

CENTRO UNIVERSITARIO ASSIS GURGACZ
JEAN RICARDO LIVI

**DIMENSIONAMENTO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO PARA TRANSPORTE
PNEUMÁTICO EM FASE DILUÍDA APLICADO EM FECULARIAS**

CASCADEL - PR
2018

CENTRO UNIVERSITARIO ASSIS GURGACZ

JEAN RICARDO LIVI

**DIMENSIONAMENTO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO PARA TRANSPORTE
PNEUMÁTICO EM FASE DILUÍDA APLICADO EM FECULARIAS**

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz – FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Professor Orientador: Carlos Eduardo
Goulart Ferreira**

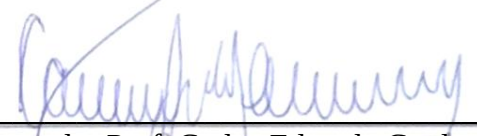
**CASCADEL - PR
2018**

CENTRO UNIVERSITARIO ASSIS GURGACZ
JEAN RICARDO LIVI

**DIMENSIONAMENTO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO PARA TRANSPORTE
PNEUMÁTICO EM FASE DILUÍDA APLICADO EM FECULARIAS**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Carlos Eduardo Goulart Ferreira.

BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Carlos Eduardo Goulart Ferreira
Centro Universitário Assis Gurgacz - FAG
Engenheiro Mecânico



Professor M.e Eliseu Avelino Zanella Junior
Centro Universitário Assis Gurgacz - FAG
Engenheiro Mecânico



Professora M.a Rosemar Cristiane Dal Ponte
Centro Universitário Assis Gurgacz - FAG
Bacharel em Informática

Cascavel, 05 de Dezembro de 2018.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha família, por ser a fonte diária de amor e motivação, incentivando-me a vencer os obstáculos da vida e a correr atrás dos meus sonhos. Também ao mundo acadêmico, para que todo conhecimento possa ser compartilhado, gerando valores e proporcionando um mundo melhor a todos.

AGRADECIMENTOS

Gratidão a Deus pelo dom da vida, por toda sabedoria proporcionada nesses cinco anos de caminhada, através de sua força e proteção para vencer com êxito os desafios e barreiras presentes.

Agradeço ao bem mais precioso que há na terra, minha família. Aos meus pais, João e Rosane Livi, meu muito obrigado por toda base proporcionada, por acreditarem todos os dias no meu desenvolvimento como filho, como pessoa e como profissional, por serem os bastidores durante todo esse percurso, trazendo amparo nos momentos de dificuldade e euforia na celebração das conquistas alcançadas, incentivando-me a buscar sempre mais. A minha namorada, Maynara, por todo carinho e amor, pela paciência nos momentos de ausência e por estar ao meu lado nas batalhas da vida. A minha irmã, Rosiane, por todos os conselhos e palavras, por me encorajar a ir atrás dos meus sonhos e enfrentar os obstáculos existentes. Aos meus avós, tios, primos e amigos, que de alguma forma contribuíram nessa trajetória, não medindo esforços para auxiliar sempre que preciso.

Sigo com um agradecimento especial ao professor Carlos Eduardo Goulart Ferreira por partilhar de tamanha sabedoria no desenvolvimento deste projeto e junto a ele todo o corpo docente do colegiado de engenharia mecânica do Centro Universitário FAG, que proporcionaram um ensino de qualidade, compartilhando de seus conhecimentos e permitindo desenvolver o pensamento crítico acerca do mundo acadêmico e profissional.

Meu muito obrigado aos profissionais das empresas que me oportunizaram aprimorar meus conhecimentos dentro do mercado trabalho. Toda prática e teoria partilhada foram fundamentais na desenvoltura do meu perfil profissional.

MUITO OBRIGADO!

RESUMO

Baseado na expansão do setor produtivo de fécula de mandioca, aliado a demanda por equipamentos eficientes, o projeto propõe dimensionar e avaliar os parâmetros fluidodinâmicos de um ventilador centrífugo a fim de realizar o transporte pneumático em fase diluída aplicado a uma fecularia. Inicialmente serão levantadas as propriedades características do produto com base em parâmetros laboratoriais e nas resoluções normativas vigentes. Baseado em um *layout* estipulado por uma empresa fabricante de fécula de mandioca, serão elaborados os cálculos referentes a linha de transporte pneumático para definir as condições operacionais que o ventilador deve atender. A sequência é feita com a classificação do tipo de máquina de fluxo em questão, averiguando-se se a categoria determinada é aplicável a um transporte pneumático. O cálculo do ventilador centrífugo será realizado para definir os dados que atendam a demanda necessária, permitindo encontrar os parâmetros construtivos do rotor, bem como determinar as características fluidodinâmicas decorrentes no sistema devido a disposição construtiva das pás do rotor selecionado. Por fim se utilizará de software de CAD para elaborar o desenho do rotor e do triângulo de velocidades em virtude dos parâmetros fluidodinâmicos, além de elaboração das curvas características baseadas na lei das semelhanças.

Palavras-chave: Ventilador Centrífugo, Transporte Pneumático, Fécula de Mandioca.

ABSTRACT

Based on the expansion of the productive sector of cassava starch, coupled with the demand for efficient equipment, the project proposes to size and evaluate the fluid dynamics parameters of a centrifugal fan in order to perform the pneumatic transport in a dilute phase pneumatic conveyor applied to a starch factory. Initially the characteristic properties of the product will be collected based on laboratory parameters and the current normative resolutions. Based on a layout stipulated by a cassava starch manufacturer, calculations will be made regarding the pneumatic conveying line to define the operating conditions that the fan must meet. The sequence is made with the classification of the flow machine in question, ascertaining whether the determined category is applicable to pneumatic transport. The centrifugal fan calculation will be performed to define the data that meet the required demand, allowing to find the constructive parameters of the rotor, as well as to determine the fluid dynamics characteristics in the system due to the constructive arrangement of the blades of the selected rotor. Finally, CAD software will be used to draw the rotor and the velocity triangles by virtue of the fluid dynamics parameters, as well as elaboration of the characteristic curves based on the similarity laws.

Keywords: Centrifugal Fan, Pneumatic Conveyor, Cassava Starch.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Fécula de mandioca.....	23
Figura 2 – Fluxograma do processo produtivo	26
Figura 3 – Fluxograma do processo de obtenção dos amidos	28
Figura 4 – Fotomicrografia de grânulos de amido de mandioca	29
Figura 5 – Válvula rotativa comum.....	32
Figura 6 – Válvula rotativa.....	33
Figura 7 – Sistema de alimentação direta do silo	34
Figura 8 – Transporte Pneumático por Sucção.....	35
Figura 9 – Transporte Pneumático por Pressão	35
Figura 10 – Transporte Pneumático Combinado.....	36
Figura 11 – Transporte Pneumático em Fase Diluída	36
Figura 12 – Transporte Pneumático em Fase Densa	37
Figura 13 – Esboço do rotor de uma bomba semi-axial ou de fluxo misto.....	43
Figura 14 – Esboço do sistema diretor em forma de caixa espiral de uma bomba centrífuga.	43
Figura 15 – Modalidades construtivas dos rotores dos ventiladores	47
Figura 16 – Formas de pás de ventiladores centrífugos	48
Figura 17 – Variante de acionamento dos ventiladores.....	49
Figura 18 – Rotor centrífugo de pás retas	50
Figura 19 – Seis formas de pás comumente usadas em ventiladores centrífugos	51
Figura 20 – Esboço de ventilador centrífugo de pás em perfil de asa	52
Figura 21 – Ventilador centrífugo de rotor com pás curvadas para trás.....	53
Figura 22 – Esboço de rotor com pás de pontas radiais	54
Figura 23 – Ventilador centrífugo de rotor com pás curvadas para frente	54
Figura 24 – Ventilador centrífugo de rotor com pás radiais.....	55
Figura 25 – Escoamento através do rotor de um ventilador centrífugo.....	56
Figura 26 – Triângulo de velocidades genérico.....	57
Figura 27 – Representação da região de entrada do rotor na forma radial e retilínea	68
Figura 28 – Representação esquemática dos cortes longitudinal e transversal do rotor	71
Figura 29 – Triângulo de velocidades para a saída do rotor.....	71
Figura 30 – Triângulo de saída do rotor radial de número finito de pás de espessura finita....	73
Figura 31 – Representação longitudinal e transversal de rotor radial	73
Figura 32 – <i>Layout</i> do transporte pneumático da fecularia	78

Figura 33 – Vista isométrica do rotor dimensionado	94
Figura 34 – Cotas do rotor dimensionado	94
Figura 35 – Triângulo de velocidades do ponto imediatamente antes da entrada do rotor	95
Figura 36 – Triângulo de velocidades do ponto na entrada do rotor	95
Figura 37 – Triângulo de velocidades do ponto na saída do rotor	96
Figura 38 – Triângulo de velocidades do ponto imediatamente após a saída do rotor.....	96

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação conforme granulometria	27
Tabela 2 – Forma e tamanho de grânulos de amido das tuberosas amiláceas.....	28
Tabela 3 – Características componentes de alguns sólidos	29
Tabela 4 – Tabela de equivalência em curvas	40
Tabela 5 – Perda de carga devido a equipamentos de coleta.....	41
Tabela 6 – Características dos sistemas pneumáticos em fase densa e diluída	42
Tabela 7 – Classificação quanto ao nível de pressão.....	47
Tabela 8 – Valores de nqa indicados para diferentes tipos de máquinas de fluido.	60
Tabela 9 – Relações para determinar o diâmetro do eixo.....	62
Tabela 10 – Parâmetros de projeto	78
Tabela 11 – Cálculos transporte pneumático.....	80
Tabela 12 – Comprimentos equivalentes da tubulação	80
Tabela 13 – Rendimentos do sistema	84
Tabela 14 – Resultados da definição do tipo de rotor	86
Tabela 15 – Cálculo do diâmetro provisório de saída e entrada do rotor	87
Tabela 16 – Novos rendimentos do sistema	88
Tabela 17 – Novos resultados da definição do tipo de rotor	88
Tabela 18 – Cálculo do diâmetro definitivo de saída e entrada do rotor	89
Tabela 19 – Parâmetros do cálculo provisório do rotor.....	91
Tabela 20 – Parâmetros do cálculo definitivo do rotor	93
Tabela 21 – Valores característicos dos triângulos de velocidades.....	96

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Mercado consumidor	24
Gráfico 2 – Campo de aplicação de ventiladores e compressores.....	46
Gráfico 3 – Velocidades específicas para os diversos tipos de ventiladores.....	59
Gráfico 4 – Campo de aplicação de ventiladores e compressores conforme calculado	82
Gráfico 5 – Velocidades específicas para os diversos tipos conforme calculado	85
Gráfico 6 – Curvas características do ventilador	97

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 – Taxa de transporte.....	38
Equação 2 – Velocidade de transporte	38
Equação 3 – Diâmetro da tubulação	39
Equação 4 – Vazão	39
Equação 5 – Relação produto/ar	39
Equação 6 – Comprimento equivalente de curvas.....	40
Equação 7 – Perda de carga total.....	41
Equação 8 – Potência requerida.....	41
Equação 9 – Potência requerida atualizada	42
Equação 10 – Potência requerida devido ao rendimento do ventilador	42
Equação 11 – Produtos vetoriais do triângulo de velocidades	57
Equação 12 – Salto energético.....	58
Equação 13 – Velocidade rotação específica segundo Macintyre.....	59
Equação 14 – Velocidade rotação específica adimensional segundo Henn	60
Equação 15 – Velocidade rotação específica segundo Henn	60
Equação 16 – Estimativa de rendimentos.....	61
Equação 17 – Rendimento mecânico.....	61
Equação 18 – Potência do eixo.....	62
Equação 19 – Velocidade na boca de admissão	63
Equação 20 – Coeficiente de velocidade na boca de sucção	63
Equação 21 – Diâmetro da boca de sucção	63
Equação 22 – Coeficiente de pressão	64
Equação 23 – Velocidade tangencial em um ponto na saída do rotor.....	64
Equação 24 – Diâmetro de saída do rotor	64
Equação 25 – Relação diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída.....	65
Equação 26 – Coeficiente de vazão	65
Equação 27 – Diâmetro de entrada do rotor	65
Equação 28 – Largura na entrada do rotor	65
Equação 29 – Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada	65
Equação 30 – Ângulo de inclinação das pás de entrada	66
Equação 31 – Velocidade de entrada radial.....	66
Equação 32 – Velocidade tangencial na entrada do rotor	66

Equação 33 – Número de pás do rotor	67
Equação 34 – Largura do rotor	67
Equação 35 – Espessura das pás.....	67
Equação 36 – Vazão em função dos pontos de saída e entrada.....	68
Equação 37 – Espessura das pás na entrada do rotor	69
Equação 38 – Passo de entrada do rotor	69
Equação 39 – Fator de estrangulamento.....	69
Equação 40 – Trabalho específico pelo número finito de pás.....	69
Equação 41 – Trabalho específico pelo número infinito de pás.....	70
Equação 42 – Fator de deficiência de potência	70
Equação 43 – Momento estático da seção meridiana	70
Equação 44 – Correção velocidade tangencial na saída do rotor	71
Equação 45 – Componente tangencial de velocidade absoluta na saída do rotor	71
Equação 46 – Velocidade tangencial corrigida	72
Equação 47 – Componente meridiana da velocidade absoluta na saída.....	72
Equação 48 – Componente tangencial da velocidade absoluta na saída do rotor	72
Equação 49 – Lei da semelhança para vazão em função da rotação	74
Equação 50 – Lei da semelhança para perda de carga em função da rotação	74
Equação 51 – Lei da semelhança para potência em função da rotação	74

