumentar a eficiência dos processos de produção de calor e energia elétrica usando os resíduos da cana que, ainda hoje, são abandonados em algumas usinas, apontando para um grande desperdício de energia primária, conforme foi mostrado na Tabela 1.

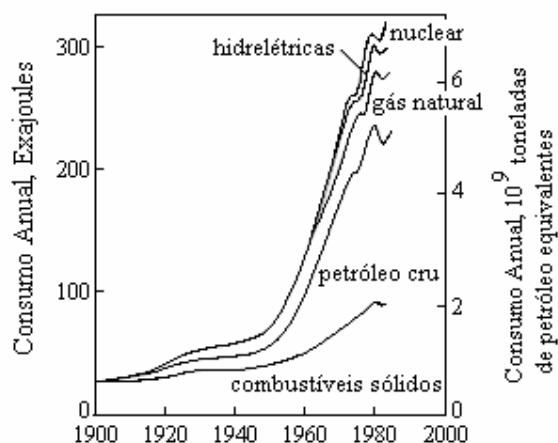


Figura 3: Consumo mundial de energia primária no século XX (HENRY, 1989)

O maior potencial de co-geração a partir de biomassa encontra-se no segmento de alimentos, onde se inclui o setor sucroalcooleiro, devido à grande quantidade de biomassa como subproduto. (COELHO, 1999)

A produção sucroalcooleira no Brasil é mostrada na Tabela 2.

Tabela 2: Produção sucroalcooleira no Brasil (PELEGRINI, 2002)

Descrição	São Paulo	Brasil	SP/BR (%)
Cana safra 2001/2002 (milhões de toneladas)	190	270	70
Unidades industriais	140	304	46
Bagaço (milhões de toneladas)	49	70	70
Emprego (milhões de trabalhadores 1996/97)	0,5	1,3	38,5
Capacidade elétrica instalada (MW)	619	995	62

A quantidade de bagaço produzida no Brasil é enorme, 81 milhões de toneladas na safra de 1998/1999, correspondendo a 30% da safra. O bagaço com 50% de umidade tem um Poder

Calorífico Inferior (PCI) de 7.536 kJ/kg (ELETROBRÁS, 1999). Segundo o ESTADO DE MINAS, 2006a, a Companhia Nacional de Abastecimento (Conab), do Ministério da Agricultura Pecuária e Abastecimento, anunciou que a safra brasileira de cana-de-açúcar 2005/2006 bateu recorde, fechando em 436,8 milhões de toneladas, a maior da história. Esse volume representa um crescimento de 5,1 % em relação à safra anterior. Esse crescimento, de acordo com a Conab, é atribuído à implantação de novas usinas para atender a demanda de açúcar e álcool. Segundo a Conab, a produção de quase 17 bilhões de litros de álcool é mais que suficiente para garantir o abastecimento brasileiro, e ainda sobra um pouco para exportação. Pela Figura 4, pode-se observar o crescimento da produção de cana no Brasil, evoluindo de aproximadamente 80 milhões de toneladas em 1972 para aproximadamente 437 milhões em 2005. Segundo o ESTADO DE MINAS, 2006b, a Datagro, uma das mais importantes empresas no segmento sucroalcooleiro, fez uma estimativa da demanda de cana-de-açúcar até 2013, de 700 milhões de toneladas.

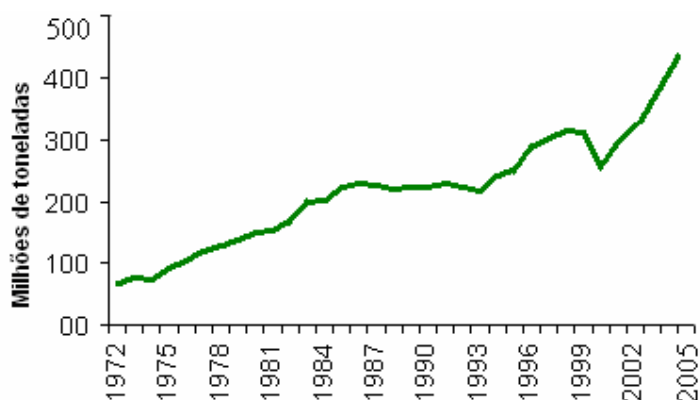


Figura 4: Produção de cana no Brasil (DATAGRO 2003; MME 1981; ESTADO DE MINAS, 2006)

A oferta de eletricidade originária da indústria de cana na Região Sudeste coincide com o período seco, justamente quando ocorre a maior demanda de energia elétrica na região.

O crescimento de 140 % da produção de açúcar no Estado de Minas Gerais, nos últimos 10 anos, foi com médias anuais de 9,5 % frente à média do país de 5,19 %. A produção de açúcar também mostra a evolução do setor, com alta de 280 % nos últimos 10 anos, a uma taxa média de 15,61 % ao ano, enquanto o Brasil apresenta uma taxa de 9 % ao ano. A produção de álcool mostra um

crescimento de 92 % no mesmo período, com uma taxa média anual de crescimento equivalente a 6,89 %, enquanto, no país, a taxa situa-se em 2,52 %. (AIAA, 2005)

As exportações de açúcar estão em 1,1 milhões de toneladas, 60 % da produção na safra 2004/05, de 1,6 milhões de toneladas, com crescimento de 43 % frente ao período 2003/04. Já as vendas externas de álcool estão em 113 milhões de litros na safra 2004/05, considerada uma produção total de 803 milhões de litros, o que representa um crescimento 1,24 % na comparação com a safra anterior. (AIAA, 2005)

No Estado, somam 23 unidades já instaladas, 12 produtoras de açúcar e álcool, nove produtoras de álcool e duas produtoras de açúcar. Para os próximos dois anos, está prevista a instalação de mais quatro usinas no Estado de Minas Gerais.

O potencial de energia elétrica das usinas sucroalcooleiras pode variar de acordo com o nível tecnológico, mas, de um modo geral, encontram-se repetidamente na literatura, dados como os fornecidos na Tabela 3. Se a geração de energia elétrica com o uso dos resíduos da cana exceder às necessidades da usina, ela então pode ser vendida, aumentando, assim, a renda do setor sucroalcooleiro.

Tabela 3: Potencial de geração com base no nível tecnológico ¹ (UNICA, 2002b)

Alternativas	p (MPa)	T (°C)	Geração e consumo de vapor (kg/h)	Energia excedente (MW)
1 – Configuração atual	2,1	300	530	Zero
2 – Melhorias possíveis, com tecnologia nacional.	8,1	480	340	7.730
3 – Futuro, com a tecnologia BIG/GT, em desenvolvimento.	–	–	280	16.111

Segundo dados da Copersucar, 1985, a tecnologia convencional (correspondente à configuração atual da Tabela 3) possibilita a co-geração apenas durante a safra. As alternativas 2 e 3, da

¹A fonte não especifica a região na qual o potencial é válido: se é para o Estado de São Paulo, se é para a Região Sudeste, se é para todo o Brasil.

mesma tabela, permitem a co-geração durante o ano todo. As “melhorias possíveis” na alternativa 2, consistem em substituição de turbinas e/ou de caldeira. Segundo a UNICA, 2002b, a tecnologia 3, BIG/GT, pode levar a um incremento na renda do setor sucroalcooleiro de até R\$ 8 bilhões (ou 51,1%), como se pode ver na Tabela 4. Assim, a co-geração deixa de ser uma atividade secundária para se tornar fator principal.

Os dados da Tabela 4 sugerem que a indústria da cana pode desempenhar um papel de complementação do sistema elétrico com a geração próxima a centros de consumo. A produção de energia elétrica descentralizada possibilita que o comércio seja intensificado, que as ruas públicas sejam iluminadas, que escolas e hospitais tenham luz, e tudo isso, por sua vez, melhora as condições de vida da população local, gera empregos, e permite a fixação do homem no campo.

Tabela 4: Potencial de competitividade (UNICA, 2002b)

Alternativa	Energia elétrica excedente (MWh)	Faturamento pela venda do excedente de energia elétrica (R\$ bilhões)	Incremento na renda (%)
1	0	0	0
2	34.800.000	3,85	24,6
3	72.500.000	8,00	51,1

Existe, ainda, a vantagem da substituição da queima de combustíveis fósseis pela queima de resíduos da cana, pois as emissões de dióxido de carbono desta são contrabalançadas pela absorção durante o crescimento da plantação e gera créditos de carbono.

O crédito de carbono surgiu a partir do Protocolo de Kyoto, em 1997, que estabelece que a emissão de gases causadores do efeito estufa deve ser reduzida em torno de 5% ao que era emitido em 1990. Os países industrializados têm até 2012 para comprovar a redução. As empresas que desenvolverem projetos industriais em países em desenvolvimento e que reduzirem a emissão dos gases poderão vender essa redução, através dos créditos de carbono, a países que necessitem se enquadrar no protocolo. Os Estados Unidos, maior emissor do mundo, recusa-se a assinar o documento. Além de usinas sucroalcooleiras, as siderúrgicas, indústrias de papel e

celulose, saneamento e recursos renováveis também podem comercializar o crédito de carbono. Estima-se que possam ser comercializados aproximadamente US\$ 10 bilhões em créditos de carbono ao ano, entre 2008 e 2012, e que o Brasil tem um potencial para ser responsável por até 10% dessas vendas. As empresas do setor sucroalcooleiro têm grande possibilidade de obter créditos de carbono resultantes da co-geração de energia elétrica. A Alemanha, os Estados Unidos, Holanda e Japão pretendem adquirir estes créditos. (SOUZA, 2003)

A UNICA (2002b) apresenta uma projeção, sobre o possível abatimento de carbono, pela queima dos resíduos da cana-de-açúcar para a produção de energia elétrica, em relação à queima de combustíveis fósseis para o mesmo fim. Esta projeção está representada na Figura 5:

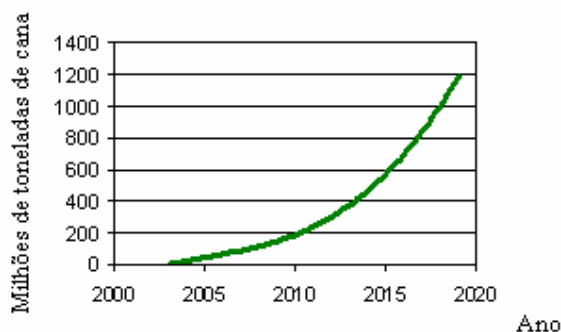


Figura 5: Potencial de abatimento de carbono no Brasil (adaptado de UNICA, 2002b)

Pela importância do potencial da energia de fontes alternativas, em particular da energia da biomassa, o Ministério das Minas e Energia (MME), tem se empenhado na regulamentação do Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (PROINFA) - Lei 10 438, de 26 de abril de 2002.

O PROINFA foi criado pelo Governo Federal (artigo 3º) - com o objetivo de diversificação da matriz energética brasileira e a busca por soluções de cunho regional com a utilização de fontes renováveis de energia, mediante o aproveitamento econômico dos insumos disponíveis e das tecnologias aplicáveis, a partir do aumento da participação da energia elétrica produzida com base nas fontes eólica, pequenas centrais hidrelétricas (PCH) e biomassa, no Sistema Elétrico Interligado Nacional (SIN). (CPFL Notícias, 2005)

Assim, abre-se caminho para que a energia limpa e renovável de fontes como a biomassa da cana-de-açúcar se transforme em um dos principais energéticos do século 21.

1.4 – Resumo do conteúdo

O Capítulo 1 dá uma visão geral sobre importância da contribuição dos resíduos da cana-de-açúcar para a produção de energia elétrica no Brasil e estabelece o objetivo desta dissertação. Também discute a motivação para realizar o trabalho. O Capítulo 2 discute a co-geração no setor sucroalcooleiro. O Capítulo 3 apresenta o método desenvolvido para a realização do trabalho e as hipóteses adotadas. Também apresenta os casos selecionados para estudo. O Capítulo 4 trata da co-geração aplicada ao setor sucroalcooleiro, particularmente das alternativas tecnológicas e como é possível melhorá-las. Inicialmente, o método desenvolvido é aplicado a um caso real (Usina Coruripe, filial de Campo Florido, MG) de onde se conclui sua viabilidade. Em seguida, três casos selecionados de diferentes alternativas são estudados e os resultados discutidos. O Capítulo 5 apresenta as considerações finais e faz recomendações para trabalhos futuros, que possam dar seguimento ao estudo feito nesta dissertação.

Os Apêndices 1 e 2 dizem respeito à Usina Coruripe: o primeiro apresenta os dados coletados e o segundo é uma memória de cálculo das análises energética e exergética do sistema da usina, usado para verificação do método. O Apêndice 3 traz a memória de cálculo das análises energéticas e exergéticas feitas para os três casos selecionados para estudo. O Apêndice 4 trata da co-geração de uma maneira mais detalhada, em particular dos sistemas e dos equipamentos. O Apêndice 5 discute sucintamente a análise exergética da co-geração no sistema BIG/GT. A documentação original fornecida durante a visita à Usina Coruripe consta do Anexo 1. O Anexo 2 apresenta o material do Fórum de Co-geração 2002, do qual foram tirados os principais dados usados para as análises dos três casos selecionados para estudo.

2 – CO-GERAÇÃO NO SETOR SUCROALCOOLEIRO

Por definição,

“A co-geração é a produção de mais de uma forma de energia útil . Na indústria, a co-geração tem sido usada como meio de produção de energia térmica e elétrica.” (LI, 1989).

O Apêndice 4 discute com detalhes o processo de co-geração. Neste capítulo é discutida especificamente a co-geração no setor sucroalcooleiro.

Um programa de co-geração no setor sucroalcooleiro poderia trazer benefícios:

- Para o setor elétrico, por colaborar na garantia de atendimento à demanda de eletricidade.
- Para o setor sucroalcooleiro, por permitir a diversidade da produção e venda de excedente.
- Para a sociedade, pela geração descentralizada e pelo aumento da oferta de empregos que permitam a fixação do homem no campo.
- Para o meio ambiente, por minimizar os impactos ambientais causados pela emissão de gases poluentes e dispor adequadamente das sobras de bagaço e palha.

2.1 – Insumos para a co-geração no setor sucroalcooleiro

Os insumos para a co-geração no setor sucroalcooleiro são basicamente o bagaço e a palha. Se a geração de energia elétrica for realizada ao longo de todo o ano, é necessário armazenar e estocar parte do bagaço produzido durante a safra para ser utilizado durante a entressafra. Existem diferentes técnicas de armazenamento (PELLEGRINI, 2002)

2.1.1 – Bagaço de cana

Bagaço é o caule da planta depois de extraído seu caldo. Sua estrutura é constituída de 91,6% de fibras; 4,2% de sais, açúcar e outras substâncias solúveis em água; e 4,2% de cinzas. O bagaço é quase todo utilizado na geração de energia da própria usina, através de vapor ou energia elétrica (co-geração) durante o período de safra. (FLÁVIO DOEHLER 2000). O excedente pode ser

utilizado como matéria-prima para a produção de celulose, chapas de aglomerado, ração animal, produtos químicos de alto valor comercial, além de outras finalidades que ainda estão sendo pesquisadas como a sua aplicação para obtenção de plástico biodegradável e fibras sintéticas. (UNICA, 2002a).

Durante a safra, não há necessidade de estocar o bagaço. Ele deve permanecer próximo da usina para facilitar o transporte e minimizar gastos. Devido à sazonalidade, o fornecimento de bagaço não pode ser contínuo, havendo a necessidade de estoques para a entressafra, que vai de dezembro a abril, na região Sudeste. Quando se armazena o bagaço, o açúcar residual aliado à umidade estimula uma fermentação, deteriorando-o e, muitas vezes, provocando uma combustão espontânea não desejável. Portanto, é necessário que o bagaço passe por um beneficiamento para viabilizar sua estocagem. (PELLEGRINI, 2002)

A redução da umidade do bagaço para armazenamento pode ser através de uma fonte térmica disponível na usina ou através de enfardamento (PELLEGRINI, 2002). A Figura 6 mostra uma enfardadora trabalhando no campo.



Figura 6: Enfardadora (ANEEL, 2000)

O enfardamento consiste na compactação do material; é a prática mais difundida para reduzir a área de estocagem do bagaço. Existem dois processos de enfardamento: o normal e o com

secagem. No processo normal, o bagaço é compactado e empilhado com espaçamento suficiente para permitir a ventilação e aumentar a velocidade de secagem. A construção de uma grande pilha acarreta a deterioração da camada externa e proteção das camadas internas. As perdas totais estão em torno de 15%. No processo com secagem, o fardo é submetido à fermentação natural e aeração para reduzir a umidade de 50 para 20% em apenas 20 dias. Os fardos podem ser estocados ao ar livre (sendo protegidos por uma lona plástica, mantendo suas características inalteradas por longos períodos de estocagem) ou secados através dos gases de exaustão das caldeiras. (PELLEGRINI, 2002)

O bagaço é altamente competitivo com o óleo combustível, por ser produzido em grandes quantidades e ser semibeneficiado no trabalho de moagem. Ele tem substituído os derivados de petróleo (especialmente o óleo) e a lenha nas usinas sucroalcooleiras, proporcionando ao setor sucroalcooleiro a auto-suficiência das energias elétrica e térmica. (PELEGRINI, 2002). No Estado de São Paulo e, em menor escala, no restante do país, praticamente todas as indústrias do setor sucroalcooleiro são auto-suficientes em virtude da grande quantidade de bagaço gerado. (COELHO, 1999)

O poder calorífico do bagaço é função do grau de umidade e do teor de açúcar residual. Como o teor de açúcar é normalmente baixo, tem-se a umidade como principal fator limitante do poder calorífico. Apesar do alto teor de umidade, o bagaço possui um alto teor de voláteis, da ordem de 87% em base seca. (PELLEGRINI, 2002)

2.1.2 – Palha de cana

A palha é uma sobra proveniente da colheita que é jogada fora ou deixada como cobertura nas lavouras, mas que pode ser aproveitada no sistema de co-geração, colaborando para o aumento da eficiência do processo.

Uma quantidade deixada como cobertura nas lavouras é suficiente para inibir o desenvolvimento de ervas daninhas sem a necessidade de aplicação de produtos químicos. (LEAL, 2000)

Quanto ao recolhimento da palha, quando a cana é limpa pela colheitadeira mecânica, sem queimar, parte da palha é deixada no campo e 30% permanece na cana. O que é deixado no campo pode ser recolhido e enfardado por uma máquina enfardadora, que prensa e prepara a

palha para o transporte. Outra maneira eficiente é colher a cana com a palha e depois limpá-la numa estação apropriada antes de chegar à usina. Em ambos os modos, é possível colher 70% da palha. (PELLEGRINI, 2002)

A utilização de palhas não é um procedimento usual, pois o corte da cana é, na maioria das vezes, efetuado manualmente após a queima. O aproveitamento só é viável quando se utiliza a colheita mecanizada, o que mantém as palhas. Apesar dos benefícios da mecanização da colheita, ela ocasiona o desemprego da mão de obra local.

2.2 – Excedente de eletricidade para a tecnologia existente, CEST e BIG/GT

A tecnologia de co-geração aplicada ao setor sucroalcooleiro mais freqüentemente encontrada na literatura, utiliza sistemas com caldeira caldeiras de 2,1 MPa (que é a tecnologia convencional), caldeiras de 6,0 MPa e caldeiras de 8,1 MPa. Os ciclos termodinâmicos de potência mais encontrados, que utilizam essas tecnologias, são ciclos Rankine. Existem também os sistemas de gaseificação da biomassa integrada com turbina a gás, como o BIG/GT, mas são sistemas ainda em desenvolvimento, embora já exista um projeto de aplicação do BIG/GT na Bahia (projeto SIGAME), que utiliza casca de madeira como combustível. Além deste projeto, a Coopersucar também está estudando a aplicação do BIG/GT ao setor sucroalcooleiro, utilizando os resíduos da cana-de-açúcar como combustível.

Segundo o Ministério da Ciência e Tecnologia (MCT), 2004, a maioria das usinas sucroalcooleiras brasileiras utilizam caldeiras que operam com pressões de 2,1 MPa e então geram pequena quantidade de eletricidade (entre 15 e 20 kWh/tc), suficiente para as necessidades da unidade. Isto significa que o potencial para co-geração é praticamente inexplorado.

A melhoria mais simples para a geração de eletricidade é usar turbinas de vapor do tipo condensação e extração (CEST - Condensing Extraction Steam Turbine) para pressões de até 8,1 MPa, e reduzir o uso de vapor de processo de 530 para 350 kg vapor por tonelada de cana.

Unidades do tipo CEST são usadas rotineiramente em outras partes do mundo e são capazes de gerar um excedente de eletricidade de 80 a 100 kWh/t de cana, que pode ser vendida à rede elétrica.

A moderna tecnologia de gaseificadores de biomassa integrados com turbinas a gás (BIG/GT), ainda em desenvolvimento, deverá ser capaz de produzir um excesso de eletricidade da ordem de 600 kWh/t de cana. A Figura 7 compara o excedente de eletricidade produzida para cada uma das três alternativas: a mais comum existente, que utiliza caldeiras com pressão de 2,1 MPa; a CEST, que utiliza caldeira com pressão de 8,1 MPa; e o sistema BIG/GT com ciclo combinado. A Figura 7 mostra também a diferença de excedente produzida durante a safra e fora da safra. (MCT, 2004)

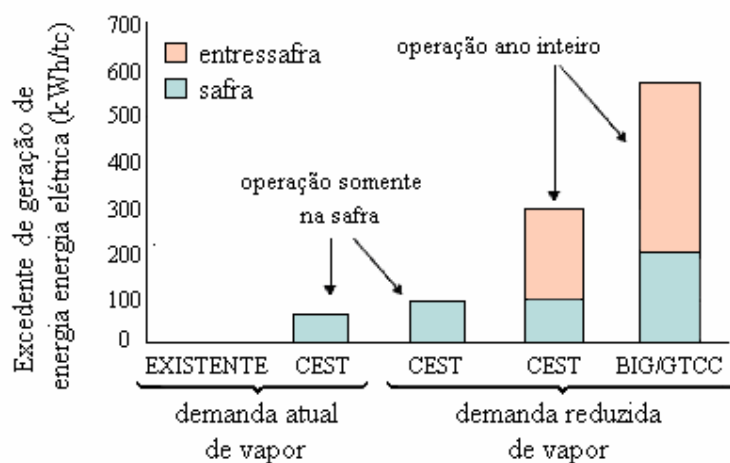


Figura 7: Excedente de eletricidade para a tecnologia existente, CEST e BIG/GTCC (MCT,2004)

Instalar um sistema CEST ou BIG/GT exige investimentos adicionais que podem ser recuperados vendendo o excesso de eletricidade gerada. No Brasil, a hidroeletricidade é vendida a um valor menor do que o da eletricidade produzida por um sistema CEST. Este é um sério obstáculo à co-geração. (MCT, 2004)

2.3 – Tecnologia convencional e melhorias possíveis de tecnologia

O funcionamento básico de uma usina sucroalcooleira que utiliza a co-geração é ilustrado na Figura 8. O vapor de alta pressão que sai da caldeira é direcionado às turbinas. O trabalho no eixo realizado por estas turbinas é utilizado para acionamento de máquinas do processo, tais como moendas, picadores, desfibradores e também para geração de energia elétrica, quando a turbina estiver acoplada a um gerador. O vapor de baixa pressão que sai das turbinas é direcionado ao processo de fabricação de açúcar e álcool.

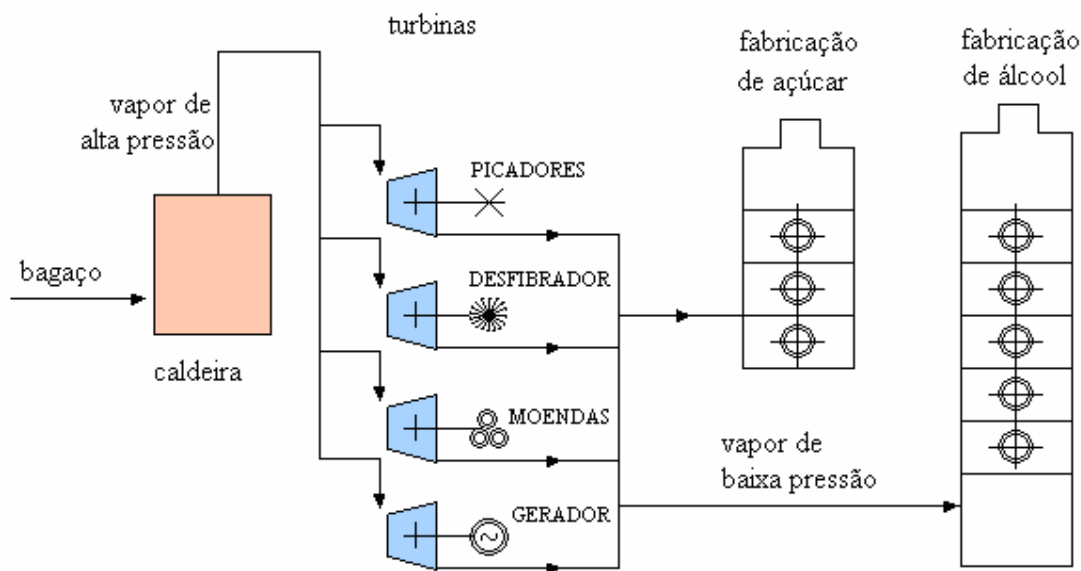


Figura 8: Co-geração em uma usina sucroalcooleira tradicional (KOBBLITZ, 2001)

As alternativas a serem apresentadas mostram uma breve análise do potencial de contribuição do setor sucroalcooleiro para a produção de energia elétrica no Brasil. O setor sucroalcooleiro atingiu a auto-suficiência logo nos primeiros anos de implantação do Pro - Álcool. Porém o setor elétrico não oferecia incentivos para o setor sucroalcooleiro gerar excedentes vendáveis. Segundo ASSIS, 2004, existe no Brasil, atualmente, um potencial de geração de 6 GW de energia elétrica excedente, durante o período da safra. A exploração desse potencial pode ser feita com tecnologia disponível no mercado brasileiro e com o emprego de tecnologias em desenvolvimento, no caso do aproveitamento da palha. A palha é atualmente queimada no campo, embora seja possível atingir excedentes da ordem de 14 GW, caso ela fosse queimada em caldeiras para a produção de energia elétrica.

A análise parte de uma usina típica atual, mostrada na Figura 9. Adotou-se como modelo uma usina de capacidade média, processando 10.000 toneladas de cana por dia. Essa usina processa o equivalente a 490 toneladas de cana por hora e produz uma quantidade total de bagaço de 132.353 kg/h. A maior parte desse bagaço é queimada em um gerador de vapor (caldeira), produzindo 255 t/h de vapor com pressão de 2,1 MPa e temperatura de 300 °C. Com este vapor são acionadas as turbinas do processo produtivo e do gerador de energia elétrica, para seu

abastecimento próprio. O vapor de escape das turbinas é aproveitado para as operações de aquecimento e evaporação de água na produção do açúcar e do álcool, e, uma vez condensada, retorna ao gerador de vapor fechando o ciclo. Uma parte do vapor que sai da caldeira tem a pressão diretamente reduzida para atender a demanda de vapor de baixa pressão do processo produtivo. Sobra uma quantidade de bagaço equivalente a 19,7 % do total produzido, que poderia gerar algo em torno de 2,7 MW.

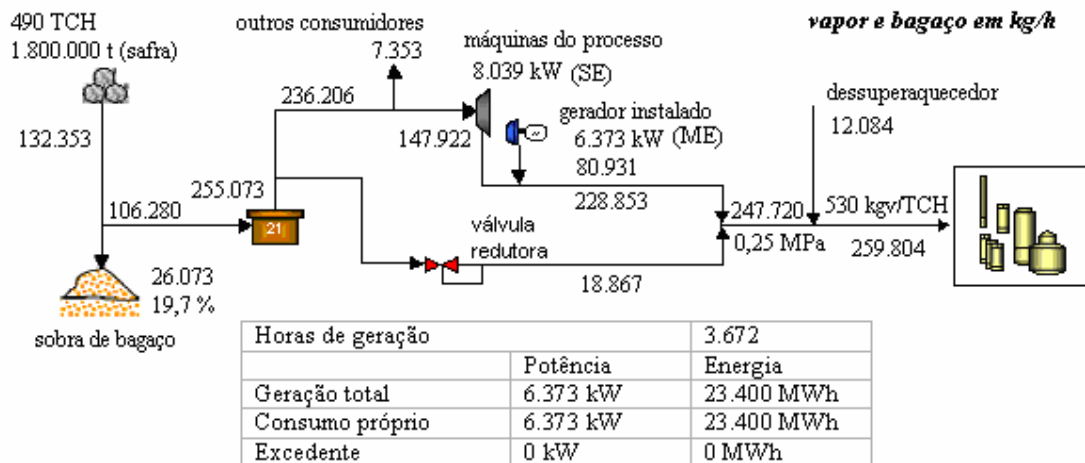


Figura 9: Co-geração no setor sucroalcooleiro - Configuração Atual (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)

Na Figura 9, SE significa turbina de Simples Estágio e ME denota turbina de Múltiplo Estágio. Partindo-se do modelo adotado na Figura 9 e admitindo-se que, num estágio inicial, nenhum excedente de energia elétrica é produzido, pode-se avaliar, numa escala crescente de produção de excedentes, como mostra a Tabela 5, a contribuição que uma usina como essa poderia trazer, sem qualquer aumento no seu volume anual de processamento de cana.

O caso “A” da Tabela 5 corresponde à configuração atual da usina típica tomada como base do estudo. O caso “B” aproveita a energia perdida na válvula redutora de pressão (Figura 9) para a suplementação do processo, pois o vapor, quando expandido em uma turbina acoplada a um gerador, pode produzir uma potência elétrica adicional de 1,4 MW sem qualquer consumo adicional de bagaço. Em muitos casos, nem é preciso investir em turbinas, basta criar a demanda por meio de um contrato de fornecimento desse excedente.

Considerando que as turbinas dos acionamentos das máquinas do processamento de cana e outros equipamentos utilizam turbinas de simples estágio, um ganho significativo é obtido (Caso “C”), com a substituição dessas turbinas em máquinas de múltiplos estágios. Segundo o FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002, essa substituição pode reduzir o consumo de vapor em 30%. A diferença no consumo de vapor dessas máquinas, para a mesma quantidade de vapor gerado nas caldeiras, é diretamente liberada para as turbinas com geradores, que poderão atingir, nas mesmas condições do caso “B”, uma geração total de 11,5 MW, liberando um excedente vendável de 5,1 MW.

Cumulativamente às soluções apresentadas nos casos anteriores, o caso “D” eleva a produção total de energia elétrica ao equivalente a uma potência elétrica de 21,7 MW com a queima do bagaço total produzido (Figura 10). Nesse caso, como aparece uma geração adicional de vapor, a usina deverá possuir uma turbina de extração controlada, com a condensação para o vapor excedente do processo. É também necessário um aumento na potência da caldeira para atingir o correspondente aumento de produção de vapor. O excedente de potência elétrica liberado será de 10,2 MW, já descontado o consumo próprio da usina. Na Figura 10, CD significa condensação.

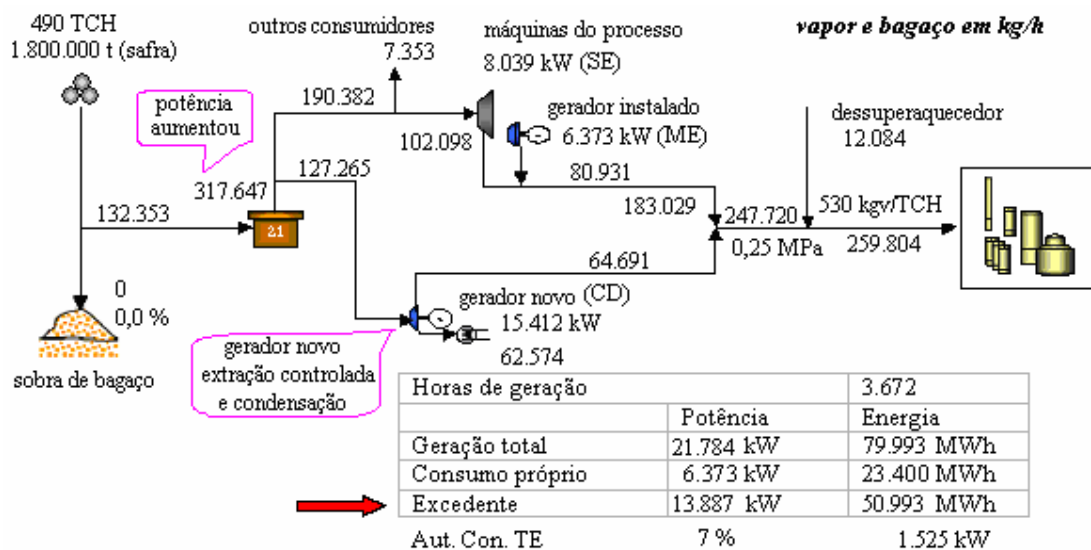


Figura 10: Co-geração no setor sucroalcooleiro - Queima de Todo o Bagaço (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)

Tabela 5: Potencial de co-geração em usina sucroalcooleira de 10.000 TCD

Caso	Configuração		Geração - MW		Energia excedente MWh (3.600 h safra)
	Nome	Melhoria	Total	Excedente	
A	Configuração Atual (Figura 9)	-	6,4	0,0	0
B	Uso do vapor reduzido	Substituição da válvula redutora por turbina com gerador	7,8	1,4	5.040
C	Redução no consumo das turbinas	Substituição das turbinas de simples estágio por turbinas de múltiplo estágio	11,5	5,1	18.360
D	Queima de todo o bagaço	Queima de todo o bagaço produzido	21,7	10,2	36.720
E	Aumento da pressão do vapor – 4,2 MPa	Substituição da caldeira de 2,1 MPa por caldeira de 4,2 MPa	31,9	24,2	87.120
F	Aumento da pressão do vapor – 6,1 MPa	Substituição da caldeira de 2,1 MPa por caldeira de 6,1 MPa	42,7	33,3	119.880
G	Aumento da pressão do vapor – 8,1 MPa	Substituição da caldeira de 2,1 MPa por caldeira de 8,1 MPa	47,7	38,0	136.800
H	Redução no consumo do processo – 8,1 MPa	Substituição da caldeira de 2,1 MPa por 8,1 MPa e redução de 530 kgv/TCH para 450 kgv/TCH.	51,5	41,5	149.400
I	Uso da palha – 4,2 MPa		68,0	57,9	208.440
J	Uso da palha – 6,1 MPa		74,9	64,2	231.120
K	Uso da palha – 8,1 MPa		81,8	70,6	254.164

Fontes: A, B, C, D, F, G, H: FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002; E, I, J, K: ASSIS, 2004

Os casos “E”, “F” e “G” correspondem à substituição total das caldeiras existentes, de 2,1 MPa, por caldeiras de maior pressão, de 4,2 MPa, 6,1 MPa e 8,1 MPa. Nesses casos, a turbinas do gerador instalado é desativada para favorecer o desempenho de turbinas mais eficientes com extrações controladas em pressões intermediárias de 2,1 MPa, para as turbinas das máquinas do

processo, e 0,25 MPa, para complementação das necessidades do processo. Todo o vapor gerado passa inicialmente pelas turbinas, e o excesso, que não é extraído nas pressões intermediárias, é levado a um condensador com pressão absoluta de 0,01 MPa. Como se vê na Tabela 5, as potências elétricas geradas, dependendo da pressão adotada, podem variar na faixa de 31,9 a 47,7 MPa, liberando excedentes na faixa de 24,2 a 38 MW.

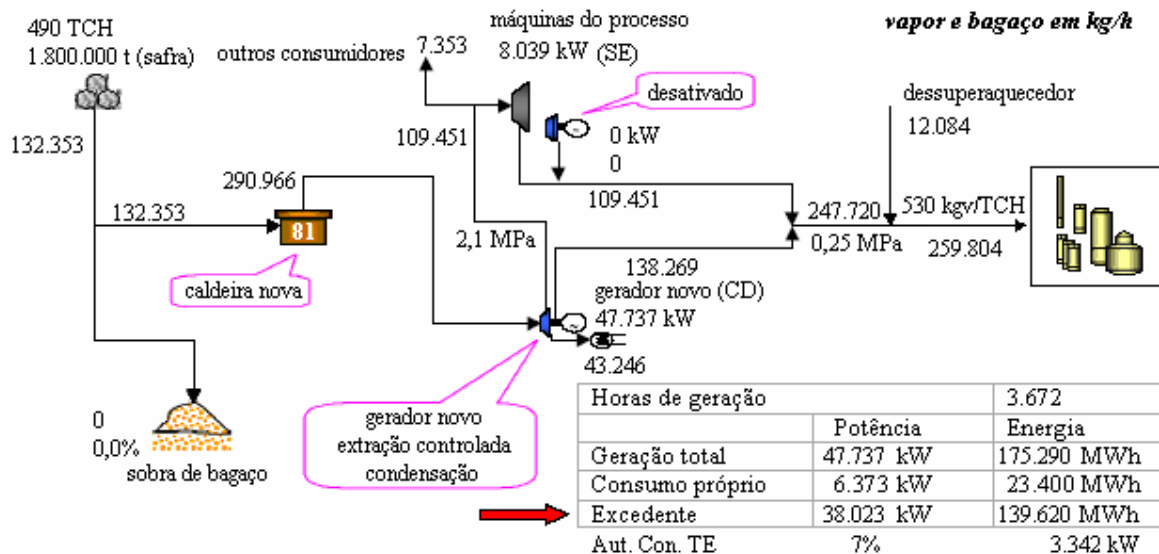


Figura 11: Co-geração no setor sucroalcooleiro - Alta Pressão (8,1 MPa) - (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)

Tomando como referência o caso “G” representado na Figura 11, em que se emprega vapor com 8,1 MPa, pode-se avaliar a influência da redução do consumo de vapor de baixa pressão no processo de produção de açúcar e álcool. Essa configuração corresponde ao caso “H”, em que o consumo de processo é considerado como 450 kg de vapor por tonelada de cana processada, contra os 530 kg das alternativas anteriores. A geração total atinge 51,5 MW, ou seja, aproximadamente 9% acima do caso “G”, com um excedente líquido de 41,5 MW. Vale ressaltar que essa redução no consumo de vapor pode ser considerada modesta, em função das possibilidades técnicas atuais que, para esse propósito, dispõe-se de tecnologias como as de cozimento contínuos, de trocadores de calor regenerativos e de processos de desidratação de álcool por meio de peneiras moleculares, além de tantas outras disponíveis no mercado brasileiro. (ASSIS, 2004)

As técnicas de geração de excedentes não param por aí. Estão em curso vários experimentos, em usinas brasileiras e no exterior, com o propósito de viabilizar o aproveitamento da palha de cana como combustível adicional ao bagaço. Hoje, essa palha, por facilitar a colheita manual, é normalmente queimada antes da colheita da cana, prática que cada vez mais vem sendo combatida por seu impacto ambiental. Na co-geração, esse problema passa a ser uma oportunidade. Com o emprego da colheita mecanizada, é possível, o aproveitamento de 49 % da palha da cana que chegaria à usina com umidade em torno de 15 %. O que corresponde, em valor energético, a 50 % mais bagaço do que o produzido pela moagem da cana queimada. (ASSIS, 2004)

Os casos de co-geração “I”, “J” e “K” da Tabela 5, mostram os potenciais de geração de energia elétrica, a partir da palha, para pressões de vapor nas caldeiras de 4,2 MPa, 6,1 MPa e 8,1 MPa, respectivamente, que alcançam valores entre 68,0 e 81,8 MW, assim como os excedentes líquidos correspondentes na faixa de 57,9 a 70,6 MW. O significativo excedente proporcionado pelo emprego da palha ainda sugere que, ao invés de concentrar-se a geração elétrica em níveis elevados somente durante a safra, se adote um modelo de geração anual, estocando parte do bagaço excedente. Isso teria ainda como vantagem um maior atrativo nas negociações de vendas dos excedentes produzidos.

Em suma, se considerarmos que o Brasil processa atualmente ao redor de 320 milhões de toneladas de cana por ano, o que equivale a 200 usinas iguais em tamanho ao modelo adotado (caso “A”), o setor sucroalcooleiro poderia gerar um excedente de energia elétrica da ordem de 6,5 GW sem o emprego da palha e próximo de 14 GW com o aproveitamento da palha da cana. (ASSIS, 2004)

2.4 – Aplicação do BIG/GT no setor sucroalcooleiro

O sistema BIG/GT, como dito anteriormente, é um sistema de gaseificação de biomassa integrada com turbina a gás. Não se sabe de nenhum sistema, nem mesmo o BIG/GT, que funcione bem com biomassa; alguns funcionam com gaseificação do carvão. A queima de biomassa produz muito alcatrão, e em se tratando de bagaço de cana, existe também o problema da alimentação do gaseificador; o alimentador emperra com pouco tempo de uso.

O CTC anunciou, em novembro de 2004, o desenvolvimento de um projeto BIG/GT. “Acredita-se que ele não vá estar pronto no curto prazo. A tecnologia tem futuro, só precisa de ajustes”.²

O título do projeto anunciado pelo CTC é “Brazil, biomass power generation: sugar cane bagasse and trash general”. Ou seja, Brasil, geração de potência através da biomassa: bagaço da cana-de-açúcar e lixo em geral. Os objetivos do projeto são: determinar a viabilidade técnica, econômica e agrônômica do uso da tecnologia BIG/GT para a geração de potência, usando o bagaço e resíduos da cana-de-açúcar como combustível primário, e consolidar os caminhos para a fase de investimentos, direcionando uma produção em larga escala com redução de custo da tecnologia.

Para tanto, será necessário determinar a disponibilidade e o volume dos resíduos da cana para utilização no BIG/GT; determinar a qualidade e os custos desses resíduos; avaliar os benefícios econômicos e agrônômicos da substituição de herbicidas; avaliar a gaseificação dos resíduos da cana; definir o modelo de integração do BIG/GT com a usina; disseminar informações para os países produtores da cana-de-açúcar. O financiamento do projeto está sendo avaliado pelo Banco Mundial - GEF (“Global Environment Facility”).

Sobre o BIG/GT e outras tecnologias avançadas para a co-geração, ver Seção A.4.8 do Apêndice 4.

² Informações dadas por Sandro Ferreira, em 20 de novembro de 2004, por e-mail.

3 – MÉTODOS E HIPÓTESES

3.1 – Introdução

A realização desta dissertação teve início com a pesquisa bibliográfica, que foi feita na internet, em bibliotecas e no Sindicato das Indústrias de Açúcar e Alcool de Minas Gerais (SIAMIG). Foi disponibilizada uma visita técnica a uma usina sucroalcooleira. Encontraram-se informações sobre usinas sucroalcooleiras, tecnologias convencionais, equipamentos de co-geração tais como caldeiras e turbinas, melhorias tecnológicas no setor sucroalcooleiro. A pesquisa bibliográfica foi realizada ao longo de toda a dissertação. Foi feita, também, uma revisão de conceitos da termodinâmica para aplicá-los às tecnologias da co-geração que foram selecionadas.

De posse das informações acima mencionadas, partiu-se para a seleção dos casos a serem estudados. Foi selecionada uma usina típica, adotada como Estudo de Caso. Essa usina serviu para comparação com outras usinas, que apresentavam melhorias tecnológicas. Ficaram, então, definidas as usinas a serem estudadas. Foi criada uma base de dados para a realização das análises energéticas e exergéticas, incluindo fluxogramas para facilitar os estudos dos casos.

O próximo passo foi a realização das análises energéticas e exergéticas de cada caso. Com os valores obtidos das análises foram feitas avaliações e intercomparações dos casos estudados.

Por fim, foram tiradas conclusões e feitas recomendações para trabalhos futuros. A Figura 12 descreve, passo a passo, a metodologia usada no trabalho.

A pesquisa bibliográfica foi feita na Internet, em endereços de busca avançada, no portal de periódicos da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), em endereços relacionados com biomassa e com cana-de-açúcar, como o Centro Nacional de Referência em Biomassa (CENBIO) e a União da Agroindústria Canavieira de São Paulo (UNICA), em indústrias sucroalcooleiras como a COPERSUCAR, nas bibliotecas da Universidade Federal de Minas Gerais (UFMG), da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (PUC-MG), do Sindicato das Indústrias de Açúcar e Alcool de Minas Gerais (SIAMIG) e da Companhia Energética de Minas Gerais (CEMIG).

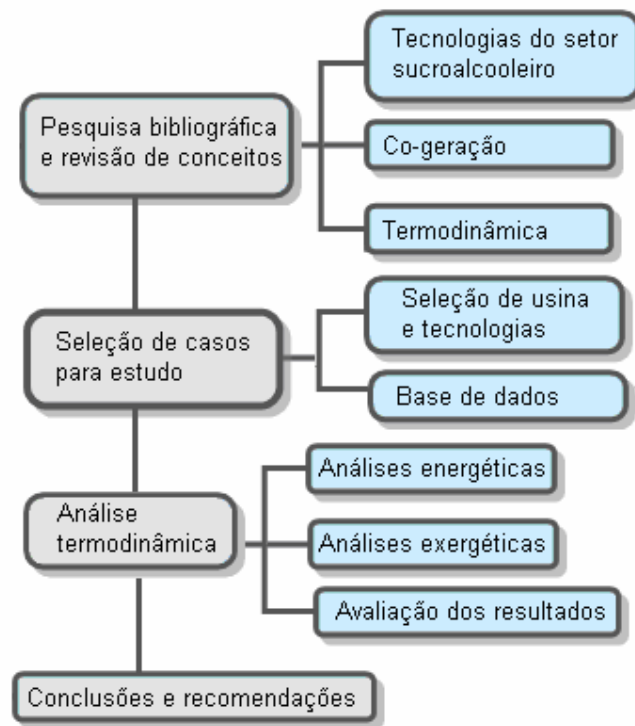


Figura 12: Fluxograma da metodologia

Foi disponibilizada visita técnica a uma usina sucroalcooleira com co-geração, situada na cidade de Campo Florido, em MG, com o nome de Coruripe. Encontraram-se muitas informações sobre a produção de energia elétrica a partir da biomassa, no Brasil e no mundo, incluindo informações sobre o estado da arte das tecnologias utilizadas para esse fim. Encontraram-se informações sobre tecnologias avançadas como as de gaseificação da biomassa para a produção de energia elétrica, como o BIG/GT e o EFGT. Foram encontradas, também, informações sobre usinas sucroalcooleiras com co-geração, tecnologias utilizadas no setor sucroalcooleiro, melhorias nas tecnologias utilizadas, tais como troca de turbinas e de caldeiras, e gaseificação da biomassa. Foi feita, também, uma revisão de conceitos relacionados com a Primeira e a Segunda Lei da Termodinâmica, para aplicá-los às alternativas de co-geração selecionadas para estudo.

3.1 1 – Seleção de casos

Observou-se que existiam casos em que a produção de energia elétrica a partir dos resíduos da cana-de-açúcar acontecia durante a safra, e casos em que a produção era anual (durante a safra e

a entressafra). Observou-se ainda que havia casos em que se utilizava apenas o bagaço, outros utilizavam também a palha, em outros se utilizava também pontas para a queima nas caldeiras. Havia casos que utilizavam caldeiras de 2,1 MPa, 6,1 MPa, 8,1 MPa, ou ainda 4,5 MPa, como foi o caso da Usina Coruripe filial Campo Florido. Com tantas informações recolhidas, foi selecionada uma usina típica, a qual serviu de caso base para o estudo, para ser comparada com outras usinas, que apresentavam melhorias tecnológicas. No próximo passo foram feitas as análises energéticas para os casos selecionados. A importância de se fazer uma análise energética antes da análise exérgica é verificar a consistência dos dados para realização do balanço energético. Em seguida, foram feitas as análises exérgicas. Com os resultados obtidos, foi possível estimar as eficiências energéticas e exérgicas. A avaliação dos resultados, que incluiu intercomparação dos casos estudados, permitiu tirar algumas conclusões. Foram tiradas conclusões de natureza geral e relacionadas aos objetivos do trabalho. Em seguida, foram discutidos os resultados das análises energéticas e exérgicas e da intercomparação dos resultados para os casos estudados. Recomendações foram feitas visando à continuidade do trabalho.

3.1.2 – Determinação de propriedades termodinâmicas

Para a determinação de pressões, temperaturas, títulos, entalpias específicas e entropias específicas utilizou-se o programa CATT2 (“Computer - Aided Thermodynamic Tables³ 2”), versão 1.0a.

3.2 – Análise energética

Os fundamentos teóricos para realizar os cálculos das análises energéticas e exérgicas provêm da termodinâmica. As discussões a seguir baseiam-se nos escritos de MORAN e SHAPIRO, 2000.

3.2.1 – Primeira lei da termodinâmica

A primeira lei da termodinâmica é a lei da conservação da energia e consiste nos balanços de massa e de energia.

³ Tabelas Termodinâmicas auxiliadas por computador.

3.2.2 – Balanços de massa e de energia

Para um volume de controle, isto é, um sistema no qual massa flui através de sua fronteira, em regime permanente (estado estacionário), a vazão mássica não varia com o tempo, ou seja, $dm_{vc} / dt = 0$. Sendo assim, a vazão mássica que entra no volume de controle é igual à vazão mássica que sai do volume de controle. Logo, o balanço de massa fica sendo:

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s \quad (1)$$

onde: \dot{m} é a vazão mássica e os subscritos e e s denotam entrada e saída. O somatório indica que poderá haver mais de uma entrada e/ou saída.

O balanço de energia para um volume de controle pode ser expresso como:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \delta \dot{Q}_{vc} - \delta \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (2)$$

onde t é o tempo, δQ taxa de transferência de calor, δW potência, h entalpia específica, V velocidade, g aceleração da gravidade e z altura (cota). O subscrito vc significa volume de controle, e entrada e s saída. A equação acima indica que a variação da energia dentro de um volume de controle é igual à diferença líquida entre as taxas de energia transferidas para dentro e para fora do sistema através da fronteira e das taxas de energia associadas às massas que passam pelos orifícios de entrada e saída do volume de controle. Os mecanismos de transferência de energia envolvidos são: calor, trabalho e a energia que acompanha as massas que entram e as massas que saem do volume de controle.

Para os processos em regime permanente, $dE_{vc} / dt = 0$ e a Equação (2) se torna:

$$0 = \delta \dot{Q}_{vc} - \delta \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3)$$

Quando os efeitos das variações em energia cinética e em energia potencial são desprezíveis, a Equação (3) se torna:

$$0 = \delta \dot{Q}_{vc} - \delta \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \times h_e - \sum_s \dot{m}_s \times h_s \quad (4)$$

Outras simplificações podem ser introduzidas na Equação (4), caso a transferência de calor seja desprezível (processo adiabático), não haja realização de trabalho, ou aconteça ambas as coisas.

3.2.3 – Eficiência energética

Aqui serão deduzidas as fórmulas utilizadas para realizar as análises energéticas. Serão demonstradas as fórmulas para balanço de massa e balanço de energia para cada componente, assim como eficiência energética do sistema de co-geração.

3.2.3.1 – Eficiência energética de componentes

Balanços de massa e de energia na caldeira

Os balanços de massa e de energia na caldeira podem ser deduzidos com o auxílio da Figura 13, utilizando a Equação (4). O volume de controle definido para o balanço de massa na caldeira inclui apenas a vazão mássica de água.

Como a caldeira tem apenas uma entrada e uma saída para a vazão mássica de água, o balanço de massa apresentado na Equação (1) se torna:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (5)$$

A equação do balanço de energia foi dada pela Equação (4). Considera-se que a caldeira não realiza trabalho, já que a quantidade de trabalho realizada devido à dilatação da caldeira é desprezível em relação à quantidade de calor produzida. Sendo assim, a Equação (4), associada à Equação (5), torna-se:

$$\delta \dot{Q}_c = \dot{m}_e \times (h_s - h_e) \quad (6)$$

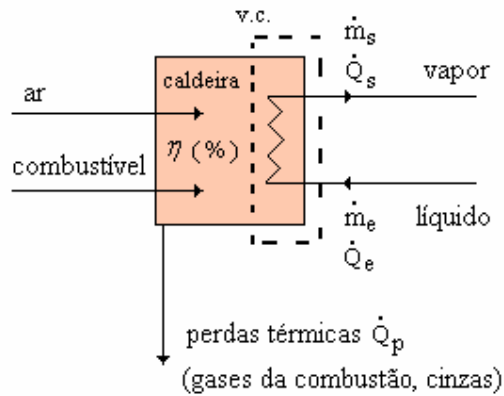


Figura 13: Balanços taxas de massa e de energia na caldeira

onde h_s é a entalpia específica do vapor que sai, h_e é a entalpia específica do vapor que entra e δQ_c é o taxa de transferência de calor recebida pela vazão mássica de água na caldeira, para realizar a mudança de fase de líquido para vapor. Esta taxa de transferência de calor também pode ser escrita:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_s - \dot{Q}_e \quad (7)$$

onde os subscritos s e e referem-se ao fluido de trabalho, \dot{Q}_s é a taxa de transferência de calor do vapor que sai da caldeira, e \dot{Q}_e é a taxa de transferência de calor da água que entra na caldeira.

A taxa de transferência de calor \dot{Q}_c provém da energia térmica da combustão do combustível, sendo que, segundo PRASAD, 1995, uma parte desta taxa de transferência de calor, \dot{Q}_p , é perdida através dos gases de exaustão (que representa a maior parte), perdida por radiação e convecção, perdida devido à combustão incompleta e perdida com a energia térmica das cinzas. Essa taxa de transferência de calor perdida pode ser calculada pela diferença entre a taxa de transferência de calor fornecido pelo combustível, \dot{Q}_{comb} , e a taxa de transferência de calor fornecida à água na caldeira:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{comb} - \dot{Q}_c \quad (8)$$

A taxa de transferência de calor da combustão é dada por:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \times PCI_{comb} \quad (9)$$

onde, PCI é o poder calorífico inferior do combustível.

A eficiência energética da caldeira pode ser definida como a razão entre a quantidade de energia térmica recebida pela água para se vaporizar e a quantidade de energia térmica fornecida pelo combustível:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_{comb}} = \frac{\dot{m}_e \times (h_s - h_e)}{\dot{m}_{comb} \times PCI_{comb}} \quad (10)$$

O calor cedido pela caldeira à água pode ser observado na Figura 14 pelo caminho percorrido entre a vazão mássica de água que entra na caldeira (estado 1) e a vazão mássica de água que sai da caldeira (estado 2). A água entra no estado de líquido comprimido e sai no estado de vapor superaquecido. A região bifásica líquido-vapor está representada entre o valor da entalpia do líquido saturado, h_l , e a entalpia do vapor saturado, h_v , e abaixo da isobárica, onde a pressão na entrada da caldeira é igual à pressão na saída da caldeira $p_1 = p_2$.

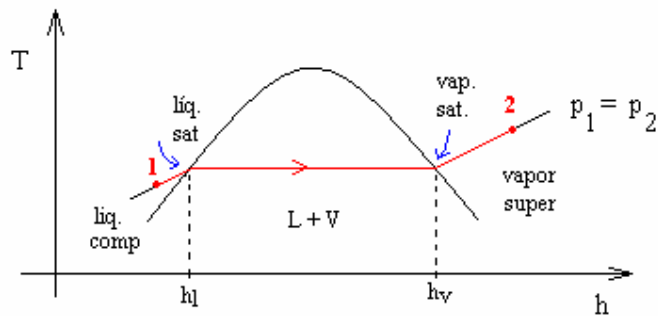


Figura 14: Diagrama $T - h$ para a caldeira

Balanços de massa e de energia na turbina

Os balanços de massa e de energia numa turbina de estágio único podem ser deduzidos com o auxílio da Figura 15. A vazão mássica que entra (\dot{m}_e) no volume de controle (vc) é igual à vazão mássica que sai (\dot{m}_s) do volume de controle. Sendo assim, como a turbina tem apenas uma entrada e uma saída, o balanço de massa apresentado na Equação (1) se torna:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s \quad (11)$$

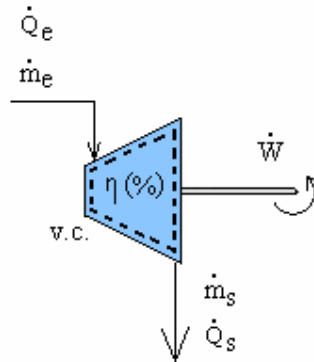


Figura 15: Balanços de taxas de massa e de energia numa turbina de estágio único

A turbina produz uma potência \dot{W} , que poderá ser convertida em potência elétrica (se a turbina estiver acoplada a um gerador de energia elétrica) ou ser utilizada como potência mecânica (se a turbina estiver acoplada a máquinas do processo) – ver também Figura 8. O balanço de energia na turbina pode ser calculado a partir da Equação (4). A turbina pode ser considerada adiabática, já que a quantidade de calor transferida para a vizinhança é desprezível em relação à quantidade de trabalho realizado. Sendo assim, a Equação (4) (equação do balanço de energia), combinada com a Equação (11) (balanço de massa na turbina) dá:

$$\dot{W} = \dot{m}_e \times (h_e - h_s) \quad (12)$$

O vapor pode ser expandido em uma turbina em uma ou mais passagens, ditas estágios. A turbina com extração de vapor é constituída de mais de um estágio. A Figura 16 mostra o processo de expansão no diagrama $h \times s$ para uma turbina de estágio único. O processo ab é um processo isentrópico, ou seja, é um processo onde a entropia não varia entre a entrada e a saída da turbina. O processo isentrópico é um processo ideal reversível. O conceito de processo reversível será apresentado na seção 3.3.1. O processo ab' é o processo real. A pressão na entrada está representada pela curva isobárica p_a , a pressão na saída está representada pela curva isobárica p_b .

