

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS**  
**CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA**  
**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA**

**SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE GERAÇÃO DE AR  
COMPRIMIDO**

**Gustavo Quintal Gonçalves**

Trabalho de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Química da  
Universidade Federal de São Carlos

Orientador: Prof. Dr. Felipe Fernando Furlan

São Carlos  
2021

## **BANCA EXAMINADORA**

Trabalho de Graduação apresentado no dia 16 de novembro de 2021 perante a seguinte banca examinadora:

Orientador: Prof. Dr. Felipe Fernando Furlan

Departamento de Engenharia Química - Universidade Federal de São Carlos

Professor de Disciplina: Prof. Dr. Fábio Bentes Freire

Departamento de Engenharia Química - Universidade Federal de São Carlos

Convidado: Dr. Andrew Milli Elias

Embrapa Instrumentação – São Carlos

## **AGRADECIMENTOS**

A minha família, por todo o apoio oferecido e por sempre me dar forças em momentos de dificuldade.

Aos meus amigos, que me ajudaram a percorrer o caminho da graduação com mais leveza.

Ao Departamento de Engenharia Química da UFSCar e aos demais professores que fizeram parte da minha trajetória acadêmica e compartilharam uma parte de seus conhecimentos.

Ao meu pai, em especial, por ter me ensinado logo cedo sobre a importância da educação e por ter contribuído na construção da minha formação ética e moral.

## RESUMO

O ar comprimido é uma utilidade com amplas aplicações no setor industrial. Limpeza de equipamentos e ambientes, acionamento de maquinários e robôs pneumáticos, secagem de tanques e tingimentos por spray são alguns exemplos comuns de aplicações do ar comprimido na indústria. Também pode fazer parte do processo de produção de embalagens, como por exemplo na formação da cavidade dos blísteres, onde medicamentos na forma de tabletes ou cápsulas são armazenados. Como possui diversas aplicações diferentes, o grau de exigência de um ar comprimido livre de contaminantes e de água pode variar dependendo da sua utilização final. Na indústria farmacêutica, é comum a utilização de compressores livres de óleo (oil-free) com secadores, de modo a garantir um ar comprimido de grau farmacêutico. Um sistema de geração de ar comprimido em escala industrial pode consumir até 30% de todo o gasto em energia elétrica de uma planta, sendo assim um processo bastante custoso. Para que o processo de compressão possa ser analisado e otimizado, é importante conhecer seu consumo teórico de energia e realizar comparações com o consumo atual. Este trabalho apresenta a análise de um sistema de geração de ar comprimido utilizado em uma indústria farmacêutica do Estado de São Paulo, com o objetivo de estimar o consumo teórico de energia dos equipamentos. Uma parte expressiva do consumo de energia dessa planta advém do sistema de geração de ar comprimido, o qual contém duas unidades de compressão que operam continuamente. Cada unidade de compressão é composta por compressores isentos de óleo do tipo parafuso, arrefecedores, separadores de condensado e um secador acoplado. Neste trabalho também foram avaliadas as influências das temperaturas de saída de cada estágio de compressão e da umidade presente na corrente de entrada de ar no consumo específico de energia. A simulação da unidade de compressão foi realizada no simulador iiSe, admitindo hipóteses razoáveis e dados do processo real. Os resultados obtidos na simulação foram condizentes com os dados fornecidos pelo fabricante, respeitando os limites de operação dos equipamentos. A variação da temperatura do ar ambiente apresentou uma diferença de 8,2% no consumo energético do sistema de compressão entre a menor e maior temperatura do intervalo. A variação da umidade relativa do ar ambiente apresentou variações consideráveis no consumo de energia do sistema de compressão apenas em condições de altas umidades. A diferença foi de 2,6% entre as condições de umidade relativa de 100% e 0% para o ar ambiente.

## ABSTRACT

Compressed air is an utility with several applications in industry. Cleaning of equipments and environment, operating pneumatic machineries and robots, drying tanks and spray dying are some examples of common applications of compressed air in industry. It also can be part of the packaging production process, for example in the blister's cavity formation, where the tablet ou capsule medicines are inserted and stored. Due it's wide application range, the demand of a contaminant-free and moisture-free compressed air may vary depending on its final usage. In pharmaceutical industry, it is common the usage of oil-free compressors with dryers to guarantee a compressed air production with pharmaceutical standards. A compressed air generation system in an industrial scale can consume up to 30% of all energy consumption in a plant, meaning this process can be very costly. It is important to know the theoretical energy consumption from the air compression system and perform comparisions with the real consumption for a better analysis and process optimization. This monography presents an analysis of a air compression generation system of a pharmaceutical industry located in the State of São Paulo, Brazil, and aims to estimate theoretical energy consumption of the equipments. An expressive part of all enery consumption of this plant comes from the compressed air generation system, which contains two compression units that operates continuously. Each compression unit is composed by oil-free screw compressors, chillers, water separator and a coupled dryer. The specific energy consumption was evaluated by the influence of the temperature from the outlet streams from each compression stage and by the moisture content in the inlet stream. The simulation of the compression unit was performed in the iiSe simulator software, considering acceptable hipotesis and data from the real process. The results obtained by the simulation were acceptable comparing with the data given by the manufacturer. The limit for the operation conditions of the equipments were also considered. Variations on the ambient air resulted in a difference of 8.2% on the energy demand of the compression system between the lowest and the highest temperatures in the range. Variations on relative humidity of the ambient air resulted in relevant differences on the energy demand of the compression system only in the conditions of high moisture content. The difference was 2.6% between the conditions of 0% and 100% of relative humidity for the ambient air.

# SUMÁRIO

|   |           |
|---|-----------|
| <b>LISTA DE FIGURAS</b> .....   | <b>1</b>  |
| <b>LISTA DE TABELAS</b> .....   | <b>2</b>  |
| <b>1- INTRODUÇÃO</b> .....  | <b>3</b>  |
| <b>2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....   | <b>7</b>  |
| 2.1 – QUALIDADE DO AR COMPRIMIDO .....  | 7         |
| 2.2 – COMPRESSORES.....   | 9         |
| 2.2.1 – TRABALHO E EFICIÊNCIA DE UM COMPRESSOR .....                                  | 9         |
| 2.2.2 - COMPRESSÃO MULTI-ESTÁGIOS .....   | 11        |
| 2.2.3 – TIPOS DE COMPRESSORES .....   | 12        |
| 2.2.4 – COMPRESSOR PARAFUSO .....   | 14        |
| 2.3- TROCADOR DE CALOR.....   | 15        |
| 2.3.1 – INTERCOOLER E AFTERCOOLER.....  | 15        |
| 2.3.2 – BALANÇO DE ENERGIA E A MÉDIA LOGARÍTMICA DA DIFERENÇA<br>DE TEMPERATURA ..... | 16        |
| 2.4 – SECADOR .....   | 17        |
| 2.4.1 - PSICROMETRIA .....  | 17        |
| 2.4.2- SECADOR DE REFRIGERANTE .....  | 18        |
| 2.4.3 - CICLO DO FLUIDO REFRIGERANTE .....  | 19        |
| <b>3- MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....   | <b>21</b> |
| 3.1 – SOFTWARE .....  | 21        |
| 3.2 - UNIDADE DE GERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO.....  | 21        |
| 3.3 – FLUXOGRAMA DA UNIDADE DE COMPRESSÃO.....  | 23        |
| 3.4 – ESPECIFICAÇÕES DOS EQUIPAMENTOS .....   | 25        |
| 3.5 – CONDIÇÕES VARIÁVEIS NA SIMULAÇÃO .....  | 27        |
| 3.6 - HIPÓTESES GERAIS .....  | 28        |
| 3.7 – HIPÓTESES LOCALIZADAS.....  | 29        |
| 3.7.1 – CORRENTE DE ENTRADA .....   | 29        |
| 3.7.2 – COMPRESSORES DE AR.....   | 30        |
| 3.7.3 – SECADOR .....   | 30        |
| 3.7.4 – CICLO DO FLUIDO REFRIGERANTE .....  | 32        |
| <b>4- RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....  | <b>34</b> |
| 4.2 – RESULTADOS PARA A CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA .....                                  | 34        |
| 4.3 – VARIAÇÕES NA TEMPERATURA AMBIENTE.....  | 36        |
| 4.4 – VARIAÇÕES NA UMIDADE DO AR AMBIENTE .....                                       | 40        |
| <b>5- CONCLUSÕES</b> .....  | <b>45</b> |
| <b>6- CONSIDERAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....                                  | <b>46</b> |
| <b>7- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....  | <b>48</b> |

## LISTA DE FIGURAS

|   |    |
|---|----|
| Figura 1.1. Custos aproximados do ciclo de vida de um compressor.....   | 6  |
| Figura 2.1. Comparação entre os trabalhos realizados nos processos isotérmico, isentrópico e politrópico em um ciclo termodinâmico.....                   | 10 |
| Figura 2.2. Energia economizada em uma compressão de dois estágios. ....  | 12 |
| Figura 2.3. Tipos de compressores para cada princípio de funcionamento. ....  | 13 |
| Figura 2.4. Princípio de compressão de gás em um compressor parafuso. ....  | 14 |
| Figura 2.5. Posicionamento do intercooler e do aftercooler no sistema de compressão multi-estágios. ....  | 16 |
| Figura 2.6. Esquemática do secador de refrigerante. ....  | 19 |
| Figura 2.7. Representação do ciclo de refrigeração ideal e real em um diagrama pressão-entalpia. ....   | 20 |
| Figura 3.1. Representação de uma unidade de compressão.....   | 22 |
| Figura 3.2. Representação do ciclo do fluido refrigerante contido na unidade de compressão. ....  | 23 |
| Figura 3.3. Primeira parte do fluxograma simulado no software iiSe. ....  | 24 |
| Figura 3.4. Segunda parte do fluxograma simulado no software iiSe. ....   | 25 |
| Figura 4.1. Trabalho realizado pelos compressores de ar em função da temperatura do ar ambiente. ....   | 37 |
| Figura 4.2. Calor removido pelo intercooler e aftercooler em função da temperatura do ar ambiente. ....   | 38 |
| Figura 4.3. Vazão mássica de água removida pelos separadores da unidade de compressão em função da temperatura do ar ambiente.....                        | 39 |
| Figura 4.4. Trabalho realizado pelo compressor do ciclo refrigerante em função da temperatura do ar ambiente. ....  | 40 |
| Figura 4.5. Trabalho realizado pelos compressores de ar e temperatura resultante pela compressão de ar em função da umidade relativa do ar ambiente. .... | 41 |
| Figura 4.6. Vazão de água removida da unidade de compressão em função da umidade relativa do ar ambiente. ....  | 42 |
| Figura 4.7. Calor removido pelos trocadores de calor em função da umidade relativa do ar ambiente. ....   | 43 |
| Figura 4.8. Trabalho realizado pelo compressor de fluido refrigerante e a vazão mássica em função da umidade relativa do ar ambiente.....                 | 44 |

## LISTA DE TABELAS

|  |    |
|--|----|
| Tabela 2.1. Classificação ISO 8573-1 para particulados presentes no ar comprimido. ....  | 7  |
| Tabela 2.2. Classificação ISO 8573-1 para água presente no ar comprimido. ....   | 8  |
| Tabela 2.3. Classificação ISO 8573-1 para óleo presente no ar comprimido. ....   | 8  |
| Tabela 3.1. Especificações do sistema de compressão. ....  | 26 |
| Tabela 3.2. Especificações do secador utilizado na unidade de compressão. ....   | 26 |
| Tabela 3.3. Condições requeridas para o ar comprimido gerado pelo sistema central de geração de ar comprimido da planta. ....  | 26 |
| Tabela 3.4. Condição de referência para o ar ambiente. ....  | 27 |
| Tabela 3.5. Hipóteses adotadas para as temperaturas das correntes de saída do intercooler, aftercooler e condensador. ....   | 28 |
| Tabela 3.6. Perdas de carga assumidas para os equipamentos da unidade de compressão. ....  | 29 |
| Tabela 3.7. Especificações para as correntes de entrada e para o misturador. ....  | 30 |
| Tabela 3.8. Hipóteses assumidas para os compressores de ar. ....   | 30 |
| Tabela 3.9. Especificações para o primeiro trocador de calor do secador. ....  | 31 |
| Tabela 3.10. Composição do fluido R-404a. ....   | 31 |
| Tabela 3.11. Especificações para o segundo trocador de calor do secador. ....  | 32 |
| Tabela 3.12. Especificações das variáveis dos equipamentos contidos no ciclo do fluido refrigerante. ....  | 33 |
| Tabela 4.1. Comparação dos trabalhos realizados pelos compressores na condição de referência com os valores das potências dos motores informados pelo fabricante. .... | 34 |
| Tabela 4.2. Quantidade de calor removido pelos trocadores. ....  | 35 |
| Tabela 4.3. Quantidade de água removida da unidade de compressão pelos separadores. ....   | 36 |



## 1- INTRODUÇÃO

No contexto industrial, as utilidades são os recursos utilizados para manter as operações básicas de uma indústria, como o fornecimento de energia, acionamento de equipamentos, tratamentos de rejeitos e suporte em diversas operações industriais. Usualmente, as três principais utilidades no ramo insdustrial são a água, o gás natural e a energia elétrica. O ar comprimido é classificado, segundo CAGI (*Compressed Air & Gas Institute*), como a quarta utilidade necessária para manter as operações básicas de uma indústria devido a sua extensa aplicabilidade. Por ser uma utilidade de fácil disponibilidade e versátil, sendo utilizada nos mais diversos setores industriais e em diferentes aplicações, o mercado de compressores de ar aponta tendências de crescimentos ao longo dos próximos anos. Segundo PULIDINDI K. (2021), em 2020 o tamanho do mercado de compressores de ar alcançou mais de USD 65 bilhões e é previsto que, em 2027, o valor aumente para cerca de USD 86 bilhões. Especificamente para o compressores de ar livres de óleo, que são capazes de produzir ar comprimido mais puro, o valor do tamanho de mercado em 2020 chegou a USD 16 bilhões.

É comum a utilização do ar comprimido na limpeza de equipamentos, tanques e ambientes. Comparando-se com a água para esta finalidade, o ar comprimido é mais fácil de ser utilizado e evita que certos equipamentos sejam danificados. Em processos de pintura de automóveis, o ar comprimido está amplamente presente desde a etapa do processo de lixamento por meio de lixas pneumáticas, até nas pinturas primárias e finais, com a utilização de jatos de tinta (JOHANSON E., 2017).

Neste trabalho, o estudo é realizado em um sistema de geração de ar comprimido no setor farmacêutico, que utiliza o ar em diversas aplicações. Em processos de produção, é utilizado como agente de mistura de pós e na formação de granulados na etapa de compressão de tabletes, em que a mistura farmacêutica granulada é comprimida por rolos de metal alimentados por ar comprimido. A utilidade regula a pressão da compressão e também permite a movimentação dos rolos quando é atingida a força de compressão desejada (GEA Group, 2018). Após a compressão há a etapa de ejeção do material comprimido, que é realizada de forma mecânica por cilindros que empurram o material para fora da máquina. Ar comprimido pode ser utilizado para aplicar lubrificantes nestes cilindros para que a ejeção seja realizada mais facilmente. Posteriormente à etapa de compressão, a etapa de revestimento dos comprimidos utiliza ar em leitos fluidizados, de

forma a manter a fluidização dos comprimidos enquanto sprays são acionados para cobrir os comprimidos em fluidização com o revestimento. Tais sprays também utilizam ar comprimido em seu funcionamento. Os comprimidos são armazenados em blísteres, cuja cavidade para o armazenamento é moldada utilizando ar comprimido. No caso de medicamentos no estado líquido ou pastoso, a utilidade está presente na limpeza e secagem de frascos, ampolas e seringas que servirão de armazenamento do produto final. Além disso, o ar comprimido também é amplamente utilizado em aeração para os processos de fermentação.