LISTA DE SÍMBOLOS

β_4 = Ângulo de inclinação das pás de entrada

β_5 = Ângulo de saída das pás do rotor

β = Ângulo entre a velocidade relativa da corrente fluida e a velocidade tangencial

α = Ângulo entre a velocidade tangencial e a velocidade absoluta da corrente fluida

cp = Capacidade de processamento de mandioca

CV = Cavalo-vapor

cm = Centímetro

n_{qa} = Coeficiente de forma do rotor

ψ = Coeficiente de pressão

ϕ = Coeficiente de vazão

k_{ca} = Coeficiente de velocidade na boca de sucção

c_{m5} = Componente meridiana da velocidade absoluta de um ponto imediatamente antes da saída do rotor, entre pás

c_{m3} = Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor

c_{m4} = Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada radial do rotor

c_{m6} = Componente meridiana da velocidade absoluta para um ponto imediatamente após a saída do rotor

c_{u5} = Componente tangencial de velocidade absoluta do fluido na saída do rotor

Le = Comprimento equivalente das curvas

Lt = Comprimento total

Lh = Comprimento total horizontal

Lv = Comprimento total vertical

ρ = Densidade aparente

D_a = Diâmetro da boca de sucção

D_ρ = Diâmetro da partícula

D = Diâmetro da tubulação

D_4 = Diâmetro de entrada do rotor

D_5 = Diâmetro de saída do rotor

d_e = Diâmetro do eixo

e = Espessura das pás

e_{t4} = Espessura das pás na entrada do rotor

μ = Fator de deficiência de potência

f_{e4} = Fator de estrangulamento

f_{e5} = Fator de estrangulamento para a saída do rotor

φ = Fator de redução devido a alimentação

h = Hora

HP = *Horse-Power*

J = Joule

b_4 = Largura na entrada do rotor

b_5 = Largura na saída do rotor

l = Litro

ρ_{ar} = Massa específica do ar

m = Metro

μm = Micrometro

mm = Milímetro

mmCA = Milímetros de coluna da água

min = Minuto

S = Momento estático da seção meridiana do canal em relação ao eixo

N = Número de pás do rotor

Pa = Pascal

t_4 = Passo na entrada do rotor

ΔPe = Perda de carga devido aos equipamentos de coleta

ΔPt = Perda de carga total

$\Delta Pt'$ = Perda de carga total semelhante

ft = Pés

inH₂O = Polegadas de coluna da água

Pe = Potência no eixo do ventilador

Pe' = Potência no eixo do ventilador semelhante

Pot = Potência requerida

Pot_1 = Potência requerida atualizada

Pot_{vent} = Potência requerida devido ao rendimento do ventilador

kg = Quilograma

kgf = Quilograma-força

kPa = Quilopascal

R = Raio da tubulação

r_4 = Raio de entrada do rotor

r_5 = Raio de saída do rotor

X = Relação kg sólido por kg ar

η_a = Rendimento de atrito de disco

η_{vent} = Rendimento do ventilador

η_A = Rendimento em kg de amido por kg de mandioca

η_h = Rendimento hidráulico

η_m = Rendimento mecânico

η_t = Rendimento total

η_v = Rendimento volumétrico

n = Rotação do motor

rpm = Rotações por minuto

rps = Rotações por segundo

Y = Salto energético

s = Segundo

C = Taxa de transporte

T = Tonelada

$Y_{pá}$ = Trabalho específico fornecido pelo número finito de pás

$Y_{pá\infty}$ = Trabalho específico fornecido pelo número infinito de pás

Q = Vazão

Q' = Vazão semelhante

$\vec{c}$ = Velocidade absoluta da corrente fluida

c_4 = Velocidade de entrada radial

n_s = Velocidade de rotação específica

V = Velocidade de transporte

c_a = Velocidade na boca de admissão

$\vec{w}$ = Velocidade relativa da corrente fluida

$\vec{u}$ = Velocidade tangencial

u_4 = Velocidade tangencial de um ponto na entrada do rotor

u_5 = Velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor

W = Watts

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABAM - Associação Brasileira dos Produtores de Amido de Mandioca.

AMCA - Air Movement and Control Association.

ANVISA – Agência Nacional de Vigilância Sanitária.

CAD - Computer Aided Design.

CNNPA – Comissão Nacional de Normas e Padrões para Alimentos.

IBGE - Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística.

SUFRAMA – Superintendência da Zona Franca de Manaus.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	20
1.1 OBJETIVOS DA PESQUISA.....	21
1.1.1 Objetivo Geral	21
1.1.2 Objetivos Específicos	21
1.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA.....	21
1.3 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	22
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1 FÉCULA DE MANDIOCA	23
2.1.1 Utilização.....	24
2.1.2 Fecularia	25
2.2 PROPRIEDADE DOS SÓLIDOS PARTICULADOS	26
2.2.1 Caracterização Granulométrica	26
2.2.2 Granulometria da fécula de mandioca	27
2.2.3 Densidade	30
2.3 TRANSPORTE PNEUMÁTICO.....	30
2.3.1 Válvulas rotativas	31
2.3.2 Caracterização dos dispositivos pneumáticos.....	33
2.3.3 Classificação dos transportadores pneumáticos	34
2.3.4 Taxa de transporte	38
2.3.5 Velocidade de transporte	38
2.3.6 Diâmetro da tubulação.....	39
2.3.7 Vazão	39
2.3.8 Relação produto/ar.....	39
2.3.9 Perda de carga.....	40
2.3.10 Potência requerida	41
2.3.11 Comprovação dos dados requeridos	42
2.4 MÁQUINAS DE FLUXO.....	42
2.4.1 Classificação segundo a direção da conversão de energia	44
2.4.2 Classificação segundo a forma dos canais entre as pás do rotor	44
2.4.3 Classificação segundo a trajetória do fluido do rotor	44
2.5 VENTILADORES	45
2.5.1 Classificação dos ventiladores.....	47

2.5.2 Elementos construtivos.....	49
2.5.3 Classificação do rotor quanto à disposição das pás	50
2.5.4 Pás em perfil de asa/aerofólio.....	51
2.5.5 Pás curvadas para trás.....	52
2.5.6 Pás inclinadas para trás.....	53
2.5.7 Pás de pontas radiais.....	53
2.5.8 Pás curvadas para frente	54
2.5.9 Pás radiais	55
2.5.10 Triângulo de velocidades.....	56
2.5.11 Dados de projeto	58
2.5.12 Definição do tipo de rotor.....	58
2.5.13 Estimativa de rendimentos	61
2.5.14 Cálculo da potência no eixo.....	62
2.5.15 Cálculo do diâmetro do eixo.....	62
2.5.16 Fixação do diâmetro no cubo	63
2.5.17 Cálculo da velocidade na boca de admissão.....	63
2.5.18 Determinação do diâmetro da boca de sucção.....	63
2.5.19 Fixação do ângulo de saída das pás do rotor	64
2.5.20 Cálculo do diâmetro de entrada do rotor	65
2.5.21 Cálculo da largura na entrada do rotor	65
2.5.22 Cálculo provisório do ângulo de inclinação das pás na entrada	66
2.5.23 Cálculo do número de pás do rotor.....	66
2.5.24 Fixação da velocidade meridiana de saída	67
2.5.25 Cálculo provisório da largura na saída do rotor	67
2.5.26 Fixação da espessura das pás.....	67
2.5.27 Correção do ângulo das pás na entrada do rotor.....	68
2.5.28 Cálculo do salto energético do peso específico ideal	69
2.5.29 Correção da velocidade tangencial na saída do rotor	71
2.5.30 Cálculo definitivo do diâmetro e da largura de saída do rotor	72
2.5.31 Triângulo de velocidades na saída do rotor	72
2.5.32 Construção do rotor	73
2.5.33 Leis de semelhança.....	74
3 METODOLOGIA.....	75
3.1 MATERIAIS UTILIZADOS	75

3.2 MÉTODOS	76
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	77
4.1 DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE PROJETO	77
4.1.1 Propriedades da fécula.....	77
4.1.2 <i>Layout</i> da fábrica	78
4.2 CÁLCULOS DO TRANSPORTE PNEUMÁTICO	79
4.2.2 Cálculo de perda de carga.....	80
4.2.3 Potência requerida do ventilador	81
4.2.4 Comprovação dos dados.....	81
4.3 CLASSIFICAÇÃO DO TIPO DE MÁQUINA DE FLUXO	82
4.4 DIMENSIONAMENTO DO VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	83
4.4.1 Estimativa de rendimentos	83
4.4.2 Cálculo da potência no eixo.....	83
4.4.3 Definição do tipo de rotor.....	84
4.4.4 Cálculo dos diâmetros de entrada e saída do rotor	86
4.4.5 Recálculo do rendimento volumétrico e componentes dependentes	87
4.4.6 Cálculos provisórios do rotor	89
4.4.7 Cálculos definitivos do rotor	91
4.4.8 Triângulo de velocidades.....	95
4.5 CURVAS CARACTERÍSTICAS	97
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	98
6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	99
REFERÊNCIAS	100
ANEXO 1 – Arranjos de acionamento segundo norma AMCA 99-2404-03 (parte 1)	103
ANEXO 2 – Arranjos de acionamento segundo norma AMCA 99-2404-03 (parte 2)	104
ANEXO 3 – Propriedades de vários gases ideais.....	105

1 INTRODUÇÃO

O sistema de manuseio de produtos agroindustriais tem grande importância no processo de armazenagem dentro de uma unidade industrial. Conforme Silva (2008), há pesquisas que relatam que os danos mecânicos causados aos produtos ocorrem devido ao uso inadequado ou mesmo de equipamentos inapropriados para movimentação dos mesmos.

A correta seleção de um transportador de produtos para a movimentação interna em uma unidade de armazenamento é um fator que contribui significativamente para a redução de custos de operação e também para a manutenção da qualidade do produto.

A partir dos primórdios do século XX, o transporte pneumático entrou em destaque na aplicação industrial devido a características como baixo custo de manutenção e operação, grande variabilidade de produtos transportados e alta flexibilidade dos projetos. (SACRAMENTO, 2012)

O funcionamento adequado e com qualidade dos processos industriais, segundo Drummond (2006), depende fortemente dos equipamentos utilizados para a movimentação dos fluídos. Nos sistemas de transporte pneumático, para Silva et al. (2013), há a necessidade de um componente para criar um gradiente energético que promove o movimento do ar por meio de elementos do sistema e do produto.

Todavia, Henn (2006) acrescenta que o campo de aplicação dos diferentes tipos de máquinas de fluido é tão amplo e sujeito a regiões de superposição, que, muitas vezes, torna-se difícil definir qual a melhor máquina para determinada aplicação. Assim, é necessário ter em mente os fatores determinantes, das características construtivas, das condições de operação e do consumo de energia a fim de determinar qual máquina é indicada para realização de determinado trabalho.

Silva et al. (2013) acrescenta que os ventiladores são máquinas acionadas por um motor que realizam a rotação através de um rotor com pás adequadamente distribuídas permitindo transformar energia mecânica em energia potencial de pressão e energia cinética, tornando-se capaz de vencer resistências oferecidas pelo sistema de distribuição e pela massa do produto, podendo assim realizar diversas tarefas como secagem, resfriamento, separação, limpeza e transporte do produto.

Devido ao crescimento significativo de exportações do setor de produção de fécula de mandioca, aliado a função da revolução industrial proporcionada pelas diversas modificações químicas do amido de mandioca gerando novos tipos de amidos modificados, fez-se o desafio de projetar um equipamento que auxilie com eficiência no processo produtivo do mesmo,

afinal, segundo a ABAM (2014), o setor atraiu gigantescas multinacionais para o Brasil, que passaram a exportar o amido de mandioca brasileiro para todos os continentes do mundo.

1.1 OBJETIVOS DA PESQUISA

1.1.1 Objetivo Geral

Determinar os parâmetros construtivos de um ventilador centrífugo a fim de viabilizar sua utilização para realização do trabalho de transporte de fécula de mandioca, com base nos conceitos de transporte pneumático em fase diluída.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Levantar as propriedades físicas da fécula de mandioca como produto resultante do processo de secagem em fecularias.
- Definir os dados necessários para realizar o transporte pneumático de fécula de mandioca em um determinado intervalo de espaço, desde a alimentação do produto até seu armazenamento.
- Determinar os parâmetros fluidodinâmicos de um ventilador centrífugo para atender as demandas necessárias.
- Gerar gráfico com as curvas características do sistema dimensionado.
- Realizar desenho em software de CAD do rotor dimensionado e dos triângulos de velocidades característicos do sistema.
- Avaliar se o equipamento projetado está de acordo com o solicitado pelo transporte pneumático.

1.2 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Quais os parâmetros necessários para dimensionamento de um ventilador centrífugo que atenda a demanda necessária de um transporte pneumático aplicado a uma fecularia?

