

## MODELAGEM TERMODINÂMICA DE UMA USINA DE POTÊNCIA USANDO CARVÃO E SRF EM PROCESSO DE COQUEIMA

Fabyo Luiz PEREIRA<sup>1</sup>, Paulo Smith SCHNEIDER<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Universidade Federal da Integração Latino-Americana, Foz do Iguaçu, Brasil, [fabyo.pereira@unila.edu.br](mailto:fabyo.pereira@unila.edu.br)

<sup>2</sup>Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, [pss@mecanica.ufrgs.br](mailto:pss@mecanica.ufrgs.br)

### RESUMO

O gerenciamento de resíduos sólidos municipais (MSW) é um grande desafio da nossa era, e reconhecendo que desde a década de 1980 o uso de rejeitos como combustível tem se tornado uma ideia interessante às partes interessadas envolvidas na gestão de resíduos, uma das estratégias relacionadas a este problema é a seleção, a partir do MSW, de combustíveis sólidos recuperados (SRF) para uso em processo de coqueima com outro combustível. Dessa maneira, o uso de carvão combinado com SRF em usinas de potência pode contribuir para a redução do número e tamanho dos aterros sanitários. Este trabalho apresenta uma modelagem termodinâmica de uma planta de potência usando como combustíveis carvão e SRF em processo de coqueima para investigar o desempenho da planta. A modelagem é feita no software EES (*Engineering Equation Solver*), sendo realizada uma análise de sensibilidade das pressões de alguns nós do ciclo. Uma análise da variação de diversos parâmetros em função da fração térmica de SRF também foi feita, onde se determinou que o uso de uma fração térmica de SRF de 10% é capaz de reduzir o consumo de carvão do caso base em 292.338,72 ton/ano, evitando a emissão de 494.484,48 ton/ano de dióxido de carbono, o que possui grande impacto socioambiental.

**Palavras-chave:** Usina de potência, modelagem termodinâmica, coqueima, carvão, resíduos.

### ABSTRACT

*Management of municipal solid waste (MSW) is a great challenge of our age, and recognizing that since the 1980 decade the use of waste as a fuel has been an appealing idea to stakeholders involved in waste management, one of the strategies regarding this issue is the collection of solid recovered fuels (SRF) from MSW to use, for instance, in a co-combustion process with another fuel. Thus, the use of coal combined with SRF in thermal power plants may contribute for the reduction of both size and number of landfills. This work presents a thermodynamic modelling of a power plant using coal and SRF blends as fuel to examine the performance of a power plant. The software used for performing analyses was Engineering Equation Solver (EES), and a sensitivity analysis of the pressures of some nodes of the cycle is performed. An analysis of the variation of several parameters as function of SRF thermal share was also made, where it was determined that the use of 10% SRF thermal fraction is able to reduce base case coal consumption by 292,338.72 tons / year, avoiding the emission of 494,484.48 tons / year of carbon dioxide, which has great socio-environmental impact.*

**Keywords:** Power Plant, Thermodynamic modelling, Co-combustion, Coal, SRF.

### 1 INTRODUÇÃO

O carvão responde por aproximadamente 41% da produção de energia elétrica mundial, de acordo com o Banco Mundial (2016), e um dos principais problemas relacionados à tecnologia usada nesta conversão é que o carbono é literalmente retirado das minas e lançado na atmosfera na forma de dióxido de carbono, um gás de efeito estufa. Pesquisa e desenvolvimento nas áreas de ciência dos materiais, sequestro de carbono, coqueima e melhoramento termodinâmico dos ciclos de potência são alguns exemplos de esforços visando resolver este problema.

A modelagem termodinâmica de ciclos de potência é uma poderosa ferramenta que permite diversos tipos de análises, tais como: determinação dos estados termodinâmicos, modelagem dos processos executados pelos equipamentos, quantificação dos fluxos de energia, análises de sensibilidade através de estudos paramétricos, geração de gráficos e diagramas operacionais, e a identificação das condições operacionais ideais através do uso de métodos de otimização.

Diversos trabalhos de modelagem termodinâmica de ciclos de potência foram desenvolvidos, seja na otimização de ciclos subcríticos (HABIB *et al.*, 1999) e de ciclos

supercríticos (LI *et al.*, 2014) e (XU *et al.*, 2015), no desenvolvimento de estratégias de melhoria da eficiência de regeneradores (ESPATOLERO *et al.*, 2014), na análise termodinâmica de usinas de potência reais (KOPAC e HILALCI, 2007), (BOLATTURK *et al.*, 2015) e (AHMADI e TOGHRAIE, 2016), e na coqueima de carvão com biomassa (KUO e WU, 2016).

Se assume que os Resíduos Sólidos Municipais (*Municipal Solid Wastes*, abreviadamente MSW) incluem todos os resíduos municipais, exceto aqueles gerados por serviços municipais, plantas de tratamento de água e de água residual, processos industriais e operações agrícolas (TCHOBANOGLIOUS e KREITH, 2002). Também incluem itens tais como embalagens, resíduos de jardim, móveis, roupas, garrafas, resíduos orgânicos, papéis, aparelhos, tintas e baterias, e sua composição depende de fatores populacionais tais como estilo de vida, padrões de vida, padrões de consumo e nível tecnológico (Cheremisinoff, 2003).

A combustão de MSW é uma opção interessante tanto do ponto de vista de gestão de resíduos quanto da recuperação de energia, pois pode reduzir a massa e o volume contidos em aterros sanitários em até 70% e 85%, respectivamente, o que impacta diretamente nas dimensões requeridas para tais locais, e consequentemente em seus problemas.

Entretanto, o MSW tem uma composição altamente heterogênea, e sua combustão está associada a alta emissão de poluentes. Desta forma, a adoção de uma padronização em seu processamento é crucial do ponto de vista ambiental.

Os primeiros combustíveis derivados do MSW foram denominados Combustíveis Derivados de Resíduos (*Refuse Derived Fuels*, abreviadamente

RDF), e sua produção e uso ocorreram de forma descontrolada, numa época anterior ao desenvolvimento de padrões. Como consequência, era difícil caracterizar o RDF, pois cada setor industrial tinha desenvolvido sua própria maneira de especificar o combustível, e consequentemente cada modo satisfazia apenas um par produtor/comprador.

