

## Artigo técnico

## Análise de ciclo combinado gás-vapor empregando metano com comburente enriquecido com oxigênio.

*Combined gas-steam cycle analysis using methane with oxygen-enriched oxidizer.*

Albério Belarmino de Araujo<sup>a</sup>, Wagner Aldeia<sup>bc</sup>,

<sup>a</sup> Mestrado em Processos Industriais, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A., São Paulo-SP, Brasil.

<sup>b</sup> Docente do Mestrado Profissional em Processos Industriais

<sup>c</sup> Laboratório de Processos Químicos e Tecnologia de Partículas, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A., São Paulo-SP, Brasil.

\* E-mail: waldeia@ipt.br

Palavras-chave: Combustão enriquecida com oxigênio; ciclo combinado; turbina a gás e vapor; energia térmica.

*Keywords: Combustion enriched with oxygen; combined cycle; gas and steam turbine; thermal energy.*

## Resumo

O presente trabalho tem por objetivo a avaliação da variação da eficiência térmica de um ciclo de potência combinado (gás-vapor), quando do enriquecimento da corrente de comburente com oxigênio, através da remoção de nitrogênio por adsorção, em sistema PSA (Pressure Swing Adsorption). Como resultado principal foi verificado que a eficiência térmica do ciclo combinado aumenta em 7,5% quando a concentração de oxigênio na corrente de gás comburente aumenta de 21 para 50%, enquanto a energia disponível para cogeração é reduzida em aproximadamente 32%. A variação da eficiência térmica é decorrente dos efeitos sobre os sistemas de geração de potência, onde o sistema a gás apresenta uma redução de aproximadamente 9% na potência desenvolvida enquanto o sistema de potência a vapor apresenta um aumento da ordem de 100%. O aumento no sistema de potência a vapor é decorrente principalmente das elevadas pressões de trabalho atingidas no vapor superaquecido decorrente da elevada energia fornecida pelos gases que saem da turbina a vapor. Por outro lado, é observado que a potência requerida para bombeamento da água no ciclo a vapor aumentou em até 400%, decorrente do bombeamento até pressões mais elevadas.

## Abstract

*The present work aims to evaluate the thermal efficiency variation of a combined potency cycle (gas-steam), when the enrichment of oxidant current with oxygen, by nitrogen adsorption remotion, in PSA system (Pressure Swing Adsorption). As a main result, it was found that the thermal efficiency of the combined cycle increases 7,5% when the oxygen concentration in the comburent gas increases from 21% to 50%, while the available energy for cogeneration is reduced for approximately 32%. The thermal efficiency variation is due to the effects on potence generation systems, where the gas system has a reduction of approximately 9% in the potence developed while the steam potency system has an increase of around 100%. The increase of steam potency system is mainly due to elevated works pressure reached in superheated steam due to high energy supplied by the gases leaving the steam turbine. However, it is observed that the necessary potency required to water pumping in the steam cycle increases in level of 400%, resulting from pumping up to higher pressures.*

## 1 Introdução

O uso de energia térmica nos processos industriais, devido aos elevados custos, tem levado empresas a desenvolverem alternativas mais econômicas. As tecnologias empregadas em sistemas energéticos industriais podem ser trabalhadas visando melhores rendimentos e eficiência, reduzindo-se assim o custo e, em muitos casos, as emissões atmosféricas de gases indesejáveis.

Em se tratando de geração de potência, dois sistemas clássicos são muito utilizados: turbina a gás e turbina a vapor. Cada um apresenta suas vantagens e desvantagens, mas, em muitos casos, a geração de potência com associação dos dois sistemas também é uma alternativa bastante interessante. Em sistemas associados tem-se uma melhor eficiência térmica nos sistemas de geração de energia, minimizando os custos e consumo de combustíveis.

Mesmo nestes, uma maior eficiência nos ciclos pode ser almejada em se identificando modificações que resultem neste objetivo. Como exemplo pode-se citar o acréscimo de equipamentos pontuais, substituição de combustíveis com maior poder calorífico, enriquecimento do ar com oxigênio na combustão, entre outros. Cada estratégia deve ser avaliada em função da configuração de cada processo (PINHO, 2014).

Os sistemas energéticos associados formados por turbina a gás e turbina a vapor (ciclo de Brayton e ciclo de Rankine) têm uma série de variáveis que podem ser trabalhadas para um maior rendimento, seja ele obtido por uma redução da energia que entra com mesma capacidade de trabalho ou mesmo,

uma mesma energia e um aumento na geração de trabalho do sistema, sendo uma das variáveis associadas a estes resultados, as pressões de operação.

Outra estratégia verificada para um ganho energético no sistema associado ou não, é o enriquecimento da corrente de comburente com oxigênio, seja ele por injeção de oxigênio puro na corrente de ar ou mesmo pelo uso de sistema de separação Nitrogênio/Oxigênio.

A adição de um sistema PSA (Pressure Swing Adsorption), que opera para separação do nitrogênio e do oxigênio do ar atmosférico, pode resultar em uma corrente de comburente com concentrações de oxigênio de até 96%.

## 2 Estudo de Caso: Ciclos Termodinâmicos (Brayton-Rankine e Associados)

Os ciclos termodinâmicos despertam grande interesse da engenharia, visto que, na maioria dos dispositivos, estão relacionados a uma sequência de processos que começa e termina no mesmo estado. Os estudos de sistemas com ciclos têm um papel importante no desenvolvimento aplicado a engenharia, com a primeira ou segunda lei da termodinâmica (MORAN ET AL.,2015).

Quando são analisados os balanços de energias para um ciclo termodinâmico, que representam quantidades líquidas de transferência de energia por calor e trabalho no processo das turbinas a gás e vapor, o sistema retorna ao seu estado inicial após o ciclo, não havendo mais uma variação decorrente de sua energia (BIZZO, 2013).

### 2.1 Ciclo de Brayton

Atualmente, os processos de compressão e expansão nas turbinas a gás ocorrem em maquinários rotativos e geralmente em ciclo aberto. O ar é admitido no compressor e enviado à entrada da turbina (condições ambientes), onde tem a temperatura e a pressão elevadas em função deste processo. Os gases entram na câmara de combustão (tanto o combustível, quando gasoso quanto o comburente) e se considera que o combustível é queimado a uma pressão constante (ÇENGEL ; BOLES, 2013). No entanto, após a queima, tem-se como resultado um aumento do volume de gás, seja pela formação quanto pelo aumento da temperatura e, neste caso, como o sistema opera a volume constante (paredes fixas), por consequência tem-se um aumento de pressão.

## 2.2 Ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine ideal também admite hipóteses simplificadoras, como não envolver nenhuma irreversibilidade interna e os principais equipamentos envolvidos no ciclo (bomba, caldeiras turbina e condensador), operam em regime permanente (RAYAPROLU, 2006). Como as variações de energias cinética e potencial do vapor são pequenas, em relação aos termos envolvidos, podem também ser consideradas desprezíveis (ÇENGEL; BOLES, 2013).

## 2.3 Ciclo associado de potência combinada gás-vapor

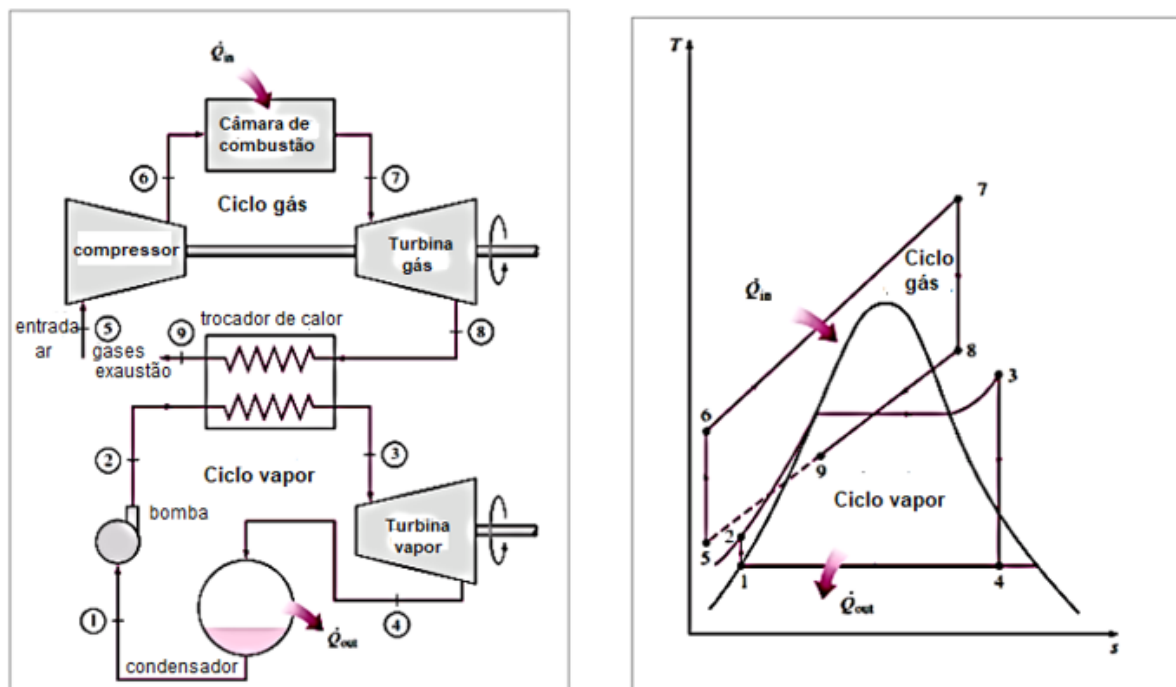
Os ciclos de turbinas a gás normalmente operam em temperaturas consideravelmente mais elevadas que os ciclos de vapor. A temperatura máxima do fluido na entrada da turbina para usinas a vapor modernas, que depende do material com que foram construídas, é de cerca de 620°C (893,15 K), enquanto para usinas de turbina a gás a temperatura de entrada fica em torno de 1425°C (1698,15 K). Devido à temperatura média mais alta na qual o calor é fornecido, os ciclos de turbinas a gás têm um potencial maior com uma alta eficiência térmica (RAYAPROLU, 2006).

Quando uma turbina a gás produz trabalho e ainda os gases saem em elevada temperatura, estes podem ser transferidos para um ciclo a vapor para utilização da energia contida na corrente (LEMOS, 2018).

Uma usina de potência combinada gás – vapor é apresentada na **Figura 1**, onde  $W_{gás}$  é o trabalho líquido desenvolvido pela turbina a gás e  $W_{vap}$  é a trabalho líquido desenvolvido pelo ciclo de vapor. O termo  $Q_{in}$  indica a taxa total de transferência de calor para o ciclo combinado, incluindo transferência de calor adicional, se houver, para superaquecer o vapor que entra na turbina a vapor.

A avaliação das quantidades que aparecem na equação segue os mesmos procedimentos necessários para ciclos de vapor e turbinas a gás quando individualizados (MORAN ET AL, 2015). No entanto, a segunda lei da termodinâmica é necessária para avaliar o impacto das irreversibilidades e as verdadeiras magnitudes destas perdas. Entre as irreversibilidades, a mais significativa é a exergia destruída pela combustão. Cerca de 30% da exergia entrando no combustor com o combustível é destruída devido à irreversibilidade da combustão (HIMMELBLAU; RIGGS, 2006).

