

UNIVERSIDADE FEDERAL DE GOIÁS

GUSTAVO PIRES FERNANDES

**ESTUDO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO PARA UMA
EMPRESA DE DISTRIBUIÇÃO DE GLP**

GOIÂNIA

2019

**TERMO DE CIÊNCIA E DE AUTORIZAÇÃO PARA DISPONIBILIZAR
VERSÕES ELETRÔNICAS DE TESES E DISSERTAÇÕES
NA BIBLIOTECA DIGITAL DA UFG**

Na qualidade de titular dos direitos de autor, autorizo a Universidade Federal de Goiás (UFG) a disponibilizar, gratuitamente, por meio da Biblioteca Digital de Teses e Dissertações (BDTD/UFG), regulamentada pela Resolução CEPEC nº 832/2007, sem ressarcimento dos direitos autorais, de acordo com a Lei nº 9610/98, o documento conforme permissões assinaladas abaixo, para fins de leitura, impressão e/ou *download*, a título de divulgação da produção científica brasileira, a partir desta data.

1. Identificação do material bibliográfico: Dissertação Tese
 Monografia

2. Identificação da Tese ou Dissertação ou Monografia:

Nome completo do autor: GUSTAVO PIRES FERNANDES

Título do trabalho: ESTUDO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO PARA UMA
EMPRESA DE DISTRIBUIÇÃO DE GLP

3. Informações de acesso ao documento:

Concorda com a liberação total do documento SIM NÃO¹

Havendo concordância com a disponibilização eletrônica, torna-se imprescindível o envio do(s) arquivo(s) em formato digital PDF da tese ou dissertação ou monografia.


Assinatura do(a) autor(a)²

Ciente e de acordo:


Assinatura do(a) orientador(a)²

Data: 17 / 12 / 2019

¹ Neste caso o documento será embargado por até um ano a partir da data de defesa. A extensão deste prazo suscita justificativa junto à coordenação do curso. Os dados do documento não serão disponibilizados durante o período de embargo.

Casos de embargo:

- Solicitação de registro de patente;
- Submissão de artigo em revista científica;
- Publicação como capítulo de livro;
- Publicação da dissertação/tese em livro.

² A assinatura deve ser escaneada.

GUSTAVO PIRES FERNANDES

**ESTUDO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO PARA UMA
EMPRESA DE DISTRIBUIÇÃO DE GLP**

Monografia do projeto final de curso apresentada como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Goiás.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano

GOIÂNIA

2019

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor, através do Programa de Geração Automática do Sistema de Bibliotecas da UFG.

Pires Femandes, Gustavo

Estudo de uma rede de ar comprimido para uma empresa de distribuição de GLP [manuscrito] / Gustavo Pires Femandes. - 2019. LII, 52 f.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal de Goiás, Escola de Engenharia Elétrica, Mecânica e de Computação (EMC), Engenharia Mecânica, Goiânia, 2019.

Bibliografia. Anexos. Apêndice.

Inclui lista de tabelas.

1. Eficiência Energética. 2. Ar comprimido. 3. Compressores. 4. Dimensionamento de tubulações. I. Pamplona Mariano, Felipe, orient. II. Título.

CDU 621

GUSTAVO PIRES FERNANDES

**ESTUDO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO PARA UMA
EMPRESA DE DISTRIBUIÇÃO DE GLP**

Projeto Final de curso, apresentado à
Universidade Federal de Goiás, como
parte das exigências para a obtenção do
título de Bacharel em Engenharia
Mecânica.

Goiânia, 17 de dezembro de 2019.

BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Felipe Pampiona Mariano
Universidade Federal de Goiás



Prof. Dr. João Paulo da Silva Fonseca
Universidade Federal de Goiás



Prof. Dra. Andreia Aoyagui Nascimento
Universidade Federal de Goiás

AGRADECIMENTOS

A minha família, que sempre esteve presente em todos os momentos.

Aos amigos, pela companhia durante toda essa jornada.

Aos professores do curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Goiás, em especial ao Professor Felipe Pamplona Mariano, pelas orientações e compromisso ao longo desse trabalho.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Distribuição de custos de um compressor em 10 anos.	13
Figura 2 - Freio pneumático.	14
Figura 3 - Bomba pneumática.	14
Figura 4 - Custo de manutenção de compressores ao longo do tempo de uso.	15
Figura 5 - Esquema de um sistema de ar comprimido.	16
Figura 6 - Rede de circuito aberto.	18
Figura 7 - Rede de circuito fechado.	18
Figura 8 - Nomograma para cálculo do diâmetro interno da tubulação.	19
Figura 9 - Diâmetros comerciais.	21
Figura 10 - Iteração utilizando a Equação 3.	23
Figura 11 - Vaso de pressão como volume de controle.	25
Figura 12 - Sistema de ar comprimido simplificado.	27
Figura 13 - Rotores do compressor de parafuso.	28
Figura 14 - Especificações dos compressores de ar.	28
Figura 15 - Análise semanal do consumo da linha de ar comprimido.	28
.Figura 16 - Detalhamento da vazão do compressor.	29
Figura 17 - Detalhamento da potência do compressor.	29
Figura 18 - Energia consumida pelo compressor.	29
Figura 19 - Freio pneumático.	30
Figura 20 - Alavanca pneumática.	30
Figura 21 - Dados de pressão e vazão dos equipamentos pneumáticos.	31
Figura 22 - Detector de O'ring.	31
Figura 23 - Esquema da tubulação instalada.	32
Figura 24 - Singularidades da tubulação principal, instalada.	33
Figura 25 - Consumo na tubulação secundária instalada, de acordo com fabricantes.	33
Figura 26 - Especificações do reservatório de ar.	35
Figura 27 - Compressores Atlas Copco instalados no local de estudo.	36
Figura 28 - Diagrama de compressores (Pressão x Vazão).	37
Figura 29 - Esquema da tubulação proposta.	38
Figura 30 - Singularidades da tubulação principal, proposta.	39
Figura 31 - Singularidades do anel, proposto.	40
Figura 32 - Esquema da parte 1 da linha de ar comprimido.	41

Figura 33 - Esquema da parte 2 da linha de ar comprimido.....	41
Figura 34 - Diâmetro e perda de carga para as linhas secundárias.....	42
Figura 35 - Diâmetro e perda de carga para as linhas de alimentação.	42
Figura 36 - Cálculo pelo processo iterativo.....	43
Figura 37 - Reservatório de ar comprimido instalado no local de estudo.	43
Figura 38 - Comparação entre os tipos de compressores.	45
Figura 39 - Análise dos vazamentos.....	46

RESUMO

Em busca de menores custos de produção as empresas vêm investindo cada vez mais em equipamentos e projetos que tragam eficiência energética. Os sistemas de ar comprimido, que possuem numerosas aplicações, são responsáveis por grande parte do consumo de energia elétrica em algumas empresas. Uma distribuidora de Gás Liquefeito de Petróleo (GLP), localizada em Senador Canedo, Goiás, está reestruturando seu sistema de ar comprimido, e depois de trocar os compressores e adicionar equipamentos pneumáticos na linha, busca o redimensionamento das tubulações de ar comprimido. Estuda-se os conceitos e as formulações necessárias para esse projeto. Primeiro é analisada a linha já instalada na empresa, e conclui-se que existem perdas de carga superiores a 1,0 bar (100 kPa), o que além de gerar um alto gasto de energia, pode prejudicar o funcionamento dos equipamentos. Então, projeta-se uma nova rede de distribuição, com uma perda de carga de no máximo 0,3 bar (30 kPa), do reservatório até os pontos de consumo. Propõem-se também um aumento no número de reservatórios, com o objetivo de equalizar a pressão em toda a rede e diminuir o número de vezes que o compressor liga durante o período sem produção. Chega-se a valores coerentes para os diâmetros da tubulação principal, tubulações secundárias, ramificações e linhas de alimentação. Destaca-se a importância de uma manutenção regular nas tubulações, já que os vazamentos são responsáveis por grandes perdas ao longo do sistema.

Palavras-chave: Eficiência Energética, Ar comprimido, Compressores, Dimensionamento de Tubulações.

ABSTRACT

Companies are investing and searching solutions in projects that use better equipments aiming at lower productions costs. Compressed air systems, which have applications, are responsible for much of this consumption in some companies. To improve its compressed air system, a companie of Liquefied Petroleum Gas, located at Senador Canedo, Goiás, changed the air compressors and added new equipment elements to the air. As result, the companie is resizing the compressed air system. Firstly, the actual air pipeline goes through analysis process to verify if there is some decrease of pressure. The measurement showed loss of pressure superior of 1.0 bar (100 kPa). In this case, the equipments and spent high levels of energy. Solution, new pipes design. The new project consists in maintain the pressure, from the tank to all consumption points, aceppling a loss of pressure of at most 0.3 bar (30 kPa). Furthermore, to equalize the pressure through the line and reduce number of times the compressor turn on/off during the period without production, is propose to increase the number of tanks. Accurate values are reached for main pipe diameters, secondary pipes, branches and supply lines. The importance of regular maintenance on pipelines is highlighted, as leaks are responsible for large losses throughout the system.

Keywords: Energy Efficiency, Compressed Air, Compressors, Pipes Design.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	12
1.1 Eficiência energética	12
1.2 Propriedades físicas e uso do ar	14
1.3 Manutenção	15
2. OBJETIVO	16
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
4. METODOLOGIA.....	20
4.1 Planejamento	20
4.2 Tubulação	20
4.3 Reservatório	24
5. RESULTADOS	27
5.1 Rede instalada	27
5.1.1 Compressores	27
5.1.2 Tubulação	31
5.1.3 Reservatório	35
5.2 Pontos de melhoria identificados	36
5.3 Rede proposta.....	36
5.3.1 Compressores	36
5.3.2 Tubulação	37
5.3.3 Reservatório	43
5.3.4 Ganho energético.....	44
6. CONCLUSÃO.....	44
REFERÊNCIAS	47
ANEXO I.....	48
APÊNDICE I.....	51

1. INTRODUÇÃO

As distribuidoras de Gás Liquefeito de Petróleo (GLP) são excelentes exemplos de Áreas Classificadas, ou seja, áreas onde um vazamento inesperado de gás pode formar uma mistura explosiva. As plantas industriais apresentam vários locais com a presença constante do produto inflamável, e dessa forma é prudente evitar a utilização exagerada de equipamentos elétricos. Quando utilizados esses devem estar isolados adequadamente e a distâncias seguras de possíveis fontes de vazamento de gás.

Uma alternativa interessante para esses processos é a utilização de equipamentos pneumáticos. Porém, grandes quantidades desses equipamentos demandam vazões elevadas de ar comprimido, e faz-se necessário a utilização de compressores robustos. Assim, o gasto de energia elétrica torna-se um dos mais elevados custos para as indústrias desse ramo.

A base de produção de uma distribuidora de GLP, localizada na cidade de Senador Canelo, Goiás, está reestruturando o seu sistema de ar comprimido. No último ano substituiu os compressores de carga/alívio por compressores com inversor de frequência, e adicionou à planta equipamentos pneumáticos automatizados. Para 2020, projeta-se implementar uma nova linha de ar comprimido, já que as tubulações instaladas estão desgastadas, percebe-se uma falta de pressão em alguns equipamentos pneumáticos, vazamentos recorrentes e a presença de particulado no ar comprimido.

A empresa apresenta como principal custo fixo de operação a eletricidade, representando cerca de 10% do EBITDA (*Earnings before interest, taxes, depreciation and amortization*). O objetivo é que a nova linha de ar comprimido também traga maior eficiência energética.

1.1 Eficiência energética

Em mercados nos quais a margem de lucro é pequena, como é o caso da distribuição de GLP, as empresas devem estar atentas às reduções de custo, pois são essas medidas que possibilitam oferecer preços competitivos a seus revendedores, ainda mais por se tratar de um *commodity*, a diferenciação fica restrita ao oferecimento de serviços de qualidade e a realização de operações eficientes.

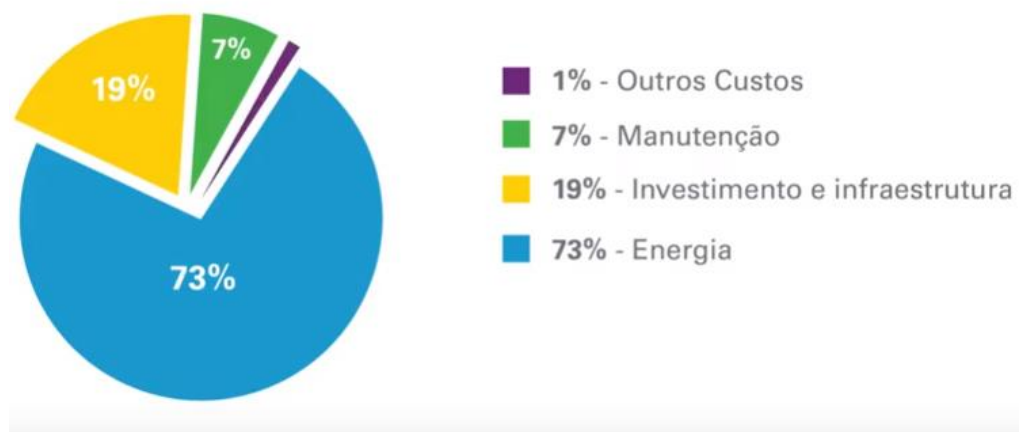
Segundo a fabricante Atlas Copco (2019) um sistema de distribuição de ar comprimido inadequado levará a uma baixa produtividade, um baixo desempenho das ferramentas pneumáticas e um elevado gasto com energia. Três demandas devem ser atingidas:

- Uma baixa queda de pressão entre o compressor e ponto de consumo.
- Um mínimo de vazamento da tubulação de distribuição.

- Uma separação eficiente de condensado, se um secador de ar comprimido não estiver instalado.

