

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

MAURO CARVALHO

**PROJETO CONCEITUAL DE UM TRANSPORTADOR
PNEUMÁTICO PARA FINOS DE BAUXITA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PONTA GROSSA

2018

MAURO CARVALHO

**PROJETO CONCEITUAL DE UM TRANSPORTADOR
PNEUMÁTICO PARA FINOS DE BAUXITA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, do Departamento de Engenharia Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne

PONTA GROSSA

2018



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Câmpus Ponta Grossa
Diretoria de Graduação e Educação Profissional
Departamento Acadêmico de Mecânica
Bacharelado em Engenharia Mecânica



TERMO DE APROVAÇÃO

PROJETO CONCEITUAL DE UM TRANSPORTADOR PNEUMÁTICO PARA FINOS DE BAUXITA.

por

MAURO CARVALHO

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 24 de outubro de 2018 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Jhon Jairo Ramirez Behainne
Orientador

Profa. Dra. Maria Regina Parise
Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de Carvalho
Coordenador do Curso

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a Deus por me iluminar nos momentos mais difíceis.

Ao meu orientador Prof. Dr. Jhon Jairo por me inspirar e me trazer lições que levarei pelo restante de minha carreira e vida pessoal.

Aos meus colegas da Mina de Juruti da Alcoa pelo auxílio e apoio na realização desse trabalho.

Aos meus pais Maurilio e Zilda, meus irmãos Milton e Ana Maria e meus sobrinhos Yasmin, Eduardo, Nicole e Ana Rosa pelo carinho e força em todos os momentos.

A meus colegas da UTFPR e da BME que estiveram comigo durante a graduação me motivaram até o fim.

Ao corpo docente e demais funcionários da UTFPR que contribuíram comigo durante toda a graduação.

RESUMO

CARVALHO, Mauro. **Projeto Conceitual de Um Transportador Pneumático para Finos de Bauxita**. 2018. 61 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2018.

A utilização do transporte pneumático tem sido de grande importância para o aumento da eficiência operacional das indústrias e, em muitos casos, torna-se a única opção quando trata-se de materiais tóxicos ou que não podem ser contaminados. Contudo, a literatura é pouco específica em determinar uma rotina confiável e simplificada de cálculo que possa ser aplicada por profissionais da indústria que não necessariamente sejam especialistas no assunto, dificultando estimativas e análises de viabilidade essenciais para as primeiras fases de projeto. Portanto, na tentativa de sanar esta deficiência, foi desenvolvida uma rotina de cálculo aplicada utilizando o programa Microsoft Excel®, necessitando apenas de dados básicos relacionados ao material (densidade absoluta e tamanho médio de partícula), informações da instalação e da demanda de transporte. Para aplicar a teoria, estudou-se a possibilidade de instalação de um transportador pneumático para substituir um transportador de correia em uma unidade de beneficiamento de bauxita. Foram realizados dois cálculos comparativos, o primeiro utilizando apenas uma linha de transporte e, o segundo, utilizando duas linhas em paralelo, variando-se a velocidade do gás. Verificou-se que a segunda opção é 22% mais econômica do ponto de vista de eficiência energética, pois mesmo com a utilização de dois sopradores, a potência total seria inferior à utilizada com apenas um soprador. Além disso, foi realizada a seleção de um soprador disponível no mercado que atendesse aos requisitos de projeto, sendo que a potência do modelo selecionado foi comparada com o valor ideal calculado. Nesta análise, uma diferença de 117% foi encontrada para a potência, significando que o uso da equação ideal de potência pode resultar no subdimensionamento do equipamento.

Palavras-chave: Transporte pneumático. Bauxita. Eficiência energética. Queda de pressão.

ABSTRACT

CARVALHO, Mauro. **Conceptual Project of a Pneumatic Conveyor for Bauxite Fines.**

2018. 61 p. Undergraduate Thesis (Bachelor in Mechanical Engineering) – Federal University of Technology - Paraná. Ponta Grossa, 2018.

The use of pneumatic conveying has been of great importance to the operational efficiency improvement in the industry, and, in many cases, the only way when dealing with toxic material or those that cannot be contaminated. However, the literature is not very specific to determine a reliable and simplified calculation method that can be applied by industry professionals not specialized in the subject, making estimations and feasibility analysis more difficult to the initial project steps. Therefore, in an attempt to address this deficiency, a calculus method was developed using the software Microsoft Excel®, needing just basic data related to the material properties, installation information and the operational requirements. To apply the theory, was studied the possibility of installation of a pneumatic conveying to replace a conveyor belt in a bauxite beneficiation facility. Two calculations were performed, the first one using only one conveying line and, the second, using two lines in parallel, varying the gas velocity. It was verified that the second option is 22% more economic than the first option from the energy efficiency point of view, because even using two smaller blowers, their power requirement will be lower than only one blower. Furthermore, was performed the selection of a blower commercially available that meet the design requirements, and it's recommended power was compared with the ideal value calculated. In this analysis a difference of 117% was found, meaning that the use of the ideal power equation can result in the undersizing of the equipment.

Keywords: Pneumatic conveying. Bauxite. Energy efficiency. Pressure drop.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modos de fluxo em transporte pneumático.....	16
Figura 2 - Esquema de funcionamento em pressão positiva.	17
Figura 3 - Esquema de funcionamento em pressão negativa.	18
Figura 4 - Esquema de funcionamento combinado.	18
Figura 5 - Representação cumulativa de uma análise por peneiramento.	20
Figura 6 - Tabela comparativa relacionando esfericidade e arredondamento.	21
Figura 7 - Contorno para cálculo de densidade.	22
Figura 8 - Distribuição de Geldart.	23
Figura 9 - Classificação de Dixon	24
Figura 10 - Gráfico representando a velocidade mínima de transporte em função da taxa de carregamento de sólidos.	25
Figura 11 - Principais componentes do sistema de transporte pneumático.....	28
Figura 12 - Ventilador centrífugo.	29
Figura 13 - Soprador de lóbulos rotativos (Roots).	30
Figura 14 - Soprador rotativo com capacidade de 100.000 m ³ /h.	31
Figura 15 - Esquema de funcionamento da válvula rotativa.	32
Figura 16 - Funcionamento do dosador de parafuso.	32
Figura 17 - Alimentador de Venturi.	33
Figura 18 - Funcionamento básico de um separador ciclônico.	35
Figura 19 - Filtro de mangas com sistema de limpeza por ar comprimido.	36
Figura 20 - Esquema de beneficiamento de bauxita.	37
Figura 21 - Transportador de finos na Mina de Bauxita de Juruti da Alcoa.	38
Figura 22 - Esquema proposto de transportador pneumático.	39
Figura 23 - Gráficos de comprimento equivalente em curvas.	44
Figura 24 - Fluxograma de cálculo da rotina aplicada ao transporte pneumático.	46

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dimensões de tubulação Schedule 40.	33
Tabela 2 - Rugosidade para diferentes materiais.	34
Tabela 3 - Propriedades da bauxita fina.	39
Tabela 4 - Requisitos básicos de projeto.	40
Tabela 5 - Parâmetros para cálculo de queda de pressão.	47
Tabela 6 - Fatores de atrito em função dos sólidos.	47
Tabela 7 - Quedas de pressão no transporte.	48
Tabela 8 - Resultados para uma única linha de transporte.	49
Tabela 9 - Parâmetros calculados para duas linhas em paralelo.	50
Tabela 10 - Fatores de atrito para duas linhas em paralelo.	50
Tabela 11 - Distribuição das quedas de pressão para duas linhas em paralelo.	50
Tabela 12 - Resultados para duas linhas em paralelo.	51
Tabela 13 - Comparativo entre arranjos de transporte pneumático.	52
Tabela 14 - Modelos disponíveis para seleção do soprador.	53
Tabela 15 - Comparação de valores para o soprador.	53

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da seção transversal da tubulação [m]
C_D	Coefficiente de arrasto [-]
d	Diâmetro médio de partícula [m]
D	Diâmetro interno da tubulação [m]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
L	Distância linear da tubulação [m]
L_e	Comprimento equivalente da tubulação [m]
L_h	Comprimento horizontal da tubulação [m]
L_v	Comprimento vertical da tubulação [m]
m_p	Massa da partícula [g]
\dot{m}_g	Vazão mássica de gás [kg/s]
\dot{m}_s	Vazão mássica de sólidos [kg/s]
\dot{M}	Razão de carregamento de sólidos [-]
P	Potência [kW]
p_1	Pressão atmosférica [Pa]
p_2	Pressão absoluta do sistema [Pa]
\dot{Q}	Vazão volumétrica de ar [m ³ /s]
r_0	Raio interno da tubulação [m]
R_b	Raio de curvatura da tubulação [m]
Re	Número de Reynolds [-]
Re_p	Número de Reynolds para Velocidade da Partícula [-]
Re_t	Número de Reynolds para Velocidade Terminal [-]
U_g	Velocidade do gás [m/s]
U_p	Velocidade da partícula [m/s]
U_{salt}	Velocidade de salteamento [m/s]
U_t	Velocidade terminal [m/s]
V_p	Volume de partícula [mm ³]

LISTA DE LETRAS GREGAS

Δp_a	Queda de pressão devido a aceleração dos sólidos [Pa]
Δp_{bg}	Queda de pressão devido à curvatura da tubulação em função dos gases [Pa]
Δp_{bs}	Queda de pressão devido à curvatura da tubulação em função dos sólidos [Pa]
Δp_g	Queda de pressão causada pelo atrito do gás [Pa]
Δp_{sh}	Queda de pressão causada pelo atrito dos sólidos na horizontal [Pa]
Δp_{sv}	Queda de pressão causada pelo atrito dos sólidos na vertical [Pa]
Δp_{sr}	Queda de pressão causada pelo atrito dos sólidos por unidade de medida [Pa/m]
$\Delta p_{separador}$	Queda de pressão na separação gás-sólido [Pa]
Δp_T	Queda total de pressão do sistema [Pa]
$\Delta p_{transporte}$	Queda de pressão no transporte [Pa]
$\Delta p_{válvulas}$	Queda de pressão nas válvulas [Pa]
Δp_{zg}	Queda de pressão devido à elevação do gás [Pa]
Δp_{zs}	Queda de pressão devido à elevação dos sólidos [Pa]
ΔZ	Diferença de altura [m]
ϵ	Porosidade [-]
ε	Rugosidade absoluta da tubulação [mm]
λ_g	Fator de atrito para o gás [-]
λ_s	Fator de atrito dos sólidos [-]
λ_{sh}	Fator de atrito dos sólidos para transporte horizontal [-]
λ_{sv}	Fator de atrito dos sólidos para transporte vertical [-]
ρ_g	Massa específica do gás [kg/m ³]
ρ_b	Densidade aparente de partícula [kg/m ³]
ρ_p	Densidade absoluta de partícula [kg/m ³]
μ_g	Viscosidade dinâmica do gás [N.s/m ²]
ϕ	Esfericidade [-]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	13
1.1 OBJETIVOS.....	14
1.2 JUSTIFICATIVA.....	14
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	15
2.1 CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO.....	15
2.1.1 Classificação Quanto ao Modo de Operação.....	15
2.1.2 Classificação Quanto à Pressão.....	16
2.2 CARACTERÍSTICAS DA PARTÍCULA TRANSPORTADA.....	19
2.2.1 Diâmetro Médio das Partículas.....	19
2.2.2 Esfericidade e Arredondamento.....	20
2.2.3 Densidade do Material.....	21
2.2.4 Porosidade.....	22
2.2.5 Classificações de Geldart e Dixon.....	22
2.3 DINÂMICA DAS PARTÍCULAS.....	24
2.3.1 Número de Reynolds.....	24
2.3.2 Velocidade Mínima de Transporte.....	25
2.3.3 Velocidade de Partícula.....	26
2.3.4 Coeficiente de Arrasto.....	27
2.3.5 Velocidade Terminal.....	27
2.4 COMPONENTES DO SISTEMA DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO.....	28
2.4.1 Subsistema de Movimentação Primária.....	29
2.4.2 Subsistema de Alimentação, Mistura e Aceleração.....	31
2.4.3 Subsistema de Condução dos Sólidos Transportados.....	33
2.4.4 Subsistema de Separação Gás-Sólido.....	34
3 METODOLOGIA.....	37
3.1 DESCRIÇÃO DO OBJETO DE ESTUDO E IDENTIFICAÇÃO DOS SEUS PROBLEMAS.....	37
3.2 ESQUEMA DA LINHA DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO PROPOSTA.....	38
3.3 CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL TRANSPORTADO.....	39
3.4 CARACTERÍSTICAS DA INSTALAÇÃO.....	39
3.5 PREMISSAS DE PROJETO.....	40
3.6 CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO.....	40
3.6.1 Queda de Pressão Total.....	41
3.6.2 Queda de Pressão no Transporte.....	41
3.7 POTÊNCIA MÍNIMA REQUERIDA PELO SOPRADOR.....	44
3.8 ROTINA DE CÁLCULO.....	45
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	47
4.1 CONFIGURAÇÃO COM UMA ÚNICA LINHA DE TRANSPORTE.....	47

4.2 TUBULAÇÕES EM PARALELO.....	49
4.3 COMPARATIVO ENTRE PROPOSTAS DE SOLUÇÃO.....	52
4.4 SELEÇÃO DO SOPRADOR.....	52
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	54
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	55
REFERÊNCIAS.....	56
APÊNDICE A.....	60

1 INTRODUÇÃO

A competitividade nas indústrias é um dos principais incentivos para que novas soluções sejam desenvolvidas com o intuito de melhorar processos, simplificar sistemas e garantir maior confiabilidade e disponibilidade de equipamentos. No caso das indústrias de alimentos, mineração, geração de energia e indústria química, o transporte de materiais constitui uma das principais atividades, tornando-se foco de análise para o aumento do rendimento operacional. Dentro dos mecanismos de transporte de materiais mais utilizados está o sistema de transporte pneumático.

Um sistema de transporte pneumático consiste na utilização de um gás como meio de transporte para grãos e materiais pulverulentos através de uma rede de tubulação. A história indica que em 1866 surgiram os primeiros registros de transporte de sólidos em ar através de ventiladores. Até o final do século XIX, foram desenvolvidos sistemas de larga escala aplicados ao transporte de grãos. Na década de 1920, já era comum a utilização de sistemas de transporte pneumático em pressão positiva e negativa, havendo, nessa época, um grande crescimento no número de aplicações (KLINZING et al., 1990).