Figura 1 – Usina de potência combinada gás-vapor



Fonte: Rayaprolu (2006)

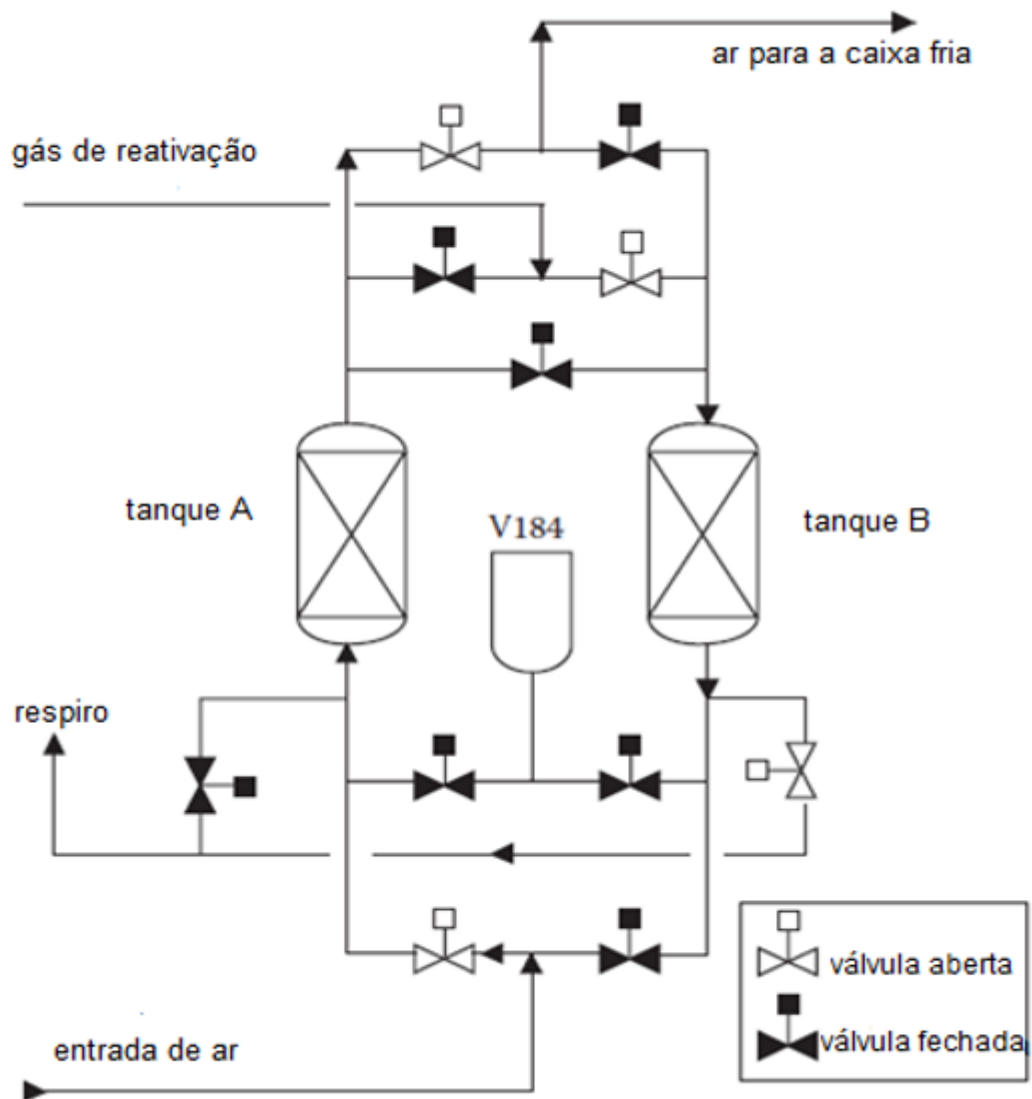
## 2.4 Produção do oxigênio para uso industrial

Um exemplo típico de diagrama PSA é apresentado na **Figura 2**, representando os dois vasos com os leitos A e B, linhas com os dutos e as válvulas comutadoras tipo solenoides, desenhadas em negrito para representar as válvulas na posição fechada sem fluxos de corrente de gás, e as válvulas na posição aberta com os fluxos de corrente de gases. O gás a ser separado é mostrado esquematicamente fluindo pelo topo dos vasos para baixo, e o ar de regeneração dos leitos é mostrado fluindo para cima (BAUKAL, 2013).

Como este processo baseia-se no fato de que quando sob pressão, os gases são atraídos por superfícies sólidas ou adsorventes e, quanto mais alta a pressão, mais gás é adsorvido, se a pressão for reduzida, o gás é liberado ou dissolvido (MÔNICA ET AL., 2020).

Esta propriedade é utilizada na separação de gases em misturas gasosas, pois diferentes gases são atraídos por diferentes superfícies sólidas (MADEIRA, 2008).

Figura 2 – Diagrama de fluxo de processos de PSA, com dois leitos fixos



Fonte: Baukal (2013)

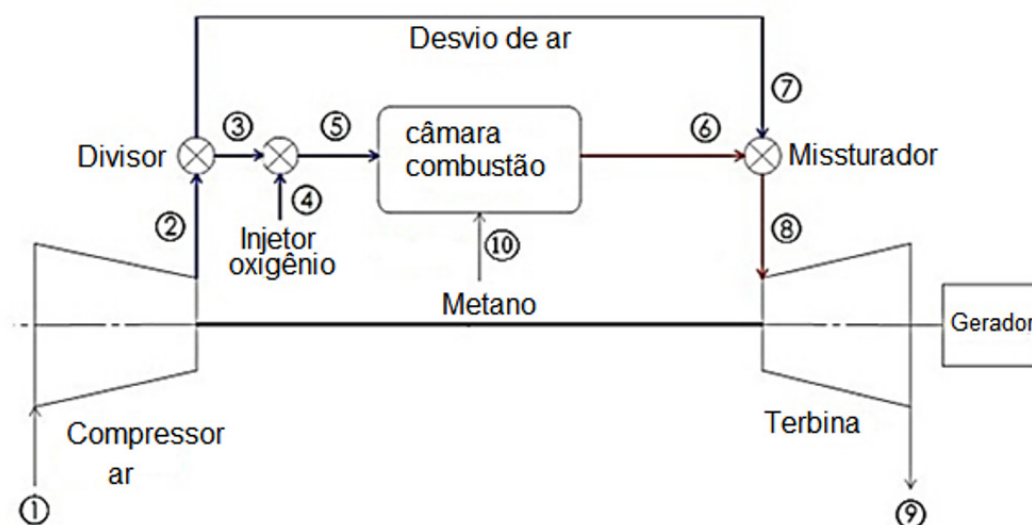
## 2.5 Avaliação termodinâmica e ciclo associado

Os diferentes trabalhos verificados diferem entre si pela resposta e ou avaliação desejada, como a eficiência térmica do sistema, volumes reduzidos de gases de escape, eficiência na transferência de calor, redução no consumo de combustível, diferentes combustíveis, redução de emissões poluentes, entre outros, além da forma de enriquecimento da corrente com oxigênio, podendo ser através de separação do nitrogênio por adsorção ou mesmo como realizado por Maidana *et al.* (2010), usando o OEC (Oxygen-Enhanced Combustion) mostrado na **Figura 3**.

O sistema opera com um divisor de fluxo de ar (splitter), após a saída do compressor para dosar a taxa de oxigênio da combustão e manter o gás de combustão conectado à turbina a uma temperatura controlada. As simulações mostraram que o enriquecimento da corrente de oxidante (até 30%) reduziu o consumo de combustível em cerca de 10%, impulsionado por temperaturas mais altas de chama, o que melhora a eficiência da transferência térmica de calor, segundo conclusões dos autores Maidana *et al.* (2010).

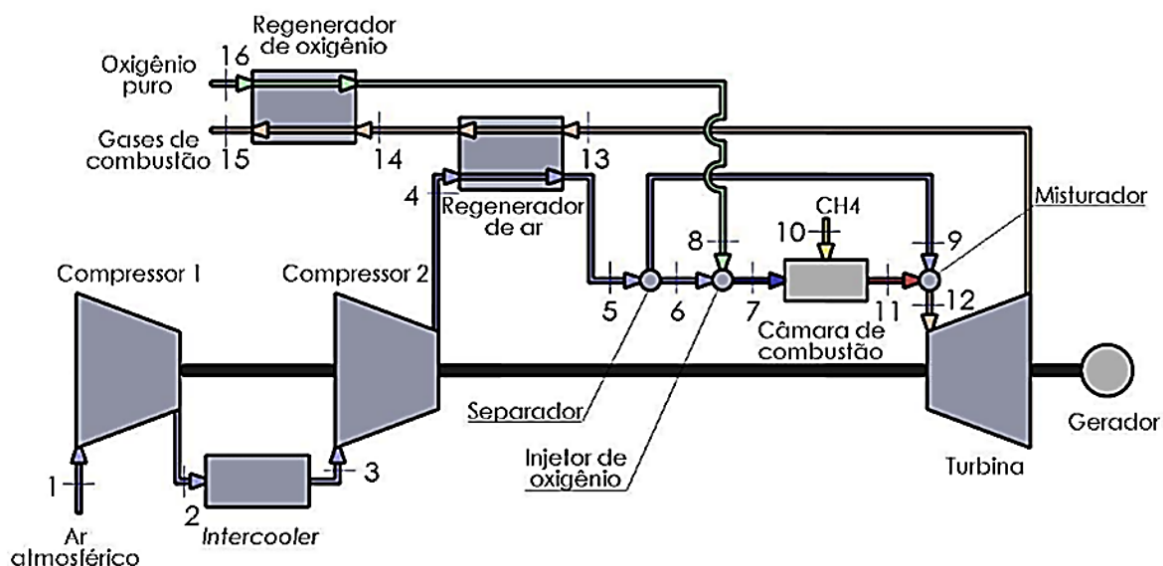
Boeira (2010) teve como referência o sistema apresentado anteriormente, avaliando o mesmo limite de concentração de oxigênio (30%), no entanto, com modificações na operação do sistema, como a adição de interresfriadores entre os estágios de compressão e regeneradores de energia, tanto para a corrente de ar como para a corrente de oxigênio, como apresentado na **Figura 4**. Foi verificado um aumento de eficiência térmica em função do aumento da concentração de  $O_2$  na corrente de gás oxidante. Além disso, outros parâmetros foram avaliados, como o consumo de  $O_2$ , a razão de compressão, a vazão de ar no compressor, a fração de ar para a combustão e principalmente a eficiência do ciclo.

**Figura 3** – Esquema do ciclo proposto para a OEC



Fonte: Maidana *et al.* (2010)

Figura 4 – Diagrama da turbina a gás adaptada para combustão enriquecida com O<sub>2</sub>



Fonte: Boeira (2010)

Segundo Gabriel (2015), na avaliação termodinâmica de um ciclo combinado ou associado (gás-Brayton e vapor-Rankine), tem-se várias oportunidades de melhorar o desempenho, ou seja, promovem-se as melhorias da eficiência energética por meio de otimização do trabalho específico das turbinas de potência a gás e da turbina de potência a vapor. A **Figura 5** apresenta o ciclo termodinâmico combinado avaliado com um regenerador de ar, que recebe a energia dos gases de saída da turbina de potência a gás para aquecer a corrente de ar na entrada da câmara de combustão.