Focando nos compressores, que geram um gasto considerável de energia elétrica, a Figura 1 mostra dados da fabricante Atlas Copco, detalhando que em um período de 10 anos os custos desse equipamento são 73% com energia elétrica, 19% com investimento e infraestrutura, 7% com manutenção e 1% com outros custos.

Figura 1 - Distribuição de custos de um compressor em 10 anos.



Fonte: Atlas Copco (2019).

Além da utilização de compressores tecnológicos, com a presença da tecnologia VSD (*Variable Speed Drive*), caracterizada por ajustar automaticamente a velocidade do motor de acordo com a demanda de ar, melhorias no projeto da linha de ar comprimido também geram economia de energia. A pressão de geração e vazão adequadas do compressor implicam em menor esforço do motor elétrico e podem ser conseguidas se as linhas de ar comprimido estiverem adequadamente projetadas.

Outro fator que deve ser levado em consideração são os períodos e as respectivas tarifas de energia praticadas. O período fora de ponta corresponde aos horários em que o consumo de energia elétrica é reduzido. Em Senador Canedo, Goiás, compreende os intervalos das 00:00 h às 17:59 h e das 21:00 h às 23:59 h. Já o período das 18:00 h às 20:59 h, excluindo-se sábados, domingos e feriados, é denominado período de Ponta. Para a empresa estudada a tarifa Fora de Ponta no mês de setembro de 2019 foi de R\$ 0,57 por kWh e a tarifa de Ponta R\$ 1,79 por kWh, indicando um valor de R\$ 0,72 por kWh, através da média ponderada.

1.2 Propriedades físicas e uso do ar

O ar é um fluido composto principalmente por oxigênio (21%) e nitrogênio (78%) e possui propriedades físicas que o tornam a principal fonte de energia para vários sistemas mecânicos. Dentre essas propriedades, Fialho (2011) destaca a expansibilidade, a compressibilidade em temperatura constante e a elasticidade. A expansibilidade é uma propriedade do ar, e de todos os gases, que permite que eles se adequem ao volume de qualquer reservatório onde forem inseridos, pois não possuem uma forma definida. Já a compressibilidade em temperatura constante permite que o ar reduza seu volume quando exposto à aplicação de uma força, sendo que nessa condição o produto aritmético entre a pressão e volume também é constante no processo. Por último, a elasticidade faz com que o ar retorne ao seu volume inicial após o encerramento da aplicação da força que o estava comprimindo.

As aplicações existentes para o ar comprimido são numerosas (Rollins, 2004). Considerando as plantas industriais de empresas de vários setores como agricultura, aviação, automóveis, bebidas, medicamentos, petróleo; os compressores e as máquinas que utilizam ar comprimido estão presentes em diferentes etapas dos processos. Dentre algumas das principais aplicações de ar comprimido na indústria estão: alargar, apertar parafusos e porcas, controlar processos, compactar, cortar roscas, elevar, formar, esmerilhar, furar, jatear, limpar, lixar, transportar, além dos freios pneumáticos (Figura 2), bombas pneumáticas (Figura 3), motores pneumáticos, e turbinas de ar comprimido.

Figura 2 - Freio pneumático.



Fonte: Soluções Industriais (2019).

Figura 3 - Bomba pneumática.



Fonte: Bombas SMB (2019).

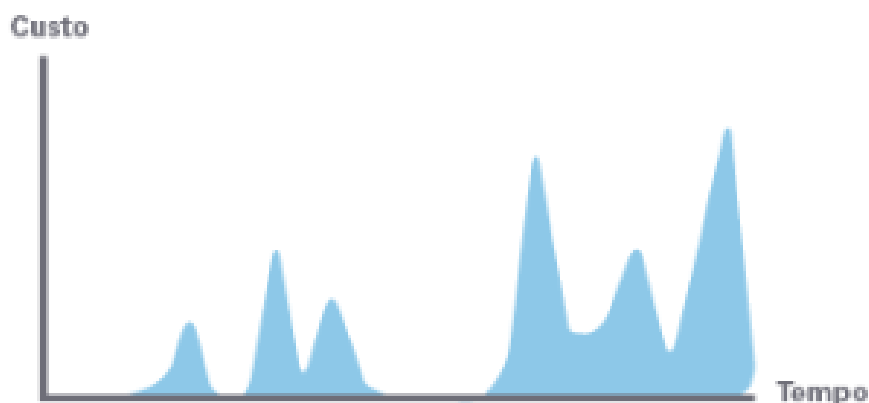
Segundo Fialho (2011), algumas vantagens dos equipamentos pneumáticos que tornam sua utilização importante no setor industrial são, a relação peso por potência muito baixa, os baixos custos de investimento e manutenção, o funcionamento seguro mesmo com variações de temperatura consideráveis, as peças leves e a alta velocidade de deslocamento. Como desvantagens desse tipo de equipamento, é importante citar a necessidade de uma boa preparação do ar comprimido, a dificuldade de se trabalhar com velocidades uniformes, o que ocorre devido a compressibilidade do ar e à baixa capacidade de carga dos atuadores, quando comparado com sistemas hidráulicos, por exemplo.

1.3 Manutenção

Uma rede de ar comprimido necessita de um bom acompanhamento da equipe de manutenção. Além das tubulações de ar, é preciso atentar-se aos compressores e aos equipamentos pneumáticos. Dependendo da situação, a manutenção pode ser, de forma simplificada, preventiva ou corretiva. Na preventiva é feito um acompanhamento das peças de acordo com a expectativa de vida útil e a reposição acontece para que uma peça desgastada não comprometa ou limite o funcionamento do sistema. A manutenção corretiva ocorre em última instância, quando a rede não possui condições de funcionamento, por falta de algum item.

Em uma análise dos compressores, a fabricante a Atlas Copco (2019) ilustra, através da Figura 4, que a tendência é um aumento nos gastos com manutenção, já que no início da operação são realizadas intervenções mais simples, e com o passar do tempo fazem-se necessárias reposições de peças complexas.

Figura 4 - Custo de manutenção de compressores ao longo do tempo de uso.



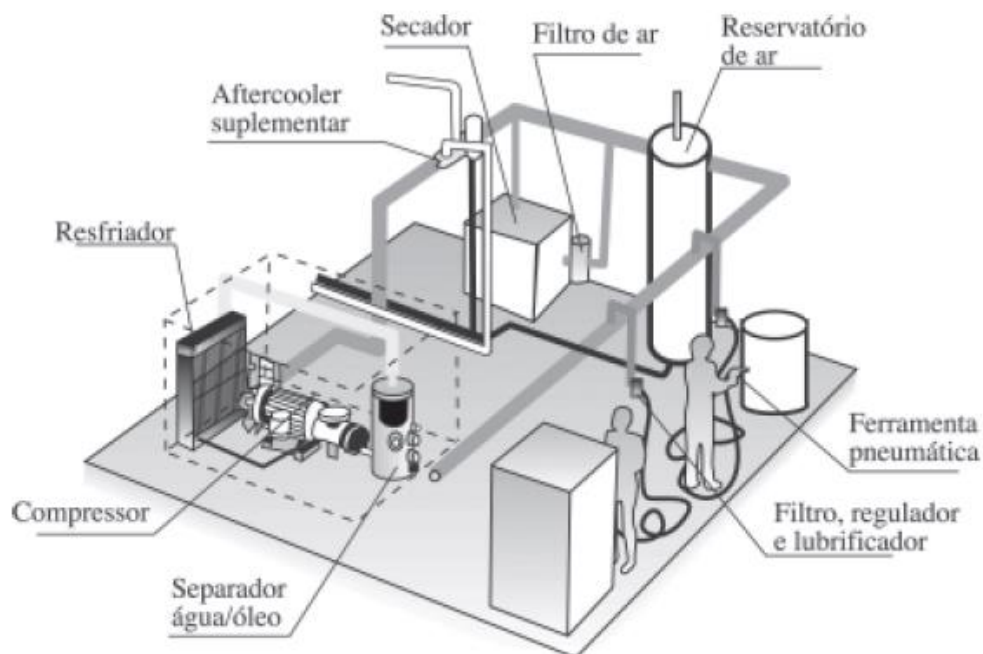
Fonte: Atlas Copco (2019).

Considerando as tubulações e os equipamentos pneumáticos, um fator importante é a qualidade do ar transportado (Rollins, 2004). Nesse quesito é essencial um acompanhamento

do secador e dos purgadores ao longo da linha, já que a umidade causa oxidação e aumenta os desgastes das peças. A Figura 5 mostra o esquema simplificado de um sistema de ar comprimido, no qual, destacam-se os equipamentos de preparação do ar comprimido, como por exemplo, compressor, secador de ar e filtro de ar. Além disso, muitas linhas de ar comprimido utilizam lubrificadores de óleo para melhor utilização de equipamentos pneumáticos. Defeitos como ferrugem, incrustações e obstrução de orifícios podem ser evitados se os sistemas de secagem de ar e lubrificação estiverem funcionando bem.

Do ponto de vista da eficiência energética, destacam-se o resfriador do compressor, o *aftercooler*, o reservatório de ar e a própria tubulação de ar comprimido.

Figura 5 - Esquema de um sistema de ar comprimido.



Fonte: Eletrobrás (2007).

Uma manutenção eficiente, além de fornecer maior vida útil aos equipamentos, evita paradas no processo produtivo e, conseqüentemente, evita perda de margem de lucro no negócio de uma empresa.

2. OBJETIVO

Projetar uma nova linha de ar comprimido para uma empresa de distribuição de GLP e comparar os resultados com a linha já existente na indústria, principalmente em termos de eficiência energética.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Dentre as literaturas que trabalham com projetos de linhas de ar comprimido, seleciona-se três para discussão e análise. Os livros, Manual de Ar comprimido e Gases (Rollins, 2004), Automação Pneumática, Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos (Fialho, 2011) e a Apostila de Dimensionamento de Redes de Ar comprimido Parker, (2006). As abordagens são distintas quanto ao dimensionamento das tubulações.

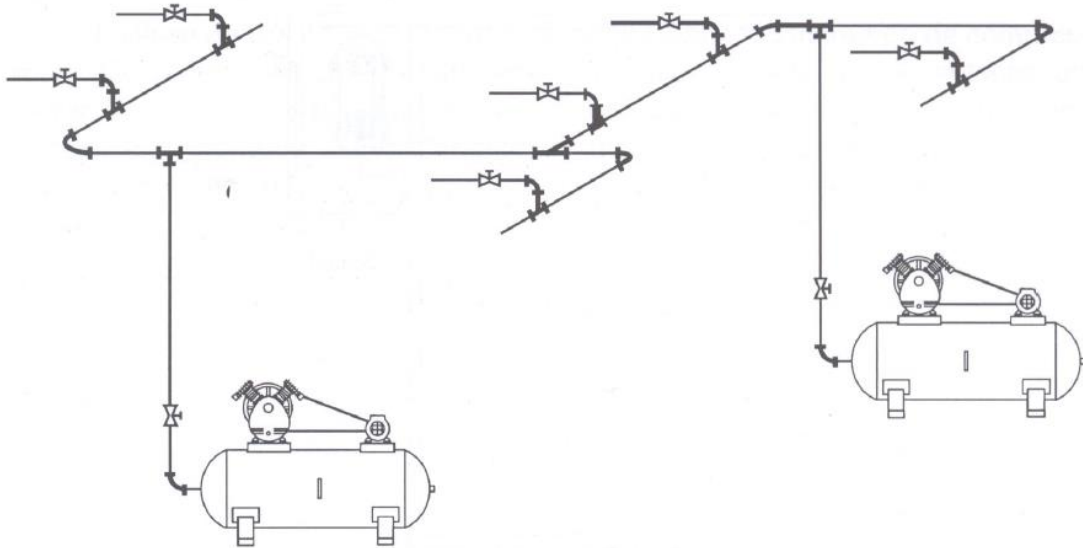
Rollins (2004) pondera que o sistema de distribuição possui uma grande importância no conjunto de ar comprimido e cita 6 regras, para auxiliar o planejamento desses sistemas:

1. As dimensões das tubulações devem ser suficientemente grandes, para evitar que a queda de pressão entre o reservatório e o ponto de consumo seja superior a 10% da pressão inicial.
2. Redes fechadas devem ser usadas onde for possível.
3. Tubulações longas devem ter reservatórios amplos, localizados nos pontos de maior consumo ou nos pontos mais distantes.
4. Cada tubulação deve chegar o mais perto possível dos pontos de aplicação.
5. Toda a tubulação deve ter uma inclinação de aproximadamente 2 mm/m em direção a um ponto de drenagem de água.
6. Caso os compressores sejam isentos do consumo de óleo, as tubulações devem ser resistentes à corrosão.

Para o cálculo do diâmetro mínimo da tubulação principal, Rollins (2004) considera um aumento de 10% de vazão para os supostos vazamentos e considera uma queda de pressão de 0,2 bar (20 kPa) ou menos. São utilizadas tabelas com as informações de fluxo de ar, queda de pressão, comprimento equivalente das conexões e diâmetro da tubulação, e são feitas iterações de cálculo até que a perda de carga imposta ao sistema seja encontrada. Os diâmetros das tubulações secundárias são calculados de forma semelhante.