Segundo Wypych (1998), as principais vantagens do sistema de transporte pneumático são: baixo custo com manutenção e pessoal, flexibilidade no desenho do trajeto da instalação, possibilidade de distribuição do material para diferentes localidades da empresa, uso para transporte de múltiplos materiais granulados, e facilidade para automação e controle. No entanto, se eles não forem bem projetados, alguns problemas podem aparecer, dentre estes: alto consumo energético, desgaste e abrasão excessivo das tubulações e equipamentos e bloqueios inesperados.

Pelos motivos anteriormente expostos, autores como Özbelge (1983), tratam o transporte pneumático não como uma ciência, e sim uma arte. Isso ocorre porque, apesar de muitos estudos já realizados sobre o assunto, ainda encontram-se discrepâncias em relação aos métodos de dimensionamento destes sistemas. Portanto, torna-se interessante realizar uma revisão teórica, visando sistematizar um método que simplifique a fase de projeto conceitual e auxilie o engenheiro ou projetista a estimar o custo e viabilidade da construção de um sistema de transporte pneumático. Como estudo de caso, foi proposta a utilização de um transportador pneumático para transporte do material fino da bauxita resultante do processo de classificação em uma mineradora localizada no estado do Pará.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é propor uma metodologia enxuta de projeto conceitual aplicada na implementação de um transportador pneumático para finos de bauxita.

Os objetivos específicos deste trabalho são:

- Sistematizar uma rotina de cálculo para o projeto de sistemas de transporte pneumático.
- Dimensionar um sistema de transporte pneumático para finos de bauxita, incluindo a escolha do soprador.
- Avaliar a utilização de um sistema único ou com duas linhas de transporte em paralelo.

1.2 JUSTIFICATIVA

Nos últimos anos, o crescimento da concorrência tem desafiado a indústria a aumentar sua eficiência operacional melhorando seus métodos ou simplificando processos, criando um cenário onde ideias que possam contribuir com essa melhoria tenham necessidade de ser rapidamente avaliadas, e, preferencialmente, com bom grau de exatidão.

Um dos sistemas cada vez mais utilizados atualmente, os transportadores pneumáticos tornam-se opções interessantes, especialmente por seu baixo custo de manutenção, alto grau de automação e ausência de desperdícios de material durante o processo de transporte.

Contudo, é conhecido que seu uso não tem sido aplicado de forma eficiente em algumas indústrias. Em geral, a literatura não possui um padrão para dimensionamento de sistemas de transporte pneumático, dificultando aos projetistas e engenheiros a estimativa da viabilidade técnico-financeira de um sistema para implementação na indústria.

Deste modo, torna-se necessário propor uma rotina de cálculo para o dimensionamento de transportadores pneumáticos, além de revisar a literatura existente e poder estimar a tubulação e o soprador requeridos para aplicações práticas.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta uma descrição de aspectos fundamentais e práticos relacionados aos sistemas de transporte pneumático, visando a sua aplicação no projeto conceitual abordado neste trabalho.

2.1 CLASSIFICAÇÃO DOS SISTEMAS DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO

De acordo com Klinzing et al. (1990) os sistemas de transporte pneumático podem ser classificados quanto a seu modo de operação (fase diluída e densa) e quanto a pressão (positiva, negativa ou combinada), cada um com suas características construtivas e aplicações.

2.1.1 Classificação Quanto ao Modo de Operação

Para Klinzing et al. (1990), possivelmente a melhor maneira de dividir os sistemas de transporte pneumático é em fase diluída e em fase densa. Esta classificação sugere que se a razão de carregamento, Equação (1), que representa a razão entre a vazão mássica de sólidos e a vazão mássica de ar for de 0 até 15, existirá transporte pneumático em fase diluída, caso contrário, caracteriza-se a fase densa do transporte.

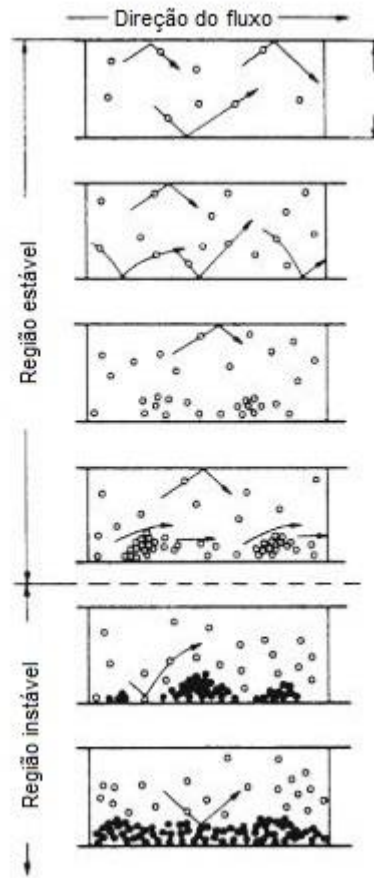
$$\dot{M} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_g} \quad (1)$$

Na Equação 1, \dot{m}_s é a vazão mássica de sólidos e \dot{m}_g representa a vazão mássica de ar.

O transporte em fase diluída, que é o mais utilizado comercialmente, opera com concentração de sólidos menor que 1% em volume e a velocidades acima de 20 m/s. Este regime tem custo relativamente baixo, porém, ocasiona desgaste irregular a baixas velocidades, principalmente nas partes inferiores de tubulações horizontais. Seu rendimento é altamente afetado pela queda de pressão, que por sua vez depende de vários parâmetros como as propriedades do material, configuração da tubulação e fluxo de ar (SANTOS et al., 2011).

A Figura 1 ilustra o comportamento na região estável de fluxo no transporte pneumático, onde considera-se fase diluída. A fase densa, citada anteriormente, também está presente, sendo que sua forma mais pura surge na região instável de fluxo.

Figura 1 - Modos de fluxo em transporte pneumático.



Fonte: Adaptado de Klinzing et al. (1990)

Em fase densa, uma grande concentração de sólidos, tipicamente maior que 30% em volume e velocidades variando de 1 m/s a 5 m/s são comuns. O regime tem alto custo de aquisição, operação e manutenção, devido requerer altas pressões de gás, superiores a 2,0 kPa (SANTOS et al., 2011). Nessa situação, o sistema tende a ter um fluxo instável, além de uma distribuição não uniforme de sólidos na seção transversal da tubulação (KLINZING et al., 1990).

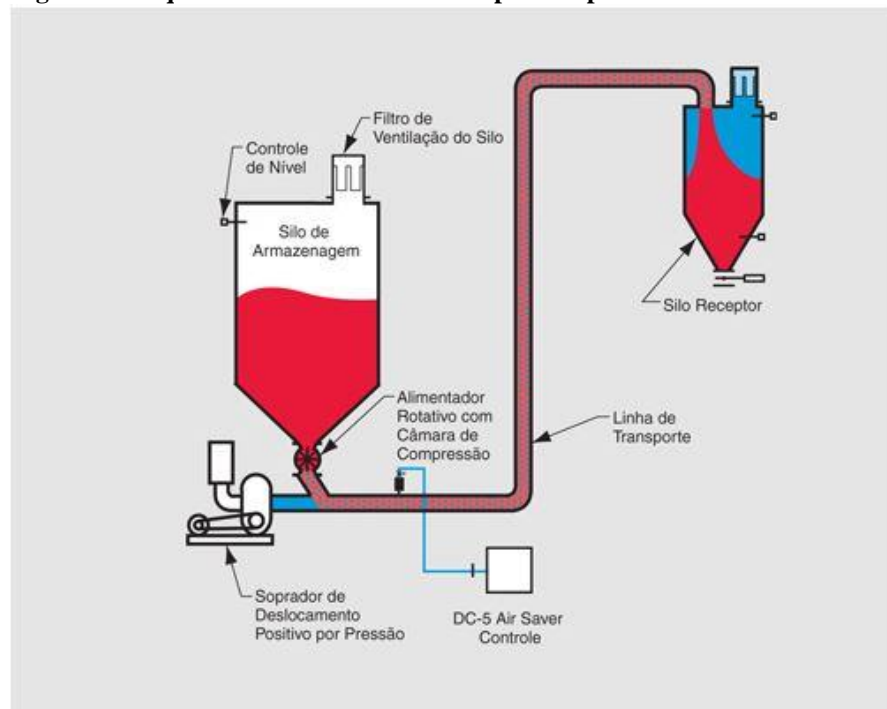
2.1.2 Classificação Quanto à Pressão

Além de classificar os sistemas de transporte pneumático quanto a seu modo de operação, Klinzing et al. (1990) também os classifica quanto a pressão exercida na tubulação, podendo essa ser positiva (utilizando uma máquina de fluxo no início da linha), negativa (utilizando um exaustor no final da linha) e combinada (positiva e negativa ao mesmo tempo).

Segundo Klinzing et al. (1990), sistemas de pressão positiva representam a configuração mais utilizada em transporte pneumático. Esses sistemas são bem adequados para múltiplos

locais de descarga, no qual o material é alimentado por um ponto único e carregado para vários silos de recepção, com a utilização de válvulas direcionais, como pode ser observado na Figura 2.

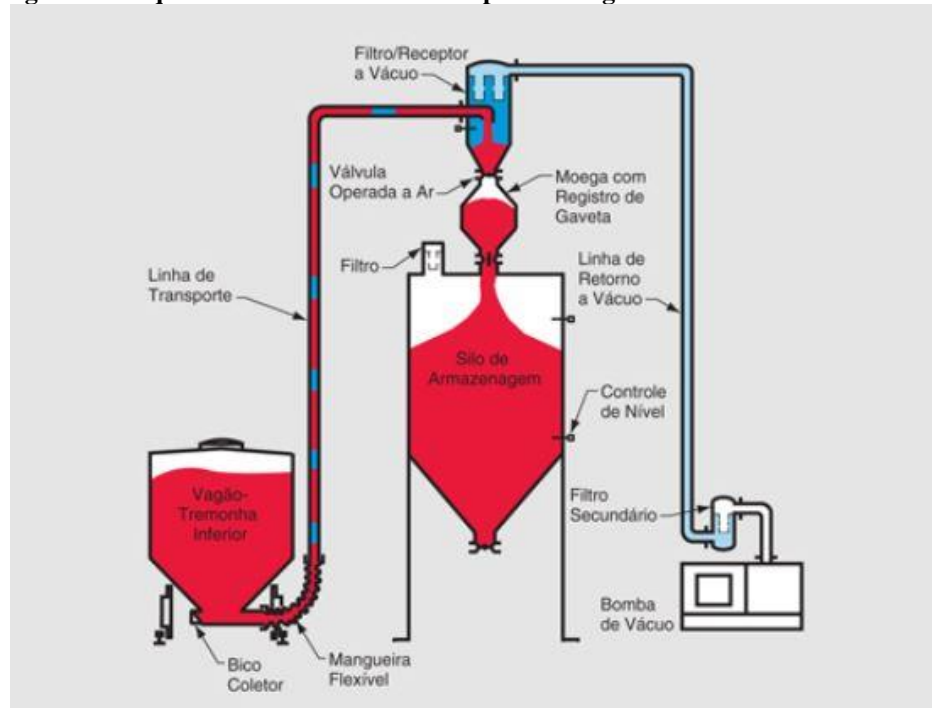
Figura 2 - Esquema de funcionamento em pressão positiva.



Fonte: Dynamic Air (2016)

Por outro lado, Mills (2004) define que sistemas de pressão negativa são comumente usados para tiragem de materiais de múltiplas fontes para um ponto comum. Há uma pequena variação de pressão na alimentação, logo, a alimentação por múltiplos pontos na linha apresenta poucos problemas. Como consequência, o sistema de alimentação pode ser mais barato e simples no sistema de pressão negativa em comparação com o de pressão positiva. A Figura 3 explicita o funcionamento deste tipo de sistema.

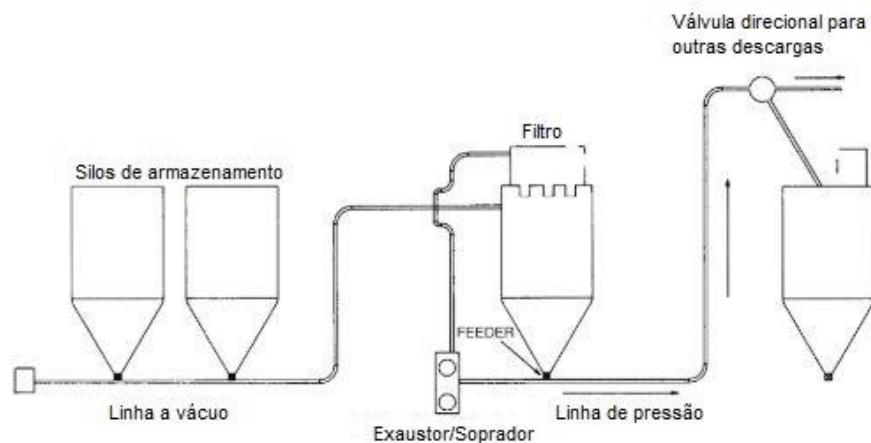
Figura 3 - Esquema de funcionamento em pressão negativa.



Fonte: Dynamic Air (2016)

É possível também usufruir das vantagens dos sistemas positivos e negativos, através do sistema combinado de transporte pneumático. Neste sistema, ilustrado pela Figura 4, torna-se viável captar material de múltiplos pontos e enviar para descarregar também em múltiplos pontos (KLINZING et al., 1990).

Figura 4 - Esquema de funcionamento combinado.



Fonte: Adaptado de Klinzing et al. (1990)

2.2 CARACTERÍSTICAS DA PARTÍCULA TRANSPORTADA

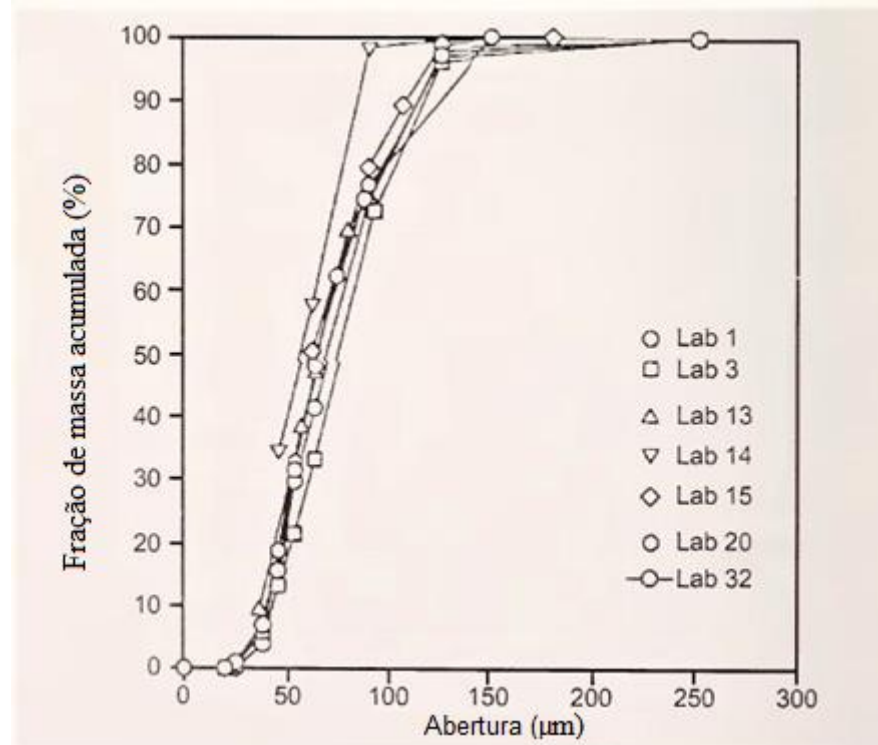
Para um sistema garantir operação satisfatória e eficiência máxima, é necessário conhecer as características de transporte do material a ser transportado. As características proveirão informações ao projetista sobre qual seria a velocidade mínima de transporte para o material e, se existe uma velocidade ótima para o material, qual o diâmetro de tubulação e a vazão requerida. (MILLS, 2004).