Este ciclo tem como objetivo abordar a razão de compressão em relação à turbina de potência a gás e turbina de potência a vapor em ciclo combinado, para determinar o "ponto ótimo" em relação a potência. A avaliação realizada com o regenerador no ciclo combinado não apresentou grandes vantagens, decorrente do desvio de uma parcela de energia da saída da turbina a gás, reduzindo a oportunidade de geração de potência no ciclo a vapor (GABRIEL,2015).



calor, fornecendo energia para água, gerando vapor e escoando este vapor em uma turbina a vapor (ciclo de Rankine), produzindo trabalho adicional (KALATALO,2004).

O ganho em termos energéticos pelo aumento da concentração de oxigênio na corrente do comburente é avaliado através do rendimento do ciclo combinado, considerando a variação da concentração de oxigênio (ou mesmo a redução da concentração de nitrogênio na câmara de combustão, já que este é um inerte e utiliza parte da energia gerada pela combustão).

## 2.7 Concentração de oxigênio e nitrogênio nas correntes de gás comburente

A operação do sistema PSA para a obtenção de diferentes concentrações de oxigênio na corrente de saída não foi analisada especificamente. Foram consideradas em cada concentração condições operacionais tais que resultassem nas correntes com concentrações pré-definidas, conforme apresentado na **Tabela 1**. Como limite, a concentração máxima do oxigênio na corrente de comburente foi fixada em 50%, uma vez que aumentos de temperatura expressivos no sistema podem levar à necessidade de uma análise de possíveis reações indesejadas e emissão de gases poluentes, como o NOx. Essas considerações representam a entrada da corrente de alimentação no ponto (1) do compressor, onde a corrente de comburente é enriquecida com oxigênio.

**Tabela 1 – Concentrações molares de oxigênio e nitrogênio consideradas nas correntes de comburente para alimentação na câmara de combustão.**

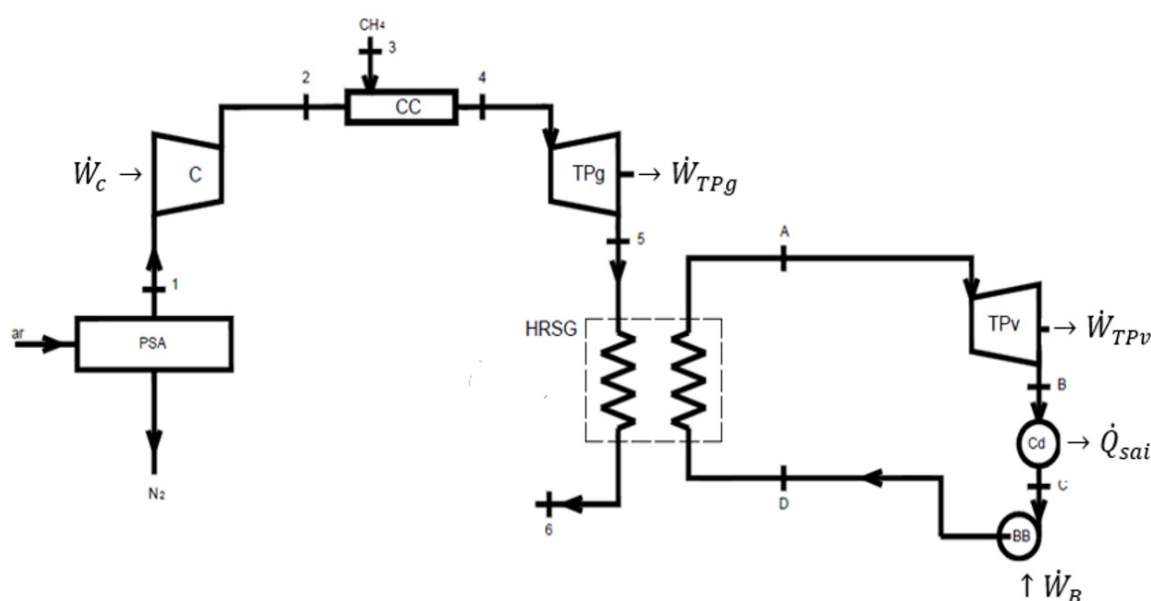
Mistura	Concentração molar		Mistura	Concentração molar	
	%O <sub>2</sub>	%N <sub>2</sub>		%O <sub>2</sub>	%N <sub>2</sub>
1	21,0	79,0	9	32,6	67,4
2	22,8	77,2	10	34,7	65,3
3	23,8	76,2	11	37,1	62,9
4	25,0	75,0	12	39,9	60,1
5	26,2	73,8	13	43,2	56,8
6	27,5	72,5	14	47,0	53,0
7	29,0	71,0	15	50,0	50,0
8	30,7	69,3			

Fonte: elaborado pelo autor

## 2.8 Ciclo combinado adotado como referência

A **Figura 6** apresenta o ciclo combinado gás-vapor utilizado como referência na avaliação, sendo uma adaptação daquele avaliado por Gabriel (2015). A diferença principal entre esta avaliação e a realizada por Gabriel é a exclusão do sistema de regeneração de energia na corrente de ar na alimentação da câmara de combustão, a operação com turbinas de contrapressão e a adição de um sistema de separação de oxigênio e nitrogênio a partir de uma corrente de ar (PSA).

**Figura 6 – Esquema simplificado do ciclo combinado adaptado e considerado na análise**



Fonte: elaborado pelo autor

Legenda: ciclo termodinâmico associado: (C) Compressor, (BB) Bomba; (Cd) Condensador, (CC) Câmara de combustão, (TPv) Turbina de potência a vapor, (TPg) Turbina de potência a gás, (HRSG) Trocador de Calor.

Para a determinação das propriedades termodinâmicas dos estados de 1 a 6 para a turbina a gás (ciclo de Brayton) e de A à D para a turbina a vapor (ciclo de Rankine), hipóteses semelhantes ao trabalho referência foram assumidas, sendo:

Ar e gás comburente considerados como gás ideal; A combustão é completa; A eficiência na câmara de combustão é 85%; Gases escoam na turbina a gás até pressão de saída de 100 kPa; Parte da energia da corrente de saída da turbina TPg é recuperada no trocador de calor (HRSG) e utilizada pelo ciclo a vapor; Eficiência isentrópica da turbina a gás é de 87%; Eficiência isentrópica da turbina a vapor é de 89%; Pressão de saída da turbina a vapor é de 3 bar; Compressor e bomba operam isentropicamente;  $T_1 = 298,15$  K (temperatura de entrada dos gases no compressor);  $T_2 = 422,15$

K (temperatura de saída dos gases no compressor);  $P_1 = 1$  bar (pressão dos gases na entrada no compressor);  $P_2 = 3$  bar (Pressão dos gases na saída do compressor – razão de pressão = 3);  $T_{CH_4} = 298,15$  K (temperatura de entrada da corrente do combustível);  $P_{CH_4} = 3$  bar (pressão de entrada da corrente do combustível)

Hipóteses adicionais consideradas para os desenvolvimentos dos cálculos: sistema opera em regime permanente; Variações de energias cinéticas e potenciais desprezíveis; O ar é composto de 79 % de nitrogênio e 21 % de oxigênio (base molar), desprezados os demais constituintes em pequenas concentrações, como argônio, por exemplo; As perdas de pressão e calor nas tubulações são desprezíveis; Combustão completa (com excesso de ar, ou oxigênio); Para o desenvolvimento dos cálculos de massa e energia, usou-se como base 1 (kmol de combustível).

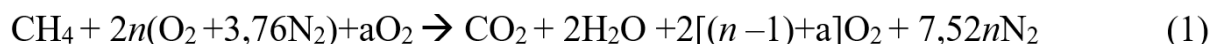
## 2.9 Tratamento de dados do ciclo termodinâmico

No item anterior foram apresentadas as considerações e condições de temperatura, pressão e razão de compressão para a etapa de compressão. O compressor adotado para esse processo é do tipo embolo e expensor de pistão, que pode receber o ar em diferentes temperaturas na corrente de entrada. A entrada do compressor é composta por uma mistura de oxigênio e nitrogênio. O oxigênio variando positivamente na mistura entre 21 e 50% na composição da mistura e o Nitrogênio variando negativamente entre 79 e 50%. Essa mistura entra no compressor com temperatura de 298,15 K e pressão de 1 bar, sofrendo uma compressão isentrópica, com um processo adiabático, sem perda de energia para o meio externo.

Com os dados de entrada do compressor definidos, pode-se calcular os resultados das entalpias e temperaturas de saída, considerando um processo isentrópico ( $S_2=S_1$ ), quando a entropia do gás ou fluido permanece constante. Para desenvolver os cálculos da saída do compressor foi determinada a relação de pressão de 3 e a constante do gás ideal.

### 2.9.1 Determinação do excesso de ar

Uma reação de combustão normalmente ocorre tendo o ar como excesso e a compressão deve considerar a massa total no deslocamento. O excesso de ar considerado nas avaliações deste trabalho foi usado como referência o empregado no trabalho base desta avaliação. Deste modo, através da aplicação de um balanço associado de massa e energia no sistema, determinou-se a porcentagem em excesso. Para desenvolver o balanço e considerando o metano como combustível, a reação completa de combustão considerada é apresentada na **Equação 1**.



O balanço de massa e energia foi aplicado segundo a expressão:

$$\sum_{\text{P}} n_e (\bar{h}_{f^\circ} + \Delta\bar{h})_e = \sum_{\text{R}} n_i (\bar{h}_{f^\circ} + \Delta\bar{h})_i \quad (2)$$

Rearranjando:

$$\sum_{\text{P}} n_e (\Delta\bar{h})_e = \sum_{\text{R}} n_i (\Delta\bar{h})_i + \sum_{\text{R}} n_i \bar{h}_{fi^\circ} - \sum_{\text{P}} n_e \bar{h}_{fe^\circ} \quad (3)$$

onde o (n) é o excesso de ar, (i) indica o fluxo de entrada de ar e de combustível, (e) são os produtos de combustão de saída.

Deste modo e após a determinação da porcentagem de excesso de ar, têm-se as composições molares na entrada do compressor, como apresentado na **Tabela 2**.

**Tabela 2 – Número de mols de cada componente do gás comburente, com excesso de oxidante**

Mistura	Número mols na mistura		Mistura	Número mols na mistura	
	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>		O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>
1	4,92	79,0	9	4,92	10,170
2	4,92	77,2	10	4,92	9,250
3	4,92	76,2	11	4,92	8,325
4	4,92	75,0	12	4,92	7,400
5	4,92	73,8	13	4,92	6,475
6	4,92	72,5	14	4,92	5,550
7	4,92	71,0	15	4,92	4,920
8	4,92	69,3			

Fonte: elaborado pelo autor

## 2.9.2 Câmara de combustão - temperatura e pressão dos gases de saída

Na câmara de combustão, os gases comburentes e combustíveis entram separadamente, em pressão de 3 bar e diferentes temperaturas:

Temperatura de entrada do comburente  $T_2 = 422,15$  K e Temperatura de entrada do combustível  $T_{\text{CH}_4} = 298,15$  K.

Considerando as composições molares do oxigênio e nitrogênio na corrente de entrada, como apresentadas na **Tabela 1**, as reações são apresentadas na **Tabela 3**.