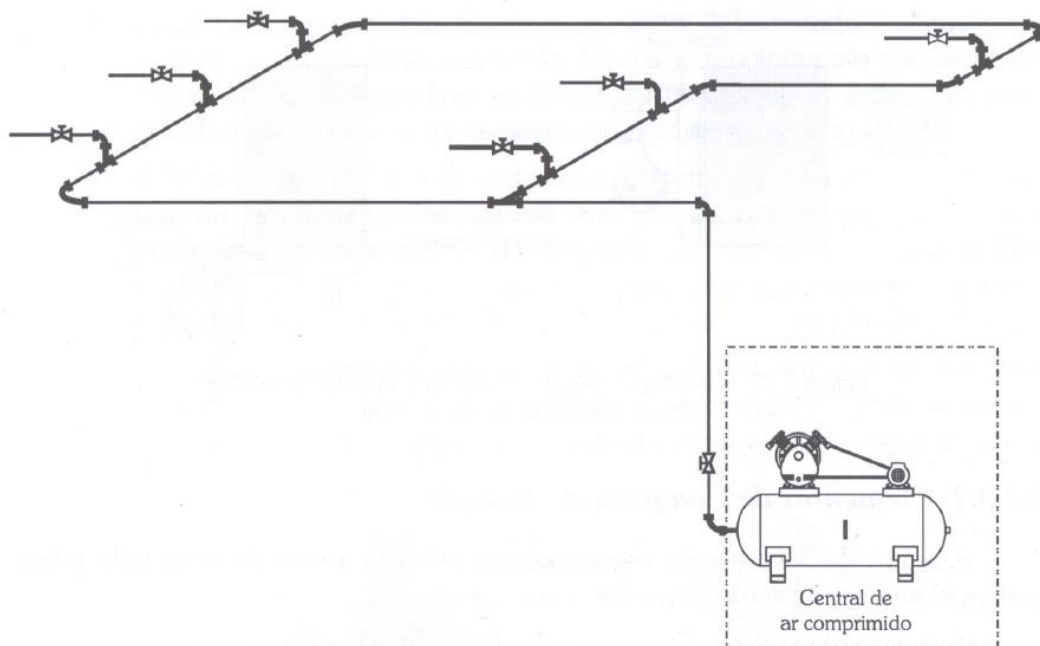
Fialho (2011) cita a importância da definição entre uma rede de circuito aberto e uma rede de circuito fechado. No circuito aberto (Figura 6) o ar flui em uma única direção, o que impossibilita uma alimentação uniforme em todos os pontos. Já o circuito fechado (Figura 7) permite essa alimentação de maneira uniforme, pois o ar flui em ambos os sentidos.

Figura 6 - Rede de circuito aberto.



Fonte: Fialho (2011).

Figura 7 - Rede de circuito fechado.



Fonte: Fialho (2011).

Quanto ao dimensionamento, Fialho (2011) sugere uma queda de pressão de até 0,3 ou 0,5 kgf/cm² (29,4 a 49,0 kPa) entre o reservatório e os pontos de consumo; e considera nos cálculos da linha principal os seguintes itens:

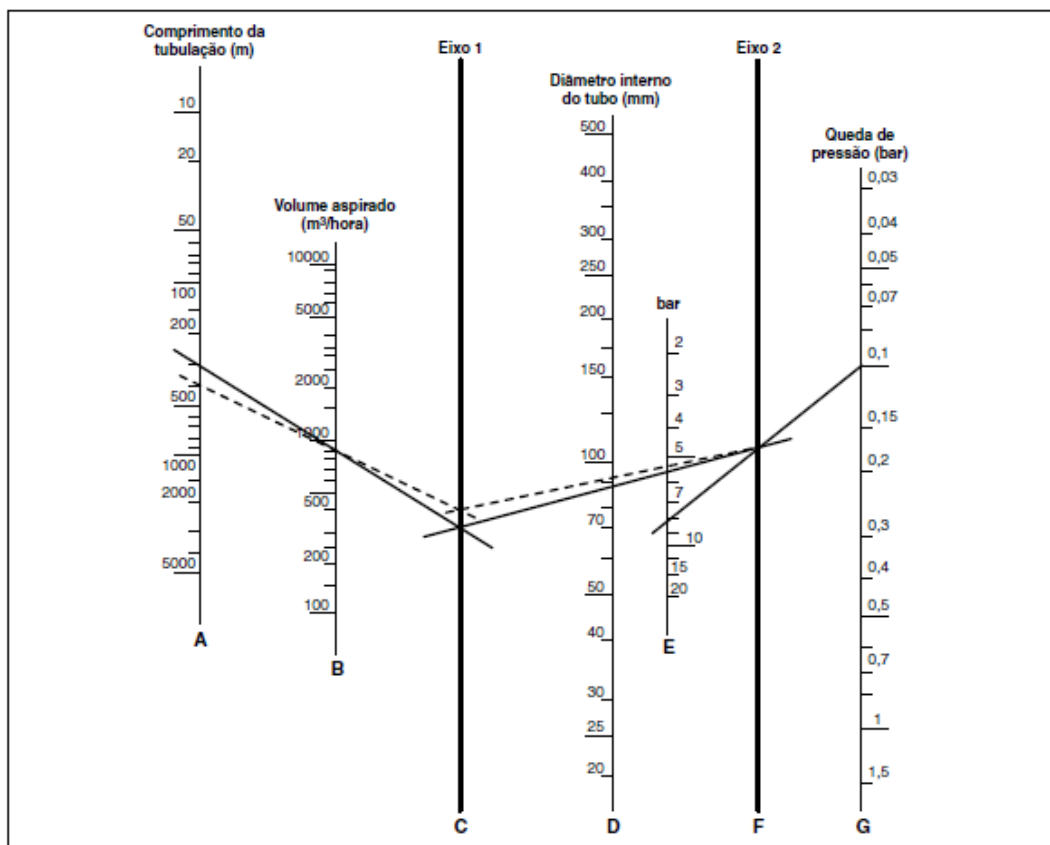
- Volume de ar corrente (Q);
- Comprimento total da linha principal (Lt);
- Queda de pressão admissível (ΔP);

- Número de pontos de estrangulamento;
- Pressão de regime (P);

O diâmetro mínimo interno (mm), já prevendo possíveis expansões futuras, é determinado por formulação e, depois, é estabelecido o diâmetro comercial.

Parker (2006) cita que a tubulação deve ser projetada para atender a demanda mesmo ela sendo crescente, e que a queda de pressão não deve ultrapassar 0,1 bar (10 kPa), na tubulação principal. Além disso, em Parker (2006) o conceito de Nomograma (Figura 8) é usado no cálculo do diâmetro.

Figura 8 - Nomograma para cálculo do diâmetro interno da tubulação.



Fonte: Parker (2006).

Para encontrar o diâmetro, liga-se no nomograma a linha A (Comprimento da tubulação) com a linha B (Volume aspirado), e prolonga-se a linha C (Eixo 1). Depois, a linha E (Pressão de trabalho) deve ser ligada com a linha G (Queda de pressão), entre essas duas linhas está a linha F (Eixo 2). O Diâmetro interno do tubo (linha D) será encontrado a partir da ligação entre os Eixos 1 e 2. Para o exemplo ilustrado na Figura 8, o diâmetro interno seria de aproximadamente 90 mm.

4. METODOLOGIA

4.1 Planejamento

Primeiramente, faz-se uma análise das tubulações de ar comprimido, reservatório e compressores existentes na planta. Nos compressores foi instalada uma ferramenta da fabricante Atlas Copco, denominada “*iiTrak*”, durante o período de uma semana. Essa ferramenta mediu o consumo de ar comprimido e a potência, identificando os valores máximos e mínimos durante a jornada de funcionamento da empresa.

Os dados de pressão e vazão de cada equipamento pneumático foram levantados através de manuais e contato com os fabricantes: Kosan Crisplant, Adal Tecno, D2, Conserval, Sense, Atlas Copco e Transmac.

O diâmetro e o comprimento das tubulações de toda a planta foram medidos, com o intuito principal de identificar pontos com elevada perda de carga. Esses dados foram utilizados para especificar posições de instalações da linha de ar comprimido. Averiguaram-se também as dimensões e as pressões (de trabalho e máxima) do reservatório.

Posteriormente, realizam-se os estudos dos conceitos relacionados ao projeto de uma linha de ar comprimido. A partir desses conhecimentos identificam-se alguns pontos de melhoria no dimensionamento do reservatório e no diâmetro dos tubos. Por último, faz-se uma análise da economia que a nova linha trará em termos de energia elétrica.

4.2 Tubulação

Para o cálculo do diâmetro mínimo das tubulações, necessárias para atender toda a demanda de ar comprimido da base de produção, utiliza-se a Equação 1 (Fialho, 2011).

$$d = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot Q^{1,85} \cdot L_t}{\Delta P \cdot P}} \quad (1)$$

Em que:

Q - Volume de ar corrente (m³/h)

L_t - Comprimento total da tubulação (m)

ΔP - Queda de pressão admitida (kgf/cm²)

P - Pressão de Regime (kgf/cm²)

d - Diâmetro interno (mm)

Na Equação 1 considera a quantidade máxima de ar comprimido consumida pela rede, supondo que todos os elementos pneumáticos estejam funcionando com capacidade máxima em um mesmo período de tempo, portanto com fator de carga de 100%.

Na estimativa do Comprimento Total da tubulação (Equação 2), além da soma dos comprimentos lineares (L_1), incluem-se as singularidades (pontos de estrangulamento), que são as curvas, os registros, as válvulas, os tês; presentes na linha de distribuição. Cada um desses elementos pode ser transformado em um comprimento equivalente (L_2), vide Figura A1 do Anexo, de forma que:

$$L_t = L_1 + L_2 \quad (2)$$

Resolvendo a Equação 1 obtém-se o diâmetro mínimo. O último passo necessário é utilizar o catálogo de algum fabricante de tubos para ar comprimido, para definir os diâmetros de tubos comerciais. Um exemplo de catálogo de tubos comerciais é apresentado na Figura 9.

Figura 9 - Diâmetros comerciais.

Diâmetro				Espessura de Parede		Peso Teórico do Tubo Preto		Pressão de Ensaio
Nominal	Externo		Interno			Pontas Lisas	Com Roscas e Luvas ¹⁷	
in	in	mm	mm	in	mm	Kg/m	Kg/m	Kgf/cm ²
1/4	0,540	13,7	9,2	0,088	2,24	0,63	0,66	50
3/8	0,675	17,2	12,6	0,091	2,31	0,85	0,88	50
1/2	0,840	21,3	15,8	0,109	2,77	1,27	1,29	50
3/4	1,050	26,7	21,0	0,113	2,87	1,68	1,72	50
1	1,315	33,4	26,1	0,133	3,38	2,50	2,56	50
1.1/4	1,660	42,2	35,1	0,140	3,56	3,38	3,45	70
1.1/2	1,900	48,3	40,9	0,145	3,68	4,05	4,18	70
2	2,375	60,3	52,5	0,154	3,91	5,43	5,60	70
2.1/2	2,875	73,0	62,7	0,203	5,16	8,62	8,76	70
3	3,500	88,9	77,9	0,216	5,49	11,28	11,60	70
3.1/2	4,000	101,6	90,1	0,226	5,74	13,56	14,11	85
4	4,500	114,3	102,3	0,237	6,02	16,06	16,81	85
5	5,563	141,3	128,2	0,258	6,55	21,76	22,67	85
6	6,625	168,3	154,1	0,280	7,11	28,23	29,59	85
8	8,625	219,1	202,7	0,322	8,18	42,49	44,66	90
10	10,75	273,0	254,5	0,365	9,27	60,23	-	85

Fonte: Fialho (2011) Adaptado.

A Queda de Pressão é admitida pelo projetista, e para grandes redes, pode chegar até a 0,5 kgf/cm² (49,0 kPa). Já a Pressão de Regime é o valor de pressão medido no reservatório de ar comprimido, geralmente varia entre 7 a 12 kgf/cm² (687 a 1.117 kPa) (Fialho, 2011).

Ainda sobre o cálculo dos diâmetros, propõem-se a inclusão dos conceitos de Mecânica dos Fluidos. Segundo White (2011) para escoamentos incompressíveis, em que a velocidade do fluido é bem menor que a velocidade do som, é possível calcular o diâmetro da tubulação pela Equação 3.

$$d^5 = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot \Delta P} \quad (3)$$

Em que:

d - Diâmetro interno (m)

f - Fator de atrito

L - Comprimento total da tubulação (m)

Q - Volume de ar corrente (m³/s)

ρ - Massa específica do fluido, na temperatura de trabalho (kg/m³)

ΔP - Queda de pressão admitida (Pa)

Antes de apresentar o desenvolvimento desta formulação é importante definir quando o escoamento pode ser trabalhado como incompressível. Para isso, White (2011) utiliza o Número de Mach (Ma) (Equação 4) como critério. Quando Ma for menor que 0,3 (adimensional) o escoamento pode ser considerado incompressível.

$$Ma = \frac{v}{a} \quad (4)$$

v - Velocidade do escoamento

a - Velocidade do som no fluido

Admitindo-se que a vazão de um determinado sistema seja conhecida, o Número de Reynolds pode ser escrito como:

$$Re_d = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d \cdot \nu} \quad (5)$$

onde ν é o coeficiente de viscosidade cinemática do fluido na temperatura de trabalho.

Manipulando a Equação 5:

$$\nu = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \quad (6)$$

Substituindo a velocidade encontrada na Equação de Darcy Weisbach (White, 2011):

$$h_p = \frac{f \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot g \cdot d} \quad (7)$$

Obtém-se:

$$h_p = \frac{f \cdot L}{2 \cdot g \cdot d} \cdot \left(\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2} \right)^2 \quad (8)$$

Reordenando e simplificando a Equação 8:

$$h_p = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^5} \quad (9)$$

A perda de carga do sistema também é definida como:

$$h_p = \frac{\Delta P}{\rho \cdot g} \quad (10)$$

E, portanto, tem-se:

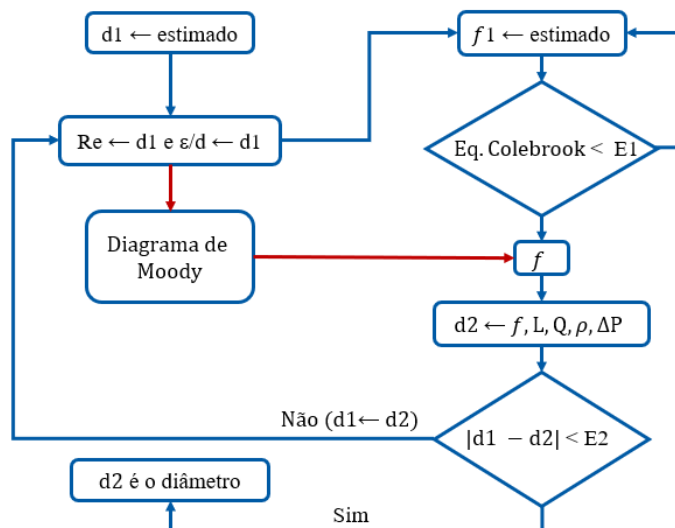
$$\frac{\Delta P}{\rho \cdot g} = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot d^5} \quad (11)$$

Resolvendo a Equação 11 para o diâmetro:

$$d^5 = \frac{8 \cdot f \cdot L \cdot Q^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot \Delta P} \quad (12)$$

Assim, o diâmetro da tubulação pode ser encontrado de forma iterativa, como detalhado na Figura 10, pois o fator de atrito (f), da Equação 12, depende do número de Reynolds (Re), e esse do próprio diâmetro, como visto na Equação 5.