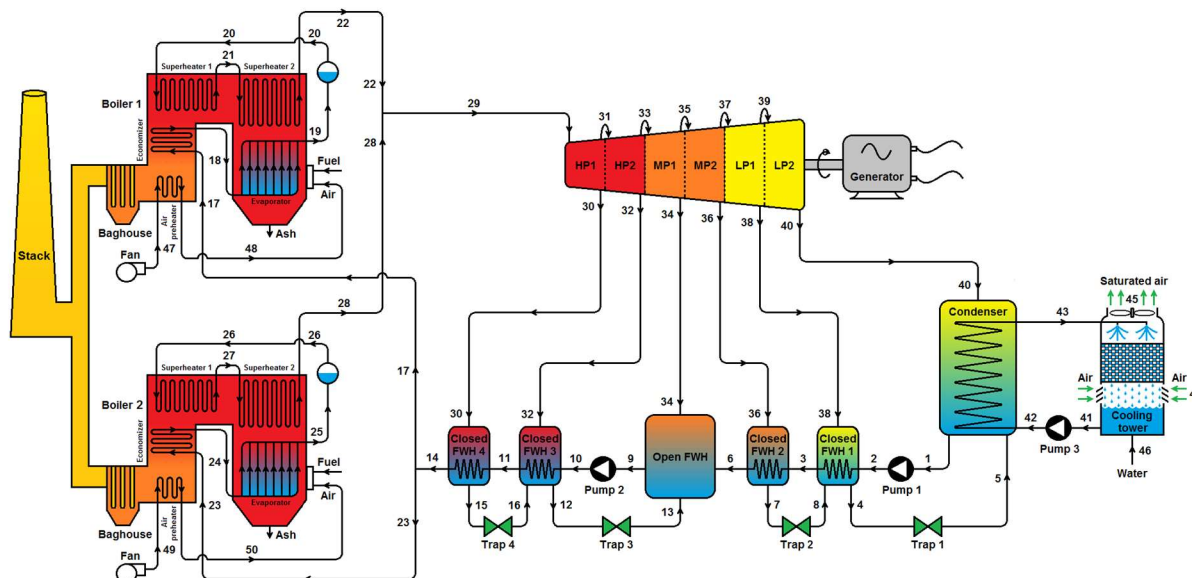
Estava claro que um esforço deveria ser feito para tornar os combustíveis derivados do MSW um mercado real, e como resultado, a norma EN 15359 foi desenvolvida e adotada por vários países europeus. Esta norma fornece tanto especificação (descrição detalhada) quanto classificação (parâmetros técnicos) para Combustíveis Sólidos Recuperados (*Solid Recovered Fuels*, abreviadamente SRF), obtidos a partir dos componentes não perigosos do MSW. Apesar da EN 15359 não especificar níveis de qualidade, ela demanda que o produtor classifique seu SRF através da especificação do poder calorífico inferior e dos conteúdos de cloro e mercúrio, além de todos os metais pesados mencionados pelas diretivas de emissões industriais.

Este trabalho objetiva investigar um ciclo de potência a vapor com regeneração em coqueima de carvão e SRF, e através de análises de sensibilidade estudar a influência que os parâmetros operacionais têm entre si.

## 2 MODELAGEM

O ciclo de potência a vapor estudado é mostrado na Figura 1. A rotina computacional que modela o ciclo foi escrita no *software Engineering Equation Solver* (EES), e tem as seguintes características:

Figura 1 - Diagrama esquemático do ciclo modelado.



- Cinco aquecedores de água de alimentação (regeneradores), sendo quatro fechados e um aberto, objetivando aumentar o rendimento térmico do ciclo através do aumento da temperatura final da água de alimentação que entra na caldeira.
- Duas caldeiras, cada uma dedicada à combustão de um tipo de combustível, de modo a permitir a coqueima de uma maneira não convencional.
- Seis estágios na turbina, sendo duas em alta pressão, duas em média pressão e duas em baixa pressão.
- Condensação do vapor usando torre de resfriamento úmida.

Os balanços de energia nos regeneradores fechados foram feitos especificando a temperatura do líquido comprimido na saída do regenerador, com a fração mássica de vapor vindo da turbina como incógnita, pois os estados tanto do líquido comprimido na entrada quanto do vapor na saída para o purgador são conhecidos. No regenerador aberto, a fração mássica de vapor extraída do primeiro estágio de média pressão da turbina é desconhecida, sendo determinada pelo balanço energético no regenerador, onde o estado da mistura encaminhada à segunda bomba é de líquido saturado. Os purgadores são modelados como processos isentálpicos.

As condições de operação do ciclo de potência são mostrados na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, onde as eficiências isentrópicas da turbina e das bombas são valores típicos, e o aumento de temperatura em todos os regeneradores segue uma regra geral de acordo com Espatolero *et. al.* (2014). O ciclo considerado é subcrítico, uma vez que na entrada do primeiro estágio de alta pressão da turbina a pressão é menor que a pressão crítica, entretanto a rotina computacional foi escrita para também permitir a simulação de ciclos supercríticos. As condições ambientais consideradas são temperatura de 25°C e pressão de 101,33 kPa.

A Tabela 2 mostra dados de análises imediata e elementar em base como recebido, e o poder calorífico, para ambos combustíveis. Os dados do carvão brasileiro (barro branco) foram medidos e os dados do SRF foram adaptados de Hilber *et. al.* (2007). Observa-se que o carvão possui alto teor de cinzas e de enxofre. Devido à

alta heterogeneidade do MSW, os dados disponíveis na literatura a respeito do SRF igualmente são heterogêneos (o teor de oxigênio, por exemplo, varia em uma larga escala).

Tabela 1 – Parâmetros operacionais considerados.

| Equipamento           | Parâmetro                                          |
|-----------------------|----------------------------------------------------|
| Bomba 1               | $\eta_{iso,b,1} = 0,85$                            |
| Bomba 2               | $\eta_{iso,b,2} = 0,85$                            |
| Regenerador Fechado 1 | $x_4 = 0$<br>$\Delta T_{reg,1} = 30^{\circ}C$      |
| Regenerador Fechado 2 | $x_7 = 0$<br>$\Delta T_{reg,2} = 30^{\circ}C$      |
| Regenerador Fechado 3 | $x_{12} = 0$<br>$\Delta T_{reg,3} = 30^{\circ}C$   |
| Regenerador Fechado 4 | $x_{15} = 0$<br>$\Delta T_{reg,4} = 30^{\circ}C$   |
| Caldeira 1            | $\eta_{c,1} = 0,90$                                |
|                       | $\Delta T_{pa,1} = 10^{\circ}C$                    |
|                       | $T_{21} = 450^{\circ}C$<br>$T_{22} = 610^{\circ}C$ |
| Caldeira 2            | $H_{c,2} = 0,90$                                   |
|                       | $\Delta T_{pa,2} = 10^{\circ}C$                    |
|                       | $T_{27} = 450^{\circ}C$<br>$T_{28} = 610^{\circ}C$ |
| Turbina               | $\eta_{iso,t} = 0,89$                              |
| Alta pressão 1        | $P_{29} = 15.000 \text{ kPa}$                      |
| Alta pressão 2        | $P_{30} = 8.000 \text{ kPa}$                       |
| Média pressão 1       | $P_{32} = 2.000 \text{ kPa}$                       |
| Média pressão 2       | $P_{34} = 800 \text{ kPa}$                         |
| Baixa pressão 1       | $P_{36} = 300 \text{ kPa}$                         |
| Baixa pressão 2       | $P_{38} = 100 \text{ kPa}$                         |
| Saída da turbina      | $P_{40} = 5 \text{ kPa}$                           |