A qualidade do ar comprimido depende da sua utilização final. Nas indústrias farmacêutica e alimentícia, como o ar comprimido frequentemente entra em contato com o produto final que será consumido por humanos ou animais, deve existir um controle mais rigoroso para que a utilidade não afete a qualidade final do produto. Até mesmo para outros fins, é desejável que o ar comprimido possua uma qualidade mínima aceitável para que se evite gastos com manutenções e preserve equipamentos. Os contaminantes mais comuns que podem ser encontrados no ar comprimido são água, óleos e microorganismos.

A água é um contaminante indesejado na maioria das aplicações mesmo que, muitas vezes, não tenha contato direto com o produto final. Ela está presente na forma de vapor no próprio ar atmosférico utilizado na produção de ar comprimido. Caso a remoção da água não seja realizada de forma adequada, pode haver formação de condensado nas correntes de ar comprimido. Como o ar comprimido é muito utilizado no funcionamento de equipamentos pneumáticos, tais como ferramentas e robôs, a presença de condensado pode causar danos ou evitar com que funcionem corretamente. Conforme mencionado, na indústria farmacêutica o ar comprimido entra em contato com o produto final em várias etapas. Por exemplo, durante a limpeza das embalagens primárias, que terão contato direto com o produto final, caso o ar não esteja dentro das especificações de umidade, pode haver formação de condensado nas embalagens. Isso pode não apenas causar alteração na concentração do produto final, reduzindo o seu valor terapêutico, mas também pode servir como meio para a proliferação de microorganismos, podendo causar vários danos ao consumidor. Microorganismos como bactérias e fungos sobrevivem ao calor gerado pela compressão e, por conta do tamanho, passam facilmente do filtro inicial localizado na captação do ar atmosférico.

A presença do condensado não é crítica apenas durante a utilização do ar. As tubulações que transportarão o ar comprimido originado do compressor possuem alta probabilidade de serem danificadas pela oxidação causada pela presença da água, podendo

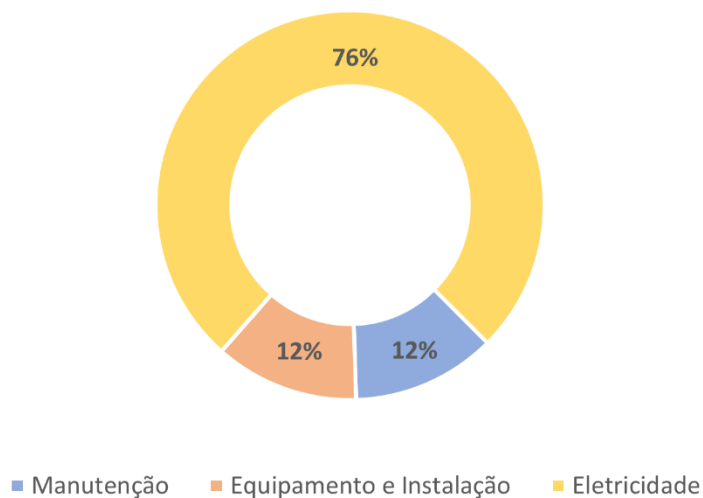
gerar vazamentos na tubulação (VARIGAS RESEARCH INC, 1984). Além dos danos causados na condução, os produtos da corrosão podem ser carregados pela corrente até o emprego final do ar comprimido.

Para a remoção de água na corrente final, são necessários trocadores de calor e removedores de condensado no sistema de geração de ar comprimido. É bastante comum o emprego de secadores ao final do sistema de forma a garantir a remoção da água (ELLIOT B., 2006).

Óleos também podem estar presentes no ar comprimido, nas formas de aerossol, líquido ou vapor e podem servir como nutrientes para microorganismos, contribuindo para a proliferação de fungos e bactérias. É comum aparecerem na corrente de ar comprimido quando utiliza-se um compressor que opera com lubrificação. Nestes casos, o lubrificante é responsável por reduzir o atrito das partes móveis do compressor e resfriá-las, além de resfriar o ar que está sendo comprimido na câmara de compressão. Para evitar a presença desse contaminante, é comum a utilização de modelos de compressores isentos de óleo, que dispensam a utilização de lubrificantes em seu funcionamento. Compressores que operam com lubrificantes nos elementos de compressão normalmente são equipados com filtros coalescentes para que o óleo seja removido do ar comprimido (ATLAS COPCO, 2015).

A quantidade de energia necessária para que um sistema de geração de ar comprimido supra as necessidades de uma planta é, geralmente, bem expressiva (CAGI, c2012). Cerca de 10% do custo da energia elétrica de uma planta pode ser proveniente da geração de ar comprimido, podendo até alcançar valores de custo energético superiores a 30% em plantas com múltiplas aplicações desta utilidade (Departamento de Energia dos Estados Unidos – DOE, 2004). Em média, 76% de todo o gasto dos compressores correspondem à energia elétrica necessária para manter o funcionamento do equipamento. A Figura 1.1 exhibe os custos aproximados de um compressor de ar durante todo o seu ciclo de vida.

Figura 1.1. Custos aproximados do ciclo de vida de um compressor.



Fonte: Adaptado de DOE, 2004.

Nesse contexto, esse trabalho tem por objetivo analisar o consumo teórico de energia de um sistema central de geração de ar comprimido de uma planta do setor farmacêutico localizada no Estado de São Paulo. Tal empresa possui duas unidades de compressão operando de forma ininterrupta, sendo cada uma composta por compressores do tipo parafuso isentos de óleo, trocadores de calor, separadores de condensado e um secador. Também foi analisada a influência da temperatura de saída do ar comprimido de cada compressor e a umidade no consumo específico de energia.

## 2- REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 – QUALIDADE DO AR COMPRIMIDO

O primeiro passo para o dimensionamento e escolha dos equipamentos a serem utilizados no sistema de geração de ar comprimido é a definição da qualidade do ar necessária na sua aplicação final, sendo comum a necessidade de possuir diferentes qualidades em cada aplicação.

A norma ISO 8573-1 classifica o ar comprimido de acordo com as quantidades máximas de particulados, água e óleo que podem estar contidos na utilização final. Geralmente, é desejado que o ar comprimido que entra em contato com o produto final ou matéria-prima possua uma classe com grau de pureza mais elevado. As Tabelas 2.1 a 2.3 exibem as classificações de pureza de ar comprimido segundo a ISO 8573-1 para cada contaminante. Apesar da Classe 0 não possuir valores especificados pela norma, esta deve possuir valores mais rigorosos que a Classe 1 e normalmente são fornecidas pelos fabricantes. Além disso, o ar comprimido não necessita, obrigatoriamente, possuir a mesma classificação para todos os contaminantes. Para aplicações em uma indústria de abrasivos, por exemplo, não é necessário que o ar comprimido possua um elevado grau de pureza de particulados.

Tabela 2.1. Classificação ISO 8573-1 para particulados presentes no ar comprimido.

| ISO 8573-1:2010<br>CLASSE | Particulados                                   |                |              |                   |
|---------------------------|--|----------------|--------------|-------------------|
|                           | Número máximo de partículas por m <sup>3</sup> |                |              | Concentração      |
|                           | 0,1 - 0,5 micras                               | 0,5 - 1 micras | 1 - 5 micras | mg/m <sup>3</sup> |
| 0                         | Especificados pelo fabricante                  |                |              |                   |
| 1                         | ≤ 20.000                                       | ≤ 400          | ≤ 10         | -                 |
| 2                         | ≤ 400.000                                      | ≤ 6.000        | ≤ 100        | -                 |
| 3                         | -  | ≤ 90.000       | ≤ 1.000      | -                 |
| 4                         | -  | -              | ≤ 10.000     | -                 |
| 5                         | -  | -              | ≤ 100.000    | -                 |
| 6                         | -  | -              | -            | ≤ 5               |
| 7                         | -  | -              | -            | 5 - 10            |
| 8                         | -  | -              | -            | -                 |
| 9                         | -  | -              | -            | -                 |
| X                         | -  | -              | -            | > 10              |

Fonte: Adaptado de ABNT, 2013.

Tabela 2.2. Classificação ISO 8573-1 para água presente no ar comprimido.

| ISO 8573-1:2010<br>CLASSE | Água                          |  |
|---------------------------|-------------------------------|--|
|                           | Ponto de orvalho do vapor     | Quantidade de líquido g/m <sup>3</sup> |
| 0                         | Especificados pelo fabricante |  |
| 1                         | ≤ -70°C                       | -                                      |
| 2                         | ≤ -40°C                       | -                                      |
| 3                         | ≤ -20°C                       | -                                      |
| 4                         | ≤ +3°C                        | -                                      |
| 5                         | ≤ +7°C                        | -                                      |
| 6                         | ≤ +10°C                       | -                                      |
| 7                         | -                             | ≤ 0,5                                  |
| 8                         | -                             | 0,5 - 5                                |
| 9                         | -                             | 5 - 10                                 |
| X                         | -                             | > 10                                   |

Fonte: Adaptado de ABNT, 2013.

Tabela 2.3. Classificação ISO 8573-1 para óleo presente no ar comprimido.

| ISO 8573-1:2010<br>CLASSE | Óleo  |
|---------------------------|---|
|                           | Óleo total admissível (aerossol, líquido e vapor) mg/m <sup>3</sup> |
| 0                         | Especificados pelo fabricante                                       |
| 1                         | 0,01  |
| 2                         | 0,1   |
| 3                         | 1   |
| 4                         | 5   |
| 5                         | -   |
| 6                         | -   |
| 7                         | -   |
| 8                         | -   |
| 9                         | -   |
| X                         | > 10  |

Fonte: Adaptado de ABNT, 2013.

Neste trabalho, a qualidade do ar comprimido que deve ser gerado pelo sistema

central de compressão estudado deve possuir a classificação 2:5:2, ou seja, deve possuir, no mínimo, as classificações 2, 5 e 2 para os contaminantes óleo, água e particulados, respectivamente. Esta classificação corresponde às condições da utilidade necessárias para este estudo de caso.

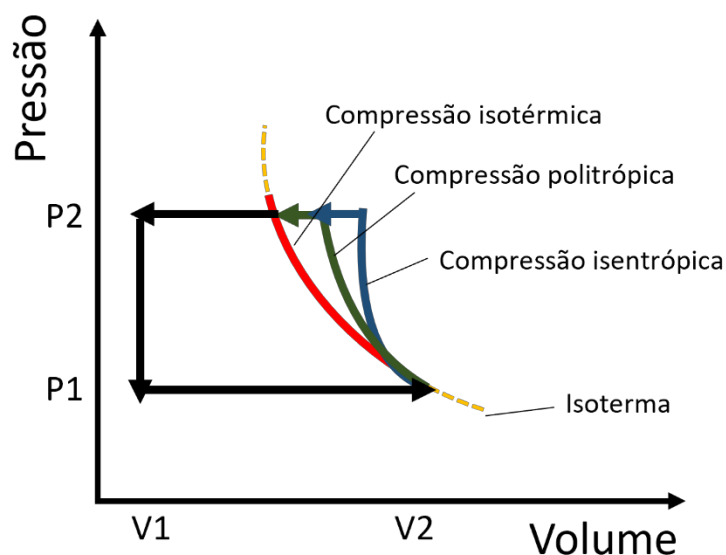
O ar na classificação 2:5:2 é utilizado na maior parte das aplicações da planta. Entretanto, como alguns setores específicos da planta exigem uma classificação mais rígida da utilidade, alguns equipamentos adicionais como filtros e secadores podem existir de modo a reduzir ainda mais a presença de contaminantes.

## 2.2 – COMPRESSORES

### 2.2.1 – TRABALHO E EFICIÊNCIA DE UM COMPRESSOR

Para o cálculo da eficiência de um compressor, deve-se inicialmente definir um processo de compressão teórico a ser comparado. Normalmente, a comparação é realizada entre um processo de compressão isotérmico ou isentrópico. Um processo de compressão isotérmico é um processo teórico no qual um gás é comprimido sem que haja alteração na temperatura, ou seja, a troca de calor entre o gás e o ambiente é completa e imediata durante todo o processo (ATLAS COPCO, 2015). Uma aproximação deste processo pode ser efetuado ao remover gradualmente o calor gerado em uma quantidade similar ao trabalho realizado na compressão do gás. Por este processo não ser prático, normalmente é apenas representado como um processo idealizado de menor gasto de energia para um sistema de compressão. Por outro lado, o processo isentrópico é mais viável de ser reproduzido na realidade pois bastaria ter um sistema bem isolado de forma que não haja perdas de calor. Por este motivo, o processo de compressão isentrópica é normalmente utilizado no cálculo da eficiência de um compressor. O processo de compressão que ocorre na realidade é denominado politrópico, no qual a perda de calor no sistema existe, porém, não de forma idealizada como no processo isotérmico. A Figura 2.1 exibe as comparações entre os diferentes processos de compressão em um diagrama PV, considerando que a compressão ocorra em um ciclo termodinâmico. O trabalho realizado em cada processo é representado pela área de cada curva. Nota-se que o trabalho realizado pelo processo isotérmico é inferior aos demais.

Figura 2.1. Comparação entre os trabalhos realizados nos processos isotérmico, isentrópico e politrópico em um ciclo termodinâmico.



Fonte: Elaborado pelo autor.

