



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DE PERNAMBUCO
UNIDADE ACADÊMICA DO CABO DE SANTO AGOSTINHO
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

PAULO VITOR DE SOUZA FERREIRA

ANÁLISE DE EFICIÊNCIA NA GERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO EM UMA
INDÚSTRIA DE SANEANTES

Cabo de Santo Agostinho - PE

2026

PAULO VITOR DE SOUZA FERREIRA

ANÁLISE DE EFICIÊNCIA NA GERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO EM UMA
INDÚSTRIA DE SANEANTES

Monografia apresentada ao curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho, Universidade Rural de Pernambuco, como requisito para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rogério Soares da Silva

Cabo de Santo Agostinho - PE

2026

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Sistema Integrado de Bibliotecas da UFRPE
Bibliotecário(a): Lorena Teles – CRB-4 1774

F383a Ferreira, Paulo Vitor de Souza.
Análise de eficiência na geração de ar comprimido em uma indústria de Saneantes / Paulo Vitor de Souza Ferreira. – Cabo de Santo Agostinho, 2026.
70 f.; il.

Orientador(a): Rogério Soares da Silva.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade Federal Rural de Pernambuco, Unidade Acadêmica Cabo de Santo Agostinho - UACSA, Bacharelado em Engenharia Mecânica, Cabo de Santo Agostinho, BR-PE, 2026.

Inclui referências.

1. Ar comprimido. 2. Energia elétrica - Conservação. 3. Compressores. 4. Sistemas de energia elétrica 5. Desinfecção e desinfetantes. I. Silva, Rogério Soares da, orient. II. Título

CDD 620.1

PAULO VITOR DE SOUZA FERREIRA

ANÁLISE DE EFICIÊNCIA NA GERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO EM UMA
INDÚSTRIA DE SANEANTES

Monografia apresentada ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal Rural de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 12/02/2026

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Rogério Soares da Silva (Orientador)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

Prof. Msc. Alexandre Araújo de Moura (Examinador)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

Prof. Dr. João Gutemberg Barbosa de Farias Filho (Examinador)
Universidade Federal Rural de Pernambuco

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, pela minha vida e por estar sempre ao meu lado, concedendo-me saúde e forças para superar todas as dificuldades ao longo desta jornada árdua, porém necessária.

À minha família, minha base e meu alicerce, em especial aos meus pais, Edna Maria e Sebastião Ferreira, que sempre me motivaram e incentivaram a buscar, por meio dos estudos, a superação e a conquista dos meus objetivos. Agradeço também pelo esforço diário e pelos sacrifícios realizados para proporcionar a mim e à minha irmã, Paloma de Souza, as condições necessárias para a realização de nossos sonhos.

À minha esposa, Amanda Rebeca, por caminhar ao meu lado em todos os momentos, tornando as fases mais difíceis menos dolorosas, sempre com palavras de incentivo, apoio e encorajamento.

Ao professor Rogério Soares, pela dedicação, paciência e empatia, bem como por todo o conhecimento compartilhado, esclarecendo dúvidas e disponibilizando-se em datas e horários especiais, considerando as limitações impostas pela minha jornada de trabalho.

Aos professores Alexandre Douglas e João Gutemberg, por aceitarem, de forma espontânea, o convite para compor a banca examinadora deste trabalho.

A todo o corpo docente e administrativo da Universidade Federal Rural de Pernambuco, em especial da Unidade Acadêmica do Cabo de Santo Agostinho, pelos serviços prestados com excelência durante todo o período da graduação.

Aos amigos e engenheiros Romero Cunha e Wasllon Lima, que a profissão me proporcionou, pelo incentivo, apoio e auxílio ao longo dos anos em que trabalhamos juntos.

Aos meus amigos e amigas, que sempre acreditaram em mim, incentivaram-me desde o ingresso na universidade e estiveram presentes, apoiando-me em cada disciplina cursada.

RESUMO

O ar comprimido é amplamente utilizado como utilitário industrial, porém sua geração está associada a elevados custos energéticos. Este trabalho analisa a eficiência do sistema de geração de ar comprimido em uma indústria de saneantes, por meio do levantamento técnico dos equipamentos, da avaliação do perfil de consumo e da análise energético-econômica do sistema existente. A metodologia envolveu o diagnóstico da área de geração, a caracterização da demanda ao longo do tempo e a avaliação comparativa dos compressores quanto à eficiência e aos custos operacionais, com apoio de ferramenta computacional. Os resultados evidenciaram ineficiências relacionadas à operação simultânea de compressores com diferentes desempenhos e ao elevado consumo de energia não produtiva. Como solução, foi proposta uma nova configuração do sistema, com a substituição de equipamentos obsoletos e adoção de estratégia de controle mais eficiente. A simulação indicou redução aproximada de 18% no consumo anual de energia elétrica, com viabilidade econômica comprovada por um tempo de retorno inferior a três anos. Conclui-se que a otimização do sistema de geração de ar comprimido contribui significativamente para a redução de custos operacionais e melhoria do desempenho energético da planta industrial.

Palavras-chave: Ar comprimido; eficiência energética; compressores; otimização energética; indústria de saneantes.

ABSTRACT

Compressed air is widely used as an industrial utility; however, its generation is associated with high energy costs. This study analyzes the efficiency of the compressed air generation system in a cleaning products manufacturing plant through a technical survey of the installed equipment, evaluation of the air consumption profile, and an energy and economic assessment of the system. The methodology included the diagnosis of the generation area, characterization of demand over time, and a comparative analysis of compressor efficiency supported by a computational tool. The results revealed inefficiencies related to the simultaneous operation of compressors with different performance levels and significant non-productive energy consumption. A new system configuration was proposed, involving the replacement of obsolete equipment and the adoption of a more efficient control strategy. The simulation indicated an approximate 18% reduction in annual energy consumption, with economic feasibility confirmed by a payback period of less than three years. It is concluded that optimizing compressed air generation systems is an effective approach to reducing operating costs and improving the overall energy performance of industrial plants.

Keywords: Compressed air; energy efficiency; compressors; energy optimization; cleaning products industry.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Soprador de ar manual.....	11
Figura 2 - Representação da Furadeira de Bersham – 1775.....	12
Figura 3 - Representação da Máquina de Mandrilamento Desenvolvida por Wilkinson em 1775.....	12
Figura 4 - Aplicação do ar comprimido para acionamento de ferramentas pneumáticas.	13
Figura 5 - Linha de montagem totalmente automatizada com pneumática.....	14
Figura 6 - Custo das formas de fornecimento de energia.....	15
Figura 7 - Custos do ciclo de vida associados ao consumo de energia de sistemas de ar comprimido.....	16
Figura 8 - Distribuição de perdas e eficiência energética em um compressor de ar.	17
Figura 9 - Esquema de um sistema de ar comprimido.	20
Figura 10 - Tipos de compressores/ Métodos de compressão.....	21
Figura 11 - Configuração dos cilindros: pistão de simples efeito e pistão de duplo efeito.....	23
Figura 12 - Ciclo de trabalho de um compressor de pistão de simples efeito.....	24
Figura 13 - Ciclo de trabalho de um compressor de pistão de duplo efeito.	24
Figura 14 - Ciclo de trabalho de um compressor de parafuso.....	26
Figura 15 - Compressor Rotativo de Parafuso.	26
Figura 16 - Princípio de funcionamento de um compressor de parafuso de dois estágios.....	28
Figura 17 - Compressor de palhetas.....	29
Figura 18 - Curvas de seleção de compressores.....	31
Figura 19 - Aftercooler resfriado a ar. / Figura 20 - Aftercooler resfriado a água.....	33
Figura 21 - Sistema de secagem de ar comprimido por refrigeração.....	34
Figura 22 - Sistema de secagem de ar comprimido por absorção química.	35
Figura 23 - Vaso de pressão para ar comprimido e seus componentes.	37
Figura 24 - Compressor Atlas Copco GA75 – 150FF (CPP1) da sala de compressores 1 – DPO.....	39
Figura 25 - Compressor Kaeser CSD 75S (CPP2) da sala de compressores 2 – DPO.....	41
Figura 26 - Compressor Kaeser CSD 100S (CPP3). / Figura 27 - Compressor Kaeser 100S (CPP4).....	41
Figura 28 - Compressor obsoleto Kaeser CSD 60 (CPP6) da sala de compressores 2 – DPO.	42
Figura 29 - Compressor Atlas Copco – VSD FF150 (CPP) da sala de compressores 2 – DPO.	43
Figura 30 - Layout do analisador.	44
Figura 31 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 1.....	46
Figura 32 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 2.....	46
Figura 33 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 3.....	47
Figura 34 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 4.....	47
Figura 35 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 5.....	48
Figura 36 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 6.....	48
Figura 37 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 7.....	49
Figura 38 - Dados de performance dos compressores – DPO.....	49
Figura 39 - Configuração de pressão do sistema atual.....	50
Figura 40 - Perfil de consumo de ar comprimido da Fábrica.....	51
Figura 41 - Dados de performance da nova sala de compressores.....	61
Figura 42 - Configuração de pressão da nova sala de compressores.	62
Figura 43 - Configuração de pressão da nova sala de compressores.	63
Figura 44 - Nova configuração da sala de compressores.	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Seleção dos compressores.....	60
Tabela 2 - Vazão de ar comprimido requerida por subáreas da Fábrica.	60
Tabela 3 - Base de cálculos do payback.....	64

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Utilização do ar comprimido no setor industrial.	14
Quadro 2 - Análise da sala de compressores 1.....	39
Quadro 3 - Análise da sala de compressores 2.....	40
Quadro 4 - Análise do compressor obsoletado da sala de compressores 2.....	42
Quadro 5 - Análise de equipamentos futuros da sala de compressores.	43

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
2 OBJETIVOS	18
2.1 OBJETIVO GERAL	18
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
3.1 AR COMPRIMIDO	19
3.2 GERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO	19
3.3 COMPRESSORES	21
3.3.1 Compressores de Deslocamento Positivo	22
3.3.1.1 Compressor Alternativo de Pistão	22
3.3.1.2 Compressor de Parafuso	25
3.3.1.3 Compressor de Parafuso de Dois Estágios	27
3.3.1.4 Compressor de Palhetas	28
3.3.2 Compressores de Deslocamento Dinâmico	29
3.3.3 Critérios de Seleção e Dimensionamento de Compressores	30
3.4 SECADORES DE AR COMPRIMIDO	31
3.4.1 Fundamentos Termodinâmicos da Secagem do Ar	32
3.4.2 Pré-resfriamento do Ar Comprimido: Aftercooler	32
3.4.3 Secadores por Refrigeração	33
3.4.4 Secadores por Absorção Química e por Adsorção Física	34
3.5 FILTROS DE AR COMPRIMIDO	35
3.5.1 Localização e Função dos Filtros no Sistema	36
3.6 RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO	36
4 METODOLOGIA	37
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	38
5.1 ESTUDO DA ÁREA DE GERAÇÃO	38
5.2 ANÁLISE DO PERFIL DE CONSUMO	44
5.3 SELEÇÃO DOS COMPRESSORES	51
5.3.1 Cálculos Gerais de Produção	52
5.3.2 Cálculo de Eficiência das Salas de Compressores	53
5.3.2.1 Cálculo de Eficiência da Sala de Compressores 01 - DPO	54
5.3.2.2 Cálculo de Eficiência da Sala de Compressores 02 - DPO	55
5.4 PROPOSTA PARA NOVA SALA DE COMPRESSORES	60
5.5 ANÁLISE DE INVESTIMENTO E <i>PAYBACK</i>	63
6 CONCLUSÃO	66
REFERÊNCIAS	68

1 INTRODUÇÃO

A utilização do ar comprimido tem origem em civilizações antigas, que já exploravam o ar como força motriz. Um dos primeiros registros de sua utilização está nos foles de ar usados por ferreiros há mais de 2000 anos, os quais serviam para soprar o ar sobre brasas quentes, enriquecendo a combustão para a obtenção de temperaturas mais elevadas nas forjas, item representado na Figura 1. (SAIDUR et al., 2010).

Figura 1 - Soprador de ar manual.

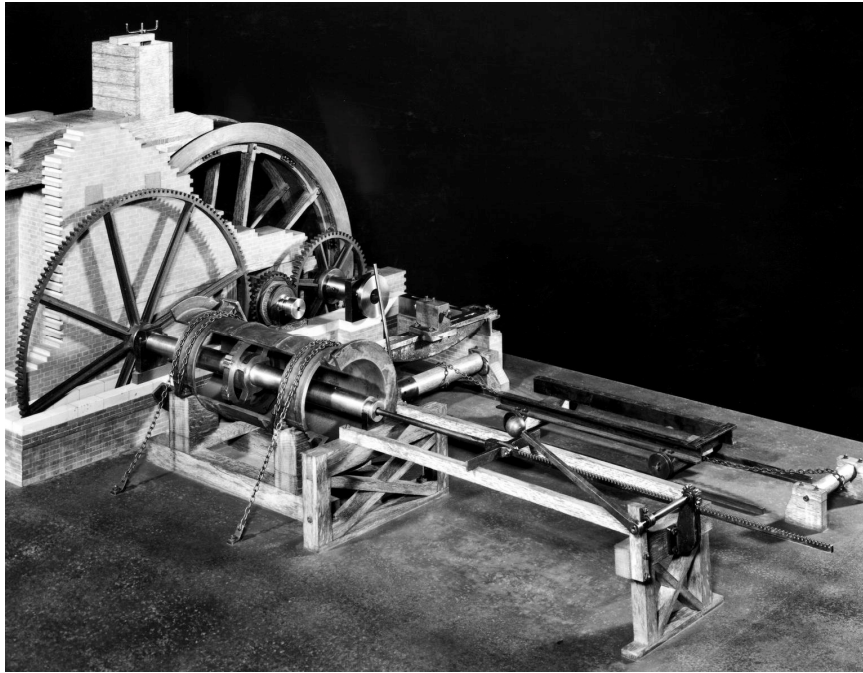


Fonte: CompressorShop, 2024.

No século XVIII, com o avanço da Revolução Industrial, o ar comprimido começou a ser aplicado de forma mais sistemática nos processos produtivos. Em 1762, o engenheiro John Smeaton criou um sistema mecânico que foi responsável pela substituição gradual dos foles tradicionais. Pouco tempo depois, em 1775, o engenheiro e inventor inglês, John Wilkinson criou uma fresadora de mandrilamento, representada nas Figuras 2 e 3, que seria a base para todos os compressores mecânicos que se seguiram (QUINCY COMPRESSOR, 2025).

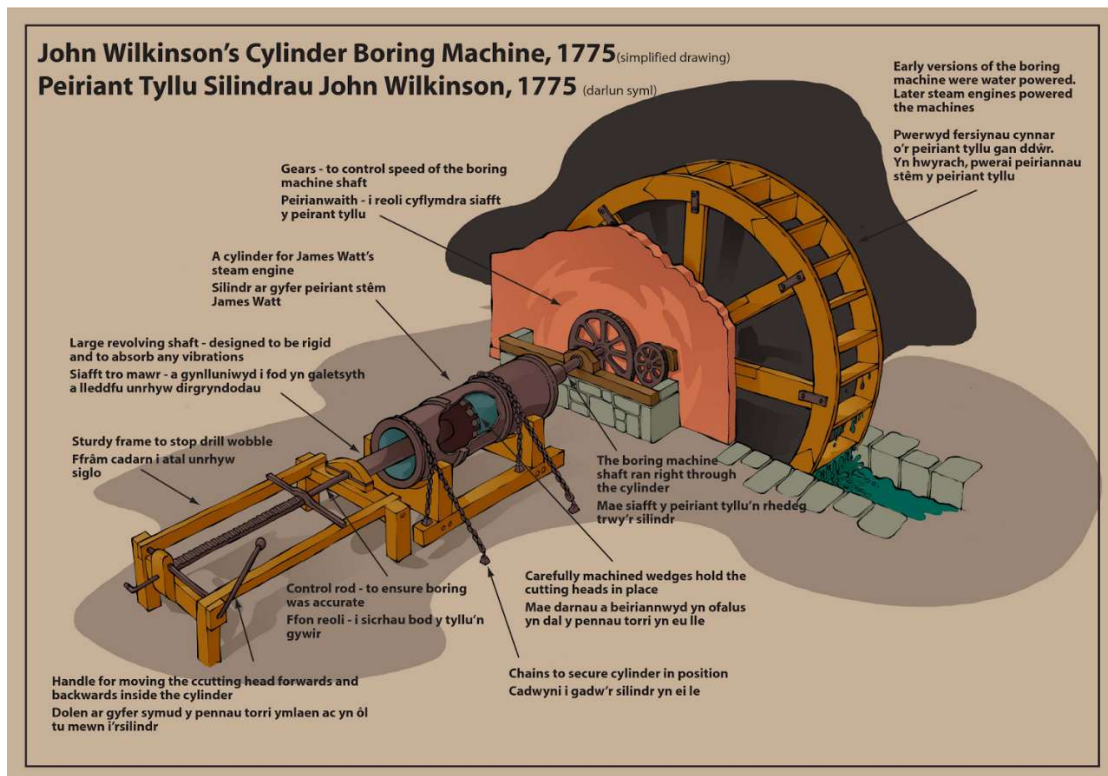
A Figura 3 apresenta uma representação simplificada da máquina de mandrilamento de cilindros desenvolvida por John Wilkinson em 1775, considerada um marco no avanço da engenharia mecânica devido à sua capacidade inédita de usinar cilindros metálicos com elevada precisão. O equipamento era originalmente acionado por uma roda d'água, que transmitia rotação a um eixo rígido projetado para minimizar vibrações durante o processo. O cilindro a ser usinado era fixado por correntes, enquanto uma cabeça de corte, suportada por cunhas usinadas com precisão, realizava a remoção uniforme de material em seu interior. O avanço da ferramenta era controlado manualmente por uma manivela, e o sistema de engrenagens permitia ajustar a velocidade de mandrilamento. Ao permitir a produção de superfícies internas cilíndricas regulares e de tolerâncias estreitas, essa máquina viabilizou a construção dos cilindros das máquinas a vapor de James Watt, contribuindo diretamente para o aumento da eficiência, da confiabilidade e da difusão da tecnologia a vapor durante a Revolução Industrial.

Figura 2 - Representação da Furadeira de Bersham – 1775.



Fonte: SCIENCE MUSEUM GROUP, 2025.

Figura 3 - Representação da Máquina de Mandrilamento Desenvolvida por Wilkinson em 1775.



Fonte: SURGE, 2012.

Com o passar dos anos e com a constante evolução dos sistemas de geração e distribuição, o ar comprimido tornou-se um dos pilares da automação industrial no século XX. A invenção de compressores de pistão, parafuso e centrífugos permitiu maior controle, eficiência e confiabilidade nos processos produtivos.

