COMPARAÇÃO ENTRE AS POTÊNCIAS PRÁTICA E EXPERIMENTAL DE UM TRANSPORTADOR PNEUMÁTICO

COMPARISON BETWEEN THE PRACTICAL AND EXPERIMENTAL POWERS OF A PNEUMATIC CONVEYOR

Beatriz Sousa Veiga, Giovanna Ferreira Sincerre Vida, Isabella Vieira Moraes, Kauãn Morales Gabriel, Alan Alves Theodoro, Nelize Maria de Almeida Coelho, Vitor da Silva Rosa

Universidade Santa Cecília, Faculdade de Engenharia, Curso de Engenharia Química
E-mail para contato: kg221235@alunos.unisanta.br

RESUMO – O transporte pneumático é amplamente utilizado na movimentação de materiais a granel, com vantagens como baixo custo de manutenção e facilidade de automação, mas apresenta desafios como o alto consumo de energia. Este estudo analisou a potência do motor de um sistema pneumático, comparando os valores teóricos e experimentais. A potência prática foi de 0,6 HP e a teórica de 1,24 HP, com diferenças atribuídas a métodos de cálculo, materiais (acrílico e aço inoxidável) e diâmetros das tubulações. Esses resultados destacam a importância de calibrar os parâmetros do sistema para otimizar a eficiência energética e reduzir o impacto ambiental.

Palavras-chave: Pneumático; Potência; Motor; Comparação.

ABSTRACT – Pneumatic conveying is widely used for moving bulk materials, with advantages such as low maintenance costs and ease of automation, but it presents challenges like high energy consumption. This study analyzed the motor power of a pneumatic system, comparing theoretical and experimental values. The practical power was 0.6 HP and the theoretical power was 1.24 HP, with differences attributed to calculation methods, materials (acrylic vs. stainless steel), and pipe diameters. These results highlight the importance of calibrating system parameters to optimize energy efficiency and reduce environmental impact.

Keywords: Pneumatic; Power; Motor; Comparison.

1 INTRODUÇÃO

O transporte pneumático movimenta sólidos em uma tubulação por meio do ar, sendo utilizado em várias aplicações de armazenagem e transporte de materiais a granel, em fábricas, armazéns, áreas de carga e descarga de ferrovias e portos marítimos, entre outros (DA CRUZ, 2013). Algumas de suas inúmeras vantagens incluem: fácil distribuição para diversos pontos da indústria, deslocamento do material em qualquer inclinação, sem risco de contaminação do material, sem perdas de material para o ambiente (DE MORAES, 2012), pouca necessidade de manutenção e baixo custo de mão de obra, facilidade de automação (DA CRUZ, 2013). Suas desvantagens são: alto custo de energia, geração de eletricidade estática, abrasão e desgaste de equipamentos (DE MORAES, 2012; SCHEIBEL, 2019).

Para que um fluido seja transportado por uma tubulação, é necessário fornecer energia ao sistema. O movimento do fluido só ocorre devido à existência de diferenças de pressão ou de energia ao longo do percurso. Porém, parte dessa energia é dissipada em forma de perdas devido ao atrito entre o fluido e a tubulação e entre as partículas do fluido. Essa perda de energia é chamada de perda de carga (ALTOWAYTI, 2021).

A perda de carga é separada em duas categorias: localizada e distribuída. A perda de carga distribuída ocorre ao longo do comprimento da tubulação. Já a perda de carga localizada está associada aos acessórios e singularidades, podendo ser expressa pelo coeficiente de perda de carga K (GONÇALVES, 2008) e calculada por diferentes métodos.

A exportação e produção de grãos faz parte da cultura brasileira. Em 2023, o Brasil foi o quarto maior produtor de grãos do mundo, correspondendo a 8,8% da produção global (EMBRAPA, 2024). Atualmente, está previsto que a produção de grãos no país registre um aumento de 35,4 milhões de toneladas, chegando a 332,9 milhões de toneladas (CONAB, 2025). Nas instalações armazenadoras agrícolas brasileiras, os transportadores pneumáticos são aplicados para coleta e transporte de amostras de grãos para análise em laboratório (WEBER, 2005).