O cálculo da eficiência isentrópica ( $\eta$ ) de um compressor é definido como sendo a relação entre o trabalho isentrópico do processo de compressão ( $W_e^{isen}$ ) com o trabalho real observado ( $W_e$ ). O trabalho isentrópico corresponde ao trabalho de eixo mínimo necessário para a compressão de um gás de um estado inicial até uma dada pressão de descarga (J. SMITH; H. VAN NESS, 2007). Com outras palavras, o trabalho isentrópico de um compressor corresponde ao trabalho realizado por um processo adiabático e reversível, ou seja, sem perdas de calor com o ambiente e com a existência da possibilidade do sistema voltar ao estado inicial. A eficiência isotrópica é representada pela Equação 2.1.

$$\eta = \frac{W_e^{isen}}{W_e} \quad (2.1)$$

Através da primeira lei da termodinâmica, é possível calcular o trabalho específico ( $\widehat{W}e^{isen}$ ) necessário para efetuar a compressão isentrópica. Considerando que o sistema não perca calor e que as variações das energias cinética e potencial possam ser consideradas desprezíveis, o trabalho isentrópico torna-se função apenas das entalpias específicas no estado final ( $\hat{h}_f$ ) e inicial ( $\hat{h}_i$ ) do gás após a compressão. Reescrevendo a



equação em termos da capacidade calorífica do gás a pressão constante ( $C_p$ ) e da sua temperatura inicial ( $T_i$ ) e final ( $T_f$ ), o balanço de energia no compressor resume-se à Equação 2.2.

$$\widehat{W}e^{isen} = -(\hat{h}_f - \hat{h}_i) = -\int_{T_i}^{T_f} C_p(T) dT \quad (2.2)$$

A temperatura final de um gás após o processo de compressão de uma pressão inicial  $P_i$  a uma pressão final  $P_f$ , assumindo que o gás seja ideal, pode ser determinada pela Equação 2.3. Para uma compressão isentrópica, o termo que representa a variação de entropia ( $\Delta S$ ) é nulo e a temperatura final  $T_f$  é obtida através de um processo iterativo. Nesta equação, a letra R corresponde a constante universal dos gases.

$$\Delta S = \int_{T_i}^{T_f} C_p^{gi} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_f}{P_i} \quad (2.3)$$

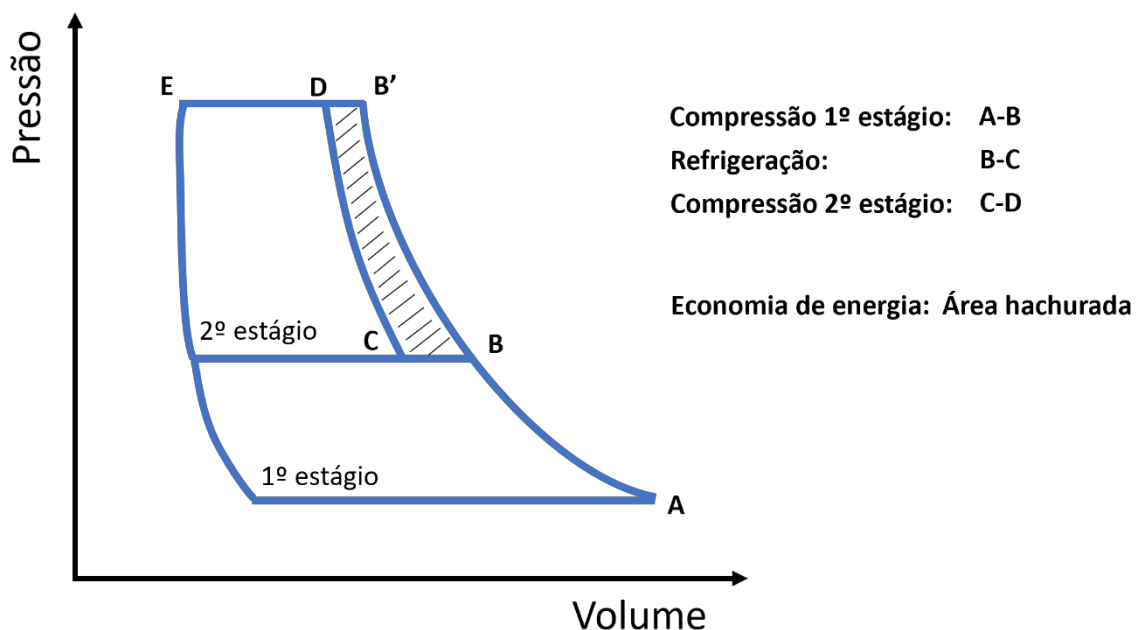
Com o resultado da temperatura final, pode-se calcular o trabalho isentrópico específico pela Equação 2.2. Desta vez, considerando a eficiência do equipamento, o trabalho real necessário é calculado pela Equação 2.1 e a temperatura do gás na pressão desejada é então recalculada pela Equação 2.3.

### 2.2.2 - COMPRESSÃO MULTI-ESTÁGIOS

A Figura 2.1 representa um processo de compressão realizado em um único estágio, ou seja, um gás é elevado de uma pressão  $P_1$  à uma pressão  $P_2$  em uma única etapa. Para altas pressões, normalmente o processo de compressão é realizado com múltiplos estágios. Uma redução na temperatura do gás durante o processo de compressão torna o processo de compressão mais eficiente, economizando uma parte da energia necessária caso o processo ocorresse em um único estágio. Além disso, alterações bruscas na temperatura podem afetar vários componentes do compressor, como válvulas, anéis, rolamentos e também as propriedades do lubrificante utilizado nas engrenagens e no elemento de compressão, caso o compressor seja à óleo (VARIGAS RESEARCH INC, 1984). Somado a isso, pode haver o risco de incêndios serem originados no compressor devido à alta temperatura do gás. De acordo com o guia de manuseio de compressores de ar elaborado pelo instituto de pesquisa VARIGAS RESEARCH INC (1984), a utilização de um único estágio, para compressores

de ar, é segura apenas quando pressão final do ar é elevada até a faixa de 100 a 125 psi. Para valores superiores à esta faixa é recomendada a operação em dois ou mais estágios. A Figura 2.2. exhibe a comparação do trabalho realizado em um único estágio com o trabalho realizado em dois estágios, com um resfriamento do gás entre a pressão inicial e a final.

Figura 2.2. Energia economizada em uma compressão de dois estágios.



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 2.2.3 – TIPOS DE COMPRESSORES

Os compressores podem ser divididos em dois grupos: os compressores dinâmicos e os compressores de deslocamento positivo.

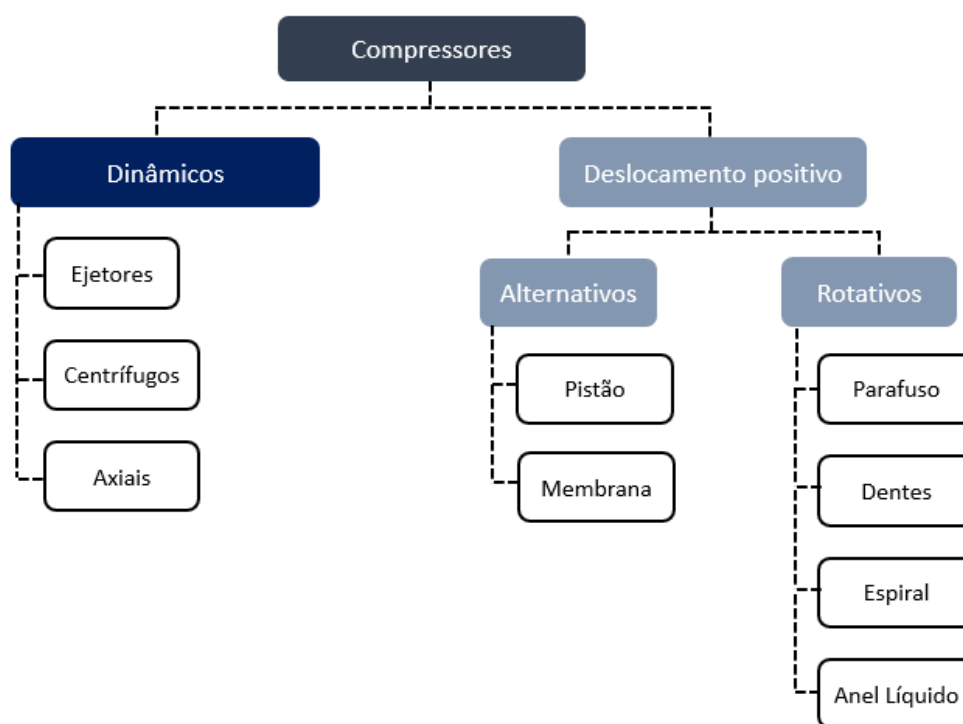
Os compressores dinâmicos, também denominados como turbocompressores, utilizam impelidores que rotacionam o gás à altas velocidades. A velocidade do eixo dos compressores dinâmicos do tipo centrífugo pode estar na faixa de 15.000 a 100.000 rpm (ATLAS COPCO, 2021). A energia cinética adquirida é, posteriormente, convertida em pressão através de um difusor. Os turbocompressores são utilizados em aplicações que exigem grandes vazões de gás comprimido à uma pressão fixa.

Diferentemente dos compressores dinâmicos, os compressores de deslocamento positivo elevam a pressão do gás por meio da redução gradual do volume que o gás ocupa no interior de uma câmara de compressão. Esses compressores são capazes de gerar gás

comprimido à uma vazão especificada, porém a pressão resultante pode variar dependendo do posicionamento da descarga: maiores volumes comprimidos resultam em maiores pressões.

Diferentes tipos de compressores para cada modalidade de funcionamento podem ser visualizados na Figura 2.3.

Figura 2.3. Tipos de compressores para cada princípio de funcionamento.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Para cada tipo de compressor também existe a classificação quanto à utilização de óleos lubrificantes durante a compressão (ATLAS COPCO, 2015). Além de lubrificar as engrenagens do equipamento, o óleo evita o escape do gás em processo de compressão durante o percurso entre os rolamentos, atuando como um agente selante. O óleo também possui a função de absorver o calor gerado na compressão do gás, aumentando assim a eficiência do processo. Nos casos dos compressores de ar, o ar comprimido pode deixar o compressor em uma temperatura entre 32 °C e 38 °C acima da temperatura ambiente (VARIGAS RESEARCH INC, 1984).

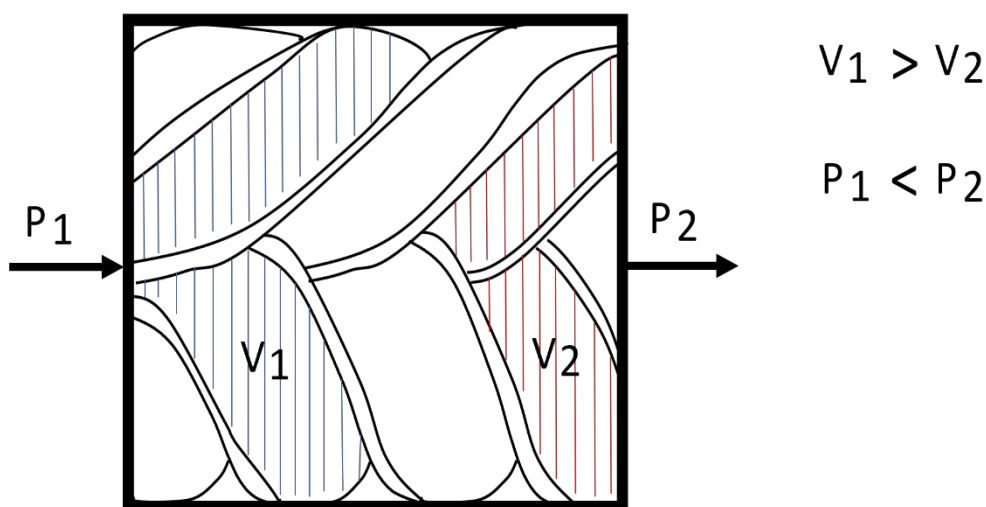
Para os processos nos quais a presença de óleos são indesejáveis, normalmente são utilizadas as versões livres de óleo (*oil-free*) para evitar a presença do contaminante na

utilização final. Em compressores do tipo parafuso, de modo a compensar a ausência do óleo como agente selante, o rotor do equipamento precisa operar à velocidades superiores para atingir uma eficiência próxima da versão à óleo (VARIGAS RESEARCH INC, 1984). Devido à ausência do lubrificante, o gás é descarregado do compressor à altas temperaturas pois não há absorção do calor durante a compressão do gás. Em um sistema de compressão com múltiplos estágios, para que a economia de energia seja mais efetiva é necessária, portanto, a utilização de um trocador de calor entre os estágios com maior capacidade de resfriamento do gás.

#### 2.2.4 – COMPRESSOR PARAFUSO

O compressor do tipo parafuso pertence à classe de compressores de deslocamento positivo e seu elemento de compressão é constituído por um par de rolamentos no formato de parafuso que são rotacionados em direções opostas por um rotor externo. Os rolamentos são dispostos de forma à possuírem um espaço entre si, por onde o gás será percorrido por meio da rotação dos rolamentos. Conforme o gás percorre o espaço disponível entre os rolamentos o volume é diminuído, causando a compressão do gás. A Figura 2.4 ilustra a redução do volume do gás ao passar pelas cavidades dos rolamentos de um compressor do tipo parafuso, gerando o aumento da pressão.

Figura 2.4. Princípio de compressão de gás em um compressor parafuso.



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 2.3- TROCADOR DE CALOR

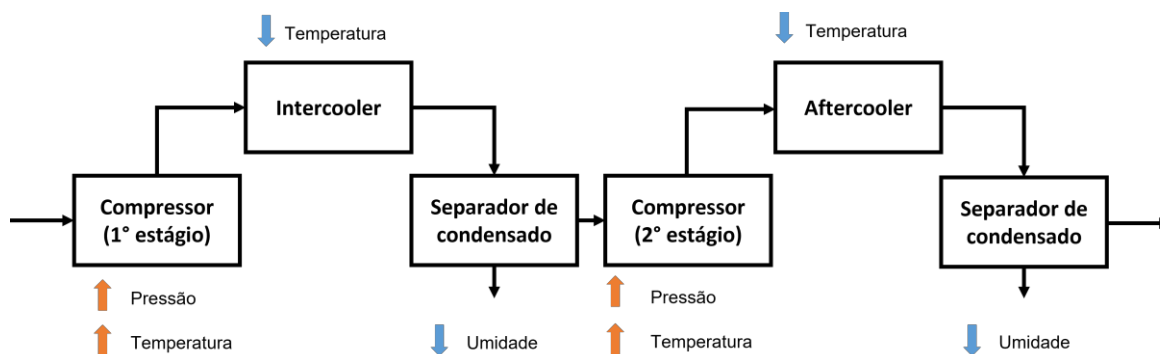
### 2.3.1 – INTERCOOLER E AFTERCOOLER

Conforme mencionado na seção 2.2.2 a redução da temperatura entre dois estágios de compressão reduz a quantidade de trabalho necessária para que se atinja a pressão desejada. O trocador de calor que possui esta função é denominado de intercooler, por estar entre os estágios de compressão. O aftercooler corresponde ao trocador de calor localizado após a segunda compressão, no qual o ar comprimido já se encontra na pressão desejada. Embora a etapa de compressão esteja concluída, a presença deste trocador de calor é fundamental para que haja a condensação da maior parte da água presente no ar comprimido.

Outro motivo que torna o aftercooler necessário é quando um secador do tipo refrigerante é utilizado na etapa final do sistema de compressão de ar. Para que se atinjam as condições necessárias de modo que o fluido refrigerante consiga resfriar o ar comprimido até a temperatura desejada, existe uma temperatura máxima permitida do ar comprimido que entra no secador (VARIGAS RESEARCH INC, 1984). Temperaturas muito altas podem impossibilitar a retirada do calor necessária pelo fluido refrigerante, afetando na qualidade final da utilidade. Por este motivo é importante que o aftercooler seja dimensionado de forma que seja capaz de refrigerar o ar comprimido até uma temperatura que garanta o funcionamento adequado do secador.

Tanto o intercooler quanto o aftercooler possuem separadores de condensado nas suas etapas posteriores. A Figura 2.5. exemplifica o posicionamento dos trocadores de calor.

Figura 2.5. Posicionamento do intercooler e do aftercooler no sistema de compressão multi-estágios.



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 2.3.2 – BALANÇO DE ENERGIA E A MÉDIA LOGARÍTMICA DA DIFERENÇA DE TEMPERATURA

O balanço de energia exibido na Equação 2.4 exibe a quantidade de calor específico removida na existência de uma diferença de temperatura das correntes de entrada e saída em um trocador de calor. Neste balanço, realizado em estado estacionário, as variações nas energias potenciais e cinéticas foram assumidas como desprezíveis e o trabalho de eixo considerado como nulo pela ausência de partes móveis no trocador de calor.

$$\hat{Q} = \hat{h}_f - \hat{h}_i \quad (2.4)$$

Em processos realizados à pressão constante, a Equação 2.4 pode ser reescrita na Equação 2.5, em que  $T_f$  e  $T_i$  são, respectivamente, a temperatura final e inicial e  $C_p$  é a capacidade calorífica a pressão constante do componente.

$$\hat{Q} = \int_{T_i}^{T_f} C_p dT \quad (2.5)$$

Para o cálculo da área de troca necessária para o trocador de calor, é utilizada a Equação 2.6, que relaciona o fluxo de calor  $Q$  do equipamento que possui uma área de troca  $A$  e um coeficiente global de troca de calor  $U$  para que exista uma determinada

diferença de temperatura. Como as temperaturas dos fluidos quente e frio variam ao longo do trocador, é utilizada a média logarítmica das temperaturas nas extremidades do equipamento, denominada LMTD.

$$Q = U A LMTD \quad (2.6)$$

O cálculo do LMTD de um trocador de calor é definido pela Equação 2.7.