1.3 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Diversos são os componentes que caracterizam a construção dos ventiladores centrífugos como, por exemplo, a carcaça, o eixo, os mancais, os elementos de vedação, o sistema de lubrificação, o sistema de acionamento e os suportes. No entanto, a análise minuciosa a qual a pesquisa se delimita faz referência aos fatores que influenciam diretamente nos fenômenos fluidodinâmicos do ventilador, essenciais ao correto funcionamento e o bom desempenho do sistema, englobando de forma exclusiva o rotor e o formato construtivo de suas pás. Este equipamento será aplicado a uma fecularia com capacidade produtiva e layout devidamente especificado, possibilitando averiguar a demanda a ser suprida pelo equipamento projetado, com base nos parâmetros requisitados pelo transportador pneumático. Os fenômenos decorrentes ao longo do trajeto da tubulação do transportador não serão dissertados de forma específica, considerando-se apenas os aspectos básicos para justificar a demanda solicitada ao ventilador.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 FÉCULA DE MANDIOCA

Segundo as legislações brasileira e francesa, fécula e amido são sinônimos, conforme menciona Franco (2001), por isso é fácil encontrar na literatura a utilização de ambas as terminologias para um mesmo produto. Essa generalização ocorre porque em muitos países existe apenas uma palavra para designação (como *starch* na língua inglesa, por exemplo), seguido da especificação de fonte botânica.

Essa diferenciação ocorre na língua brasileira, segundo o CNNPA (1978), onde amido é a fração amilácea encontrada em órgãos aéreos como grãos e frutas, enquanto fécula é a fração amilácea extraída das partes subterrâneas como as raízes e tubérculos. A composição química de ambos não apresenta diferencial, apenas em determinadas propriedades funcionais e tecnológicas.

Figura 1 – Fécula de mandioca



Fonte: Pop House Alimentos (2018)

A ANVISA (2005) publicou por meio de seu colegiado uma resolução que atribui o termo amido a ambos os casos, podendo ser designados como fécula os amidos extraídos de tubérculos, raízes e rizomas. Além disso, alterou o percentual de umidade máxima permitida no amido ou fécula de mandioca para um total de 18% (g/100g), derrubando a primeira indicação máxima de 13%.

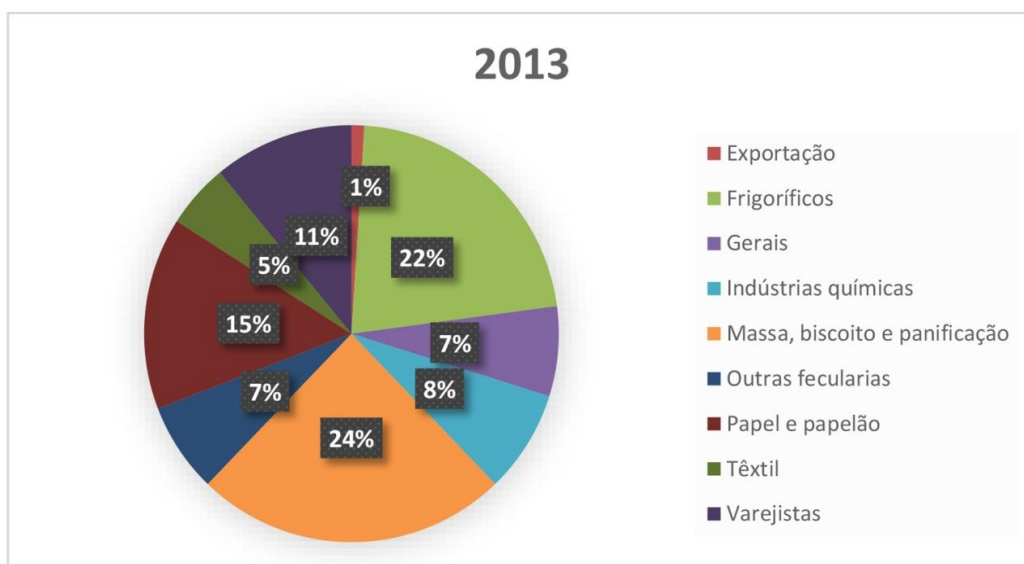
2.1.1 Utilização

Com origem na América do Sul, a mandioca faz parte da alimentação de mais de 700 milhões de pessoas, especialmente nos países em desenvolvimento. Terceira maior fonte de carboidratos, mais de 100 países produzem mandioca, sendo que o Brasil é o quarto maior produtor do mundo, responsável por 10% da produção. De acordo com dados do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), a estimativa produzida na safra 2018, com dados levantados em Maio do mesmo ano, chegou a pouco mais de 20,7 milhões de toneladas.

Segundo a Copasul (2015), a procura por alimentos sem glúten tem elevado o consumo de tapioca entre a população brasileira. Porém, o produto base para a tapioca, ou seja, a fécula de mandioca, tem mais de outros 1000 tipos de utilização, estando presente na produção industrial e na mesa de diversos brasileiros diariamente, mesmo sem muitos saberem.

A fécula, goma, amido ou polvilho doce é um pó fino, branco, sem cheiro e sem sabor obtido da raiz da mandioca limpa, descascada, triturada, desintegrada e purificada. A maior utilização da fécula ocorre na indústria, especialmente de tecidos, papéis, colas, tintas, na indústria petrolífera (em brocas de perfuração de poços) e em embalagens biodegradáveis, substituindo os derivados do petróleo. (COPASUL, 2015)

Gráfico 1 – Mercado consumidor



Fonte: ABAM (2014)

As indústrias são as maiores consumidoras de amido nos países desenvolvidos, sendo que, segundo Franco (2001), as de alimentos processados empregam o amido e a fécula para

diversas utilizações como em espessantes para sopas, caldos e molhos de carne, para superfícies anti absorção de frituras, ligantes em embutidos de carne, formadores de gel em balas e pudins, estabilizantes em molhos de saladas, entre outros produtos. Já na indústria têxtil, a goma de amido garante fios mais resistentes e as indústrias de papel utilizam o amido como adesivo das fibras de celulose.

O desenvolvimento das agroindústrias, para Franco (2001), depende cada vez mais do conhecimento das características e propriedades do amido, o qual possibilita formas corretas de utilização, aprimoramento tecnológico e busca de novos mercados. O reconhecimento da importância deste conhecimento deve-se em grande parte ao desenvolvimento de pesquisas na área de tecnologia de alimentos, para o qual tem contribuído áreas como a microbiologia, bioquímica, física aplicada, entre outras.

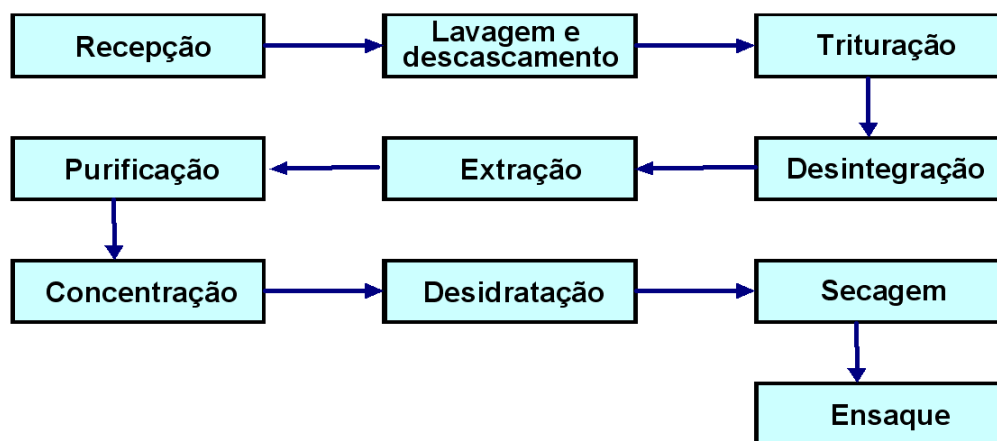
2.1.2 Fecularia

Conforme menciona a ABAM (2014), a agroindústria para obtenção dos derivados de amido de mandioca se tornou conhecida como fecularia. A maior parte das fecularias existentes hoje no país situa-se nas regiões noroeste e oeste do Paraná, no sul do Mato Grosso do Sul, no oeste de São Paulo e no interior de Santa Catarina.

Segundo a SUFRAMA (2003), a descrição do processo produtivo da agroindústria de amido de mandioca inicia com a recepção e pesagem da mandioca proveniente da colheita. É importante frisar que o transporte até a fábrica deve ocorrer num período máximo de 24 horas após a colheita, pois a partir daí o ataque de micro-organismos como fungos tem início. Após a recepção, a mandioca é lavada e descascada, seguindo posteriormente a um processo de trituração. Em sequência, os pedaços de mandioca, que ficam em torno de 2 a 3 cm, são desintegrados por meio de um cilindro rotativo em alta velocidade periférica que contém lâminas dentadas, causando o rompimento celular e consequentemente a liberação do amido. O líquido proveniente da desintegração, também conhecido como “leite”, é purificado com a adição de água e centrifugado para retirada de amidos solúveis e partículas estranhas. Após isso, o “leite” passa por um processo de concentração e segue até um tanque de homogeneização, o qual permite que a mistura fique constante, evitando a decantação. O produto concentrado é bombeado até um desidratador centrífugo e posteriormente enviado ao processo de secagem, chegando a um produto final com umidade entre 12 e 14%, em forma de pó. Por fim, o produto seco é destinado ao processo de ensaque por meio de um

transportador. O fluxograma representado pela figura 2 demonstra resumidamente o processo descrito.

Figura 2 – Fluxograma do processo produtivo



Fonte: SUFRAMA (2003)

A necessidade de raízes de mandioca para suprimento de produção de uma fábrica deve ser bem descrita na hora do projeto, para que os equipamentos sejam dimensionados de acordo com as exigências.

Embora haja variedades de mandioca com mais de 30% de amido, a experiência industrial aconselha adotar uma média de 25% de rendimento na relação quilograma de amido por quilograma de raiz.

2.2 PROPRIEDADE DOS SÓLIDOS PARTICULADOS

O conhecimento das propriedades dos sólidos particulados, conforme menciona Gomide (1983), é de fundamental importância para o estudo de muitas operações unitárias, sendo possível citar os processos de fragmentação, separações mecânicas, peneiramento, fluidização, mistura, armazenamento, e escoamento de fluidos através de leitos granulares.

2.2.1 Caracterização Granulométrica

A especificação de cálculos envolvendo o fluxo de particulados sólidos envolve o conhecimento de uma característica muito importante, a granulometria. Gomide (1983)

apresenta a distinção de cinco tipos de sólidos particulados que, apesar de não ser muito nítida, é uma classificação descritiva muito útil. A tabela 1 retrata as informações fornecidas pelo autor.

Tabela 1 – Classificação conforme granulometria

Pós	1 μ m até 0,5 mm
Sólidos granulares	0,5 mm a 10 mm
Blocos pequenos	1 cm a 5 cm
Blocos médios	5 cm a 15 cm
Blocos grandes	Maiores que 15 cm

Fonte: Gomide (1983)

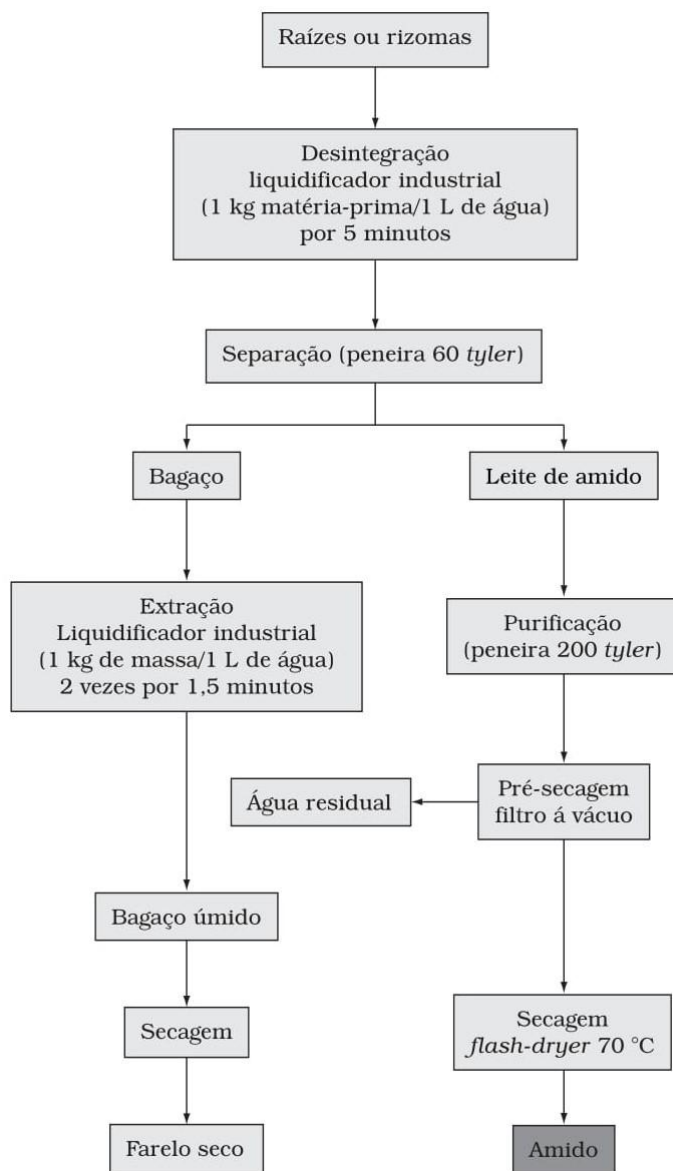
2.2.2 Granulometria da fécula de mandioca

O grânulo de amido, segundo Leonel (2007), tem sido submetido a estudos sobre sua estrutura desde a invenção da microscopia. Essa ferramenta aparece com extrema importância na elucidação de diversas questões sobre a caracterização dos grânulos de amido. A escolha da técnica e do microscópio para uma visualização de alta resolução da estrutura é dependente da informação requerida.

Atualmente se utilizam sistemas de análise de imagem que unem o microscópio óptico ao computador e apresenta como princípio a separação de imagens dentro de áreas pretas e brancas contra um segundo plano. Esta união de imagens geradas no microscópio pode ser avaliada com precisão, contando com a versatilidade dos sistemas de análise.