2.2.1 Diâmetro Médio das Partículas

No estudo de materiais particulados é importante definir as dimensões dos grãos. Suas formas irregulares dificultam a estimativa, embora existam métodos que podem auxiliar nas medições. Para grãos com dimensões superiores a 40 μm , a análise por peneiramento é um método bastante eficaz. Para grãos menores, podem-se utilizar métodos ópticos, sedimentação ou elutriação (SILVA, 2005).

A análise por peneiramento é uma das técnicas mais utilizadas e mais antigas de classificação de partículas. Seu uso extensivo deve-se a sua simplicidade, baixo custo, alta confiabilidade e baixa necessidade de perícia para conduzir o estudo. Além disso, a análise por peneiramento pode ser empregada para uma vasta faixa de tamanhos, de 20 μm até aproximadamente 100 mm. O método consiste em agitar as amostras através de uma série de peneiras empilhadas, com tamanho de malha decrescente do topo até a base. A distribuição de tamanhos de partícula é dada pela massa retida em uma determinada malha, embora deva ser calculada pela massa acumulada em todas as peneiras, como é possível visualizar na Figura 5 (JILLAVENKATESA et al., 2001).

Figura 5 - Representação cumulativa de uma análise por peneiramento.



Fonte: Adaptado de Jillavenkatesa et al. (2001)

2.2.2 Esfericidade e Arredondamento

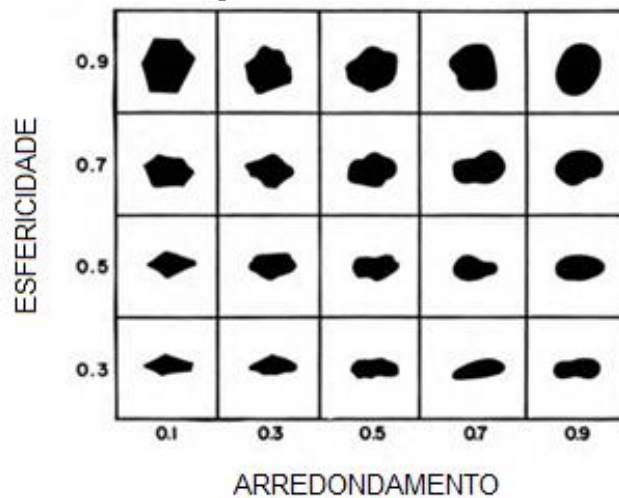
Uma partícula sólida pode ter diferentes formas, como esférica, cilíndrica ou cúbica. Por isso, torna-se necessário adotar uma forma-padrão para comparação. A forma esférica é um fator determinante para classificar as partículas, pois partículas esféricas tem rolagem mais rápida que não-esféricas, sendo utilizado como padrão para comparação. Contudo, quando se trata de partículas em suspensão, deve-se observar que uma esfera tem um volume maior com uma menor área superficial, por isso tem uma velocidade de captura maior que outros tipos de formas. Partindo desse princípio, a relação que melhor prevê o comportamento da partícula em suspensão é representada pela Equação (2) (WADELL, 1932).

$$\phi = \frac{\text{área da sup. da esfera equiv. à partícula}}{\text{área superficial da partícula}} \quad (2)$$

O valor máximo obtido por essa fórmula é 1,0, representando uma partícula totalmente esférica. Todas as outras formas terão valores abaixo de 1,0.

Ressalta-se a importância de diferenciar o conceito de esfericidade com o de arredondamento. Uma partícula pode ter um alto grau de arredondamento e não ser esférica e vice-versa. Um cilindro, por exemplo, é uma “meia-esfera”. Enquanto esfericidade é um conceito tridimensional, arredondamento é um conceito unidimensional, representado pela razão entre o raio de curvatura da quina e o raio máximo inscrito no plano. Seu valor máximo, assim como para esfericidade é 1.0 (WADELL, 1932). A Figura 6 ilustra a relação entre os dois conceitos.

Figura 6 - Tabela comparativa relacionando esfericidade e arredondamento.



Fonte: Adaptado de Krumbein e Sloss (1951).

2.2.3 Densidade do Material

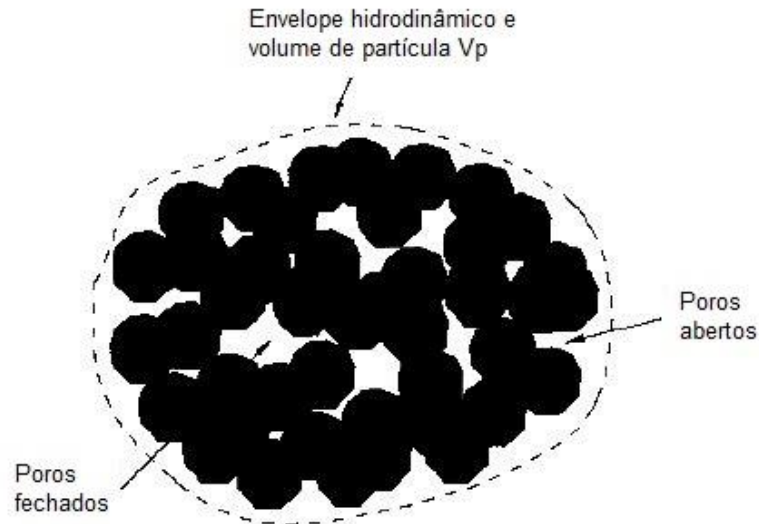
Silva (2005) classifica as massas volumétricas em três situações: real, aparente e a granel (ou de empacotamento). A primeira diz respeito a relação entre a massa do grão e seu volume real, a segunda considera o volume total ocupado, incluindo cavidades e porosidades, e a terceira considera também o volume dos espaços intersticiais. A massa volumétrica aparente permite conhecer a curva granulométrica do produto e determinar sua velocidade de transporte, sendo utilizada para considerações de manuseio do produto. A massa volumétrica a granel, todavia, interfere na seleção dos dispositivos mecânicos do sistema.

A definição de densidade de partícula para partículas não porosas pode ser escrita pela Equação 3 (YANG, 2003):

$$\rho_p = \frac{m_p}{V_p} \quad (3)$$

sendo m_p a massa da partícula e V_p o volume que seria deslocado se a partícula fosse não-porosa. Para o caso de partículas porosas, sugere-se substituir V_p pelo volume do contorno da partícula, como indicado na Figura 7.

Figura 7 - Contorno para cálculo de densidade.



Fonte: Adaptado de Yang (2003)

2.2.4 Porosidade

A porosidade é um conceito que basicamente descreve a proporção de sólidos em relação a proporção de ar na seção transversal da tubulação, sendo descrita pela Equação (4) (YANG, 1973):

$$\epsilon = \frac{\dot{m}_s}{(\rho_p - \rho_g)AU_p} \quad (4)$$

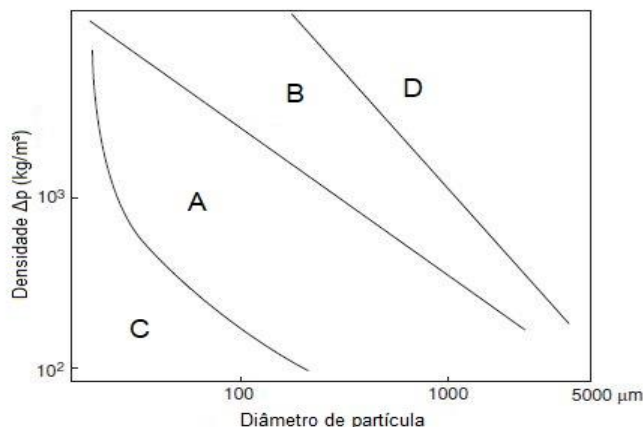
onde A corresponde à área da seção transversal da tubulação.

2.2.5 Classificações de Geldart e Dixon

A fluidização é um fenômeno onde partículas sólidas, quando em suspensão por um gás ou líquido, passam a ter uma característica de fluido (KUNII; LEVENSPIEL, 1991). Geldart (1973) buscou classificar o comportamento fluidizado dos materiais, dividindo os materiais

em quatro grupos principais, de acordo com sua capacidade de aeração ou fluidização. Para isso, utilizou apenas duas propriedades de materiais: a densidade das partículas e o tamanho médio de partícula do material (Figura 8).

Figura 8 - Distribuição de Geldart.



Fonte: Adaptado de Don McGlinchey (2008)

No Grupo A estão materiais com pequeno tamanho de partícula e baixa densidade (menor que 1400 kg/m^3). O leito fluidizado tende a se expandir antes do aparecimento de bolhas. Quando o suprimento de gás é cortado, o leito fluidizado tende a colapsar lentamente, com uma taxa entre $0,3 \text{ cm/s}$ até $0,6 \text{ cm/s}$, similar a velocidade superficial em fase densa.

Materiais pertencentes ao grupo B contém materiais de tamanho médio (entre $40 \mu\text{m}$ e $500 \mu\text{m}$) e densidade entre 4000 kg/m^3 e 1400 kg/m^3 , como a areia. Bolhas surgem desde o início da fluidização, e a expansão do leito é baixa. Diferentemente do Grupo A, o leito fluidizado colapsa rapidamente quando o suprimento de gás é cortado.

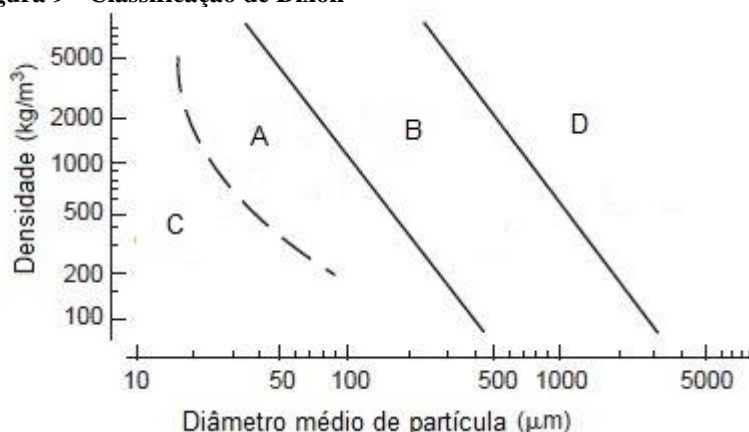
O grupo C contempla materiais coesivos em geral. A fluidização desses materiais em geral é difícil. Isso ocorre devido as forças entre as partículas serem maiores que a força que o fluido exerce nelas, como resultado de um material com pequeno tamanho de partícula, carga eletrostática alta e excesso de umidade ou adesividade do material.

Finalmente, o grupo D inclui materiais com partículas muito grandes ou muito densas. Nesse grupo, o regime tende a ser turbulento, com forte atrito entre as partículas e elutriação dos finos.

Apesar do grande uso da classificação de Geldart para escoamentos gás-sólido, seu diagrama tem limitada aplicação para o transporte pneumático. Por essa razão, Dixon (1979

apud MILLS, 2004), desenvolveu um diagrama específico para transporte pneumático, utilizando as mesmas características que Geldart, e dividiu em grupos similares, como pode ser observado na Figura 9.

Figura 9 - Classificação de Dixon



Fonte: Adaptado de Mills (2004)

Do ponto de vista de transporte pneumático, em geral, pode-se dizer que materiais do grupo A e D são transportáveis em fase densa. Contudo, segundo Klinzing (2003), esses materiais têm bom desempenho no transporte pneumático em fase diluída. Materiais do grupo B e C, contudo, não são indicados para transporte em fase densa, limitando-se a fase diluída.

2.3 DINÂMICA DAS PARTÍCULAS

Nesta seção são abordados alguns temas relacionados a movimentação das partículas em tubulações, as forças atuantes e os principais parâmetros a serem calculados para o dimensionamento de sistemas de transporte pneumático.

2.3.1 Número de Reynolds

Um dos números adimensionais mais úteis na previsão de intensidades relativas em forças fluidas é o Número de Reynolds. Desenvolvido em 1880 pelo engenheiro britânico Osborne Reynolds, que estudava a transição do comportamento laminar para turbulento, o parâmetro adimensional de Reynolds pode ser expresso pela Equação 5 (FOX et al., 2014).

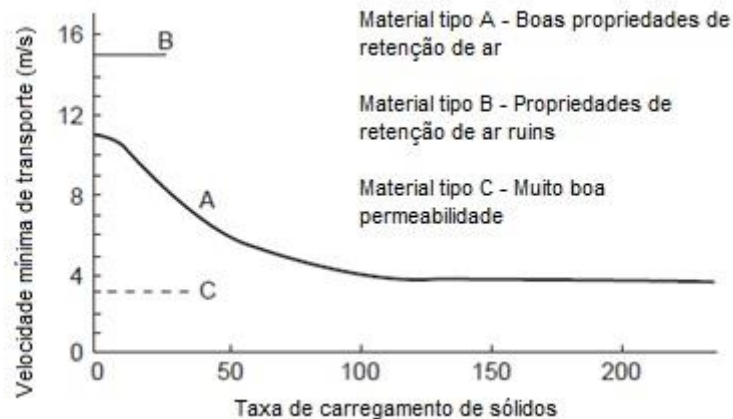
$$Re = \frac{\rho_g U_g D}{\mu_g} \quad (5)$$

Onde ρ_g é a massa específica do fluido, U_g é a velocidade do gás, D é o diâmetro interno da tubulação e μ_g a viscosidade dinâmica do fluido.