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln\left(\frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}\right)} \quad (2.7)$$

Em processos de escoamento em contracorrente,  $\Delta T_A$  corresponde à diferença entre a temperatura de entrada do fluido quente e a temperatura de saída do fluido frio, e  $\Delta T_B$  é a diferença entre a temperatura de saída do fluido quente e a temperatura de entrada do fluido frio.

## 2.4 – SECADOR

### 2.4.1 - PSICROMETRIA

Apesar de existir remoção de água em etapas anteriores, é no secador onde deve ser finalizado o processo de desidratação do ar, entregando-o na especificação desejada com uma umidade máxima permitida. A umidade relativa ( $Hr$ ) é definida pela Equação 2.8, em que o numerador representa a pressão parcial da água presente no ar e o denominador representa a pressão de vapor da água ( $p_A^v$ ) em uma determinada temperatura. É dito que o ar encontra-se saturado quando a umidade relativa está em 100%, ou seja, a pressão parcial da água presente no ar se iguala à pressão de vapor da água (PERRY, R. H; GREEN, DON W., 2008). A temperatura na qual se inicia o processo de condensação é chamada de ponto de orvalho.

$$Hr = \frac{y_A P}{p_A^v} \quad (2.8)$$

A relação entre a temperatura (T) e a pressão de vapor da água ( $p_A^v$ ) pode ser obtida pela equação de Antoine, exibida na Equação (2.9).

$$\ln(p_A^v) = A - \frac{B}{T+C} \quad (2.9)$$

O ponto de orvalho pressurizado é denominado por PDP (*pressure dew point*) quando a condensação é avaliada na pressão do gás. Frequentemente este termo é utilizado em normas internacionais e em catálogos de fabricantes para especificar a capacidade máxima de desidratação de um equipamento. Tal denominação existe para diferenciar do ponto de orvalho avaliado na pressão atmosférica, denominado por ADP (*atmospheric dew point*).

#### 2.4.2- SECADOR DE REFRIGERANTE

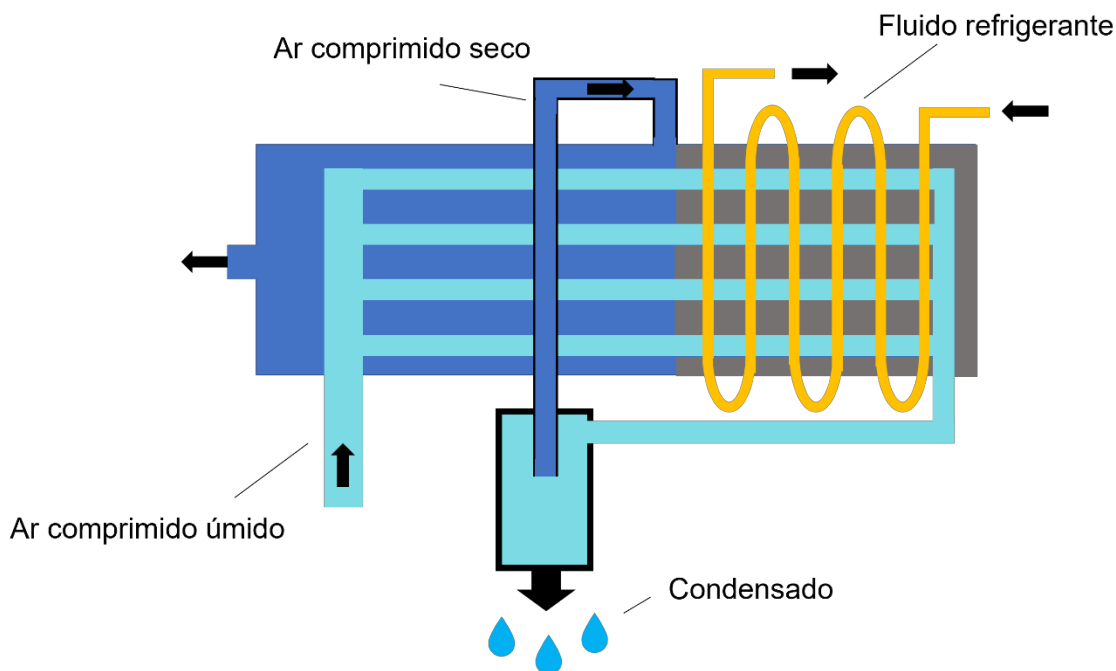
O secador de refrigerante possui a capacidade de realizar a secagem de ar comprimido até um PDP entre +2°C e +10°C (ATLAS COPCO, 2015), sendo assim adequado para utilizações que requerem um ar comprimido de Classe 4 da norma ISO 8573-1 para a água.

Neste tipo de secador, o ar comprimido é refrigerado ao passar por um sistema contendo um fluido refrigerante, o qual absorve o calor do ar comprimido e o refrigera até o ponto de orvalho necessário. O condensado extraído do ar comprimido é eliminado do processo por meio de um coletor presente no próprio secador. Após esta operação, a umidade relativa da utilidade é reduzida e têm-se um ar comprimido mais seco.

Antes de trocar calor com o fluido refrigerante, o ar comprimido úmido que entra no secador troca calor com o ar comprimido seco que se move em direção à saída do secador. Essa troca inicial com a corrente de saída possui uma dupla finalidade. O ar comprimido úmido na corrente de entrada fornece calor ao ar comprimido seco. Esta perda de calor do ar comprimido úmido causa uma redução na sua temperatura, reduzindo a quantidade de calor necessária a ser removida pelo fluido refrigerante para atingir o PDP especificado. Conseqüentemente, o calor adquirido pelo ar comprimido seco eleva a sua temperatura, afastando-se da zona de saturação da água restante presente no ar e evitando a formação de condensado na corrente de saída. O secador de refrigerante é ilustrado na Figura 2.6.



Figura 2.6. Esquemática do secador de refrigerante.



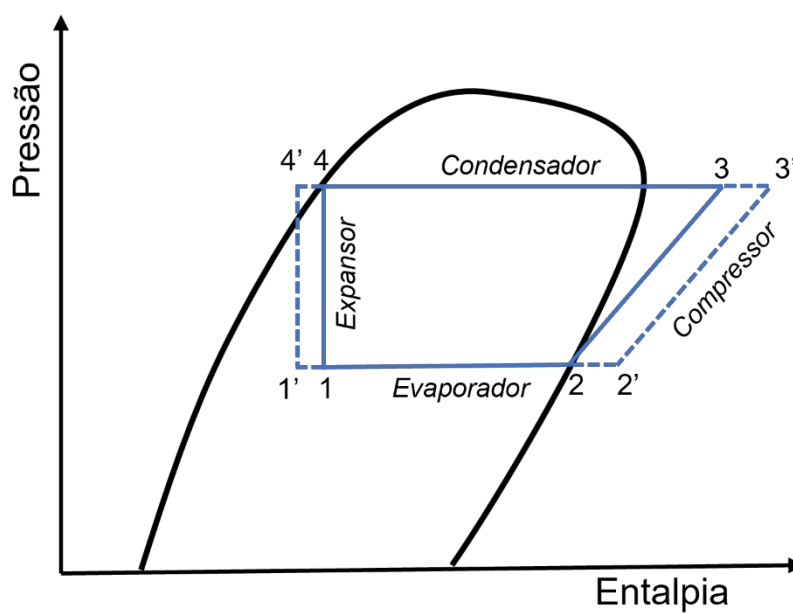
Fonte: Elaborado pelo autor.

### 2.4.3 - CICLO DO FLUIDO REFRIGERANTE

O ciclo de refrigeração ideal pode ser considerado como um ciclo de Carnot invertido (SMITH J.; VAN NESS, H., 2007), composto pelos processos de evaporação, compressão, condensação e expansão. O ciclo 1-2-3-4 apresentado na Figura 2.7 corresponde ao ciclo de refrigeração ideal com compressão de vapor, no qual é realizada a compressão isentrópica de vapor saturado seguido pela condensação do refrigerante até a condição de líquido saturado. Na realidade, o ciclo de refrigeração é operado nas condições representadas pelo ciclo 1'-2'-3'-4' (KOELET, 1992). Neste ciclo o fluido sai do evaporador na condição de vapor superaquecido, é comprimido em um compressor com eficiência isentrópica menor que 1 e é condensado até o estado de líquido sub-resfriado. O ciclo é fechado após o líquido ser expandido ao passar por uma válvula de expansão isentálpica. Segundo Koelet (1992), a prática de evaporar o refrigerante até o ponto de superaquecimento (2') garante que o vapor esteja seco, sendo assim uma medida protetiva

ao compressor. O mesmo autor menciona que o resfriamento até o ponto 4' é realizado para que o refrigerante entre no evaporador com maior quantidade de líquido, aumentando assim a efetividade da troca de calor entre o refrigerante e o fluido quente..

Figura 2.7. Representação do ciclo de refrigeração ideal e real em um diagrama pressão-entalpia.



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3- MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 – SOFTWARE

O software iiSe (*Industrial Integrated Simulation Environment*) foi utilizado para a simulação de uma unidade de compressão de ar. Este software possui desenvolvimento brasileiro e está disponível gratuitamente para utilizações sem fins comerciais. Além de conter um banco de dados de vários componentes, também apresenta os principais modelos termodinâmicos e operações unitárias utilizadas na Engenharia Química.

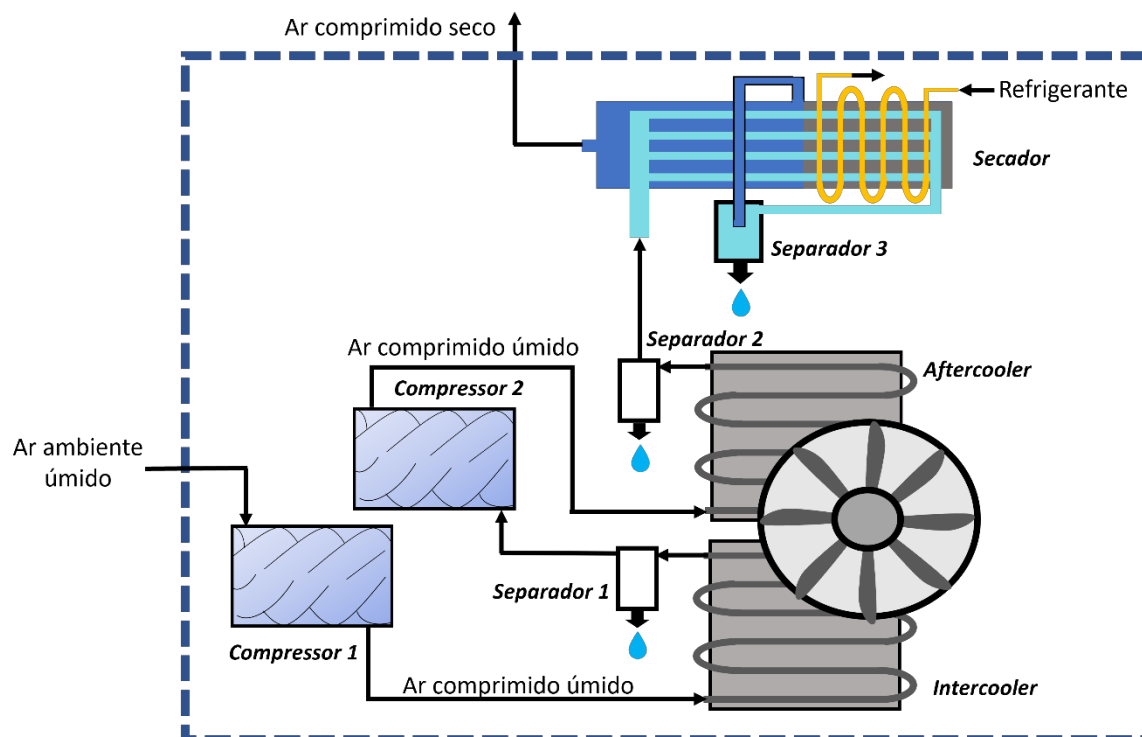
O iiSe é um software orientado a equações, isto é, os cálculos do processo são realizados de forma simultânea sem a necessidade do usuário especificar parâmetros para todos os equipamentos inseridos. O único requisito para que o software encontre as soluções é a necessidade da especificação de todos os graus de liberdade pelo usuário.

O modelo de Peng-Robinson foi adotado para o cálculo das propriedades termodinâmicas para todos os componentes inseridos na simulação.

#### 3.2 - UNIDADE DE GERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO

Este estudo está sendo baseado na central de geração de ar comprimido da planta de uma indústria do setor farmacêutico localizada no interior do Estado de São Paulo, a qual contém duas unidades de compressão que funcionam continuamente. As unidades possuem todos os equipamentos necessários para a geração de ar comprimido na qualidade requerida pela empresa, sendo um equipamento completo de compressão disposto de forma compacta. Ambas são do mesmo modelo e foram manufaturadas pelo mesmo fabricante. Cada uma delas contém, em seu interior, 2 compressores do tipo parafuso insentos de óleo, 2 trocadores de calor (intercooler e aftercooler), 1 secador de refrigerante e 3 coletores de condensado. Toda a unidade é refrigerada utilizando-se ar ambiente. Uma representação de uma unidade de compressão pode ser visualizada na Figura 3.1.

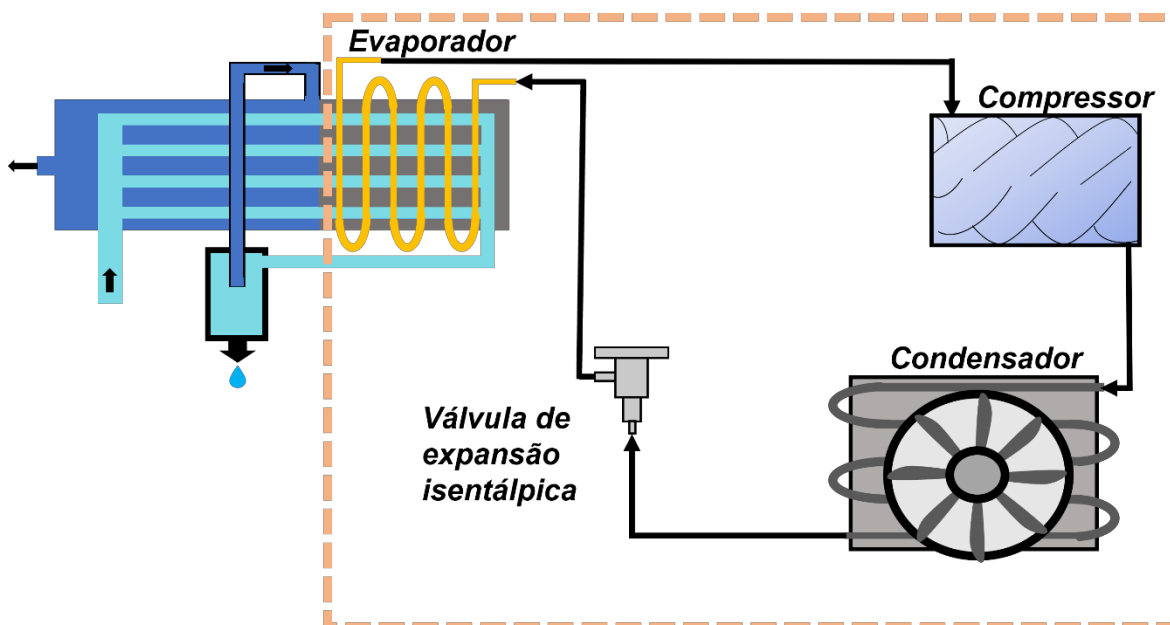
Figura 3.1. Representação de uma unidade de compressão.