Atualmente, o ar comprimido é amplamente reconhecido como o “quarto utilitário” da indústria, ao lado da eletricidade, água e vapor (KAESER, 2023), sendo utilizado em praticamente todos os setores produtivos, como manufatura, alimentício, farmacêutico, têxtil, automotivo. Segundo Santos e Silva (2009), as principais aplicações para o ar comprimido na indústria estão divididas em três aplicações: energia, processo e controle. O uso energético do ar comprimido ocorre em aplicações nas quais essa energia é convertida em trabalho mecânico, seja para gerar movimento ou exercer força, como no acionamento de ferramentas pneumáticas (Figura 4), cilindros de movimentação e transportadores automatizados.

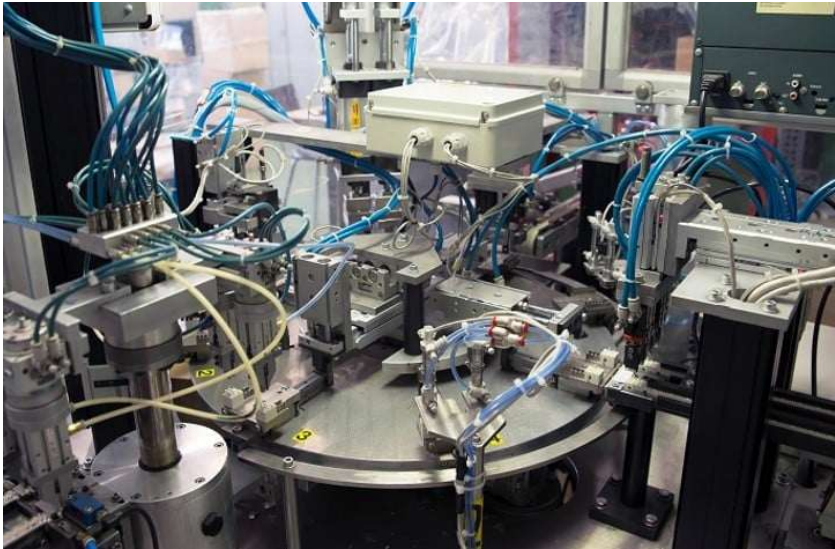
Figura 4 - Aplicação do ar comprimido para acionamento de ferramentas pneumáticas.



Fonte: METALPLAN, 2024.

Já o uso em processo refere-se às situações em que o ar comprimido participa diretamente das transformações físicas ou químicas do sistema, como em processos de combustão, refrigeração, aeração e mistura de materiais. Por fim, nas operações de controle e automação, o ar comprimido atua como meio de comando e regulação, sendo responsável por acionar válvulas, comutar circuitos, iniciar ou interromper ciclos automáticos e operar máquinas e equipamentos com precisão e segurança, conforme exemplificado na Figura 5.

Figura 5 - Linha de montagem totalmente automatizada com pneumática.



Fonte: MTI Brasil, 2025.

No quadro 1, podemos verificar as diferentes utilizações para o ar comprimido no setor industrial.

Quadro 1 - Utilização do ar comprimido no setor industrial.

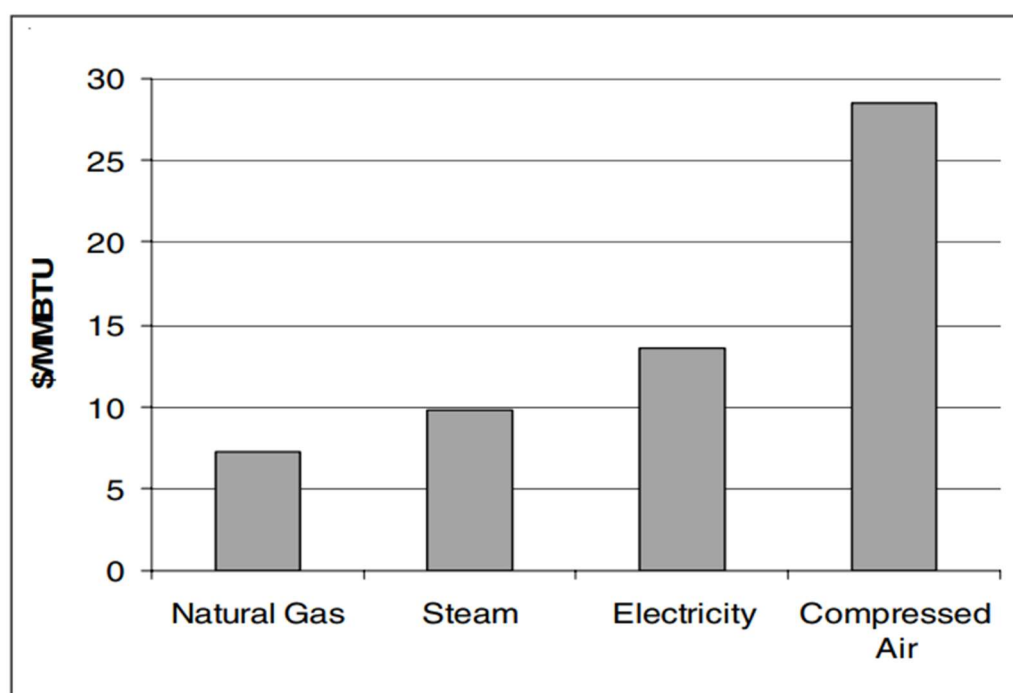
Indústria	Exemplos de Usos do Ar Comprimido
Vestuário	Transporte, fixação, acionamento de ferramentas, controles e atuadores, equipamentos automatizados
Automotiva	Acionamento de ferramentas, estampagem, controle e atuadores, conformação, transporte
Química	Transporte, controles e atuadores
Alimentícia	Desidratação, engarrafamento, controles e atuadores, transporte, pulverização de revestimentos, limpeza, embalagem a vácuo
Mobiliário	Acionamento de pistão pneumático, acionamento de ferramentas, fixação, pulverização, controles e atuadores
Manufatura Geral	Fixação, estampagem, acionamento e limpeza de ferramentas, controles e atuadores
Madeira e Serrarias	Serragem, içamento de cargas, fixação, tratamento sob pressão, controles e atuadores
Fabricação de Metais	Acionamento de estações de montagem, acionamento de ferramentas, controles e atuadores, moldagem por injeção, pulverização
Petróleo	Compressão de gases de processo, controles e atuadores
Metais Primários	Fusão a vácuo, controles e atuadores, içamento
Papel e Celulose	Transporte, controles e atuadores
Borracha e Plásticos	Acionamento de ferramentas, fixação, controles e atuadores, conformação, acionamento de prensas de moldagem, moldagem por injeção

Indústria	Exemplos de Usos do Ar Comprimido
Pedra, Argila e Vidro	Transporte, mistura, homogeneização, controles e atuadores, sopro e moldagem de vidro, resfriamento
Têxteis	Agitação de líquidos, fixação, transporte, equipamentos automatizados, controles e atuadores, tecelagem a jato, fiação, texturização

Fonte: Adaptado de US DOE, 2016

Apesar de ser amplamente utilizado e extremamente necessário em muitos processos produtivos, destacando-se por sua versatilidade e confiabilidade na alimentação de equipamentos, linhas de envase, sistemas de automação e instrumentos de controle, o ar comprimido é umas formas mais onerosas de energia empregadas em plantas industriais (SAIDUR et al., 2010), devido ao elevado consumo de eletricidade durante o processo de compressão. Na Figura 6 é apresentado um comparativo do custo por unidade de energia fornecida — medido em dólares por milhão de Unidades Térmicas Britânicas (US\$/MMBTU) — entre quatro tipos de utilitários industriais: gás natural, vapor, eletricidade e ar comprimido. O ar comprimido apresenta o maior custo energético específico dentre os utilitários analisados, ultrapassando US\$ 25/MMBTU, enquanto a eletricidade situa-se em torno de US\$ 14/MMBTU, o vapor próximo de US\$ 10/MMBTU, e o gás natural apresenta o menor custo, cerca de US\$ 7/MMBTU.

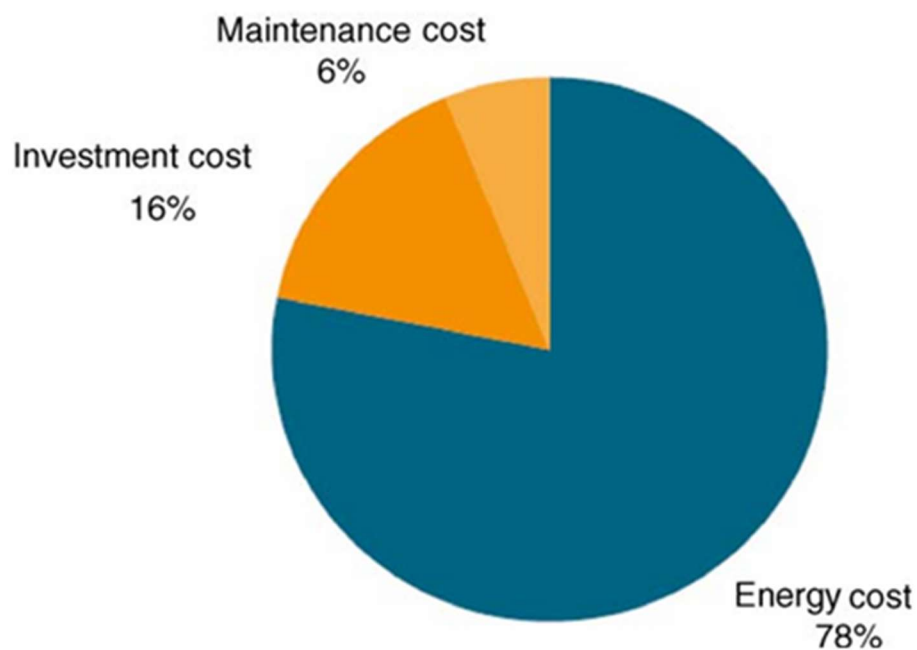
Figura 6 - Custo das formas de fornecimento de energia.



Fonte: YUAN, 2006.

Conforme ilustrado na Figura 7, estudos técnicos evidenciam que até 78% do custo do ciclo de vida de um compressor está relacionado ao gasto com energia elétrica (CAVALCANTI, 2003). Além disso, a produção de ar comprimido pode representar mais de 40% do consumo energético total de uma empresa (ATLAS COPCO, 2024). Esse impacto é reforçado pela baixa eficiência termodinâmica do processo de compressão, em que apenas uma fração da energia elétrica é convertida em ar útil, enquanto a maior parte é dissipada em calor, Figura 8.

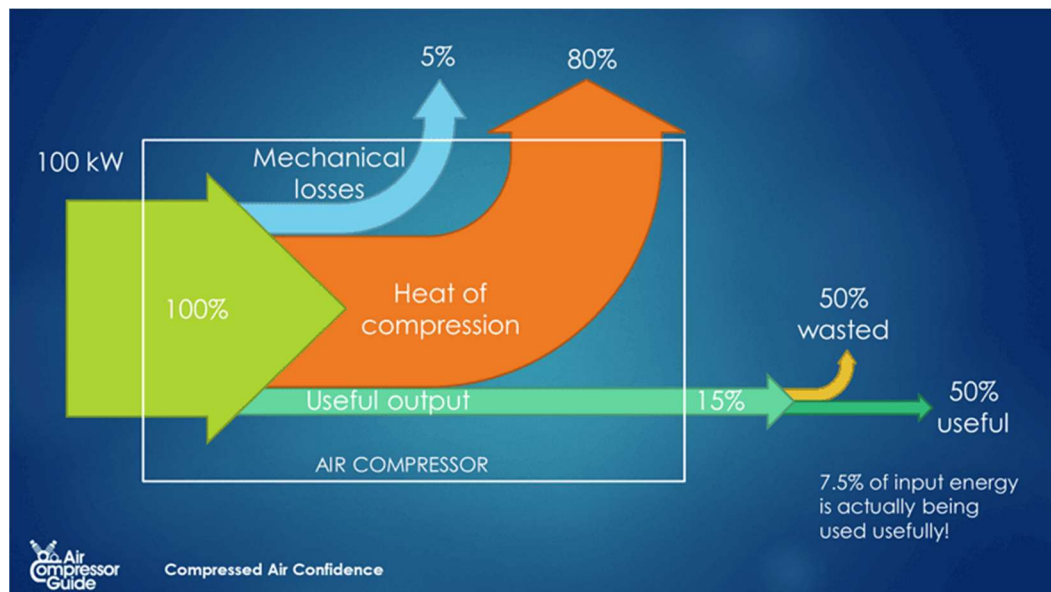
Figura 7 - Custos do ciclo de vida associados ao consumo de energia de sistemas de ar comprimido.



Fonte: RADGEN, 2006.

A Figura 8 mostra a eficiência de um compressor de ar. Dos 100 kW de energia de entrada, 5% são perdidos em perdas mecânicas e 80% se convertem em calor devido à compressão, deixando apenas 15% como saída útil. Entretanto, devido a desperdícios adicionais no sistema, apenas 50% dessa saída útil é realmente aproveitada, resultando em cerca de 7,5% da energia de entrada sendo efetivamente utilizada para fins produtivos. Seu uso, portanto, só se justifica quando associado ao aumento de produtividade, segurança ou redução da necessidade de mão de obra.

Figura 8 - Distribuição de perdas e eficiência energética em um compressor de ar.



Fonte: AIR COMPRESSOR GUIDE, 2025.

Entre os principais fatores que influenciam os custos do ar comprimido destacam-se o sistema de controle e o dimensionamento dos compressores. Quando mal projetados ou operando de forma ineficiente, esses equipamentos elevam significativamente o consumo energético e os custos anuais de operação (SCHMIDT; KISSOCK, 2005). Nesse contexto, a busca por condições operacionais mais satisfatórias torna-se indispensável para assegurar a relação custo-benefício entre consumo elétrico, geração e utilização do ar comprimido. Como ressaltam Harris e Hannifin (2008), práticas inadequadas de operação também resultam em desgastes prematuros, maior geração de resíduos e redução do ciclo de vida útil dos compressores.

Nas indústrias de saneantes, tema deste trabalho, o ar comprimido desempenha papel fundamental em processos como envase, dosagem, mistura, transporte de matérias-primas e operações de limpeza. Assim, a otimização de sua geração pode representar não apenas redução de custos operacionais, mas também maior confiabilidade produtiva e mitigação dos impactos ambientais.

Diante desse cenário, este trabalho tem como objetivo analisar a eficiência na geração de ar comprimido em uma indústria de saneantes, a partir do levantamento de dados de consumo de energia, desempenho dos compressores e indicadores de eficiência, propondo melhorias que promovam economia e competitividade.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Analisar a eficiência operacional dos equipamentos utilizados na geração de ar comprimido em uma indústria, com foco na identificação de oportunidades para redução de custos relacionados tanto ao consumo energético quanto à manutenção. O estudo também visa avaliar o perfil de demanda por ar comprimido, de modo a subsidiar a escolha e especificação de compressores mais adequados às necessidades operacionais da planta.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analisar o perfil de consumo de ar comprimido da Fábrica;
- Realizar o levantamento dos custos atuais de geração: energia elétrica e manutenção;
- Estudar o perfil de consumo de ar comprimido da Fábrica ao longo do tempo;
- Identificar ineficiências e potenciais melhorias no sistema de geração de ar comprimido;
- Propor a substituição ou readequação dos compressores na análise técnico-econômica e nas necessidades operacionais da planta;
- Analisar o payback dos investimentos a serem realizados.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 AR COMPRIMIDO

Segundo Moreira (2012), o ar comprimido pode ser definido como o ar atmosférico que teve sua pressão elevada acima da pressão ambiente por meio de trabalho mecânico, geralmente realizado por um compressor, passando a constituir uma forma de energia secundária utilizada para transmissão de potência, acionamento de equipamentos e controle de processos.

O ar atmosférico, segundo Gresh (2007), pode ser definido como uma mistura de gases - oxigênio e nitrogênio em maior abundância, além de pequenas frações de argônio, dióxido de carbono e vapor de água. Em condições normais, o ar encontra-se à pressão atmosférica e apresenta comportamento típico de um gás compressível.

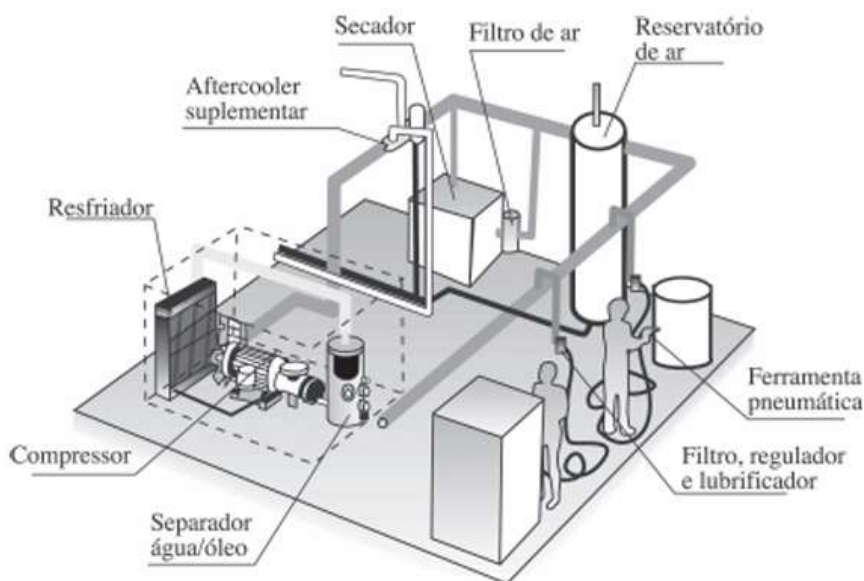
Do ponto de vista industrial, o ar comprimido pode ser definido como uma forma de energia secundária obtida a partir da conversão da energia elétrica em energia pneumática, sendo amplamente utilizada como meio de transmissão de potência, controle e automação de processos produtivos (PROCEL, 2009). Entretanto, o processo de geração do ar comprimido demanda quantidades significativas de energia elétrica, uma vez que envolve etapas de compressão, resfriamento e tratamento de ar, resultando em custos operacionais elevados associados à sua produção.

Em nível global, estima-se que os sistemas de compressão de ar sejam responsáveis por cerca de 10% do consumo total de energia elétrica do setor industrial. Considerando que o consumo mundial de eletricidade no setor industrial atingiu valores na ordem de 10.000 TWh (terawatts-hora) no ano de 2021, o consumo associado aos compressores industriais pode ser estimado em aproximadamente 1.000 TWh (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2022).