Tabela 2 - Caracterização dos combustíveis (base como recebido).

| Análise          | Parâmetro         | Carvão | SRF    |
|------------------|-------------------|--------|--------|
| Imediata         | $C_{fixo} [ ]$    | 0,3871 | 0,0598 |
|                  | $Voláteis [ ]$    | 0,1910 | 0,5262 |
|                  | $Cinzas [ ]$      | 0,4189 | 0,1340 |
|                  | $\text{Água} [ ]$ | 0,0030 | 0,2800 |
| Elementar        | $C [ ]$           | 0,4615 | 0,3498 |
|                  | $H [ ]$           | 0,0301 | 0,0490 |
|                  | $O [ ]$           | 0,0666 | 0,1764 |
|                  | $N [ ]$           | 0,0082 | 0,0057 |
|                  | $S [ ]$           | 0,0117 | 0,0012 |
|                  | $Cl [ ]$          | 0,0000 | 0,0039 |
| Poder calorífico | $PCI [kJ/kg]$     | 18.840 | 14.875 |

Tabela 3 - Propriedades termodinâmicas dos nós do ciclo modelado.

| Nó      | $T_i$ [°C] | $P_i$ [kPa] | Estado        | $x_i$ [ ] | $h_i$ [kJ/kg] | $s_i$ [kJ/kg.K] | $\dot{m}_i$ [kg/s] | $f_{m,i}$ [ ] |
|---------|------------|-------------|---------------|-----------|---------------|-----------------|--------------------|---------------|
| 0 (ref) | 25,00      | 101,33      | líquido       |           | 104,92        | 0,3672          |                    |               |
| 1       | 32,87      | 5           | saturado      | 0,0000    | 137,75        | 0,4762          | 425,86             | 0,7764        |
| 2       | 32,93      | 800         | líquido       |           | 138,69        | 0,4767          | 425,86             | 0,7764        |
| 3       | 62,93      | 800         | líquido       |           | 264,09        | 0,8675          | 425,86             | 0,7764        |
| 4       | 99,61      | 100         | saturado      | 0,0000    | 417,51        | 1,3028          | 48,67              | 0,0887        |
| 5       | 32,87      | 5           | saturado      | 0,1155    | 417,51        | 1,3904          | 48,67              | 0,0887        |
| 6       | 92,93      | 800         | líquido       |           | 389,92        | 1,2261          | 425,86             | 0,7764        |
| 7       | 133,52     | 300         | saturado      | 0,0000    | 561,43        | 1,6717          | 25,12              | 0,0458        |
| 8       | 99,61      | 100         | saturado      | 0,0638    | 561,43        | 1,6889          | 25,12              | 0,0458        |
| 9       | 170,41     | 800         | saturado      | 0,0000    | 720,87        | 2,0457          | 548,50             | 1,0000        |
| 10      | 172,87     | 15000       | líquido       |           | 739,42        | 2,0519          | 548,50             | 1,0000        |
| 11      | 202,87     | 15000       | líquido       |           | 870,71        | 2,3368          | 548,50             | 1,0000        |
| 12      | 212,38     | 2000        | saturado      | 0,0000    | 908,47        | 2,4467          | 62,31              | 0,1136        |
| 13      | 170,41     | 800         | saturado      | 0,0916    | 908,47        | 2,4686          | 62,31              | 0,1136        |
| 14      | 232,87     | 15000       | líquido       |           | 1006,16       | 2,6126          | 548,50             | 1,0000        |
| 15      | 295,01     | 8000        | saturado      | 0,0000    | 1317,10       | 3,2077          | 35,49              | 0,0647        |
| 16      | 212,38     | 2000        | saturado      | 0,2162    | 1317,10       | 3,2883          | 35,49              | 0,0647        |
| 17      | 232,87     | 15000       | líquido       |           | 1006,16       | 2,6126          | 493,65             | 0,9000        |
| 18      | 332,16     | 15000       | líquido       |           | 1533,68       | 3,5592          | 493,65             | 0,9000        |
| 19      | 342,16     | 15000       | saturado      | 1,0000    | 2610,84       | 5,3108          | 493,65             | 0,9000        |
| 20      | 342,16     | 15000       | saturado      | 1,0000    | 2610,84       | 5,3108          | 493,65             | 0,9000        |
| 21      | 450,00     | 15000       | superaquecido |           | 3157,92       | 6,1434          | 493,65             | 0,9000        |
| 22      | 610,00     | 15000       | superaquecido |           | 3609,17       | 6,7093          | 493,65             | 0,9000        |
| 23      | 232,87     | 15000       | líquido       |           | 1006,16       | 2,6126          | 54,85              | 0,1000        |
| 24      | 332,16     | 15000       | líquido       |           | 1533,68       | 3,5592          | 54,85              | 0,1000        |
| 25      | 342,16     | 15000       | saturado      | 1,0000    | 2610,84       | 5,3108          | 54,85              | 0,1000        |
| 26      | 342,16     | 15000       | saturado      | 1,0000    | 2610,84       | 5,3108          | 54,85              | 0,1000        |
| 27      | 450,00     | 15000       | superaquecido |           | 3157,92       | 6,1434          | 54,85              | 0,1000        |
| 28      | 610,00     | 15000       | superaquecido |           | 3609,17       | 6,7093          | 54,85              | 0,1000        |
| 29      | 610,00     | 15000       | superaquecido |           | 3609,17       | 6,7093          | 548,50             | 1,0000        |
| 30      | 504,51     | 8000        | superaquecido |           | 3410,67       | 6,7410          | 35,49              | 0,0647        |
| 31      | 504,51     | 8000        | superaquecido |           | 3410,67       | 6,7410          | 513,01             | 0,9353        |
| 32      | 312,41     | 2000        | superaquecido |           | 3052,79       | 6,8178          | 26,82              | 0,0489        |
| 33      | 312,41     | 2000        | superaquecido |           | 3052,79       | 6,8178          | 486,19             | 0,8864        |
| 34      | 210,32     | 800         | superaquecido |           | 2863,25       | 6,8668          | 60,33              | 0,1100        |
| 35      | 210,32     | 800         | superaquecido |           | 2863,25       | 6,8668          | 425,86             | 0,7764        |
| 36      | 133,52     | 300         | saturado      | 0,9861    | 2694,92       | 6,9179          | 25,12              | 0,0458        |
| 37      | 133,52     | 300         | saturado      | 0,9861    | 2694,92       | 6,9179          | 400,75             | 0,7306        |
| 38      | 99,61      | 100         | saturado      | 0,9362    | 2530,87       | 6,9723          | 23,56              | 0,0429        |
| 39      | 99,61      | 100         | saturado      | 0,9362    | 2530,87       | 6,9723          | 377,19             | 0,6877        |
| 40      | 32,87      | 5           | saturado      | 0,8389    | 2170,29       | 7,1180          | 377,19             | 0,6877        |
| 41      | 25,23      | 101,33      | líquido       |           | 105,87        | 0,3704          | 15564,98           |               |
| 42      | 25,23      | 200         | líquido       |           | 105,98        | 0,3704          | 15564,98           |               |
| 43      | 37,23      | 200         | líquido       |           | 156,11        | 0,5352          | 15564,98           |               |
| 44      | 25,00      | 101,33      | gás ideal     |           | 57,98         | 5,8146          | 7090,97            |               |
| 45      | 40,00      | 101,33      | gás ideal     |           | 166,08        | 6,1699          | 7345,72            |               |
| 46      | 25,00      | 101,33      | líquido       |           | 104,92        | 0,3672          | 254,74             |               |