Para o processo de determinação da distribuição dos grânulos de amido quanto ao diâmetro maior e menor, Leonel (2007), coletou amostras de fécula em um fio de platina e misturou-as sobre lâminas de vidro em duas gotas de solução de água e glicerina (50%). Preparadas as lâminas, observou-as sobre um microscópio óptico e as imagens foram analisadas pelo sistema. Os parâmetros avaliados foram a forma e os diâmetros maior e menor (μ m). Foram feitas cinco lâminas por fonte botânica e cem medidas de tamanho de grânulos de amido por lâmina, totalizando quinhentas determinações por fonte. O processo de obtenção desses dados ocorreu conforme apresentado no fluxograma da figura 3.

Figura 3 – Fluxograma do processo de obtenção dos amidos



Fonte: Leonel (2007)

A variação do tamanho e forma dos grânulos de amido ocorre de acordo com a espécie. Com isso, Leonel (2007), elaborou a tabela 2 com base em seus experimentos.

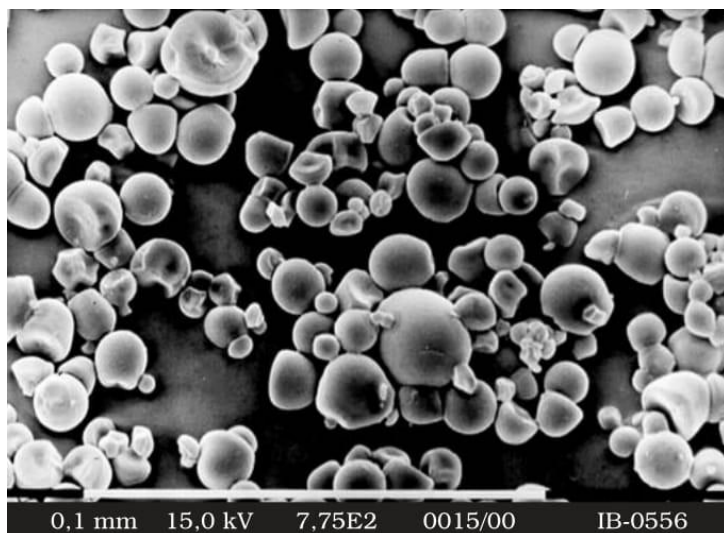
Tabela 2 – Forma e tamanho de grânulos de amido das tuberosas amiláceas

Tuberosas	Formas	Diâmetro menor (µm)		Diâmetro maior (µm)	
		Média	Desvio	Média	Desvio
Batata-doce	Circular, poliédrica	16,10	0,86	19,40	1,76
Batata	Circular, oval	30,51	1,56	39,50	2,42
Mandioca	Circular	14,39	0,47	17,1	0,73

Fonte: Leonel (2007) [adaptado]

Por ser muito extensa, a tabela anterior foi adaptada com as informações úteis e apenas alguns dos tubérculos apresentados. A figura 4 ilustra a imagem captada a partir do procedimento citado, possibilitando a avaliação dos dados inseridos na tabela.

Figura 4 – Fotomicrografia de grânulos de amido de mandioca



Fonte: Leonel (2007)

Zaidul et al (2007) utilizou um procedimento muito próximo ao citado anteriormente, incluindo ainda a definição do percentual de umidade por meio de um equipamento analisador. A tabela 3 apresenta a amostra (*sample*) coletada de alguns sólidos, como farinha de trigo (*wheat flour*), fécula de batata (*potato starch*), fécula de batata-doce (*sweet potato starch*), fécula de inhame (*yam starch*) e fécula de mandioca (*cassava starch*). A tabela 3 foi adaptada para expor duas das características de interesse, sendo elas o tamanho do grânulo (*granule size*) e o percentual de umidade (*moisture*).

Tabela 3 – Características componentes de alguns sólidos

<i>Sample</i>	<i>Granule Size (μm)</i>	<i>Moisture (%)</i>
<i>Wheat flour</i>	59,3	15
<i>Potato Starch</i>	35,2	15,6
<i>Sweet Potato Starch</i>	19,4	15,9
<i>Yam Starch</i>	22,8	16,9
<i>Cassava Starch</i>	15,7	13,4

Fonte: Zaidul et al (2007) [adaptado]

2.2.3 Densidade

Densidade, segundo Saint’Pierre (2011) é uma propriedade da matéria que relaciona massa e volume. Em outras palavras, ela define a quantidade de massa de uma substância contida por unidade de volume.

Quando se refere a uma substância pura, maciça e homogênea, a densidade é chamada de densidade absoluta, ou ainda massa específica.

Sampaio e Silva (2007) apresentam a abordagem de dois tipos de densidades, sendo a densidade real e a densidade aparente. A densidade real, ou relativa, considera apenas o volume do conjunto de sólidos que compõe uma amostra, sem levar em consideração o espaço vazio que há entre as partículas, enquanto a densidade aparente leva em consideração o volume total da amostra, incluindo o espaço vazio em meio à composição. Logo, a densidade real de uma determinada amostra será maior que a sua densidade aparente.

A densidade aparente de certa substância é determinada no ar, sem referenciar as flutuações do mesmo, enquanto sua densidade real é medida no vácuo.

É importante destacar que na literatura há duas designações distintas para a densidade, onde *specific gravity* ou *relative density*, da língua inglesa, são utilizadas no português como densidade relativa, ou apenas densidade. Nesse caso, trata-se de um valor adimensional, onde se compara a densidade da substância abordada com outra substância de referência. Entretanto, o termo *density*, do inglês, corresponde em português ao peso específico, ou seja, peso por unidade de volume.

2.3 TRANSPORTE PNEUMÁTICO

Desde as mais remotas eras, o conhecimento sobre energia contida nos fluidos e sua utilização econômica têm sido um dos fatores primordiais para o desenvolvimento da humanidade. Hoje as máquinas de fluido apresentam diversas aplicações como o transporte de líquidos, sólidos e gases. (HENN, 2006)

A utilização do ar para movimentação dos materiais representa enorme vantagem ao processo em comparação a movimentações alternativas como elevadores e transportadores helicoidais, por exemplo. Assim, maior segurança e uniformidade são possíveis, pois pelo transporte por meio de tubulações o ar possibilita a fluidez do escoamento até o local desejado, diz Sacramento (2012). Os transportadores pneumáticos movem a fécula,

empregando-se um fluxo de ar em alta velocidade, através de um sistema de tubulação hermético.

O projeto ou o uso de transportadores pneumáticos exige determinados conhecimentos, como: pressão, velocidade e quantidade de ar necessária para o arraste dos grãos; potência exigida; e características físicas do material transportado, considerando-se que estas variáveis irão influenciar o desempenho do equipamento. (SILVA et al, 2008)

Silva et al (2008), conta que as vantagens dos transportadores pneumáticos são um baixo custo inicial, simplicidade mecânica, percurso de transporte único ou ramificado, facilidade na variação da trajetória e sistema auto-limpante. Elevada potência e danos ao material transportado são as principais desvantagens a serem consideradas na adoção de sistemas pneumáticos. Em comparação com outros tipos de transporte de produtos, Dobie e Curley (1963) dizem que os transportes pneumáticos exigem uma grande potência de acionamento e condições de operação que variam muito dependendo o tipo de material, mas tem um custo relativamente baixo de implantação, além de necessidade mínima de manutenção e grande flexibilidade na instalação.

São desenvolvidos de modo que produtos e matérias primas sejam transportados de uma maneira segura, estanque, limpa e sem riscos de contaminação. Um sistema de transporte pneumático consiste no deslocamento de um produto em pó ou granulado através do fluxo de ar, em uma tubulação estanque em relação a atmosfera, de um ponto de origem até um local de destino.

Conforme a Forteusi (2015), os componentes básicos dentro de um sistema de transporte pneumático são: um gerador de movimento de ar; um equipamento de introdução da matéria prima na origem de maneira dosada no sistema pneumático; um equipamento para separação do fluxo de ar do transporte pneumático com a matéria prima do local de destino; um conjunto de tubulação entre o ponto de origem e chegada do produto e um conjunto instrumental para monitoramento do sistema em geral.

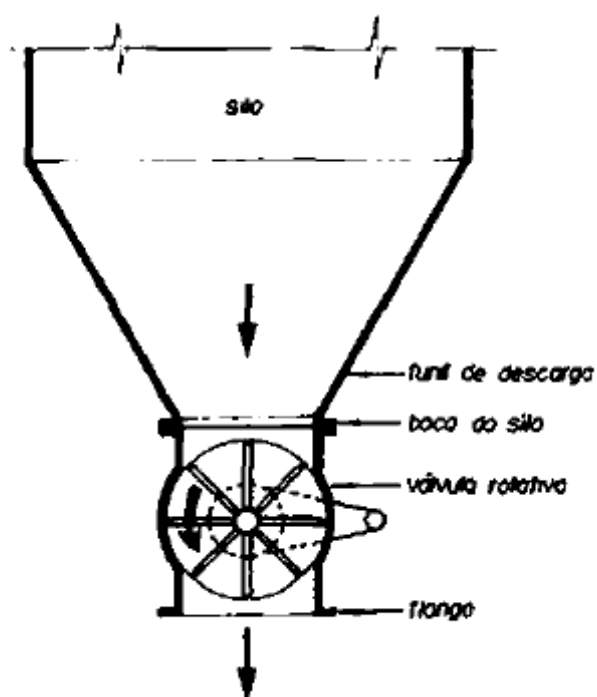
2.3.1 Válvulas rotativas

Os sólidos a processar ou transportar em regime permanente devem ser retirados de depósitos e alimentados em vazão constante no transportador ou no processo onde vão ser utilizados, por meio de um dispositivo alimentador (Gomide, 1983).

Para descarregamento e dosagem de produtos secos de granulometria homogênea, como pós ou sólidos, é amplamente aplicado a utilização de válvulas rotativas. Segundo Zeppelin (2016), este equipamento tem duas funções principais, sendo elas dosar, permitindo o controle volumétrico do material a ser transportado e isolar um sistema de pressão mais alta de um sistema de pressão mais baixa, permitindo a passagem de sólidos no sentido contrário ao gradiente de pressão, também conhecido como função eclusa.

O seu princípio de funcionamento é o de câmaras do rotor, que retiram o material da moega, silo ou outro equipamento que estiver instalado acima, e através do movimento rotacional o produto é descarregado pela parte inferior da válvula. A figura 5 exemplifica uma válvula rotativa instalada abaixo de um silo, onde o produto segue pelo funil de descarga até a boca que está conectada ao equipamento.

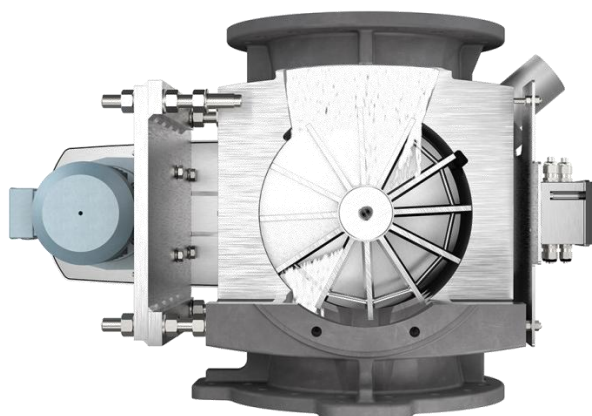
Figura 5 – Válvula rotativa comum



Fonte: Gomide (1983)

Assim, é possível encontrar as válvulas rotativas em silos, moegas, sistemas de transporte pneumático e ciclones que necessitam de descarregamento e dosagem de maneira comedida e confiável, onde o equipamento permite um controle volumétrico minucioso em sistemas de transportes ou processamentos. A figura 6 demonstra os canais por qual passa o produto, sendo dosado de forma uniforme conforme a rotação do equipamento.

Figura 6 – Válvula rotativa



Fonte: Zeppelin (2016)

2.3.2 Caracterização dos dispositivos pneumáticos

O transportador pneumático é um dispositivo amplamente empregado na movimentação e elevação de sólidos finos na indústria. Segundo Gomide (1983), a distância de transporte pode variar desde poucos metros até longas distâncias, de acordo com a situação necessária. A granulometria pode variar desde pó finos acima até grãos de cerca de 1 cm. A densidade do sólido pode variar de 15 kg/m^3 até 3000 kg/m^3 .