Cada configuração de transportador pneumático é projetada para atender a requisitos específicos de aplicação, influenciando diretamente sua eficiência, consumo energético e adequação a diferentes ambientes industriais (DA CRUZ, 2013). Para que ocorra a movimentação do pneumático, é necessária uma quantidade de ar constante e controlável (BAYER, 2023). O motor elétrico, que fornece a rotação necessária para o

ventilador, é o principal responsável pelo consumo de energia em um sistema pneumático a depender de sua potência. Esse motor alimenta o ventilador, que é o componente essencial do sistema, gerando o fluxo de ar indispensável para transportar o material desejado até o coletor (BEAULAC et.al., 2022).

Desta forma, o presente estudo tem como objetivo quantificar e analisar a potência estimada do motor para o protótipo de aço inoxidável e 150mm, com o auxílio de parâmetros experimentais do equipamento de acrílico e 117mm, verificando a diferença entre os resultados teóricos e experimentais.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

O presente estudo foi desenvolvido a partir de uma pesquisa experimental, a qual consiste na realização de ensaios para ser possível averiguar o almejado. Por esse viés, iniciou-se os experimentos a partir da coleta e análise de dados baseados no equipamento de acrílico com diâmetro de 117 mm.

Através do mesmo foi estabelecida a variação da frequência do motor para cinco estágios (30, 35, 37,5, 40 e 45 Hz) e três diferentes vazões de alimentação dos grãos de soja (100, 150 e 200 rpm), foi possível realizar suficientes ensaios, em triplicata, para construir gráficos relacionando perda de carga e constante K do acessório na curva de 90° em função das velocidades de operação do ar.

Desse modo, tendo uma curva experimental determinante do valor da constante K em função da velocidade do ar, aplicou-se uma técnica de comparação entre as variáveis de potência (teórica e experimental) requeridas pelo motor do ventilador. Cabe ressaltar que, como teoricamente tais valores constantes para os acessórios de um sistema não variam significativamente em função do material e diâmetro, aplicou-se então os resultados obtidos do equipamento de acrílico como base para outro mecanismo pneumático de aço inoxidável.

Utilizando os parâmetros experimentais obtidos anteriormente e efetuando um balanço de energia total para o protótipo de aço inoxidável de 150 mm de diâmetro, obteve-se assim a potência prática exigida pelo motor. Pode-se averiguar as nove equações práticas usadas, apresentadas abaixo.

$$P_{prática} = \Delta P + \frac{\Delta v^2}{2}\rho + \Delta z\,\gamma + lw\,\gamma \qquad (1)$$

$$\rho = \frac{P \times MM}{R \times T} \quad (2)$$

$$v_2 = v_1 \frac{{D_1}^2}{{D_2}^2} \quad (3)$$

$$N_{Mach} = \frac{v}{v_{som}} \quad (4)$$

$$Re = \frac{D_1 \times v \times \rho}{\mu} \quad (5)$$

$$f = \frac{1{,}6364}{\left[\left(\ln 0{,}134 \times \frac{\varepsilon}{D_2}\right) + \frac{6{,}5}{Re}\right]^2} \quad (6)$$

$$lw\ desc_{dist} = f \frac{L}{D_2} \times \frac{v^2}{2g} \quad (7)$$

$$lw\ desc_{loc} = (\Sigma K) \frac{v^2}{2g} \quad (8)$$

$$\dot{V} = v \times \frac{\pi {D_2}^2}{4} \quad (9)$$

A elaboração dos cálculos teóricos foi baseada na literatura do livro de Operações Unitárias volume 1, de Reynaldo Gomide, visando dimensionar um transportador pneumático e consequentemente calcular a potência teórica necessária do motor do ventilador destinado ao protótipo de aço inoxidável e 150 mm. Dessa forma, com base na devida literatura utilizou-se dez equações dispostas a seguir.