2.3.2 Velocidade Mínima de Transporte

Mills (2004) define a velocidade mínima de transporte como a menor velocidade superficial do ar que pode ser utilizada para transportar um material. Para fase densa ela é influenciada pela taxa de carregamento de sólidos. A Figura 10 ilustra, de uma maneira geral, as velocidades mínimas de transporte para diferentes materiais.

Figura 10 - Gráfico representando a velocidade mínima de transporte em função da taxa de carregamento de sólidos.



Fonte: Adaptado de Mills (2004)

O comportamento do “tipo A”, é similar a materiais finos como cimento, sulfato de bário, cinzas e bentonitas, que possuem boa propriedade de retenção do ar. O “tipo B” se refere a materiais de grãos mais grosseiros, como área, açúcar granulado e alumina, que possuem propriedades ruins de retenção do ar. Materiais altamente permeáveis (tipo C) possuem velocidades de transporte bastante baixas, contudo, suas taxas de carregamento também são bastante baixas. Isso ocorre devido ao fluxo de ar intersticial nas partículas.

Em fase diluída a velocidade mínima de transporte é a menor velocidade que pode ser alcançada sem ocorrer salteamento ou engasgamento. Jones e Leung (1978) definem o “ponto de salteamento” como um ponto (ou velocidade mínima) onde as partículas começam a cair da

suspensão, permanecendo no fundo da tubulação horizontal, que, do ponto de vista do transporte pneumático, é algo indesejável. Contudo, por razões de desgaste e consumo energético, a velocidade deve ser a mais baixa possível.

Para resolver o problema, existem equações empíricas ou semi-empíricas que ajudam o projetista. Uma das correlações mais comuns utilizadas, Equação (6), proposta por Rizk (1973, apud JONES; LEUNG, 1978):

$$\dot{M} = \frac{1}{10^{1,44d+1,96}} \left(\frac{U_{salt}}{\sqrt{gD}} \right)^{1,1d+2,5} \quad (6)$$

onde \dot{M} é a razão entre a vazão mássica de sólidos e a vazão mássica de ar; D representa o diâmetro da tubulação (m), U_{salt} é a velocidade de salteamento (m/s) e g a aceleração da gravidade (m/s²).

Outro conceito também existente que pode auxiliar na seleção da velocidade mínima de transporte é a velocidade de sufoco (*choking* em inglês). Em altas velocidades do gás, o “ponto de sufoco” é a velocidade de transição entre uma suspensão em fase diluída para fase densa (CHONG; LEUNG, 1986). Klinzing (2003) ressalta que se o sistema possui regiões horizontais e verticais, o salteamento tende a ocorrer antes que o sufoco, sendo que a única ocasião onde o oposto ocorre é quando o diâmetro da tubulação é aumentado na seção vertical.

2.3.3 Velocidade de Partícula

Hinkle (1953) foi um dos primeiros autores a discutir de fato a velocidade real de partícula, devido à falta de correlações que fossem suficientemente abrangentes, desenvolvendo a Equação (7).

$$U_p = U_g (1 - 0,044d^{0,3} \rho_p^{-0,2} D^{-0,54}) \quad (7)$$

Alguns anos mais tarde, o Institute of Gas Technology (1978), conforme citado por Klinzing (1987), apresentou uma correção a equação de Hinkle, Equação (8). Ela demonstra-se bastante útil para casos de transporte pneumático horizontal e vertical com fluxo ascendente.

$$U_p = U_g(1 - 0,68d^{0,92}\rho_p^{0,5}\rho_g^{-0,2}D^{-0,54}) \quad (8)$$

Considera-se d o diâmetro médio de partícula, ρ_p é a densidade absoluta do material, ρ_g é a massa específica do ar e D é o diâmetro da tubulação.

2.3.4 Coeficiente de Arrasto

A força de arrasto pode ser definida como a força exercida sobre um corpo por um fluido na direção do escoamento. Essa força está normalmente relacionada a um número adimensional chamado de coeficiente de arrasto, que depende de características do fluxo e do corpo a ser estudado (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Haider e Levenspiel (1989) apresentam uma equação bastante útil para representar o fenômeno gás-sólido, relacionando o fluxo e as características do corpo, através da Equação (9):

$$C_D = \frac{24}{Re_p} \left[1 + (8,1716e^{-4,0655\emptyset})Re_p^{0,0964+0,5565\emptyset} \right] + \left[\frac{73,69(e^{-5,0748\emptyset})Re_p}{Re_p + 5,378e^{6,2122\emptyset}} \right] \quad (9)$$

sendo \emptyset a esfericidade da partícula, discutida na seção 2.2.2. A Equação (9) é bastante adequada para partículas com esfericidade acima 0,67, não sendo sugerida para partículas com formato discoidal. O valor de Re_p pode ser definido pela Equação (10):

$$Re_p = \frac{\rho_g d U_p}{\mu_g} \quad (10)$$

2.3.5 Velocidade Terminal

Uma partícula sólida unitária que sofre a força da gravidade em um fluido a regime permanente, em um determinado momento atingirá uma velocidade na qual a força de arrasto será igual a força gravitacional. Essa velocidade é definida como a velocidade terminal da partícula, descrita pela Equação (11) (YANG, 1973):

$$U_t = \sqrt{\frac{4(\rho_p - \rho_g) d g}{3 \rho_g C_D}} \quad (11)$$

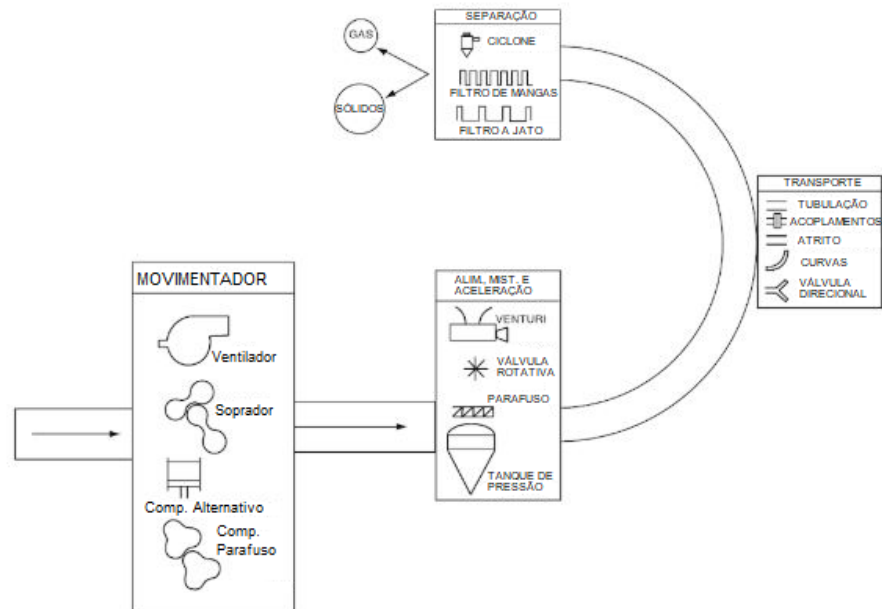
O cálculo da velocidade terminal de partícula permite que seja determinado o número de Reynolds para a velocidade terminal, conforme indicado pela Equação (12).

$$Re_t = \frac{d U_t \rho_g}{\mu_g} \quad (12)$$

2.4 COMPONENTES DO SISTEMA DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO

Um sistema de transporte pneumático é dividido em quatro subsistemas, cada um deles dispondo de maquinário para efetuar a operação requerida. Esses quatro subsistemas compreendem: uma região de movimentação primária; uma região de alimentação, mistura e zona de aceleração; uma região de condução dos sólidos transportados e uma região de separação gás-sólido (Figura 11) (KLINZING et al., 1990).

Figura 11 - Principais componentes do sistema de transporte pneumático



Fonte: Adaptado de Klinzing et al. (1990)

2.4.1 Subsistema de Movimentação Primária

A National Fire Protection Association -- NFPA 650 (1998) classifica o movimentador primário como o ventilador ou soprador motorizado que move um volume de ar para superar a resistência do fluxo causado pelos sistemas de exaustão.

Uma das maneiras de classificar os movimentadores primários é de acordo com sua vazão e diferencial de pressão, conforme mostra o Quadro 1.

Quadro 1 - Classificação básica de máquinas de fluxo para gases.

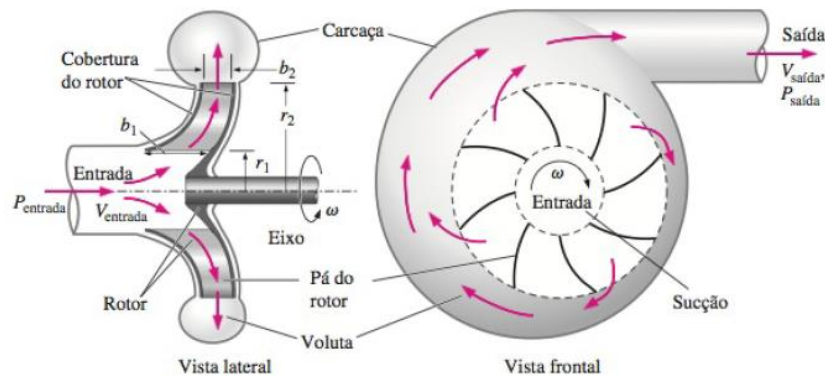
	Ventilador	Soprador	Compressor
Diferença de pressão	Baixo	Médio	Alto
Vazão	Alto	Médio	Baixo

Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2007)

Ventiladores são máquinas com pressões de descarga menores que 2 psig (0,14 bar) e de alta vazão. Sopradores produzem pressões entre 2 psig e 35 psig (0,14 bar a 2,41 bar). Acima disso, as máquinas são denominadas compressores (PENG, 2008).

O movimentador primário pode ser do tipo turbomáquina, que acelera o fluido mediante a ação de um rotor giratório constituído de pás. Nesse caso, o rotor é basicamente um disco ou peça cônica, podendo ser fechado (quando existe além um disco e uma coroa envolvendo as pás) ou aberto (sem coroa) (MACINTYRE, 1997). A Figura 12 ilustra o funcionamento básico de uma turbomáquina (ventilador centrífugo).

Figura 12 - Ventilador centrífugo.



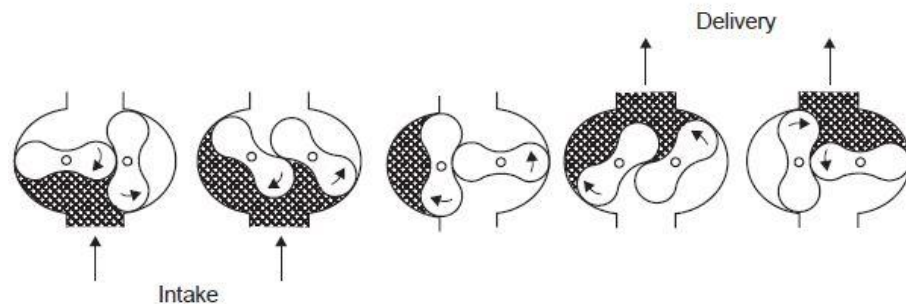
Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2007)

Também, o movimentador primário pode ser do tipo deslocamento positivo, onde a pressão do fluido é incrementada por reduções de volume causadas pelo movimento da fronteira

na qual o líquido está confinado. Diferentemente das turbomáquinas, as bombas de deslocamento positivo podem desenvolver altas pressões a velocidades relativamente baixas, pois o efeito de bombeamento depende de variação de volume em vez da ação dinâmica. (FOX et al., 2014).

O soprador para fase diluída mais comum usado em sistemas de transporte pneumático é do tipo de lóbulos rotativos (também conhecido como *Roots*). Suas características construtivas o tornam bastante versátil, podendo ser utilizado tanto em sistemas de pressão positiva ou negativa. Em geral, esses sopradores são constituídos de dois lóbulos rotativos que giram em direção contrária, sendo que o ar fica comprimido entre o rotor e a carcaça do soprador, conforme indicado na Figura 13 (MILLS, 2004).

Figura 13 - Soprador de lóbulos rotativos (Roots).



Fonte: Adaptado de Mills (2004)

Em geral, a pressão máxima de trabalho de sopradores *Roots* é de 1 bar (manométrica) para pressão positiva e 0,5 bar (manométrica) para pressão negativa. Os modelos convencionais podem alcançar vazões de até 500 m³/min, embora modelos especiais possam chegar a 1500 m³/min (MILLS, 2004). Um desses modelos é apresentado na Figura 14, da fabricante alemã Aerzen.

Figura 14 - Soprador rotativo com capacidade de 100.000 m³/h.



Fonte: Aerzen (2004)

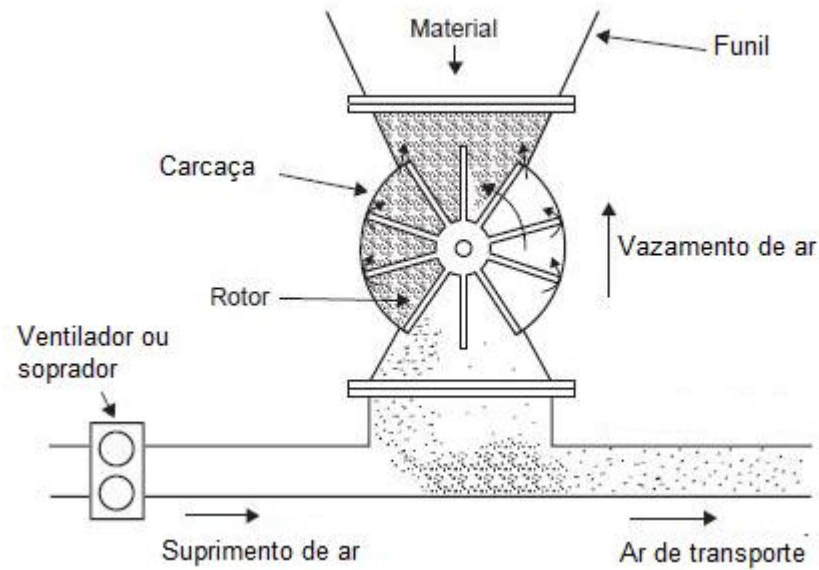
Outro modelo de deslocamento positivo também encontrado comercialmente é o compressor de palhetas. O mesmo consiste em um rotor único excêntrico montado em um cilindro ligeiramente mais largo que o rotor. Este rotor possui fendas que acomodam palhetas que são livres para mover radialmente nas fendas. Eles mantêm contato com a parede do cilindro pela força centrífuga gerada quando o rotor gira (BROWN, 2005).

2.4.2 Subsistema de Alimentação, Mistura e Aceleração

Um sistema eficiente de alimentação de sólidos na tubulação torna-se essencial para uma operação efetiva do sistema de transporte pneumático. A escolha do dispositivo alimentador apropriado deve ter em conta as características do material a ser manipulado, o arranjo físico da instalação, o custo, o modo de operação e o seu controle de alimentação. Alguns dos principais modelos disponíveis são: válvula rotativa, dosador de parafuso e o alimentador tipo Venturi (KLINZING et al., 1990).

