

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO DOS EFEITOS DA UTILIZAÇÃO DA COMBUSTÃO ENRIQUECIDA  
COM OXIGÊNIO EM TURBINAS A GÁS INDUSTRIAIS DE UM EIXO

por

Cristiano Frandalozo Maidana

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, 14 de março de 2011

AVALIAÇÃO DOS EFEITOS DA UTILIZAÇÃO DA COMBUSTÃO ENRIQUECIDA  
COM OXIGÊNIO EM TURBINAS A GÁS INDUSTRIAIS DE UM EIXO

por

Cristiano Frandalozo Maidana

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para obtenção do Título de:

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Fenômenos de Transporte

Orientador: Prof. Dr. Paulo Smith Schneider

Aprovado por:

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

PROMEC/UFRGS

Dr. Eng. Sandro Barros Ferreira

GT2–Energia

Prof. Dr. Francis H. R. França

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 14 de março de 2011

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus familiares e a minha noiva, Adriana Ferraz dos Santos, pelo incentivo e compreensão. A CNPQ e a Rede Carvão pelo apoio financeiro. Ao PROMEC, aos colegas do GESTE e ao professor Paulo Smith Schneider pela orientação, oportunidade e apoio.

## RESUMO

Muitas áreas da indústria utilizam substanciais somas de energia térmica, geralmente obtida pela combustão de óleo, gás ou carvão. Na queima destes combustíveis geralmente é utilizado ar como oxidante, que é constituído aproximadamente por 21% de  $O_2$  e 79% de  $N_2$ , em volume. Em muitos casos, os processos de combustão podem ser enriquecidos com o uso de oxidantes que possuem concentrações de oxigênio maior que a existente no ar. Isto é conhecido como combustão enriquecida com oxigênio (OEC) que pode trazer vários benefícios como a redução do consumo de combustíveis, aumento da energia térmica disponível, redução no volume dos gases de combustão, baixo custo de adaptação dos equipamentos existentes, entre outros. Com este cenário, o presente trabalho investiga o uso da combustão enriquecida com oxigênio em uma turbina a gás industriais de um eixo. O equipamento foi modelado termodinamicamente e com a consideração que os gases de combustão formados se encontram em equilíbrio químico. Dessa forma, são estudadas três formas de operação da turbina a gás com o uso do processo de enriquecimento da combustão, que são: 1) vazão de ar de admissão constante, 2) potência líquida constante com rotação fixa e 3) potência líquida constante com rotação variável. Os resultados mostram que pode ser obtido um aumento de até 143% na potência líquida e de 24% no rendimento térmico do ciclo para o caso 1. Entretanto, é necessária uma substancial soma de oxigênio para sustentar o processo.

Palavras-chave: combustão enriquecida com oxigênio; modelagem termodinâmica; equilíbrio químico.

## **ABSTRACT**

Many industry areas use large amounts of thermal energy, usually obtained by burning oil, gas or coal. The combustion of these fuels generally used air as an oxidant, which consists of approximately 21% O<sub>2</sub> and 79% N<sub>2</sub>, in volume. In many cases, combustion processes can be enriched with the use of oxidants with higher concentration of oxygen than present in the air. This is known as oxygen-enhanced combustion (OEC), which can provide several benefits such as reduced fuel consumption, increased thermal energy availability, reduction in flue gas volume, low retrofitting cost and others. With this background, this work investigates the use of oxygen-enhanced combustion in heavy duty single-shaft gas turbine. The equipment was thermodynamically modeled and the consideration that the combustion gases are in chemical equilibrium. Thus, three possible ways of implementation of the enrichment process of combustion were studied, which are: 1) constant intake air flow, 2) constant net power with fixed rotation and 3) constant net power with variable speed. The results showed that one can be obtained up to 143% increase in net power and 24% in thermal efficiency of the cycle in case 1. However, it's necessary a substantial amount of oxygen to sustain the OEC process.

**Keywords:** oxygen-enhanced combustion, thermodynamic modeling, chemical equilibrium.

# ÍNDICE

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| <b>1</b> | <b>INTRODUÇÃO .....</b>  | <b>1</b>  |
| 1.1      | Motivação .....  | 2         |
| 1.2      | Revisão bibliográfica .....  | 3         |
| 1.3      | Escopo e objetivos do trabalho .....   | 6         |
| <b>2</b> | <b>COMBUSTÃO ENRIQUECIDA COM OXIGÊNIO .....</b>                                    | <b>8</b>  |
| 2.1      | Características do processo .....  | 8         |
| 2.2      | Vantagens e desvantagens .....   | 10        |
| 2.3      | Principais aplicações .....  | 16        |
| 2.4      | Modelagem da combustão .....   | 16        |
| 2.4.1    | Fundamentos de equilíbrio químico .....  | 17        |
| 2.4.2    | Equilíbrio químico aplicado em problemas de combustão .....                        | 19        |
| 2.4.3    | O código CEA .....   | 22        |
| <b>3</b> | <b>TURBINAS A GÁS .....</b>  | <b>24</b> |
| 3.1      | Generalidades .....  | 24        |
| 3.2      | Principais componentes .....   | 28        |
| 3.2.1    | Compressor .....   | 28        |
| 3.2.2    | Câmara de combustão .....  | 30        |
| 3.2.3    | Turbina .....  | 32        |
| 3.3      | Características de Operação .....  | 34        |
| <b>4</b> | <b>METODOLOGIA .....</b>   | <b>40</b> |
| 4.1      | Representação termodinâmica do problema estudado .....                             | 40        |
| 4.2      | Equacionamento .....   | 43        |
| 4.3      | Parâmetros e variáveis .....   | 55        |
| 4.4      | Obtenção da solução .....  | 57        |
| 4.5      | Validação .....  | 57        |
| 4.6      | Considerações finais do capítulo .....   | 60        |
| <b>5</b> | <b>RESULTADOS E DISCUSSÕES .....</b>   | <b>62</b> |
| 5.1      | Avaliação dos efeitos da combustão enriquecida no ciclo termodinâmico .....        | 62        |
| 5.1.1    | Ciclo de potência operando com vazão de ar constante .....                         | 62        |
| 5.1.2    | Ciclo de potência operando com potência líquida constante e rotação fixa .....     | 72        |
| 5.1.3    | Ciclo de potência operando com potência líquida constante e rotação variável ..... | 82        |
| 5.2      | Estimativa energética do impacto da produção de oxigênio .....                     | 91        |
| 5.3      | Comparação entre os principais resultados dos vários casos estudados .....         | 93        |
| 5.4      | Outras variações dos casos analisados .....  | 96        |
| 5.5      | Considerações finais do capítulo .....   | 96        |
| <b>6</b> | <b>CONCLUSÕES .....</b>  | <b>98</b> |
| 6.1      | Sugestões de trabalhos futuros .....   | 99        |

|   |            |
|---|------------|
| <b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b> | <b>100</b> |
| <b>APÊNDICE A .....</b>                 | <b>103</b> |
| <b>APÊNDICE B.....</b>                  | <b>105</b> |

## LISTA DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1.1 – Consumo e produção de gás natural nos últimos anos no Brasil [adaptado de EIA, 2009].  | 1  |
| Figura 1.2 – Projeção para os próximos anos da participação de cada combustível na matriz energética mundial [adaptado de EIA, 2009].   | 2  |
| Figura 2.1 – Esquema do método de enriquecimento do ar [adaptado de Baukal, 1998].  | 9  |
| Figura 2.2 – Esquema do método de lançamento de O <sub>2</sub> [adaptado de Baukal, 1998].  | 9  |
| Figura 2.3 – Gravura esquemática do processo de oxicombustão [adaptado de Baukal, 1998].  | 10 |
| Figura 2.4 – Processo ar-oxicombustão [adaptado de Baukal, 1998].   | 10 |
| Figura 2.5 – Variação dos limites de inflamabilidade com o aumento da concentração de oxigênio no oxidante para o gás metano [adaptado de Baukal, 1998].  | 12 |
| Figura 2.6 – Mínima energia de ignição em função da composição do oxidante para a combustão estequiométrica de metano a pressão atmosférica [adaptado de Baukal, 1998].                           | 12 |
| Figura 2.7 – Temperatura de ignição para uma composição estequiométrica do CH <sub>4</sub> como função da composição do oxidante [adaptado de Baukal, 1998].                                      | 12 |
| Figura 2.8 – Volume dos gases de combustão em função da composição do oxidante para uma combustão estequiométrica de CH <sub>4</sub> [adaptado de Baukal, 1998].                                  | 13 |
| Figura 2.9 – Variação típica da temperatura adiabática de chama para a combustão estequiométrica de CH <sub>4</sub> em função do volume de O <sub>2</sub> no oxidante [adaptado de Baukal, 1998]. | 14 |
| Figura 2.10 – Concentração de NO em função da composição do oxidante para uma combustão adiabática de metano [adaptado de Baukal, 1998].  | 15 |
| Figura 2.11 – Comparação entre os resultados obtidos para a pressão final de combustão de metano levantados em um vaso esférico fechado de 20 litros para várias                                  | 20 |
| Figura 2.12 – Comparação das concentrações obtidas pelos modelos de equilíbrio químico e cinética química com os dados experimentais [adaptado de Sharma, 2008].                                  | 21 |
| Figura 2.13 – Comparação entre as concentrações dos gases de combustão medidas experimentalmente e aquelas calculados por equilíbrio químico para a pressão                                       | 21 |
| Figura 2.14 – Comparação entre as emissões de NO <sub>x</sub> calculadas e medidas para várias pressões da câmara de combustão [adaptado de Yamamoto et al., 1997].                               | 22 |



|  |    |
|--|----|
| Figura 3.1 – Principais componentes de uma turbina a gás [adaptado de Branco, 2005].   | 24 |
| Figura 3.2 – Micro turbina desenvolvida pela Capstone [adaptado de Boyce, 2002].   | 26 |
| Figura 3.3 – Desenho esquemático de uma turbina de um único eixo [adaptado de Cohen et al., 1996].   | 26 |
| Figura 3.4 – Desenho esquemático de uma turbina de dois eixos [adaptado de Cohen et al., 1996].  | 27 |
| Figura 3.5 – Turbina de um único eixo com regenerador, resfriador intermediário e várias câmaras de combustão [adaptado de Cohen et al., 1996].                      | 27 |
| Figura 3.6 – Variação da pressão e da velocidade através de um compressor  | 28 |
| Figura 3.7 – Corte esquemático de um compressor centrífugo [adaptado de Boyce, 2002].  | 29 |
| Figura 3.8 – Variação da pressão, temperatura e velocidade ao longo de um compressor de fluxo axial [adaptado de Boyce, 2002].                                       | 29 |
| Figura 3.9 – Ilustração dos três principais tipos de combustores [adaptado de Lefebvre, 1998].   | 31 |
| Figura 3.10 – Principais partes do combustor de turbina a gás [adaptado de Cohen et al., 1996]   | 31 |
| Figura 3.11 – Configuração típica de uma turbina radial [adaptado de Dórea et al., 2006].  | 33 |
| Figura 3.12 – Corte lateral de uma turbina axial junto com as variações de temperatura, pressão, entalpia e velocidade em cada estágio [adaptado de Boyce, 2002].    | 33 |
| Figura 3.13 – Representação esquemática de um único estágio de expansão em uma turbina axial [adaptado de Cohen et al., 1996].                                       | 34 |
| Figura 3.14 – Curva típica de um compressor centrífugo com a razão de compressão em função da vazão para várias rotações [adaptado de Cohen et al., 1996].           | 35 |
| Figura 3.15 – Curva típica de um compressor centrífugo com a eficiência isoentrópica em função da vazão para várias rotações [adaptado de Cohen et al., 1996].       | 35 |
| Figura 3.16 – Variação típica da razão de compressão em função da vazão para várias rotações em um compressor axial [adaptado de Cohen et al., 1996].                | 36 |
| Figura 3.17 – Eficiência isoentrópica em função da razão de expansão para várias rotações típica de uma turbina axial [adaptado de Cohen et al., 1996].              | 36 |
| Figura 3.18 – Variação da razão de compressão (para várias rotações adimensionais) em função da vazão absoluta para um compressor axial [adaptado de Carvalho, 2006] | 38 |
| Figura 4.1 – Ciclo Brayton [adaptado de Wylen et al., 2003].   | 40 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 4.2 – Representação esquemática do comportamento típico de um ciclo Brayton. As               | 41 |
| Figura 4.3 – Ciclo termodinâmico proposto para o estudo da combustão enriquecida com                 |    |
| oxigênio (ciclo OEC).....  | 42 |
| Figura 4.4 – Comportamento proposto para a razão de compressão em função da vazão de ar              |    |
| através do compressor para várias rotações adimensionais da turbina a gás.....                       | 45 |
| Figura 4.5 – Comportamento proposto para a razão de compressão em função da vazão de ar              |    |
| através do compressor para várias rotações adimensionais.....  | 46 |
| Figura 4.6 – Comportamento proposto para a eficiência isentrópica da turbina em função da            |    |
| razão de expansão para várias rotações adimensionais. ....   | 53 |
| Figura 4.7 – Comparação entre os resultados obtidos com o código desenvolvido e o                    |    |
| programa CEA para os gases de maior concentração molar no ponto 6. ....                              | 59 |
| Figura 4.8 – Comparação entre os resultados obtidos com o código desenvolvido e o                    |    |
| programa CEA para as frações molares dos gases NO, CO, OH e H <sub>2</sub> no ponto 6.....           | 59 |
| Figura 4.9 – Comparação entre os resultados obtidos com o código desenvolvido e o                    |    |
| programa CEA para as frações molares dos gases O, N, H e NO <sub>2</sub> no ponto 6.....             | 60 |
| Figura 5.1 – Representação esquemática do comportamento da razão de compressão no caso 1             |    |
| analisado. ....  | 63 |
| Figura 5.2 – Representação esquemática do comportamento da eficiência isentrópica do                 |    |
| compressor no caso 1 analisado.....  | 63 |
| Figura 5.4 – Resultados calculados para as eficiências isentrópicas do compressor, $\eta_C$ , e da   |    |
| turbina, $\eta_T$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. .... | 64 |
| Figura 5.5 – Resultados calculados para a razão de compressão, $r_C$ , em função da composição       |    |
| do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....   | 65 |
| Figura 5.6 – Resultados obtidos para a vazão de ar, $\dot{m}_1$ , em função da composição do         |    |
| oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....  | 65 |
| Figura 5.7 – Variação obtida para a potência líquida, $\dot{W}_{liq}$ , em função da composição do   |    |
| oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....  | 66 |
| Figura 5.8 – Variação do consumo de combustível, $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do         |    |
| oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....  | 66 |
| Figura 5.9 – Consumo específico de combustível, $sfc$ , em função da composição do oxidante,         |    |
| $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....  | 67 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 5.10 – Consumo específico de oxigênio puro em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....   | 67 |
| Figura 5.11 – Vazão mássica de emissões geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_6$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....                                   | 68 |
| Figura 5.12 – Vazão mássica de NO geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{NO,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....                                    | 68 |
| Figura 5.13 – Vazão mássica de CO geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{CO,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....                                    | 69 |
| Figura 5.14 – Vazão mássica de CO <sub>2</sub> geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{CO_2,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....                     | 69 |
| Figura 5.15 – Emissão específica gerada na câmara de combustão, $se_6$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....  | 70 |
| Figura 5.16 – Emissão específica de NO, $se_{NO,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....                       | 70 |
| Figura 5.17 – Emissão específica de CO, $se_{CO,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....                       | 71 |
| Figura 5.18 – Emissão específica de CO <sub>2</sub> , $se_{CO_2,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado. ....       | 71 |
| Figura 5.19 – Variação calculada para o volume percentual de combustível/oxidante juntamente com os limites superior, $LS$ , e inferior de inflamabilidade, $LI$ , em. ....                              | 72 |
| Figura 5.20 – Representação esquemática do comportamento esperado para a razão de compressão no caso 2 analisado. ....   | 72 |
| Figura 5.21 – Representação esquemática do comportamento esperado para a eficiência isentrópica do compressor no caso 2 analisado. ....  | 73 |
| Figura 5.22 – Representação esquemática do comportamento esperado para a eficiência isentrópica da turbina no caso 2 analisado. ....   | 73 |
| Figura 5.23 – Resultados calculados para as eficiências isentrópicas do compressor, $\eta_C$ , e da turbina, $\eta_T$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. .... | 74 |
| Figura 5.24 – Resultados calculados para a razão de compressão, $r_C$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....   | 74 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 5.25 – Variação da vazão total de ar, $\dot{m}_1$ , em função da composição do oxidante na câmara de combustão, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....                                 | 75 |
| Figura 5.26 – Variação obtida para a potência líquida, $\dot{W}_{liq}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....  | 75 |
| Figura 5.27 – Variação do consumo de combustível, $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....  | 76 |
| Figura 5.28 – Consumo específico de combustível, $sfc$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....  | 76 |
| Figura 5.29 – Consumo de oxigênio puro, $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....  | 77 |
| Figura 5.30 – Variação obtida para a vazão total de emissões geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_6$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.....         | 77 |
| Figura 5.31 – Vazão mássica de NO geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{NO,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....                              | 78 |
| Figura 5.32 – Vazão mássica de CO geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{CO,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....                              | 78 |
| Figura 5.33 – Vazão mássica de CO <sub>2</sub> geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{CO_2,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....               | 79 |
| Figura 5.34 – Emissão específica total obtida para os produtos de combustão, $se_6$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....                             | 79 |
| Figura 5.35 – Emissão específica de NO, $se_{NO,6}$ , obtida para o ponto 6 do ciclo função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....                                 | 80 |
| Figura 5.36 – Emissão específica de CO, $se_{CO,6}$ , obtida para o ponto 6 do ciclo em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....                              | 80 |
| Figura 5.37 – Emissão específica de CO <sub>2</sub> , $se_{CO_2,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. .... | 81 |
| Figura 5.38 –Volume percentual de combustível/oxidante, limites superior, $LS$ , e inferior de inflamabilidade, $LI$ , para a câmara de combustão da turbina a gás simulada em.....                | 81 |
| Figura 5.39 – Representação esquemática do comportamento esperado para a razão de compressão no caso 3 analisado. ....   | 82 |

|  |    |
|--|----|
| Figura 5.40 – Representação esquemática do comportamento esperado para a eficiência isentrópica do compressor no caso 3 analisado .....  | 82 |
| Figura 5.41 – Representação esquemática do comportamento esperado para a eficiência isentrópica da turbina no caso 3 analisado. ....   | 83 |
| Figura 5.42 – Variação obtida para as eficiências isentrópicas do compressor, $\eta_C$ , e da turbina, $\eta_T$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. .... | 83 |
| Figura 5.43 – Resultados calculados para a razão de compressão, $r_C$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado. ....   | 84 |
| Figura 5.44 – Variação da vazão total de ar, $\dot{m}_1$ , em função da composição do oxidante na câmara de combustão, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....                                 | 84 |
| Figura 5.45 – Valores obtidos para a potência líquida do ciclo, $\dot{W}_{liq}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....                                 | 85 |
| Figura 5.46 – Consumo de combustível, $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....  | 85 |
| Figura 5.47 – Consumo específico de combustível, $sfc$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....  | 86 |
| Figura 5.48 – Vazão necessária de O <sub>2</sub> puro, $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 de operação analisado. ....                               | 86 |
| Figura 5.49 – Variação obtida para a vazão total de emissões geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_6$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....        | 87 |
| Figura 5.50 – Vazão mássica de NO geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{NO,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....                              | 87 |
| Figura 5.51 – Vazão mássica de CO geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{CO,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....                              | 88 |
| Figura 5.52 – Vazão mássica de CO <sub>2</sub> geradas na câmara de combustão, $\dot{m}_{CO_2,6}$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....               | 88 |
| Figura 5.53 – Emissão específica total dos produtos de combustão, $se_6$ , em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....  | 89 |
| Figura 5.54 – Emissão específica de NO, $se_{NO,6}$ , no ponto 6 do ciclo função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....  | 89 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 5.55 – Emissão específica de CO, $se_{CO,6}$ , obtida para o ponto 6 do ciclo em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. ....                              | 90  |
| Figura 5.56 – Emissão específica de CO <sub>2</sub> , $se_{CO_2,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante, $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado. .... | 90  |
| Figura 5.57 – Volume percentual de combustível/oxidante, limites superior, $LS$ , e inferior de inflamabilidade, $LI$ , para a câmara de combustão da turbina a gás simulada em.....               | 91  |
| Figura 5.58 – Rendimento térmico do ciclo $\varepsilon_{ciclo}$ para os três regimes de operação estudados levando em conta a energia necessária para a produção do oxigênio em função.....        | 92  |
| Figura 5.59 – Consumo específico de combustível para os três regimes de operação estudados. Resultados em função do nível de enriquecimento ( $x_{O_2,5}$ ).....                                   | 93  |
| Figura 5.60 – Vazão específica de NO para os três regimes de operação estudados. ....  | 94  |
| Figura 5.61 – Vazão específica de CO para os três regimes de operação estudados. ....  | 94  |
| Figura 5.62 – Vazão específica de CO <sub>2</sub> para os três regimes de operação estudados. ....   | 95  |
| Figura B.1 – Curva utilizada para a variação da energia necessária para a ASU em função da concentração de oxigênio desejada.....  | 105 |

## LISTA DE TABELAS

|  |     |
|--|-----|
| Tabela 2.1 – Limites de inflamabilidade inferior e superior de alguns combustíveis em ar e em oxigênio puro (em termos da volume percentual de combustível na mistura). Valores tabelados para a temperatura de 25 °C e pressão de 101,325 kPa. .... | 11  |
| Tabela 4.1 – Principais parâmetros das simulações OEC. ....  | 55  |
| Tabela 4.2 – Principais variáveis da simulação OEC. ....   | 55  |
| Tabela 4.3 – Valores das constantes $a_i$ , $b_i$ , $c_i$ , $d_i$ e $e_i$ das funções que determinam $r_C$ , $\eta_C$ e $\eta_C$ . ....  | 56  |
| Tabela 4.4 – Principais parâmetros da simulação de validação do ciclo termodinâmico. ....  | 58  |
| Tabela 4.5 – Principais resultados obtidos para a simulação de validação da metodologia empregada. ....  | 58  |
| Tabela 5.1 – Comparação entre os principais resultados obtidos para os regimes de operação analisados (com $x_{O_2,5}$ igual a 100%) em relação ao caso padrão (com $x_{O_2,5}$ igual a 21%) ....  | 95  |
| Tabela A.1 – Principais resultados obtidos da verificação dos balanços de massa dados em (kmol/s) e de energia em (KW) para o caso 1 analisado. ....   | 104 |
| Tabela A.2 – Principais resultados obtidos da verificação dos balanços de massa dados em (kmol/s) e de energia em (KW) para o caso 2 analisado. ....   | 104 |
| Tabela A.3 – Principais resultados obtidos da verificação dos balanços de massa dados em (kmol/s) e de energia em (KW) para o caso 3 analisado. ....   | 104 |

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

|      |   |
|------|---|
| ASU  | <i>Air Separation Unit</i>                            |
| CEA  | <i>Chemical Equilibrium with Applications</i>         |
| CNTP | Condições Normais de Temperatura e Pressão            |
| EES  | <i>Engeneering Equation Solver</i>                    |
| EIA  | <i>Energy Information Administration</i>              |
| EPA  | <i>US Environmental Protection Agency</i>             |
| ISO  | <i>International Organization for Standardization</i> |
| OEC  | <i>Oxygen-Enhanced Combustion</i>                     |
| PSA  | <i>Pressure Swing Adsorption</i>                      |
| TSA  | <i>Temperatura Swing Adsorption</i>                   |



## LISTA DE SIMBOLOS

|                   |   |
|-------------------|---|
| $a_i$             | Constante de ajuste das curvas de operação do compressor e da turbina |
| A                 | Reagente 1 da reação de equilíbrio químico elementar                  |
| $b_i$             | Constante de ajuste das curvas de operação do compressor e da turbina |
| B                 | Reagente 2 da reação de equilíbrio químico elementar                  |
| C/O               | Razão molar entre combustível e oxigênio do oxidante                  |
| CH <sub>4</sub>   | Metano  |
| $c_i$             | Constante de ajuste da curva de operação do compressor e da turbina   |
| C                 | Produto 1 da reação de equilíbrio químico elementar                   |
| CO                | Monóxido de carbono   |
| CO <sub>2</sub>   | Dióxido de carbono  |
| $d_i$             | Constante de ajuste da curva de operação do compressor e da turbina   |
| D                 | Produto 2 da reação de equilíbrio químico elementar                   |
| $\dot{E}_{ciclo}$ | Variação da taxa de energia total do ciclo, kW                        |
| $G_e$             | Energia de Gibbs das espécies da reação de equilíbrio elementar, kJ   |
| $G_S$             | Energia de Gibbs do sistema em equilíbrio químico, kJ                 |
| H                 | Hidrogênio atômico  |
| H <sub>2</sub>    | Hidrogênio molecular  |
| HCN               | Cianeto de hidrogênio   |
| H <sub>2</sub> O  | Água  |
| HNO <sub>3</sub>  | Ácido nítrico   |
| $H_S$             | Entalpia do sistema em equilíbrio químico, kJ                         |
| $K_S$             | Constante de equilíbrio da reação de equilíbrio químico elementar     |
| $K_j$             | Constante de equilíbrio relacionado a formação do elemento $j$        |
| $p_S$             | Pressão total do sistema em equilíbrio químico, kPa                   |
| LI                | Limite inferior de inflamabilidade                                    |
| LS                | Limite superior de inflamabilidade                                    |
| $\dot{m}_1$       | Vazão mássica de ar no ponto 1, kg/s                                  |
| $m_{ciclo}$       | Vazão mássica do ciclo termodinâmico estudado, kg/s                   |

|                           |  |
|---------------------------|--|
| $\dot{m}_{ad,compressor}$ | Vazão adimensional mássica de ar no compressor                         |
| $\dot{m}_{compressor}$    | Vazão mássica de ar no compressor, kg/s                                |
| N                         | Nitrogênio atômico   |
| N <sub>2</sub>            | Nitrogênio molecular   |
| $N_{ad}$                  | Rotação adimensional da turbina a gás                                  |
| $N_{ad,compressor}$       | Rotação adimensional do compressor                                     |
| $N_{ad,turbina}$          | Rotação adimensional da turbina  |
| $N_{compressor}$          | Rotação do compressor, rpm   |
| $N_{turbina}$             | Rotação da turbina, rpm  |
| NH <sub>3</sub>           | Amônia   |
| $\dot{n}_i$               | Vazão molar total no ponto $i$ , kmol/s                                |
| $\dot{n}_{j,i}$           | Vazão molar da espécie $j$ no ponto $i$ , kmol/s                       |
| NO                        | Monóxido de nitrogênio   |
| NO <sub>2</sub>           | Dióxido de nitrogênio  |
| NO <sub>x</sub>           | Conjunto de gases constituídos somente átomos de nitrogênio e oxigênio |
| O                         | Oxigênio atômico   |
| O <sub>2</sub>            | Oxigênio molecular   |
| OH                        | Hidroxila  |
| PCI                       | Poder calorífico inferior do combustível, kJ/kmol                      |
| $p_{01}$                  | Pressão de estagnação na entrada do compressor, kPa                    |
| $p_{02}$                  | Pressão de estagnação na saída do compressor, kPa                      |
| $p_{03}$                  | Pressão de estagnação na entrada da turbina, kPa                       |
| $p_{04}$                  | Pressão de estagnação na saída da turbina, kPa                         |
| $p_i$                     | Pressão total do ponto $i$ , kPa                                       |
| $p_0$                     | Pressão de referência do sistema em equilíbrio químico, kPa            |
| $p_S$                     | Pressão total do sistema em equilíbrio químico, kPa                    |
| $Q_H$                     | Calor Transferido do reservatório térmico a alta temperatura, kJ       |
| $Q_L$                     | Calor Transferido do reservatório térmico a baixa temperatura, kJ      |
| $R_u$                     | Constante universal dos gases, kJ/kmol                                 |
| $r_C$                     | Razão de compressão  |
| $r_E$                     | Razão de expansão  |

|                 |   |
|-----------------|---|
| $\bar{s}_i$     | Entropia específica do ponto $i$ , kJ/kmol K                                |
| $\bar{s}_{j,i}$ | Entropia específica da espécie $j$ no ponto $i$ , kJ/kmol K                 |
| $S_S$           | Entropia do sistema em equilíbrio químico, kJ                               |
| $sfc$           | Consumo específico de combustível, kg/kJ                                    |
| $se_{total}$    | Emissão específica total gerada na combustão, kg/kJ                         |
| $se_{CO}$       | Emissão específica de CO gerada na combustão, kg/kJ                         |
| $se_{CO_2}$     | Emissão específica de CO <sub>2</sub> gerada na combustão, kg/kJ            |
| $se_{NO}$       | Emissão específica de NO gerada na combustão, kg/kJ                         |
| SO <sub>2</sub> | Dióxido de enxofre  |
| $S_S$           | Entropia do sistema em equilíbrio químico, kJ/K                             |
| $T_{01}$        | Temperatura de estagnação na entrada do compressor, K                       |
| $T_{02}$        | Temperatura de estagnação na saída do compressor, K                         |
| $T_{03}$        | Temperatura de estagnação na entrada da turbina, K                          |
| $T_{04}$        | Temperatura de estagnação na saída da turbina, K                            |
| $T_S$           | Temperatura do sistema em equilíbrio químico, K                             |
| UHC             | Hidrocarbonetos não-queimados   |
| $\dot{W}_{C,R}$ | Potência real do compressor, kW   |
| $\dot{W}_{C,S}$ | Potência isentrópica do compressor, kW                                      |
| $\dot{W}_{T,R}$ | Potência real da turbina, kW  |
| $\dot{W}_{T,S}$ | Potência isentrópica da turbina, kW   |
| $\dot{W}_{liq}$ | Potência líquida do ciclo, kW   |
| $x_A$           | fração molar do elemento A da reação de equilíbrio químico elementar        |
| $x_B$           | fração molar do elemento B da reação de equilíbrio químico elementar        |
| $x_C$           | fração molar do elemento C da reação de equilíbrio químico elementar        |
| $x_D$           | fração molar do elemento D da reação de equilíbrio químico elementar        |
| $x_{j,i}$       | fração molar da espécie $j$ no ponto $i$                                    |
| $y$             | fração de ar desviada para a câmara de combustão                            |
| $Z_i$           | Constante para a determinação da viscosidade e condutividade térmica no CEA |
| $z_i$           | Constante para a determinação de $c_p$ , $H$ e $S$ no CEA                   |

## SÍMBOLOS GREGOS

|                           |   |
|---------------------------|---|
| $\Delta$                  | Variação  |
| $\varepsilon_{ciclo}$     | Rendimento térmico do ciclo   |
| $\varepsilon_{cicloutil}$ | Rendimento térmico do ciclo considerando a energia consumida pela ASU |
| $\nu_A$                   | Coefficiente estequiométrico do reagente A                            |
| $\nu_B$                   | Coefficiente estequiométrico do reagente B                            |
| $\nu_C$                   | Coefficiente estequiométrico do produto C                             |
| $\nu_D$                   | Coefficiente estequiométrico do produto D                             |
| $\Phi$                    | Razão de equivalência combustível/oxigênio                            |
| $\eta_C$                  | Eficiência isentrópica do compressor                                  |
| $\eta_T$                  | Eficiência isentrópica da turbina                                     |
| $\Omega$                  | Nível de enriquecimento   |

# 1 INTRODUÇÃO

As restrições na oferta de combustíveis vêm impulsionando a indústria a desenvolver novos equipamentos e processos que sejam termicamente mais eficientes. Aliada a isto, existe uma preocupação crescente com relação às emissões liberadas na queima dos combustíveis fósseis.

No cenário brasileiro, as políticas de diversificação da matriz energética, a construção de novos gasodutos e a descoberta de novas bacias petrolíferas, aumentaram a oferta e motivaram o consumo de alguns combustíveis, como foi o caso do gás natural. Entretanto, alguns fatos como a crise da Bolívia em 2008 diminuíram drasticamente a quantidade disponível de gás natural para a indústria brasileira. Adicionada a este fato, em 2010 foi sancionada a lei federal nº 12187 que criou a política nacional de mudanças climáticas (PNMC), a qual estabelece a meta de redução dos gases de efeito estufa entre 36,1% e 38,9% até o ano de 2020, incentivando o consumo consciente dos combustíveis fósseis.

A diferença entre a produção e o consumo na Figura 1.1 expressa a quantidade de gás natural importada pelo Brasil, que em 2009 ainda representava o dobro da produção nacional.

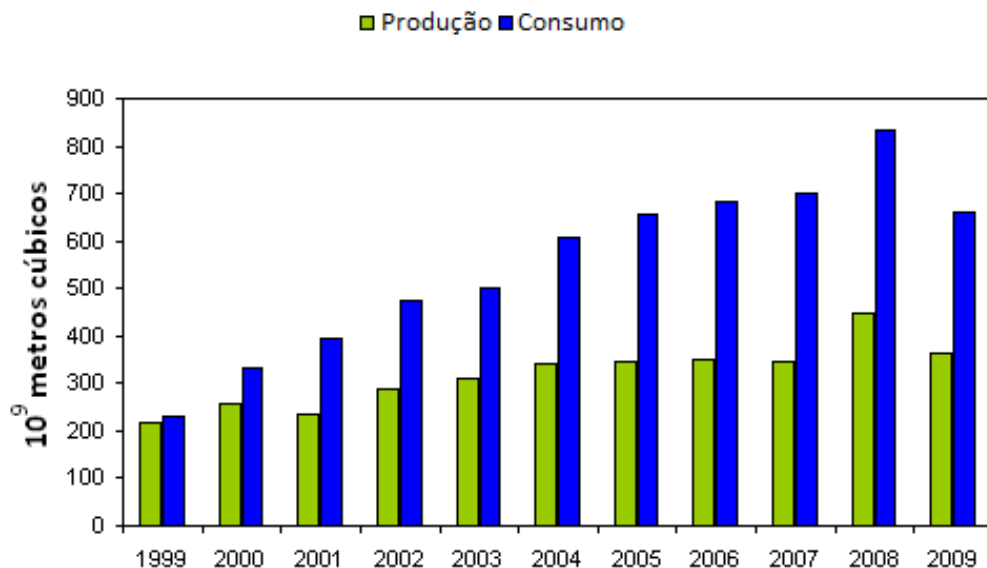


Figura 1.1 – Consumo e produção de gás natural nos últimos anos no Brasil [adaptado de EIA, 2009].

Por ser um tipo de combustível cuja queima produz emissões inferiores ao carvão e aos derivados de petróleo, em termos de quantidade de CO<sub>2</sub> emitido por unidade de potência convertida (tCO<sub>2</sub>/kW), existe uma tendência mundial para o aumento do consumo de gás natural pelo menos no futuro próximo. Estas expectativas são confirmadas pelas projeções do EIA (Figura 1.2), que mostra a tendência para os próximos anos da participação de cada combustível na matriz energética mundial.

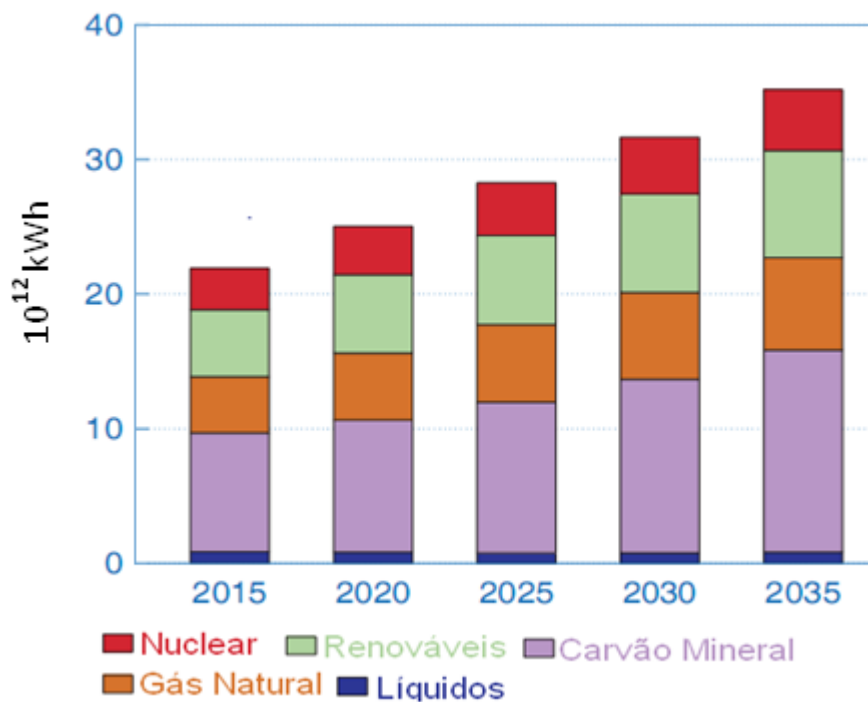


Figura 1.2 – Projeção para os próximos anos da participação de cada combustível na matriz energética mundial [adaptado de EIA, 2009].

## 1.1 Motivação

Com o atual cenário, surgem incentivos para o estudo de métodos que propiciem uma economia de consumo dos combustíveis fósseis e a redução dos poluentes resultantes da sua queima. De preferência, isto deve ser feito sem a necessidade de grandes modificações nos processos industriais existentes.

Vários métodos conhecidos podem cumprir estas metas. Bisio et. al, 2001, destaca alguns dos principais, que são: o controle da combustão com a otimização do excesso de ar, a recuperação de calor dos gases de combustão, a integração térmica com outros processos e a

realização do enriquecimento do oxidante. No último destes métodos a concentração de  $O_2$  na corrente de oxidante é elevada acima de 21% (em volume) e apesar dos vários benefícios que podem ser obtidos com a sua utilização, é o menos conhecido e utilizado de todos.

Segundo Baukal, 1998, a combustão enriquecida com oxigênio teve sua primeira utilização na indústria de produção de metais, devido às exigências requeridas para a qualidade final do produto. Entretanto, o uso desta tecnologia ainda se restringe a este ramo da indústria e as áreas de fabricação de cerâmicos e de incineração de resíduos municipais. A avaliação de sua utilização em sistemas de geração de energia elétrica e em motores de combustão interna ainda é escassa, mesmo sendo possível a aplicação da combustão enriquecida a praticamente qualquer sistema térmico baseado na queima de combustíveis.

Uma motivação adicional para este trabalho é o recente crescimento do uso das turbinas a gás para a geração de eletricidade em pequena, média e grande escala.

## 1.2 Revisão bibliográfica

A crescente preocupação com a necessidade da redução de consumo e das emissões relacionadas aos combustíveis fósseis, aliada aos crescentes avanços na área de produção de oxigênio, vem cada vez mais incentivando novos estudos ligados a combustão com enriquecimento do oxidante. Trabalhos recentes sobre combustão enriquecida e relacionados a presente pesquisa foram compilados e são apresentados a seguir em ordem cronológica.

Baukal et al., 1997, mediram a potência emitida por radiação em um queimador de gás natural para várias composições do oxidante (com concentração volumétrica de  $O_2$  entre 21 e 100%) e para algumas razões de equivalência (entre 0,55 e 1,45). Os resultados mostraram que as maiores potências radiantes foram obtidas para concentrações molares de oxigênio de 100% e para razões de equivalência próximas das estequiométricas. As medidas foram realizadas próximas da linha de centro para distâncias de até 4 metros do queimador. Uma característica importante observada no estudo foi o incremento da chama não luminosa com o aumento do enriquecimento da combustão.

Hu et al., 2000, analisaram as concentrações de  $CO_2$ ,  $NO_x$  e  $SO_2$  em uma fornalha experimental de queima de carvão pulverizado em duas atmosferas distintas (uma formada pela combinação dos gases  $N_2$  e  $O_2$  e a outra por  $CO_2$  e  $O_2$ ). Os poluentes formados foram medidos para várias razões de equivalência (entre 0,4 e 1,6) e para uma série de concentrações de  $O_2$  (21, 50, 80 e 100%, em volume). Os resultados medidos mostraram que para atmosferas

formadas por  $O_2$  mais  $N_2$  as concentrações volumétricas de  $NO_x$  tiveram um valor máximo para uma razão de equivalência próxima de 0,8 e níveis  $O_2$  de cerca de 70%. As concentrações de  $CO_2$  nos gases de combustão foram cerca de 16% (em volume) para a atmosfera formada por 21% de  $O_2$  e 79%  $N_2$ , incrementando para aproximadamente 95% em meios  $O_2$  e  $CO_2$  e com  $O_2$  puro. Já o  $SO_2$  formado apresenta um pico para razões de equivalência de 1,2 e para concentrações molares de oxigênio de 100% (para ambas as atmosferas analisadas). O trabalho apresenta uma série de informações sobre os mecanismos de formação dos gases analisados. Entretanto, não são fornecidos maiores detalhes sobre a variação da concentração de  $CO_2$  como foi feito com os outros poluentes.

Horbanuc et al., 2001, avaliaram o efeito que algumas alternativas de melhoria de desempenho teriam em uma turbina a gás com regenerador, tais como: a realização do resfriamento do ar de entrada através da injeção de água, a utilização do resfriamento intermediário do processo de combustão e a injeção de água na corrente de entrada da câmara de combustão. Foram considerados como produtos de combustão os gases  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $OH$ ,  $N$ ,  $N_2$ ,  $NO$  e  $O_2$ , que se encontram em equilíbrio químico. A câmara de combustão foi considerada como constituída de dois estágios: na região chamada de primária foi considerada como o local do ciclo onde ocorre essencialmente o processo de combustão (sendo que a razão de equivalência foi mantida constante em 0,5 para todos os casos analisados), enquanto na outra denominada de secundária, foi admitido que os gases formados são misturados com vapor de água, alterando assim o equilíbrio químico. Com relação a temperatura de admissão da turbina, esta foi mantida fixa em  $1100^\circ C$  através do controle da injeção de água. Com isto, os autores concluíram que a umidificação do ar de admissão diminuiu consideravelmente o trabalho de compressão e o aumento da concentração de  $O_2$  no oxidante gerou um aumento importante da entalpia dos gases de combustão devido ao aumento da temperatura adiabática de chama, além do incremento de  $27^\circ C$  dos gases emitidos pelo ciclo. O estudo considerou que as eficiências do compressor e da turbina não são alteradas pelas modificações propostas, além de não dar maiores detalhes sobre o combustível considerado.

Tan et al., 2002, descreveram uma série de experimentos de combustão de gás natural com oxidantes enriquecidos com oxigênio e com recirculação de gases de combustão. O objetivo foi analisar se o processo proposto facilitaria a captura e o sequestro de  $CO_2$ . Os resultados mostraram que houve uma redução na energia necessária para a separação de dióxido de carbono dos gases de combustão acompanhada de uma diminuição da concentração volumétrica dos  $NO_x$  gerados em relação as obtidas através da reação de



combustão de gás natural com ar. Os resultados foram medidos na linha de centro em distâncias de até seis metros do queimador.

Horbaniuc et. al, 2004, investigaram os efeitos da concentração de oxigênio entre 21% e 100% na combustão de gás natural em um gerador de vapor supercrítico. Os resultados mostraram um grande aumento na temperatura dos gases de combustão com a mudança do oxidante, assim como uma redução da transferência de calor para o meio para altas concentrações de  $O_2$  (acima de 50% em volume). Este último ocorre principalmente pela redução da transferência de calor por convecção, devido a redução no volume dos gases de combustão com o processo OEC.

Murphy et al., 2005, mediram os efeitos da concentração molar de oxigênio (entre 6 e 36%) na taxa de combustão de algumas amostras de carvão mineral. Os resultados mostraram que o aumento dos níveis de  $O_2$  na atmosfera da câmara de combustão aumentaram as taxas de queima e reduziram a quantidade de combustível não queimado. Os autores apresentam também algumas correlações empíricas para a taxa de queima do carvão em meios com altas concentrações de oxigênio através dos resultados obtidos.