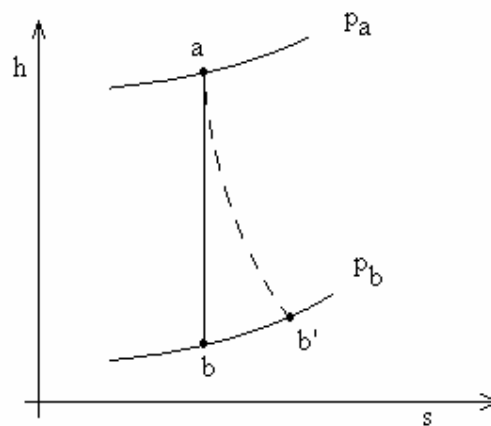


Figura 16: Expansão do vapor em uma turbina de estágio único (SEARS, 1969)

A eficiência isentrópica da turbina, η , é a razão entre o trabalho real e o trabalho reversível (ou ideal). Logo, a eficiência isentrópica pode ser considerada como uma medida da distância que o trabalho real está do trabalho ideal. Portanto, quanto mais próximo o trabalho real estiver do trabalho ideal, melhor a eficiência isentrópica da turbina. A eficiência isentrópica da turbina pode ser calculada pela fórmula:

$$\eta = \frac{W_{real}}{W_{rev}} = \frac{h_e - h_{sR}}{h_e - h_{sI}} \quad (13)$$

onde o subscrito e indica a entrada, s a saída, R significa processo real e I processo ideal (ou reversível).

A turbina de extração controlada pode ser representada como mostra a Figura 17, segundo LI, 1995. Neste caso a turbina terá três extrações. Se uma das extrações estiver acoplada a um condensador, então a turbina poderá ser chamada de turbina de extração controlada com condensação.

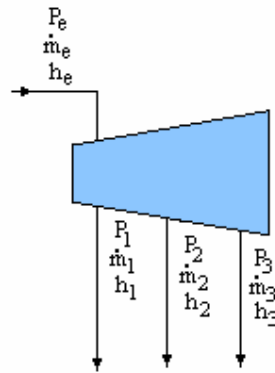


Figura 17: Modelo de uma turbina de extração controlada (LI, 1995)

A descrição do processo realizado pela turbina representada na Figura 17 pode ser realizada com o auxílio da Figura 18:

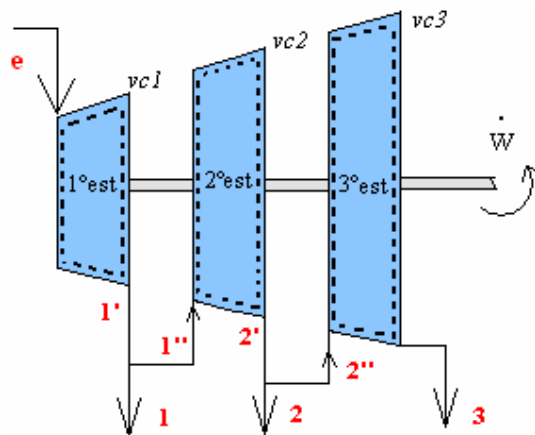


Figura 18: Processo de expansão numa turbina de múltiplos (três) estágios

\dot{m}_e e a vazão mássica total que entra na turbina. Os fluxos de vapor representados por 1 e 2 são extrações para utilização em processos. A vazão mássica 3 é a vazão na saída do último estágio

da turbina. As vazões mássicas representados por I'' e $2''$, são as frações das vazões mássicas de vapor extraídas que entram no segundo e no terceiro estágios da turbina, respectivamente. Sendo assim, a vazão mássica que entra em e , sai em I' : uma parte vai para atender à demanda de um processo, I , e a outra entra no segundo estágio da turbina, I'' . Esta vazão mássica sai em $2'$ e é dividida em dois ramos 2 e $2''$. O primeiro segue para uma demanda de processo. A vazão $2''$ entra no terceiro estágio da turbina e sai em 3 . As linhas tracejadas indicam os volumes de controle 1 , 2 e 3 , respectivamente. Os balanços de taxas de massa para essa turbina ficam:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{1'} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{1'} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{1''} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{1''} = \dot{m}_{2'} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{2'} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{2''} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{2''} = \dot{m}_3 \quad (18)$$

E os balanços de energia ficam:

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{1'} + \dot{W}_1 \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{1'} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{1''} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{1''} = \dot{Q}_{2'} + \dot{W}_2 \quad (21)$$

$$\dot{Q}_{2'} = \dot{Q}_2 + \dot{Q}_{2''} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{2''} = \dot{Q}_3 + \dot{W}_3 \quad (23)$$

$$\dot{W}_t = \dot{W}_1 + \dot{W}_2 + \dot{W}_3 \quad (24)$$

onde as taxas de transferência de calor são as do vapor na entrada no primeiro estágio da turbina (\dot{Q}_e), nas saídas do segundo e terceiro estágios ($\dot{Q}_{1'}$ e $\dot{Q}_{2'}$), nas saídas dos estágios para processos (\dot{Q}_1 e \dot{Q}_2), nas entradas no segundo e terceiro estágios da turbina ($\dot{Q}_{1''}$ e $\dot{Q}_{2''}$) e na saída do terceiro estágio (\dot{Q}_3). \dot{W}_1 , \dot{W}_2 , \dot{W}_3 e \dot{W}_t correspondem às potências desenvolvidas no primeiro estágio, no segundo estágio, no terceiro estágio e à potência total desenvolvida por toda a turbina, respectivamente.

Segundo SEARS, 1969, a maioria das turbinas apresenta mais de um estágio. No entanto, as relações desenvolvidas para a turbina de estágio simples são igualmente válidas para qualquer turbina considerada como um todo. Sendo assim, o processo de expansão do vapor em uma turbina de muitos estágios pode ser representado no diagrama $h \times s$ da Figura 19.

Supondo que o processo de expansão siga o caminho $abb'c'c''d'$, a eficiência de um estágio é a razão entre o trabalho real efetuado pelo estágio e o trabalho ideal deste estágio. Sendo assim, a soma do trabalho real efetuado pelos estágios deve ser igual ao trabalho real efetuado pela turbina. Supondo um valor único η_s para a eficiência de cada estágio, tem-se:

$$\eta_s = \frac{h_a - h_{b'}}{h_a - h_b} = \frac{h_{b'} - h_{c''}}{h_{b'} - h_{c'}} = \frac{h_{c''} - h_{d'}}{h_{c''} - h_{d'}} \quad (25)$$

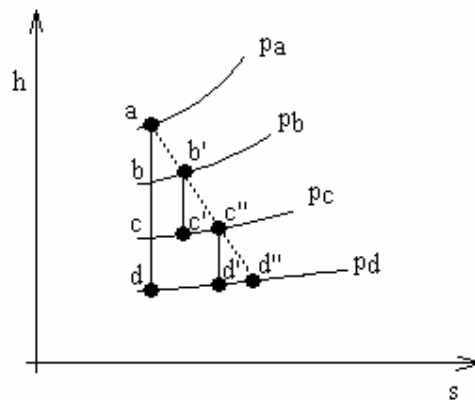


Figura 19: Expansão do vapor em uma turbina de múltiplos estágios (SEARS, 1969)

Balances de massa e de energia na câmara de mistura e no dessuperaquecedor

Tanto o dessuperaquecedor quanto a câmara de mistura são trocadores de calor onde as correntes de fluidos são misturadas.

O balanço de massa e de energia para a câmara de mistura é idêntico ao balanço de massa e de energia para o dessuperaquecedor. Em ambos os casos têm-se mistura de duas correntes de fluidos que entram no equipamento, e uma corrente única que sai. Ambos os equipamentos

(câmara de mistura e dessuperaquecedor) são considerados adiabáticos e não realizam trabalho. A câmara de mistura tem a função apenas de misturar as correntes dos fluidos que entram na mesma.

O dessuperaquecedor é um tipo de trocador de calor onde há mistura de dois fluidos miscíveis, como água quente e água fria, e pode ser utilizado quando se deseja reduzir e controlar a temperatura do vapor superaquecido (BAPTISTA, 2002). O dessuperaquecedor de vapor permite o controle da temperatura de vapor pela injeção de água de resfriamento na tubulação de vapor superaquecido. É composto basicamente por uma válvula de controle de pulverização. (CELULOSE ON LINE, 2004)

O balanço de taxas de massa e energia no dessuperaquecedor pode ser deduzido com o auxílio da Figura 20.

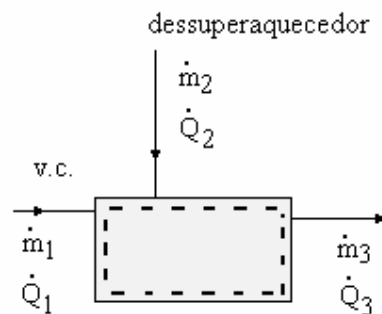


Figura 20: Balanço de taxas de massa e energia na câmara de mistura e no dessuperaquecedor

A vazão de massa que entra ($\dot{m}_1 + \dot{m}_2$) no volume de controle é igual à vazão mássica que sai (\dot{m}_3). Sendo assim, o balanço de massa se torna:

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad (26)$$

O balanço de energia no dessuperaquecedor pode ser deduzido com base na Figura 20 a soma das taxas de transferência de calor das vazões mássicas que entram no dessuperaquecedor é igual à taxa de transferência de calor da vazão mássica que sai do mesmo:

$$\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3.$$

Considera-se que o dessuperaquecedor seja adiabático (não troca calor com o meio externo, a troca de calor ocorre apenas dentro do sistema). Como não se realiza trabalho, a Equação (4) se torna:

$$\left(\dot{m}_1 \times h_1\right) + \left(\dot{m}_2 \times h_2\right) = \left(\dot{m}_3 \times h_3\right) \quad (27)$$

3.2.3.2 – Eficiência energética da co-geração

A eficiência energética global de uma usina térmica convencional pode ser calculada pela razão entre o trabalho líquido produzido e o calor fornecido pela caldeira:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}_{comb} \times PCI_{comb}} \quad (28)$$

onde \dot{W}_{liq} é a potência líquida, \dot{m}_{comb} e PCI_{comb} são a vazão mássica e o poder calorífico inferior do combustível, respectivamente. Porém, esses sistemas têm por objetivo gerar potência elétrica e/ou trabalho útil. Num sistema de co-geração, além de gerar trabalho útil, o objetivo é também gerar o calor usado no processo (no caso das usinas sucroalcooleiras, o calor útil é usado no processo de fabricação do álcool). Sendo assim, para os sistemas de co-geração, a eficiência térmica global, deverá levar em conta não só o trabalho líquido, mas também, o calor útil. A eficiência térmica global pode ser definida da seguinte maneira, segundo LI, 1995, pág. 275:

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{Q}_{útil} + \dot{W}_{eo}}{\dot{m}_{comb} \times PCI_{comb}} \quad (29)$$

onde η_{cg} significa eficiência energética da co-geração, $\dot{Q}_{útil}$ a taxa de transferência de calor utilizada no processo de fabricação e \dot{W}_{eo} a potência elétrica.

3.3 – Análise exergetica

Quando um sistema estiver em equilíbrio com o meio, não ocorrerá nenhuma variação espontânea de estado e o sistema não será capaz de realizar trabalho. Se um sistema está em

equilíbrio com o meio, ele certamente estará em equilíbrio térmico e mecânico, isto é, a pressão e a temperatura do sistema serão iguais à pressão e à temperatura do meio. Este sistema também deverá estar em equilíbrio químico com o meio, o que implica a não existência de qualquer reação química. O equilíbrio com o meio também requer que o sistema tenha velocidade zero e energia potencial mínima. (WYLEN *et al.*, 2002)

Por outro lado, conforme MORAN, SHAPIRO, 2002, quando existe um desequilíbrio entre o sistema e o meio, existe a oportunidade de se desenvolver um trabalho, que poderia ser perdido caso o sistema voltasse ao estado de equilíbrio de um modo descontrolado.

Sendo assim, qual seria então o valor teórico máximo do trabalho realizado por esse sistema, e quais são os fatores que impossibilitam a realização do valor máximo? A segunda lei da termodinâmica em conjunto com a primeira lei oferece meios para determinar esse máximo teórico, identificar e quantificar os fatores que impossibilitam a realização do máximo.

3.3.1 – Segunda lei da termodinâmica

Alguns aspectos da segunda lei podem ser resumidos de acordo com as discussões anteriores:

1. Direção do processo,
2. Condições de equilíbrio,
3. Determinação do melhor desempenho teórico de ciclos, máquinas e outros dispositivos,
4. Determinação quantitativa de fatores que impossibilitam a obtenção do melhor desempenho teórico.

O calor flui espontaneamente do corpo quente para o frio e, trabalho pode ser totalmente convertido em calor, mas calor não pode ser totalmente convertido em trabalho. O que impede a realização do trabalho máximo teórico são as irreversibilidades do sistema. Num processo irreversível, o sistema e toda a sua vizinhança não podem ser exatamente restaurados para seus estados iniciais após ocorrer um processo. Além da transferência de calor espontânea, processos envolvendo outros tipos de eventos espontâneos são irreversíveis, tais como: atrito, resistência elétrica, histerese, deformação inelástica, reação química, mistura de materiais com diferentes composições ou estados, expansão (não controlada) irrestrita de um gás ou líquido. Os processos reais, todos irreversíveis normalmente, incluem uma ou mais das irreversibilidades citadas.

Mas, se um sistema, num dado estado, passa por um processo inteiramente reversível até atingir o estado de equilíbrio com o meio, então o sistema terá realizado o trabalho máximo teórico. Processo reversível é quando um sistema e toda sua vizinhança podem ter seus estados iniciais restaurados após a ocorrência de um processo. Processo internamente reversível é o processo no qual não ocorrem irreversibilidades internas ao sistema. Os processos reais são todos irreversíveis. Não existe processo real reversível.

O ciclo de Carnot é um exemplo específico de um ciclo de potência reversível que opera entre dois reservatórios térmicos. No ciclo de Carnot, o sistema executa uma série de quatro processos internamente reversíveis: dois processos adiabáticos alternados com dois processos isotérmicos. A Figura 21 mostra o esquema de um ciclo de Carnot executado pelo fluido de trabalho, no caso, a água, que circula através de quatro componentes interconectados. O processo também pode ser acompanhado através do diagrama $p-v$, ao lado. Enquanto a água flui através da caldeira, (processo 1-2), uma mudança de fase de líquido para vapor a uma temperatura constante T_H ocorre como resultado da transferência de calor do reservatório quente para a água. Como a temperatura permanece constante durante a mudança de fase, a pressão também permanecerá constante. O vapor que sai da caldeira expande adiabaticamente através da turbina (processo 2-3) e trabalho é desenvolvido. Neste processo, a temperatura diminui para a temperatura do reservatório frio, T_c , e há um acompanhamento da diminuição da pressão. Enquanto o vapor passa através do condensador (processo 3-4), ocorre uma transferência de calor para o reservatório frio e parte do vapor condensa a uma temperatura constante, T_c . Como a temperatura permanece constante, a pressão também permanece constante. O quarto componente é uma bomba, que recebe a mistura de líquido com vapor do condensador e a retorna adiabaticamente para a entrada da caldeira à pressão desta (processo 4-1). Durante este processo, que requer a realização de trabalho para aumentar a pressão, a temperatura aumenta de T_c para T_H .

A máquina térmica de Carnot é uma máquina cujo ciclo de potência é totalmente reversível, e, portanto, é uma máquina idealizada. A máquina de Carnot serve para medir o desempenho máximo de ciclos que operam entre dois reservatórios térmicos.

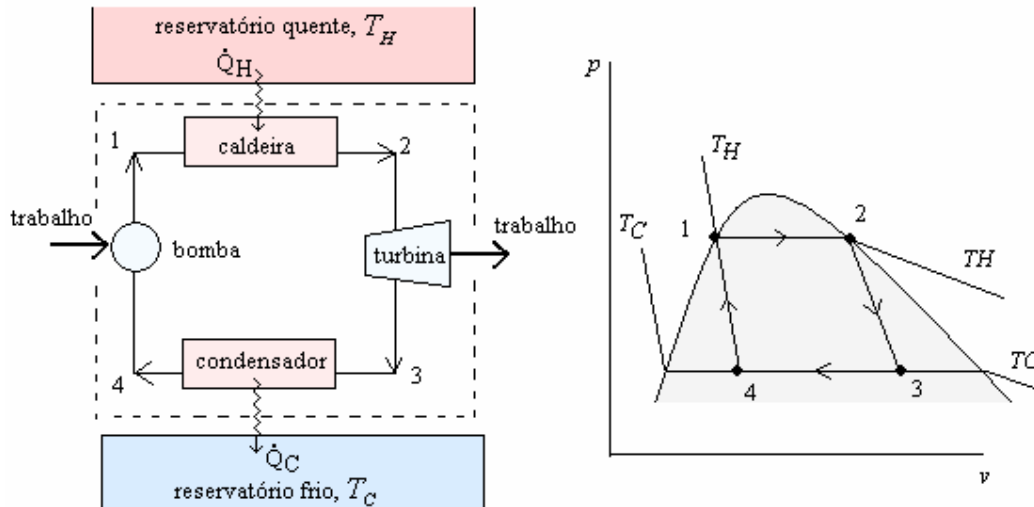


Figura 21: Ciclo de potência de Carnot

MORAN, SHAPIRO, 2002 cita dois corolários de Carnot. O primeiro diz que a eficiência térmica de um ciclo de potência irreversível é sempre menor do que a eficiência do ciclo de potência reversível operando entre os mesmos dois reservatórios térmicos. O segundo diz que todo ciclo de potência reversível operando entre os mesmos dois reservatórios térmicos terão a mesma eficiência.

A definição da eficiência do ciclo de Carnot:

$$\eta_{\max} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (30)$$

onde T_C é a temperatura da fonte fria e T_H é a temperatura da fonte quente, mostra que, quanto maior a diferença de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria, maior será a eficiência do ciclo de Carnot.

A segunda lei apresenta um corolário conhecido como desigualdade de Clausius, que fornece a base para introduzir duas idéias fundamentais para análise de sistemas fechados e volumes de controle: a propriedade entropia e o balanço de entropia. A Equação (31) representa a desigualdade de Clausius.

$$\oint \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_f \leq 0 \quad (31)$$

onde δQ representa a transferência de calor através de uma parte da fronteira f do sistema durante um ciclo, e T é a temperatura absoluta dessa parte da fronteira.

A igualdade e a desigualdade têm a mesma interpretação do enunciado de Kelvin-Planck: a igualdade se aplica quando não há irreversibilidade interna e o sistema executa o ciclo, e a desigualdade se aplica quando há presença de irreversibilidades internas.

Sejam dois ciclos internamente reversíveis. MORAN, SHAPIRO, 2002, demonstram que a integral de $\delta Q/T$ é a mesma para ambos os processos e que seu valor depende apenas dos estados finais. A integral representa a variação de alguma propriedade do sistema, que é chamada de entropia. A equação do balanço de entropia para sistemas fechados demonstra que a variação de entropia é igual à transferência de entropia mais a produção de entropia. Se a produção de entropia do ciclo for igual à zero, o processo é reversível. Se a produção de entropia do ciclo for menor do que zero, o processo é irreversível.

A exergia (ou energia disponível) é o trabalho teórico máximo obtido pelas interações do sistema com o ambiente. A exergia depende de um meio ambiente de referência; quanto mais afastado o sistema estiver deste meio ambiente de referência, maior a sua exergia. Assim, é conveniente definir a exergia de um estado em função da capacidade do sistema de realizar o trabalho máximo possível. Estado morto é quando o sistema entra em equilíbrio com o meio ambiente de referência. Neste caso, a entropia é igual a zero.

A exergia é uma propriedade do sistema. O valor da exergia não pode ser negativo. A exergia não é conservada, mas destruída devido às irreversibilidades.

A variação de exergia de um sistema fechado é igual às transferências líquidas de exergia menos a destruição de exergia. As transferências de exergia se dão devido à transferência de energia na forma de calor e trabalho. A Equação (32) mostra o balanço de exergia para um sistema fechado:

$$B_2 - B_1 = \int_1^2 \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) \delta Q - [W - p_0(V_2 - V_1)] - T_0 \sigma \quad (32)$$

onde B representa exergia, Q é a transferência de calor entre o sistema considerado e sua vizinhança, T_0 é a temperatura ambiente, T_f a temperatura da fronteira, W trabalho, p_0 pressão do meio ambiente, V volume, σ a produção de entropia; os subscritos significam: f fronteira e 0 o meio ambiente de referência. O termo $T_0 \sigma$ é referente às irreversibilidades internas.

O balanço de exergia para um volume de controle indica que a taxa de variação de exergia no volume de controle é igual à taxa de exergia transferida (que acompanha a transferência de calor, de trabalho e a vazão mássica), menos a taxa de destruição de exergia. A equação correspondente é:

$$\frac{dB_{vc}}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \left(\dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_e \dot{m}_e b_e - \sum_s \dot{m}_s b_s - \dot{B}_d \quad (33)$$

onde B_{vc} representa a exergia do volume de controle, Q_j representa a taxa de transferência de calor localizada na fronteira onde a temperatura é T_j , \dot{W} potência, p pressão, V volume, \dot{m} vazão mássica, b exergia específica e \dot{B}_d a taxa de destruição de exergia.

Se o sistema constituído pelo volume de controle estiver em regime permanente, a Equação (33) tornar-se-á:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e b_e - \sum_s \dot{m}_s b_s - \dot{B}_d \quad (34)$$

Se o volume de controle possui uma entrada e uma saída apenas, denominadas 1 e 2, respectivamente, a equação se reduz a:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \dot{m} (b_1 - b_2) - \dot{B}_d \quad (35)$$

A taxa temporal de exergia pode ser calculada pela fórmula:

$$\dot{B} = \dot{m} \times [(h - h_0) - T_0 \times (s - s_0)] \quad (36)$$

A fórmula geral para a destruição de exergia pode ser escrita, segundo LI, 1995, como:

$$\dot{B}_d = \sum \dot{B}_e - \sum \dot{B}_s - \dot{B}_q - \dot{B}_w \quad (37)$$

ou seja, é a soma das taxas de exergia que entram no volume de controle menos a soma das taxas de exergia que saem, menos as taxas de exergia que acompanham as transferências de energia por calor (\dot{B}_q) e por trabalho (\dot{B}_w).

3.3.2 – Tipos de trabalho e destruição de exergia

Para realizar os cálculos da análise exergética, é necessário compreender os conceitos de conservação da energia, reversibilidade e irreversibilidade de processos e o trabalho produzido sob essas condições. Dos diferentes tipos de trabalho, o trabalho disponível é o mais importante para a análise exergética. O trabalho disponível é o trabalho proveniente de um processo reversível internamente e externamente. Ele representa o montante máximo de trabalho que poderia ser produzido por um dispositivo entre dois estados dados. A Figura 22 mostra uma relação geral entre três tipos básicos de trabalho: trabalho reversível, trabalho real e trabalho disponível. A figura mostra que a diferença entre o trabalho reversível (internamente) e o trabalho real (sempre irreversível) é igual ao trabalho perdido, e que a diferença entre o trabalho disponível (reversível interna e externamente) e o trabalho real é igual à energia (ou trabalho) indisponível I , que corresponde à destruição de exergia.

O trabalho reversível, ou mais precisamente, o trabalho internamente reversível, é o trabalho produzido em um processo internamente reversível que ocorre em processos quase estáticos. O processo quase estático é um processo ideal. Ele é aproximadamente realizado fazendo com que a variação do sistema seja muito lenta. Um processo quase estático é às vezes chamado de processo reversível, ou para ser mais precisa, de processo internamente reversível.

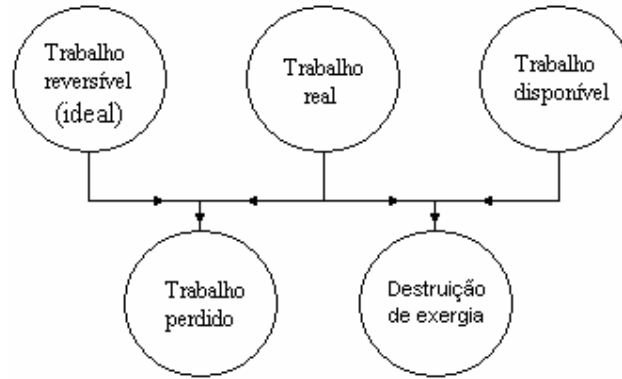


Figura 22: Relação entre o trabalho reversível, real e disponível (LI, 1995, pág. 10)

O trabalho realizado a partir de processos interna e externamente reversíveis é definido como trabalho disponível, \dot{W}_{disp} . O trabalho disponível para um processo em regime permanente será:

$$\dot{W}_{disp} = \dot{m} \times [(h_e - h_{sR}) - T_0 \times (s_e - s_{sR})] \quad (38)$$

O trabalho real nunca será igual ao trabalho ideal (reversível) nem ao disponível.

Trabalho perdido é o trabalho que poderia ser obtido, mas não foi realmente produzido por causa da irreversibilidade interna. A variação de entropia é causada pela transferência de calor entre o sistema e a vizinhança e pelo trabalho perdido dentro do sistema. A transferência de calor pode aumentar ou diminuir a entropia em um sistema, dependendo da direção da transferência de calor. Entretanto, o trabalho perdido é sempre positivo e sempre irá resultar no aumento de entropia. A entropia produzida pelo trabalho perdido é freqüentemente chamada de produção de entropia.

3.3.3 – Eficiência exergética

O principal objetivo da análise exergética é detectar e avaliar quantitativamente o efeito de fenômenos irreversíveis que aumentam a imperfeição dos processos considerados. A análise permite estimar a eficiência exergética desses processos. De posse da eficiência exergética, podem ser avaliadas as possibilidades de modificações do sistema de produção visando aumentar a eficiência. Entre essas modificações podem ser citadas a redução de insumos com a

conseqüente redução da extração de recursos naturais minimizando a degradação ambiental e reservando-os para o aproveitamento de gerações futuras. Mas somente a análise custo-benefício permite decidir se a realização de tais aperfeiçoamentos é razoável ou não.

3.3.3.1 – Eficiência exergética de componentes

Taxa de exergia na caldeira

As equações descritas a seguir têm como referência bibliográfica LI, 1995.

a) Taxa de exergia do combustível que entra na caldeira:

$$\dot{B}_{comb} = \dot{m}_{comb} \times b_{comb} \quad (39)$$

onde \dot{B}_{comb} é a taxa de exergia do combustível que alimenta a caldeira, \dot{m}_{comb} a vazão mássica do combustível que alimenta a caldeira (consumo de combustível) e b_{comb} a exergia específica do combustível.

b) Eficiência exergética da caldeira

A eficiência exergética na caldeira, ε_c , é definida como a razão entre a variação da taxa de exergia da água que flui através da caldeira, $\dot{B}_s - \dot{B}_e$, e a taxa de exergia do combustível que alimenta a caldeira, \dot{B}_{comb} . Sendo assim:

$$\varepsilon = \frac{\dot{B}_s - \dot{B}_e}{\dot{B}_{comb}} \quad (40)$$

onde

$\dot{B}_s - \dot{B}_e$ é a diferença entre a taxa de exergia do vapor que sai e a taxa de exergia da água que entra na caldeira e pode ser calculado pela Equação (36).

c) Taxa de destruição de exergia na caldeira (\dot{B}_d):

A taxa de destruição de exergia na caldeira pode ser deduzida com o auxílio da Figura 23 e da Equação (37).

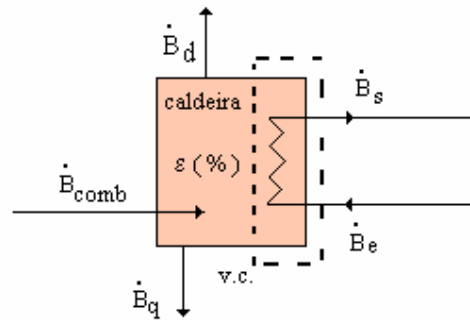


Figura 23: Taxas de exergia através da caldeira

As taxas de exergia que entram na caldeira são aquelas associadas à água de alimentação da caldeira, \dot{B}_e , e ao calor proveniente da queima do combustível, \dot{B}_{comb} . A taxa de exergia que sai da caldeira é a taxa de exergia do vapor, \dot{B}_s . A taxa de exergia que acompanha a transferência de calor, \dot{B}_q é dada pela Equação (42). A taxa de exergia que acompanha o trabalho, \dot{B}_w , é nula. Sendo assim, a Equação (37) se torna:

$$\dot{B}_d = \dot{B}_b + \dot{B}_e - \dot{B}_s - \dot{B}_q \quad (41)$$

onde, \dot{B}_q é calculado através da Equação (34):

$$\dot{B}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \times \dot{Q}_p \quad (42)$$

na qual \dot{Q}_p representa a taxa de transferência de calor localizada na fronteira onde a temperatura é T_p .

Taxa de exergia na turbina

As informações a seguir são de LI, 1995.

LI, 1995, enfatiza que o processo exato entre a entrada e a saída da turbina é sempre desconhecido. É muito difícil, se não for impossível, determinar o caminho que o fluido de trabalho irá percorrer.

O trabalho reversível é o trabalho produzido em um processo internamente reversível. Este trabalho está relacionado com o estado ideal do vapor e pode ser calculado pela variação de entalpia específica pela fórmula:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_e \times (h_e - h_{sl}) \quad (43)$$

onde h_{sl} representa a entalpia específica do fluido que sai da turbina no estado ideal, h_e a entalpia específica do fluido que entra na turbina, \dot{m}_e a vazão mássica na turbina e \dot{W}_{rev} o trabalho reversível por unidade de tempo.

Como este trabalho é internamente reversível, a entropia do volume de controle não varia, e a turbina é considerada isentrópica.

Para o trabalho real:

$$\dot{W}_{real} = \dot{m}_e \times (h_e - h_s) \quad (44)$$

O trabalho real é afetado apenas pelas irreversibilidades na passagem do fluido de trabalho através da turbina. As perdas externas incorridas devido ao atrito nos mancais, engrenagens, peças, acessórios, etc. não podem influir no estado do vapor. (SEARS, LEE, 1969)

A Equação (13) expressa a eficiência isentrópica na turbina, que também é conhecida por eficiência da primeira lei, e pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{rev}},$$

ou seja, a razão entre o trabalho (ou potência) real e o trabalho (potência) reversível. Esta equação permite medir o quão próximo o trabalho real está do trabalho ideal.

Dos diferentes tipos de trabalho, o trabalho disponível é o mais importante no desenvolvimento da análise exérgica, ou análise de disponibilidade. O trabalho disponível é o trabalho de um processo interna e externamente reversível. Ele representa a quantidade máxima de trabalho que poderia ser produzido por um dispositivo entre dois estados conhecidos. O trabalho disponível está relacionado com a exergia pela fórmula:

$$\dot{W}_{disp} = \dot{B}_e - \dot{B}_{sR} \quad (45)$$

onde \dot{B}_e é a taxa de exergia que entra na turbina com o vapor e \dot{B}_{sR} é a taxa de exergia que sai da turbina com o vapor no processo real.

O trabalho perdido na turbina pode ser calculado conforme visto na Figura 22:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} \quad (46)$$

A taxa de destruição de exergia na turbina, considerando-a adiabática:

$$\dot{B}_d = \dot{W}_{disp} - \dot{W}_{real} \quad (47)$$

A eficiência exérgica (ou eficiência da segunda lei) na turbina é a relação entre o trabalho real e o trabalho (ou energia) disponível:

$$\mathcal{E}_t = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} \quad (48)$$

Segundo SEARS, 1969, o método de extração da energia térmica do vapor em escoamento, ao ser esta convertida em trabalho mecânico, é o descrito a seguir. O vapor flui através de tubeiras estacionárias com uma vazão fixa, adquirindo energia cinética no processo, à custa do decréscimo de entalpia. O vapor, a alta velocidade, incide sobre palhetas fixadas sobre o rotor da turbina, entregando a sua energia cinética sob a forma de trabalho. O processo é

aproximadamente adiabático em ambas as máquinas, mas não é completamente reversível, e, portanto, não é isentrópico.

A Figura 16 mostrou o processo de expansão no diagrama $h \times s$ para uma turbina de estágio único. Admitindo-se o que o processo seja adiabático; pode-se então calcular o trabalho máximo supondo o processo adiabático reversível. Isto significa simplesmente que a energia disponível para a conversão, dentro da conceituação da segunda lei é toda convertida em trabalho. O estado final é definido pela entropia do vapor que entra na turbina e a sua pressão de escape. A pressão de escape é fixada pela região à qual escapa o vapor. Sendo permanente o escoamento, e desprezíveis as diferenças de energia cinética e potencial nos estados inicial e final, o trabalho máximo por unidade de tempo e por unidade de massa do vapor, assim como o decréscimo de disponibilidade, são iguais à variação isentrópica da entalpia:

$$\frac{\dot{W}_{\max}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{m}} = -\Delta h_s = h_a - h_b$$

Nenhum processo real é reversível: uma expansão isentrópica em uma turbina deve ser considerada como processo ideal. Sabe-se pela segunda lei que a entropia deve aumentar, mas este aumento depende das irreversibilidades encontradas no processo. Portanto, o estado final pode ser representado pelo ponto b' no diagrama $h \times s$ da turbina (Figura 16). O trabalho efetuado pela turbina na expansão adiabática irreversível de a até b' é

$$\frac{\dot{W}_{\text{int}}}{\dot{m}} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{m}} = h_a - h_{b'}$$

Este trabalho é chamado trabalho interno (ou trabalho real) porque o estado do vapor é afetado apenas pelas irreversibilidades nas passagens de escoamento da turbina. As perdas externas incorridas devido ao atrito nos mancais, engrenagens, peças, acessórios, etc. não podem influir no estado do vapor. A eficiência térmica de uma turbina a vapor é a razão entre o trabalho executado (ou trabalho real) e o trabalho ideal, supondo que a expansão é adiabática e que as variações da energia cinética são desprezíveis.

SEARS, 1969, cita que as relações desenvolvidas para a turbina de estágio simples são igualmente válidas para qualquer turbina considerada como um todo. Toma-se como exemplo a turbina de três estágios apresentada na Figura 19, para analisar os estágios individuais de uma turbina de múltiplos estágios. O trabalho máximo por unidade de tempo e por unidade de massa do fluido, que pode ser obtido pela turbina é indicado pelo processo isentrópico *ad*. As pressões p_b e p_c são fixadas com base em considerações do projeto. O trabalho máximo que pode ser obtido no primeiro estágio é $h_a - h_b$, o trabalho real sendo $h_a - h_{b'}$. A diferença de entalpias, $h_{b'} - h_b$ não pode ser convertida totalmente em trabalho no primeiro estágio devido às irreversibilidades, embora parte desta diferença se torne disponível para efetuar trabalho no segundo estágio. O trabalho máximo do segundo estágio não é $h_b - h_c$ e sim $h_{b'} - h_{c'}$, que é maior do que $h_b - h_c$ devido ao aumento da inclinação das curvas de pressão constante com a temperatura. Analogamente, o trabalho máximo do terceiro estágio é $h_{c'} - h_{d'}$. Supondo que o processo de expansão siga o caminho *abb'c'c''d'*, o trabalho efetuado seria então igual à diferença das entalpias dos estados extremos, $h_a - h_{d'}$; ora $h_a - h_{d'}$ é obviamente maior do que $h_a - h_d$. A soma dos trabalhos máximos (ou reversíveis) dos estágios individuais é maior do que o trabalho máximo da turbina toda, porque a energia que deixa de ser disponível em um dos estágios torna-se disponível no estágio seguinte. A eficiência do estágio é a razão entre o trabalho real efetuado por um estágio e o trabalho ideal deste estágio. Sendo assim, a soma do trabalho real efetuado pelos estágios deve ser igual ao trabalho interno (ou real) efetuado pela turbina. Ver Equação 25.

Portanto, a soma dos trabalhos máximos (ou reversíveis) dos estágios é maior do que o trabalho máximo desenvolvido pela turbina.

A Figura 24 mostra que a taxa de exergia do vapor que entra em uma turbina, \dot{B}_e , é transformado em trabalho real por unidade de tempo, \dot{W}_{real} , mais a taxa de exergia do vapor que sai da turbina, \dot{B}_s , mais a destruição da taxa de exergia \dot{B}_d , considerando a turbina adiabática e, portanto, não haverá perda da taxa de exergia acompanhando transferência de calor. Ou seja, a equação fica:

$$\dot{B}_e = \dot{W}_{real} + \dot{B}_s + \dot{B}_d \quad (49)$$

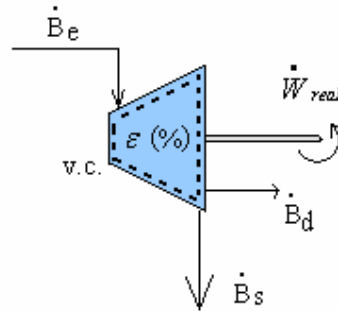


Figura 24: Taxas de exergia numa turbina

Taxa de exergia na câmara de mistura e no dessuperaquecedor

De posse dos valores da entalpia específica e da entropia específica do vapor nos estados à entrada e à saída da câmara de mistura, calculados na análise exérgica, obtêm-se os valores correspondentes das taxas de exergia. Sendo assim, a soma das taxas de exergia que saem da câmara de mistura deverá ser igual ou menor do que a soma das taxas de exergia que entram. Como a câmara de mistura pode ser considerada adiabática e como não realiza trabalho, então não haverá perdas de exergia por transferência de calor ou trabalho. A Figura 25 mostra as taxas de exergia numa câmara de mistura. Sejam \dot{B}_1 e \dot{B}_2 as taxas de exergia dos fluidos que entram na câmara de mistura, \dot{B}_3 a taxa de exergia do fluido que sai, e \dot{B}_d a taxa de destruição de exergia por irreversibilidades internas à câmara. Então,

$$\dot{B}_d = \dot{B}_3 - (\dot{B}_1 + \dot{B}_2) \quad (50)$$

Estas expressões deduzidas para a câmara de mistura são igualmente válidas para o dessuperaquecedor.

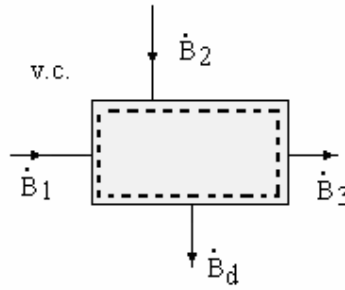


Figura 25: Taxa de exergia na câmara de mistura e no dessuperaquecedor

3.3.3.2 – Eficiência exergética da co-geração

A eficiência energética da co-geração, η_{cg} , não leva em consideração a qualidade da energia e sua degradação nos processos reais. Por outro lado, a eficiência exergética da co-geração, ϵ_{cg} , leva em consideração a qualidade da energia. Por exemplo, a energia elétrica tem muito mais exergia do que a energia térmica, especialmente a energia térmica com condição de baixa temperatura e baixa pressão. (LI, 1995, pág. 275). A eficiência exergética da co-geração pode ser definida como a razão entre as taxas de exergia úteis do sistema de co-geração e a taxa de consumo de exergia do combustível:

$$\epsilon_{cg} = \frac{\left(\dot{B}_2 - \dot{B}_1 \right) + \dot{B}_{eo} + \dot{B}_{mec}}{\dot{B}_{comb}} \quad (51)$$

onde $\dot{B}_2 - \dot{B}_1$ é a diferença entre a taxa de exergia do vapor que sai da caldeira (\dot{B}_2) e a taxa de exergia da água de alimentação (\dot{B}_1), correspondendo à taxa de exergia recebida pelo fluido de trabalho (água) quando atravessa a caldeira; \dot{B}_{eo} é a taxa de exergia correspondente à energia elétrica gerada, \dot{B}_{mec} é a taxa de exergia da energia mecânica produzida; e \dot{B}_{comb} é a taxa de exergia correspondente ao consumo de combustível.

4 – APLICAÇÃO DA METODOLOGIA AO SETOR SUCROALCOOLEIRO

Neste capítulo apresentam-se os casos de co-geração no setor sucroalcooleiro estudados, para os quais são efetuadas a aplicação de análises energética e exergética. Foi criada uma base de dados das usinas estudadas para a realização das análises e elaborados fluxogramas para facilitá-las.

Para a realização das análises energética e exergética mencionadas, foram obtidos da literatura, valores para algumas grandezas, que serviram como referência, para os cálculos. Além disso, foi necessário fazer algumas considerações, indicadas a seguir.

Foi adotado para o Poder Calorífico Inferior - PCI do bagaço, com 50 % de umidade, dado fornecido pelo FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002:

$$PCI_b = 7.536 \text{ kJ / kg}$$

Quanto ao dessuperaquecedor, não foram obtidos dados específicos e, portanto, foram supostos alguns valores. O dessuperaquecedor da Usina Coruripe de Campo Florido estava marcando 6,0 MPa no momento da visita, ou seja, 1,33 vezes a pressão da caldeira. Sendo assim, foi suposto que a pressão do dessuperaquecedor para os Casos 1, 2 e 3 também seria 1,33 vezes a pressão do processo (0,25 MPa), ou seja, a pressão do dessuperaquecedor igual a 0,33 MPa. Este é um valor razoável, já que a pressão do dessuperaquecedor deve ser igual ou superior à pressão do vapor que sai da turbina e entra no dessuperaquecedor para que o fluido possa entrar no dessuperaquecedor e se misturar.

A temperatura deve ser tal que, ao se misturar o fluido do dessuperaquecedor com o vapor que sai das turbinas, obtenha-se a pressão e a temperatura do vapor de entrada desejado no processo de produção de açúcar e álcool. Considerou-se que a água que entra no dessuperaquecedor apresenta uma pressão igual à pressão do processo, $p = 0,33 \text{ MPa}$ e uma temperatura $T = 25 \text{ °C}$. A Figura 26 mostra uma representação esquemática do uso do dessuperaquecedor na usina. O vapor que sai da turbina, na figura, é vapor superaquecido ou vapor úmido (mistura de líquido e vapor). O vapor ou a mistura bifásica entra numa câmara de mistura para se misturar à água fria do dessuperaquecedor. A água fria do dessuperaquecedor é misturada ao vapor na forma de pequenas gotículas aspergidas.

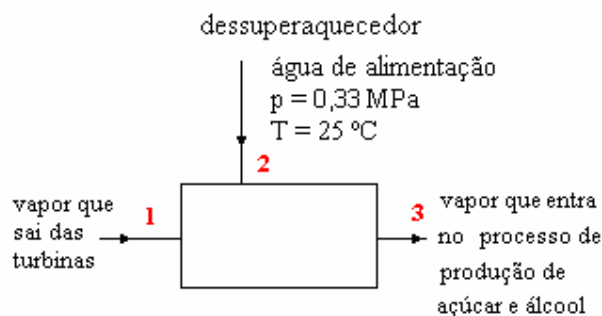


Figura 26: Representação esquemática do dessuperaquecedor

O dessuperaquecedor não realiza trabalho e admite-se que não troca calor com o meio externo (adiabático).

4.1 – Seleção de casos

Para realizar as análises energética e exergética, tomou-se por referência uma usina sucroalcooleira de médio porte, típica, com tecnologia nacional, a saber, moendo 490 t de cana por hora, o que corresponderia à produção de aproximadamente 41.000 litros⁴ de álcool por dia.

Foram consideradas três configurações, baseadas em dados do FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002 e que lá aparecem com as seguintes denominações: Balanço Atual, Uso do Bagaço Sobrante e Alta Pressão, respectivamente. Em documentos do Fórum são dadas as vazões mássicas de vapor e combustível, pressões na caldeira, potência mecânica utilizada pelas máquinas do processo de produção de álcool, energia elétrica gerada e consumida pela própria usina.

Os casos escolhidos para serem analisados constam na Tabela 5, e são resumidos a seguir:

- *Caso 1: Configuração Atual:* usina com caldeira de 2,1 MPa, queima de bagaço com sobra, geração de energia elétrica durante a safra. Corresponde ao Caso “A” da Tabela 6.

⁴ Segundo o CTC (COPERSUCAR, 2003), 1 t de cana produz aproximadamente 83 litros de álcool.

- *Caso 2: Queima de Todo o Bagaço:* usina com caldeira de 2,1 MPa, queima de todo o bagaço, geração de energia elétrica durante a safra. Corresponde ao Caso “D” da Tabela 6.
- *Caso 3: Caldeira de Alta Pressão:* usina com caldeira de 8,1 MPa, queima de todo o bagaço, geração de energia elétrica durante a safra. Corresponde ao Caso “G” da Tabela 6.

Não foram encontrados dados suficientes para a realização das análises para o caso do BIG/GT, porém, as análises exergéticas já foram realizadas por FERREIRA *et al*, 2001b. Alguns resultados dessas análises encontram-se no Apêndice 5. Uma descrição mais detalhada destes casos é dada a seguir:

- Caso 1: a usina contém uma válvula redutora de pressão que atende à demanda de vapor de baixa pressão para o processo de produção do álcool. Neste caso, são produzidos 6,4 MW de potência elétrica, usando uma turbina de múltiplo estágio associada a um gerador instalado, com mais 8,0 MW de potência mecânica para acionar as máquinas do processo, com turbinas de simples estágio. Neste caso, toda a energia elétrica produzida pela usina é também consumida pela própria usina e, portanto, não há excedente de eletricidade para ser vendido. Uma parte do bagaço é queimada na caldeira. A outra parte, correspondente a 19,7 % do bagaço produzido, não é queimada na caldeira. Atualmente, muitas usinas sucroalcooleiras brasileiras ainda apresentam esta configuração.
- Caso 2: a válvula redutora de pressão do Caso 1 é substituída por uma turbina de extração controlada e condensação, acoplada a um gerador novo. Além disso, todo o bagaço é queimado e, portanto, não há sobra de bagaço. Com a substituição da turbina, além de se obter a redução da pressão do vapor necessária ao processo de fabricação de álcool, ainda se torna possível gerar energia elétrica excedente para ser vendida. Sendo assim, além de se gerar os 6,4 MW de potência elétrica como mostrado no Caso 1, torna-se possível gerar ainda mais 15,4 MW de energia elétrica. A substituição da turbina, com tecnologia disponível no mercado nacional, associada à queima do bagaço sobranete, pode fazer com que a potência elétrica produzida pela usina triplique, ou seja, passar de 6,4 MW para 21,8 MW.

- Caso 3: a caldeira de baixa pressão (2,1 MPa) é substituída por uma caldeira de pressão mais alta, 8,1 MPa. O vapor a alta pressão que sai da caldeira vai direto para um gerador novo. O gerador instalado anteriormente é desativado e a produção de energia elétrica será toda realizada apenas por meio do gerador novo. Com estas medidas, a potência elétrica total produzida pela usina pode chegar a 47,7 MW, o seja, aumentaria cerca de sete vezes, passaria de 6,4 MW no Caso 1, para 47,7 MW no Caso 3.

A Tabela 6 resume cada caso acima discutido, com suas características principais.

Tabela 6: Comparação entre os casos 1, 2 e 3

Características	Caso 1 (Configuração Atual)	Caso 2 (Queima de Todo o Bagaço)	Caso 3 (Caldeira de Alta Pressão)
Pressão na caldeira (MPa)	2,1	2,1	8,1
Combustível: bagaço (kg/s)	29,52	36,76	36,76
Sobra de bagaço:	29,52	0	0
Periodicidade	Safra	Safra	Safra
Descrição do processo	Utiliza válvula redutora de pressão	A válvula é substituída por uma turbina acoplada a um gerador novo.	A caldeira de 2,1 MPa é substituída por uma caldeira de 8,1 MPa.
Geração (MW):			
• Total	6,4	21,7	47,7
• Excedente	0	10,2	38,0
Energia excedente (MWh) (3.600 h de safra)	0	36.720	136.800

4.2 – Validação da metodologia: aplicação para a Usina Coruripe de Campo Florido

A metodologia foi validada com base na aplicação a um caso real, o da Usina Coruripe de Campo Florido.

A Usina Coruripe, filial que fica na cidade de Campo Florido⁵, em Minas Gerais, trabalha com caldeiras de 4,5 MPa e utiliza o bagaço como combustível. A geração de energia elétrica total é de aproximadamente 22 MW, sendo 8 MW para o consumo interno e 14 MW vendidos como excedente. Uma parte do bagaço é utilizada para produzir ração para gado e outra é separada como reserva. A usina opera durante a safra e neste período ela vende a energia elétrica excedente. Durante a entressafra, ela faz manutenção dos equipamentos e consome energia da rede. A usina possui uma válvula redutora de pressão que é utilizada apenas se as turbinas falharem; sendo assim, o processo de produção de açúcar e álcool é contínuo.

Informação mais detalhada sobre a Usina Coruripe consta do Apêndice 1.

4.2.1 – Análises energética e exergética da Usina Coruripe

A Figura 27 mostra o fluxograma da Usina Coruripe construído com os dados constantes do Anexo 1 para realizar as análises energética e exergética desta usina.

Neste trabalho considerou-se a temperatura ambiente $T_0 = 25 \text{ °C}$ (ou 298,15 K) e a pressão ambiente $p_0 = 101,325 \text{ kPa}$. Estes valores serviram como base para estabelecer as condições do meio ambiente usado como referência para os cálculos de exergias. Sendo assim, para o caso de água como fluido de trabalho, tem-se:

$$\begin{cases} p_0 = 101,325 \text{ kPa} \\ T_0 = 25 \text{ °C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_0 = 105 \text{ kJ/kg} \\ s_0 = 0,3673 \text{ kJ/kg.K} \end{cases}$$

A Equação (36):

$$\dot{B} = \dot{m} \times [(h - h_0) - T_0 \times (s - s_0)],$$

discutida na Seção 3.3.1, fica então:

$$\dot{B} = \dot{m} \times [(h - 105) - 298,15 \times (s - 0,3673)] \quad (52)$$

com h em kJ/kg , T_0 em K , s em kJ/kg.K e \dot{m} em kg/s .

⁵ Doravante, por simplicidade, denominada apenas Usina Coruripe.

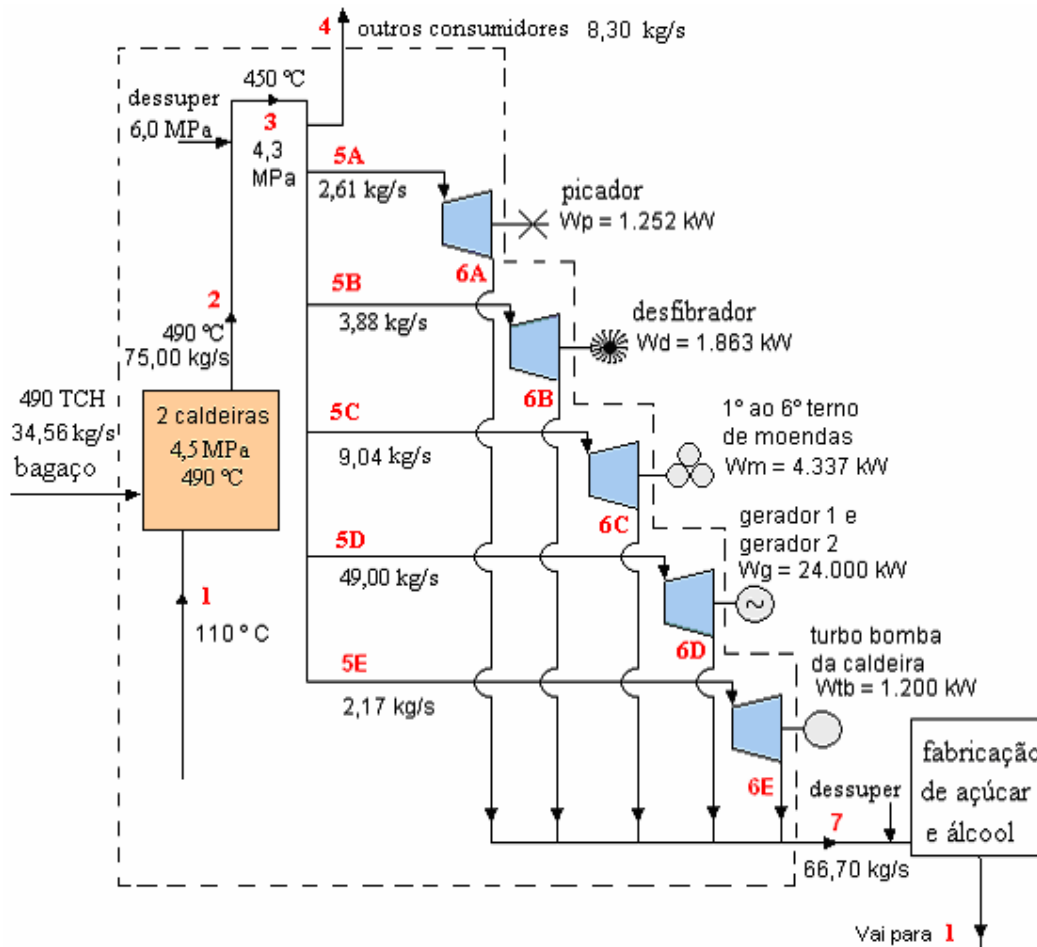


Figura 27: Fluxograma para análise da Usina Coruripe, com indicação dos estados do fluido de trabalho, vazões mássicas e potências

Com base nos dados coletados durante a visita à Usina Coruripe (Apêndices 1 e 2 e Anexos 1 e 2), foi definido o sistema da Figura 27, para realizar as análises. O sistema está representado pela linha tracejada. Não foi possível obter dados completos do funcionamento dos dessuperaquecedores.

A Usina Coruripe utiliza duas caldeiras, que na figura estão representadas por apenas uma, com vazão mássica total de $m_2 = 75,00 \text{ kg/s}$ de vapor. A temperatura e a pressão do vapor que sai das caldeiras são reduzidas ao passar pelo dessuperaquecedor. Parte do vapor vai para “outros consumidores”, ponto 4, onde o vapor é injetado diretamente no produto e não tem retorno, como por exemplo, para fazer levedura seca, secar açúcar, ferver soda nas caixas de evaporação e fazer

limpeza nos cozedores. O vapor restante, a alta pressão (4,3 MPa) e alta temperatura (450 °C) é direcionado para as turbinas das máquinas do processo (picador, desfibrador e moendas), para as duas turbinas dos geradores elétricos, que estão representadas por apenas uma turbina na figura e para a turbobomba que alimenta de água a caldeira. O vapor que sai das turbinas passa por outro dessuperaquecedor antes de ir para o processo de fabricação de açúcar e álcool. Em seguida o vapor é condensado (o condensador não está representado na figura) e bombeado de volta para a caldeira, dando início a um novo ciclo.

Para fazer os balanços de massa e de energia do sistema considerado, assim como para a realização dos cálculos das taxas de exergia, foram feitos balanços individuais para cada componente do sistema, considerando que todos os componentes trabalham em regime permanente.

Na realidade, os componentes não operam em regime permanente. Além disso, o consumo de vapor irá variar com a quantidade de cana que entra no processo. O processo possui dispositivos que procuram corrigir essas variações, tendendo a tornar a vazão de vapor aproximadamente constante. O processo pode assim ser considerado em regime permanente. Os valores utilizados para as análises foram os valores lidos no momento da visita.

Para maiores informações consultar a memória de cálculo, no Apêndice 2.

A Tabela 7 fornece os resultados das análises energética e exergética da Usina Coruripe. Os valores apresentados nas colunas da tabela correspondem ao estado do fluido de trabalho nos pontos indicados na Figura 27 e às propriedades correspondentes a esses estados, a saber, pressão, temperatura, título de vapor, entalpia específica, entropia específica, taxa de energia térmica, taxa de exergia, vazão mássica e fase do fluido de trabalho.