As válvulas rotativas são os dispositivos mais comuns para alimentação de linhas de transporte pneumático. O sistema é basicamente constituído de um rotor girando em uma carcaça estacionária, como ilustrado na Figura 15. Independentemente de sua construção, válvulas rotativas apresentam vazamento de ar devido ao retorno de lóbulos vazios e às perdas através da vedação entre o eixo e a carcaça, bem como pela folga entre o rotor e a carcaça (KLINZING et al., 1990).

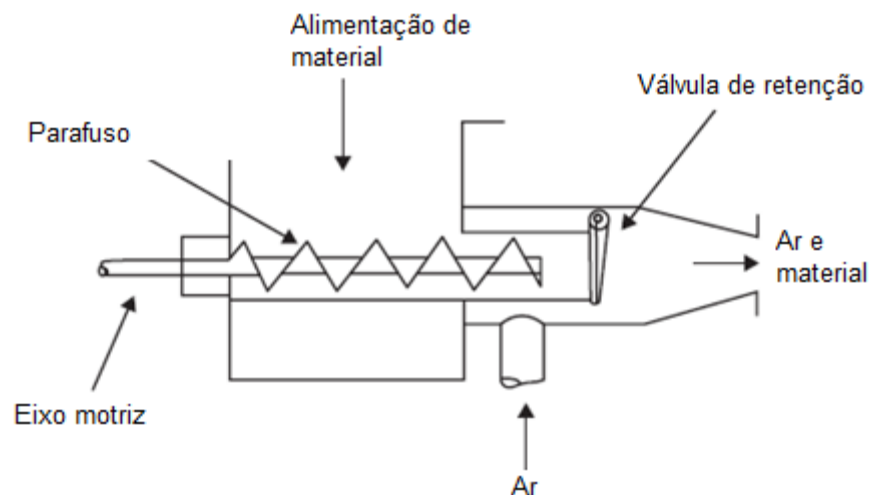
Figura 15 - Esquema de funcionamento da válvula rotativa.



Fonte: Adaptado de Mills (2004)

Por outro lado, os dosadores de parafuso (Figura 16) são utilizados para instalações que funcionam por recalque, até pressões efetivas da ordem de 0,25 MPa. O dispositivo possui um parafuso helicoidal que comprime o produto, e durante o avanço do parafuso é introduzido o produto na linha de transporte. Esse tipo de dosador é utilizado para grandes vazões (até 250 ton/h), absorvendo uma potência relativamente elevada. Evita-se produtos pulverulentos muito abrasivos por sua característica construtiva (SILVA, 2005).

Figura 16 - Funcionamento do dosador de parafuso.

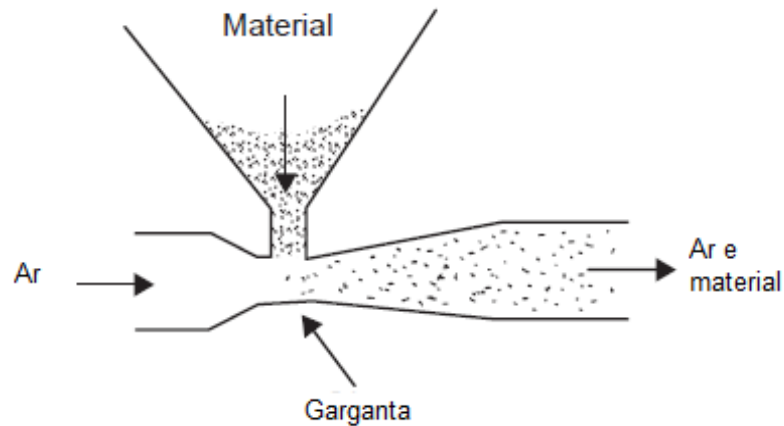


Fonte: Adaptado de Mills (2004)

Por último, o alimentador tipo Venturi surge como um dos mais usados devido à sua simplicidade do ponto de vista construtivo. O equipamento é constituído de um bocal de entrada

de ar, que posteriormente afunila e leva ao aumento da velocidade do ar e à geração de uma região de pressão negativa, por onde o material entra na tubulação (Figura 17). Contudo, esse sistema é restrito a curtas distâncias e baixa vazão mássica de material (KLINZING et al., 1990).

Figura 17 - Alimentador de Venturi.



Fonte: Adaptado de Mills (2004)

2.4.3 Subsistema de Condução dos Sólidos Transportados

A tubulação do sistema de transporte pneumático é um aspecto que também requer atenção. O material a ser transportado, bem como a espessura, o acabamento das superfícies e as curvas das tubulações devem ser estudados para que se mantenha a velocidade de transporte necessária. Deve-se considerar os diâmetros internos efetivos das tubulações e acessórios, uma vez que assumir dimensões nominais destes pode levar a variações importantes nas condições de transporte. Em caso do uso de materiais abrasivos, deve-se considerar a utilização de espessuras maiores para as paredes da linha de transporte (MILLS, 2004). A Tabela 1 ilustra a escala Schedule 40 para diâmetros nominais de 150 mm até 350 mm.

Tabela 1 - Dimensões de tubulação Schedule 40.

Diâmetro nominal [mm]	Diâmetro externo [mm]	Espessura da parede [mm]
150	168,3	5,16
200	219,1	7,92
250	273	9,27
300	323,8	10,31
350	355,6	11,13

Fonte: Adaptado de ASME B36.10M (2015)

O circuito de tubulações é normalmente construído com tubo em aço sem costura. Ligas de alumínio ou aço inox podem ser utilizadas dependendo da aplicação. Chapas soldadas ou calandradas podem ser utilizadas em caso de baixa abrasão, e os cotovelos podem ser em aço carbono ou fabricados a partir de tubos sem costura. O raio médio de curvatura mínima deve ser maior que $2,5 D$ (sendo D o diâmetro da tubulação calculada) (SILVA, 2005).

O material, o tempo e a utilização das tubulações e acessórios influenciam na sua rugosidade interna, promovendo efeito na queda de pressão ao longo do seu uso. A rugosidade absoluta é a altura média das saliências encontradas em uma superfície (MACINTYRE, 1997). A Tabela 2 apresenta as rugosidades absolutas para diferentes materiais.

Tabela 2 - Rugosidade para diferentes materiais.

Material	Rugosidade [mm]
Vidro, plástico	0
Concreto	0,9-9
Borracha	0,01
Cobre ou latão	0,0015
Ferro fundido	0,26
Ferro galvanizado	0,15
Ferro forjado	0,046
Aço inoxidável	0,002
Aço comercial	0,045

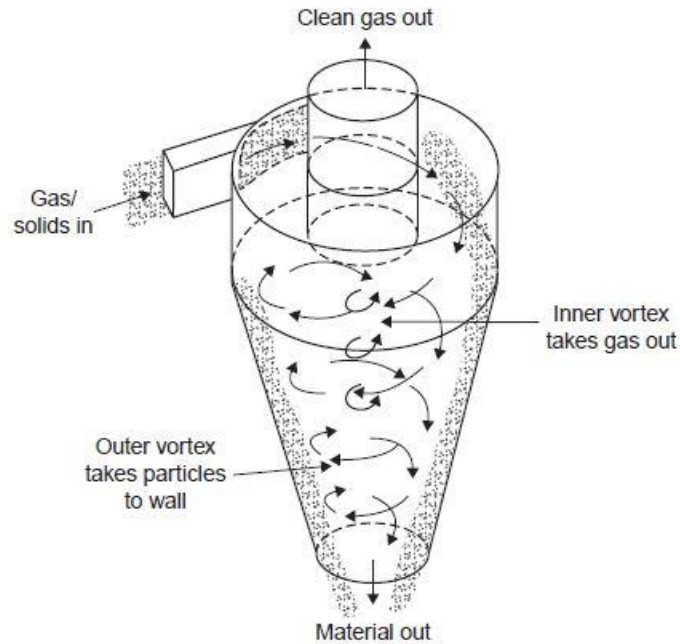
Fonte: Adaptado de Çengel e Cimbala (2007)

2.4.4 Subsistema de Separação Gás-Sólido

Pela economia na construção, operação e manutenção, os dispositivos separadores gás-partícula normalmente usados em sistema de transporte pneumático são os ciclones e os filtros de mangas.

O ciclone é um dispositivo que separa os sólidos de uma corrente de fluido através de uma força radial centrífuga exercida sobre as partículas. Essa força separa os sólidos do gás, levando-os para a parede do ciclone, onde deslizam para o fundo e são coletados. Os ciclones podem ser construídos em diversas escalas de tamanhos, com seu tamanho variando de 1 cm até 10 metros de diâmetro. Suas principais vantagens são: ausência de partes móveis, relativamente econômicos para construção, baixa queda de pressão e baixo custo de manutenção. Sua principal limitação é a reduzida eficiência para partículas com menos de 10 μm de diâmetro (KNOWLTON, 2003). O esquema de um ciclone tangencial típico é apresentado na Figura 18.

Figura 18 - Funcionamento básico de um separador ciclônico.

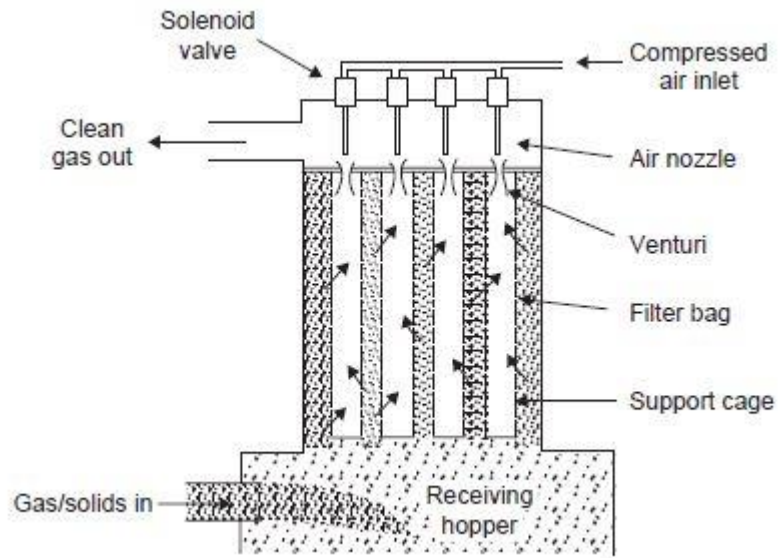


Fonte: Adaptado de Mills (2004)

Segundo Klinzing et al. (1990), a seleção do ciclone depende de vários fatores, e algumas informações são necessárias para selecionar o mais adequado ao tipo de aplicação. As variáveis de projeto mais importantes relacionadas a este dispositivo são: tipo de operação, vazão de gás, concentração de sólidos, umidade e temperatura da corrente gasosa, distribuição de partícula e propriedades químicas dos sólidos.

Por outro lado, o aumento de operações industriais com transporte de partículas finas tem incentivado o uso do filtro de mangas para garantir uma separação gás-sólido quase total. A seleção do material deve considerar as características físicas e químicas das partículas e do processo. A Figura 19 apresenta o funcionamento de um filtro de mangas com limpeza por ar comprimido (KLINZING et al., 1990).

Figura 19 - Filtro de mangas com sistema de limpeza por ar comprimido.



Fonte: Adaptado de Mills (2004)

Embora, por estar no final do processo, sua importância seja subestimada, o dimensionamento e especificação incorreta do filtro pode causar sérios problemas para o sistema de transporte pneumático (MILLS, 2004).

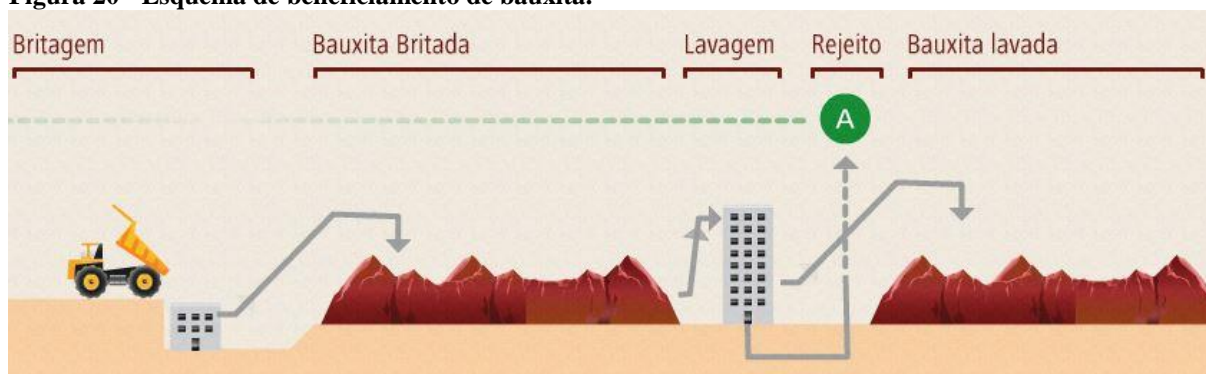
3 METODOLOGIA

Este capítulo apresenta a descrição dos procedimentos aplicados a um estudo de caso voltado ao projeto de uma linha de transporte pneumático a ser utilizada por uma empresa de mineração.

3.1 DESCRIÇÃO DO OBJETO DE ESTUDO E IDENTIFICAÇÃO DOS SEUS PROBLEMAS

O equipamento a ser analisado faz parte da linha de produção da Mina de Bauxita de Juruti no estado do Pará, no qual transportam-se grandes quantidades de bauxita, normalmente utilizando correia transportadora. A Figura 20 ilustra o funcionamento de uma planta de beneficiamento da bauxita.

Figura 20 - Esquema de beneficiamento de bauxita.



Fonte: MRN (2018)

Para transporte do material fino proveniente da lavagem de minério para o empilhamento de bauxita lavada é utilizada uma correia transportadora. O uso desta correia transportadora tem como principal justificativa o baixo consumo energético, já que é movimentada por um motor elétrico de 25 kW. Contudo, o custo de manutenção é elevado, gerando também paradas frequentes do processo produtivo. Uma substituição de correia pode levar até 8 horas, impactando na produção de aproximadamente 864 toneladas de minério. A correia transportadora em questão é ilustrada na Figura 21.

Figura 21 - Transportador de finos na Mina de Bauxita de Juruti da Alcoa.