Qiu, et al., 2009, também avaliaram o efeito da concentração de oxigênio em queimadores. No estudo experimental, foram analisados um queimador de reticulado cerâmico e outro de fibra porosa. Os resultados mostraram um aumento de até 6% na eficiência radiante (definido pela razão entre o calor emitido por radiação pela energia liberada na combustão) no caso do queimador fibra porosa e de 5% com o cerâmico, para o oxidante constituído de 32% de  $O_2$  (em volume). Além disso, por terem sido testados queimadores de pequena potência térmica, foi possível a geração do oxigênio com a utilização de um arranjo de membranas de separação de ar. Como consequência do incremento da temperatura adiabática de chama, ocorreu um grande aumento na eficiência radiante.

Luo et al., 2009 analisou em um analisador termogravimétrico a influência da combustão enriquecida com oxigênio na combustão de uma amostra de biomassa. Os resultados mostraram que o incremento da concentração de oxigênio resultou em uma redução da temperatura de ignição necessária e na emissão de material não queimado. Adicionalmente, foi também obtida uma diminuição do tempo de queima do combustível analisado acompanhado por um aumento da temperatura dos gases emitidos.

Wu et al., 2010, estudaram a influencia da concentração de oxigênio em um queimador de gás natural sem pré-mistura de combustível e oxidante. Vários parâmetros dos gases de combustão foram medidos, como a taxa de aquecimento, energia disponível e a

distribuição de temperatura. Os resultados mostraram que quando a concentração de oxigênio da atmosfera foi alterada de 21% para 30%, o tempo de aquecimento para alcançar a temperatura de 1200°C caiu em 46% e as emissões de CO reduziram em 50%. Em contrapartida, houve um incremento (em volume) de 4,4 vezes nas emissões de NO<sub>x</sub> e acompanhado de um considerável aumento nas emissões de CO<sub>2</sub>. O mais atrativo benefício encontrado foi a redução do consumo de combustível em até 26,1%. Entretanto, o estudo não trás informações sobre o consumo de oxigênio necessário para sustentar o processo.

Boeira, 2010, analisou os efeitos do uso do processo de enriquecimento de oxigênio em uma turbina a gás, com proporções de O<sub>2</sub> no oxidante de até 30%. Foram avaliadas cinco configurações do equipamento, considerando a utilização de resfriadores intermediários e regeneradores no ciclo base (turbina a gás simples). Os resultados mostraram um aumento do rendimento térmico do ciclo com o enriquecimento da combustão para os cinco arranjos estudados. Para o caso em que foi avaliada a combinação conjunta de resfriadores intermediários e regeneradores de ar/oxigênio, foi obtido um incremento de até 41% no rendimento térmico em relação ao caso base. O estudo considerou como constante a vazão de ar total através do ciclo e os gases de combustão constituídos de CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub> e N<sub>2</sub> (reação de combustão completa).

### **1.3 Escopo e objetivos do trabalho**

O principal objetivo deste trabalho é avaliar a utilização da combustão enriquecida com oxigênio em turbinas a gás industriais (estacionárias) de um eixo. Para isto, foram considerados três regimes de operação do equipamento a medida que a temperatura da câmara de combustão é mantida fixa e que o processo de enriquecimento é aplicado. Esta análise é realizada através da utilização de um modelo que representa termodinamicamente o equipamento, assim como algumas características de sua operação, e que é validado com base na literatura pesquisada.

Com o objetivo de facilitar a sua leitura, este texto está dividido em seis capítulos e um anexo.

O capítulo 1 faz uma revisão bibliográfica da combustão enriquecida com oxigênio e apresenta as principais motivações que levaram ao desenvolvimento deste trabalho.

O capítulo 2 descreve de uma forma geral as possíveis vantagens e desvantagens da combustão enriquecida com oxigênio em sistemas térmicos. Ao final, são apresentadas

algumas ferramentas para a modelagem do processo de combustão, assim como uma discussão de alguns trabalhos que fazem uma comparação entre as reações químicas modeladas por equilíbrio químico com medidas obtidas experimentalmente, de forma a justificar a metodologia empregada.

No capítulo 3 é apresentado a classificação, os principais componentes e os princípios de funcionamento das turbinas a gás estacionárias.

O capítulo 4 mostra o modelo termodinâmico utilizado e o respectivo equacionamento. É finalizado com a validação da abordagem utilizada para estudar o assunto proposto.

O capítulo 5 apresenta os principais resultados do estudo de aplicação do processo OEC no equipamento modelado são apresentados e discutidos.

O capítulo 6 finaliza o trabalho com as principais conclusões e com sugestões para a continuidade do estudo.

Os apêndices contem informações adicionais relacionadas aos resultados apresentados e da metodologia utilizada.

## 2 COMBUSTÃO ENRIQUECIDA COM OXIGÊNIO

Neste capítulo são abordados de uma forma geral vários aspectos da combustão enriquecida com oxigênio (OEC), com atenção especial aos fundamentos, principais aplicações, vantagens e desvantagens do processo.

No final do capítulo são dados alguns detalhes sobre a modelagem de processos de combustão através de reações de equilíbrio químico. Além disso, é apresentado o código computacional CEA e algumas das suas funcionalidades.

### 2.1 Características do processo

A combustão enriquecida com oxigênio (*oxygen-enhanced combustion* ou OEC) é uma tecnologia que consiste basicamente no aumento da concentração de oxigênio presente no ar atmosférico, este último constituído aproximadamente por 79% de N<sub>2</sub> e 21% de O<sub>2</sub> (em volume). Em princípio, pode ser aplicado a qualquer processo térmico baseado na queima de combustíveis. Esta técnica tem como objetivo reduzir o consumo de combustível, o volume de gases inertes que são aquecidos (nitrogênio) e a formação de poluentes [Baukal, 1998].

O processo OEC geralmente é classificado em função do regime de operação ou do método de aplicação. Por conta disso, define-se a razão  $\Omega$ , o nível de enriquecimento de oxigênio, da seguinte forma:

$$\Omega = \frac{\dot{V}_{O_2,oxidante}}{\dot{V}_{total,oxidante}} \quad (2.1)$$

que pode assumir valores entre  $0 < \Omega < 1$ . Para o ar atmosférico, definido no início dessa seção,  $\Omega$  tem o valor de 0,21. A Equação 2.1 é uma definição equivalente a da concentração molar. Com base no valor do nível de enriquecimento de oxigênio, Baukal, 1998, classifica os regimes de operação do processo OEC em três tipos:

- Baixo nível de enriquecimento ( $\Omega < 0,30$ ).
- Médio nível de enriquecimento ( $0,30 < \Omega < 0,90$ ).
- Alto nível de enriquecimento: ( $\Omega > 0,90$ ).

A escolha do valor de  $\Omega$  a ser utilizado depende de vários fatores. Altos e médios níveis de enriquecimento somente são recomendados para situações que exigem altas

temperaturas. O uso de um  $\Omega < 0,30$  é bastante recomendando para aplicações de remodelamento (*retrofitting*), devido aos pequenos custos envolvidos para a modificação dos sistemas existentes e do suprimento de oxigênio necessário.

Conforme o mesmo autor, os métodos de uso da combustão enriquecida podem ser divididos em quatro tipos:

- **Enriquecimento do ar:** método de aumento da concentração de  $O_2$  no oxidante através da injeção de oxigênio puro na corrente de ar atmosférico (Figura 2.1). Esta técnica fornece baixos níveis de enriquecimento sendo que muitos queimadores podem ser adaptados para esta tecnologia. Entretanto, pode haver a necessidade de modificação na tubulação de ar e no queimador por razões de segurança.

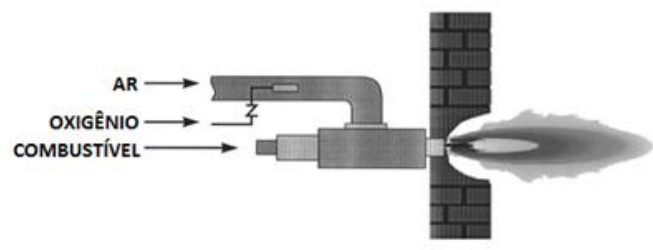


Figura 2.1 – Esquema do método de enriquecimento do ar [adaptado de Baukal, 1998].

- **Lançamento de  $O_2$ :** a Figura 2.2 apresenta outro método utilizado para enriquecer uma reação de combustão. Nele, oxigênio puro é injetado dentro da câmara de combustão através de uma lança. O lançamento de  $O_2$  possui várias vantagens comparadas aos outros métodos, como: nenhuma necessidade de modificação dos queimadores, baixo custo de adaptação, aumento na eficiência da transferência de calor e redução na emissão de  $NO_x$ . Assim como na técnica de enriquecimento do ar, este também é geralmente aplicado para baixos níveis enriquecimento de  $O_2$ .

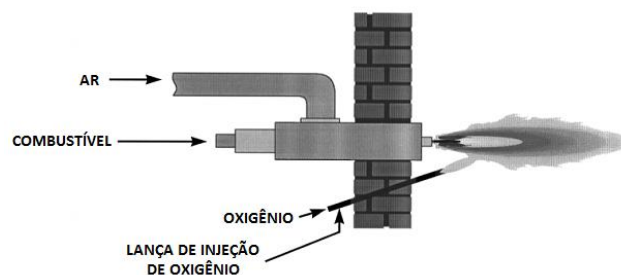


Figura 2.2 – Esquema do método de lançamento de  $O_2$  [adaptado de Baukal, 1998].

• **Oxicombustão:** a Figura 2.3 mostra o terceiro método de uso do OEC, caracterizado por um  $\Omega > 0,9$ . Diferente dos processos convencionais de combustão, onde os reagentes permanecem em correntes separadas, oxigênio puro e combustível são pré-misturados antes de serem injetados no interior do combustor. A vantagem desta técnica é a baixa emissão de  $\text{NO}_x$  e a elevada eficiência de combustão obtida. Entretanto, são necessários cuidados especiais por conta da alta reatividade do oxigênio puro.

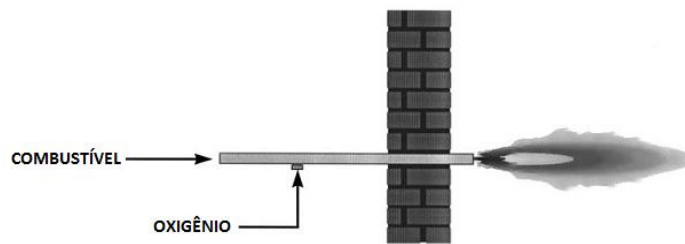


Figura 2.3 – Gravura esquemática do processo de oxicombustão [adaptado de Baukal, 1998].

• **Ar-oxicombustão:** o quarto método de OEC, mostrado na Figura 2.4, é similar à técnica anterior, entretanto, não existe a eliminação da corrente de ar. Esta técnica apresenta uma série de vantagens, sendo as principais: um baixo custo de adaptação (principalmente em queimadores projetados para dois tipos de combustíveis), fácil controle do padrão da chama, pode ser utilizado para obter altos níveis de oxigênio (altos valores de  $\Omega$ ).

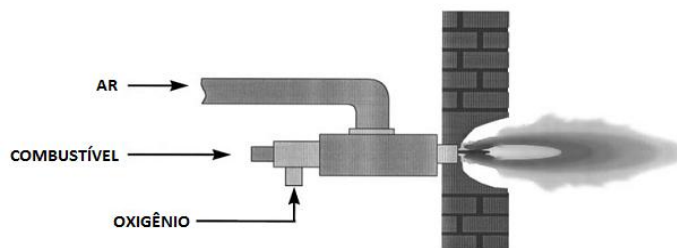


Figura 2.4 – Processo ar-oxicombustão [adaptado de Baukal, 1998].

## 2.2 Vantagens e desvantagens

Uma série de benefícios e desvantagens do processo OEC é relatada por Baukal, 1998. Entretanto, estas dependem muito da área em que a OEC é aplicada. De forma geral, as vantagens que podem ser obtidas são:

- **Aumento de produtividade:** as temperaturas de chama elevadas, decorrentes do enriquecimento da combustão, promovem um aumento nas taxas de transferência de calor da câmara de combustão para o processo de produção. Por conta disto, maiores taxas de produção podem ser alcançadas.

- **Maior eficiência de produção:** com o aumento da concentração de oxigênio, mais energia da combustão pode ser transferida para a produção industrial (carga), em vez de ser gasta para aquecer gases inertes do oxidante (principalmente nitrogênio). Portanto, o processo como um todo utiliza uma menor quantidade de energia para uma dada soma de carga, e como consequência, uma redução no consumo de combustível pode ser alcançada. Em alguns casos, o custo associado ao consumo de oxigênio pode ser compensado devido à economia obtida com o combustível.

- **Aprimoramento das características da chama e ignição:** Este importante benefício é medido através do aumento dos limites de inflamabilidade da mistura combustível/oxidante (Tabela 2.1 e Figura 2.5), da estabilidade da chama e das características de ignição (Figura 2.6 e Figura 2.7). Além destes, dependendo do método de usado, um melhor controle da chama pode ser obtido com o OEC.

Tabela 2.1 – Limites de inflamabilidade inferior e superior de alguns combustíveis em ar e em oxigênio puro (em termos da volume percentual de combustível na mistura). Valores tabelados para a temperatura de 25 °C e pressão de 101,325 kPa.

| Combustível                   | Limites em Ar |          | Limites em O <sub>2</sub> |          |
|-------------------------------|---------------|----------|---------------------------|----------|
|                               | Inferior      | Superior | Inferior                  | Superior |
| H <sub>2</sub>                | 4,1           | 74,0     | 4,0                       | 94,0     |
| CH <sub>4</sub>               | 5,3           | 14,0     | 5,4                       | 59,0     |
| C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> | 3,2           | 12,5     | 4,1                       | 50,0     |
| C <sub>3</sub> H <sub>6</sub> | 2,0           | 11,0     | 2,1                       | 53,0     |
| C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> | 3,0           | 29,0     | 3,1                       | 80,0     |
| C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> | 2,4           | 9,5      | 4,1                       | 50,0     |

Fonte: Adaptado de Baukal, 1998

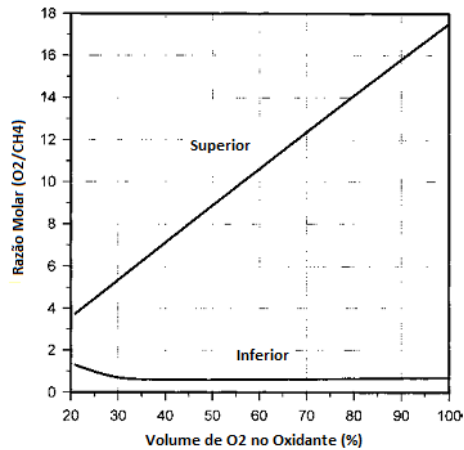


Figura 2.5 – Variação dos limites de inflamabilidade com o aumento da concentração de oxigênio no oxidante para o gás metano [adaptado de Baukal, 1998].

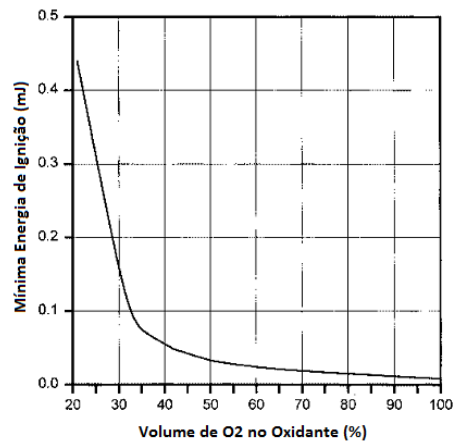


Figura 2.6 – Mínima energia de ignição em função da composição do oxidante para a combustão estequiométrica de metano a pressão atmosférica [adaptado de Baukal, 1998].

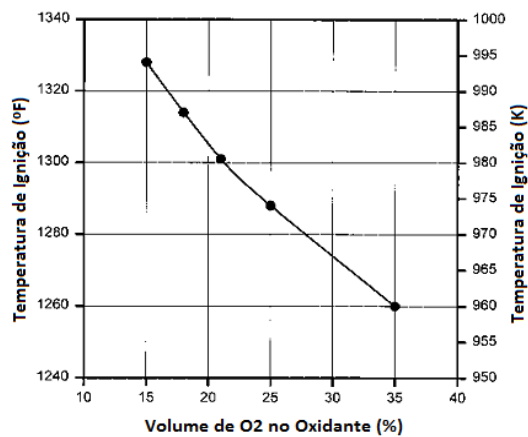


Figura 2.7 – Temperatura de ignição para uma composição estequiométrica do  $\text{CH}_4$  como função da composição do oxidante [adaptado de Baukal, 1998].



- **Menor volume de gases de exaustão:** a tecnologia OEC consiste basicamente em reduzir a participação do nitrogênio no oxidante. Uma consequência disso é a redução no volume dos gases de combustão. A Figura 2.8 apresenta o volume esperado para os gases de exaustão (normalizada pelo volume de combustível a CNTP) em uma combustão estequiométrica do metano. Foi assumido que os produtos da combustão são constituídos somente pelos gases  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ , e  $\text{N}_2$  (combustão completa):

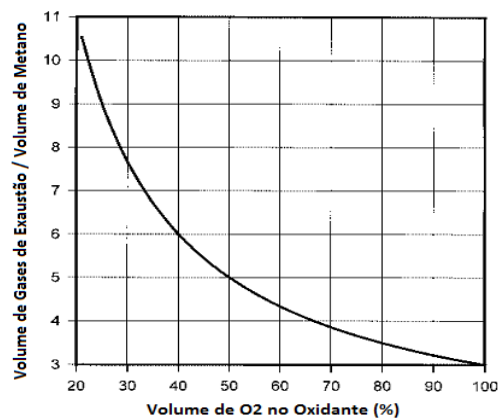


Figura 2.8 – Volume dos gases de combustão em função da composição do oxidante para uma combustão estequiométrica de  $\text{CH}_4$  [adaptado de Baukal, 1998].

- **Redução nos custos de equipamentos:** como o OEC intensifica a combustão e reduz o volume dos gases de exaustão, câmaras de combustão mais compactas podem ser projetadas. Este fator é relevante onde o espaço disponível é uma limitação importante.

- **Aumento na flexibilidade de produção:** um processo de combustão com OEC pode atender de forma mais rápida as mudanças de produção por causa da maior potência térmica disponível em comparação aos que se utilização de reações ar/combustível convencionais. Isto pode reduzir o tempo, por exemplo, para a alteração do processamento de um determinado material ou para a mudança na combinação de produtos.

- **Melhoria na qualidade de fabricação:** segundo Dafoe, 1991, é possível obter melhorias na qualidade final de vidros, metais e cerâmicas com a utilização do processo OEC devido a menor quantidade de rejeitos gerados.

- **Redução nos custos de captura de particulados:** como existe uma redução no volume de gases de combustão e uma maior eficiência de combustão no processo OEC, existe uma redução importante na formação e concentração de particulados. Dessa forma, existe um menor custo associado ao tratamento dos gases de exaustão.

Em contrapartida aos possíveis benefícios, existem problemas potenciais associados com o uso de OEC se o sistema não é adequadamente projetado. Baukal, 1998, relata os mais importantes:

- **Possibilidade de superaquecimento:** como apresentado na Figura 2.9, chamas enriquecidas com oxigênio possuem temperaturas maiores que as encontradas na combustão de misturas ar/combustível. Se a energia liberada na combustão não for apropriadamente distribuída, a radiação térmica emitida pela chama pode danificar a superfície refratária da câmara de combustão. A uniformidade da chama depende muito do projeto do queimador.

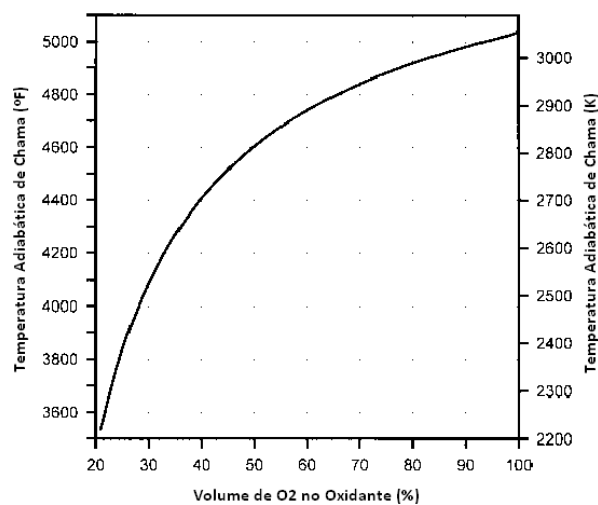


Figura 2.9 – Variação típica da temperatura adiabática de chama para a combustão estequiométrica de CH<sub>4</sub> em função do volume de O<sub>2</sub> no oxidante [adaptado de Baukal, 1998].

- **Maior risco de corrosão:** outro potencial problema é o aumento da concentração de voláteis na câmara de combustão com o uso do OEC, comum na indústria de vidros, onde partículas corrosivas voláteis são emitidas durante o processo de fabricação. Ao se remover uma grande quantidade de N<sub>2</sub> presente no ar, existe uma menor diluição desses voláteis. A consequência é que isto pode causar danos no refratário por corrosão.

- **Redução na Convecção:** como mostrado na Figura 2.8, a vazão volumétrica dos produtos de exaustão é significativamente reduzida com o uso do OEC. No entanto, a temperatura média dos gases é mais elevada, mas geralmente não o suficiente para compensar a baixa vazão de gás. Como resultado, a transferência de calor por convecção dos gases para o processo de produção pode ser reduzida em alguns casos.

- **Incremento na emissão de NO<sub>x</sub>:** quando o enriquecimento de O<sub>2</sub> é utilizado em um sistema de combustão ar/combustível já existente, pode ocorrer um incremento na emissão de NO<sub>x</sub>, devido ao aumento da temperatura adiabática de chama. Entretanto, geralmente existem dois fatores concorrentes: o aumento da concentração de NO<sub>x</sub> com a elevação da temperatura e a diminuição da formação do NO<sub>x</sub> em função da menor quantidade de nitrogênio disponível no oxidante com o maior nível de enriquecimento. Por conta disto, em uma combustão estequiométrica de metano, por exemplo, o pico de formação de NO<sub>x</sub> ocorre com aproximadamente 40% de O<sub>2</sub> no oxidante (em termos de massa de poluente por potência térmica obtida), conforme mostrado na Figura 2.10. Esta emissão é apresentada no gráfico em duas formas distintas.

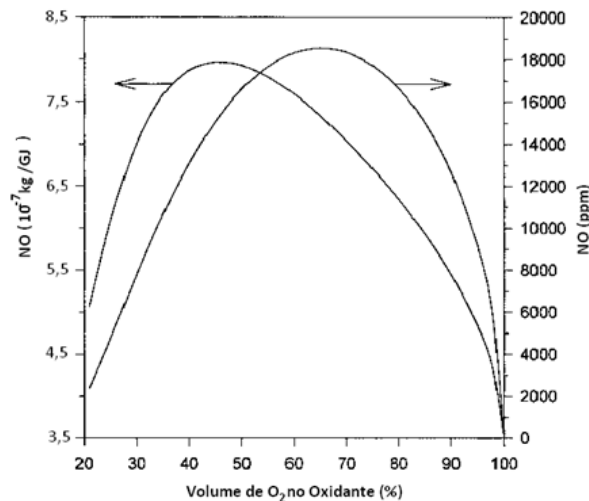


Figura 2.10 – Concentração de NO em função da composição do oxidante para uma combustão adiabática de metano [adaptado de Baukal, 1998].

- **Maior risco de retorno da chama:** o uso do OEC intensifica as reações de combustão e dessa forma aumenta a velocidade da chama. Uma das consequências é o aumento do risco o retorno da chama (*flashback*). Este fenômeno ocorre quando a velocidade do gás que sai do queimador é menor a velocidade da chama. Isto faz com que a frente da chama se mova para dentro do queimador. No caso de o combustível e o oxidante serem pré-misturados, a chama pode ocorrer no interior da tubulação que alimenta o queimador, o que cria o potencial para uma explosão. Nestes casos, o perigo pode ser eliminado com a utilização de um sistema corta-chamas.

### 2.3 Principais aplicações

Muitos processos podem ser melhorados pela substituição de parte ou de todo o ar por oxigênio. Em um relatório feito pela *Gas Research Institute* [Baukal, 1998], algumas aplicações foram identificadas como boas candidatas para a utilização do OEC, entre elas: processos que possuem gases de combustão a altas temperaturas (geralmente acima de 1400K), processos com baixa eficiência térmica (principalmente devido a limitações de transferência de calor), processos que possuem limitação de rendimento e que poderiam ser beneficiados com o aumento de calor disponível (sem que com isso seja afetada a qualidade da produção) e processos que possuem gases de combustão com altas concentrações de poluentes ou que possuem restrições para as emissões liberadas.

Em vista destas oportunidades, o processo de combustão enriquecida com oxigênio já está sendo utilizado na indústria, em menor ou maior escala, dependendo da aplicação. Os setores pioneiros na utilização desta tecnologia são os seguintes:

- **Indústria de metais:** Aquecimento e fundição de metais foram uma das primeiras aplicações do OEC e ainda hoje continua sendo importante. OEC tem sido amplamente utilizada na produção de aço e metais não-ferrosos tais como alumínio, bronze, cobre e chumbo.
- **Indústria de minerais:** Em áreas como produção de vidro, cimento, cal, tijolos, cerâmicas e outros materiais que exigem altas temperaturas.
- **Incineração:** Esta é uma área relativamente nova de utilização do OEC. Inicialmente, o processo foi aplicado em incineradores portáteis usados para a limpeza de contaminantes do solo. Mais recentemente, vem sendo utilizado também na incineração de resíduos sólidos municipais.

### 2.4 Modelagem da combustão

A combustão é uma reação química exotérmica rápida caracterizada pela conversão de reagentes (combustível e oxidante) em produtos, acompanhada de uma liberação de calor [Chomiak et. al, 1990]. Este processo é essencial para o funcionamento de muitas máquinas, motores e equipamentos industriais.

Os combustíveis gasosos geralmente são hidrocarbonetos (compostos por átomos de hidrogênio e oxigênio). Em uma reação de combustão completa (ideal) de hidrocarbonetos, os

produtos são formados somente por CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O e N<sub>2</sub>. Neste caso, com o conhecimento da proporção de cada reagente, é possível saber a quantidade de produtos formados simplesmente fazendo-se um balanço de espécies químicas. Entretanto, quando se considera a formação de subprodutos (combustão incompleta) é necessário fazer uso de algum modelo de combustão de forma que a quantidade de todas as moléculas formadas seja determinada. Em um desses modelos, considera-se que a reação de queima ocorra até que todos os gases produtos da combustão estejam na condição de equilíbrio químico. A vantagem dessa abordagem é a fácil implementação e a rápida convergência dos cálculos. O equilíbrio químico e suas aplicações são detalhados nas seções a seguir.

#### 2.4.1 Fundamentos de equilíbrio químico

Segundo Carvalho Junior et al., 2007, o equilíbrio químico é a condição de um sistema reativo onde nenhuma mudança temporal ocorre nas concentrações molares do sistema.

Em um sistema onde ocorrem várias reações a pressão constante, a condição de equilíbrio químico pode ser verificada através da análise da energia livre de Gibbs. Esta propriedade termodinâmica é definida através da seguinte equação:

$$G_s = H_s - T_s S_s \quad (2.2)$$

Onde  $H_s$ ,  $T_s$  e  $S_s$  são respectivamente a entalpia, a temperatura e a entropia do sistema, respectivamente. Partindo das formulações da 1ª e da 2ª Lei da Termodinâmica é possível mostrar que um sistema reativo com pressão e temperatura constantes, o equilíbrio químico é atingido quando:

$$dG_s = 0 \quad (2.3)$$

de forma que a energia livre de Gibbs do sistema atinge um valor mínimo. Ao atingir esta condição, nenhuma mudança nas concentrações dos constituintes do sistema é verificada. Isto ocorre já que no estado de equilíbrio químico, as taxas das reações diretas (de formação dos produtos a partir dos reagentes) se igualam as taxas das reações inversas (de formação de reagentes a partir dos produtos). Em problemas de combustão, o equilíbrio químico ocorre entre os gases resultantes do processo de combustão.

Com o uso da Equação 2.3 é possível definir uma constante  $K_S$ , chamada de constante de equilíbrio, para cada reação do sistema em equilíbrio, que para gases perfeitos, é dada pela seguinte equação:

$$K_S = \frac{x_C^{v_3} x_D^{v_4}}{x_A^{v_1} x_B^{v_2}} \left( \frac{P_S}{P_0} \right)^{v_4+v_3-v_2-v_1} \quad (2.4)$$

A constante  $K_S$  é geralmente tabelada em função da temperatura para cada reação no equilíbrio, tendo normalmente como referência a temperatura de 298,15 K e pressão de 1 bar. A correção para outras pressões é realizada através da relação de pressões apresentada na Equação 2.4. Já os índices 1 e 2 se referem aos reagentes e os índices 3 e 4 aos produtos. Os expoentes  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3$  e  $v_4$  correspondem aos coeficientes estequiométricos (sendo números inteiros) de cada reação de dissociação, podendo esta reação ser representada de forma geral através da seguinte equação:



onde, para cada reação elementar de dissociação,  $A$  e  $B$  representam cada um dos reagentes e  $C$  e  $D$  os produtos. Conhecendo todos os termos da Equação 2.5 é possível determinar a constante de equilíbrio da correspondente reação de dissociação, caso esta não seja tabelada. Este cálculo é realizado com a Equação 2.6

$$K = e^{(-\Delta G_e / R_u T_s)} \quad (2.6)$$

onde  $\Delta G_e$  é a variação da energia de Gibbs da reação elementar em questão e  $R_u$  a constante universal dos gases.

O comportamento de um sistema reativo em equilíbrio químico que sofre uma perturbação é previsto pelo princípio de Le Châtelier. Ele estabelece que o sistema reage de forma a minimizar o efeito da perturbação imposta, através da alteração da sua composição química. Estes efeitos podem ser divididos em quatro tipos [Brady et al., 1998]:

- **Efeito da mudança das concentrações:** o aumento imposto na concentração de um componente do sistema é seguido do consumo desse mesmo componente, até que se atinja um

novo estado de equilíbrio. De forma similar, a redução na concentração de qualquer composto do sistema é seguida do aumento da formação desse mesmo composto até que um novo estado de equilíbrio seja alcançado.

- **Efeito da variação da temperatura:** Em geral, um aumento na temperatura em uma reação química em equilíbrio favorece o sentido exotérmico da reação, enquanto uma redução da temperatura desloca a reação no sentido endotérmico.

- **Efeito da variação da pressão:** um aumento na pressão de uma mistura de gases que estão em equilíbrio químico, desloca o equilíbrio de forma a diminuir a pressão no sistema e vice-versa.

- **Efeito da adição de um gás inerte:** geralmente produz o mesmo efeito do aumento da pressão, pois a adição de um gás inerte causará um aumento na pressão total de um sistema contendo gases em equilíbrio.

- **Efeito da adição de um catalisador:** um catalisador apenas acelera a velocidade da reação química, não afetando o equilíbrio químico.

#### 2.4.2 Equilíbrio químico aplicado em problemas de combustão

O entendimento do equilíbrio químico é importante para várias aplicações. No dimensionamento de reatores químicos é utilizado para prever a quantidade máxima que um determinado produto desejado pode ser obtido, ou senão o rendimento máximo do reator no equilíbrio químico. [Smith et al., 2007].

Em muitos processos de combustão a altas temperaturas, a consideração de equilíbrio químico entre os produtos é uma boa aproximação para a modelagem do processo. Isto se verifica geralmente em reações de queima onde o combustível é um gás que se mistura facilmente com o oxidante. Esta condição pode ocorrer também em situações onde o combustível é um sólido na forma pulverizada (por exemplo, na queima de carvão) onde quase não existem restrições cinéticas para a reação.

Existem vários estudos publicados com a utilização da modelagem da combustão por equilíbrio químico, sendo que alguns são comentados nesta seção. A Figura 2.11 mostra o resultado experimental obtido por Pekalski et al., 2004, para a pressão resultante da combustão de metano com ar em um vaso esférico fechado, e a comparação com os valores preditos pelos programas EQUIMAD (que utiliza a metodologia de equilíbrio químico) e

CHEMKIM (com a utilização das rotinas de cinética química). Os resultados foram obtidos para a condição inicial de 1 atm e 298,15 K:

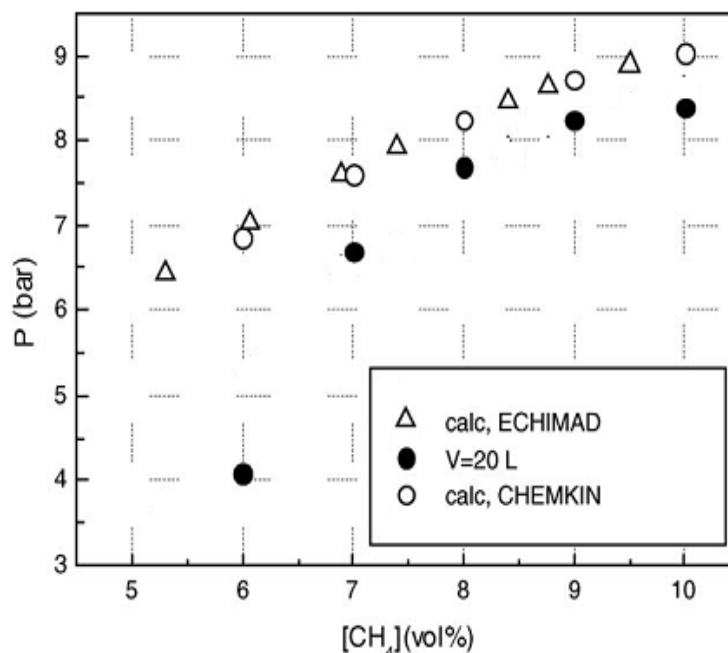


Figura 2.11 – Comparação entre os resultados obtidos para a pressão final de combustão de metano levantados em um vaso esférico fechado de 20 litros para várias concentrações de CH<sub>4</sub> [adaptado de Pekalski et al., 2004].

Os resultados da Figura 2.11 mostram que não existem diferenças significativas entre a previsão obtida por equilíbrio químico e por cinética química, já que a reação de combustão do experimento ocorre rapidamente. Ambas conseguem uma boa previsão da pressão máxima para concentrações de metano acima de 7% (em volume).

Na modelagem de um gaseificador de biomassa (Figura 2.12), Sharma, 2008, apresenta um comparativo entre os valores dos produtos gasosos obtidos por equilíbrio químico, cinética química e os resultados experimentais do consumo do resíduo carbonoso (*char*). Os resultados mostram uma boa concordância entre os valores calculados por equilíbrio químico e os obtidos experimentalmente:



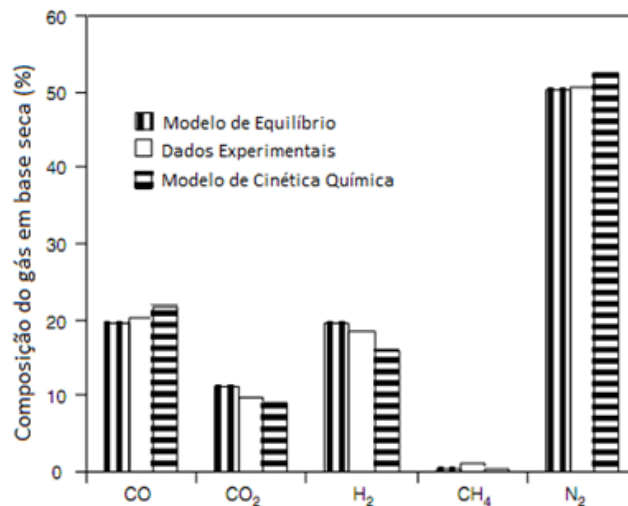


Figura 2.12 – Comparação das concentrações obtidas pelos modelos de equilíbrio químico e cinética química com os dados experimentais [adaptado de Sharma, 2008].

Como primeiro passo para o projeto de pesquisa de um estudo com novas turbinas a gás, Yamamoto et al., 1997, desenvolveram um combustor para a queima de metano, sem pré-mistura dos reagentes (combustível e ar). Os limites de inflamabilidade, os componentes dos gases de exaustão e a temperatura da chama foram medidos para pressões entre 1,1 e 4,1MPa, razões de equivalência entre 0,7 e 1,3 e temperaturas entre 1200K e 1600K (dependendo da razão de equivalência). As Figura 2.13 e Figura 2.14 apresentam uma comparação entre os gases de combustão medidos e aqueles calculados por equilíbrio químico, com a pressão da câmara de combustão de 4,1MPa. Os resultados mostram que, para algumas condições, existe pouca diferença entre as concentrações calculadas e medidas:

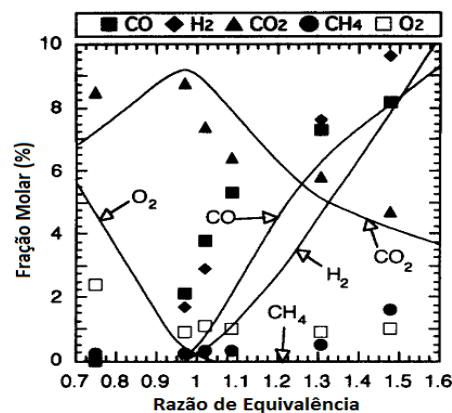


Figura 2.13 – Comparação entre as concentrações dos gases de combustão medidas experimentalmente e aquelas calculadas por equilíbrio químico para a pressão de 4,1MPa [adaptado de Yamamoto et al., 1997].

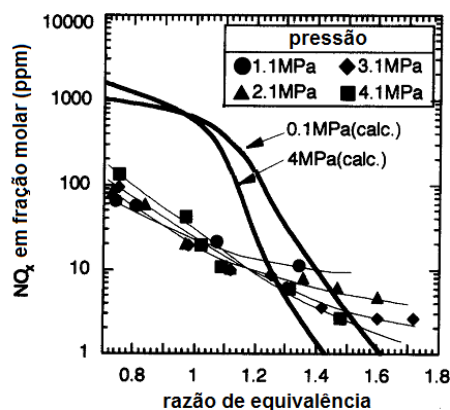


Figura 2.14 – Comparação entre as emissões de NO<sub>x</sub> calculadas e medidas para várias pressões da câmara de combustão [adaptado de Yamamoto et al., 1997].

A Figura 2.13 mostra que principalmente para  $\Phi < 1$ , os valores das concentrações molares calculadas e medidas de H<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub> e CH<sub>4</sub> não apresentam diferenças muito grandes entre si. A maior discrepância entre o valor real e o calculado ocorre na medida da emissão dos NO<sub>x</sub> (Figura 2.14). Isto ocorre principalmente por ter sido utilizado no experimento um queimador que injeta separadamente na câmara de combustão o combustível e o oxidante. Entretanto, Lacava et al., 2003, ressalta que as concentrações de NO<sub>x</sub> se aproximam bastante do experimental quando o combustível e o oxidante estão pré-misturados antes de serem injetados no interior da câmara de combustão.

#### 2.4.3 O código CEA

O CEA (*Chemical Equilibrium with Applications*) trata-se de um programa para determinar as características dos produtos químicos em equilíbrio para uma variedade de reagentes. Ele permite calcular a temperatura, as concentrações, e as propriedades tanto termodinâmicas como de transporte para produtos químicos.

O programa tem uma longa história de desenvolvimento e tem como principais autores Gordon e McBride do Glenn Research Center da NASA. Surgiu como um projeto de pesquisa ainda no NACA Lewis Flight Propulsion Laboratory na década de 1940 para o estudo teórico do desempenho de foguetes com uma variedade de potenciais propelentes. Para isto, foi necessário superar alguns problemas como a falta de métodos numéricos para a obtenção de

compostos em equilíbrio químico e de tabelas termodinâmicas para vários produtos de combustão em altas temperaturas. O código foi completado em 1971 e vem recebendo constantes atualizações desde então. As últimas foram a integração de uma interface gráfica em linguagem JAVA<sup>®</sup> (CEAgui) e a revisão do código-fonte, o que deu origem a 2ª versão do CEA.

O CEA, na sua última versão, possui ferramentas para determinar o desempenho teórico de foguetes, parâmetros de detonação (pela teoria de Chapman-Jouguet), parâmetros de choque em tubos e propriedades de combustão. Estas ferramentas estão dispostas em uma série de opções na tela inicial, de forma que, para cada tipo de problema, é possível escolher diferentes conjuntos de parâmetros ou condições iniciais.

Para simplificar a formulação do programa Gordon et al., 1959, assumiram algumas hipóteses simplificativas, que são: fase gasosa constituída por gases perfeitos, lei de Dalton das pressões parciais para a fase gasosa é válida. As fases líquida e sólida são consideradas com volume desprezível.

Outra característica é a existência de um banco de dados que o programa CEA faz uso (arquivos *thermo.lib* e *trans.lib*). Nestes, estão armazenadas as constantes para a determinação das propriedades termodinâmicas e de transporte. A determinação das propriedades é feito pela sub-rotina de solução com o uso destas constantes. O cálculo do calor específico, entalpia e entropia são realizados com as seguintes equações, válidas para o intervalo de temperaturas entre 200 e 20000K, segundo Gordon et al., 1994:

Em problemas mais específicos de combustão, a solução é obtida através da minimização da função de Gibbs (problemas tipo t-p, h-p e s-p) ou de Helmholtz (problemas tipo t-v, h-v e s-v) com o uso de multiplicadores de Lagrange. Por padrão, são apresentados como resultados as principais propriedades termofísicas dos produtos de combustão (viscosidade, massa específica, condutividade, velocidade do som, entalpia, temperatura e entropia específica) e as frações molares cujos valores sejam maiores que  $1 \times 10^{-5}$ .

O pacote completo do programa CEA (com manual de instruções, interface GUI e código fonte) é distribuído gratuitamente através do *website* do Glenn Research Center (disponível em <http://www.nasa.gov/centers/glenn/home/index.html>).

### 3 TURBINAS A GÁS

Este capítulo é dedicado a uma breve revisão sobre turbinas a gás, mais especificadamente, de uso industrial. São apresentados alguns fundamentos de operação, funcionamento e os principais componentes destes dispositivos. O entendimento básico destes conceitos é essencial para a modelagem termodinâmica do equipamento.

#### 3.1 Generalidades

As turbinas a gás são equipamentos de combustão interna que realizam a conversão da energia química do combustível em energia mecânica ou elétrica. Algumas de suas aplicações são: geração de energia elétrica, propulsão de aeronaves, acionamento mecânico e propulsão naval.

Basicamente, uma turbina a gás é constituída por um compressor, uma câmara de combustão e uma turbina (Figura 3.1). Seu funcionamento ocorre pela reação de queima do combustível (líquido ou gás) que é injetado na câmara de combustão com o ar comprimido e aquecido proveniente do compressor. Os gases quentes de combustão gerados dessa forma são expandidos na turbina para a conversão em potência de eixo.