A análise de combustão seguiu os mesmos conceitos apresentados na determinação do excesso de ar, onde o balanço de massa e energia foi aplicado segundo a expressão:

$$\sum_P n_e (\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_e = \sum_R n_i (\bar{h}_f^\circ + \Delta\bar{h})_i \quad (4)$$

e rearranjando:

$$\sum_P n_e (\Delta\bar{h})_e = \sum_R n_i (\Delta\bar{h})_i + \sum_R n_i \bar{h}_{fi}^\circ - \sum_P n_e \bar{h}_{fe}^\circ \quad (5)$$

**Tabela 3 – Reações estequiométricas empregadas nos balanços energéticos.**

Reações estequiométricas
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 18,499 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 18,499 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 16,649 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 16,649 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 15,724 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 15,724 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 14,799 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 14,799 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 13,874 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 13,874 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 12,949 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 12,949 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 12,024 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 12,024 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 11,100 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 11,100 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 10,170 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 10,170 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 9,250 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 9,250 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 8,325 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 8,325 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 7,400 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 7,400 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 6,475 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 6,475 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 5,550 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 5,550 \text{ N}_2$
$\text{CH}_4 + 4,92 \text{ O}_2 + 4,920 \text{ N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 2,92 \text{ O}_2 + 4,920 \text{ N}_2$

Fonte: elaborado pelo autor

Conhecendo-se o nível energético (entalpia) dos gases de saída, considerando que a eficiência da câmara de combustão em termos de perdas para o ambiente é de 85% e aplicando-se este fator, tem-se a entalpia dos gases que seguem como corrente de saída dos gases e, através de análise da contribuição da entalpia de cada constituinte, através de valores tabelados em temperaturas estimadas da corrente pode-se, por interpolação, obter a temperatura aparente dos gases que saem da câmara de combustão. Este método é apresentado por Moran *et al* (2015).

### 2.9.3 Análise da turbina a gás - TPg

Para análise da turbina a gás, tem-se as condições do gás que entra no equipamento e deve-se conhecer as condições de saída dele. No entanto, são necessárias duas propriedades da corrente de saída da turbina para a viabilização da determinação do nível energético. Uma destas propriedades foi estabelecida, sendo a pressão de 100 kPa. A segunda propriedade possível é a temperatura em cada corrente de saída. Para a determinação das temperaturas de saídas nas diferentes correntes, aplicaram-se os conceitos de análise de gás como ar padrão.

### 2.9.4 Uso do trocador de calor e ciclo de potência a vapor

O trocador de calor empregado para transferência de calor dos gases de saída da turbina a gás e aquecimento da água para gerar vapor e este ser empregado no ciclo a vapor associado, é do tipo contracorrente (INCROPERA ; DEWITT, 2006). Foi definido como premissa que ele operou em condições tais que toda a máxima energia excedente da corrente de saída dos gases foi transferida para a água e deste modo, gerado vapor. Um trocador contracorrente não tem suas temperaturas igualadas na entrada e na saída, considerando o lado cedente de energia e o lado recebedor. Deste modo, definiu-se que os gradientes de temperatura entre os dois lados foram iguais a 40 °C.

Como ponto de partida e conhecendo-se a temperatura do vapor que sai do trocador, devem ser determinadas as entalpias da corrente que entra na turbina a vapor, buscando-se condições termodinâmicas tais que a entropia de entrada na turbina a vapor fosse igual à entropia de saída da mesma turbina, em escoamento isentrópico, de forma a se garantir a saída de água como vapor superaquecido. Estabeleceu-se que a entropia de saída nestas condições é a entropia correspondente ao sistema em condições próximas ou iguais ao vapor saturado, em pressão de 3 bar, conforme citado anteriormente.

A condensação da água que sai da turbina ocorre em pressão de 3 bar até condição de líquido saturado e após condensação, é bombeada até a pressão de trabalho, definida conforme detalhado anteriormente. Com a variação da pressão da corrente, considerando que a bomba com-

prime isentropicamente, tem-se a variação da temperatura da água, na entrada do trocador de calor. Uma vez esta temperatura definida, obtém-se, por consequência, a temperatura de saída dos gases no trocador de calor.

## 3 Resultados e Discussão

### 3.1 Determinação do excesso de ar

Conforme considerações apresentadas anteriormente, a determinação do excesso de ar seguiu os conceitos reapresentados aqui:



O balanço de massa e energia foi aplicado segundo a expressão:

$$\sum_{\text{P}} n_e (\bar{h}_{f^\circ} + \Delta\bar{h})_e = \sum_{\text{R}} n_i (\bar{h}_{f^\circ} + \Delta\bar{h})_i \quad (7)$$

Onde, rearranjando:

$$\sum_{\text{P}} n_e (\Delta\bar{h})_e = \sum_{\text{R}} n_i (\Delta\bar{h})_i + \sum_{\text{R}} n_i \bar{h}_{fi}^\circ - \sum_{\text{P}} n_e \bar{h}_{fe}^\circ \quad (8)$$

Cada termo necessário para o desenvolvimento dos cálculos foi obtido em Moran *et al.* (2015), sendo aqui apresentados. Os termos foram definidos, através do desenvolvimento dos cálculos, determinou-se um  $n = 2,46$ , representando um excesso de ar de 146%.

### 3.2 Análise do compressor

Na análise da etapa de compressão isentrópica, as variações das composições molares do oxigênio e do nitrogênio foram consideradas, mesmo observando-se variações pequenas em termos de entalpia entre os dois componentes. Para a avaliação, foram consideradas as quantidades molares de cada componente como apresentado na **Tabela 1**.

Deste modo obtiveram-se as entalpias, tanto da entrada do compressor ( $h_1$ ) quanto da saída do mesmo ( $h_2$ ), em todas as composições molares consideradas e estão apresentadas na **Tabela 4**.

Com as entalpias de entrada e saída definidas pode-se calcular o trabalho do compressor  $w_{cp}$ .

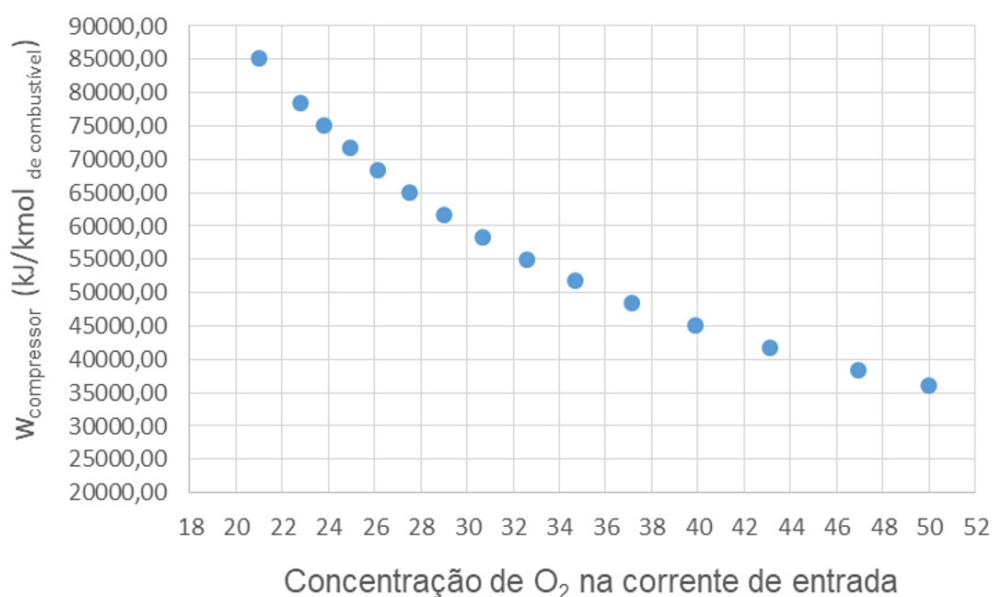
A **Tabela 4** apresenta o trabalho requerido pelo compressor em função das diferentes concentrações das correntes. Como pode ser observado, na medida em que a corrente de entrada é reduzida em volume, decorrente da remoção de nitrogênio da composição, o trabalho necessário para operação do compressor é reduzido. Este comportamento pode ser melhor visualizado na **Figura 7**, expresso em termos de variação da concentração de oxigênio na corrente de entrada, que é função da redução da concentração de nitrogênio.

**Tabela 4 – Entalpia da mistura dos gases na entrada e saída e trabalho do compressor**

Composição	Entalpia ( $h_1$ ) mistura kJ/kmol de combustível	Entalpia ( $h_2$ ) mistura kJ/kmol de combustível	$W$ compressor kJ/kmol de combustível
1	203083,27	288118,33	85035,06
2	187045,62	265393,67	78348,05
3	179026,80	254031,34	75004,55
4	171007,97	242669,01	71661,04
5	162989,15	231306,68	68317,54
6	154970,32	219944,35	64974,03
7	146951,50	208582,02	61630,53
8	138941,34	197231,98	58290,64
9	130879,17	185808,23	54929,06
10	122903,69	174507,32	51603,63
11	114884,87	163144,99	48260,12
12	106866,04	151782,66	44916,62
13	98847,22	140420,33	41573,11
14	90828,39	129058,00	38229,61
15	85366,92	121319,33	35952,41

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 7 – Trabalho requerido pelo compressor em função da concentração de oxigênio na corrente de entrada



Fonte: elaborado pelo autor

### 3.3 Câmara de combustão - temperatura e pressão dos gases de saída

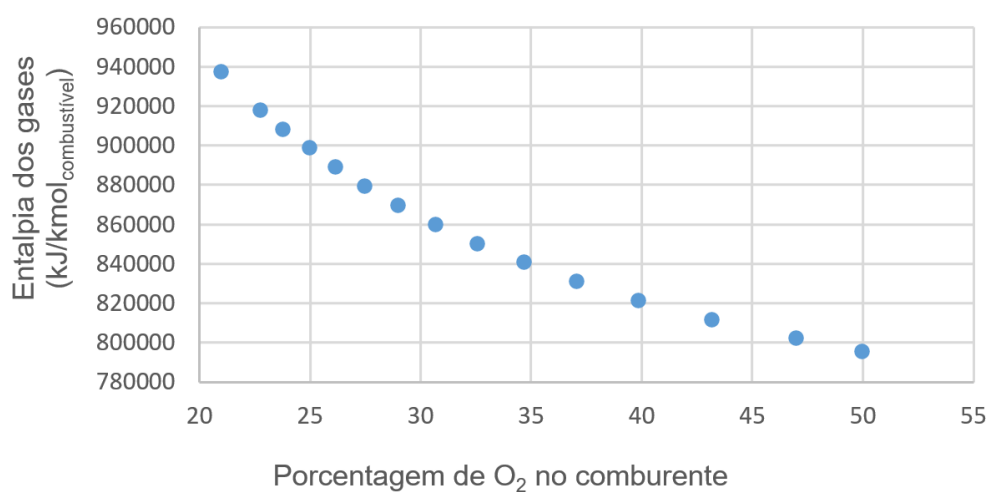
As reações na câmara de combustão foram avaliadas com composições apresentadas na **Tabela 3**. Aplicando-se o balanço de material e energia também apresentados, obtiveram-se as energias da corrente de saída, considerando o sistema sem perdas para o ambiente e as energias com uma eficiência de 85%. Os resultados obtidos são apresentados na **Tabela 5** e representadas graficamente na **Figura 8**, as energias resultantes do processo de combustão considerando perdas para o ambiente.