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 3.2 exibe, separadamente, o ciclo do fluido refrigerante utilizado no secador, o qual também faz parte da unidade de compressão. Nota-se que o trecho correspondente à troca de calor entre o fluido refrigerante e o ar comprimido é considerado como o evaporador para o ciclo do refrigerante.

Figura 3.2. Representação do ciclo do fluido refrigerante contido na unidade de compressão.



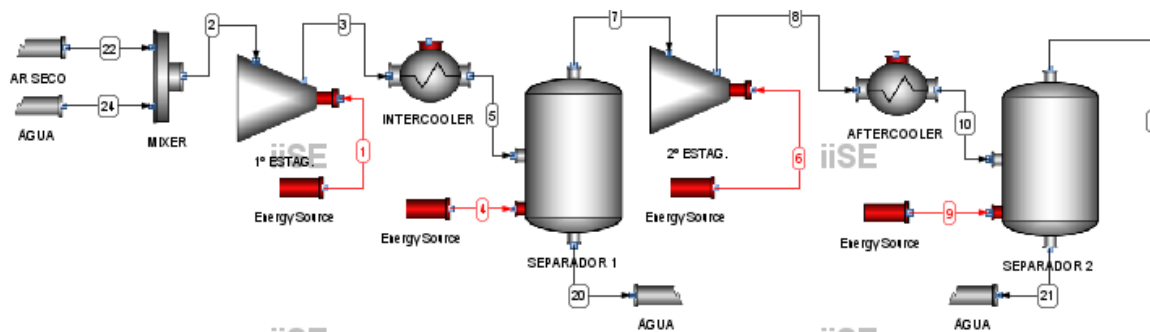
Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.3 – FLUXOGRAMA DA UNIDADE DE COMPRESSÃO

O fluxograma da unidade de compressão considerado para as simulações foi dividida em duas partes para uma melhor visualização. As Figuras 3.3 e 3.4 ilustram a primeira e a segunda parte, respectivamente, do processo simulado no software iiSe.

A primeira parte, exibida na Figura 3.3, contém os equipamentos iniciais do sistema de compressão, contemplando as correntes de alimentação de ar seco e água (cujo intuito é simular o ar úmido ambiente), o primeiro e o segundo estágio de compressão, e os trocadores de calor com o primeiro e segundo separadores de condensado. A corrente de ar comprimido úmido que deixa o segundo separador de condensado, nomeado como “SEPARADOR 2” na Figura 3.3, alimenta a corrente de entrada do fluido quente no primeiro trocador de calor nomeado como “TC AR/AR”, presente na segunda parte do fluxograma.

Figura 3.3. Primeira parte do fluxograma simulado no software iiSe.



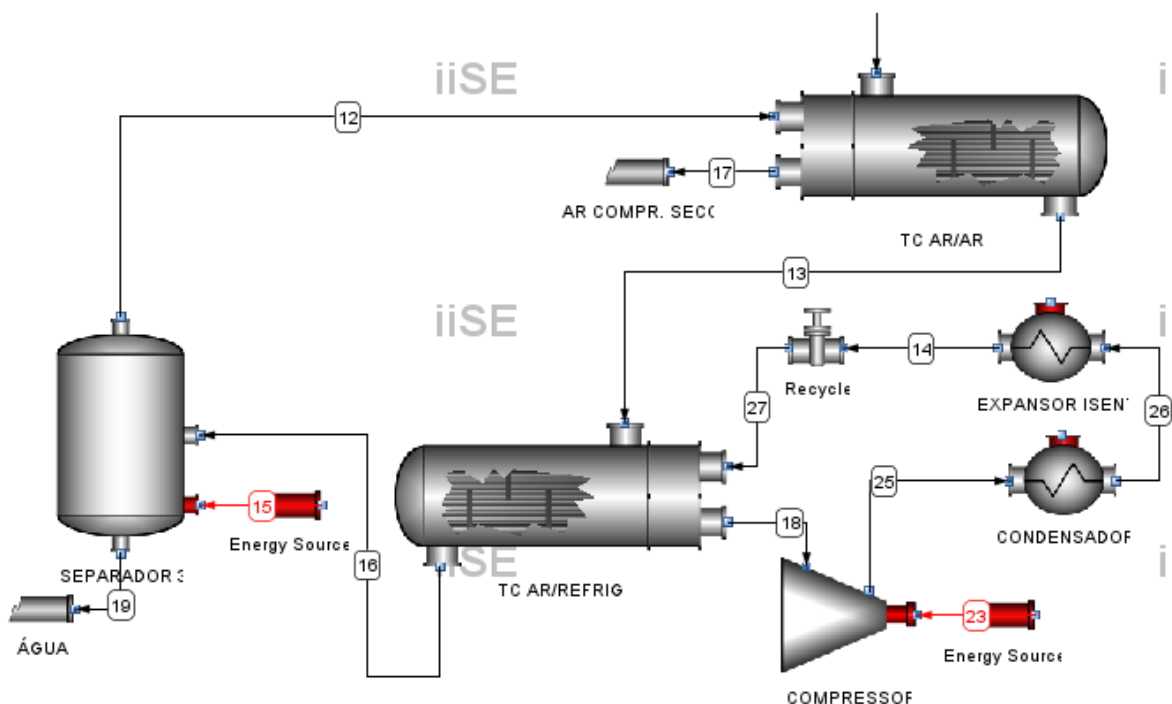
Fonte: Elaborado pelo autor.

A segunda parte, exibida na Figura 3.4, corresponde a etapa final da unidade de compressão, que contém o secador de ar comprimido, o ciclo do fluido R-404a e o terceiro separador de condensado.

O secador corresponde aos dois trocadores de calor nomeados como “TC AR/AR” e “TC AR/REFRIG”. No trocador “TC AR/AR” ocorre a troca inicial de calor entre o ar comprimido úmido e o ar comprimido seco. A troca de calor entre o ar e o fluido R-404a ocorre no trocador nomeado como “TC AR/REFRIG”, o qual também pode ser considerado como o evaporador do ciclo do fluido refrigerante, cujos equipamentos são nomeados como “COMPRESSOR”, “CONDENSADOR” e “EXPANSOR ISEN”. A válvula de reciclo é um elemento presente no software para viabilizar a simulação de ciclos fechados em simuladores orientados a equações.

O ar comprimido saturado no PDP especificado segue em direção ao terceiro separador, onde o condensado é extraído. O ar comprimido saturado é então direcionado ao lado frio do primeiro trocador, sendo aquecido a temperatura ambiente.

Figura 3.4. Segunda parte do fluxograma simulado no software iiSe.



Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.4 – ESPECIFICAÇÕES DOS EQUIPAMENTOS

Os resultados obtidos nas simulações serão comparados com o valor da potência do motor fornecido pelo fabricante. A pressão final explicitada no catálogo do fabricante foi utilizada para especificar as razões de pressão para cada estágio de compressão.

Considerou-se que a unidade de compressão possui dois motores: um deles para fornecer energia ao secador e todos os seus elementos e outro para fornecer a energia para os demais elementos da unidade de compressão.

Os valores retirados do catálogo para o sistema de compressão são exibidos na Tabela 3.1. A unidade da vazão de ar na entrada do compressor é expressa em normal litro por segundo (NI/s), que corresponde a vazão do ar medida na condição de pressão a 1 atm (1,013 bar), temperatura de 20 °C e umidade relativa de 0%.

Tabela 3.1. Especificações do sistema de compressão.

| <b>Pressão final</b> | <b>Vazão de ar na entrada</b> | <b>Potência do motor dos compressores</b> | <b>Potência do ventilador</b> |
|----------------------|-------------------------------|---|-------------------------------|
| <b>Bar</b>           | <b>NI/s</b>                   | <b>kW</b>                                 | <b>kW</b>                     |
| 8,6                  | 132,7                         | 55  | 2,1                           |

Fonte: Dados extraídos do catálogo do fabricante.

As especificações do secador podem ser visualizadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2. Especificações do secador utilizado na unidade de compressão.

| <b>Tipo</b>  | <b>Fluido</b> | <b>PDP</b> | <b>Potência do sistema de refrigeração</b> | <b>Temperatura máxima do ar permitida no secador</b> | <b>Pressão máxima do refrigerante no evaporador</b> |
|--------------|---------------|------------|--|--|---|
| -            | -             | °C         | kW   | °C   | bar   |
| Refrigerante | R-404a        | 7          | 1,242                                      | 50   | 13  |

Fonte: Dados extraídos do catálogo do fabricante.

A Tabela 3.3 exibe as condições necessárias para o ar comprimido que é gerado na central de geração da utilidade. Em termos da norma ISO 8573-1, o ar comprimido deve possuir, no mínimo, a classificação 2:5:2 para os contaminantes particulado, água e óleo, respectivamente.

Tabela 3.3. Condições requeridas para o ar comprimido gerado pelo sistema central de geração de ar comprimido da planta.

| <b>Pressão</b> | <b>PDP</b> | <b>Quantidade de Óleo</b> | <b>Contagem de partículas viáveis</b> |
|----------------|------------|---------------------------|---------------------------------------|
| <b>Bar</b>     | <b>°C</b>  | <b>mg/m<sup>3</sup></b>   | <b>UFC/m<sup>3</sup></b>              |
| 8,0            | ≤ +7       | ≤ 0,1                     | ≤ 100                                 |

Fonte: Dados fornecidos pela empresa.



Apesar das necessidades da planta sobre as quantidades máximas de óleo e de partículas, a simulação realizada neste trabalho considera apenas a água como contaminante presente no ar. Como o compressor é livre de óleo e os particulados são removidos em etapas posteriores à unidade de compressão por meio de filtros coalescentes, a desconsideração destes contaminantes não influenciam nos resultados da simulação para a análise de gasto energético da unidade de compressão.

### 3.5 – CONDIÇÕES VARIÁVEIS NA SIMULAÇÃO

Para esta simulação foram variadas as condições de temperatura e umidade do ar ambiente para avaliar o gasto energético da unidade de compressão em diferentes cenários de modo que o ar comprimido fosse obtido na qualidade desejada, bem como observar o comportamento do sistema perante as variações desses parâmetros. Inicialmente, foi estabelecida uma condição de referência, exibida na Tabela 3.4. Após a aplicação de todas as hipóteses e a validação dos resultados obtidos para esta condição, a simulação foi realizada considerando as variações na temperatura e na umidade do ar ambiente. Tais variações foram realizadas baseando-se na condição de referência: para as variações de temperatura, a umidade permaneceu conforme estabelecido na referência e vice-versa. A pressão permaneceu inalterada durante toda a simulação.

Tabela 3.4. Condição de referência para o ar ambiente.

| <b>Temperatura</b> | <b>Umidade relativa</b> | <b>Pressão</b> |
|--------------------|-------------------------|----------------|
| °C                 | %                       | Bar            |
| 25                 | 50                      | 1,0            |

Fonte: Elaborado pelo autor.

Algumas variáveis do processo foram especificadas com valores que dependem das condições de entrada do ar. Nestes casos, será utilizada a nomenclatura  $T_0$  para representar a temperatura do ar ambiente nas especificações que dependerem desta variável. O mesmo será realizado para a umidade, porém, esta variável será variada indiretamente através da massa de água presente na corrente inicial de ar, representada por  $m_0^A$ .

### 3.6 - HIPÓTESES GERAIS

De acordo com ELLIOT (2006), geralmente os aftercoolers refrigerados a ar possuem a capacidade de refrigerar o ar comprimido até uma temperatura entre 20 a 50 °F acima da temperatura ambiente. Portanto, tanto para o intercooler quanto ao aftercooler, assumiu-se que a temperatura de saída do ar comprimido é igual a temperatura do ar ambiente acrescida de 10 °C. A hipótese é razoável visto que existe uma limitação quanto a temperatura do ar comprimido na entrada do secador, imposta pelo fabricante, que deve ser de no máximo 50°C. Para o condensador do ciclo de refrigeração a mesma hipótese foi assumida pois, segundo KOELET *et al* (1992), normalmente a temperatura final do fluido refrigerante após a etapa de condensação permanece na faixa entre 10 e 15 °C acima da temperatura do ar ambiente. Na simulação, esses três trocadores foram considerados como sendo refrigeradores generalizados devido a ausência de informações adicionais no catálogo do fabricante. A Tabela 3.5 exhibe as hipóteses consideradas para as temperaturas das correntes de saída para todos os trocadores de calor contidos na unidade de compressão.

Tabela 3.5. Hipóteses adotadas para as temperaturas das correntes de saída do intercooler, aftercooler e condensador.

|                                       | Equipamento |             |             |
|---------------------------------------|-------------|-------------|-------------|
|                                       | Intercooler | Aftercooler | Condensador |
| Temperatura da corrente de saída (°C) | $T_0+10$    | $T_0+10$    | $T_0+10$    |

Fonte: Elaborado pelo autor.

Todos os separadores de condensado foram considerados como sendo tambores flash adiabáticos, de modo que a água pudesse ser removida do sistema caso o ar atingisse a condição de saturação.

Em relação às perdas de carga nos equipamentos, foram assumidos valores de forma que o ar comprimido seco permaneça na pressão desejada de 8,0 bar na corrente de saída. Apenas os equipamentos que possuem contato direto com o ar comprimido tiveram as perdas de carga especificadas, que são exibidas na Tabela 3.6. Logo, considerou-se que os equipamentos exclusivos do ciclo de refrigeração do fluido refrigerante não apresentam

queda de pressão.

Tabela 3.6. Perdas de carga assumidas para os equipamentos da unidade de compressão.

| <b>Equipamento</b>         | <b>Perda de carga (bar)</b> |
|----------------------------|-----------------------------|
| Intercooler                | 0,05                        |
| 1º Separador de condensado | 0,05                        |
| Aftercooler                | 0,05                        |
| 2º Separador de condensado | 0,05                        |
| Secador                    | 0,15                        |
| 3º Separador de condensado | 0.05                        |

Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.7 – HIPÓTESES LOCALIZADAS

#### 3.7.1 – CORRENTE DE ENTRADA

A corrente de entrada foi adaptada no software para que a variação da umidade do ar ambiente fosse facilitada ao longo das simulações. Separadamente, foram introduzidas uma corrente de ar seco e uma corrente de água pura que posteriormente se misturam em um misturador. A corrente resultante alimenta o primeiro compressor da unidade de compressão.

A temperatura do ar ambiente ( $T_0$ ) foi especificada no misturador e na corrente de água de forma a garantir que a corrente que alimenta o primeiro compressor contenha água na forma de vapor. A temperatura do ar seco necessária para vaporizar a quantidade de água estabelecida ( $m_0^A$ ) é calculada pelo software.

A umidade do ar ambiente foi variada por meio de alterações em  $m_0^A$ , considerando a condição de máxima quantidade de água possível no ar ambiente na condição de referência até a completa ausência da água.

Para as variações de  $T_0$ , os valores de  $m_0^A$  foram sendo corrigidos para cada valor de temperatura para que a umidade relativa do ar fosse mantida a 50%.

Foi considerado que o ar seco é composto apenas pelos gases nitrogênio ( $N_2$ ) e oxigênio ( $O_2$ ), nas proporções molares de 79% e 21%, respectivamente.

Os parâmetros especificados para as correntes de entrada e para o misturador, bem como as condições variáveis de temperatura e umidade, encontram-se na Tabela 3.7.