As eficiências energética e exergética da co-geração foram obtidas a partir dos dados constantes da Figura 27 e são apresentadas a seguir (ver maiores detalhes no Apêndice 2):

Eficiência energética da caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_b \times PCI_b} = \frac{75,00 \text{ kg/s} \times (3.416 \text{ kJ/kg} - 465 \text{ kJ/kg})}{34,56 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}} = 0,85$$

Tabela 7: Propriedades termodinâmicas da Usina Coruripe

Est	p (MPa)	T (°C)	x (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{Q} (MJ/s)	\dot{B} (MJ/s)	\dot{m} (kg/s)	Fase
1	4,50	110	-	465	1,415	34,8	3,5	75,00	Liq. comp.
2	4,50	490	-	3.416	7,000	256,2	100,0	75,00	Vap. sup.
3	4,30	450	-	3.326	6,898	249,5	95,5	75,00	Vap. sup.
4	4,30	450	-	3.326	6,898	27,6	10,6	8,30	Vap. sup.
5A	4,30	450	-	3.326	6,898	8,7	3,3	2,61	Vap. sup.
5B	4,30	450	-	3.326	6,898	12,9	4,9	3,88	Vap. sup.
5C	4,30	450	-	3.326	6,898	30,1	11,5	9,04	Vap. sup.
5D	4,30	450	-	3.326	6,898	163,0	62,4	49,00	Vap. sup.
5E	4,30	450	-	3.326	6,898	7,2	2,8	2,17	Vap. sup.
6AI	0,25	127	97,2	2.655	6,898	6,9	1,6	2,61	L + V
6AR	0,25	189	-	2.846	7,353	7,4	1,7	2,61	Vap. sup.
6BI	0,25	127	97,2	2.655	6,898	10,3	2,3	3,88	L + V
6BR	0,25	189	-	2.846	7,353	11,0	2,6	3,88	Vap. sup.
6CI	0,25	127	97,2	2.655	6,898	24,0	5,4	9,04	L + V
6CR	0,25	165	-	2.846	7,353	25,7	6,0	9,04	Vap. sup.
6DI	0,25	127	97,2	2.655	6,898	130,1	29,5	49,00	L + V
6DR	0,25	184	-	2.836	7,331	139,0	32,1	49,00	Vap. sup.
6EI	0,25	127	97,2	2.655	6,898	5,8	1,3	2,17	Vap. sup.
6ER	0,25	154	-	2.773	7,188	6,0	1,4	2,17	Vap. sup.
7	0,25	184	-	2.836	7,331	189,2	43,7	66,70	Vap. sup.

Eficiência energética da co-geração

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_7}{\dot{Q}_b + \dot{Q}_1} = \frac{24,0 + (1,3 + 1,8 + 4,3 + 1,2) + 27,6 + 189,2}{260,5 + 34,8} = \frac{249,4 \text{ MJ/s}}{295,3 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta_{cg} = 84,5 \%$$

onde \dot{Q}_4 e \dot{Q}_7 são as taxas de transferência de energia térmica do vapor usado pelos “outros consumidores” e do vapor usado no processo de produção de açúcar e álcool, respectivamente, e \dot{Q}_1 é a taxa de transferência de energia térmica da água de alimentação da caldeira.

A Figura 28 mostra as taxas de energia da Usina Coruripe e as eficiências energéticas de cada equipamento, assim como a eficiência energética da co-geração dessa usina.

A Figura 29 mostra as taxas de exergia da usina Coruripe e as eficiências exergéticas de cada equipamento, assim como a eficiência exergética da co-geração nesta usina.

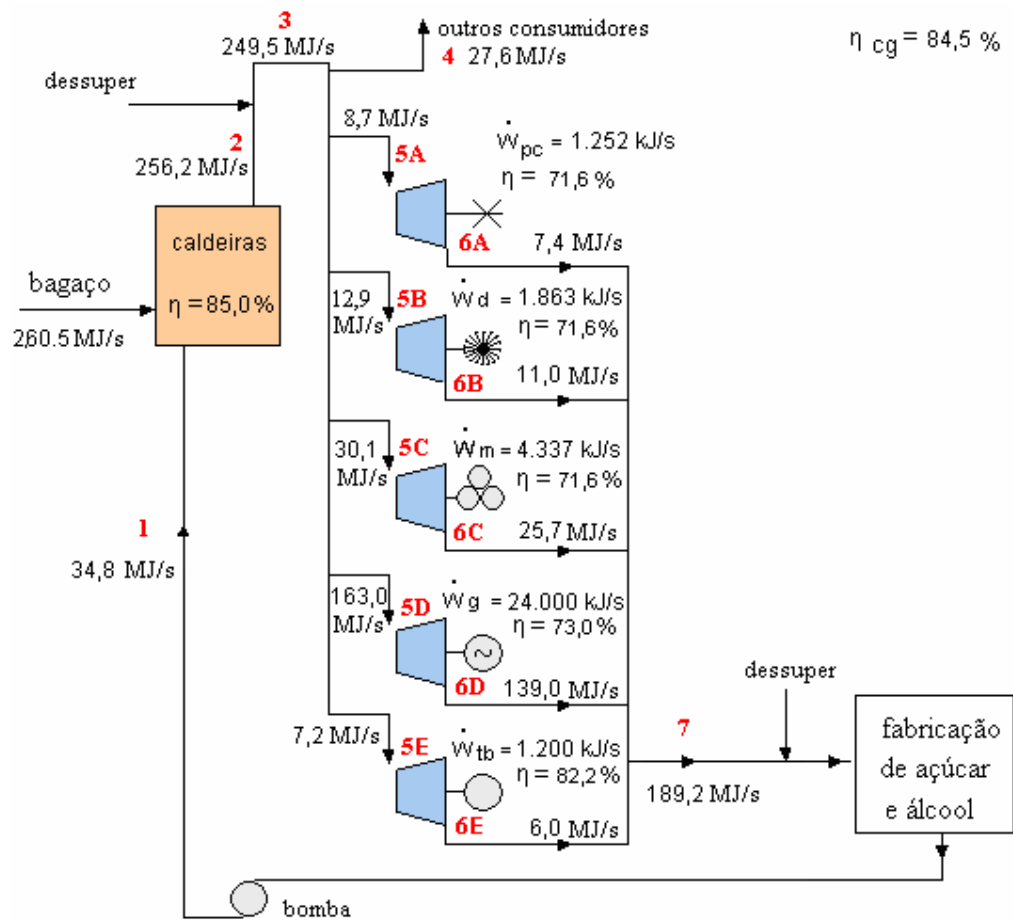


Figura 28: Balanços de massa e energia e eficiência energética na Usina Coruripe

Eficiência exergetica da co-geração

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{B}_{el} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_4 + \dot{B}_7}{\dot{B}_b + \dot{B}_1} = \frac{24,0 + (1,3 + 1,9 + 4,3 + 1,2) + 10,6 + 43,7}{299,5 + 3,5} = \frac{87,0 \text{ MJ/s}}{303,0 \text{ MJ/s}}$$

$$\varepsilon_{cg} = 28,7 \%$$

onde \dot{B}_4 e \dot{B}_7 são as taxas de exergetia do vapor de “outros consumidores” e do vapor do processo de produção de açúcar e álcool, respectivamente, e \dot{B}_1 é a taxa de exergetia da água de alimentação da caldeira.

As taxas de destruição de exergetia por equipamento são mostradas na Tabela 8. A caldeira apresenta 95,1 % de destruição total de exergetia, seguido da turbina do gerador, com 3,7 %.

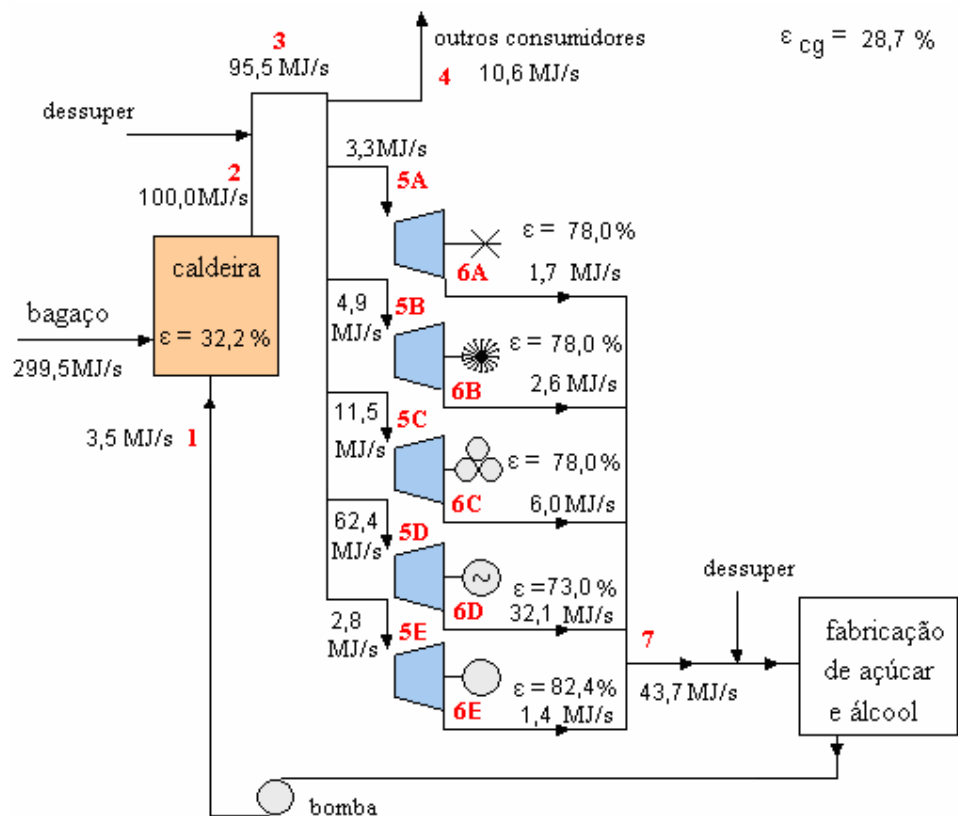


Figura 29: Taxas de exergia e eficiência exergética na Usina Coruripe

Tabela 8: Taxas de destruição de exergia por equipamento da Usina Coruripe

Usina Coruripe	\dot{B}_d (MJ/s)	%
Caldeira	163,9	95,1
Turbina do picador	0,4	0,2
Turbina do desfibrador	0,5	0,3
Turbina das moendas	1,2	0,7
Turbina do gerador	6,3	3,7
Turbina da turbobomba	0,2	0,1
Total	172,4	100,0

4.2.2 – Resultados das análises energética e exergética da Usina Coruripe de Campo Florido

Os resultados para a Usina Coruripe são resumidos nas Tabelas 9 a 11, onde estão incluídas as características de desempenho do combustível, da caldeira, bem como das turbinas e do sistema de co-geração global.

Resultado para a caldeira

A Tabela 9 apresenta as características de desempenho da caldeira e do combustível utilizado na Usina Coruripe. Os resultados das análises poderão incluir dados da Tabela 7, que é a tabela de propriedades termodinâmicas da Usina Coruripe.

Tabela 9: Características de desempenho do combustível e da caldeira da Usina Coruripe

Características do bagaço combustível	Usina Coruripe
Consumo de bagaço (em termos de massa) pela caldeira (kg/s)	34,56
Taxa de energia do bagaço que alimenta a caldeira (MJ/s)	260,5
Taxa de exergia do bagaço que alimenta a caldeira (MJ/s)	299,5
Características de desempenho da caldeira	Usina Coruripe
Pressão na entrada (MPa)	4,5
Temperatura na saída (° C)	490
Entalpia do vapor na saída da caldeira (kJ/kg)	3.416
Vazão mássica de água de alimentação da caldeira (kg/s)	75,0
Taxa de calor recebido pela água através da caldeira (MJ/s)	221,4
Taxa de energia térmica perdida (MJ/s)	39,1
Taxa de exergia que acompanha a transferência de calor (MJ/s)	11,6
Destruição de exergia (MJ/s)	163,9

A Figura 30 mostra o desempenho dos principais equipamentos da Usina Coruripe, por meio das eficiências energéticas e exergéticas.

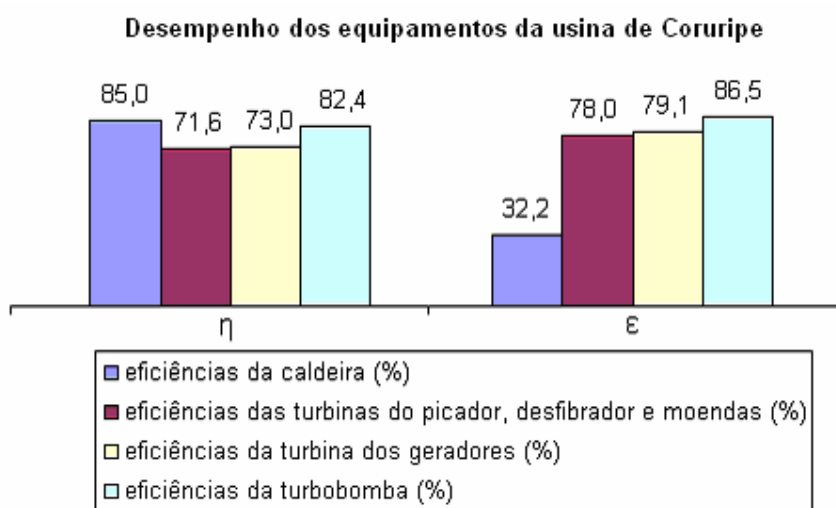


Figura 30: Desempenhos dos principais equipamentos da Usina Coruripe (eficiências energéticas e exergéticas)

Resultado para as caldeiras

A eficiência energética da caldeira encontra-se dentro do intervalo da literatura. É uma eficiência energética em alta.

A eficiência exergética da caldeira é menor do que a eficiência energética porque a destruição de exergia do combustível no processo de combustão é muito elevada e isto não é considerado com a aplicação apenas da primeira lei.

Resultado para as turbinas

As eficiências isentrópicas e exergéticas das turbinas podem ser observadas na. As turbinas Figura 30 da usina apresentaram de um modo geral, boas eficiências isentrópicas e exergéticas.

As turbinas do picador, do desfibrador e das moendas têm as mesmas eficiências isentrópicas e as mesmas eficiências exergéticas. A turbobomba apresenta a maior eficiência isentrópica e exergética.

Resultados para o sistema de co-geração

A **Tabela 10** apresenta o desempenho das turbinas de potência.

A Tabela 11 mostra as características de desempenho da caldeira e das turbinas a vapor de geração de energia elétrica no sistema de co-geração da Usina Coruripe. Os parâmetros mostrados são assim definidos:

Eficiência elétrica total da co-geração: razão entre a taxa de energia elétrica líquida da usina (taxa de energia elétrica produzida menos a taxa de energia elétrica consumida na usina), e a taxa de energia térmica liberada pela combustão do bagaço consumido.

Eficiência energética total da co-geração: razão entre a taxa de energia útil da usina (soma das taxas de energia elétrica e mecânica e da taxa de calor usado no processo de produção de açúcar e álcool) e a taxa de energia térmica liberada na combustão do bagaço consumido pela caldeira.

Tabela 10: Características de desempenho das turbinas da Usina Coruripe

Características de desempenho da turbina do picador		Usina Coruripe
Potência mecânica produzida (kW)		1.252
Pressão na entrada (MPa)		4,3
Temperatura na entrada (° C)		450
Tipo de turbina		Contrapressão
Trabalho real (MJ/s)		1,2
Trabalho reversível (MJ/s)		1,8
Trabalho disponível (MJ/s)		1,6
Destruição de exergia (MJ/s)		0,4
Trabalho perdido (MJ/s)		0,5
Características de desempenho da turbina do desfibrador		Usina Coruripe
Potência mecânica produzida (kW)		1.863
Pressão na entrada (MPa)		4,3
Temperatura na entrada (° C)		450
Tipo de turbina		Contrapressão
Trabalho real (MJ/s)		1,9
Trabalho reversível (MJ/s)		2,6
Trabalho disponível (MJ/s)		2,4
Destruição de exergia (MJ/s)		0,5
Trabalho perdido (MJ/s)		0,7
Características de desempenho da turbina das moendas		Usina Coruripe
Potência mecânica produzida (kW)		4.337
Pressão na entrada (MPa)		4,3
Temperatura na entrada (° C)		450
Tipo de turbina		Contrapressão
Trabalho real (MJ/s)		4,3
Trabalho reversível (MJ/s)		6,1
Trabalho disponível (MJ/s)		5,6
Destruição de exergia (MJ/s)		1,2
Trabalho perdido (MJ/s)		1,7
Características de desempenho da turbina dos geradores		Usina Coruripe
Potência elétrica produzida (kW)		24.000
Pressão na entrada (MPa)		4,3
Temperatura na entrada (° C)		450
Tipo de turbina		Contrapressão
Trabalho real (MJ/s)		24,0
Trabalho reversível (MJ/s)		32,9
Trabalho disponível (MJ/s)		30,3
Destruição de exergia (MJ/s)		6,3
Trabalho perdido (MJ/s)		8,9
Características de desempenho da turbobomba		Usina Coruripe
Potência mecânica produzida (kW)		1.200
Pressão na entrada (MPa)		4,3
Temperatura na entrada (° C)		450
Tipo de turbina		Contrapressão
Trabalho real (MJ/s)		1,2
Trabalho reversível (MJ/s)		1,5

Trabalho disponível (MJ/s)	1,4
Destruição de exergia (MJ/s)	0,2
Trabalho perdido (MJ/s)	0,3

Eficiência exergética total da co-geração: razão entre a taxa de energia útil da usina (soma das taxas de exergia elétrica e mecânica e da taxa de calor usado no processo de produção de açúcar e álcool) e a taxa de exergia térmica liberada na combustão do bagaço consumido pela caldeira.

Razão potência/calor: razão entre a taxa de energia elétrica e a taxa de calor usado no processo de produção de açúcar e álcool.

Tabela 11: Características de desempenho da caldeira e das turbinas a vapor de geração de energia elétrica no sistema de co-geração da Usina Coruripe

Parâmetros de desempenho do sistema de co-geração	Usina Coruripe
Potência elétrica produzida (kW)	24.000
Energia do vapor para o processo (MJ/s)	189,2
Exergia do vapor para o processo (MJ/s)	43,7
Eficiência elétrica total da co-geração (%)	$\frac{24,0 - 8,0}{260,5} = \mathbf{6,1}$
Eficiência energética total da co-geração (%)	$\frac{24,0 + (1,3 + 1,9 + 4,3 + 1,2) + 189,2}{260,5} = \mathbf{84,5}$
Eficiência exergética total da co-geração (%)	$\frac{24,0 + (1,3 + 1,9 + 4,3 + 1,2) + 43,7}{299,5} = \mathbf{28,7}$
Razão potência/calor (%)	$\frac{24,0}{189,2} = \mathbf{12,7}$

A eficiência elétrica total da co-geração é muito baixa: 6,1 %.

A eficiência energética total da co-geração (84,5 %) é alta, porém, a eficiência exergética total da co-geração é baixa (28,7 %), o que demonstra que a análise da primeira lei apenas não é suficiente para uma avaliação efetiva do desempenho, e que há muito potencial para melhoria do processo de co-geração.

A razão potência/calor também é baixa (12,7 %).

A Figura 31 mostra de forma gráfica os valores para a eficiência elétrica total da co-geração, eficiência energética total da co-geração, eficiência exergética total da co-geração e razão potência/calor.

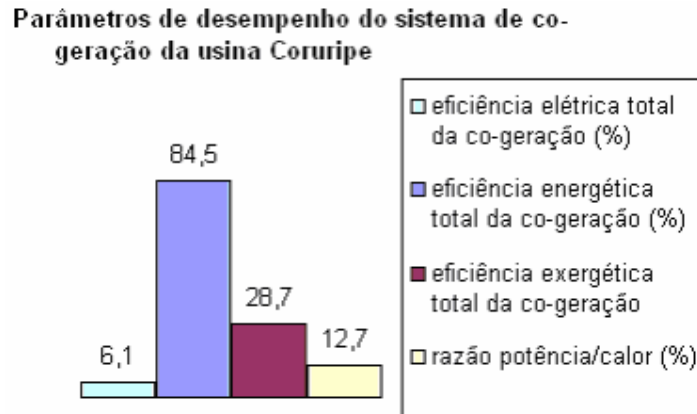


Figura 31: Parâmetros de desempenho do sistema de co-geração da Usina Coruripe

A Figura 32 mostra as taxas de destruição de exergia por equipamento e a taxa de destruição de exergia total calculadas para a Usina Coruripe.

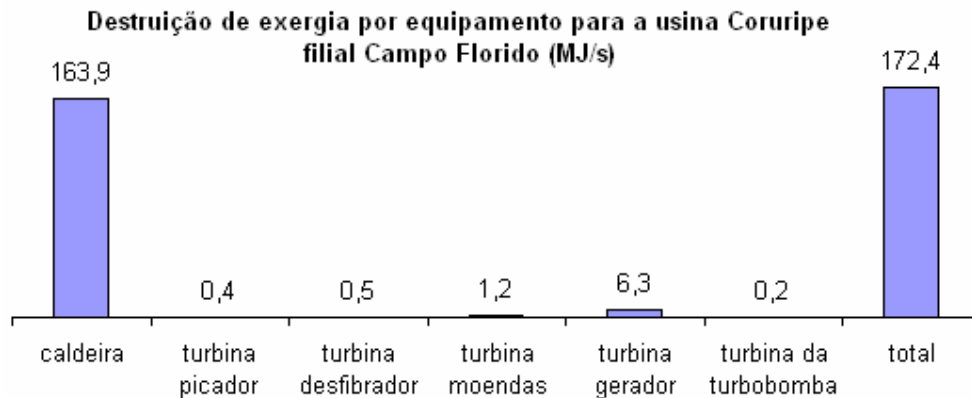


Figura 32: Destruições de exergia por equipamento na Usina Coruripe

Pela figura fica evidente mais uma vez que o equipamento crítico, ou seja, aquele que apresenta a maior taxa de destruição de exergia é a caldeira com 95,1 % da taxa de destruição total de exergia. Em seguida, vêm as turbinas, com uma destruição bem menos significativa do que a caldeira. Portanto, na análise da usina em consideração, a caldeira é o equipamento do qual se

deve dar maior atenção na busca de melhoria de desempenho (de redução de irreversibilidades). A maior parte desta destruição de exergia é intrínseca ao processo de combustão, mas aperfeiçoamentos podem melhorar a eficiência exergética, por exemplo, por meio de um melhor isolamento térmico.

A eficiência energética das caldeiras é alta (85,0 %). Entretanto, a destruição de exergia na caldeira, de 163,9 MW, é também significativa, demonstrando que cerca de 54,7 % da exergia do combustível foi destruída por irreversibilidades (atrito, por exemplo).

4.3 – Análise energética e exergética da co-geração dos Casos 1, 2 e 3

Aqui serão apresentados cada um dos casos estudados e seus respectivos dados técnicos. Então serão feitas as análises energéticas e exergéticas, levando em consideração as equações e as figuras apresentadas no “Capítulo 3: Métodos e hipóteses”. Os valores da entalpia específica e da entropia específica, calculados durante a análise energética, serão usados para realizar os cálculos da análise exergética.

A análise energética para cada caso consiste em realizar os balanços de massa e de energia de cada componente do sistema de co-geração e estimar suas eficiências energéticas, bem como a eficiência energética da co-geração.

A eficiência energética da co-geração de cada caso estudado pode ser deduzida com o auxílio da Figura 33:

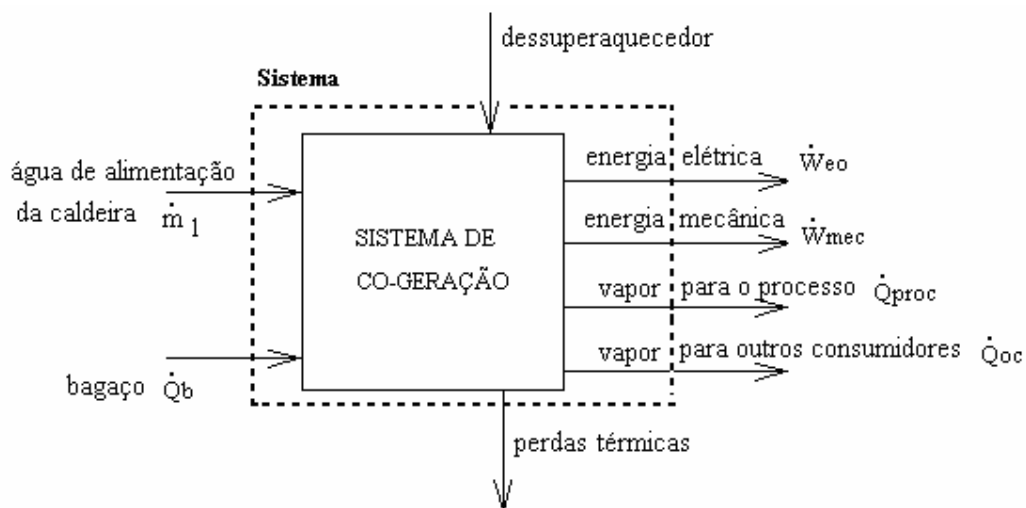


Figura 33: Fluxograma do sistema de co-geração para análise da eficiência energética

Sendo assim:

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{eo} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_{oc} + \dot{Q}_{proc}}{\dot{Q}_b + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{des}} \quad (53)$$

onde η_{cg} é a eficiência energética da co-geração, \dot{W}_{eo} a potência elétrica, \dot{W}_{mec} a potência mecânica, \dot{Q}_{proc} a taxa de transferência de energia térmica requerida pelo processo de produção de açúcar e álcool, \dot{Q}_{oc} taxa de transferência de energia térmica requerida pelos “outros consumidores”, \dot{Q}_b taxa de transferência de energia térmica liberada pelo bagaço durante a combustão, \dot{Q}_1 taxa de transferência energia térmica da água de alimentação da caldeira e \dot{Q}_{des} taxa de transferência energia térmica da água que entra no dessuperaquecedor.

A análise exergética permite a identificação e a quantificação das perdas associadas aos componentes de um dado ciclo. Assim, é possível identificar os componentes críticos, ou seja, aqueles onde há maior destruição de exergia ou maior perda de exergia. Nos processos reais, a exergia na saída será sempre menor do que a exergia na entrada, devido à destruição de exergia pelas irreversibilidades presentes e às perdas, que podem ser significativas em processos de transferência de calor (FERREIRA *et al*, 2001a).

Segundo SZARGUT, 1998, pág. 109 a razão entre a exergia química e o poder calorífico do bagaço é:

$$b_{ch} / C_1 = 1,15$$

onde b_{ch} é a exergia química do bagaço, e C_1 , é o poder calorífico inferior do bagaço.

$$C_1 = PCI_b = 7.536 \text{ kJ / kg}, \text{ conforme FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002.}$$

$$b_{ch} = b_b$$

Logo, a exergia química do bagaço (com 50% de umidade) é:

$$b_{ch} / C_1 = 1,15$$

$$b_b / PCI_b = 1,15$$

$$b_b = 1,15 \times 7.536 \text{ kJ/kg}$$

$$b_b = 8.666 \text{ kJ/kg}$$

Portanto, a exergia específica do bagaço usada para os cálculos de eficiência exergética será 8.666 kJ/kg.

A análise exergética para cada caso selecionado para estudo consiste em calcular as taxas da exergia, de destruição de exergia e as eficiências exergéticas de cada componente do sistema de co-geração.

Para calcular a taxa de exergia que acompanha a transferência de calor, \dot{B}_q , pela Equação (42) página 45, considerou-se que a temperatura onde ocorrem perdas seja igual a $T_p = 151^\circ\text{C}$, conforme sugestão de (CORTEZ, GÓMEZ, 1998).

A eficiência exergética da co-geração para cada caso pode ser deduzida com o auxílio da Figura 34.

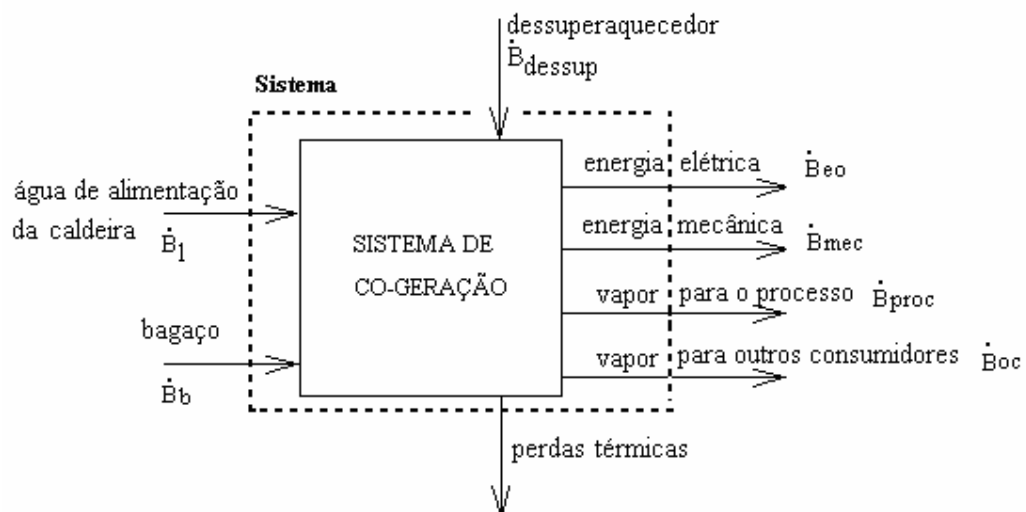


Figura 34: Fluxograma do sistema de co-geração para análise da eficiência exergética

Sendo assim:

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{B}_{eo} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_{oc} + \dot{B}_{proc}}{\dot{B}_b + \dot{B}_1 + \dot{B}_{des}} \quad (54)$$

onde ε_{cg} é a eficiência exergética da co-geração, \dot{B}_{eo} é a taxa de exergia associada à energia elétrica, \dot{B}_{mec} a taxa de exergia associada ao trabalho mecânico, \dot{B}_{proc} a taxa de exergia requerida pelo processo, \dot{B}_{oc} taxa de exergia requerida pelos “outros consumidores”, \dot{B}_b taxa de exergia liberada pelo bagaço durante a combustão, \dot{B}_1 a taxa de exergia da água de alimentação da caldeira, e a \dot{B}_{des} taxa de exergia da água que entra no dessuperaquecedor.

4.3.1 – Análises para o Caso 1: “Configuração Atual”

Este caso, como visto, corresponde ao caso de uma usina típica com caldeira de baixa pressão (2,1 MPa) e queima parcial do bagaço produzido. O fluxograma da usina para o *Caso 1 (Configuração Atual)* está representado na Figura 35, com os valores de vazões mássicas de vapor e de consumo de bagaço em kg/h.

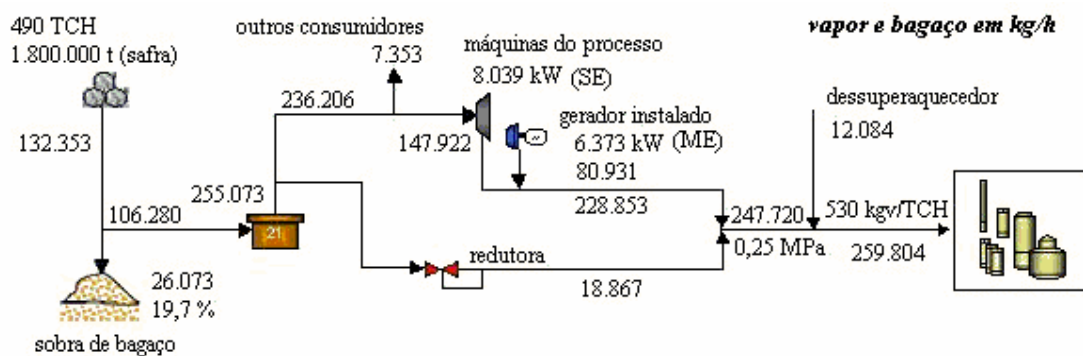


Figura 35: Fluxograma da Usina no Caso 1 (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)

Pela figura pode-se observar uma safra de 1.800.000 t de cana. Como a usina apresenta 3.672 horas de geração (valor fornecido pelo FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002), a moagem horária

de cana será de aproximadamente $1.800.000 \text{ t} / 3.672 \text{ h} = 490$ toneladas de cana por hora. A figura mostra que 490 toneladas de cana por hora entram nas moendas produzindo 132.353 kg/h de bagaço. Deste total, 106.280 kg/h de bagaço será queimado na caldeira e 26.073 kg/h de bagaço irão sobrar (19,7 % do bagaço produzido). A caldeira de 2,1 MPa produz 255.073 kg/h de vapor. A corrente de vapor será dividida em duas, uma primeira, dirigida para as turbinas das máquinas de processo e do gerador de energia elétrica e dos “outros consumidores”, e a segunda dirigida para a válvula redutora de pressão. O vapor que sai das turbinas une-se ao vapor que passa através da válvula de redução e o vapor resultante se dirige ao processo de fabricação de açúcar e álcool, passando antes por um dessuperaquecedor.

Na Figura 36, feita com base na Figura 35, estão representados os dados conhecidos do sistema: vazão mássica de água de alimentação da caldeira e consumo de bagaço (em kg/s), temperaturas (em °C) e pressões (em MPa). Foram representadas na figura duas câmaras de mistura não indicadas na Figura 35. O sistema termodinâmico a ser estudado é o indicado pela fronteira definida pela linha tracejada na figura.

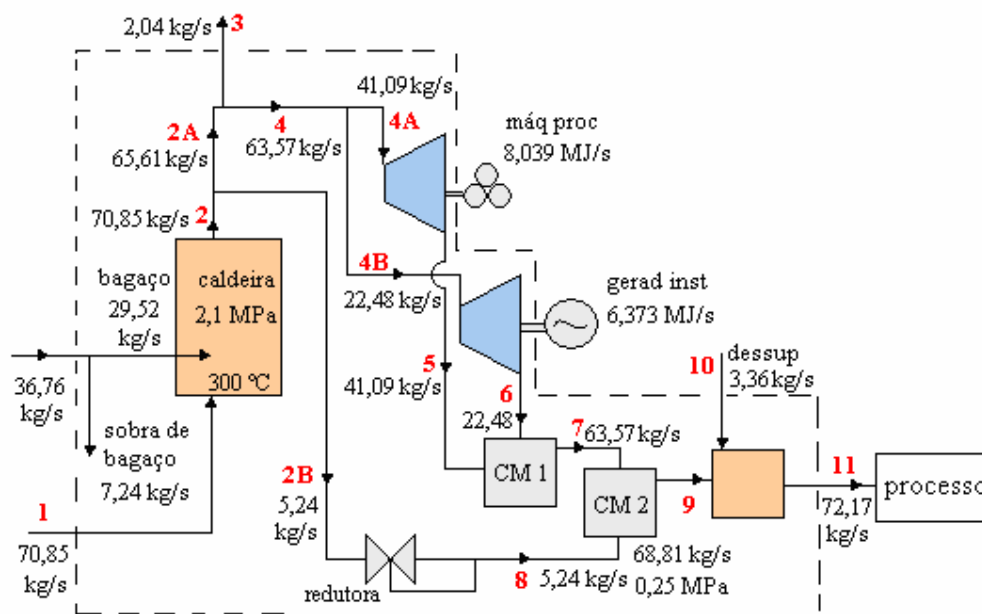


Figura 36: Fluxograma da Usina para análise do Caso 1, com indicação dos estados do fluido de trabalho, vazões mássicas e potências.

Para fazer os balanços de massa e de energia para o sistema, assim como para calcular as taxas de exergia, foram feitos balanços individuais para cada componente do sistema, considerando que

os componentes trabalham em regime permanente. Para maiores informações consultar a memória de cálculo no Apêndice 3.

A Tabela 12 fornece os resultados das análises energéticas e exergéticas para o Caso 1. Os valores apresentados nas colunas da tabela correspondem ao estado do fluido de trabalho, pressão, temperatura, título, entalpia específica, entropia específica, taxa de energia térmica, taxa de exergia, vazão mássica e fase do fluido de trabalho.

Tabela 12: Propriedades termodinâmicas para o Caso 1

Est	p (MPa)	T (°C)	x (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{Q} (MJ/s)	\dot{B} (MJ/s)	\dot{m} (kg/s)	Fase
1	2,10	105	-	442	1,361	31,3	2,9	70,85	Líqu. comp
2	2,10	300	-	3.021	6,740	214,0	72,0	70,85	Vap. sup
2A	2,10	300	-	3.021	6,740	198,2	66,7	65,61	Vap. sup
2B	2,10	300	-	3.021	6,740	15,8	5,3	5,24	Vap. sup
3	2,10	300	-	3.021	6,740	6,2	2,1	2,04	Vap. sup
4	2,10	300	-	3.021	6,740	192,0	64,6	63,57	Vap. sup
4A	2,10	300	-	3.021	6,740	124,1	41,7	41,09	Vap. sup
4B	2,10	300	-	3.021	6,740	67,9	22,8	22,48	Vap. sup
5I	0,25	127	94,3	2.592	6,740	106,5	24,1	41,09	L + V
5R	0,25	179	-	2.825	7,307	116,1	26,8	41,09	Vap. sup
6I	0,25	127	94,3	2.592	6,740	58,3	13,2	22,48	L + V
6R	0,25	137	-	2.738	7,105	61,5	14,0	22,48	Vap. sup
7	0,25	164	-	2.794	7,237	177,6	40,8	63,57	Vap. sup
8	0,25	276	-	3.021	7,700	15,8	3,8	5,24	Vap. sup
9	0,25	173	-	2.812	7,278	193,5	44,5	68,81	Vap. sup
10	0,33	25	-	105	0,367	0,4	0,0	3,36	Liq comp
11	0,25	127	98,6	2.686	6,976	193,8	44,0	72,17	L + V

Eficiência energética na caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_b \times PCI_b} = \frac{70,85 \text{ kg/s} \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 442 \text{ kJ/kg})}{29,52 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}} = \frac{182,7 \text{ MJ/s}}{222,5 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta_c = 82,1\%$$

Na equação acima, \dot{m}_1 é a vazão mássica da água de alimentação da caldeira, \dot{m}_b o consumo de bagaço (em termos de massa), e h_1 e h_2 , as entalpias específicas na entrada e na saída da caldeira. Para as caldeiras utilizadas no setor sucroalcooleiro, foram encontrados na literatura valores da eficiência energética de $\eta_c = 70\%$ (KOBELITZ, 2001; MME,1981); 81,5% (MME,1981); 85 % (CEMIG, 1992) e 87,0 % (Usina Coruripe, filial de Campo Florido). Portanto, o valor obtido é compatível com os dados publicados..

Eficiência energética da co-geração:

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_{11}}{\dot{m}_b \times PCI + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{10}} = \frac{6,373 + 8,039 + 6,2 + 193,8}{36,76 \times 7,536 + 31,3 + 0,4} = \frac{214,4 \text{ MJ/s}}{308,7 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta_{cg} = 69,5\%$$

onde, \dot{Q}_3 e \dot{Q}_{11} são as taxas de transferência de energia térmica dos “outros consumidores” e do processo de produção de açúcar e álcool, respectivamente, \dot{Q}_1 e \dot{Q}_{10} as taxas de transferência de energia térmica da água de alimentação da caldeira e da água que entra no dessuperaquecedor, respectivamente.

A Figura 37 mostra um fluxograma com as taxas de energia para o Caso 1 e as eficiências energéticas de cada equipamento, assim como a eficiência energética da co-geração dessa usina.

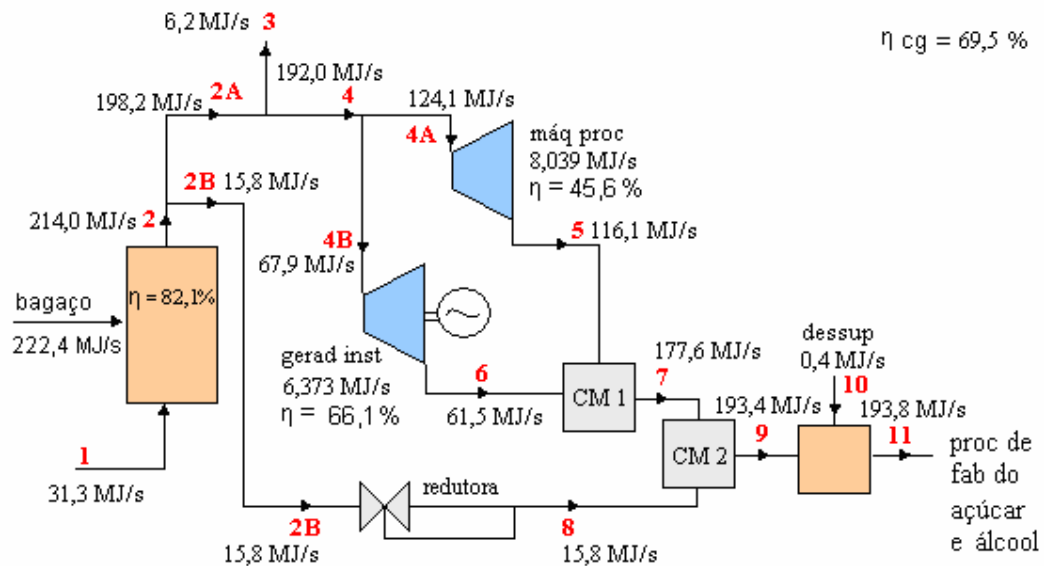


Figura 37: Balanço energético e eficiência energética para o Caso 1

A Figura 38 mostra as taxas de exergia para o Caso 1 e as eficiências exergeticas de cada equipamento, assim como a eficiência exergetica da co-geração dessa usina.

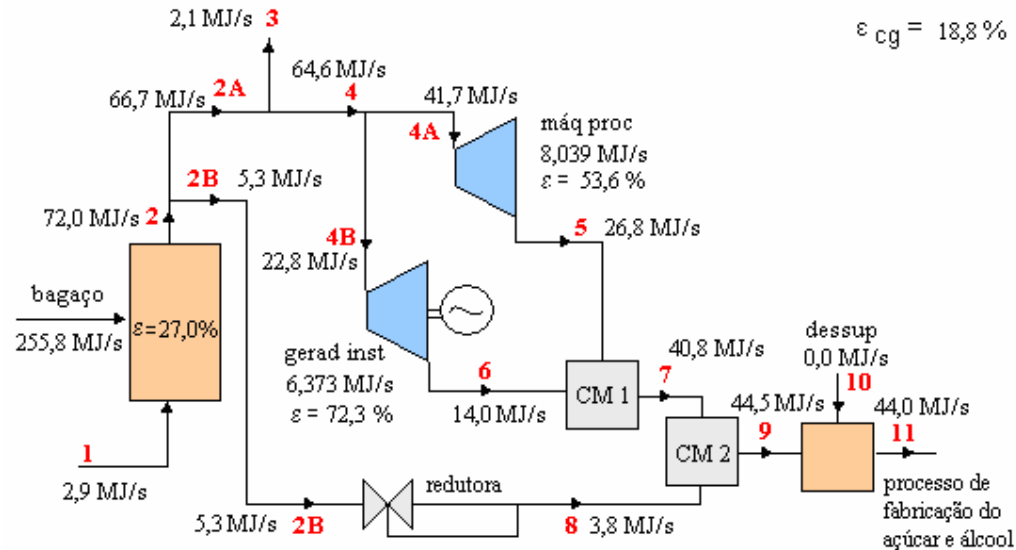


Figura 38: Taxas de exergia e eficiência exergetica para o Caso 1

Eficiência exergetica da co-geração

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{B}_{el} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_3 + \dot{B}_{11}}{\dot{m}_b \times b_b + \dot{B}_1 + \dot{B}_{10}} = \frac{6,373 + 8,039 + 2,1 + 44,0}{36,76 \times 8,666 + 2,9 + 0,0} = \frac{60,5 \text{ MJ/s}}{321,5 \text{ MJ/s}}$$

$$\boxed{\varepsilon_{cg} = 18,8 \%}$$

onde \dot{B}_3 e \dot{B}_{11} são as taxas de exergia requeridas pelos “outros consumidores” e pelo processo de produção de açúcar e álcool, respectivamente, e \dot{B}_1 e \dot{B}_{10} as taxas de exergia da água de alimentação da caldeira e da água que entra no dessuperaquecedor, respectivamente.

As destruições de exergia por equipamento são mostradas na Tabela 13:

O equipamento crítico, como esperado (pela irreversibilidade do processo de combustão do bagaço) e como visto na análise do caso da Usina Coruripe, é a caldeira onde a taxa de destruição de exergia corresponde a 93,8 % da destruição total de exergia, seguido da turbina das máquinas do processo, com a taxa de destruição de 3,7 %.

Tabela 13: Taxas de destruição de exergia por equipamento para o Caso 1

Caso 1	\dot{B}_d (MJ/s)	%
Caldeira	174,9	93,8
Turbina das máquinas do processo	6,9	3,7
Turbina do gerador instalado	2,4	1,3
Câmara de mistura 1	0	0,0
Câmara de mistura 2	0,1	0,1
Válvula redutora de pressão	1,5	0,8
Dessuperaquecedor	0,5	0,3
Total	186,4	100,0

4.3.2 – Análises para o Caso 2: “Queima de Todo o Bagaço”

O Caso 2 corresponde ao caso de uma usina com caldeira de baixa pressão (2,1 MPa) na qual a válvula redutora de pressão é substituída por uma turbina de extração acoplada a um gerador novo e na qual todo o bagaço produzido durante a safra é queimado na caldeira.

O fluxograma da usina para análise do *Caso 2 (Queima de Todo o Bagaço)* está representado na Figura 39, com os valores de vazões mássicas de vapor e de consumo de bagaço em kg/h.

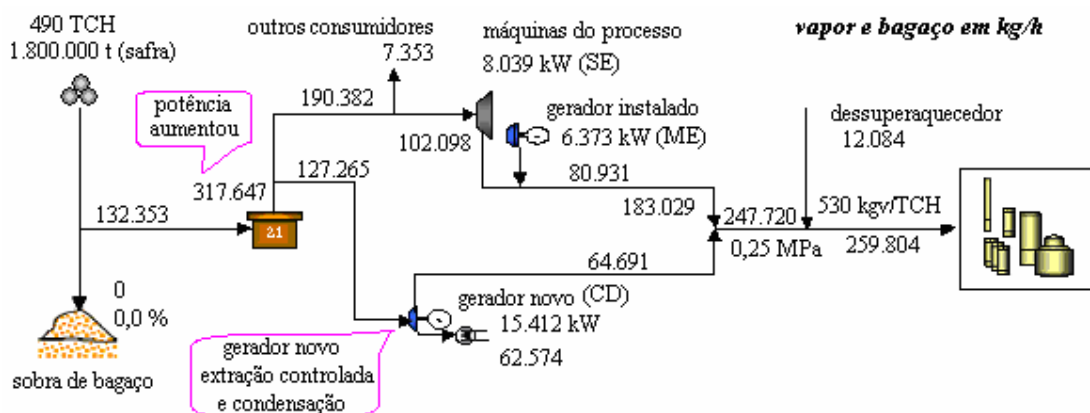


Figura 39: Fluxograma da Usina no Caso 2 (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)

Pela figura, pode-se observar que todo o bagaço produzido, a uma taxa de consumo de 132.353 kg/h oriundo da moagem de 490 toneladas de cana por hora são levados diretamente à caldeira e portanto não há sobra de bagaço.

A caldeira de 2,1 MPa passa a produzir 317.647 kg/h de vapor. Esta vazão mássica de vapor é 24,5 % superior à vazão de vapor produzido pela caldeira no Caso 1, que foi de 255.073 kg/h. A corrente de vapor é dividida em duas: uma primeira corrente é dirigida para as turbinas das máquinas de processo e do gerador instalado e para os “outros consumidores”, e a segunda corrente é dirigida para a turbina do gerador novo. A turbina deste gerador possui uma extração intermediária, que vai para o processo de produção de açúcar e álcool, enquanto que o vapor na saída da turbina vai para o condensador. As correntes de vapor da saída da turbina instalada e da extração da turbina do gerador novo se unem e são dirigidos ao processo de fabricação de açúcar e álcool, passando antes por um dessuperaquecedor.

A turbina do gerador novo é uma turbina de extração controlada e condensação, que substitui a válvula redutora de pressão do Caso 1. Pela Figura 40 é possível identificar as duas saídas de vapor. Na primeira extração (vapor no estado 8) a corrente de vapor é misturada à corrente de saída das outras duas turbinas (das máquinas do processo e do gerador instalado) e essa mistura, que corresponde ao vapor no estado 7, segue em direção ao processo de fabricação de açúcar e álcool. Na segunda extração (vapor no estado 9), a corrente de vapor segue para o condensador.

No fluxograma da Figura 40, feito com base na Figura 39, estão representados os dados conhecidos do sistema: vazão mássica de água de alimentação da caldeira e consumo de bagaço (em kg/s), temperatura (em °C) e pressão (em MPa). Foram representadas na Figura 40, duas câmaras de mistura não indicadas na Figura 39. O sistema termodinâmico a ser estudado é o indicado por uma linha tracejada na Figura 40.

A Figura 41 mostra as taxas de energia para o Caso 2 e as eficiências energéticas de cada equipamento, assim como a eficiência energética da co-geração dessa usina.

Como para o Caso 1, neste caso também foram feitos balanços individuais para cada componente do sistema, considerando que todos os componentes trabalham em regime permanente. Para maiores informações, consultar a memória de cálculo no Apêndice 3.

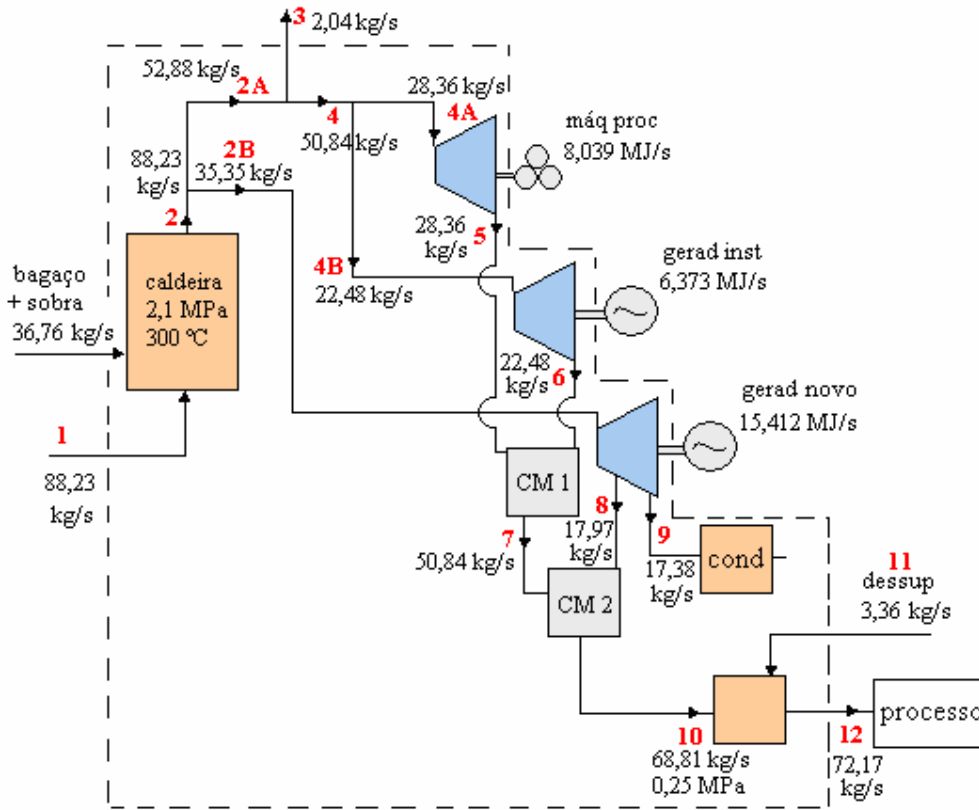


Figura 40: Fluxograma para análise da Usina no Caso 2, com indicação dos estados do fluido de trabalho, vazões mássicas e potências

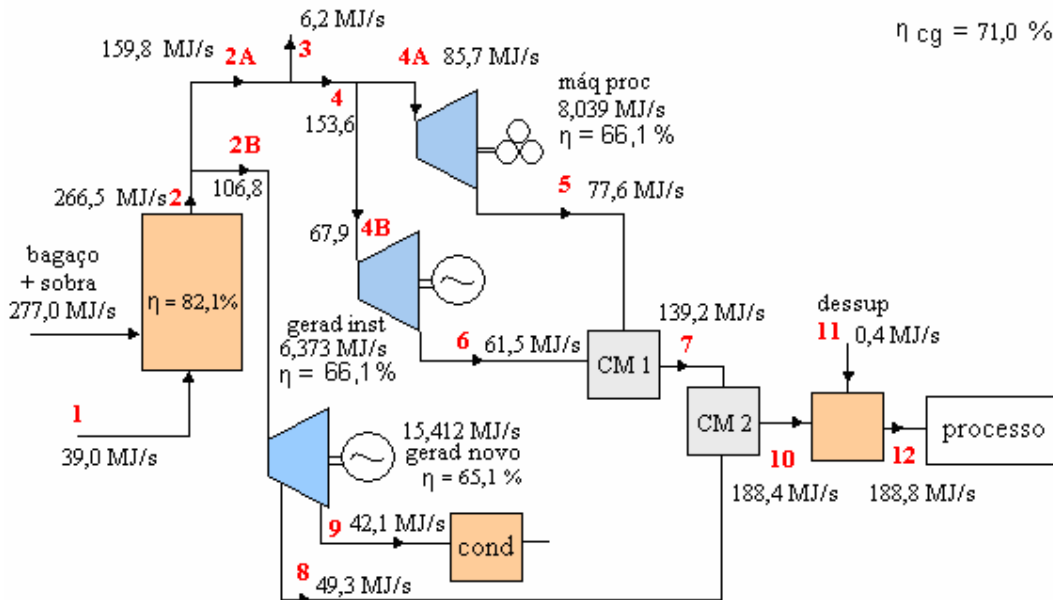


Figura 41: Balanço energético e eficiência energética para o Caso 2

A Tabela 14 fornece os resultados das análises energéticas e exergéticas para o Caso 2. Os valores apresentados nas colunas da tabela correspondem ao estado do fluido de trabalho, pressão, temperatura, título, entalpia específica, entropia específica, potência térmica, taxa de exergia, vazão mássica e fase do fluido de trabalho.

Tabela 14: Propriedades termodinâmicas para o Caso 2

Est	p (MPa)	T (°C)	x (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{Q} (MJ/s)	\dot{B} (MJ/s)	\dot{m} (kg/s)	Fase
1	2,10	105	-	442	1,361	39,0	3,6	88,23	Líqu. comp
2	2,10	300	-	3.021	6,740	266,5	89,6	88,23	Vap. sup.
2 ^a	2,10	300	-	3.021	6,740	159,8	53,7	52,88	Vap. sup.
2B	2,10	300	-	3.021	6,740	106,8	35,9	35,35	Vap. sup.
3	2,10	300	-	3.021	6,740	6,2	2,1	2,04	Vap. sup.
4	2,10	300	-	3.021	6,740	153,6	51,7	50,84	Vap. sup.
4 ^a	2,10	300	-	3.021	6,740	85,7	28,8	28,36	Vap. sup.
4B	2,10	300	-	3.021	6,740	67,9	22,8	22,48	Vap. sup.
5I	0,25	127	94,3	2.592	6,740	73,5	16,6	28,36	L + V
5R	0,25	137	-	2.738	7,105	77,6	17,7	28,36	Vap. sup.
6I	0,25	127	94,3	2.592	6,740	58,3	13,2	22,48	L + V
6R	0,25	137	-	2.738	7,105	61,5	14,0	22,48	Vap. sup.
7	0,25	137	-	2.738	7,105	139,2	31,7	50,84	Vap. sup.
8I	0,25	127	94,3	2.592	6,740	46,6	10,5	17,97	L + V
8R	0,25	139	-	2.741	7,112	49,3	11,2	17,97	Vap. sup.
8'I	0,25	127	94,3	2.592	6,740	91,6	20,7	35,35	L + V
8'R	0,25	139	-	2.741	7,112	96,9	22,1	35,35	Vap. sup.
8''I	0,25	127	94,3	2.592	6,740	45,0	10,2	17,38	L + V
8''R	0,25	139	-	2.741	7,112	47,6	10,9	17,38	Vap. sup.
9I	0,01	46	86,7	2.253	7,112	39,2	2,4	17,38	L + V
9R	0,01	46	93,3	2.423	7,640	42,1	2,6	17,38	L + V
10	0,25	138	-	2.739	7,107	188,4	42,9	68,81	Vap. sup.
11	0,33	25	-	105	0,367	0,4	0,0	3,36	Liq comp
12	0,25	127	95,4	2.616	6,801	188,8	42,8	72,17	L + V

Eficiência energética na caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_b \times PCI_b} = \frac{88,23 \text{ kg/s} \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 442 \text{ kJ/kg})}{36,76 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}} = \frac{227,5 \text{ MJ/s}}{277,0 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta_c = 82,1\%$$

Eficiência energética da co-geração:

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_{12}}{\dot{m}_b \times PCI + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{11}} = \frac{(6,373 + 15,412) + 8,039 + 6,2 + 188,8}{36,76 \times 7,536 + 39,0 + 0,4} = \frac{224,8 \text{ MJ/s}}{316,4 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta_{cg} = 71,0 \%$$

onde \dot{Q}_3 e \dot{Q}_{12} são as taxas de energia térmica requeridas pelos “outros consumidores” e pelo processo de produção de açúcar e álcool, respectivamente, e \dot{Q}_1 e \dot{Q}_{11} as taxas de energia térmica da água de alimentação da caldeira e da água que entra no dessuperaquecedor, respectivamente.