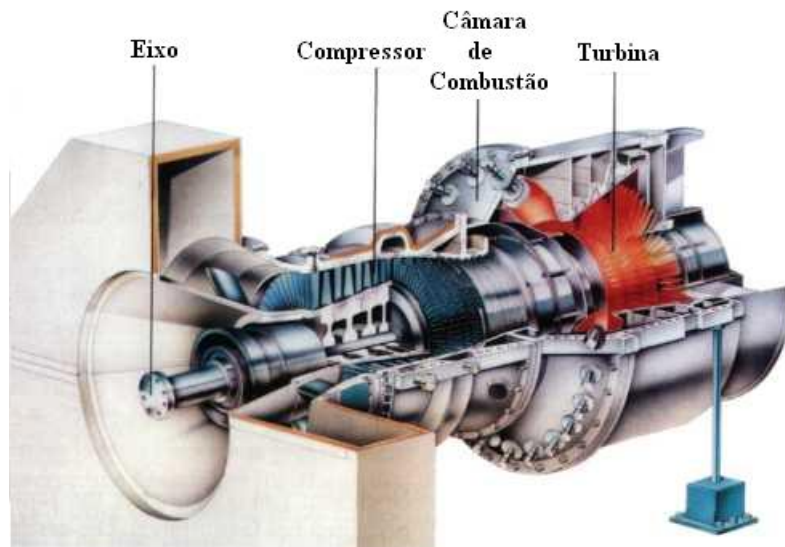


Figura 3.1 – Principais componentes de uma turbina a gás [adaptado de Branco, 2005].

Existem diversas formas de se classificar as turbinas a gás com aplicações industriais, dependendo do uso, potência e arranjo mecânico. Levando em conta fatores como a potência produzida e o tipo de aplicação, Boyce, 2002, divide as turbinas a gás simples (sem regeneração ou acoplamento com ciclos a vapor) nas seguintes categorias:

- **Turbinas a gás pesadas:** são turbinas grandes com potências na faixa entre 3MW a 480MW (também chamadas de *Heavy Duty*). São utilizadas na indústria para a geração de energia elétrica e acionamento mecânico, onde restrições de peso e tamanho não são fatores importantes. A razão de compressão para estas unidades varia entre 17:1 a 35:1 com eficiência térmica em torno de 32%, sendo que alguns alcançam valores de até 50% [Boyce, 2002]. Geralmente o compressor e a turbina são do tipo axial, com o compressor constituído normalmente entre 15 a 17 estágios.

- **Turbinas a gás aeroderivativas:** como o próprio nome indica, são unidades de potência aeronáuticas modificadas para aplicações industriais com potência entre 2,5MW a 50MW (em inglês são chamadas de *aircraft-derivate*). Estes equipamentos são adaptados geralmente para a geração de energia elétrica. A eficiência térmica destas unidades está na faixa entre 35% a 45%.

- **Turbinas a gás do tipo industrial:** são unidades de médio porte com potência entre 2,5MW a 15MW. A razão de compressão varia entre 5:1 a 15:1 e o compressor é do tipo axial, usualmente dividido entre 10 e 16 estágios. Esse tipo de turbina a gás é bastante utilizado em plantas petroquímicas e instalações de prospecção de petróleo (tipo *offshore*). O rendimento térmico fora do ponto de projeto geralmente é maior que a das turbinas do tipo *Heavy Duty*, entretanto, não é maior do que 30% mesmo operando no ponto de projeto.

- **Turbinas a gás pequenas:** são turbinas na faixa entre 0,5MW e 2,5MW. Geralmente possuem compressores do tipo centrífugo, de simples estágio e na sua maioria com razão de pressão de até 6:1, e turbinas do tipo radial. A eficiência térmica varia de 15% a 25%.

- **Micro turbinas:** esses equipamentos operam na faixa de potência entre 20kW e 350kW. As micro turbinas são, na sua maior parte, construídas com compressores e turbinas do tipo radial. Esses equipamentos utilizam tecnologias que ainda estão em desenvolvimento. Dessa forma, se espera que no futuro esses equipamentos possam gerar potência e energia elétrica com alta eficiência em pequena escala. A Figura 3.2 apresenta um modelo de uma micro turbinas desenvolvida pela empresa Capstone:

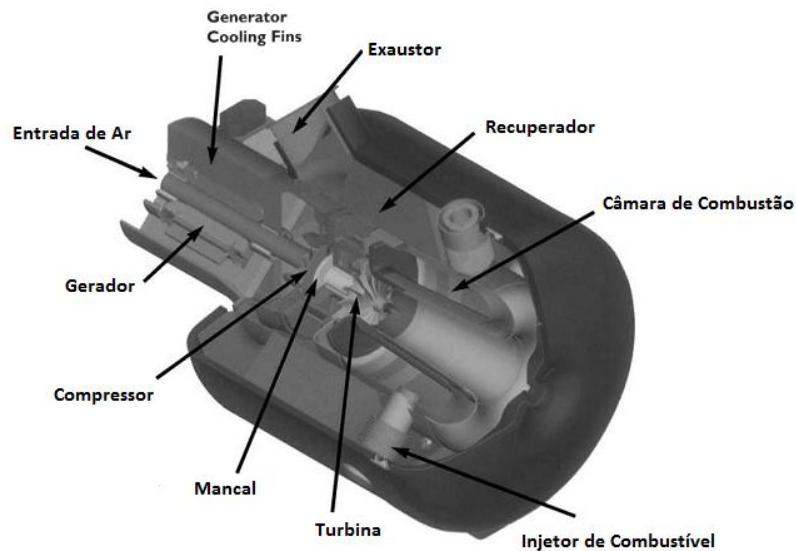


Figura 3.2 – Micro turbina desenvolvida pela Capstone [adaptado de Boyce, 2002].

Uma outra classificação, baseada mais na configuração mecânica, é dada por Cohen et al., 1996, e é apresentada a seguir:

- **Turbinas de um único eixo:** são turbinas a gás em que o compressor e a turbina estão acoplados por um único eixo (também chamadas de *single-shaft*), conforme mostrado na Figura 3.3. São usados em aplicações em que a flexibilidade de operação não é um fator importante. Em contrapartida, a alta inércia inerente ao equipamento reduz o risco de sobre velocidade (*overspeeding*), por exemplo, em um evento de falta de carga elétrica.

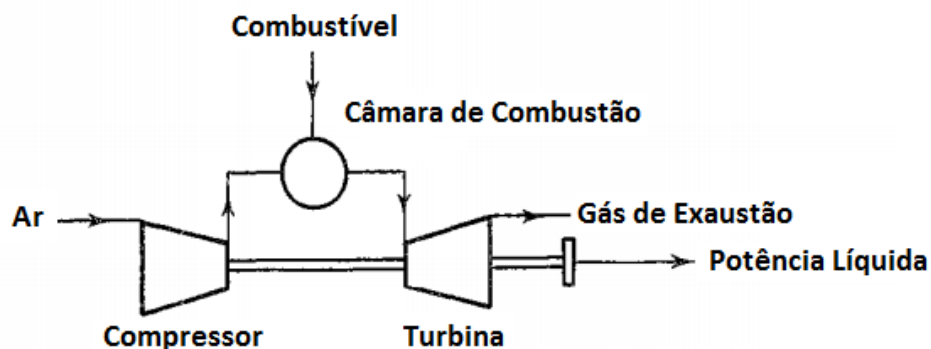


Figura 3.3 – Desenho esquemático de uma turbina de um único eixo [adaptado de Cohen et al., 1996].

- **Turbinas de dois eixos (*Twin shaft*):** são equipamentos que possuem duas turbinas de expansão (Figura 3.4). A turbina de alta pressão serve para acionar o compressor e está acoplada a este mecanicamente (combinação chamada de gerador de gás). Já a turbina de baixa pressão (chamada de turbina livre) é acoplada através de um eixo somente com a carga. As vantagens deste tipo de arranjo são uma maior flexibilidade de operação e um menor tamanho necessário para a unidade de partida.

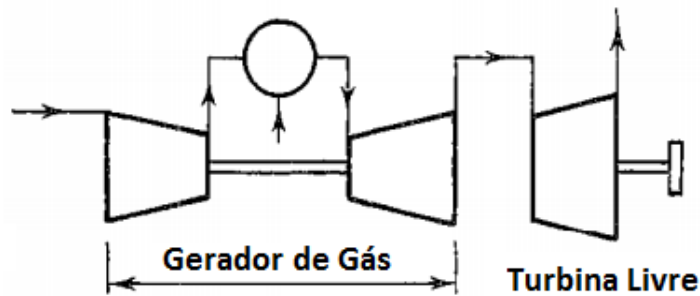


Figura 3.4 – Desenho esquemático de uma turbina de dois eixos [adaptado de Cohen et al., 1996].

É possível encontrar variações nas configurações apresentadas na Figura 3.3 e na Figura 3.4. As mais comuns são as modificações realizadas com a adição de resfriadores intermediários (*intercoolers*), regeneradores e a inclusão de várias câmaras de combustão em um único ciclo de potência. O principal objetivo desses arranjos é aumentar a eficiência térmica do equipamento. A Figura 3.5 apresenta uma turbina a gás modificada com estes dispositivos:

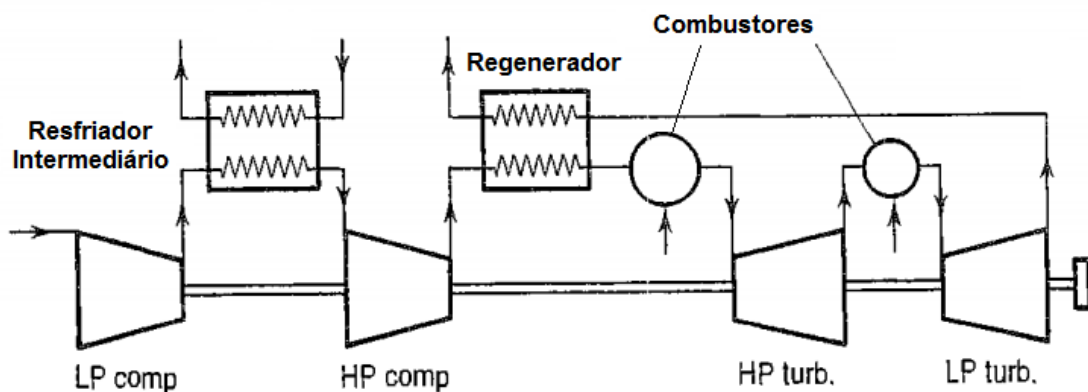


Figura 3.5 – Turbina de um único eixo com regenerador, resfriador intermediário e várias câmaras de combustão [adaptado de Cohen et al., 1996].

As duas primeiras turbinas a gás da classificação acima geralmente são menos eficientes que a última descrita. Segundo Boyce, 2002, as turbinas a gás simples (sem regeneradores ou resfriadores intermediários) possuem rendimentos térmicos entre 21 e 45%.

## 3.2 Principais componentes

### 3.2.1 Compressor

São equipamentos mecânicos construídos para incrementar a pressão estática de um determinado gás. São classificados principalmente em função da forma de como o gás se desloca no seu interior. Somente os compressores dinâmicos (onde é compressão do fluido ocorre de forma contínua) são utilizados em turbinas a gás. Estes podem ser de dois tipos:

- **Compressores centrífugos:** são compressores utilizados geralmente em turbinas a gás de baixa potência. Segundo Boyce, 2002, seu uso é bastante difundido devido a operação suave, grande tolerância a mudanças de regime de operação e alta confiabilidade. A razão de pressão por estágio geralmente é em torno de 3,5:1, podendo chegar a 12:1 em alguns modelos experimentais. No interior do equipamento, o fluido é forçado pela ação de um rotor em alta rotação. Conforme mostrado na Figura 3.6, a velocidade adquirida pelo fluido é convertida em pressão estática, tanto no rotor como no difusor. As principais partes constituintes de um compressor centrífugo são apresentadas na Figura 3.7:

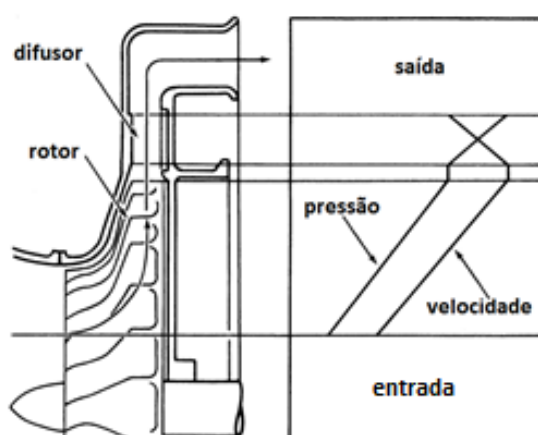


Figura 3.6 – Variação da pressão e da velocidade através de um compressor centrífugo [adaptado de Boyce, 2002].



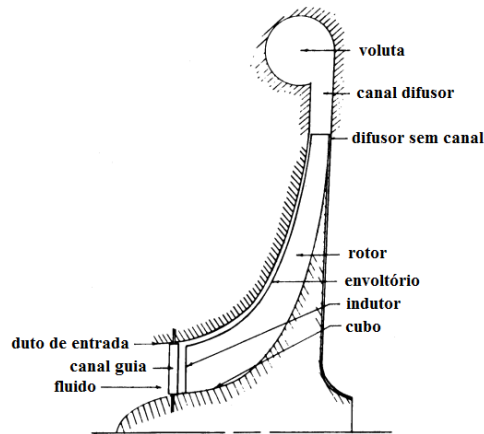


Figura 3.7 – Corte esquemático de um compressor centrífugo [adaptado de Boyce, 2002].

• **Compressores Axiais:** os compressores de escoamento axial são dispositivos que realizam a compressão de gases primeiro acelerando o gás em pás rotativas (rotor) para então obter o incremento de pressão pela difusão nas pás estacionárias (estator). Um compressor deste tipo é composto por vários estágios de compressão, onde cada par rotor-estator corresponde a um único estágio. O fluido, ao passar por cada estágio, sofre um pequeno aumento na sua pressão estática, segundo Cohen et al., 1996, na ordem de 1,1:1 a 1,4:1. O uso de múltiplos estágios permite alcançar razões de compressão de até 40:1. No geral, conforme Boyce, 2002, os compressores axiais utilizados em turbinas a gás industriais possuem razões de compressão de 17:1 a 35:1. As variações da velocidade e da pressão ao longo de cada estágio de um compressor axial são mostradas esquematicamente na Figura 3.8:

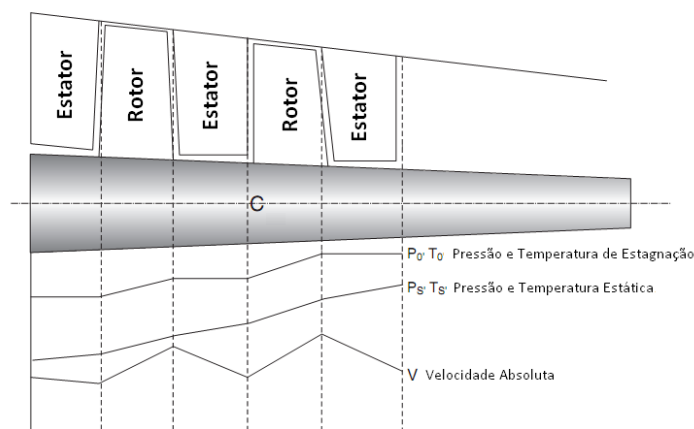


Figura 3.8 – Variação da pressão, temperatura e velocidade ao longo de um compressor de fluxo axial [adaptado de Boyce, 2002].

### 3.2.2 Câmara de combustão

Corresponde ao componente onde as reações de combustão do combustível ocorrem com parte do ar fornecido pelo compressor. Na reação de queima são gerados gases quentes, que depois de misturados, próximo a região de descarga da câmara de combustão, com o restante do ar proveniente do compressor, são expandidos na turbina para a geração de trabalho.

As câmaras de combustão utilizadas em turbinas a gás geralmente são classificadas de acordo com o seu arranjo mecânico. Lefebvre, 1998, divide nos seguintes três tipos:

- **Tubular:** um combustor tubular consiste em um tubo anular montado concentricamente em uma carcaça cilíndrica. No tubo interno acontecem as reações de combustão, enquanto no espaço anular entre os dois tubos, circula ar puro. A principal vantagem deste tipo de equipamento é o seu baixo custo de produção. Quando montadas na turbina a gás, várias destas câmaras ficam dispostas em um arranjo circunferencial ao redor do eixo. Segundo Boyce, 2002, é o tipo de combustor mais utilizado em turbinas industriais fabricadas na Europa.

- **Tubo-anular:** é o tipo de câmara de combustão mais comum em turbinas a gás. Consiste de vários tubos montados concentricamente no interior de uma única carcaça cilíndrica. As principais vantagens desta configuração são a facilidade de manutenção e a obtenção de uma melhor distribuição de temperatura comparada ao combustor tipo anular. Devido a estas razões é o tipo mais comum de câmara de combustão, tendo como principal fabricante os Estados Unidos da América, conforme Boyce, 2002.

- **Anular:** neste tipo, um único tubo é montado concentricamente no interior de uma carcaça cilíndrica. Esses combustores exigem menos ar de resfriamento e podem ser usados em aplicações que exigem altas temperaturas. Segundo Boyce, 2002, esta última razão tem motivado os fabricantes a utilizarem este tipo de câmara de combustão nas mais recentes turbinas a gás industriais.

Uma comparação esquemática entre os três tipos de câmaras de combustão descritas anteriormente na Figura 3.9 a seguir:

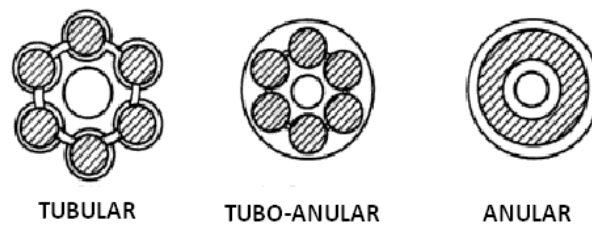


Figura 3.9 – Ilustração dos três principais tipos de combustores [adaptado de Lefebvre, 1998].

Independente de qual dos tipos ilustrados na figura anterior, uma câmara de combustão típica (que opera com excesso de oxidante) pode ser dividida em pelo menos três zonas distintas. Segundo Lefebvre, 1998, elas podem ser classificadas da seguinte forma:

- **Zona primária:** é o local onde efetivamente ocorre a queima do combustível. Esta zona deve ser projetada de forma a obter suficiente temperatura, turbulência e tempo de residência para se conseguir uma alta eficiência de combustão.
- **Zona Intermediária:** corresponde a uma pequena zona da câmara de combustão. Tem a função de completar as reações de combustão com o objetivo de reduzir a concentração de alguns poluentes, como por exemplo o CO. Isto é obtido pela mistura de uma pequena fração do ar comprimido com os gases de combustão gerados na zona primária.
- **Zona de diluição:** corresponde a zona onde os gases provenientes da zona intermediária são misturados com o restante do ar comprimido não reagido. O objetivo é reduzir a temperatura dos gases, já que geralmente as turbinas operam em temperaturas menores que as obtidas nas câmaras de combustão.

Uma representação esquemática das partes constituintes de uma câmara de combustão é apresentada na Figura 3.10. As setas indicam o caminho percorrido pela corrente de ar.

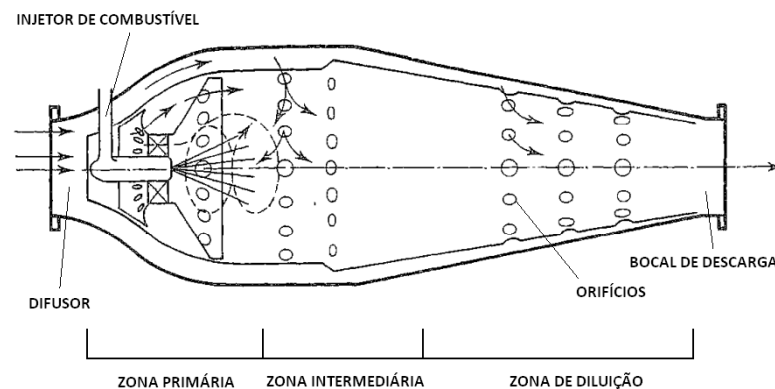


Figura 3.10 – Principais partes do combustor de turbina a gás [adaptado de Cohen et al., 1996]

As temperaturas, vazões de ar e de combustível em cada zona podem variar de uma turbina a gás para outra, mesmo quando construídas com o mesmo tipo de câmara de combustão. Estes parâmetros dependem principalmente das características do compressor, da turbina, da potência líquida e da configuração da turbina a gás (se é regenerativa ou não).

Com relação às proporções do oxidante, Boyce, 2002, afirma que aproximadamente 30% do ar descarregado pelo compressor é injetado nas zonas primária e intermediária para participar da queima do combustível. O mesmo autor ressalta também que estas reações ocorrem normalmente a temperaturas entre 1870°C e 1930°C. Com relação a razão ar/combustível, Cohen et. al., 1996, informa que esta varia, para turbinas a gás simples (sem reaquecimento ou regeneração), de 60:1 a 120:1 (em massa). Ou seja, uma combustão pobre (com  $\Phi < 1$ ) ocorre no interior da câmara de combustão. De acordo com Lefebvre, 1998, o valor ideal de  $\Phi$  para turbinas a gás simples é aproximadamente 0,60. Evidentemente, existem combustores especiais projetados para operar em regime de combustão com excesso de combustível. Um exemplo são aqueles que operam com combustão estagiada, onde uma parte da queima do combustível ocorre com  $\Phi < 1$  e a outra com  $\Phi > 1$ .

Já a temperatura de admissão do ar no combustor depende muito das características operacionais do compressor. Boyce, 2002, especifica que geralmente ela se encontra no intervalo entre 455°C (728,15K) e 650°C (923,15K) (para turbinas a gás com razões de compressão entre 17:1 e 35:1).

### 3.2.3 Turbina

Corresponde ao componente onde os gases quentes são expandidos para a produção de trabalho. Possuem uma geometria muito similar aos compressores dinâmicos. Dessa forma, as turbinas são divididas em dois tipos:

- **Turbinas radiais:** são encontradas principalmente em turbinas a gás de baixa potência. Comparada com as turbinas do tipo axial, possuem maior eficiência para baixas vazões e maior potência desenvolvida por estágio, segundo Boyce, 2002. Estes fatores têm despertado bastante interesse para o seu uso em algumas aplicações, como: transporte em indústrias químicas, turbocompressores de motores a diesel e em algumas áreas na indústria petroquímica e de criogenia. Duas vistas esquemáticas de uma turbina radial é mostrada na Figura 3.11. Os gases quentes entram pela voluta, e após passar pelo rotor para produzir trabalho líquido, são expelidos pelo difusor.

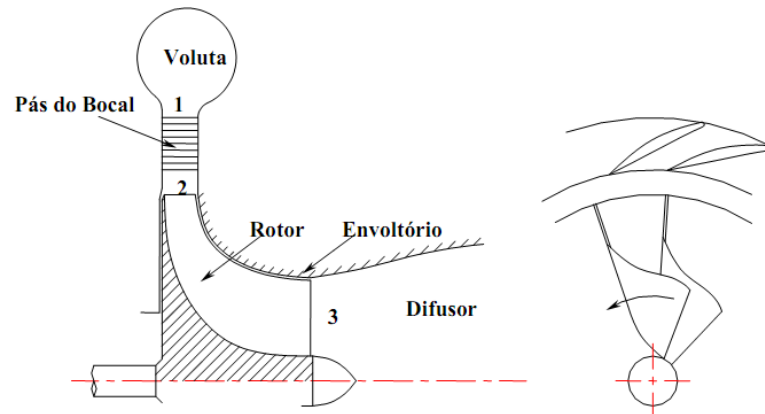


Figura 3.11 – Configuração típica de uma turbina radial [adaptado de Dórea et al., 2006].

• **Turbinas axiais:** é o tipo mais utilizado, sendo dominantes em turbinas a gás de média e alta potência. Possuem a vantagem de serem menores e de maior resistência mecânica que as do tipo radial. A Figura 3.12 mostra o corte lateral de uma turbina axial de múltiplos estágios. O detalhe de um único estágio de expansão é mostrado na Figura 3.13. Em ambas as figuras, os componentes com símbolos N e B (ou R) correspondem respectivamente ao estator e ao rotor de cada estágio.

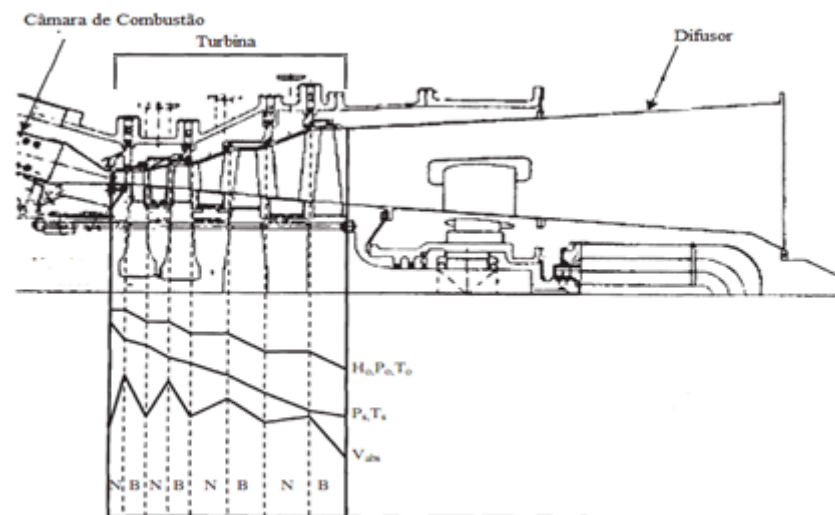


Figura 3.12 – Corte lateral de uma turbina axial junto com as variações de temperatura, pressão, entalpia e velocidade em cada estágio [adaptado de Boyce, 2002].

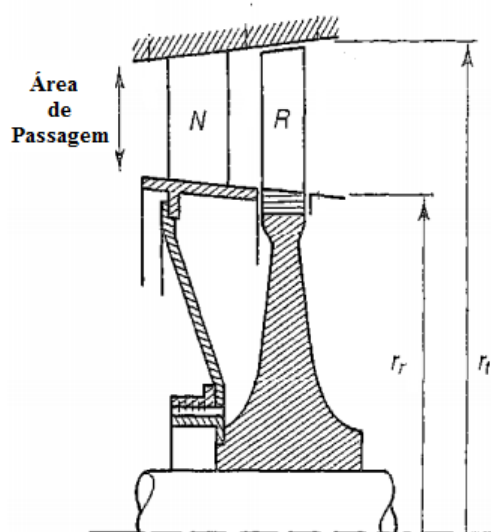


Figura 3.13 – Representação esquemática de um único estágio de expansão em uma turbina axial [adaptado de Cohen et. al, 1996].

### 3.3 Características de Operação

As turbinas a gás são equipamentos versáteis, que geralmente podem operar em uma grande variedade de regimes de funcionamento. Esta característica é evidente em turbinas a gás aeronáuticas, que operam desde locais ao nível do mar a até altitudes onde, além da atmosfera rarefeita, predominam temperaturas abaixo de 0°C.

A determinação do desempenho das turbinas a gás sob vários regimes de operação geralmente é realizada através de testes padronizados. A mais aceita é a norma ASME PTC-22. Nela estão especificados os procedimentos de como devem ser testados os principais componentes de uma turbina a gás. Normalmente os testes são realizados em condição ambiente, sendo que as características operacionais medidas são geralmente corrigidas para a condição ISO de pressão e temperatura (101,325 kPa e 288 K).

Os resultados obtidos com os testes podem ser representados em forma de curvas. Os gráficos podem ser construídos para cada componente da turbina a gás. Algumas vezes as variáveis são colocadas na forma adimensional (ou semi-adimensional). Um conjunto de curvas típicas de um compressor centrífugo é mostrado pela Figura 3.14 e pela Figura 3.15:

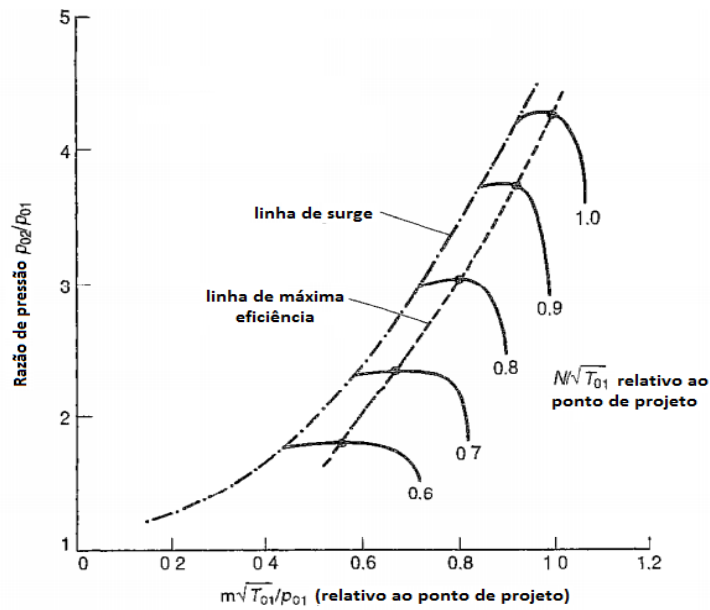


Figura 3.14 – Curva típica de um compressor centrífugo com a razão de compressão em função da vazão para várias rotações [adaptado de Cohen et al., 1996].

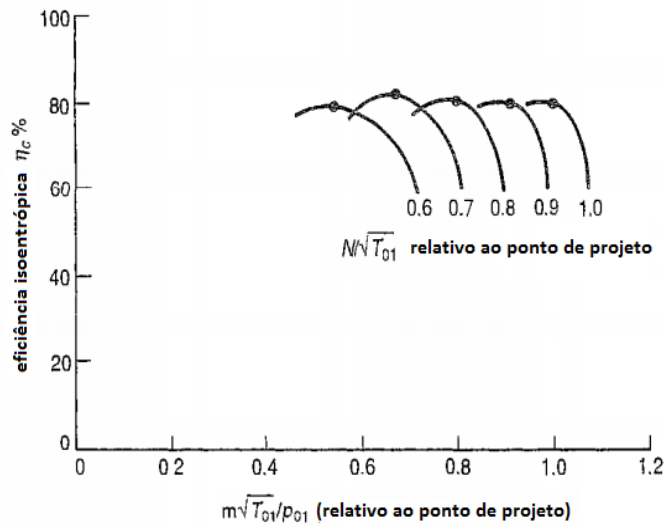


Figura 3.15 – Curva típica de um compressor centrífugo com a eficiência isoentrópica em função da vazão para várias rotações [adaptado de Cohen et al., 1996].

Na Figura 3.14 a linha de surge delimita o ponto superior de operação do compressor para as várias rotações possíveis.

Já para um compressor axial, as curvas típicas para a razão de compressão são representadas pela Figura 3.16. O comportamento da eficiência isoentrópica em função da vazão é semelhante entre os dois tipos de compressores.

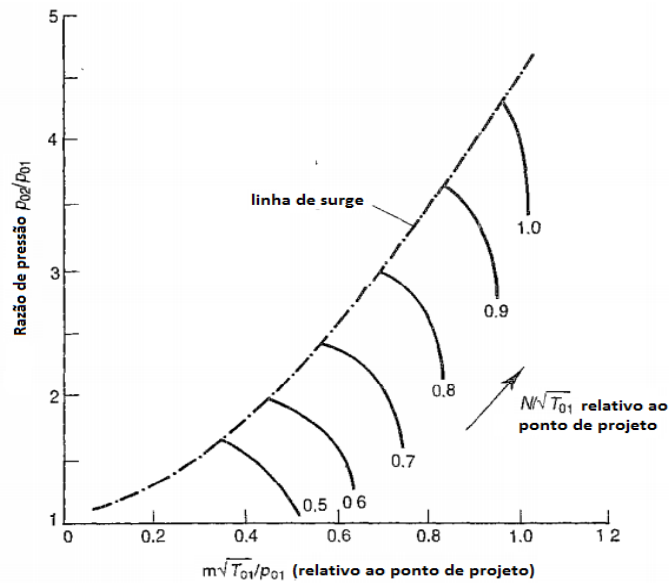


Figura 3.16 – Variação típica da razão de compressão em função da vazão para várias rotações em um compressor axial [adaptado de Cohen et al., 1996].

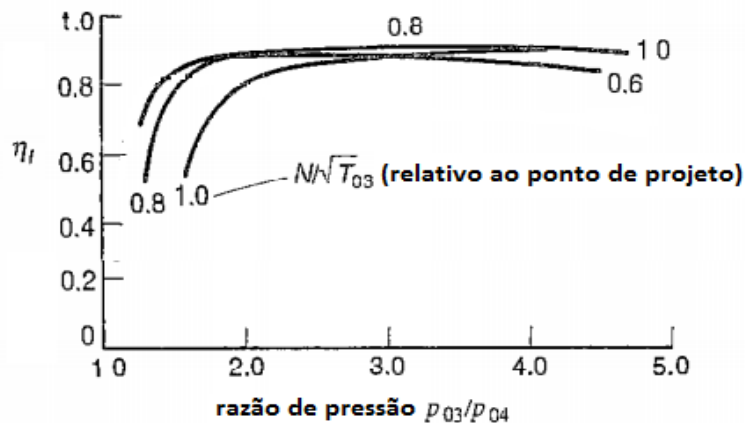


Figura 3.17 – Eficiência isoentrópica em função da razão de expansão para várias rotações típica de uma turbina axial [adaptado de Cohen et al., 1996].

Os gráficos apresentados da Figura 3.14 a Figura 3.17 as grandezas  $T_{01}$ ,  $T_{03}$ ,  $p_{01}$ ,  $p_{02}$ ,  $p_{03}$ ,  $p_{04}$  representam respectivamente as temperaturas e pressões de estagnação no compressor e na turbina. Os sub índices 01 e 02 correspondem respectivamente aos pontos de entrada e saída do compressor, enquanto os sub índices 03 e 04 se referem aos pontos de entrada e saída da turbina, respectivamente. Já  $\eta_C$  e  $\eta_T$  correspondem às eficiências isentrópicas de cada um dos equipamentos mencionados. Os gráficos são dados em termos de rotações e vazões mássicas adimensionais, definidas pelas equações abaixo:



$$N_{ad,compressor} = \frac{(N_{compressor}/\sqrt{T_{01}})_{operação}}{(N_{compressor}/\sqrt{T_{01}})_{projeto}} \quad (3.1)$$

$$N_{ad,turbina} = \frac{(N_{turbina}/\sqrt{T_{03}})_{operação}}{(N_{turbina}/\sqrt{T_{03}})_{projeto}} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{ad,compressor} = \frac{(\dot{m}_{compressor}\sqrt{T_{01}/p_{01}})_{operação}}{(\dot{m}_{compressor}\sqrt{T_{01}/p_{01}})_{projeto}} \quad (3.3)$$

onde  $N_{ad,compressor}$ ,  $N_{ad,turbina}$  e  $\dot{m}_{ad,compressor}$  correspondem as rotações adimensionais de cada equipamento e a vazão mássica de ar adimensional através do compressor. São dadas pelos valores de grandezas semi-adimensionais no ponto de operação em relação ao valor das mesmas grandezas no ponto de projeto, para cada um dos componentes descritos.

As curvas das Figura 3.14 a Figura 3.17 são válidas para a turbina e o compressor funcionando como equipamentos individuais, ou juntos em um mesmo dispositivo. Entretanto quando acoplados, o comportamento do compressor e da turbina também deve obedecer algumas condições de compatibilidade. No caso de turbinas a gás do tipo *single-shaft*, pode-se demonstrar que a rotação adimensional deve respeitar a seguinte restrição dada pela Equação 3.4:

$$N_{ad,compressor} = N_{ad,turbina} \quad (3.4)$$

Uma outra maneira de se representar às curvas de desempenho de compressores e turbinas é com a utilização de propriedades absolutas no lugar de variáveis adimensionais. A Figura 3.18 apresenta a curva de um compressor axial em termos de vazão e razão de compressão absolutas. Somente a rotação é dada em termos semi-adimensionais:

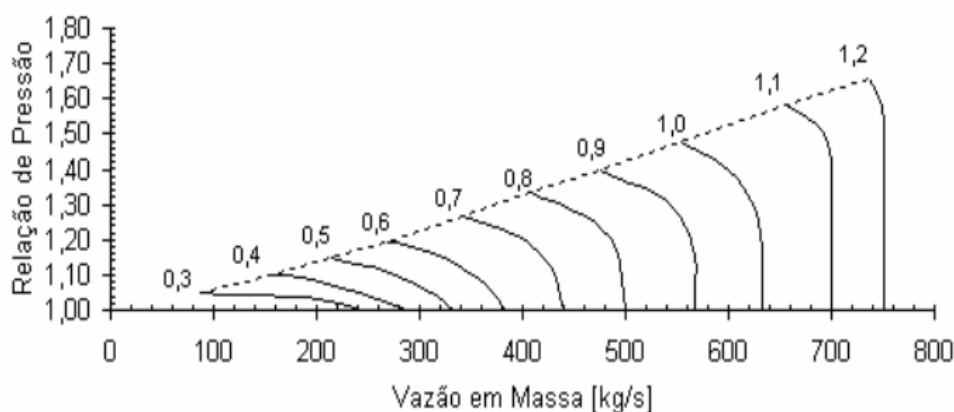


Figura 3.18 – Variação da razão de compressão (para várias rotações adimensionais) em função da vazão absoluta para um compressor axial [adaptado de Carvalho, 2006]

Outra variável importante a ser determinada em turbinas a gás é o nível de emissões lançadas. Segundo o EPA, os três principais poluentes emitidos pelas turbinas a gás são:

- **Óxidos de nitrogênio ( $\text{NO}_x$ ):** corresponde as moléculas de monóxido de nitrogênio (NO) e o dióxido de nitrogênio ( $\text{NO}_2$ ), que são os poluentes formados por nitrogênio mais emitidos em processos de combustão [Lacava et al., 2003]. Este poluente é responsável pela formação da chuva ácida e pelo fenômeno chamado de *smog* ou *fog*. Segundo Baukal, 2002, os óxidos de nitrogênio são venenosos ao homem, pois causam irritação aos olhos, náuseas, dores no peito, dores de cabeça e gradual perda de consciência. Exposições prolongadas a esses gases podem causar tosse violenta, dificuldade de respiração, e em alguns casos, pode ser fatal.

Existem vários mecanismos de formação dos  $\text{NO}_x$ . O mais importante é chamado de formação por  $\text{NO}_x$  térmico, onde o óxidos de nitrogênio são formados pela oxidação do  $\text{N}_2$  em altas temperaturas. Segundo Turns, 2000, é o mecanismo dominante de formação de  $\text{NO}_x$  em processos de combustão com temperaturas acima de aproximadamente 1800K, principalmente quando combustíveis que não possuem nitrogênio na sua constituição são utilizados.

- **Monóxido de carbono (CO):** o monóxido de carbono é uma molécula que resulta da combustão incompleta. Não somente contribui para a poluição atmosférica, como também representa uma perda de energia [Lacava et. al, 2003]. Apesar de não ser corrosivo, CO é um poluente altamente tóxico por combinar-se facilmente com a hemoglobina do sangue causando asfixia [Baukal, 2002].

O CO geralmente é formado pela combustão incompleta de combustíveis contendo carbono. De maneira simplificada, o monóxido de carbono é formado nos passos intermediários de formação do CO<sub>2</sub> [Lacava et al., 2003].

- **Hidrocarbonetos não queimados (UHC):** é a parte do combustível em fase gasosa ou na forma de gotículas, bem como os produtos da degradação térmica do combustível primário em hidrocarbonetos mais simples, que não sofreram oxidação completa [Lacava et al., 2003]. Esse tipo de emissão é baixo em processos de combustão que operam a altas temperaturas, com excesso de oxidante e com combustíveis de baixo peso molecular (metano, etano, etc).

## 4 METODOLOGIA

A análise termodinâmica é uma ferramenta importante na avaliação de processos industriais e de equipamentos mecânicos. Com o uso dela é possível estimar as eficiências, o consumo de energia, os impactos ambientais, entre outros parâmetros de sistemas térmicos.

Com base na teoria do equilíbrio químico (capítulo 2) e nos princípios de funcionamento de uma turbina a gás (capítulo 3), este capítulo apresenta o modelo utilizado para a análise termodinâmica de uma turbina a gás de um único eixo. O equacionamento, as hipóteses simplificativas e o método de solução deste modelo também são apresentados. O capítulo é encerrado com uma análise da metodologia apresentada.

### 4.1 Representação termodinâmica do problema estudado

O ciclo Brayton é um ciclo ideal geralmente fechado utilizado para o estudo termodinâmico básico de turbinas a gás. O ciclo ideal padrão é composto basicamente por quatro processos (dois processos isobáricos e dois isoentrópicos) sendo ar o fluido de trabalho (Figura 4.1):

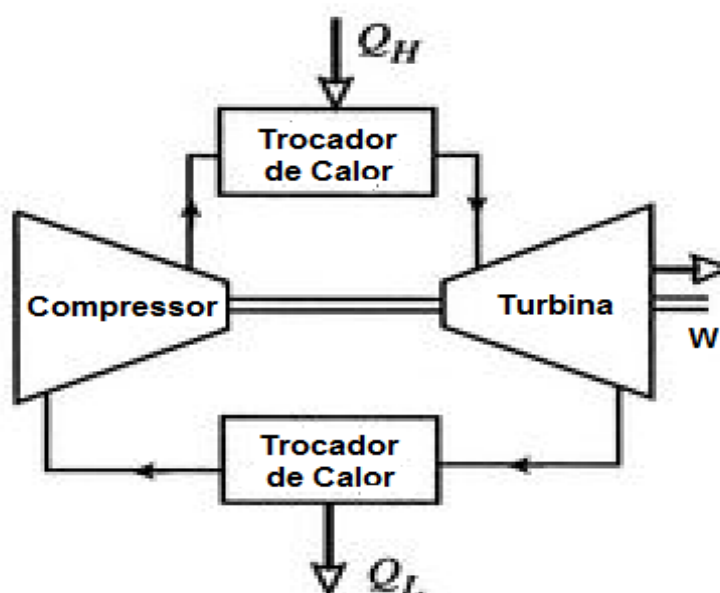


Figura 4.1 – Ciclo Brayton [adaptado de Wylen et al., 2003].

No ciclo apresentado acima, há um processo de uma única etapa de transferência de calor do meio externo para o fluido de trabalho,  $Q_H$ , correspondente à câmara de combustão nas máquinas reais. Geralmente isto é feito sem se considerar mudanças na constituição química do fluido de trabalho. A Figura 4.2 mostra esquematicamente o comportamento do ciclo Brayton da Figura 4.1 em um diagrama T-S (temperatura em função da entropia):

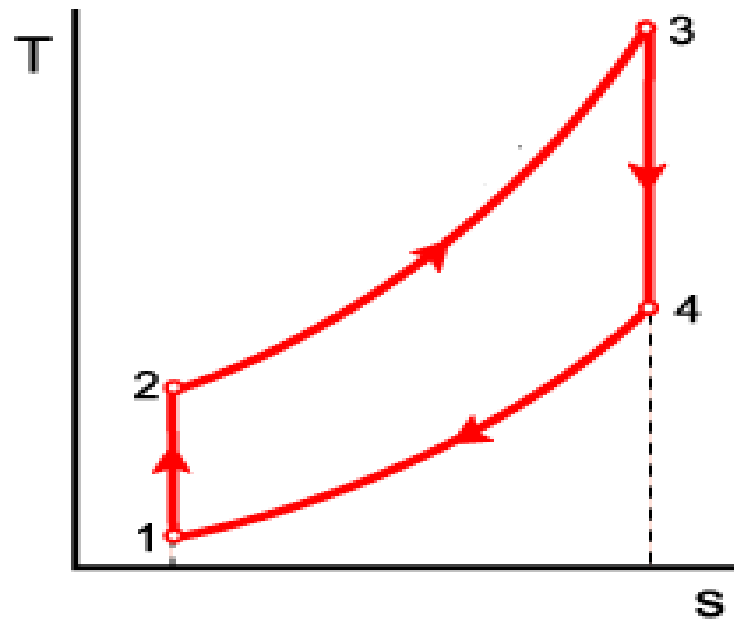


Figura 4.2 – Representação esquemática do comportamento típico de um ciclo Brayton. As linhas 1-2 e 3-4 mostram dois processos isentrópicos e as linhas 2-3 e 4-1 mostram dois processos isobáricos [adaptado de Wylen et al., 2003].