### 3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para o caso base de estudo, considerou-se um excesso de ar de 20% e fração térmica de SRF de 10%. A vazão mássica de vapor na entrada do primeiro estágio de alta pressão da turbina é de 548,50 kg/s, tomada de Espatolero *et. al.* (2014) para permitir uma comparação quantitativa.

As propriedades termodinâmicas dos nós do ciclo de potência para o caso base são mostradas na Tabela 3, enquanto a Tabela 4 mostra os principais parâmetros operacionais calculados pela rotina computacional.

Tabela 4 - Parâmetros operacionais calculados para o caso base.

| Parâmetro                    | Valor    |        |          |
|------------------------------|----------|--------|----------|
|                              | Carvão   | SRF    | Total    |
| $\dot{m}_{ar}$ [kg/s]        | 611,25   | 67,25  | 678,50   |
| $\dot{m}_{ar}^{H_2O}$ [kg/s] | 7,89     | 0,87   | 8,76     |
| $\dot{m}_f$ [kg/s]           | 83,40    | 11,32  | 94,72    |
| $\dot{m}_{gc}$ [kg/s]        | 667,61   | 77,87  | 745,48   |
| $\dot{m}_{N_2}$ [kg/s]       | 462,28   | 50,85  | 513,12   |
| $\dot{m}_{CO_2}$ [kg/s]      | 141,03   | 14,51  | 155,54   |
| $\dot{m}_{H_2O}$ [kg/s]      | 30,58    | 8,99   | 39,57    |
| $\dot{m}_{O_2}$ [kg/s]       | 23,58    | 2,59   | 26,17    |
| $\dot{m}_{SO_2}$ [kg/s]      | 1,95     | 0,03   | 1,98     |
| $\dot{m}_{og}$ [kg/s]        | 8,20     | 0,90   | 9,11     |
| $\dot{m}_{cz}$ [kg/s]        | 34,93    | 1,52   | 36,45    |
| $\dot{Q}_f$ [MW]             | 1.515,43 | 168,38 | 1.683,82 |
| $\dot{Q}_c$ [MW]             | 1.284,98 | 142,77 | 1.427,75 |
| $\dot{Q}_{cd}$ [MW]          |          |        | 780,27   |
| $\dot{W}_t$ [MW]             |          |        | 658,06   |
| $\dot{W}_{t,ap1}$ [MW]       |          |        | 108,88   |
| $\dot{W}_{t,ap2}$ [MW]       |          |        | 183,59   |
| $\dot{W}_{t,mp1}$ [MW]       |          |        | 92,15    |
| $\dot{W}_{t,mp2}$ [MW]       |          |        | 71,69    |
| $\dot{W}_{t,bp1}$ [MW]       |          |        | 65,74    |
| $\dot{W}_{t,bp2}$ [MW]       |          |        | 136,01   |
| $\dot{W}_b$ [MW]             |          |        | 10,58    |
| $\dot{W}_{b,1}$ [MW]         |          |        | 10,18    |
| $\dot{W}_{b,2}$ [MW]         |          |        | 0,40     |
| $\dot{W}_{liq}$ [MW]         |          |        | 647,49   |
| $\eta_{th}$ [-]              |          |        | 0,3845   |

Comparando os resultados obtidos com os de Espatolero *et al.* (2014), verifica-se boa concordância no que diz respeito à ordem de grandeza. Uma diferença quantitativa importante ocorre na potência mecânica líquida obtida, que é 15,63% menor que a da literatura citada. Isto ocorre porque no ciclo do presente trabalho não se utiliza reaquecimento, enquanto na literatura citada se utiliza um reaquecimento.

Uma análise de sensibilidade foi realizada para identificar a influência isolada que alguns parâmetros têm na eficiência térmica do ciclo.

A Figura 2 mostra que a eficiência térmica aumenta significativamente com o aumento da pressão na entrada do primeiro estágio de alta pressão da turbina, o que está de acordo com o preconizado na literatura. Entretanto, um efeito indesejável é a queda do título do vapor na saída do último estágio da turbina, uma vez que o aumento da pressão (mantendo a temperatura fixa), causa uma redução do volume específico do vapor, deslocando, portanto, o estado termodinâmico do mesmo na entrada da turbina para a esquerda no diagrama temperatura - volume específico.

A Figura 3 mostra que a eficiência térmica diminui com o aumento da pressão na entrada do segundo estágio de alta pressão da turbina (que é igual à pressão na saída do primeiro estágio de alta pressão), o que indica que a expansão no primeiro estágio de alta pressão da turbina deve ocorrer com grande redução de pressão para se obter uma alta eficiência térmica. Observa-se também que o título do vapor na saída do último estágio da turbina pouco varia, ou seja, praticamente independe da pressão considerada como variável independente. Ademais, o comportamento parabólico da curva do título resulta do fato de que as pressões mínima e máxima representam casos extremos: se a pressão for mínima o segundo estágio de alta pressão é suprimido (uma vez que  $P_{30}=P_{32}$ ), e se a pressão for máxima o primeiro estágio de alta pressão é suprimido (uma vez que  $P_{30}=P_{29}$ ). Os mesmos comportamentos são observados na Figura 4, na Figura 6 e na Figura 7.

A Figura 5 mostra que a eficiência térmica aumenta com o aumento da pressão na entrada do segundo estágio de média pressão da turbina (que é igual à pressão na saída do primeiro estágio de média pressão). Isto ocorre porque a extração no segundo estágio de média pressão da turbina é enviada ao regenerador aberto, o qual recebe mais outras duas vazões mássicas: uma do segundo regenerador fechado (o qual é composta pela soma da vazão mássica da saída do último estágio da turbina com as vazões mássicas de extração dos estágios de pressões mais baixas), e outra do terceiro purgador (o qual é composta pelas vazões mássicas de extração dos estágios de pressões mais altas). Estas três vazões mássicas combinadas são enviadas à segunda bomba, cuja entrada é definida como líquido

saturado para a pressão de operação do regenerador aberto, condição esta que determina a vazão mássica de extração da turbina através do balanço de energia no regenerador. Assim, quando se define a pressão na entrada do segundo estágio de média pressão da turbina, sua influência na eficiência térmica resulta da combinação de sua influência sobre todos os estágios da turbina e todos os regeneradores fechados.