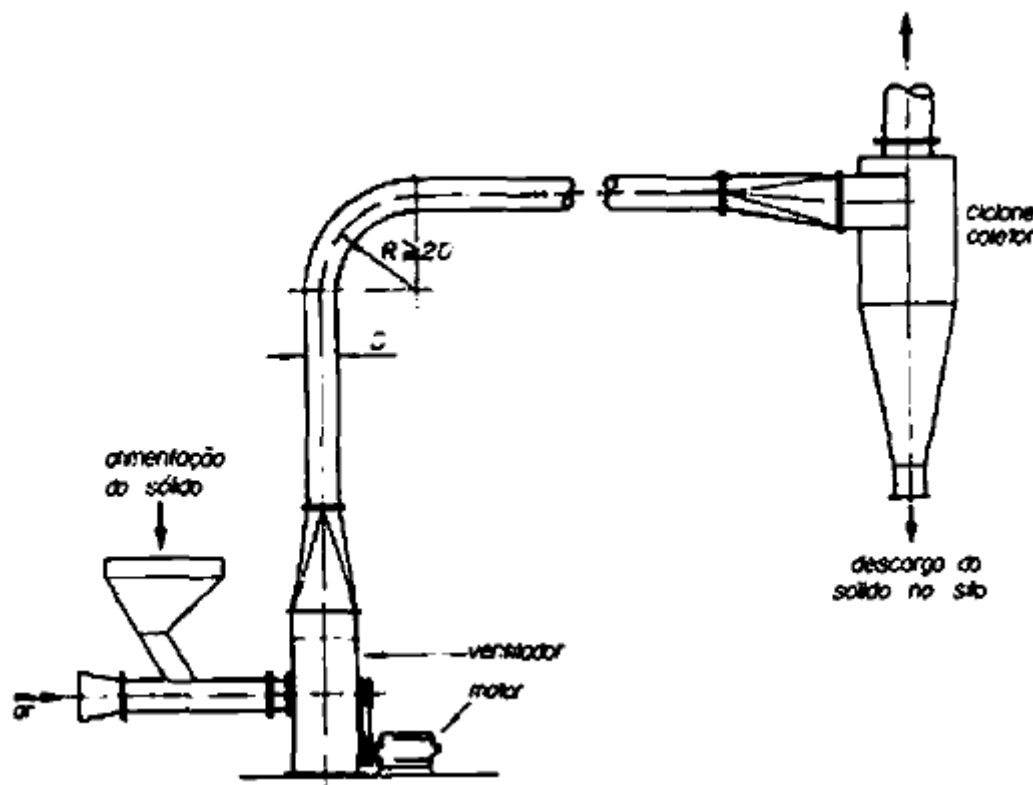
Tipicamente se utiliza para materiais finos que em outros tipos de transportadores seriam perdidos por arraste, permitindo inclusive longas distâncias (centenas de metros).

Seu princípio básico é pela fluidização do sólido com um fluido que geralmente é o ar ou um gás inerte, onde a mistura sólido-fluido formada escoar pelo interior dos dutos do sistema. O transporte pneumático caracteriza-se ainda por utilizar um ventilador centrífugo ou compressor para movimentação do gás, enquanto sistemas de densidade mais alta, como por fluidização em batelada, necessitam de um soprador de deslocamento positivo ou compressor recíprocante.

Há ainda a aplicação de dois tipos de sistemas em uso, sendo sistema direto ou indireto. O direto ocorre quando o sólido passa através do ventilador, sendo mais utilizado por ser mais simples, porém não sendo aplicado quando o sólido apresenta a possibilidade de danificar o ventilador ou mesmo vir a sofrer com quebra e desgaste excessivo. Enquanto isso, o indireto provoca o escoamento do gás de transporte, no entanto, o sólido não passa pelo ventilador. A figura 7 exemplifica um sistema transporte pneumático de sistema direto, onde a

alimentação do sólido ocorre ligeiramente antes do ventilador junto com um ponto de entrada do ar, sendo direcionado por esse ventilador até aos elementos de coleta e descarga, conforme ilustrado na figura a partir de um ciclone coletor com posterior descarga do sólido no silo.

Figura 7 – Sistema de alimentação direta do silo



Fonte: Gomide (1983)

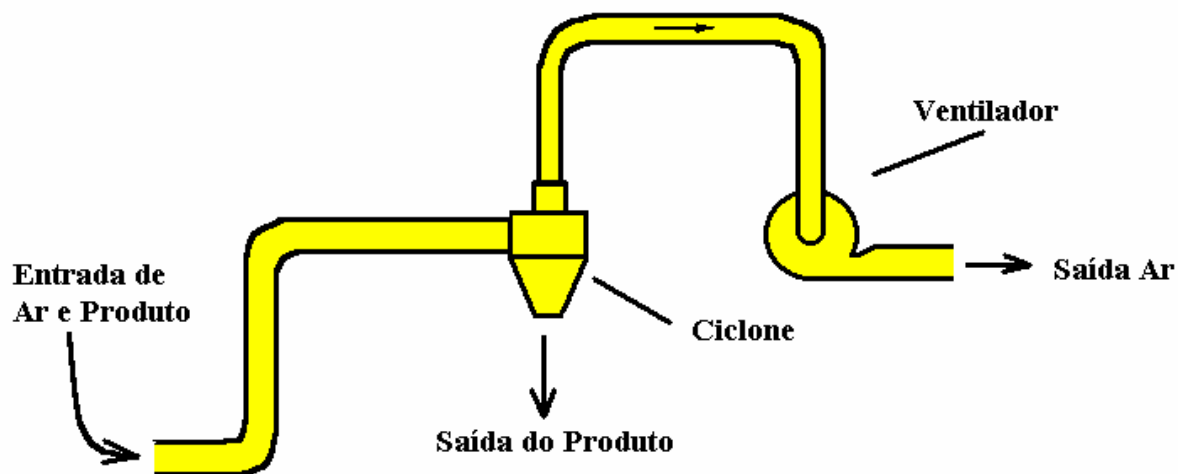
2.3.3 Classificação dos transportadores pneumáticos

De acordo com a carga do produto a ser transportado, é possível classificar o transportador pneumático em três grupos, sendo por sistema de sucção, sistema por pressão ou ainda sistema combinado (pressão e sucção).

Silva et al (2008) diz que o de sucção é um sistema que opera com pressão abaixo da pressão atmosférica, sendo muito utilizado na descarga de caminhões, vagões e barcos e no transporte de materiais cuja textura dificulta a fluidez através de válvulas, roscas alimentadoras e ventiladores. Nesse sistema, o material a ser transportado não passa pelo ventilador, pois um ciclone retira o produto da corrente de ar e permite sua descarga. Geralmente, a carga é realizada através de tubos flexíveis e ajustáveis para permitir maior ou

menor entrada de material granular. Uma das vantagens deste sistema é a possibilidade de transportar material de dois ou mais pontos para um ponto comum. Na figura 8 podemos exemplificar o modelo em questão.

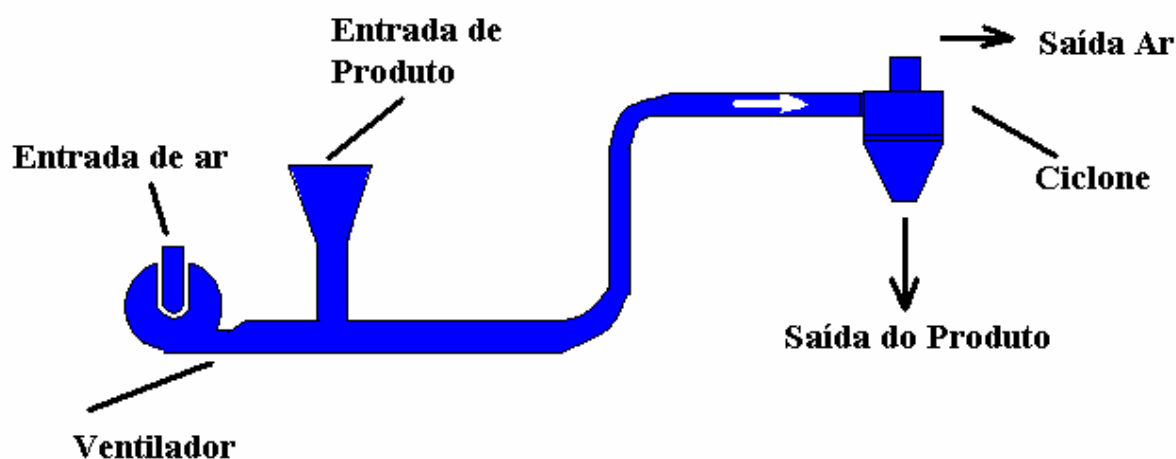
Figura 8 – Transporte Pneumático por Sucção



Fonte: Silva et al (2008)

No sistema por pressão, segundo Silva et al (2008), o produto é inserido na tubulação por meio de dosadores (injetores) para que a proporção de material granular e o fluxo de ar sejam adequados. Exemplo do sistema pode ser visto na figura 9.

Figura 9 – Transporte Pneumático por Pressão

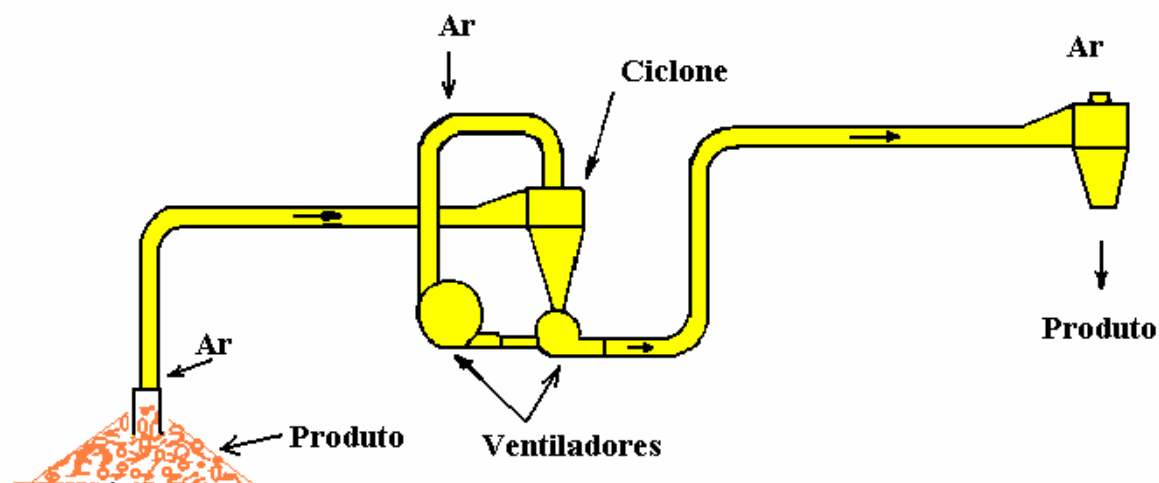


Fonte: Silva et al (2008)

Segundo Silva et al (2008), o sistema mais comum é o combinado. Nele, parte do transporte é feito por sucção e outra por pressão. Pode ser portátil, montado sobre rodas que

permite fácil deslocamento do conjunto. Na figura 10 é possível ver um esquema deste sistema.

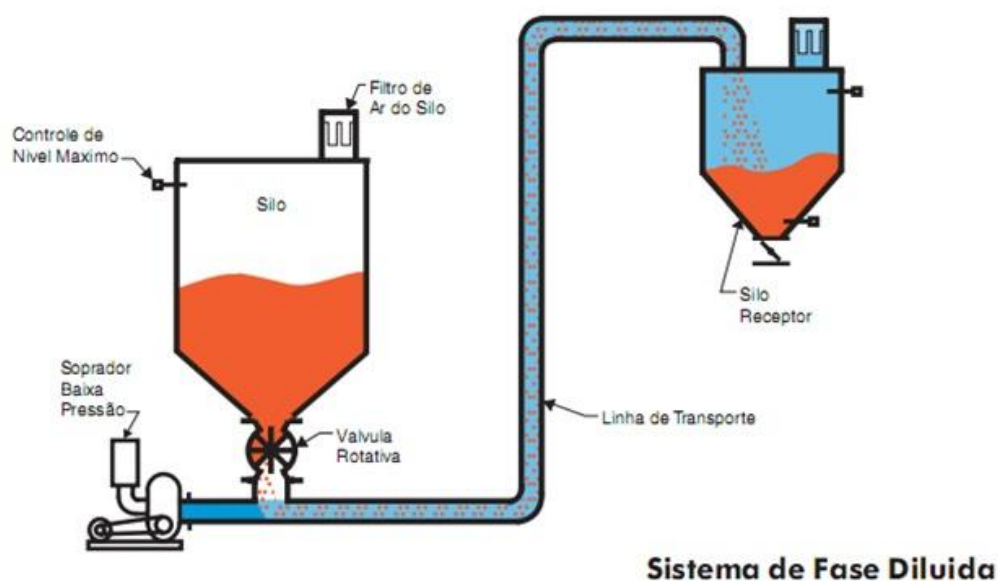
Figura 10 – Transporte Pneumático Combinado



Fonte: Silva et al (2008)

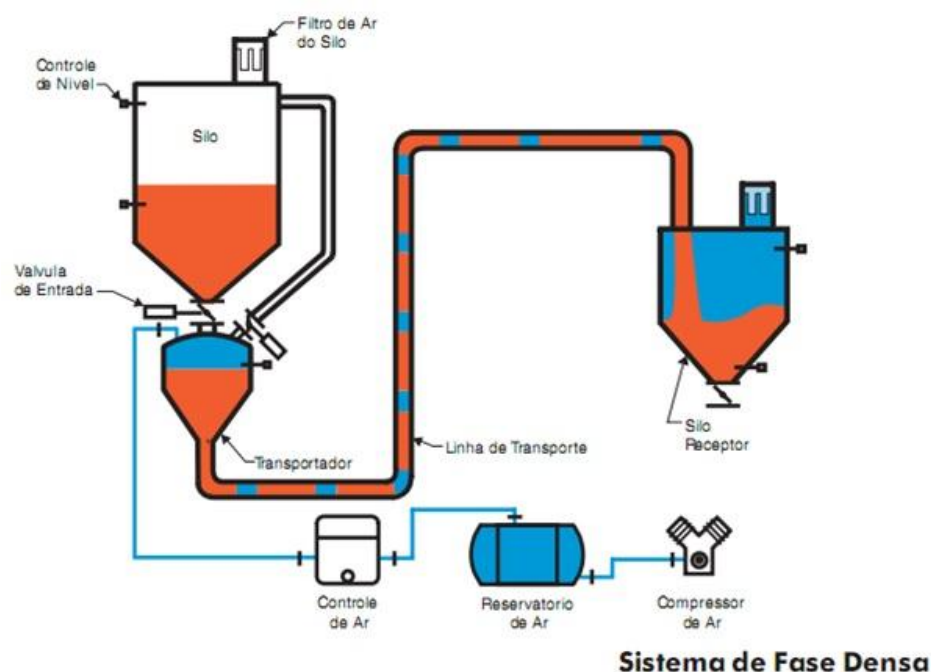
Além disso, os transportes pneumáticos são separados em duas categorias, sendo elas por fase diluída ou fase densa, exemplificadas nas figuras 11 e 12. A fase diluída ainda divide-se em pressão negativa (ou sucção como já vimos) e em pressão positiva (ou simplesmente por pressão).