A eficiência energética da co-geração para o Caso 2 (71,0 %) é ligeiramente superior à do Caso 1 (69,5 %). A Figura 42 mostra as taxas de exergia para o Caso 2 e as eficiências exergéticas de cada equipamento, assim como a eficiência exergética da co-geração dessa usina.

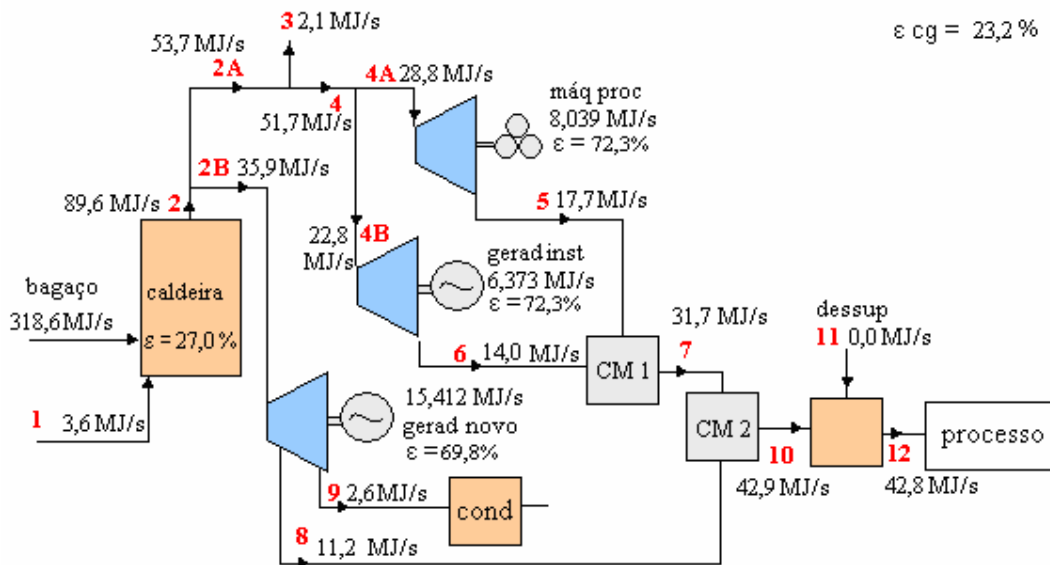


Figura 42: Taxas de exergia e eficiência exergética para o Caso 2

Eficiência exergética da co-geração:

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{B}_{el} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_3 + \dot{B}_{12}}{\dot{B}_b + \dot{B}_1 + \dot{B}_{11}} = \frac{(15,412 + 6,373) + 8,039 + 42,8}{318,6 + 3,7} = \frac{74,7}{322,3} =$$

$$\varepsilon_{cg} = 23,2 \%$$

onde \dot{B}_3 e \dot{B}_{12} são as taxas de exergia requeridas pelos “outros consumidores” e pelo processo de produção de açúcar e álcool, respectivamente, e \dot{B}_1 e \dot{B}_{11} as taxas de exergia da água de alimentação da caldeira e da água que entra pelo dessuperaquecedor.

As taxas de destruição de exergia por equipamento são mostradas na Tabela 15. O equipamento crítico como é de se esperar é a caldeira, com uma taxa de destruição de exergia de 94,6 % da exergia total destruída, seguido da turbina do gerador novo, com destruição de exergia de 2,9 % do total.

Tabela 15: Taxas de destruição de exergia por equipamento para o Caso 2

Equipamento	\dot{B}_d (MJ/s)	%
Caldeira	217,8	94,6
Turbina das máquinas do processo	3,1	1,3
Turbina do gerador instalado	2,4	1,1
Turbina do gerador novo	6,7	2,9
Dessuperaquecedor	0,2	0,1
Total	230,2	100,0

4.3.3 – Análises para o Caso 3: “Alta Pressão”

Este caso corresponde ao caso de uma usina com caldeira de alta pressão (8,1 MPa) substituindo a caldeira de baixa pressão (2,1 MPa), na qual todo o bagaço produzido é queimado.

e queima de todo o bagaço produzido.

O fluxograma da usina para o *Caso 3 (Alta Pressão)* está representado na Figura 43 com os valores de vazões mássicas de vapor e de consumo de bagaço em kg/h. Além da substituição da caldeira outra alteração muito importante é que o gerador instalado foi desativado e toda a energia elétrica produzida pela usina passa a ser produzida por um gerador novo. Pela figura pode-se observar que todo o bagaço produzido, a uma taxa de 132.353 kg/h, da moagem de 490 toneladas de cana por hora, é levado diretamente à caldeira e, portanto, assim como no Caso 2, não há sobra de bagaço.

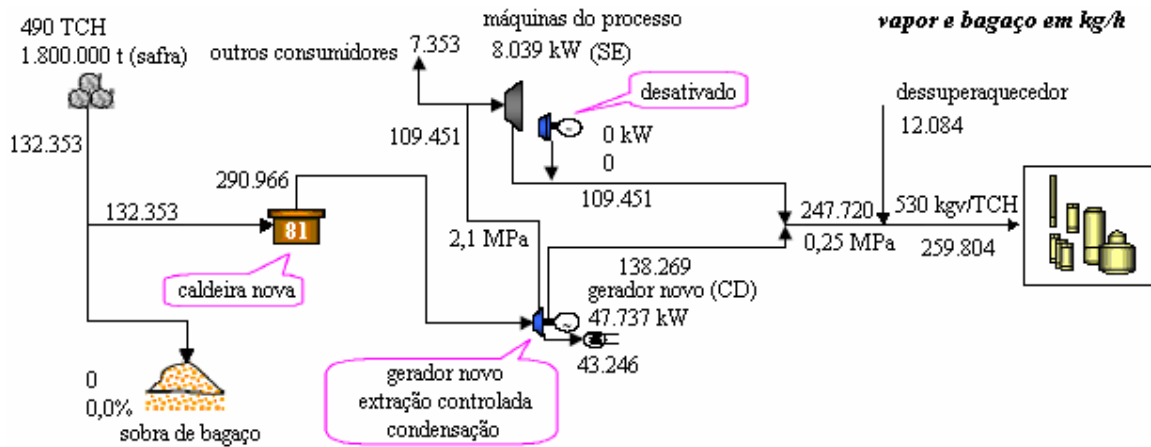


Figura 43: Fluxograma da Usina no Caso 3 (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002)

A turbina do gerador novo possui duas extrações controladas. Na primeira extração (estado do vapor 3), o vapor a alta pressão (2,1 MPa), conforme FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002), vai direto para a turbina das máquinas do processo. Na segunda extração (estado do vapor 4), o vapor a pressão intermediária (0,25 MPa) é misturado ao vapor que sai da turbina das máquinas do processo (estado do vapor 6), na câmara de mistura, dando origem ao vapor no estado do vapor 8. Essa mistura é dirigida ao processo de fabricação de açúcar e álcool, passando antes por um dessuperaquecedor. Na saída da turbina (estado do vapor 5), o vapor a baixa pressão (0,01 MPa), entra num condensador.

Sendo assim, a turbina do gerador novo, que no Caso 2 gerava 15.412 kW, agora passa a gerar 47.737 kW, ou seja, a potência elétrica desta turbina triplicou.

No fluxograma da Figura 44, feito com base na Figura 43 está indicado os dados conhecidos do sistema: vazão mássica de água de alimentação da caldeira e consumo de bagaço (em kg/s), temperatura (em °C) e pressão (em MPa). Foi representada na figura uma câmara de mistura não indicada na Figura 43. O sistema termodinâmico a ser estudado é o indicado por uma linha tracejada na Figura 44.

Assim como nos casos anteriores, para fazer os balanços de massa e de energia para o sistema, assim como para a realização dos cálculos das taxas de exergia, foram feitos balanços individuais

para cada componente do sistema, considerando que todos os componentes trabalham em regime permanente. Para maiores detalhes, consultar a memória de cálculo no Apêndice 3.

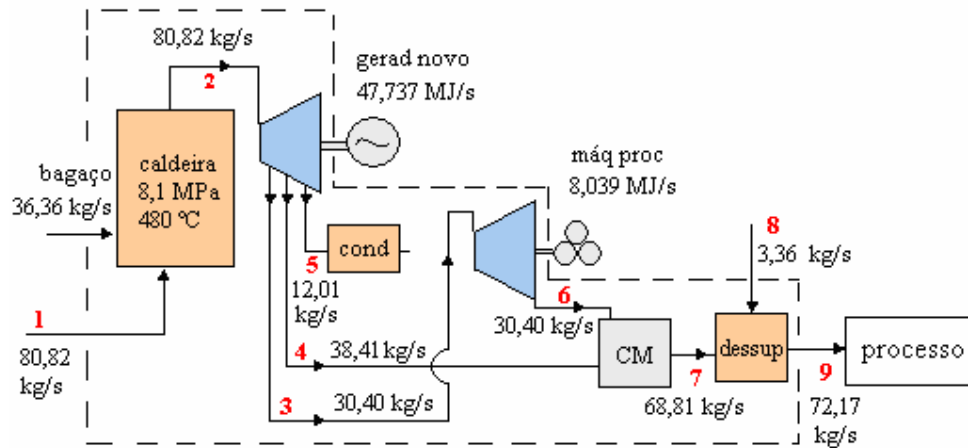


Figura 44: Fluxograma para análise da Usina no Caso 3, com indicação dos estados do fluido de trabalho, vazões mássicas e potências.

A Tabela 16 fornece os resultados das análises energéticas e exergéticas para o Caso 3. Os valores apresentados nas colunas da tabela correspondem ao estado do fluido de trabalho, pressão, temperatura, título, entalpia específica, entropia específica, potência térmica, taxa de exergia, vazão mássica e fase do fluido.

A Figura 45 mostra as taxas de energia para o Caso 3 e as eficiências energéticas de cada equipamento, assim como a eficiência energética da co-geração dessa usina.

Eficiência energética da caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_b \times PCI} = \frac{80,82 \text{ kg/s} \times (3.347 \text{ kJ/kg} - 446 \text{ kJ/kg})}{36,76 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}} = \frac{234,5 \text{ MJ/s}}{277,0 \text{ MJ/s}} = 84,6\%$$

Eficiência energética da co-geração:

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_9}{\dot{m}_b \times PCI + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_8} = \frac{(47,737) + 8,039 + 187,6}{36,76 \times 7,536 + 36,0 + 0,4} = \frac{243,4 \text{ MJ/s}}{313,4 \text{ MJ/s}} = 77,7\%$$

onde \dot{Q}_9 é a taxa de energia térmica requerida pelo processo de produção de açúcar e álcool e

\dot{Q}_1 e \dot{Q}_8 as taxas de exergia da água de alimentação da caldeira e da água que entra no dessuperaquecedor, respectivamente.

Tabela 16: Propriedades termodinâmicas para o Caso 3

Est	p (MPa)	T (°C)	x (%)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)	\dot{Q} (MJ/s)	\dot{B} (MJ/s)	\dot{m} (kg/s)	Fase
1	8,10	105	-	446	1,357	36,0	3,7	80,82	Líqu. comp.
2	8,10	480	-	3.347	6,651	270,5	110,6	80,82	Vap. sup
3I	2,10	279	-	2.971	6,651	90,3	30,2	30,40	Vap. sup
3R	2,10	308	-	3.038	6,770	92,4	31,1	30,40	Vap. sup
3'I	2,10	279	-	2.971	6,651	240,1	80,2	80,82	Vap. sup
3'R	2,10	308	-	3.038	6,770	245,5	82,8	80,82	Vap. sup
3''I	2,10	279	-	2.971	6,651	149,8	50,0	50,42	Vap. sup
3''R	2,10	308	-	3.038	6,770	153,2	51,6	50,42	Vap. sup
4I	0,25	127	94,8	2.604	6,770	100,0	22,7	38,41	L + V
4R	0,25	127	98,3	2.680	6,961	102,9	23,4	38,41	L + V
4'I	0,25	127	94,8	2.604	6,770	131,3	29,7	50,42	L + V
4'R	0,25	127	98,3	2.680	6,961	135,1	30,7	50,42	L + V
4''I	0,25	127	94,8	2.604	6,770	31,3	7,1	12,01	L + V
4''R	0,25	127	98,3	2.680	6,961	32,2	7,3	12,01	L + V
5I	0,01	46	84,2	2.205	6,961	26,5	1,6	12,01	L + V
5R	0,01	46	87,6	2.288	7,220	27,5	1,7	12,01	L + V
6I	0,25	127	94,8	2.604	6,770	79,2	17,9	30,40	L + V
6R	0,25	154	-	2.773	7,188	84,3	19,3	30,40	Vap. sup
7	0,25	129	-	2.721	7,063	187,3	42,7	68,81	Vap. sup
8	0,33	25	-	105	0,367	0,4	0,0	3,36	Liq comp
9	0,25	127	94,6	2.599	6,758	187,6	42,5	72,17	L + V

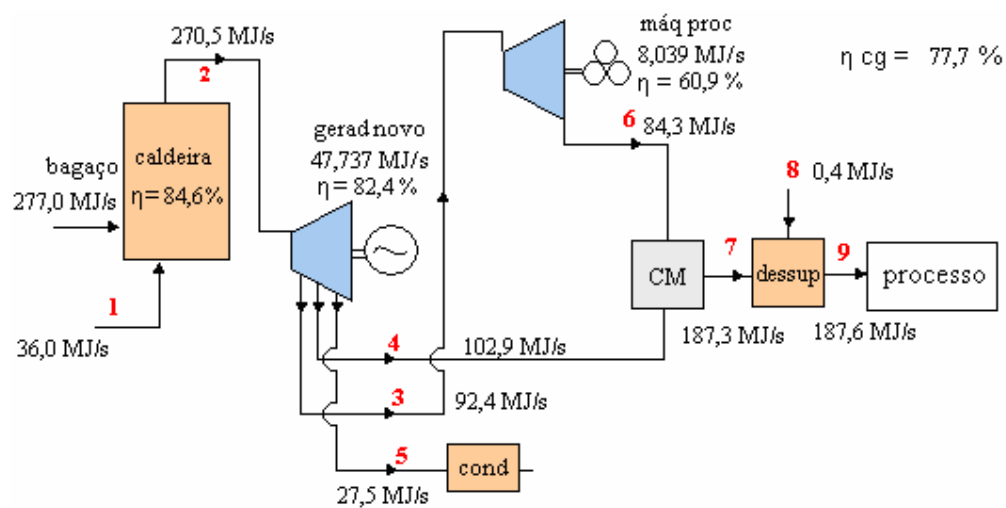


Figura 45: Balanço energético e eficiência energética para o Caso 3

A eficiência energética da co-geração para o Caso 3 (84,6%) já é bem superior à do Caso 1 (69,5%), ao contrário da eficiência energética para o Caso 2, muito próxima da do Caso 1 (71,0%). Isto era esperado, devido às modificações feitas no sistema.

A Figura 46 mostra as taxas de exergia para o Caso 3 e as eficiências exergéticas de cada equipamento, assim como a eficiência exergética da co-geração dessa usina.

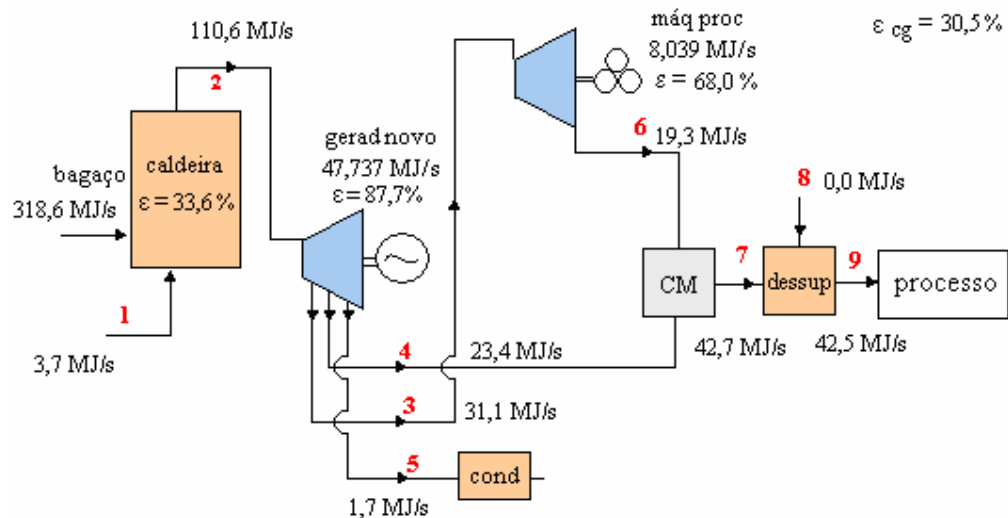


Figura 46: Taxas de exergia e eficiência exergética para o Caso 3.

Eficiência exergética da co-geração

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{B}_9}{\dot{B}_b + \dot{B}_1 + \dot{B}_8} = \frac{47,737 + 8,039 + 42,5}{318,6 + 3,7 + 0,0} = \frac{98,3 \text{ MJ / s}}{322,3 \text{ MJ / s}}$$

$$\boxed{\varepsilon_{cg} = 30,5 \%}$$

onde \dot{B}_9 é taxa de exergia requerida pelo processo de produção de açúcar e álcool, e \dot{B}_1 e \dot{B}_8 as taxas de exergia da água de alimentação da caldeira e da água que entra no dessuperaquecedor, respectivamente.

Esta é a maior eficiência exergética da co-geração dos três casos, como esperado.

As taxas de destruição de exergia por equipamento são mostradas na Tabela 17.

Tabela 17: Taxas de destruição de exergia por equipamento para o Caso 3

Equipamento	\dot{B}_d (MJ/s)	%
Caldeira	199,0	94,9
Turbina das máquinas do processo	3,8	1,8
Turbina do gerador novo	6,7	3,2
Dessuperaquecedor	0,1	0,1
Total	209,6	100,0

A caldeira contribui com 94,9 % para a destruição total de exergia, seguido da turbina das máquinas do gerador novo, com 3,2 %.

4.3.4 – Resumo dos resultados das análises energéticas e exergéticas para os três casos

Os resultados para os três casos são resumidos nas Tabelas 18 a 20, onde estão incluídas as características de desempenho do combustível e das caldeiras, bem como das turbinas e do sistema de co-geração.

Resultados para as caldeiras

A Tabela 18 apresenta as características dos combustíveis e de desempenho das caldeiras para os Casos 1, 2 e 3. Os resultados mostrados na tabela serão comparados a seguir. Nesta comparação, poderão ser incluídos dados das Tabela 12, Tabela 14 e Tabela 16, que são as tabelas de propriedades termodinâmicas de cada caso, assim como informação constante do Apêndice 3.

Comparação entre os Casos 1 e 2:

Uma diferença significativa entre os dois casos é o consumo de bagaço na caldeira, que aumentou no Caso 2 de 24.5% em relação ao Caso 1, embora o consumo específico tenha ficado constante em 2,4 kg de vapor por quilograma de bagaço queimado nos dois casos. A vazão mássica da água de alimentação da caldeira aumentou na mesma proporção que o aumento do consumo de bagaço, pois a variação da entalpia do fluido de trabalho através da caldeira foi mantida constante nos dois casos. Em vista disto, a eficiência energética e a eficiência exergética

da caldeira na sofreram alteração quando a configuração da usina mudou do Caso 1 para o Caso 2.

Tabela 18: Características de desempenho do combustível e da caldeira e dos três casos

Características do bagaço combustível	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Vazão mássica do bagaço que entra na caldeira (kg/s)	29,52	36,76	36,76
Vazão mássica do bagaço que sobra (kg/s)	7,24	0	0
PCI do bagaço (kJ/kg)	7.536	7.536	7.536
Taxa de exergia específica do bagaço (kJ/kg)	8.666	8.666	8.666
Taxa de energia do bagaço que entra na caldeira (MJ/s)	222,5	277,0	277,0
Taxa de exergia do bagaço que entra na caldeira (MJ/s)	255,8	318,6	318,6
Características de desempenho da caldeira	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Pressão na entrada (MPa)	2,1	2,1	8,1
Temperatura do vapor na saída (° C)	300	300	480
Entalpia do vapor na saída da caldeira (kJ/kg)	3.021	3.021	3.347
Vazão mássica de água que atravessa a caldeira (kg/s)	70,85	88,23	80,82
Taxa de calor recebido pela água (MJ/s)	182,7	227,5	234,5
Taxa de energia térmica perdida (MJ/s)	39,7	49,5	42,6
Taxa de exergia que acompanha a transferência de calor (MJ/s)	11,8	14,7	12,6
Eficiência energética da caldeira (%)	82,1	82,1	84,6
Eficiência exergética da caldeira (%)	27,0	27,0	33,6
Taxa de destruição de exergia (MJ/s)	174,9	217,8	199,0

A Figura 47 mostra a variação do desempenho da caldeira nos três casos.

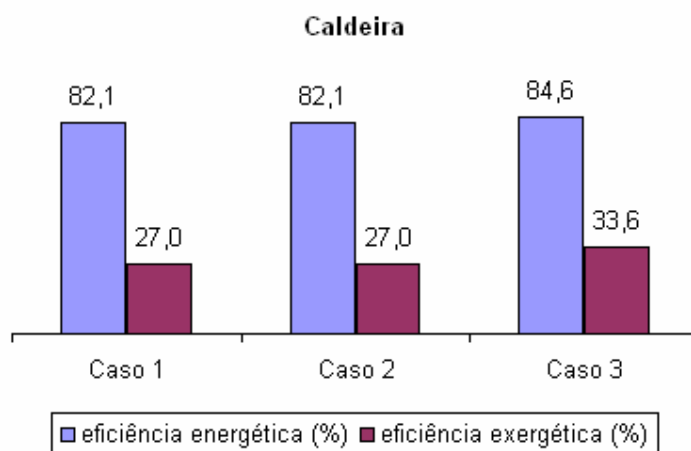


Figura 47: Eficiências energéticas e exergéticas das caldeiras

Comparação entre os Casos 1, 2 e 3:

A mudança mais significativa do Caso 3, comparado ao Caso 1 (e ao Caso 2), é a mudança da caldeira para uma de mais alta pressão. O consumo específico de bagaço (2,2 kg de bagaço por quilograma de vapor produzido) diminuiu em cerca de 0,83% em relação aos Casos 1 e 2, mostrando uma pequena melhoria no desempenho da caldeira a alta pressão em termos de taxa de produção de vapor por quantidade de bagaço consumido.

Ambas as eficiências energética e exergética da caldeira para o Caso 3 aumentaram de modo significativo em comparação com os Casos 1 e 2 (Figura 47), mostrando o melhor desempenho da caldeira de alta pressão.

Como citado anteriormente, os dois tipos de caldeira apresentaram uma eficiência energética dentro da gama de eficiências encontrada na literatura para caldeiras usadas no setor sucroalcooleiro.

O aumento na pressão e na temperatura do vapor na saída da caldeira no Caso 3, comparado aos Casos 1 e 2, possibilitou uma maior diferença de entalpia entre o vapor produzido e a água de alimentação (considerando que a temperatura de entrada é sempre a mesma) e um aumento da ordem de 54% na variação da taxa de exergia recebida pela água de alimentação para a vaporização.

As eficiências exergéticas das caldeiras são bem inferiores às eficiências energéticas.

A caldeira para o Caso 3 apresentou as maiores eficiências energética e exergética e, portanto ela é a caldeira com melhor desempenho, como esperado.

Resultados para as turbinas

É importante considerar que, nas análises, o processo de conversão de energia numa turbina foi considerado adiabático, isto é, não há perda de calor na turbina. Isso significa que a redução de energia térmica na turbina é exatamente igual à geração de trabalho mecânico. Do ponto de vista da energia, a conversão ocorre com um desempenho perfeito. Entretanto, do ponto de vista da

exergia, a situação é completamente diferente. A exergia (ou potencial de trabalho) do vapor expandindo na turbina não é totalmente convertida em trabalho mecânico, pois uma parte da taxa de exergia é consumida no processo. Assim, o processo na turbina ainda tem espaço para melhorias. Em termos de utilização da exergia, o processo tem uma eficiência exérgica maior do que a eficiência isentrópica. (LI, 1995, página 91) A eficiência exérgica do processo de expansão compara o processo real com um processo reversível com mesmos estados do vapor na entrada e na saída da turbina, enquanto a eficiência isentrópica compara um processo isentrópico começando do mesmo estado na entrada da turbina, mas terminando num estado diferente na saída, embora a pressão seja a mesma do processo real. (KOTAS, 1995, página 100).

A eficiência isentrópica não tem significado físico, podendo-se dizer apenas, que o trabalho real da turbina está afastado do trabalho do processo ideal isentrópico de uma quantidade medida pela eficiência isentrópica. Os processos real e ideal são distintos, portanto a eficiência isentrópica usada para acoplá-los é arbitrária.

A Tabela 19 apresenta as características de desempenho das turbinas para os três casos estudados.

A Figura 48 apresenta as eficiências isentrópicas das turbinas para os casos 1, 2 e 3.

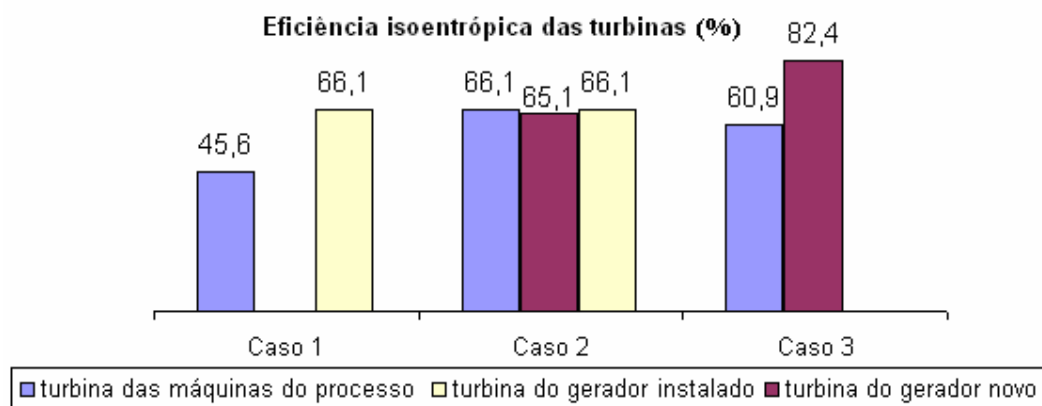


Figura 48: Eficiências energéticas (ou isentrópicas) das turbinas

Tabela 19: Características de desempenho das turbinas dos Casos 1, 2 e 3
(Trabalhos e destruições de exergia em termos de taxas de energia ou exergia)

Características de desempenho da turbina das máquinas do processo	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Potência mecânica produzida (kW)	8.039	8.039	8.039
Pressão na entrada (MPa)	2,1	2,1	2,1
Temperatura na entrada (° C)	300	300	308
Tipo de turbina	Contrapressão	Contrapressão	Contrapressão
Trabalho real (MJ/s)	8,039	8,039	8,039
Trabalho reversível (MJ/s)	17,6	12,2	13,2
Trabalho disponível (MJ/s)	15,0	11,1	11,8
Destruição de exergia (MJ/s)	6,9	3,1	3,8
Trabalho perdido (MJ/s)	9,6	4,1	5,2
Eficiência isentrópica (%)	45,6	66,1	60,9
Eficiência exergetica (%)	53,6	72,3	68,0
Características de desempenho da turbina do gerador instalado	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Potência elétrica produzida (kW)	6.373	6.373	-
Pressão na entrada (MPa)	2,1	2,1	-
Temperatura na entrada (° C)	300	300	-
Tipo de turbina	Contrapressão	Contrapressão	-
Trabalho real (MJ/s)	6,373	6,373	-
Trabalho reversível (MJ/s)	9,6	9,6	-
Trabalho disponível (MJ/s)	8,8	8,8	-
Taxa de destruição de exergia (MJ/s)	2,4	2,4	-
Trabalho perdido (MJ/s)	3,3	3,3	-
Eficiência isentrópica (%)	66,1	66,1	-
Eficiência exergetica (%)	72,3	72,3	-
Características de desempenho da turbina do gerador novo	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Potência elétrica produzida (kW)	-	15.412	47.737
Pressão na entrada (MPa)	-	2,1	8,1
Temperatura na entrada (° C)	-	300	480
Tipo de turbina	-	Extração controlada e condensação	Extração controlada e condensação
Trabalho real (MJ/s)	-	15,412	47,737
Trabalho reversível (MJ/s)	-	23,7	58,0
Trabalho disponível (MJ/s)	-	22,1	54,4
Destruição de exergia (MJ/s)	-	6,7	6,7
Trabalho perdido (MJ/s)	-	8,2	10,2
Eficiência isentrópica (%)	-	65,1	82,4
Eficiência exergetica (%)	-	69,8	87,7

Pela tabela, observa-se que os trabalhos reversíveis são maiores do que os disponíveis. De acordo com (LI, 1995, página 91), isso acontece porque, como o processo é considerado adiabático,

então não há perda de calor na turbina. Isso significa que a redução da energia térmica é exatamente igual ao trabalho mecânico gerado e, portanto, do ponto de vista energético a conversão acontece de maneira perfeita. Entretanto, do ponto de vista exergético, a situação é completamente diferente. Nem toda a exergia do fluxo é convertida em trabalho mecânico, parte dela é consumida no processo, o que significa dizer que o processo da turbina pode ser melhorado. Por exemplo, a turbina do gerador novo do Caso 3 apresenta um trabalho reversível de 58,0 MJ/s, que por sua vez é maior que o trabalho disponível de 54,4 MJ/s. Em termos de utilização da exergia, esse processo tem uma eficiência de 87,7%. Essa eficiência não tem um significado físico, diz apenas que o trabalho real da turbina está a 87,7% do trabalho do processo ideal, ou seja, do processo que vai da entrada da turbina até a saída isentropicamente. O processo real e o isentrópico são diferentes, entretanto, a eficiência da primeira lei usada para acoplá-los é arbitrária por natureza.

Análises energéticas

Os resultados mostrados na Figura 48 serão a seguir comparados e discutidos:

Comparação entre os Casos 1 e 2

1) Turbina das máquinas de processo

A eficiência isentrópica da turbina das máquinas do processo aumentou no Caso 2 em comparação com o Caso 1, pois apesar do estado do fluido de trabalho ter sido mantido o mesmo na entrada da turbina, parte do vapor foi desviado para a turbina do gerador novo. Como a potência da turbina foi mantida constante, a menor vazão de vapor através da mesma implicou maior entalpia específica do vapor na saída. Sendo assim, a taxa de trabalho reversível por unidade de vazão mássica diminuiu no Caso 2 em relação ao Caso 1, fazendo com que o trabalho reversível ficasse mais próximo do trabalho real.

2) Turbina do gerador instalado

A eficiência isentrópica da turbina do gerador instalado no Caso 2 é igual à do Caso 1, pois a potência da turbina não mudou e o estado do vapor na entrada da turbina e a vazão mássica são as mesmas do Caso 1.

Comparação entre os Casos 2 e 3

1) Turbina das máquinas de processo

Em comparação com o Caso 1, a eficiência isentrópica da turbina teve um acréscimo por razão similar à do Caso 2.

A eficiência isentrópica da turbina das máquinas do processo diminuiu no Caso 3, em comparação com a do Caso 2, pois apesar do estado do fluido de trabalho ter sido mantido praticamente o mesmo na entrada da turbina, a vazão de vapor através desta turbina aumentou. Como a potência da turbina não mudou, a maior vazão de vapor na entrada da turbina implicou maior entalpia específica na saída. Sendo assim, a taxa de trabalho reversível por unidade de vazão mássica aumentou no Caso 3 fazendo com que o trabalho reversível ficasse mais afastado do trabalho real.

2) Turbina do gerador novo

A eficiência isentrópica no Caso 3 aumentou de modo significativo comparada com a do caso 2, pois o estado vapor na entrada da turbina é definido por uma pressão e uma temperatura mais altas e, conseqüentemente, uma entalpia específica também mais alta. Além disso, todo o vapor produzido na caldeira é dirigido para esta turbina. Como a turbina tem três estágios de expansão, a saída do vapor se dá em duas extrações controladas (ao invés de uma, como no Caso 2). Além disso, o vapor na saída da turbina segue para um condensador, o que significa dizer que a pressão na saída é praticamente zero, fazendo com que a variação da pressão entre a entrada e a saída seja maior.

Análises exergéticas

A Figura 49 apresenta as eficiências exergéticas das turbinas para os três casos. Os resultados são comparados e discutidos a seguir.

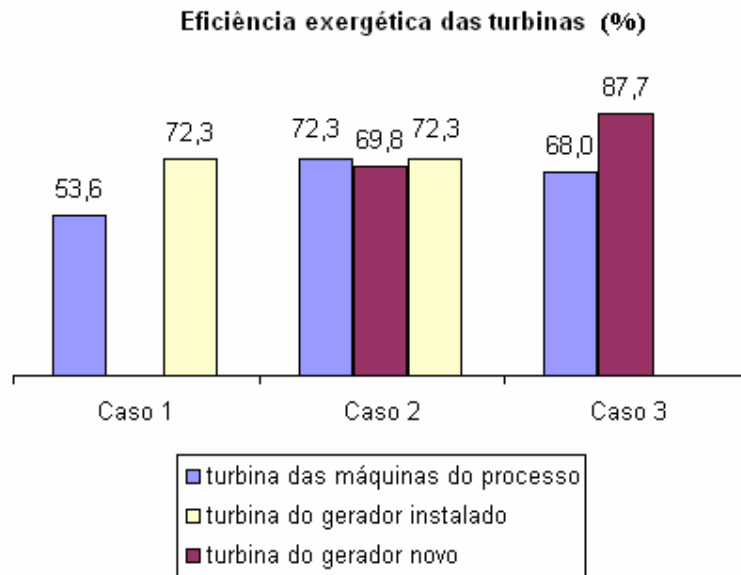


Figura 49: Eficiências exergeticas das turbinas

Comparação entre os Casos 1 e 2

1) Turbina das máquinas de processo

A eficiência exergetica aumentou porque o trabalho disponível diminuiu e o trabalho real é o mesmo nos dois casos. O trabalho disponível diminuiu porque a vazão mássica do fluido de trabalho diminuiu.

2) Turbina do gerador instalado

A eficiência exergetica se manteve a mesma porque o trabalho disponível, o trabalho real e a vazão mássica do fluido de trabalho através da turbina não mudaram de um caso para o outro.

Comparação entre os Casos 2 e 3

1) Turbina das máquinas de processo

A eficiência exergética diminuiu porque o trabalho disponível aumentou no Caso 3 e o trabalho real foi o mesmo nos dois casos. O trabalho disponível aumentou porque a vazão mássica do fluido de trabalho aumentou.

2) Turbina do gerador novo

A eficiência exergética da turbina do gerador novo aumentou no Caso 2, pois, embora o trabalho disponível tenha sido maior do que no caso 2, o trabalho real no caso 3 aumentou bem mais.

Resultados para os sistemas de co-geração

A Tabela 20 apresenta o desempenho dos principais componentes do sistema de co-geração, que são as caldeiras e as turbinas de potência elétrica. Nesta tabela:

- *Eficiência elétrica total da co-geração* é a razão entre a eletricidade líquida gerada (isto é, aquela excedente ao consumo próprio da usina) e a energia total do combustível consumido na caldeira; uma medida da conversão de energia do combustível em eletricidade.
- *Eficiência energética total da co-geração*: é a razão (eletricidade total gerada + energia do vapor para o processo + trabalho mecânico útil + energia do vapor para “outros consumidores”)/(energia do combustível + energia da água que entra na caldeira + energia da água que entra no dessuperaquecedor).
- *Eficiência exergética total da co-geração*: é a razão (exergia da eletricidade total gerada + exergia do vapor para o processo + exergia do trabalho mecânico útil)/exergia total do combustível consumido na caldeira.
- *Razão potência/calor*: é a razão entre a produção de potência elétrica total do sistema de co-geração e o calor útil consumido no processo de fabricação de açúcar e álcool.

A energia do combustível foi calculada com base no poder calorífico inferior.

Tabela 20: Características de desempenho da caldeira e das turbinas a vapor de geração de energia elétrica nos sistemas de co-geração estudados

Parâmetros de desempenho do sistema de co-geração	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Potência elétrica produzida (kW)	6.373	21.785	47.737
Energia do vapor para o processo (MJ/s)	193,8	188,8	187,6
Exergia do vapor para o processo (MJ/s)	44,0	42,8	42,5
Eficiência elétrica total da co-geração (%)	0	5,6	14,9
Eficiência energética total da co-geração (%)	69,5	71,0	77,7
Eficiência exergética total da co-geração (%)	18,8	23,2	30,5
Razão potência/calor (%)	3,3	11,5	25,4

A Figura 50 mostra de forma gráfica os valores encontrados na Tabela 20 para a eficiência elétrica total da co-geração, eficiência energética total da co-geração, eficiência exergética total da co-geração e razão potência/calor.

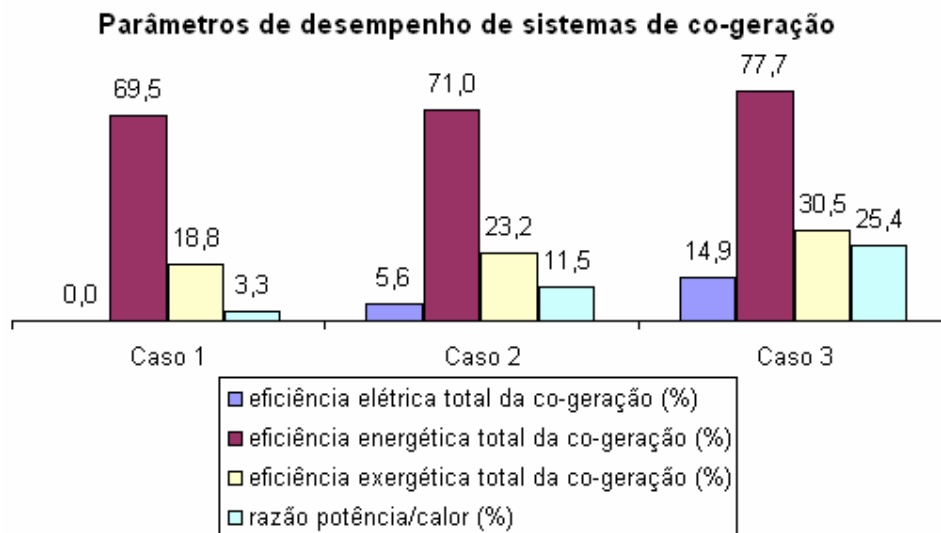


Figura 50: Parâmetros de desempenho de sistemas de co-geração

A eficiência elétrica da co-geração para o Caso 3 é a maior das três, sendo que para o Caso 1 é zero, pois toda a energia elétrica gerada é consumida na própria usina.

A eficiência energética da co-geração aumentou do Caso 1 para o Caso 2, em particular, porque a energia contida no combustível de alimentação da caldeira aumentou (todo o bagaço gerado foi consumido na caldeira) e a energia útil produzida na caldeira aumentou em consequência. A eficiência energética da co-geração aumentou do Caso 2 para o Caso 3, em particular, porque a energia útil aumentou significativamente devido à mudança da caldeira (pressão mais alta); a energia contida no combustível foi a mesma em ambos os casos.

A eficiência exergética total da co-geração aumentou do Caso 1 para o Caso 2 e do Caso 2 para o Caso 3, porque a exergia na saída do processo foi aumentada em cada mudança de configuração.

Pela Figura 50, observa-se claramente que a eficiência elétrica total da co-geração, inicialmente nula, foi aumentando na medida em que mudanças foram sendo feitas na configuração do sistema de co-geração para os Casos 2 e 3. Ou seja, foi-se produzindo uma quantidade de energia elétrica líquida maior com base na energia contida no combustível de alimentação da caldeira (bagaço). O aumento foi também observado na eficiência energética da co-geração. Inicialmente, quando parte do bagaço era deixado de ser queimado, o sistema apresentou uma eficiência energética da co-geração mais baixa. Mas, com a mudança de caldeira para uma a alta pressão e a melhora na configuração do sistema, a eficiência energética aumentou.

Os resultados para a eficiência exergética confirmam que, de fato, o desempenho do sistema de co-geração melhorou, com as configurações dos Casos 2 e 3, em relação ao Caso 1 (usina típica – configuração atual).

A razão entre potência e calor também aumentou nos dois Casos 2 e 3, indicando que, com as modificações na configuração do sistema de co-geração da usina típica, as potências elétrica e mecânica cada vez maior através do calor entregue ao sistema. Conclui-se, portanto, que o Caso 3 implica de fato em melhoria significativa, pois este apresenta maior eficiência elétrica total da co-geração, eficiência energética total da co-geração, eficiência exergética total da co-geração e maior razão potência/calor.

A Figura 51 apresenta as eficiências energéticas e exergéticas da co-geração calculadas para os três casos.

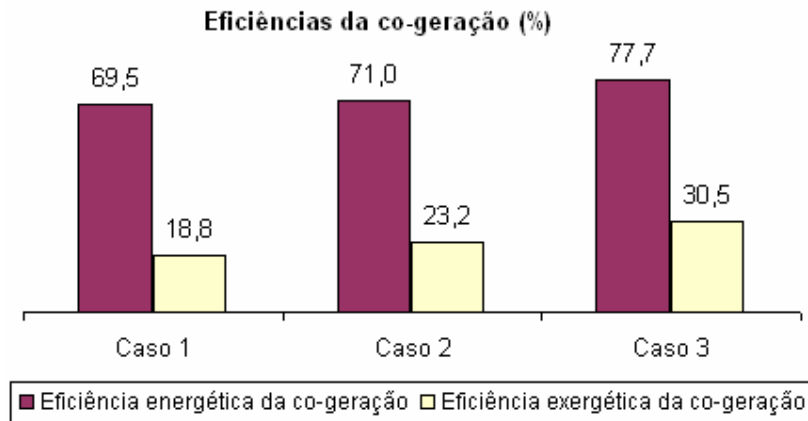


Figura 51: Eficiências energéticas e exérgicas da co-geração

Pela figura, pode-se concluir que o Caso 3 implica de fato em melhoria significativa, pois este apresenta maior eficiência exérgica da co-geração. Isso significa dizer que, dos três casos estudados, o Caso 3 é o que apresenta uma menor quantidade de fenômenos irreversíveis, pois estes aumentam a imperfeição dos processos. As eficiências exérgicas dos casos 1 e 2 permitiram avaliar as possibilidades de modificações do sistema de produção visando aumentar a eficiência.

Entre essas modificações podem ser citadas a queima de todo o bagaço para a geração de energia elétrica, o que dá uma disposição final mais nobre ao bagaço excedente produzido, com a consequente redução de rejeitos para o meio ambiente. O aumento da eficiência exérgica da co-geração significa que é possível utilizar melhor, ou seja, produzir uma quantidade maior de potência elétrica e térmica a partir de uma mesma quantidade de insumo, e isso é muito importante porque reduz a extração de recursos naturais minimizando a degradação ambiental e reservando-os para o aproveitamento de gerações futuras. Mas é necessária uma análise de custo e benefício para decidir se a realização de tais aperfeiçoamentos é razoável ou não.

A Figura 52 apresenta a destruição de exergia por equipamento e a destruição de exergia total, calculadas para os três casos.

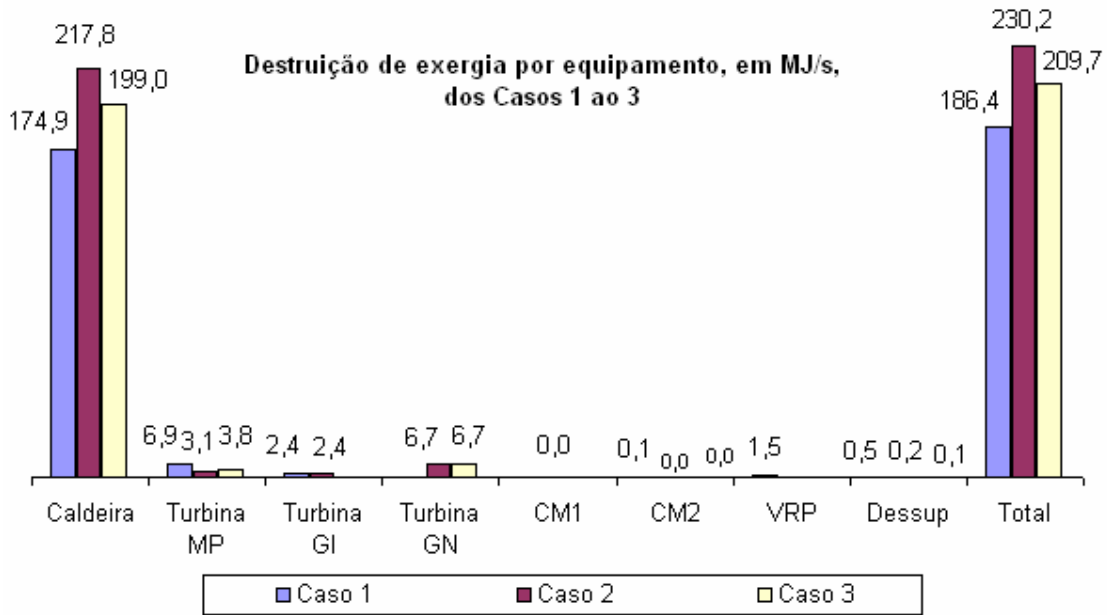


Figura 52: Destruição de exergia por equipamento

Pela figura fica evidente que o equipamento crítico, ou seja, aquele que apresenta a maior destruição de exergia, em todos os casos é a caldeira. Em seguida, vêm as turbinas, com uma destruição bem menos significativa do que a da caldeira. Portanto, a caldeira é o equipamento onde se deve dar mais atenção na busca de melhoria do desempenho (redução de irreversibilidades).

A eficiência energética das caldeiras dos Casos 1, 2 e 3 é alta. Entretanto, o a destruição de exergia nas caldeiras é também significativa demonstrando que cerca de 66,4 % em média (corresponde à média dos valores de \dot{B}_a/\dot{B}_b dos três casos) da exergia do combustível foi destruída. Segundo CORTEZ e GÓMEZ, 1998, cerca de 70 % da exergia do combustível (bagaço) é destruída no processo de combustão.

Segundo CORTEZ e GÓMEZ, 1998, é necessário que haja maiores pesquisas para investigar as causas das irreversibilidades e para determinar oportunidades econômicas de reduzi-las. A análise exérgica se tornará uma ferramenta eficaz de otimização quando a eletricidade excedente gerada se tornar mais realística ou quando houver oportunidades mais atrativas para economizar o bagaço.

5 – CONCLUSÕES

Muitos autores têm estudado e desenvolvido métodos para conduzir uma análise termodinâmica. Entretanto, a maioria dos trabalhos publicados é baseada na primeira lei da termodinâmica. A principal desvantagem desses métodos é que eles são baseados em aproximações quantitativas e não consideram que a qualidade da energia vai sendo degradada após cada transformação. O processo de co-geração no setor sucroalcooleiro foi estudado e avaliado, utilizando-se a primeira e a segunda lei da termodinâmica combinadas.

Foram avaliados o desempenho de diferentes configurações de sistema de co-geração, isto é, de geração simultânea de trabalho mecânico, energia elétrica e calor para o processo de produção de açúcar e álcool, para uma usina típica (Casos 1, 2 e 3) e também para uma usina real (Coruripe, filial de Campo Florido), com diferentes equipamentos: caldeiras de baixa ou alta pressão, turbinas a contrapressão e turbinas com extração controlada com condensação, válvula redutora de pressão, etc.

Os resultados obtidos da análise para a usina real (Coruripe) mostraram-se adequados. Eles validam o método e, portanto, os resultados obtidos para as três configurações do sistema de co-geração estudados para uma usina típica (Casos 1, 2 e 3).

O Caso 1 apresenta a configuração de uma usina sucroalcooleira típica com turbina a baixa pressão (2,1 MPa) onde parte do bagaço não é utilizada como combustível na caldeira e toda a energia elétrica gerada é também consumida no processo de geração de açúcar e álcool. O Caso 2 refere-se a uma melhoria do Caso 1, onde todo o bagaço é utilizado na caldeira e a válvula redutora de pressão foi substituída por uma turbina que gera uma quantidade de energia elétrica excedente e pode ser vendida. Já no Caso 3, as mudanças mais significativas com referência aos Casos 1 e 2 são, respectivamente, o aumento da pressão na caldeira (8,1 MPa) e, que todo o vapor de alta pressão vai direto para a turbina do gerador de energia elétrica (turbina de extração controlada)

Apesar de os desempenhos, em termos da eficiência energética total da co-geração (análise com a primeira lei da termodinâmica), serem muito próximos um do outro nos Casos 1 e 2 (eficiência no Caso 2 cerca de 2% superior à do Caso 1), verifica-se que o desempenho no Caso 2, em

termos de eficiência exergetica total da co-geração (análise combinada com a primeira e a segunda lei) tem um aumento considerável (cerca de 23% superior à do Caso 1).

O Caso 2 em comparação com o Caso 1 mostra, além disto, que a eficiência elétrica total da co-geração tem um aumento de 5,6% e a razão potência/calor necessário ao processo de produção de açúcar e álcool é multiplicado por um fator de 3,5.

Do acima dito, pode-se concluir que as mudanças feitas na usina típica (Caso 1) para adequar o sistema de co-geração à configuração da usina do Caso 2, são do ponto de vista termodinâmico compensadoras. Restaria avaliar as mudanças do ponto de vista econômico, o que foge do escopo desta dissertação.

A eficiência energética total da co-geração aumentou em cerca de 12% no Caso 3 em comparação com a do Caso 1 e em 9,4% na comparação com o Caso 2. A melhoria no desempenho em termos da eficiência exergetica para o Caso 3 mostra aumentos da ordem de 62% e 31%, em comparação com os Casos 1 e 2, respectivamente.

Isto implica que, as mudanças feitas no sistema de co-geração da usina típica (Caso 1) ou no da usina do Caso 2, para adequá-las à configuração do sistema de co-geração do Caso 3 são de fato compensatórias.

As mudanças na usina típica (Caso 1) ou na usina com a configuração do Caso 2, caracterizada principalmente pela substituição da caldeira de 2,1 MPa por uma caldeira a alta pressão (8,1 MPa) e pela substituição da turbina do gerador elétrico, são bastante significativas para o aumento do desempenho da co-geração. O estudo mostrou que, do ponto de vista termodinâmico, as mudanças são compensadoras.

Os resultados das análises exergeticas mostram ainda que há potencial para melhorias. A caldeira é o equipamento que possui a maior destruição de exergia e também a menor eficiência exergetica. A destruição de exergia se dá principalmente na caldeira (como era de se esperar) e na turbina, com predominância significativa na caldeira (estimada em 2/3 da exergia do combustível). Sabe-se que grande parte da exergia do combustível é destruída no processo de combustão (da ordem de 70 %).

O método de análise usado neste trabalho permitiu avaliar a importância de se considerar na análise de desempenho do sistema de co-geração tanto a primeira lei como a segunda lei da termodinâmica. Com isto o objetivo proposto para o estudo se concretizou.

É importante ressaltar que os resultados quantitativos obtidos são válidos para a base de dados utilizada neste estudo. Qualitativamente, os resultados aplicam-se para qualquer usina de produção de açúcar e álcool

5.1 – Sugestões para complementação do trabalho

Seria importante realizar um estudo específico para avaliar se é melhor usar como combustível, o bagaço úmido e/ou o bagaço seco, já que, o bagaço seco tem maior exergia. Para tanto seria necessário levar em consideração os processos de secagem do bagaço e avaliar a viabilidade do emprego do bagaço seco.

Seria também importante avaliar o aproveitamento exergético da palha, já que esta possui um poder calorífico inferior superior ao do bagaço.

Fazer uma comparação detalhada do desempenho, sob a luz da termodinâmica, entre os casos analisados e a tecnologia BIG/GT poderia ser também um complemento ao presente trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AIAA: Associação das Indústrias de Açúcar e Alcool, SINDAÇUCAR/MG: Sindicato da Indústria do Açúcar no Estado de Minas Gerais, SIAMIG: Sindicato da Indústria da Fabricação do Alcool no Estado de Minas Gerais. Informativo 2005.

ANEEL Agência Nacional de Energia Elétrica **Medidas mitigadoras para a redução de emissão de gases de efeito estufa na geração termelétrica.** São Paulo, 2000. 219p. (apostila)

ASSIS, Pedro E. P. **Co-geração no setor sucroalcooleiro** [mensagem pessoal] São Paulo. 7 p. Mensagem recebida por eng@pasys.com.br em 28 jun. 2004.

BAPTISTA, B. de S., MARTINS, B. F. L. **Sistemas térmicos I: trocadores de calor.** Belo Horizonte, UFMG, junho de 2002. Disponível em: <http://www.demec.ufmg.br/port/d_online/diario/EMA003/diario/dia020604.doc>. Acesso em 23 de fevereiro de 2005.

BEN 2005. **Balanco Energético Nacional 2005 (ano base 2004).** Ministério de Minas e Energia (MME). Disponível em <www.mme.gov.br>. Acesso em 13 de fevereiro de 2006.

BOISSENIN, Y. **Cogeneration and energy savings**, 1992. Apud ELETROBRAS, Centrais Elétricas Brasileiras. **Estimativa do potencial de co-geração no Brasil.** Eletrobrás, 1999. 56 p. (citação de citação)

CATT2. Computer Aided Thermodynamic Table 2. Versão 1.0a. WYLEN, J. and Sons, Inc. 1996.

CELULOSE ON LINE. Palestra: **Dessuperaquecedores.** São Paulo. Fevereiro, 2004. Disponível em: <<http://www.celuloseonline.com.br/noticia/noticia.asp?pagina=2&idnoticia=3275&iditem=40>>. Acesso em 23 de fevereiro de 2005.

CEMIG. Companhia Energética de Minas Gerais. **Setor sucroalcooleiro – MG.** Belo Horizonte, 1992, 4 p.

CEPEL. **Manual de aplicação de sistemas descentralizados de geração de energia elétrica para projetos de eletrificação rural.** São Paulo: Energia biomassa, versão 1, 2000. (apostila)

COELHO, Suani Teixeira. **Mecanismos para implementação da co-geração de eletricidade a partir de biomassa. Um modelo para o estado de São Paulo.** 1999. 278f. Tese (Doutorado em Energia) – Programa Interunidades De Pós-Graduação em Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999. Disponível em: <<http://www.iee.usp.br/biblioteca/producao/1999/teses/suani.PDF>> Acesso em 10 jul. 2004

COPPE/UFRJ, Instituto Alberto Luiz Coimbra de pós-graduação e pesquisa em engenharia. MAGRINI A. (Coord.). **Monitoração de Emissões de Gases de Efeito Estufa em Usinas Termelétricas no Brasil;** Fase de Diagnóstico. Rio de Janeiro, Dez. 2001. Disponível em: <<http://www.mct.gov.br/clima/brasil/pdf/coppe.pdf>>

CORTEZ, L. A. B., GÓMEZ. A method for exergy analysis of sugarcane bagasse boilers. **Brazilian journal of chemical engineering,** São Paulo, v. 15, n. 1, mar.1998. (paper)

CORURIFE em manchete, filial Campo Florido. **Informativo da Usina Coruripe filial Campo Florido.** Número 01, Maio/Junho de 2005.

CTC, centro de tecnologia copersucar, 2003. Apud UNICA. **Potencial de co-geração com resíduos da cana-de-açúcar, sua compatibilidade com o modelo atual.** São Paulo, 2002b. Disponível em http://www.unica.com.br/files/palestras/potencial_cogeracao.pdf Acesso em 14 out, 2004. (apresentação de slides)

DATAGRO, Fortnightly newsletter on the sugar and biomass ethanol agrobusiness. No. 09, ano 2003. (jornal)

DOEHLER, Flávio Dutra. **Uso de energia no setor industrial;** sub-setor sucroalcooleiro. universidade federal de minas gerais – ufmg. Escola de engenharia. Departamento de engenharia nuclear jul. 2000. 26 p.

ECEN Economy and Energy Notícias do balanço energético MME **Biomassa e geração elétrica**. Ano 1, No 5,: Novembro-Dezembro 1997. Disponível em: <<http://ecen.com/content/eee5/biomas.htm>>. Acesso em 14 agosto, 2004.