Fonte: A autoria própria

Desde o comissionamento da correia, a mesma tem apresentado os seguintes problemas:

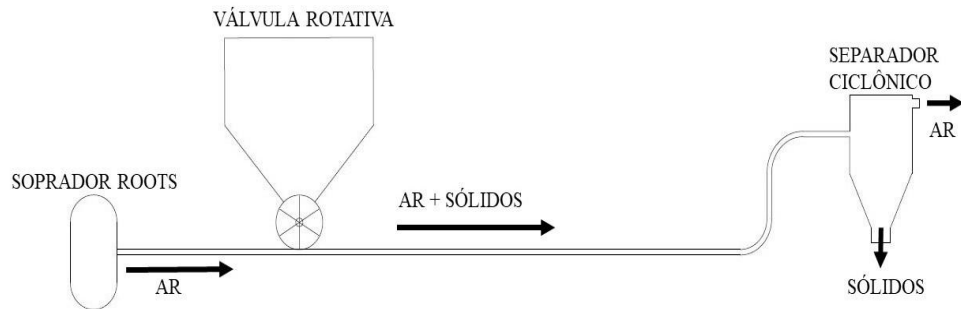
- Desalinhamento.
- Desgaste excessivo da borda (causado também pelo desalinhamento).
- Baixa confiabilidade da balança.
- Queda de material.

Um agravante é o fato de que a parada desta correia representa a interrupção no funcionamento da planta de lavagem do beneficiamento. Portanto, pelos motivos anteriormente expostos, justifica-se avaliar a possibilidade de substituição (ou utilização em paralelo) de um transportador pneumático que consiga melhorar a produtividade da planta.

3.2 ESQUEMA DA LINHA DE TRANSPORTE PNEUMÁTICO PROPOSTA

A Figura 22 ilustra o esquema da linha de transporte pneumático sendo proposta neste trabalho. A linha é composta pelos elementos: soprador do tipo *roots*, válvula de dosagem rotativa, tubulações e acessórios, e separador de partículas do tipo ciclone com entrada tangencial.

Figura 22 - Esquema proposto de transportador pneumático.



Fonte: A autoria própria

3.3 CARACTERÍSTICAS DO MATERIAL TRANSPORTADO

Os dados correspondentes às propriedades do material a ser transportado foram fornecidos pela Mina de Bauxita de Juruti da Alcoa, sendo resumidos na Tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades da bauxita fina.

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade aparente	1410	kg/m ³
Densidade absoluta	2560	kg/m ³
Diâmetro médio de partícula	0,58	mm

Fonte: Alcoa (2018)

O valor utilizado para a esfericidade será de 0,9. Esse valor de esfericidade é amplamente utilizado como padrão na indústria, baseado no trabalho apresentado por de Krumbein e Sloss (1951).

3.4 CARACTERÍSTICAS DA INSTALAÇÃO

A Tabela 4 sintetiza os principais parâmetros considerados para o projeto.

Tabela 4 - Requisitos básicos de projeto.

Características da instalação	Valor	Unidade
Taxa de alimentação de sólidos	30	kg/s
Comprimento horizontal	100	m
Comprimento vertical	6,5	m
Curvas a 90°	2	-
Pontos de alimentação	1	-
Pressão máxima no transporte (manométrica)	1	bar
Raio das curvas	2	m

Fonte: Autoria própria

Os valores de comprimento de tubulação foram estabelecidos de acordo com as dimensões da correia. O raio das curvas foi proposto de acordo com as limitações físicas da instalação e atendendo ao que foi explicitado na seção 2.4.3. A razão de alimentação de sólidos é estimada de acordo com a produção nominal da correia.

3.5 PREMISSAS DE PROJETO

Para o cálculo da queda de pressão no sistema de transporte pneumático, parte-se de algumas premissas básicas de projeto, conforme citado abaixo.

- Pressão máxima no transporte: 101500 Pa
- Transporte em fase diluída ($\dot{M} < 15$) (ao analisar a Figura 9 da seção 2.2.5, nota-se que o material é pertencente ao Grupo A, sendo assim apropriado para o transporte pneumático em fase diluída)
- Tubulação em aço comercial, rugosidade absoluta de 0,045 mm (Tabela 2)
- Velocidade inicial do gás: 30 m/s
- Velocidade mínima do gás: acima da velocidade de salteamento
- O efeito de compressibilidade do ar será desconsiderado (conforme Klinzing et al., 1990).
- As propriedades do ar foram consideradas na temperatura de 40 °C e pressão de 1 bar. Com isso: $\rho_g = 1,13 \text{ kg/m}^3$ e $\mu_g = 1,91 \cdot 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$.

3.6 CÁLCULO DA QUEDA DE PRESSÃO

A queda de pressão no sistema de transporte pneumático representa uma perda irreversível causada por efeitos viscosos, sendo simbolizada por Δp . Ela é de interesse na análise

de escoamentos, uma vez que está diretamente ligada aos requisitos de potência de ventiladores, sopradores e bombas (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

3.6.1 Queda de Pressão Total

Klinzing et al. (1990) resume a queda de pressão total do sistema de transporte pneumático em três parcelas principais, apresentadas na Equação (13):

$$\Delta p_T = \Delta p_{transporte} + \Delta p_{separador} + \Delta p_{válvulas} \quad (13)$$

onde Δp_T é a queda de pressão total do sistema. Por se tratar de um projeto conceitual, não serão calculadas as quedas de pressão em função da separação dos sólidos e das válvulas do sistema, pois necessitam de uma análise mais específica e aprofundada. Assim como relatado por Agarwal (2005), esses valores serão apenas estimados neste estudo.

3.6.2 Queda de Pressão no Transporte

A Equação (14) descreve a queda de pressão total em relação ao transporte de partículas (ZENZ; OTHMER, 1960 apud AGARWAL, 2005); (KLINZING et al. ,1990):

$$\Delta p_{transporte} = \Delta p_g + \Delta p_s + \Delta p_a + \Delta p_{zs} + \Delta p_{zg} + \Delta p_b \quad (14)$$

na qual, Δp_g é a queda de pressão devido ao atrito do gás; Δp_s é a queda de pressão ocasionada pelo transporte dos sólidos; Δp_a é a queda de pressão devida a aceleração dos sólidos; Δp_{zs} é a queda de pressão devido à elevação dos sólidos; Δp_{zg} é a queda de pressão devido à elevação do gás; e Δp_b é a queda de pressão devido à curvatura da tubulação.

A queda de pressão causada pelo atrito do gás na parede da tubulação é dada pela Equação (15) (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\Delta p_g = \lambda_g \frac{\rho_g}{2} U_g^2 \frac{L}{D} \quad (15)$$

onde λ_g é o fator de atrito para o ar na tubulação, que pode ser calculado pela Equação (16), conhecida como equação de Colebrook-White (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_g}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda_g}} \right) \quad (16)$$

Por se tratar de uma equação implícita, a Equação (16) requer o cálculo de iterações até chegar ao resultado esperado. Para otimizar o processo, é utilizada a função “Atingir Meta” do programa Microsoft Excel®.

A Equação (17) traz a queda de pressão devido à gravidade e atrito dos sólidos (YANG, 1978):

$$\Delta p_{sh} = \lambda_{sh} \frac{\rho_p (1 - \varepsilon)}{2} U_p^2 \frac{L}{D} \quad (17)$$

O fator de atrito dos sólidos λ_{sh} para transporte horizontal pode ser determinado mediante a correlação encontrada por Wei et al. (2012), descrita pela Equação (18):

$$\lambda_{sh} = 1,98 \frac{(1 - \varepsilon)^{-0,057}}{\varepsilon^3} \left(\frac{Re_t}{Re_p} \right)^{-0,902} \left(\frac{U_g}{\sqrt{gD}} \right)^{-0,902} \quad (18)$$

onde ε se refere as vacâncias entre as partículas de sólido, Re_t é o número de Reynolds para velocidade terminal, Re_p é o número de Reynolds para a partícula e U_g é a velocidade do gás.

Para o caso de transporte vertical, a correlação utilizada é a Equação (19) (YANG, 1978).

$$\lambda_{sv} = 0,0206 \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3} \left[(1 - \varepsilon) \left(\frac{Re_t}{Re_p} \right)^{-0,869} \right] \quad (19)$$

A aceleração dos sólidos também causa queda de pressão no sistema. Para o caso de pressão positiva no sistema, utiliza-se a Equação (20) (KLINZING et al., 1990):

$$\Delta p_a = \dot{M} U_g \rho_g U_p \quad (20)$$

onde \dot{M} é a razão entre a vazão mássica de sólidos e a vazão mássica de ar.

Por outro lado, a queda de pressão devido à elevação dos sólidos tem contribuição de ambas as fases. Estas duas parcelas surgem da equação de Bernoulli, representadas pelas Equações (21) e (22) (YANG, 1978):

$$\Delta p_{zs} = \rho_p (1 - \varepsilon) g \Delta z \quad (21)$$

$$\Delta p_{zg} = \rho_g \varepsilon g \Delta z \quad (22)$$

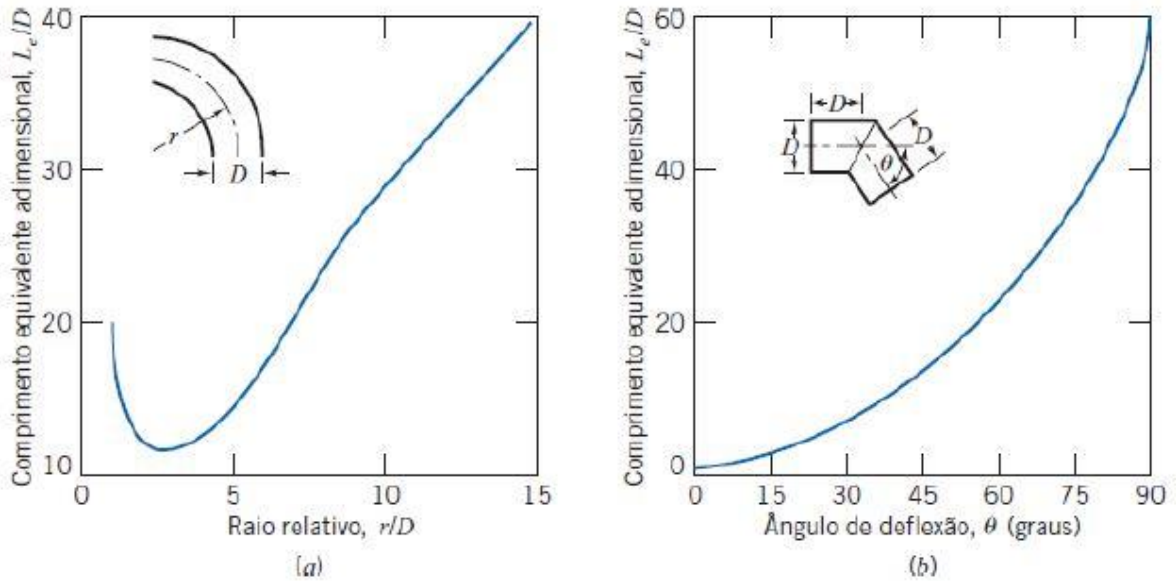
na qual, Δz representa a diferença de alturas no local de início e no fim da tubulação.

Por último, assim como outros modos de queda de pressão, a curvatura da tubulação possui sua parcela de perda devido ao transporte de gás e de sólidos. Para a parcela do gás, foram desenvolvidas algumas correlações como a Equação (23) (KLINZING et al., 1990):

$$\Delta p_b = \left(\frac{0,029 + 0,304 \left[Re \left(\frac{r_0}{R_B} \right)^2 \right]^{-0,25}}{\left(\frac{R_B}{r_0} \right)^{1/2}} \right) \frac{L \rho_g U_g^{-2}}{2D} \quad (23)$$

sendo L o comprimento da curva, r_0 é o raio da tubulação e R_B representa o raio de curvatura. Contudo, a faixa de utilização da Equação (23) tem seu uso limitado à condição de $300 > Re(r_0/R_B)^2 > 0,034$. Por isso, será utilizado o método convencional de cálculo pelo comprimento equivalente. Esse comprimento pode ser estimado através da Figura 23.

Figura 23 - Gráficos de comprimento equivalente em curvas.



Fonte: Adaptado de Fox et al. (2014)

Em seções curvas, além da queda de pressão experimentada pela fase gasosa, é fundamental calcular a queda de pressão da fase sólida. Schuchart (1969) apresenta uma correlação dada pela Equação (24) que é bem aceita na literatura, utilizando a informação já calculada previamente de queda de pressão por atrito dos sólidos:

$$\frac{\Delta p_{bs}}{\Delta p_{sr}} = 210 \left(\frac{2R_b}{D} \right)^{-1,15} \quad (24)$$

onde Δp_{sr} é a queda de pressão em função dos sólidos por metro de tubulação linear.

3.7 POTÊNCIA MÍNIMA REQUERIDA PELO SOPRADOR

Considerando-se uma compressão adiabática e reversível (isentrópica), pode-se calcular a potência necessária mediante o uso da Equação (25). O cálculo das quedas de pressão e da vazão requerida de ar, permitem a estimativa da potência requerida pelo soprador (KLINZING et al., 1990).

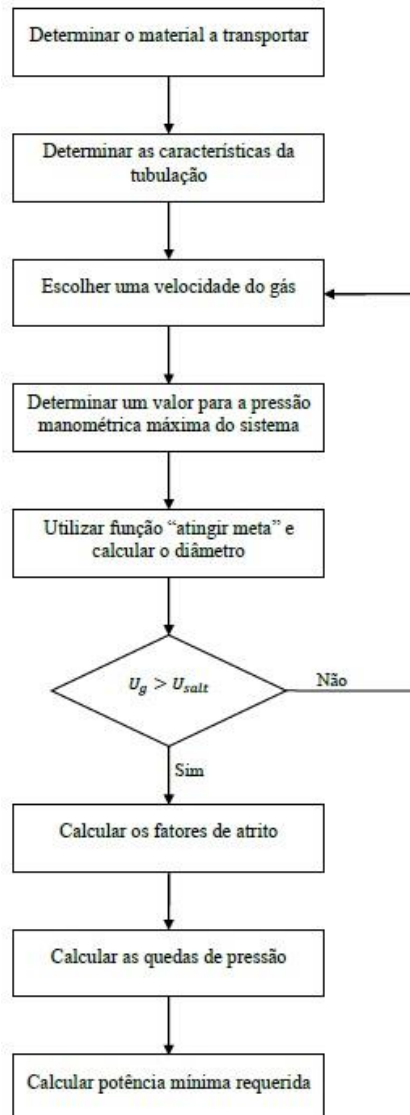
$$P = 3,5 p_1 \dot{Q}_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286/n} - 1 \right] \quad (25)$$

onde p_2 é a pressão total absoluta e n o número de estágios do soprador.