Figura 11 – Transporte Pneumático em Fase Diluída



Fonte: Coelho, P. (2012)

Figura 12 – Transporte Pneumático em Fase Densa



Fonte: Coelho, P. (2012)

O transporte pneumático por pressão negativa, também conhecido por sistema de transporte por sucção, segundo a Fourtesi (2015), consiste na entrada de matéria prima dosada a pressão atmosférica, sendo o material succionado através de um equipamento que gera vácuo. O sistema por sucção é normalmente utilizado nos casos onde existem diversos pontos de origem, ou de alimentação de matéria prima e apenas um ponto de recebimento ou chegada do material como destino.

No sistema de transporte pneumático de pressão positiva, a entrada da matéria prima é realizada no sistema por um equipamento que dose o material de modo que o deslocamento do ar evite a fluidização da matéria prima no silo de alimentação. Para geração de ar são utilizados sopradores centrífugos e sopradores roots. O sistema por pressão positiva é utilizado nos casos em que existe um ponto de origem de matérias primas e vários pontos de destino do material transportado. (FOURTESI, 2015).

Já no sistema de transporte pneumático em fase densa, Fourtesi (2015) diz que vasos de pressão são utilizados cuja capacidade de transporte é determinada em função do volume do vaso e a quantidade de ciclos que é realizado por hora. Este sistema de transporte é utilizado para materiais fluidizáveis, abrasivos, ou nos casos onde os materiais precisam ser transportados com baixas velocidades para evitar degradação das matérias primas ou do produto. Eles são dimensionados para grandes capacidades com menor consumo de ar, porém

com pressões mais elevadas, fazendo-se uso de compressores do tipo parafuso e unidades de controle da qualidade do ar de transporte. A matéria prima neste transporte é alimentada no vaso de pressão por gravidade. Por se tratar de um equipamento com função de enviar os materiais para grandes distâncias e com “fase densa”, eles podem estar sujeitos a entupimentos, havendo a necessidade de instalar “boosters” nas tubulações para ajudar no transporte.

2.3.4 Taxa de transporte

A taxa de transporte é determinada conforme a equação 1, baseando-se numa capacidade diária de processamento de mandioca, multiplicado ao rendimento esperado devido a relação de kg de fécula por kg de mandioca.

$$C = \frac{cp}{24} \times \eta_A \quad (1)$$

Onde:

C = Taxa de transporte (T/h)

cp = Capacidade de processamento de mandioca (T/dia)

η_A = Rendimento em kg de amido por kg de mandioca

2.3.5 Velocidade de transporte

Segundo Gomide (1983), a velocidade de transporte leva em conta os parâmetros de densidade aparente, ou peso específico do sólido a ser transportado, bem como o diâmetro da partícula. Esses dados são obtidos através das experimentações abordadas, com base nos parâmetros de qualidade laboratoriais apresentados. A equação 2 ilustra a velocidade requerida do fluido de transporte.

$$V = 4,11 \times \sqrt[3]{\rho} \times \sqrt{D_p} + 23,4 \times \sqrt{\rho} \quad (2)$$

Onde:

V = Velocidade de transporte (m/s)

ρ = Densidade aparente (T/m³)

D_p = Diâmetro da partícula (mm)

2.3.6 Diâmetro da tubulação

Com base nos dados encontrados, é possível determinar o diâmetro da tubulação necessária para o transportador pneumático, com base na equação 3.

$$D = 3016 \times \frac{\sqrt{C}}{V^{0,98}} \quad (3)$$

Onde:

D = Diâmetro da tubulação (mm)

2.3.7 Vazão

Determina-se a vazão de ar necessária para transportar tal quantidade de produto através da equação a seguir:

$$Q = \frac{V \times D^2}{1,27 \times 10^6} \quad (4)$$

Onde:

Q = Vazão (m³/s)

2.3.8 Relação produto/ar

Para saber se o tipo de transporte pneumático diluído atende a demanda necessária, é necessário encontrar a relação em massa do sólido por massa de ar, através da seguinte equação:

$$X = \frac{C}{4,29 \times Q} \quad (5)$$

Onde:

X = Relação kg sólido por kg ar

C = Taxa de transporte (T/h)

Q = Vazão (m³/s)

Para isso, o transporte é aceito caso o valor da relação seja menor do que 15.

2.3.9 Perda de carga

A perda de carga é outro fator que influencia diretamente na potência requerida pelo ventilador. Para isso, é necessário determinar um *layout* específico a ser trabalhado e direcionar-se a partir dos passos a seguir para encontrar o valor necessário.

Tabela 4 – Tabela de equivalência em curvas

Curvas		
D (mm)	Le = Comprimento equivalente (m)	
	R = 2D	R = 3D
50	1,4	1,4
100	2,6	2,6
125	3,6	3,0
150	4,4	3,6
175	5,4	4,4
200	6,2	5,0
250	8,6	6,6
300	10,4	8,6
400	14,0	12,0

Fonte: Gomide (1983)

Com isso, descreve-se o comprimento total equivalente através da seguinte equação:

$$Lt = Lh + 2 \times Lv + Le \quad (6)$$

Onde:

Lt = Comprimento total (m)

Lh = Comprimento total horizontal (m)

Lv = Comprimento total vertical (m)

Le = Comprimento equivalente das curvas (m)

Os equipamentos de coleta também são influentes na perda de carga onde, segundo Gomide (1983), são equivalentes conforme a tabela 5.

Tabela 5 – Perda de carga devido a equipamentos de coleta

Equipamentos de coleta (perdas em mmCA)	
Câmara gravitacional	20 a 40
Ciclone comum	30 a 60
Ciclone de alta eficiência	70 a 150
Câmaras de impactação	40 a 100
Filtros de tecido	80 a 150

Fonte: Gomide (1983)

Assim, podemos encontrar a perda de carga total através da equação 7:

$$\Delta Pt = \left[1,68 \times Lt \times (X + 3,5) \times \frac{V^{1,8}}{D^{1,22}} + 0,138 \times \varphi \times X \times V^2 + \Delta Pe \right] 10^{-4} \quad (7)$$

Onde:

ΔPt = Perda de carga total (kgf/cm²)

φ = Fator de redução devido a alimentação

ΔPe = Perda de carga devido aos equipamentos de coleta (mmCA)

O fator de redução φ apresentado por Gomide (1983) é utilizado como 1,0 se o sólido for alimentado depois do ventilador e menor que 1,0 se o material passar pelo ventilador. Em caso de alimentação na imediação a boca de aspiração, utiliza-se $\varphi = 0$. Como prática, recomenda-se a utilização de $\varphi = 0,5$ se o ponto de alimentação estiver localizado pouco a montante da boca de aspiração.

2.3.10 Potência requerida

A potência requerida pelo transportador ao ventilador pode ser determinada conforme a equação abaixo:

$$Pot = 131,51 \times Q \times \Delta Pt \quad (8)$$

Onde:

Pot = Potência requerida (HP)

Q = Vazão (m³/s)

ΔPt = Perda de carga total (kgf/cm²)

“Se o sólido passar pelo ventilador, terá que haver um acréscimo devido à aceleração das partículas pelo ventilador. Este aumento poderá chegar a 25%” (GOMIDE, 1983). Com isso, podemos prever a seguinte equação:

$$Pot_1 = Pot \times 1,25 \quad (9)$$

Onde:

Pot_1 = Potência requerida atualizada (HP)

O rendimento do ventilador também deve ser considerado. Com isso, aplica-se a potência requerida em função do rendimento, conforme a equação abaixo:

$$Pot_{vent} = \frac{Pot_1}{\eta_{vent}} \quad (10)$$

Onde:

Pot_{vent} = Potência requerida devido ao rendimento do ventilador (HP)

η_{vent} = Rendimento do ventilador

2.3.11 Comprovação dos dados requeridos

Para verificar se os dados informados atendem a demanda necessária para ser utilizado como transporte pneumático em fase diluída ou densa, Cruz (2013) apresenta a seguinte tabela:

Tabela 6 – Características dos sistemas pneumáticos em fase densa e diluída

Tipo de Transporte	X – Relação de massa de sólido transportado [kg sólidos/kg ar]	V = Velocidade de transporte dos sólidos [m/s]	ΔPt = Perda de Carga [kPa]
Fase Densa	>15	<10	>100
Fase Diluída	0-15	>10	<100

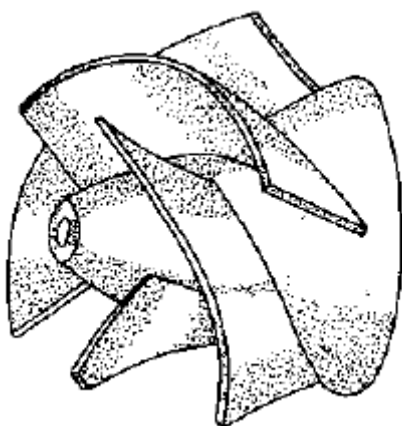
Fonte: Cruz (2013).

2.4 MÁQUINAS DE FLUXO

As máquinas de fluxo são definidas segundo Henn (2006) como transformadoras de energia no qual o meio operante é um fluido que ao passar pela máquina relaciona-se com um elemento rotativo.

O rotor, conforme esboça a figura 13, é onde ocorre a transformação de energia mecânica em energia de fluido ou de energia do fluido em energia mecânica, sendo assim abordado como órgão principal de uma máquina de fluxo. Compõe-se por um determinado número de pás giratórias que são divididas em meio ao espaço ocupado pelos canais, por onde circula o fluido de trabalho.

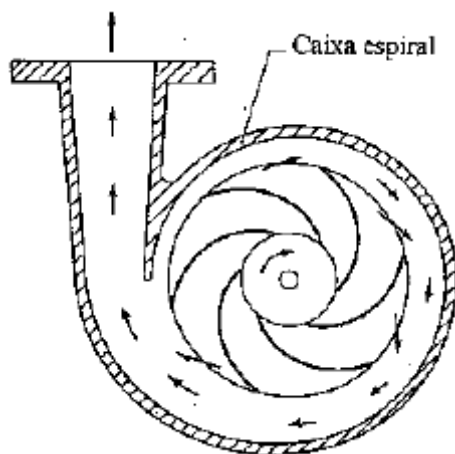
Figura 13 – Esboço do rotor de uma bomba semi-axial ou de fluxo misto.



Fonte: Henn (2006)

Enquanto isso, o difusor tem a função de coletar o fluido e dirigi-lo por um caminho determinado. Além de direcioná-lo, muitas vezes realiza a função de transformador de energia, onde, por exemplo, a energia de velocidade que é expelida pelo rotor é convertida em energia de pressão. A figura 14 exemplifica um difusor, também conhecido como caixa espiral.

Figura 14 – Esboço do sistema diretor em forma de caixa espiral de uma bomba centrífuga.



Fonte: Henn (2006)

2.4.1 Classificação segundo a direção da conversão de energia

Quando se trata da direção da conversão de energia que ocorre nas máquinas de fluxo, Henn (2006) classifica-as como motoras e geradoras. A máquina motora é aquela que transforma energia do fluido em trabalho mecânico, enquanto que a geradora é a que recebe trabalho mecânico e a transforma em energia de fluido. Como exemplo do primeiro caso é possível citar as turbinas hidráulicas e a vapor, enquanto que no segundo se englobam os ventiladores e as bombas centrífugas.

2.4.2 Classificação segundo a forma dos canais entre as pás do rotor

Para classificar uma máquina de fluxo quanto ao formato dos canais entre as pás do rotor, Henn (2006) apresenta um primeiro modelo onde os canais do rotor constituem simples desviadores do fluxo, sem provocar aumento ou diminuição na pressão do fluido que passa pelo rotor, denominando-o como máquinas de fluxo de ação. Enquanto em um segundo modelo, conhecido como máquinas de fluxo de reação, os canais constituídos pelas pás móveis do rotor têm a forma de injetores ou difusores, havendo redução da pressão do fluido que passa pelo rotor no primeiro caso e aumento no segundo caso. A primeira classificação aborda as turbinas hidráulicas e a vapor, enquanto que as de reação podem ser turbinas (quando se trata na redução da pressão) ou ventiladores e motobombas (no caso de aumento de pressão do fluido).

2.4.3 Classificação segundo a trajetória do fluido do rotor

Ainda nos méritos de classificação, Henn (2006) discorre que as máquinas de fluxo podem ser classificadas de acordo com a trajetória do fluido no rotor como sendo radiais, axiais, diagonais ou de fluxo misto e tangenciais.

Nos rotores radiais, o escoamento do fluido pelo rotor percorre uma trajetória radial, ou seja, perpendicular ao eixo do rotor. Como exemplo é possível citar as bombas e ventiladores centrífugos, além da turbina Francis lenta.