ELETROBRÁS, Centrais Elétricas Brasileiras. **Estimativa do potencial de co-geração no Brasil**. Eletrobrás, 1999. 56 p. (livro)

ENERGIA, Secretaria de. **MANUAL de administração de energia**; caldeiras, isolamento térmico, co-geração. São Paulo: Secretaria de Energia, 2001. 29 p. Disponível em: <<http://www.energia.sp.gov.br/Publica3.htm>>. Acesso em 07 jul 2004.(apostila)

EPA, Environmental Protection Agency. **Technology characterization: gas turbines**; Virginia, 2002a. 25p.

EPA, Environmental Protection Agency. **Technology characterization: steam turbines**; Virginia, 2002b. 20p.

ESTADO DE MINAS. **Governo estuda barrar reajuste**. Caderno de Economia, de 5 de janeiro de 2006. Belo Horizonte, 2006a.

ESTADO DE MINAS. **Mais de 1 milhão de litros/dia**. Caderno de Economia, de 5 de fevereiro de 2006. Belo Horizonte, 2006b.

ESTEVES, Otávio de Avelar. **Análise exergética da produção de etanol da cana-de-açúcar**. 1996. 120f. Dissertação (Mestrado em Planejamento Energético) – Ciências e Técnicas Nucleares, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 1996.

FARIA, Virgilio Schettino. **Modelagem exergética e termoeconômica de centrais de co-geração destinadas ao setor terciário da economia com estudos de casos**. 2003. 129f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2003.

FERREIRA, S. B., PILIDIS, P. Comparison of externally fired and internal combustion gas turbines using biomass fuel. **Journal of Energy Resources Technology**. England: Asme. Vol. 123, p 291- 296, Dec 2001b. (paper)

FERREIRA, S. B., PILIDIS, P., NASCIMENTO, M. A. R. **A comparison of diferent gas turbine concepts using biomass fuel**. In: ASME TURBO EXPO 2001. New Orleans, jun 2001a. 6 p. (paper)

FERREIRA, Sandro Barros. **Thermoeconomic analysis and optimisation of biomass fuel gas turbines**. 2002. 210 f. Tese (PhD em Geração Termoelétrica) – Escola de Engenharia, Cranfield University, Inglaterra, 2002b. (Tese PhD).

FONSECA, Clênio Marcelo. Máquinas térmicas II. Belo Horizonte: IPUC, 2001.

FÓRUM DE CO-GERAÇÃO. Geração com resíduos de cana, 2002. Disponível em <http://www.inee.org.br/down_loads/forum/cogerac_cana.pdf>. Acesso em 10 jul. 2004.

KOBLITZ. **Encontro CEMIG e setor sucroalcooleiro de Minas Geais**. Maio, 2001. 20 p. (apresentação de slides).

KOTAS, T. J. **The Exergy Method of Thermal Plant Analysis**. Flórida: Krieger Publishing Company, 1995. 328p.

LEAL, Manoel Régis Lima Verde. **Processos de co-geração**; equipamentos, custos e potenciais. São Paulo: Centro de Tecnologia Copersucar. 2003. 27 p (apresentação de slides)

LI, W. K. **Applied thermodynamics: availability method and energy conversion**. New York: Normam Chigier, 1995. 368 p. (livro)

LORA, E.S., Arrieta, F.P., Carpio, R.C.C. and Nogueira, L.A.H. (2000a) **Clean Production: Efficiency and Environment**. International Sugar Journal 102, 343-351. Apud FERREIRA, Sandro Barros. Thermoeconomic analysis and optimisation of biomass fuel gas turbines. 2002. 210 f. Tese (PhD em Geração Termoelétrica) – Escola de Engenharia, Cranfield University, Inglaterra, 2002b. (Tese PhD).

MCT. Ministério da ciência e tecnologia. **Sistema Integrado de Gaseificação de Madeira para Geração de Eletricidade**. Projeto WBP/SIGAME. 2004. Disponível em <www.mct.gov.br/clima/comunic_old/sigame02.htm>. Acesso em 10 jul. 2004b. (jornal)

MME. Ministério das minas e energia. **Aproveitamento energético dos resíduos da agroindústria da cana-de-açúcar**. Rio de Janeiro: Livros técnicos e científicos, 1981. 340p. (livro)

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. 4. ed. John Willen Sans: USA, 2000. 371p (livro)

NORMA ABNT-NBR 14724:2002. **Trabalhos acadêmicos**; palestra da Biblioteca do Câmpus de Rio Claro, UNESP, 2002. Norma disponível em <<http://www.abnt.org.br>>. Acesso em 15 de outubro de 2005.

NORMA NBR 6023/2002. Disponível em:
<<http://www.cdcc.sc.usp.br/cda/sessao-astronomia/sessao-astronomia-padrao/referencia-bibliografica-ufrgs.htm>>. Acesso em 17/12/2005.

PELLEGRINI, Maria Cristina. **Inserção de centrais cogeneradoras a bagaço de cana no parque energético do estado de São Paulo**: exemplos de aplicação de metodologia para análise dos aspectos locais e de integração energética. 2002. 187f. Dissertação (Mestrado em Energia) – Interunidades de Pós-Graduação em Energia, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2002.

PRASAD, S. B. **Biomass-fired steam power cogeneration system**: a theoretical study. Energy Conversion. Vol. 36, No. I, pp. 65-77, 1995. Elsevier Science Ltd. Great Britain.

SEARS, F. W., LEE, J. F. **Termodinâmica**. 2. ed. Rio de Janeiro: Editora da Universidade de São Paulo, 1969. 667 p.(livro)

RESENDE, Maria Célia Carvalho de. **Manual de normalização de teses e dissertações (de acordo com a NBR-6023/2000)**. Belo Horizonte, Universidade Federal de Minas Gerais, Centro de Desenvolvimento e Planejamento Regional, Biblioteca 2002.

SOUZA C. E. de. Efeito Estufa I. Redução de carbono dá US\$ 3,5 bi a usinas. **DIÁRIOWEB notícias**, São José do Rio Preto, 7 de dezembro de 2003. Disponível em <http://diarioweb.terra.com.br/noticias/corpo_noticia.asp?IdCategoria=2&IdNoticia=39244&IdGrupo=1> Acesso em 05 de maio de 2005.

UNICA, União da Agroindústria Canavieira de São Paulo. **Aspectos sociais, econômicos e tecnológicos da produção de açúcar e álcool no Estado de São Paulo**. São Paulo, 2002a. (apresentação de slides)

UNICA. União da Agroindústria Canavieira de São Paulo. **Potencial de co-geração com resíduos da cana-de-açúcar, sua compatibilidade com o modelo atual**. São Paulo, 2002b. Disponível em http://www.unica.com.br/files/palestras/potencial_cogeracao.pdf Acesso em 14 out, 2004. (apresentação de slides)

UNICAMP. ROCHA, J. D.; PÉREZ, J. M. M.; CORTEZ, L.A. B. **Aspectos teóricos e práticos do processo de pirólise de biomassa**. Itajubá: UNIFEI, 2004b. (apostila)

UNICAMP WALTER, Arnaldo. **A biomassa moderna e a geração distribuída no Brasil**. 2004a. 23 p. (apresentação de slides).

WYLEN, V., SONNTAG, BORGNAKKE. **Fundamentos da Termodinâmica**. 5.ed. Michigan: Edgard Blücher Ltda, 2001. 537p (livro)

ZANARDO automação industrial. **Dessuperaquecedor de vapor série 700**. <<http://www.zanardo.com.br/Produto.asp?Serie=700>>. Acesso em 23 de fevereiro de 2005.

BIBLIOGRAFIA ADICIONAL

AGÊNCIA DE ENERGIA DE BARCELONA. **Equivalências energéticas**. Disponível em: <<http://www.barcelonaenergia.com/cas/utilidades/equivalenc/equivale.htm>>. Acesso em 06 de maio de 2005.

ALVES, R. Emergentes sofrem mais com a alta do petróleo. **Estado de Minas**, Belo Horizonte, 12 de setembro, 2004. Caderno de economia. P 5. (jornal)

AYRES, R. U. **Eco-thermodynamics: economics and the second law**. France: Insead. 1996. (artigo científico)

AYRES, R. U.; AYRES, L. W.; MARTINÁS, K. **Exergy, waste accounting, and life-cycle analysis**. Energy. France, 1998. Vol. 23, No. 5, pp. 355-363. (artigo científico)

AYRES, R. U., AYRES, L. W., MARTINÁS, K. **Eco-thermodynamics: exergy and life cycle analysis**. France: Insead. 1996. (artigo científico)

BALESTIERI, J. A. P., DIAS, R. A., MATTOS, C. R. de. O paradigma do ensino da segunda lei da termodinâmica. In: Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, nº 10, 2004, Rio de Janeiro. **O paradigma do ensino da segunda lei da termodinâmica**. Rio de Janeiro: Braz. Soc. of Mechanical Sciences and Engineering, 2004. 8p. (paper)

BEN Balanço Energético Nacional. **Consumo mundial de energia por fonte**, 2002a. Disponível em <http://www.mme.gov.br/ben2002/cap%208%20Anexo%208.pdf> Acesso em 14 agosto 2004. (jornal)

BEN Balanço Energético Nacional. **Evolução da oferta de energia interna no Brasil** 2002c. Disponível em <http://www.mme.gov.br/ben2002/planilhas/cap_1.xls>. Acesso em 14 agosto 2004. (jornal)

BEN Balanço Energético Nacional. **Oferta interna de energia**, 2002 b. Disponível em <<http://www.mme.gov.br/ben2002/cap%201.pdf>>. Acesso em 14 agosto 2004. (jornal)

BIOMASS AND ENERGY. FILIPPS, Paolo de; BORGIANNI, C.; PAOLUCCI, M. POCHEZZI, F. **Gasification process of cuban bagasse in a two-stage reactor**. Nov, 2003. (artigo científico)

CARIOCA, J. O. B., ARORA, H. L. **Biomassa**; fundamentos e aplicações tecnológicas. Fortaleza: Universidade Federal do Ceará, UFC; Banco do Nordeste do Brasil, BNB. 1984.644 p.

CBE. X Congresso Brasileiro de Energia. **Anais** 2004.

CEMIG. Companhia Energética de Minas Gerais. **EUSTÁQUIO, Álvaro. Encontro CEMIG e setor sucroalcooleiro M.G.** Belo Horizonte, maio 2001. 17 p. (apresentação de slides).

CEMIG, Companhia Energética de Minas Gerais. **Seminário de energia de biomassa: documentos básicos**; conservação de energia de biomassa. Belo Horizonte, 1985. 73 p.

CEMIG. Companhia Energética de Minas Gerais. **Setor sucroalcooleiro – MG**. Belo Horizonte, 1999. 5 p. (apresentação de slides).

CGEE. Centro de Gestão e Estudos Estratégicos. **Parcerias estratégicas**. n. 19 (dezembro 2004). Brasília. 334 p.

CIN/CNEN. Centro de informações nucleares. Comissão nacional de energia nuclear. **Annual Energy Review 2003**. DOE/EIA, september 2004. 428 p. Disponível em: <<http://www.eia.doe.gov/aer/pdf/aer.pdf>> e <<http://cin.cnen.gov.br/boletimBVE/index.html>>. Acesso em 01 dez de 2004.

COOSP Cogeneration and On-Site Power Production (James & James). **Bagasse fuelled cogeneration in Kenya**. UK: Wade. Vol. 5, no 5, September-october 2004. 7p. Disponível em: <http://www.jxj.com/magsandj/cospp/2004_05/bagasse.html>. Acesso em 07 de outubro de 2004. (revista)

CORTEZ, L. A. B., BALAY, S. V., BRAUNBECK, O. **Uso de resíduos agrícolas para fins energéticos**; o caso da palha da cana-de-açúcar. São Paulo: UNICAMP, 2000.

CPFL Notícias Energia. Companhia Paulista de Força e Luz. Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica; segunda chamada pública para fonte biomassa. 9 de maio de 2005. Disponível em: <http://www.cpfl.com.br/new/noticias_energia/noticias_proinfa.asp>. Acesso em 9 de maio de 2005.

CTC, centro de tecnologia copersucar. **II seminário de tecnologia industrial.** São Paulo: Edicon, 1985. 648 p. (livro)

CTENERG, secretaria técnica do fundo setorial de energia. **Estado da arte e tendências das tecnologias para energia.** São Paulo: CGEE. Jan. 2003. 90 p.

CTENERG, secretaria técnica do fundo setorial de energia. **Geração de energia elétrica a partir de biomassa no Brasil: configuração atual, oportunidades e desenvolvimento.** São Paulo: CGEE. Jun. 2001. 11 p. (apresentação de slides)

DINCER, Ibrahim. **Renewable energy and sustainable development: a crucial review.** Saudi Arabia: Renewable and Sustainable Energy Reviews. February, 1999. 19 p. (artigo científico).

DINCER, Ibrahim. **Thermodynamics, exergy and environmental impact.** Arábia Saudita: Energy sources, 2000. Vol 22, pp 723-732. (artigo científico)

ECEN Economy and Energy Notícias do balanço energético MME 2003: **Análise Energética Brasileira - período 1970 a 2002** No 40: Setembro-Outubro 2003. Disponível em: <http://ecen.com/eee40/analise_energetica_brasileira.htm>. Acesso em 14 agosto, 2004.

EFEI. **Conservação de energia;** eficiência energética de instalações e equipamentos. 2. ed. Itajubá: EFEI, 2001. 467p. (livro)

ELETROBRÁS, Centrais Elétricas Brasileiras. **Plano Nacional de Energia Elétrica 1993-2015;** Plano 2015; projeto 4; a oferta de energia elétrica; resíduos da cana-de-açúcar. Eletrobrás, 1993. 88 p.

ESTEVEVES, Otávio de Avelar **Uma análise energético-ecológica das perspectivas sócio-econômicas mundiais – 2**. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais: Poços de Caldas, Maio de 2004a. 13 p. (apresentação de slides).

ESTEVEVES, Otávio de Avelar. **Síntese das Leis da Termodinâmica Clássica**. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2004b. 11 p. (apresentação de slides).

FERREIRA, O. C. Avaliação Preliminar do potencial de produção de etanol da cana-de-açúcar. **ECEN (Economia e Energia)**, Belo Horizonte, Setembro – Outubro, 2002. Número 34. Disponível em <http://ecen.com/eee34/limites_alcool.htm>. Acesso em 05 de maio, de 2005.

FERREIRA, O. C. Entropia, economia e desenvolvimento social. **ECEN (Economia e Energia)**. Disponível em <<http://ecen.com/content/eee2/entropip.htm>>. Acesso em 05 de maio de 2005.

FERREIRA, O. C. Polêmica do álcool: descaminhos do planejamento. **ECEN (Economia e Energia)**, Belo Horizonte, Novembro – Dezembro, 2002. Número 35. Disponível em <http://ecen.com/eee35/alcool_polemica.htm>. Acesso em 05 de maio, de 2005.

FERREIRA, S. B., PILIDIS, P. **On the economics of the use of biomass fuels in gas turbine cycles: gasification vs. externally firing**. In: ASME TURBO EXPO 2004. Austria, jun 14-17, 2004a. 6 p. (paper)

FERREIRA, S. B., PILIDIS, P., NASCIMENTO, M. A. R. **The use of biomass fuels in gas turbine combined cycles: gaseification vs externally fired cycle**. Rio de Janeiro: Ituc. Jan, 2003. 6 p. Disponível em <http://www.rio3.com/proceedings/RIO3_341_S_B_Ferreira.pdf> Acesso em 14 out 2004. (paper)

FERREIRA, S. B., PILIDIS, P., WIDELL H. **Optimization of biomass fuelled gas turbines using genetic algorithms**. In: ASME TURBO EXPO 2002. Amsterdam, jun 3-6, 2002a. 7 p. (paper)

FILHO, Waldir Dias. **Análise energética do sistema de produção de álcool carburante**. 1994. 128f. Dissertação (Mestrado em Planejamento Energético) – Ciências e Técnicas Nucleares, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 1994. 128 p.

GEF Global Environment Facility. **Biomass power generation: sugar cane bagasse and trash.** 1996. Disponível em <<http://www.gefweb.org/COUNCIL/council7/wp/brazil.htm>>. Acesso em 11 abril de 2005.

GEORGESCU-ROEGEN, N. **The steady state and ecological salvation: a thermodynamic analysis.** Bioscience, vol. 27 No. 4 (artigo científico)

GONG, Mei. **On exergy as an ecological indicator.** 1999. Dissertação (Mestrado) – Chalmers University of technology and göteborg universiy. Suécia, 1999. Disponível em <<http://www.frt.fy.chalmers.se>>. Acesso em 01 set. 2002.

GONG, MEI; WALL, GÖRAN. **On exergetics, economics and optimization of technical processes to meet environmental conditions.** June 10-13, 1997, Beijing, China. 8 p. Thermodynamic Analysis and Improvement of Energy Systems. (artigo científico).

GRUPO CATHO ON LINE, *Co-geração*, Conferência, São Paulo, 1997.

GUNARATNE, Shelton A. **Thank you newton, welcome prigogine: ‘unthinking’ old paradigms and embracing new directions.** part 1: theoretical distinctions. 2003. 452p. (artigo científico).

GUNARATNE, Shelton A. **Thank you newton, welcome prigogine: ‘unthinking’ old paradigms and embracing new directions.** part 2: **The pragmatics.** 2004. 113p. (artigo científico).

HENRY, J. G., HEINKE, G. W. Environmental science and engineering. Prentice Hall: 1989. apud EFEI. **Conservação de energia.** Itajubá: EFEI, 2001. 467 p.

IBRALOG Instituto Brasileiro de Logística. **O panorama dos recursos das energias alternativas renováveis em Minas Gerais como parte da cadeia logística integrada.** Belo Horizonte: CEMIG, 2002. 14 p (apresentação de slides).

IEO. International Energy Outlook 2002. **Expansão mundial de energia, 1970 a 2020.** DEPARTAMENTO DE ENERGIA DOS EUA USA, 2002. 5 p. (paper)

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa.** 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998. 494p.(livro)

INEE Instituto Nacional de Eficiência Energética. HOLLANDA, J. B. de; POOLE, A. D. **Sugarcane as a energy source in Brazil.** São Paulo: INEE. 2000. 8 p.

INTERNACIONAL DISTRICT ENERGY ASSOCIATION **The national energy strategy and district energy/chp,** combined heat and power. Disponível no site: <<http://www.districtenergy.org/nes.htm>>. Acesso em 18 de janeiro de 2005.

IUCN, UNEP, WWF. **Caring for the earth;** a strategy for survival. 1. ed. Great Britain: Reed International books, 1993. 159 p.(livro)

JAMES F. McCAULEY, P. E. **A simplification of the second law of thermodynamics.** Energy engineering. 1981. p. 51-65 (capítulo de livro)

KAKAÇ S., LIU H. **Heat exchangers, selection, rating, and thermal design.** Department of mechanical engineering university of miami, Coral Gables, Florida, CRC Press, 1997, 432p.

KITAYAMA, Onório. **O potencial de geração de energia elétrica da biomassa da cana.** São Paulo: UNICA, 2004. 15 p (apresentação de slides).

KITAYAMA, Onório. **Situação da co-geração; as possibilidades de co-geração com biomassa da cana; legislação nacional.** São Paulo: UNICA, 2003. 22 p (apresentação de slides).

LEAL, Manoel Régis Lima Verde. Disponibilidade de palha de cana. **CENBIO Notícias,** Piracicaba, ano 03, nº 9. Disponível em: <http://www.mct.gov.br/clima/comunic_old/pdf/cenbio9.pdf>. Acesso em: 06 jul. 2004 (jornal)

LEAL, Manoel Régis Lima Verde. Gaseificação de bagaço e palha de cana-de-açúcar. **CENBIO Notícias**, Piracicaba, ano 03, nº 11. Disponível em: <http://www.mct.gov.br/clima/comunic_old/pdf/cenbio11.pdf>. Acesso em: 06 jul. 2004 (jornal)

LEAL, Manoel Régis Lima Verde. Projeto BRA/96/G31 Geração de energia por biomassa bagaço da cana-de-açúcar e resíduos. **CENBIO Notícias**, Piracicaba, ano 01, nº 3. Disponível em: <http://www.mct.gov.br/clima/comunic_old/pdf/cenbio3.pdf>. Acesso em: 06 jul. 2004 (jornal)

LIMA, L. da R.; MARCONDES, A. de A.; **Álcool carburante: uma estratégia brasileira**. UFPR: Curitiba, 2002. 248 p. Capítulos 5 e 6. (livro)

LOVELOCK, J. **As eras de Gaia**; a biografia da nossa Terra viva. São Paulo: Editora Santuário, 1991. 236 p. (livro)

MATURANA, H. VARELA, F. **A árvore do conhecimento**; as bases biológicas do entendimento humano. São Paulo: Editorial PSY, 1995. 276 p. (livro)

MINAS Gerais do século XXI. Volume I ao X. Minas Gerais: BDMG, Banco do desenvolvimento de Minas Gerais, 2000. (Disponível em CD-ROM)

MCT. Ministério da ciência e tecnologia. **A Co-geração de Energia**. Disponível em <http://www.mct.gov.br/clima/comunic_old/alcohol6.htm>. Acesso em 10 jul. 2004a. (jornal)

MME. Ministério das minas e energia. **Proinfa**, 2003. Disponível em <http://www.mme.gov.br/proinfa/EnergiasRenov.asp>. Acesso em 20 set. 2004.

MRE. Ministério das relações exteriores. **Brasil, conjuntura econômica 2001**. Disponível em <http://www2.mre.gov.br/siteunir/publicacao/arquivos/FILE_26.doc>. Acesso em 20 set. 2004.

NOGUEIRA, L. A. H., BAJAY, S. V., WALTER, A. C. S. **Co-geração e produção independente de eletricidade nas usinas de açúcar e álcool**. Rio de Janeiro, 1993. (paper)

PESSIS-PASTERNAK, G. **Do caos à inteligência artificial**. 4. ed. São Paulo: Unesp, 1992. 259 p. (livro)

POLLOCK, S. **The Atlas of endangered resources**. 2. ed. New York: Facts on file, 1995. 64 p. (livro)

PRIGOGINE, I. STENGERS, I. **A nova aliança** metamorfose da ciência. 1.ed. Brasília: UNB, universidade de Brasília, 1984. 247 p.(livro)

RASOVSKY, E. M. **Álcool**; destilarias.. Rio de Janeiro: Coleção Canavieira, nº 12. 1973. 384p. (livro)

RIFKIN, Jeremy. **Entropy**; into the greenhouse world. Edição Revisada. Nova York: Bantam Books, 1989. 354p. (livro)

SANDERS, T. Irene. **Strategic thinking in a complex world**. Texas: Washington Center for Complexity and public policy. April, 2004. (apresentação de slides).

SCHNEIDER, E. D., KAY, J. J. **Life as a manifestation of the second law of thermodynamics**. In: Mathl. Comput. Modelling. Great Britain, 1994. Vol. 19, No. 6-8, pp. 25-48. (artigo científico)

SCIELO. Brazilian Journal of Chemical Engineering. **A method for exergy analysis of sugarcane bagasse boilers**. vol. 15 no. 1 São Paulo Mar. 1998. 11 p. (artigo científico).

SECRETARIA DE ESTADO DO MEIO AMBIENTE. Portal do governo do estado de São Paulo. **Glossários**. Disponível em: <http://www.ambiente.sp.gov.br/proclima_2/glossario.htm> Acesso em 06 de maio de 2005.

SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, XIV, 1997, Belém, Brasil. **Co-geração e otimização no setor sucroalcooleiro em minas gerais**. Minas Gerais: CEMIG, 1997. 8 p. (paper)

SIEMENS. **Power generation**. Germany: Siemens, 1997.

SPATH, P. L., MANN, M. K., **Life cycle assessment of a biomass gaseification combined-cycle power sistem.** Colorado: NREL – National Renewable Energy Laboratory, 1997.102 p. (apostila)

STRAITHERN P. **Aristóteles** em 90 minutos. Rio de Janeiro: Jorge Zahar Ed., 1997. 65 p. (livro)

STRAITHERN P. **Bohr** e a teoria quântica em 90 minutos. Rio de Janeiro: Jorge Zahar Ed., 1997. 103 p. (livro)

STRAITHERN P. **Descartes** em 90 minutos. Rio de Janeiro: Jorge Zahar Ed., 1997. 71 p. (livro)

STRAITHERN P. **Einstein** e a relatividade em 90 minutos. Rio de Janeiro: Jorge Zahar Ed., 1997. 90 p. (livro)

STRAITHERN P. **Newton** e a gravidade em 90 minutos. Rio de Janeiro: Jorge Zahar Ed., 1997. 91 p. (livro)

STRAITHERN P. **Platão** em 90 minutos. Rio de Janeiro: Jorge Zahar Ed., 1997. 61p. (livro)

STRAITHERN P. **Sócrates** em 90 minutos. Rio de Janeiro: Jorge Zahar Ed., 1997. 77 p. (livro)

SUSSMAN, A. **Guia para o planeta Terra.** 1. ed. São Paulo: Cultrix, 2001. 120 p. (livro)

SZARGUT, J., MORRIS, D. R., STEWARD, F. R. **Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes.** New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1988. cap 1, 2 3. (livro)

TWORT, C. T.; LOWNDES, I. S.; PICKERING, S. J. **An application of thermal exergy analysis to the development of mine cooling systems.** *Mechanica Engineering Science*, Vol 216. UK, 2002. 14 p. (artigo científico)

UNESP. Sobrinho, Pedro Magalhães. **Oportunidades de negócio através da obtenção de créditos de carbono e co-geração.** São Paulo: ANEEL, 2003. 51 p. (apresentação de slides)

UNICA. União da Agroindústria Canavieira de São Paulo. **A presença dos derivados da cana-de-açúcar na matriz energética do Brasil.** São Paulo, ago. 2003. 22 p. (apresentação de slides)

UNICA, União da Agroindústria Canavieira de São Paulo. **SAFRA 04/05: UNICA prevê produção mais equilibra.** 29 de março de 2004. Disponível em: <http://www.unica.com.br/pages/coletivas_2004_03_29.asp>. Acesso em 16 de maio de 2005.

USP. BRIGHENTI, C. R. F.; COELHO, S. T.; REIS, L. B. **Integração do cogedor do setor sucroalcooleiro com o sistema elétrico.** São Paulo: USP, 2003. (resumo da dissertação).

VALLE, Pedro Wallace de Paula Amaral do. **Análise Exergética da Produção de Biogás, a partir do Vinhoto do Caldo-de-Cana, numa Escala de Microdestilaria.** 2003 (Dissertação de Mestrado).

VASCONCELOS, M. J. E. de. **Pensamento Sistêmico; o novo paradigma da ciência.** Belo Horizonte: Puc Minas, 2002. 268 p. (livro)

VELÁZQUEZ, Sílvia Maria Stortini González. **A co-geração de energia no segmento de papel e celulose: contribuição à matriz energética do Brasil.** 2000. 205 f. Dissertação. Mestrado em Energia - Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

VIEIRA, Alex Manzali. **Cálculo das exergias dos insumos e produtos da carbonização da madeira para produção do carvão vegetal.** UFMG, Departamento de Engenharia Nuclear. Abril, 2003. 12 p.

WALL, GÖRAN. **Energy, Society and Morals.** Sweden, 1997. 12 p. (artigo científico).

WALL, GÖRAN. **Exergetics.** Mölndal, Sweden. Mar 1998. 149 p. (apostila)

WALL, GÖRAN. **Exergy; a useful concept within resource accounting.** Sweden: Göteborg, May 1977. 58 p. (artigo científico)

WALL, GÖRAN. **Exergy and morals**. July 5-7, 1995, Sciubba: Rome, Italy. (artigo científico)

WALL, GÖRAN. **Exergy flows in industrial processes**. Energy Vol. 13, No. 2, pp. 197-208, 1988. Great Britain. (artigo científico)

WALL, GÖRAN. **Bibliography on exergy**. Mölndal, Sweden. 1992. 128 p. (bibliografias diversas)

WEC World Energy Council. **Regulating District Heating and Cogeneration in Central and Eastern Europe**. London, 2004. Disponível em <<http://www.worldenergy.org/wec-geis/publications/default/launches/dhchp/dhchp.asp>>. Acesso em 31 de agosto de 2005.

WINROCK. **Newsletter of the International Cane Energy Network**. State Government Promotes Cane Energy Development In São Paulo, Brazil. Manoel Regis L.V. Leal. 1994. Disponível em: <http://www.winrock.org/REEP/PDF_Pubs/1stice~1.pdf>. Acesso em 11 de abril de 2005.

YONG-ZE, Z., XUAN, W. Exergy and ecological modeling of lake environment. **Journal of environmental sciences**, China, vol. 10 , No. 4, pp 497-504, 1998. (artigo científico).

APÊNDICE 1

DADOS COLETADOS NA VISITA TÉCNICA À USINA CORURIFE, FILIAL DE CAMPO FLORIDO, MG

Em maio de 2001 foi implantada a Usina Coruripe. Ao todo, são quatro unidades: a matriz na cidade de Coruripe (AL), e três filiais: Iturama (MG), Campo Florido (MG) e Limeira do Oeste (MG).

A primeira moagem na Usina Coruripe, Filial de Campo Florido, foi em 2002, quando foram processadas 688.000 toneladas de cana; hoje (safra 2005/2006), a previsão é de 1.900.000 toneladas. Desse total, serão produzidos 77 milhões de litros de álcool para o mercado interno brasileiro, 2.900.000 sacas de 50 quilos de açúcar para o mercado externo. Atualmente, a unidade, que é de médio porte, fabrica álcool, açúcar, levedura seca, melaço, bagaço hidrolizado e gera energia elétrica. (CORURIFE, 2005)

A cana é queimada no campo por medida de segurança (para exterminar animais peçonhentos, como cobras e escorpiões) e para facilitar o processo de colheita que é manual. Do campo, a cana sem palha é transportada de caminhão e fornecida para a usina. Chegando à usina, a cana é lavada, depois passa pelo picador, em seguida pelo desfibrador e então pelas moendas. São seis ternos de moenda. Tudo isso é feito para que se extraia ao máximo o caldo da cana. Do caldo que é extraído da cana é feito o açúcar e o álcool. A levedura que é extraída do processo de produção do álcool é utilizada para nutrir a água que vai para a irrigação. Ver Figura A. 1

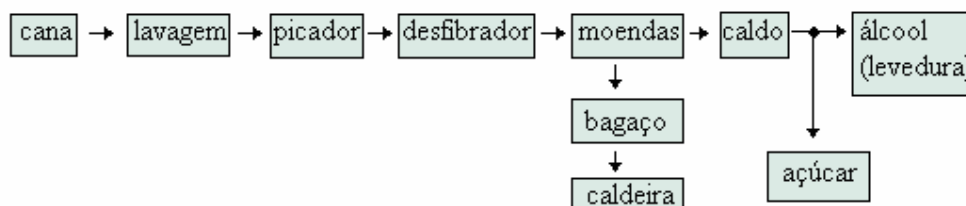


Figura A. 1: Extração do caldo do bagaço para a produção de açúcar e álcool⁶

⁶ As Figuras A1.1 e A1.2 foram obtidas por cortesia da Usina Coruripe de Campo Florido, durante a visita técnica em 29/09/2005.

Uma parte do bagaço que sai do processo de extração do caldo, o bagaço ao natural, é queimado na caldeira, outra parte é hidrolisada para produzir ração para gado e uma outra parte é separada como reserva de combustível, no caso de ocorrer alguma necessidade. O consumo de bagaço varia com a demanda de vapor na caldeira, mas em média, cada quilograma de bagaço produz 2,1 kg de vapor.

O caldo que sai da moenda é tratado: adiciona-se cal, aquece o caldo, resfria rapidamente, flocula e decanta a sujeira. A sujeira vai para a compostagem e vira adubo orgânico. O caldo é limpo e peneirado. Parte do caldo limpo vai para o processo de produção de açúcar e a outra parte vai para o processo de produção do álcool.

O caldo que vai para a produção do açúcar é concentrado, condensado cinco vezes (são seis condensadores, um fica desativado para limpeza), e vai para os cozedores até atingir o tamanho do grão de açúcar desejado, formando uma substância com os grãos que eles chamam de “mel”. Então, ele é centrifugado, para separar o açúcar do “mel”. O açúcar é secado e está pronto para ser vendido, com um aspecto de açúcar cristal.

O “mel” vai para o processo de produção do álcool. Estima-se que 82 % da cana é transformada em açúcar. Com o “mel” se faz o mosto. A substância passa por processos tais como fermentação, destilação, até chegar ao produto final que é o álcool. Ver Figura A. 2.

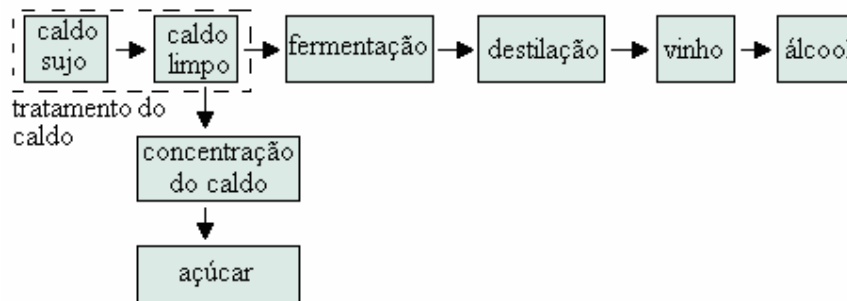


Figura A. 2: Tratamento e concentração do caldo de cana

As máquinas do processo (picador, desfibrador e moendas), as duas turbinas dos geradores e as turbo bombas são acionadas por vapor.

A usina possui turbobombas e motobombas, que são bombas acionadas pela energia do vapor e por energia elétrica, respectivamente. A preferência é que se usem sempre as turbobombas (vapor), mas se ocorrer alguma falha no funcionamento das turbobombas, utiliza-se as motobombas (elétricas).

Dos equipamentos acionados por energia elétrica podem-se citar, além das motobombas, o motor utilizado para levantar o bagaço que será despejado na esteira para lavagem, a instrumentação, os equipamentos eletrônicos, as centrifugadoras, dois ventiladores para sopragem da mistura ar/combustível na caldeira, um ventilador para tiragem da chaminé e iluminação. Um exemplo de utilização das motobombas é para captação da água no rio. Mas, uma das bombas de captação dessa água é acionada por diesel, para o caso de haver alguma falha no fornecimento de energia elétrica (é chamada bomba preventiva).

A usina gera ao todo aproximadamente 22 MW de energia elétrica, onde 8 MW são consumidos na própria usina e 14 MW é vendido como excedente para a CEMIG.

A água que é captada no rio é desmineralizada com resina catiônica e aniônica. Depois, utiliza-se soda cáustica e ácido clorídrico para limpar essa resina. Os minerais extraídos deste processo são utilizados para fertilizar a água que vai para a irrigação.

A água de alimentação da caldeira é pré-aquecida a 117 °C. A vazão mássica de vapor que sai da caldeira varia com a demanda de vapor pelo processo. O vapor sai da caldeira e vai para as turbinas, após deixar as turbinas, é distribuído para o processo de produção de açúcar e álcool, depois é condensado e retorna para a caldeira. Parte dessa água é perdida por vazamento, parte é perdida nos purgadores (que também perde boa parte de energia térmica), mas a maior parte da água perdida é aquela que é usada como injeção direta de vapor no processo.

A injeção direta de vapor é usada para fazer levedura seca, secar o açúcar, ferver a soda nas caixas de evaporação e fazer a limpeza dos cozedores. Esses são exemplos dos vapores destinados aos “outros consumidores” vistos nos Casos 1, 2 e 3.

A caldeira não utiliza o calor que perde nos gases oriundos da combustão do bagaço. Há usinas que utilizam esse calor residual para secagem do bagaço, mas não é o caso da usina de Campo

Fluido. Os gases que saem da caldeira ($\text{CO}_2 = 15,7 \%$; $\text{O}_2 = 4,3 \%$; $\text{CO} = 0,12 \%$; $\text{NO}_x = 268 \text{ mg/Nm}^3$ corrigido a 8% de O_2) são passados por um processo de lavagem antes de serem despejados na atmosfera, a $160 \text{ }^\circ\text{C}$ na saída da chaminé. As cinzas da caldeira saem misturadas à água para evitar perdas térmicas na caldeira. A caldeira trabalha normalmente com excesso de ar na mistura ar/combustível.

A caldeira é do tipo aquatubular, opera a $p = 45 \text{ kPa}$ e $T = 490 \text{ }^\circ\text{C}$ na saída e tem $\eta = 85 \%$ (a eficiência energética já chegou a 87%).

A usina opera com duas caldeiras a vapor, uma de 120 t/h de vapor e outra de 150 t/h de vapor. A grande vantagem disso é que se uma das caldeiras parar de funcionar por algum motivo, a outra continua funcionando e o processo de produção de açúcar e álcool não pára.

As turbinas utilizadas na usina são todas de contra-pressão, com múltiplos estágios e apresentam eficiência isentrópica elevada, entre 70 e 80% .

O processo possui dois dessuperaquecedores: um na saída da caldeira e outro na entrada do processo de produção de açúcar e álcool. O dessuperaquecedor tem a função de diminuir a temperatura do vapor para evitar o superaquecimento e fusão da liga metálica ferro-carbono. No momento da visita técnica, o dessuperaquecedor trabalhava com $p = 62 \text{ kPa}$ e $T = 120 \text{ }^\circ\text{C}$, mas sua temperatura varia em função da temperatura da vazão mássica de vapor.

A válvula redutora de pressão é usada quando alguma das turbinas apresentar problema mecânico e parar. Sendo assim, a válvula reduz a pressão do vapor para não interromper o processo de produção do açúcar e álcool.

O principal objetivo da usina é produzir o açúcar e álcool, e por último, a energia elétrica excedente. Estima-se, por alto, que 60% do lucro da usina seja proveniente do açúcar, 38% do álcool, e 2% da venda de energia elétrica excedente. Todo o açúcar produzido é exportado e o álcool é vendido no mercado interno. O percentual de 2% pode parecer pouco, mas além da usina não ter mais que comprar energia elétrica da rede, ela ainda tem uma renda com a venda da energia elétrica excedente (capacidade de 14 MW).

A usina funciona durante a safra, e nesse período, ela vende energia elétrica para a rede (CEMIG). Durante a entressafra, ela faz manutenção nos equipamentos e compra energia elétrica da rede. O período da safra coincide aproximadamente como período seco da Região Sudeste. Sendo assim, a lavoura é irrigada com a água fertilizada com vinhaça e sais minerais retirados da água que vai para a caldeira. A usina aumentou o contrato de fornecimento de energia elétrica excedente, que era de 11 MW e passou para 14 MW. Ela não pode exceder os 14 MW, a menos que se mude o contrato novamente. A usina ainda não vende crédito de carbono.

Dentre as perdas identificadas no processo, pode-se citar as perdas ao descarregar e ao lavar a cana (procura-se retornar com essa cana para o processo ao máximo). A quantidade de caldo extraído depende das moendas e do teor de fibras da cana e, por isso, é importante que a cana produzida na lavoura tenha boa qualidade. A descarga de impurezas da caldeira acaba eliminando também uma certa massa de vapor e energia térmica, a válvula de alívio de pressão, que descarrega vapor para a atmosfera toda vez que houver sobrepressão na tubulação de vapor também é outra causa de perda, assim como as perdas por vazamento. Mas as duas principais perdas são da eficiência energética do picador e do desfibrador (porque eles trabalham com grandes variações da alimentação de bagaço, que não é colocado de uma maneira uniforme na esteira para lavagem), e a da injeção direta de vapor, onde se perde muita água e energia térmica (é o vapor que vai para “outros consumidores”).

A usina está sempre passando por melhorias tecnológicas, mas nunca chegou ao ponto de substituir a caldeira ou alguma das turbinas. Identificou-se que um dos redutores acoplados a uma das turbinas das moendas foi substituído por um redutor mais novo.

APÊNDICE 2

MEMÓRIA DE CÁLCULO DAS ANÁLISES ENERGÉTICAS E EXERGÉTICAS DA USINA CORURIFE DE CAMPO FLORIDO

A seguir serão mostradas, passo a passo, as análises energética e exergética da Usina Coruripe de Campo Florido, utilizada para validação da metodologia.

Na análise energética são apresentados os balanços de massa e de energia na caldeira, nas turbinas (das máquinas do processo e de geração de energia elétrica), bem como taxas de massa (vazões) e de energia em diversos pontos do corpo do fluxograma. Além disso, foram estimadas as eficiências da caldeira e das turbinas assim como a eficiência da co-geração (i.e., do sistema como um todo). Para tanto, considerou-se que os componentes trabalham em regime permanente.

Todas as equações utilizadas para a realização das análises encontram-se no “Capítulo 3: Métodos e Hipóteses”, assim como figuras ilustrativas para as análises..

A.2.1 – Análise energética

Os dados da Usina Coruripe constam da Figura 27. A Figura 28 mostra os balanços de massa e energia para o processo nesta usina.

Consumo de bagaço na caldeira:

Foi fornecido durante a visita, que 1 kg de bagaço produz 2,14 kg de vapor na caldeira. Do Anexo 1, verifica-se que a produção de vapor total que sai das duas caldeiras é de:

Massa de vapor total = 120t/h + 150 t/h = 270t/h = 75,00 kg/s

Logo, para produzir 75,00 kg/s de vapor na caldeira serão necessários

$$\dot{m}_b = \frac{75,00}{2,14} = 34,56 \text{ kg/s de bagaço}$$

Balanços de massa e de energia na caldeira:

Balanco de massa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = 75,00 \text{ kg/s}$

Balanço de energia:

$$\begin{cases} p_1 = 4,50 \text{ MPa} \\ T_1 = 110 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_1 = 465 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 1,415 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \text{ Líquido comprimido}$$

$$p_1 = p_2 = 4,5 \text{ MPa}$$

$$\begin{cases} p_2 = 4,50 \text{ MPa} \\ T_2 = 490 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_2 = 3.416 \text{ kJ/kg} \\ s_2 = 7,000 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \text{ Vapor superaquecido}$$

Eficiência energética da caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_b \times PCI_b} = \frac{75,00 \text{ kg/s} \times (3.416 \text{ kJ/kg} - 465 \text{ kJ/kg})}{34,56 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}} = 0,85$$

$$\boxed{\eta_c = 85,0 \%}$$

O resultado da eficiência da caldeira de Coruripe de Campo Florido está de acordo com a eficiência energética calculada pelo CTC e apresentada no Anexo 1.

Taxa de calor recebido pela vazão de água na caldeira:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 \times (h_2 - h_1) = 70,00 \text{ kg/s} \times (3.416 \text{ kJ/kg} - 465 \text{ kJ/kg})$$

$$\boxed{\dot{Q}_c = 221,4 \text{ MJ/s}}$$

Taxa de calor da combustão do bagaço:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_b \times PCI_b = 34,56 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}$$

Foi adotado para o Poder Calorífico Inferior – PCI do bagaço o valor fornecido pelo FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002, valor este para bagaço com teor de umidade de 50 %.

$$\boxed{\dot{Q}_b = 260,5 \text{ MJ/s}}$$

Taxa de calor perdido pela caldeira:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_b - \dot{Q}_c = 260,5 \text{ MJ/s} - 221,4 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{Q}_p = 39,1 \text{ MJ / s}$$

Entre os pontos com estados de vapor 2 e 3, existe um dessuperaquecedor com pressão igual a $P = 6,0 \text{ MPa}$. A temperatura do vapor passa de $T_2 = 490^\circ \text{C}$ para $T_3 = 450^\circ \text{C}$, e a pressão passa de $P_2 = 4,5 \text{ MPa}$ para $P_3 = 4,3 \text{ MPa}$, conforme dados fornecidos no Anexo 1:

$$\begin{cases} p_3 = 4,30 \text{ MPa} \\ T_3 = 450^\circ \text{C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_3 = 3.326 \text{ kJ / kg} \\ s_3 = 6,898 \text{ kJ / kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

Para calcular \dot{m}_3 seria necessário conhecer a vazão mássica do dessuperaquecedor, pois essa se somaria com a vazão mássica de \dot{m}_2 . Porém, não foi possível obter dados sobre a vazão mássica do dessuperaquecedor. Sendo assim, considerou-se $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = 75,00 \text{ kg / s}$.

Vazões de massa e taxas de energia nos pontos 3, 4, 5A, 5B, 5C, 5D, 5E, 6A, 6B, 6C, 6D, 6E e 7 das Figura 28 e Figura 29

$$p_3 = p_4 = p_{5A} = p_{5B} = p_{5C} = p_{5D} = 4,30 \text{ MPa}.$$

$$T_3 = T_4 = T_{5A} = T_{5B} = T_{5C} = T_{5D} = 450^\circ \text{C}$$

$$\begin{cases} p_4 = 4,30 \text{ MPa} \\ T_4 = 450^\circ \text{C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_4 = 3.326 \text{ kJ / kg} \\ s_4 = 6,898 \text{ kJ / kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 - \left(\dot{m}_{5A} + \dot{m}_{5B} + \dot{m}_{5C} + \dot{m}_{5D} + \dot{m}_{5E} \right)$$

$$\dot{m}_4 = 75,00 \text{ kg / s} - (2,61 \text{ kg / s} + 3,88 \text{ kg / s} + 9,04 \text{ kg / s} + 49,00 \text{ kg / s} + 2,17 \text{ kg / s}).$$

$$\dot{m}_4 = 8,30 \text{ kg / s}$$

ou seja, 8,30 kg/s de vapor vão para “outros consumidores” (ponto 4).

$$\dot{m}_{5A} = \dot{m}_{6A} = 2,61 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{5B} = \dot{m}_{6B} = 3,88 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{5C} = \dot{m}_{6C} = 9,04 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{5D} = \dot{m}_{6D} = 49,00 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{5E} = \dot{m}_{6E} = 2,17 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{6A} + \dot{m}_{6B} + \dot{m}_{6C} + \dot{m}_{6D} + \dot{m}_{6E} = \dot{m}_7 = 66,70 \text{ kg / s}$$

Considerando-se desprezíveis as perdas de calor através das tubulações, considera-se que:

$$h_3 = h_4 = h_{5A} = h_{5B} = h_{5C} = h_{5D} = 3.326 \text{ kJ / s}$$

$$s_3 = s_4 = s_{5A} = s_{5B} = s_{5C} = s_{5D} = 6,898 \text{ kJ / s.K}$$

$$P_7 = 0,25 \text{ MPa (CORURIFE, 2005)}$$

Sendo assim, $P_7 = P_{6AI} = P_{6AR} = P_{6BI} = P_{6BR} = P_{6CI} = P_{6CR} = P_{6DI} = P_{6DR} = P_{6EI} = P_{6ER}$, para não haver refluxo.

Balances de massa e de energia nas turbinas do picador:

Balanco de massa na turbina do picador:

$$\dot{m}_{5A} = \dot{m}_{6AR} = 2,61 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{6AR} = \dot{m}_{6AI}$$

Trabalho realizado pela turbina do picador, segundo o Anexo 1:

$$\dot{W}_{pc} = 1.252 \text{ kW}$$

$$\text{Mas: } \dot{W}_{pc} = \dot{m}_{5A} \times (h_{5A} - h_{6AR})$$

$$\text{Logo: } h_{6AR} = h_{5A} - \frac{\dot{W}_{pc}}{\dot{m}_{5A}} = 3.326 \text{ kJ / kg} - \frac{1.252 \text{ kJ / s}}{2,61 \text{ kg / s}} = 2.846 \text{ kJ / kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{6AR} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{6AI} = 2.846 \text{ kJ / kg} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{5AR} = 189 \text{ }^\circ\text{C} \\ s_{5AR} = 7,353 \text{ kJ / kg.k} \\ \text{vapor superaquecido} \end{array} \right.$$

Eficiência isentrópica da turbina do picador:

Turbina isentrópica:

$$s_{6AI} = s_{5A} = 6,898 \text{ kJ / s.K}$$

$$\begin{cases} p_{6AI} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{5AI} = 6,898 \text{ kJ / kg.k} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5AI} = 127 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{5AI} = 97,2 \text{ \%} \\ h_{6AI} = 2.655 \text{ kJ / kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

$$\eta = \frac{h_{5A} - h_{6AR}}{h_{5A} - h_{6AI}} = \frac{3.326 - 2.846 \text{ kJ/kg}}{3.326 - 2.655 \text{ kJ/kg}} = 71,5 \text{ \%}$$

A eficiência calculada é menor que a eficiência fornecida no Anexo 1.

Balço de massa na turbina do desfibrador:

$$\dot{m}_{5B} = \dot{m}_{6B} = 3,88 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{6BR} = \dot{m}_{6BI}$$

Trabalho realizado pela turbina do desfibrador, segundo o Anexo 1:

$$\dot{W}_d = 1.863 \text{ kW}$$

$$\text{Mas: } \dot{W}_d = \dot{m}_{5B} \times (h_{5B} - h_{6BR})$$

$$\text{Logo: } h_{6BR} = h_{5B} - \frac{\dot{W}_d}{\dot{m}_{5B}} = 3.326 \text{ kJ / kg} - \frac{1.863 \text{ kJ / s}}{3,88 \text{ kg / s}} = 2.846 \text{ kJ / kg}$$

$$\begin{cases} p_{6BR} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{6BI} = 2.846 \text{ kJ / kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5BR} = 189 \text{ }^\circ\text{C} \\ s_{5BR} = 7,353 \text{ kJ / kg.k} \\ \text{vapor superaquecido} \end{cases}$$

Eficiência isentrópica da turbina do desfibrador:

Turbina isentrópica:

$$s_{6BI} = s_{5B} = 6,898 \text{ kJ / s.K}$$

$$\begin{cases} p_{6BI} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{5BI} = 6,898 \text{ kJ / kg.k} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5BI} = 127 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{5BI} = 97,2 \text{ \%} \\ h_{6BI} = 2.655 \text{ kJ / kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

$$\eta = \frac{h_{5B} - h_{6BR}}{h_{5B} - h_{6BI}} = \frac{3.326 - 2.846}{3.326 - 2.655} = 71,6 \%$$

A eficiência calculada é menor que a eficiência fornecida no Anexo 1.

Balances de massa e de energia para a turbina das moendas:

$$\dot{m}_{5C} = \dot{m}_{6C} = 9,04 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{6CR} = \dot{m}_{6CI}$$

Trabalho realizado pela turbina das moendas, segundo o Anexo 1:

$$\dot{W}_m = 4.337 \text{ kW}$$

$$\text{Mas: } \dot{W}_m = \dot{m}_{5C} \times (h_{5C} - h_{6CR})$$

$$\text{Logo: } h_{6CR} = h_{5C} - \frac{\dot{W}_m}{\dot{m}_{5C}} = 3.326 \text{ kJ / kg} - \frac{4.337 \text{ kJ / s}}{9,04 \text{ kg / s}} = 2.846 \text{ kJ / kg}$$

$$\begin{cases} p_{6CR} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{6CI} = 2.846 \text{ kJ / kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5CR} = 189 \text{ }^\circ\text{C} \\ s_{5CR} = 7,353 \text{ kJ / kg.k} \\ \text{vapor superaquecido} \end{cases}$$

Eficiência isentrópica da turbina das moendas:

Turbina isentrópica:

$$s_{6CI} = s_{5C} = 6,898 \text{ kJ / s.K}$$

$$\begin{cases} p_{6CI} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{5CI} = 6,898 \text{ kJ / kg.k} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5CI} = 127 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{5CI} = 97,2 \text{ \%} \\ h_{6CI} = 2.655 \text{ kJ / kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

$$\eta = \frac{h_{5C} - h_{6CR}}{h_{5C} - h_{6CI}} = \frac{3.326 - 2.846 \text{ kJ/kg}}{3.326 - 2.655 \text{ kJ/kg}} = 71,6 \%$$

A eficiência calculada é menor do que a eficiência do Anexo 1.

Segundo CORURIFE, 2005, as turbinas do picador, desfibrador e moendas têm a mesma eficiência isentrópica, igual a 78,0 %. Porém, as eficiências calculadas para estas turbinas são todas iguais a 72 %.

Balanços de massa e de energia na turbina dos geradores:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{5D} = \dot{m}_{6DR} = 49,00 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{6DR} = \dot{m}_{6DI}$$

Trabalho realizado pela turbina dos geradores, segundo o Anexo 1:

$$\dot{W}_g = 24.000 \text{ kW}$$

$$\text{Mas: } \dot{W}_g = \dot{m}_{5D} \times (h_{5D} - h_{6DR})$$

$$\text{Logo: } h_{6DR} = h_{5D} - \frac{\dot{W}_g}{\dot{m}_{5D}} = 3.326 \text{ kJ / kg} - \frac{24.000 \text{ kJ / s}}{49,00 \text{ kg / s}} = 2.836 \text{ kJ / kg}$$

$$\begin{cases} p_{6DR} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{6DI} = 2.836 \text{ kJ / kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5DR} = 184 \text{ }^\circ\text{C} \\ s_{5DR} = 7,331 \text{ kJ / kg.k} \\ \text{vapor superaquecido} \end{cases}$$

Eficiência isentrópica da turbina dos geradores:

Turbina isentrópica:

$$s_{6DI} = s_{5D} = 6,898 \text{ kJ / s.K}$$

$$\begin{cases} p_{6DI} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{5DI} = 6,898 \text{ kJ / kg.k} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5DI} = 127 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{5DI} = 97,2 \text{ \%} \\ h_{6DI} = 2.655 \text{ kJ / kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

$$\eta = \frac{h_{5D} - h_{6DR}}{h_{5D} - h_{6DI}} = \frac{3.326 - 2.836 \text{ kJ/kg}}{3.326 - 2.655 \text{ kJ/kg}} = 73,0 \text{ \%}$$

A eficiência calculada é menor que a eficiência fornecida no Anexo 1.

Balanços de massa e de energia na turbobomba da caldeira:

Balanço de massa:

$$\dot{m}_{5E} = \dot{m}_{6ER} = 2,17 \text{ kg / s}$$

$$\dot{m}_{6ER} = \dot{m}_{6EI}$$

Trabalho realizado pela turbobomba da caldeira, segundo o Anexo 1:

$$\dot{W}_{tb} = 1.200 \text{ kW}$$

$$\text{Mas: } \dot{W}_{tb} = \dot{m}_{5E} \times (h_{5E} - h_{6ER})$$

$$\text{Logo: } h_{6ER} = h_{5E} - \frac{\dot{W}_{tb}}{\dot{m}_{5E}} = 3.326 \text{ kJ/kg} - \frac{1.200 \text{ kJ/s}}{2,17 \text{ kg/s}} = 2.773 \text{ kJ/kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{6ER} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{6EI} = 2.773 \text{ kJ/kg} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{5ER} = 154 \text{ }^\circ\text{C} \\ s_{5ER} = 7,188 \text{ kJ/kg.k} \\ \text{vapor superaquecido} \end{array} \right.$$

Eficiência isentrópica da turbobomba da caldeira:

Turbina isentrópica:

$$s_{6EI} = s_{5E} = 6,898 \text{ kJ/s.K}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{6EI} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{5EI} = 6,898 \text{ kJ/kg.k} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{5EI} = 127 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{5EI} = 97,2 \% \\ h_{6EI} = 2.655 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

$$\eta = \frac{h_{5E} - h_{6ER}}{h_{5E} - h_{6EI}} = \frac{3.326 - 2.773 \text{ kJ/kg}}{3.326 - 2.655 \text{ kJ/kg}} = 82,4 \%$$

A eficiência calculada é maior que a eficiência fornecida no Anexo 1.

Balances de massa e de energia no ponto 7:

Balanco de massa:

$$\dot{m}_{6AR} + \dot{m}_{6BR} + \dot{m}_{6CR} + \dot{m}_{6DR} + \dot{m}_{6ER} = \dot{m}_7$$

Balanco de energia:

$$\dot{m}_{6AR} \times h_{6AR} + \dot{m}_{6BR} \times h_{6BR} + \dot{m}_{6CR} \times h_{6CR} + \dot{m}_{6DR} \times h_{6DR} + \dot{m}_{6ER} \times h_{6ER} = \dot{m}_7 \times h_7$$

$$h_7 = \frac{\dot{m}_{6AR} \times h_{6AR} + \dot{m}_{6BR} \times h_{6BR} + \dot{m}_{6CR} \times h_{6CR} + \dot{m}_{6DR} \times h_{6DR} + \dot{m}_{6ER} \times h_{6ER}}{\dot{m}_7}$$

$$h_7 = \frac{\dot{Q}_{6AR} + \dot{Q}_{6BR} + \dot{Q}_{6CR} + \dot{Q}_{6DR} + \dot{Q}_{6ER}}{\dot{m}_7}$$

$$h_7 = \frac{7,3 \text{ MJ/s} + 10,9 \text{ MJ/s} + 25,3 \text{ MJ/s} + 136,8 \text{ MJ/s} + 6,0 \text{ MJ/s}}{64,53 \text{ kg/s}} = 2.836 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} p_7 = 0,25 \text{ MPa} \\ h_7 = 2.836 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_7 = 184 \text{ }^\circ\text{C} \\ s_7 = 7,331 \text{ kJ/kg.k} \\ \text{vapor superaquecido} \end{cases}$$

Eficiência energética da co-geração

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_4 + \dot{Q}_7}{\dot{Q}_b + \dot{Q}_1} = \frac{24,0 + (1,3 + 1,8 + 4,3 + 1,2) + 27,6 + 189,2}{260,5 + 34,8} = \frac{249,4 \text{ MJ/s}}{295,3 \text{ MJ/s}}$$

$$\boxed{\eta_{cg} = 84,5 \%}$$

onde \dot{Q}_7 é a taxa de energia térmica que vai para o processo de produção de açúcar e álcool.