Figura 2 - Dependência da eficiência térmica e do título do vapor na saída da turbina em função da pressão do vapor na entrada do primeiro estágio de alta pressão.

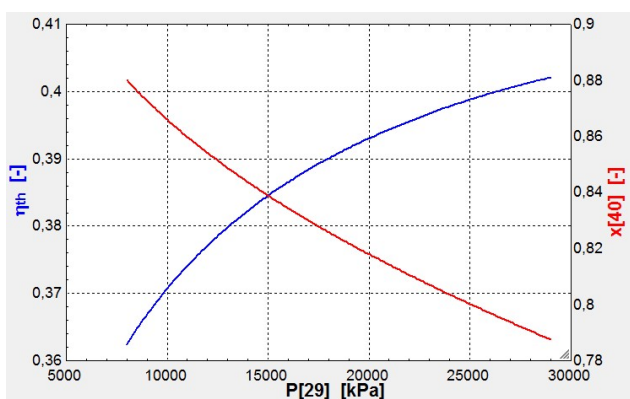


Figura 3 - Dependência da eficiência térmica e do título do vapor na saída da turbina em função da pressão do vapor na entrada do segundo estágio de alta pressão.

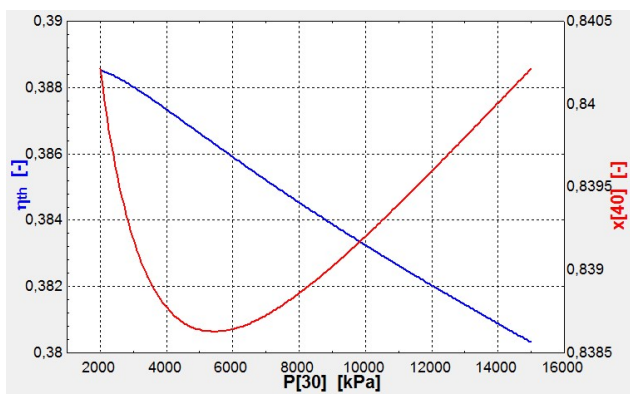


Figura 4 - Dependência da eficiência térmica e do título do vapor na saída da turbina em função da pressão do vapor na entrada do primeiro estágio de média pressão.

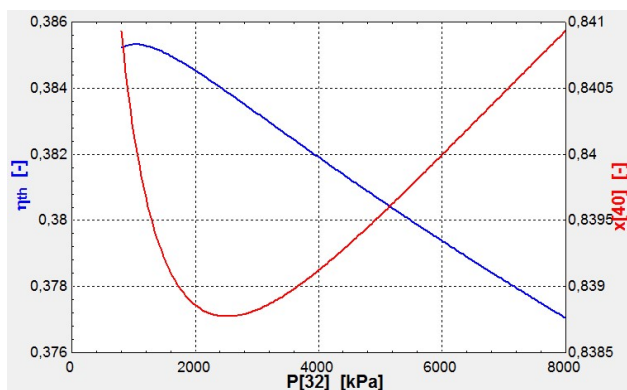


Figura 5 - Dependência da eficiência térmica e do título do vapor na saída da turbina em função da pressão do vapor na entrada do segundo estágio de média pressão.

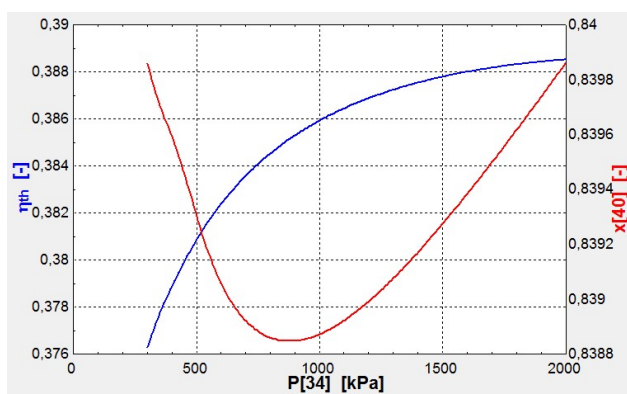


Figura 6 - Dependência da eficiência térmica e do título do vapor na saída da turbina em função da pressão do vapor na entrada do primeiro estágio de baixa pressão.

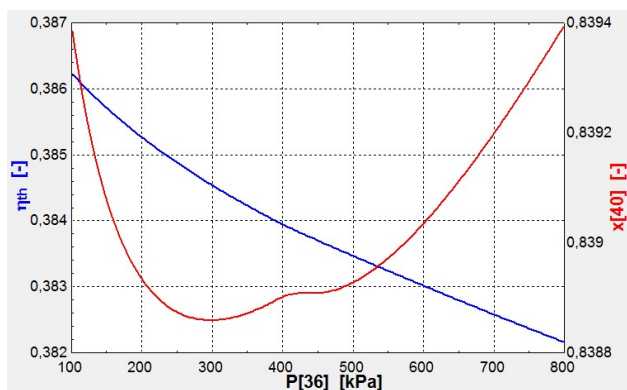
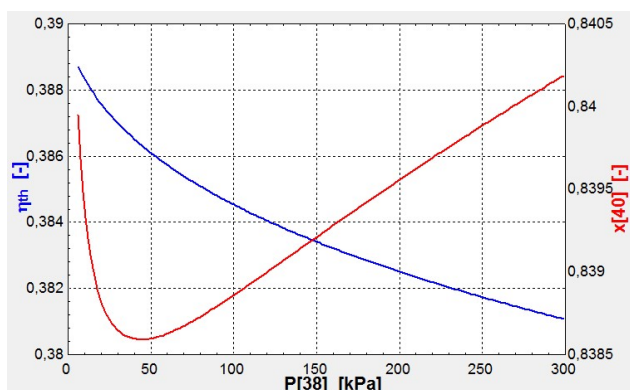
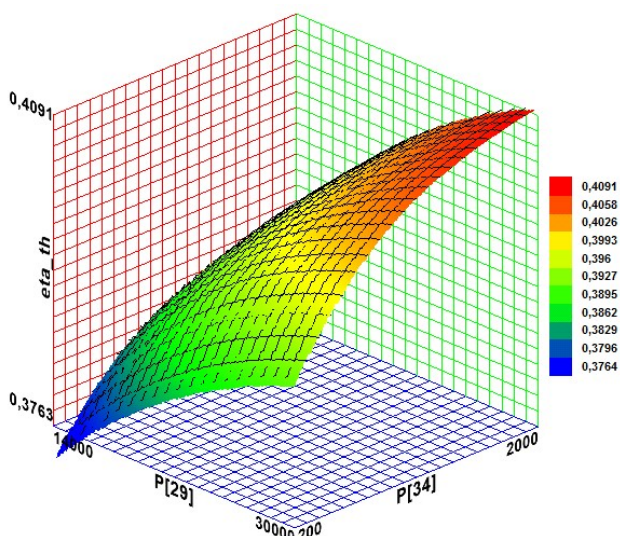


Figura 7 - Dependência da eficiência térmica e do título do vapor na saída da turbina em função da pressão do vapor na entrada do segundo estágio de baixa pressão.