As máquinas de fluxo axiais permitem que o escoamento ocorra através do rotor em direção paralela ao eixo do rotor, ou axial. Os ventiladores axiais são os modelos mais comuns, junto às turbinas hidráulicas tipo Hélice e Kaplan.

Quando o escoamento não ocorre nem radial e nem axialmente, a máquina é denominada como de fluxo misto ou diagonal, onde as partículas do fluido percorrem uma trajetória pelo rotor em uma superfície aproximadamente cônica. Exemplos de máquinas radiais são encontrados nas bombas semiaxiais, na turbina Francis rápida e na turbina hidráulica Dériaz.

Para completar a classificação, o autor apresenta a máquina de fluxo tangencial, onde o jato líquido proveniente do injetor incide tangencialmente sobre o rotor. Este caso ocorre na turbina hidráulica tipo Pelton.

2.5 VENTILADORES

Segundo Silva et al (2013), os ventiladores são máquinas que, por meio da rotação de um rotor provido de pás adequadamente distribuídas e acionado por um motor, permitem transformar a energia mecânica do rotor em formas de energia potencial de pressão e energia cinética.

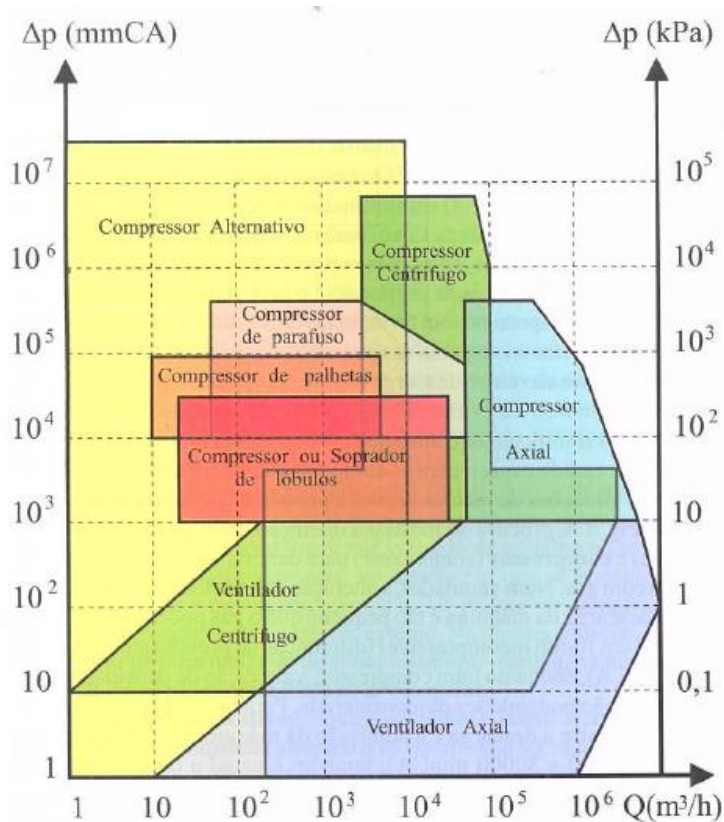
Ventiladores são turbomáquinas geratrizes ou operatrizes, também designadas por máquinas turbodinâmicas, que se destinam a produzir o deslocamento dos gases. Analogamente ao que ocorre com as turbobombas, a rotação de um rotor dotado de pás adequadas, acionado por um motor, em geral elétrico, permite a transformação da energia mecânica do rotor nas formas de energia que o fluido é capaz de assumir, ou seja, a energia potencial de pressão e a energia cinética. Graças à essa energia adquirida, o fluido torna-se capaz de escoar em dutos, vencendo as resistências que se oferecem ao seu deslocamento, proporcionando a vazão desejável de ar para a finalidade que se tem em vista. (MACINTYRE, 1990)

Silva et al (2008), diz que “o conhecimento das características do ventilador, eficiência, pressão total, potência requerida em função da vazão de ar a diversas rotações é de suma importância para a escolha correta do ventilador, de modo que a eficiência do transportador pneumático não fique comprometida”. A pressão e a quantidade de ar a ser fornecida pelo ventilador são determinadas em qualquer sistema de transporte pneumático pelas características da linha de transporte. Essas condições são dependentes de vários fatores como diâmetro, comprimento e natureza da tubulação, do fluxo e dos produtos a serem

transportados, bem como da queda de pressão ocorrida quando o produto é alimentado no transportador e dependente, também, de outras características da linha de transporte, como tipo de alimentação, altura e tipo de descarga, mudança de direção.

Para se ter uma noção dos campos aplicáveis aos ventiladores e compressores, Henn (2006) apresentou um gráfico relacionando o diferencial de pressão com a vazão. Sua compreensão pode ser feita pelo gráfico 2, que apresenta a grande distinção entre os modelos abordados.

Gráfico 2 – Campo de aplicação de ventiladores e compressores



Fonte: Henn (2006)

Henn (2006) acrescenta que em um ventilador a alteração na densidade entre a admissão e a descarga da máquina é tão pequena que o gás pode ser considerado como um fluido incompressível (com diferenças de pressão até 1000 mmCA), enquanto que em um compressor a alteração na densidade é expressamente significativa, não podendo ser desconsiderada. Além disso, equipamentos que apresentam um diferencial de pressão entre a descarga e admissão na ordem de 1000 a 30000 mmCA são conhecidos como sopradores.

2.5.1 Classificação dos ventiladores

Macintyre (1990) enfatiza que há vários critérios para quais os ventiladores podem ser classificados. A tabela 7 apresenta como os classificamos segundo o nível energético de pressão.

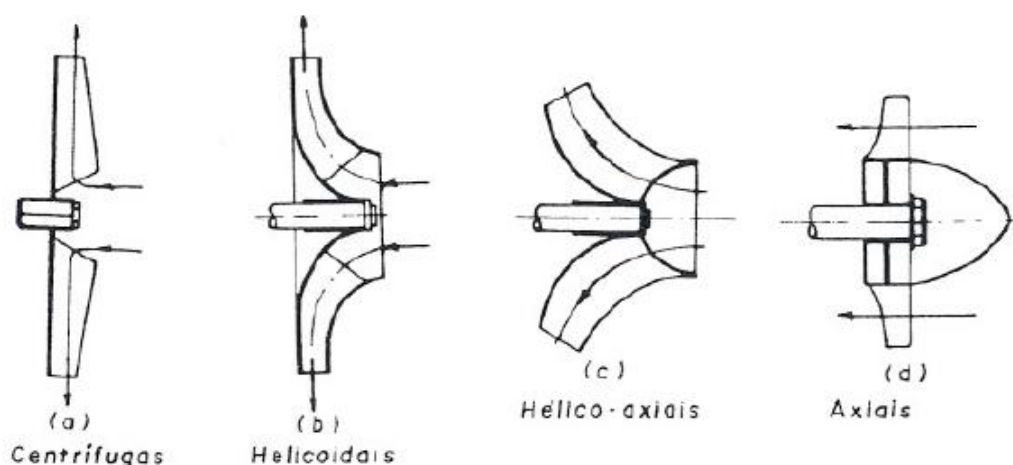
Tabela 7 – Classificação quanto ao nível de pressão

Nível energético de pressão	Faixa de trabalho
Baixa pressão	Até 200 mmCA
Média pressão	De 200 a 800 mmCA
Alta pressão	De 800 a 2.500 mmCA
Muito alta pressão (turbocompressores)	De 2.500 a 10.000 mmCA

Fonte: Macintyre (1990)

Para categoriza-los pela modalidade construtiva, o autor apresenta quatro moldes, conforme observado na figura 15. O modelo (a) da figura representa os rotores centrífugos, onde a trajetória de uma partícula no rotor se realiza em uma superfície que é aproximadamente um plano normal ao eixo. Os hélico-centrífugos, representados pelos modelos (b) e (c), são aplicados quando a partícula em sua passagem no interior do rotor descreve uma hélice sobre uma superfície de revolução cônica, cuja geratriz é uma linha curva. Já os modelos axiais (d), aplicam-se quando a trajetória de uma partícula em sua passagem pelo rotor é uma hélice descrita em uma superfície aproximadamente cilíndrica.

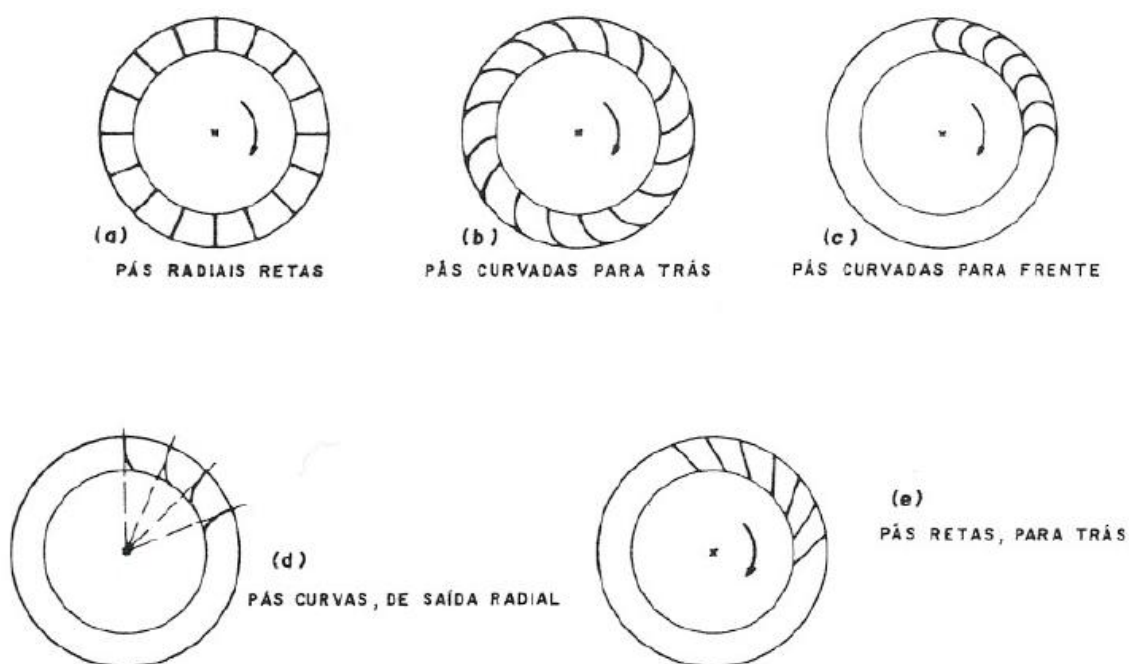
Figura 15 – Modalidades construtivas dos rotores dos ventiladores



Fonte: Macintyre (1990)

A figura 16 apresenta como classificamos os rotores quanto ao formato das pás. Elas podem ser radiais retas, para aplicações mais robustas, onde há movimento de grandes partículas, com trabalho pesado e baixo rendimento; pás curvadas para trás, aplicadas para gases limpos, com bom rendimento e alta pressão; pás curvadas para frente, que possuem um bom rendimento e alta pressão; pás curvas de saída radial, com alta pressão e grandes vazões; além das pás retas para trás, que trabalham a media pressão com gases limpos ou baixa concentração de partículas.

Figura 16 – Formas de pás de ventiladores centrífugos



Fonte: Macintyre (1990) [adaptado]

A classificação quanto ao número de rotores ocorre de duas formas, podendo ser de simples estágio, com apenas um rotor, sendo o caso mais usual, ou de duplo estágio, onde dois rotores são montados sobre um mesmo eixo. A segunda aplicação permite que se trabalhe com pressões mais elevadas.

Classifica-se ainda o ventilador conforme o número de entradas de aspiração do rotor, podendo ser de entrada unilateral (simples aspiração) ou bilateral (dupla aspiração).

A norma AMCA 99-2404-03, disponível nos anexos A e B, apresenta 16 tipos diferentes de arranjos de acionamento para os ventiladores centrífugos, podendo ser eles, segundo Bleier (1997), de acionamento direto, acionamento por correia ou ainda de modo combinado. Doze dos modelos são no formato SWSI, ou seja, de largura única (*single width*)

e entrada única (*single inlet*), enquanto que os outros 4 são DWDI, largura dupla (*double width*) e entrada dupla (*double inlet*).

Bleier (1997) complementa que na maioria dos arranjos que são acionados via correia os rolamentos, ou mancais, são suportados pela própria estrutura da carcaça. No entanto em quatro deles, estão separados, onde suportes para os rolamentos são utilizados. Variantes tipos de acionamentos são demonstrados conforme a figura 17, apresentada por Macintyre (1990).

Figura 17 – Variante de acionamento dos ventiladores



Fonte: Macintyre (1990)

2.5.2 Elementos construtivos

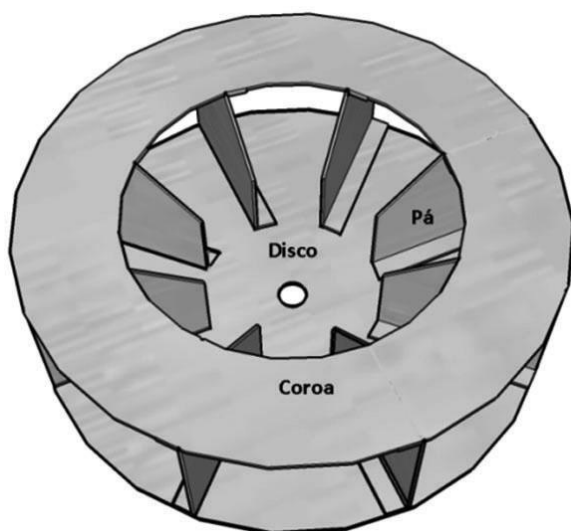
Em todas as máquinas de fluxo, segundo Bran e Souza (1969), existem fundamentais elementos construtivos, cujos quais, de forma isolada ou em grupos, formam os vários conjuntos que, reunidos, consistem as máquinas em estudo.