Tabela 5 – Energias resultantes nos gases provenientes do processo de combustão, em função da concentração de oxigênio na corrente de entrada do comburente

Composição	Concentração O <sub>2</sub> no comburente (%)	Entalpias dos gases (combustão) kJ/kmol combustível	Entalpias dos gases (combustão) Eficiência de 85% kJ/kmol combustível
1	21,0	1102242,56	936906,18
2	22,8	1079517,90	917590,22
3	23,8	1068155,57	907932,24
4	25,0	1056793,24	898274,26
5	26,2	1045430,91	888616,28
6	27,5	1034068,58	878958,30
7	29,0	1022706,25	869300,31
8	30,7	1011356,21	859652,78
9	32,6	999932,46	849942,59
10	34,7	988631,55	840336,81
11	37,1	977269,22	830678,83
12	39,9	965906,89	821020,85
13	43,2	954544,56	811362,87
14	47,0	943182,23	801704,89
15	50,0	935443,56	795127,02

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 8 – Variação da energia de saída em função da concentração de oxigênio na corrente – Eficiência de 85%



Fonte: elaborado pelo autor

Como pode ser observado na **Tabela 5** e **Figura 8**, (energia dos gases na corrente de saída no ponto 4 representado no ciclo), na medida em que se aumenta a concentração do oxigênio na corrente de comburente, a energia dos gases de saída da combustão reduz em sua totalidade. Considerando que o nitrogênio é um agente inerte (não participa da reação), seria esperada uma saída constante de energia (em relação à alimentação de combustível). No entanto, o nitrogênio que entra na câmara de combustão carrega uma parcela de energia adquirida no processo de compressão, desta forma, a redução deste constituinte reduz, conseqüentemente, a energia total de saída dos gases provenientes da combustão.

Aplicando o método iterativo e por interpolações, foram obtidas as temperaturas da corrente de saída e, por consequência, as pressões da corrente, considerando comportamento de gás ideal, como apresentado anteriormente. A **Tabela 6** apresenta os resultados de determinação das temperaturas e das pressões de saída, considerando as diferentes composições do gás comburente no sistema. As **Figuras 9** e **10** apresentam estes resultados graficamente.

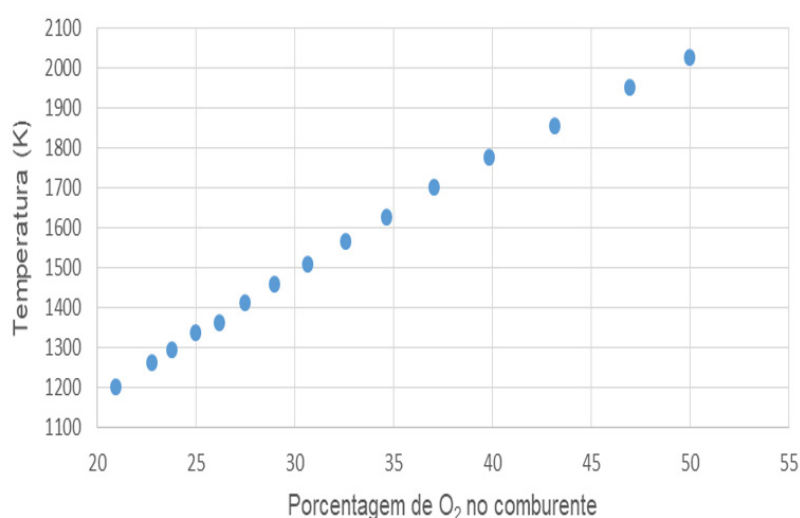
**Tabela 6 – Temperaturas e pressões das correntes de saída do combustor, em função a variação da concentração de oxigênio no gás combustor.**

Composição	Concentração O2 (%)	Temperatura corrente (K)	Pressão Corrente (kPa)
1	21,0	1202	854
2	22,8	1260	896
3	23,8	1295	921
4	25,0	1337	950
5	26,2	1360	967
6	27,5	1412	1004
7	29,0	1459	1037
8	30,7	1509	1073
9	32,6	1564	1112
10	34,7	1626	1156
11	37,1	1703	1210
12	39,9	1777	1263
13	43,2	1856	1319
14	47,0	1954	1388
15	50,0	2027	1441

Fonte: elaborado pelo autor

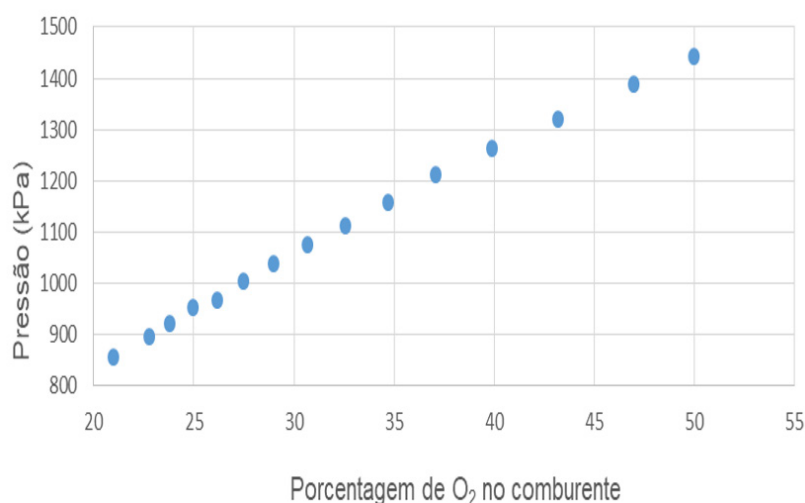
Como pode ser verificado na **Tabela 6** e nas **Figuras 9 e 10**, (corrente de saída no ponto 4) na medida em que se aumenta a concentração de oxigênio na corrente do comburente, é reduzido o volume de gás nitrogênio inserido no combustor e, desta forma, a energia gerada pela combustão não necessita ser dissipada no gás inerte, aumentando então a temperatura dos gases de combustão. Com o aumento da temperatura e considerando que o sistema possui paredes fixas, portanto operando a volume constante, tem-se um incremento na pressão dos gases de saída, mesmo com menor volume na corrente.

**Figura 9 – Variação da temperatura da corrente de saída do combustor em função da concentração de oxigênio na corrente – Eficiência de 85%**



Fonte: elaborado pelo autor

**Figura 10 – Variação da pressão da corrente de saída do combustor em função da concentração de oxigênio na corrente – Eficiência de 85%**



### 3.4 Análise da turbina a gás - TPg

Para avaliação da turbina a gás, são necessários os conhecimentos das condições da entrada e da saída dos gases no equipamento. A entrada foi definida como sendo aquela da saída do combustor, resumida na **Tabela 6**, onde o número de mols na corrente e a massa molecular média foram obtidos a partir das informações da **Tabela 7**.

Conforme estabelecido em materiais e métodos, a temperatura aparente da corrente de saída da turbina foi determinada considerando os gases como ar padrão. Deste modo com as temperaturas de entrada e por meios de interpolação, definiu-se a entalpia do ar, tendo-se como referência tabelas termodinâmicas disponíveis em literatura (MORAN ET AL., 2015), definindo-se do mesmo modo, a pressão reduzida correspondente às temperaturas. Os valores obtidos nestes procedimentos são apresentados na **Tabela 8**.

**Tabela 7 - Dados dos gases na corrente de entrada da turbina a gás**

Num. de mols corrente	Massa molecular média (kg/kmol)	Temperatura corrente (K)	Pressão Corrente (kPa)	Entalpia kJ/kmol combustível
24,42	28,33	1202	854	936906,18
22,57	28,36	1260	896	917590,22
21,64	28,37	1295	921	907932,24
20,72	28,39	1337	950	898274,26
19,79	28,40	1360	967	888616,28
18,87	28,42	1412	1004	878958,30
17,94	28,44	1459	1037	869300,31
17,02	28,47	1509	1073	859652,78
16,09	28,49	1564	1112	849942,59
15,17	28,52	1626	1156	840336,81
14,25	28,56	1703	1210	830678,83
13,32	28,59	1777	1263	821020,85
12,40	28,64	1856	1319	811362,87
11,47	28,69	1954	1388	801704,89
10,84	28,73	2027	1441	795127,02

Fonte: elaborado pelo autor

**Tabela 8 – Dados termodinâmicos para determinação da temperatura dos gases de saída da turbina a gás**

A	B	C	D	E	F	G	H
1202	1280	240	28	695	708	782	764
1260	1349	290	32	722	737	817	795
1295	1391	326	35	740	756	839	815
1337	1440	371	39	759	777	863	837
1360	1468	399	41	770	789	877	850
1412	1530	467	47	795	816	909	878
1459	1587	536	52	816	840	937	904
1509	1647	618	58	840	866	968	931
1564	1714	719	65	865	894	1001	960
1626	1789	847	73	894	926	1038	993
1703	1883	1032	85	929	965	1085	1034
1777	1974	1240	98	963	1004	1130	1073
1856	2073	1496	113	999	1045	1178	1115
1953	2193	1864	134	1042	1094	1237	1165
2027	2285	2193	152	1075	1132	1282	1203

Fonte: elaborado pelo autor

Legenda:

- A – Temperatura dos gases na entrada da turbina (K)
- B – Entalpia dos gases na entrada da turbina (ar como gás ideal) (kJ/kg)
- C – Pressão reduzida nas condições de entrada
- D – Pressão reduzida nas condições de saída
- E – Temperatura de saída dos gases em condição isentrópica (K)
- F – Entalpia dos gases na saída da turbina em escoamento isentrópico (ar como gás ideal) (kJ/kg)
- G – Entalpia dos gases na saída da turbina em escoamento real – eficiência 87% (kJ/kg)
- H – Temperatura dos gases de saída em escoamento real (K)

Deste modo, uma vez estimadas as temperaturas das correntes de saída do gás na turbina, se pode estimar a energia de cada corrente e, a partir daí estimar o trabalho realizado pela turbina, considerando ainda o conceito de ar padrão (ar como gás ideal). A **Tabela 9** apresenta os resultados obtidos nestas determinações, a partir da entrada e saída dos pontos 5 e 6.

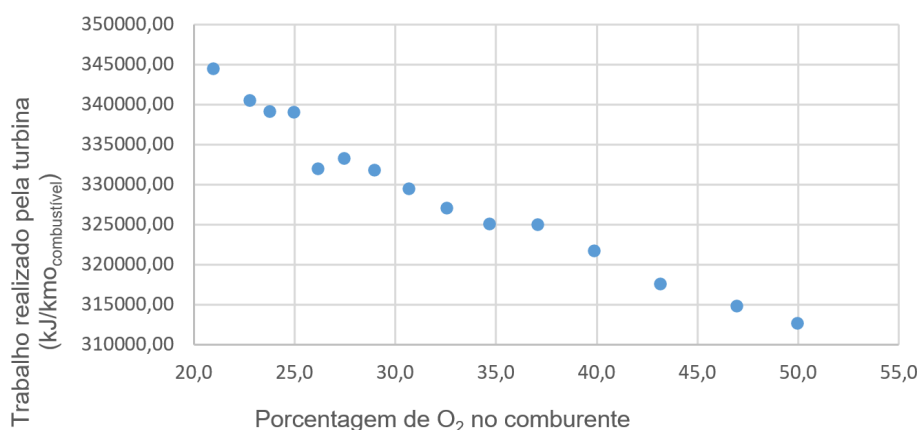
A **Figura 11** apresenta graficamente o trabalho realizado pela turbina a gás, em função da concentração de oxigênio na corrente do comburente, onde maior concentração de oxigênio representa menor concentração de nitrogênio e conseqüentemente menor volume de gás atravessando a turbina.