3.2 GERAÇÃO DE AR COMPRIMIDO

O sistema de ar comprimido pode ser dividido em três categorias: geração, distribuição e uso final, esquematizadas na Figura 9. A etapa de geração é responsável pela produção do ar comprimido a partir do ar atmosférico, a distribuição compreende o transporte do ar até os pontos de consumo, e o uso final refere-se à aplicação do ar comprimido nos sistemas pneumáticos.

Figura 9 - Esquema de um sistema de ar comprimido.



Fonte: PROCEL, 2005.

O processo de geração inicia-se com a aspiração do ar atmosférico, que contém partículas sólidas, umidade e impurezas gasosas. Durante a compressão, o ar sofre redução de volume e aumento de pressão, sendo acompanhado por elevação significativa de temperatura. Após essa etapa, o ar comprimido passa por processos de resfriamento e tratamento, nos quais ocorre a remoção parcial da umidade condensada e de contaminantes, de modo a atender aos requisitos técnicos das aplicações industriais (ATLAS COPCO, 2015).

Um sistema moderno de geração de ar comprimido industrial é constituído por um conjunto integrado de subsistemas e componentes, apresentados na Figura 9. Entre os principais subsistemas destacam-se os compressores de ar, motores e sistema de acionamento, os reservatórios de armazenamento e diversos acessórios auxiliares: válvulas, filtros e instrumentos de medição.

Sendo o elemento principal do sistema, o compressor é o equipamento mecânico responsável por aspirar o ar atmosférico e elevar a sua pressão. Para o acionamento do compressor, utilizam-se predominantemente motores elétricos, os quais convertem energia elétrica em energia mecânica. Os sistemas de controle têm a função de regular a produção de ar comprimido, ajustando a operação do compressor de acordo com a demanda do processo, de modo a garantir estabilidade (PROCEL, 2009).

Os equipamentos de tratamento do ar comprimido desempenham um papel fundamental na remoção de contaminantes, assegurando a qualidade do ar fornecido aos usuários finais. O reservatório de ar comprimido atua como elemento de acumulação, contribuindo para a

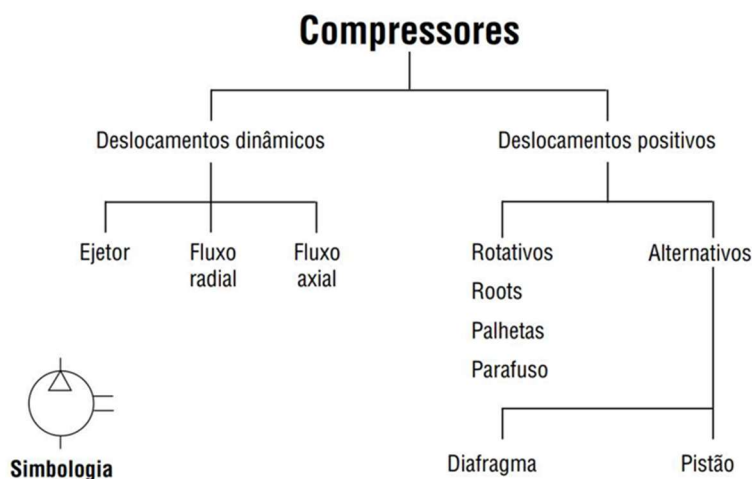
estabilização da pressão, amortecimento de variações de demanda e redução de número de partidas do compressor. Por fim, os acessórios e dispositivos auxiliares são responsáveis por assegurar a proteção, segurança e a confiabilidade do sistema, permitindo sua operação contínua e adequada ao longo do tempo (ATLAS COPCO, 2015).

3.3 COMPRESSORES

Os compressores podem ser definidos como máquinas responsáveis por transformar energia mecânica ou elétrica em energia pneumática, elevando a pressão do ar atmosférico até um nível adequado para realização de trabalho em processos industriais (CORADI, 2011). Em sistemas de ar comprimido, essas máquinas usualmente são os equipamentos de maior impacto no consumo de energia elétrica da planta (SILVA, 2002).

De forma geral, conforme apresentado na Figura 10, os compressores podem ser classificados em dois grandes grupos: compressores de deslocamento positivo (ou volumétricos) e compressores dinâmicos (FIALHO, 2011; HENN, 2006).

Figura 10 - Tipos de compressores/ Métodos de compressão.



Fonte: PARKER HANNIFIN, 2006.

Nos compressores volumétricos, o aumento da pressão é obtido pela redução do volume ocupado pelo gás em uma câmara de compressão, enquanto nos compressores dinâmicos a elevação a elevação de pressão ocorre pela transferência de energia cinética ao fluido, que posteriormente é convertida em energia de pressão em difusores ou volutas (PARKER HANNIFIN, 2006).

3.3.1 Compressores de Deslocamento Positivo

Dentro do grupo de deslocamento positivo, destacam-se os compressores alternativos e os compressores rotativos (HENN, 2006). Nos compressores volumétricos, o aumento de pressão é obtido com a diminuição do volume ocupado pelo gás. O ciclo de funcionamento destas máquinas inicia quando a quantidade de gás admitida dentro de uma câmara de compressão, que é fechada e sofre diminuição do volume; posteriormente a câmara é aberta e o gás é disponibilizado para o consumo (FIALHO, 2011).

Enquanto os compressores dinâmicos (ou turbo-compressores) ocupam a gama das grandes vazões e das grandes potências, em virtude de seu alto rendimento e suas dimensões moderadas, os compressores de deslocamento positivo, sobretudo os de pistões, dominam a faixa das médias e pequenas vazões (FIALHO, 2011). Conforme o tipo de movimento do elemento que interage com o fluido, enquanto este passa pela máquina, os compressores de deslocamento positivo são classificados em compressores alternativos e compressores rotativos.

3.3.1.1 Compressor Alternativo de Pistão

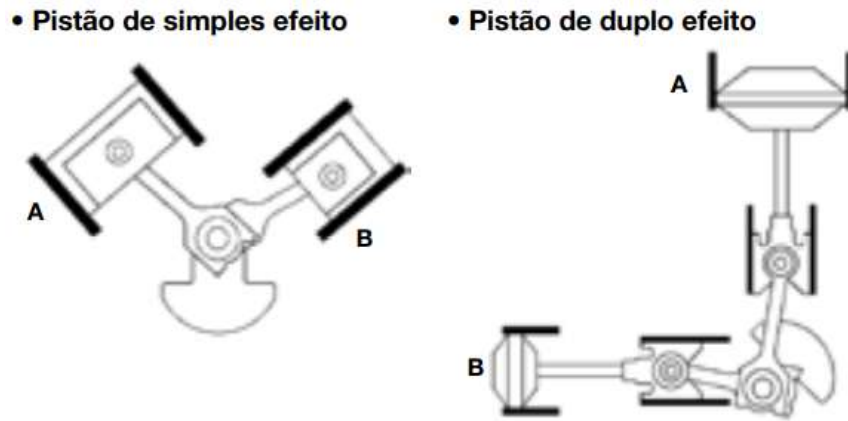
Os compressores alternativos de pistão caracterizam-se pelo movimento alternado de um êmbolo em contato direto com o ar a ser comprimido (HAHN, 2004). Nesse tipo de máquina, o movimento rotativo do motor é convertido em movimento linear do pistão por meio de um sistema mecânico de transformação de movimento do tipo biela-manivela (DA COSTA, 1978).

Esses compressores são amplamente utilizados devido à sua elevada flexibilidade de operação em diferentes faixas de pressão e vazão, apresentando operação economicamente favorável, em geral, entre 8 e 10 bar, podendo atingir pressões mais elevadas por meio da utilização de múltiplos estágios de compressão (SILVA, 2002). O compressor de pistão é o mais antigo e um dos mais difundidos entre os compressores industriais, podendo ser construído em versões de ação simples ou dupla, lubrificadas a óleo ou isentas de óleo, com um único cilindro ou múltiplos cilindros dispostos em diferentes configurações construtivas (ATLAS COPCO, 2015).

Com exceção de compressores de pequeno porte com cilindros verticais, a configuração em V é a mais comum em aplicações industriais. Em compressores de maior porte e de dupla ação, destaca-se a configuração em L, composta por um cilindro vertical de baixa pressão e um cilindro horizontal de alta pressão, a qual oferece vantagens mecânicas e operacionais,

tornando-se um dos arranjos mais utilizados, conforme ilustrado na Figura 11 (ATLAS COPCO, 2015).

Figura 11 - Configuração dos cilindros: pistão de simples efeito e pistão de duplo efeito.



Fonte: PARKER HANNIFIN, 2006.

O ciclo de trabalho do compressor alternativo de pistão é constituído por quatro fases (também representadas nas Figuras 12 e 13):

- **Admissão:** o ar é aspirado pela abertura de válvulas de pressão, preenchendo a câmara de compressão até o pistão atingir o ponto morto superior;
- **Compressão:** o ar é comprimido até atingir a pressão necessária para abrir a válvula de descarga;
- **Descarga:** o ar é liberado para o sistema;
- **Expansão:** movimento de retorno do pistão à posição inicial com as válvulas de admissão e descarga fechadas.

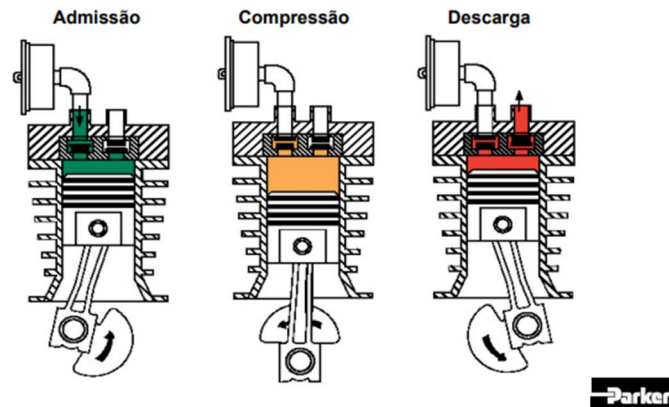
As quatro fases são controladas por válvulas de admissão e descarga que regulam a entrada e a saída do ar na câmara de compressão (BOSCH, 2008). Essas válvulas têm ação automática para admissão e descarga acionadas por diferença de pressão (ATLAS COPCO, 2015).

Os compressores alternativos de pistão podem ser classificados em:

- **Simplex efeito:** Apresenta apenas uma câmara de compressão, na qual somente uma face do pistão realiza as etapas de admissão e compressão do ar, enquanto a face oposta

permanece conectada ao cárter. Durante o movimento descendente do pistão ocorre a admissão do ar, e no movimento ascendente o ar é comprimido até atingir pressão suficiente para abertura da válvula de descarga e liberação para o sistema (SMITH, 2007). O ciclo de funcionamento desse tipo de compressor é ilustrado na Figura 12.

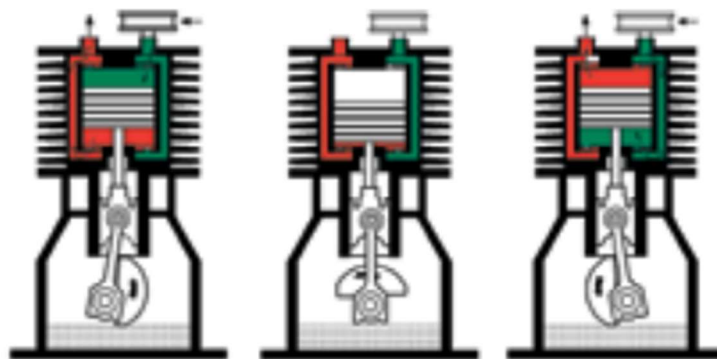
Figura 12 - Ciclo de trabalho de um compressor de pistão de simples efeito.



Fonte: PARKER HANNIFIN, 2006.

- **Duplo efeito:** Apresenta duas câmaras de compressão, de modo que ambas as faces do pistão aspiram e comprimem o ar. O movimento alternativo do pistão é transmitido por um conjunto composto por virabrequim, biela, cruzeta e haste. Durante o movimento descendente, ocorre admissão na câmara superior e compressão na inferior; no movimento ascendente, os processos se invertem, assegurando compressão contínua em ambos os lados do pistão (ATLAS COPCO, 2015). O ciclo de funcionamento desse tipo de compressor é ilustrado na Figura 13.

Figura 13 - Ciclo de trabalho de um compressor de pistão de duplo efeito.



Fonte: PARKER HANNIFIN, 2006.

Como principais desvantagens, destacam-se a presença de pulsações no fluxo do ar comprimido e oscilações de pressão na linha, exigindo, em muitos casos, o uso de reservatórios e dispositivos de amortecimento. Quando a razão de compressão requerida é muito alta, ocorrem muitas perdas térmicas, sendo necessária a utilização de multi-estágios, em que cada estágio ocorre um aumento de pressão. Também haverá aletas em torno de cada pistão para dissipação de calor gerado pela compressão, e resfriamento a água será necessária em alguns casos (SILVA, 2002).

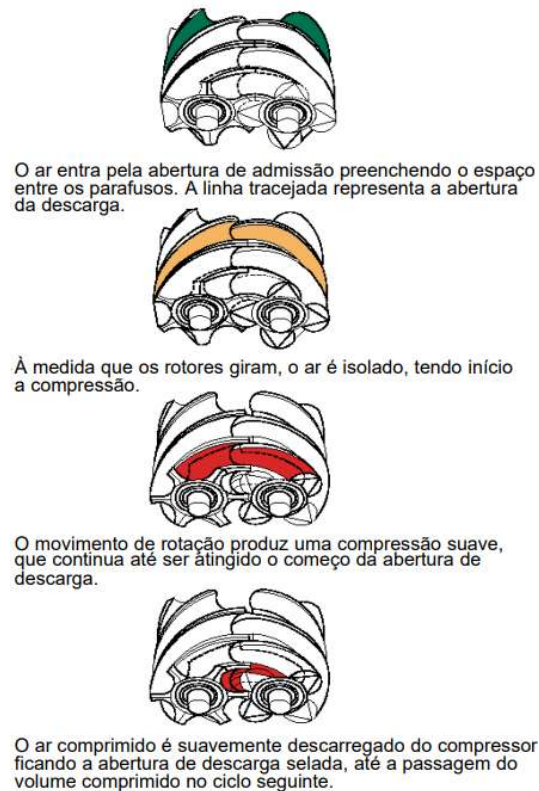
Uma variação do compressor de pistão é o compressor alternativo de diafragma, que utiliza uma membrana flexível para isolar o fluido comprimido dos componentes mecânicos internos, reduzindo significativamente o risco de contaminação por óleo (SILVA, 2002). Seu princípio de funcionamento baseia-se no acionamento do diafragma por um pistão, promovendo as etapas de admissão e compressão do ar por meio da abertura e fechamento das válvulas correspondentes (SMITH, 2007). Em razão desse isolamento entre o fluido comprimido e os elementos mecânicos, esse tipo de compressor é amplamente empregado em aplicações que exigem elevado grau de pureza do ar comprimido, como nas indústrias alimentícia e farmacêutica (SILVA, 2002).

3.3.1.2 Compressor de Parafuso

Nos compressores rotativos, a compressão ocorre pela redução progressiva do volume do gás em cavidades formadas por elementos em rotação, resultando em um fluxo de ar com menor pulsação quando comparado aos compressores alternativos (HAHN, 2004).

Atualmente o compressor parafuso, Figura 15, é o mais encontrado na indústria por conseguir atender uma vasta gama de vazões trabalhando numa faixa de 6 a 12 bar de pressão (ATLAS COPCO, 2020). Este compressor é dotado de uma carcaça onde giram dois rotores helicoidais em sentidos opostos: um rotor possuindo lóbulos convexos (rotor macho) e outro possuindo depressões ou reentrâncias côncavas (rotor fêmea), que aprisionam o ar em cavidades que te seu volume reduzido ao longo do escoamento, promovendo compressão contínua (STOSIC, 2005). Seu ciclo de trabalho é representado na Figura 14. Os rotores são sincronizados por engrenagens nos compressores isentos de óleo, enquanto nos compressores imersos em óleo um rotor aciona o outro por contato direto. O processo mais comum é o acionamento do rotor macho, obtendo-se uma variedade menor do rotor fêmea (HAHN, 2004).

Figura 14 - Ciclo de trabalho de um compressor de parafuso.



Fonte: PARKER HANNIFIN, 2006.

Nas extremidades da câmara existem aberturas para a admissão e descarga do ar. No tubo de descarga existe uma válvula de retenção, para evitar que a pressão faça o compressor trabalhar como motor durante os períodos em que estiver parado (JUNIOR, 2007).

Figura 15 - Compressor Rotativo de Parafuso.



Fonte: INTERMACH (2026).

O ciclo de trabalho do compressor parafuso, Figura 14, possui uma característica diferenciada em relação a outros tipos, visto que a maioria destes possuiu uma relação de compressão interna, ou seja, um ganho ou perda de pressão ao término do processo de compressão propriamente dito. Com essa relação de compressão interna, e sabendo que a área do ciclo no diagrama P-V representa o trabalho efetivo, pode-se afirmar que caso a pressão externa seja maior ou menor que a pressão final da fase de compressão, o trabalho efetivo realizado para o processo de compressão será maior que o trabalho ideal (HAHN, 2004).

Sobre os perfis típicos de compressores parafuso, os mais conhecidos e utilizados industrialmente são os perfis 5:6 e 4:6 (STOSIC, 2005).

Uma característica muito importante do compressor de parafuso é que esta forma contínua de aumento de pressão ocasiona um fluxo contínuo de ar e livre de pulsações, diferente do compressor alternativo a pistão (HAHN, 2004). Com relação às vibrações oriundas do próprio sistema devido ao modo de compressão, pode ser verificado que, devido à ausência de pulsações, o compressor parafuso não produz vibrações nocivas às partes que compõem o sistema mecânico (RODRIGUES, 1991).

O compressor de parafuso difere do compressor de pistão em vários aspectos importantes, com destaque especial para a eficiência energética e a capacidade de operar continuamente em plena carga sem interrupção. Segundo pesquisas realizadas pela ATLAS COPCO (2020), três fatores contribuem para a vantagem do compressor de parafuso no consumo de energia em comparação ao compressor de pistão alternativo: maior vazão efetiva, menor consumo de potência específica e banda de pressão variável de operação.

3.3.1.3 Compressor de Parafuso de Dois Estágios

O compressor de parafuso com configuração de dois estágios de compressão é um modelo destinado a aplicações que se deseja obter maiores ganhos de eficiência energética. Porém, seu custo de aquisição e custo de manutenção são superiores quando comparados ao compressor de parafuso convencional de simples estágio (ATLAS COPCO, 2015).

Na maioria dos estudos realizados para avaliar a viabilidade de substituição de compressores de simples para duplo estágio, torna-se mais viável a utilização de duplo estágio quando considerado a diferença acumulada do consumo de energia ao longo do tempo operacional, que pode chegar até 10% segundo pesquisa realizada com engenheiros especialistas e comparativo de catálogo de fabricantes (ATLAS COPCO, 2015).