Do capítulo 2 sabe-se que uma típica câmara de combustão de uma turbina a gás pode ser dividida em várias zonas. Além disso, a liberação de calor ocorre por reações de queima no interior do combustor, com transformações químicas do fluido de trabalho.

O modelo termodinâmico utilizado neste trabalho para o estudo de turbinas a gás industriais do tipo eixo único (*single-shaft*) é apresentada na Figura 4.3. Nele as correntes de ar, combustível e gases de combustão são abertas, ao contrário do ciclo padrão a ar. O modelo também é composto por um sistema de queima de combustível, formado pela câmara de combustão, um separador de ar e um misturador de gases, além de um injetor de oxigênio para operar em regime de combustão enriquecida:

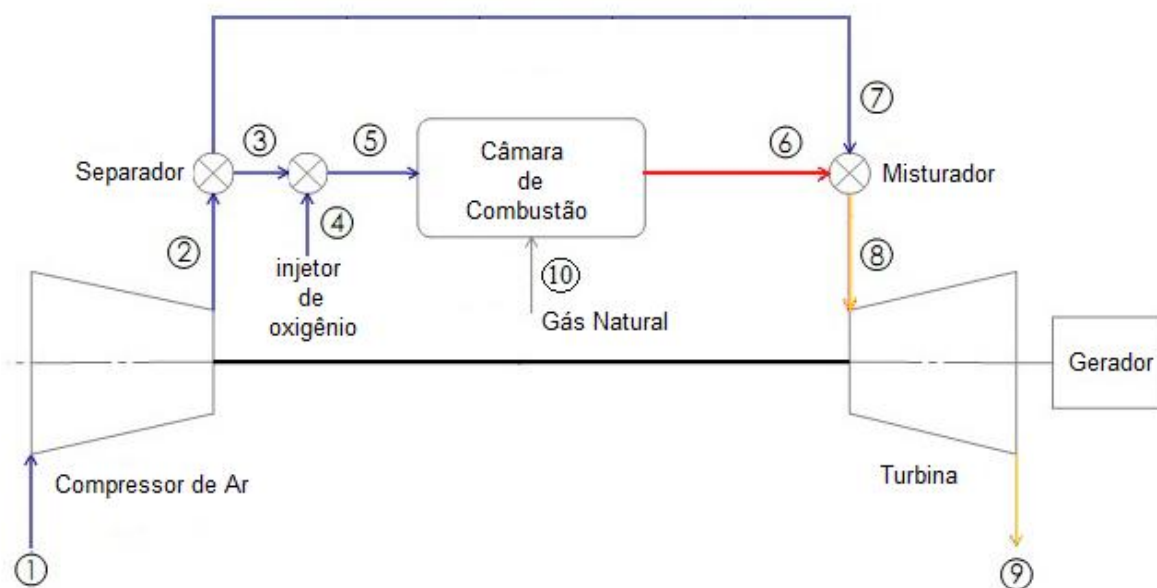


Figura 4.3 – Ciclo termodinâmico proposto para o estudo da combustão enriquecida com oxigênio (ciclo OEC).

No sistema de combustão, a corrente de ar na saída do compressor é dividida no ponto 3, passando uma fração necessária para atender ao processo de combustão (ponto 5), resultando nos gases de combustão do ponto 6, após a passagem pela câmara de combustão. Esse processo representa as zonas primária e intermediária de combustão que ocorrem em um combustor real. O restante da corrente de ar da corrente 7 junta-se aos gases de combustão no misturador do ponto 8, sendo assim responsável pelo controle da temperatura dos gases que serão admitidos na turbina de expansão. Essa última etapa representa a zona de diluição do ar não reagido com os gases de combustão. De todos os dispositivos da Figura 4.3, o único que não existe em turbinas a gás reais é o injetor de oxigênio (ponto 4). Ele foi adicionado para aumentar a concentração de oxigênio no ponto 5, com o objetivo de se estudar o efeito do OEC no ciclo termodinâmico proposto.

Um ciclo muito semelhante ao da Figura 4.3 foi apresentado por Carvalho, 2006, em sua dissertação de mestrado, assim como também por Bellorio, 2005, no seu estudo de aplicação de sistemas evaporativos em turbinas a gás e por Boeira, 2010, em seu trabalho de diplomação de curso.

## 4.2 Equacionamento

O equacionamento do ciclo termodinâmico da Figura 4.3 é baseado nas seguintes hipóteses simplificativas, que são empregadas para todas as simulações realizadas:

- a) O ciclo de potência opera em regime permanente;
- b) Todos os processos são adiabáticos e operam sem perda de pressão;
- c) Todos os fluidos são considerados como gases ideais;
- d) Válido o modelo de Dalton para o cálculo das propriedades dos fluidos;
- e) Ar atmosférico é constituído de 79% de N<sub>2</sub> e 21% de O<sub>2</sub> (em volume);
- f) O ambiente está na condição ISO de temperatura e pressão;
- g) Gás natural é formado por 100% de metano;
- h) A corrente de oxigênio injetado é composta de 100% de O<sub>2</sub> em volume;
- i) O combustível e o oxidante formam rapidamente uma mistura homogênea após serem injetados no interior da câmara de combustão;
- j) Todo o combustível é consumido no processo de combustão (é considerada desprezível a formação de UHC);
- k) A reação de combustão ocorre até que todos os produtos gerados alcancem o estado de equilíbrio químico;
- l) Compressor e turbina são máquinas de escoamento axial.
- m) O limite superior de inflamabilidade só depende da composição química do oxidante, sendo determinado para a pressão de 1 atm e temperatura de 298,15 K.
- n) O limite inferior de inflamabilidade é considerado constante.

Com relação ao limite superior de inflamabilidade, a consideração relacionada ao comportamento desta (hipótese *m*) é conservativa, já que o ciclo térmico opera em condições de pressão e temperatura maiores que as do ambiente. Segundo Coelho et al., 2007, o limite superior de inflamabilidade para os hidrocarbonetos simples cresce com o aumento da pressão, assim como com a temperatura.

Estabelecidas as hipóteses, as equações que modelam cada o comportamento de cada equipamento do ciclo termodinâmico estudado são detalhadas como se segue:

- **Compressor:** da aplicação do balanço de energia no volume de controle definido pelos pontos 1 e 2 da Figura 4.3 é obtida a Equação 4.1:

$$\dot{n}_1(\bar{h}_2 - \bar{h}_1) - \dot{W}_{C,R} = 0 \quad (4.1)$$

Pela definição de eficiência isoentrópica,  $\eta_c$  de um compressor tem-se a Equação 4.2:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{C,S}}{\dot{W}_{C,R}} = \frac{(\bar{h}_{2,S} - \bar{h}_1)}{(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)} \quad (4.2)$$

onde  $\dot{W}_C$  é a potência consumida pelo compressor (kW) e  $\bar{h}$  a entalpia específica em base molar (kJ/kmol). Os sub índices 1 e 2 se referem ao estado de entrada e de saída do volume de controle que engloba o dispositivo. Os sub índices R e S indicam as potências real e isentrópica de compressão, respectivamente. A potência isentrópica do compressor é calculada com o uso da 2ª Lei da Termodinâmica para processos em regime permanente dada pela Equação 4.3:

$$\bar{s}_{2,S} = \bar{s}_1 \quad (4.3)$$

Na equação acima,  $\bar{s}$  é a entropia específica molar da corrente de ar (kJ/kmol K). A entalpia e a entropia específica de cada ponto são calculadas pelo somatório dos valores específicos de cada componente que forma o ar, ponderado pelas respectivas frações molares:

$$\bar{s}_i = x_{O_2,i} \bar{s}_{O_2,i} + x_{N_2,i} \bar{s}_{N_2,i} \quad (4.4)$$

$$\bar{h}_i = x_{O_2,i} \bar{h}_{O_2,i} + x_{N_2,i} \bar{h}_{N_2,i} \quad (4.5)$$

onde  $x$  é a fração molar de cada componente do ar ( $O_2$  e  $N_2$ ). Os sub índice  $i$  indica qualquer ponto em questão do ciclo onde o fluido seja ar. De modo análogo a Equação 4.4 e Equação 4.5, tem-se a seguinte equação auxiliar para a vazão molar de ar do ponto  $i$ :

$$\dot{n}_i = x_{O_2,i} \dot{n}_{O_2,i} + x_{N_2,i} \dot{n}_{N_2,i} \quad (4.6)$$

As variáveis  $\dot{n}_{O_2,i}$  e  $\dot{n}_{N_2,i}$  indicam respectivamente as vazões de oxigênio e nitrogênio do ponto considerado.



A eficiência isentrópica e a razão de compressão do compressor de ar, conforme exposto na Figura 3.15 e na Figura 3.17, não são constantes e dependem principalmente da vazão de ar e da rotação. Com base nisto e no levantamento de curvas de desempenho de turbinas a gás apresentadas por Carvalho, 2006, o comportamento proposto da razão de compressão com a vazão molar de ar é apresentada na Figura 4.4:

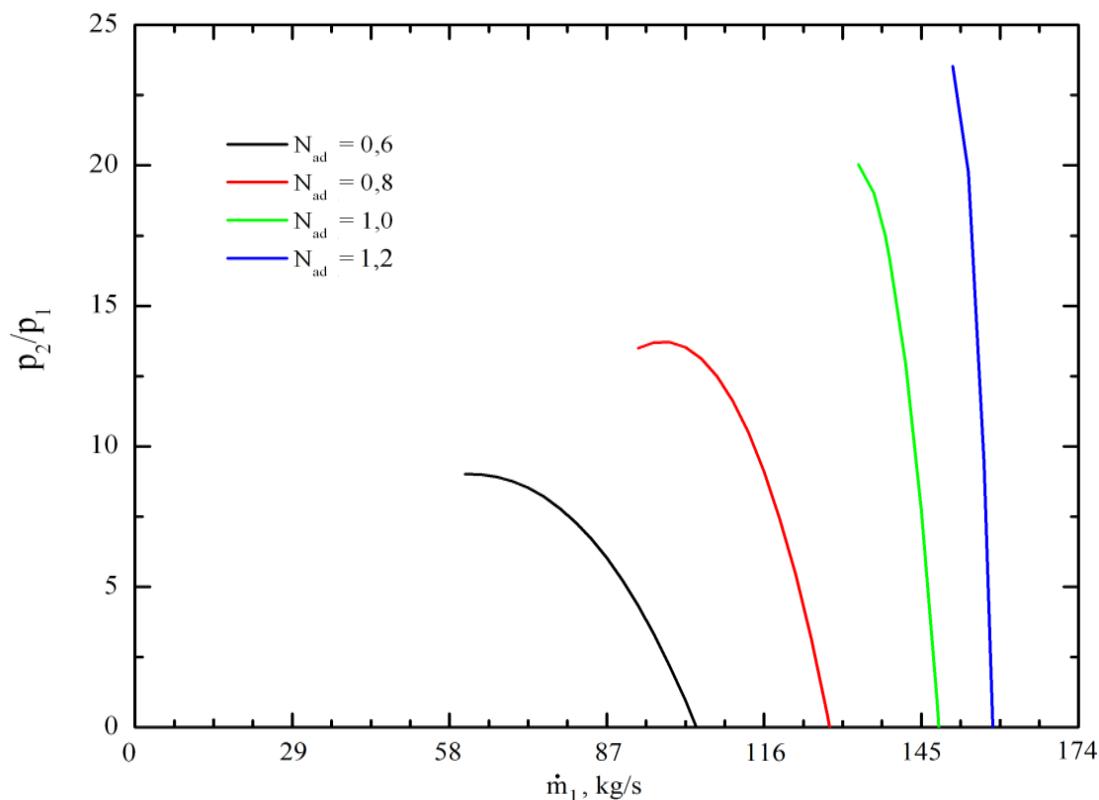


Figura 4.4 – Comportamento proposto para a razão de compressão em função da vazão de ar através do compressor para várias rotações adimensionais da turbina a gás.

onde  $N_{ad}$  corresponde a rotação adimensional do eixo do compressor, que para turbinas a gás estacionárias de um eixo, é definida pela Equação 3.1 e pela Equação 3.4.

De forma análoga ao apresentado para a razão de compressão, tem-se o seguinte comportamento proposto para a eficiência isentrópica do compressor apresentado pela Figura 4.5 a seguir:

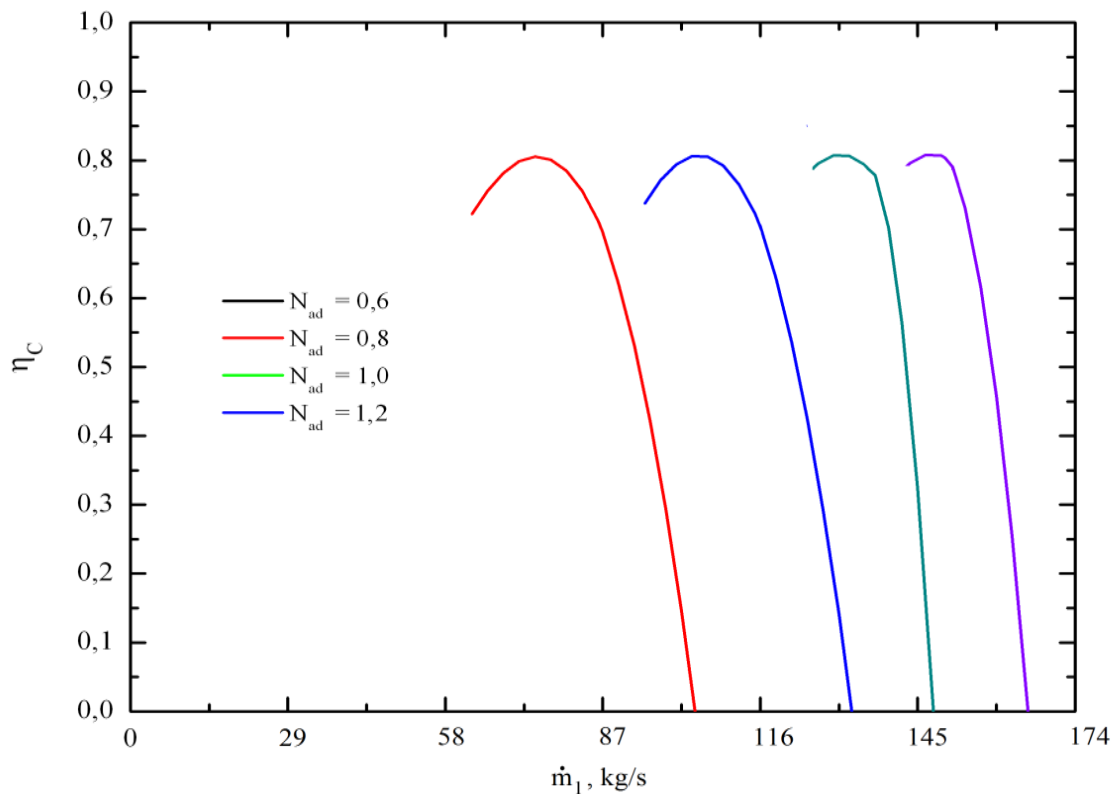


Figura 4.5 – Comportamento proposto para a razão de compressão em função da vazão de ar através do compressor para várias rotações adimensionais.

Na Figura 4.4, a razão de compressão máxima, para cada curva de rotação constante ( $N_{ad}$ ), ocorre no ponto a partir do qual o fenômeno de *surge* no compressor começa a se manifestar. Na Figura 4.5 a eficiência isentrópica para cada rotação é também delimitada devido ao mesmo motivo.

Com base nas curvas apresentadas na Figura 4.4 e na Figura 4.5 foram elaboradas equações de ajuste para o cálculo da razão de compressão e da eficiência isentrópica para as várias possíveis rotações de operação do compressor. Dessa forma, a equação de ajuste obtida para a determinação da razão de compressão  $r_C$  em função da vazão mássica é dada por:

$$r_C = a_1 + b_1 \dot{m}_1 + c_1 \dot{m}_1^2 + d_1 \dot{m}_1^3 \quad (4.7)$$

onde  $a_1$ ,  $b_1$ ,  $c_1$  e  $d_1$  são constantes que dependem da rotação de operação em questão. A Equação 4.7 é válida para os casos em que a rotação do equipamento é fixa independente da

rotação em questão. Nas situações onde a rotação do compressor é variável com a vazão mássica de ar, a razão de compressão é calculada pela Equação 4.8 a seguir:

$$r_c = \frac{a_2 + b_2 \dot{m}_1}{(1 + c_2 \dot{m}_1 + d_2 \dot{m}_1^2)} \quad (4.8)$$

De maneira análoga a Equação 4.7, o polinômio de ajuste para a determinação da eficiência isentrópica do compressor em função da vazão molar de ar (para os casos em que rotação do equipamento é fixa) é dado pela Equação 4.9 abaixo:

$$\eta_c = a_3 + b_3 \dot{m}_1 + c_3 \dot{m}_1^2 + d_3 \dot{m}_1^3 \quad (4.9)$$

sendo que os parâmetros  $a_2$ ,  $b_2$ ,  $c_2$  e  $d_2$  também dependem da rotação do compressor. Nas situações de operação com rotação do compressor variável, a eficiência isentrópica é considerada constante (sendo que o valor é apresentado na seção 4.3).

Com o conhecimento da razão de compressão  $r_c$  e da pressão de admissão do ar é possível determinar qualquer pressão  $p_i$  do interior do ciclo termodinâmico através da seguinte equação:

$$p_i = r_c p_1 \quad (4.10)$$

sendo que a pressão do ponto 9 é igual a pressão do ponto 1.

**Separador de ar:** é o local onde ocorre a derivação da corrente de ar proveniente do compressor. Do balanço de massa obtém-se a seguinte equação:

$$\dot{n}_3 = y \dot{n}_2 \quad (4.11)$$

onde  $y$  é a fração de ar desviada em direção a câmara de combustão. Esta variável pode assumir qualquer valor de zero (todo a vazão de ar do compressor segue direto para o ponto 7) a um (todo o ar é direcionado para a câmara de combustão). Com a aplicação do balanço de energia no volume de controle que engloba o separador de ar chega-se a Equação 4.12:

$$\bar{h}_3 = \bar{h}_2 \quad (4.12)$$

sendo que os dois termos da equação acima correspondem as entalpias específicas totais da corrente 2 e 3. De forma análoga as entalpias dos pontos de entrada e saída de ar do compressor, as entalpia 2 e 3 podem ser calculadas com a utilização da Equação 4.5.

• **Injetor de oxigênio:** nesta posição do ciclo (ponto 4), oxigênio puro é injetado na corrente de ar do ponto 3 com o propósito de aumentar a concentração de O<sub>2</sub> no ponto 5. Os balanços de massa e de energia são apresentados pela Equação 4.13 e pela Equação 4.14:

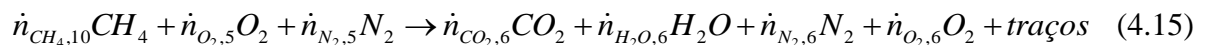
$$\dot{n}_3 + \dot{n}_4 - \dot{n}_5 = 0 \quad (4.13)$$

$$\dot{n}_3 \bar{h}_3 + \dot{n}_4 \bar{h}_4 - \dot{n}_5 \bar{h}_5 = 0 \quad (4.14)$$

Da mesma forma que as entalpias das correntes relacionadas ao compressor e ao separador de ar, as entalpias totais específicas da Equação 4.14 são calculadas com o uso da Equação 4.5. Conforme já mencionado anteriormente, a Equação 4.6 pode ser utilizada no injetor de oxigênio como uma equação auxiliar.

A vazão  $\dot{n}_4$  depende principalmente da concentração de oxigênio (ou seja, nível do enriquecimento). A concentração molar nesta corrente (ponto 5) pode assumir valores positivos entre 0,21 e 1,00.

• **Câmara de combustão:** corresponde ao volume de controle onde o combustível (corrente  $\dot{n}_{10}$ ) reage quimicamente com o oxidante (corrente  $\dot{n}_5$ ) para formar os gases de combustão (corrente  $\dot{n}_6$ ). A respectiva reação global de queima do combustível é descrita esquematicamente pela Equação 4.15 abaixo:



Os traços correspondem aos elementos que possuem concentrações menores que as dos gases CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub> e O<sub>2</sub> nos produtos de combustão. Como traços, foram considerados os gases CO, NO, NO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, OH, O, N e H.

Como ocorre uma reação química de combustão, o balanço de massa é descrito através do seguinte conjunto de equações:

$$\dot{n}_{CH_4,10} = \dot{n}_{CO_2,6} + \dot{n}_{CO,6} \quad (4.16)$$

$$4\dot{n}_{CH_4,10} = 2\dot{n}_{H_2O,6} + 2\dot{n}_{H_2,6} + \dot{n}_{OH,6} + \dot{n}_{H,6} \quad (4.17)$$

$$2\dot{n}_{O_2,5} = 2\dot{n}_{CO_2,6} + \dot{n}_{H_2O,6} + 2\dot{n}_{O_2,6} + \dot{n}_{CO,6} + \dot{n}_{NO,6} + 2\dot{n}_{NO_2,6} + \dot{n}_{OH,6} + \dot{n}_{O,6} \quad (4.18)$$

$$2\dot{n}_{N_2,5} = 2\dot{n}_{N_2,6} + \dot{n}_{NO,6} + \dot{n}_{NO_2,6} + \dot{n}_{N,6} \quad (4.19)$$

As equações acima correspondem, respectivamente, ao balanço de átomos de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio na câmara de combustão. A formação de cada uma das espécies consideradas como traços são regidas pelas seguintes reações de equilíbrio:



que correspondem respectivamente as reações de formação dos gases CO, NO, NO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, OH, O, N e H. Essas espécies são determinadas com o uso das equações relacionadas ao estado de equilíbrio, que fornece as respectivas expressões abaixo:

$$K_{CO} = \frac{x_{CO,6}^2 x_{O_2,6}^2}{x_{CO_2,6}^2} \left( \frac{p_6}{p_0} \right)^{2+1-2} \quad (4.28)$$

$$K_{NO} = \frac{x_{NO,6}^2}{x_{O_2,6} x_{N_2,6}} \left( \frac{p_6}{p_0} \right)^{2-1-1} \quad (4.29)$$

$$K_{NO_2} = \frac{x_{NO_2,6}^2}{x_{O_2,6} x_{NO,6}^2} \left( \frac{p_6}{p_0} \right)^{2-1-2} \quad (4.30)$$

$$K_{H_2} = \frac{x_{H_2,6}^2 x_{O_2,6}^2}{x_{H_2O,6}} \left( \frac{p_6}{p_0} \right)^{2+1-2} \quad (4.31)$$

$$K_{OH} = \frac{x_{OH,6}^2 x_{H_2,6}}{x_{H_2O,6}} \left( \frac{p_6}{p_0} \right)^{2+1-2} \quad (4.32)$$

$$K_O = \frac{x_{O,6}^2}{x_{O_2,6}} \left( \frac{p_6}{p_0} \right)^{2-1} \quad (4.33)$$

$$K_N = \frac{x_{N,6}^2}{x_{N_2,6}} \left( \frac{p_6}{p_0} \right)^{2-1} \quad (4.34)$$

$$K_H = \frac{x_{H,6}^2}{x_{H_2,6}} \left( \frac{p_6}{p_0} \right)^{2-1} \quad (4.35)$$

sendo que cada uma das constantes de equilíbrio descritas acima são determinadas com o cálculo da variação da função de Gibbs para cada reação de equilíbrio (na temperatura  $T_6$ ), conforme descrito na seção 2.4.

Uma equação auxiliar ao balanço de massa é obtida, em reações químicas que envolvem combustão, através do uso da razão de equivalência  $\Phi$  que é definida pela Equação 4.36:

$$\Phi = \frac{(C/O)}{(C/O)_{estequiometria}} \quad (4.36)$$

onde a razão C/O do numerador representa a razão entre a vazão molar de combustível e  $O_2$  no oxidante utilizada na câmara de combustão. O denominador corresponde a mesma relação, entretanto, sendo determinada na condição estequiométrica (igual a 1/2 para a combustão de metano). A variável  $\Phi$  pode assumir qualquer valor maior positivo.

A aplicação do balanço de energia no volume de controle em questão fornece a seguinte equação:

$$\dot{n}_5 \bar{h}_5 + \dot{n}_{10} \bar{h}_{10} = \dot{n}_6 \bar{h}_6 \quad (4.37)$$

sendo que o cálculo da entalpia molar específica total de cada ponto considerado na Equação 4.37 é realizado de forma análoga ao dos outros componentes descritos anteriormente. Ou seja, a partir do somatório das entalpias molares específicas de cada componente que constitui o fluido do ponto em questão, ponderada pelas respectivas frações molares.

Com base na Figura 2.5 e nas duas últimas hipóteses simplificativas apresentadas, os limites inferior e superior de inflamabilidade são dados pelas seguintes equações:

$$LI = 0,5 \quad (4.38)$$

$$LS = 56,962 x_{O_2,5} + 2,038 \quad (4.39)$$

onde  $LI$  e  $LS$  são respectivamente o limite inferior e superior de inflamabilidade. São dados em termos do volume percentual de metano na mistura formada pelo combustível e o oxidante na câmara de combustão.

- **Misturador de gases:** representa a zona de diluição de um combustor real onde os gases de combustão do ponto 6 são misturados com o ar não reagido do ponto 7 para formar a

corrente de gases de entrada da turbina (ponto 8). O comportamento deste componente é representado pelas seguintes equações:

$$\dot{n}_6 + \dot{n}_7 = \dot{n}_8 \quad (4.40)$$

$$\dot{n}_6 \bar{h}_6 + \dot{n}_7 \bar{h}_7 = \dot{n}_8 \bar{h}_8 \quad (4.41)$$

que representam o balanço de massa e energia do misturador.

- **Turbina:** é onde os gases do ponto 8 são expandidos gerando potência. De forma análoga ao compressor, a turbina é modelada através das equações que representam os balanço de massa, de energia e da eficiência isentrópica:

$$\dot{n}_8 - \dot{n}_9 = 0 \quad (4.42)$$

$$\dot{n}_8 (\bar{h}_8 - \bar{h}_9) - \dot{W}_{R,T} = 0 \quad (4.43)$$

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{T,R}}{\dot{W}_{T,S}} = \frac{(\bar{h}_8 - \bar{h}_9)}{(\bar{h}_8 - \bar{h}_{9,S})} \quad (4.44)$$

A variável  $\dot{W}_{T,R}$  representa a potência real produzida pela expansão dos gases na turbina. A máxima potência teórica,  $\dot{W}_{T,S}$ , é determinada com o auxílio da 2ª Lei da Termodinâmica aplicada ao volume de controle que engloba a turbina:

$$\bar{s}_{9,S} = \bar{s}_8 \quad (4.45)$$

o qual é utilizado para calcular a entalpia  $\bar{h}_{9,S}$  da Equação 4.43.

De forma análoga ao compressor, a curva de desempenho proposta para o desempenho da turbina foi baseada nos resultados apresentados por Carvalho, 2006, e é apresentada na Figura 4.6 abaixo:



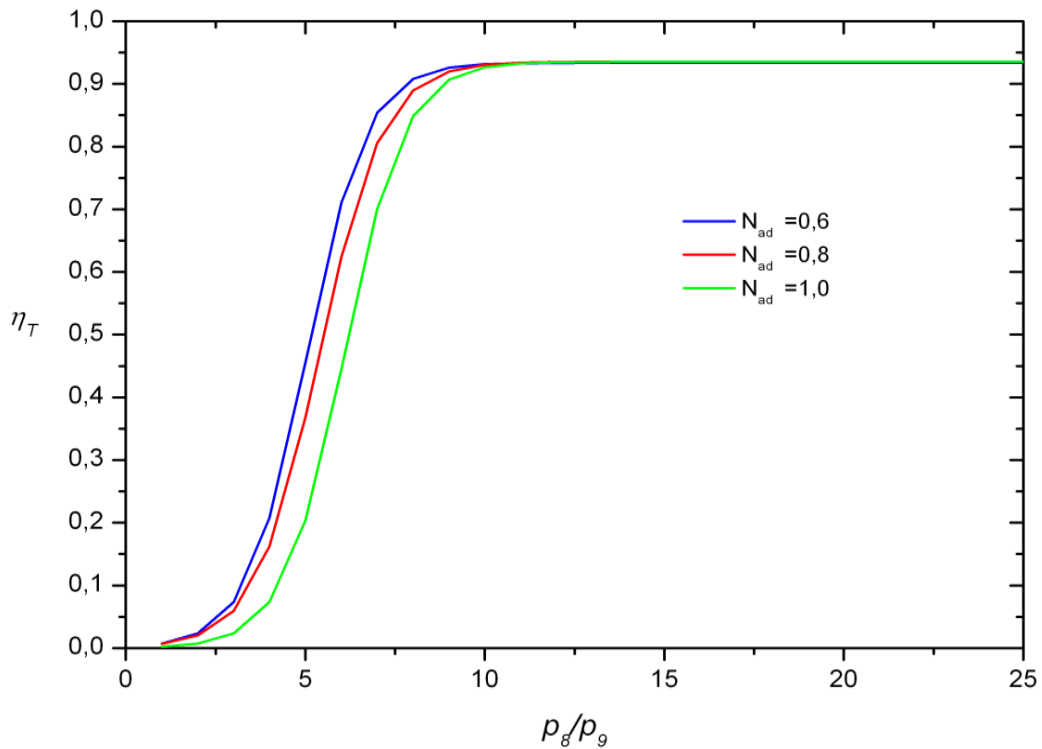


Figura 4.6 – Comportamento proposto para a eficiência isentrópica da turbina em função da razão de expansão para várias rotações adimensionais.

onde  $N_{ad}$  corresponde a rotação adimensional da turbina dada pela Equação 3.2 e pela Equação 3.4.

Com a Figura 4.5 é possível obter a seguinte curva de ajuste da eficiência isentrópica da turbina,  $\eta_T$  em função da razão de expansão  $r_E$  (ou seja,  $p_8/p_9$ ):

$$\eta_T = \frac{a_4}{[1 + b_4 e^{(c_3 r_E)}]} \quad (4.46)$$

onde  $r_E$  e  $a_3$  e  $b_3$  constantes que dependem da rotação da turbina. A pressão  $p_9$  possui o mesmo valor da pressão  $p_1$ .

Para o caso de a rotação não ser constante, a eficiência isentrópica de operação da turbina é dada pela Equação 4.47:

$$\eta_T = \frac{a_5}{[1 + b_5 e^{(c_5 r_E)}]} \quad (4.47)$$

Já a potência líquida do ciclo,  $\dot{W}_{liq}$ , é calculada com uso da Equação 4.48:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{W}_{T,R} - \dot{W}_{C,R} \quad (4.48)$$

Com base na potência líquida obtida com a Equação 4.48 é possível definir o consumo específico de combustível de combustível da turbina a gás, dado pela Equação 4.49:

$$sfc = \dot{m}_{10} / \dot{W}_{liq} \quad (4.49)$$

onde  $\dot{m}_{10}$  é a vazão mássica de combustível consumido em (kg/s).

Também é possível definir com o uso do mesmo raciocínio uma grandeza chamada de emissão específica, conforme listada no conjunto de equações abaixo:

$$se_{total,6} = \dot{m}_6 / \dot{W}_{liq} \quad (4.50)$$

$$se_{NO,6} = \dot{m}_{NO,6} / \dot{W}_{liq} \quad (4.51)$$

$$se_{CO,6} = \dot{m}_{CO,6} / \dot{W}_{liq} \quad (4.52)$$

$$se_{CO_2,6} = \dot{m}_{CO_2,6} / \dot{W}_{liq} \quad (4.53)$$

que correspondem respectivamente as emissões específicas totais, de NO, de CO e de CO<sub>2</sub> calculadas na corrente de saída dos gases de combustão da câmara de combustão da turbina a gás modelada (ponto 6).

Com base nessas equações anteriores é possível definir a eficiência energética do ciclo térmico da Figura 4.3, dada pela Equação 4.54 abaixo:

$$\varepsilon_{ciclo} = \frac{1}{sfcPCI} \quad (4.54)$$

onde  $PCI$  é o poder calorífico inferior do combustível.

### 4.3 Parâmetros e variáveis

O conjunto de parâmetros e variáveis depende do tipo de caso analisado. Os mais importantes são apresentados na Tabela 4.1 e na Tabela 4.2 a seguir:

Tabela 4.1 – Principais parâmetros das simulações OEC.

|   |  |
|---|--|
| Compressor de Ar<br>$T_1 = 288,15 \text{ K (15 } ^\circ\text{C)}; p_1 = 101,325 \text{ kPa}$<br>$x_{O_2,1} = 0,21; x_{N_2,1} = 0,79; \dot{Q}_C = 0\text{W}$<br>$x_{O_2,2} = 0,21; x_{N_2,2} = 0,79$ | Separador de ar<br>$\dot{Q}_S = 0\text{W}; x_{O_2,3} = 0,21; x_{N_2,3} = 0,79$<br>$x_{O_2,7} = 0,21; x_{N_2,7} = 0,79$ |
| Injetor de Oxigênio<br>$T_4 = 288,15 \text{ K (15 } ^\circ\text{C)}; \dot{Q}_I = 0\text{W}$<br>$x_{O_2,4} = 1,0; x_{N_2,4} = 0$   | Câmara de combustão<br>$\dot{Q}_{CC} = 0\text{W}; x_{N_2,4} = 1,0$   |
| Misturador de Gases<br>$T_8 = 1373,15 \text{ K}; \dot{Q}_M = 0\text{W}$   | Misturador de Gases<br>$p_9 = 101,325 \text{ kPa}; \dot{Q}_T = 0\text{W}$  |

Tabela 4.2 – Principais variáveis da simulação OEC.

|  |   |
|--|---|
| Compressor de Ar<br>$T_2; T_{2s}; \dot{W}_{C,R}; p_2; r_C; \eta_C$   | Separador de ar<br>$T_3; p_3; \dot{n}_3; \dot{n}_7$   |
| Injetor de Oxigênio<br>$T_5; \dot{n}_5; p_5; p_4; x_{O_2,5}; x_{N_2,5}$  | Câmara de combustão<br>$x_{CO_2,6}; x_{H_2O,6}; x_{N_2,6}; x_{O_2,6}; x_{CO,6}; x_{NO,6};$<br>$x_{NO_2,6}; x_{H_2,6}; x_{OH,6}; x_{O,6}; x_{N,6}; x_{H,6}$<br>$T_6; \dot{n}_6; \dot{n}_{10}; p_6; p_{10}$ |
| Misturador de Gases<br>$x_{CO_2,8}; x_{H_2O,8}; x_{N_2,8}; x_{O_2,8}; x_{CO,8}; x_{NO,8};$<br>$x_{NO_2,8}; x_{H_2,8}; x_{OH,8}; x_{O,8}; x_{N,8}; x_{H,8}$<br>$\dot{n}_8; p_8; \gamma$ | Misturador de Gases<br>$T_9; T_{9s}; \dot{n}_8; \eta_T$   |

A rotação adimensional,  $N_{ad}$ , a potência líquida,  $\dot{W}_{liq}$ , temperatura dos gases de combustão,  $T_6$ , e a vazão de ar total,  $\dot{n}_1$  (ou  $\dot{n}_2$ ), podem ser constantes ou variáveis, dependendo do caso de aplicação do processo OEC analisado (apresentados no próximo capítulo). Nas simulações onde essas grandezas físicas são tratadas como constantes, seus

valores são respectivamente iguais a 1,0, 45 MW e 4,7 kmol/s. O poder calorífico inferior do combustível ( $PCI$ ) é considerado igual a 802361 kJ/kmol.

As equações que determinam os valores de  $r_C$ ,  $\eta_C$  e  $\eta_T$  fazem uso de constantes que dependem da rotação do compressor e da turbina. Para a Equação 4.43, que determina a eficiência isentrópica da turbina quando em rotação variável, os valores das constantes são:  $a_4 = 0,935393710282$ ,  $b_4 = 1,03895741798E4$  e  $c_4 = -1,66480366980$ . Já para as outras equações, os valores das constantes  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  e  $e$  em função da rotação são apresentados na Tabela 4.3 a seguir:

Tabela 4.3 – Valores das constantes  $a_i$ ,  $b_i$ ,  $c_i$ ,  $d_i$  e  $e_i$  das funções que determinam  $r_C$ ,  $\eta_C$  e  $\eta_C$

|       | $N_{ad} = 0,6$           | $N_{ad} = 0,8$              | $N_{ad} = 1,0$           | $N_{ad} = 1,2$           |
|-------|--------------------------|-----------------------------|--------------------------|--------------------------|
| $a_1$ | $9,5888 \times 10^{-4}$  | $1,3244 \times 10^{-4}$     | $1,0063 \times 10^{-6}$  | $1,2252 \times 10^{-6}$  |
| $a_2$ | $3,3799 \times 10^{-4}$  | $4,9273 \times 10^{-5}$     | $2,0026 \times 10^{-6}$  | $3,9345 \times 10^{-6}$  |
| $a_3$ | $9,3374 \times 10^{-1}$  | $9,3553 \times 10^{-1}$     | $9,3548 \times 10^{-1}$  | —                        |
| $b_1$ | $5,3440 \times 10^0$     | $-1,9833 \times 10^1$       | $-2,6373 \times 10^2$    | $-1,5871 \times 10^4$    |
| $b_2$ | $-0,3843 \times 10^{-1}$ | $-1,5180 \times 10^1$       | $-1,4467 \times 10^1$    | $-8,5711 \times 10^0$    |
| $b_3$ | $4,3498 \times 10^2$     | $4,3837 \times 10^2$        | $1,3515 \times 10^3$     | —                        |
| $c_1$ | $9,1831 \times 10^1$     | $1,5469 \times 10^1$        | $1,1838 \times 10^2$     | $6,1423 \times 10^2$     |
| $c_2$ | $7,0768 \times 10^{-1}$  | $1,0576 \times 10^0$        | $6,3843 \times 10^0$     | $3,4900 \times 10^0$     |
| $c_3$ | $-1,2053 \times 10^0$    | $-1,1299 \times 10^0$       | $-1,18568365414$         | —                        |
| $d_1$ | $-6,7665 \times 10^{-1}$ | $-2,4853003 \times 10^{-0}$ | $-1,3063 \times 10^{-1}$ | $-5,9261 \times 10^{-1}$ |
| $d_2$ | $1,6741 \times 10^{-1}$  | $-1,5851 \times 10^{-1}$    | $-6,9560 \times 10^{-1}$ | $-3,4845 \times 10^{-1}$ |
| $d_3$ | —                        | —                           | —                        | —                        |

Para o caso em que a eficiência isentrópica do compressor é considerada constante, esta assume o valor igual a 0,80.

Com relação as outras variáveis não listadas como por exemplo a entalpia e vazões molares de cada espécie, estas são calculadas através do conhecimento do valor das variáveis ou parâmetros tabelados. Para o ambiente, foi assumido que está na condição ISO de temperatura e pressão (288,15K e 101,325, respectivamente).

#### 4.4 Obtenção da solução

Os resultados do estudo do ciclo termodinâmico da Figura 4.3 em regime de OEC são obtidos com a solução do conjunto de equações apresentadas na seção 4.2. Para isto, devem ser levadas em conta as informações sobre as grandezas expostas na seção 4.3 e as hipóteses da seção 4.1.

O *software* EES (*Engineering Equation Solver*), versão acadêmica profissional, foi utilizado para obter a solução das equações governantes do problema estudado. Este programa possui um grande conjunto de ferramentas, como por exemplo, recursos para estudar o efeito de certas variáveis por meio de tabelas, módulos de construção de gráficos e diagramas, além de uma vasta biblioteca de tabelas e funções, entre outros. O EES utiliza o método de Newton-Raphson para obter a solução de um conjunto de equações.

No estudo realizado neste trabalho, o EES foi configurado com as seguintes opções: erro relativo residual menor que  $1 \times 10^{-6}$ , erro absoluto residual menor que  $1 \times 10^{-10}$ , utilização do módulo de propriedades termofísicas baseadas nas tabelas JANAF e sistema de unidades SI. Entretanto, como foi utilizado o mesmo código para todos os casos analisados, a simulação tornou-se de difícil convergência. Para contornar este problema, cada caso foi primeiramente resolvido com a utilização de um critério de convergência fraco (obtenção da solução com erro relativo menor que  $1 \times 10^{-3}$ ). Fazendo isto, foi obtida uma estimativa inicial para cada variável e uma ideia dos valores máximos e mínimos que estas poderiam assumir. Estas informações também foram utilizadas para restringir os intervalos de variação das variáveis, facilitando assim a convergência no critério de erro residual desejado.

#### 4.5 Validação

A primeira etapa do estudo foi verificar o quanto o modelo termodinâmico proposto se aproxima de uma turbina a gás real. Para isto, os resultados de uma primeira simulação foram comparados com os valores típicos de temperaturas, vazões e pressões encontrados em turbinas a gás encontrados na literatura (descrito no Capítulo 3). Para este estudo, foi utilizado o conjunto de parâmetros apresentadas na Tabela 4.4 a seguir. Os parâmetros apresentados são válidos somente para esta simulação de verificação, onde o ciclo da Figura 4.3 opera utilizando somente ar como oxidante (ou seja,  $x_{O_2}$  com valor fixo de 0,21).

Tabela 4.4 – Principais parâmetros da simulação de validação do ciclo termodinâmico.

|   |   |
|---|---|
| <p>Compressor de Ar</p> <p><math>T_1 = 288,15 \text{ K (15 °C)}</math>; <math>p_1 = 101,325 \text{ kPa}</math></p> <p><math>x_{O_2,1} = 0,21</math>; <math>x_{N_2,1} = 0,79</math>; <math>\dot{Q}_C = 0 \text{ W}</math></p> <p><math>x_{O_2,2} = 0,21</math>; <math>x_{N_2,2} = 0,79</math>; <math>\eta_C = 0,800</math></p> | <p>Separador de ar</p> <p><math>\dot{Q}_S = 0 \text{ W}</math>; <math>x_{O_2,3} = 0,21</math>; <math>x_{N_2,3} = 0,79</math></p> <p><math>x_{O_2,7} = 0,21</math>; <math>x_{N_2,7} = 0,79</math></p>              |
| <p>Injetor de Oxigênio</p> <p><math>T_4 = 288,15 \text{ K (15 °C)}</math>; <math>\dot{Q}_I = 0 \text{ W}</math></p> <p><math>x_{O_2,4} = 1,0</math>; <math>x_{N_2,4} = 0</math></p>   | <p>Câmara de combustão</p> <p><math>T_6 = 2172,15 \text{ K}</math>; <math>\dot{Q}_{CC} = 0 \text{ W}</math>; <math>x_{N_2,4} = 1,0</math></p> <p><math>x_{O_2,5} = 0,21</math>; <math>x_{N_2,5} = 0,79</math></p> |
| <p>Misturador de Gases</p> <p><math>T_8 = 1373,15 \text{ K}</math>; <math>\dot{Q}_M = 0 \text{ W}</math></p>  | <p>Misturador de Gases</p> <p><math>p_9 = 101,325 \text{ kPa}</math>; <math>\dot{Q}_T = 0 \text{ W}</math>; <math>\dot{W}_{liq} = 45 \text{ MW}</math></p> <p><math>\eta_T = 0,935</math></p>                     |

Os parâmetros apresentados acima são válidos somente para esta simulação de verificação, onde o ciclo da Figura 4.3 opera utilizando somente ar como oxidante (ou seja,  $x_{O_2,5}$  com valor fixo de 0,21).