A.2.2 – Análise exergetica

Taxa de exergia na caldeira:

Exergia do combustível:

$$\dot{B}_b = \dot{m}_b \times b = 34,56 \text{ kg/s} \times 8.666 \text{ kJ/kg}$$

$$\boxed{\dot{B}_b = 299,5 \text{ MJ/s}}$$

Os valores das taxas de exergia da água de alimentação da caldeira e do vapor foram determinados através da Equação 52 e dos valores de entalpia específica e de entropia específica calculados para a Usina Coruripe de Campo Florido, ($h_1 = 465 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 3.416 \text{ kJ/kg}$,

$s_1 = 1,415 \text{ kJ/kg.K}$ e $s_2 = 7,000 \text{ kJ/kg.K}$). Sendo assim, $\boxed{\dot{B}_1 = 3,5 \text{ MJ/s}}$ e $\boxed{\dot{B}_2 = 100,0 \text{ MJ/s}}$.

Eficiência exergética na caldeira:

$$\varepsilon = \frac{\dot{B}_2 - \dot{B}_1}{\dot{B}_b} = \frac{100,0 - 3,5}{299,5} = \frac{96,5}{299,5}$$

$$\boxed{\varepsilon = 32,2 \%}$$

Taxa de exergia que acompanha a transferência de calor:

$$\dot{B}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \times \dot{Q}_p = \left(1 - \frac{298,15 \text{ K}}{424,15 \text{ K}}\right) \times 33,1 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_q = 11,6 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia na caldeira:

$$\dot{B}_d = \dot{B}_b + \dot{B}_1 - \dot{B}_2 - \dot{B}_q = 299,5 \text{ MJ/s} + 3,5 \text{ MJ/s} - 100,0 \text{ MJ/s} - 11,6 \text{ MJ/s}$$

$$\boxed{\dot{B}_d = 163,9 \text{ MJ/s}}$$

Taxa de exergia na turbina do picador:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{5A} \times (h_{5A} - h_{6At}) = 2,61 \text{ kg/s} \times (3.326 \text{ kJ/kg} - 2.655 \text{ kJ/kg})$$

$$\boxed{\dot{W}_{rev} = 1,8 \text{ MJ/s}}$$

Trabalho real fornecido no Anexo 1: $\boxed{\dot{W}_{real} = 1,3 \text{ MJ/s}}$.

Trabalho disponível: $\dot{W}_{disp} = \dot{B}_{5A} - \dot{B}_{6AR}$ (os valores de \dot{B}_{5A} e \dot{B}_{6AR} foram determinados através

da Equação 56). $\dot{W}_{disp} = 3,3 \text{ MJ/s} - 1,7 \text{ MJ/s}$

$$\boxed{\dot{W}_{disp} = 1,6 \text{ MJ/s}}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 1,8 \text{ MJ/s} - 1,3 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{W}_p = 0,5 \text{ MJ / s}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -1,3 \text{ MJ / s} + 1,6 \text{ MJ / s}$$

$$\dot{B}_d = 0,4 \text{ MJ / s}$$

Eficiência exergética da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{1,3 \text{ MJ / s}}{1,6 \text{ MJ / s}}$$

$$\varepsilon = 78,0\%$$

Taxa de exergia na turbina do desfibrador:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{5B} \times (h_{5B} - h_{6Bl}) = 3,88 \text{ kg / s} \times (3.326 \text{ kJ / kg} - 2.655 \text{ kJ / kg})$$

$$\dot{W}_{rev} = 2,6 \text{ MJ / s}$$

Trabalho real fornecido conforme Anexo 1: $\dot{W}_{real} = 1,9 \text{ MJ / s}$.

Trabalho disponível: $\dot{W}_{disp} = \dot{B}_{5B} - \dot{B}_{6BR}$ (os valores de \dot{B}_{5B} e \dot{B}_{6BR} foram determinados através da Equação 52). $\dot{W}_{disp} = 4,9 \text{ MJ / s} - 2,6 \text{ MJ / s}$

$$\dot{W}_{disp} = 2,4 \text{ MJ / s}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 2,6 \text{ MJ / s} - 1,9 \text{ MJ / s}$$

$$\dot{W}_p = 0,7 \text{ MJ / s}$$

Destruição de exergia na turbina do desfibrador:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -1,9 \text{ MJ/s} + 2,4 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 0,5 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{1,9 \text{ MJ/s}}{2,4 \text{ MJ/s}}$$

$$\varepsilon = 78,0\%$$

Taxa de exergia na turbina das moendas:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{5C} \times (h_{5C} - h_{6CI}) = 9,04 \text{ kg/s} \times (3.326 \text{ kJ/kg} - 2.655 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{rev} = 6,1 \text{ MJ/s}$$

Trabalho real fornecido conforme o Anexo 1: $\dot{W}_{real} = 4,3 \text{ MJ/s}$

Trabalho disponível: $\dot{W}_{disp} = \dot{B}_{5C} - \dot{B}_{6CR}$ (os valores de \dot{B}_{5C} e \dot{B}_{6CR} foram determinados através

da Equação 52). $\dot{W}_{disp} = 11,5 \text{ MJ/s} - 6,0 \text{ MJ/s}$

$$\dot{W}_{disp} = 5,6 \text{ MJ/s}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 6,1 \text{ MJ/s} - 4,3 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{W}_p = 1,7 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -4,3 \text{ MJ/s} + 5,6 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 1,2 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{4,3 \text{ MJ/s}}{5,6 \text{ MJ/s}}$$

$$\varepsilon = 78,0\%$$

Taxa de exergia na turbina dos geradores:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{5D} \times (h_{5D} - h_{6DI}) = 49,00 \text{ kg/s} \times (3.326 \text{ kJ/kg} - 2.655 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{rev} = 32,9 \text{ MJ/s}$$

Trabalho real fornecido conforme Anexo 1: $\dot{W}_{real} = 24,0 \text{ MJ/s}$.

Trabalho disponível: $\dot{W}_{disp} = \dot{B}_{5D} - \dot{B}_{6DR}$ (os valores de \dot{B}_{5D} e \dot{B}_{6DR} foram determinados através da Equação 52).

$$\dot{W}_{disp} = 62,4 \text{ MJ/s} - 32,1 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{W}_{disp} = 30,3 \text{ MJ/s}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 32,9 \text{ MJ/s} - 24,0 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{W}_p = 8,9 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -24,0 \text{ MJ/s} + 30,3 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 6,3 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{24,0}{30,3}$$

$$\varepsilon = 79,1\%$$

Taxa de exergia da turbobomba da caldeira:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{5E} \times (h_{5E} - h_{6EI}) = 2,17 \text{ kg/s} \times (3.326 \text{ kJ/kg} - 2.655 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{rev} = 1,5 \text{ MJ/s}$$

Trabalho real fornecido conforme Anexo 1: $\dot{W}_{real} = 1,2 \text{ MJ/s}$.

Trabalho disponível: $\dot{W}_{disp} = \dot{B}_{5E} - \dot{B}_{6ER}$ (os valores de \dot{B}_{5D} e \dot{B}_{6DR} foram determinados através da Equação 52).

$$\dot{W}_{disp} = 2,8 \text{ MJ/s} - 1,4 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{W}_{disp} = 1,4 \text{ MJ/s}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 1,5 \text{ MJ/s} - 1,2 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{W}_p = 0,3 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -1,2 \text{ MJ/s} + 1,4 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 0,2 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética da turbobomba:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{1,2}{1,4}$$

$$\boxed{\varepsilon = 86,5\%}$$

Eficiência exergética da co-geração

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{B}_{el} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_4 + \dot{B}_7}{\dot{B}_b + \dot{B}_1} = \frac{24,0 + (1,3 + 1,9 + 4,3 + 1,2) + 10,6 + 43,7}{299,5 + 3,5} = \frac{87,0 \text{ MJ/s}}{303,0 \text{ MJ/s}}$$

$$\boxed{\varepsilon_{cg} = 28,7\%}$$

onde \dot{B}_7 é a taxa de exergia que vai para o processo de produção de açúcar e álcool.

APÊNDICE 3
MEMÓRIA DE CÁLCULO DA ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DO CASO 1
AO CASO 3

A.3.1 – Caso 1: “Configuração Atual”

A.3.1.1 – Análise energética

Balances de massa e de energia na caldeira:

Balanco de massa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = 70,85 \text{ kg} / \text{s}$.

Balanco de energia:

$$p_1 = p_2 = 2,1 \text{ MPa}$$

$$\begin{cases} p_1 = 2,10 \text{ MPa} \\ T_1 = 105^\circ \text{C} \text{ (fonte : KOBLITZ, 2001)} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_1 = 442 \text{ kJ} / \text{kg} \\ s_1 = 1,361 \text{ kJ} / \text{kg.K} \\ \text{Líquido comprimido} \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_2 = 2,10 \text{ MPa} \\ T_2 = 300^\circ \text{C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_2 = 3.021 \text{ kJ} / \text{kg} \\ s_2 = 6,740 \text{ kJ} / \text{kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

Taxa de transferência de calor recebido pela vazão mássica de água na caldeira:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 \times (h_2 - h_1) = 70,85 \text{ kg} / \text{s} \times (3.021 \text{ kJ} / \text{kg} - 442 \text{ kJ} / \text{kg})$$

$$\boxed{\dot{Q}_c = 182,7 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Taxa de transferência de calor perdido pela caldeira:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_b - \dot{Q}_c = 222,5 \text{ MJ} / \text{s} - 182,7 \text{ MJ} / \text{s}$$

$$\boxed{\dot{Q}_p = 39,8 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Taxa de transferência de calor da combustão do bagaço:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_b \times PCI_b = 29,52 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}$$

PCI conforme citado na análise energética de Coruripe de Campo Florido, no Item A.2.1.

$$\dot{Q}_b = 222,5 \text{ MJ/s}$$

Eficiência energética da caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_b \times PCI_b} = \frac{70,85 \text{ kg/s} \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 442 \text{ kJ/kg})}{29,52 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}} = \frac{182,7 \text{ MJ/s}}{222,5 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta_c = 82,1\%$$

Para as caldeiras utilizadas no setor sucroalcooleiro, foram encontrados na literatura valores da eficiência energética de $\eta_c = 70\%$ (KOBELITZ, 2001; MME,1981); 81,5% (MME,1981); 85 % (CEMIG, 1992) e 87,0 % (Usina Coruripe de Campo Florido). Verifica-se, portanto, que o valor da eficiência energética na caldeira está dentro do intervalo encontrado na literatura.

A Figura A. 3 apresenta a taxa de energia, de massa e a respectiva eficiência energética da caldeira do Caso 1:

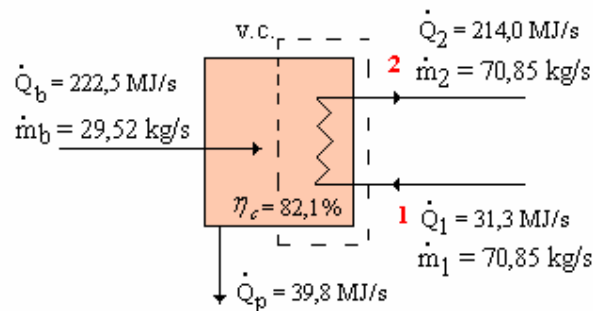


Figura A. 3: Balanços de massa e de energia na caldeira do Caso 1

Fluxos de massa e de energia nos pontos 2A, 2B, 3, 4, 4A e 4B

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{2A} + \dot{m}_{2B}$$

$$\dot{m}_{2A} = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{4A} + \dot{m}_{4B}$$

Considerando-se desprezíveis as perdas de calor através das tubulações, considera-se que:

$$h_2 = h_{2A} = h_{2B} = h_3 = h_4 = h_{4A} = h_{4B} = 3.021 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = s_{2A} = s_{2B} = s_3 = s_4 = s_{4A} = s_{4B} = 6,740 \text{ kJ/kg.K}$$

$$P_9 = 0,25 \text{ MPa (fornecido: FÓRUM CO-GERAÇÃO, 2002)}$$

Sendo assim, $P_9 = P_{5I} = P_{5R} = P_{6I} = P_{6R} = P_7 = P_8 = P_{10} = P_{11}$, para não haver refluxo.

Balancos de massa e de energia na turbina das máquinas do processo:

Balanco de massa:

$$\dot{m}_{4A} = \dot{m}_{5R} = 41,09 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{5R} = \dot{m}_{5I}$$

Balanco de energia:

Turbina ideal: $s_{5I} = s_{4A}$.

$$\begin{cases} p_{5I} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{5I} = 6,740 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5I} = 127^\circ \text{C} \\ x_{5I} = 94,3\% \\ h_{5I} = 2.592 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

A turbina das máquinas do processo produz $\dot{W}_{imp} = 8,039 \text{ MW}$ de trabalho mecânico (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002):

$$\dot{W}_{imp} = \dot{m}_{4A} \times (h_{4A} - h_{5R}). \text{ Logo, isolando } h_{5R}:$$

$$h_{5R} = -\frac{\dot{W}_{imp}}{\dot{m}_{4A}} + h_{4A} = -\frac{8.039 \text{ kJ/s}}{41,09 \text{ kg/s}} + 3.021 \text{ kJ/kg} = 2.825 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} p_{5R} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{5R} = 2.825 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{5R} = 179^\circ \text{C} \\ s_{5R} = 7,307 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \text{ Vapor superaquecido}$$

Eficiência isentrópica da turbina das máquinas do processo:

$$\eta_{imp} = \frac{h_{4A} - h_{5R}}{h_{4A} - h_{5I}} = \frac{3.021 - 2.825 \text{ kJ/kg}}{3.021 - 2.592 \text{ kJ/kg}}$$

$\eta_{imp} = 45,6 \%$ A eficiência está muito baixa e pode melhorar.

A Figura A. 4 mostra o diagrama $T - s$ para o processo da turbina das máquinas do processo.

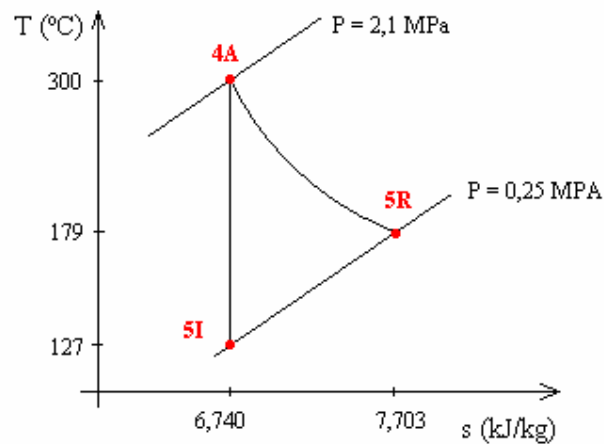


Figura A. 4: Diagrama $T - s$ para a turbina das máquinas do processo do Caso 1

A Figura A. 5 mostra a vazão mássica e a taxa de energia que passa através da turbina das máquinas do processo, além da eficiência isentrópica.

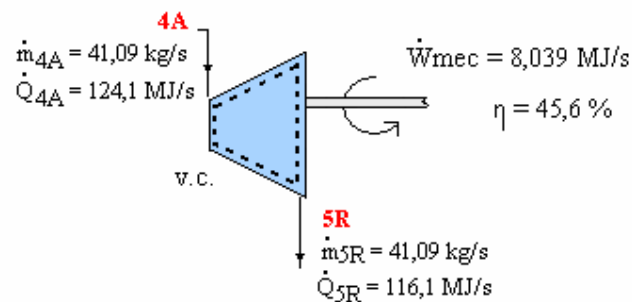


Figura A. 5: Vazões mássicas e taxas de energia na turbina das máquinas do processo do Caso 1

Balances de massa e de energia na turbina do gerador instalado:

Balanco de massa:

$$\dot{m}_{4B} = \dot{m}_{6R} = 22,48 \text{ kg} / \text{s}$$

$$\dot{m}_{6I} = \dot{m}_{6R}$$

Balanco de energia:

Turbina isentrópica: $s_{4B} = s_{6I}$.

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{6I} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{6I} = 6,740 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{6I} = 127^\circ \text{C} \\ x_{6I} = 94,3\% \\ h_{6I} = 2.592 \text{ kJ} / \text{kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

O gerador instalado produz $\dot{W}_{tgi} = 6,373 \text{ MW}$ de energia elétrica (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO,

2002): $\dot{W}_{tgi} = \dot{m}_{4B} \times (h_{4B} - h_{6R})$. Logo, isolando h_{6R} :

$$h_{6R} = -\frac{\dot{W}_{tgi}}{\dot{m}_{4B}} + h_{4B} = -\frac{6.373 \text{ kJ} / \text{s}}{22,48 \text{ kg} / \text{s}} + 3.021 \text{ kJ} / \text{kg} = 2.738 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{6R} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{6R} = 2.738 \text{ kJ} / \text{kg} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{6R} = 137^\circ \text{C} \\ s_{6R} = 7,105 \text{ kJ} / \text{kg} \cdot \text{K} \\ \text{Vapor sup eraquecido} \end{array} \right.$$

Eficiência isentrópica na turbina do gerador instalado:

$$\eta_{tgi} = \frac{h_{4B} - h_{6R}}{h_{4B} - h_{6I}} = \frac{3.021 - 2.738 \text{ kJ} / \text{kg}}{3.021 - 2.592 \text{ kJ} / \text{kg}}$$

$$\boxed{\eta_{tgi} = 66,1\%}$$

A eficiência isentrópica da turbina do gerador instalado é maior do que a eficiência isentrópica da turbina das máquinas do processo.

A Figura A. 6 mostra a expansão do vapor na turbina do gerador instalado

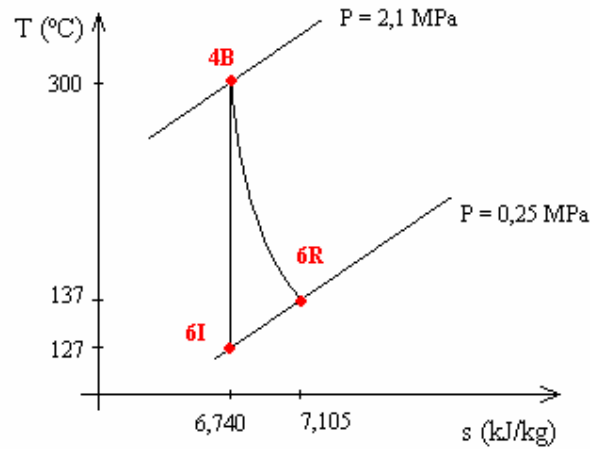


Figura A. 6: Diagrama $T - s$ para a turbina do gerador instalado do Caso 1

A Figura A. 7 mostra a vazão mássica e de energia que passa através da turbina do gerador instalado, além da eficiência isentrópica.

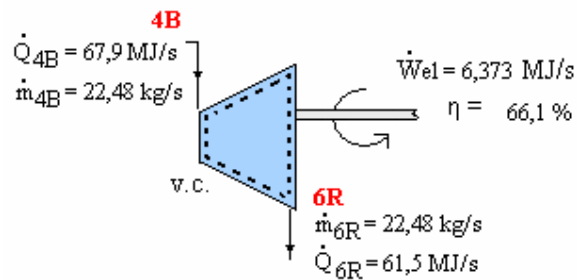


Figura A. 7: Balanços de massa e de energia da turbina gerador instalado do Caso 1

Balanços de massa e de energia na câmara de mistura 1:

Balanço de massa: $\dot{m}_{5R} + \dot{m}_{6R} = \dot{m}_7$

Balanço de energia: $\dot{m}_{5R} h_{5R} + \dot{m}_{6R} h_{6R} = \dot{m}_7 h_7$. Isolando h_7 :

$$h_7 = \frac{\dot{m}_{5R} h_{5R} + \dot{m}_{6R} h_{6R}}{\dot{m}_7}$$

$$h_7 = \frac{(41,09 \text{ kg/s} \times 2.825 \text{ kJ/kg}) + (22,48 \text{ kg/s} \times 2.738 \text{ kJ/kg})}{63,57 \text{ kg/s}} = 2.794 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} p_7 = 0,25 \text{ MPa} \\ h_7 = 2.794 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_7 = 164^\circ \text{C} \\ s_7 = 7,237 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

A Figura A. 8 representa os balanços de massa e de energia na câmara de mistura 1.

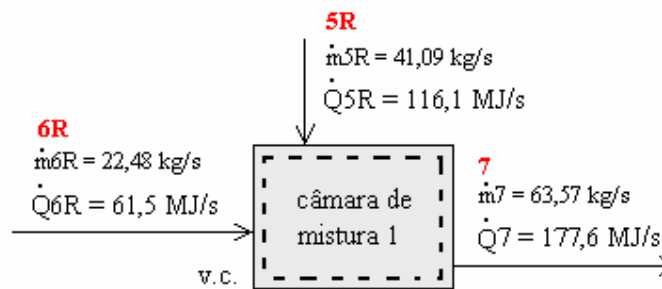


Figura A. 8: Balanços de massa e de energia na câmara de mistura 1, do Caso 1

Balanços de massa e de energia na válvula redutora de pressão:

Balanço de massa: $\dot{m}_{2B} = \dot{m}_8$

Balanço de energia, admitindo a válvula isentálpica (WYLEN *at al*, 2001): $h_8 = h_{2B}$.

$$\begin{cases} p_8 = 0,25 \text{ MPa} \\ h_8 = 3.021 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_8 = 276^\circ \text{C} \\ s_8 = 7,700 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

A Figura A. 9 mostra uma representação esquemática da válvula redutora de pressão. O processo ocorre do estado do vapor 2B para o estado do vapor 8. A válvula redutora de pressão é considerada isentálpica: a entalpia específica do estado do vapor 2B é igual à entalpia específica do estado do vapor 8. A pressão no estado do vapor 2B (2,1 MPa) diminui em relação à pressão

no estado do vapor 8 (0,25 MPa). A temperatura no estado do vapor 2B (300 °C) diminui em relação à temperatura no estado do vapor 8 (276 °C).

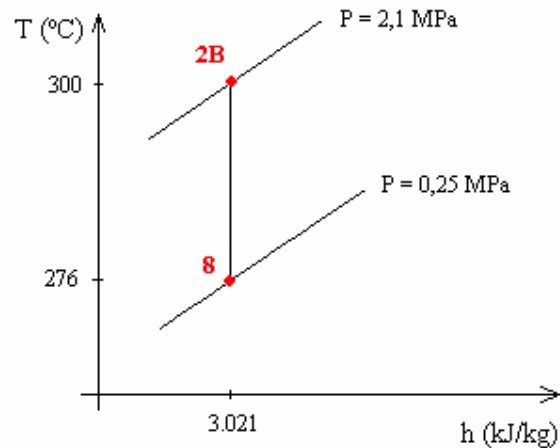


Figura A. 9: Diagrama $T - h$ para a válvula redutora de pressão

A Figura A. 10 representa os balanços de massa e de energia na válvula redutora de pressão. A energia do vapor superaquecido que entra na válvula redutora de pressão, no estado do vapor 2B (15,8 MJ/s), é igual à energia do vapor superaquecido que sai da válvula redutora de pressão, no estado do vapor 8 (15,8 MJ/s).

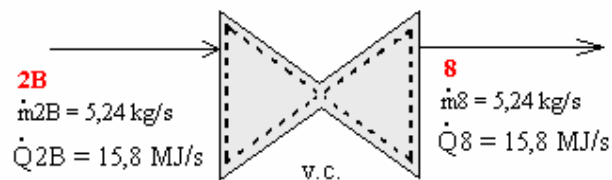


Figura A. 10: Balanços de massa e de energia na válvula redutora de pressão

Balanços de massa e energia na câmara de mistura 2:

Balanço de massa: $\dot{m}_7 + \dot{m}_8 = \dot{m}_9$

Balço de energia: $\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_9 h_9$. Isolando h_9 :

$$h_9 = \frac{\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8}{\dot{m}_9}$$

$$h_9 = \frac{(63,57 \text{ kg/s} \times 2.794 \text{ kJ/kg}) + (5,24 \text{ kg/s} \times 3.021 \text{ kJ/kg})}{68,81 \text{ kg/s}} = 2.812 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} p_9 = 0,25 \text{ MPa} \\ h_9 = 2.812 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_9 = 173^\circ \text{C} \\ s_9 = 7,278 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

A Figura A. 11 representa os balanços de massa e de energia na câmara de mistura 2.

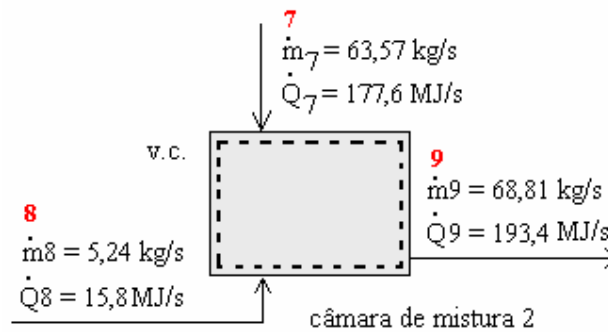


Figura A. 11: Balanços de massa e de energia na câmara de mistura 2, do Caso 1

Balanços de massa e de energia no dessuperaquecedor:

Balço de massa: $\dot{m}_9 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$

Balço de energia: $\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_{11} h_{11}$. Logo, isolando h_{11} : $h_{11} = \frac{\dot{m}_9 h_9 + \dot{m}_{10} h_{10}}{\dot{m}_{11}}$

$$\begin{cases} p_{10} = 0,33 \text{ MPa} \\ T_{10} = 25^\circ \text{C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_{10} = 105 \text{ kJ/kg} \\ s_{10} = 0,367 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Líquido comprimido} \end{cases}$$

$$h_{11} = \frac{(68,81 \text{ kg/s} \times 2.812 \text{ kJ/kg}) + (3,36 \text{ kg/s} \times 105 \text{ kJ/kg})}{72,17 \text{ kg/s}} = 2.686 \text{ kJ/kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{11} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{11} = 2.686 \text{ kJ/kg} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{11} = 127^\circ \text{C} \\ x_{11} = 98,6\% \\ s_{11} = 6,976 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

A Figura A. 12 representa os balanços de massa e de energia no dessuperaquecedor.

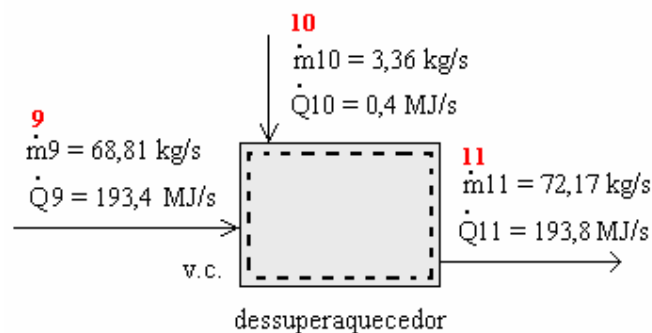


Figura A. 12: Balanços de massa e de energia no dessuperaquecedor, do Caso 1

Eficiência energética da co-geração:

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_{11}}{\left(\dot{m}_b \times PCI \right) + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{10}} = \frac{6,373 + 8,039 + 6,2 + 193,8}{(36,76 \times 7,536) + 31,3 + 0,4} = \frac{214,4 \text{ MJ/s}}{308,7 \text{ MJ/s}}$$

$$\boxed{\eta_{cg} = 69,5\%}$$

onde \dot{Q}_{11} é a taxa de transferência de calor que vai para o processo de produção de açúcar e álcool.

A.3.1.2 – Análise exérgica

Taxa de exergia na caldeira:

Exergia do combustível:

$$\dot{B}_b = \dot{m}_b \times b = 29,52 \text{ kg/s} \times 8.666 \text{ kJ/kg}$$

$$\boxed{\dot{B}_b = 255,8 \text{ MJ/s}}$$

Os valores das taxas de exergia da água de alimentação da caldeira e do vapor, \dot{B}_1 e \dot{B}_2 , foram determinados pela Equação 52 e pelos valores de entalpia específica e de entropia específica calculados para o Caso 1 ($h_1 = 442 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 3.021 \text{ kJ/kg}$, $s_1 = 1,361 \text{ kJ/kg.K}$ e $s_2 = 6,740 \text{ kJ/kg.K}$). Sendo assim, $\boxed{\dot{B}_1 = 2,9 \text{ MJ/s}}$ e $\boxed{\dot{B}_2 = 72,0 \text{ MJ/s}}$.

Eficiência exergética na caldeira:

$$\varepsilon = \frac{\dot{B}_2 - \dot{B}_1}{\dot{B}_b} = \frac{72,0 - 2,9}{256,4} = \frac{69,1 \text{ MJ/s}}{255,8 \text{ MJ/s}}$$

$$\boxed{\varepsilon = 27,0\%}$$

Eficiência exergética muito baixa.

Taxa de exergia que acompanha a transferência de calor:

$$\dot{B}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \times \dot{Q}_p = \left(1 - \frac{298,15 \text{ K}}{424,15 \text{ K}}\right) \times 39,7 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_q = 11,8 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia na caldeira:

$$\dot{B}_d = \dot{B}_b + \dot{B}_1 - \dot{B}_2 - \dot{B}_q = 255,8 \text{ MJ/s} + 2,9 \text{ MJ/s} - 72,0 \text{ MJ/s} - 11,8 \text{ MJ/s}$$

$$\boxed{\dot{B}_d = 174,9 \text{ MJ/s}}$$

A Figura A. 13 mostra a taxa de exergia na caldeira.

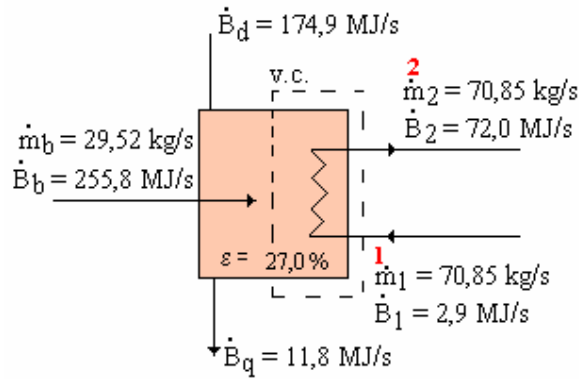


Figura A. 13: Taxas de exergia na caldeira do Caso 1

Taxa de exergia na turbina das máquinas do processo:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{4A} \times (h_{4A} - h_{5I}) = 41,09 \text{ kg/s} \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 2.592 \text{ kJ/kg})$$

$$\boxed{\dot{W}_{rev} = 17,6 \text{ MJ/s}}$$

Trabalho considerado real, conforme FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002: $\boxed{\dot{W}_{real} = 8,039 \text{ MJ/s}}$.

Trabalho disponível: $\dot{W}_{disp} = \dot{B}_{4A} - \dot{B}_{5R}$ (os valores de \dot{B}_{4A} e \dot{B}_{5R} foram determinados com a

Equação 52). $\dot{W}_{disp} = 41,7 \text{ MJ/s} - 26,8 \text{ MJ/s}$

$$\boxed{\dot{W}_{disp} = 15,0 \text{ MJ/s}}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 17,6 \text{ MJ/s} - 8,039 \text{ MJ/s}$$

$$\boxed{\dot{W}_p = 9,6 \text{ MJ/s}}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -8,039 \text{ MJ/s} + 15,0 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 6,9 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{\text{real}}}{\dot{W}_{\text{disp}}} = \frac{8,039 \text{ MJ/s}}{15,0 \text{ MJ/s}}$$

$$\varepsilon = 53,6\%$$

A Figura A. 14 mostra a taxa de exergia na turbina das máquinas do processo.

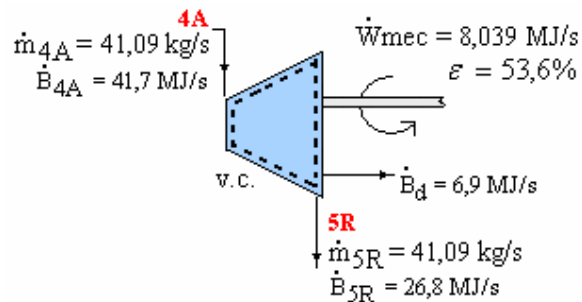


Figura A. 14: Taxas de exergia na turbina das máquinas do processo, do Caso 1

Taxa de exergia na turbina do gerador instalado:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{\text{rev}} = \dot{m}_{4B} \times (h_{4B} - h_{6I}) = 22,48 \text{ kg/s} \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 2.592 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{\text{rev}} = 9,6 \text{ MJ/s}$$

Trabalho real, conforme FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002: $\dot{W}_{\text{real}} = 6,373 \text{ MJ/s}$.

Trabalho disponível: $\dot{W}_{\text{disp}} = \dot{B}_{4B} - \dot{B}_{6R} = 22,8 \text{ MJ/s} - 14,0 \text{ MJ/s}$

$$\dot{W}_{\text{disp}} = 8,8 \text{ MJ/s}$$

Trabalho perdido: $\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 9,6 \text{ MJ/s} - 6,373 \text{ MJ/s}$

$$\dot{W}_p = 3,3 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia: $\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -6,373 \text{ MJ/s} + 8,8 \text{ MJ/s}$

$$\dot{B}_d = 2,4 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética na turbina do gerador instalado: $\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{6,373 \text{ MJ/s}}{8,8 \text{ MJ/s}}$

$$\varepsilon = 72,3\%$$

A Figura A. 15 mostra a taxa de exergia na turbina do gerador instalado.

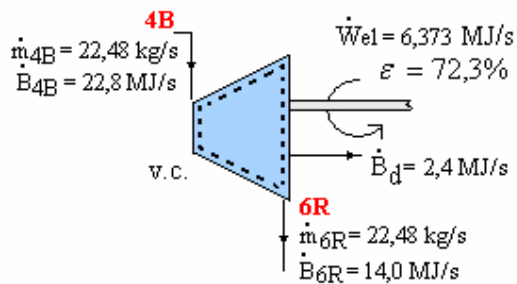


Figura A. 15: Taxas de exergia na turbina do gerador instalado, do Caso 1

Taxa de exergia na câmara de mistura 1:

Destruição de exergia na câmara de mistura:

$$\dot{B}_d = \left(\dot{B}_{5R} + \dot{B}_{6R} \right) - \dot{B}_7 = (26,8 \text{ MJ/s} + 14,0 \text{ MJ/s}) - 40,8 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 0,0 \text{ MJ/s}$$

A Figura A. 16 mostra a taxa de exergia na câmara de mistura 1.

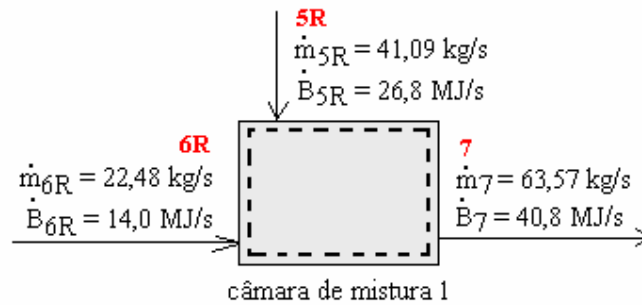


Figura A. 16: Balanço de exergia na câmara de mistura 1, do Caso 1

Taxa de exergia na válvula redutora de pressão:

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = \sum \dot{B}_e - \sum \dot{B}_s - \dot{B}_q - \dot{B}_w = \dot{B}_{2B} - \dot{B}_8 - 0 - 0 = 5,3 \text{ MJ/s} - 3,8 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 1,5 \text{ MJ/s}$$

A Figura A. 17 mostra a taxa de exergia na válvula redutora de pressão, considerando a válvula adiabática, e, portanto, não haverá perda de exergia que acompanha a transferência de calor. Sendo assim, a destruição de exergia na válvula é igual à exergia do vapor que entra no estado do vapor 2B (5,3 MJ/s) menos a exergia do vapor que sai no estado do vapor 8 (3,8 MJ/s). Neste caso, a destruição de exergia será igual a 1,5 MJ/s.

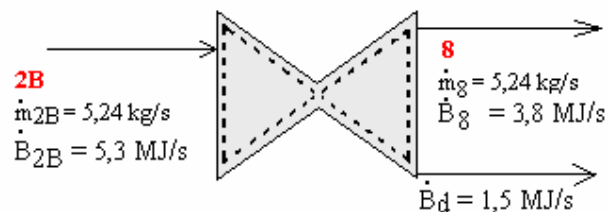


Figura A. 17: Taxas de exergia na válvula redutora de pressão

Taxa de exergia na câmara de mistura 2:

Destruição de exergia na câmara de mistura:

$$\dot{B}_d = (\dot{B}_7 + \dot{B}_8) - \dot{B}_9 = (40,8 \text{ MJ/s} + 3,8 \text{ MJ/s}) - 44,5 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 0,1 \text{ MJ/s}$$

A Figura A. 18 mostra a taxa de exergia na câmara de mistura 2.

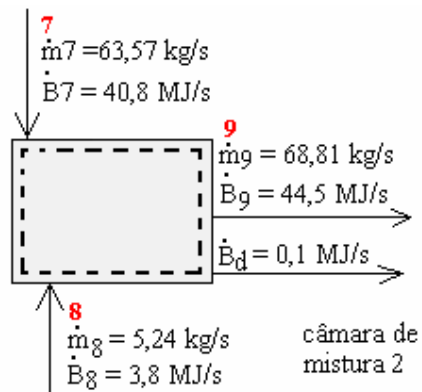


Figura A. 18: Taxas de exergia na câmara de mistura 2, do Caso 2

Taxa de exergia no dessuperaquecedor:

Destruição de exergia no dessuperaquecedor:

$$\dot{B}_d = (\dot{B}_9 + \dot{B}_{10}) - \dot{B}_{11} = (44,5 \text{ MJ/s} + 0 \text{ MJ/s}) - 44,0 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 0,5 \text{ MJ/s}$$

A Figura A. 19 mostra a taxa de exergia no dessuperaquecedor.

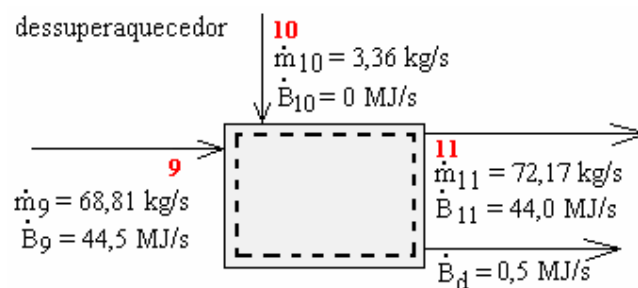


Figura A. 19: Taxas de exergia no dessuperaquecedor do Caso 1

Eficiência exergética da co-geração

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{B}_{el} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_3 + \dot{B}_{11}}{\left(\dot{m}_b \times b_b \right) + \dot{B}_1 + \dot{B}_{10}} = \frac{6,373 + 8,039 + 2,1 + 44,0}{(36,76 \times 8,666) + 2,9 + 0,0} = \frac{60,5 \text{ MJ / s}}{321,5 \text{ MJ / s}}$$

$$\boxed{\varepsilon_{cg} = 18,8 \%}$$

onde \dot{B}_{11} é a taxa de exergia que vai para o processo de produção de açúcar e álcool.

A.3.2 – Caso 2: “Queima de Todo o Bagaço”

A.3.2.1 – Análise energética

Balancos de massa e de energia na caldeira:

Balanco de massa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = 88,23 \text{ kg} / \text{s}$

Balanco de energia:

$$p_1 = p_2 = 2,1 \text{ MPa}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = 2,10 \text{ MPa} \\ T_1 = 105^\circ \text{ C} \text{ (fonte : KOBLITZ, 2001)} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_1 = 442 \text{ kJ} / \text{ kg} \\ s_1 = 1,361 \text{ kJ} / \text{ kg} \cdot \text{ K} \\ \text{Líquido comprimido} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_2 = 2,10 \text{ MPa} \\ T_2 = 300^\circ \text{ C} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_2 = 3.021 \text{ kJ} / \text{ kg} \\ s_2 = 6,740 \text{ kJ} / \text{ kg} \cdot \text{ K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{array} \right.$$

Taxa de calor recebido pela vazão de água na caldeira:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 \times (h_2 - h_1) = 80,23 \text{ kg} / \text{s} \times (3.021 \text{ kJ} / \text{ kg} - 442 \text{ kJ} / \text{ kg})$$

$$\boxed{\dot{Q}_c = 227,5 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Taxa de calor perdido pela caldeira:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_b - \dot{Q}_c = 277,0 \text{ MJ} / \text{s} - 227,5 \text{ MJ} / \text{s}$$

$$\boxed{\dot{Q}_p = 49,5 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Taxa de calor da combustão do bagaço:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_b \times PCI_b = 36,76 \text{ kg} / \text{s} \times 7.536 \text{ kJ} / \text{ kg}$$

PCI conforme citado na análise energética de Coruripe de Campo Florido, no Item A.2.1.

$$\boxed{\dot{Q}_b = 277,0 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Eficiência energética da caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_b \times PCI_b} = \frac{88,23 \text{ kg/s} \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 442 \text{ kJ/kg})}{36,76 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}} = \frac{227,5 \text{ MJ/s}}{277,0 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta_c = 82,1\%$$

Verifica-se que o valor da eficiência energética na caldeira está dentro do intervalo encontrado na literatura, conforme citado na análise energética de Coruripe de Campo Florido, no Item A.2.1.

A Figura A. 20 apresenta a vazão mássica e a taxa de energia e a respectiva eficiência energética da caldeira do Caso 2:

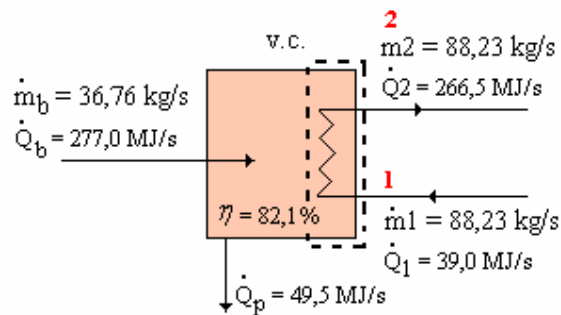


Figura A. 20: Balanços de massa e de energia na caldeira do Caso 2

Fluxos de massa e de energia nos pontos 2A, 2B, 3, 4, 4A e 4B

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_{2A} + \dot{m}_{2B}$$

$$\dot{m}_{2A} = \dot{m}_3 + \dot{m}_4$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_{4A} + \dot{m}_{4B}$$

Considerando-se desprezíveis as perdas de calor através das tubulações, considera-se que:

$$h_2 = h_{2A} = h_{2B} = h_3 = h_4 = h_{4A} = h_{4B} = 3.021 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = s_{2A} = s_{2B} = s_3 = s_4 = s_{4A} = s_{4B} = 6,740 \text{ kJ/kg.K}$$

$$P_{11} = 0,25 \text{ MPa (fornecido: FÓRUM CO-GERAÇÃO, 2002)}$$

Sendo assim, $P_{11} = P_{5I} = P_{5R} = P_{6I} = P_{6R} = P_{7I} = P_{7R} = P_{8I} = P_{8R} = P_{11} = P_{13}$, para não haver refluxo.

Balanco de energia na turbina das máquinas do processo:

Balanco de massa:

$$\dot{m}_{4A} = \dot{m}_{5R} = 28,36 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{5I} = \dot{m}_{5R}$$

Balanco de energia:

Turbina ideal: $s_{4A} = s_{5I}$.

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{5I} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{5I} = 6,740 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{5I} = 127^\circ \text{C} \\ x_{5I} = 94,3\% \\ h_{5I} = 2.592 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

A turbina das máquinas do processo produz $\dot{W}_{tmp} = 8,039 \text{ MJ/s}$ de trabalho mecânico (FÓRUM

DE CO-GERAÇÃO, 2002): $\dot{W}_{tmp} = \dot{m}_{4A} \times (h_{4A} - h_{5R})$. Logo, isolando h_{5R} :

$$h_{5R} = h_{4A} - \frac{\dot{W}_{tmp}}{\dot{m}_{4A}} = 3.021 \text{ kJ/kg} - \frac{8.039 \text{ kJ/s}}{28,36 \text{ kg/s}} = 2.738 \text{ kJ/kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{5R} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{5R} = 2.738 \text{ kJ/kg} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{5R} = 137^\circ \text{C} \\ s_{5R} = 7,105 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{array} \right.$$

Eficiência isentrópica da turbina das máquinas do processo:

$$\eta_{tmp} = \frac{h_{4A} - h_{5R}}{h_{4A} - h_{5I}} = \frac{3.021 - 2.738}{3.021 - 2.592}$$

$$\eta_{imp} = 66,1 \%$$

A eficiência isentrópica da turbina das máquinas do processo do Caso 2 (66,1 %) aumentou em relação ao Caso 1 (45,6 %). Porém, ela ainda é baixa e pode melhorar.

A Figura A. 21 mostra o diagrama $T - s$ para o processo da turbina das máquinas do processo.

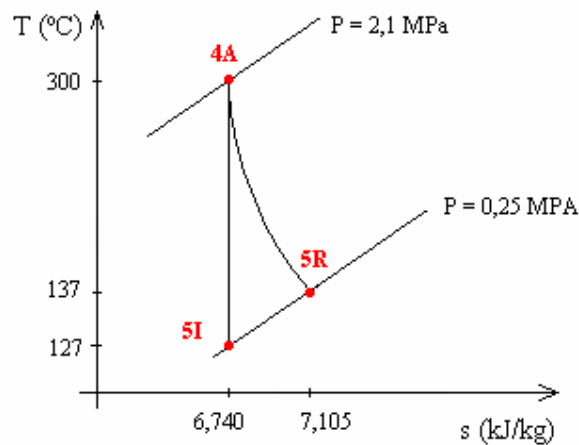


Figura A. 21: Diagrama $T - s$ para o processo da turbina das máquinas do processo do Caso 2

A Figura A. 22 mostra a vazão mássica e a taxa de energia que passa através da turbina das máquinas do processo.

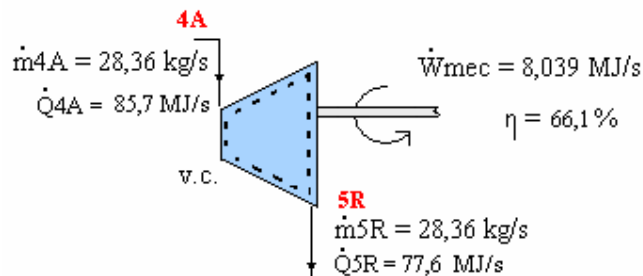


Figura A. 22: Taxas de massa e de energia na turbina das máquinas do processo, do Caso 2

Balances de massa e de energia na turbina do gerador instalado:

Os balanços de massa e de energia na turbina do gerador instalado do Caso 2 é idêntico aos balanços de massa e energia na turbina do gerador instalado do Caso 1:

Balço de massa:

$$\dot{m}_{4B} = \dot{m}_{6R} = 22,48 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{6I} = \dot{m}_{6R}$$

Balço de energia:

Turbina isentrópica: $s_{4B} = s_{6I}$.

$$\begin{cases} p_{6I} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{6I} = 6,740 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{6I} = 127^\circ \text{C} \\ x_{6I} = 94,3\% \\ h_{6I} = 2.592 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_{6R} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{6R} = 2.738 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{6R} = 137^\circ \text{C} \\ s_{6R} = 7,105 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

Eficiência isentrópica na turbina do gerador instalado:

$$\eta_{t,gi} = \frac{h_{4B} - h_{6R}}{h_{4B} - h_{6I}} = \frac{3.021 - 2.738}{3.021 - 2.592}$$

$$\boxed{\eta_{t,gi} = 66,1\%}$$

A eficiência isentrópica da turbina do gerador instalado é maior do que a eficiência isentrópica da turbina das máquinas do processo.

Balços de massa e de energia na câmara de mistura 1:

Balço de massa: $\dot{m}_{5R} + \dot{m}_{6R} = \dot{m}_7$.

Balço de energia: $\dot{m}_{5R} h_{5R} + \dot{m}_{6R} h_{6R} = \dot{m}_7 h_7$. Isolando h_7 :

$$h_7 = \frac{\dot{m}_{5R} h_{5R} + \dot{m}_{6R} h_{6R}}{\dot{m}_7}$$

$$h_7 = \frac{(28,36 \text{ kg/s} \times 2.738 \text{ kJ/kg}) + (22,48 \text{ kg/s} \times 2.738 \text{ kJ/kg})}{50,84 \text{ kg/s}} = 2.738 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} p_7 = 0,25 \text{ MPa} \\ h_7 = 2.738 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_7 = 137^\circ \text{C} \\ s_7 = 7,105 \text{ kJ/kg.K} \end{cases}$$

Vapor superaquecido

A Figura A. 23 representa o balanço de energia na câmara de mistura 1.

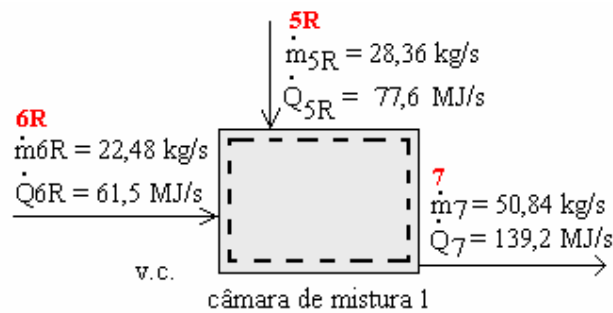


Figura A. 23: Balanço de energia na câmara de mistura 1, do Caso 2

Balanços de massa e de energia na turbina do gerador novo:

$$\dot{m}_{2B} = \dot{m}_{8'} = 35,35 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{8'} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{8''}$$

$$\dot{m}_{8''} = \dot{m}_9$$

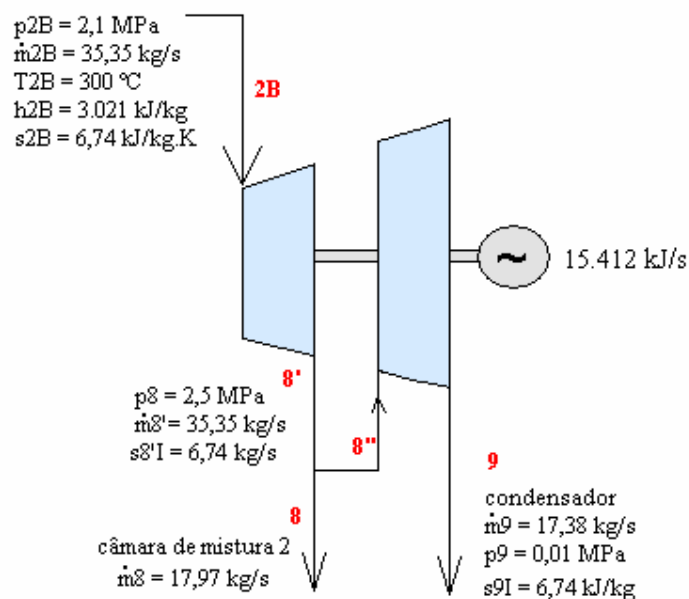


Figura A. 24: Dados da turbina do gerador novo do Caso 2

Balço de energia:

Turbina isentrópica: $s_{8'I} = s_{2B}$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{8'I} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{8'I} = 6,740 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{8'I} = 127^\circ \text{C} \\ x_{8'I} = 94,3\% \\ h_{8'I} = 2.592 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

SEARS, 1969, sugere que a eficiência isentrópica da turbina seja a mesma nos dois estágios por onde o vapor passará. Sendo assim, através de cálculos sucessivos, chegou-se a conclusão de que o valor da eficiência isentrópica estaria em torno de $\eta = 65,2\%$, como mostram os cálculos a seguir. Considerando a eficiência isentrópica do primeiro estágio da turbina do gerador novo igual a 65,2%:

$$\eta_{t, gn1} = \frac{h_{2B} - h_{8'R}}{h_{2B} - h_{8'I}}. \text{ Isolando } h_{8'R}:$$

$$h_{8'R} = h_{2B} - \eta_{t, gn1} \times (h_{2B} - h_{8'I}) = 3.021 \text{ kJ/kg} - 0,652 \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 2.592 \text{ kJ/kg})$$

$$h_{8'R} = 2.741 \text{ kJ/kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{8'R} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{8'R} = 2.741 \text{ kJ/kg} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{8'R} = 139^\circ \text{C} \\ s_{8'R} = 7,112 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} s_{8I} = s_{8'I} = s_{8''I} = 6,740 \text{ kJ/kg.K} \\ p_{8I} = p_{8'I} = p_{8''I} = 0,25 \text{ MPa} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{8I} = T_{8'I} = T_{8''I} = 127^\circ \text{C} \\ x_{8I} = x_{8'I} = x_{8''I} = 94,3\% \\ h_{8I} = h_{8'I} = h_{8''I} = 2.592 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} h_{8R} = h_{8'R} = h_{8''R} = 2.741 \text{ kJ/kg} \\ p_{8R} = p_{8'R} = p_{8''R} = 0,25 \text{ MPa} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{8R} = T_{8'R} = T_{8''R} = 139^\circ \text{C} \\ s_{8I} = s_{8'I} = s_{8''I} = 7,112 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{array} \right.$$

Turbina isentrópica: $s_{9I} = s_{8''R} = 7,112 \text{ kJ/kg.K}$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{9I} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{9I} = 7,112 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{9I} = 46^\circ \text{C} \\ x_{9I} = 86,7\% \\ h_{9I} = 2.253 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

Trabalho realizado entre os estados de vapor 2B e 8':

$$\dot{W}_{2B \rightarrow 8'} = \dot{m}_e \times h_e - \dot{m}_s \times h_s$$

$$\dot{W}_{2B \rightarrow 8'} = \dot{m}_{2B} \times h_{2B} - \dot{m}_{8'R} \times h_{8'R}$$

$$\dot{m}_{2B} = \dot{m}_{8'R} = 35,35 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{2B \rightarrow 8'} = 35,35 \text{ kg/s} \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 2.741 \text{ kJ/kg})$$

$$\boxed{\dot{W}_{2B \rightarrow 8'} = 9,888 \text{ kJ/s}}$$

$\dot{W}_{tgn} = 15.412 \text{ kJ/s}$ de energia elétrica (fornecido: FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002). Logo,

$$\dot{W}_{8'' \rightarrow 9} = 15.412 \text{ kJ/s} - \dot{W}_{2B \rightarrow 8'} = 15.412 \text{ kJ/s} - 9.888 \text{ kJ/s}$$

$$\boxed{\dot{W}_{8'' \rightarrow 9} = 5.524 \text{ kJ/s}}$$

Sendo assim,

$$\dot{W}_{8'' \rightarrow 9} = \dot{m}_e \times h_e - \dot{m}_s \times h_s$$

$$\dot{W}_{8'' \rightarrow 9} = \dot{m}_{8''R} \times h_{8''R} - \dot{m}_{9R} \times h_{9R}$$

$$\dot{m}_{8''R} = \dot{m}_{9R} = 17,38 \text{ kg/s}$$

$$h_{9R} = \frac{\dot{m}_{8''R} \times h_{8''R} - \dot{W}_{8'' \rightarrow 9}}{\dot{m}_{9R}}$$

$$h_{9R} = 2.423 \text{ kJ/kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{9R} = 0,01 \text{ MPa} \\ h_{9R} = 2.423 \text{ kJ/kg} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{9R} = 46^\circ \text{C} \\ x_{9R} = 93,3\% \\ s_{9R} = 7,640 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

Eficiência isentrópica no segundo estágio da turbina:

$$\eta_{t2^\circ} = \frac{h_{8''} - h_{9R}}{h_{8''} - h_{9I}}$$

$$\eta_{t2^\circ} = \frac{2.741 - 2.423}{2.741 - 2.253}$$

$$\eta_{t2^\circ} = 65,1\%$$

Eficiência isentrópica média:

$$\eta_{tgn} = \frac{\eta_{t1^\circ} - \eta_{t2^\circ}}{2}$$

$$\eta_{tgn} = 65,1\%$$

A eficiência isentrópica da turbina do gerador novo é a maior das três turbinas do Caso 2.