Como as pressões que possuem mais influência sobre a eficiência térmica do ciclo são as na entrada do primeiro estágio de alta pressão e na entrada do segundo estágio de média pressão, foi feita uma análise de sensibilidade considerando os efeitos combinados das variações das duas pressões ( $15.000 \leq P_{29} \leq 29.000$  kPa e  $300 \leq P_{34} \leq 2.000$  kPa), resultando no gráfico tridimensional mostrado na Figura 8, onde se atinge eficiência máxima quando  $P_{29} = 29.000$  kPa e  $P_{34} = 300$  kPa.

Figura 8 - Dependência da eficiência térmica do ciclo em função das pressões na entrada do primeiro estágio de alta pressão e na entrada do segundo estágio de média pressão.



Na sequência é apresentada uma análise da variação de diversos parâmetros em função da fração

térmica de SRF, objetivando verificar a influência de tal parâmetro nos fluxos mássicos envolvidos.

A Figura 9 mostra a dependência das vazões mássicas dos combustíveis em função da fração térmica de SRF, a qual varia de 0 a 25% da demanda energética total do ciclo. Como o poder calorífico de ambos combustíveis têm mesma ordem de grandeza, as variações também o têm. O consumo de carvão para  $\tau_{sh} = 0\%$  é de 92,67 kg/s, e para  $\tau_{sh} = 10\%$  é de 83,40 kg/s, o que representa uma redução de 292.338,72 ton/ano no consumo de carvão. A Figura 10 mostra a dependência da vazão mássica total dos combustíveis em função da fração térmica de SRF, na qual a curva é crescente devido ao fato do poder calorífico do SRF ser menor que o do carvão.

Figura 9 - Vazões mássicas dos combustíveis em função da fração térmica de SRF.

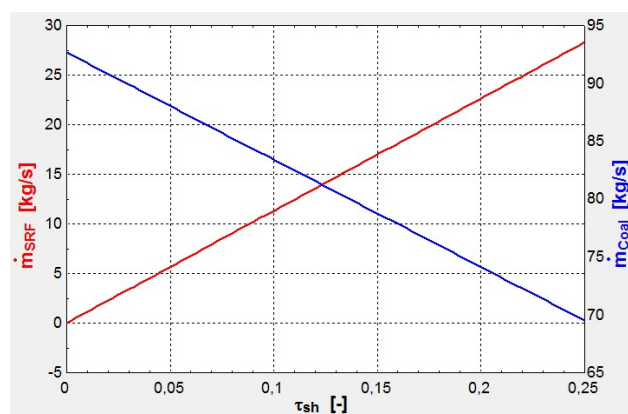
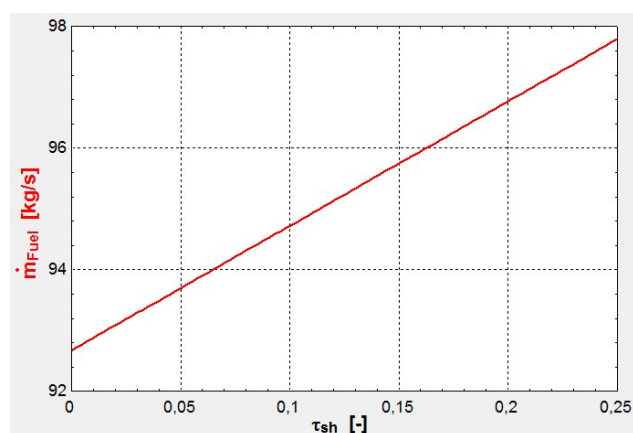


Figura 10 - Vazão mássica total dos combustíveis em função da fração térmica de SRF.



A Figura 11 mostra a dependência das vazões mássicas de ar requeridas pelos combustíveis em função da fração térmica de SRF.

Já a Figura 12 mostra a dependência da vazão mássica total do ar requerido pelos combustíveis em função da fração térmica de SRF, na qual a curva é decrescente devido ao fato do teor de oxigênio no SRF ser maior que no carvão.

Figura 11 - Vazões mássicas de ar requeridas pelos combustíveis em função da fração térmica de SRF.

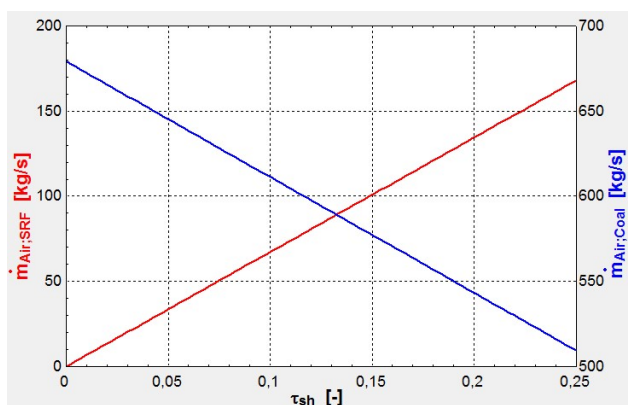
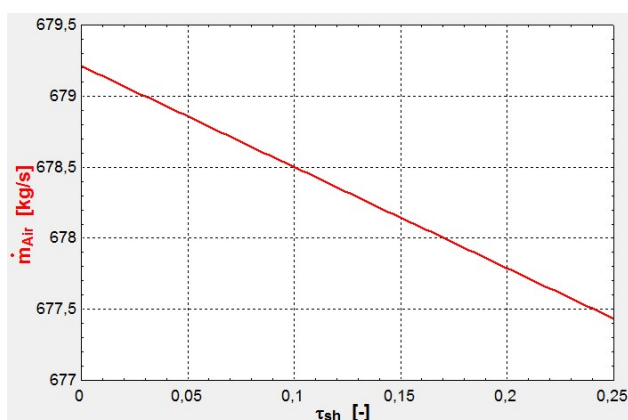


Figura 12 - Vazão mássica total do ar requerido pelos combustíveis em função da fração térmica de SRF.



A Figura 13 mostra a dependência das vazões mássicas de gases de combustão úmidos resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF. Já a Figura 14 mostra a dependência da vazão mássica total de gases de combustão úmidos em função da fração térmica de SRF, na qual a curva é crescente devido exclusivamente ao fato do teor de hidrogênio no SRF ser maior que no carvão, o que provoca um aumento na quantidade de vapor d'água contida nos gases de combustão.

Figura 13 - Vazões mássicas de gases de combustão úmidos resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF.