A Tabela 4.5 abaixo apresenta os principais resultados obtidos desta primeira simulação, juntamente com os respectivos valores fornecidos pela literatura:

Tabela 4.5 – Principais resultados obtidos para a simulação de validação da metodologia empregada

| Variável                        | Calculado (através do EES) | Valor Mínimo (referência) | Valor Médio (referência) | Valor Máximo (referência) |
|---------------------------------|----------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|
| $\dot{m}_{ar} / \dot{m}_{comb}$ | 61,3                       | 60,0                      | —                        | 120,0                     |
| $T_5 \text{ (K)}$               | 737,9                      | 727,2                     | —                        | 922,2                     |
| $r_C$                           | 18,2                       | 17,0                      | —                        | 35,0                      |
| $\Phi$                          | 0,73                       | —                         | 0,60                     | —                         |
| $\varepsilon_{ciclo}$           | 0,41                       | 0,30                      | —                        | 0,50                      |

A Tabela 4.5 está organizada de forma que a terceira e a última coluna são reservadas para as grandezas físicas cujos valores típicos, para turbinas a gás estacionárias de um eixo, são informados pela literatura na forma de um intervalo (valores mínimo e máximo de variação). Já a quarta coluna, contém valores informados pela literatura na forma de um valor médio. Os valores destas colunas são obtidos das referências mencionadas no Capítulo 3.

Com relação as concentrações das emissões geradas na câmara de combustão, estas foram comparadas com os resultados obtidos pelo programa CEA da NASA nas mesmas condições de operação do combustor. Esta comparação é mostrada nas figuras a seguir:

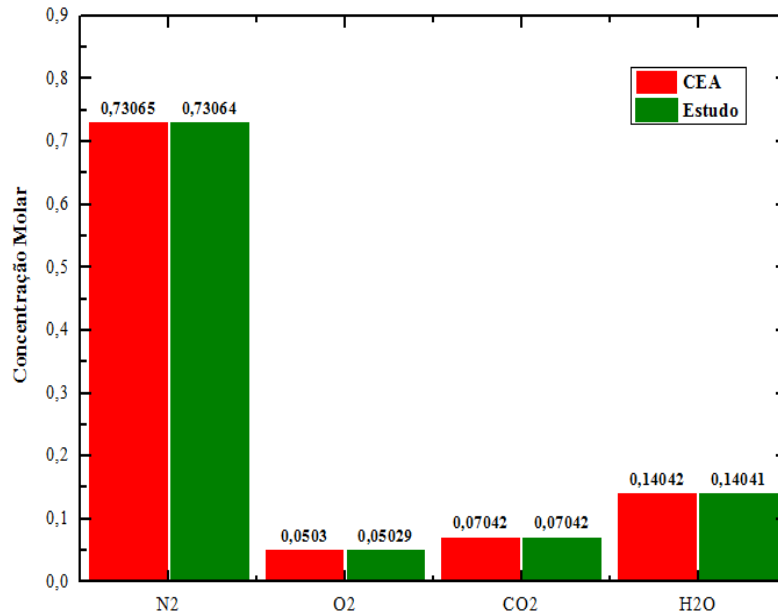


Figura 4.7 – Comparação entre os resultados obtidos com o código desenvolvido e o programa CEA para os gases de maior concentração molar no ponto 6.

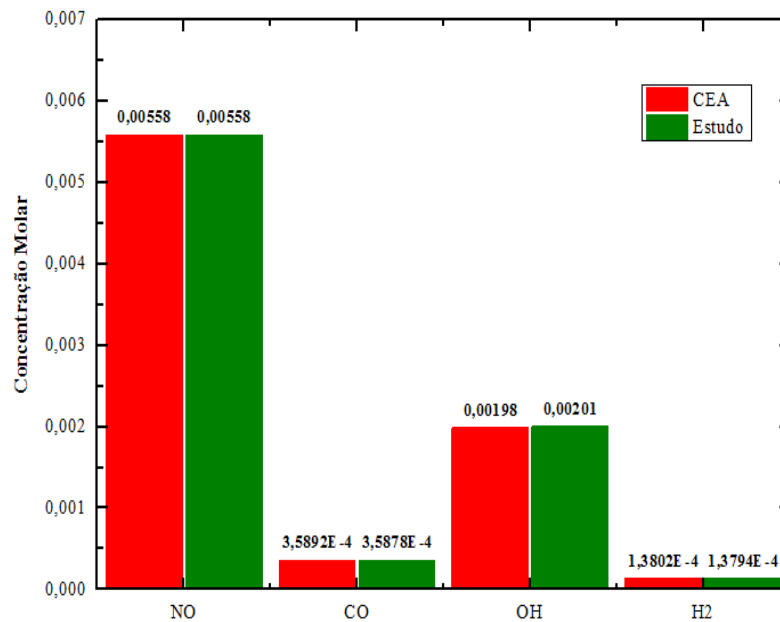


Figura 4.8 – Comparação entre os resultados obtidos com o código desenvolvido e o programa CEA para as frações molares dos gases NO, CO, OH e H<sub>2</sub> no ponto 6.

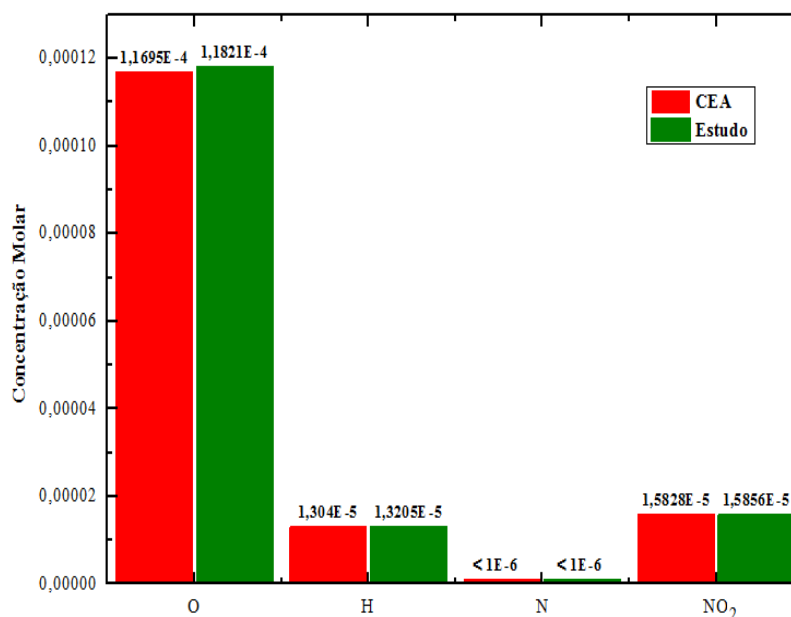


Figura 4.9 – Comparação entre os resultados obtidos com o código desenvolvido e o programa CEA para as frações molares dos gases O, N, H e NO<sub>2</sub> no ponto 6.

A escolha destes gases de combustão apresentados nas três figuras anteriores foi feito com base no estudo realizado por Lazaroiu, 2007. Nele é listada uma série de emissões que são formados na queima de gás natural (sem a presença de impurezas) com o ar, que são: CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, H<sub>2</sub>, OH, H, O, N<sub>2</sub>, NO, NO<sub>2</sub>, HNO<sub>3</sub>, HCN, CH<sub>4</sub>, C(gás), NH<sub>3</sub> e N. Entretanto, a concentração de alguns destes gases é muito pequena na faixa de operação da câmara de combustão ( $\Phi < 1$ ). Com o objetivo de facilitar a convergência, uma seleção entre esses gases de combustão foi feita com o auxílio do software CEA. Como resultado, todos aqueles com concentrações molares menores que  $1 \times 10^{-6}$  (critério de corte padrão do programa) não foram considerados como emissões do ciclo estudado.

#### 4.6 Considerações finais do capítulo

Com base nos princípios básicos de operação e funcionamento das turbinas a gás (capítulo 3), nos métodos de aplicação do processo OEC (seções 2.1, 2.2 e 2.3) e dos resultados dos estudos de combustão onde o modelo de equilíbrio químico foi aplicado (seção 2.4) foi desenvolvido um ciclo de potência e seu equacionamento para o estudo termodinâmico do processo da combustão enriquecida com oxigênio em uma turbina a gás de



um único eixo. Também foram apresentados os parâmetros e variáveis para todos os casos estudados no trabalho.

Os resultados apresentados do estudo de validação (onde a concentração de  $O_2$  no ponto 5 foi fixada em 21% em volume) mostraram que os valores obtidos para as principais variáveis são próximos ou estão dentro da faixa de valores informados pela literatura para os que são encontrados em equipamentos reais. As variáveis comparadas foram: razão em base mássica entre vazão de ar total e combustível, que segundo Cohen et. al, 1996, geralmente se encontra entre 60:1 e 120:1 (obtido foi de 61,33); temperatura de entrada do oxidante na câmara de combustão, que conforme informado por Boyce, 2002, encontra-se na faixa entre 727,15K e 922,15K (obtido foi de 737,86K) para turbinas a gás com razões de compressão entre 17:1 e 35:1 (obtido foi de 18,57) e a razão de equivalência que segundo Lefebvre, 1998, o valor típico é de aproximadamente 0,60 (obtido foi de 0,726), uma diferença menor que 20% entre os valores.

Baseado nas razões e informações expostas principalmente na seção 2.4.2 e seção 2.4.3, as concentrações das emissões obtidas com o código desenvolvido no EES foram comparados com os valores encontrados através do *software* CEA. Os resultados apresentados na Figura 4.7, Figura 4.8 e Figura 4.9 mostram uma diferença máxima de 1,1% entre os dois cálculos programas.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Com base no conjunto de equações, hipóteses, parâmetros e variáveis já definidas, este capítulo apresenta os resultados das várias simulações realizadas com o ciclo de potência da Figura 4.3 em regime de combustão enriquecida, que foram obtidos com o código desenvolvido no *software* EES. Estes resultados são discutidos e apresentados principalmente em função da concentração de  $O_2$  na corrente de oxidante da câmara de combustão (ponto 5 da Figura 4.3), que varia entre 0,21 e 1,0 (em fração de volume).

Para facilitar o entendimento e a comparação entre as diversas informações obtidas, os resultados deste capítulo foram organizados da seguinte forma:

- Discussão dos efeitos da aplicação do processo OEC nas variáveis do ciclo de potência (principalmente na potência líquida, nas emissões, nas eficiências e no consumo de combustível), considerando três possíveis formas de operação da turbina a gás (seção 5.1);
- Avaliação básica do impacto da demanda de energia necessária para a produção do oxigênio sobre o equipamento estudado (seção 5.2);
- Comparação geral (seção 5.3) entre os principais resultados obtidos para os três regimes de operação apresentados na seção 5.1.

Estes casos analisados correspondem a três possíveis formas de operar a turbina a gás com a utilização do processo de enriquecimento da combustão. O regime de operação em que a temperatura da câmara de combustão,  $T_6$ , a vazão de ar total,  $\dot{m}_1$ , e a rotação,  $N_{ad}$ , são fixadas corresponde ao caso 1. Já o regime em que a temperatura da câmara de combustão,  $T_6$ , a potência líquida,  $\dot{W}_{liq}$ , e rotação,  $N_{ad}$ , são fixadas, corresponde ao caso 2. Finalmente, o regime de operação em que a temperatura da câmara de combustão,  $T_6$ , a potência líquida,  $\dot{W}_{liq}$ , e a eficiência  $\eta_C$  são fixas corresponde ao caso 3.

O capítulo encerra com uma conclusão geral de todos os resultados apresentados.

### 5.1 Avaliação dos efeitos da combustão enriquecida no ciclo termodinâmico

#### 5.1.1 Ciclo de potência operando com vazão de ar constante

Da análise das curvas de desempenho propostas para o compressor e da turbina (seção 4.2), verifica-se que enquanto a vazão de ar total permanece constante, as eficiências

isentrópicas do compressor e da turbina também devem permanecer constantes. Os pontos de operação esperados para a turbina a gás operando nestas condições é ilustrada nas três figuras a seguir:

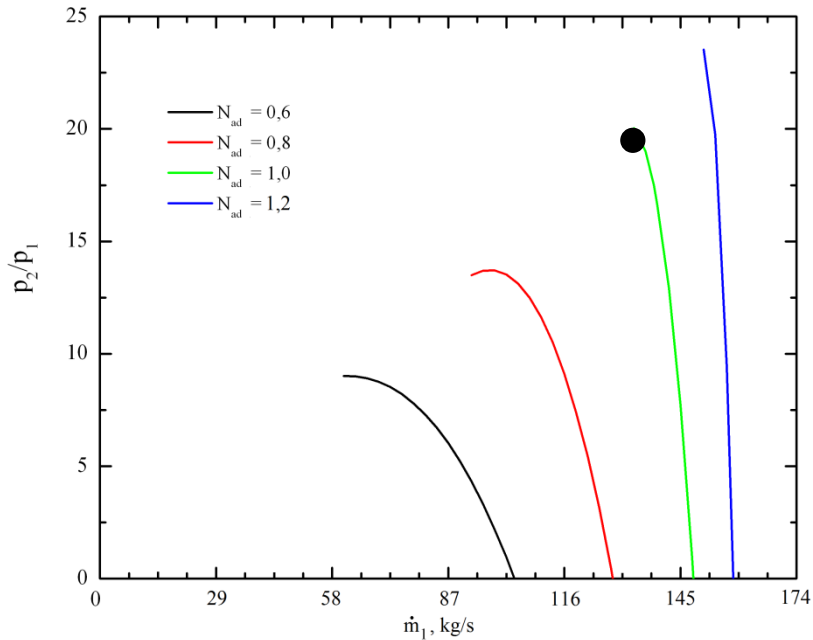


Figura 5.1 – Representação esquemática do comportamento da razão de compressão no caso 1 analisado.

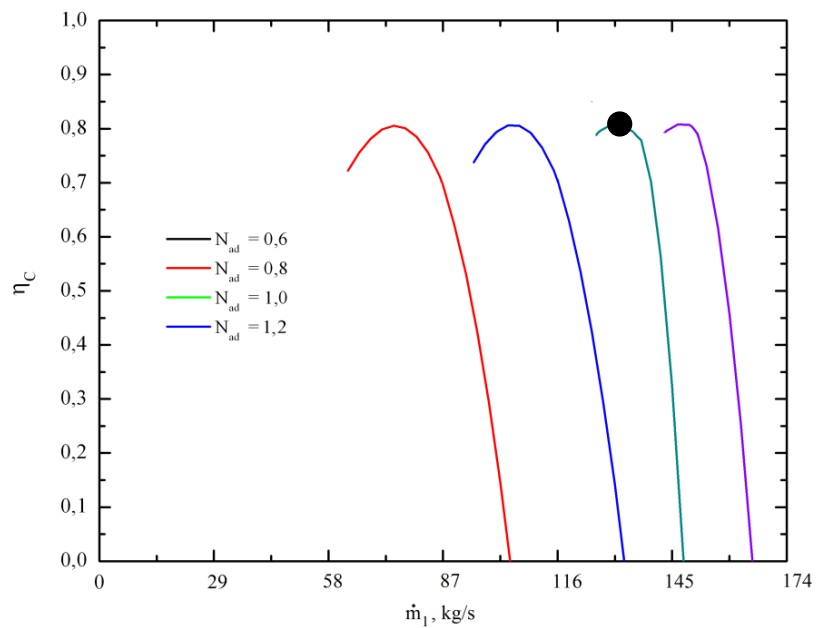


Figura 5.2 – Representação esquemática do comportamento da eficiência isentrópica do compressor no caso 1 analisado.

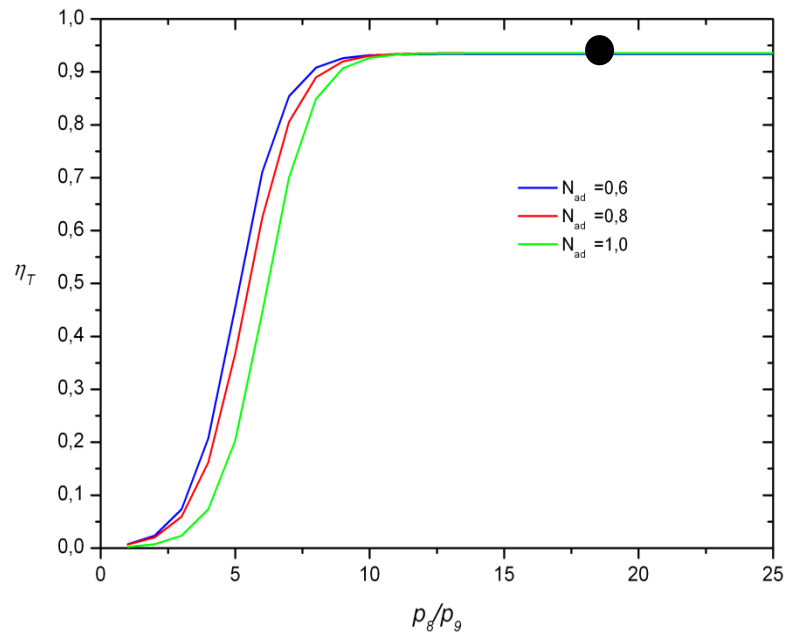


Figura 5.3 – Representação esquemática do comportamento da eficiência isentrópica do compressor no caso 1 analisado.

Esses mesmos comportamentos para  $\eta_C$ ,  $\eta_T$  e  $r_C$  (ou seja,  $p_2/p_1$ ) foram obtidos com o código desenvolvido e são apresentados nas três figuras a seguir em função da composição do oxidante no ponto 5 do ciclo de turbina a gás analisado:

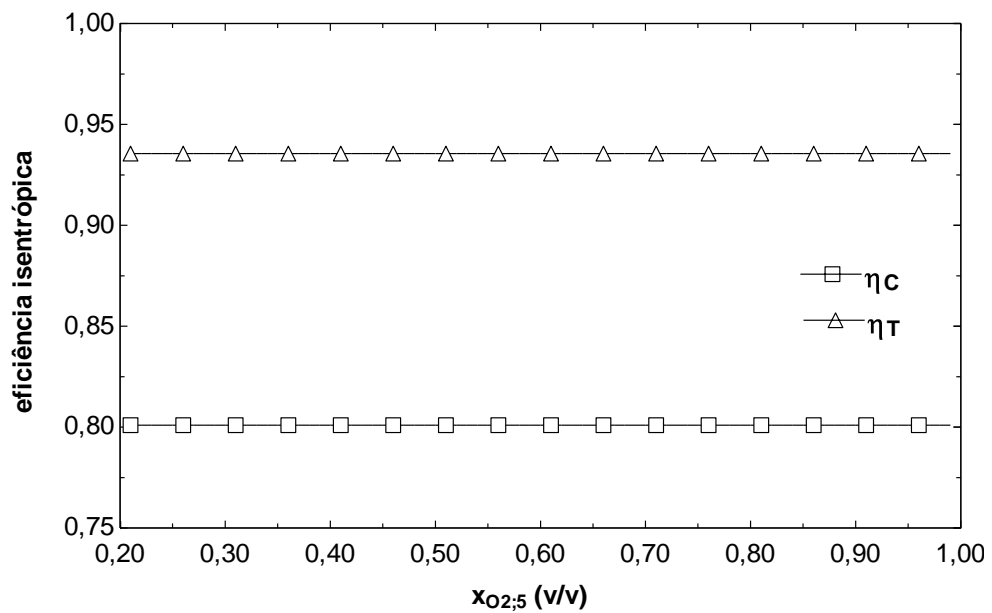


Figura 5.4 – Resultados calculados para as eficiências isentrópicas do compressor,  $\eta_C$ , e da turbina,  $\eta_T$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

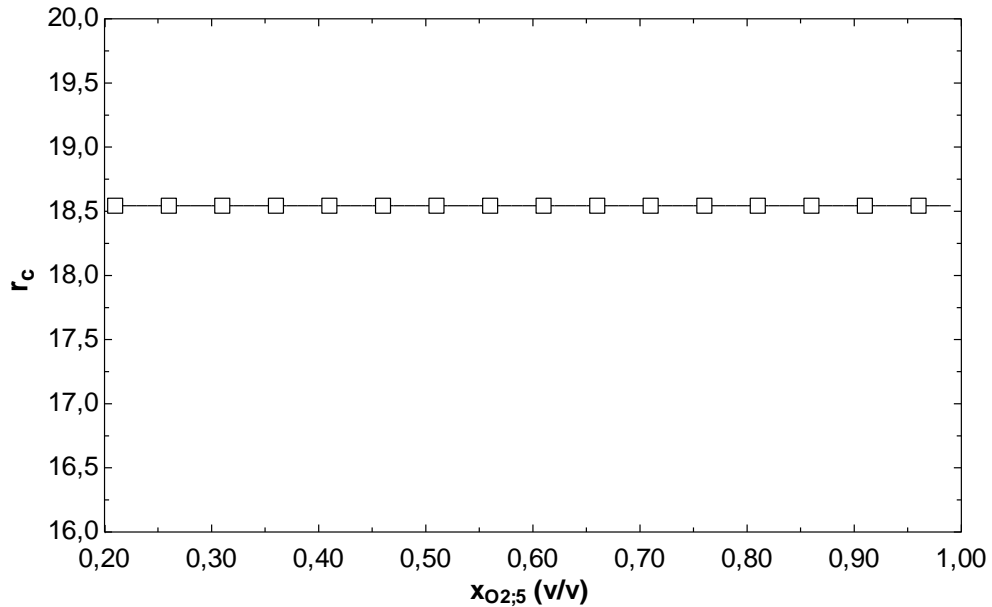


Figura 5.5 – Resultados calculados para a razão de compressão,  $r_c$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O2,5}$ , para o caso 1 analisado.

As duas figuras anteriores mostram que, conforme esperado, as grandezas mencionadas permanecem constantes com o aumento do enriquecimento da combustão. Isto ocorre principalmente devido ao comportamento da vazão mássica total de ar, que permanece constante com a aplicação do processo OEC, conforme mostrado na Figura 5.6 abaixo:

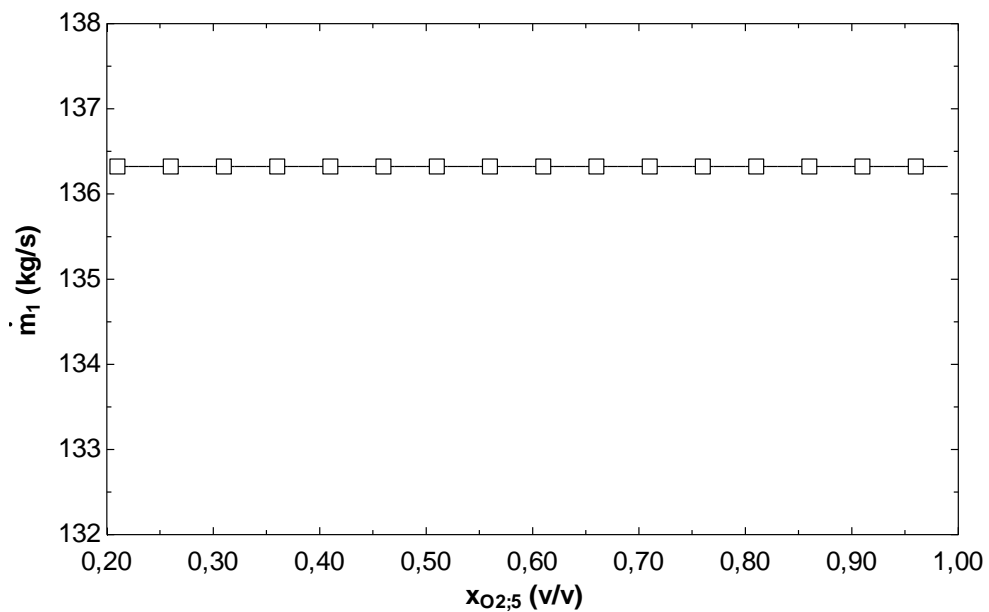


Figura 5.6 – Resultados obtidos para a vazão de ar,  $\dot{m}_1$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O2,5}$ , para o caso 1 analisado.

Como consequência da vazão de ar permanecer constante é que a potência líquida é variável, conforme mostra a Figura 5.7 a seguir:

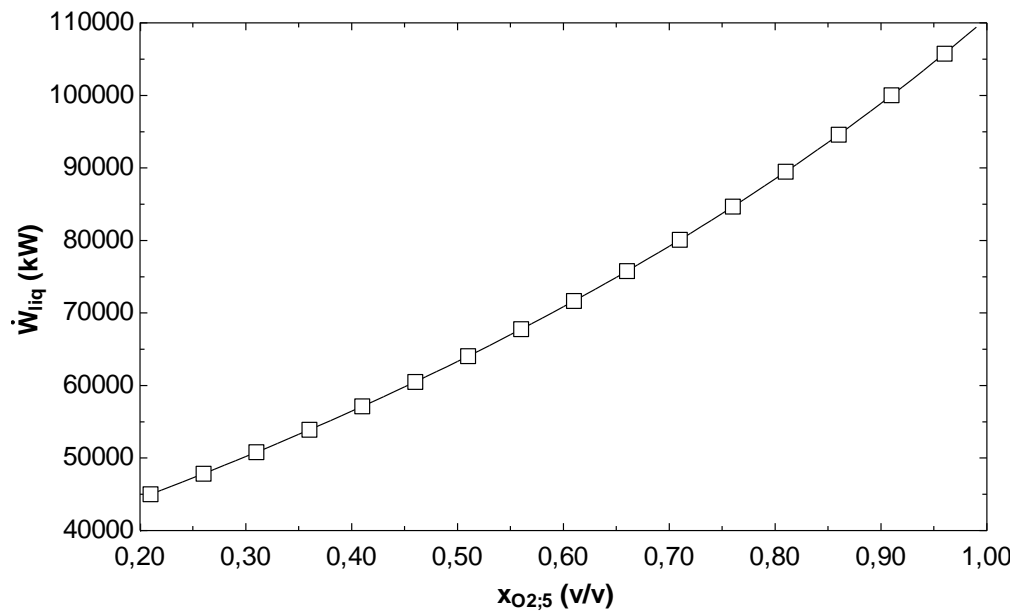


Figura 5.7 – Variação obtida para a potência líquida,  $\dot{W}_{liq}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

A variação do consumo específico de combustível com aplicação do processo OEC é mostrada na Figura 5.8 abaixo:

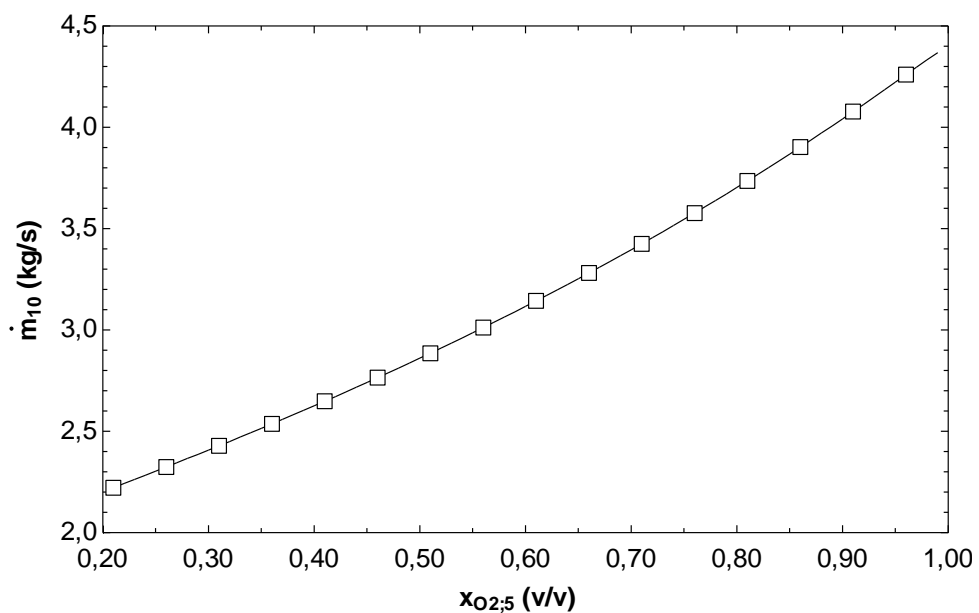


Figura 5.8 – Variação do consumo de combustível,  $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

Apesar do aumento do consumo de combustível com o enriquecimento da combustão mostrada na Figura 5.8, o consumo específico de combustível diminui com a aplicação do processo OEC, devido ao fato de que  $\dot{W}_{liq}$  ter um aumento maior com  $x_{O_2,5}$  do que  $\dot{m}_{10}$ . O comportamento obtido para  $sfc$  é mostrado na Figura 5.9 como segue:

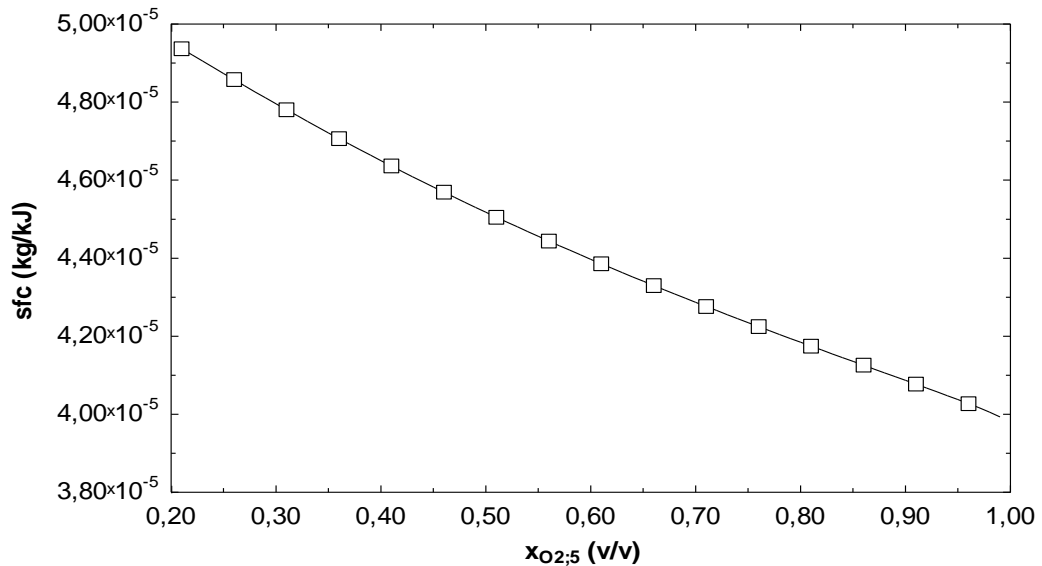


Figura 5.9 – Consumo específico de combustível,  $sfc$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

E o consumo de oxigênio puro (considerando  $x_{O_2,4} = 1$ ) para manter o processo é apresentado na Figura 5.10 abaixo:

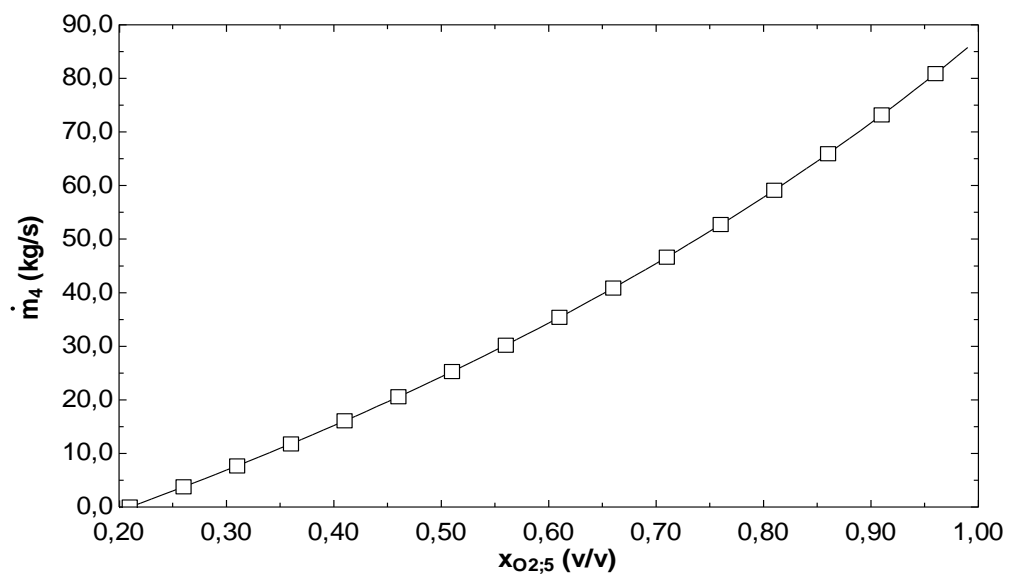


Figura 5.10 – Consumo específico de oxigênio puro em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

As principais emissões obtidas na corrente de saída da câmara de combustão (em termos de vazão mássica total, de CO, de CO<sub>2</sub> e NO) com a aplicação do processo OEC são apresentadas nas quatro figuras a seguir:

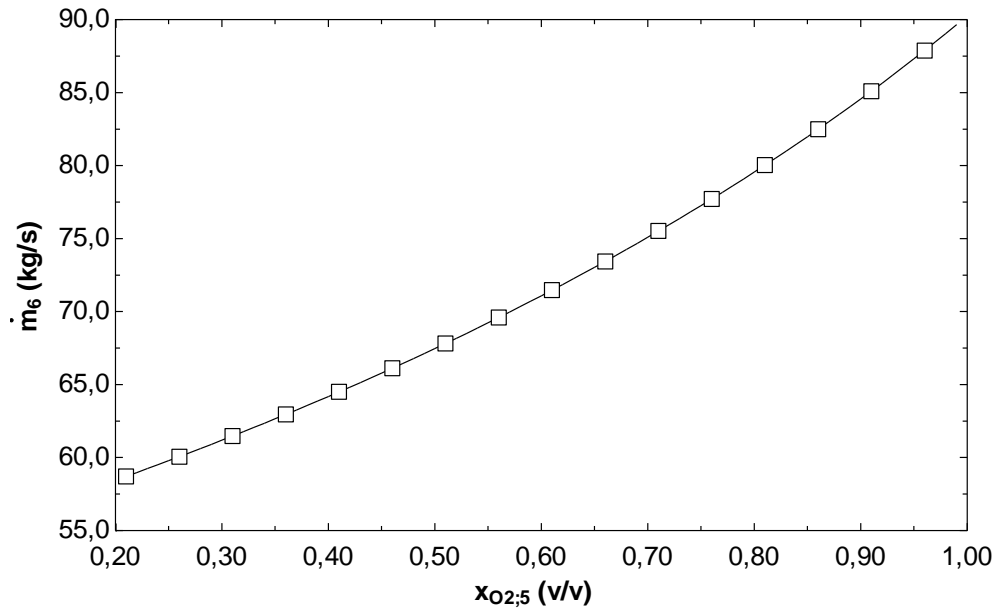


Figura 5.11 – Vazão mássica de emissões geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_6$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

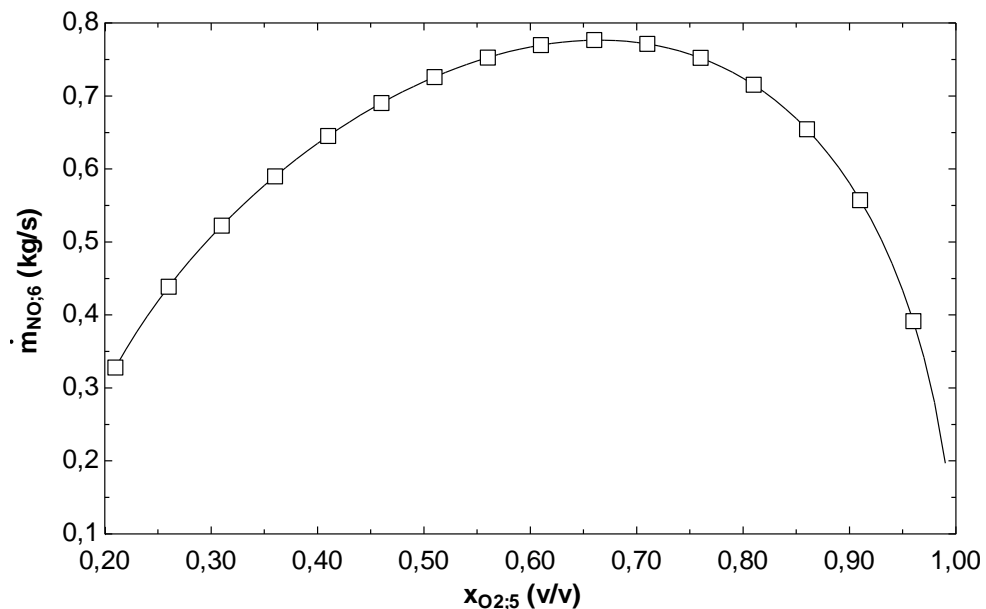


Figura 5.12 – Vazão mássica de NO geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{NO,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.



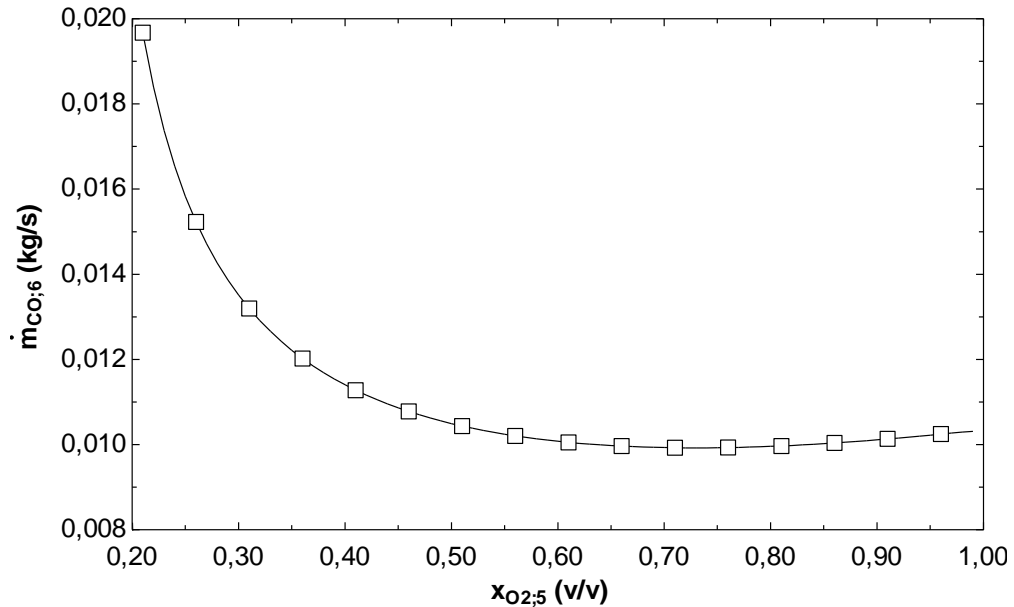


Figura 5.13 – Vazão mássica de CO geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{CO,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

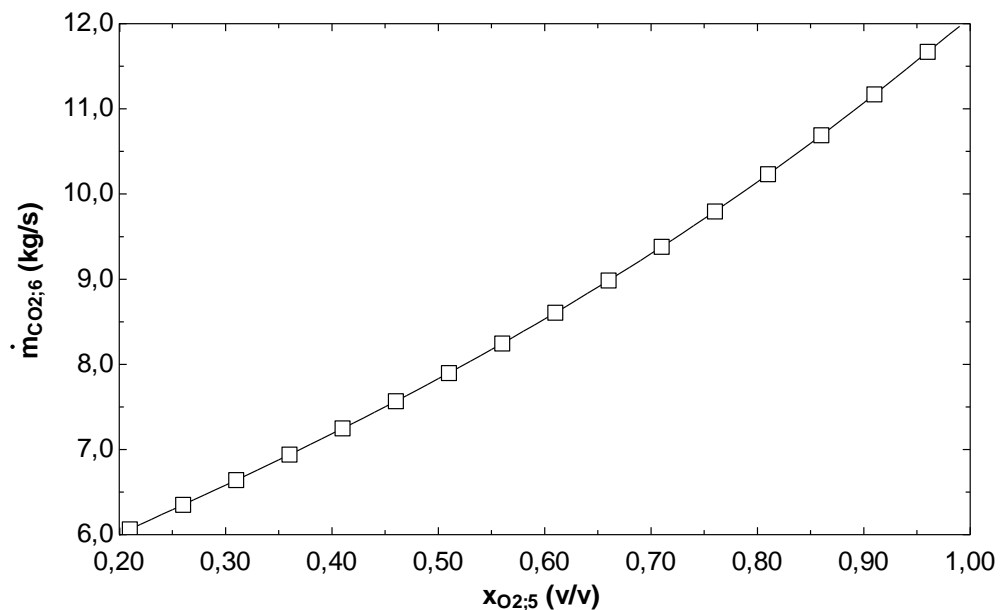


Figura 5.14 – Vazão mássica de CO<sub>2</sub> geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{CO_2,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

Os comportamentos apresentados pelos gases NO, CO e CO<sub>2</sub> com o aumento de  $x_{O_2,5}$  são explicadas com a aplicação do princípio de Le Châtelier ao ponto 6 do ciclo.