Como pode ser observado na **Figura 11**, na medida em que se aumenta a concentração de oxigênio na corrente do comburente, o trabalho realizado pela turbina a gás é reduzido, em até 9%. Este efeito pode estar associado ao fato de que, na medida em que a concentração de oxigênio é incrementada, a quantidade de gás que escoou pelo equipamento é menor, em torno de 55%.

Considerando a variação em termos de energia e a redução em termos de massa de gás, pode-se inferir que um aumento na alimentação do combustível é recomendado, sendo que o equipamento ainda deverá operar em condições inferiores quando em condições normais com ar, incluindo o excesso considerado.

A não continuidade verificada em concentrações de oxigênio próximas a 25% é decorrente de utilização de propriedades tabeladas e em condições de variações mais acentuadas das propriedades, quando da mudança de condições termodinâmicas.

**Figura 11 - Variação do trabalho líquido produzido pela turbina a gás em função da variação da concentração de oxigênio na corrente do comburente**



Fonte: elaborado pelo autor

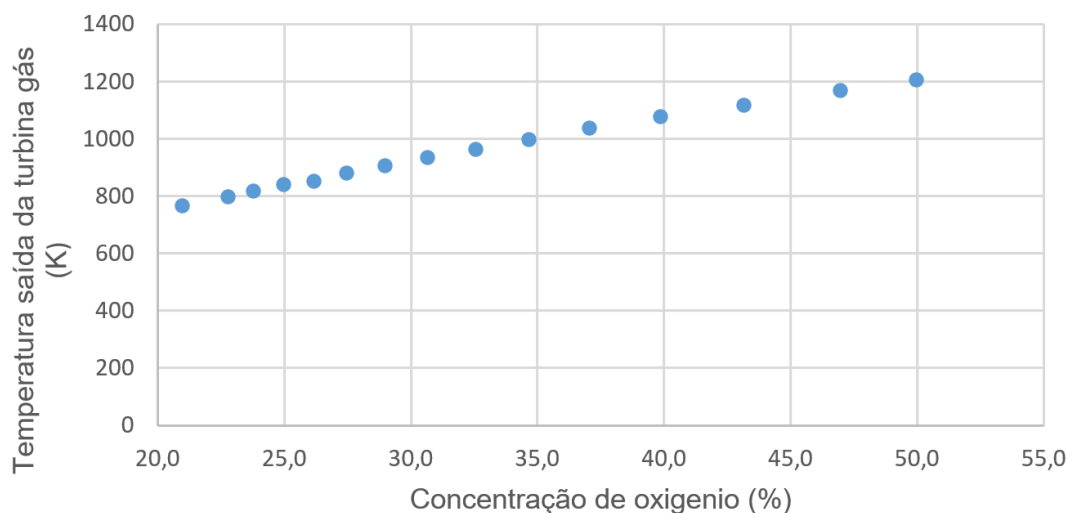
Tabela 9 – Entalpias de entrada e saída da turbina a gás e trabalho realizado, empregando ar padrão.

Reação	Entalpia na entrada da turbina (kJ/kmol combustível)	Entalpia na saída da turbina (kJ/kmol combustível)	Trabalho realizado com eficiência de 87% (kJ/kmol combustível)
1	885489,42	541130,16	344359,26
2	863002,54	522580,15	340422,39
3	853870,69	514879,76	338990,92
4	846624,88	507713,09	338911,79
5	825160,14	493249,80	331910,33
6	820567,31	487374,68	333192,63
7	810033,87	478293,04	331740,84
8	798214,43	468849,41	329365,02
9	785728,80	458774,75	326954,05
10	774178,33	449188,03	324990,30
11	766125,93	441268,29	324857,65
12	752024,99	430418,04	321606,95
13	735734,87	418219,50	317515,37
14	721709,75	407014,50	314695,24
15	711680,07	399156,89	312523,18

Fonte: elaborado pelo autor

Há de se observar ainda que, mesmo com redução de 9% no trabalho gerado pela turbina, tem-se um aumento de aproximadamente 440° C na temperatura dos gases de saída, favorecendo o ciclo a vapor ou mesmo aumentando a possibilidade de utilização de energia excedente em cogeração ou mesmo em sistemas de regeneração. O aumento da temperatura dos gases de saída da corrente gasosa em função do aumento da concentração de oxigênio, para melhor visualização, é apresentado na **Figura 12**.

Figura 12 – Temperatura dos gases na saída da turbina a gás, em função da concentração do oxigênio na corrente do comburente.



Fonte: elaborado pelo autor

### 3.5 Trocador de calor e ciclo de potência a vapor

Nestas determinações, foram obtidas as propriedades termodinâmicas apresentadas na **Tabela 10**, que foram determinadas de forma a atender ao critério de escoamento isentrópico, com valores de entropia na entrada da turbina próximos aos valores de saída. O ajuste final da entropia para o escoamento isentrópico consistiu na determinação do título na corrente de saída, uma vez que a entropia de vapor saturado foi apenas empregada como referência para a correta determinação da pressão do vapor superaquecido e como garantia de, em condições reais de operação (eficiência isentrópica), ter-se vapor superaquecido na saída da turbina, evitando com isto, o efeito de cavitação das pás. Assim, o título, as entalpias da corrente na entrada e na saída, considerando escoamento isentrópico e escoamento com eficiência de 89% bem como o trabalho realizado pela turbina são apresentadas na **Tabela 11**.

**Tabela 10 – Dados termodinâmicos para determinação da temperatura de entrada da água no trocador de calor, lado vapor**

Reação	A	B	C	D	E	F	G
1	491	451	6,9919	1,6718	40	3331	6,9369
2	522	482	6,9919	1,6718	40	3403	7,0342
3	542	502	6,9919	1,6718	60	3427	6,8859
4	564	524	6,9919	1,6718	60	3480	6,9530
5	577	537	6,9919	1,6718	60	3509	6,9903
6	605	565	6,9919	1,6718	80	3558	6,9220
7	631	591	6,9919	1,6718	80	3619	6,9938
8	658	618	6,9919	1,6718	100	3669	6,9519
9	687	647	6,9919	1,6718	120	3726	6,9345
10	720	680	6,9919	1,6718	140	3795	6,9398
11	761	721	6,9919	1,6718	160	3887	6,9755
12	800	760	6,9919	1,6718	200	3966	6,9550
13	842	802	6,9919	1,6718	280	4038	6,8757
14	892	852	6,9919	1,6718	280	4171	6,9948
15	930	890	6,9919	1,6718	280	4273	7,0853

Fonte: elaborado pelo autor

Legenda:

A – Temperatura dos gases na saída da turbina a gás (K)

B – Temperatura do vapor superaquecido na saída do trocador de calor (K)

C – Entropia do vapor na saída da turbina a vapor (3 bar, 133,6 °C) (kJ/kg. K)

D – Entropia do líquido saturado na saída do condensador (3 bar, 133,6 °C) (kJ/kg. K)

E – Pressão do vapor superaquecido na entrada da turbina a vapor (bar)

F – Entalpia do vapor na entrada da turbina a vapor (kJ/kg)

G – Entropia do vapor na entrada da turbina a vapor (kJ/kg. K)

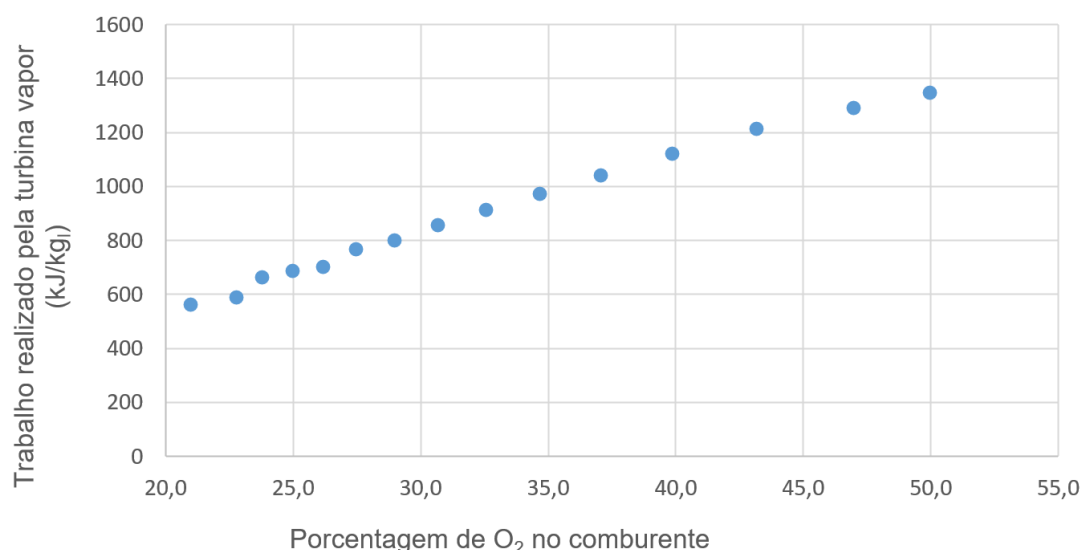
Como pode ser observado na **Tabela 11**, na medida em que se aumenta a concentração de oxigênio na corrente de entrada do comburente, tem-se um aumento no trabalho produzido pela turbina a vapor, decorrente da elevação da temperatura e da pressão do vapor superaquecido que entra na turbina. A **Figura 12** apresenta graficamente esta variação com resultados expressos em energia por massa de vapor e na **Figura 13**, os resultados expressos em energia em função da alimentação de combustível e, conhecimentos das entalpias de entrada e saída nos pontos (A e B) do ciclo a vapor.

Tabela 11 - Dados termodinâmicos para determinação da temperatura de entrada da água no trocador de calor, lado vapor

Reação	Título	Entalpia entrada kJ/kg	Entalpia saída isentrópico kJ/kg	Entalpia saída eficiência 89% kJ/kg	Wt kJ/kg	Wt kJ/kmol combustível
1	0,990	3331	2703	2772	559	46599
2	1,008	3403	2742	2815	588	48709
3	0,980	3427	2682	2764	663	55432
4	0,993	3480	2709	2794	685	57355
5	1,000	3509	2725	2811	698	57177
6	0,987	3558	2697	2792	766	63219
7	1,000	3619	2726	2824	795	64923
8	0,992	3669	2709	2815	854	69273
9	0,989	3726	2702	2815	911	73066
10	0,990	3795	2704	2824	971	76778
11	0,997	3887	2719	2847	1040	81178
12	0,993	3966	2710	2848	1118	85520
13	0,978	4038	2678	2828	1210	90701
14	1,001	4171	2726	2885	1286	92970
15	1,018	4273	2763	2929	1344	94499

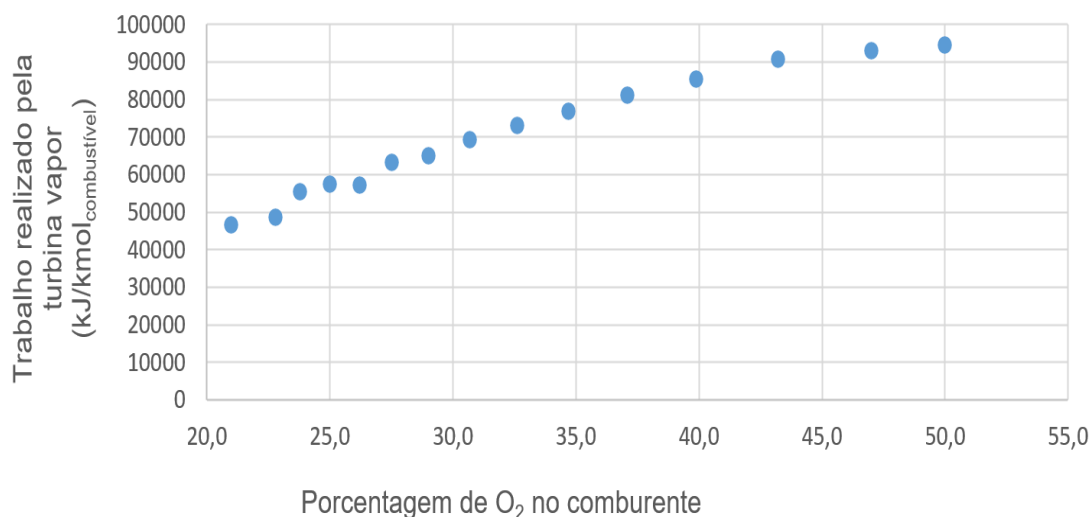
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 13 - Trabalho realizado pela turbina a vapor expressos em kJ/kg de vapor em função da concentração do oxigênio na corrente do comburente



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 14 – Trabalho realizado pela turbina a vapor expressos em kJ/mol combustível em função da concentração do oxigênio na corrente do comburente.