$$Q = \frac{V \times D^2}{1{,}27 \times 10^6} \quad (10)$$

$$X = \frac{C}{4{,}29 \times Q} \quad (11)$$

$$L_{total} = L + L_e \tag{12}$$

$$\frac{\Delta P}{L} = 6{,}52 \times \frac{V^{1,8}}{D^{1,22}} \tag{13}$$

$$F = \frac{X}{K} + 1 \tag{14}$$

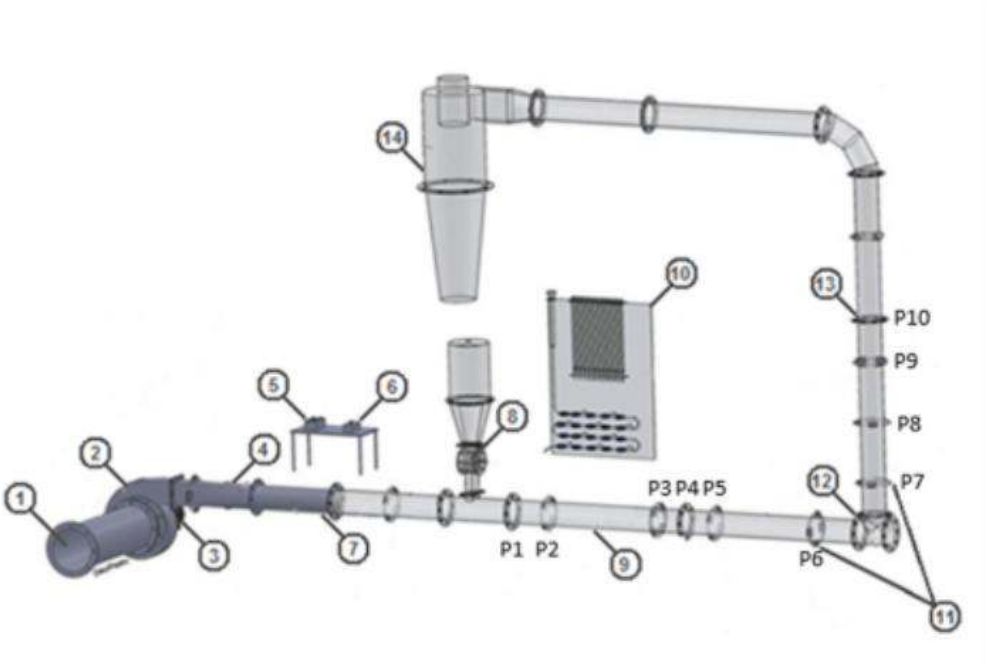
$$\frac{\Delta P}{L} corrigida = \frac{\Delta P}{L} \times F \tag{15}$$

$$\Delta P_{total} = \left[\frac{\Delta P}{L} corrigida + 0{,}138\ \varphi\ X\ V^2 + \Delta P_e\right] \times 10^{-4} \tag{16}$$

$$P_{teórica} = 131{,}51 \times Q \times \Delta P_{total} \tag{17}$$

$$P_{teórica\ corrigida} = \frac{P}{\eta} \tag{18}$$

Figura 1: Modelo padrão de unidade experimental do transportador pneumático.



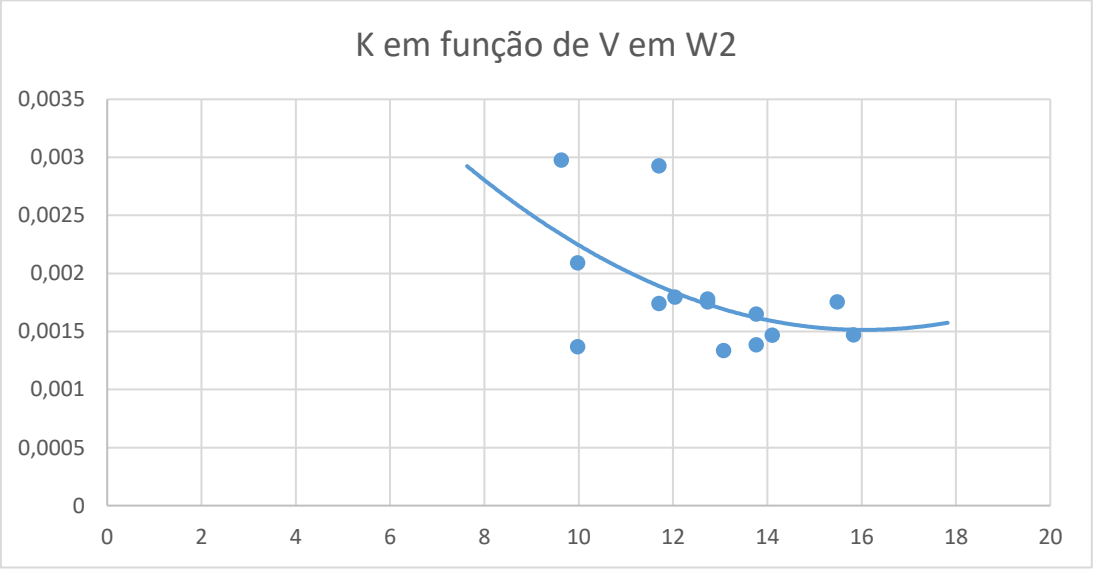
Portanto, apresentadas duas distintas potências do motor, foi feita uma interpretação de tais valores, a fim de averiguar a coerência dos resultados entre si e possíveis fatores que podem influenciar este parâmetro analisado. Vale ilustrar que, ambos os equipamentos seguem o mesmo padrão de construção e disposição como pode-se verificar na Figura 1.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Resultados Práticos