O total de emissões geradas em termos específicos (vazão mássica por potência líquida obtida no ciclo) é apresentado na Figura 5.15 a seguir:

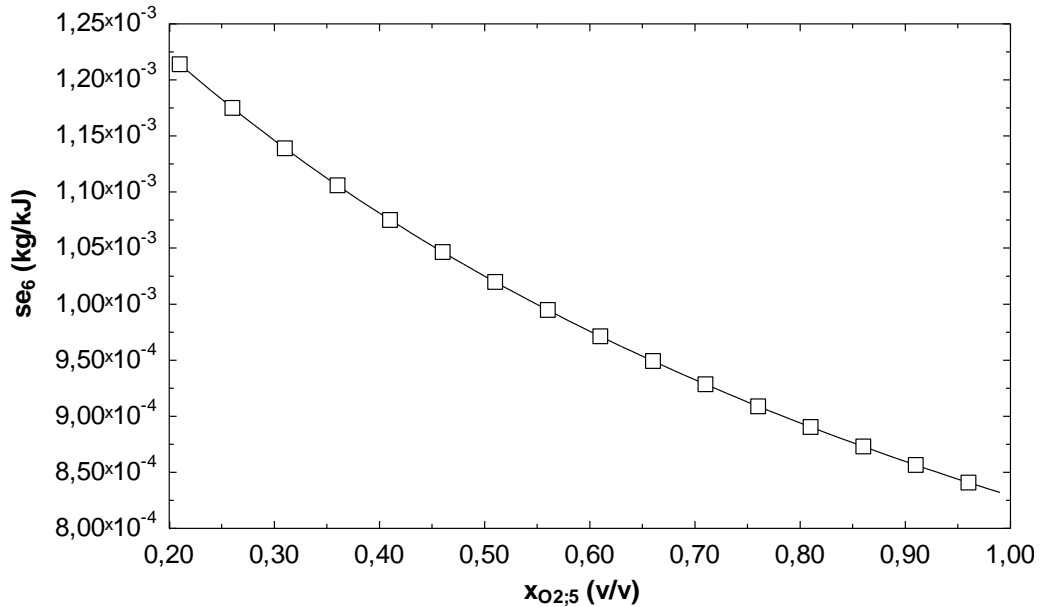


Figura 5.15 – Emissão específica gerada na câmara de combustão,  $se_6$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

E a emissão específica discriminada para cada um dos principais poluentes na corrente 6 do ciclo, ou seja, para o NO, o CO e o CO<sub>2</sub> é apresentado respectivamente nas três figuras a seguir:

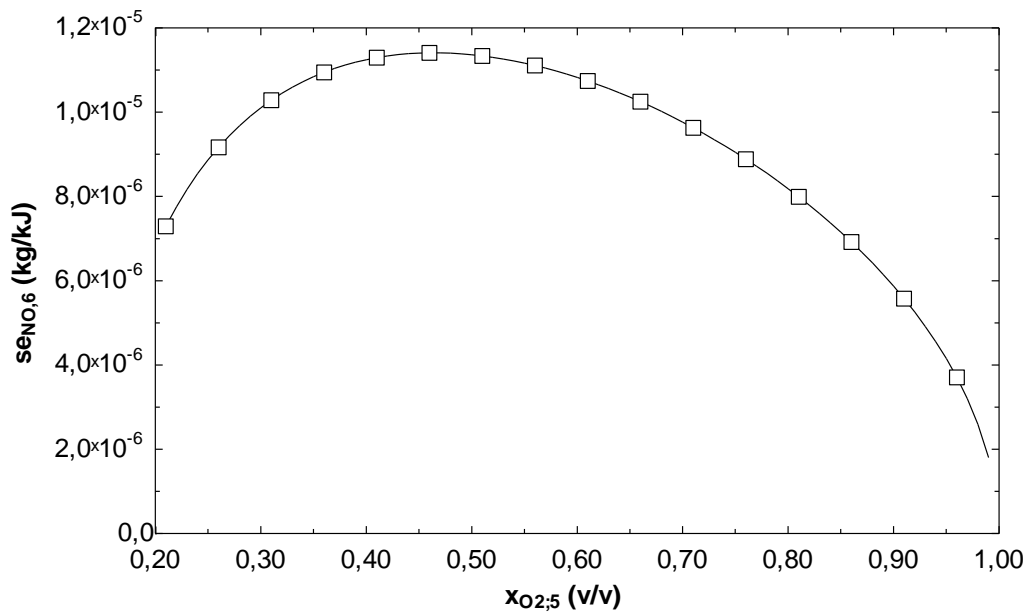


Figura 5.16 – Emissão específica de NO,  $se_{NO,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

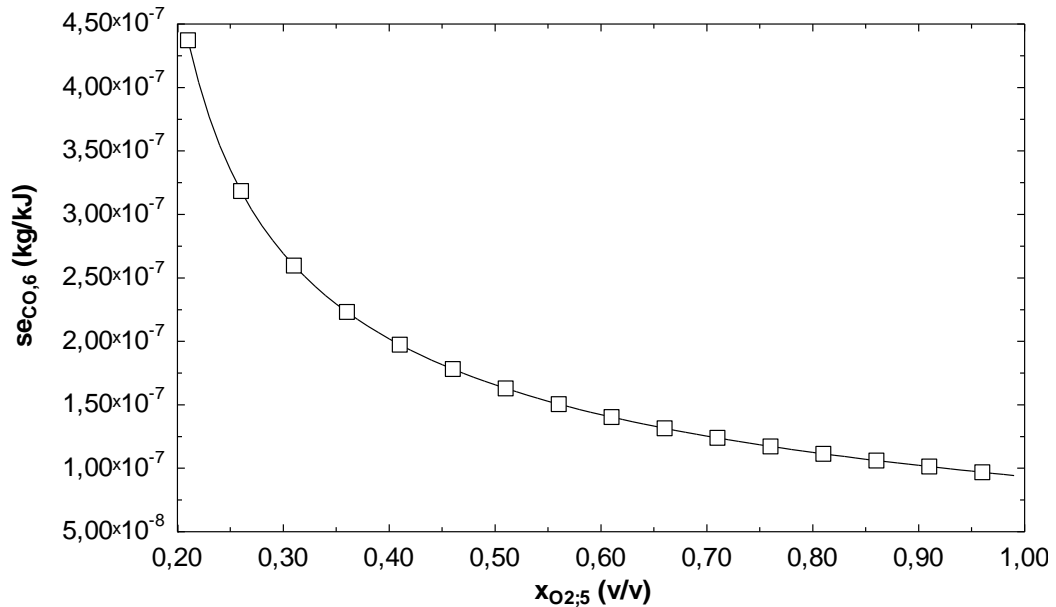


Figura 5.17 – Emissão específica de CO,  $se_{CO,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

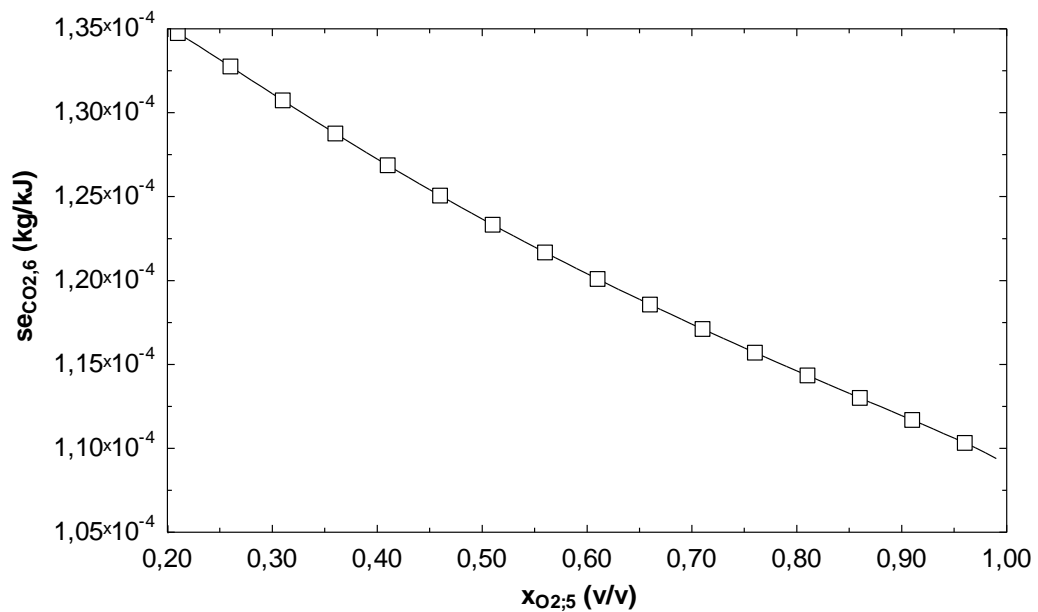


Figura 5.18 – Emissão específica de CO<sub>2</sub>,  $se_{CO_2,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 1 analisado.

Os limites de inflamabilidade junto com a variação da concentração volumétrica do combustível na mistura oxidante/combustível na câmara de combustão são apresentados na Figura 5.19. Ela mostra que a chama pode se sustentar, em princípio, para concentrações de oxigênio de até 100%.

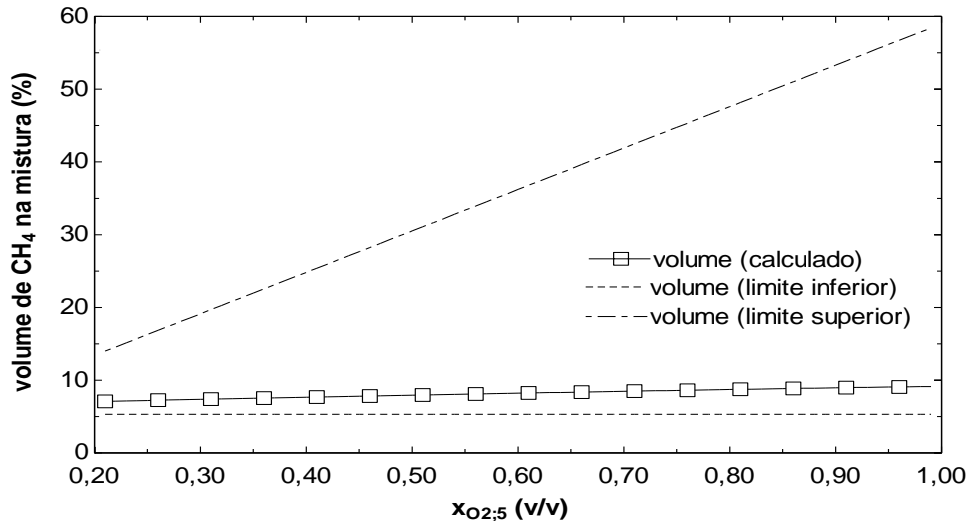


Figura 5.19 –Variação calculada para o volume percentual de combustível/oxidante juntamente com os limites superior,  $LS$ , e inferior de inflamabilidade,  $LI$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_{2,5}}$ , para o caso 1 analisado.

### 5.1.2 Ciclo de potência operando com potência líquida constante e rotação fixa

Nesta seção são apresentados os resultados da simulação referente ao caso 2, ou seja, da turbina a gás operando com  $\dot{W}_{liq}$ ,  $N_{ad}$  e  $T_6$  fixos durante a aplicação do processo de enriquecimento da combustão (sendo seus valores iguais aos apresentados na Tabela 4.4). Dessa forma, o comportamento esperado para o desempenho do compressor e a turbina são apresentados esquematicamente nas três figuras a seguir:

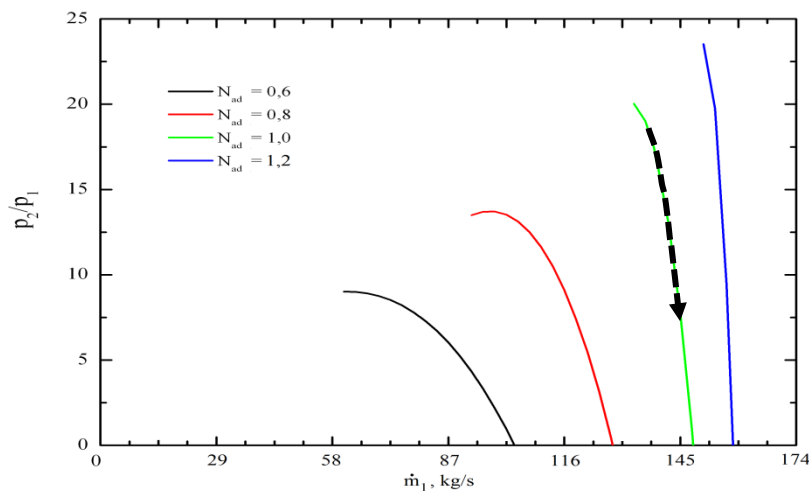


Figura 5.20 – Representação esquemática do comportamento esperado para a razão de compressão no caso 2 analisado.

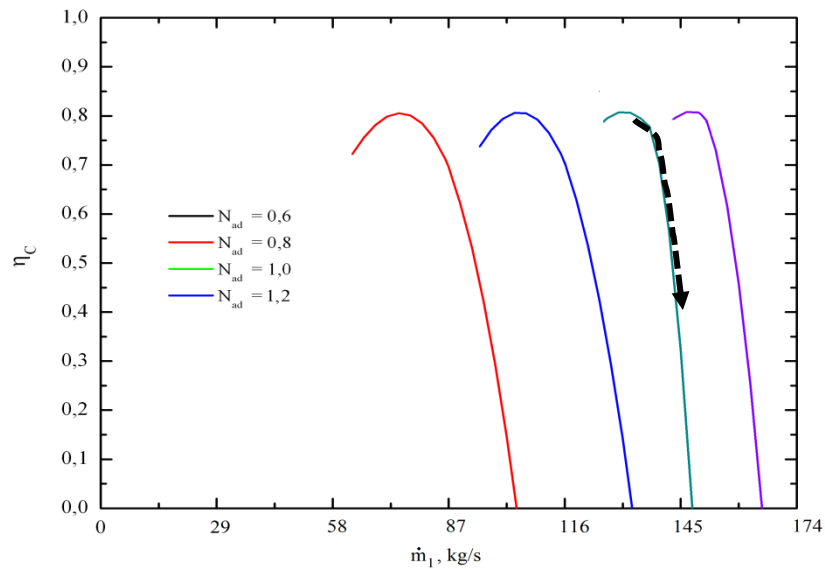


Figura 5.21 – Representação esquemática do comportamento esperado para a eficiência isentrópica do compressor no caso 2 analisado.

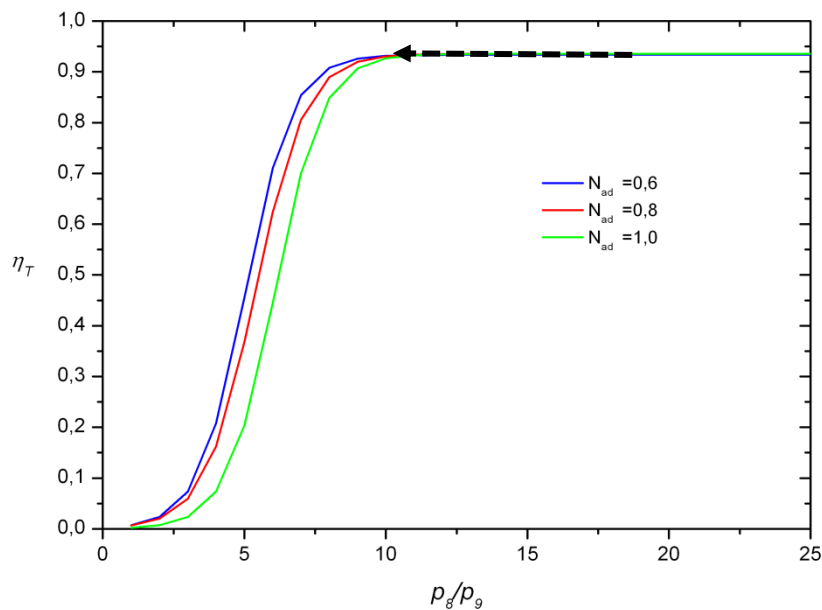


Figura 5.22 – Representação esquemática do comportamento esperado para a eficiência isentrópica da turbina no caso 2 analisado.

As linhas tracejadas com as setas indicam nas figuras anteriores o sentido de variação esperado para  $\eta_c$ ,  $\eta_T$  e  $r_c$ . Esse comportamento foi determinado pelo código desenvolvido no *software* EES, apresentado abaixo em função da concentração de  $O_2$  no oxidante da câmara de combustão:

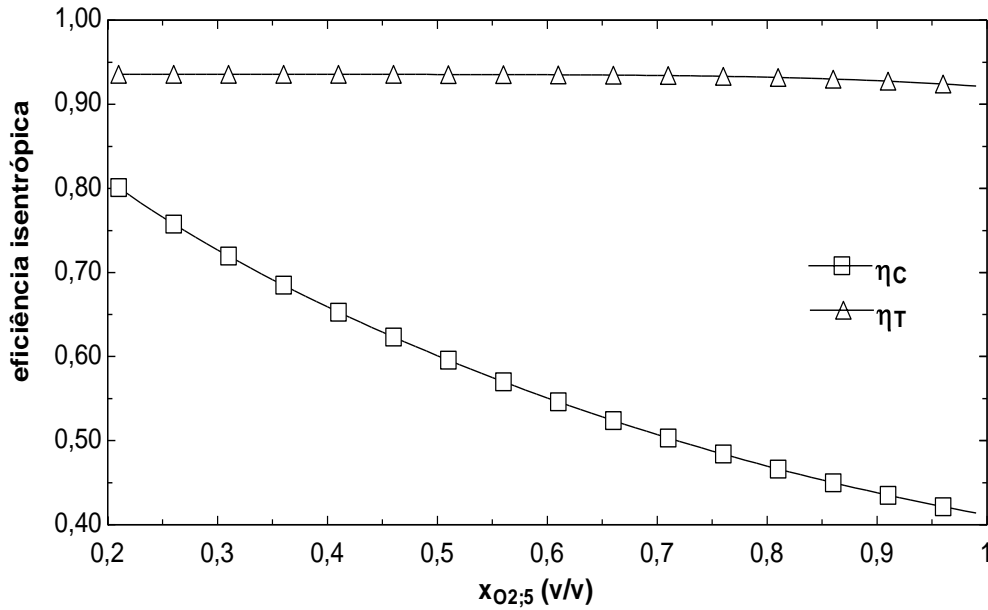


Figura 5.23 – Resultados calculados para as eficiências isentrópicas do compressor,  $\eta_C$ , e da turbina,  $\eta_T$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

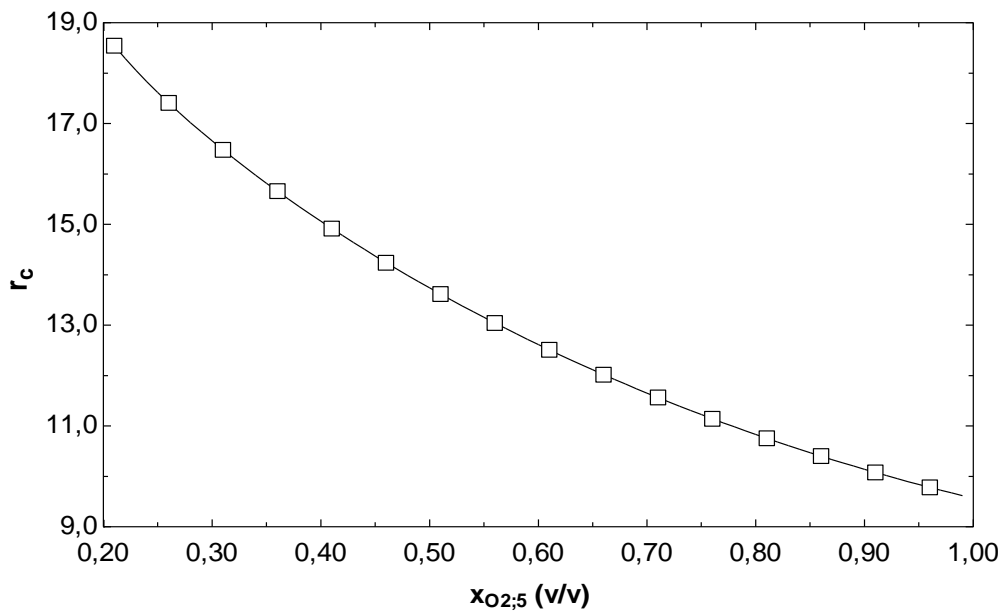


Figura 5.24 – Resultados calculados para a razão de compressão,  $r_C$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

As variações apresentadas são regidas principalmente pela vazão mássica total de ar, que aumenta com o processo de enriquecimento da combustão. A variação da vazão  $\dot{m}_1$  em função da potência  $\dot{W}_{liq}$  é apresentada na Figura 5.25 a seguir:

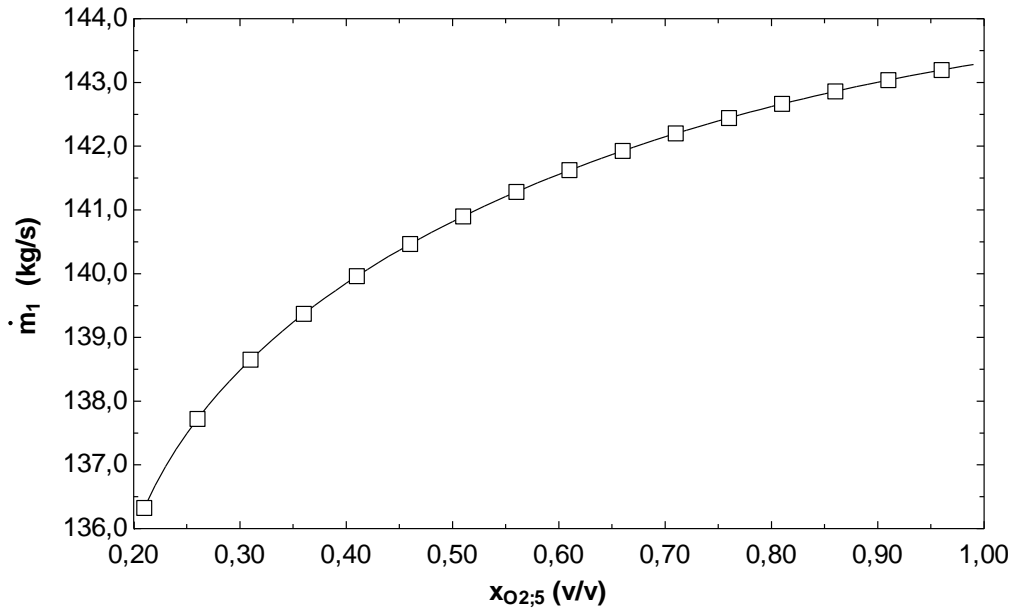


Figura 5.25 – Variação da vazão total de ar,  $\dot{m}_1$ , em função da composição do oxidante na câmara de combustão,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

Na Figura 5.26 é mostrada que a potência líquida,  $\dot{W}_{liq}$ , é constante como consequência da vazão de ar,  $\dot{m}_1$ , variável:

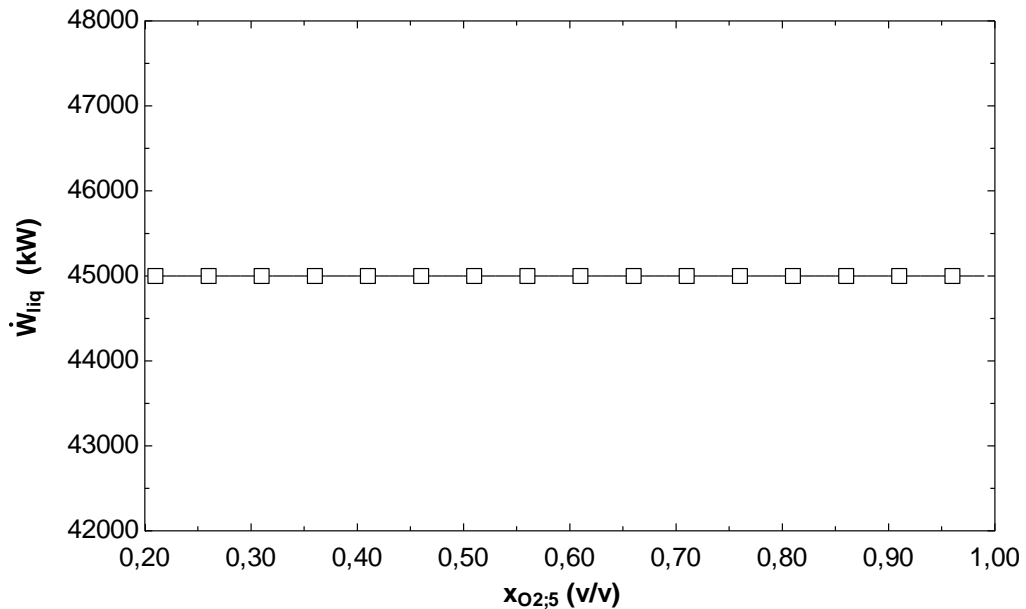


Figura 5.26 – Variação obtida para a potência líquida,  $\dot{W}_{liq}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

Já a Figura 5.27 apresenta a variação do consumo específico de combustível com em função do enriquecimento da combustão:

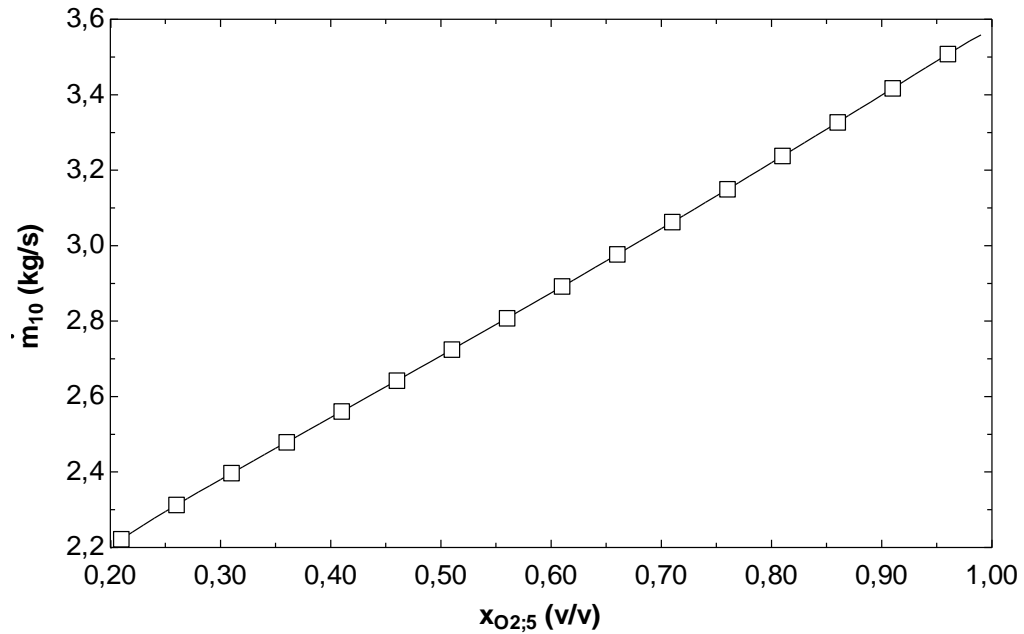


Figura 5.27 – Variação do consumo de combustível,  $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

Como existe um aumento da vazão de combustível com a o aumento da concentração de  $O_2$  no ponto 5 do ciclo modelado, a medida que a potência líquida é mantida fixa, ocorre um aumento do consumo específico de combustível. Este comportamento é mostrado na Figura 5.28 abaixo:

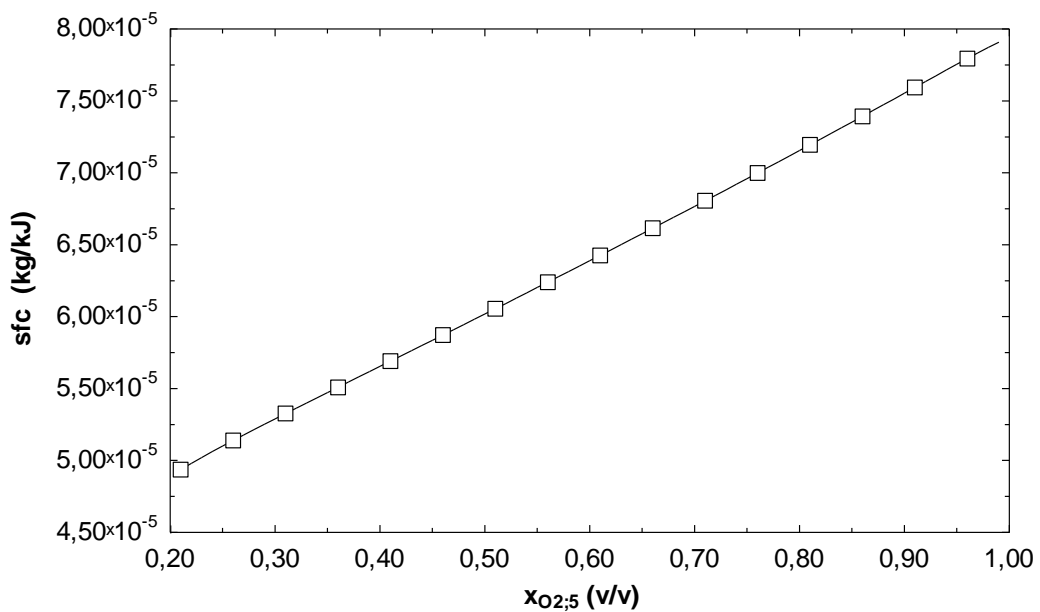


Figura 5.28 – Consumo específico de combustível,  $sfc$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.



A Figura 5.29 apresenta o consumo de  $O_2$  (considerado 100% puro), relacionado ao regime de operação da turbina a gás simulado no caso 2:

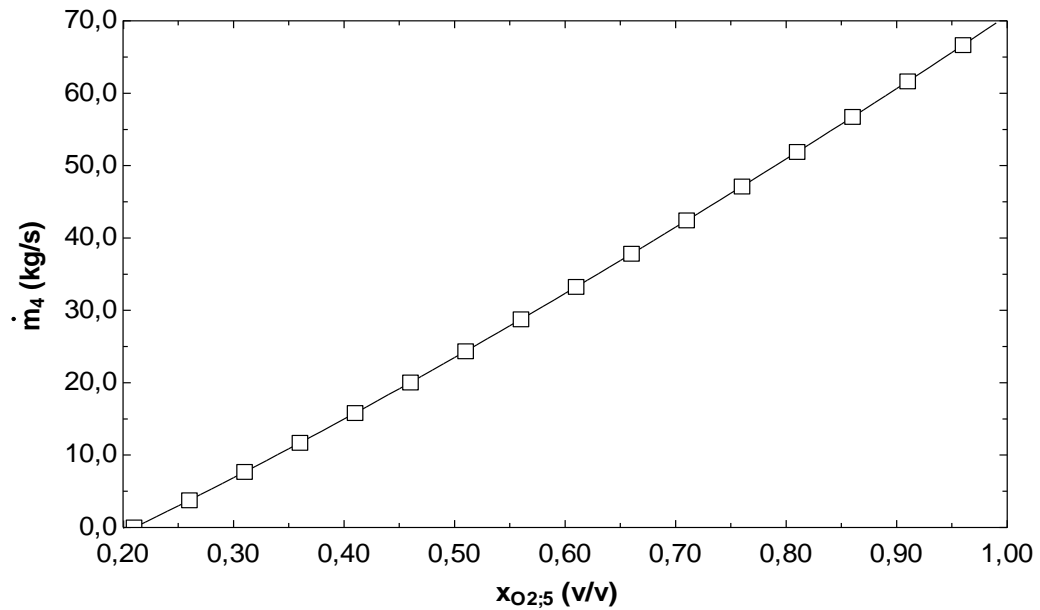


Figura 5.29 – Consumo de oxigênio puro,  $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

A vazão total de produtos de combustão obtidos para o ponto 6 do ciclo térmico são apresentadas a seguir:

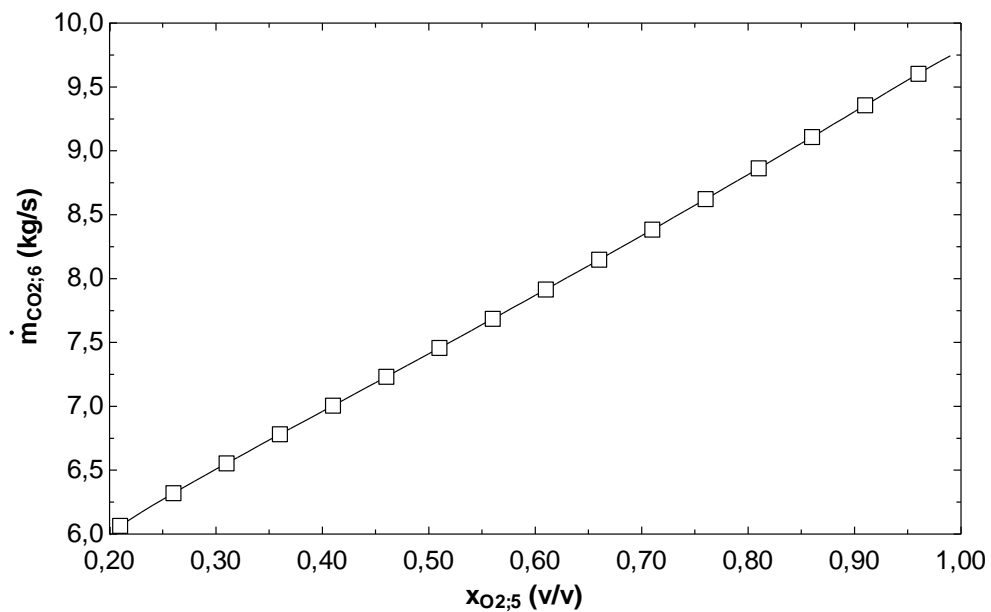


Figura 5.30 – Variação obtida para a vazão total de emissões geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_6$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

Já as três figuras a seguir mostram a variação mássica dos produtos de combustão com o processo OEC (calculadas para a corrente de saída da câmara de combustão), discriminada para os principais poluentes (NO, CO e CO<sub>2</sub>):

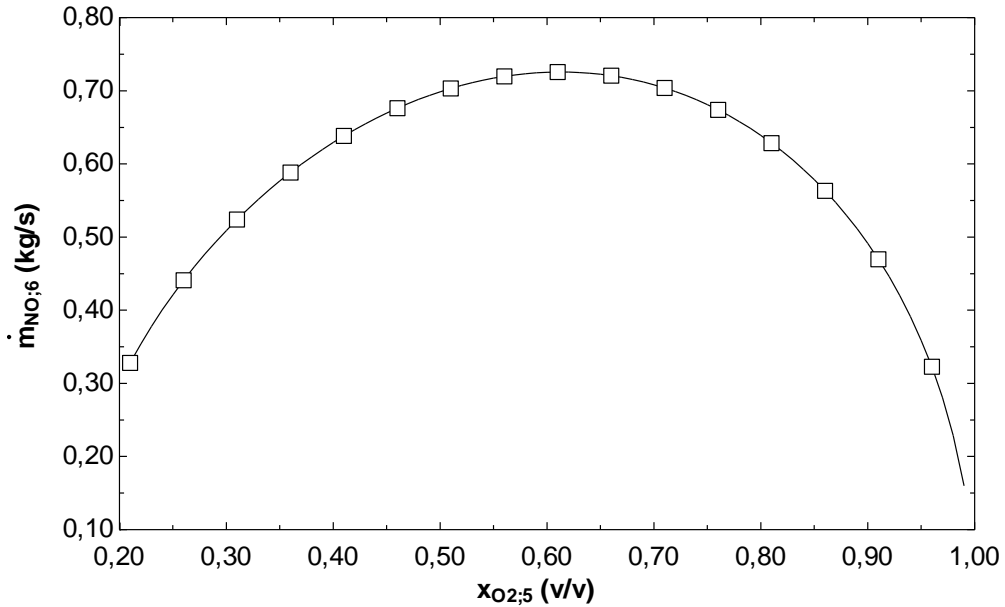


Figura 5.31 – Vazão mássica de NO geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{NO,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

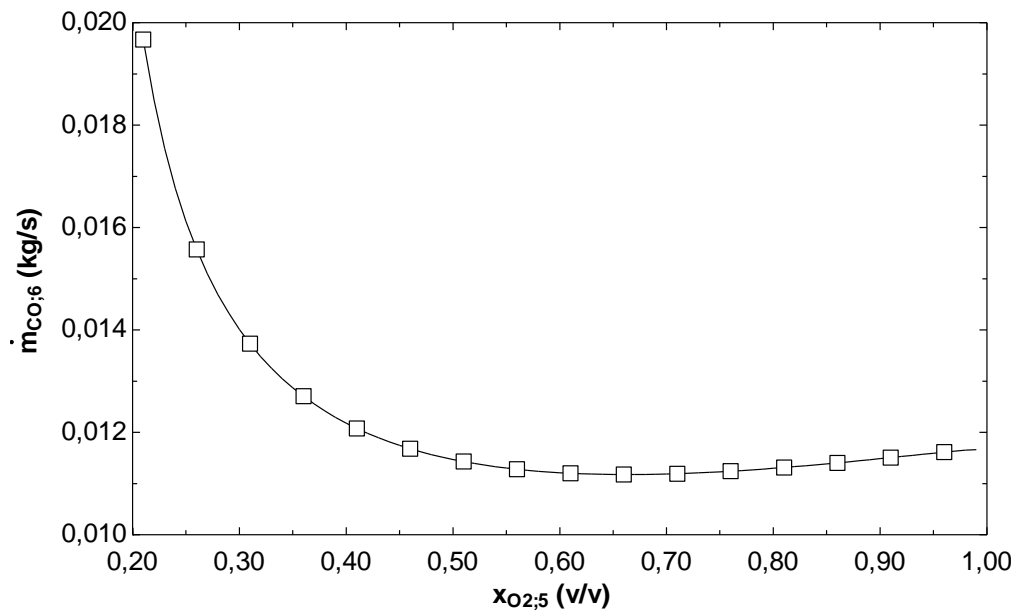


Figura 5.32 – Vazão mássica de CO geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{CO,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

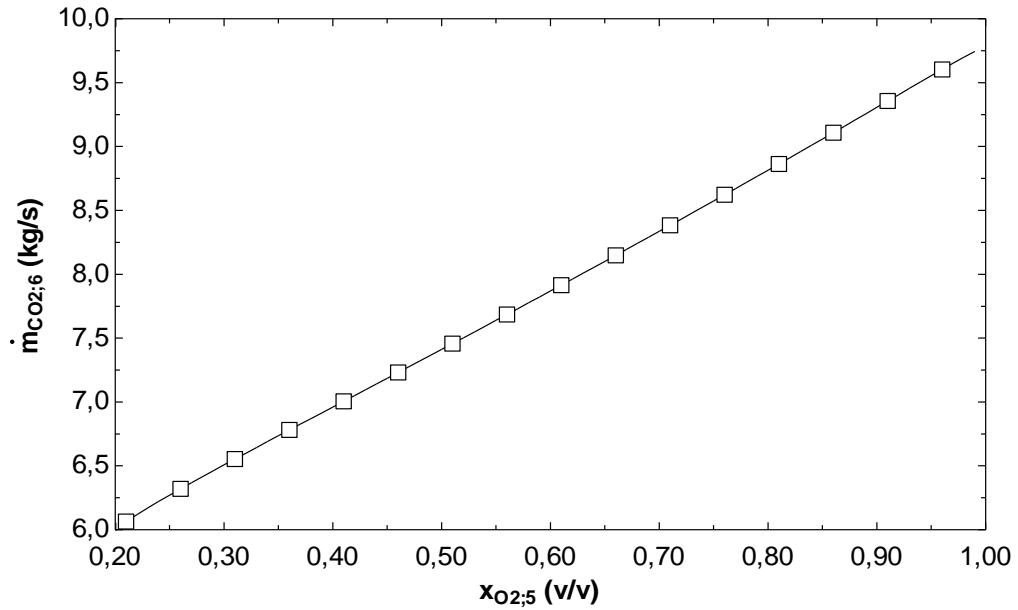


Figura 5.33 – Vazão mássica de  $CO_2$  geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{CO_2,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

Assim como o regime de operação do caso 1, os comportamentos apresentados pelos gases  $NO$ ,  $CO$  e  $CO_2$  com o aumento de  $x_{O_2,5}$  nas figuras anteriores são explicados com a aplicação do princípio de Le Châtelier ao ponto 6 do ciclo.

A Figura 5.34 abaixo apresenta a vazão total dos produtos de combustão gerados em termos específicos,  $se_6$ , (vazão mássica por potência líquida obtida no ciclo):

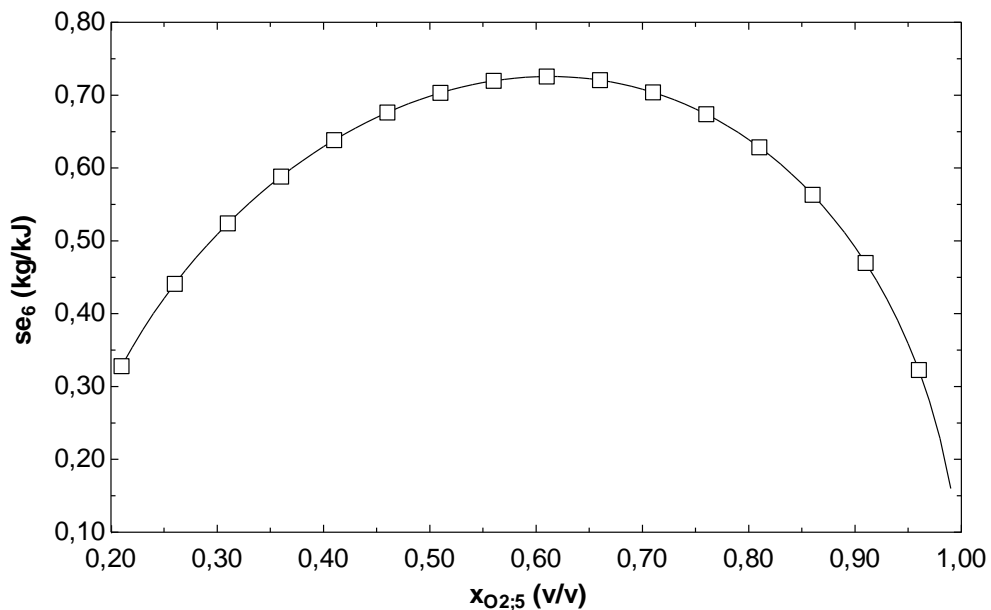


Figura 5.34 – Emissão específica total obtida para os produtos de combustão,  $se_6$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

E a emissão específica em termos dos poluentes mais importantes obtidas para o ponto 6 do ciclo (para o NO, o CO e o CO<sub>2</sub>) são apresentadas respectivamente nas três figuras a seguir:

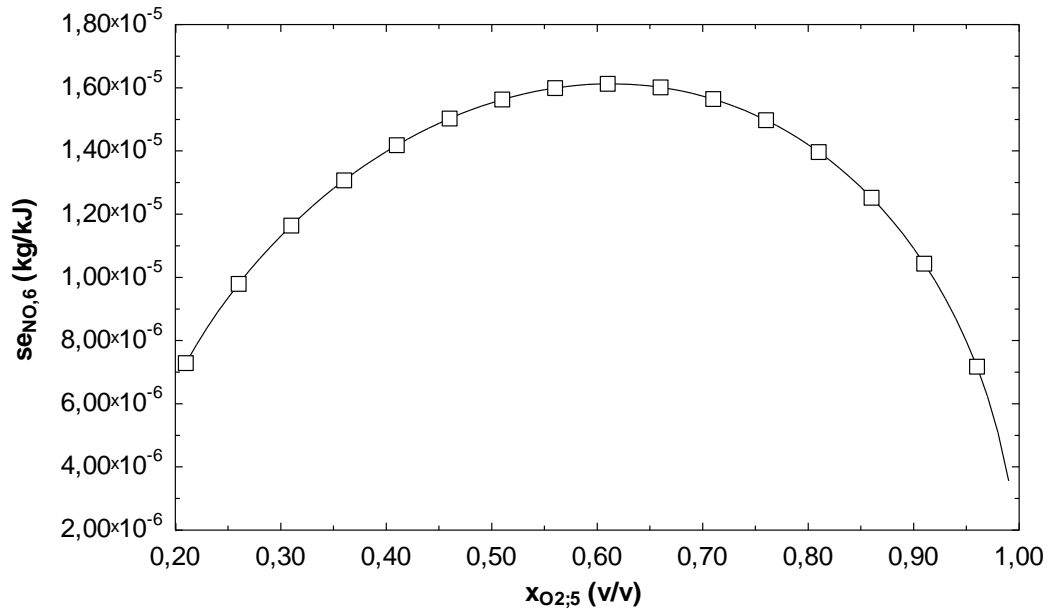


Figura 5.35 – Emissão específica de NO,  $se_{NO,6}$ , obtida para o ponto 6 do ciclo função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

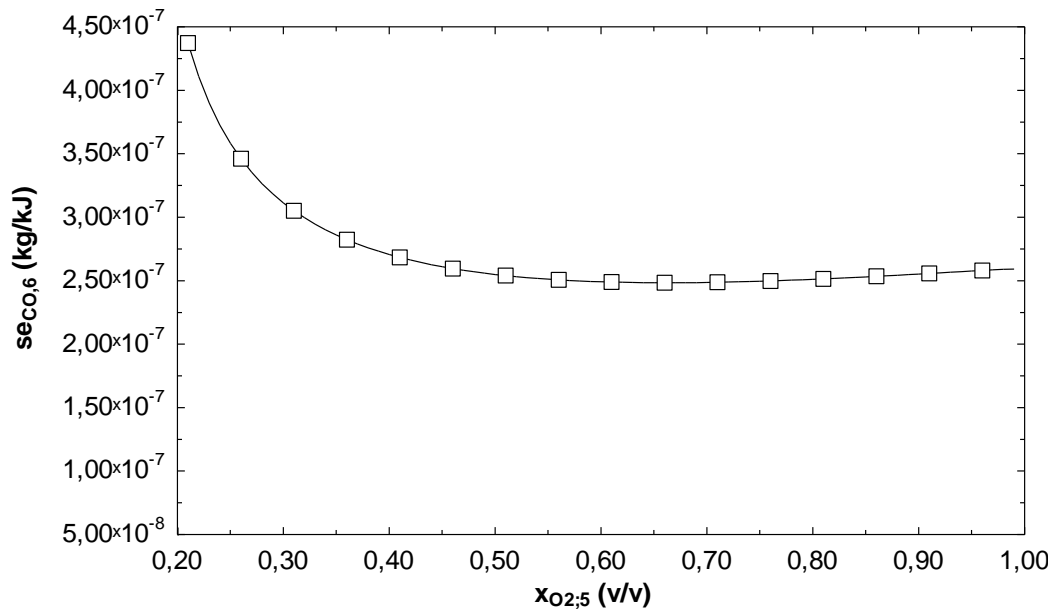


Figura 5.36 – Emissão específica de CO,  $se_{CO,6}$ , obtida para o ponto 6 do ciclo em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

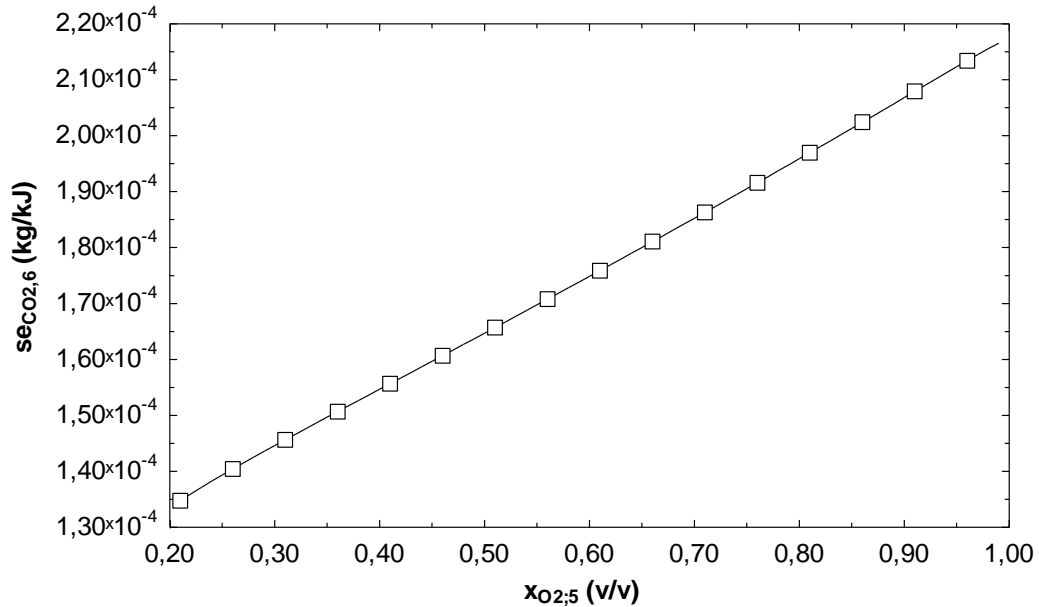


Figura 5.37 – Emissão específica de  $CO_2$ ,  $se_{CO_2,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

Os limites de inflamabilidade e a variação percentual volumétrica da proporção combustível/oxidante na câmara de combustão são apresentados na Figura 5.38. Como no caso 2, ela mostra que a chama pode se auto sustentar, mesmo para altos valores de  $x_{O_2,5}$ .