Pela Figura A. 25 pode-se observar que os 106,8 MJ/s de energia térmica do vapor que entram no primeiro estágio da turbina (estado do vapor 2B), são transformados, com uma eficiência isentrópica de 65,2 %, em 9,9 MJ/s de potência elétrica mais 96,9 MJ/s de energia térmica no estado do vapor 8'. A energia térmica de 96,9 MJ/s no estado do vapor 8' é dividida em 49,3 MJ/s (estado do vapor 8) e 47,6 MJ/s (estado do vapor 8''). A energia térmica do vapor no estado do vapor 8'' (47,6 MJ/s) entra no segundo estágio da turbina e é transformado, com uma eficiência isentrópica de 65,1%, em 5,5 MJ/s de potência elétrica mais 42,1 MJ/s de energia térmica (estado do vapor 9) que entra no condensador. A potência elétrica total produzida pela turbina do gerador novo é igual a 15,412 MJ/s e a eficiência isentrópica global de toda a turbina é de 65,1 %.

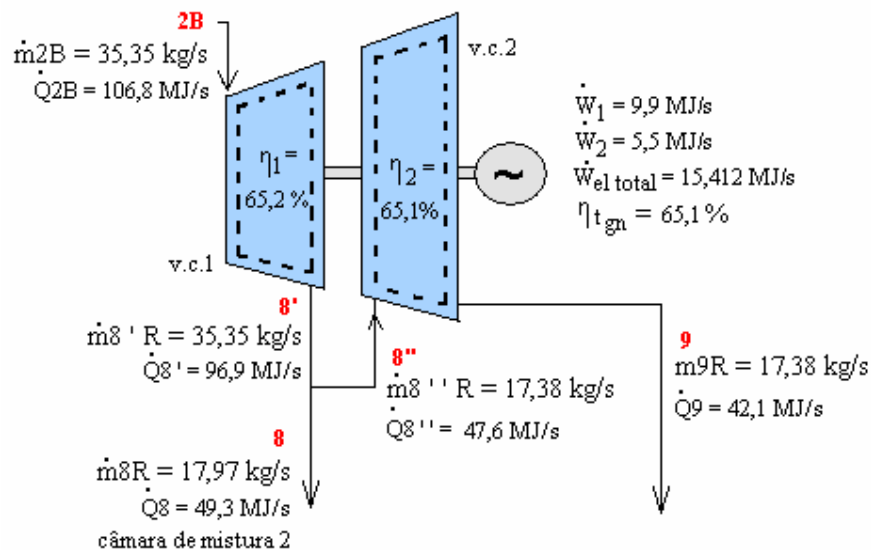


Figura A. 25: Taxas de massa e de energia da turbina gerador novo do Caso 2

Balances de massa e de energia na câmara de mistura 2:

Balço de massa: $\dot{m}_{10} = \dot{m}_7 + \dot{m}_8$.

Balço de energia: $\dot{m}_{10} h_{10} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{8R} h_{8R}$. Isolando h_{10} :

$$h_{10} = \frac{\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{8R} h_{8R}}{\dot{m}_{10}}$$

$$h_{10} = \frac{(50,84 \text{ kg/s} \times 2.738 \text{ kJ/kg}) + (17,97 \text{ kg/s} \times 2.741 \text{ kJ/kg})}{68,81 \text{ kg/s}}$$

$$h_{10} = 2.739 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} p_{10} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{10} = 2.739 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{10} = 138^\circ \text{C} \\ s_{10} = 7,107 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

A Figura A. 26 representa os balances de massa e de energia na câmara de mistura 2.

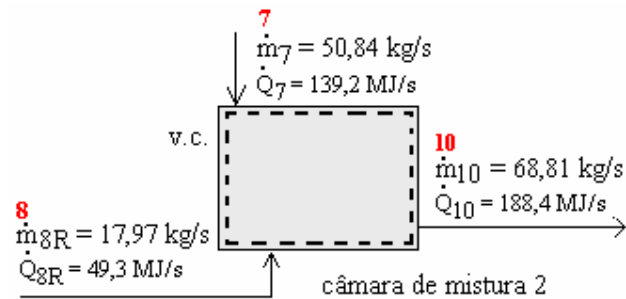


Figura A. 26: Balanço de energia na câmara de mistura 2, do Caso 2

Balances de massa e de energia no dessuperaquecedor:

Balço de massa: $\dot{m}_{12} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}$.

Balço de energia: $\dot{m}_{12} h_{12} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11}$. Logo, isolando h_{12} :

$$h_{12} = \frac{\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11}}{\dot{m}_{12}}$$

$$\begin{cases} P_{11} = 0,33 \text{ MPa} \\ T_{11} = 25^\circ \text{ C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_{11} = 105 \text{ kJ/kg} \\ s_{11} = 0,367 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \\ \text{Líquido comprimido}$$

$$h_{12} = \frac{(68,81 \text{ kg/s} \times 2.739 \text{ kJ/kg}) + (3,36 \text{ kg/s} \times 105 \text{ kJ/kg})}{72,17 \text{ kg/s}}$$

$$\boxed{h_{12} = 2.616 \text{ kJ/kg}}$$

$$\begin{cases} P_{12} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{12} = 2.616 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{12} = 127^\circ \text{ C} \\ s_{12} = 6,801 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \\ \text{Líquido mais vapor}$$

A Figura A. 27 representa os balanços de massa e de energia no dessuperaquecedor.

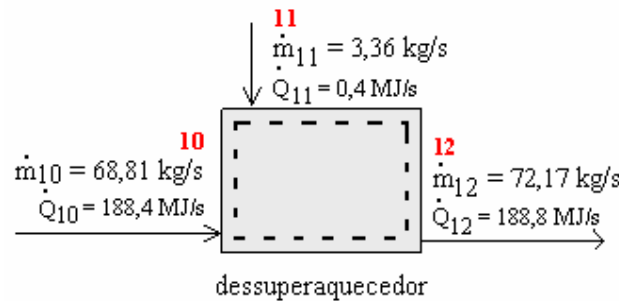


Figura A. 27: Balanços de massa e de energia no dessuperaquecedor do Caso 2

Eficiência energética da co-geração:

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_3 + \dot{Q}_{12}}{\left(\dot{m}_b \times PCI\right) + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_{11}} = \frac{(6,373 + 15,412) + 8,039 + 6,2 + 188,8}{(36,76 \times 7,536) + 39,0 + 0,4} = \frac{224,8 \text{ MJ/s}}{316,4 \text{ MJ/s}}$$

$$\boxed{\eta_{cg} = 71,0 \%}$$

onde \dot{Q}_{12} é a taxa de energia térmica que vai para o processo de produção de açúcar e álcool. A eficiência energética da co-geração do Caso 2 é alta, porém, menor que a do Caso 1.

A.3.2.2 – Análise exergetica

Taxa de exergia na caldeira:

Exergia do combustível:

$$\dot{B}_b = \dot{m}_b \times b_b = 36,76 \text{ kg/s} \times 8.666 \text{ kJ/kg}$$

$$\boxed{\dot{B}_b = 318,6 \text{ MJ/s}}$$

Os valores das taxas de exergia da água de alimentação da caldeira e do vapor, \dot{B}_1 e \dot{B}_2 foram determinados pela da Equação 52 e pelos valores de entalpia específica e de entropia específica calculados para o Caso 2. ($h_1 = 442 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 3.021 \text{ kJ/kg}$, $s_1 = 1,361 \text{ kJ/kg.K}$ e $s_2 = 6,740 \text{ kJ/kg.K}$). Sendo assim, $\boxed{\dot{B}_1 = 3,6 \text{ MJ/s}}$ e $\boxed{\dot{B}_2 = 89,6 \text{ MJ/s}}$.

Eficiência exergetica na caldeira:

$$\varepsilon = \frac{\dot{B}_2 - \dot{B}_1}{\dot{B}_b} = \frac{89,6 - 3,6}{318,6} = \frac{69,1}{318,6}$$

$$\boxed{\varepsilon = 27,0 \%}$$

Eficiência exergetica muito baixa.

Taxa de exergia que acompanha a transferência de calor:

$$\dot{B}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \times \dot{Q}_p = \left(1 - \frac{298,15 \text{ K}}{424,15 \text{ K}}\right) \times 49,5 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_q = 14,7 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia na caldeira:

$$\dot{B}_d = \dot{B}_b + \dot{B}_1 - \dot{B}_2 - \dot{B}_q = 318,6 \text{ MJ/s} + 3,6 \text{ MJ/s} - 89,6 \text{ MJ/s} - 14,7 \text{ MJ/s}$$

$$\boxed{\dot{B}_d = 217,8 \text{ MJ/s}}$$

As taxas de exergia na caldeira podem ser observadas na Figura A. 28.

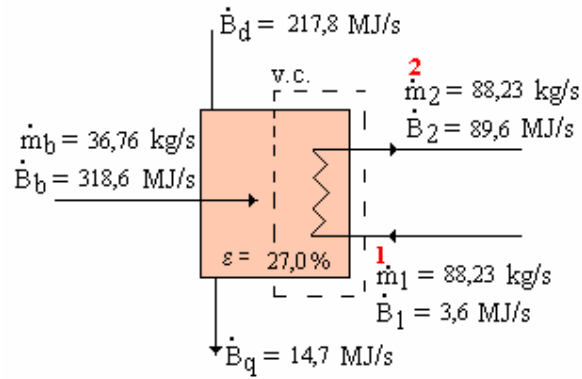


Figura A. 28: Taxas de exergia na caldeira do Caso 2

Taxa de exergia na turbina das máquinas do processo:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{4A} \times (h_{4A} - h_{5I}) = 28,36 \text{ kg/s} \times (3.021 \text{ kJ/kg} - 2.592 \text{ kJ/kg})$$

$$\boxed{\dot{W}_{rev} = 12,2 \text{ MJ/s}}$$

Trabalho real, conforme FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002: $\boxed{\dot{W}_{real} = 8,039 \text{ MJ/s}}$

Trabalho disponível: $\dot{W}_{disp} = \dot{B}_{4A} - \dot{B}_{5R}$ (os valores de \dot{B}_{4A} e \dot{B}_{5R} foram determinados através da

Equação 52). $\dot{W}_{disp} = 28,8 \text{ MJ/s} - 17,7 \text{ MJ/s}$

$$\boxed{\dot{W}_{disp} = 11,1 \text{ MJ/s}}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 12,2 \text{ MJ/s} - 8,039 \text{ MJ/s}$$

$$\boxed{\dot{W}_p = 4,1 \text{ MJ/s}}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -8,039 \text{ MJ/s} + 11,1 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 3,1 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{8,039}{11,1}$$

$$\varepsilon = 72,3 \%$$

A Figura A. 29 mostra a taxa de exergia na turbina das máquinas do processo.

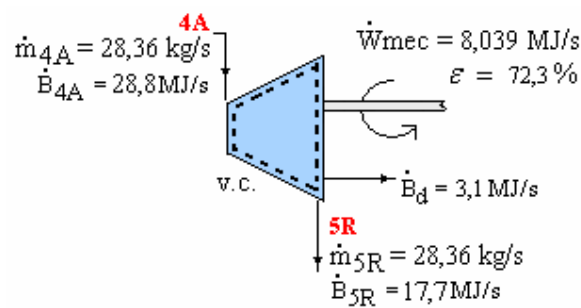


Figura A. 29: Taxas de exergia na turbina das máquinas do processo, do Caso 2

Taxa de exergia na turbina do gerador instalado:

A taxa de exergia que passa através da turbina do gerador instalado do Caso 2 é igual à taxa de exergia que passa através da turbina do gerador instalado do Caso 1.

Taxa de exergia na câmara de mistura 1:

Destruição de exergia na câmara de mistura 1:

$$\dot{B}_d = \left(\dot{B}_{5R} + \dot{B}_{6R} \right) - \dot{B}_7 = (17,7 \text{ MJ/s} + 14,0 \text{ MJ/s}) - 31,3 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 0,0 \text{ MJ/s}$$

Os valores de \dot{B}_{5R} , \dot{B}_{6R} e \dot{B}_7 foram encontrados através da Equação 52 e dos valores de entalpia específica e de entropia específica calculados para o Caso 2.

A Figura A. 30 mostra A taxa de exergia na câmara de mistura 1.

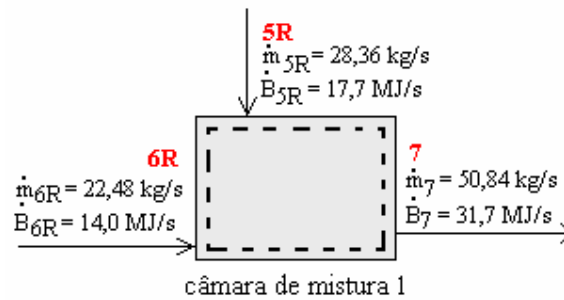


Figura A. 30: Taxas de exergia na câmara de mistura 1

Taxa de exergia na turbina do gerador novo:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_e \times h_e - \sum \dot{m}_{sl} \times h_{sl} = \sum \dot{Q}_e - \sum \dot{Q}_{sl} = \left(\dot{Q}_{2B} + \dot{Q}_{8''R} \right) - \left(\dot{Q}_{8'I} + \dot{Q}_{9I} \right)$$

$$\dot{W}_{rev} = (106,8 \text{ MJ} / \text{s} + 47,6 \text{ MJ} / \text{s}) - (91,6 \text{ MJ} / \text{s} + 39,2 \text{ MJ} / \text{s})$$

$$\boxed{\dot{W}_{rev} = 23,7 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Trabalho real, conforme FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002: $\boxed{\dot{W}_{real} = 15.412 \text{ kJ} / \text{s}}$

Trabalho disponível:

$$\dot{W}_{disp} = \sum \dot{B}_e - \sum \dot{B}_{sR} = \left(\dot{B}_{2B} + \dot{B}_{8''R} \right) - \left(\dot{B}_{8'R} + \dot{B}_{9R} \right)$$

$$\dot{W}_{disp} = (35,9 \text{ MJ} / \text{s} + 10,9 \text{ MJ} / \text{s}) - (22,1 \text{ MJ} / \text{s} - 2,6 \text{ MJ} / \text{s})$$

$$\boxed{\dot{W}_{disp} = 22,1 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 23,7 \text{ MJ} / \text{s} - 15,412 \text{ MJ} / \text{s}$$

$$\dot{W}_p = 8,2 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -15,412 \text{ MJ/s} + 22,1 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 6,7 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergetica da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{15,412}{22,1}$$

$$\varepsilon = 69,8 \%$$

A Figura A. 31 mostra que a soma das taxas fluxos de exergia que entram na turbina ($\dot{B}_{2B} + \dot{B}_{8''R}$) é igual à soma das taxas de exergia que saem da turbina mais a destruição de exergia ($\dot{B}_{8'R} + \dot{B}_{9R} + \dot{W}_{el} + \dot{I}$), considerando a turbina adiabática.

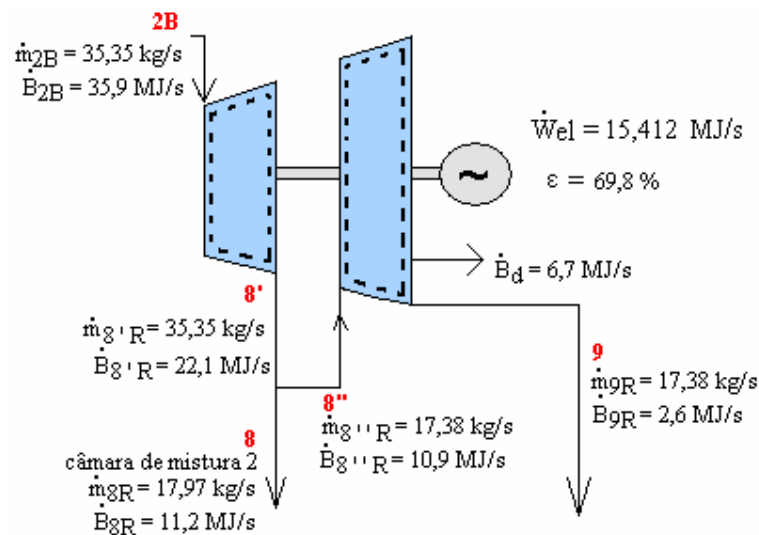


Figura A. 31: Taxas de exergia na turbina do gerador novo, do Caso 2

Taxa de exergia na câmara de mistura 2:

Destruição de exergia na câmara de mistura 2:

$$\dot{B}_d = \left(\dot{B}_7 + \dot{B}_{8R} \right) - \dot{B}_{10} = (31,7 \text{ MJ/s} + 11,2 \text{ MJ/s}) - 42,9 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{I} = 0,0 \text{ MJ/s}$$

Os valores de \dot{B}_7 , \dot{B}_{8R} e \dot{B}_{10} foram encontrados através da Equação 52 e dos valores de entalpia específica e de entropia específica calculados para o Caso 2.

A Figura A. 32 mostra A taxa de exergia na câmara de mistura 2.

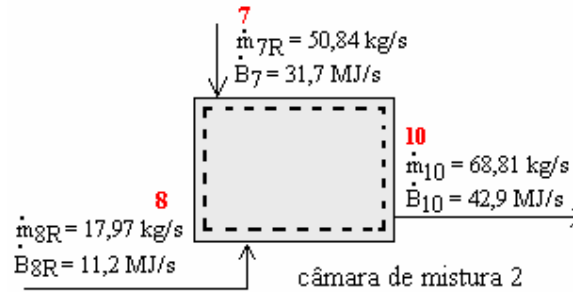


Figura A. 32: Taxas de exergia na câmara de mistura 2, do Caso 2

Taxa de exergia no dessuperaquecedor

Destruição de exergia no dessuperaquecedor:

$$\dot{B}_d = \left(\dot{B}_{10} + \dot{B}_{11} \right) - \dot{B}_{12} = (42,9 \text{ MJ/s} + 0,0 \text{ MJ/s}) - 42,8 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 0,1 \text{ MJ/s}$$

A

Figura A. 33 mostra A taxa de exergia no dessuperaquecedor.

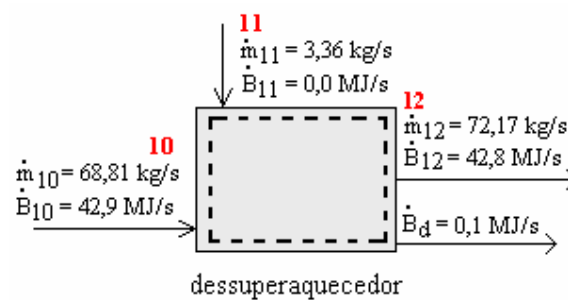


Figura A. 33: Taxas de exergia no dessuperaquecedor, do Caso 2

Eficiência exergética da co-geração:

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{B}_{el} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_3 + \dot{B}_{12}}{\dot{B}_b + \dot{B}_1 + \dot{B}_{11}} = \frac{(15,412 + 6,373) + 8,039 + 2,1 + 42,8}{318,6 + 3,7 + 0,0} = \frac{74,7}{322,3}$$

$$\boxed{\varepsilon_{cg} = 23,2 \%}$$

onde \dot{B}_{12} é A taxa de exergia que vai para o processo de produção de açúcar e álcool.

A.3.3 – Caso 3: “Alta Pressão”

A.3.3.1 – Análise energética

Balances de massa e de energia na caldeira:

Balanco de massa: $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = 80,82 \text{ kg} / \text{s}$

Balanco de energia:

$$p_1 = p_2 = 8,1 \text{ MPa}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_1 = 8,10 \text{ MPa} \\ T_1 = 105^\circ \text{ C} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_1 = 446 \text{ kJ} / \text{ kg} \\ s_1 = 1,357 \text{ kJ} / \text{ kg.K} \\ \text{Líquido comprimido} \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_2 = 8,10 \text{ MPa} \\ T_2 = 480^\circ \text{ C} \text{ (fonte : LEAL, 2003)} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} h_2 = 3.347 \text{ kJ} / \text{ kg} \\ s_2 = 6,651 \text{ kJ} / \text{ kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{array} \right.$$

Taxa de calor recebido pela vazão de água na caldeira:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 \times (h_2 - h_1) = 80,82 \text{ kg} / \text{s} \times (3.347 \text{ kJ} / \text{ kg} - 446 \text{ kJ} / \text{ kg})$$

$$\boxed{\dot{Q}_c = 234,5 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Taxa de calor perdido pela caldeira:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_b - \dot{Q}_c = 277,0 \text{ MJ} / \text{s} - 234,5 \text{ MJ} / \text{s}$$

$$\boxed{\dot{Q}_p = 42,6 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Taxa de calor da combustão do bagaço:

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_b \times PCI_b = 36,76 \text{ kg} / \text{s} \times 7.536 \text{ kJ} / \text{ kg}$$

PCI conforme citado na análise energética de Coruripe de Campo Florido, no Item A.2.1.

$$\boxed{\dot{Q}_b = 277,0 \text{ MJ} / \text{s}}$$

Eficiência energética da caldeira:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_1 \times (h_2 - h_1)}{\dot{m}_b \times PCI} = \frac{80,82 \text{ kg/s} \times (3.347 \text{ kJ/kg} - 446 \text{ kJ/kg})}{36,76 \text{ kg/s} \times 7.536 \text{ kJ/kg}} = \frac{234,5 \text{ MJ/s}}{277,0 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta = 84,6\%$$

Verifica-se que o valor da eficiência energética na caldeira está dentro do intervalo encontrado na literatura, conforme citado na análise energética de Coruripe de Campo Florido, no Item A.2.1.

A Figura A. 34 apresenta a vazão mássica e a taxa de energia e a respectiva eficiência energética da caldeira do Caso 3:

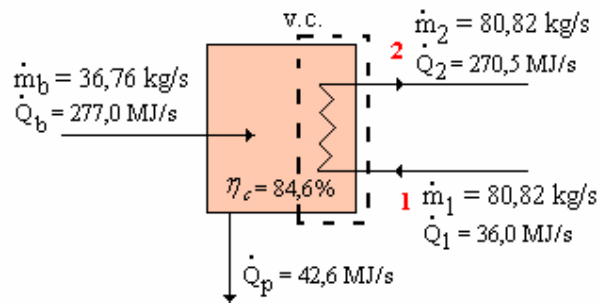


Figura A. 34: Balanços de massa e de energia na caldeira do Caso 3

Balanços de massa e de energia na turbina do gerador novo:

Balanços de massa:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = 80,82 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3' = \dot{m}_3 + \dot{m}_3'' = 30,40 \text{ kg/s} + 50,42 \text{ kg/s} = 80,82 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3'' = \dot{m}_4' = 50,42 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_4'' = \dot{m}_5 = 12,01 \text{ kg/s}$$

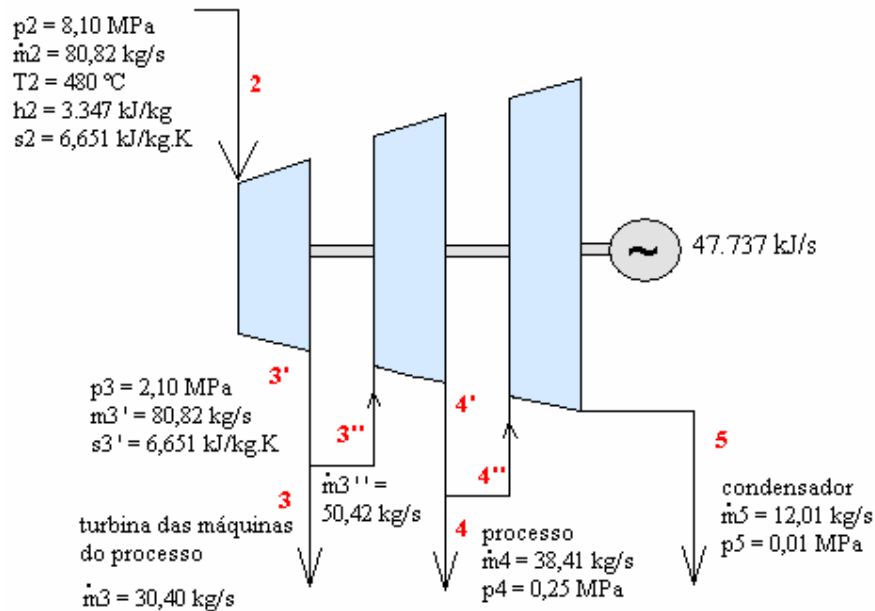


Figura A. 35: Dados da turbina do gerador novo do Caso 3

Balances de energia:

Turbina isentrópica: $s_{3',I} = s_2 = 6,651 \text{ kJ/kg.K}$

Mas $s_{3',I} = s_{3'',I} = s_{3,I}$. Logo:

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{3,I} = 2,1 \text{ MPa} \\ s_{3,I} = 6,651 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right. \quad (\text{FÓRUM DE COGERAÇÃO, 2002}) \quad \longrightarrow \quad \left\{ \begin{array}{l} T_{3,I} = 279^\circ \text{C} \\ h_{3,I} = 2.971 \text{ kJ/kg} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{array} \right.$$

Para calcular os estados ideais e reais nas entradas e nas saídas da turbina do gerador novo, considerou-se que as eficiências isentrópicas dos três estágios da turbina fossem iguais, segundo sugestão de SEARS, 1969. Através de cálculos sucessivos, chegou-se a conclusão de que o valor da eficiência isentrópica estaria em torno de $\eta = 82,0\%$, como mostram os cálculos a seguir:

Considerando a eficiência do primeiro estágio da turbina igual a $\eta = 82,2\%$ $\Rightarrow h_{3',R} = 3.038 \text{ kJ/kg}$:

$$\eta = \frac{h_2 - h_{3',R}}{h_2 - h_{3',I}}$$

Logo, isolando $h_{3',R}$:

$$h_{3',R} = h_2 - \eta \times (h_2 - h_{3',I}) = 3.347 \text{ kJ/kg} - 0,822 \times (3.347 \text{ kJ/kg} - 2.971 \text{ kJ/kg})$$

$$h_{3',R} = 3.038 \text{ kJ/kg}$$

Mas $h_{3'R} = h_{3''R} = h_{3R}$. Logo:

$$\begin{cases} p_{3R} = 2,1 \text{ MPa} \\ h_{3R} = 3.038 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{3R} = 308 \text{ }^\circ\text{C} \\ s_{3R} = 6,770 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

$$s_{4'I} = s_{3''R} = 6,670 \text{ kJ/kg.K} \quad (\text{turbina isentrópica})$$

Mas $s_{4'I} = s_{4''I} = s_{4I}$. Logo:

$$\begin{cases} p_{4I} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{4I} = 6,770 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{4I} = 127 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{4I} = 94,8 \text{ \%} \\ h_{4I} = 2.604 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

Considerando a eficiência do segundo estágio da turbina igual a $\eta = 82,5 \text{ \%} \Rightarrow h_{4'R} = 2.680 \text{ kJ/kg}$.

$$\eta = \frac{h_{3''R} - h_{4'R}}{h_{3''R} - h_{4'I}}$$

Logo,

$$h_{4'R} = h_{3''R} - \eta \times (h_{3''R} - h_{4'I}) = 3.038 \text{ kJ/kg} - 0,825 \times (3.038 \text{ kJ/kg} - 2.604 \text{ kJ/kg})$$

$$h_{4'R} = 2.680 \text{ kJ/kg}$$

Mas $h_{4'R} = h_{4''R} = h_{4R}$.

Logo:

$$\begin{cases} p_{4R} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{4R} = 2.680 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{4R} = 127 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{4R} = 98,3 \text{ \%} \\ s_{4R} = 6,961 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

$\dot{W}_{tgn} = 47.737 \text{ kJ/s}$ de potência elétrica (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002).

$$\dot{W}_t = \left(\dot{W}_{2 \rightarrow 3'} \right) + \left(\dot{W}_{3'' \rightarrow 4'} \right) + \left(\dot{W}_{4'' \rightarrow 5} \right)$$

$$\dot{W}_{2 \rightarrow 3'} = \dot{m}_2 \times (h_{2R} - h_{3'R}) = 80,54 \text{ kg/s} \times (3.347 \text{ kJ/kg} - 3.038 \text{ kJ/kg}) = 24.979 \text{ kJ/s}$$

$$\dot{W}_{3'' \rightarrow 4'} = \dot{m}_{3''} \times (h_{3''R} - h_{4'R}) = 50,42 \text{ kg/s} \times (3.038 \text{ kJ/kg} - 2.680 \text{ kJ/kg}) = 18.050 \text{ kJ/s}$$

$$\left(\dot{W}_{4'' \rightarrow 5} \right) = \dot{W}_t - \left(\dot{W}_{2 \rightarrow 3'} \right) - \left(\dot{W}_{3'' \rightarrow 4'} \right) = 47.737 - 24.979 - 18.050 = 4.708 \text{ kJ/kg}$$

Mas, $\dot{W}_{4''R \rightarrow 5R} = \dot{m}_{4''R} \times (h_{4''R} - h_{5R})$.

Isolando h_{5R} :

$$h_{5R} = h_{4''R} - \frac{\dot{W}_{4''R \rightarrow 5R}}{\dot{m}_{4''R}}$$

$$h_{5R} = 2.680 \text{ kJ/kg} - \frac{4.708 \text{ kJ/kg}}{12,01 \text{ kg/s}} = 2.288 \text{ kJ/kg}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{5R} = 0,01 \text{ MPa (DOEHLER, 2000)} \\ h_{5R} = 2.288 \text{ kJ/kg} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{5R} = 46 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{5R} = 87,6 \text{ \%} \\ s_{5R} = 7,220 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

$$s_{5I} = s_{4''R} = 6,961 \text{ kJ/kg.K} \quad (\text{turbina isentrópica})$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{5I} = 0,01 \text{ MPa} \\ s_{5I} = 6,961 \text{ kJ/kg.K} \end{array} \right. \longrightarrow \left\{ \begin{array}{l} T_{5I} = 46 \text{ }^\circ\text{C} \\ x_{5I} = 84,2 \text{ \%} \\ h_{5I} = 2.205 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{array} \right.$$

Eficiência isentrópica do terceiro estágio da turbina:

$$\eta = \frac{h_{4''R} - h_{5R}}{h_{4''R} - h_{5I}} = \frac{3.680 - 2.288}{3.680 - 2.205} = 82,5 \text{ \%}$$

Eficiência isentrópica média da turbina:

$$\eta = \frac{\eta_1 + \eta_2 + \eta_3}{3} = \frac{0,822 + 0,825 + 0,825}{2}$$

$$\boxed{\eta = 82,4 \text{ \%}}$$

A eficiência isentrópica da turbina do gerador novo é elevada.

Balances de massa e de energia na turbina das máquinas do processo

Turbina isentrópica: $s_{6I} = s_{3R} = 6,770 \text{ kJ/kg.K}$.

$$\begin{cases} p_{6I} = 0,25 \text{ MPa} \\ s_{6I} = 6,770 \text{ kJ/kg.K} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{6I} = 127^\circ \text{C} \\ x_{6I} = 94,8\% \\ h_{6I} = 2.604 \text{ kJ/kg} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

$\dot{W}_{mp} = 8.039 \text{ kJ/s}$ de trabalho mecânico (FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002).

$$\dot{W}_{mp} = \dot{m}_{3R} \times (h_{3R} - h_{6R}).$$

$$h_{6R} = h_{3R} - \frac{\dot{W}_{mp}}{\dot{m}_{3R}} = 3.038 \text{ kJ/kg} - \frac{8.039 \text{ kJ/s}}{30,40 \text{ kg/s}}$$

$$h_{6R} = 2.773 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} P_{6R} = 0,25 \text{ MPa} \\ h_{6R} = 2.773 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_{6R} = 146^\circ \text{C} \\ s_{6R} = 7,150 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

Eficiência isentrópica:

$$\eta_{mp} = \frac{h_{3R} - h_{6R}}{h_{3R} - h_{6I}} = \frac{3.038 - 2.773}{3.038 - 2.604}$$

$$\boxed{\eta_{mp} = 60,9\%}$$

A eficiência isentrópica é baixa.

Balances de massa e de energia na câmara de mistura:

$$\text{Balanço de massa: } \dot{m}_7 = \dot{m}_{4R} + \dot{m}_{6R}.$$

Balanço de energia:

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_{4R} h_{4R} + \dot{m}_{6R} h_{6R}. \text{ Isolando } h_7:$$

$$h_7 = \frac{\dot{m}_{4R} h_{4R} + \dot{m}_{6R} h_{6R}}{\dot{m}_7} = \frac{\dot{Q}_{4R} + \dot{Q}_{6R}}{\dot{m}_7} = \frac{102,9 \text{ MJ/s} + 84,3 \text{ MJ/s}}{68,81 \text{ kg/s}} = 2.721 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} p_7 = 0,25 \text{ MPa} \\ h_7 = 2.721 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_7 = 129^\circ \text{C} \\ s_7 = 7,063 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Vapor superaquecido} \end{cases}$$

Balances de massa e de energia no dessuperaquecedor:

Balanco de massa: $\dot{m}_9 = \dot{m}_7 + \dot{m}_8$

Balanco de energia:

$\dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8$. Logo, isolando h_9 :

$$h_9 = \frac{\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_8 h_8}{\dot{m}_9} = \frac{\dot{Q}_7 + \dot{Q}_8}{\dot{m}_9}$$

$$\begin{cases} p_8 = 0,33 \text{ MPa} \\ T_8 = 25^\circ \text{C} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} h_8 = 105 \text{ kJ/kg} \\ s_8 = 0,367 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Líquido comprimido} \end{cases}$$

$$h_9 = \frac{187,3 \text{ MJ/s} + 0,4 \text{ MJ/s}}{72,17 \text{ kg/s}} = 2.599 \text{ kJ/kg}$$

$$\begin{cases} p_9 = 0,25 \text{ MPa} \\ h_9 = 2.599 \text{ kJ/kg} \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} T_9 = 127^\circ \text{C} \\ x_9 = 94,6\% \\ s_9 = 6,758 \text{ kJ/kg.K} \\ \text{Líquido mais vapor} \end{cases}$$

A Figura A. 36 representa os balances de massa e de energia no dessuperaquecedor.

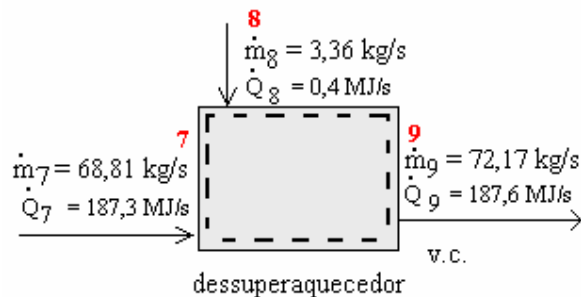


Figura A. 36: Balances de massa e de energia no dessuperaquecedor do Caso 3

Eficiência energética da co-geração:

$$\eta_{cg} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{W}_{mec} + \dot{Q}_9}{\dot{m}_b \times PCI + \dot{Q}_1 + \dot{Q}_8} = \frac{(47,737) + 8,039 + 187,6}{36,76 \times 7,536 + 36,0 + 0,4} = \frac{243,4 \text{ MJ/s}}{313,4 \text{ MJ/s}}$$

$$\eta_{cg} = 77,7 \%$$

onde \dot{Q}_9 , A taxa de energia térmica que vai para o processo de produção de açúcar e álcool. A eficiência energética da co-geração do Caso 3 é alta.

A.3.3.2 – Análise exergética

Taxa de exergia na caldeira:

Exergia do combustível:

$$\dot{B}_b = \dot{m}_b \times b_b = 36,76 \text{ kg/s} \times 8.666 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{B}_b = 318,6 \text{ MJ/s}$$

Os valores das taxas de exergia da água de alimentação da caldeira e do vapor, \dot{B}_1 e \dot{B}_2 , foram determinados pela da Equação 52 e pelos valores de entalpia específica e de entropia específica calculados para o Caso 3. ($h_1 = 446 \text{ kJ/kg}$, $h_2 = 3.347 \text{ kJ/kg}$, $s_1 = 1,357 \text{ kJ/kg.K}$ e $s_2 = 6,651 \text{ kJ/kg.K}$). Sendo assim, $\dot{B}_1 = 3,7 \text{ MJ/s}$ e $\dot{B}_2 = 110,6 \text{ MJ/s}$.

Eficiência exergética na caldeira:

$$\varepsilon = \frac{\dot{B}_2 - \dot{B}_1}{\dot{B}_b} = \frac{110,6 - 3,7}{318,6} = \frac{106,9}{318,6}$$

$$\varepsilon = 33,6 \%$$

Eficiência exergética baixa, porém, ela aumentou em relação ao Caso 1 e Caso2.

Taxa de exergia que acompanha a transferência de calor:

$$\dot{B}_q = \left(1 - \frac{T_0}{T_p}\right) \times \dot{Q}_p = \left(1 - \frac{298,15 \text{ K}}{424,15 \text{ K}}\right) \times 42,6 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_q = 12,6 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia na caldeira:

$$\dot{B}_d = \dot{B}_b + \dot{B}_1 - \dot{B}_2 - \dot{B}_q = 318,6 \text{ MJ/s} + 3,7 \text{ MJ/s} - 110,6 \text{ MJ/s} - 12,6 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 199,0 \text{ MJ/s}$$

As taxas de exergia na caldeira podem ser observadas na Figura A. 37.

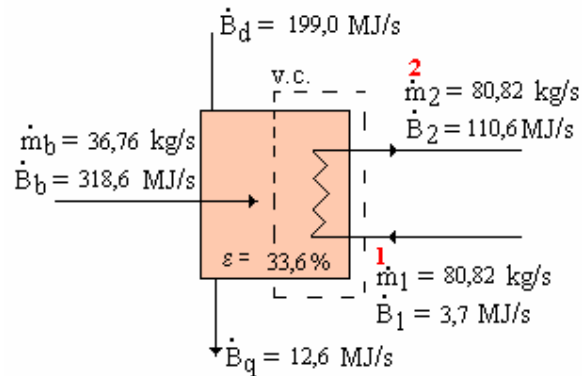


Figura A. 37: Taxas de exergia na caldeira do Caso 3

Taxa de exergia na turbina do gerador novo:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \sum \dot{m}_e \times h_e - \sum \dot{m}_{sl} \times h_{sl} = \sum \dot{Q}_e - \sum \dot{Q}_{sl}$$

$$\dot{W}_{rev} = (\dot{Q}_2 + \dot{Q}_{3''R} + \dot{Q}_{4''R}) - (\dot{Q}_{3'I} + \dot{Q}_{4'I} + \dot{Q}_{5I}) = (270,5 + 153,2 + 32,2) - (240,1 + 131,3 + 26,5)$$

$$\dot{W}_{rev} = 58,0 \text{ MJ/s}$$

Trabalho real, conforme o FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002: $\dot{W}_{real} = 47,737 \text{ MJ/s}$.

Trabalho disponível:

$$\dot{W}_{disp} = \sum \dot{B}_e - \sum \dot{B}_{sR} = (\dot{B}_2 + \dot{B}_{3''R} + \dot{B}_{4''R}) - (\dot{B}_{3'R} + \dot{B}_{4'R} + \dot{B}_{5R})$$

$$\dot{W}_{disp} = (110,6 + 51,6 + 7,3) - (82,8 + 23,4 + 1,7)$$

$$\dot{W}_{disp} = 54,4 \text{ MJ/s}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 58,0 \text{ MJ/s} - 47,737 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{W}_p = 10,2 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -47,737 \text{ MJ/s} + 54,4 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 6,7 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{47,737}{54,4}$$

$$\varepsilon = 87,7 \%$$

A Figura A. 38 mostra que a soma das taxas de exergia que entram na turbina ($\dot{B}_{2B} + \dot{B}_{3''R} + \dot{B}_{4''R}$) é igual à soma das taxas de exergia que saem da turbina mais a destruição de exergia ($\dot{B}_{3'R} + \dot{B}_{4'R} + \dot{B}_{5R} + \dot{W}_{el} + I$), considerando a turbina adiabática.

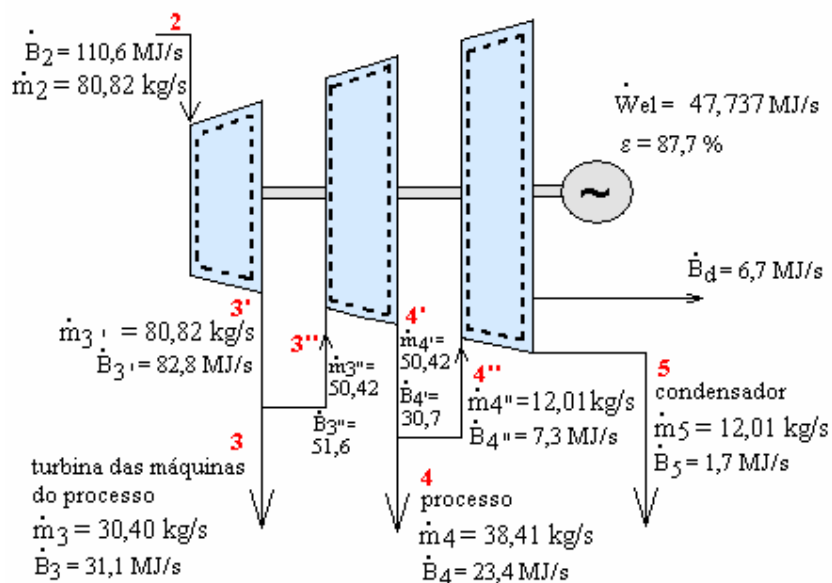


Figura A. 38: Taxas de exergia na turbina do gerador novo, do Caso 3

Taxa de exergia na turbina das máquinas do processo:

Trabalho reversível:

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{3R} \times (h_{3R} - h_{6I}) = 30,40 \text{ kg/s} \times (3.038 \text{ kJ/kg} - 2.604 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_{rev} = 13,2 \text{ MJ/s}$$

Trabalho real, conforme o FÓRUM DE CO-GERAÇÃO, 2002: $\dot{W}_{real} = 8,039 \text{ MJ/s}$.

Trabalho disponível: $\dot{W}_{disp} = \dot{B}_{3R} - \dot{B}_{6R}$ (os valores de \dot{B}_{3R} e \dot{B}_{6R} foram determinados através da

Equação 52). $\dot{W}_{disp} = 31,1 \text{ MJ/s} - 19,3 \text{ MJ/s}$

$$\dot{W}_{disp} = 11,8 \text{ MJ/s}$$

Trabalho perdido:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_{rev} - \dot{W}_{real} = 13,2 \text{ MJ/s} - 8,039 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{W}_p = 5,2 \text{ MJ/s}$$

Destruição de exergia:

$$\dot{B}_d = -\dot{W}_{real} + \dot{W}_{disp} = -8,039 \text{ MJ/s} + 11,8 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 3,8 \text{ MJ/s}$$

Eficiência exergética da turbina:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{disp}} = \frac{8,039}{11,8}$$

$$\varepsilon = 68,0 \%$$

A Figura A. 39 mostra a taxa de exergia na turbina das máquinas do processo.

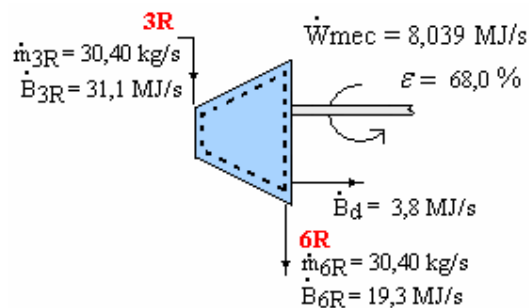


Figura A. 39: Taxas de exergia na turbina das máquinas do processo, do Caso 3

Taxa de exergia no dessuperaquecedor

Destruição de exergia no dessuperaquecedor:

$$\dot{B}_d = (\dot{B}_7 + \dot{B}_8) - \dot{B}_9 = (42,7 \text{ MJ/s} + 0,0 \text{ MJ/s}) - 42,5 \text{ MJ/s}$$

$$\dot{B}_d = 0,2 \text{ MJ/s}$$

A Figura A. 40 mostra a taxa de exergia no dessuperaquecedor.

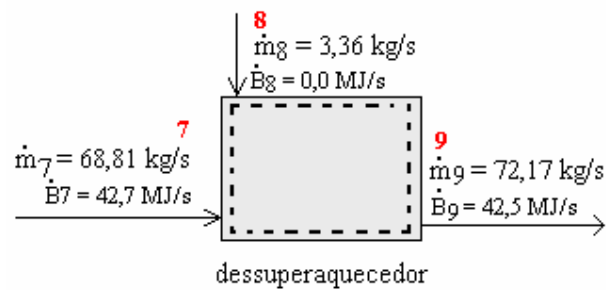


Figura A. 40: Taxas de exergia no dessuperaquecedor, do Caso 3

Eficiência exergética da co-geração

$$\varepsilon_{cg} = \frac{\dot{B}_{el} + \dot{B}_{mec} + \dot{B}_9}{\dot{B}_b + \dot{B}_1 + \dot{B}_8} = \frac{47,737 + 8,039 + 42,5}{318,6 + 3,7 + 0,0} = \frac{98,3 \text{ MJ/s}}{322,3 \text{ MJ/s}}$$

$$\varepsilon_{cg} = 30,5 \%$$

onde \dot{B}_9 é a taxa de exergia que vai para o processo de produção de açúcar e álcool.

APÊNDICE 4

A CO-GERAÇÃO

A.4.1 – Introdução

A Figura A. 41 mostra o estado da arte, em 1998, das tecnologias de produção de energia elétrica a partir da biomassa. As tecnologias situadas abaixo da linha horizontal tracejada correspondem às tecnologias que estão em desenvolvimento e, portanto, apresentam um maior risco de desempenho. As tecnologias que estão acima da linha pontilhada são aquelas mais comercializadas e, portanto, apresentam baixo risco de desempenho. Ao lado esquerdo da linha vertical tracejada estão as tecnologias economicamente inviáveis e, ao lado direito, as tecnologias viáveis. Pela figura, conclui-se, portanto, que até 1998 os ciclos a vapor de maior capacidade eram os mais comercializáveis, economicamente viáveis e com menores riscos envolvidos. No mesmo ano, a pirólise da biomassa e o motor de combustão interna e a turbina a gás (MCI/TG) eram uma tecnologia em desenvolvimento, com maiores riscos.

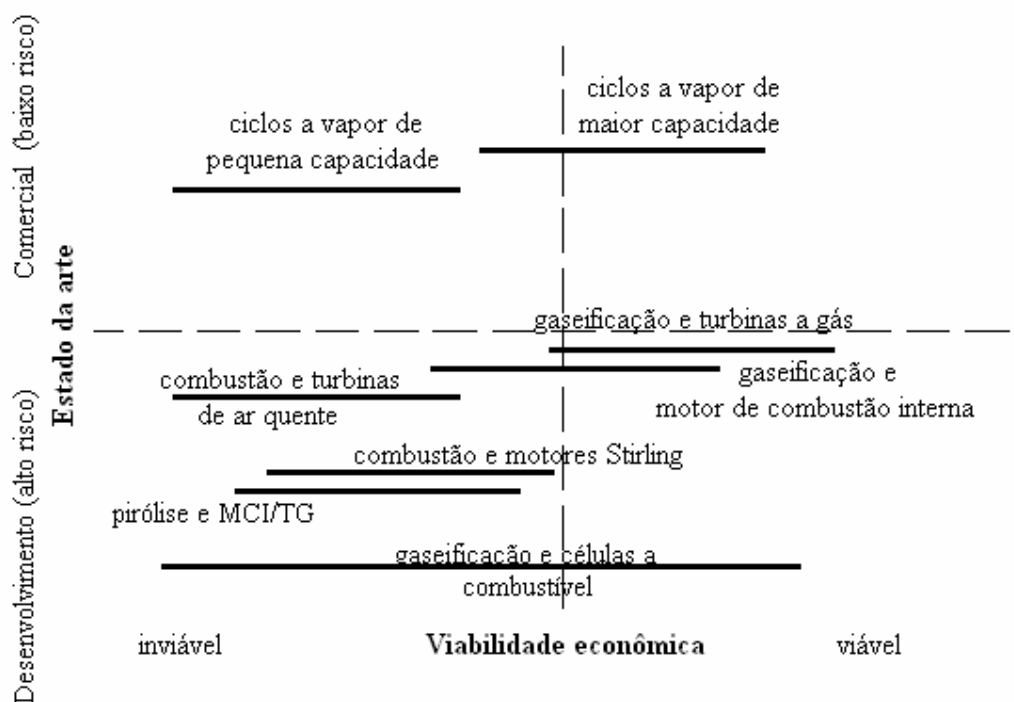


Figura A. 41: Tecnologias de produção de energia elétrica a partir da biomassa em 1998 (Unicamp, 2004)

A Figura A. 42 mostra que a biomassa pode ser queimada no estado sólido (processo de combustão), transformada em gás (gaseificada), ou transformada em líquido. É possível obter calor (para gerar vapor) e eletricidade por meio do processo de combustão da biomassa. É possível produzir calor e eletricidade, biocombustíveis e produtos de síntese a partir da gaseificação e também a partir da pirólise e liquefação.

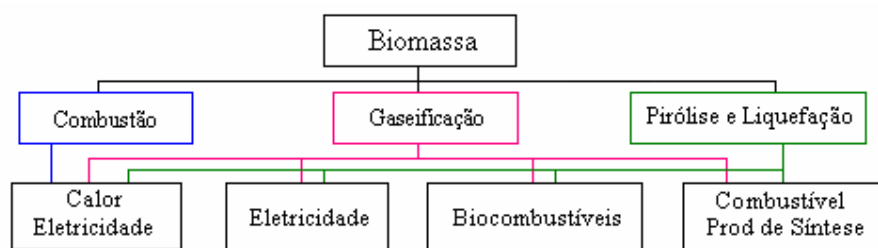


Figura A. 42: Processos termoquímicos de conversão da biomassa (CEPEL, 2000)

Segundo LI, 1995, “A co-geração é a produção de mais de uma forma de energia útil. Na indústria, a co-geração tem sido usada como meio de produção de energia elétrica e térmica.” A co-geração, utilizada nos EUA desde 1900, teve uma grande participação nas indústrias, porém, a partir de 1960, esta participação começou a diminuir devido ao baixo preço dos combustíveis fósseis. Atualmente, o aumento do custo do combustível tem feito com que a tecnologia de conservação de energia novamente tenha se tornado importante em todas as indústrias (LI, 1995). Assim, aplicações nos setores sucroalcooleiro, químico, refino de petróleo, siderúrgico, papel e celulose, além de *shopping centers*, hospitais, aeroportos, entre outros, têm demonstrado a potencialidade da co-geração como um meio viável de fornecer, simultaneamente, formas diferentes de energias úteis (FARIA, 2003; COELHO, 1999)

A produção de eletricidade com a queima de combustíveis fósseis ou de biomassa é um processo relativamente ineficiente, pois grande parte da energia do combustível é descartada na forma de calor residual. Parte deste calor não é recuperável, mas a outra pode ser utilizada em aplicações industriais, aumentando assim, a conversão do combustível em energia útil. A co-geração é uma maneira de maximizar a eficiência de conversão da energia química dos combustíveis em energia útil. Isso traz grandes vantagens, tais como redução do ritmo com que a humanidade vem esgotando as fontes energéticas não renováveis; redução dos níveis de emissão de poluentes; aumento da confiabilidade do fornecimento de energias elétrica e térmica dentro da indústria que

aplica a co-geração, especialmente nos setores que não permitem falhas no fornecimento de energia; incremento da renda do co-gerador nos casos em que a venda da energia elétrica excedente é viável. (FARIA, 2003)

Nos países subdesenvolvidos são esperadas altas taxas de crescimento da demanda de energia elétrica devido ao baixo índice de consumo atual. Em geral, como esses países têm condições climáticas e áreas favoráveis para a agricultura, a energia da biomassa tende a tornar-se aí importante.

No Brasil, até poucos anos atrás, os maiores obstáculos para a implantação da co-geração a partir de biomassa eram devidos a fatores políticos. As usinas e as concessionárias não chegavam a um acordo quanto ao preço de venda da eletricidade excedente devido a dificuldades de regulamentação. Não existiam incentivos à biomassa. As concessionárias encaravam a autoprodução como perda de cliente; assim, elas não incentivavam a conservação de energia nem a fabricação de equipamentos mais eficientes, o que tornava mais interessante a compra de eletricidade a preços reduzidos do que a autoprodução. (COELHO, 1999)

A produção de eletricidade a partir da biomassa reduz, em comparação à queima de combustíveis fósseis, a emissão de dióxido de carbono, de óxidos de enxofre e de nitrogênio, de material particulado, entre outros. Assim, é interessante que ela se expanda nos países desenvolvidos e subdesenvolvidos. Nesses, são esperadas altas taxas de crescimento da demanda de energia elétrica devido ao baixo índice de consumo e, geralmente, apresentam condições climáticas mais favoráveis para o plantio de biomassa. (COELHO, 1999)

A Eletrobrás, em 1999, estimulou a co-geração e a geração descentralizada em alguns setores: metalurgia, papel e celulose, açúcar e álcool, petróleo e química. Até aquele momento, o setor metalúrgico consumia muita e gerava pouca energia elétrica, enquanto que o setor sucroalcooleiro já era praticamente auto-suficiente, pois gerava 78,4% da energia elétrica que consumia.

Segundo COELHO, 1999, nos países desenvolvidos, a introdução de biomassa na matriz energética ocorreu a partir de políticas para esta finalidade. A participação da biomassa para a produção de eletricidade ainda representa muito pouco em todo o mundo. No Brasil, segundo o

KOBLITZ, 2001, 5% de energia da biomassa são co-gerados, sendo 3,5% proveniente do setor sucroalcooleiro.

Pela Figura A. 43 pode-se observar que a co-geração na Dinamarca corresponde a aproximadamente 50% da potência total gerada. A Holanda também está bastante avançada, com aproximadamente 40%. O Brasil está abaixo da média mundial, mas bem próximo dela.

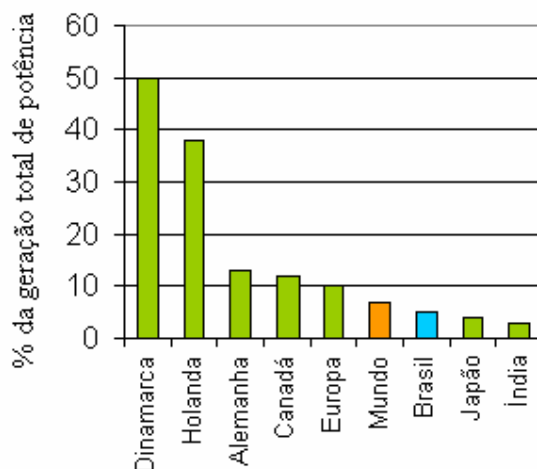


Figura A. 43: Co-geração no Brasil e no mundo (KOBLITZ, 2001; WALTER, 2004)

A Tabela 21 (UNICAMP, 2004a), preparada por Arnaldo Walter em 2004, mostra o número de unidades geradoras brasileiras de energia elétrica a partir de diversas fontes de biomassa e as respectivas quantidades de energia gerada. Pode-se observar que o maior número de unidades geradoras de energia elétrica utiliza o bagaço da cana-de-açúcar como combustível e gera a maior quantidade de energia elétrica em relação às outras biomassas apresentadas.

Existe um grande interesse em todo o mundo quanto ao desenvolvimento de tecnologias que permitam o uso da biomassa. O CENBIO, juntamente com várias instituições da Europa, assinou, em 1998, o projeto “Promoção de Investimentos Conjuntos Brasil/União Européia para Geração de Eletricidade a partir de Biomassa no Brasil”.

Existem grandes potenciais de geração a partir dos resíduos de arroz no Sul do Brasil e dos resíduos de coco no Nordeste que, segundo COELHO, 1999, permaneciam inexplorados até

então, por falta de tecnologia adequada no país. Atualmente, o potencial dos resíduos de arroz já está em operação.

Tabela 21: Geração elétrica com biomassa no Brasil (UNICAMP, 2004a)

Biomassa	Unidades geradoras	Geração elétrica (MW)
Resíduos de madeira	17	116
Bagaço de cana	188	1.930
Lixívia	11	649
Casca de arroz	2	6
Biogás	2	20
Carvão vegetal	1	8
Total	221	2.729

A Finlândia desenvolve pesquisa em gaseificação e pirólise. Os EUA vêm desenvolvendo a queima eficiente da madeira. O “National Biomass Power Program” conduzido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (DOE), desde 1991, tem por objetivo aumentar a eficiência das caldeiras, da gaseificação e da pirólise, e da limpeza dos gases a altas temperaturas. O “IEA Biomass Thermal Gasification Activity”, projeto da Agência Internacional de Energia, objetiva intercambiar informações entre vários países: EUA, Canadá, Dinamarca, Suécia, Noruega, Finlândia, Holanda, Suíça e Reino Unido. (COELHO, 1999). A biomassa tem uma participação significativa na matriz energética dos países escandinavos.

A.4.2 – Co-geração e economia de combustível

Com a co-geração é possível economizar uma quantidade significativa de combustível.

Basicamente, a razão Energia Elétrica / Energia Térmica (EE/ET) define a aplicabilidade de sistemas de co-geração para os diversos tipos de indústrias. Considere-se um exemplo onde um usuário necessite de 50 unidades de quantidade de calor e 35 unidades de eletricidade. Usando um sistema de co-geração com esta relação EE/ET de $35/50 = 0,70$, chega-se a uma eficiência global de cerca de 85% (BOISSENIN, 1992). Neste caso, o sistema de co-geração consumiria 100 unidades de combustível (ver Figura A. 44).