Figura 10 - Iteração utilizando a Equação 3.



Fonte: Próprio autor.

O fator de atrito pode ser calculado utilizando a Equação 13, denominada Equação de Colebrook-White (White, 2011). Na equação, ε é a rugosidade que varia de acordo com o material da tubulação.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\varepsilon/d}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (13)$$

4.3 Reservatório

Segundo Parker (2006) os reservatórios de ar comprimido possuem as seguintes funções:

- Armazenar o ar comprimido.
- Resfriar o ar auxiliando a eliminação do condensado.
- Compensar as flutuações de pressão em todo o sistema de distribuição.
- Estabilizar o fluxo de ar.
- Controlar as marchas dos compressores

No dimensionamento da capacidade de um reservatório de ar comprimido, Rollins (2004) apresenta a Equação 14.

$$V = t \cdot \frac{(Q - S) \cdot P_0}{P_1 - P_2} \quad (14)$$

Em que:

t - Tempo, min

P_1 - Pressão inicial do reservatório, lb/pol²

P_2 - Pressão final do reservatório, lb/pol²

P_0 - Pressão atmosférica, lb/pol² (abs.)

Q - Necessidade de ar, pés³/min

V - Capacidade do reservatório, pés³

Para demonstração, admite-se o vaso de pressão como um referencial fixo, o fluido estando apenas no estado de vapor e o reservatório possuindo uma entrada e uma saída. O volume de controle está ilustrado na Figura 11.

Figura 11 - Vaso de pressão como volume de controle.



Fonte: Soluções Industriais (2019).

Aplicando a equação do balanço de massa no volume de controle da

$$\frac{d}{dt}(m) = m_{ie} - m_{is} \quad (15)$$

onde m_{ie} e m_{is} são as vazões mássicas que entram e saem, respectivamente, do reservatório.

Substituindo a massa por:

$$\frac{d}{dt}(\rho \cdot V) = m_{ie} - m_{is} \quad (16)$$

em que ρ é a massa específica e V o volume do reservatório. E resolvendo a derivada do termo transiente, pela regra da cadeia, tem-se:

$$V \frac{d}{dt}(\rho) + \rho \frac{d}{dt}(V) = m_{ie} - m_{is} \quad (17)$$

Admitindo-se o volume do vaso de pressão constante, a segunda parcela da derivada pode ser anulada, resultando em:

$$V \frac{d}{dt}(\rho) = m_{ie} - m_{is} \quad (18)$$

Considerando que nas condições de temperatura e pressão trabalhadas, o ar assume comportamento de gás ideal, tem-se:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (19)$$

Substituindo ρ na Equação 18:

$$V \frac{d}{dt} \left(\frac{P}{R.T} \right) = m_{ie} - m_{is} \quad (20)$$

Rollins (2004) admite que a temperatura do ar no reservatório é constante. A constante, R, do gás também pode ser retirada da derivada, logo:

$$\frac{V}{R.T} \cdot \frac{d}{dt} (P) = m_{ie} - m_{is} \quad (21)$$

A necessidade de ar comprimido para a planta (Q) pode ser calculada como (Rollins, 2004):

$$Q = \frac{m_{ie} - m_{is}}{\rho_0} = \frac{1}{\rho_0} \cdot \frac{V}{R.T} \cdot \frac{d}{dt} (P) \quad (22)$$

Tem-se que nas condições padrões da atmosfera a massa específica do ar é:

$$\rho_0 = \frac{P_0}{R.T_0} \quad (23)$$

Finalmente, integrando a pressão em relação ao tempo:

$$Q = \frac{R.T_0}{P_0} \cdot \frac{V}{R.T} \cdot \frac{P_1 - P_2}{\Delta t} \quad (24)$$

Simplificando a Equação 24:

$$Q = \frac{V}{P_0} \cdot \frac{P_1 - P_2}{\Delta t} \quad (25)$$

Resolvendo para a variação de tempo de enchimento do reservatório:

$$\Delta t = V \cdot \frac{P_1 - P_2}{Q \cdot P_0} \quad (26)$$

Se ar comprimido estiver sendo fornecido ao reservatório a uma dada vazão S (ft³/min), deve-se substituir Q, por (Q-S):

$$V = t \cdot \frac{(Q - S) \cdot P_0}{P_1 - P_2} \quad (27)$$

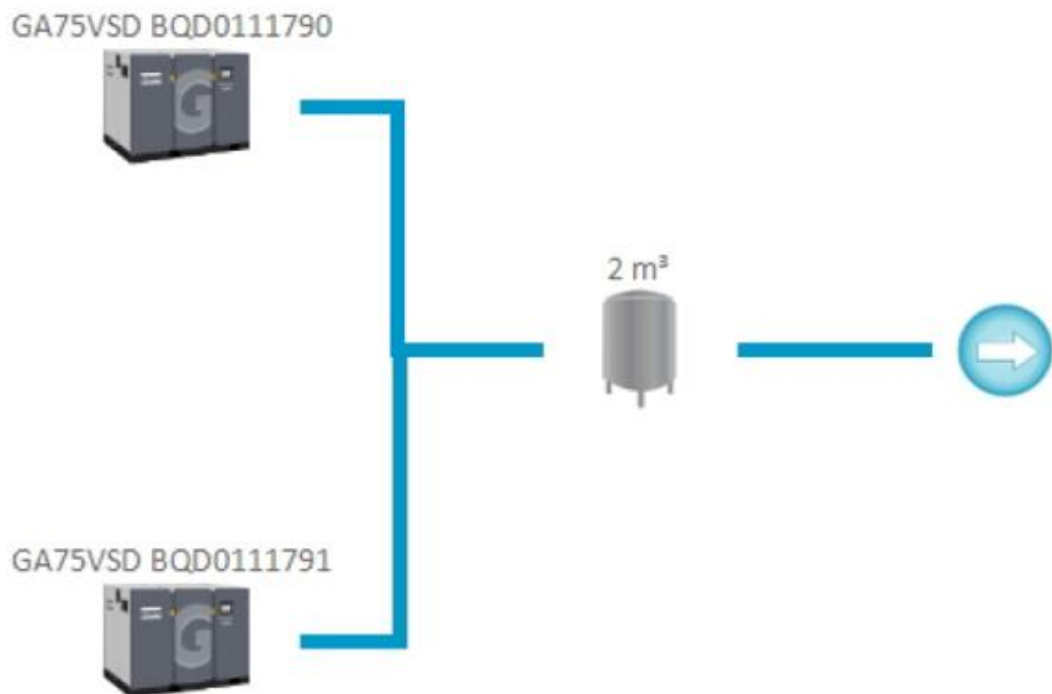
5. RESULTADOS

5.1 Rede instalada

5.1.1 Compressores

O sistema de ar comprimido (Figura 12) já instalado na base de produção, possui dois compressores de parafusos marca Atlas Copco, modelo GA75VSD, e um reservatório de ar marca Aberko Equipamentos, modelo KV-2000.

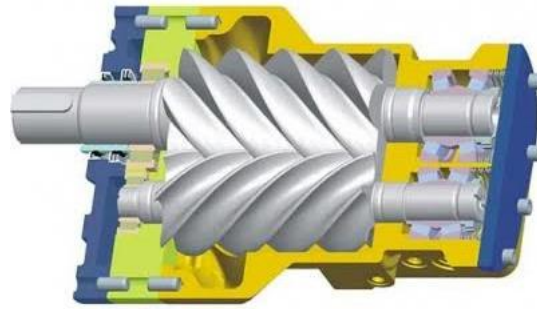
Figura 12 - Sistema de ar comprimido simplificado.



Fonte: Atlas Copco.

Segundo Silva (2009) os compressores de parafusos são equipamentos de deslocamento positivo em que dois rotores (Figura 13) giram engrenados um ao outro, em sentido contrário, para produzir pressão. É uma máquina bastante utilizada em aplicações industriais em que se trabalha com pressões inferiores a 11 bar (1.100 kPa). No modelo utilizado existe uma unidade de separação e refrigeração do óleo lubrificante, em que ocorre injeção de óleo no interior da câmara de compressão, como a maioria dos compressores desse tipo.

Figura 13 - Rotores do compressor de parafuso.



Fonte: www.lojaschulz.com.br

As especificações dos compressores de ar comprimido utilizados no presente trabalho encontram-se na Figura 14.

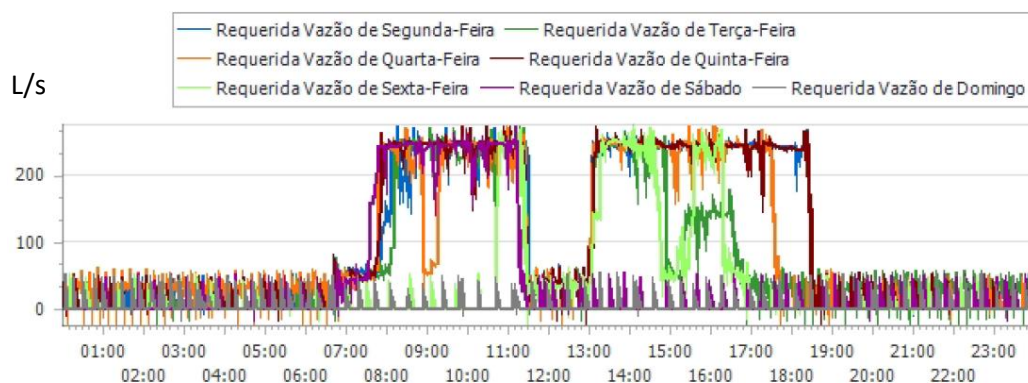
Figura 14 - Especificações dos compressores de ar.

ATLAS COPCO	
COMPRESSOR DE AR	
Tipo GA 75VSD FF175 380V 60HZ	
Pressão final max. (bar)	12,75
Descarga livre efetiva (bar)	7,0
Potência do motor (CV)	100
Rotação do motor (rpm)	2975
Massa (kg)	1891
Fabricado em	03/2018

Fonte: Atlas Copco.

A equipe de manutenção da empresa opta por trabalhar com apenas um dos compressores, deixando o segundo para utilização em casos de emergência. A ferramenta “*iiTrak*” monitorou o compressor que estava em funcionamento durante o período de uma semana. A Figura 15 mostra os dados de vazão, em litros por segundo obtidos.

Figura 15 - Análise semanal do consumo da linha de ar comprimido.



Fonte: Atlas Copco.

Percebe-se que durante os intervalos de funcionamento da planta, 07:30 h às 11:30 h e 13:00 h às 17:30 h o compressor em funcionamento fornece uma vazão entre 230 L/s e 252 L/s (0,230 m³/s e 0,252 m³/s), valores superiores a capacidade máxima (224 L/s) nas pressões efetivas de trabalho, especificadas no catálogo da marca (Figura A2 do Anexo I). As vazões máxima, média e mínima, bem como as porcentagens de tempo que o compressor atuou em cada faixa de vazão estão detalhados na Figura 16.

.Figura 16 - Detalhamento da vazão do compressor.

Dados de vazão	
Vazão máxima	252 L/s
Vazão média	59 L/s
Vazão mínima	0 Ls
Faixas de vazão	
0 - 25 % da vazão	76%
25 - 50 % da vazão	1%
50 - 75 % da vazão	2%
75 - 100% da vazão	21%

Fonte: Atlas Copco (2019).

Como últimos dados fornecidos pela ferramenta “*iiTrak*”, tem-se os valores máximo e mínimo da potência consumida pelo motor do compressor e a energia consumida durante o período de um ano, detalhados na Figura 17 e na Figura 18, respectivamente.

Figura 17 - Detalhamento da potência do compressor.

Mínimo FAD (Descarga Livre)	Máximo FAD (Descarga Livre)	Potência mínima	Potência máxima
36 L/s	252 L/s	22 kW	97 kW

Fonte: Atlas Copco (2019).

Figura 18 - Energia consumida pelo compressor.

Energia Consumida Atual - Anual	Custo de Energia Atual - Anual
208 MWh	R\$ 149.837,00

Fonte: Atlas Copco.

Os valores de pressão e vazão da maioria dos equipamentos pneumáticos foram informados pelos fabricantes. Para os casos em que não foram obtidos esses valores, estimou-se a vazão através do cálculo do volume das câmaras de trabalho dos atuadores lineares de duplo efeito, da quantidade média de movimentações por unidade de tempo e da forma de

atuação, utilizando como base a Tabela A1 do Anexo I, de acordo com Rollins (2004). Foi necessário este último procedimento para os Freios (Figura 19) e Alavancas (Figura 20).

Figura 19 - Freio pneumático.



Fonte: Próprio autor.

Figura 20 - Alavanca pneumática.



Fonte: Próprio autor.

O valor total de vazão encontrado foi de 811,9 m³/h (0,225 m³/s), conforme apresentado na Figura 21, cerca de 10,5 % menor que o informado pela ferramenta “*iiTrak*”, de 907,2 m³/h (0,252 m³/s). Essa diferença pode ser atribuída aos vazamentos e ao fato de que todos os equipamentos não funcionarem em carga máxima ao mesmo tempo.