3.8 ROTINA DE CÁLCULO

Para a realização dos cálculos, foi elaborada uma rotina de cálculo no programa Microsoft Excel®, seguindo a metodologia baseada nos trabalhos apresentados por de Hinkle (1953), Yang (1978), Klinzing (1987) e Mills (2004).

Na rotina elaborada, é possível calcular o diâmetro ideal da tubulação e a potência mínima requerida a partir das características do material, estimando-se a velocidade do gás. Contudo, é possível também, a partir de um diâmetro pré-determinado, calcular a potência requerida e a velocidade necessária do gás para que não ocorra salteamento. A Figura 24 demonstra a sistemática da rotina de cálculo.

Figura 24 - Fluxograma de cálculo da rotina aplicada ao transporte pneumático.

Fonte: Autoria própria

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados das configurações propostas para o projeto da linha de transporte pneumático e a respectiva análise comparativa. Os cálculos realizados correspondem a uma proposta considerando apenas uma única tubulação de transporte pneumático e outra considerando tubulações em paralelo.

4.1 CONFIGURAÇÃO COM UMA ÚNICA LINHA DE TRANSPORTE

Para determinar as quedas de pressão distribuídas do sistema é necessário calcular, previamente, alguns dos parâmetros descritos no capítulo 2. A Tabela 5 mostra os valores calculados destes parâmetros.

Tabela 5 - Parâmetros para cálculo de queda de pressão.

Parâmetro	Símbolo	Equação	Valor	Unidade
Número de Reynolds	Re	(5)	615593,69	-
Velocidade da partícula	U_p	(7)	28,12	m/s
Número de Reynolds da partícula	Re_p	(10)	964,96	-
Coefficiente de arrasto	C_D	(9)	0,649	-
Velocidade Terminal	U_t	(11)	5,145	m/s
Número de Reynolds Terminal	Re_t	(12)	176,54	-
Porosidade	ϵ	(5)	0,996	-
Razão de carregamento	\dot{M}	(6)	9,366	-

Fonte: Autoria própria

A partir dessas quantidades foi possível calcular os fatores de atrito para o transporte de gás e de sólidos, aplicando-se as Equações (16), (18) e (19). As quantidades são apresentadas na Tabela 6.

Tabela 6 - Fatores de atrito em função dos sólidos.

Fator de atrito	Símbolo	Equação	Valor
Transporte de gás	λ_g	(16)	0,014
Transporte horizontal de sólidos	λ_{sh}	(18)	0,055
Transporte vertical de sólidos	λ_{sv}	(19)	0,045

Fonte: Autoria própria

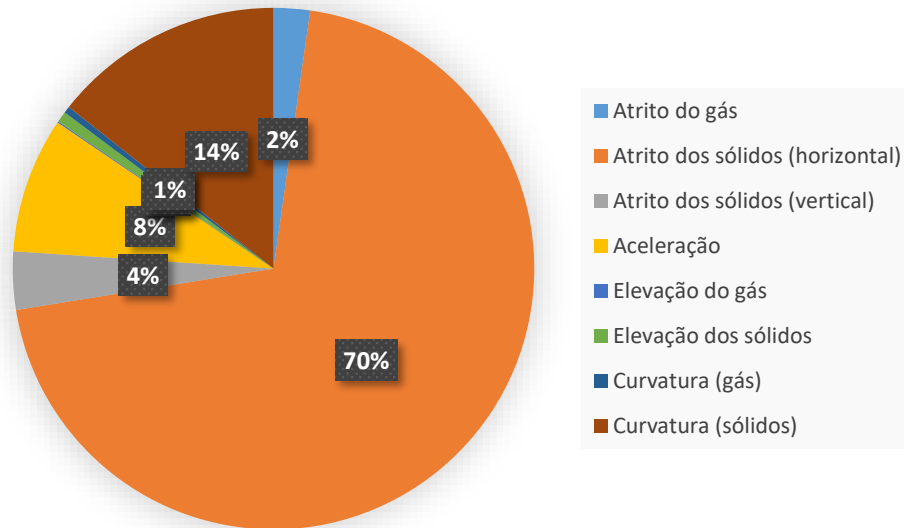
Finalmente, aplicam-se as equações indicadas para o cálculo das quedas de pressão no transporte, tendo os respectivos valores encontrados apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 - Quedas de pressão no transporte.

Parcela de queda de pressão	Símbolo	Equação	Valor [Pa]
Atrito do gás	Δp_g	(14)	2228,71
Atrito dos sólidos (horizontal)	Δp_{sh}	(17)	70769,54
Atrito dos sólidos (vertical)	Δp_{sv}	(17)	3755,51
Aceleração	Δp_a	(20)	8929,22
Elevação do gás	Δp_{zg}	(22)	71,74
Elevação dos sólidos	Δp_{zs}	(21)	719,98
Curvatura (gás)	Δp_{bg}	(15)	444,46
Curvatura (sólidos)	Δp_{bs}	(24)	14580,84
Total	$\Delta p_{transporte}$	(14)	101500,00

Fonte: Autoria própria

O Gráfico 1 ilustra a influência de cada parcela de queda de pressão no conjunto.

Gráfico 1 - Distribuição das parcelas de queda de pressão.

Fonte: Autoria própria

Do Gráfico 1 percebe-se que a parcela de atrito dos sólidos é a de maior influência na queda de pressão (aproximadamente 70% do total). O fenômeno pode ser explicado pela alta razão de carregamento do sistema, associada com a alta velocidade típica de sistemas em fase diluída.

A Tabela 8 apresenta os resultados calculados para o diâmetro interno, a velocidade de salteamento e a potência estimada para o soprador.

Tabela 8 - Resultados para uma única linha de transporte.

Parâmetro	Símbolo	Equação	Valor	Unidade
Diâmetro interno da tubulação calculado	D	-	0,35	m
Velocidade de salteamento	U_{salt}	(6)	29,26	m/s
Potência mínima requerida	P	(25)	220,78	kW

Fonte: Autoria própria

Para esse caso, com pressão de 1 bar manométrica, o diâmetro ideal calculado foi de 0,35 m. A velocidade de salteamento foi de 29,26, ou seja, 2,52% inferior à velocidade do gás de transporte. Isso indica que teoricamente não haverá salteamento no sistema, embora a margem de segurança seja bastante pequena.

É importante ressaltar que o valor de potência mínima requerida pelo soprador (220,78 kW) é apenas uma estimativa ideal, sendo adotado apenas para base de comparação. Para a seleção do motor é fundamental considerar ineficiências mecânicas, volumétricas e elétricas do sistema, além de incluir as parcelas de queda de pressão ocasionadas por válvulas e pela separação gás-sólido. Por conta disso, seria necessário um motor com potência maior que a calculada.

Motores trifásicos com potência acima de 200 kW possuem um alto custo de aquisição e necessitam de um sistema elétrico e de instrumentação mais complexo. Por essa razão, torna-se interessante analisar a viabilidade de construção de linhas em paralelo, que necessitem de um conjunto de acionamento menor e mais simples.

4.2 TUBULAÇÕES EM PARALELO

Após o cálculo realizado para uma única tubulação, percebe-se que essa solução requer um alto investimento em aquisição de componentes e energia elétrica. Por isso, um estudo comparativo foi realizado, calculando-se, para a mesma pressão, um sistema com duas linhas em paralelo, cada uma com capacidade de 15 kg/s (totalizando 30 kg/s com as duas linhas).

A pressão de transporte foi mantida, determinando-se assim a tubulação ideal. Com a redução do diâmetro foi possível reduzir a velocidade do gás, que para o segundo caso será de 26 m/s. Os parâmetros iniciais calculados para esta configuração resumem-se na Tabela 9.

Tabela 9 - Parâmetros calculados para duas linhas em paralelo.

Parâmetro	Símbolo	Equação	Valor	Unidade
Número de Reynolds	Re	(5)	365758,86	-
Velocidade da partícula	U_p	(7)	24,00	m/s
Número de Reynolds da partícula	Re_p	(10)	823,670	-
Coefficiente de arrasto	C_D	(9)	0,646	-
Velocidade terminal	U_t	(11)	5,158	m/s
Número de Reynolds Terminal	Re_t	(12)	177,00	-
Porosidade	ϵ	(5)	0,995	-
Razão de carregamento	\dot{M}	(6)	11,497	-

Fonte: Autoria própria

Repetindo o procedimento realizado na seção 5.4, tem-se os novos fatores de atrito apresentados na Tabela 10.

Tabela 10 - Fatores de atrito para duas linhas em paralelo.

Fator de atrito	Símbolo	Equação	Valor
Transporte de gás	λ_g	(16)	0,016
Transporte horizontal de sólidos	λ_{sh}	(18)	0,043
Transporte vertical de sólidos	λ_{sv}	(19)	0,040

Fonte: Autoria própria

Com estes valores, calcularam-se as quedas de pressão para o sistema, apresentadas na Tabela 11.

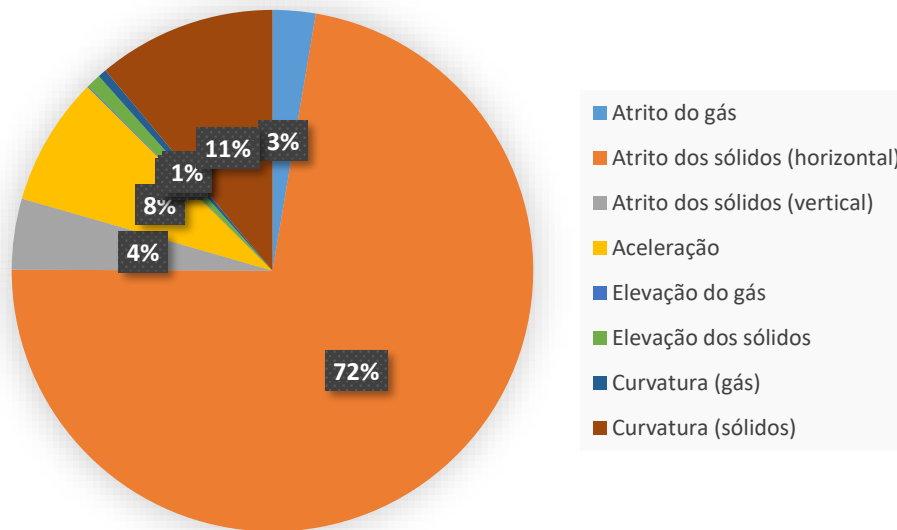
Tabela 11 - Distribuição das quedas de pressão para duas linhas em paralelo.

Parcela de queda de pressão	Símbolo	Equação	Valor [Pa]
Atrito do gás	Δp_g	(14)	2705,59
Atrito dos sólidos (horizontal)	Δp_{sh}	(17)	73478,32
Atrito dos sólidos (vertical)	Δp_{sv}	(17)	4466,13
Aceleração	Δp_a	(20)	8108,27
Elevação do gás	Δp_{zg}	(22)	71,66
Elevação dos sólidos	Δp_{zs}	(21)	897,33
Curvatura (gás)	Δp_{bg}	(15)	539,57
Curvatura (sólidos)	Δp_{bs}	(24)	11233,14
Total	$\Delta p_{transporte}$	(14)	101500,00

Fonte: Autoria própria

A distribuição das quedas de pressão é ilustrada pelo Gráfico 2.

Gráfico 2 - - Distribuição das parcelas da queda de pressão.



Fonte: Autoria própria

Com a redução do diâmetro, houve um aumento na razão de carregamento dos sólidos, de 9,366 para 11,497, incrementando-se assim a participação do atrito dos sólidos nas quedas de pressão, chegando a 72% do total.

Por fim, foi possível calcular os valores finais de diâmetro interno, velocidade de salteamento e potência para esta nova configuração. Os valores são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 - Resultados para duas linhas em paralelo.

Parâmetro	Símbolo	Equação	Valor	Unidade
Diâmetro interno da tubulação calculado	D	-	0,24	m
Velocidade de salteamento	U_{salt}	(6)	25,86	m/s
Potência mínima requerida	P	(25)	89,93	kW

Fonte: Autoria própria

Como se observa, a redução no diâmetro da tubulação reduziu a velocidade de salteamento, pois ambos estão diretamente relacionados. A velocidade do gás selecionada (26 m/s) está, neste arranjo, 0,54% acima da velocidade de salteamento, muito próxima do limite, mas ainda suficiente. Essa redução na velocidade do gás impacta em uma série de benefícios, tais como redução no desgaste das paredes da tubulação e no consumo energético.

4.3 COMPARATIVO ENTRE PROPOSTAS DE SOLUÇÃO

Após o cálculo das duas propostas, analisou-se a qual sistema seria o mais adequado para a aplicação, considerando-se como parâmetro de comparação o consumo energético demandado por cada sistema. Os valores para comparação são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Comparativo entre arranjos de transporte pneumático.

Número de linhas	Velocidade do ar [m/s]	Diâmetro interno [m]	Potência mínima total [kW]
1	30	0,35	220,78
2	26	0,24	179,86

Fonte: Autoria própria

Os resultados da Tabela 13 indicam que a solução de duas linhas em paralelo apresenta-se mais viável do ponto de vista de custo energético (menor consumo) e de manutenção (velocidade menor causará menor desgaste por atrito na tubulação). A potência mínima requerida para uma linha única de transporte pneumático é de 220,78 kW, enquanto para duas linhas somadas é de 179,86 kW, gerando uma economia de energia estimada em 22,7%. Como a velocidade de salteamento reduz com a diminuição do diâmetro, é possível transportar a mesma quantidade de material com uma velocidade menor, apenas com uma concentração levemente maior (a porosidade no segundo caso é 0,1% menor). Os dois pontos são relevantes, pois o transportador será de uso contínuo, com paradas previstas apenas para manutenção periódica e paradas estratégicas de produção, além do fato que, com duas linhas em paralelo, a falha em um dos sopradores impactaria em apenas 50% da produção.

4.4 SELEÇÃO DO SOPRADOR

A seleção de um soprador deverá atender a demanda de ar requerida. Para isso, considerou-se a utilização da alternativa apresentada com duas linhas em paralelo, ou seja, a capacidade nominal do sistema será de 15 kg/s e a velocidade de transporte de 26 m/s. No recálculo executado, o diâmetro da tubulação foi corrigido para o valor de 10 in (0,254 m) para fins de ajuste ao padrão comercial.

Um valor extra de 10% foi considerado para a queda de pressão e vazão de ar, a fim de compensar as perdas na alimentação e separação gás-sólido. O Quadro 3 possui vários modelos de sopradores, a partir da qual foi selecionado o modelo que melhor atende à demanda necessária.

Tabela 14 - Modelos disponíveis para seleção do soprador.