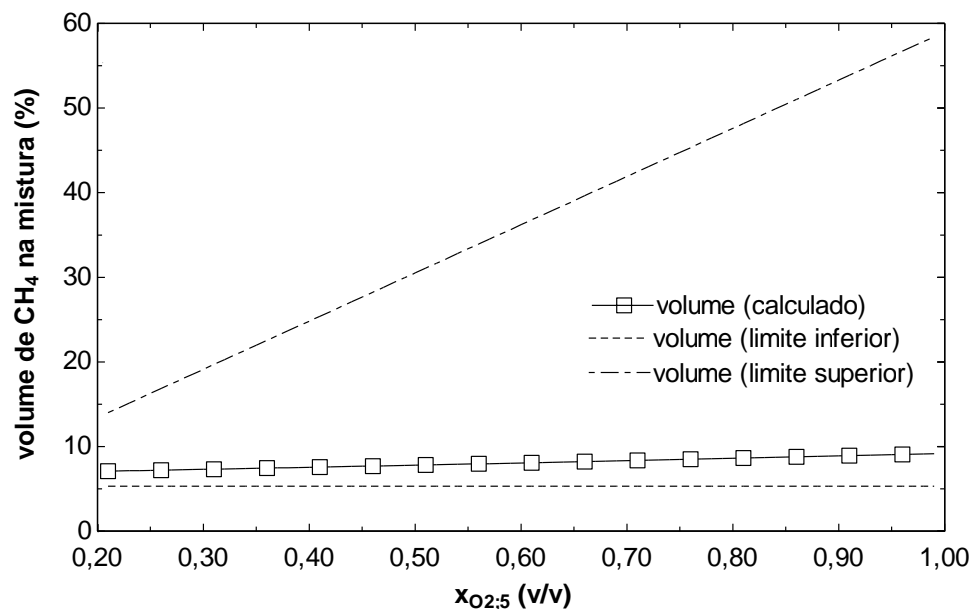


Figura 5.38 – Volume percentual de combustível/oxidante, limites superior,  $LS$ , e inferior de inflamabilidade,  $LI$ , para a câmara de combustão da turbina a gás simulada em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

### 5.1.3 Ciclo de potência operando com potência líquida constante e rotação variável

No último regime de operação da turbina a gás avaliado (caso 3) com o uso do processo OEC,  $T_6$ ,  $\dot{W}_{liq}$ , e  $\eta_C$  são mantidos fixos (sendo  $N_{ad}$  variável). O comportamento do compressor e da turbina nessas condições são mostrados esquematicamente a seguir:

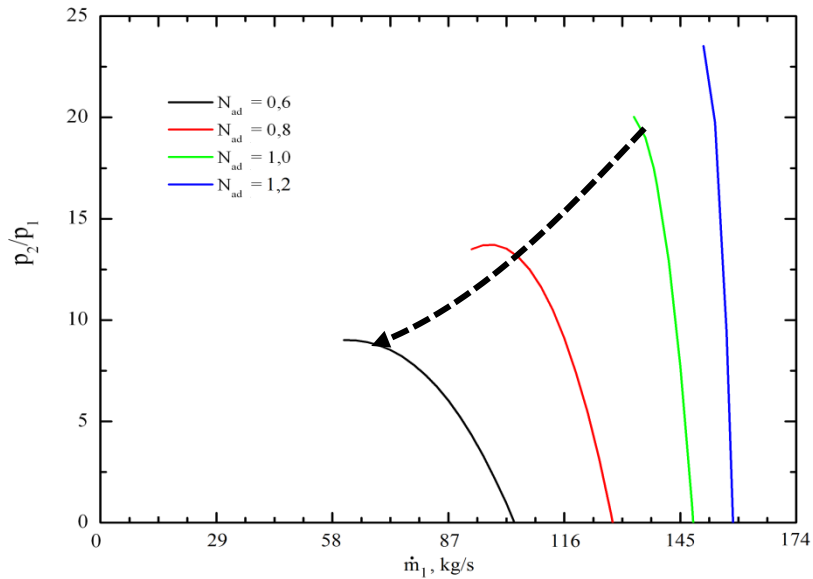


Figura 5.39 – Representação esquemática do comportamento esperado para a razão de compressão no caso 3 analisado.

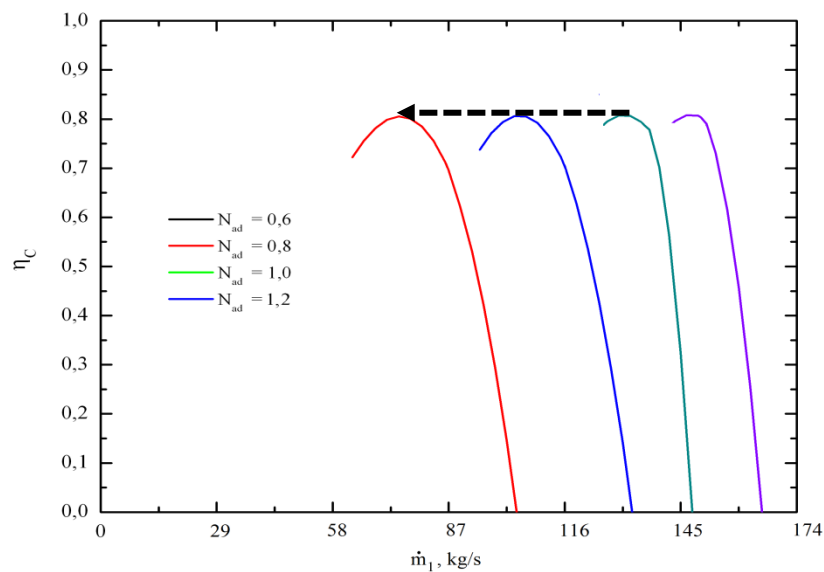


Figura 5.40 – Representação esquemática do comportamento esperado para a eficiência isentrópica do compressor no caso 3 analisado

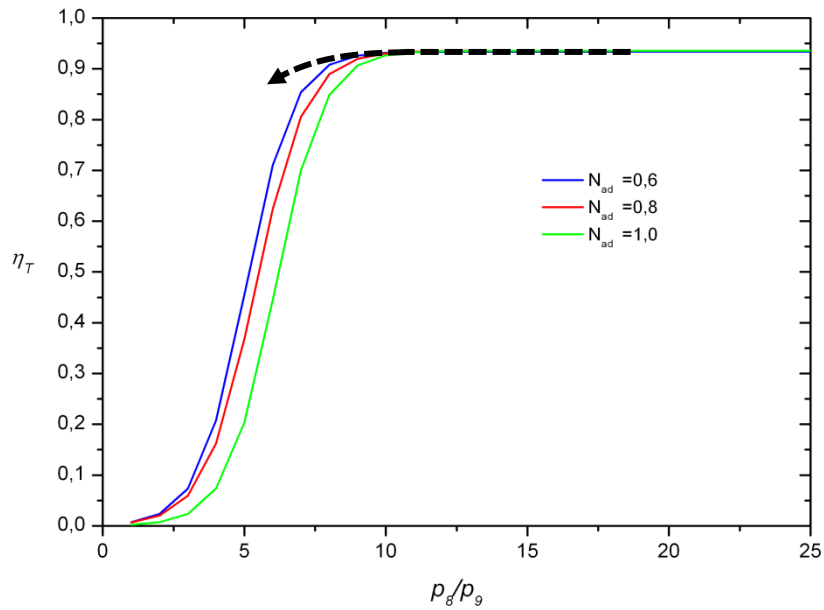


Figura 5.41 – Representação esquemática do comportamento esperado para a eficiência isentrópica da turbina no caso 3 analisado.

onde o comportamento esperado para o regime de operação é representado através de linhas tracejadas (cujo sentido de variação é informado pelas setas). Essas curvas foram obtidas em função da concentração  $x_{O_2,5}$ , conforme apresentado a seguir:

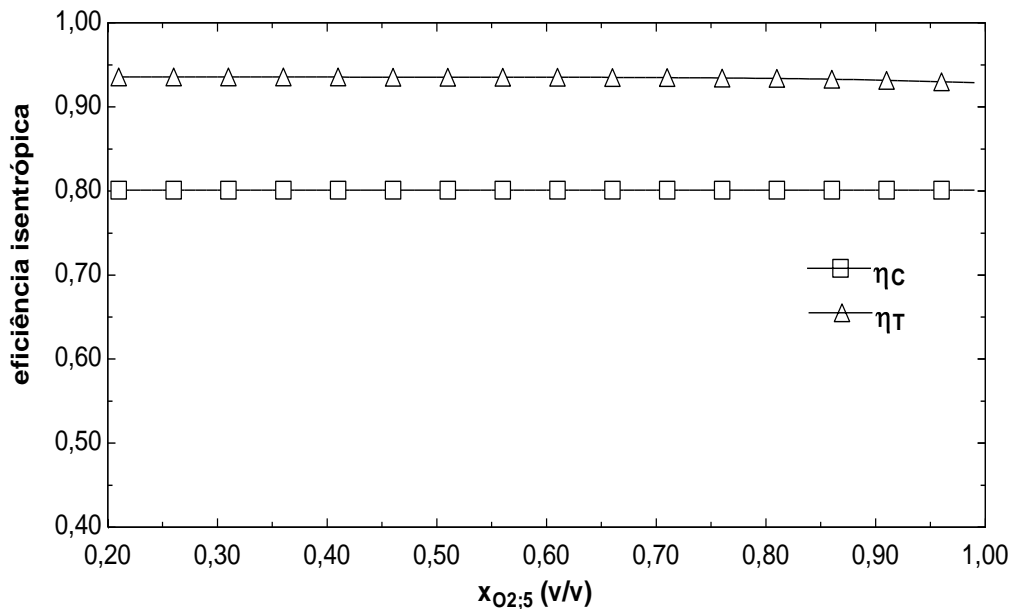


Figura 5.42 – Variação obtida para as eficiências isentrópicas do compressor,  $\eta_C$ , e da turbina,  $\eta_T$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

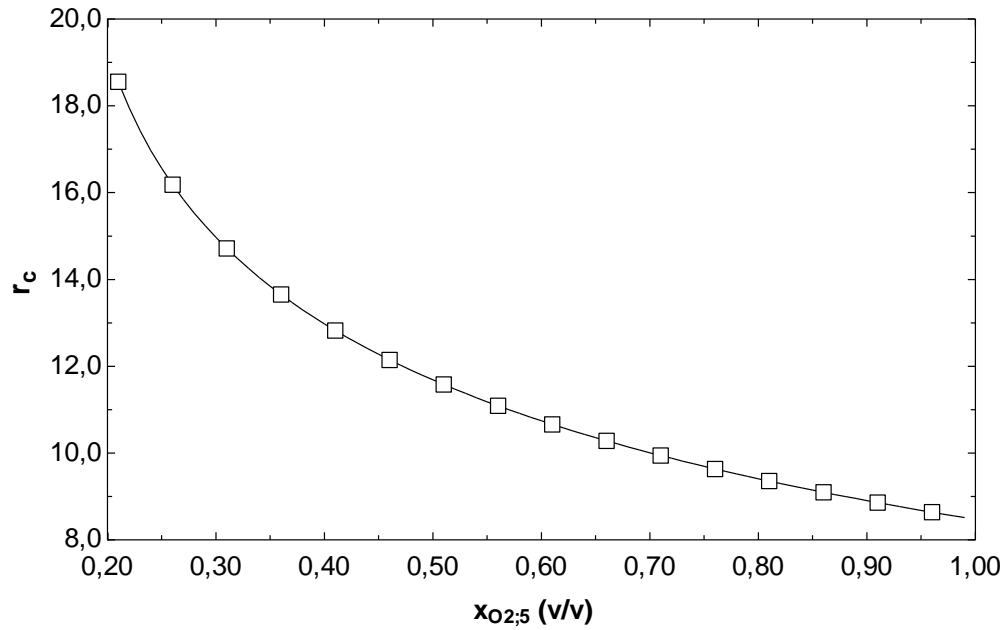


Figura 5.43 – Resultados calculados para a razão de compressão,  $r_c$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 2 analisado.

Os comportamentos das grandezas físicas apresentadas anteriormente mostram que para manter  $\dot{W}_{liq}$ ,  $\eta_c$  e  $\eta_T$  constantes é preciso variar  $r_c$  (e também  $N_{ad}$ ), já que a vazão total de ar (Figura 5.44) decresce com o aumento de concentração de  $O_2$  no ponto 5 do ciclo:

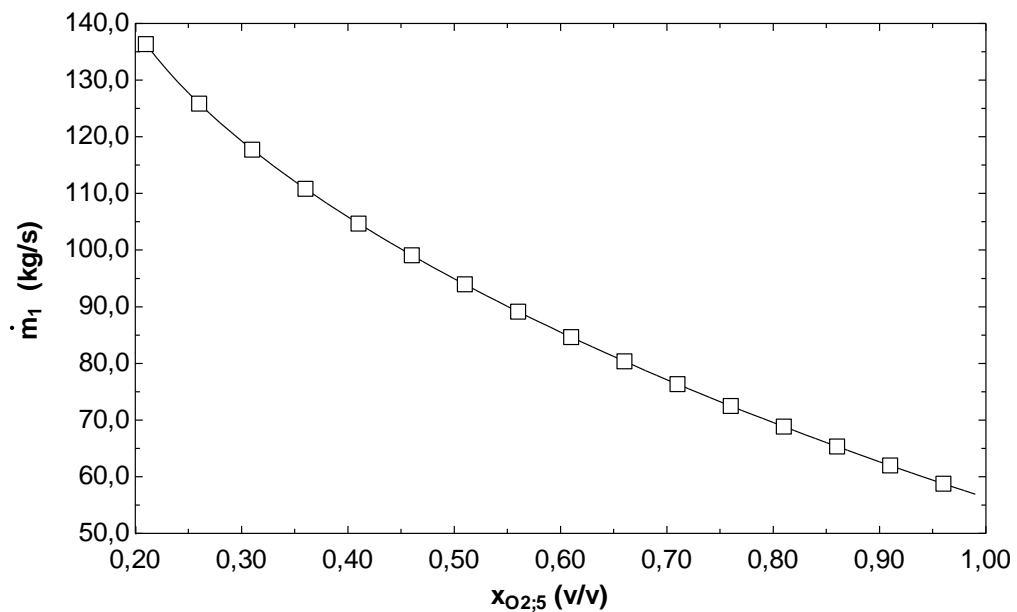


Figura 5.44 – Variação da vazão total de ar,  $\dot{m}_1$ , em função da composição do oxidante na câmara de combustão,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.



Como esperado, a Figura 5.45 mostra que a potência líquida do ciclo,  $\dot{W}_{liq}$ , permanece constante com o aumento da concentração  $x_{O_2,5}$ :

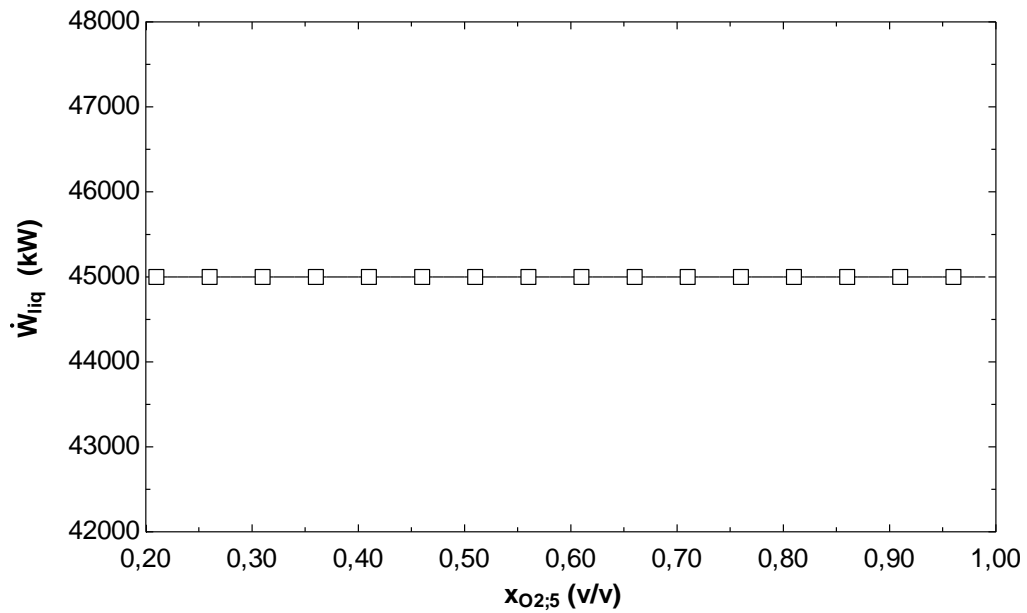


Figura 5.45 – Valores obtidos para a potência líquida do ciclo,  $\dot{W}_{liq}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

A Figura 5.46 mostra o combustível consumido com a aplicação do processo OEC no regime de operação associado ao caso 3:

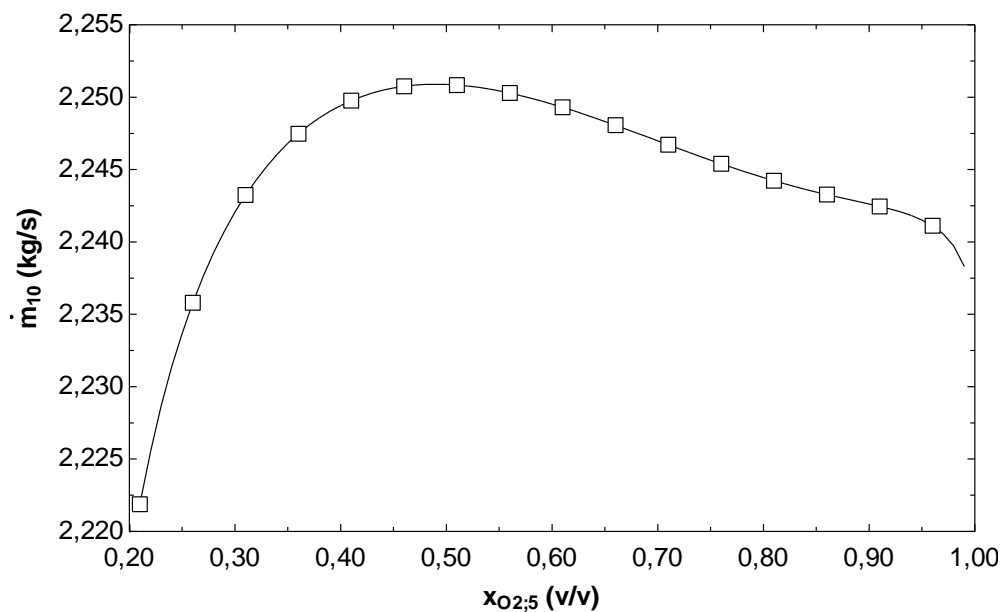


Figura 5.46 – Consumo de combustível,  $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

Como a potência líquida do ciclo é constante enquanto o consumo de combustível é variável, o consumo específico de combustível,  $sfc$ , é determinado principalmente pela vazão  $\dot{m}_{10}$  conforme mostrado a seguir:

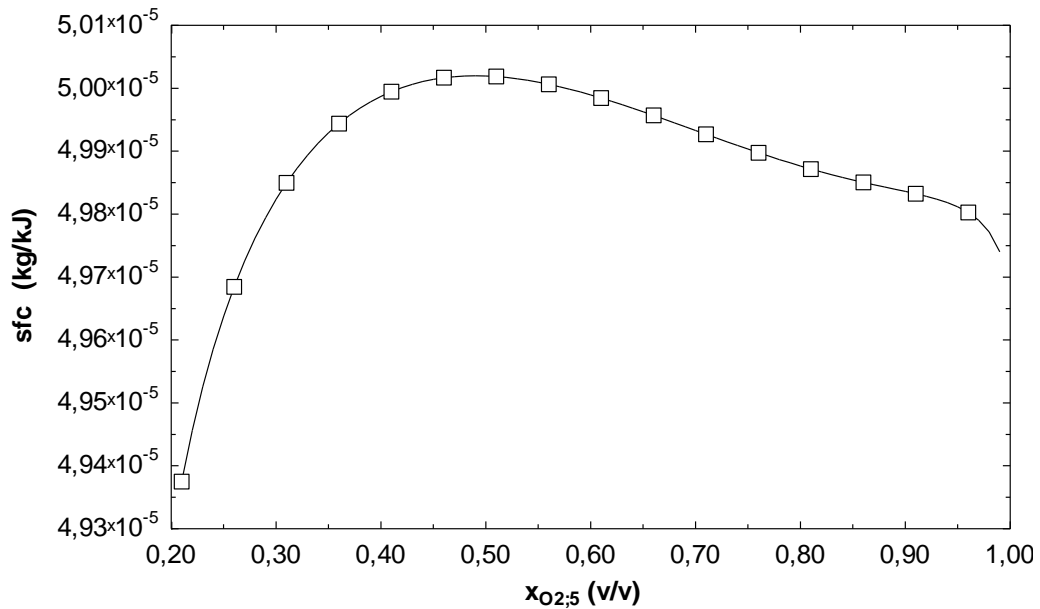


Figura 5.47 – Consumo específico de combustível,  $sfc$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

A Figura 5.48 apresenta o consumo de  $O_2$  (considerado 100% puro) obtida para o caso 3:

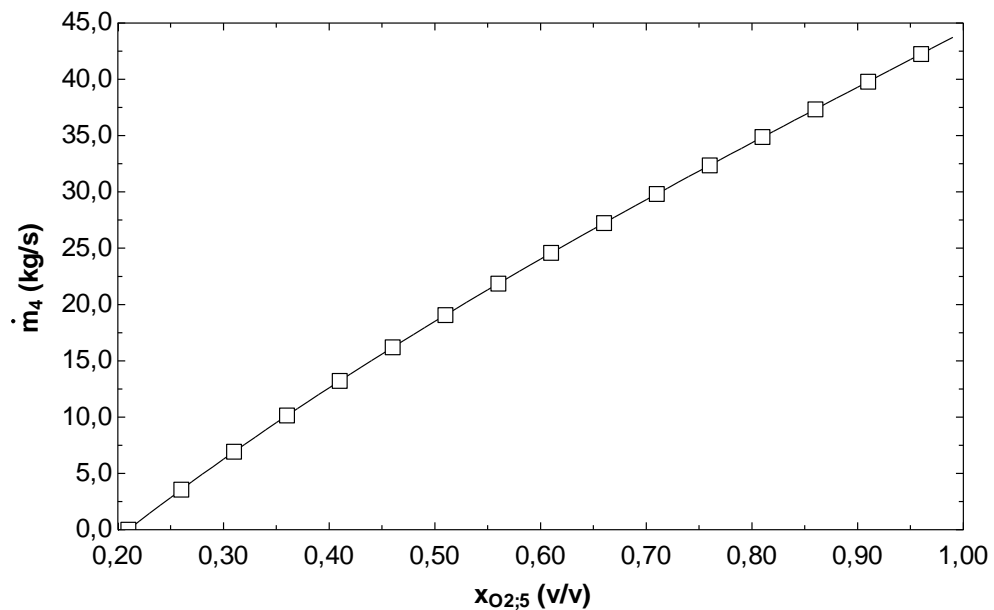


Figura 5.48 – Vazão necessária de  $O_2$  puro,  $\dot{m}_{10}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 de operação analisado.

Já na Figura 5.49 é apresentada a vazão total de produtos de combustão,  $\dot{m}_6$ , obtido:

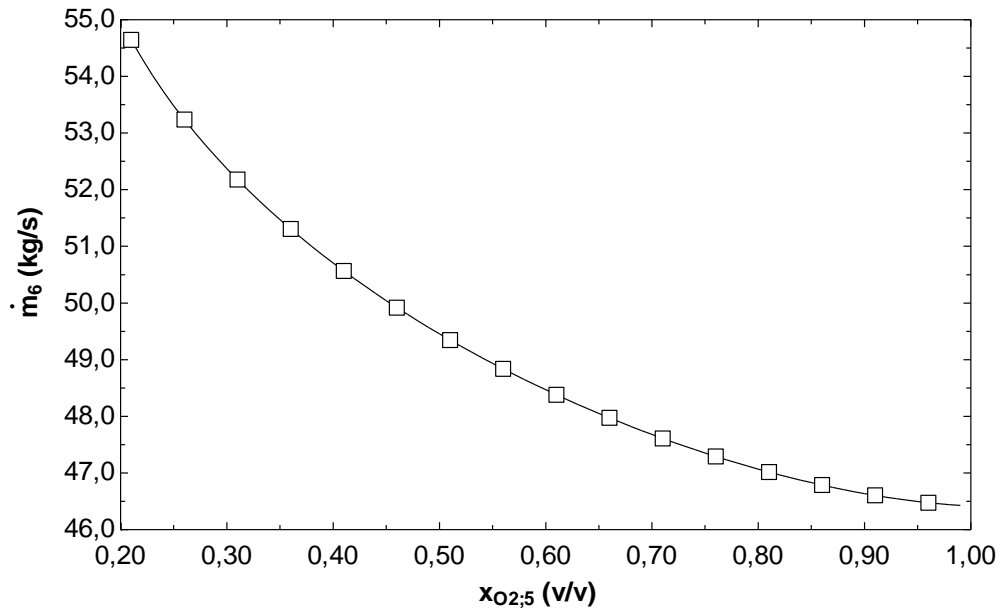


Figura 5.49 – Variação obtida para a vazão total de emissões geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_6$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

E em termos dos poluentes mais importantes, a vazão específica de gás gerado é dada pelas três figuras a seguir:

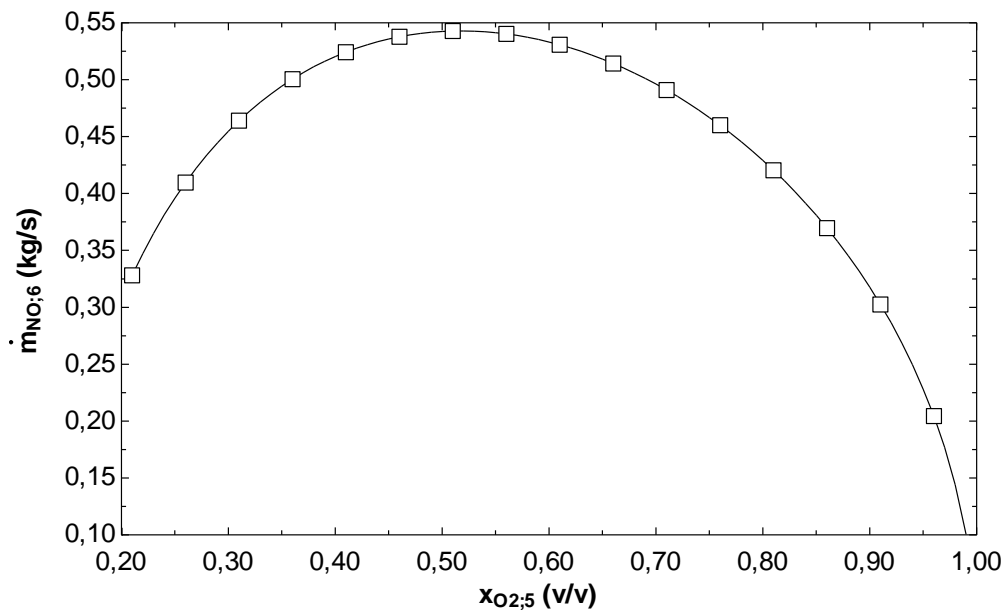


Figura 5.50 – Vazão mássica de NO geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{NO,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

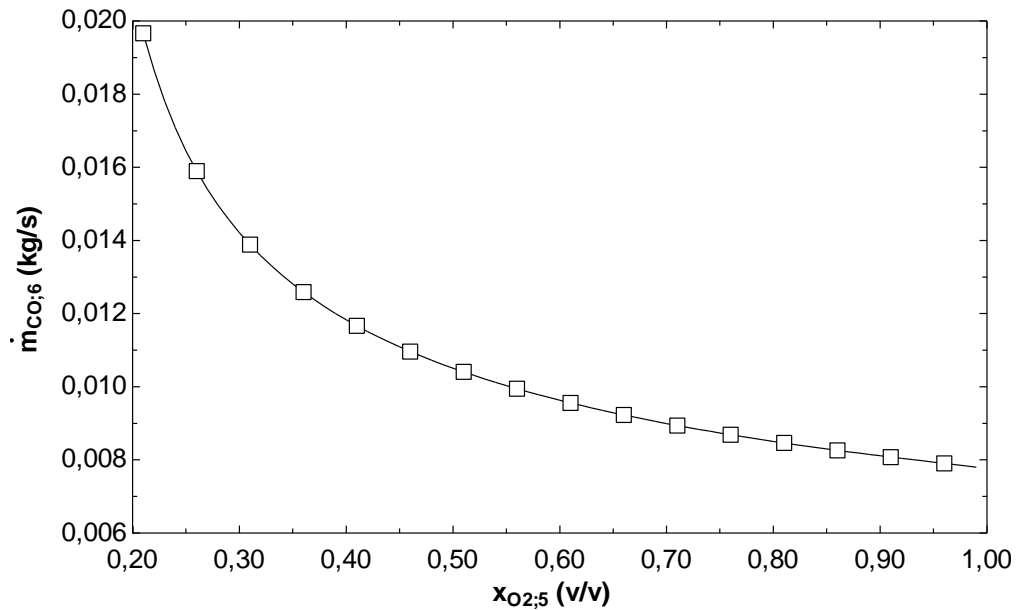


Figura 5.51 – Vazão mássica de CO geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{CO,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

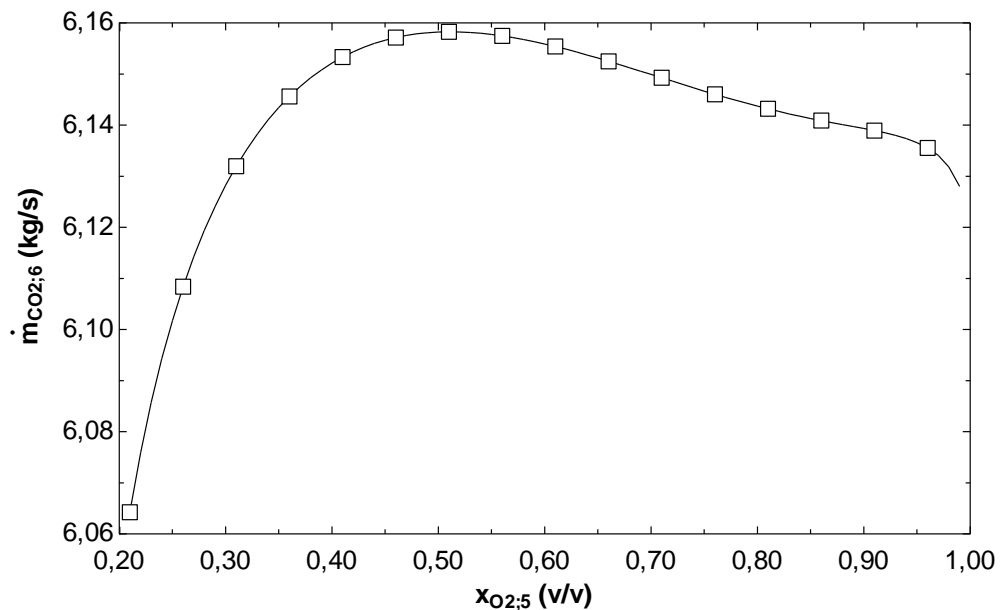


Figura 5.52 – Vazão mássica de CO<sub>2</sub> geradas na câmara de combustão,  $\dot{m}_{CO_2,6}$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

Como nos outros regimes de operação apresentados, os comportamentos dos gases NO, CO e CO<sub>2</sub> com o aumento de  $x_{O_2,5}$  são explicados com a aplicação do princípio de Le Châtelier na corrente de saída da câmara de combustão do ciclo.

Na Figura 5.53 é apresentado o comportamento da vazão total dos produtos de combustão gerados em termos específicos,  $se_6$ , (vazão mássica por potência líquida obtida no ciclo):

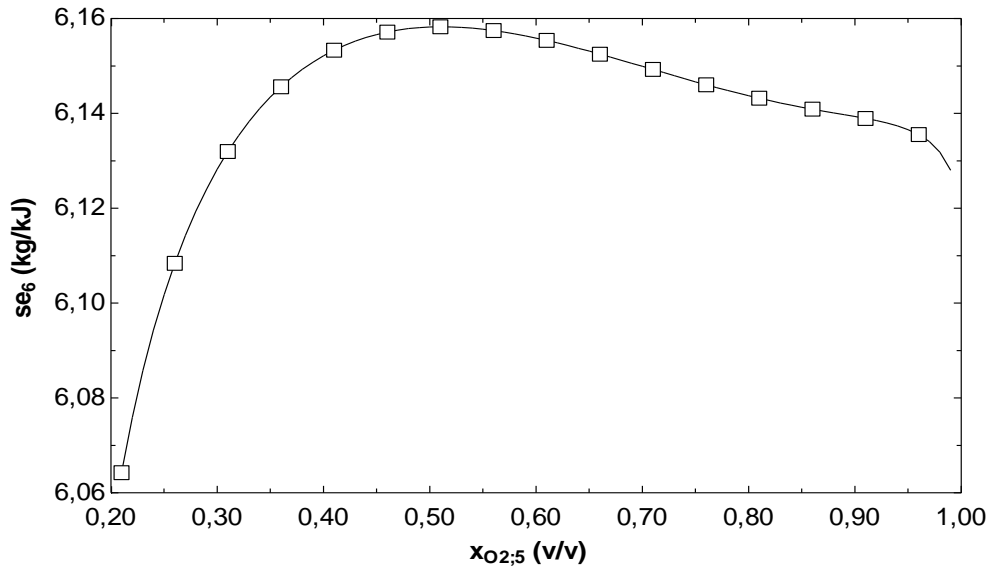


Figura 5.53 – Emissão específica total dos produtos de combustão,  $se_6$ , em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

E a emissão específica em termos dos poluentes mais importantes (NO, CO e  $CO_2$ ) são apresentadas nas figuras a seguir para o ponto 6 do ciclo no regime de operação avaliado (caso 3):

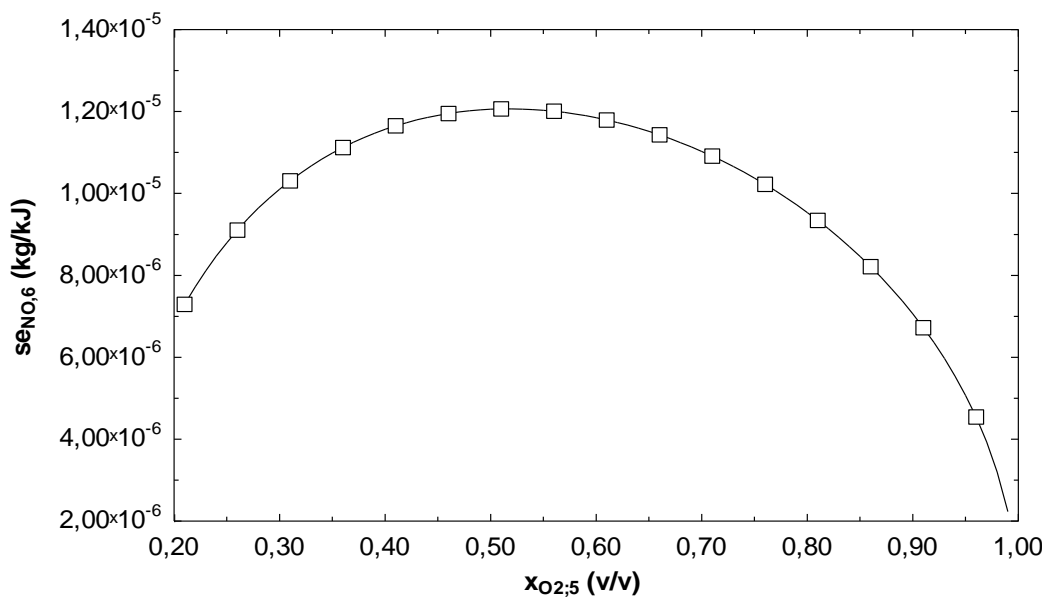


Figura 5.54 – Emissão específica de NO,  $se_{NO,6}$ , no ponto 6 do ciclo em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

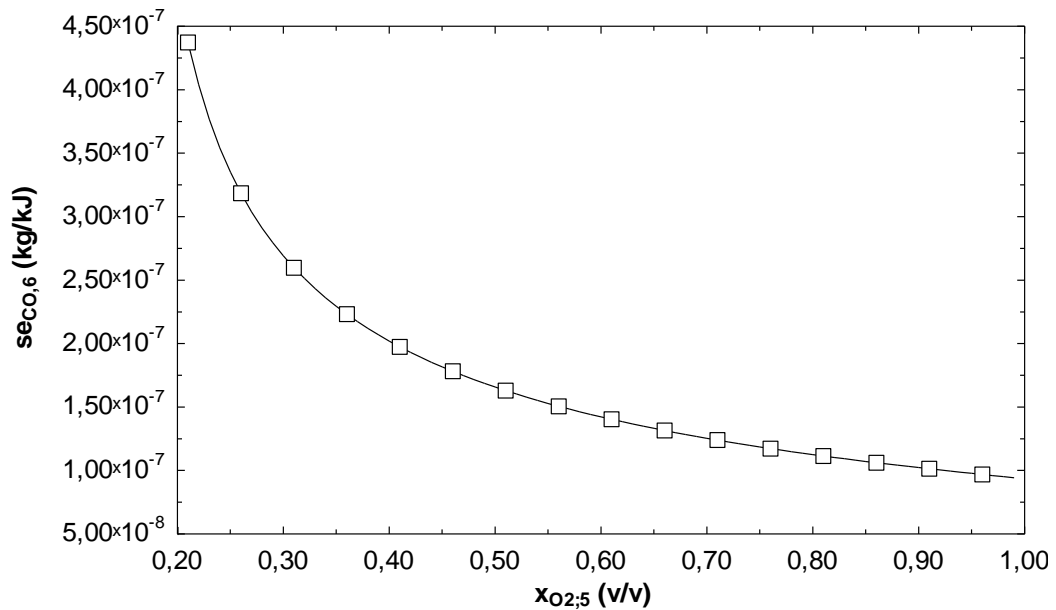


Figura 5.55 – Emissão específica de CO,  $se_{CO,6}$ , obtida para o ponto 6 do ciclo em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

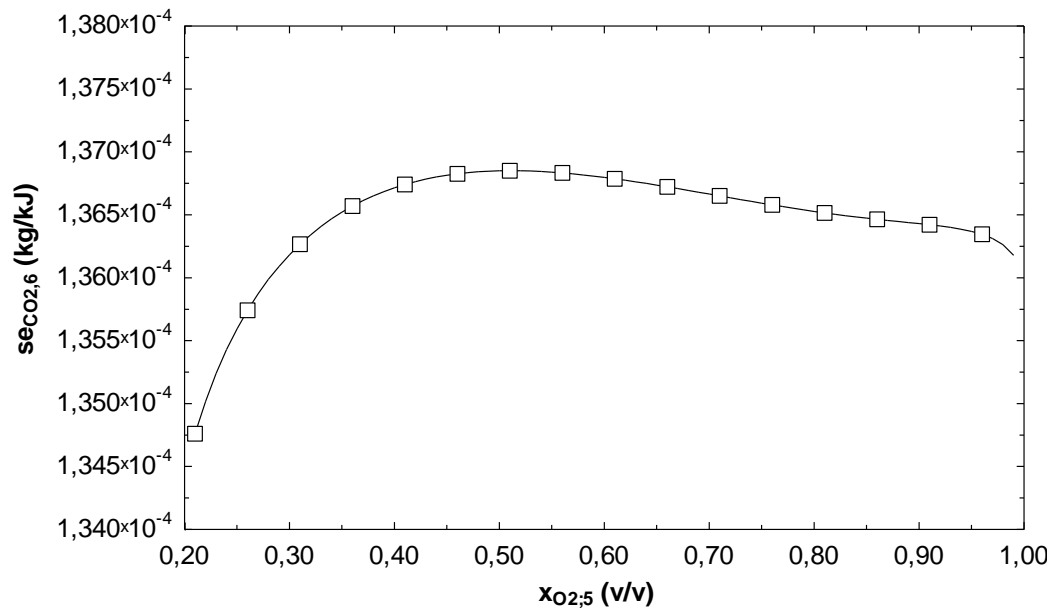


Figura 5.56 – Emissão específica de CO<sub>2</sub>,  $se_{CO_2,6}$ , na corrente de saída da câmara de combustão em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

Os limites de inflamabilidade e a variação percentual volumétrica da proporção combustível/oxidante (considerando a soma das correntes de oxidante e combustível) são apresentados na Figura 5.57 a seguir:

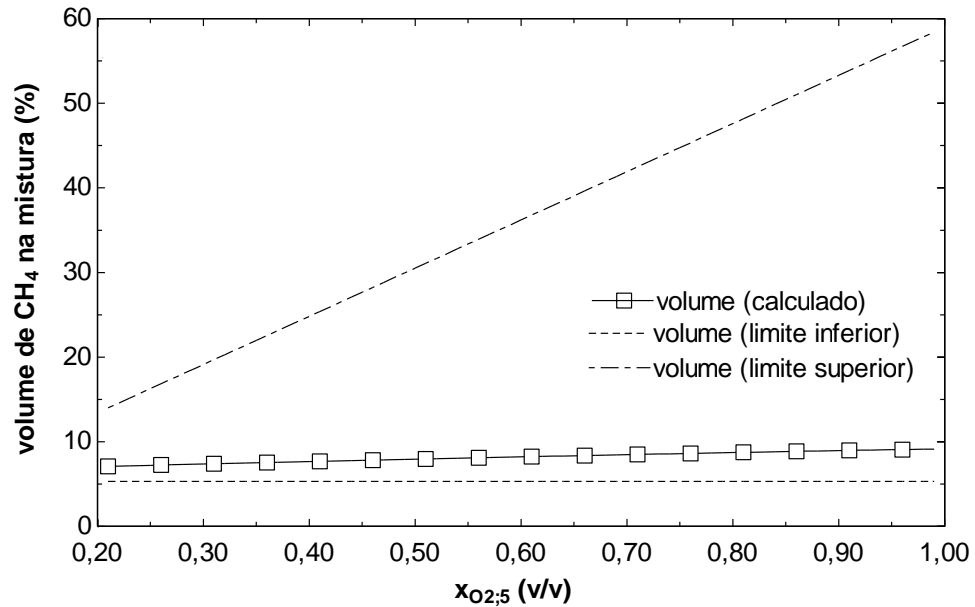


Figura 5.57 – Volume percentual de combustível/oxidante, limites superior, *LS*, e inferior de inflamabilidade, *LI*, para a câmara de combustão da turbina a gás simulada em função da composição do oxidante,  $x_{O_2,5}$ , para o caso 3 analisado.