Figura 21 - Dados de pressão e vazão dos equipamentos pneumáticos.

Nº	Localização	Tipo de Equipamento	Marca	Quantidade	Pressão (kPa)	Vazão (m³/h)	Total de Vazão (m³/h)
1	Casa de Tintas	Bomba pneumática	Adal Tecno	4	650	19,0	76,0
2	Casa de Tintas	Agitador pneumático	Adal Tecno	3	650	27,0	81,0
3	Oficina	Emerilhadeira	Puma	2	650	21,0	42,0
4	Plataforma	Freio	Festo	24	500	3,3	79,2
5	Plataforma	Alavanca	Festo	4	500	0,3	1,2
6	Plataforma	Digitação de Tara	Kosan	1	600	16,2	16,2
7	Plataforma	Entrada do Carrosel	Kosan	1	600	10,8	10,8
8	Plataforma	Carrosel P13 (EFC/U-36)	Kosan	1	650	42,4	42,4
9	Plataforma	Balança de Controle de Peso	Kosan	1	600	32,0	32,0
10	Plataforma	Balança de Ajuste de Peso	Kosan	1	600	5,4	5,4
11	Plataforma	Detector de O'ring	Kosan	1	650	95,4	95,4
12	Plataforma	Detector de Vazamento	Kosan	1	650	51,6	51,6
13	Plataforma	Cabine de Pintura P13	Transmac	1	650	56,0	56,0
14	Plataforma	Pistola de Pintura P13	Adal Techo	9	550	4,0	36,0
15	Plataforma	Etiquetadora	D2	1	600	65,0	65,0
16	Plataforma	Máquina de enchimento P20-P45	Kosan	1	650	18,0	18,0
17	Plataforma	Cabine de Pintura P20-P45	Transmac	1	650	37,4	37,4
18	Plataforma	Pistola de Pintura P20-P45	Adal Tecno	15	550	4,0	60,0
19	Tanques	Válvula pneumática	Sense	18	500	0,2	3,6
20	Transvaso	Válvula pneumática	Conserval	6	500	0,4	2,4
21	Sist. de Incêndio	Válvula pneumática	Conserval	3	500	0,1	0,3
							811,9

Fonte: Próprio autor.

5.1.2 Tubulação

Na análise dos diâmetros das tubulações, calcula-se a perda de carga gerada até um dos equipamentos mais críticos, que é responsável pela verificação dos anéis de vedação dos vasilhames, o “Detector de O’ring” (Figura 22), que está distante aproximadamente 90 m dos compressores e consome 95,4 m³/h (0,0265 m³/s), a uma pressão de trabalho de (650 kPa).

Figura 22 - Detector de O'ring.



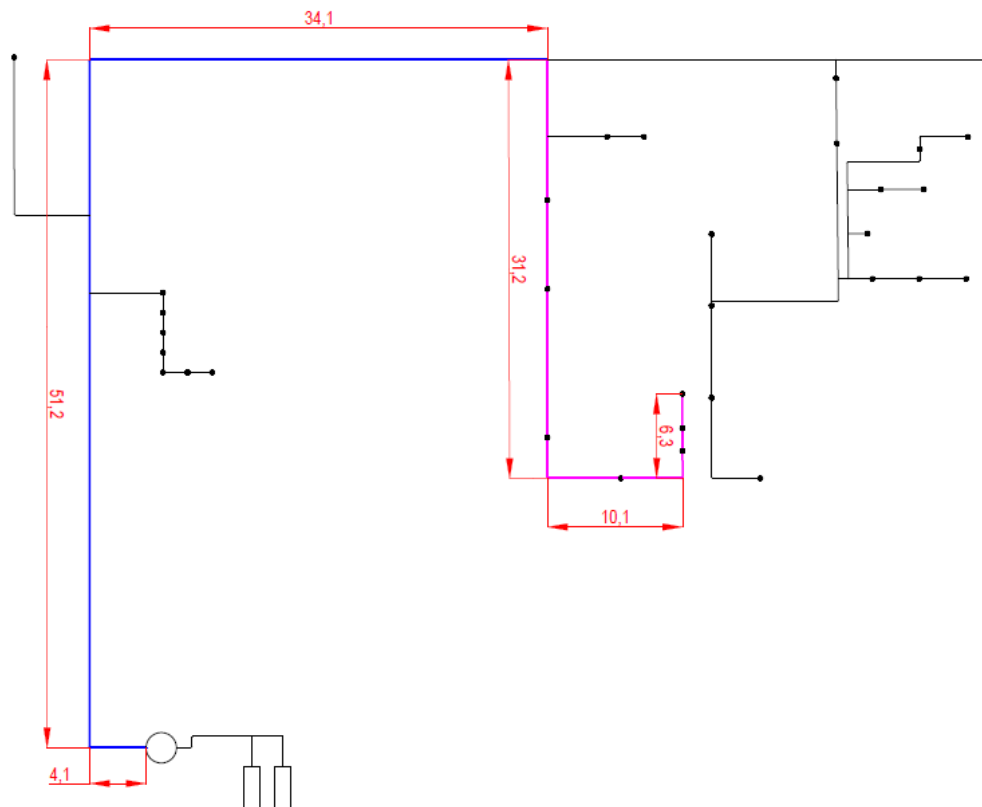
Fonte: Próprio autor.

Resolve-se a Equação 1, recomendada por Fialho (2011), para encontrar a perda de carga:

$$\Delta P = \frac{1,663785 \cdot 10^2 \cdot Q^{1,85} \cdot Lt}{d^5 \cdot P} \quad (28)$$

Para a tubulação principal, apresentada na cor azul da Figura 23, cujo diâmetro é de 3 in (76,2 mm), considera-se o consumo máximo da planta, identificado pela ferramenta “*iiTrak*”, de 252 L/s (907,2 m³/h). Do reservatório até o ponto onde inicia-se a tubulação secundária, o comprimento linear é de 89,40 m (4,1 m + 51,2 m + 34,1 m).

Figura 23 - Esquema da tubulação instalada.



Fonte: Próprio autor.

Considerando as singularidades presentes, para o diâmetro de 3 in, o comprimento equivalente é apresentado na Figura 24, de acordo com os dados fornecidos na Figura A1 do Anexo I.

Figura 24 - Singularidades da tubulação principal, instalada.

Singularidade	QTD	Comprimento equivalente (m)	Total (m)
Curva de 90° raio longo, flangeado	2	1,00	2,00
Tês fluxo em linha, flangeado	3	0,67	2,01
Válvula tipo gaveta, flangeado	1	0,85	0,85
Comprimento Equivalente Total (L2):			4,86

Fonte: Próprio autor.

Portanto, o comprimento total é 94,26 m (89,40 m + 4,86 m). E como a pressão de regime do reservatório é igual a 7,5 bar (7,65 kgf/cm²), tem-se:

$$\Delta P_1 = \frac{1,663785 \cdot 10^2 \cdot 907,2^{1,85} \cdot 94,26}{76,2^5 \cdot 7,65}$$

$$\Delta P_1 = 0,236 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} = 23,14 \text{ kPa}$$

A tubulação secundária, apresentada na cor rosa na Figura 23, possui como características um diâmetro interno de 1,5 in (38,1 mm) e 52,6 m (31,2 m + 10,1 m + 6,3 m + 5,0 m) de comprimento linear. Neste caso a presença de 5,0 m adicionais corresponde à elevação vertical da tubulação secundária em relação ao solo. O comprimento total com as singularidades passa a ser 58,66 m. O consumo máximo desta linha é de 296,6 m³/h, como detalhado na Figura 25. Admitindo-se um acréscimo de 10,5% de vazamentos, tem-se 329,2 m³/h.

Figura 25 - Consumo na tubulação secundária instalada, de acordo com fabricantes.

Nº	Localização	Tipo de Equipamento	Quantidade	Pressão (kPa)	Vazão (m ³ /h)	Total de Vazão (m ³ /h)
4	Plataforma	Freio	6	500	3,3	19,8
9	Plataforma	Balança de Controle de Peso	1	600	32,0	32,0
10	Plataforma	Balança de Ajuste de Peso	1	600	5,4	5,4
11	Plataforma	Detector de O'ring	1	650	95,4	95,4
12	Plataforma	Detector de Vazamento	1	650	51,6	51,6
13	Plataforma	Cabine de Pintura P13	1	650	56,0	56,0
14	Plataforma	Pistola de Pintura P13	9	550	4,0	36,0
						296,2

Fonte: Próprio autor.

Na pressão de regime, desconta-se a perda de carga da tubulação principal (0,236 kgf/cm²). É uma medida conservadora, que considera uma maior perda de carga do que seria encontrado caso fosse mantida a pressão do reservatório, e, portanto, a pressão será igual a 7,41 kgf/cm². Novamente com a Equação 1, tem-se:

$$\Delta P_2 = \frac{1,663785 \cdot 10^2 \cdot 329,2^{1,85} \cdot 58,66}{38,1^5 \cdot 7,41}$$

$$\Delta P_2 = 0,745 \frac{\text{kfg}}{\text{cm}^2} = 75,06 \text{ kPa}$$

Por fim, o diâmetro da tubulação de alimentação do equipamento é de 0,75 in (19,05 mm), o comprimento linear de 4,0 m (uma vez que o equipamento está a 1,0 m do solo) e o comprimento total com as singularidades é de 4,5 m. Considera-se apenas o consumo do “Detector de O’ring”, 95,4 m³/h (105,9 m³/h admitindo-se 10,5% de acréscimo por vazamentos), pois é o equipamento que demanda maior vazão de ar comprimido.

$$\Delta P_3 = \frac{1,663785 \cdot 10^2 \cdot 105,9^{1,85} \cdot 4,25}{19,05^5 \cdot 6,67}$$

$$\Delta P_3 = 0,235 \frac{\text{kfg}}{\text{cm}^2} = 23,05 \text{ kPa}$$

A soma das perdas de carga fica:

$$\Delta P_T = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3$$

$$\Delta P_T = 23,14 \text{ kPa} + 75,06 \text{ kPa} + 23,05 \text{ kPa} = 121,25 \text{ kPa}$$

ou seja, a partir da pressão fornecida pelo compressor perde-se, mais de 1,0 bar (100 kPa) até a máquina “Detector de O’ring”, quando esta está funcionando com sua vazão nominal. Pode-se considerar essa perda de carga alta, uma vez que a literatura para projetos de linhas de ar comprimido (Fialho, 2011 e Rollins, 2004) sugerem perdas de carga da ordem de 0,1 a 0,5 bar (10 a 50 kPa) para redes extensas.

5.1.3 Reservatório

Todas as especificações do reservatório de ar estão na Figura 26.

Figura 26 - Especificações do reservatório de ar.

ABERKO EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS	
VASO DE PRESSÃO	
Modelo/Série	KV-2000
Nº de Identificação (TAG)	00-1761
Ano de Fabricação	2000
Volume Geométrico (m³)	2,0
Temperatura de Projeto (°C)	150
Categoria do Vaso	1V
Classe de Fluido	0
Grupo Potencial de Risco	4
material de Fabricação	A-285-0
Espessura (Contado/Tamos) (mm)	9,5/9,5
Pressão de Trabalho	10,5
Pressão de Teste Hidrotático (kgf/cm²)	16,5
P.M.T.A (kgf/cm²)	11,0

Fonte: Aberko Equipamentos.

O reservatório de 2,0 m³ (70,63 ft³) está ajustado para trabalhar com pressão máxima de 7,5 bar (750 kPa ou 108,78 lb/in²) e mínima de 5,0 bar (700 kPa ou 72,52 lb/in²). Mesmo com a produção parada, os compressores continuam ligados para manter a pressão no Sistema de Incêndio. Nesse período, é possível perceber pela Figura 15, que o reservatório fornece ar comprimido por um tempo médio de 10 min, portanto, o compressor não trabalha durante esse intervalo de tempo.

Considerando a Equação 14, a necessidade de ar (C) no período sem produção é:

$$C = 70,63 \cdot \frac{108,78 - 72,52}{10,00 \cdot 14,71}$$

$$C = 17,42 \text{ pés}^3/\text{min} = 29,60 \text{ m}^3/\text{h}$$

Logo, 3,3 % da vazão máxima identificada, de 907,2 m³/h (0,252 L/s). É importante ressaltar que existem válvulas para interromper o fluxo para a “Cabine de Tintas”, para a “Oficina” e para a “Plataforma”, quando a produção não está funcionando, reduzindo bastante os vazamentos. De toda forma, a linha não está isenta de vazamentos, os quais também podem ocorrer em conexões e válvulas.

5.2 Pontos de melhoria identificados

Os principais pontos de ganho propostos neste trabalho dizem respeito às dimensões e ao leiaute das tubulações. Para o equipamento analisado, “Detector de O’ring”, a perda de carga total foi de 121,25 kPa, valor considerado alto nas literaturas consideradas. Isso faz com que o compressor tenha que operar a uma pressão muito acima (mais de 100 kPa) da requerida pelo sistema.

Além disso, a rede aberta faz com que não chegue pressão suficiente em alguns equipamentos da “Plataforma”, região da planta que consome 75% do ar comprimido. Segundo Rollins (2004) deve-se optar pela instalação de rede fechada sempre que possível, pois permite uma distribuição equalizada do gás, favorecendo o fornecimento para os pontos que demandam maior vazão. Portanto, a proposta é de uma rede de circuito fechado na região da “Plataforma”, o que tornará a rede total da planta uma rede mista.

Observa-se também que mesmo com a produção parada, o reservatório de ar mantém a pressão da linha por pouco tempo, cerca de 10 min. Já com a maioria dos equipamentos da linha em funcionamento, o compressor trabalha com vazão entre 75% e 100%.