Por meio dos dados coletados do equipamento de acrílico, pode-se desenvolver o gráfico 1, situado abaixo, do qual foi retirado o valor de K (0,0015) referente a uma constância observada após um certo valor de velocidade de fluido, correspondendo a aproximadamente 15 m/s.

Gráfico 1: Constante K em função das velocidades de operação do ar.



Desta forma, obtendo o valor de K, desenvolveu-se os cálculos da análise prática demonstrados no tópico anterior da equação 1 a 9.

Para a Equação (2), levou-se em consideração uma pressão de 1 atm, massa molar do ar de 29 kg/kmol e constante R igual a 0,082 atm.m^3/ kmol.K. Assim, obteve-se uma densidade de 1,19 kg/m^3.

Na Equação (3) foi considerado uma velocidade interna do tubo (v_2) de 30 m/s, o diâmetro interno da tubulação de entrada do ventilador (D_1) igual a 223 mm e o diâmetro

interno da tubulação de aço inoxidável (D_2) de 150 mm. Resultou-se, então, em uma velocidade de entrada (v_1) de 13,57 m/s.

Visando validar a utilização da equação de Darcy, aplica-se a Equação (4), na qual verifica-se o número de Mach, sendo v igual a 30 m/s e v_{SOM} a 25ºC de aproximadamente 337 m/s, logo foi obtido um valor de 0,089 significando a incompressibilidade do escoamento já que o valor resultante foi menor que 0,1.

Através da Equação (5) foi possível determinar o número de Reynolds considerando o D_1 igual a 0,223 m, a velocidade (v) de 30 m/s, a densidade calculada de 1,19 kg/m^3 e viscosidade do ar de $1{,}84\times10^{-5}$ Pa.s. Com isso, obteve-se Reynolds de $4{,}33\times10^5$.

Então, na Equação (6) foi desenvolvido o método de Colebrook por meio de rugosidade do material de 0,0152 mm, D_2 de 150 mm e Reynolds calculado de $4{,}33\times10^5$. Assim, obteve-se o fator de atrito de Darcy de 0,013.

Com tais valores estabelecidos e considerando trecho reto total (L) de 8,5 m, pode-se determinar a perda de carga distribuída na descarga ($lw_{DESC\ DIST}$), conforme demonstrado pela Equação (7), a qual resultou em um valor de 33,15 m.

Por sua vez, para a perda de carga localizada na descarga ($lw_{DESC\ LOC}$), demonstrada pela Equação (8), v de 30 m/s, gravidade 10 m/s^2 e somatório de K igual a 0,003 (resultante das duas curvas de 90º e identificado pelo gráfico 1). Por meio desses valores foi possível obter um resultado de 0,135 m.

Por fim, com todos os valores intermediários definidos, calculou-se a potência prática ($P_{PRÁTICA}$) a partir da Equação (1) que corresponde ao balanço de energia. Torna-se plausível mencionar que a variação de pressão (ΔP) foi desconsiderada, visto que o sistema é aberto para a atmosfera, e juntamente com a soma das perdas de carga foi incluída a perda de carga localizada do ciclone, a qual foi retirada da literatura de Gomide, sendo de 0,06 m. Por esse viés, resultou-se no valor de 842,97 Pa.