Fonte: elaborado pelo autor

Uma vez estabelecidos os níveis de energia na saída da turbina, conforme apresentado na **Tabela 11**, as correntes foram submetidas ao resfriamento em trocador de calor, até condição de líquido saturado em pressão de 3 bar, apresentando temperatura de 133,6° C, entalpia específica correspondente ao líquido saturado de 561,47 kJ/kg e entropia específica de 1,6718 kJ/kg.

A partir da saída do condensador, o líquido foi bombeado até a pressão correspondente à entrada da turbina a vapor, tendo então uma entalpia específica correspondente ao líquido comprimido em cada nível de pressão, com suas respectivas temperaturas. A etapa de bombeamento foi admitida como isentrópica e os valores correspondentes a cada determinação, em função da variação de oxigênio, são apresentados na **Tabela 12**.

Tabela 12 – Dados termodinâmicos e de energia desde a saída da turbina até etapa final de bombeamento.

Reação	Entalpia saída turbina kJ/kg	Pressão final bombeamento (bar)	Entalpia saída bomba kJ/kg	Temperatura saída bomba (°C)	Calor removido no condensador (kJ/kg)
1	2772	40	568	134,60	2211
2	2815	40	568	134,60	2254
3	2764	60	568	134,20	2203
4	2794	60	568	134,20	2233
5	2811	60	568	134,20	2249
6	2792	80	572	134,52	2230
7	2824	80	572	134,52	2263
8	2815	100	573	134,67	2253
9	2815	120	576	134,89	2253
10	2824	140	576	134,89	2263
11	2847	160	581	135,26	2286
12	2848	200	583	135,56	2287
13	2828	280	604	138,16	2266
14	2885	280	604	138,16	2324
15	2929	280	604	138,16	2368

Fonte: elaborado pelo autor

Determinadas as temperaturas das correntes do lado do vapor, pode-se então obter a temperatura de saída da corrente dos gases (40 °C acima da temperatura do lado vapor, conforme estabelecido) e, a partir desta informação e conhecendo a entalpia da corrente, determinar o calor transferido da corrente gasosa para a água, determinar a massa de água no ciclo em cada composição e o trabalho requerido para bombeamento. Os resultados estão apresentados na **Tabela 13**.

Tabela 13 – Dados termodinâmicos e de energia do trocador de calor (gases e água) e trabalho de bombeamento.

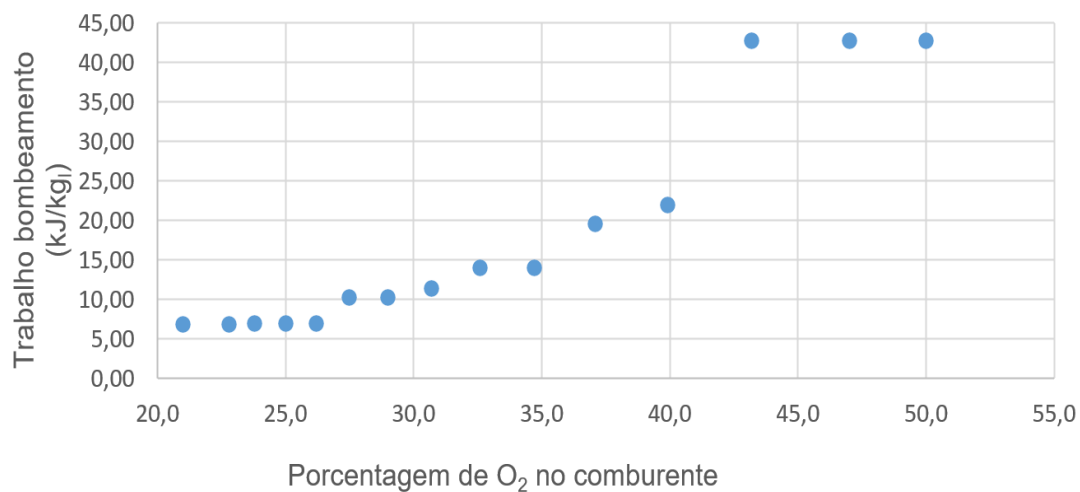
Reação	Temperatura saída gases (°C)	Entalpia gases de saída kJ/kg	Energia transferida água kJ/kg	Massa de água no ciclo vapor (kg)	Trabalho bombeamento (kJ/kg)
1	447,75	450	333	83,30	6,81
2	447,75	450	367	82,88	6,81
3	447,35	449	389	83,66	6,94
4	447,35	449	414	83,67	6,94
5	447,35	449	428	81,86	6,94
6	447,67	449	459	82,49	10,25
7	447,67	449	488	81,68	10,25
8	447,82	450	518	81,07	11,40
9	448,04	450	551	80,16	14,05
10	448,04	450	588	79,06	14,05
11	448,41	450	635	78,09	19,52
12	448,71	450	680	76,52	21,91
13	451,31	453	725	74,96	42,72
14	451,31	453	784	72,30	42,72
15	451,31	453	829	70,34	42,72

Fonte: elaborado pelo autor

A **Figura 14** apresenta o trabalho de bombeamento requerido em função da variação de oxigênio na corrente do comburente. Nota-se que não apresenta um comportamento contínuo decorrente das definições aproximadas das pressões do vapor superaquecido, de modo a se atender aos requisitos de escoamento isentrópico. No entanto, verifica-se que à medida em que a concentração de oxigênio aumenta o trabalho de bombeamento requerido também aumenta decorrente da maior transferência de energia no trocador de calor (**Figura 15**) e maior pressão na entrada da turbina.

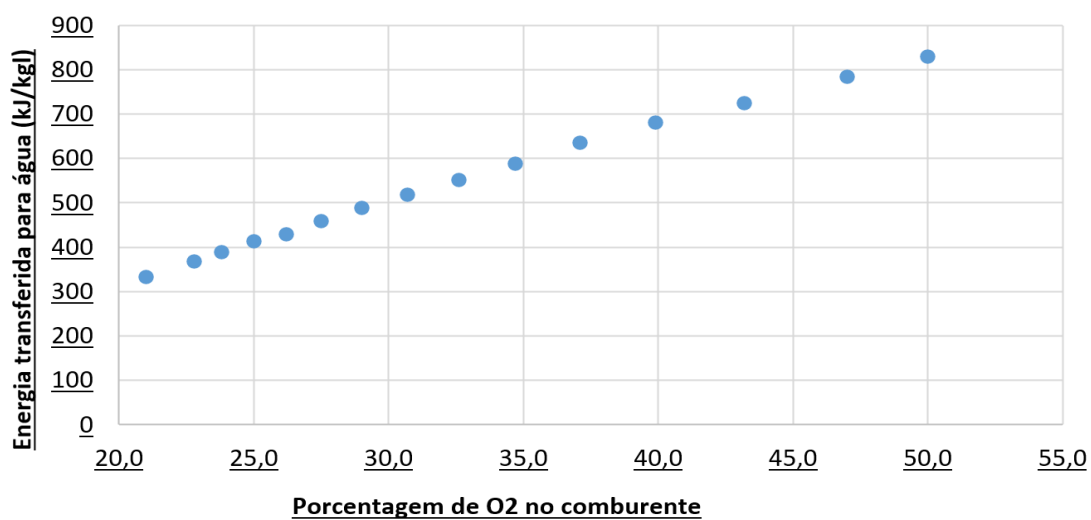
A elevação acentuada do trabalho de bombeamento e posterior manutenção do nível energético é decorrente da variação abrupta da pressão do vapor em condições isentrópicas e manutenção da pressão com o aumento da concentração de oxigênio na corrente.

Figura 15 – Trabalho requerido pela bomba no ciclo a vapor, em função da variação da concentração de oxigênio na corrente de comburente.



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 16 – Energia transferida para a água em função da variação da concentração de oxigênio na corrente de comburente



Fonte: elaborado pelo autor

### 3.6 Eficiência térmica do ciclo combinado

Uma vez determinados os níveis de energia envolvidos em cada ponto do ciclo combinado, pode-se, a partir de uma base comum, avaliar o trabalho produzido em cada uma das turbinas e os trabalhos requeridos, tanto para compressão quanto para bombeamento, para, em função da energia que é adicionada no sistema, avaliar a eficiência do ciclo, quando se promove uma variação na concentração de oxigênio na corrente de comburentes. A **Tabela 14** apresenta a energia adicionada no sistema quanto os trabalhos, tanto produzidos quanto requeridos, na avaliação da eficiência do ciclo combinado.