5.3 Rede proposta

5.3.1 Compressores

De acordo com o catálogo da fabricante Atlas Copco, o modelo GA75VSD (Figura 27) atende uma vazão de até 810 m³/h (0,225 m³/s) a uma pressão de 7 bar (700 kPa). Portanto, com dois compressores deste modelo em operação conjunta, a vazão pode atingir até 1.620 m³/h, cerca de 79% maior que a vazão máxima atual. Esse modelo é bastante tecnológico, e dentre os aspectos possui um secador de ar embutido e o sistema VSD com inversor de frequência.

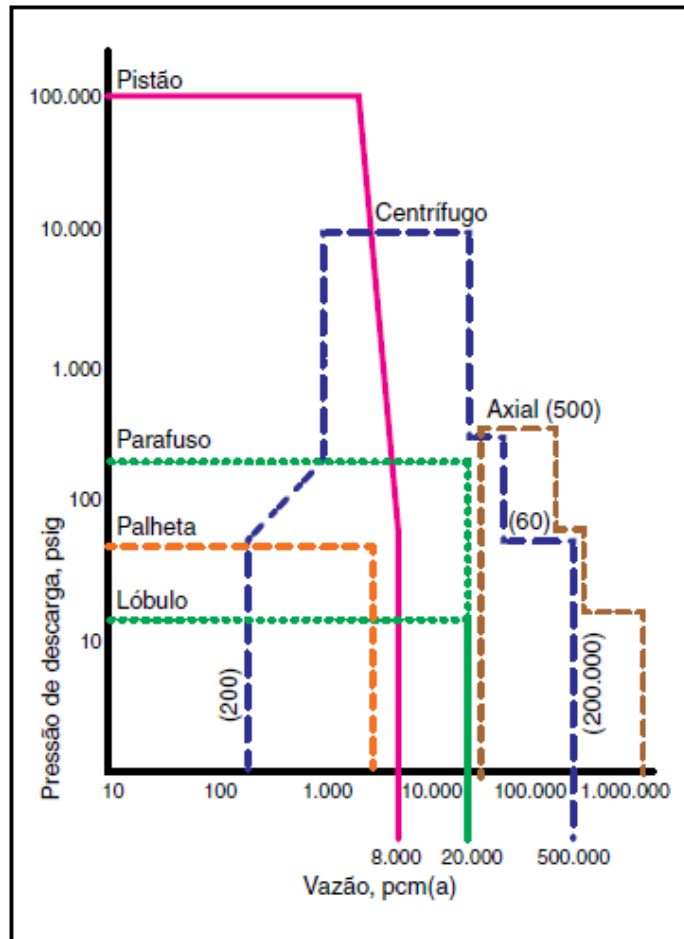
Figura 27 - Compressores Atlas Copco instalados no local de estudo.



Fonte: Próprio autor.

O tipo parafuso também é muito utilizado em aplicações de baixas pressões e vazões consideráveis, comparando com outros modelos de compressores, como mostra a Figura 28. Portanto, é um compressor que atende bem a base de produção.

Figura 28 - Diagrama de compressores (Pressão x Vazão).

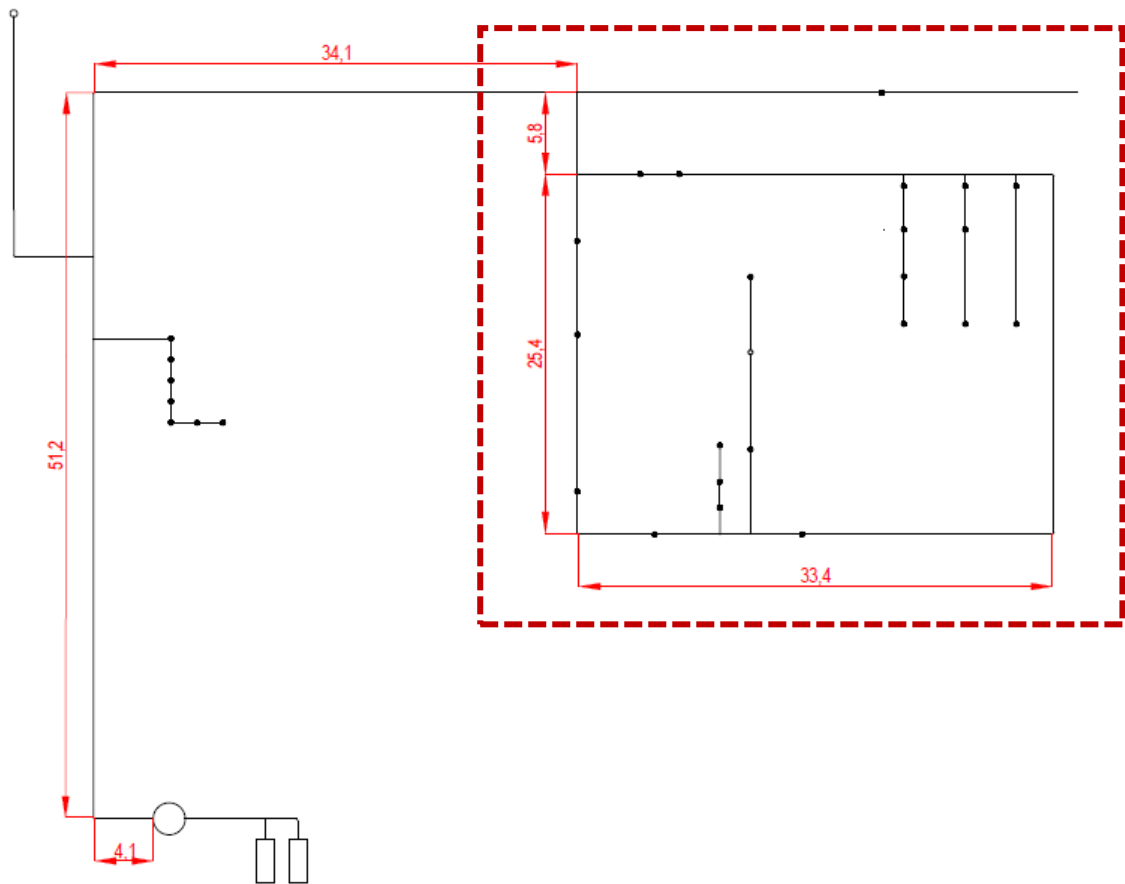


Fonte: Parker, 2006.

5.3.2 Tubulação

Quanto às tubulações propõem-se o redimensionamento, de forma que a perda de carga admitida seja de no máximo 0,3 bar (30 kPa), entre o reservatório inicial e todos os pontos de consumo, além de uma mudança no leiaute da linha que atente a “Plataforma” (retângulo vermelho tracejado) para uma rede de circuito fechado (Figura 29).

Figura 29 - Esquema da tubulação proposta.



Fonte: Próprio autor.

Utilizando novamente o equipamento “Detector de O’ring” como exemplo, para a tubulação principal, considera-se a vazão máxima, 252 L/s (907,2 m³/h) e o comprimento linear de 95,2 m. Na nova configuração, adota-se a pressão do reservatório igual a 6,93 kgf/cm² (680 kPa) e admite-se uma perda de carga para a linha tronco igual a 0,10 kgf/cm² (9,81 kPa). Assim, por meio da Equação 1, tem-se:

$$d_{\text{Principal}} = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot 907,2^{1,85} \cdot 95,2}{0,10 \cdot 6,93}}$$

$$d_{\text{Principal}} = 92,13 \text{ mm} = 3,63 \text{ in}$$

Como diâmetro comercial adota-se 4 in (Figura 9). Para esse valor de diâmetro interno as singularidades são mostradas na Figura 30

Figura 30 - Singularidades da tubulação principal, proposta.

Singularidade	QTD	Comprimento equivalente (m)	Total (m)
Curva de 90° raio longo, flangeado	2	1,30	2,60
Tês fluxo em linha, flangeado	3	0,85	2,55
Válvula tipo gaveta, flangeado	1	0,88	0,88
Comprimento Equivalente Total (L2):			6,03

Fonte: Próprio autor.

Deste modo o comprimento total admitido é igual a 101,23 m (95,2 m + 6,03 m) e o diâmetro interno atualizado é dado por:

$$d_{\text{Principal}} = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot 907,2^{1,85} \cdot 101,23}{0,10 \cdot 6,93}}$$

$$d_{\text{Principal}} = 93,27 \text{ mm} = 3,67 \text{ in}$$

Percebe-se que o diâmetro comercial mantém se com 4 in, com uma queda de pressão ajustada para 0,066 kgf/cm² (6,47 kPa).

A vazão total no Anel proposto para atender os equipamentos instalados na “Plataforma” é de 673,3 m³/h (com 10,5% de vazamentos). Para o cálculo do diâmetro interno considera-se a metade que consome maior quantidade de ar comprimido (Santos, 2009), com 347,7 m³/h (incluindo vazamentos) e o comprimento fica 58,8 m (25,4 m + 33,4 m). Admite-se uma perda de carga igual a 0,10 kgf/cm² (9,81 kPa).

$$d_{\text{Anel}} = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot 347,7^{1,85} \cdot 58,8}{0,10 \cdot 6,86}}$$

$$d_{\text{Anel}} = 58,80 \text{ mm} = 2,13 \text{ in}$$

A análise do comprimento equivalente para as singularidades na rede em anel sugerida para a região da “Plataforma” está detalhada na Figura 31.

Figura 31 - Singularidades do anel, proposto.

Singularidade	QTD	Comprimento equivalente (m)	Total (m)
Curva de 90° raio longo, flangeado	2	1,15	2,30
Tês fluxo em linha, flangeado	5	0,74	3,70
Comprimento Equivalente Total (L2):			6,00

Fonte: Próprio autor.

Portanto, o comprimento total para a rede de circuito fechado é de 64,8 m (58,8 m + 6,0 m). Recalculando-se o diâmetro interno para a tubulação, tem-se:

$$d_{\text{Anel}} = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot 347,7^{1,85} \cdot 64,8}{0,10 \cdot 6,86}}$$

$$d_{\text{Anel}} = 59,95 \text{ mm} = 2,36 \text{ in}$$

O diâmetro comercial para a tubulação da rede em anel é 2,5 in, com queda de pressão ajustada igual a 0,077 kgf/cm² (7,50 kPa).

Para a tubulação de alimentação o comprimento é de 4 m e o consumo de 95,4 m³/h (105,9 m³/h admitindo-se 10,5 % de vazamentos). A perda de carga admitida novamente é de 0,10 kgf/cm² (9,81 kPa).

$$d_{\text{Alim}} = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot 105,9^{1,85} \cdot 4,0}{0,10 \cdot 6,76}}$$

$$d_{\text{Alim}} = 22,19 \text{ mm} = 0,87 \text{ in}$$

Com as singularidades do tubo de 1,0 in:

$$d_{\text{Alim}} = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 10^{-3} \cdot 105,9^{1,85} \cdot 4,3}{0,10 \cdot 6,76}}$$

$$d_{\text{Alim}} = 22,51 \text{ mm} = 0,89 \text{ in}$$

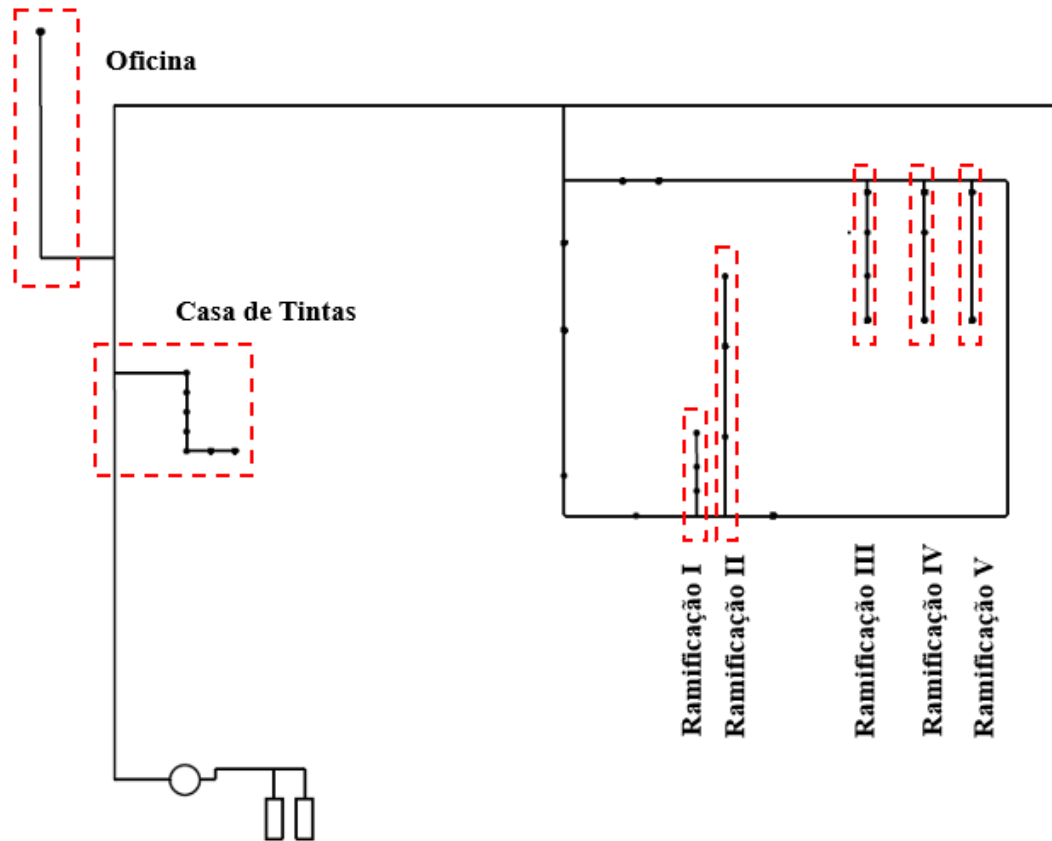
O diâmetro comercial para a tubulação de alimentação é de 1 in, com queda de pressão ajustada igual a 0,056 kgf/cm² (5,47 kPa).