Com o intuito de facilitar o uso desse resultado, realizou-se algumas conversões de unidade como de Pascal (Pa) para Watt (W), por meio da Equação (9) em que v foi de 30 m/s e D_2 de 0,150 m, resultando em uma potência prática ($P_{PRÁTICA}$) de 446,90 W equivalente a 0,6 HP.

3.2 Resultados Teóricos

Como abordado analogamente, os cálculos desenvolvidos na seguinte seção foram baseados na literatura de Gomide, desta forma serão utilizadas as equações de 10 a 18.

Iniciou-se os cálculos pelo primeiro caso, o qual envolve análise de ábacos, definindo a vazão (Q) pela Equação (10) em que velocidade (V) foi de 30 m/s e diâmetro da tubulação de 150 mm (D), permitindo obter um valor de 0,53 m^3/s. Enquanto pela análise do ábaco 1 a vazão foi de aproximadamente 0,60 m^3/s.

Para a Equação (11), precisou-se considerar uma capacidade (C) de 2 ton/h e a vazão (Q) calculada de 0,53 m^3/s, resultando em uma relação de sólidos e fluidos em peso (X) de 0,88 kg de sólido/ kg de ar. Enquanto no ábaco 2 o X foi igual a 1 kg de sólido/ kg de ar.

No ábaco 3, determinou-se que o fator de projeto é de 60 e pela Equação (12), utilizando o comprimento total de trecho reto (L) de 8,5 m e comprimento equivalente total (Le) de 8,8 m (2 curvas de 90º com 4,4 m cada), estabeleceu o comprimento total (L_{TOTAL}) de 17,3 m.

Com os valores já calculados até a presente etapa, identificou-se pelo ábaco 4 a inviabilidade de prosseguir com o referido método. Assim, seguiu-se para o segundo caso, o qual vai das equações 13 a 18.

Através da Equação (13), tendo V de 30 m/s e D de 150 mm, resultou-se em uma perda de carga por unidade de comprimento ($\Delta P/L$) de 6,58 mmCa/m.

Como é necessário corrigir a devida perda de carga por unidade de comprimento, utiliza-se um fator (F) estipulado pela Equação (14), na qual considera X igual a 0,88 kg de sólido/ kg de ar e K de 3,5, permitindo obter um fator corretivo de 1,25.

Assim, a Equação (15) exemplifica a devida correção feita ao multiplicar $\Delta P/L$ de 6,58 mmCa/m por F de 1,25, resultando em uma perda de carga por unidade de comprimento corrigida ($\Delta P/L_{\ CORRIGIDA}$) de 8,225 mmCa/m.

Então, na Equação (16) foi utilizado $\Delta P/L_{\ CORRIGIDA}$ de 8,225 mmCa/m, esfericidade (φ) igual a 1, X igual a 0,88 kg de sólido/ kg de ar, V de 30 m/s e a perda de carga equivalente do ciclone (ΔPe) de 60 mmCa, possibilitando obter a perda de carga total do sistema (ΔP_{TOTAL}) de 0,0178 kg/cm^2.

Por meio da Equação (17) foi definida a potência teórica ($P_{TEÓRICA}$), sendo já calculados Q de 0,53 m^3/s e ΔP_{TOTAL} de 0,0178 kg/cm^2, além de ser feita a correção de unidade, resultando no valor de 1,24 HP.

Por fim, é realizada a correção da $P_{TEÓRICA}$ de 1,24 HP, considerando um rendimento (η) de 70%, como exemplificado na Equação (18), proporcionando uma potência teórica corrigida ($P_{TEÓRICA\ CORRIGIDA}$) de 1,77 HP.

3.3 Discussão

A partir de todos os cálculos desenvolvidos e resultados obtidos, compreende-se que a divergência significativa entre a potência prática e teórica (0,6 HP e 1,24 HP, respectivamente) se deve a diferença de métodos empregados para análise do sistema operacional pneumático, antagonismo entre os materiais de cada tubulação e dados como distintos diâmetros internos de passagem do fluido.

Quanto aos métodos, averigua-se que essa diferença se deu pela forma como esses foram desenvolvidos, isto é, para a análise prática foi utilizado o método K como fonte de perda de carga localizada enquanto a análise teórica fez uso do método do comprimento equivalente. Ressalta-se que o teórico sugere o dimensionamento do transporte pneumático desde o diâmetro da tubulação e a velocidade a ser empregada, porém os mesmos foram estabelecidos como fixos inicialmente e por isso não foram calculados como indicado pela literatura.