O seu princípio de funcionamento, representado na Figura 16, é semelhante ao

compressor de parafuso de simples estágio descrito no tópico anterior, porém para se obter o ar na pressão final desejada, o ar captado na atmosfera é submetido a passar por duas unidades compressoras distintas com resfriamento intermediário entre os estágios. Esse processo de compressão dividido em dois estágios faz com que se tenha menores taxas de compressão para cada estágio individual, o que aumenta significativamente a confiabilidade do equipamento, prolongando a vida útil de componentes como rolamentos e mancais, resultando em maior eficiência em termos de ganho de pressão (INGERSOLL RAND, 2018).

Figura 16 - Princípio de funcionamento de um compressor de parafuso de dois estágios.



Fonte: MOON-TECH, 2026.

3.3.1.4 Compressor de Palhetas

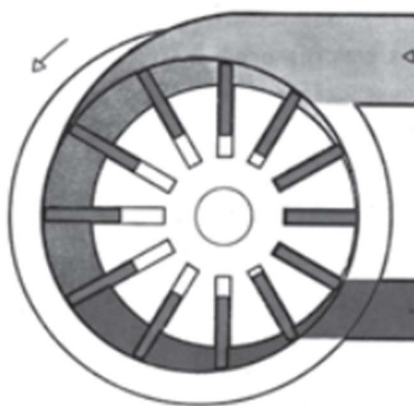
O compressor de palhetas é um tipo de compressor de deslocamento positivo no qual a compressão do ar ocorre em função da variação de volume entre palhetas móveis dispostas radialmente em um rotor excêntrico (HAHN, 2004; DA COSTA, 1978). Esse rotor gira no interior de uma carcaça cilíndrica, possuindo rasgos radiais nos quais se inserem palhetas que, sob ação da força centrífuga, mantêm contato contínuo com a carcaça durante a rotação (ATLAS COPCO, 2015).

Conforme ilustrado na Figura 17, o ar é admitido nos espaços formados entre palhetas adjacentes e, devido à excentricidade do rotor, esses volumes diminuem progressivamente ao longo da rotação, promovendo a compressão gradual do gás até a abertura da descarga (JUNIOR, 2007). A relação de compressão interna é definida pela geometria da máquina e pelas condições térmicas do processo, sendo o equilíbrio de pressão na descarga atingido de forma praticamente instantânea (JUNIOR, 2007).

Os compressores de palhetas operam, em geral, com lubrificação incorporada ao ar comprimido, sendo as palhetas fabricadas em ligas especiais, materiais plásticos ou fibra de vidro (ATLAS COPCO, 2015). Caracterizam-se por operar em rotações relativamente baixas,

com funcionamento silencioso e baixo nível de vibração, o que favorece sua aplicação em ambientes que demandam robustez, confiabilidade e portabilidade, como os setores de mineração e fundição (SILVA, 2002; SMITH, 2007).

Figura 17 - Compressor de palhetas.



Fonte: PROCEL, 2009.

3.3.2 Compressores de Deslocamento Dinâmico

Nos compressores dinâmicos, a elevação da pressão é obtida por meio da conversão de energia cinética em energia de pressão, durante a passagem do ar através do compressor. O ar admitido é colocado em contato com impulsores (rotores laminados) dotados de alta velocidade. Consequentemente, este ar é acelerado, atingindo velocidades elevadas, e os impulsores transmitem energia cinética ao ar. Posteriormente, seu escoamento é retardado por meio de difusores, levando a uma elevação significativa na pressão (PARKER HANNIFIN, 2006).

Enquanto os compressores dinâmicos ocupam a gama das grandes vazões e das grandes potências, em virtude do seu alto rendimento volumétrico e suas dimensões moderadas, comparando-se sua eficiência com a de um compressor de deslocamento positivo, esta seria menor (JUNIOR, 2007). Por esse motivo, esses compressores são empregados quando se exige grandes volumes de ar comprimido com variações relativamente pequenas de pressão, como indústrias alimentícias, químicas e petroquímicas, sistemas de ventilação industrial, geração de energia e turbinas a gás, destacando-se ainda pela possibilidade de operação isenta de óleo, característica essencial em processos sensíveis à contaminação (HANLON, 2001).

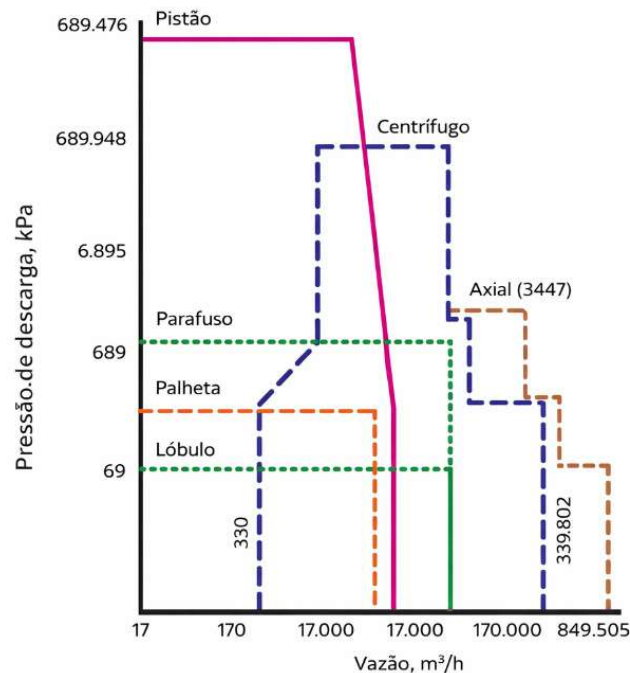
Entre as suas principais vantagens estão o fornecimento contínuo e estável de ar, o baixo nível de pulsação, a elevada confiabilidade operacional em regimes contínuos e a capacidade

de atender grandes demandas volumétricas (ATLAS COPCO, 2015). Em contrapartida, apresentam menor eficiência quando aplicados a baixas vazões e altas pressões, exigindo frequentemente múltiplos estágios e sistemas de resfriamento intermediário para atingir pressões elevadas, além de maior sensibilidade a variações de carga e maior complexidade de controle em comparação aos compressores de deslocamento positivo (JUNIOR, 2007).

3.3.3 Critérios de Seleção e Dimensionamento de Compressores

No projeto de sistemas de ar comprimido, cada tipo de compressor opera em faixas específicas de pressão e vazão, apresentando vantagens e limitações próprias. A especificação adequada do sistema deve considerar, além da faixa operacional, aspectos como requisitos de manutenção, necessidade de separação de óleo, eficiência energética e custo de investimento (METALPLAN, 2024).

Em projetos de novas instalações industriais, onde o levantamento de dados é frequentemente conceitual, a estimativa da demanda de ar comprimido deve basear-se em critérios técnicos consolidados. Segundo o Manual Atlas Copco (2015), esse processo envolve a elaboração de uma lista detalhada dos equipamentos consumidores, contendo seus consumos nominais, pressões de operação e fatores de utilização. Na ausência de dados específicos, recomenda-se a utilização de valores típicos fornecidos por fabricantes ou a comparação com sistemas similares em operação, aumentando a confiabilidade da estimativa global. As curvas de seleção apresentadas na Figura 18 ilustram as faixas típicas de aplicação de cada tecnologia de compressor (ATLAS COPCO, 2015).

Figura 18 - Curvas de seleção de compressores.

Fonte: Adaptado de PARKER HANNIFIN, 2006.

Após a definição da vazão requerida, é recomendada a adoção de uma margem de segurança entre 20% e 50% para absorver variações operacionais e futuras expansões do sistema (PARKER HANNIFIN, 2006).

Na indústria de saneantes, a seleção do compressor deve considerar adicionalmente os requisitos de qualidade do ar comprimido, especialmente em processos onde há contato direto ou indireto com produtos químicos. Nessas aplicações, a presença de óleo pode comprometer a estabilidade dos produtos e o desempenho dos equipamentos, tornando preferencial o uso de compressores isentos de óleo ou sistemas lubrificados associados a filtragem e secagem rigorosas (METALPLAN, 2024). Ademais, a operação contínua e automatizada de linhas de envase e dosagem favorece a adoção de compressores rotativos, como os de parafuso, scroll ou palhetas, que oferecem fornecimento de ar mais estável, menores flutuações de pressão e reduzidos níveis de vibração, contribuindo para maior confiabilidade dos sistemas pneumáticos e de controle de processo (HAHN, 2004).

3.4 SECADORES DE AR COMPRIMIDO

A umidade presente no ar comprimido é um fator prejudicial aos sistemas pneumáticos industriais, podendo causar falhas operacionais, desgaste prematuro de componentes e redução

da confiabilidade do sistema (CORADI, 2011). Embora drenos e filtros sejam eficazes na remoção do condensado líquido, eles não eliminam o vapor de água presente na fase gasosa, tornando indispensável o uso de secadores de ar para garantir a desumidificação adequada (SILVA, 2002). Tecnicamente, o ar seco industrial não é isento de umidade, mas apresenta teor residual suficientemente baixo para não comprometer o funcionamento dos equipamentos e a qualidade dos processos produtivos (GRESH, 2007).

3.4.1 Fundamentos Termodinâmicos da Secagem do Ar

A capacidade do ar atmosférico de reter vapor de água está diretamente relacionada à sua temperatura. De acordo com os princípios termodinâmicos expressos pela equação de Clapeyron, ou Lei dos Gases Ideais, ($P.V = n.R.T$), a relação da pressão e da temperatura do gás durante a compressão altera significativamente sua capacidade de retenção de umidade (CORADI, 2011). Como consequência, o ar comprimido atinge seu ponto de orvalho em temperaturas mais elevadas quando comparado ao ar atmosférico não comprimido.

O ponto de orvalho representa a condição na qual a pressão parcial do vapor de água atinge a pressão de saturação, resultando na condensação do vapor em fase líquida. A partir desse princípio, os sistemas de secagem promovem a remoção da umidade por meio de processos de resfriamento, adsorção ou absorção, permitindo o fornecimento de ar comprimido ao uso industrial (PARKER HANNIFIN, 2006).

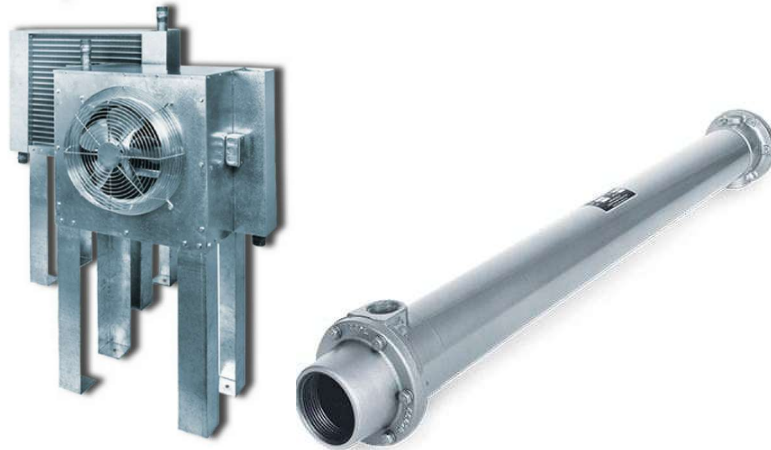
3.4.2 Pré-resfriamento do Ar Comprimido: Aftercooler

Antes da etapa de secagem propriamente dita, é prática comum realizar o pré-resfriamento do ar comprimido por meio de um *aftercooler*. Esse equipamento consiste em um trocador de calor instalado imediatamente após a descarga do compressor, cuja função é reduzir a temperatura do ar pressurizado e promover a precipitação inicial de condensado, evitando que o vapor de água seja transportado pela rede de distribuição (COMPRESSED AIR AND GAS INSTITUTE, 2004).

O resfriamento pode ser utilizando ar ambiente (Figura 19) ou água (Figura 20) como fluido de troca térmica. Em condições normais, o ar comprimido deixa o aftercooler com temperatura de aproximadamente 10°C acima da temperatura do fluido de resfriamento. A combinação do aftercooler com o secador permite a remoção de cerca de 80% a 90% da umidade total presente no ar após a compressão, sendo comum a integração do aftercooler ao

próprio conjunto do compressor em sistemas modernos (COMPRESSED AIR AND GAS INSTITUTE, 2004).

Figura 19 - Aftercooler resfriado a ar. / **Figura 20** - Aftercooler resfriado a água.

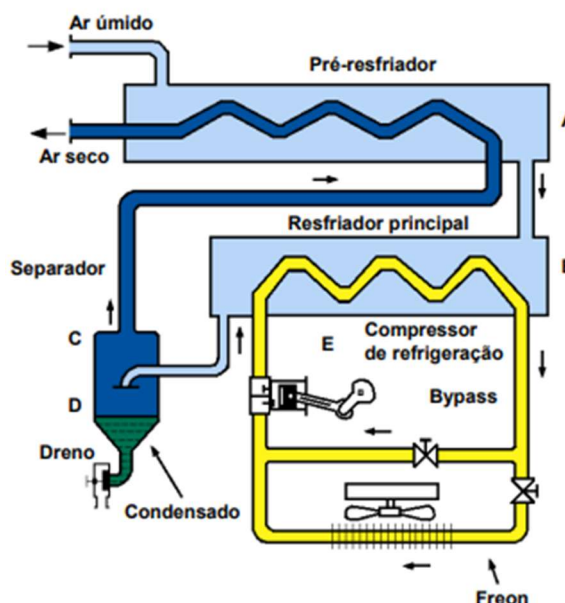


Fonte: KAESER COMPRESSORES, 2026.

3.4.3 Secadores por Refrigeração

Os secadores por refrigeração, ilustrados na Figura 21, constituem a solução mais amplamente empregada em sistemas industriais convencionais, em razão de sua simplicidade construtiva, elevada confiabilidade operacional e baixo custo relativo de aquisição e operação (CORADI, 2011). O processo de secagem baseia-se no resfriamento controlado do ar comprimido por meio de um ciclo de refrigeração, reduzindo sua temperatura para valores próximos a 3 °C, condição na qual o vapor de água atinge a saturação e se condensa, sendo removido por dispositivos de separação e drenagem (GRESH, 2007). Após a remoção da umidade, o ar é reaquecido por troca térmica, reduzindo o risco de condensação nas tubulações localizadas após o sistema de secagem (PROCEL, 2005). Esses secadores apresentam ponto de orvalho relativamente constante, baixa exigência de manutenção e boa tolerância à presença de óleo no ar comprimido; entretanto, sua aplicação limita-se a pontos de orvalho tipicamente entre 2 e 10 °C, tornando-os inadequados para processos que demandam níveis mais rigorosos de secagem (SILVA, 2002).

Figura 21 - Sistema de secagem de ar comprimido por refrigeração.



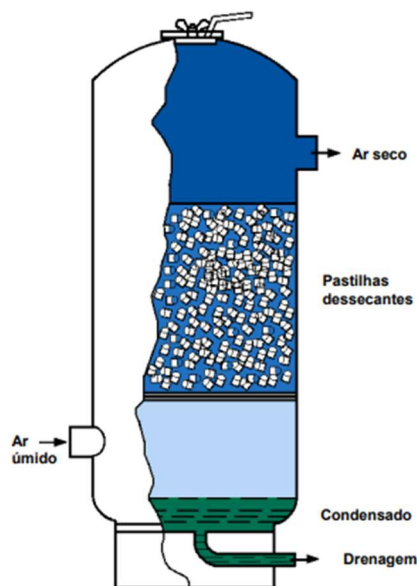
Fonte: PARKER HANNIFIN, 2006.

3.4.4 Secadores por Absorção Química e por Adsorção Física

Os secadores por absorção utilizam substâncias higroscópicas, como cloreto de cálcio e cloreto de lítio, capazes de reagir quimicamente com o vapor de água presente no ar comprimido, promovendo sua remoção direta do escoamento gasoso (ROLLINS, 2004). Esses sistemas operam, em geral, com duas ou mais torres em regime alternado de secagem e regeneração do material dessecante, processo realizado por meio da aplicação de calor ou da circulação de ar seco aquecido (GRESH, 2007). Apesar de possibilitarem pontos de orvalho inferiores aos obtidos por secadores de refrigeração, apresentam desvantagens relevantes, como maior custo de manutenção, necessidade de reposição periódica do agente dessecante e elevada sensibilidade à contaminação por óleo, fatores que podem comprometer sua eficiência operacional (SILVA, 2002), sendo um sistema típico ilustrado na Figura 22. Em contrapartida, os secadores físicos por adsorção baseiam-se na fixação das moléculas de água na superfície de materiais sólidos porosos, como sílica gel, alumina ativa e zeólitas, por meio de forças intermoleculares de curto alcance (CORADI, 2011), operando de forma regenerativa com torres alternadas de adsorção e regeneração térmica por ar aquecido (PARKER HANNIFIN, 2006). Essa tecnologia destaca-se pela capacidade de atingir pontos de orvalho extremamente baixos, da ordem de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo indispensável em processos altamente sensíveis à umidade, como

nas indústrias farmacêutica e de eletrônicos de precisão (COMPRESSED AIR AND GAS INSTITUTE, 2004); entretanto, apresenta elevado custo de aquisição, maior consumo energético e maior complexidade operacional, o que restringe sua aplicação a demandas técnicas específicas (GRESH, 2007).

Figura 22 - Sistema de secagem de ar comprimido por absorção química.



Fonte: PARKER HANNIFIN, 2006.

3.5 FILTROS DE AR COMPRIMIDO

Os filtros de ar comprimido assumem papel crítico, sendo responsáveis pela remoção de contaminantes diversos capazes de comprometer a integridade dos componentes de geração, tratamento e utilização do ar comprimido. A atuação eficaz desses dispositivos permite manter a concentração de partículas e agentes abrasivos dentro de limites aceitáveis, contribuindo diretamente para a confiabilidade operacional e para ampliação da vida útil do sistema integrado de ar comprimido (CORADI, 2011).

Os filtros apresentam capacidade de retenção tanto de umidade residual quanto de partículas sólidas em suspensão, impedindo que contaminantes alcancem os pontos de consumo e causem danos aos equipamentos pneumáticos ou comprometam a qualidade dos produtos processados. A seleção adequada dos filtros requer análise equilibrada de variáveis como projeto construtivo do elemento filtrante, os requisitos operacionais do compressor e as condições ambientais predominantes no local de instalação (ROLLINS, 2004).

3.5.1 Localização e Função dos Filtros no Sistema

Os filtros de ar comprimido são distribuídos em diferentes pontos do sistema, cada um com função específica na proteção dos equipamentos e na garantia da qualidade do ar fornecido (METALPLAN, 2024). O filtro de admissão, instalado na entrada do compressor, atua como a primeira barreira contra contaminantes ambientais, retendo partículas sólidas e abrasivas e protegendo os componentes internos do equipamento (BUCK, 2004).