Tabela 3.7. Especificações para as correntes de entrada e para o misturador.

| Local               | Parâmetro             | Valor   | Unidade |
|---------------------|-----------------------|---------|---------|
| Corrente de ar seco | Fração molar de $N_2$ | 0,79    | %       |
|                     | Fração molar de $O_2$ | 0,21    | %       |
|                     | Pressão               | 1       | bar     |
| Corrente de água    | Vazão mássica de água | $m_0^A$ | kg/h    |
|                     | Temperatura           | $T_0$   | °C      |
|                     | Pressão               | 1       | bar     |
| Misturador          | Vazão volumétrica     | 132,7   | Nl/s    |
|                     | Temperatura           | $T_0$   | °C      |

Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.7.2 – COMPRESSORES DE AR

Considerou-se que os dois estágios de compressão possuem a mesma razão de pressão, ou seja, ambos elevam a pressão do ar na mesma proporção. De acordo com a Heurística 36 descrita em SEIDER *et al* (2009), utiliza-se as mesmas razões de pressão para que as energias requeridas para cada compressor sejam próximas entre si, o que confere o menor consumo de energia.

Como a eficiência dos compressores não está especificada no catálogo do fabricante, o valor foi assumido com base em um valor médio de uma faixa de eficiências para os compressores do tipo parafuso disponibilizada na literatura (MOSHFEGHIAN, 2015). As hipóteses assumidas para os compressores de ar são exibidos na Tabela 3.8.

Tabela 3.8. Hipóteses assumidas para os compressores de ar.

| Razão de compressão | Eficiência |
|---------------------|------------|
| 2,933               | 0,70       |

Fonte: Elaborado pelo autor.

### 3.7.3 – SECADOR

Tanto para a troca inicial do ar comprimido úmido com o ar comprimido seco quando para a troca de ar comprimido úmido com o fluido refrigerante, considerou-se o equipamento de trocador de calor do tipo casco e tubo na simulação. O valor do coeficiente

global de troca térmica foi considerado a partir de uma média de valores para trocas de calor entre ar/ar citados por MCDONALD *et al* (2012). Considerou-se que o ar comprimido seco troca calor com o ar comprimido úmido de modo que a temperatura final do primeiro seja igual à temperatura ambiente ( $T_0$ ). As especificações para o primeiro trocador encontram-se na Tabela 3.9.

Tabela 3.9. Especificações para o primeiro trocador de calor do secador.

|                                      |   |
|--------------------------------------|---|
| Coefficiente Global de Troca Térmica | Temperatura final do ar comprimido seco |
| W/(m <sup>2</sup> .K)                | °C                                      |
| 25                                   | $T_0$                                   |

Fonte: Elaborado pelo autor.

O fluido refrigerante utilizado no secador é o R-404a, correspondente à uma mistura pseudo-azeotrópica dos refrigerantes R-125 (pentafluoretano), R-143a (1,1,1-trifluoretano) e R-134a (1,1,1,2-tetrafluoretano). As frações mássicas de cada fluido foram extraídas de um fabricante de fluidos refrigerantes e são exibidas na Tabela 3.10.

Tabela 3.10. Composição do fluido R-404a.

| Nome IUPAC              | Sigla  | Fração mássica (%) |
|-------------------------|--------|--------------------|
| Pentafluoretano         | R-125  | 44,0               |
| 1,1,1-trifluoretano     | R-143a | 52,0               |
| 1,1,1,2-tetrafluoretano | R-134a | 4,0                |

Fonte: Adaptado de National Refrigerants, Inc.

Os parâmetros adotados para o trocador ar/refrigerante (ou evaporador do ciclo do fluido refrigerante) são exibidos na Tabela 3.11. Devido a ausência de informações a respeito da área de troca de calor ou de valores usuais para o coeficiente global de troca térmica entre ar e refrigerante, assumiu-se uma área de troca térmica de 10 m<sup>2</sup>. O valor da área, no entanto, influencia apenas no valor do coeficiente global deste trocador de calor. Como a área de troca considerada não impacta nos objetivos deste trabalho, qualquer valor para este parâmetro é aceitável nesta simulação. Apesar de indiferente, a especificação deste parâmetro foi necessária para que todos os graus de liberdade do processo fossem

utilizados.

Tabela 3.11. Especificações para o segundo trocador de calor do secador.

| <b>Parâmetro</b>                           | <b>Valor</b> | <b>Unidade</b> |
|--|--------------|----------------|
| Área de Troca Térmica                      | 10           | m <sup>2</sup> |
| Temperatura de saída do ar comprimido seco | 7            | °C             |
| Pressão de entrada do refrigerante         | 6,55         | bar            |
| Temperatura de entrada do refrigerante     | 2            | °C             |
| Temperatura de saída do refrigerante       | 15           | °C             |

Fonte: Elaborado pelo autor.

A temperatura de saída do ar comprimido foi especificada conforme o valor de PDP mínimo requerido para os processos da empresa, mencionado na Tabela 3.3.

As condições de entrada do fluido refrigerante foram especificadas considerando uma diferença de temperatura de 5 °C entre a corrente de entrada do fluido refrigerante e a corrente de saída de ar comprimido seco. Definindo-se a temperatura de entrada da corrente de R-404a, a pressão do fluido foi estabelecida considerando que o fluido entra no trocador dentro da zona de saturação, conforme ilustrado na Figura 2.7. De forma que a corrente do fluido refrigerante saísse do trocador no estado de vapor superaquecido, foi considerado um grau de superaquecimento de 12 °C.

#### 3.7.4 – CICLO DO FLUIDO REFRIGERANTE

Todos as variáveis dos equipamentos pertinentes ao ciclo do fluido refrigerante foram estimadas de forma a obedecer as condições de um ciclo de refrigeração real, exemplificado na Figura 2.7. Os valores de fração de vapor nas correntes de saída exibidos no software auxiliaram na definição dessas variáveis, as quais são apresentadas na Tabela 3.12, que contém as especificações adotadas para todos os equipamentos presentes no ciclo.

Tabela 3.12. Especificações das variáveis dos equipamentos contidos no ciclo do fluido refrigerante.

| <b>Equipamento</b>              | <b>Parâmetro</b>                           | <b>Valor</b> | <b>Unidade</b> |
|---------------------------------|--|--------------|----------------|
| Compressor                      | Razão de pressão                           | 3,00         | -              |
|                                 | Eficiência                                 | 0,70         | -              |
| Condensador                     | Temperatura de saída do refrigerante       | $T_0+10$     | °C             |
| Válvula de expansão isentálpica | Energia rejeitada                          | 0            | W              |
|                                 | Pressão de saída                           | 6,55         | bar            |
| Evaporador                      | Área de Troca Térmica                      | 10           | m <sup>2</sup> |
|                                 | Temperatura de saída do ar comprimido seco | 7            | °C             |
|                                 | Pressão de entrada do refrigerante         | 6,55         | bar            |
|                                 | Temperatura de entrada do refrigerante     | 2            | °C             |
|                                 | Temperatura de saída do refrigerante       | 15           | °C             |

Fonte: elaborado pelo autor.

Assim como no evaporador, as demais variáveis exibidas na Tabela 3.12 também foram estabelecidas considerando os limites impostos pelo fabricante, contidos na Tabela 3.2 .

Assumiu-se que o compressor do ciclo do fluido refrigerante fosse do tipo parafuso. Deste modo, foi considerada a mesma eficiência dos compressores de ar.

No software, a válvula de expansão isentálpica foi adaptada para um resfriador adiabático com a capacidade de expandir o líquido até a pressão considerada na entrada do fluido refrigerante no evaporador.

Uma vez que as condições da entrada do refrigerante no evaporador eram as mesmas das condições da corrente posterior à válvula de expansão isentálpica, o ciclo pode ser fechado com a adição de uma válvula de reciclo, recurso disponibilizado pelo iiSe.

## 4- RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.2 – RESULTADOS PARA A CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA

Os resultados obtidos para os trabalhos realizados pelos compressores na condição de referência são exibidos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1. Comparação dos trabalhos realizados pelos compressores na condição de referência com os valores das potências dos motores informados pelo fabricante.

| Compressor   | Trabalho | Total    | Potência do motor | Diferença |
|--------------|----------|----------|-------------------|-----------|
| 1º Estágio   | 24,58 kW | 49,98 kW | 55 kW             | 5,02 kW   |
| 2º Estágio   | 25,40 kW |          |                   |           |
| Refrigerante | 0,78 kW  | 0,78 kW  | 1,242 kW          | 0,462 kW  |

Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme o esperado, a soma dos trabalhos realizados pelos compressores de ar (1º Estágio e 2º Estágio) não excede o valor informado pelo fabricante. Mesmo com o consumo de 2,1 kW pelo ventilador dos trocadores de calor, obtém-se um valor residual de 2,92 kW. Um valor residual é esperado pois a simulação não considera a potência dos elementos de medida, controle interno e o controlador externo (através do qual o usuário pode inserir comandos e verificar os valores das medidas internas). Além disso, na simulação foi considerada uma eficiência média para os compressores, que pode não ser a real. Por outro lado, o valor informado pelo fabricante provavelmente diz respeito ao máximo consumo de energia do equipamento, que pode correr em condições distintas da condição simulada.

Similarmente, o trabalho realizado pelo compressor do fluido refrigerante não excede o valor do consumo energético do equipamento fornecido pelo fabricante. Embora o secador também apresente um ventilador em seu sistema, a potência deste componente deve possuir um valor inferior ao ventilador utilizado para o intercooler e para o aftercooler. Através da simulação, a temperatura atingida pelo fluido refrigerante durante a compressão é de 67,4 °C e a vazão obtida do fluido é de 84,2 kg/h. Logo, não há grandes variações de temperatura no condensador já que a temperatura de saída do fluido



refrigerante, pelas hipóteses propostas, é de 35 °C, não demandando muita energia do ventilador. Combinando com a propriedade do refrigerante de possuir altos valores para o coeficiente de troca de calor, espera-se que a potência do ventilador do condensador realmente não deva possuir um valor muito expressivo.

A Tabela 4.2 exibe a quantidade de calor removido do ar comprimido pelos trocadores de calor. Uma grande quantidade de calor é trocada entre os ar comprimido e o ar ambiente nos trocadores de calor, sendo ao todo cerca de 51,14 kW de energia. Embora os trocadores tenham sido considerados, na simulação, como refrigeradores simples com especificação na corrente de saída, o ar ambiente utilizado na refrigeração possui uma temperatura elevada após a troca e é eliminado do processo, desperdiçando-se uma grande quantidade de energia. Segundo ATLAS COPCO (2015), cerca de 94% da energia gerada pela compressão pode ser recuperada e reutilizada. Em países com temperaturas médias mais frias, este ar costuma ser utilizado para o aquecimento de ambientes internos dos edifícios da planta (VARIGAS RESEARCH INC, 1984). Devido as condições climáticas do Brasil, o aproveitamento da energia para esta finalidade não é viável.

Tabela 4.2. Quantidade de calor removido pelos trocadores.

| Trocadores de calor |             |          |
|---------------------|-------------|----------|
| Intercooler         | Aftercooler | Total    |
| 23,05 kW            | 28,09 kW    | 51,14 kW |

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 4.3. apresenta a quantidade de água removida por cada separador, considerando a condição padrão adotada para o ar ambiente. Segundo ATLAS COPCO (2015), o aftercooler é o responsável pela condensação de grande parte da umidade, validando os resultados obtidos na simulação. Na condição adotada como referência, observa-se que o intercooler não produz condensado devido a ausência de corrente de água líquida na saída do primeiro separador.

Tabela 4.3. Quantidade de água removida da unidade de compressão pelos separadores.

| Separadores de condensado |              |              |           |
|---------------------------|--------------|--------------|-----------|
| 1º Separador              | 2º Separador | 3º Separador | Total     |
| 0 kg/h                    | 3,45 kg/h    | 1,79 kg/h    | 5,24 kg/h |

Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 4.3 – VARIAÇÕES NA TEMPERATURA AMBIENTE

Durante a simulação, foi observado que esta apresentava restrições aos valores máximos e mínimos que poderiam ser adotados para a temperatura ambiente.

Notou-se que, para temperaturas do ar ambiente acima de 33,5 °C, o ciclo do fluido refrigerante é comprometido por conta das especificações adotadas no condensador e no compressor. Com a razão de pressão adotada, o refrigerante deixa o compressor no estado de vapor superaquecido a cerca de 67,4 °C e 19,65 bar. Conforme a Tabela 3.12, foi especificado que o condensador refrigera a corrente de fluido refrigerante até a temperatura do ar ambiente acrescida de 10 °C, logo, neste caso, a temperatura da saída é igual a 43,5 °C. No entanto, de acordo com a simulação, o fluido R-404a à uma temperatura de 43,5 °C e 19,65 bar permanece no estado de vapor superaquecido, impedindo a condensação do refrigerante e comprometendo todo o ciclo de refrigeração. De acordo com a limitação imposta pelo fabricante exibida na Tabela 3.2, a temperatura máxima que o ar comprimido deve possuir no evaporador do ciclo de refrigeração é de 50 °C. A temperatura da entrada do ar no evaporador na condição citada é de 26,4 °C, estando dentro do limite imposto. Temperaturas do ar ambiente acima de 33,5 °C não são incomuns no interior de São Paulo, portanto é possível que a especificação adotada para a temperatura de saída do condensador não seja adequada. É possível que exista um resfriador de ar acoplado ao condensador para que o equipamento funcione adequadamente em condições nas quais o ar ambiente possua temperaturas mais elevadas.

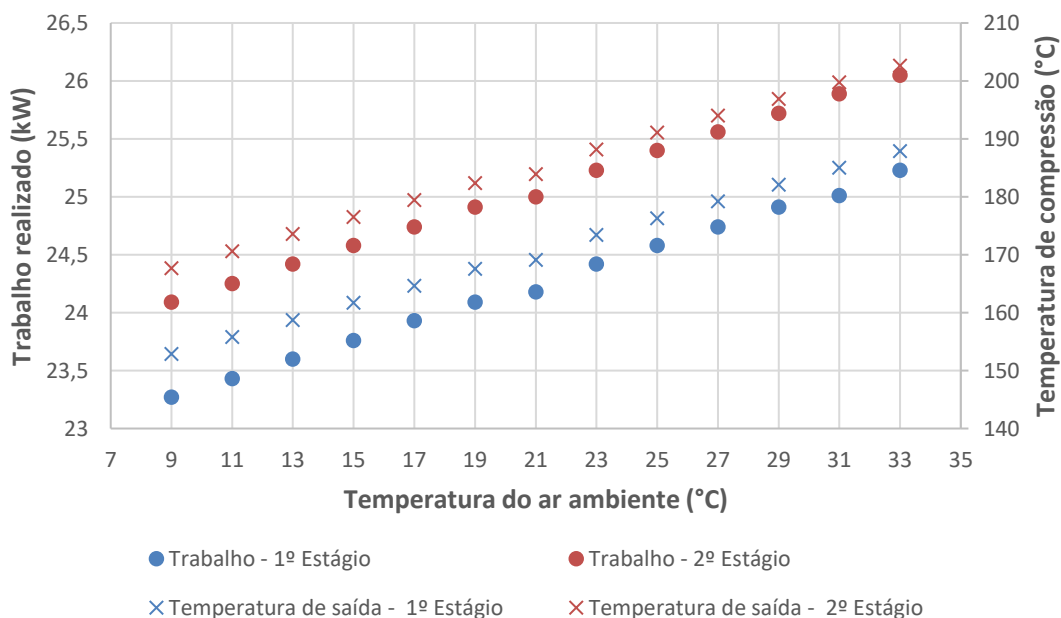
Por outro lado, temperaturas do ar ambiente iguais ou inferiores a 7 °C comprometem a operação do secador. O trocador de calor entre ar/refrigerante foi especificado para que a corrente de ar comprimido seco saia a 7 °C, correspondente à especificação de umidade da planta. No entanto, foi considerado que o trocador ar/ar entrega o ar comprimido seco sempre na temperatura ambiente. Como as temperaturas de

entrada e saída do trocador são iguais para o fluido frio, a simulação é comprometida pois não há troca de calor. Temperaturas inferiores a 7 °C comprometem a simulação também por conta da especificação da temperatura da corrente de saída de ar comprimido seco. Normalmente, o ar comprimido seco deve ser considerado como o fluido frio na troca de calor entre ar úmido/ar seco, devendo sempre receber calor do ar úmido. Com as especificações adotadas, o ar seco inicia a troca com o ar úmido à 7 °C e, com a temperatura do ar ambiente sendo inferior a esta temperatura, o ar seco passa a atuar como fornecedor de calor. Na prática, um resfriamento do ar seco que se encontra saturado causa a condensação da água ainda presente no ar, liberando água líquida na corrente de saída.