No que se refere aos materiais, o acrílico apresenta uma rugosidade por volta de 20 nm a 50 nm, enquanto a do o aço inoxidável varia entre 0,2 mm a 1 mm (GUAN et.al., 2019; Beall Industry Group, 2020). Assim, entende-se que o aço inoxidável é mais rugoso que o acrílico, portanto os cálculos podem ter sido influenciados implicitamente por esse fator.

Por fim, o valor da constante K utilizada no processo de cálculo prático foi proveniente de estudos feitos no equipamento de acrílico que apresenta diâmetro interno da tubulação em que passa o fluido de 117 mm, conferindo certa divergência com o diâmetro utilizado no desenvolvimento, sendo esse de 150 mm, o que também pode causar interferência nos resultados obtidos.

Dessa forma, tais descobertas dos resultados obtidos vão de encontro com os conhecimentos mencionados e impactam positivamente no contexto da pesquisa, através de mais dados estatísticos servindo como parâmetros de análise.

4 CONCLUSÃO

O estudo evidenciou uma diferença significativa entre a potência prática (0,6 HP) e teórica (1,24 HP) do motor em um sistema pneumático, devido à distinção dos métodos

de cálculo para a perda de carga, dos materiais das tubulações e dos diâmetros utilizados. Esses fatores impactam diretamente a eficiência e o consumo energético do sistema.

A aplicação dos resultados obtidos não só contribui para uma melhor compreensão do comportamento energético desses sistemas, mas também oferece parâmetros valiosos para o desenvolvimento de tecnologias mais eficientes e sustentáveis, com redução no consumo de energia e no impacto ambiental.

5 REFERÊNCIAS

ALTOWAYTI, WAH; OTHMAN, N; Tajarudin, HA; AL-DHAQM, A; ASHARUDDIN, SM; AL-GHEETHI, A; ALSHALIF, AF; SALEM, AA; DIN, MFM; FITRIANI, N; et al. Evaluating the Pressure and Loss Behavior in Water Pipes Using Smart Mathematical Modelling. Water, 2021.

Beall Industry Group. Rugosidade da tubulação de aço inoxidável. 2020. Disponível em: <https://pt.beallindustry.com/news/roughness-of-stainless-steel-pipe-31141725.html> Acesso em: 17 de setembro de 2025.

BEAULAC, Philippe et.al. Parameters Affecting Dust Collector Efficiency for Pneumatic Conveying: A Review. Energies 15, 2-23, 2022.

Companhia Nacional de Abastecimento (CONAB). Safra de grãos está estimada em 332,9 milhões de toneladas, influenciada por boa produção de soja, milho e arroz. Governo Federal, 2025. Disponível em: <https://www.gov.br/conab/pt-br/assuntos/noticias/safra-de-graos-esta-estimada-em-332-9-milhoes-de-toneladas-influenciada-por-boa-producao-de-soja-milho-e-arroz> Acesso em: 01 de setembro de 2025.

DA CRUZ, FDR; Borrego, LF. Transporte pneumático de granulados em fase diluída. 2013.

DE MORAES, MS. Convecção forçada de partículas poliméricas em fase diluída: Curvas de pressão e distribuição de partículas. 2012.

Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária (EMBRAPA). Agropensa: Grãos. Brasília. 2024. Disponível em: <https://www.embrapa.br/agropensa/agro-em-dados/agricultura/graos> Acesso em: 02 de setembro de 2025.

GONÇALVES, RSA. Avaliação da perda de carga e do fator de atrito no escoamento de fluidos de perfuração em geometrias circular e anulares concêntricos. 2008.

GUAN, Bin et.al. Effect of mould roughness on injection moulded poly (methyl methacrylate) surfaces: Roughness and wettability. Journal of Manufacturing Processes 48, 313-319, 2019.

SCHEIBEL, M. Avaliação e dimensionamento de um sistema de transporte pneumático em uma indústria de leite em pó. 2019.

WEBER, EA. Excelência em beneficiamento e armazenagem de grãos. Canoas: Salles, 586p. 2005.