O pré-filtro, posicionado antes do secador, remove condensado residual e impurezas remanescentes do resfriamento no aftercooler, contribuindo para o aumento da eficiência e da vida útil do sistema de secagem (CORADI, 2011).

O pós-filtro, instalado após o secador, é responsável pela retenção de partículas sólidas e eventual umidade residual, complementando o processo de tratamento do ar, especialmente em sistemas por refrigeração (METALPLAN, 2024).

Por fim, o filtro de ponto de uso, localizado próximo aos equipamentos consumidores, atua como proteção final, impedindo que partículas remanescentes da rede de distribuição atinjam os dispositivos pneumáticos e reduzam sua vida útil (CORADI, 2011).

3.6 RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO

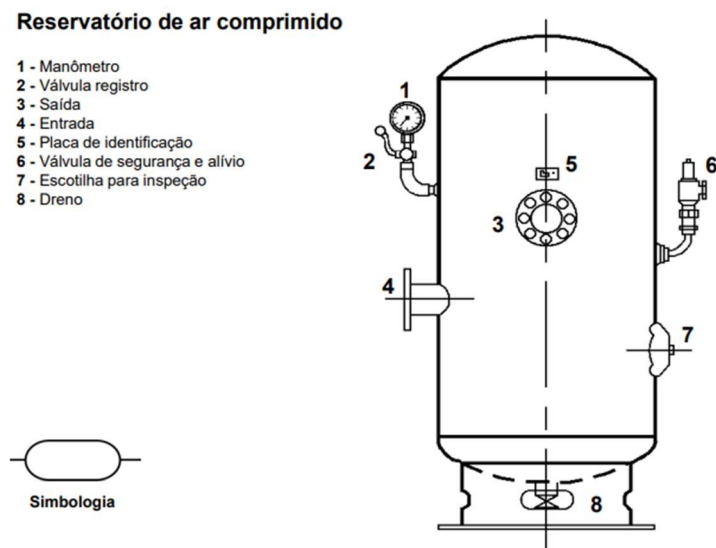
Os reservatórios de ar comprimido são componentes indispensáveis em sistemas pneumáticos industriais, atuando como elemento intermediário entre as etapas de geração e distribuição do ar comprimido (PERUSSULO, 2017). Sua utilização permite o armazenamento temporário do fluido, contribui para o resfriamento do ar e a eliminação de condensado, além de compensar flutuações de pressão na rede, estabilizar o fluxo e auxiliar no controle das marchas de carga e alívio dos compressores (JUNIOR, 2007).

De acordo com Buck (2004), a presença de um reservatório com capacidade adequada é condição fundamental para o correto funcionamento da rede de ar comprimido, pois atua como amortecedor das oscilações de pressão na descarga do compressor, fornece reserva para consumos repentinos superiores à capacidade instantânea do equipamento, reduz a frequência de comutações entre os regimes de operação e favorece a condensação de parte da umidade remanescente no ar que deixa o compressor ou que não foi separada no resfriador posterior.

Sob o ponto de vista construtivo, os reservatórios enquadram-se na categoria de vasos de pressão, definidos como equipamentos destinados a conter fluidos sob pressão diferente da

atmosférica e classificados conforme a classe do fluido e o potencial de risco associado (PERUSSULO, 2017). A Figura 23 ilustra um modelo de vaso de pressão com seus principais componentes.

Figura 23 - Vaso de pressão para ar comprimido e seus componentes.



Fonte: PARKER HANNIFIN, 2006.

4 METODOLOGIA

Este trabalho tem como objetivo analisar o perfil de consumo de ar comprimido de uma unidade fabril de produtos de limpeza, localizada em Recife-PE, e através disso propor soluções mais eficientes para o sistema de geração de ar comprimido, buscando a redução de custos. Foi conduzida uma avaliação técnica do sistema de ar comprimido, estruturada em quatro frentes: diagnóstico da geração, caracterização do consumo, definição dos compressores e análise econômico-financeira do projeto.

Estudo da área de geração: levantamento dos pontos atuais de geração de ar comprimido, com identificação dos equipamentos em operação por área, incluindo tipologia e condições de funcionamento. Esse mapeamento permitiu consolidar um inventário técnico preliminar, fundamental para suportar comparações de desempenho e direcionar ações de otimização do sistema;

Análise do perfil de consumo: avaliação os dados operacionais de geração de cada compressor (produção e parâmetros de operação), os quais, após consolidação, foram confrontados com a demanda efetiva de consumo da planta. Para aumentar a confiabilidade do diagnóstico, considerou-se a importância do monitoramento de variáveis como pressão, vazão

e consumo energético, viabilizando a visualização de picos de demanda, períodos ociosos e possíveis desperdícios.

Seleção e segregação dos compressores: executou-se um estudo de viabilidade técnica individual por compressor, avaliando eficiência energética, impacto no consumo elétrico e requisitos de manutenção, estabelecendo critérios objetivos para a segregação e priorização dos equipamentos. Esse processo também considera boas práticas de eficiência energética, nas quais o dimensionamento e a estratégia de controle influenciam diretamente o consumo e a estabilidade operacional do sistema.

Análise de investimento e payback: Por fim, a partir das medições, especificações técnicas e estimativas de intervenções necessárias, foi realizada a análise de investimento versus ganhos projetados, comparando custos de implantação com os benefícios operacionais esperados. Com os dados finais, estimou-se o tempo de retorno do capital (payback), entendido como o período necessário para recuperar o investimento por meio dos ganhos gerados, reforçando a viabilidade e a necessidade de execução do projeto.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 ESTUDO DA ÁREA DE GERAÇÃO

A princípio, procedeu-se ao levantamento detalhado dos pontos existentes de geração de ar comprimido na unidade industrial em estudo, com o objetivo de caracterizar o arranjo atual do sistema e compreender o desempenho operacional dos equipamentos instalados. Essa etapa consistiu na identificação dos compressores em operação na área produtiva, contemplando a tipologia dos equipamentos, suas capacidades nominais, regime de funcionamento, condições operacionais e estado geral de conservação.

A partir desse diagnóstico inicial, foram organizadas e sistematizadas as informações técnicas de cada equipamento identificado, as quais são apresentadas em quadros específicos ao longo desta seção. Os quadros 2 e 3 reúnem os principais dados operacionais e construtivos dos compressores, constituindo a base para as análises subseqüentes de desempenho, eficiência energética e adequação do sistema de geração de ar comprimido às demandas atuais da indústria.

A planta industrial adotada como objeto deste estudo possui instalações com aproximadamente 50 anos de operação. Sua configuração física e distribuição dos setores produtivos foram sendo modificadas de forma gradual, acompanhando a expansão da demanda

e o crescimento do mercado de produtos de limpeza. Nesse contexto, as infraestruturas de utilidades industriais — em especial o sistema de fornecimento de ar comprimido — foram implantadas de maneira reativa, sem um planejamento sistêmico de longo prazo. Tal abordagem desconsiderou critérios de padronização, otimização energética e previsibilidade de futuras ampliações, tendo como foco exclusivo o atendimento imediato das necessidades operacionais da produção.

Quadro 2 - Análise da sala de compressores 1.

SALA DE COMPRESSORES 1 - DPO	
COMPRESSOR ATLAS COPCO GA75 - 150FF	
TAG	CPP1
ANO DE FABRICAÇÃO	2018
VAZÃO NOMINAL	894 m ³ /h
POTÊNCIA NOMINAL	75 kW
EFICIÊNCIA	11,9 m ³ /kW
VASO DE PRESSÃO	
VOLUME	2 m ³

Fonte: Elaborado pelo autor.

O compressor Atlas Copco GA75 – 150FF (CPP1) da sala de compressores 1 está representado na Figura 24.

Figura 24 - Compressor Atlas Copco GA75 – 150FF (CPP1) da sala de compressores 1 – DPO.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Quadro 3 - Análise da sala de compressores 2.

SALA DE COMPRESSORES 2 - DPO	
COMPRESSOR KAESER CSD 75 S	
TAG	CPP2
ANO DE FABRICAÇÃO	2008
VAZÃO NOMINAL	612 m³/h
POTÊNCIA NOMINAL	55 kW
EFICIÊNCIA	9,6 m³/kW
2 COMPRESSORES KAESER CSD 100 S	
TAG	CPP3 / CPP4
ANO DE FABRICAÇÃO	2008
VAZÃO NOMINAL	720 m³/h
POTÊNCIA NOMINAL	75 kW
EFICIÊNCIA	8,6 m³/kW
COMPRESSOR ATLAS COPCO GA90 - VSD FF 150	
TAG	CPP6
ANO DE FABRICAÇÃO	2021
VAZÃO NOMINAL	1110 m³/h
POTÊNCIA NOMINAL	90 kW
EFICIÊNCIA	12,3 m³/kW
2 SECADORES KAESER KDR 1270	
TAG	SCP1 / SCP2
ANO DE FABRICAÇÃO	2008
POTÊNCIA NOMINAL	8,5 kW
2 VASOS DE PRESSÃO	
VOLUME	2 m³ cada (4 m³ total)

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figuras 25, 26 e 27 representam os compressores Kaeser CSD 75S (CPP2) e os dois Kaeser CSD 100S (CPP3 e CPP4), respectivamente.

Figura 25 - Compressor Kaeser CSD 75S (CPP2) da sala de compressores 2 – DPO.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 26 - Compressor Kaeser CSD 100S (CPP3). / **Figura 27** - Compressor Kaeser 100S (CPP4).



Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme evidenciado nos quadros 2 e 3, a unidade fabril dispõe de duas salas de compressores destinadas ao atendimento da mesma planta industrial. A Sala de Compressores

1 foi implantada em período posterior, localizada em área distinta da Sala de Compressores 2, a qual concentra majoritariamente equipamentos de geração mais antiga. Como exceção, destaca-se o compressor ATLAS COPCO GA90 – VSD FF150 (CPP6), representado na Figura 29, fabricado em 2021, instalado com o objetivo de substituir o compressor KAESER CSD 60 (CPP5), representado na Figura 28, ano de 2008, que se encontrava em condições inadequadas de conservação e operação. As informações do compressor obsoleto estão dispostas no quadro 4.

Quadro 4 - Análise do compressor obsoleto da sala de compressores 2.

EQUIPAMENTO OBSOLETO (SALA 2)	
COMPRESSOR KAESER CSD 60	
TAG	CPP5
ANO DE FABRICAÇÃO	2008
VAZÃO NOMINAL	495 m ³ /h
POTÊNCIA NOMINAL	45 kW
EFICIÊNCIA	9,3 m ³ /kW

Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 28 - Compressor obsoleto Kaeser CSD 60 (CPP6) da sala de compressores 2 – DPO.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Figura 29 - Compressor Atlas Copco – VSD FF150 (CPP) da sala de compressores 2 – DPO.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Também deve-se considerar a existência de um equipamento adicional, especificamente o compressor ATLAS COPCO GA90 – 150 FF, com suas especificações dispostas no quadro 5, adquirido no mesmo período que o ATLAS COPCO GA90 – VSD FF150. Entretanto, até o momento da realização do levantamento, esse equipamento não havia sido incorporado ao sistema de geração de ar comprimido, permanecendo em condição de reserva técnica. O referido compressor encontrava-se armazenado, aguardando definição quanto ao momento mais oportuno para sua instalação e integração à sala de compressores.

Quadro 5 - Análise de equipamentos futuros da sala de compressores.

EQUIPAMENTOS FUTUROS	
COMPRESSOR ATLAS COPCO GA90 - 150 FF	
TAG	CPP7
ANO DE FABRICAÇÃO	2021
VAZÃO NOMINAL	1110 m ³ /h
POTÊNCIA NOMINAL	90 kW
EFICIÊNCIA	12,3 m ³ /kW

Fonte: Elaborado pelo autor.

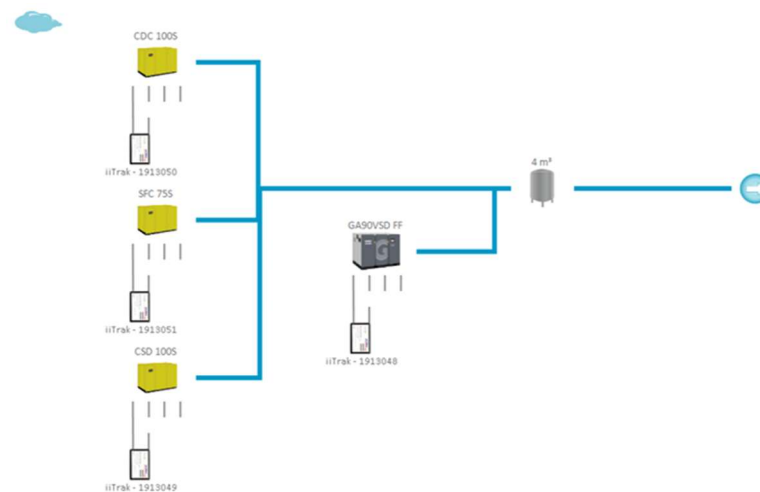
Todos os equipamentos de geração de ar comprimido na planta, apresentados a cima, são compressores de deslocamento positivo, do tipo parafuso, e a pressão de trabalho da plante

é de 7,5 bar.

5.2 ANÁLISE DO PERFIL DE CONSUMO

A análise realizada por meio do software *AIRchitect*, fornecido pela Atlas Copco, possibilitou a consolidação, o tratamento e a interação dos dados obtidos em campo. Ressalta-se que a simulação é fundamentada em um conjunto limitado de informações, composto por parâmetros operacionais fornecidos ou solicitados ao cliente durante o processo de levantamento. A Figura 30 apresenta o modo de instalação padrão do analisador utilizado.

Figura 30 - Layout do analisador.



Fonte: AIRchitect, 2025.

Em função da inexistência de um sistema de distribuição em circuito fechado, o procedimento de medição demanda a realização de leituras individualizadas para cada compressor em operação. Essa abordagem teve como objetivo minimizar incertezas e reduzir a margem de erro associada à avaliação do desempenho e do consumo energético de cada equipamento. Porém, por conta da presença de apenas 4 dispositivos responsáveis pela medição de corrente elétrica dos motores dos compressores, as mesmas foram realizadas apenas nos compressores da sala 2, apresentados no quadro 3, e os dados referentes ao compressor GA 75 FF - 150FF (CPP1) foram inseridos posteriormente nos cálculos.

Para um melhor entendimento dos resultados das medições que serão apresentados, é importante salientar que em um sistema de compressão operando em regime de carga/alívio, o desempenho energético do compressor pode ser analisado a partir de três estados operacionais

distintos. Sendo eles:

- **Parado:** o motor elétrico encontra-se desligado, não havendo consumo de energia nem produção de ar comprimido;
- **Em alívio:** embora o motor permaneça em funcionamento, a admissão de ar é interrompida, de modo que não ocorre geração de ar comprimido, caracterizando um consumo de energia não produtivo;

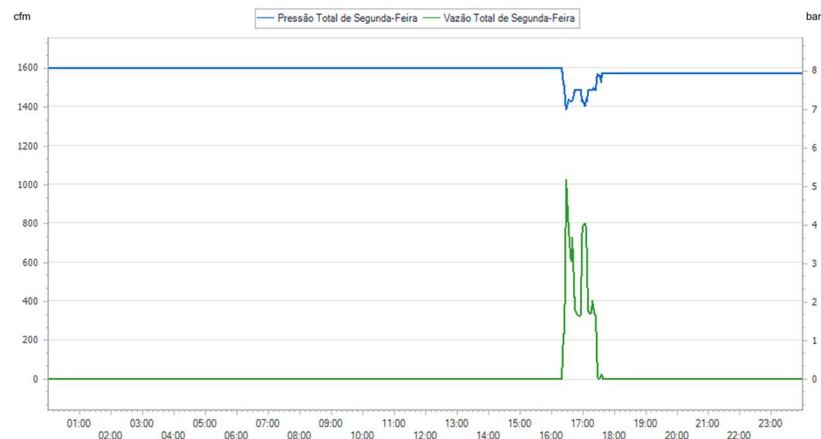
Em carga: a admissão do ar está aberta e o compressor opera em sua capacidade efetiva, convertendo energia elétrica em ar comprimido útil ao processo.

Como dados de entrada para a simulação do sistema de compressão, foram levantados os principais parâmetros técnicos dos compressores, apresentados nos quadros da seção anterior, incluindo modelo, datas de instalação, pressão de operação, vazão nominal e potência do motor elétrico. A partir da análise de variação da corrente elétrica consumida, associada à potência nominal dos equipamentos, foi possível determinar o perfil operacional do sistema, caracterizando os ciclos de carga e alívio dos compressores.

As análises gráficas do comportamento operacional do sistema de ar comprimido foram obtidas para o período uma semana, segregados pelos dias de medição, relacionando demanda e condição de fornecimento. A planta industrial opera em regime 6x1, com produção contínua de segunda-feira a sábado, em jornada regular de operação. O domingo é destinado exclusivamente à execução de manutenções preventivas e corretivas programadas, permitindo a realização de intervenções técnicas, inspeções sistemáticas e atividades de rotina sem impacto na disponibilidade produtiva durante a semana. Os gráficos que serão apresentados nas figuras a seguir registram, simultaneamente, a vazão de ar comprimido consumida pelo processo e a pressão de operação mantida na rede.

A Figura 31 apresenta o gráfico referente ao primeiro dia dessa medição, onde pode-se observar que a pressão foi mantida praticamente constante em torno de 8bar ao longo do dia, mesmo com níveis de consumo de ar comprimido próximos a zero durante a maior parte do dia. Esse comportamento está associado ao fato de que os principais equipamentos consumidores da fábrica encontravam-se parados em razão de atividades de manutenção, resultando em baixa demanda de ar comprimido.

Figura 31 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 1.

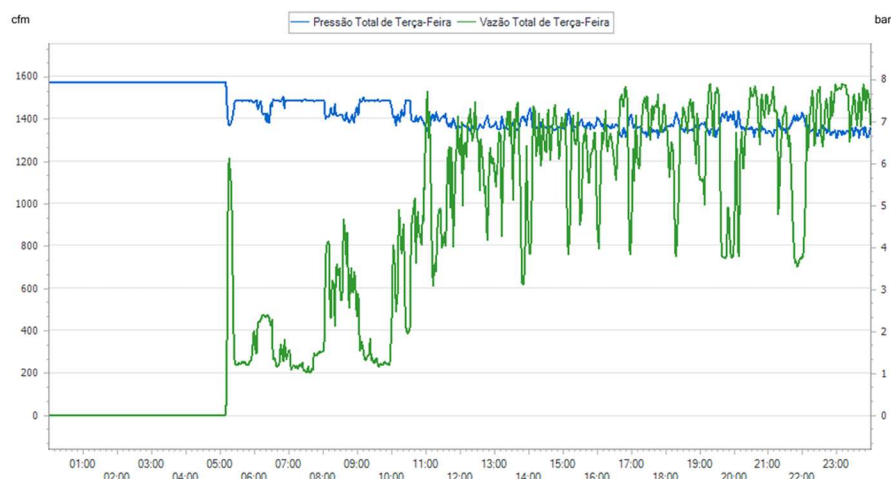


Fonte: AIRchitect, 2025.