Devido às limitações apontadas, considerou-se o intervalo de 9 °C à 33 °C com incrementos de 2 °C na temperatura do ar ambiente.

A Figura 4.1 exibe os resultados obtidos pela simulação para os compressores de ar ao variar a temperatura do ar ambiente no intervalo de 9 °C a 33 °C. A umidade relativa e a pressão permaneceram fixas em 50% e 1 bar, respectivamente.

Figura 4.1. Trabalho realizado pelos compressores de ar em função da temperatura do ar ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor.

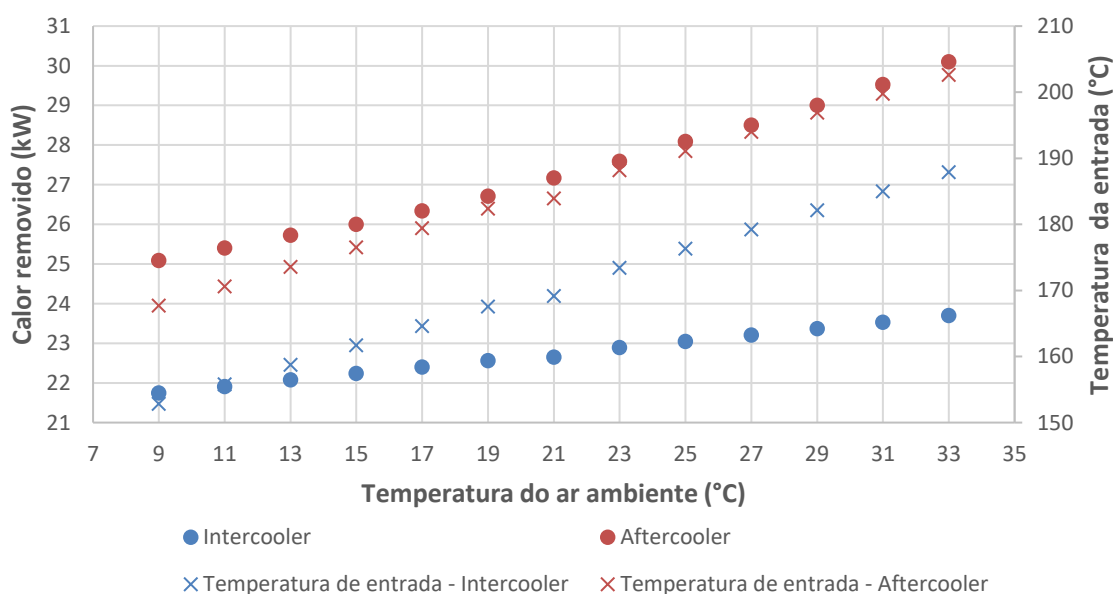
De acordo com BEE (*Bureau of Energy Efficiency*), é possível utilizar a estimativa

de aumento de 1% no consumo de energia de um compressor a cada elevação de 4 °C do ar na entrada. Para ambos os compressores, esta estimativa apontada valida os dados obtidos na simulação pois, a cada 4 °C de elevação de temperatura do ar ambiente, o aumento de energia observado é elevado, em média, em cerca de 1,32% para o primeiro estágio e em cerca de 1,30% para o segundo estágio.

A soma dos trabalhos realizados pelos compressores na condição de maior consumo de energia é de 52,4 kW. Juntamente com a potência do ventilador, um total de 54,5 kW de energia é consumido, estando dentro das condições apontadas pelo fabricante. No cenário mais econômico, a 9 °C, o consumo total de energia é de 49,9 kW, incluindo o ventilador.

A Figura 4.2 exibe as quantidades de calor removido nos trocadores de calor posteriores aos compressores. Nota-se que o aumento do calor removido pelos trocadores cresce mais rapidamente para o aftercooler. Este comportamento era esperado pois o ar comprimido entra neste trocador a temperaturas maiores, necessitando uma maior remoção de energia que o intercooler.

Figura 4.2. Calor removido pelo intercooler e aftercooler em função da temperatura do ar ambiente.

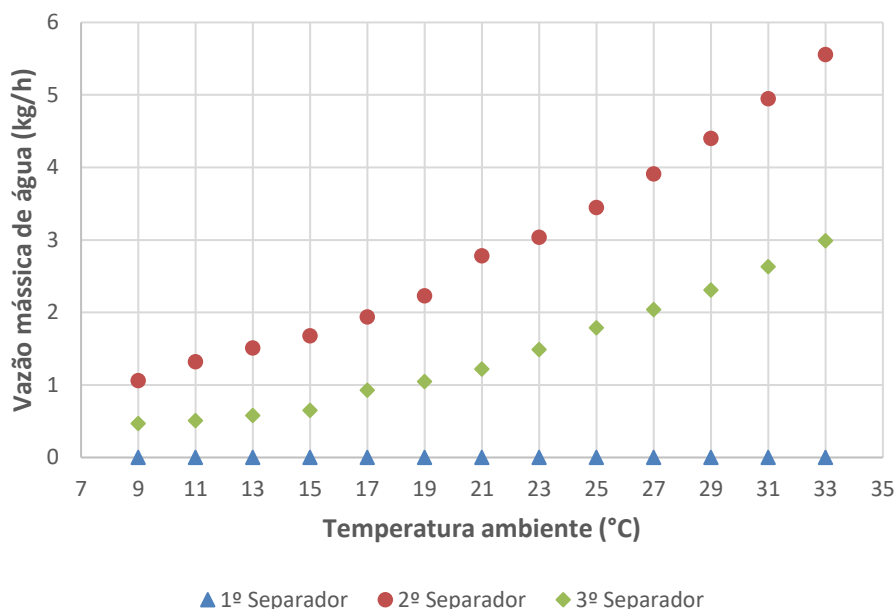


Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 4.3. exibe os resultados obtidos para as vazões de água removida em cada separador para as variações na temperatura ambiente. De acordo com VARIGAS

RESEARCH (1984), na maioria das condições de operação o aftercooler produzirá uma quantidade considerável de condensado. Em todo o intervalo de temperatura considerado, para uma umidade relativa de 50%, o segundo separador eliminou a maior quantidade de água em relação aos demais separadores, validando que o aftercooler é o responsável pela remoção da maior quantidade de condensado. O primeiro separador não apresentou nenhuma eliminação de água, indicando que o intercooler não produz condensado nas condições apresentadas. Essa ausência de formação de condensado pelo intercooler justifica sua menor quantidade de calor removido da corrente de ar comprimido em relação ao aftercooler.

Figura 4.3. Vazão mássica de água removida pelos separadores da unidade de compressão em função da temperatura do ar ambiente.

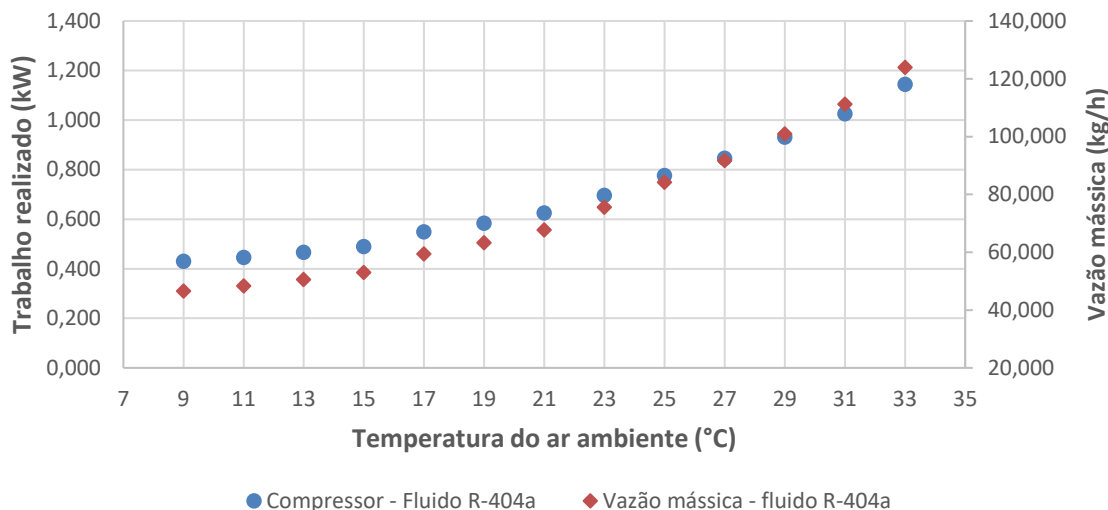


Fonte: Elaborado pelo autor.

O comportamento do trabalho realizado pelo compressor do sistema refrigerante pode ser visualizado na Figura 4.4. Apesar do compressor do sistema refrigerante necessitar de pouca energia comparada aos compressores de ar, a simulação indica que temperaturas do ar ambiente acima de 33 °C podem impactar no funcionamento adequado do secador, que apresenta uma potência total de 1,242 kW. O aumento no consumo de energia corresponde ao aumento da vazão do fluido R404-a necessária para que o ar comprimido seja obtido com a especificação adequada. Por sua vez, o aumento da vazão é

explicado pelo fato do ar conter uma maior quantidade de vapor de água conforme há elevação na temperatura.

Figura 4.4. Trabalho realizado pelo compressor do ciclo refrigerante em função da temperatura do ar ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor.

#### 4.4 – VARIAÇÕES NA UMIDADE DO AR AMBIENTE

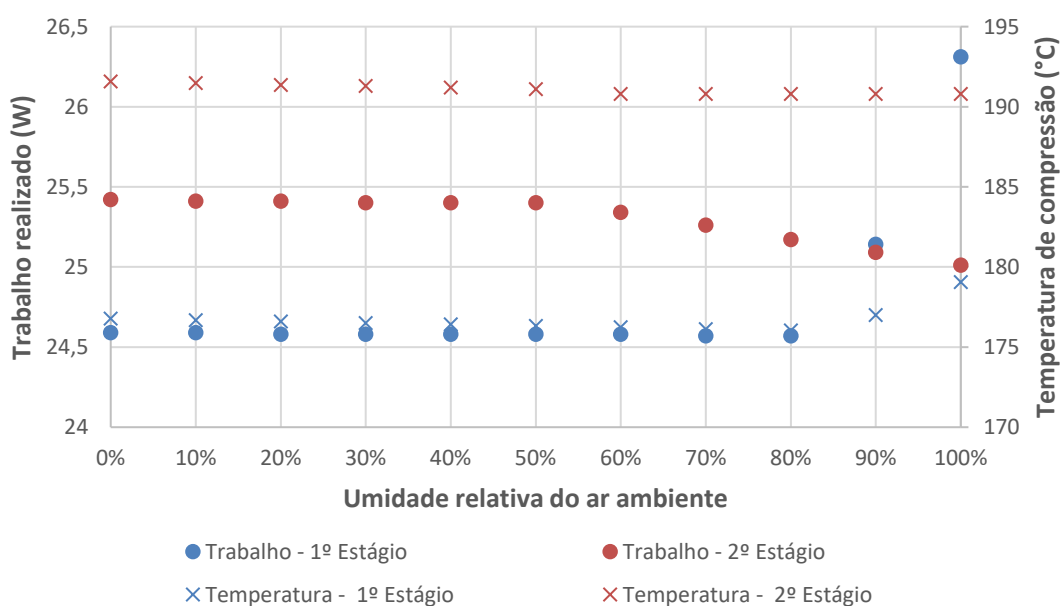
Os dados ilustrados na Figura 4.5 revelam que o comportamento do trabalho realizado pelo primeiro estágio de compressão, a uma temperatura fixa de 25 °C do ar ambiente, permanece constante até um nível de umidade relativa do ar de 80%, consumindo em média cerca de 24,6 kW neste intervalo. A partir desta condição do ar ambiente, altera significativamente seu comportamento para níveis de umidade superiores a 80%, atingindo um consumo máximo de 26,3 kW. Logo, sugere-se que altas quantidades de água presentes no ar ambiente passam influenciar de forma significativa na capacidade calorífica média do ar, aumentando a energia necessária para a compressão.

Por outro lado, o segundo estágio de compressão apresenta uma tendência de queda na demanda de energia quando o ar ambiente apresenta uma umidade relativa a partir de 60%, mostrando-se mais econômico que o primeiro estágio para umidades superiores a 90%. Na condição de 100% de umidade, o primeiro estágio demanda cerca de 1,3 kW a mais que o segundo. Tal comportamento pode ser explicado pelos dados exibidos na

Figura 4.6, a qual exibe o comportamento de cada separador de condensado em função da umidade.

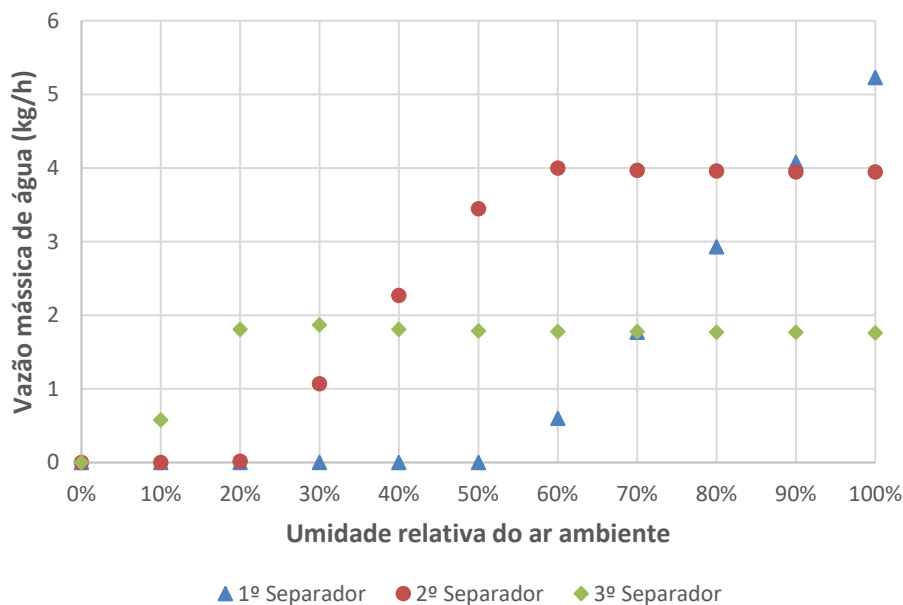
O primeiro separador permanece sem atuação na remoção de condensado até que a condição de umidade relativa do ar de 60% é atingida, aumentando de forma considerável conforme a umidade relativa é elevada. Pela crescente remoção da água, a menor vazão de ar úmido processada pelo segundo estágio demanda menos energia do equipamento.

Figura 4.5. Trabalho realizado pelos compressores de ar e temperatura resultante pela compressão de ar em função da umidade relativa do ar ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 4.6. Vazão de água removida da unidade de compressão em função da umidade relativa do ar ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor.