Na nova tubulação a perda de carga até o “Detector de O’ring” é:

$$\Delta P'_T = 6,47 \text{ kPa} + 7,50 \text{ kPa} + 5,47 \text{ kPa} = 19,44 \text{ kPa}$$

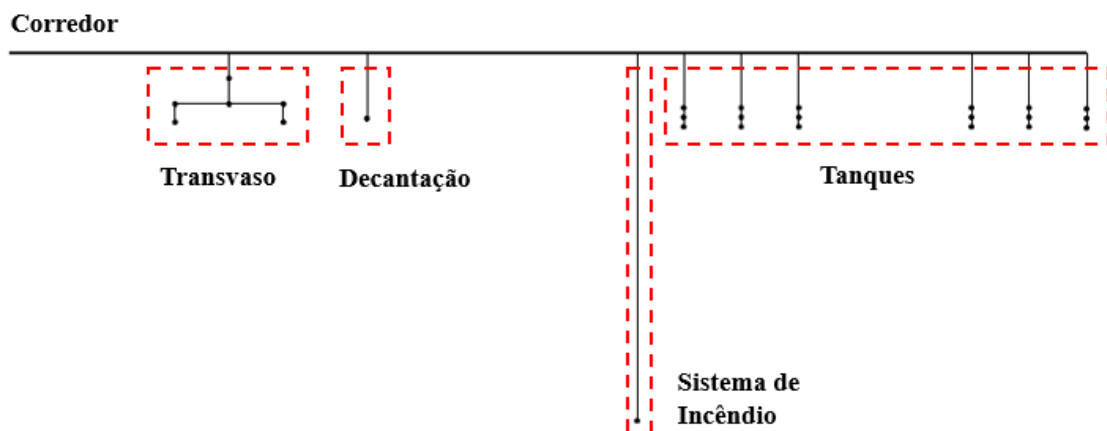
Utilizando o mesmo procedimento, a perda de carga e os diâmetros comerciais foram calculados para todas as tubulações. Para facilitar visualização, a Figura 32 e a Figura 33, mostram um esquema da linha de distribuição.

Figura 32 - Esquema da parte 1 da linha de ar comprimido.



Fonte: Próprio autor.

Figura 33 - Esquema da parte 2 da linha de ar comprimido.



Fonte: Próprio autor.

A Figura 34 ilustra os diâmetros normalizados para todas as ramificações e a Figura 35 os diâmetros para as tubulações de alimentação de cada equipamento. Além disso, são mostradas as respectivas perdas de carga, já considerando os vazamentos na estimativa de vazão.

Figura 34 - Diâmetro e perda de carga para as linhas secundárias.

Linhas Secundárias	ΔP (kPa)	Q(m ³ /h)	L ₁ (m)	L ₂ (m)	L _t (m)	d _{norm} (in)
Casa de Tintas	6,73	172,7	15,1	1,4	16,5	1 . 1/2
Oficina	6,27	46,2	22,7	0,5	23,2	1
Anel	7,50	347,7	58,8	6,0	64,8	2 . 1/2
Ramificação I	1,94	44,8	6,3	1,2	7,5	1
Ramificação II	2,36	87,2	18,2	2,0	20,2	1 . 1/2
Ramificação III	1,18	79,1	10,6	1,5	12,1	1 . 1/2
Ramificação IV	0,94	23,9	10,6	1,0	11,6	1
Ramificação V	3,11	45,9	10,6	0,9	11,5	1
Corredor	0,73	5,6	126,8	5,5	132,3	1
Transvaso	0,06	2,0	15,2	1,1	16,3	.3/4
Decantação	0,00	0,4	5,1	0,3	5,4	.3/4
Sist. Incêndio	0,00	0,1	26,6	0,3	26,9	.3/4
Tanques	0,00	0,2	5,7	1,0	6,7	.3/4

Fonte: Próprio autor.

Figura 35 - Diâmetro e perda de carga para as linhas de alimentação.

Linhas Secundária	Linhas de Alimentação	ΔP (kPa)	Q(m ³ /h)	L _t (m)	d _{norm} (in)
Ramificação II	Digitação de Tara	0,89	18,0	4,4	.3/4
Ramificação II	Entrada do Carrosel	0,42	12,0	4,4	.3/4
Ramificação II	Carrosel P13 (EFC/U-36)	1,28	47,1	4,5	1
Ramificação I	Balança de Controle de Peso	0,76	35,5	4,5	1
Ramificação I	Balança de Ajuste de Peso	0,12	6,0	4,4	.3/4
Anel	Detector de O'ring	5,47	105,9	4,3	1
Anel	Detector de Vazamento	7,74	57,3	4,6	.3/4
Anel	Cabine de Pintura P13	2,18	62,2	4,6	1
Anel	Pistola de Pintura P13	0,02	4,4	4,4	.1/2
Ramificação III	Etiquetadora	2,81	72,2	4,6	1 . 1/2
Ramificação IV	Máquina de enchimento P20-P45	1,10	20,0	4,5	.3/4
Ramificação V	Cabine de Pintura P20-P45	1,01	41,5	4,5	.3/4
Ramificação V	Pistola de Pintura P20-P45	0,52	4,4	4,4	.1/2

Fonte: Próprio autor.

Como já mencionado, admite-se como comparação a metodologia fundamental de White (2011), a qual calcula os diâmetros internos através do processo iterativo de resoluções

das Equações 3 a 13. Os diâmetros de 4 linhas foram recalculados utilizando este método e são apresentados na Figura 36.

Figura 36 - Cálculo pelo processo iterativo.

Linha do Detector de O'ring	Diâmetro Interno (in)		Diâmetro Comercial (in)	
	Fialho (2011)	Fundamental	Fialho (2011)	Fundamental
Tubulação Principal	3,67	4,92	4,00	5,00
Anel	2,36	3,12	2,50	3,50
Alimentação	0,89	1,12	1,00	1,50

Fonte: Próprio autor.

Percebe-se que, convergindo os diâmetros para os valores encontrados através da Equação 1 de Fialho (2011), o fator de atrito e a rugosidade relativa aumentam à medida em que o diâmetro diminui.

Na saída do compressor, para uma tubulação principal com 4 in de diâmetro comercial (0,102 m de diâmetro interno) e considerando a vazão máxima de 252 L/s (0,252 m³/s), a velocidade será de aproximadamente 30,67 m/s. Sendo a velocidade do som no ar igual a 343 m/s, neste ponto o Número de Mach será 0,089, valor menor que 0,3 e, portanto, o escoamento pode ser considerado incompressível.

5.3.3 Reservatório

O reservatório atual está localizado logo após a saída do compressor, como ilustrado na fotografia da Figura 37.

Figura 37 - Reservatório de ar comprimido instalado no local de estudo.



Fonte: Próprio autor.

Para a reserva de ar comprimido propõem-se acrescentar dois vasos de pressão de 2 m³, obtendo-se 6 m³ (211,89 ft³) de pulmão. Sendo um posicionado na entrada da “Plataforma” e outro no final da linha. Com esse aumento no número de reservatórios de ar, em horários fora de produção, o compressor conseguirá ficar mais tempo desligado. Como calculado na Seção 5.1.2 a necessidade de ar nesse período é de 29,60 m³/h (17,42 ft³/min). Através da Equação 14 tem-se o novo tempo estimado:

$$t = 211,89 \cdot \frac{98,63 - 72,52}{17,42 \cdot 14,71}$$

$$t = 22 \text{ min}$$

5.3.4 Ganho energético

Segundo a fabricante Atlas Copco (2019) a redução de 1,0 bar na pressão de descarga dos compressores, implica em uma redução de até 7% na conta de energia, para sistemas de ar comprimido onde a pressão de trabalho é entre 6,0 e 7,0 bar. Logo, reduzindo o funcionamento do compressor de 7,5 bar para 6,8 bar, espera-se atingir uma redução de até 5,6%. A ferramenta “*iiTrak*” estimou um gasto anual de R\$ 149.837,00 com os compressores, uma média de R\$ 12.487,00 por mês. Assim a economia com energia elétrica pode chegar a R\$ 700,00 mensalmente ou R\$ 8.400,00 anualmente.

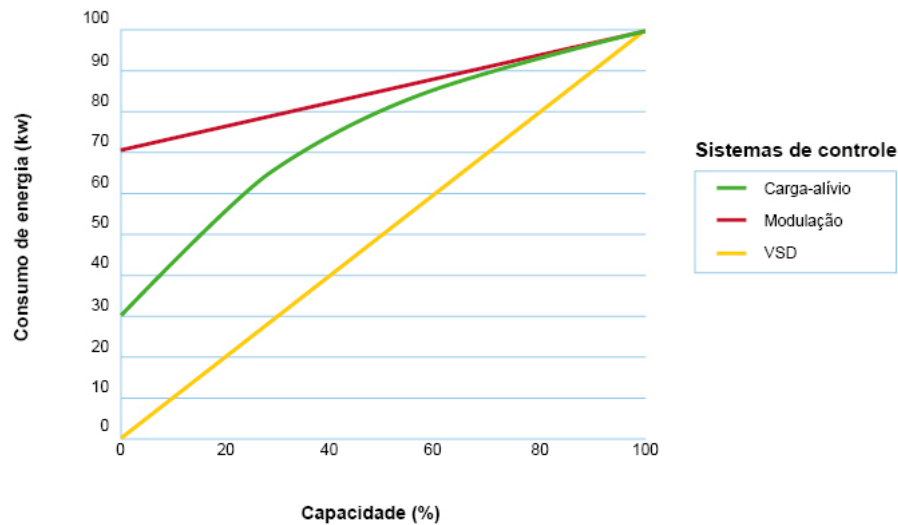
Além disso, com o novo conjunto de reservatórios espera-se aumentar o tempo de intervalos de funcionamento do compressor durante o período sem produção de 10 min para 22 min, ou seja, o compressor deve ligar 2,2 vezes menos no período de uma hora.

6. CONCLUSÃO

Em um mercado concorrido faz grande diferença possuir os menores custo de produção, sendo a eletricidade um dos mais relevantes. Ações como uma modernização dos equipamentos e uma reestruturação da rede de ar comprimido trazem reduções significativas nos gastos com energia elétrica.

A utilização de compressores com inversor de frequência é fundamental em uma empresa de grande porte. Segundo a Atlas Copco (2019) esse tipo de compressor trabalha com pressão constante, opera apenas em “carga” e varia a velocidade do motor elétrico de acordo com o consumo de ar comprimido. A Figura 38 mostra que mesmo para capacidades pequenas o equipamento de carga/alívio consome altos valores de energia, o que não ocorre com o compressor que possui a tecnologia VSD (Variable Speed Drive).

Figura 38 - Comparação entre os tipos de compressores.



Fonte: Atlas Copco (2019).

No dimensionamento da rede de ar comprimido a seleção do compressor foi suprimida da análise, pois a empresa investiu recentemente em dois compressores tecnológicos (modelo GA75VSD), e mostrou-se pelos cálculos ao longo do presente trabalho, que esses atendem o sistema.

O modelo escolhido para o dimensionamento da nova rede, de Fialho (2011) foi eficaz, e a redução da perda de carga para 0,3 bar (30 kPa) ou menos em todos os equipamentos da planta, mostraram a relevância que esse fator possui no estudo de eficiência energética do processo de compressão. A tubulação principal foi dimensionada para 4 in de diâmetro interno, enquanto as tubulações secundárias e de alimentação foram especificados com diâmetros entre 0,75 in e 2,5 in.

É preciso garantir os valores corretos de vazão e pressão para o funcionamento dos equipamentos pneumáticos e, conseqüentemente para a qualidade do produto final. No estudo realizado os produtos são os botijões de GLP, e, uma boa limpeza, uma pintura aderente, um volume preciso de gás e vasilhames sem vazamentos, só serão conseguidos se o ar comprimido estiver chegando aos pontos de consumo com os requisitos adequadas. E obviamente que isso deve ocorrer com o menor custo possível e o menor desperdício de energia.

A comparação entre a vazão nominal total fornecida pelos fabricantes e a vazão real medida pela ferramenta “iiTrak”, mostrou-se uma boa estimativa para os vazamentos na linha, indicados em termo de 10,5%. É um valor considerável que comprova a importância da realização de uma manutenção regular nas tubulações de ar comprimido e da preocupação contínua com a qualidade do ar. Essas ações diminuem os vazamentos e conseqüentemente as

perdas do sistema. A Figura 39 traz uma estimativa detalhada do escape de ar gerado pelos vazamentos e da potência perdida através deles.

Figura 39 - Análise dos vazamentos.

Diâmetro do furo			Escape do ar em		Potência necessária para compressão	
			588.36 kPa	85 psi		
Tamanho real	mm	pol	m ² /s	c.f.m	cv	kW
•	1	3/64	0.001	2	0,4	0.3
●	3	1/8	0.01	21	4,2	3.1
●	5	3/16	0.027	57	11,2	8.3
●	10	3/8	0.105	220	44	33

Fonte: Procel (2009).

Como sugestão para trabalhos futuros, propõem-se uma análise da contribuição da temperatura de entrada do ar nos compressores, para eficiência energética do sistema. Também a realização do cálculo do consumo de energia economizado caso os reservatórios trabalhem com pressão máxima de 10,5 bar (1.050 kPa) durante o período sem produção.