As oscilações pontuais de vazão registradas em um intervalo específico do dia, ainda na Figura 31, entre 16:00h e 17:30h, podem ser atribuídas ao uso eventual de ferramentas pneumáticas para as manutenções, bem como à utilização do ar comprimido para operações de limpeza e testes de equipamentos. Ainda assim, a manutenção contínua de um elevado *setpoint* de pressão (8 bar) durante períodos de baixa demanda evidencia consumo de energia não produtiva e reforça a existência de potencial para otimização.

No segundo dia de análise, representada na Figura 32, fica evidenciado um cenário de elevada e contínua demanda, com aumento significativo da vazão a partir do início da jornada produtiva. Observam-se picos frequentes de vazão, acompanhados por quedas abruptas, caracterizando um consumo dinâmico e variável de uma planta em plena operação.

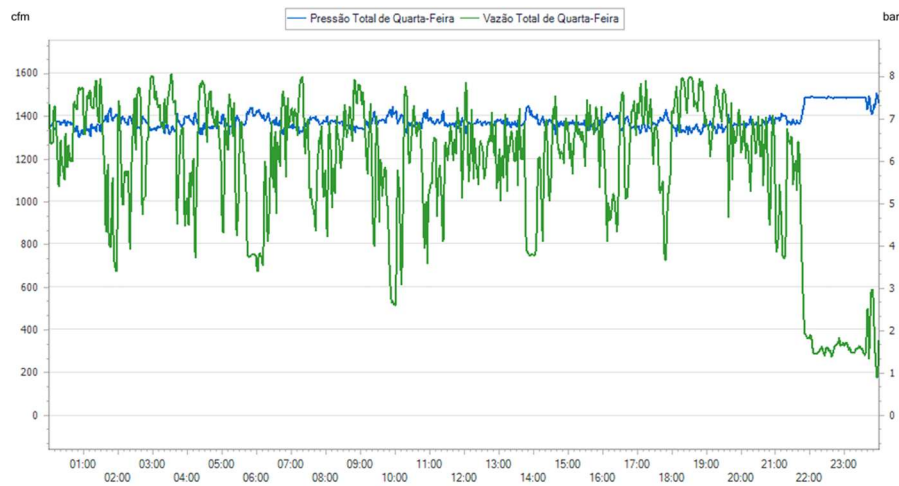
Figura 32 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 2.



Fonte: AIRchitect, 2025.

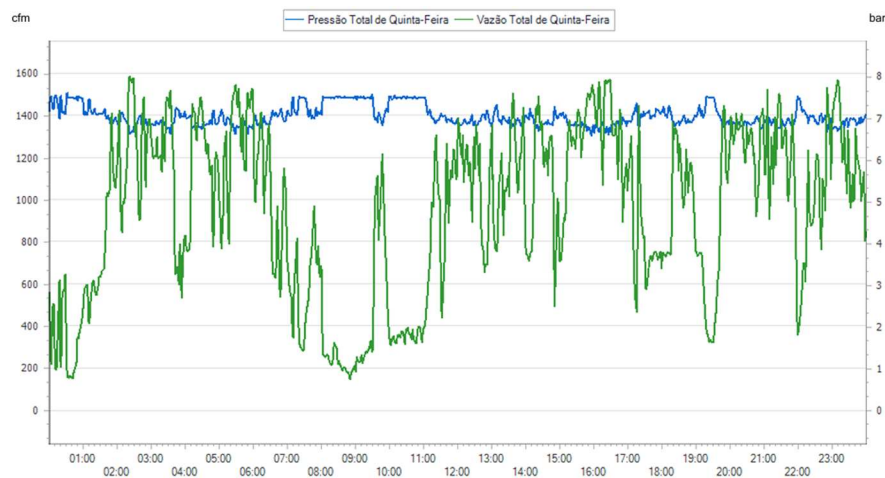
Também podemos perceber que a pressão do sistema, inicialmente próxima de 8bar, apresenta redução gradual e passa a oscilar predominantemente na faixa de 6,8 a 7,2bar, indicando que o sistema opera próximo ao seu limite de resposta para atender às variações de demanda. O que evidencia ajustes constantes dos compressores e ocorrência frequente de ciclos de carga e alívio, resultando em maior esforço operacional e indicando, novamente, potencial para otimização, visando maior estabilidade de pressão e melhoria de eficiência energética do sistema. Os gráficos apresentados nas Figuras 33, 34, 35 e 36 referentes aos dias 3, 4, 5 e 6 de medições, reforçam essa condição.

Figura 33 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 3.



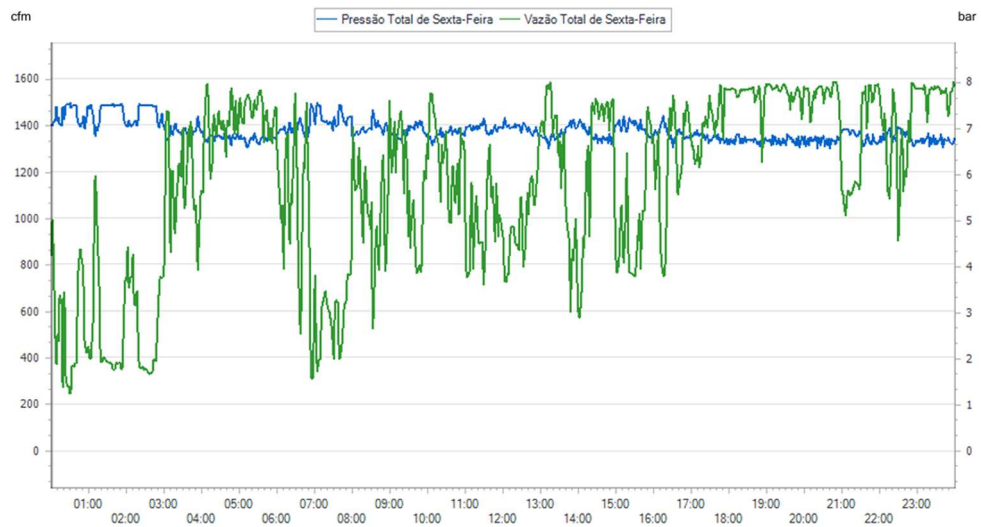
Fonte: AIRchitect, 2025.

Figura 34 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 4.



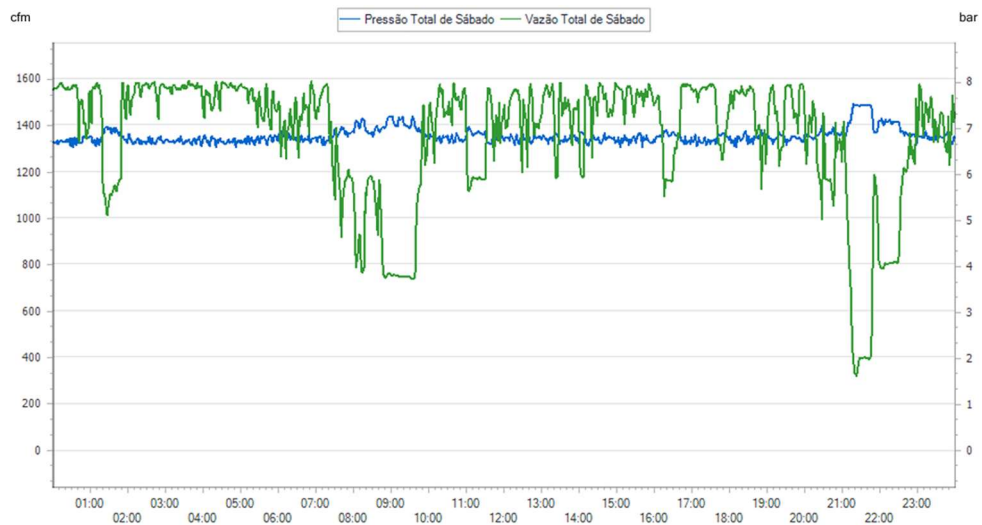
Fonte: AIRchitect, 2025.

Figura 35 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 5.



Fonte: AIRchitect, 2025.

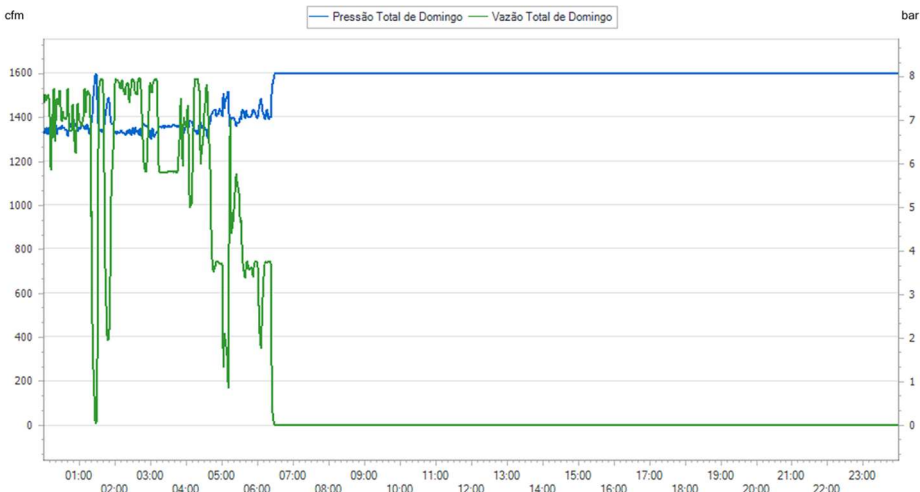
Figura 36 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 6.



Fonte: AIRchitect, 2025.

No gráfico do dia 6 – último dia de medição, representado na Figura 37, podemos verificar que a interrupção das atividades produtivas resulta na eliminação de demanda por ar comprimido, enquanto o sistema permanece operando com pressão elevada.

Figura 37 - Perfil de operação do sistema de ar comprimido – dia 7.



Fonte: AIRchitect, 2025.

A partir dos dados de entrada informados e das medições obtidas foi possível obter dados de performance dos compressores, apresentados na Figura 38, que nos mostram que a vazão total teórica de ar da fábrica é de 2.287 pcm (pés cúbicos por minuto) – aproximadamente 3885,60 m³/h, e a potência máxima de operação, com todos os compressores em trabalho é de 429 kW.

Figura 38 - Dados de performance dos compressores – DPO.

Nr	Nome do produto	Fabricante	Tipo	Mínimo FAD (Descarga Livre Efetiva)	Máximo FAD (Descarga Livre Efetiva)	Potência mínima	Potência máxima	Potência em Alívio
CPP3	CDC 100S	Kaeser	Carga/alívio	-	418 pcm	-	90 kW	23 kW
CPP2	SFC 75S	Kaeser	Carga/alívio	-	346 pcm	-	66 kW	17 kW
CPP4	CSD 100S	Kaeser	Carga/alívio	-	418 pcm	-	90 kW	23 kW
CPP6	GA90VSD FF	Atlas Copco	VSD - Inversor	131 pcm	620 pcm	34 kW	97 kW	-
CPP1	GA75 FF	Atlas Copco	Carga/alívio	-	485 pcm	-	83 kW	20 kW
					Σ = 2.287 pcm			
							Σ = 426 kW	

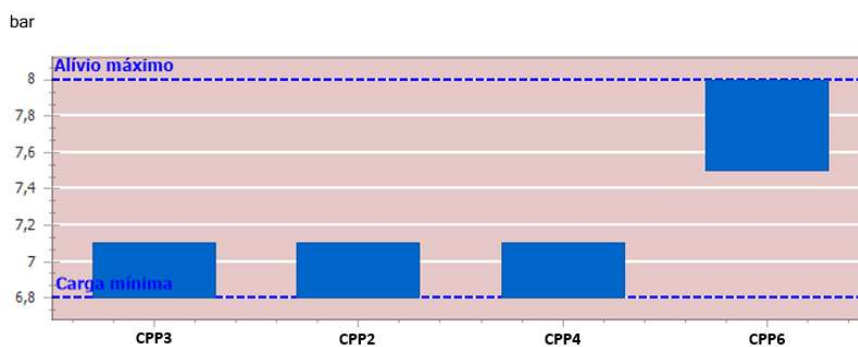
Fonte: AIRchitect, 2025.

A partir dos dados coletados, a simulação executada por meio do instrumento de medição indicou um elevado potencial de otimização energética do sistema. Visto que o regime em carga representa a condição operacional desejável do sistema, enquanto o tempo prolongado em alívio e a elevada frequência de ciclos de carga/alívio indicam ineficiência energética e inadequação entre a oferta e demanda de ar comprimido. A redução desses períodos e transição contribui diretamente para a diminuição do consumo específico de energia, menor desgaste dos componentes mecânicos e aumento da confiabilidade e vida útil dos compressores.

O objetivo das medições realizadas consiste na determinação da pressão de operação mais adequada ao sistema de ar comprimido, bem como na identificação e redução do consumo de energia não produtiva no interior da instalação industrial.

A condição atual do sistema de geração, apresentado na Figura 39, nos mostra que os compressores estão operando dentro da mesma faixa de pressão ampla ($\approx 6,8$ a $8,0$ bar). Essa configuração faz com que vários compressores entrem e saiam de carga praticamente ao mesmo tempo, disputando o controle da rede. Como consequência, há sobreposição de atuação, maior frequência de ciclos de carga/alívio e aumentando o tempo de alívio, condição em que o motor permanece ligado sem produção efetiva de ar comprimido, caracterizando desperdício energético.

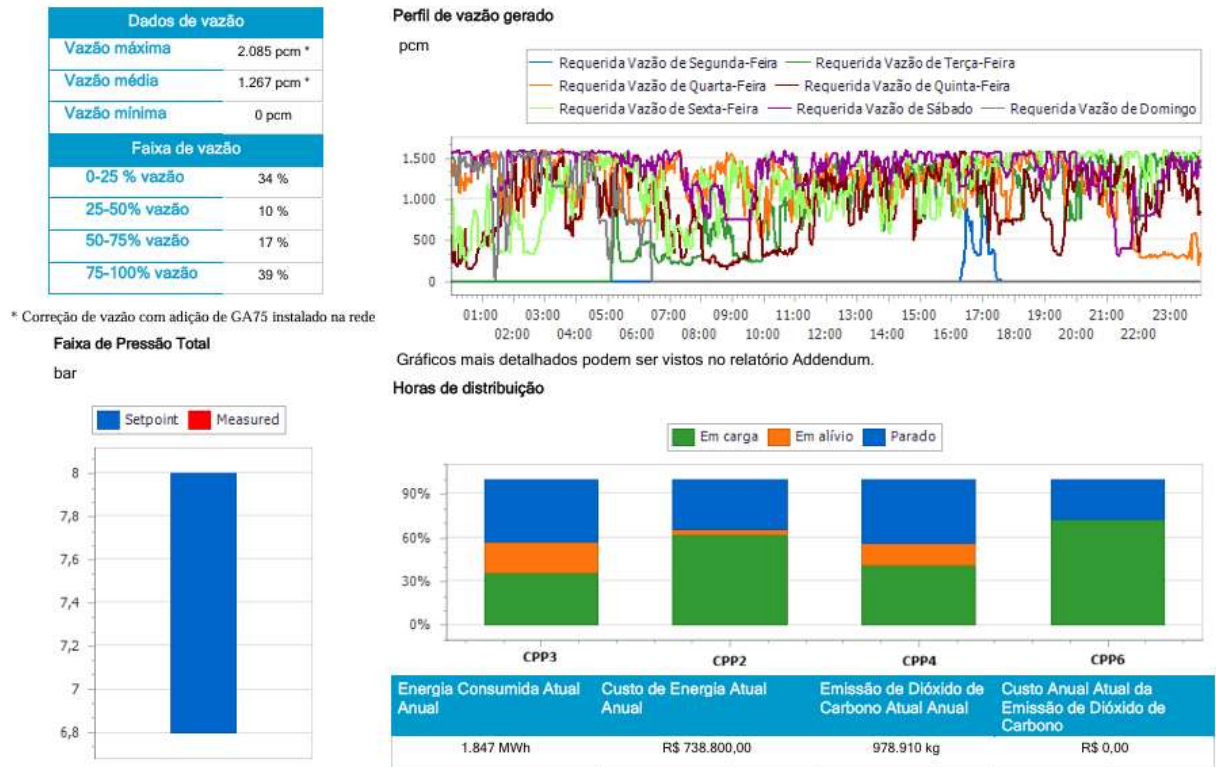
Figura 39 - Configuração de pressão do sistema atual.



Fonte: AIRchitect, 2025.

A partir da análise do *AIRchitect*, conforme apresentado no *dashboard* apresentado na Figura 40, percebemos que o sistema apresenta um perfil de consumo altamente variável, com vazão média de aproximadamente 1.267 pcm e picos que atingem até 2.085 pcm, alternando períodos de elevada demanda com intervalos de baixa ou nenhuma utilização. Essa característica resulta em operações frequente dos compressores em regimes de carga, alívio e parada, evidenciando capacidade instalada superior à demanda média e ocorrência de consumo de energia não produtiva. O sistema opera com *setpoint* de pressão em torno de 8 bar, valor que, caso seja superior ao estritamente necessário ao processo, representa potencial adicional de economia energética. O consumo anual de energia, da ordem de energia elétrica, da ordem de 1.847 MWh, associado a um custo elevado (R\$ 738.800,00 – considerando um custo médio de R\$ 0,40 /kWh), reforça a relevância do sistema de ar comprimido no balanço energético da planta e evidencia oportunidades de otimização por meio do aprimoramento da estratégia de controle, adequação de capacidade instalada e redução de períodos em alívio.

Figura 40 - Perfil de consumo de ar comprimido da Fábrica.



Fonte: AIRchitect, 2025.

Os resultados extrapolados a partir da simulação devem ser interpretados como uma estimativa preliminar, estando sujeitos a ajustes e refinamentos futuros, os quais dependem da ampliação do período de monitoramento, da incorporação de medições reais adicionais e da validação contínua dos parâmetros de desempenho do sistema.