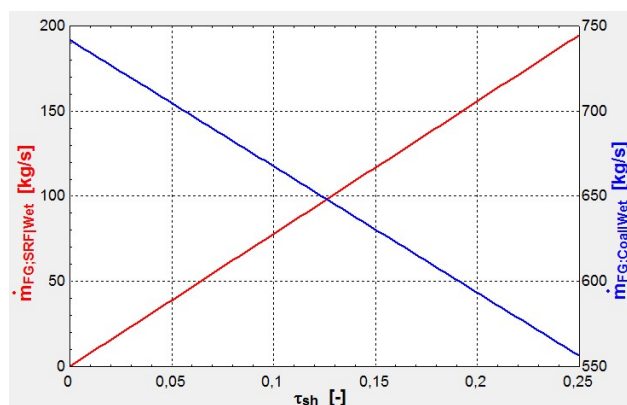
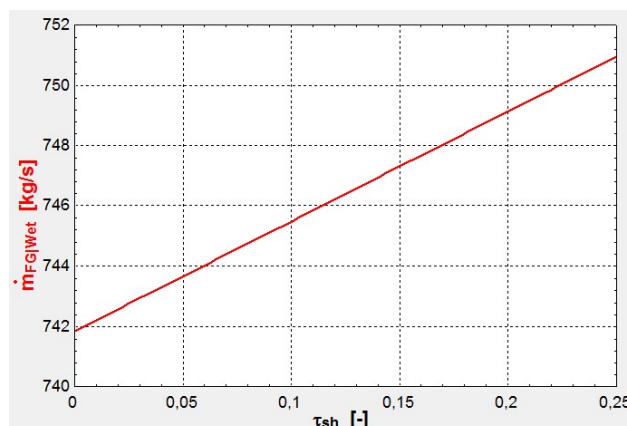


Figura 14 - Vazão mássica total de gases de combustão úmidos em função da fração térmica de SRF.



A Figura 15 mostra a dependência das vazões mássicas de dióxido de carbono resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF. Devido ao teor mais alto de carbono no carvão, com o aumento da fração térmica de SRF a redução da vazão mássica de dióxido de carbono da combustão do carvão é maior que o aumento da vazão mássica de dióxido de carbono da combustão do SRF.

A vazão mássica de dióxido de carbono proveniente da combustão de carvão passa de 156,71 kg/s quando  $\tau_{sh} = 0\%$  para 141,03 kg/s quando  $\tau_{sh} = 10\%$ , o que representa uma redução de 494.484,48 ton/ano de dióxido de carbono resultante da combustão de combustível fóssil.

A Figura 16 mostra a dependência das vazões mássicas de vapor d'água resultantes da combustão de cada combustível em função da fração

térmica de SRF. Devido ao teor mais alto de hidrogênio no SRF, com o aumento da fração térmica de SRF o aumento da vazão mássica de vapor d'água da combustão do SRF é maior que a redução da vazão mássica de vapor d'água da combustão do carvão.

Figura 15 - Vazões mássicas de dióxido de carbono resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF.

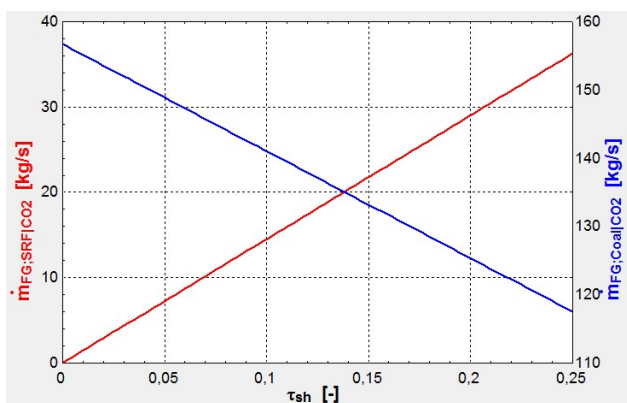
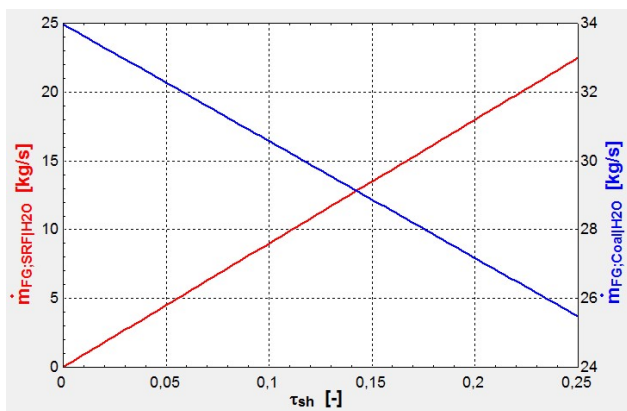


Figura 16 - Vazões mássicas de vapor d'água resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF.



A Figura 17 mostra a dependência das vazões mássicas de nitrogênio resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF. Como o teor de nitrogênio do carvão é marginalmente maior que o do SRF, com o aumento da fração térmica de SRF a redução da vazão mássica de nitrogênio da combustão do carvão é levemente maior que o aumento da vazão mássica de nitrogênio da combustão do SRF.

A Figura 18 mostra a dependência das vazões mássicas de oxigênio resultantes da

combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF. O teor de oxigênio do SRF é maior que o do carvão, e, portanto, é necessária uma menor vazão mássica de oxigênio do ar para a combustão do SRF do que para a do carvão. Como a demanda energética do ciclo é constante, a redução da vazão mássica de oxigênio da combustão do carvão é igual ao aumento da vazão mássica de oxigênio da combustão do SRF.

Figura 17 - Vazões mássicas de nitrogênio resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF.

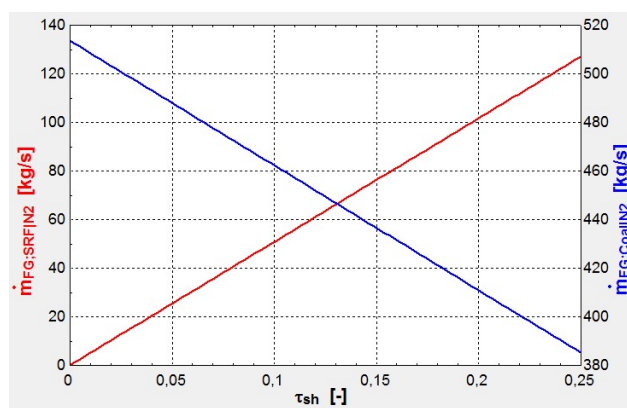
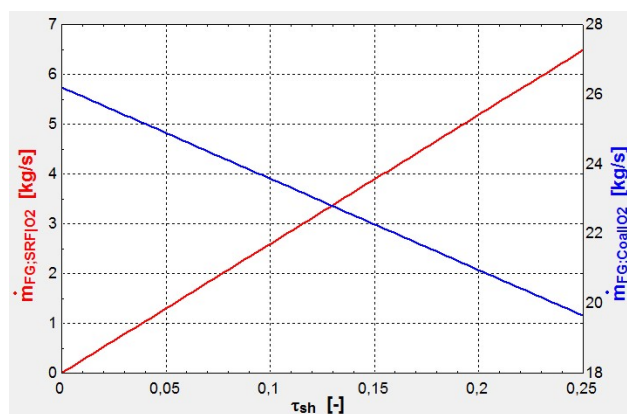
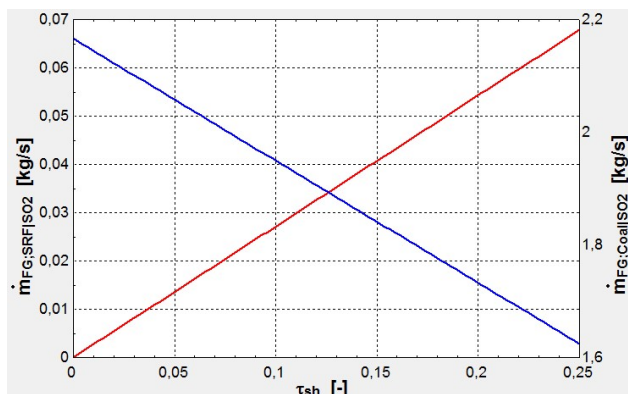