REFERÊNCIAS


- ATLAS COPCO. **Air Compressor**. Disponível em: <https://www.atlascopco.com/pt-br/compressors/products/Air-compressor>. Acesso em: 30 de novembro. 2019.
- BOMBAS SMB. **Bombas pneumáticas**. Disponível em: <https://bombasmb.com/produutos/bombas-pneumaticas/>. Acesso em: 02 de dezembro de 2019.
- BOSCH. **Tecnologia de ar comprimido**. Campinas: Robert Bosch Limitada, 2008.
- BORTOLIN, Eduardo. **Dimensionamento de um sistema de ar comprimido para em empresa de pequeno porte**. Horizontina. 2014.
- ELETROBRÁS. **Eficiência energética em sistemas de ar comprimido**. Rio de Janeiro. 2007.
- FIALHO, A. B. **Automação pneumática: Projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 7. ed. São Paulo: Érica, 2011.
- LOJAS SCHULZ. **Compressores de Parafuso**. Disponível em: www.lojaschulz.com.br. Acesso em: 07 de dezembro. 2019.
- METALPLAN. **Manual de Ar Comprimido**. São Paulo: Metalplan, 2006.
- PACCO, Rafael. **Projeto de uma rede de ar comprimido industrial**. Guaratinguetá. 2012.
- PACHECO, Eduardo. **Eficiência energética de compressores de parafuso com variado de velocidade. Estudo de caso**. Rio de Janeiro. 2018.
- PARKER. **Dimensionamento de redes de ar comprimido**. Jacareí: Parker Training, 2006.
- PROCEL. **Compressores - Guia Básico**. Brasília. 2009.
- ROLLINS, J. P. **Manual de Ar Comprimido e Gases**. São Paulo: Prentice Hall, 2004.
- SANTOS, A. A. D.; SILVA, A. F. D. **Automação Pneumática**. 2. ed. 2009.
- SILVA, Napoleão. **Compressores Alternativos Industriais**. Rio de Janeiro. 2009.
- SOLUÇÕES INDUSTRIAIS. **Freio pneumáticos**. Disponível em: <https://www.solucoesindustriais.com.br/freios-pneumaticos>. Acesso em: 02 de dezembro. 2019.
- WHITE, Frank. **Mecânica dos Fluidos**. Sexta Edição. Bookman. 2011.


ANEXO I

Na Figura A1 são apresentados os comprimentos equivalentes as singularidades em uma linha de ar comprimido.

Figura A1 - Comprimento de Tubo Equivalente à Perda de Carga por Singularidades (m).

Conexão		Diâmetro Nominal (in)							
		1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	
 Curva 90° raio longo	ROSQ.	0,67	0,70	0,83	0,98	1,0	1,1	1,1	
	FLAN.	0,33	0,40	0,49	0,61	0,70	0,83	0,88	
			Diâmetro Nominal (in)						
			3	3.1/2	4	5	6	8	10
	ROSQ.	1,2	1,3	1,4	-	-	-	-	
	FLAN.	1,0	1,15	1,3	1,5	1,7	2,1	2,4	
Conexões		Diâmetro Nominal (in)							
		1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	
 90° Cotovelo comum	ROSQ.	1,1	1,34	1,58	2	2,25	2,6	2,8	
	FLAN.	0,30	0,37	0,50	0,62	0,73	0,95	1,1	
			Diâmetro Nominal (in)						
			3	3.1/2	4	5	6	8	10
	ROSQ.	3,4	3,7	4,0	-	-	-	-	
	FLAN.	1,3	1,55	1,8	2,2	2,7	3,7	4,3	
Conexão		Diâmetro Nominal (in)							
		1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	
 Curva 45°	ROSQ.	0,21	0,28	0,39	0,52	0,64	0,83	0,97	
	FLAN.	0,14	0,18	0,25	0,34	0,40	0,52	0,61	
			Diâmetro Nominal (in)						
			3	3.1/2	4	5	6	8	10
	ROSQ.	1,2	1,45	1,7	-	-	-	-	
	FLAN.	0,8	0,95	1,1	1,4	1,7	2,3	2,7	
Conexão		Diâmetro Nominal (in)							
		1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	
 Tê fluxo em linha	ROSQ.	0,52	0,73	0,99	1,4	1,7	2,3	2,8	
	FLAN.	0,21	0,25	0,30	0,4	0,45	0,55	0,58	
			Diâmetro Nominal (in)						
			3	3.1/2	4	5	6	8	10
	ROSQ.	3,7	4,45	5,2	-	-	-	-	
	FLAN.	0,67	0,74	0,85	1,0	1,2	1,4	1,6	
Conexão		Diâmetro Nominal (in)							
		1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	
 Tê fluxo pelo ramal	ROSQ.	1,3	1,6	2,0	2,7	3,0	3,7	3,9	
	FLAN.	0,61	0,80	1,0	1,3	1,6	2,0	2,3	
			Diâmetro Nominal (in)						
			3	3.1/2	4	5	6	8	10
	ROSQ.	5,2	5,8	6,4	-	-	-	-	
	FLAN.	2,9	3,3	3,7	4,6	5,5	7,3	9,1	
Conexão		Diâmetro Nominal (in) ¹							
		1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	
 Válvula gaveta	ROSQ.	0,17	0,20	0,25	0,34	0,37	0,46	0,52	
	FLAN.	-	-	-	-	-	0,80	0,83	
			Diâmetro Nominal (in)						
			3	3.1/2	4	5	6	8	10
	ROSQ.	0,58	0,67	0,76	-	-	-	-	
	FLAN.	0,85	0,86	0,88	0,95	0,98	0,98	0,98	

Conexão		Diâmetro Nominal (in)							
		1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	
 Válvula globo	ROSQ.	6,7	7,3	8,8	11,3	12,8	16,5	18,9	
	FLAN.	11,6	12,2	13,7	16,5	18,0	21,4	23,5	
	Diâmetro Nominal (in)								
		3	3.1/2	4	5	6	8	10	
	ROSQ.	24,0	27,25	33,5	-	-	-	-	
	FLAN.	28,7	32,65	36,6	45,7	47,9	49,3	94,5	

Conexão		Diâmetro Nominal (in)							
		1/2	3/4	1	1.1/4	1.1/2	2	2.1/2	
 Válvula angular	ROSQ.	4,6	4,6	5,2	5,5	5,5	5,55	5,55	
	FLAN.	4,6	4,6	5,2	5,5	5,5	6,4	6,7	
	Diâmetro Nominal (in)								
		3	3.1/2	4	5	6	8	10	
	ROSQ.	5,55	5,55	5,55	-	-	-	-	
	FLAN.	8,5	10,05	11,6	15,2	19,2	27,4	36,6	

Fonte: Fialho (2011).

Na Figura A2 é apresentado o catálogo dos compressores da fabricante Atlas Copco.

Figura A2 - Catálogo Atlas Copco.

Type	Working pressure		Capacity FAD* (min-max)					Installed motor power		
	bar(e)	psig	l/s	m ³ /hr	cfm	kW	hp			
50/60 Hz version										
GA 37 VSD+	4	58	26	132	94	475	55	280	37	50
	7	102	26	130	94	468	55	275	37	50
	9.5	138	25	115	90	414	53	244	37	50
	12.5	181	38	98	137	353	81	208	37	50
GA 45 VSD+	4	58	26	157	94	565	55	333	45	60
	7	102	26	155	94	558	55	328	45	60
	9.5	138	25	136	90	490	53	288	45	60
GA 55 VSD+	12.5	181	38	114	137	410	81	242	45	60
	4	58	26	189	94	680	55	400	55	75
	7	102	26	188	94	677	55	398	55	75
GA 75 VSD+	9.5	138	26	166	94	598	55	352	55	75
	12.5	181	40	140	144	504	85	297	55	75
	4	58	26	226	94	814	55	479	75	100
GA 75 VSD+	7	102	27	225	97	810	57	477	75	100
	9.5	138	27	198	97	713	57	420	75	100
	12.5	181	41	167	148	601	87	354	75	100

Fonte: Atlas Copco (2019).

Na Figura A3 são apresentados os volumes de ar comprimido necessários por curso, para operar cilindros de ar.

Figura A3 - Volume para operar cilindros.

TABELA 4.2
Volume de ar comprimido necessário por curso para operar cilindros de ar em pés cúbicos (pés cúbicos \times 0,0283 = metros cúbicos)

Diâmetro do pistão em polegadas	Comprimento do cursor em polegadas*									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1 1/4	0,00139	0,00278	0,00416	0,00555	0,00694	0,00832	0,00972	0,0111	0,0125	0,0139
1 7/8	,00158	,00316	,00474	,00632	,0079	,00948	,01105	,01262	,0142	,0158
2	,00182	,00364	,00545	,00727	,0091	,0109	,0127	,0145	,01636	,0182
2 1/8	,00205	,0041	,00615	,0082	,0103	,0123	,0144	,0164	,0185	,0205
2 1/4	,0023	,0046	,0069	,0092	,0115	,0138	,0161	,0184	,0207	,0230
2 3/8	,00256	,00512	,00768	,01025	,0128	,01535	,01792	,02044	,0230	,0256
2 1/2	,00284	,00568	,00852	,01137	,0142	,0171	,0199	,0228	,0256	,0284
2 5/8	,00313	,00626	,0094	,01254	,01568	,0188	,0219	,0251	,0282	,0313
2 3/4	,00343	,00686	,0106	,0137	,0171	,0206	,0240	,0272	,0308	,0343
2 7/8	,00376	,00752	,0113	,01503	,01877	,0226	,0263	,0301	,0338	,0376
3	,00409	,00818	,0123	,0164	,0204	,0246	,0286	,0327	,0368	,0409
3 1/8	,00443	,00886	,0133	,0177	,0222	,0266	,0310	,0354	,0399	,0443
3 1/4	,0048	,0096	,0144	,0192	,024	,0288	,0336	,0384	,0432	,0480
3 3/8	,00518	,01036	,0155	,0207	,0259	,031	,0362	,0415	,0465	,0518
3 1/2	,00555	,0111	,0167	,0222	,0278	,0333	,0389	,0445	,050	,0556
3 5/8	,00595	,0119	,0179	,0238	,0298	,0357	,0416	,0477	,0536	,0595
3 3/4	,0064	,0128	,0192	,0256	,032	,0384	,0447	,0512	,0575	,064
4 1/8	,00773	,01547	,0232	,0309	,0386	,0464	,0541	,0618	,0695	,0773
4 1/4	,0082	,0164	,0246	,0328	,041	,0492	,0574	,0655	,0738	,082
4 3/8	,0087	,0174	,0261	,0348	,0435	,0522	,0608	,0694	,0782	,087
4 1/2	,0092	,0184	,0276	,0368	,046	,0552	,0643	,0735	,0828	,092
4 5/8	,0097	,0194	,0291	,0388	,0485	,0582	,0679	,0775	,0873	,097
4 3/4	,01025	,0205	,0308	,041	,0512	,0615	,0717	,0818	,0922	,1025
4 7/8	,0108	,0216	,0324	,0431	,054	,0647	,0755	,0862	,097	,108
5	,0114	,0228	,0341	,0455	,0568	,0681	,0795	,091	,1023	,114
5 1/8	,01193	,0239	,0358	,0479	,0598	,0716	,0837	,0955	,1073	,1193
5 1/4	,0125	,0251	,0376	,0502	,0627	,0753	,0878	,100	,1128	,125
5 3/8	,0131	,0263	,0394	,0525	,0656	,0788	,092	,105	,118	,131
5 1/2	,01375	,0275	,0412	,055	,0687	,0825	,0962	,110	,1235	,1375
5 5/8	,0144	,0288	,0432	,0575	,072	,0865	,101	,115	,1295	,144
5 3/4	,015	,030	,045	,060	,075	,090	,105	,120	,135	,150
5 7/8	,0157	,0314	,047	,0628	,0785	,094	,110	,1254	,142	,157
6	,0164	,032	,0492	,0655	,082	,0983	,1145	,131	,147	,164

* Esses volumes são para cilindros de ação simples. Para cilindros com ação dupla, multiplicar por 2 e subtrair o volume da haste do pistão.

Fonte: Rollins 2004.

APÊNDICE I

Plano de Trabalho

Título: ESTUDO DE UMA REDE DE AR COMPRIMIDO PARA UMA EMPRESA DE DISTRIBUIÇÃO DE GLP

Dados	Gustavo Pires Fernandes		
Nº de Matrícula	201402001		
Telefone	62 9.9984.9810		
E-mail	Gustavopfernandes32@gmail.com		
Orientador:	Prof. Dr. Felipe Pamplona Mariano		
Coorientador	-		
Curso:	Eng. Elétrica ()	Eng. de Computação ()	Eng. Mecânica (X)

Resumo

O presente trabalho propõe estudar as características de uma linha de ar comprimido já existente em uma empresa de distribuição de gás. Para tanto, será necessário obter as características dos equipamentos que utilizam ar comprimido, a partir desses dados, pretende-se elaborar o projeto de uma nova linha, obtendo as informações sobre as características dos equipamentos e tubulações necessárias, principalmente, o compressor, o qual é responsável pelo gasto energético. Por fim, deve-se comparar os resultados obtidos com os da linha previamente existente no quesito de eficiência energética.

I. Objetivos

Os objetivos macros do presente projeto são:

- Habilitar o estudante a trabalhar com projetos de ar comprimido;
- Habilitar o aluno na elaboração e execução de projetos.

Os objetivos específicos do presente projeto são:

- Projetar uma linha de ar comprimido para uma indústria de distribuição de gás;
- Comparar os resultados com a linha existente na indústria em termos de eficiência energética.

II. Metodologia

A metodologia utilizada no presente projeto segue:

- 1) Obter as variáveis da linha de ar comprimido da empresa: vazão, pressão, diâmetro, equipamentos existentes e a distribuição espacial da linha;
- 2) Determinar do fator de trabalho e de tempo de uso;
- 3) Projetar novas linhas principal e secundária: diâmetro, disposição espacial e equipamentos.

4) Comparar os resultados com a linha existente em termos de eficiência energética.

III. Cronograma

O cronograma das atividades a serem realizadas é apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Cronograma para o Segundo Semestre Letivo de 2019.

Etapas do Projeto	AGO	SET	OUT	NOV	DEZ
1) Pesquisa Bibliográfica	X	X	X		
2) Obter as variáveis de projeto (vazão, pressão e diâmetro)	X	X			
3) Obter a planta da linha de ar comprimido		X	X		
4) Projetar uma nova linha de ar comprimido			X	X	
5) Comparar os resultados com a linha existente				X	
6) Redação do trabalho final					X
7) Defesa do projeto final de curso					X

Goiânia, 23 de agosto de 2019.