TAMANHO	DIÂM. ENTRADA E SAÍDA	EXIB. PÉS CÚB./REV.	PRESSÃO COM CAPACIDADE NOMINAL TOTAL	RPM	6 PSIG		8 PSIG		10 PSIG		12 PSIG		15 PSIG		18 PSIG	
					CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP	CFM	BHP
1008	8	1,1	20,0	1475	1412	46	1380	60	1351	74	1325		1290	110	1203	131
				1770	1737	57	1704	74	1676	91	1650	108	1615	134	1527	159
1011	8	1,5	20,0	1475	1942	64	1899	83	1862	103	1828	122	1783	151	1685	180
				1770	2383	80	2341	103	2304	126	2271	150	2225	184	2127	219
1013	10	1,8	18,9	1475	2338	76	2288	99	2245	122	2206	145	2153	180	2037	215
				1770	2869	94	2820	122	2776	150	2737	177	2684	219	2568	261
1016*	10	2,2	15,6	1475	2879	94	2822	122	2772	150	2727	178	2666	221		
				1770	3528	117	3471	151	3421	185	3376	219	3315	270		
1018*	10	2,4	13,9	1475	3152	103	3092	134	3039	164	2992	195				
				1770	3860	128	3800	166	3747	203	3700	240				
1021*	12	2,8	11,9	1475	3698	118	3631	154	3573	190						
				1770	4524	147	4457	191	4399	234						
1024*	14	3,3	10,4	1475	4359	138	4280	181	4210	223						
				1770	5332	172	5253	223	5184	274						
1030*	14	4,1	8,3	1475	5415	174	5317	227								
				1770	6625	217	6527	280								

Fonte: Gardner Denver (2011)

Nas condições requeridas pelo projeto, o soprador modelo 1016 demonstra-se apto para a utilização no sistema de transporte pneumático estudado. Um indicador indireto de que o cálculo do diâmetro interno foi corretamente determinado é a dimensão do recalque do soprador, possuindo este o mesmo diâmetro calculado de 10 polegadas. A Tabela 14 compara os valores calculados com os valores encontrados em catálogo.

Tabela 15 - Comparação de valores para o soprador

Parâmetro	Valor calculado	Valor do fabricante	Unidade
Vazão de ar	5215,32	5632,22	m ³ /h
Pressão	98385,78	103421	Pa
Potência	92,71	201,34	kW

Fonte: Autoria própria

A análise comparativa sugere que o soprador selecionado é suficiente para atender a demanda previamente descrita com certa margem de segurança. A vazão de ar e pressão disponíveis no soprador atendem à demanda. Contudo, o cálculo da potência subestimou a demanda de energia para movimentar o soprador, sendo a potência sugerida 117% maior que o calculado. Por isso, conforme mencionado no item 5.4, é fundamental comparar as várias parcelas de eficiências (mecânica, elétrica e volumétrica) para a seleção do motor, pois considerar apenas o cálculo da potência requerida realizado na condição ideal pode levar a erros de projeto.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O trabalho apresentado teve como objetivo realizar o dimensionamento preliminar de um sistema de transporte pneumático, a partir de informação disponível na literatura e montagem de uma rotina de cálculo utilizando um programa comercial de planilha eletrônica.

O estudo buscou calcular o diâmetro ideal para a tubulação de um transportador pneumático para um material conhecido como “fino de bauxita”, resultante do processo de classificação, e em seguida a potência mínima requerida para movimentação do material sem que houvesse um fenômeno conhecido como “salteamento”. Para esse estudo comparativo, considerou-se apenas as quedas de pressão resultantes do transporte do material. O sistema analisado surge como alternativa em relação a um transportador de correias convencional instalado atualmente.

O sistema analisado prevê operação em fase diluída, e o arranjo construído por pressão positiva, composto apenas por soprador, alimentador e separador gás-sólido ao longo de sua tubulação. Para o primeiro cálculo, utilizando apenas uma linha de tubulação, obteve-se um diâmetro mínimo de 0,35 m e uma potência mínima requerida de 220,78 kW (desconsiderando as ineficiências). O valor de potência determinado foi maior que o de um transportador de correias similar, cuja potência é de 25 kW. Por esse motivo, analisou-se a possibilidade de utilização de duas linhas em paralelo, permitindo assim, o uso de equipamentos menores e mais simples.

O valor de potência encontrado para o sistema em paralelo, que possui um diâmetro calculado de tubulação de 0,24 m foi de 89,93 kW por linha (179,86 kW no total), obtendo-se um ganho de aproximadamente 22,7% em redução do consumo de energia elétrica. A vantagem desta configuração foi atribuída ao valor menor determinado na velocidade de salteamento, devido à redução no diâmetro da tubulação. A conseqüente diminuição na velocidade do gás levará a uma vantagem no consumo energético, ainda reduzindo o ruído e o desgaste interno na tubulação.

Com os valores de vazão de ar e pressão calculados, foi possível selecionar um soprador que atendesse as condições exigidas. A potência requerida, segundo o catálogo do fabricante, possui uma diferença de 117% em relação ao valor calculado, comprovando que a potência determinada pela Equação (25) deve ser utilizada com cautela.

Em relação à comparação com o transportador de correias, ficou evidente que, apenas do ponto de vista do consumo de energia, o transporte pneumático não se apresenta como uma solução viável. Portanto, é necessária uma análise complementar em aspectos referentes à manutenção e aos modos de falha para determinar a real viabilidade do sistema aqui proposto.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Algumas oportunidades foram identificadas durante a realização do trabalho, que seriam de interesse para trabalhos futuros, tais como:

- Comparação dos resultados alcançados utilizando outras correlações da literatura.
- Realização de experimentos em escala para avaliar a velocidade de salteamento e a queda de pressão.
- Realização de uma análise mais precisa quanto à seleção do alimentador e do separador gás-sólido.
- Avaliação do material das tubulações quanto à umidade, higroscopia e abrasividade.
- Análise de viabilidade financeira da substituição do transportador de correias pelo transportador pneumático.

REFERÊNCIAS

AERZENER MASCHINENFABRIK GMBH. **Aerzen positive displacement blowers for conveyance and compression of process gases.** 2004, 12p.

AGARWAL, A. T. **Theory and Design of Dilute Phase Pneumatic Conveying Systems.** Powder Handling and Processing. Vol 17, pp 19-23, 2005.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **B16.10M-2015: Welded and Seamless Wrought Steel Pipe.** New York, 2015.

BROWN R. **Compressors: Selection & Sizing.** Gulf Professional Publishing. Terceira edição, 2005, 620 p.

ÇENGEL, Y. A; CIMBALA, John M. **Mecânica dos fluidos: Fundamentos e aplicações.** São Paulo: McGrawHill, Bookman, AMGH, 2007, 816p.

CHONG, Y. O.; LEUNG, L. S. **Comparison of Choking Velocity Correlations in Vertical Pneumatic Conveying.** Powder Technology, pp. 43-50, 1986.

DIXON, G. **The impact of powder properties on dense phase flow.** Proc Int Conf on Pneumatic Conveying. London, 1979.

DYNAMIC AIR Conveying Systems. **Sistemas.** 2016. Disponível em: <<http://www.dynamicaire.com.br/>> Acesso em: 20 set. 2018.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à mecânica dos fluidos.** 8. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2014.

GARDNER DENVER. **Séries 8000 e 8000: Sopradores de deslocamento positivo e Bombas de vácuo.** 2011, 12p.

GELDART, D. **Types of Gas Fluidization.** Powder Technology, pp 285-292, 1973.

HAIDER, A.; LEVENSPIEL O. **Drag Coefficient and Terminal Velocity of Spherical and Nonspherical Particles.** Powder Technology, Vol. 58, pp. 63-70. 1989.

HINKLE, B. L. **Acceleration of Particles and Pressure Drops Encountered in Horizontal Pneumatic Conveying.** 106 p. Tese (Doutorado em Engenharia Química), Georgia Institute of Technology, 1953.

JILLAVENKATESA, A.; DAPKUNAS, S. J.; LUM, H. L. **Particle Size Characterization.** National Institute of Standards and Technology, 2001, 164 p.

JONES, P. J.; LEUNG, L.S. **A Comparison of Correlations for Saltation Velocity in Horizontal Pneumatic Conveying.** Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev, Vol. 17, pp. 571-878. 1978.

KLINZING, G. E., MARCUS, R. D., RIZK, F, LEUNG, L. S. **Pneumatic conveying of solids.** Chapman & Hall, New York, 1990, 596p.

KLINZING, G. E. in: YANG, W.C. **Handbook of fluidization and fluid-particle systems.** Boca Ratón, Estados Unidos da América. CRC Press, 2003, 861p.

KNOWLTON, T.M. in: YANG, W.C. **Handbook of fluidization and fluid-particle systems.** Boca Ratón, Estados Unidos da América. CRC Press, 2003, 861p.

KUNII, D.; LEVENSPIEL, O. **Fluidization Engineering.** 2. ed. USA: Butterworth-Heinemann, 1991. 491 p.

KRUMBEIN, W. C.; SLOSS, L. L. **Statigraphy and Sedimentation.** 1 ed. San Francisco: Freeman, 1951, 497 p.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento.** 2. ed. rev. Rio de Janeiro: LTC, 1997, 782 p.

MCGLINCHEY, D. **Bulk Solids Handling: Equipment Selection and Operation.** Oxford: Blackwell Publishing, 2008.

MILLS, D. **Pneumatic Conveying Design Guide**. 2 ed. Amsterdam: Elsevier Butterworth Heinemann, 2004, 637 p.

MRN (Mineração Rio do Norte). **Sequência operacional de produção de bauxita**. Disponível em: <<http://www.mrn.com.br/pt-BR/Operacao/Sequencia-Operacional/Producao-de-Bauxita/Paginas/default.aspx>> Acesso em: 12 out. 2018.

NATIONAL FIRE PROTECTION ASSOCIATION. **NFPA 650: Standard for Pneumatic Conveying Systems for Handling Combustible Particulate Solids**. Estados Unidos, 1998.

ÖZBELGE, A. T. **Solids Friction Factor Correlation for Vertical Upward Pneumatic Conveyings**. Vol. 10, Int. J. Multiphase Flow, pp. 459-465, 1984.

PENG, W. W. **Fundamentals of turbomachinery**. New Jersey: John Willey & Sons, 2008. 369 p.

SANTOS, S. M.; TAMBOURGI, E. B.; FERNANDES, F. A. N.; MORAES JÚNIOR, D.; MORAES, M.S. **Diluted-phase pneumatic conveying of polystyrene particles: pressure drop curve and particle distribution over the pipe cross-section**. Brazilian Journal of Chemical Engineering. Vol. 28, pp 81-88, 2011.

SCHUCHART, P. **Widerstandsgesetze beim pneumatischen Transport in Rohrkrümmern**. Chemie-Ing.-Techn. Vol. 40, pp 1060-1067, 1968.

SILVA, D. R. **Transporte Pneumático: Tecnologia, projetos e aplicações na indústria e nos serviços**. São Paulo: Artliber Ltda, 2005, 172p.

WADELL, H. **Volume, shape, and roundness of rock particles**. University of Chicago, 1932. pp 443-450.

WEI, W.; QINGLIANG, G.; JIANSHEG, Z.; HAIRUI, Y. **A modified correlation to calculate solid friction factor for dilute phase pneumatic conveying**, Powder Technology. Vol. 218, pp 64-68, 2012.

WYPYCH, W.P. in: YANG, W. C. **Fluidization, Solids Handling, and Processing**. Pittsburgh: William Andrew, 1998, 908 p.

WODRICH, K. **A design programme for dilute phase pneumatic conveyors**. 109 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade de Stellenbosch, África do Sul, 1997.

YANG, W. C. **Estimating the Solid Particle Velocity in Vertical Pneumatic Conveying Lines**. Vol. 12, Ind. Eng. Chem. Fundam., pp. 349-352, 1973.

YANG, W. C. **A Correlation for Solid Friction Factor in Vertical Pneumatic Conveying Lines**. Vol. 24, AIChE Journal, pp. 548-552, 1978.

YANG, W. C. **Correlations for Solid Friction Factors in Vertical and Horizontal Pneumatic Conveyings**. Vol. 20, AIChE Journal, pp. 605-607, 1974.

YANG, W.C. **Handbook of fluidization and fluid-particle systems**. Boca Raton, Estados Unidos da América. CRC Press, 2003, 861p.

YANG, W.C. **Handbook of fluidization and fluid-particle systems**. Boca Raton, Estados Unidos da América. CRC Press, 2003, 861p.

ZENZ, F.A.; OTHMER D. F. **Fluidization and fluid-particle systems**. Nova York, Estados Unidos. Reinhold, 513p. 1960.

**APÊNDICE A – PROGRAMA DE CÁLCULO DE QUEDA DE PRESSÃO E
POTÊNCIA REQUERIDA**

Memorial de cálculo transporte pneumático

Informações de entrada

d	0,00058	m
ϕ	0,9	-
ρ_b	1410	kg/m ³
ρ_p	2560	kg/m ³
$\Delta p_{transporte}$	89441,62	Pa

L_h	100	m
L_v	6,5	m
U_g	26	m/s
m_s	15	kg/s
D	0,25400	m

ρ_g	1,13	kg/m ³
μ_g	0,0000191	Pa.s
p_1	101500	Pa
ϵ	0,000045	m
U_{sait}	25,629	ADEQUADA

Queda de pressão em função do atrito do gás

A	ϵ/D	Re	λ_g	\dot{Q}	\dot{m}_g	Δp_g
0,051	1,77E-04	390707,85	0,016	1,317	1,489	2532,64

Queda de pressão em função do atrito do material

U_p	Re_p	C_D	U_t	Re_t	ϵ	λ_{sh}	λ_{sv}	Δp_{sh}	Δp_{sv}
24,07367	826,06728	0,64566	5,15823	177,00020	0,99520	0,04634	0,03961	65008,54190	3611,99397

Queda de pressão em função da elevação e aceleração dos sólidos

\dot{M}	Δp_a	Δp_{zg}	Δp_{zs}
10,0759	7126,5001	71,7083	784,1045

Queda de pressão causada por curvas

N°	R_b	r/D	α [Graus]	L_e	Δp_{bg}	Δp_{sr}	Δp_{bs}
1	2	7,874015748	90	12	252,538	555,69	4900,53
2	2	7,874015748	90	12	252,538	555,69	4900,53

Somatório de quedas de pressão e cálculo da potência requerida

Δp_g	Δp_{sh}	Δp_{sv}	Δp_a	Δp_{zg}	Δp_{zs}	Δp_{bg}	Δp_{bs}	$\Delta p_{transporte}$	P
2532,64	65008,54	3611,99	7126,50	71,71	784,10	505,08	9801,05	89441,62	92,71