Se as duas formas de energia são produzidas separadamente, 35 unidades de eletricidade teriam que ser produzidas em uma usina termo elétrica, por exemplo, por um ciclo combinado. Supondo-se uma eficiência de 50 %, esta teria um consumo de $35 / 0,5 = 70$ unidades de combustível. Adicionalmente, 50 unidades de calor teriam que ser produzidas em um sistema com caldeira convencional para a produção de vapor e geração de energia elétrica. Assumindo-se uma eficiência de 93%, esta caldeira consumiria $50 / 0,93 = 54$ unidades de combustível. O consumo total seria $70 + 54 = 124$ unidades de combustível, superior às 100 unidades de combustível necessárias ao sistema de co-geração para produzir a mesma quantidade de energia total (ver Figura A. 45).

Essa análise de comparação de economia de combustível está mostrada na Figura A. 44 e Figura A. 45, em forma gráfica. A economia de energia primária (combustível) é então $(124-100) / 124 = 19,3 \%$ a favor do sistema de co-geração.

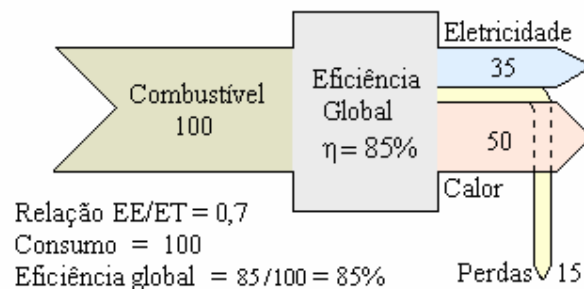


Figura A. 44: Sistemas de co-geração (ELETROBRÁS, 1999)

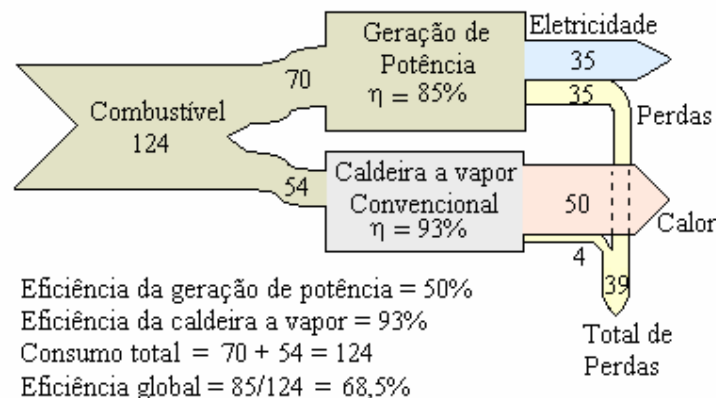


Figura A. 45: Sistemas convencionais separados (ELETROBRÁS, 1999)

A.4.3 – Redução das emissões de poluentes atmosféricos

A utilização da biomassa, no setor sucroalcooleiro, em substituição ao óleo, carvão e outros combustíveis fósseis reduz a emissão de poluentes atmosféricos, principalmente pela ausência de enxofre. A redução nas emissões de CO₂ (equivalente) corresponde a quase 20% de todas as emissões de combustíveis fósseis no Brasil, como mostra a Tabela 22. (COELHO, 1999; LEAL, 2003)

Tabela 22: Balanço de CO₂ no setor sucroalcooleiro (Fonte: Adaptado de LEAL 2003)

	10 ³ t CO ₂ (equiv./ano)
Uso de combustíveis fósseis na agroindústria	+ 4.700
Emissões de metano na queima da cana	+ 220
Emissões de N ₂ O	+ 880
Substituição de gasolina por etanol	- 34.480
Substituição de óleo combustível por bagaço (indústria química e de alimentos)	- 19.070
Contribuição líquida (redução na emissão de CO₂)	47.750

LEAL, 2003 cita que, ao usar uma tonelada de cana para gerar energia elétrica, poderia se evitar a emissão de 25 a 75 kg de CO₂ para a atmosfera.

A Figura A. 46 mostra uma comparação entre emissões específicas de CO₂ durante a geração de eletricidade usando combustíveis fósseis e bagaço de cana-de-açúcar, em kg de CO₂ por kWh de energia elétrica gerada.

A figura mostra ainda que o carvão é o que mais emite CO₂ para gerar eletricidade, e que são emitidos aproximadamente 1,18 kg de CO₂ para 1 kW de energia elétrica gerada. Em seguida vem o óleo combustível, com aproximadamente 0,81 kg de CO₂, depois o gás natural, com aproximadamente 0,47 kg de CO₂, a tecnologia BIG/GT, que emite 0,40 kg de CO₂ para produzir 1 kWh de energia elétrica, e por último, a tecnologia BIG/GT, considerando-se que 95 % do CO₂ emitido será absorvido pela plantação. Portanto, a tecnologia BIG/GT, abastecida com o bagaço, é a que menos polui a atmosfera com emissões de CO₂ para a produção de energia elétrica.

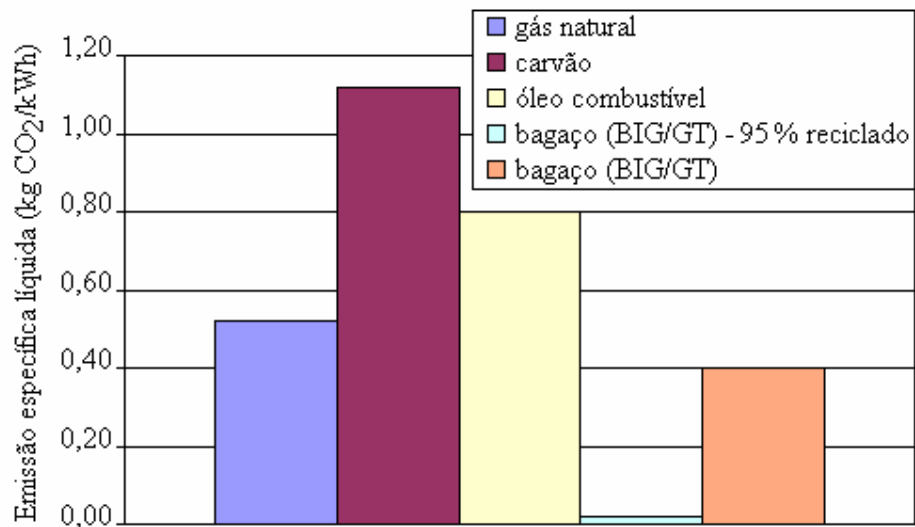


Figura A. 46: Emissão de CO₂ ao gerar eletricidade usando combustível fóssil e bagaço (LORA *et al.* 2000a)

PELLEGRINI, 2002, mostra uma comparação dos resultados referentes às emissões de carbono em diferentes tecnologias para geração de eletricidade. O valor das emissões de CO₂ varia para uma mesma tecnologia.

A.4.4 – Barreiras à co-geração no setor sucroalcooleiro

COELHO, 1999, relata a existência de barreiras que restringem o desenvolvimento da co-geração no setor sucroalcooleiro e principalmente a produção e venda de energia elétrica excedente. Ela explica que, no Brasil, a maior parte das empresas utiliza tecnologias ineficientes (apesar da disponibilidade comercial de equipamentos mais eficientes), a maior parte das caldeiras é de baixas pressões e temperatura (2,1 MPa e 300 °C); assim, as turbinas empregadas apresentam eficiências reduzidas, principalmente as acionadoras das moendas, de simples estágio (a simples troca por turbinas de múltiplo estágio permitiria economizar vapor e aumentar a eletricidade gerada). Mesmo no Estado de São Paulo, são poucas as empresas que operam com caldeiras de 4,0 a 8,0 MPa. Os equipamentos em operação nas usinas continuam, em sua grande maioria, sendo os mesmos de aproximadamente 20 anos atrás. Mesmo quando há necessidade de trocar as caldeiras e/ou turbinas devido ao término da vida útil, não ocorrem a mudança para caldeiras de pressão mais elevada, por desconhecimento ou por falta de interesse em gerar excedentes de eletricidade. Não é assim aproveitada a oportunidade para introdução de sistemas mais eficientes.

Antes da privatização das empresas do setor elétrico, a Eletrobrás, empresa responsável pelo planejamento do setor, não demonstrava interesse em incluir a co-geração a partir de biomassa em seu planejamento. As concessionárias não queriam perder seus consumidores e muito menos que eles fossem autoprodutores. Então, o setor elétrico, procurava inviabilizar o preço de compra de tal modo que o valor pago não cobria os gastos com investimento para a geração de excedentes; exigia técnicas tão rigorosas que nem a própria concessionária as aplicava; elevava o preço dos equipamentos importados; e argumentava que não comprava a energia elétrica excedente porque a geração só ocorria durante a safra. O setor elétrico sempre privilegiou a expansão hidráulica e assegurava que não haveria problemas na oferta de energia elétrica. Porém, de 1994 a 1997 houve consumo de energia elétrica superior às expectativas e a usina hidrelétrica de Itaipu trabalhava a plena carga para atender à demanda.

A geração de energia elétrica excedente do setor sucroalcooleiro durante a safra na região Sudeste corresponde justamente ao período seco da geração hidrelétrica. Mesmo assim, a proposta de decreto-lei obrigando as concessionárias a comprar excedentes de eletricidade de co-geradores não se viabilizou. Entretanto, em 1998, foi aprovada a Lei n. 9648, que associa minoritariamente a Eletrobrás aos empreendimentos de geração de energia elétrica. Porém, mesmo após a privatização das empresas do setor elétrico, as tarifas para acesso à rede não colaboram para viabilizar a venda de excedentes e as concessionárias continuam a não se interessar na compra de eletricidade de co-geradores.

A maioria das usinas não tem como objetivo a venda de excedentes de eletricidade. A maior preocupação do setor é com os preços do açúcar no mercado internacional. As usinas não percebem a oportunidade para realização de investimentos em tecnologias mais eficientes. (COELHO, 1999)

O valor de compra da energia excedente vinha se constituindo um obstáculo. Porém, como o montante de energia disponível não podia ser desprezado, principalmente no Estado de São Paulo, que é o maior produtor de cana do país, mudanças foram ocorrendo, fazendo com que esse cenário mudasse.

PELLEGRINI, 2002, relata que o incremento de energia elétrica co-gerada pelas usinas sucroalcooleiras pode ocorrer em curto espaço de tempo e com investimentos específicos relativamente baixos. Até meados de 1999, o preço pago pelas concessionárias à energia co-

gerada foi um entrave ao desenvolvimento do setor. Contudo, o governo estimulou a expansão da oferta e a compra de energia excedente do setor sucroalcooleiro, elevando a confiabilidade dos sistemas de distribuição, reduzindo os investimentos e o custo destes sistemas; e estabelecendo que as negociações de compra e venda de energia pudessem ser realizadas de forma bilateral.

A auto-suficiência energética do setor sucroalcooleiro contribuiu para a inserção da co-geração no sistema elétrico e para a criação de dois novos agentes: o autoprodutor (AP), que tem autorização para gerar energia elétrica para seu próprio consumo; e o produtor independente de energia (PIE), que tem autorização para gerar energia elétrica destinada ao comércio. No caso do setor sucroalcooleiro, o AP é auto-suficiente durante a safra, mas se torna dependente da concessionária durante a entressafra, a menos que ele utilize o bagaço estocado, ou aproveite as palhas como combustível para gerar durante todo o ano. O PIE pode vender vapor e energia elétrica aos mercados locais situados nas proximidades das usinas, o que se caracteriza uma geração descentralizada. Quando a usina se localiza em um sistema interligado (Norte/Nordeste e Sul/Sudeste/Centro-Oeste), a energia elétrica pode ser vendida ou comprada de uma concessionária mais próxima, ou de usinas que se localizam em seu entorno. (PELLEGRINI, 2002).

Foram criadas linhas de crédito nacionais e internacionais para incentivarem o PIE a investir na otimização de sua unidade. Quanto às linhas de financiamento nacionais, o BNDES (Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social) criou o “Programa de Apoio à Co-geração de Energia Elétrica a partir de Resíduos de Cana-de-Açúcar”. Quanto às linhas de financiamento internacionais, bancos internacionais diversos criaram o “Fundo de Energias Renováveis”. (PELLEGRINI, 2002)

A procura de equipamentos destinados ao processamento da cana e à co-geração a partir do bagaço tem sido cada vez maior. Em 2001, 140 usinas geraram cerca de 850 MW, dos quais 110 MW foram comercializados como excedente. (PELLEGRINI, 2002)

A.4.5 – Sistemas de co-geração

Existem dois tipos de sistemas de co-geração que devem ser escolhidos conforme as necessidades térmicas e elétricas de cada processo. Um é o *ciclo de topo* (ou *ciclo topping*), e o outro é o *ciclo de fundo* (ou *ciclo bottoming*). O sistema será de topo ou de fundo de acordo com

a seqüência de geração de energia elétrica e de utilização de calor. O sistema será de topo quando a produção de eletricidade antecede a utilização de calor; será de fundo quando a utilização de calor antecede a geração de eletricidade. (LI, 1995; ELETROBRÁS 1993; FARIA, 2003)

A.4.5.1 – Ciclo de topo

No *ciclo de topo*, a produção de energia elétrica ocorre antes do processo que utiliza a energia térmica. O combustível é queimado em um gerador de vapor. O vapor gerado a alta pressão é usado numa turbina a vapor para a produção de eletricidade. O calor rejeitado pela turbina é empregado no processo industrial. O vapor pode ser extraído da turbina de acordo com a necessidade do processo, como, por exemplo, para aquecimento da água de alimentação do gerador de vapor. Normalmente, o vapor de processo deste ciclo está entre 0,05 e 4,0 MPa. Este tipo de ciclo é adotado pelo setor sucroalcooleiro e na indústria química, que utiliza gás natural. (ELETROBRÁS, 1999).

A Figura A. 47 mostra um diagrama do ciclo de topo: o combustível (por exemplo, o bagaço) entra no ciclo de topo para gerar energia elétrica e térmica (co-geração). É conveniente conectar o sistema de co-geração com a rede elétrica da concessionária local. Assim, quando a energia elétrica produzida excede a consumida, o excedente pode ser comercializado. Reciprocamente, a energia elétrica pode ser importada da rede para cobrir qualquer déficit de energia elétrica. Após a produção de energia elétrica (parte dela é utilizada nos processos da indústria), é que o calor será utilizado nos processos da indústria para a obtenção dos produtos manufaturados (para produzir açúcar e álcool, por exemplo). A matéria prima (por exemplo, a cana) entra nos processos da indústria para ser transformada em produtos manufaturados (açúcar e álcool, por exemplo).

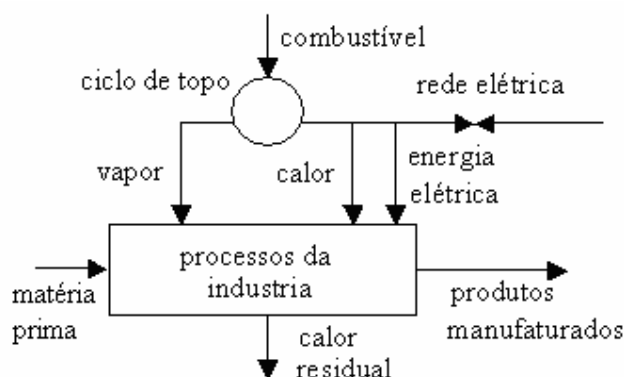


Figura A. 47: Ciclo de topo (LI, 1995)

A.4.5.2 – Ciclo de fundo

No *ciclo de fundo* (Figura A. 48), os processos industriais são sustentados pelo combustível e o calor residual é utilizado para a geração de energia elétrica. Após a geração de energia elétrica (parte dela é utilizada nos processos da indústria), o calor é usado a alta temperatura diretamente no processo. Um exemplo é a fornalha de uma indústria siderúrgica. O calor residual a baixa temperatura é utilizado numa caldeira de recuperação para a geração de vapor que alimenta uma turbina a vapor para gerar eletricidade, num ciclo de baixa eficiência. (ELETROBRÁS, 1999; FARIA, 2003)

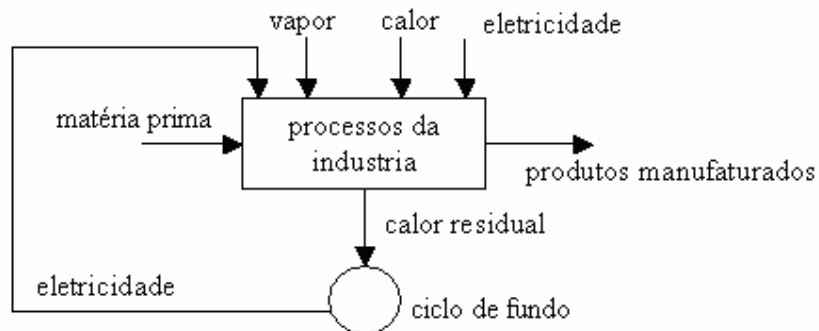


Figura A. 48: Ciclo de fundo (LI, 1995)

A.4.6 – Tecnologias avançadas de co-geração com turbinas a gás

Existem diferentes conceitos de turbinas a gás abastecidas com biomassa, podendo-se citar o BIG/GT, o EFGT, o ICEFGT e o BIG/ICR, conforme descrito a seguir.

- BIG/GT - Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine (Turbina a gás integrada com gaseificador de biomassa)
- EFGT - Externally Fired Gas Turbine (Turbina a gás com queima externa)
- ICEFGT - Intercooled Externally Fired Gas Turbine (Turbina a gás com queima externa e resfriamento intermediário)

- BIG/ICR - Biomass Integrated Gasifier /Intercooled and Recuperated Gas Turbine (Turbina a gás integrada com gaseificador de biomassa, com recuperação e resfriamento intermediário)

A.4.6.1 – Ciclo BIG/GT

A queima da biomassa para utilização numa turbina a gás pode ser realizada de duas maneiras diferentes. Na primeira, a biomassa (combustível sólido) é queimada em um combustor e os produtos da combustão vão direto para uma turbina a gás; porém, neste tipo de ciclo, as cinzas contidas nos produtos da combustão danificam seriamente as pás da turbina, reduzindo drasticamente a sua vida útil. Na segunda, a biomassa sólida é convertida em um gás de baixo poder calorífico, por meio de um processo termoquímico, que é então enviado a um combustor, sendo este o ciclo BIG/GT (Figura A. 49). Os gases que deixam o gaseificador possuem partículas (cinzas, alcatrões, metais, álcalis, etc.) que precisam ser removidas para não danificar as pás e nem bloquear os injetores, válvulas e filtros, assim, o sistema de limpeza torna esse gás aceitável dentro dos limites do fabricante da turbina a gás. A gaseificação e a limpeza reduzem significativamente a eficiência global do ciclo (FERREIRA *et al*, 2001b).

Este sistema está em demonstração em muitos países, incluindo o Brasil, e as pesquisas são promissoras. Entretanto, muitas dificuldades devem ser superadas (perda de eficiência na gaseificação e na limpeza; baixo poder calorífico) para tornar este ciclo economicamente viável. (FERREIRA, 2002b)

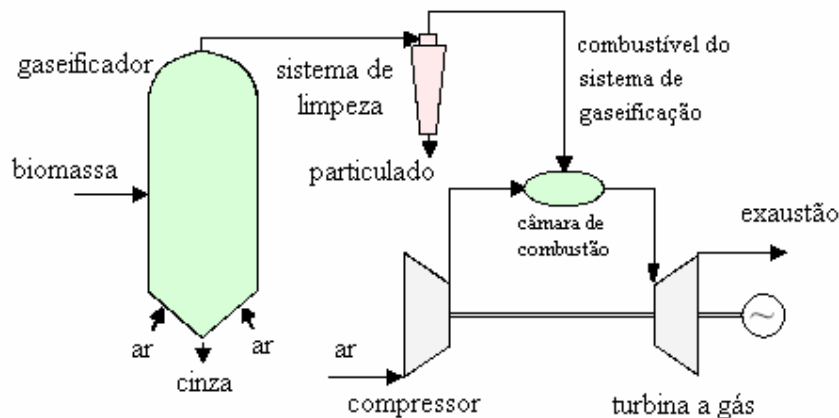


Figura A. 49: Esquema de um BIG/GT (FERREIRA, 2002b)

O maior projeto de geração de energia elétrica a partir da biomassa é o WBP-SIGAME, na Bahia, onde uma usina BIG/GT de 32 MW está operando experimentalmente (FERREIRA *et al*, 2001b). O projeto envolve a SHELL, a CHESF, a ELETROBRÁS e agências financiadoras internacionais, para demonstrar a viabilidade comercial da produção de eletricidade a partir da madeira, usando a tecnologia de Sistema Integrado de Gaseificação de Madeira para Geração de Eletricidade – SIGAME, baseada na tecnologia BIG/GTCC (BIG/GT com Ciclo Combinado). Dos desafios enfrentados pelo projeto, podem-se citar a montagem da usina de demonstração, a penetração comercial e a necessidade de redução do custo do investimento em gaseificação para menos da metade. (MCT, 2004)

A.4.6.2 – Ciclo EFGT

O ciclo EFGT consiste de um compressor, um trocador de calor de material cerâmico, uma turbina a gás, uma turbina com gerador e um combustor (Figura A. 50). O ar entregue pelo compressor é pré-aquecido pelos gases de combustão no trocador de calor e, em seguida, é expandido na turbina a gás para fornecer trabalho para o compressor, vai para a turbina acoplada ao gerador para gerar eletricidade e, então, é direcionado para o combustor. Finalmente, os produtos de combustão atravessam o trocador de calor para fornecer calor ao ar comprimido, sendo em seguida liberados na atmosfera.

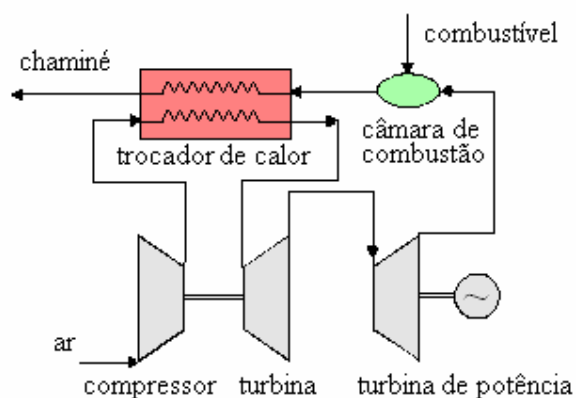


Figura A. 50: Esquema básico do EFGT (FERREIRA *et al*, 2001b)

A desvantagem deste ciclo é que a temperatura de entrada da turbina é muito menor do que a do ciclo convencional abastecido com combustíveis fósseis e, assim, o ciclo apresentará baixa eficiência. É possível aumentar essa eficiência, a custos razoáveis, aumentando a temperatura no

trocador de calor. Muitos pesquisadores têm tentado desenvolver um trocador de calor específico para os ciclos EFGT. O desempenho do trocador de calor irá depender da deposição de partículas sólidas nos tubos. Existem muitas vantagens em usar o ciclo EFGT abastecido com biomassa. A primeira é que o sistema de gaseificação não é necessário. Esse dispositivo é muito caro, introduz uma grande perda de carga reduzindo a eficiência total do ciclo, e ocupa um grande volume. A segunda vantagem é a versatilidade da câmara de combustão: muitos combustíveis diferentes podem ser queimados, permitindo o uso daqueles mais baratos ou prontamente disponíveis. O pré-tratamento necessário é modesto quando comparado ao de outros ciclos. Finalmente, o fluido de trabalho é o ar limpo, o que significa que os custos de manutenção serão menores e o tempo de vida da máquina será aumentado. O ciclo EFGT normalmente apresenta uma eficiência térmica de 34%. (FERREIRA *et al*, 2001b)

Como a temperatura de entrada na turbina é imposta pela capacidade do trocador de calor, este dispositivo tem que ser capaz de permanecer com temperaturas muito altas devido à eficiência do ciclo. Materiais convencionais usados em trocadores de calor de alta temperatura, tais como superligas, não são apropriados. O uso de cerâmicas tem sido visto como a solução mais promissora para o problema. Com o desenvolvimento dos materiais cerâmicos e técnicas para minimizar os danos causados pelos contaminantes do combustível é razoável esperar que em poucos anos o EFGT possa estar comercialmente disponível. (FERREIRA *et al*, 2001a)

A.4.6.3 – Ciclos ICEFGT e BIG/ICR

O ciclo ICEFGT é basicamente o ciclo EFGT com o processo de compressão igualmente dividido em dois, sendo colocado um refrigerador entre os dois estágios de compressão. A temperatura muito alta de exaustão sugere que este ciclo possa ser apropriado para turbinas a gás em ciclo combinado. (FERREIRA *et al*, 2001b)

Este ciclo consiste de um compressor de dois estágios de refrigeração, de um trocador de calor para recuperar o calor da exaustão da turbina a gás, uma câmara de combustão, duas turbinas e um gerador. O combustível deste ciclo pode vir de um gaseificador, como no caso do BIG/GT. Este tipo de ciclo tem a desvantagem de ser volumoso. O volume do gaseificador é muito maior do que o da turbina a gás. A maior vantagem do ciclo BIG/ICR é a alta eficiência devido a recuperação de calor dos gases de exaustão.

APÊNDICE 5

ANÁLISE EXERGÉTICA DA CO-GERAÇÃO DO BIG/GT COMPARADO COM OUTROS CICLOS DE TURBINA A GÁS

FERREIRA *et al.*, 2001b, faz uma análise exergética comparando diversos ciclos a gás, sendo eles o BIG/GT, EFGT, ICEFGT, BIG/ICR, e toma como o ciclo de referência para essa comparação o ciclo BIG/GT. Os parâmetros de projeto usados para cada ciclo são fornecidos na Tabela 23. Lembrando que os ciclos EFGT e ICEFGT não utilizam sistema de gaseificação e que o BIG/GT não possui trocador de calor.

Tabela 23: Parâmetros de projeto para cada ciclo (FERREIRA *et al.*, 2001b)

	BIG/GT	EFGT	ICEFGT	BIG/ICR
η_{gasif}	0,75	-	-	0,75
η_c	0,88	0,88	0,88	0,88
η_{cc}	0,99	0,99	0,99	0,99
$(\Delta p/p)_{cc}$	0,04	0,02	0,02	0,04
η_t	0,89	0,89	0,89	0,89
φ_{hx}	-	0,90	0,90	0,90
TET (K)	1400	1350	1350	1400
\dot{m}	110	140	140	110
R_C	18	6,3	8,0	12

η_{gasif}	Eficiência do gaseificador
η_c	Eficiência compressor
η_{cc}	Eficiência da câmara de combustão
$(\Delta p/p)_{cc}$	Perda de pressão percentual da câmara de combustão
η_t	Eficiência da turbina
φ_{hx}	Efetividade do trocador de calor
TET (K)	Temperatura na entrada da turbina (Kelvin)
\dot{m}	Vazão mássica (kg/s)
R_C	Razão de pressão

A razão de pressão (R_C) mostrada na tabela é a razão ideal que fornece a maior eficiência térmica para cada ciclo. No caso do BIG/GT, essa relação de pressão foi escolhida arbitrariamente, pois o seu valor ótimo é muito alto para ser considerado. A vazão mássica (\dot{m}) foi escolhida levando

em conta uma máquina disponível no mercado. E as perdas de pressão $[(\Delta p/p)_{cc}]$ estão de acordo com a prática comum. (FERREIRA *et al*, 2001b)

O combustível usado é o bagaço da cana-de-açúcar chamado Bagatex e sua composição, tanto sólida quanto gaseificada, são fornecidos na Tabela 24.

Tabela 24: Composição do combustível por volume (FERREIRA *et al*, 2001b)

Bagatex sólido		Gás do Bagatex	
Componente	Fração molar	Componente	Fração molar
Carbono	39,53	CH ₄	88,56
Hidrogênio	32,56	C ₂ H ₆	9,17
Oxigênio	13,89	C ₃ H ₈	0,42
Umidade	14,02	N ₂	1,20
		CO ₂	0,65

Tabela 25: Tipo de ciclo e tipo de combustível usado (FERREIRA *et al*, 2001b)

Tipo de ciclo	Combustível
EFGT	sólido
ICEFGT	sólido
BIG/ICR	gasoso
BIG/GT	gasoso

A Figura A. 51 mostra que o ciclo ICEFGT tem a melhor eficiência para todas as relações de pressão. O ciclo BIG/GT é o que apresenta a pior eficiência para as relações de pressão escolhidas. A maior eficiência para o ciclo EFGT é alcançada a uma relação de pressão relativamente baixa, o que significa que o compressor usado não necessita ser um dispositivo de estado da arte, isso é muito bom, pois evita um dispositivo de alto custo. (FERREIRA *et al*, 2001b)

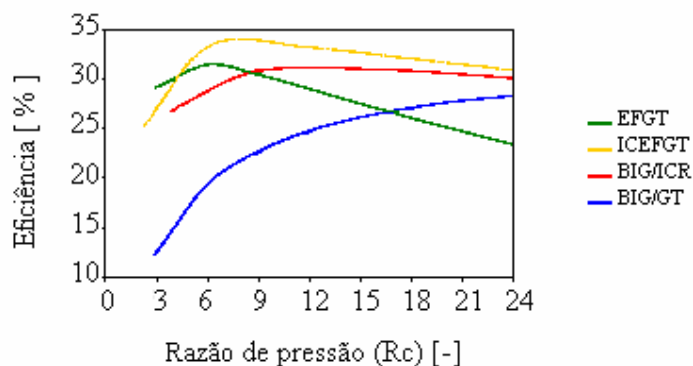


Figura A. 51: Razão de pressão ideal para cada ciclo no ponto de projeto

O fato de o BIG/GT ser menos eficiente e o BIG/ICR não ser muito mais eficiente que o EFGT reforça a vantagem do EFGT não ter a complexidade do sistema de gaseificação. (FERREIRA *et al*, 2001b)

Em termos de potência, o maior trabalho útil é fornecido pelo BIG/ICR, como mostra a Tabela 26.

Tabela 26: Maior trabalho útil de cada ciclo de gaseificação da biomassa (FERREIRA *et al*, 2001b)

Ciclo	W_u [MW]
BIG/ICR	39,69
ICEFGT	39,44
BIG/GT	36,80
EFGT	32,90

A análise da taxa de destruição de exergia para o ciclo inteiro mostra que os ciclos BIG/ICR e o BIG/GT respectivamente apresentam as maiores taxas de destruição de exergia (Figura A. 52). O parâmetro y_D significa razão de destruição de exergia, e é calculada através da razão entre a destruição de exergia em um componente do sistema ($B_{d\ comp}$) e a exergia do combustível fornecido para o sistema global (B_{comb}):

$$y_D = \frac{B_{d\ comp}}{B_{comb}} \quad (55)$$

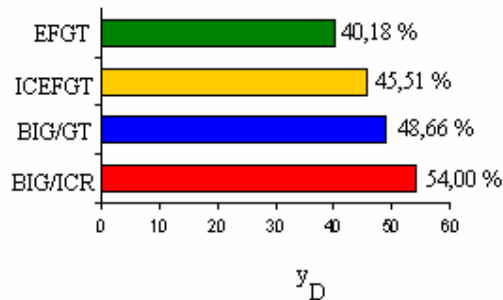


Figura A. 52: Taxa de destruição de exergia por cada ciclo (FERREIRA *et al*, 2001b)

Quanto aos componentes, a câmara de combustão e o gaseificador mostram as maiores taxas de destruições de exergia (Figura A. 53).

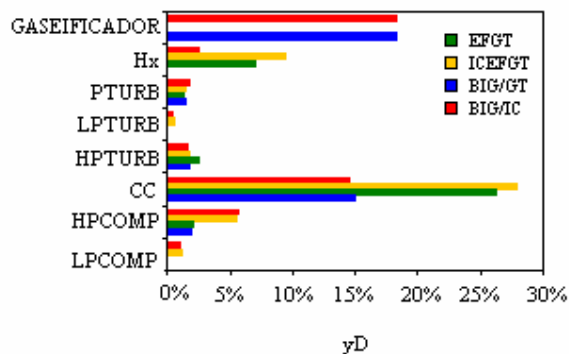


Figura A. 53: Destruição de exergia por componente em cada ciclo (FERREIRA *et al*, 2001b)

Hx	Trocador de calor
PTURB	Pressão na turbina
LPTURB	Turbina de baixa pressão
HPTURB	Turbina de alta pressão
CC	Câmara de combustão
HPCOMP	Compressor de alta pressão
LPCOMP	Compressor de baixa pressão

Do ponto de vista exergético, os ciclos EFGT e ICEFGT, quando comparados com o ciclo BIG/GT, são boas alternativas para o uso da biomassa em máquinas de turbinas a gás. Especialmente o ciclo ICEFGT, devido à alta eficiência e destruição de exergia relativamente baixa. Como a destruição da exergia influencia no custo dos produtos de um dispositivo é justo acreditar que o ciclo EFGT pode ter o mais baixo custo de produto dentre os ciclos analisados. Uma análise de custo é necessária para encontrar mais sobre a viabilidade econômica de cada ciclo. Uma situação na qual o ciclo EFGT pode ser usado é nas indústrias com grande produção de rejeitos, como por exemplo, nas indústrias da cana-de-açúcar, pois o ciclo EFGT é uma fonte compacta de calor e potência. (FERREIRA *et al*, 2001b)

Estas conclusões não põem de lado o uso da gaseificação envolvendo turbinas a gás, pois, como as eficiências aumentam com o aumento da razão de pressão para o BIG/GT, isto faz com que este ciclo seja promissor para o uso das máquinas de alta pressão. (FERREIRA *et al*, 2001b)

ANEXO 1 – MATERIAL ORIGINAL FORNECIDO PELA USINA CORURIFE DE CAMPO FLORIDO

Dados Processo Campo Florido 2005

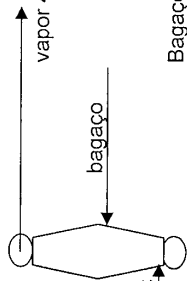
Turbinas	TGM - MULTIPLO ESTAGIO (modelo)	Consumo Especifico (kg vapor/kw)	Potência (kw)	Consumo Vapor (t/h)	Eficiencia %	Temperatura Vapor (°C)	Pressão Bocal Turbina (bar)
Picador	TM 2000	7,50	1.252	9,39	78,0%	450	43
Desfibrador	TM 2000	7,50	1.863	13,97	78,0%	450	43
1º Terno (78")	TM 2000	7,50	961	7,21	78,0%	450	43
2º / 3º Terno	TM 2000	7,50	1.334	10,01	78,0%	450	43
4º / 5º Terno	TM 2000	7,50	1.267	9,50	78,0%	450	43
6º Terno (78")	TM 2000	7,50	775	5,81	78,0%	450	43
Gerador 1	TM 12000	7,35	12.000	88,20	79,5%	450	43
Gerador 2	TM 12000	7,35	12.000	88,20	79,5%	450	43
Turbo Bomba Caldeira	TM 1000	6,50	1.200	7,80	78,0%	450	43

Caldeiras	Fabricante	Modelo	Fabricação	Capacidade Geração (t/h)	Pressão (bar)	Temperatura Saída Vapor (°C)	Eficiencia %
Caldeira 1	HPB-SERMATEC	VS 500	2001	120	45	490	87,0%
Caldeira 2	HPB-SERMATEC	VS 500	2003	150	45	490	87,0%

Consumo Energia	Potência (kw/h)
Consumo Usina	8.000
Exportação Energia	9.500
Total	17.500

M:\Meus Documentos\correspondencia gerente\Resumo Geral balanço geral


CTC Eficiência de caldeira



Bagaço = Vapor x (entalpia vapor - entalpia água) / 7500 x eficiência da caldeira
 7500 = PCI bagaço
 eficiência da caldeira = 0,85
 entalpia do vapor = 3328 KJ/Kg
 entalpia da água = 461 KJ/Kg

bagaço = 200 x (3328-461)/(7500*0,85)
 bagaço = 90t/h

turbina com 100% de eficiência tem 5,39 Kg vapor / KWh
 moenda + - 60% eficiência - 8,98 Kg vapor / KWh
 preparo + - 57% eficiência - 9,46 Kg vapor / KWh
 gerador + - 75% eficiência - 7,19 Kg vapor / KWh

Relatório de Visita Técnica e Ata	
DATA : 3/8/2005 11:16	Folha : 1/3

DOCUMENTO: RELATÓRIO DE VISITA TÉCNICA

TÍTULO : AVALIAÇÃO PRELIMINAR DO PROCESSO - REALIMENTAÇÃO

CLIENTE: Usina Coruripe - Filial de Campo Florido

LOCAL : Campo Florido - MG

DATA ATIVIDADE : de 26 a 27/07/2005


EMPRESA	NOME	ASSINATURA
•US. CORURIFE	•Ilário Salatino	
•	•Jorge (Caldeira)	
•CTC	•Adilson J. Montebello	
•	•Helcio M. Lamonica	

RESUMO DOS TÓPICOS DISCUTIDOS

1. Durante a visita de 26 e 27/07/2005 para realização do trabalho de sintonia de combustão das caldeiras foi obtido um retorno da usina sobre as recomendações fornecidas pelo CTC na visita de 19/5 (Avaliação Preliminar do Processo).

A usina conseguiu reduzir o consumo de vapor de processo (~5%) e de reposição de água desmineralizada (~10%), se baseando nas orientações fornecidas pelo CTC. As principais ações foram:

- Trabalhar com vácuo de 24" de Hg na evaporação. Foi atingida após correção da selagem na tubulação de dreno da coluna barométrica, o tubo da coluna não estava "afogado" na caixa de dreno de condensado, possibilitando a entrada de ar falso. O dreno de condensado do 4º efeito foi separado do dreno dos aquecedores que utilizam VV1 a VV3, esta interligação causava contrapressão no sistema de vácuo.
- A usina aumentou a pressão de escape de 1,5 para 1,7 kgf/cm² e passou a utilizar vapor vegetal nas colunas A, B e P dos 3 aparelhos de destilação.

Relatório de Visita Técnica e Ata	 CTC Centro de Tecnologia Canavieira
DATA : 3/8/2005 11:16	Folha : 2/3

- A reposição de água desmi foi reduzida após reparo em 6 válvulas que estavam com vazamento.

A usina ainda não está recuperando condensado da fábrica de levedura pois as medições, realizadas por ela, indicaram uma vazão de ~1 t/h.

2. Redução da potência das turbinas em função da elevação na pressão de escape para de 1,5 para 1,7 kgf/cm².

- Os cálculos preliminares demonstraram que se as turbinas foram projetadas para trabalhar na condição normal de vapor com uma reserva de potência de 10%, deverão trabalhar na nova condição sem problemas, apenas apresentarão um aumento no consumo de vapor da ordem de 3% para desenvolver a mesma potência.
- CTC recomendou que a usina contate o fornecedor (TGM) para verificar se há necessidade de alguma intervenção nas turbinas do preparo devido a mudança da condição operacional, o CTC poderá assessorar a usina no contato com o fornecedor.

3. Avaliação da eficiência das caldeiras pelo método simplificado de cálculo.


A análise dos gases de combustão foi realizada com analisador de gases on-line do CTC, a análise de bagaço foi realizada pelo laboratório da usina e os demais parâmetros levantados no sistema supervisorio, anexo as planilhas com o resultado da medição.

A eficiência ao PCI obtida nos pontos de operação (110 t/h) foi de 86,9 % para a caldeira 1 e de 85,5% para a caldeira 2.

4. Consumo estimado de bagaço.

Dados de Entrada		
Pressão do Vapor Vivo	bar abs	43,0
Temperatura do Vapor Vivo	°C	450
Entalpia do Vapor Vivo	kcal/kg	796,0
Entalpia da Água Saturada na PVV	kcal/kg	265,0
Temperatura da Água de Alimentação	°C	110
Eficiência da Caldeira	%	85,0
Purgas da Caldeira	%	3,0
Umidade do Bagaço	%	50,0
Pol do Bagaço	%	2,00

Resultados		
PCI do Bagaço	kcal/kg	1.799
Produção de vapor / kg de bagaço	kg/kg	2,21

Relatório de Visita Técnica e Ata	 Centro de Tecnologia Canavieira
DATA : 3/8/2005 11:16	Folha : 3/3

5. Outros comentários.

- Caldeira 2: durante a sintonia de combustão foi observado que não há recurso para operar esta caldeira com combustão adequada acima de 130 t/h, a usina deverá contatar o fornecedor solicitando a solução deste problema. O CTC poderá assessorar a usina neste trabalho.
- Vazamentos de vapor vivo: durante a visita na usina foram observados dois pontos de vazamento significativo de vapor vivo, na bucha da válvula de regulação da turbina de acionamento do 5º terno da moenda e na válvula de purga da turbobomba de reserva.

DISCUSSÃO – RESP./PRAZO

ELABORADO POR
Lamonica 3/8/2005

EFICIÊNCIA DE CALDEIRAS

USINA:..... **Us. Coruripe - Campo Florido**
 CALDEIRA Nº..... **nº 1**
 DATA..... **27/7/2005**

TESTE 1

PRESSÃO DO VAPOR..... (kgf/cm ²)	44,50
TEMPERATURA..... (°C)	436
CAPACIDADE NOMINAL..... (kgv/h)	120.000
CAPACIDADE REAL..... (kgv/h)	110.000
NÚMERO PAREDES D'AGUA.....	4

BAGAÇO

UMIDADE % BAGAÇO..... (%)	47,28
POL % BAGAÇO..... (%)	1,80

GASES

% CO ₂ (%)	14,90
% CO..... (%)	0,01
% O ₂ (%)	5,20
% N ₂ (%)	79,89
TEMPERATURA GÁS..... (°C)	165

RESULTADOS

PCS..... (kg/kgb)	2.402
PESO GAS SECO..... (kg/kgb)	4,18
PESO AR SECO REAL..... (kg/kgb)	3,98
PESO AR TEÓRICO..... (kg/kgb)	2,97
EXCESSO DE AR..... (%)	33,82
ENERGIA SAÍDA CALDEIRA..... (MBTU/h)	343,08

PERDAS 671,78

PERDA GASES SECOS..... (kcal/kg)	138,53
PERDA NÃO QUEIMADOS..... (kcal/kg)	48,03
PERDA UMIDADE BAGAÇO..... (kcal/kg)	304,85
PERDA ÁGUA FORMADA..... (kcal/kg)	194,41
PERDA UMIDADE AR..... (kcal/kg)	2,49
PERDA CO..... (kcal/kg)	0,93
PERDA RADIAÇÃO..... (kcal/kg)	8,11
PERDA INDETERMINADA..... (kcal/kg)	24,02

EFICIÊNCIA..... (% PCS)	69,96
PCI	1.934

EFICIÊNCIA..... (% PCI)	86,91
--------------------------	-------

obs.: Análise dos gases feita através da sonda na fornalha.

EFICIÊNCIA DE CALDEIRAS


USINA:..... Us. Coruripe - Campo Florido

CALDEIRA Nº..... nº 2

DATA..... 26/7/2005

	TESTE 1	TESTE 2
PRESSÃO DO VAPOR..... (kgf/cm ²)	42,20	45,00
TEMPERATURA..... (°C)	467	460
CAPACIDADE NOMINAL..... (kgv/h)	150.000	150.000
CAPACIDADE REAL..... (kgv/h)	130.000	111.000
NÚMERO PAREDES D'AGUA.....	4	4
 BAGAÇO		
UMIDADE % BAGAÇO..... (%)	50,28	50,28
POL % BAGAÇO..... (%)	3,03	1,92
 GASES		
% CO ₂ (%)	17,00	14,10
% CO..... (%)	0,22	0,09
% O ₂ (%)	3,30	5,90
% N ₂ (%)	79,48	79,91
TEMPERATURA GÁS..... (°C)	167	168
 RESULTADOS		
PCS..... (kg/kgb)	2.248	2.262
PESO GAS SECO..... (kg/kgb)	3,44	4,13
PESO AR SECO REAL..... (kg/kgb)	3,23	3,95
PESO AR TEÓRICO..... (kg/kgb)	2,80	2,80
EXCESSO DE AR..... (%)	15,28	40,68
ENERGIA SAÍDA CALDEIRA..... (MBTU/h)	414,67	351,99
 PERDAS		
	672,70	673,16
PERDA GASES SECOS..... (kcal/kg)	115,73	139,83
PERDA NÃO QUEIMADOS..... (kcal/kg)	44,95	45,24
PERDA UMIDADE BAGAÇO..... (kcal/kg)	324,66	324,89
PERDA ÁGUA FORMADA..... (kcal/kg)	183,61	183,74
PERDA UMIDADE AR..... (kcal/kg)	2,06	2,53
PERDA CO..... (kcal/kg)	16,64	7,97
PERDA RADIAÇÃO..... (kcal/kg)	7,01	7,56
PERDA INDETERMINADA..... (kcal/kg)	22,48	22,62
EFICIÊNCIA..... (% PCS)	68,10	67,54
PCI	1.772	1.786
EFICIÊNCIA..... (% PCI)	86,38	85,52

obs.: Análise dos gases feita através da sonda no duto de saída da caldeira

Relatório de Visita Técnica e Ata	 Centro de Tecnologia Canavieira
DATA : 2/8/2005 16:42	Folha : 1/2

DOCUMENTO: RELATÓRIO DE VISITA TÉCNICA

TÍTULO : SINTONIA DE COMBUSTÃO

CLIENTE: USINA CORURIFE - CAMPO FLORIDO

LOCAL : CAMPO FLORIDO - M. G.

DATA ATIVIDADE : 25 a 27/07/2005

EMPRESA	NOME	ASSINATURA
• USINA	• Ilário Salatino	
• USINA	• Jorge	
• CTC	• Adilson J. Montebello	
• CTC	• Hélcio M. Lamonica	

RESUMO DOS TÓPICOS DISCUTIDOS

Levantamento de pontos de ar e bagaço para ajuste da combustão e inserção da curva nos dispositivos de automação das caldeiras n. 01 e 02.

- Caldeira n. 01 – HPB - Sermatec – Modelo V S - 500 – Ano 2003 - Prod. 120 t/h de vapor – Pressão máxima 53,0 kgf/cm².
- Pontos levantados para programação dos instrumentos:

Ponto n.	X - Bagaço	Y - Ar	RPM –dos.
1	0	0	0
2	25	10	437
3	50	15	875
4	60	30	1050
5	70	45	1225
6	80	70	1400
7	90	90	1575
8	100	100	1750

- Dosadores de bagaço números 1 e 6 fixos com 80% do rpm em relação aos demais.

Relatório de Visita Técnica e Ata	 Centro de Tecnologia Canavieira
DATA : 2/8/2005 16:42	Folha : 2/2

- Ventilador do ar secundário com abertura fixa em 40%.
- Relação ar / bagaço passa a modular conforme a curva.
- Valores médios das medições contínuas de análises dos gases, durante o levantamento e após a inclusão da curva: CO₂ = 14,7 % ; O₂ = 5,3 % ; CO = 0,01 % ; NO_x 270 mg/Nm³ corrigido à 8% de O₂.
- Caldeira n. 02 – HPB - Sermatec – Modelo V S - 500 – Ano 2002 – Prod. 150 t/h de vapor – Pressão máxima 53,0 kgf/cm².
- Pontos levantados para programação dos instrumentos :

Ponto n.	X Bagaço	Y Ar	RPM-Dos.
1	0	0	0
2	25	20	437
3	50	40	875
4	60	60	1050
5	70	90	1225
6	80	100	1400
7	90	100	1575
8	100	100	1750

- Dosadores de bagaço números 1 e 6 fixos com 80% do rpm em relação aos demais.
- Ventilador do ar secundário com abertura fixa em 60%.
- Relação do ar / bagaço passa a modular conforme a curva.
- Com relação ao ventilador do ar primário, anotamos que até o ponto n. 05 da curva, onde a vazão da caldeira está próximo de 130 t/h, conseguimos os parâmetros de combustão em limites perfeitos. A partir desse ponto para atingir a vazão nominal de vapor, a combustão torna-se deficiente em oxigênio, aumentando a formação de monóxido de carbono e escurecendo a fumaça. Sugerimos para que a Usina verifique na parada se há vazamentos de ar falso (ex.: tubos furados, espelhos) e também contatar o fabricante a respeito da vazão da recirculação do ar quente e da possibilidade de aumento de vazão em função do rpm do ventilador.
- Valores médios das medições contínuas de análises dos gases, durante o levantamento e após a inclusão da curva: CO₂ = 15,7 % ; O₂ = 4,3 % ; CO = 0,12 % ; NO_x = 268 mg/Nm³ corrigido à 8% de O₂.

DISCUSSÃO – RESP./PRAZO

ELABORADO POR
Adilson José Montebello

**ANEXO 2 – MATERIAL ORIGINAL FORNECIDO PELO FÓRUM DE CO-GERAÇÃO,
2002**

patrocinio:

Codistil S/A - Dedini

(Dados da Usina)

Características de Usina Típica de 10.000 TCD		
Produção de cana na safra	1.800.000	t
Moagem média diária	10.000	t/dia
Duração da safra	180	dias
Eficiência de aproveitamento do tempo de safra	85%	%
Moagem horária	490	t/h
Consumo de vapor no processo (2,5 ata)	530	kg vapor/tc
Consumo de energia mecânica no processo	16,4	Kwh/tc
Consumo de energia elétrica no processo	13,0	Kwh/tc
Pressão de vapor direto	21	ata
Temperatura do vapor direto	300	°C
Consumo específico de bagaço nas caldeiras	2,4	kg bag/kg vap
Consumo específico das turbinas do processo (simples estágio)	18,4	kg vapor/kw
Consumo específico das turbinas dos geradores instalados	12,7	kg vapor/kw
Qualidade da cana (ponto vista energético)		
Fibra%cana	13%	%
Bagaço%cana	27%	%
Poder calorífico inferior do bagaço a 50% umidade (PCI)	1.800	Kcal/kg
Palha de cana (Copersucar)		
Palha%cana crua (base seca)	14%	%
Palha no solo% palha na cana	70%	%
Palha recuperada%palha no solo	70%	%
Umidade da palha na caldeira	15%	%
Palha 15% % cana crua	8,1%	%
Poder calorífico da palha a 15% de umidade	3.100	Kcal/Kg

Elaborado por:

P.A.Sys

Engenharia e Sistemas
eng@pasys.com.br

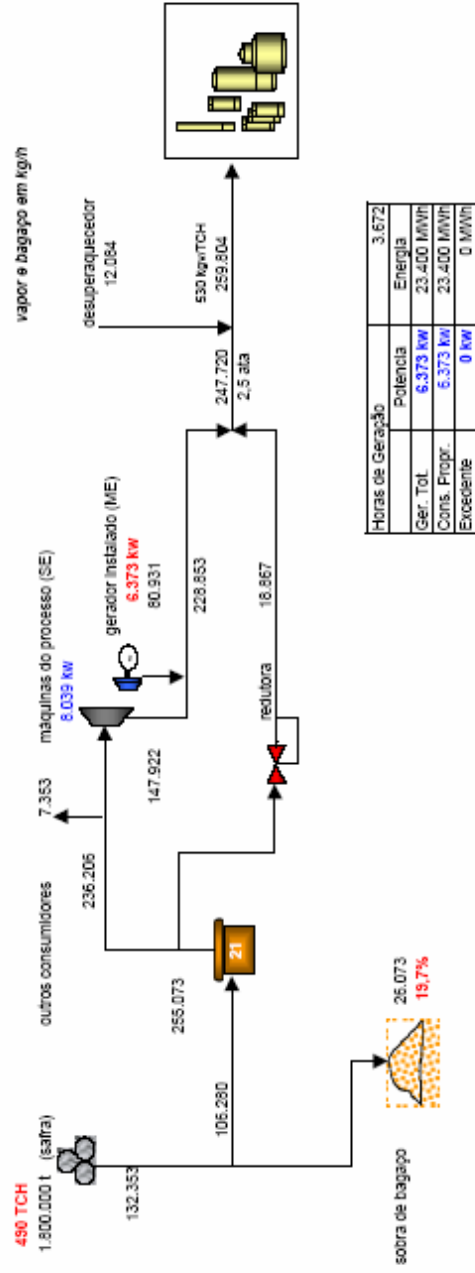
patrocínio:

Codistil S/A - Dedini

Geração de Excedente de Energia Elétrica

(Balanco Atual)

INEE

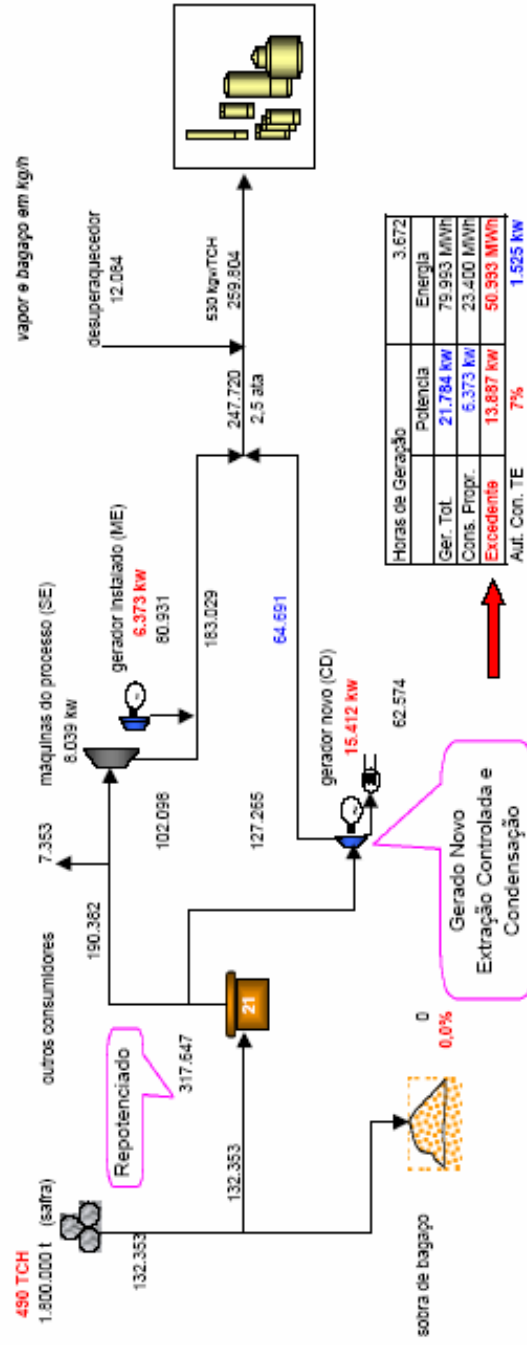


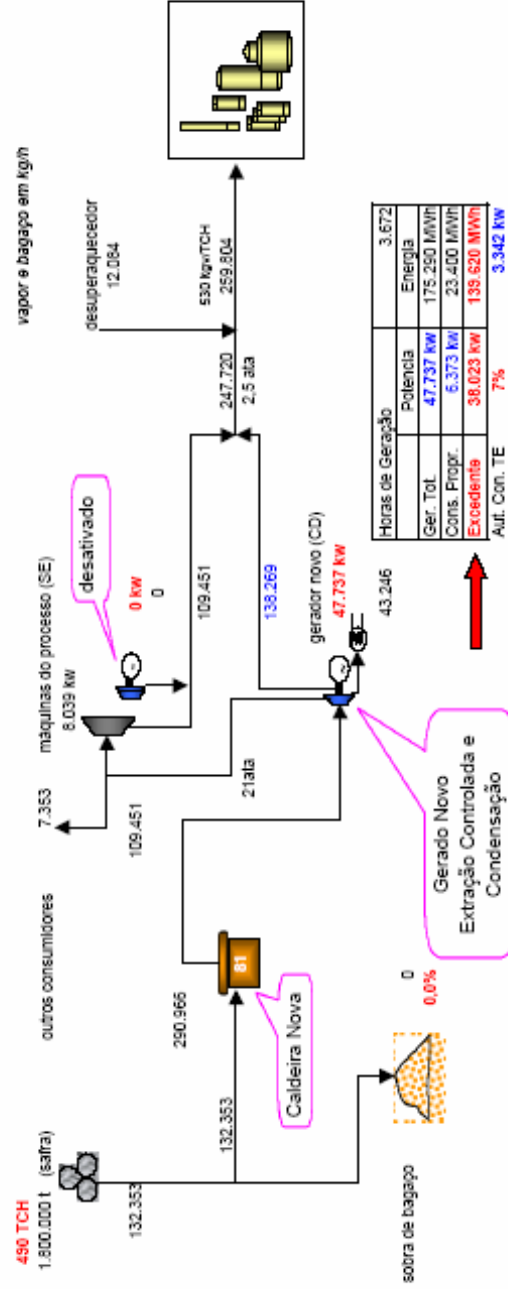
Elaborado por:

P.A.Sys

Engenharia e Sistemas
eng@pasys.com.br

2/12





Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)