5.3 SELEÇÃO DOS COMPRESSORES

A evolução tecnológica aplicada aos sistemas de compressão de ar, promovida continuamente pelos fabricantes, resulta frequentemente na obsolescência de determinados componentes construtivos e concepções de projeto. Em equipamentos com elevado tempo de operação, essa obsolescência pode implicar aumento significativo dos custos de manutenção corretiva e preventiva, especialmente em situações de falha, tornando economicamente desfavorável a permanência desses ativos em operação por longos períodos. Dessa forma, a manutenção de equipamentos antigos nem sempre se mostra viável sob a ótica do equilíbrio entre confiabilidade operacional e custos globais de operação. Paralelamente, o cenário energético nacional,

marcado por recorrentes crises hídricas, tem provocado reajustes frequentes nas tarifas de energia elétrica, conforme regulamentações da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), impactando diretamente os custos operacionais dos sistemas de ar comprimido e reforçando a necessidade de avaliações criteriosas quanto à eficiência energética dos equipamentos instalados.

Nesse sentido, tornou-se necessário realizar uma avaliação comparativa entre indicadores de desempenho energético e econômico, por meio da relação entre volume de ar gerado e potência consumida (m^3/kW), bem como do custo específico de produção de ar comprimido ($\text{R}\$/\text{m}^3$). Essa abordagem permitiu verificar o atendimento nominal da demanda da fábrica, simultaneamente à identificação de oportunidades de redução das despesas operacionais.

A partir dos dados levantados dos compressores em operação, foi possível realizar análises comparativas, as quais serviram como base técnica para a identificação dos equipamentos com menor eficiência energética. Esses resultados subsidiaram a avaliação da viabilidade de substituição dos compressores menos eficientes por modelos tecnologicamente mais avançados, com maior rendimento energético e melhor desempenho global, contribuindo para a otimização do sistema de ar comprimido e para a redução dos custos operacionais da fábrica.

5.3.1 Cálculos Gerais de Produção

A análise do perfil de consumo de ar comprimido foi conduzida com base na correlação entre a capacidade máxima de geração instalada e a demanda estimada dos equipamentos consumidores, considerando um cenário conservador no qual a fábrica estaria operando com 100% de sua capacidade produtiva nominal.

Para estimar o tempo anual de operação do sistema (base para cálculos de consumo energético e custo operacional), adota-se a premissa de que a planta opera um determinado número de dias por ano e um número médio de horas por dia. Assim, o total de horas anuais de funcionamento é obtido pelo produto entre esses dois parâmetros. Conforme apresentado na equação 1.

$$\text{Produção} = Qtd_{dias} \times Qtd_{hor} \quad (1)$$

Onde:

$$Qtd_{dias} = 264 \text{ dias/ano}$$

$$Qtd_{horas} = 21 \text{ h/dia}$$

Logo, aplicando os valores considerados na equação 1, teremos:

$$Produção_{ano} = Qtd_{dias} \times Qtd_{horas} = 264 \times 21 = 5.544 \text{ h/ano}$$

Esse valor será utilizado como base temporal para projetar o consumo anual dos compressores.

5.3.2 Cálculo de Eficiência Energética das Salas de Compressores

Para calcular a eficiência energética dos compressores nas duas Salas de Compressores da fábrica em questão, o procedimento deve ser realizado em três partes:

1. **Custo anual (R\$/ano):** calcula-se a energia elétrica consumida ao longo do ano a partir da potência do conjunto (kW), da tarifa (R\$/kWh) e das horas anuais de operação (h/ano). Em seguida, somando-se aos custos relacionados a manutenções no período de um ano. Essa etapa é calculada a partir da equação 2:

$$Custo_{CP} = Potência_{CP} \times C_{energia} \times Produção_{ano} + Manutenção_{CP} \quad (2)$$

Para realização dos cálculos de custo anual dos equipamentos será considerada a tarifa de energia elétrica de:

$$C_{energia} = 0,4 \text{ R\$/kWh}$$

2. **Índice de Desempenho Energético (m³/kW):** calcula-se a razão entre vazão entregue (m³/h) e a potência total demandada (kW), considerando não apenas o compressor, mas também consumos auxiliares quando aplicável (ex: secadores integrados, ventiladores, controles, etc.). Essa etapa é calculada a partir da equação 3:

$$IDE = \frac{Vazão_{CP}}{(Potência_{CP} + \sum Potência_{Consumidores})} \quad (3)$$

3. **Custo específico de produção de ar comprimido (R\$/m³):** determinado através de uma divisão composta, onde primeiramente determina-se o custo por hora pela razão

entre o custo anual (R\$/ano) e a produção anual (h/ano). Em seguida, o resultado é dividido pela vazão (m³/h). Essa etapa é calculada a partir da equação 4.

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{Custo_{CP}}{Produção}\right)}{Vazão_{CP}} \quad (4)$$

5.3.2.1 Cálculo de Eficiência Energética da Sala de Compressores 01 - DPO

Para a sala de compressores 01, conforme os dados apresentados o quadro 2 e dados de custos de manutenção atrelados ao seu equipamento, temos:

Compressor CPP1: COMPRESSOR ATLAS COPCO GA75 - 150FF

Modelo: GA75 – 150 FF

Ano: 2018

$$Vazão_{CPP1} = 894 m^3/h$$

$$Potência_{CPP1} = 75 kW$$

$$Manutenção_{CP} = 41.734,20 \text{ R\$/ano}$$

A partir dos dados listados e com o auxílio da equação 2, podemos calcular o custo anual do compressor CPP1:

$$Custo_{CPP1} = Potência_{CP} \times C_{energia} \times Produção_{ano} + Manutenção_{CP}$$

$$Custo_{CPP1} = (75 kW) \times \left(\frac{0,4 R\$}{kW}\right) \times \left(\frac{5.544 h}{ano}\right) + \left(\frac{41.734,20 R\$}{ano}\right)$$

$$Custo_{CPP1} = 208.054,20 \text{ R\$/ano}$$

Sabendo que o sistema da sala de compressores 01 utiliza o Secador SCP1 – com potência nominal de 8,5 kW, podemos calcular o IDE utilizando a equação 3:

$$IDE = \frac{Vazão_{CPP1}}{(Potência_{CPP1} + Potência_{SCP1})}$$

$$IDE = \frac{\left(\frac{894 m^3}{h}\right)}{(75 kW + 8,5 kW)}$$

$$IDE = 10,71 \text{ m}^3/kW$$

A partir do valor de custo anual, obtido através da equação 2, podemos calcular o custo por metro cúbico do CPP1, através da equação 4:

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{Custo_{CPP1}}{Produção}\right)}{Vazão_{CPP}}$$

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{208.054,20 \text{ R\$/ano}}{5.544 \text{ h/ano}}\right)}{894 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$Custo_{m3} = 0,042 \text{ R\$/m}^3$$

5.3.2.2 Cálculo de Eficiência Energética da Sala de Compressores 02 - DPO

Compressor CPP3: COMPRESSOR KAESER CSD 75 S

Modelo: CSD 75 S

Ano: 2008

$$Vazão_{CPP3} = 612 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Potência_{CPP3} = 55 \text{ kW}$$

$$Manutenção_{CPP3} = 9.729,04 \text{ R\$/ano}$$

Através da equação 2, temos que o custo anual do compressor CPP3 é de:

$$Custo_{CPP3} = Potência_{CP} \times C_{energia} \times Produção_{ano} + Manutenção_{CPP3}$$

$$Custo_{CPP3} = (55 \text{ kW}) \times \left(\frac{0,4 \text{ R\$}}{\text{kW}}\right) \times \left(\frac{5.544 \text{ h}}{\text{ano}}\right) + \left(\frac{9.729,04 \text{ R\$}}{\text{ano}}\right)$$

$$Custo_{CPP3} = 131.697,04 \text{ R\$/ano}$$

Sabendo que o sistema da sala de compressores 02 utiliza o Secador SCP2 – com potência nominal de 8,5Kw, podemos calcular o IDE utilizando a equação 3:

$$Eficiência = \frac{Vazão_{CPP3}}{(Potência_{CPP3} + Potência_{SCP2})}$$

$$Eficiência = \frac{\left(\frac{612 \text{ m}^3}{\text{h}}\right)}{(55 \text{ kW} + 8,5 \text{ kW})}$$

$$Eficiência = 9,64 \text{ m}^3/\text{kW}$$

A partir do valor de custo anual, obtido através da equação 2, podemos calcular o custo por metro cúbico do CPP3, através da equação 4:

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{Custo_{CPP3}}{Produção}\right)}{Vazão_{CPP3}}$$

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{131.697,04 \text{ R\$/ano}}{5.544 \text{ h/ano}}\right)}{612 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$Custo_{m3} = 0,038 \text{ R\$/m}^3$$

Compressor CPP4: COMPRESSOR KAESER CSD 100 S

Modelo: CSD 100 S

Ano: 2008

$$Vazão_{CPP} = 720 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Potência_{CP} = 75 \text{ kW}$$

$$Manutenção_{CPP4} = 9.729,04 \text{ R\$/ano}$$

Através da equação 2, temos que o custo anual do compressor CPP4 é de:

$$Custo_{CPP4} = Potência_{CPP4} \times C_{energia} \times Produção_{ano} + Manutenção_{CP}$$

$$Custo_{CPP4} = (75 \text{ kW}) \times \left(\frac{0,4 \text{ R\$}}{\text{kW}}\right) \times \left(\frac{5.544 \text{ h}}{\text{ano}}\right) + \left(\frac{9.729,04 \text{ R\$}}{\text{ano}}\right)$$

$$Custo_{CPP4} = 176.049,04 \text{ R\$/ano}$$

Sabendo que o sistema da sala de compressores 02 utiliza o Secador SCP2 – com potência nominal de 8,5Kw, podemos calcular o IDE utilizando a equação 3:

$$IDE = \frac{Vazão_{CPP4}}{(Potência_{CP} + Potência_{SCP2})}$$

$$IDE = \frac{\left(\frac{720 \text{ m}^3}{\text{h}}\right)}{(75 \text{ kW} + 8,5 \text{ kW})}$$

$$IDE = 8,61 \text{ m}^3/\text{kW}$$

A partir do valor de custo anual, obtido através da equação 2, podemos calcular o custo por metro cúbico do CPP4, através da equação 4:

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{Custo_{CPP}}{Produção}\right)}{Vazão_{CPP4}}$$

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{176.049,04 \text{ R\$/ano}}{5.544 \text{ h/ano}}\right)}{720 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$Custo_{m3} = 0,044 \text{ R\$/m}^3$$

Compressor CPP5: COMPRESSOR KAESER CSD 100 S

Modelo: CSD 100 S

Ano: 2008

$$Vazão_{CP} = 720 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Potência_{CPP5} = 75 \text{ kW}$$

$$Manutenção_{CPP5} = 9.729,04 \text{ R\$/ano}$$

Através da equação 2, temos que o custo anual do compressor CPP5 é de:

$$Custo_{CPP5} = Potência_{CPP5} \times C_{energia} \times Produção_{ano} + Manutenção_{CP}$$

$$Custo_{CPP5} = (75 \text{ kW}) \times \left(\frac{0,4 \text{ R\$}}{\text{kW}}\right) \times \left(\frac{5.544 \text{ h}}{\text{ano}}\right) + \left(\frac{9.729,04 \text{ \$}}{\text{ano}}\right)$$

$$Custo_{CPP5} = 176.049,04 \text{ R\$/ano}$$

A partir do valor de custo anual, obtido através da equação 2, podemos calcular o custo por metro cúbico do CPP5, através da equação 4:

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{Custo_{CPP5}}{Produção}\right)}{Vazão_{CPP5}}$$

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{176.049,04 \text{ R\$/ano}}{5.544 \text{ h/ano}}\right)}{720 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$Custo_{m3} = 0,044 \text{ R\$/m}^3$$

Sabendo que o sistema da sala de compressores 02 utiliza o Secador SCP2 – com potência nominal de 8,5Kw, podemos calcular o IDE utilizando a equação 3:

$$IDE = \frac{Vazão_{CPP5}}{(Potência_{CPP5} + Potência_{SCP2})}$$

$$IDE = \frac{\left(\frac{72}{h}\right)^3}{(75kW + 8,5kW)}$$

$$IDE = 8,61 \text{ m}^3/\text{kW}$$

Compressor CPP6: COMPRESSOR ATLAS COPCO GA90 - VSD FF 150

Modelo: GA90 – VSD FF 150

Ano: 2021

$$Vazão_{CPP6} = 1110 \text{ m}^3/h$$

$$Potência_{CPP6} = 90 \text{ kW}$$

$$Manutenção_{CPP6} = 15.287,16 \text{ R\$/ano}$$

Através da equação 2, temos que o custo anual do compressor CPP6 é de:

$$Custo_{CPP6} = Potência_{CPP6} \times C_{energia} \times Produção_{ano} + Manutenção_{CPP6}$$

$$Custo_{CPP6} = (90kW) \times \left(\frac{0,4R\$}{kW}\right) \times \left(\frac{5.544h}{ano}\right) + \left(\frac{15.287,16 R\$}{ano}\right)$$

$$Custo_{CPP6} = 214.871,16 \text{ R\$/ano}$$

No caso do compressor CPP6, o mesmo funciona com um sistema de secagem integrado, dentro do próprio compressor, já inseridos na potência nominal do compressor, logo podemos calcular o IDE utilizando a equação 3:

$$IDE = \frac{Vazão_{CPP6}}{(Potência_{CPP6})}$$

$$IDE = \frac{\left(\frac{1110}{h}\right)^3}{(90kW)}$$

$$IDE = 12,33 \text{ m}^3/\text{kW}$$

A partir do valor de custo anual, obtido através da equação 2, podemos calcular o custo por metro cúbico do CPP6, através da equação 4:

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{Custo_{CPP6}}{Produção}\right)}{Vazão_{CPP6}}$$

$$Custo_{m3} = \frac{\left(\frac{214.871,16 \text{ R\$/ano}}{5.544 \text{ h/ano}} \right)}{1110 \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$Custo_{m3} = 0,035 \text{ R\$/m}^3$$

Secador SCP1: SECADOR KAESER KDR 1270

Modelo: KDR 1270

Ano: 2008

$$Potência_{SCP1} = 8,5 \text{ kW}$$

Através da equação 2, e desconsiderando os custos de manutenção, temos que o custo anual atrelado ao secador SCP1 é de:

$$Custo_{SC} = Potência_{SC} \times C_{energia} \times Produção_{ano}$$

$$Custo_{SCP1} = (8,5 \text{ kW}) \times \left(\frac{0,4 \text{ R\$}}{\text{kW}} \right) \times \left(\frac{5.544 \text{ h}}{\text{ano}} \right)$$

$$Custo_{SCP1} = 18.849,60 \text{ R\$/ano}$$

Secador SCP2: SECADOR KAESER KDR 1270

Modelo: KDR 1270

Ano: 2008

$$Potência_{SCP1} = 8,5 \text{ kW}$$

Através da equação 2, e desconsiderando os custos de manutenção, temos que o custo anual atrelado ao secador SCP2 é de:

$$Custo_{SCP2} = Potência_{SCP2} \times C_{energia} \times Produção_{ano}$$

$$Custo_{SCP2} = (8,5 \text{ kW}) \times \left(\frac{0,4 \text{ R\$}}{\text{kW}} \right) \times \left(\frac{5.544 \text{ h}}{\text{ano}} \right)$$

$$Custo_{SCP2} = 18.849,60 \text{ R\$/ano}$$

Através dos dados obtidos, a escolha dos compressores que serão desmobilizados seguiu os seguintes parâmetros: Vazão fornecida (m³/h), IDE (R\$/m³) e o ano de fabricação. Com isso, foi possível obter a tabela 1, contendo os equipamentos que permanecerão, os desativados e o

custo economizado pelo projeto.

Tabela 1 - Seleção dos compressores.

TAG	MODELO	ANO	POTÊNCIA (kW)	VAZÃO (m³/h)	CUSTO OP. (R\$/ANO)	IDE (R\$/m³)
CPP1	GA75 - 150 FF	2018	75	894	R\$ 208.054,20	R\$ 0,042
CPP3	CSD 75 S	2008	55	612	R\$ 131.697,04	R\$ 0,038
CPP4	CSD 100 S	2008	75	720	R\$ 176.049,04	R\$ 0,044
CPP5	CSD 100 S	2008	75	720	R\$ 176.049,04	R\$ 0,044
CPP6	GA90 - VSD FF 150	2021	90	1110	R\$ 214.871,16	R\$ 0,035
CPP7	GA90 - 150 FF	2021	90	1110	R\$ 214.871,16	R\$ 0,035
SCP1	KDR 1270	2008	8,5	0	R\$ 18.849,60	R\$ -
SCP2	KDR 1270	2008	8,5	0	R\$ 18.849,60	R\$ -

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os itens na cor vermelha serão dispensados da operação contínua e o item marcado em verde será acrescentado na geração de ar comprimido. Os compressores a serem retirados estão em condições de conservação inferior aos demais, além de serem mais antigos e terem vazões mais baixas. A escolha da retirada dos secadores se dá por conta da existência de secadores internos nos demais compressores que permanecerão e nos que serão instalados posteriormente.

Realizando a diferença entre os valores economizados e adicionados, será obtida uma economia anual de **R\$ 306.623,16**.

5.4 PROPOSTA PARA NOVA SALA DE COMPRESSORES

A demanda por ar comprimido na unidade industrial analisada pode ser segmentada em três subáreas operacionais distintas: Fábrica, composta pelos sistemas de envase e pelos processos produtivos; TP Antigo, correspondente ao sistema de transporte pneumático de matéria-prima instalado na configuração original da planta; e TP Novo, referente ao sistema de transporte pneumático de matéria-prima implantado mais recentemente. Os valores de vazão de ar comprimido requeridos por cada uma dessas subáreas encontram-se apresentados na tabela 2.

Tabela 2 - Vazão de ar comprimido requerida por subáreas da Fábrica.

UTILIZAÇÃO DE AR COMPRIMIDO	
FÁBRICA (ENVASE + PROCESSO)	2720 m³/h
TP ANTIGO	824,5 m³/h
TP NOVO	510 m³/h

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com base nas avaliações preliminares realizadas por meio da ferramenta *AIRchitect*, constatou-se que o sistema de ar comprimido atualmente em operação apresenta diversas oportunidades de otimização. A partir da identificação e seleção dos equipamentos com menor eficiência energética, maior grau de obsolescência tecnológica e em pior estado de conservação para eventual retirada do sistema, tornou-se possível dimensionar uma configuração de compressão capaz de atender adequadamente à demanda de ar comprimido da planta industrial. Essa abordagem favorece um melhor balanceamento entre a capacidade de geração e a demanda real, resultando no aumento da eficiência global do sistema de ar comprimido e na consequente redução dos custos operacionais.

A proposta se dá pela instalação de um compressor GA 132 VSD FF (CPP8), da Atlas Copco, onde seus dados são dispostos na Figura 41, juntamente com seus dados de performance.