**Tabela 14 – Energia fornecida ao sistema, energias geradas nas turbinas, demandadas nas etapas de compressão e bombeamento e eficiência térmica do ciclo combinado.**

A	B	C	D	E	F	G
21,0	648788	85055	567	344359	46599	47,1
22,8	652197	78368	564	340422	48709	47,6
23,8	653901	75024	581	338991	55432	48,8
25,0	655605	71681	581	338912	57355	49,4
26,2	657310	68337	568	331910	57177	48,7
27,5	659014	64994	845	333193	63219	50,2
29,0	660718	61650	837	331741	64923	50,6
30,7	662421	58310	924	329365	69273	51,2
32,6	664134	54949	1126	326954	73066	51,8
34,7	665829	51623	1111	324990	76778	52,4
37,1	667534	48280	1525	324858	81178	53,4
39,9	669238	44936	1676	321607	85520	53,9
43,2	670943	41593	3202	317515	90701	54,2
47,0	672647	38249	3088	314695	92970	54,5
50,0	673808	35972	3005	312523	94499	54,6

Fonte: elaborado pelo autor

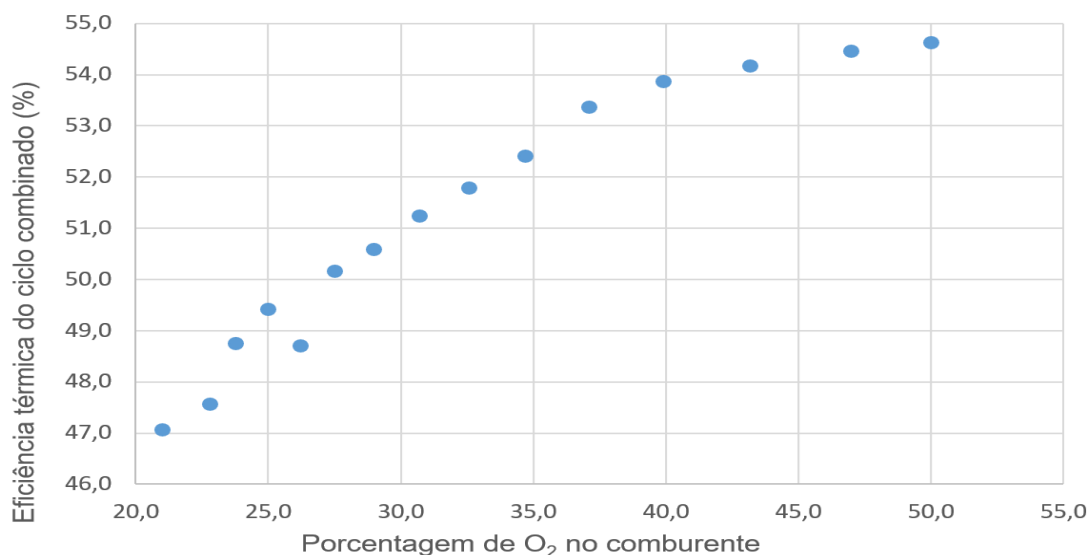
Legenda:

- A – Concentração de oxigênio na corrente do comburentes (%)
- B – Energia fornecida ao ciclo combinado (kJ/kmol combustível)
- C – Trabalho de compressão do comburentes (kJ/kmol combustível)
- D – Trabalho de bombeamento ciclo vapor (kJ/kmol combustível)
- E – Trabalho produzido turbina a gás (kJ/kmol combustível)
- F – Trabalho produzido turbina a vapor (kJ/kmol combustível)
- G – Eficiência térmica do ciclo combinado (%)

A **Figura 17** apresenta a variação da eficiência térmica do ciclo combinado com a variação da concentração de oxigênio na corrente do comburente.

Como pode ser observada na **Figura 17**, a eficiência térmica do ciclo aumenta na medida em que se aumenta a concentração de oxigênio na corrente do comburente. A variação observada na figura é decorrente dos ajustes manuais de propriedades termodinâmicas para atendimento a critérios e conceitos pré-estabelecidos. Este resultado mostra que, a partir de um sistema de potência existente, pode-se associar um processo de enriquecimento de oxigênio na corrente do comburente, com resultados promissores em termos de aumento de eficiência térmica.

**Figura 17 – Variação da eficiência térmica do ciclo combinado em função da variação da concentração de oxigênio na corrente de comburente.**



Fonte: elaborado pelo autor

### 3.7 Energia disponível para cogeração

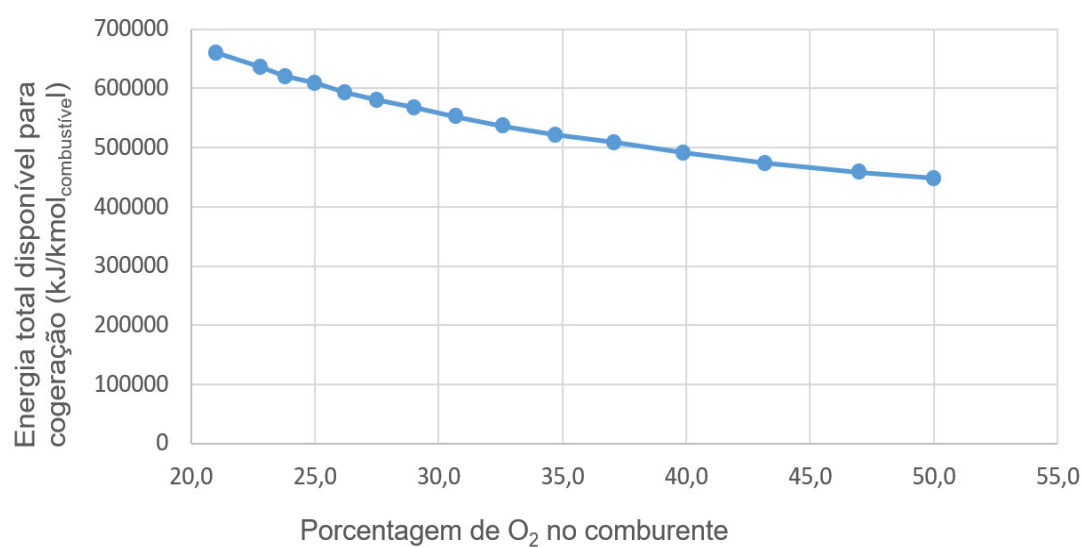
No sistema são verificadas correntes com energia disponível para emprego em sistemas de recuperação de calor (cogeração). A **Tabela 15** apresenta as principais fontes, sendo o calor na combustão, a corrente de gás que sai do trocador de calor e a corrente de água do condensador. A **Figura 18** apresenta graficamente a energia total disponível para cogeração em função da variação da concentração de oxigênio na corrente do gás comburente.

Tabela 15 – Energia disponível para emprego em sistemas de cogeração

Reação	Concentração oxigênio (%)	Energia combustor kJ/kmolcombustível	Energia gases kJ/kmolcombustível	Energia trocador calor kJ/kmolcombustível	Energia total disponível kJ/kmolcombustível
1	21,0	165336	310954	184144	660435
2	22,8	161928	287661	186774	636363
3	23,8	160223	275765	184263	620251
4	25,0	158519	264129	186810	609458
5	26,2	156815	252493	184148	593456
6	27,5	155110	241034	183966	580111
7	29,0	153406	229390	184817	567613
8	30,7	151703	217831	182670	552204
9	32,6	149990	206221	180614	536825
10	34,7	148295	194630	178892	521816
11	37,1	146590	183130	178484	508205
12	39,9	144886	171584	174990	491461
13	43,2	143182	160853	169867	473902
14	47,0	141477	149113	168020	458610
15	50,0	140317	141116	166546	447979

Fonte: elaborado pelo autor

Figura 18 – Energia total disponível para cogeração, em função da variação da concentração de oxigênio na corrente de comburente.



Fonte: elaborado pelo autor

Como pode ser observado na **Figura 18**, na medida em que se aumenta a concentração de oxigênio na corrente do gás comburente, a energia total disponível para emprego em sistemas de cogeração é reduzida. Neste contexto torna-se importante a avaliação do ponto de vista de objetivo final, se a geração de potência com reaproveitamento em sistemas de cogeração ou o inverso, onde o excedente é empregado para geração de potência.

## 4 Conclusões

Com base nos resultados apresentados e discutidos e tomando-se como referência os objetivos, conclui-se que:

- I. O trabalho de compressão do comburente é reduzido em nível de até 58%, com o aumento da concentração de oxigênio na corrente de comburente, decorrente da redução de volume demandado para a combustão, considerando ainda o excesso de oxidante.
- II. Um efeito contrário é verificado na turbina a gás, com uma redução de aproximadamente 9% na potência desenvolvida. Efeito pequeno considerando a redução da corrente de gás em torno de 56% do volume de gás que escoou pelo equipamento.
- III. O aumento na pressão de trabalho da turbina a vapor com o aumento da concentração de oxigênio resulta em um aumento da potência desenvolvida em níveis da ordem de 100%.
- IV. No ciclo a vapor, com o aumento da pressão do vapor superaquecido que entra da turbina em função do aumento da temperatura, tem-se um trabalho requerido pela bomba maior em até 400% em relação ao processo operando com ar atmosférico.
- V. O aumento da concentração de oxidante de 21% para 50% na corrente do comburente impacta em uma redução de aproximadamente 32% na energia disponível para uso em sistemas de cogeração.
- VI. A eficiência térmica de um ciclo combinado aumenta com o aumento da concentração de oxigênio na corrente de comburente. Nesta avaliação, foi verificado um aumento de aproximadamente 7,5% da eficiência quando do enriquecimento da corrente do comburente com oxigênio, até níveis de aproximadamente 50%.

## 5 Referências

BAUKAL, C. Air Products and Chemical, Inc. **Combustion Engineering and Combustion gases-Environmental**, CRC Press LLC, pág. 621, 2013.

BIZZO, W. A. **Geração, distribuição e utilização de vapor**. Apostila do curso EM 722 - Geração, Distribuição e Utilização de Vapor- Faculdade de Engenharia Mecânica. UNICAMP, Pag. 66, 67, 2013.

BOEIRA, W. S. **Análise do comportamento de uma turbina a gás operando com combustão enriquecida com oxigênio**. Trabalho de Graduação. UFRGS. Porto Alegre, pág.29, 2010.

BUOSI, L. **Oportunidade de substituição de turbina a gás por motores de combustão interna aplicados a ciclos combinados em sistemas de potências em operação – Análise técnica e econômica**. São Paulo, 2019. p142.

ÇENGEL Y. A. e BOLES M. A. **Termodinâmica**- Editora McGraw Hill: 7ª edição. 1035p. (2013).

GABRIEL, P.G. **Análise e otimização de ciclo combinado gás-vapor alimentado por biocombustíveis**, Tese de Mestrado, UFRJ, 2015.

HIMMELBLAU, D. M., RIGGS B. J. **Engenharia Química Princípios e Cálculos**. Rio de Janeiro. LTC. 2006. p846. Cap.7.

INCROPERA F. P. DEWITT. D.P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 5ª ed. Rio de Janeiro: Livros técnicas e Científicos Editora, 2006.

KALATALO, D.N. **Análises Energéticas de Ciclos Combinados**, Projeto de Graduação, UNB Faculdade de Tecnologias Departamento de Engenharia Mecânica, pág. 110. Acesso 14 – 31, 2004.

LEMOS, F. A. - **Análise Energética de uma usina Termelétrica operando em um ciclo combinado**- UFRJ/ Escola Politécnica, RJ. Pág. 75. Acesso pág. 6 – 62, 2018.

MAIDANA, C. F.; CAROTENUTO, A. P. S.; SMITH S. P. **Analysis of Oxygen-Enhanced Combustion of Gas Power** Uberlândia, MG Brazilian: 13th Congresso of Termal Sciences and Engineering, 2010.

MADEIRA, A. C. F. **Avaliação da tecnologia de adsorção "PSA" para remoção de nitrogênio do gás natural** – Tese de Mestrado – Universidade Federal do Rio de Janeiro, p. 25. 2008.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**, 7ª Ed. Rio de Janeiro: LTC – Livros Técnicos e Científicos – Editora – S.A. 2015. p. 681.

MÔNICA, M. A. M. S., NEVES, C. F. C., JORDÃO. E. VASCONCELOS, W. L. **Separação do ar através de adsorção em zeólitas**, Artigo - EPEN - Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear. CDTN. p 1- 6. 2020.

PINHO, T.; CARLOS, M.C.; **Sistemas Térmicos** – Faculdade de Engenharia Universidade do Porto Departamento de Engenharia Mecânica, – pág. 227. Acesso pág. 3 – 12, 2014.

RAYAPROLU K.; **Boiler for Power and Process** –, CRC. Press, Flórida, 1ªed. 2006.

xx.xxxxx/xxxx-xxxx-xxxx-x