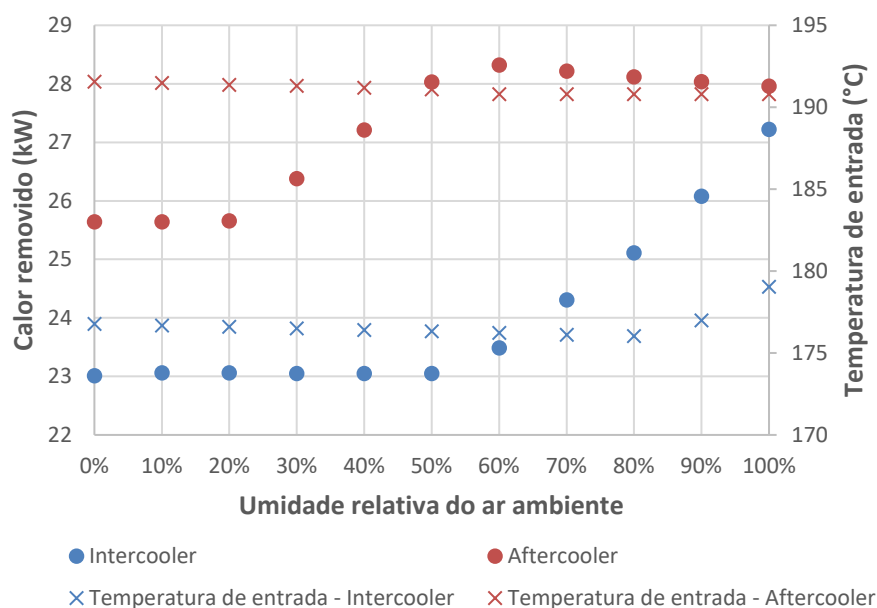
As quantidades de calor removidas pelo intercooler e pelo aftercooler em função da umidade relativa do ar ambiente a 25 °C são exibidas na Figura 4.7. O comportamento dos trocadores também pode ser analisado em conjunto com a Figura 4.6.

O intercooler remove calor do ar comprimido praticamente de forma constante a 23 kW no intervalo de umidade entre 0 e 50%. A partir de 50 %, a quantidade de calor removida por este trocador se comporta de forma crescente com a umidade, removendo 27,2 kW na condição de extrema umidade relativa do ar ambiente. Os dados exibidos na Figura 4.7 revelam que o primeiro separador passa a remover condensado quando a umidade relativa do ar atinge a 60%, inferindo que a partir desta condição o intercooler é capaz de produzir condensado, justificando o aumento do calor removido do ar comprimido no intervalo mencionado.

Em baixos níveis de umidade do ar, o segundo separador não apresenta formação de condensado, que se mostra presente neste equipamento apenas quando a umidade de 30% é atingida, justificando o aumento de remoção de calor pelo aftercooler.



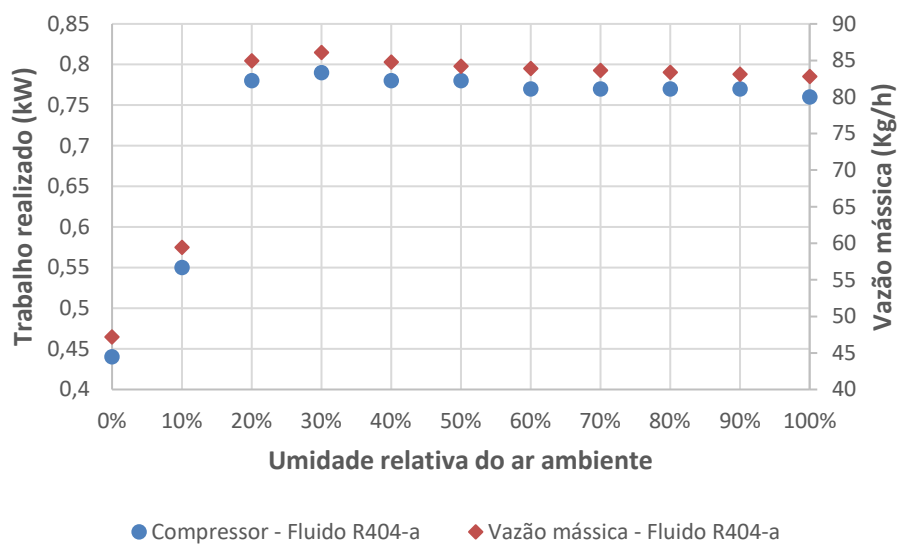
Figura 4.7. Calor removido pelos trocadores de calor em função da umidade relativa do ar ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme ilustrado pela Figura 4.8, o compressor do ciclo refrigerante apresenta comportamento de consumo de energia constante para umidade relativa do ar ambiente superior a 20%. No entanto, apresenta uma queda considerável de demanda de energia para umidades relativas inferiores a 20%. Tal comportamento é explicado pela baixa quantidade de água presente na corrente de ar comprimido úmido que entra no secador, requerindo baixos valores de vazão de fluido refrigerante necessários para que haja a troca de calor adequada com o ar, de modo que a utilidade saia do trocador ar/refrigerante a 7 °C. Nas condições apresentadas, o secador está dentro das especificações impostas pelo fabricante.

Figura 4.8. Trabalho realizado pelo compressor de fluido refrigerante e a vazão mássica em função da umidade relativa do ar ambiente.



Fonte: Elaborado pelo autor.

## 5- CONCLUSÕES

O software foi capaz de simular a unidade de compressão de ar considerando todas as hipóteses adotadas. Os resultados mostraram que crescentes elevações na temperatura e na umidade relativa do ar ambiente tendem a demandar mais energia do sistema de compressão, conferindo o comportamento observado em condições reais.

VARIGAS RESEARCH INC (1984) indica que o aftercooler é o responsável pela maior produção de condensado na maioria das condições, o que é validado pelos resultados obtidos nas simulações com a remoção da maior parte da água pelo segundo separador. Pelas simulações realizadas, o intercooler só foi capaz de produzir condensado para umidade relativa do ar superior a 50% e não se mostrou sensível com as alterações da temperatura ambiente.

Embora a simulação tenha representado bem a unidade de compressão, é possível refiná-la ao coletar informações mais precisas dos equipamentos contidos no sistema de compressão, como as perdas de carga localizadas. Além disso, as hipóteses adotadas para os trocadores de calor limitaram a simulação da unidade de compressão até a temperatura de 33 °C. Levando em conta que não é incomum a temperatura ambiente superar este valor no interior do Estado de São Paulo, é possível que o secador contenha um refrigerador para o ar ambiente de forma a possibilitar o funcionamento adequado do equipamento.

Por conta da localização geográfica, a recuperação da energia contida no ar ambiente utilizado para refrigerar o intercooler e o aftercooler se torna mais limitada. Países com temperaturas mais frias podem utilizar este ar para aquecer ambientes dentro da planta. No entanto, o aproveitamento da energia gerada pela compressão pode ser aproveitada na regeneração de dessecantes contidos em um secador de adsorção. Estudos envolvendo a substituição do secador de refrigerante por um secador de adsorção podem ser considerados. Compressores refrigerados a água possuem mais capacidade de reaproveitamento de energia devido a maior capacidade calorífica da água em relação ao ar. Um estudo pode ser realizado para analisar possíveis aplicações do aproveitamento da energia da água utilizada para refrigerar o ar comprimido e sua viabilidade, pois uma fonte de água é necessária para tal operação.

## 6- CONSIDERAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

De forma geral, a simulação da unidade de compressão pode ser refinada para que seja representada da forma mais próxima possível do equipamento real, obtendo resultados mais precisos e abrindo a oportunidade de serem realizadas otimizações no processo como um todo.

Conhecendo-se as especificações corretas para cada equipamento contido na unidade de compressão, além dos tipos de trocadores de calor que desempenham os papéis do intercooler e do aftercooler, possibilitam avaliar de forma mais precisa as trocas de calor realizadas para cada equipamento, podendo inclusive influenciar no trabalho realizado pelo segundo estágio de compressão. Os resfriadores genéricos podem ser substituídos por um trocador de calor casco e tubo, onde a corrente do fluido frio corresponde ao ar ambiente, o qual deve possuir as mesmas especificações da corrente de entrada. As especificações dos equipamentos do ciclo de refrigeração também precisam ser revisadas para que a simulação apresente resultados mais próximos do processo real. A hipótese adotada para o condensador impôs uma limitação na temperatura máxima considerada no intervalo de análise.

Os valores considerados para as perdas de carga foram considerados de forma a garantir que o ar comprimido seco saísse da unidade de compressão na pressão adequada. Para que a simulação se aproxime do processo real, é necessário que os valores corretos para cada trecho do equipamento sejam considerados, especialmente para os equipamentos anteriores ao segundo estágio de compressão, pois podem influenciar a demanda de energia deste compressor.

Em relação à economia de energia da unidade como um todo, pode-se avaliar a possibilidade de substituir o secador de refrigerante por um secador de adsorção que utiliza o calor do ar comprimido gerado na compressão na regeneração do material dessecante empregado no equipamento. Outra proposta é avaliar a viabilidade de utilização de refrigeração a água nos compressores de modo a aproveitar o calor removido do ar após os estágios de compressão. Esta água pode ser utilizada, por exemplo, em processos que necessitem de pré-aquecimento para caldeiras. Com os parâmetros corretamente definidos, a unidade de compressão simulada pode ser adaptada considerando esta refrigeração por água nos trocadores de calor. Conhecendo-se como as propriedades das correntes de saída da água variam conforme as condições de entrada, pode-se analisar, de forma preliminar, a viabilidade desta alteração.

Outra possibilidade é o estudo do comportamento dinâmico do sistema. Dessa forma, seria possível verificar o comportamento deste frente a perturbações e propor um sistema de controle eficaz.

## 7- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ATLAS COPCO. **Compressed Air Manual**. 8 ed. Bélgica: Atlas Copco Airpower NV, 2015. Disponível em : <<https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/local-countries/netherlands/documents/compressed-air-manual-8th-edition.pdf>>. Acesso em: Agosto/2021.

VARIGAS RESEARCH, INC. **Compressed air systems - A Guidebook on Energy and Cost Savings**. Estados Unidos: U.S. Government Printing Office, 1984. Disponível em <<https://www.osti.gov/biblio/5142010>>. Acesso em: Agosto/2021.

ELLIOTT, B. S. **Compressed air operations manual: The Illustrated Guide to Selection Installation, and Maintenance**. Estados Unidos: McGraw-Hill, 2006.

MCCABE, W. L. *et al.* **Unit Operations of Chemical Engineering**. 5ª ed. Estados Unidos: McGraw-Hill, 1993.

PERRY, R. H.; GREEN D. W. **Perry's Chemical Engineers' Handbook**. 8ª ed. Estados Unidos: McGraw-Hill, 2008.

IISE LTD. **Simulador de Processos Químicos iiSE**. Disponível em <<http://www.iise.ltd/pt/>>. Acesso em: Setembro/2021.

SMITH, J.; VAN NESS, H.; ABBOTT M. **Introdução à termodinâmica da engenharia química**. 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC editora, 2007.

SHAH. R. K; SEKULIC, D. P. **Fundamentals of Heat Exchanger Desing**. Nova Jersey: John Wiley & Sons, 2003.

STOECKER, W. **Industrial refrigeration handbook**. Estados Unidos: McGraw-Hill, 2004.

KOELET, P.C.; GRAY, T.B. **Industrial refrigeration - Principles, Design and Applications**. Basingstoke: Macmillan, 1992.

SEIDER, W. D. *et al.* **Product and process design principles - Synthesis, Analysis, and Evaluation**. 3ª ed. Estados Unidos: John Wiley & Sons, 2009.

GIAMPAOLO, T. **Compressor handbook: principles and practice**. Estados Unidos: The Fairmont Press Inc, 2010.

XENERGY, INC. **Assessment of the Market for compressed air efficiency services**. Burlington: Office of industrial technologies, 2001. Disponível em <<https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/newmarket5.pdf>>. Acesso em Setembro/2021.

MCDONALD, A. G.; MAGANDE, H. L. **Introduction to Thermo-Fluids Systems Design**. Reino Unido: John Wiley & Sons, 2012.

Working With Compressed Air: Benefits: Costs. **Compressed Air & Gas Institute**. Disponível em <<https://www.cagi.org/working-with-compressed-air/benefits/cost.aspx>>. Acesso em Setembro/2021.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 8573-1:2013**: Ar Comprimido – Contaminantes e classes de pureza. Rio de Janeiro, 2013.

HUMPHREYS, P. Compressed Air - The Fourth Utility . **The Compressed Air Blog**. Documento eletrônico. Disponível em <<https://www.thecompressedairblog.com/compressed-air-fourth-utility>>. Acesso em Setembro/2021.

GEA Group. **Tablet Compression**. Bélgica: GEA Group, 2018.

Compressed Air System. **Bureau of Energy Efficiency – Government of India**. Documento eletrônico disponível em: <<https://www.beeindia.gov.in/sites/default/files/4Ch8.pdf>>. Acesso em: Outubro, 2021.

PULIDINDI, K.; PRAKASH, A. Oil-free Air Compressor Market. **Global Market Insights**, 2021. Disponível em <<https://www.gminsights.com/industry-analysis/oil-free-air-compressor-market>> Acesso em: Setembro/2021.

PULIDINDI, K.; PRAKASH, A. Air Compressor Market. **Global Market Insights**, 2021. Disponível em <<https://www.gminsights.com/industry-analysis/air-compressor-market>>. Acesso em: Setembro/2021.

Quincy Compressor. Air Compressor Use Around the World. **Quincy Compressor**, 2020. Disponível em <<https://www.quincycompressor.com/air-compressor-use-around-world/>>. Acesso em: Setembro/2021.

Compressed Air in the Pharmaceutical Industry. **Beko Thechnologies**. Disponível em <<https://www.beko-technologies.com/en/en/solutions/industries/pharmaceutical-industry/>>. Acesso em Setembro/2021.

Air Compressors for Pharmaceutical Industry. **Atlas Copco**. Disponível em <<https://www.atlascopco.com/en-us/compressors/industry-solutions/pharmaceutical>> . Acessado em: Setembro/2021.

MOSHFEGHIAN, M. How to Estimate Compressor Efficiency?. **Petro Skills**, 2015. Disponível em: <<http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2015/07/how-to-estimate-compressor-efficiency/>>. Acesso em: Setembro/2021.

PARKS, B. Isentropic Efficiency of Rotary Screw Air Compressors. **Compressed Air Best Practices**. Disponível em: <<https://www.airbestpractices.com/standards/iso-and-cagi/isentropic-efficiency-rotary-screw-air-compressors>>. Acesso em: Setembro/2021.

Compressores dinâmicos: compressores centrífugos e axiais. **Atlas Copco** [2021?]. Disponível em: <https://www.atlascopco.com/pt-br/compressors/wiki/compressed-air-articles/dynamic-compressors>. Acesso em: Setembro/2021.

Refrigerants: National™ R404A. National Refrigerants, Inc. Documento eletrônico disponível em: < <https://refrigerants.com/product/r404a/>>. Acesso em: Outubro/2021.

JOHANSON, E. Compressed Air Application: Automotive - Paint & Body Shop. **Atlas Copco**, 2017. Disponível em: <<https://www.thecompressedairblog.com/compressed-air-application-automotive-paint-body-shop>>. Acesso em: Outubro/2021.



Working With Compressed Air - Benefits: Energy. **Compressed Air & Gas Institute**, c2012. Disponível em: <<https://www.cagi.org/working-with-compressed-air/benefits/energy.aspx>>. Acesso em: Outubro/2021.