Como nos outros regimes de operação analisados, a Figura 5.57 mostra que a chama pode se auto sustentar, mesmo para altos valores de  $O_2$  no ponto 5 do ciclo.

## 5.2 Estimativa energética do impacto da produção de oxigênio

Os resultados apresentados na seção 5.1 se baseiam no caso hipotético de uma turbina a gás instalada em um local onde exista um suprimento externo de oxigênio (com 100% de pureza), proveniente, por exemplo, do excedente de algum outro processo que ocorra em paralelo ao equipamento, de forma que possa ser usado para implementar o processo OEC no ciclo. Entretanto, além de não ser possível obter oxigênio com concentração volumétrica percentual volumétrica de 100% de  $O_2$ , existe um gasto energético para a produção de oxigênio a partir do ar atmosférico, que deve ser contabilizado no balanço energético do equipamento onde será aplicada a combustão enriquecida.

A metodologia para a determinação da energia necessária para a produção do oxigênio  $w_{ASU}$  é apresentada no Anexo B deste trabalho, onde é obtida a equação que segue:

$$w_{ASU} = 142,48e^{0,0206w_{O_2}} \quad (5.1)$$

que é função do volume de oxigênio  $V_{O_2}$  produzido por criogenia. Com base nessa estimativa, a Figura 5.58 e apresenta o rendimento térmico do ciclo para dois níveis de pureza de  $O_2$  no ponto 4, levando em conta que existe uma demanda de energia pela ASU.

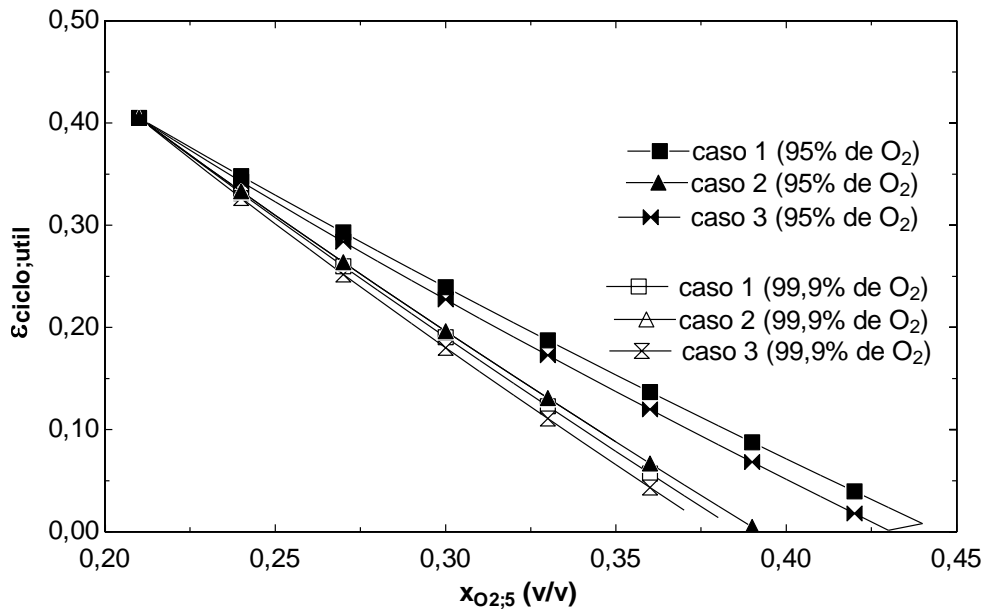


Figura 5.58 – Rendimento térmico do ciclo  $\varepsilon_{ciclo}$  para os três regimes de operação estudados levando em conta a energia necessária para a produção do oxigênio em função de  $x_{O_2,5}$  (para  $x_{O_2,4}$  igual a 0,999 e igual a 0,950).

Espera-se desse modo um aumento do consumo específico de combustível, já que este é inversamente proporcional ao rendimento térmico do ciclo térmico.

Conclui-se imediatamente da Figura 5.58 que o caso 1 (seção 5.1.1) é menos influenciado pela unidade de produção de oxigênio (ASU), principalmente pelo fato de a potência líquida ser variável (crescente). Além disso, conforme esperado, quando a concentração do oxigênio no ponto 4 cai para 95% é consumida uma potência menor pela ASU.

Apesar dos resultados negativos, análise do impacto do consumo energético da ASU apresentada acima é somente uma avaliação preliminar conforme proposto nesta seção. Uma análise mais completa envolveria uma avaliação econômica e o aproveitamento dos outros gases obtidos com o processo de separação de ar.



### 5.3 Comparação entre os principais resultados dos vários casos estudados

Uma síntese comparativa dos principais resultados da seção 5.1 é apresentada a seguir. As grandezas iguais para os três casos estudados (seção 5.1.1, seção 5.1.2 e seção 5.1.3) são agrupadas em uma única gravura para melhor comparação.

A Figura a seguir compara os consumos específicos de combustível para os três regimes de operação estudados:

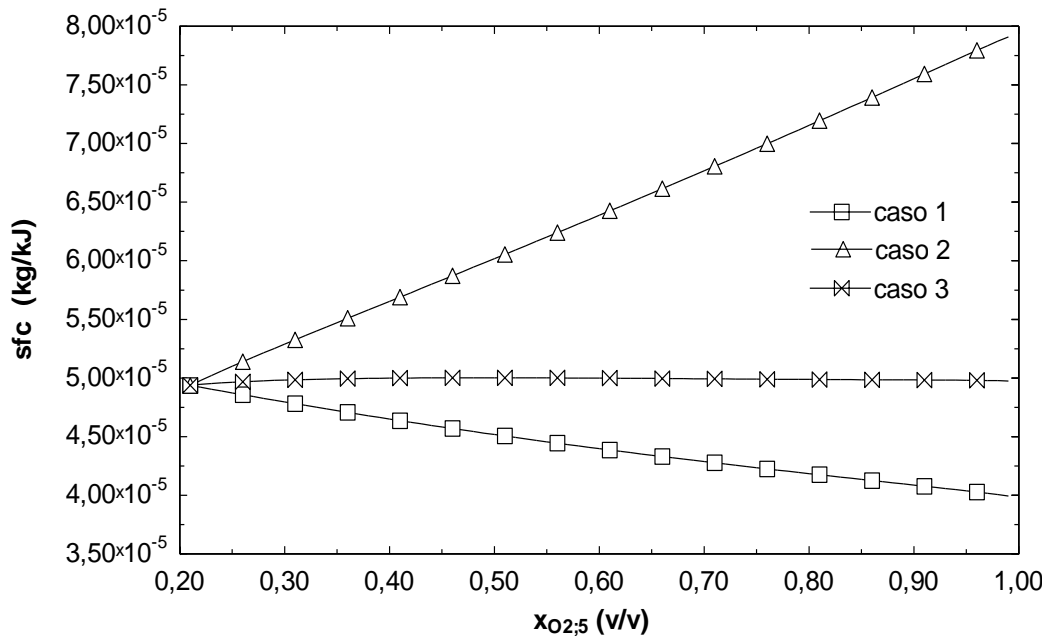


Figura 5.59 – Consumo específico de combustível para os três regimes de operação estudados. Resultados em função do nível de enriquecimento ( $x_{O_2,5}$ ).

que mostra que o primeiro caso 1 é o mais favorável devido ao aumento da potência líquida obtida. Em contrapartida, o caso 2 tem um aumento significativo no consumo específico de combustível impulsionado principalmente pela variação dos trabalhos específicos do compressor e da turbina.

Uma comparação entre as emissões específicas de NO, CO e CO<sub>2</sub> obtidas para o ponto 6 do ciclo é apresentada nas figuras a seguir como função do nível de enriquecimento imposto ao ciclo modelado para cada um dos casos de operação:

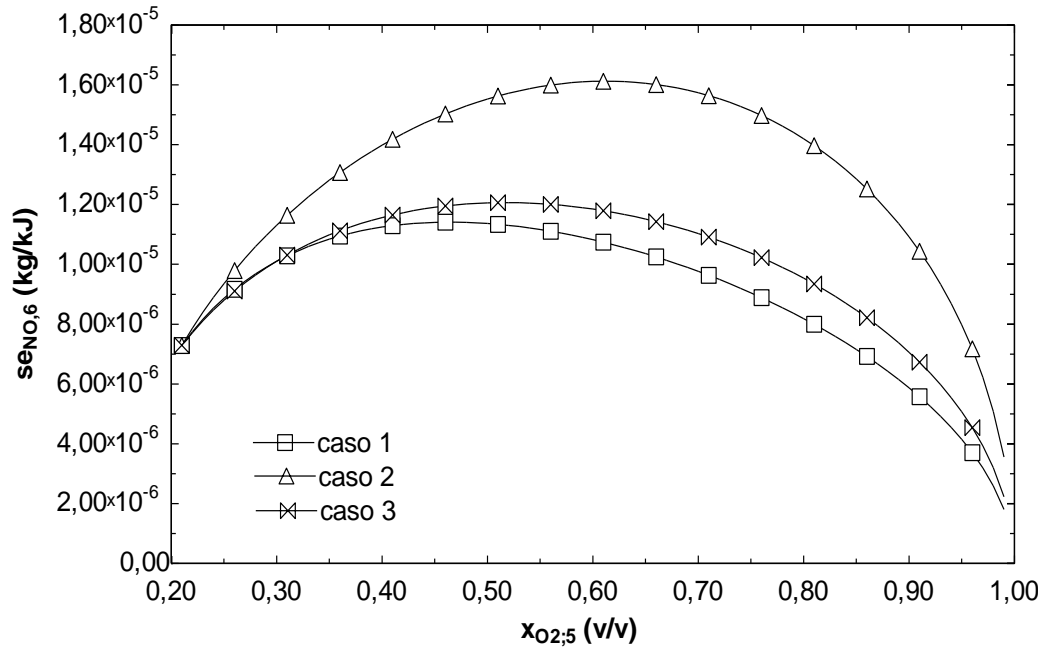


Figura 5.60 – Vazão específica de NO para os três regimes de operação estudados. Resultados em função do nível de enriquecimento ( $x_{O_2,5}$ ).

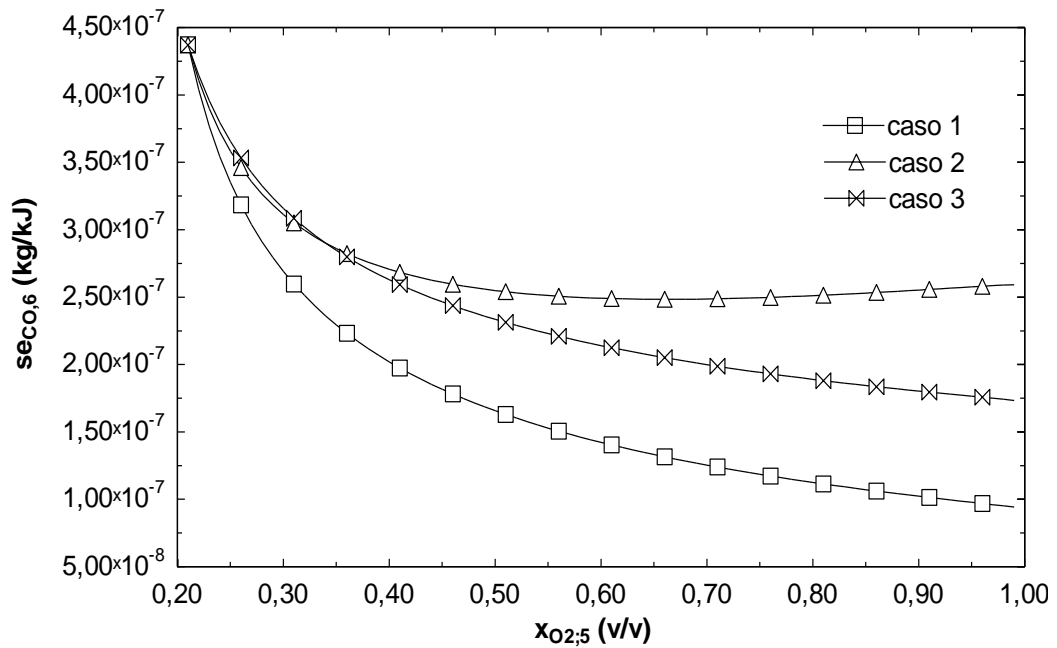


Figura 5.61 – Vazão específica de CO para os três regimes de operação estudados. Resultados em função do nível de enriquecimento ( $x_{O_2,5}$ ).

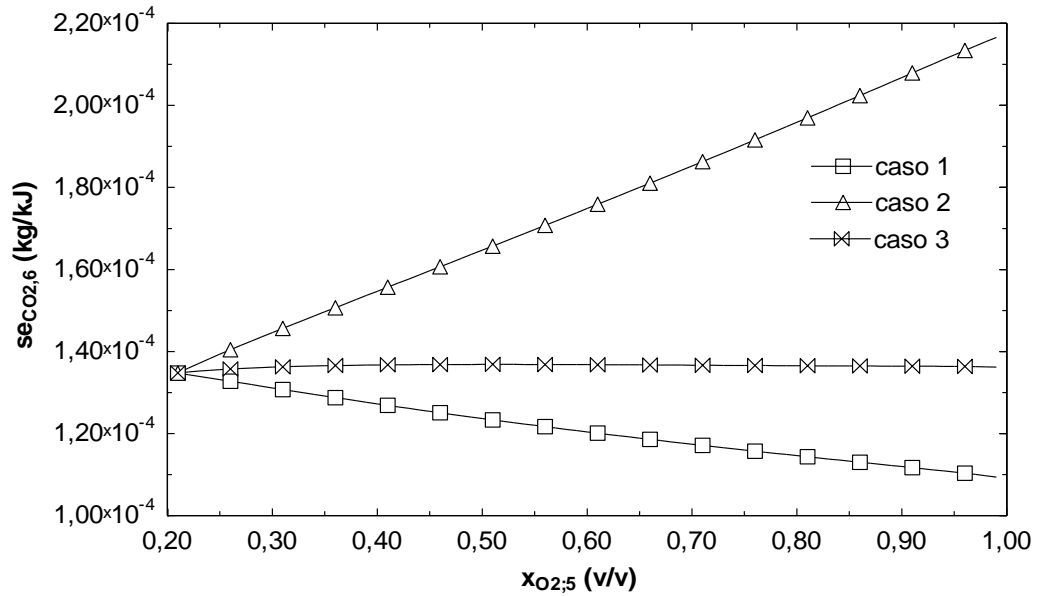


Figura 5.62 – Vazão específica de CO<sub>2</sub> para os três regimes de operação estudados. Resultados em função do nível de enriquecimento ( $x_{O_2,5}$ ).

Devido principalmente ao aumento da potência líquida, o caso 1 apresenta a curva com os menores valores de emissões específicas. Já no caso 2 existe uma grande geração dos poluentes, justificando os valores maiores apresentados nas figuras.

Já que todos os regimes de operação podem atingir níveis de  $x_{O_2,5}$  iguais a 1,0, a tabela a seguir faz um resumo comparativo das principais grandezas para os caso 1, 2 e 3 e o regime de operação padrão ( $x_{O_2,5}$  fixo em 0,21):

Tabela 5.1 – Comparação entre os principais resultados obtidos para os regimes de operação analisados (com  $x_{O_2,5}$  igual a 100%) em relação ao caso padrão (com  $x_{O_2,5}$  igual a 21%)

| Variável               | Padrão<br>(21% de O <sub>2</sub> ) | Caso 1<br>(100% O <sub>2</sub> ) | Caso 2<br>(100% O <sub>2</sub> ) | Caso 3<br>(100% O <sub>2</sub> ) |
|------------------------|------------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| $\dot{W}_{liq}$ (kW)   | 45,00                              | 109,41                           | 45,00                            | 45,00                            |
| $sfc$ (kg/kJ)          | 4,94x10 <sup>-5</sup>              | 3,99x10 <sup>-5</sup>            | 7,91x10 <sup>-5</sup>            | 4,97x10 <sup>-5</sup>            |
| $\epsilon_{ciclo}$ (%) | 40,50                              | 50,07                            | 25,28                            | 40,20                            |
| $se_{NO,6}$ (kg/kJ)    | 7,20x10 <sup>-6</sup>              | 1,92x10 <sup>-6</sup>            | 2,10x10 <sup>-6</sup>            | 2,16x10 <sup>-6</sup>            |
| $se_{CO,6}$ (kg/kJ)    | 4,44x10 <sup>-7</sup>              | 6,06x10 <sup>-8</sup>            | 1,76x10 <sup>-7</sup>            | 2,55x10 <sup>-7</sup>            |
| $se_{CO_2,6}$ (kg/kJ)  | 1,38x10 <sup>-4</sup>              | 9,80x10 <sup>-8</sup>            | 2,18x10 <sup>-4</sup>            | 1,32x10 <sup>-4</sup>            |
| $\dot{m}_4$ (kg/s)     | 0,00                               | 85,76                            | 69,70                            | 43,74                            |

#### 5.4 Outras variações dos casos analisados

Com a utilização da mesma metodologia e do equacionamento apresentados, foi possível também obter soluções que são variações dos casos analisados neste capítulo. Em uma delas, no lugar da temperatura  $T_6$  da câmara de combustão ser mantida fixa, a razão de equivalência  $\Phi$  é mantida fixa. Dessa forma, a temperatura  $T_6$  torna-se uma variável a medida que o enriquecimento da combustão é implementado. Os resultados preliminares mostram que quase todas as emissões (tanto em concentração como em vazão) aumentam consideravelmente com  $x_{O_2,5}$ , já que  $T_6$  tem o valor da temperatura adiabática de chama, que é crescente com o aumento da concentração de oxigênio no oxidante.

#### 5.5 Considerações finais do capítulo

Baseados em alguns regimes possíveis de operação de turbinas a gás, as seções deste capítulo apresentaram e discutiram os resultados de três propostas de implementação da combustão enriquecida com oxigênio. Uma conclusão imediata é que, em princípio, todas as propostas estudadas admitem condições viáveis de operação para qualquer nível de enriquecimento da combustão.

O caso 1 foi aquele em que se obteve a maior queda do consumo específico de combustível (em torno de 20%). Um incremento de 24% no rendimento térmico também foi obtido com o uso do OEC. Como a potência líquida não foi fixada foi possível obter um aumento de até 143% no seu valor. Como esperado, não houve alteração no valor da eficiência isentrópica do compressor e da turbina. O suprimento de oxigênio puro necessário foi de até 85,60 kg/s. Dos três casos, foi o que obteve o menores valores de poluentes emitidos por kW líquido gerado (redução de até 23,2%).

No outro lado, o caso 2 foi o que apresentou os resultados menos satisfatórios em termos de consumo de combustível e queda das eficiências. Houve um aumento de cerca de 60% no  $scf$ , com uma redução de 37,5% no rendimento térmico do ciclo, uma queda de 48% da eficiência isentrópica do compressor e de 1,5% na turbina. Em termos de emissão e consumo de oxigênio, os valores encontrados estão em um meio termo entre os casos 1 e 3. A soma das vazões dos principais poluentes (NO, CO, CO<sub>2</sub> e CO) aumentou em 52%, tendo sido necessário um suprimento de até 69,60 kg/s de oxigênio para sustentar o processo. A razão

vazão molar de poluentes (considerando os mais importantes) por potência líquida foi a que apresentou o maior aumento entre os três regimes de operação da turbina a gás (de até 54%).

Os resultados mais importantes do caso 3 foram: redução de aproximadamente 1% no consumo específico de combustível, queda de 4,4% na geração das emissões mais significativas e de 22% nas emissões por kW gerado. Foi o regime de operação que necessitou menor quantidade de oxigênio para a implementação do OEC (máximo de 43,7kg/s). A eficiência isentrópica do compressor permaneceu inalterado, enquanto a da turbina reduziu em somente 0,71%. O rendimento térmico do ciclo também se manteve praticamente inalterada (redução de 0,73%).

Quando foi levada em conta a taxa de energia necessária para a produção de oxigênio, a potência útil diminui de forma crescente com o aumento do enriquecimento da combustão. Dessa forma, o caso 2 foi o mais desfavorável, já que para concentrações molares de oxigênio (no ponto 5) acima de 75%, a potência demandada pela ASU é maior do que a turbina a gás pode disponibilizar.

## 6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi apresentado e desenvolvido um modelo que pudesse representar termodinamicamente o funcionamento típico de uma turbina a gás industrial de um único eixo. Este modelo foi validado com base na literatura pesquisada e mostrou-se adequado, já que representou satisfatoriamente as principais variáveis e comportamentos que caracterizam o tipo de equipamento estudado.

Com relação aos casos em que a combustão enriquecida foi avaliada, estes foram baseados em três possíveis regimes de operação da turbina a gás estudada e que podem ser utilizados na prática. A análise da viabilidade do uso de cada um dos casos depende das necessidades desejadas de cada possível aplicação. Entretanto, nenhuma delas é recomendada quando a economia de combustível é uma meta a ser alcançada.

Os resultados da simulação do processo OEC aplicado na turbina a gás quando em operação com potência líquida e vazão de ar fixas (caso 1), sugerem que seu uso é recomendado para algumas aplicações onde um aumento na potência útil é desejado, sem que necessite de grandes mudanças na configuração do equipamento, entre elas: acionadores mecânicos, geradores de eletricidade (dentro da faixa de aumento de potência tolerada pelo gerador) ou em casos em que se deseja diminuir a relação de poluentes emitidos por potência líquida.

Já a operação do equipamento em regime OEC com potência líquida e rotação constante (caso 2 estudado) só é recomendada quando existe uma grande necessidade de redução da concentração dos principais poluentes liberados na corrente de saída a turbina. Entretanto, isto é obtido à custa do aumento do consumo de combustível, da redução da eficiência do compressor e de um grande consumo de oxigênio.

Quando o custo do oxigênio necessário para a utilização da combustão enriquecida é um fator importante, a aplicação do caso 3 (turbina a gás com rotação variável) é a mais recomendada. Entretanto, não é indicada para o setor de energia elétrica, já que os geradores de eletricidade necessitam ser operados a uma rotação constante (devido a frequência da rede elétrica).

As simulações mostraram que o uso do OEC no dispositivo avaliado só é viável se existir um excedente de oxigênio disponível de alguma planta de separação de ar (ASU) que opere de forma paralela e desacoplada da turbina a gás. Para todos os casos, é necessária uma unidade criogênica de produção de oxigênio, já que mesmo para pequenos níveis de

enriquecimento, foi necessário um consumo acima de 40 toneladas de  $O_2$ . Este valor é maior que a capacidade de produção conseguida com os métodos alternativos, como PSA (*pressure swing adsorption*), membranas, etc.

Devido ao fato de não se tratar de um problema linear (já que a entropia de um gás ideal é equacionada através de logaritmos), o estudo mostrou-se difícil de ser realizado com o critério de convergência desejado, já durante as primeiras simulações. Este problema foi resolvido com a restrição dos valores máximos e mínimos que as variáveis poderiam assumir no EES. Entretanto, isto teve que ser feito de forma cautelosa já que deveria permitir uma certa variação das grandezas calculadas com a exploração da mudança da concentração de  $O_2$  no oxidante.

Com relação ao CEA, o software foi utilizado para auxiliar a validação da metodologia deste trabalho, já que se trata de um código desenvolvido para a análise de problemas de combustão.

## 6.1 Sugestões de trabalhos futuros

A combustão enriquecida com oxigênio é um processo pouco estudado e que pode trazer uma série de benefícios nas mais variadas aplicações. Ainda assim, sua utilização atual é restrita a somente alguns ramos da indústria e os estudos sobre o assunto são escassos. Baseado nisto e nos resultados apresentados, as sugestões para a continuação deste estudo são: a realização da avaliação da aplicação do OEC em outros sistemas (por exemplo, na queima de carvão mineral), a análise dos efeitos da integração térmica da ASU com o restante do ciclo e a pesquisa de alguns processos emergentes de produção de oxigênio.

Também fica a sugestão da utilização da metodologia usada em outros trabalhos futuros. Ela mostrou-se válida para o estudo de sistemas térmicos realizados onde as reações de combustão não podem ser negligenciadas, mas que precisam ser modeladas com o uso de uma metodologia simples.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Baukal, C. E. **Oxygen Enhanced Combustion**, CRC Press, Florida, 1998.
- Baukal, C. E.; Gebhart B. Oxygen-Enhanced Natural Gas Flame Radiation, **Heat Mass Transfer**, v. 40, p. 2539-2547, 1997.
- Bejan, A.; Tsatsaronis, G.; Moran, M. **Thermal Design & Optimization**, John Wiley & Sons, New York, 1996.
- Bellorio, M. B. **Aplicação de Sistemas Evaporativos no Ciclo de Turbinas a Gás**, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de Brasília, 2005.
- Bisio, G.; Bosio, A.; Rubatto, G. Thermodynamics Applied of Oxygen Enrichment of Combustion Air, **Energy Conversion and Management**, v.43, p. 2589-2600, 2002.
- Boeira, W. S., **Análise do Comportamento de Turbinas a gás Operando com Combustão Enriquecida com Oxigênio**, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de Federal do Rio Grande do Sul, 2010.
- Bolland, O.; Mathieu, P. Comparasion of Two CO<sub>2</sub> Removal Options in Combined Cycle Power Plants, **Energy Conversion and Management**, v.39, p. 1653-1663, 1998.
- Boyce, M. P. **Gas Turbine Engineering Handbook**, Gulf Professional Publishing, Houston, 2002.
- Brady, J. E.; Humiston, G. E. **Química Geral**, LTC, Rio de Janeiro, 1998
- Branco, F. P. **Análise Termoeconômica de uma Usina Termelétrica a Gás Natural Operando em Ciclo Aberto e em Ciclo Combinado**, Dissertação de Mestrado, UNESP, 2005.
- Carvalho Junior, J. A. **Princípios de Combustão Aplicada**, Editora da UFSC, Florianópolis, 2007.
- Carvalho, H. M. **Desenvolvimento de Um Modelo Matemático para Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás de um Eixo**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 2006.
- Chomiak, J. **Combustion, a Study in Theory: Fact and Application**, Gordon and Breach Science Publishers, London, 1990.
- Coelho, P.; Costa, M. **Combustão**, Editora Órion, Amadora, 2007
- Cohen, H.; Rogers G. F. C.; Saravanamutto, H. I. H. **Gas Turbine Theory**, Lougman Group, London, 1996.



Dafoe, B. M., Industrial and Commercial Utilization of Gases, Report of Committee, International Gas Union, Zurich, 1991.

Dórea, F. T.; Mendoza, O. S. H.; Martins, G.; Pitillo, E. J.; Modelagem Semi-Empírica de Turbinas Radiais, **16º Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica**, Uberlândia, 2006.

EIA – Energy Information Administration. International Energy Outlook 2009, <http://www.eia.doe.gov/oiaf/ieo/index.html> (Acesso em Novembro de 2010).

Gordon, S.; McBride, B. J. Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions and Applications, **NASA Technical Report 1311**, Ohio, 1994.

Gordon, S.; Zeleznik F. J.; Huff, V. N. A General Method for Automatic Computation of Equilibrium Compositions and Theoretical Rocket Performance of Propellants, **NASA Technical Note D-132**, Ohio, 1959.

Horbaniuc, B.; Marin, O.; Dumitrascu, G.; Charon, O. Oxygen-Enriched Combustion in Supercritical Steam, **Energy**, v. 29, p. 427-448, 2004

Horbaniuc, B.; Marin, O.; Dumitrascu, G.; Charon, O. The Influence of the Compression Interstage Cooling by Adiabatic Humidification of the Steam Injection and of the Oxygen Enriched Combustion Upon the Gas Turbine Co-generation Systems, Proceedings of the 2<sup>nd</sup> Heat Powered Cycles Conference Conservatoire national des arts et métiers, Paris, 2001

Hu, Y.; Naito, S.; Kobayashi, N.; Hasatani, M.; CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> and SO<sub>2</sub> Emissions from the Combustion of Coal with High Oxygen Concentration Gases, **Fuel**, v. 79, p. 1925-1932, 2000

Lacava, P. T.; Carvalho Junior, J. A.; **Emissões em Processos de Combustão**, Fundação Editora da UNESP, São Paulo, 2003.

Lazaroiu, G. Modeling and Simulation Combustion and Generation of NO<sub>x</sub>, **Fuel Processing Technology**, v. 88, p. 771-777, 2007.

Lefebvre, A. H., **Gas Turbine Combustion**, Taylor & Francis, Philadelphia, 1998.

Luo, S. Y.; Xiao, B.; Hu, Z. Q.; Liu, S. M.; Guan, Y. W. Experimental Study on Oxygen-Enriched Combustion of Biomass Micro Fuel, **Energy**, v. 34, p. 1880-1884, 2009

Machado Junior, H. A. Avaliação de Desempenho de Turbinas a Gás em Condições de Uso em Campo, **Dissertação de Mestrado**, UNICAMP, 1993.

Murphy, J. J.; Shaddix, C. R.; Combustion Kinetics of Coal Chars in Oxygen-Enriched Environments, **Combustion and Flame**, v. 144, p. 710-729, 2005

Pekalski, A. A.; Schildberg, H. P.; Smallegange, P. S. D.; Lemkowitz, S. M.; Zevenbergen J. F.; Braithwaite M., Pasman H. J.; Determination of the Explosion Behaviour

of Methane and Propene in Air or Oxygen at Standard and Elevated Conditions, Proceedings of the 11-th Symposium on Loss Prevention in the Process Industries, Prague, 2004.

Qiu, K.; Hayden, A. C. S. Increasing the Efficiency of Radiant Burners by Using Polymer Membranes, **Applied Energy**, v.86, p. 349-354, 2009

Rashidi, M. Calculation of Equilibrium Composition in Combustion Products, **Applied Thermal Engineering**, v. 18, p103-109, 1998.

Sharma, A. K., Equilibrium and Kinetic Modeling of Char Reduction Reactions in a Downdraft Biomass Gasifier: A Comparison, **Solar Energy**, v. 82, p. 918-928, 2008.

Smith, J.M.; Abbott, M. M.; Ness, H.C. **Introdução a Termodinâmica da Engenharia Química**, LTC, Rio de Janeiro, 2007.

Tan, Y.; Douglas, M. A; Thambimuthu, V. CO<sub>2</sub> Capture Using Oxygen-Enhanced Combustion Strategies for Natural Gas Power Plants, **Fuel**, v. 81, p. 1007-1016, 2002

Turns, S. R., **An Introduction of Combustion: Concepts and Applications**, McGraw-Hill, Singapore, 2000.

Wu, K.; Chang, Y.; Chen, C.; Chen, Y. High-efficiency Combustion of Natural Gas with 21-30% Oxygen-enriched Air, **Fuel**, v. 89, p. 2455-2462, 2010

Wylen, G. J. V.; Sonntag, R. E.; Borgnakke, C.; **Fundamentos da Termodinâmica**, Edgar Blücher, São Paulo, 2003

Yamamoto, T.; Kobayashi, N.; Arai, N.; Tanaka, T.; Effects of Pressure on Fuel-Rich Combustion of Methane-Air Under High Pressure, **Energy Conversion and Management**, p. v. 38, p. 1093-1100, 1997

## APÊNDICE A

### Verificação dos balanços de massa e de energia

Em processos com reações químicas, a verificação do fechamento do balanço de massa é feito em termos da verificação do número de átomos de cada espécie contidos nas correntes de entrada e de saída do processo. Dessa forma, a aplicação dessa metodologia ao volume de controle que engloba todo o ciclo termodinâmico da Figura 4.3 fornece o seguinte conjunto de equações (em termos absolutos):

$$\Delta n_{O,ciclo} = \left| 2\dot{n}_{O_2,1} + 2\dot{n}_{O_2,4} - 2\dot{n}_{O_2,9} - \dot{n}_{H_2O,9} - 2\dot{n}_{OH,9} - \dot{n}_{O,9} \right| \quad (A.1)$$

$$\Delta n_{N,ciclo} = \left| 2\dot{n}_{N_2,1} - 2\dot{n}_{N_2,9} - \dot{n}_{NO,9} - \dot{n}_{NO_2,9} - \dot{n}_{N,9} \right| \quad (A.2)$$

$$\Delta n_{C,ciclo} = \left| \dot{n}_{CH_4,10} - \dot{n}_{CO_2,9} - \dot{n}_{CO,9} \right| \quad (A.3)$$

$$\Delta n_{H,ciclo} = \left| 4\dot{n}_{CH_4,10} - 2\dot{n}_{H_2O,9} - 2\dot{n}_{H_2,9} - \dot{n}_{OH,9} - 2\dot{n}_{H,9} \right| \quad (A.4)$$

que correspondem, respectivamente, aos balanços de átomos de oxigênio, nitrogênio, carbono e hidrogênio. Todas as variáveis consideradas na equação acima são dadas em termos de vazões molares. Os balanços fecham quando todos os valores dos termos do lado direito das equações acima são iguais (ou aproximadamente iguais) a zero.

Já o balanço de energia do ciclo da Figura 4.3 se verifica através da seguinte equação (em termos absolutos):

$$\Delta \dot{E}_{ciclo} = \left| \dot{n}_1 h_1 + \dot{n}_4 h_4 + \dot{n}_{10} h_{10} - \dot{n}_9 h_9 - \dot{W}_{liq} \right| \quad (A.5)$$

onde o balanço se verifica como certo quando o lado direito da equação anterior é igual a zero.

A aplicação das equações de balanço de massa e de energia aos casos 1, 2 e 3 estudados fornece os seguintes valores, apresentados respectivamente nas tabelas a seguir:

Tabela A.1 – Principais resultados obtidos da verificação dos balanços de massa dados em (kmol/s) e de energia em (KW) para o caso 1 analisado.

| $x_{O_2,5}(v/v)$ | $\Delta O_{ciclo}$      | $\Delta N_{ciclo}$      | $\Delta C_{ciclo}$      | $\Delta H_{ciclo}$      | $\Delta \dot{E}_{ciclo}$ |
|------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|--------------------------|
| 0,21             | $3,578 \times 10^{-17}$ | $4,337 \times 10^{-19}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $5,421 \times 10^{-20}$ | $6,550 \times 10^{-15}$  |
| 0,35             | $0,000 \times 10^{00}$  | $8,674 \times 10^{-19}$ | $1,355 \times 10^{-20}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $7,550 \times 10^{-15}$  |
| 0,50             | $0,000 \times 10^{00}$  | $0,000 \times 10^{00}$  | $0,000 \times 10^{00}$  | $1,084 \times 10^{-19}$ | $2,985 \times 10^{-14}$  |
| 0,60             | $1,301 \times 10^{-18}$ | $1,735 \times 10^{-18}$ | $1,355 \times 10^{-19}$ | $4,337 \times 10^{-19}$ | $2,798 \times 10^{-17}$  |
| 0,75             | $3,469 \times 10^{-18}$ | $2,168 \times 10^{-18}$ | $9,487 \times 10^{-20}$ | $5,421 \times 10^{-20}$ | $8,045 \times 10^{-10}$  |
| 1,00             | $4,337 \times 10^{-19}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $2,711 \times 10^{-20}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $2,975 \times 10^{-14}$  |

Tabela A.2 – Principais resultados obtidos da verificação dos balanços de massa dados em (kmol/s) e de energia em (KW) para o caso 2 analisado.

| $x_{O_2,5}(v/v)$ | $\Delta O_{ciclo}$      | $\Delta N_{ciclo}$      | $\Delta C_{ciclo}$     | $\Delta H_{ciclo}$      | $\Delta \dot{E}_{ciclo}$ |
|------------------|-------------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------|--------------------------|
| 0,21             | $3,567 \times 10^{-17}$ | $4,337 \times 10^{-19}$ | $0,000 \times 10^{00}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $4,041 \times 10^{-14}$  |
| 0,35             | $2,168 \times 10^{-19}$ | $8,674 \times 10^{-19}$ | $0,000 \times 10^{00}$ | $5,421 \times 10^{-20}$ | $4,022 \times 10^{-11}$  |
| 0,50             | $2,168 \times 10^{-19}$ | $8,674 \times 10^{-19}$ | $0,000 \times 10^{00}$ | $5,421 \times 10^{-20}$ | $4,022 \times 10^{-11}$  |
| 0,75             | $4,337 \times 10^{-19}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $0,000 \times 10^{00}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $1,266 \times 10^{-14}$  |
| 1,00             | $4,337 \times 10^{-19}$ | $8,674 \times 10^{-19}$ | $0,000 \times 10^{00}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $1,710 \times 10^{-14}$  |

Tabela A.3 – Principais resultados obtidos da verificação dos balanços de massa dados em (kmol/s) e de energia em (KW) para o caso 3 analisado.

| $x_{O_2,5}(v/v)$ | $\Delta O_{ciclo}$      | $\Delta N_{ciclo}$      | $\Delta C_{ciclo}$      | $\Delta H_{ciclo}$      | $\Delta E_{ciclo}$      |
|------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| 0,21             | $3,577 \times 10^{-17}$ | $8,674 \times 10^{-19}$ | $1,355 \times 10^{-20}$ | $5,421 \times 10^{-20}$ | $4,552 \times 10^{-15}$ |
| 0,35             | $0,000 \times 10^{00}$  | $0,000 \times 10^{00}$  | $0,000 \times 10^{00}$  | $0,000 \times 10^{00}$  | $6,838 \times 10^{-12}$ |
| 0,50             | $0,000 \times 10^{00}$  | $4,337 \times 10^{-19}$ | $1,355 \times 10^{-20}$ | $5,421 \times 10^{-20}$ | $3,542 \times 10^{-14}$ |
| 0,75             | $4,337 \times 10^{-19}$ | $4,337 \times 10^{-19}$ | $1,355 \times 10^{-20}$ | $5,421 \times 10^{-20}$ | $9,548 \times 10^{-15}$ |
| 1,00             | $2,168 \times 10^{-19}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $1,335 \times 10^{-20}$ | $0,000 \times 10^{00}$  | $7,994 \times 10^{-15}$ |

Para todas as concentrações de oxigênio, as equações de verificação dos balanços de massa e de energia aplicadas aos casos 1, 2 e 3 fornecem valores menores que o critério de convergência imposto, que é (em termos de diferenças absolutas) igual a  $1 \times 10^{-10}$ .

## APÊNDICE B

### Estimativa da energia necessária para a produção de oxigênio

Para a utilização do processo OEC é fundamental que exista um suprimento de oxigênio em quantidade suficiente a sustenta-lo. É geralmente obtido como um dos produtos das plantas de separação de ar (ASU), juntamente com o oxigênio e o argônio. A energia necessária utilizada por realizar esta separação depende basicamente do nível de pureza de  $O_2$  desejado e da tecnologia utilizada (PSA, membranas, criogenia, etc). Atualmente, a única forma de gerar oxigênio em altas purezas e em altas quantidades é com o uso de plantas criogênicas.

Os valores da energia consumida para produzir o oxigênio utilizado nos três casos estudados foram obtidas através dos dados apresentados por Bidio et al., 2001. Segundo o autor, em processos criogênicos são necessários 400kWh/t de  $O_2$  para a produção de uma corrente com 50% de oxigênio (em volume) e 1100kWh/t de  $O_2$  para obter oxigênio com purezas acima de 99% (em volume). Além disso, Darde et al., 2009, afirma que a energia demandada pelo processo criogênico cresce exponencialmente com a concentração de oxigênio desejada. Com estas informações, foi proposta a seguinte curva para a variação do consumo de energia necessário ao processo de separação de ar em função da concentração de  $O_2$  (Figura A2.1):

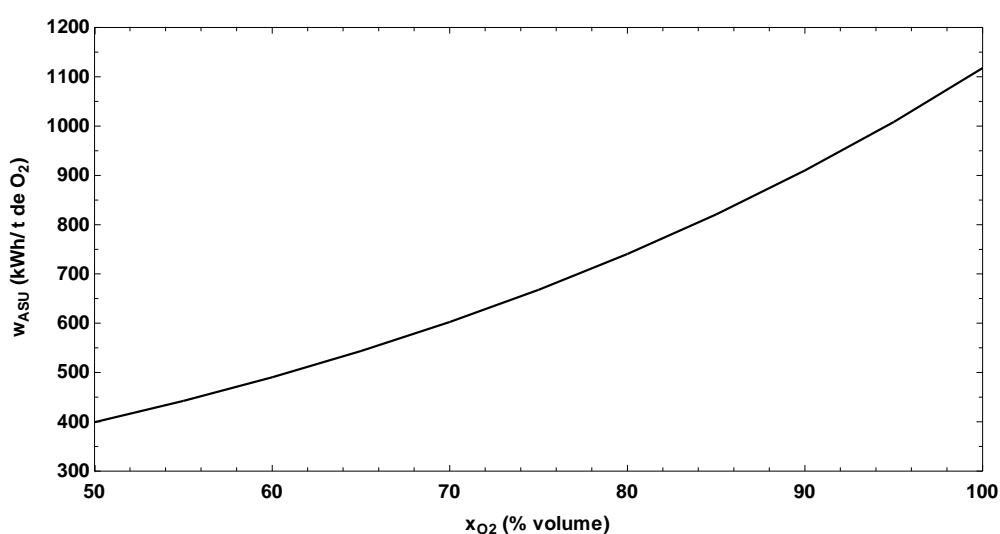


Figura B.1 – Curva utilizada para a variação da energia necessária para a ASU em função da concentração de oxigênio desejada.

A curva apresentada na Figura B.1 é representada pela seguinte equação:

$$w_{ASU} = 142,48e^{0,0206V_{O_2}} \quad (\text{B.1})$$

onde  $V_{O_2}$  representa o volume de oxigênio (pureza) na corrente de  $O_2$  obtida pela ASU.