Figura 18 - Vazões mássicas de oxigênio resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF.



A Figura 19 mostra a dependência das vazões mássicas de dióxido de enxofre resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF. Como o teor de enxofre do SRF é muito menor que a do carvão, a vazão mássica de dióxido de enxofre da combustão do SRF é muito menor que a da combustão do carvão, o que possui forte apelo socioambiental.

Figura 19 - Vazões mássicas de dióxido de enxofre resultantes da combustão de cada combustível em função da fração térmica de SRF.



#### 4 CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta a modelagem termodinâmica de um ciclo de potência com regeneração operando em coqueima de carvão com SRF.

O caso base foi modelado considerando excesso de ar de 20% e fração térmica de SRF de 10%, sendo obtida uma eficiência térmica de 0,3845. O título do vapor na saída do último estágio da turbina é relativamente baixo para a pressão típica de operação naquele ponto, o que é característico de ciclos de potência sem reaquecimento tais como o modelado.

Uma análise de sensibilidade foi realizada para analisar a influência isolada que as pressões de alguns nós do ciclo têm na eficiência térmica do ciclo. Foram identificadas que as pressões na entrada do primeiro estágio de alta pressão e na entrada do segundo estágio de média pressão possuem mais influência na eficiência térmica.

Também foi feita uma análise da variação de diversos parâmetros em função da fração térmica de SRF, objetivando verificar a influência de tal parâmetro nos fluxos mássicos envolvidos.

O uso de uma fração térmica de SRF de 10% é capaz de reduzir o consumo de carvão do caso base em 292.338,72 ton/ano, evitando as emissões de dióxido de carbono em 494.484,48 ton/ano, o que possui grande impacto socioambiental.

#### 5 REFERÊNCIAS

AHMADI G., TOGHRAIE D., **Energy and exergy analysis of Montazeri steam power plant in Iran**, Renewable and Sustainable Energy Reviews 2016;56;454-463.

BOLATTURK A., COSKUN A., GEREDELIOGLU C., **Thermodynamic and exergoeconomic analysis of Çayirhan thermal power plant**, Energy Conversion and Management 2015;101;371-378.

CHEREMISINOFF N., **Handbook of Solid Waste Management and Waste Minimization Technologies**. USA: Butterworth-Heinemann; 2003.

ESPATOLERO S., ROMEO L., CORTÉS S., **Efficiency improvement strategies for the feedwater heaters network designing in supercritical coal-fired power plants**, Applied Thermal Engineering 2014;73;449-460.

HABIB M., SAID S., AL-ZAHARNA I., **Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants**, Applied Energy 1999;63;17-34.

HILBER T., THORWARTH H., STACK-LARA V., SCHNEIDER M., MAIER J., SCHEFFKNECHT G., **Fate of mercury and chlorine during SRF co-combustion**, Fuel 2007;86;1935-1946.

KOPAC M., HILALCI A., **Effect of ambient temperature on the efficiency of the regenerative and reheat Çatalagzi power plant in Turkey**, Applied Thermal Engineering 2007;27;1377-1385.

KUO P., WU W., **Design and thermodynamic analysis of a hybrid power plant using torrefied biomass and coal blends**, Energy Conversion and Management 2016;111;15-26.

LI Y., ZHOU L., XU G., FANG Y., ZHAO S., YANG Y., **Thermodynamic analysis and optimization of a double reheat system in an ultra-supercritical power plant**, Energy 2014;74;202-214.

TCHOBANOGLOUS G., KREITH F., **Handbook of Solid Waste Management**. USA: McGraw-Hill; 2002.

THE WORLD BANK. **World Development Indicators: Electricity Production, Sources, and Access** – Available at: <<http://wdi.worldbank.org/table/3.7>> [accessed 12.01.2016].

XU G., ZHOU L., ZHAO S., LIANG F., XU C., YANG Y., **Optimum superheat utilization of extraction steam in double reheat ultra-supercritical power plants**, Applied Energy 2015;160:863-872.

#### APÊNDICE – LISTA DE SÍMBOLOS

##### *Símbolos:*

$f$  – Fração mássica, -  
 $h$  – Entalpia específica, kJ/kg  
 $\dot{m}$  – Vazão mássica, kg/s  
 $P$  – Pressão, kPa  
 $\dot{Q}$  – Potência térmica, MW  
 $rh$  – Umidade relativa, -  
 $s$  – Entropia específica, kJ/kg-k  
 $T$  – Temperatura, °C  
 $\dot{W}$  – Potência mecânica, MW  
 $x$  – Título, -

##### *Símbolos gregos:*

$\Delta$  – Variação, -  
 $\eta$  – Eficiência, -

$\tau$  – Fração, -

##### *Subscritos e Sobrescritos:*

1-4 – Número do equipamento/estágio  
1-46 – Número do nó  
 $ar$  – Ar  
 $ap$  – Alta pressão  
 $b$  – Bomba  
 $bp$  – Baixa pressão  
 $c$  – Caldeira  
 $cd$  – Condensador  
 $CO_2$  – Dióxido de carbono  
 $cz$  – Cinzas  
 $f$  – Combustível  
 $gc$  – Gases de combustão  
 $H_2O$  – Água  
 $iso$  – Isentrópico  
 $líq$  – Líquido  
 $m$  – Mássica  
 $mp$  – Média pressão  
 $N_2$  – Nitrogênio  
 $O_2$  – Oxigênio  
 $og$  – Outros gases atmosféricos  
 $pa$  – Ponto de aproximação  
 $reg$  – Regenerador  
 $sh$  – Quota térmica  
 $SO_2$  – Dióxido de enxofre  
 $SRF$  – Combustível Sólido Recuperado  
 $t$  – Turbina  
 $th$  – Térmico