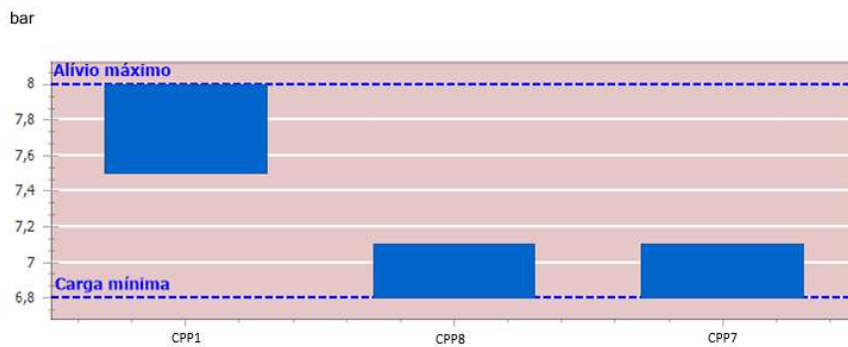
Figura 41 - Dados de performance da nova sala de compressores.

Nr.	Nome do produto	Fabricante	Tipo	Mínimo FAD (Descarga Livre Efetiva) cfm	Máximo FAD (Descarga Livre Efetiva) cfm	Potência Mínima	Potência Máxima	Potência em Alívio
CPP1	GA75 FF	Atlas Copco	Carga/alívio	-	485 pcm	-	83 kW	20 kW
CPP8	GA132VSD FF	Atlas Copco	VSD - Inversor	270 pcm	985 pcm	51 kW	148 kW	-
CPP7	GA90 100 FF	Atlas Copco	Carga/alívio	-	615 pcm	-	97 kW	29 kW
				$\Sigma = 2.085 \text{ pcm}$		$\Sigma = 328 \text{ kW}$		

Fonte: AIRchitect, 2025.

Essa nova configuração permite que o sistema funcione de maneira mais eficiente, e de acordo com a Figura 42, podemos verificar que, embora a faixa de pressão do sistema seja a mesma do sistema anterior (1,2 bar), os compressores passam a operar com *setpoints* escalonados e funções diferenciadas. Um compressor atua como principal, mantendo a pressão próxima ao limite superior, enquanto os demais operam em faixas inferiores e entram em funcionamento apenas quando a demanda efetivamente aumenta. Essa lógica reduz a simultaneidade de carga, diminui significativamente os ciclos carga/alívio, melhorando a estabilidade da pressão na rede e reduzindo o consumo de energia não produtiva.

Figura 42 - Configuração de pressão da nova sala de compressores.



Fonte: AIRchitect (2025).

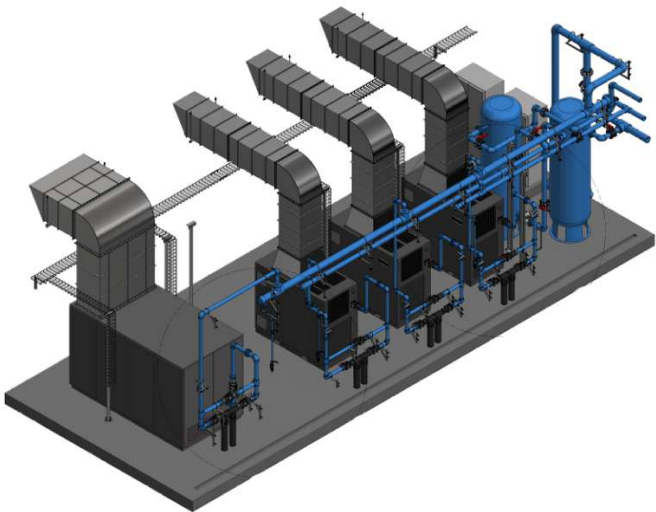
A partir da análise do *AIRchitect*, conforme apresentado no *dashboard* apresentado na Figura 43, os gráficos sintetizam os impactos energéticos e operacionais da simulação da nova central de ar comprimido quando comparada à condição atual. Observa-se que a pressão total do sistema é mantida em aproximadamente 8 bar, indicando que os ganhos obtidos não decorrem da redução do *setpoint*, mas sim da melhoria da estratégia de operação e controle dos compressores. No gráfico de energia consumida, verifica-se a diminuição significativa da parcela de energia em alívio, evidenciando a redução do consumo não produtivo, enquanto a energia efetivamente utilizada em carga passa a representar a maior fração do consumo total. A distribuição de horas por compressor confirma esse comportamento, mostrando maior proporção de horas em carga e redução dos períodos em alívio e parada, o que indica operação mais estável e coerente com a demanda real do sistema. Como resultado global, a simulação aponta a redução do consumo anual de energia de 1.847 MWh para 1.519 MWh, correspondendo a uma economia de 328 MWh/ano, aproximadamente 18%, o que se traduz em uma economia financeira anual estimada em R\$ 131.200,00.

Figura 43 - Configuração de pressão da nova sala de compressores.



Na Figura 44 podemos observar a representação da nova sala de compressores, elaborada através de um software CAD em 3D. Contando com a adição do compressor GA 132 VSD FF e a permanência dos compressores GA75 – 150FF, GA90 – VSD FF150 e GA90 – 150 FF.

Figura 44 - Nova configuração da sala de compressores.



Fonte: Elaborado pelo autor.

5.5 ANÁLISE DE INVESTIMENTO E PAYBACK

Com a definição das máquinas a serem retiradas do sistema de geração e do equipamento a ser inserido, foi solicitado orçamento técnico comercial para a aquisição do equipa-

mento. Nesta etapa, os custos considerados referem-se à mobilização, ao fornecimento de materiais e à mão de obra necessária para a execução das intervenções propostas. Em razão da exigência de confidencialidade, as empresas participantes do processo de orçamento tiveram suas denominações e razões sociais preservadas, sendo considerados, para fins de análise, exclusivamente os valores financeiros apresentados nas pospostas.

Por tanto, como investimento foram levados em consideração custos de aquisição do compressor GA 132 VSD FF, bem como atuações nas áreas mecânica, civil e elétrica; somando cerca de R\$ 777.525,54, conforme mostrado na tabela 3.

Para a determinação do período de retorno do investimento (*payback*), foram considerados os custos anuais associados à manutenção e ao consumo de energia elétrica dos equipamentos previstos para retirada do sistema, os quais foram comparados aos custos correspondentes à operação do compressor GA 132 VSD FF após sua instalação, ao longo de um horizonte de um ano. A diferença entre esses valores permitiu a quantificação da economia anual total de custos, utilizada como base para o cálculo do *payback* do investimento proposto.

Todos os dados utilizados para a análise estão dispostos na tabela 3, que através da equação 5, pode ser calculado o *payback*.

$$Payback = \frac{\text{Investimento Inicial}}{\text{Ganho no Período}} \quad (5)$$

Tabela 3 - Base de cálculos do payback.

	INSTALAÇÃO ATUAL			INSTALAÇÃO PREVISTA	ECONOMIA DE CUSTOS	TOTAL
	KAESER CSD 100S (02 UNID)	KAESER CSD 75S	SECADOR	GA 132		
VAZÃO MÁXIMA (m³/h)	1440	612	-	1673		
PRESSÃO MÁXIMA (bar)	7,5	7,5	9,1	-		
POTÊNCIA MÁXIMA EM CARGA (kW)	180	66	8,6	148		
POTÊNCIA MÁXIMA EM ALÍVIO (kW)	0	0	0	0		
SOMA DAS POTÊNCIAS (kW)		254,6		148		
EFICIÊNCIA DO COMPRESSOR		0,85		0,91		
POTÊNCIA ÚTIL (kW)		300		163		
HORAS DE TRABALHO			5544			
VALOR DO kWh (R\$/kWh)			0,4			
CONSUMO DE ENERGIA ESTIMADO (kWh)		1660591,059		901661,5385		
CUSTOS COM ENERGIA ELÉTRICA (R\$/ano)		R\$ 664.236,42		R\$ 360.664,62	R\$ 303.571,81	R\$
CUSTOS COM MANUTENÇÃO (R\$/ano)		R\$ 150.932,04		R\$ 72.000,00	R\$ 78.932,04	R\$ 382.503,85
INVESTIMENTO (R\$)	R\$ 777.525,54					
PAY BACK (ANOS)		2,03 anos				

Fonte: Elaborado pelo autor.

Pela equação 5, temos:

$$\textit{Payback} = \frac{\textit{Investimento Inicial}}{\textit{Ganho no Período}}$$

$$\textit{Payback} = \frac{777.525,54 \text{ R\$/ano}}{382.503,85 \text{ R\$/ano}}$$

$$\textit{Payback} = \textit{aproximadamente 2 anos}$$

Dessa forma, após o período necessário para a amortização do investimento inicial, estimado em aproximadamente dois anos, as economias geradas passam a representar ganho financeiro líquido para a empresa, refletindo-se diretamente na redução dos custos operacionais do sistema de ar comprimido.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo analisar a eficiência do sistema de geração de ar comprimido em uma indústria de saneantes, avaliando seu desempenho energético, adequação operacional e viabilidade econômica, a partir do levantamento detalhado dos equipamentos instalados, do perfil de consumo da planta e da análise comparativa entre diferentes configurações de geração. Os resultados obtidos evidenciaram que o sistema atualmente em operação apresenta elevado potencial de otimização, sobretudo em razão da coexistência de compressores com diferentes níveis de eficiência, idade tecnológica avançada e estratégias de controle pouco adequadas à variabilidade da demanda.

A análise do perfil de consumo demonstrou que a planta opera com grande flutuação de vazão ao longo do tempo, alternando períodos de elevada demanda com intervalos de baixa ou inexistente utilização de ar comprimido. Nesse contexto, verificou-se que a operação simultânea de diversos compressores em faixas de pressão semelhantes resulta em elevado número de ciclos de carga e alívio, aumentando o consumo de energia não produtiva, o desgaste dos equipamentos e a instabilidade da pressão na rede. Tais fatores impactam negativamente a eficiência global do sistema e elevam de forma significativa os custos operacionais associados à geração de ar comprimido.

A partir da avaliação técnica e econômica dos equipamentos existentes, foi possível identificar os compressores com menor eficiência energética e maior grau de obsolescência, os quais se mostraram desfavoráveis à permanência em operação contínua. Com base nesses critérios, propôs-se uma nova configuração de geração, contemplando a retirada dos equipamentos menos eficientes e a incorporação de um compressor de tecnologia mais avançada, aliado a uma estratégia de controle com *setpoints* escalonados. Essa solução mostrou-se capaz de atender plenamente à demanda da planta, promovendo melhor balanceamento entre oferta e consumo de ar comprimido.

Os resultados da simulação indicaram uma redução significativa do consumo anual de energia elétrica, da ordem de 18%, associada à diminuição do tempo de operação em alívio e ao aumento da fração de energia efetivamente convertida em ar comprimido útil. Do ponto de vista econômico, a análise de investimento demonstrou que a proposta apresenta viabilidade técnica e financeira, com tempo de retorno estimado em aproximadamente dois anos, após o qual as economias geradas passam a representar ganho financeiro líquido para a empresa.

Dessa forma, conclui-se que a otimização do sistema de geração de ar comprimido, baseada

em critérios técnicos de eficiência energética, dimensionamento adequado e estratégia de controle apropriada, constitui uma alternativa eficaz para a redução de custos operacionais, aumento da confiabilidade do processo produtivo e mitigação de desperdícios energéticos. O estudo reforça a importância da avaliação periódica dos sistemas de utilidades industriais e evidencia que investimentos direcionados à modernização da geração de ar comprimido podem proporcionar benefícios expressivos tanto do ponto de vista econômico quanto operacional.

REFERÊNCIAS

ATLAS COPCO. **Catálogo de compressores**. [S.l.]: Atlas Copco, 2020.

ATLAS COPCO. **Compressed air manual**. 9. ed. Belgium: Atlas Copco, 2015.

ATLAS COPCO. **Custos do ciclo de vida de compressores e impacto da energia elétrica**. São Paulo: Atlas Copco Brasil, 2024. Disponível em: <https://www.atlascopco.com/pt-br/compressors/greenproduction/cost-of-air-generation>. Acesso em: 21 jan. 2025.

BOSCH. **Tecnologia de ar comprimido**. Campinas: Bosch, 2008.

BUCK, B. **Manual de ar comprimido e gases**. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

CAMELO CAVALCANTI, E. S. Uso do ar comprimido no setor industrial: análise de oportunidades de redução de energia. *In*: SNPTEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, 2003, Uberlândia. **Anais [...]**. Uberlândia: SNPTEE, 2003.

COMPRESSED AIR AND GAS INSTITUTE. **Manual de ar comprimido e gases**. Brasil: Pearson Education do Brasil, 2004.

CORADI, F. E. **Análise energética e econômica na rede de distribuição de ar de uma indústria de autopeças**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia) – Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Universidade Federal de São João Del Rei, São João Del Rei, 2011.

DA COSTA, E. C. **Compressores**. São Paulo: Edgard Blücher, 1978.

FIALHO, A. B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 7. ed. São Paulo: Érica, 2011.

GRESH, T. **Compressor performance**. 2. ed. London: [s.n.], 2007.

HAHN, A. **Eficiência energética industrial**: compressores: guia avançado. Brasília: Eletrobrás/Procel, 2004.

HANLON, P. C. **Compressor handbook**. 1. ed. Washington, D.C.: McGraw-Hill, 2001.

HARRIS, C.; HANNIFIN, P. **Air filtration and efficiency**: cutting the cost of compressed air. *Filtration & Separation*, nov. 2008, p. 32.

HENN, E. L. **Máquinas de fluidos**. 2. ed. Santa Maria: UFSM, 2006.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **International energy statistics**. Washington, DC: EIA, 2022.

INGERSOLL RAND. **Catálogo de compressores de parafuso**. [S.l.]: Ingersoll Rand, 2018.

JUNIOR, J. **Apostila de sistemas hidropneumáticos 1**. Itajubá: Universidade Federal de Itajubá, 2007.

KAESER COMPRESSORES. **Pós-resfriadores para tratamento de ar comprimido**. Disponível em: <https://br.kaeser.com/produtos-e-solucoes/tratamento-de-ar-comprimido/pos-resfriadores/>. Acesso em: 18 jan. 2026.

KAESER KOMPRESSOREN. **Ar comprimido como o quarto utilitário industrial**. Coburg: Kaeser, 2023. Disponível em: <https://br.kaeser.com/>. Acesso em: 22 jan. 2025.

METALPLAN. **Ar comprimido na indústria**. set. 2024. Disponível em: <https://metalplan.com.br/blog/ar-comprimido-na-industria/>. Acesso em: 16 nov. 2025.

METALPLAN. **Manual de ar comprimido**. 7. ed. [S.l.]: Metalplan, 2024.

MOON-TECH. **Compound refrigeration double stage screw compressor (rotary compressor)**. Disponível em: https://pt.made-in-china.com/co_moontec/product_Compound-Refrigeration-Double-Stage-Screw-Compressor-Rotary-Compressor_houigesgu.html. Acesso em: 18 jan. 2026.

MOREIRA, I. S. **Sistemas pneumáticos**. 2. ed. São Paulo: SENAI, 2012.

MTI BRASIL. **Pneumática para automação industrial**. Disponível em: <https://mtibrasil.com.br/blog/pneumatica-geral/pneumatica/>. Acesso em: 16 nov. 2025.

NASH PUMPS. **Liquid ring compressors**. Disponível em: <https://www.nashpumps.com/pt-br/products-and-systems/liquid-ring-compressors/>. Acesso em: 18 jan. 2026.

PARKER HANNIFIN. **Tecnologia pneumática industrial**. Jacareí: Parker Hannifin, 2006.

PERUSSULO, F. H. **Aplicação da NR-13 em compressores de ar comprimido**, 2017.

PROCEL. **Compressores: guia básico**. Brasília: IEL/NC, 2009. 138p.

PROCEL. **Eficiência energética em sistemas de ar comprimido: manual prático**. Brasília: ELETROBRÁS/PROCEL; Ministério de Minas e Energia (MME), 2005. 87p.

QUINCY COMPRESSOR. **The evolution of compressed air — an essential element to industry**. Disponível em: <https://www.quincycompressor.com/online-guides/evolution-compressed-air/>. Acesso em: 11 out. 2025.

RADGEN, P. Efficiency through compressed air energy audits. *In*: Energy Audit Conference, 2006. **Anais [...]**. 2006. Disponível em: <http://www.audit06.fi>. Acesso em: 12 out. 2025.

RODRIGUES, P. S. B. **Compressores industriais**. 1. ed. Rio de Janeiro: EDC – Ed. Didática e Ciência, 1991.

ROLLINS, J. P. **Manual de ar comprimido e gases**. São Paulo: Prentice Hall, 2004.

SAIDUR, R.; RAHIM, N. A.; HASANUZZAMAN, M. A review on compressed-air energy use and energy savings. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 14, n. 4, p. 1135–1153, 2010. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.013>.

SANTOS, A. A. D.; SILVA, A. F. D. **Automação pneumática**. 2. ed. Porto: Publindústria, 2009.

SCHMIDT, C.; KISSOCK, K. Modeling and simulation of air compressor energy use. *In: Aceee Summer Study On Energy Efficiency In Industry*, 2005, Buffalo, NY. **Proceedings** [...] p. 131–142. 2005.

SCIENCE MUSEUM GROUP. **Model, scale 1:12 of Bersham boring mill 1775**. Disponível em: <https://collection.sciencemuseumgroup.org.uk/objects/co46455/model-scale-1-12-of-bersham-boring-mill-1775>. Acesso em: 03 out. 2025.

SILVA, E. C. N. **Apostila pneumática**. São Paulo: Escola Politécnica da USP, 2002.

SMITH, I. **Screw compressors**. 1. ed. London: [s.n.], 2007.

STOSIC, N.; SMITH, I.; KOVACEVIC, A. **Screw compressors: mathematical modeling and performance calculation**. London: Springer, 2005.

SURGE, A. **History of control**. Lund: Department of Automatic Control, Lund University, 2012. Disponível em: <https://archive.control.lth.se/media/Education/DoctorateProgram/2012/HistoryOfControl/Alina-Surge.pdf>. Acesso em: 27 out. 2025.

UNITED STATES DEPARTMENT OF ENERGY (US DOE). **Improving compressed air system performance: a sourcebook for industry**. 3. ed. 2016. Disponível em: <https://www.energy.gov/>. Acesso em: 17 set. 2025.

YUAN, C. Y. et al. A decision-based analysis of compressed air usage patterns in automotive manufacturing. **Journal of Manufacturing Systems**, v. 25, n. 4, p. 293–300, 2006.

ZEECO. **Ejector technology for efficient and cost-effective flare gas recovery**. Disponível em: <https://pt-br.zeeco.com/resources/technical-papers/ejector-technology-for-efficient-and-cost-effective-flare-gas-recovery>. Acesso em: 18 jan. 2026.