Dentro deles podemos encontrar desde os eixos que, para Melconian (2009), são elementos de construção mecânica destinados a suportar outros elementos de construção a fim de transmitir movimento, até as pás que, Bran e Souza (1969), dizem ser o elemento mais importante das máquinas de fluxo, cujo qual determina a variação da velocidade do meio operador.

Segundo as informações mencionadas, a construção de um ventilador é resumida a partir dos seguintes componentes, conforme Silva et al (2008): eixo, cujo peça tem a função de permitir e suportar o giro do rotor, podendo ser o eixo do próprio motor ou um acoplado; rotor, cuja peça é fixada na extremidade do eixo e tem como função produzir e direcionar o fluxo de ar, sendo composto de disco principal, pás e anel (coroa), conforme figura 18; e a

voluta, ou caixa coletora, que tem a finalidade de captar o ar que entra e direcioná-lo até a saída do rotor.

Figura 18 – Rotor centrífugo de pás retas



Fonte: Silva et al (2013)

Silva et al. (2013) reforça a importância de certas grandezas para o funcionamento e para o desempenho dos ventiladores. “Com uma combinação adequada dessas grandezas, é possível escolher corretamente o melhor tipo de ventilador para determinadas condições de operação. Por caracterizarem as condições de funcionamento do ventilador, essas grandezas são conhecidas como Grandezas Características”. São essas características o número de rotações por minuto ou velocidade angular (radianos por segundo); o diâmetro de saída do rotor; a vazão; a altura de elevação; as potências (útil, total de elevação e motriz); e os rendimentos (hidráulico, mecânico e total).

2.5.3 Classificação do rotor quanto à disposição das pás

Segundo Bran e Souza (1969), a finalidade das pás, que são abordadas como o elemento construtivo mais importante das máquinas de fluxo, é a promoção da variação da velocidade do meio operado.

Geralmente, várias pás dispostas convenientemente, formam um conjunto de modo a ficarem estabelecidos vários canais. Estes conjuntos de pás quando nas máquinas formam sistemas fixos, estatores ou móveis, rotores. A combinação

simples ou múltipla de estator e rotor constitui a máquina de fluxo. (BRAN E SOUZA, 1969)

Tendo em vista a direção com que a corrente percorre os canais entre as pás, Bran e Souza (1969) descrevem a existência de canais axiais, radiais e diagonais. Nos rotores de canais axiais, a direção da corrente no rotor é a axial do eixo, enquanto nos radiais é a radial ou normal ao eixo e a direção que ocorre entre as duas citadas denomina-se diagonal. No caso de corrente radial, a incidência do fluido sobre a pá pode ser de dentro para fora, centrífuga, ou de fora para dentro, centrípeta.

Em acréscimo aos tipos de pás já apresentados, Bleier (1997) fornece uma lista com os seis tipos de rotores mais comuns, conforme se pode verificar abaixo, segundo ordem decrescente de rendimento:

- a) Pás em perfil de asa/aerofólio (*AF – Airfoil blades*)
- b) Pás curvadas para trás (*BC – Backward-curved blades*)
- c) Pás inclinadas para trás (*BI – Backward-inclined blades*)
- d) Pás de pontas radiais (*RT – Radial-tip blades*)
- e) Pás curvadas para frente (*FC – Forward-curved blades*)
- f) Pás radiais (*RBs – Radial Blades*)

Naturalmente, cada modelo possui suas vantagens e desvantagens. Na figura 19 podemos observar rotores citados anteriormente, seguido da eficiência máxima aproximada de cada.

Figura 19 – Seis formas de pás comumente usadas em ventiladores centrífugos



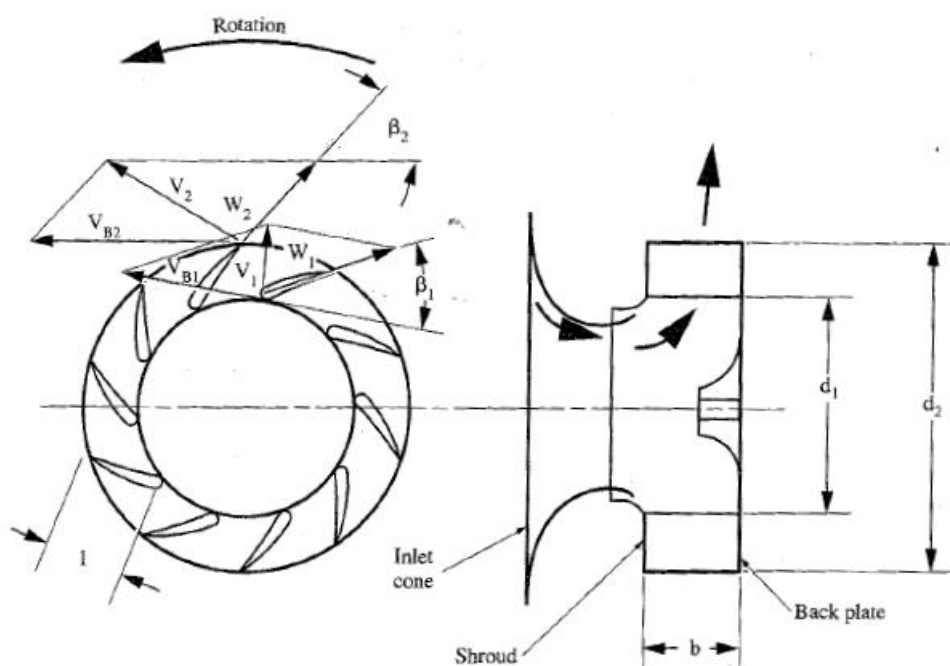
Fonte: Bleier (1997)

2.5.4 Pás em perfil de asa/aerofólio

Para Bleier (1997), os ventiladores centrífugos com pás em perfil de asa são os ventiladores centrífugos de luxo. Isso porque apresentam características como a maior eficiência entre todos os modelos, apresentam nível de ruído relativamente baixo, são muito

fortes estruturalmente, permitindo rodar em altas velocidades e com uma performance muito estável. São principalmente utilizados para trabalho com ar e gases limpos. São bons para sistemas com resistência variável, porque as curvas de desempenho não têm um intervalo de parada e podem operar em paralelo. A figura 20 apresenta o esboço do ventilador e seu triângulo de velocidades através do sentido de rotação (*rotation*), além de representar o sentido do fluxo pelo cone de entrada (*inlet cone*) que passa pela carcaça (*shroud*) e direcionado pelo prato traseiro (*back plate*).

Figura 20 – Esboço de ventilador centrífugo de pás em perfil de asa

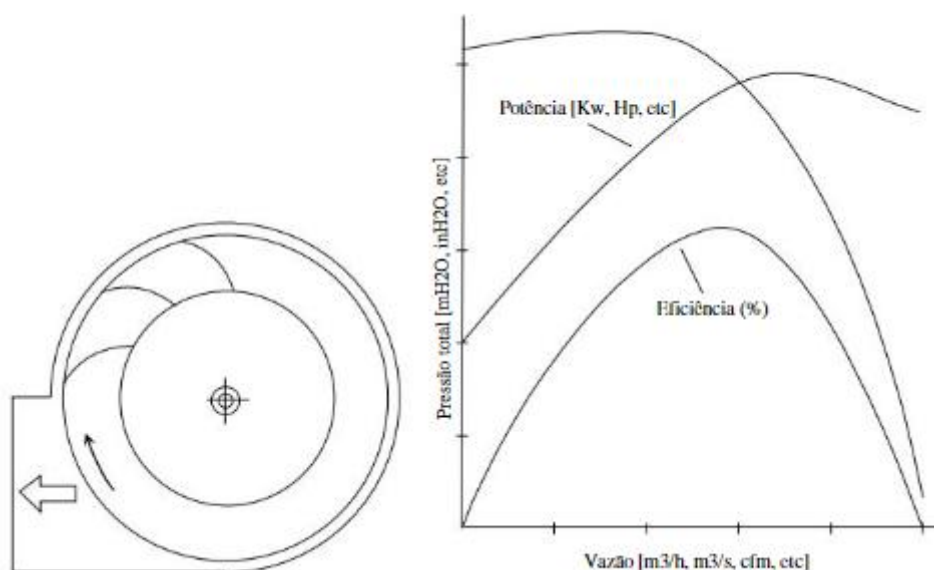


Fonte: Bleier (1997)

2.5.5 Pás curvadas para trás

Após os ventiladores com rotor de pás em perfil de asa, Ale (2011) apresenta os de pás curvadas para trás como o tipo de rotor mais eficiente, além de produzir menor ruído. É um ventilador que possui um custo elevado e não é apropriado para movimentar gases com particulados sólidos, tendo em vista que as pás podem desgastar-se facilmente. São mais utilizados em sistemas de aquecimento, ventilação, ar condicionado e ar limpo, podendo possuir entre 10 e 16 pás. A figura 21 apresenta o esboço desse tipo de rotor, bem como a projeção das curvas características deste sistema.

Figura 21 – Ventilador centrífugo de rotor com pás curvadas para trás



Fonte: Ale (2011)

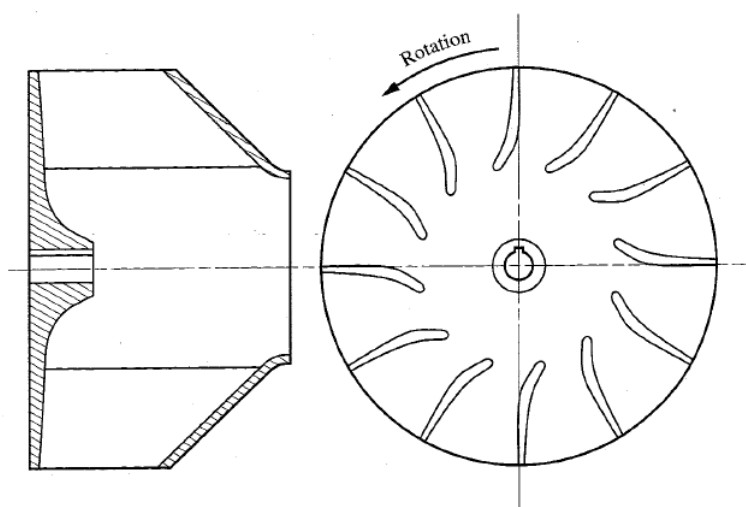
2.5.6 Pás inclinadas para trás

São muito similares aos de pás curvadas para trás, porém Bleier (1997) acrescenta que esses rotores apresentam um custo de construção menor e podem tolerar temperaturas mais elevadas além de gases levemente carregados de poeira.

2.5.7 Pás de pontas radiais

É um tipo de rotor que permite o transporte de material granular, segundo Bleier (1997), além de trabalharem a alta pressão e grandes vazões, conforme menciona Macintyre (1990). Bleier (1997) apresenta ainda que o resultado do trabalho com altas pressões e grandes vazões é proveniente de quanto maior forem as áreas de entrada e saída, além do espaço para trabalho do fluido maior e maior número de pás no rotor, possibilitando uma melhor orientação do fluxo de ar. A figura 22 demonstra o esboço do referido rotor, de acordo com o seu sentido de rotação (*rotation*).

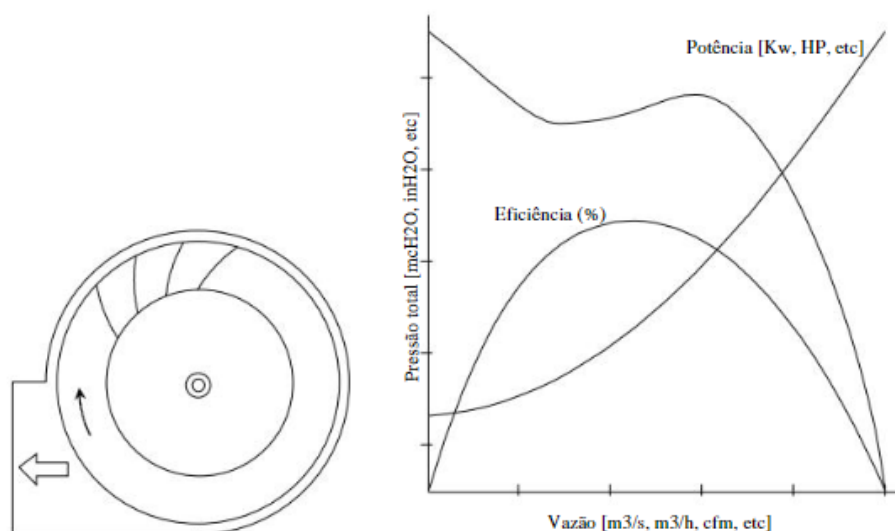
Figura 22 – Esboço de rotor com pás de pontas radiais



Fonte: Bleier (1997)

2.5.8 Pás curvadas para frente

Figura 23 – Ventilador centrífugo de rotor com pás curvadas para frente



Fonte: Ale (2011)

Esse tipo de rotor também é destinado para trabalhar com gases isentos de particulados sólidos, conforme sugere Ale (2011). São de rendimento inferior aos de pás voltadas para trás, porém são de construção leve e baixo custo, sendo utilizado em sistemas de aquecimento, ventilação, ar condicionado, fornalhas domésticas e centrais de ar condicionado. Possuem de 24 a 64 pás, vazões entre 10 e 2000 metros cúbicos por minuto e pressões típicas entre 10 e

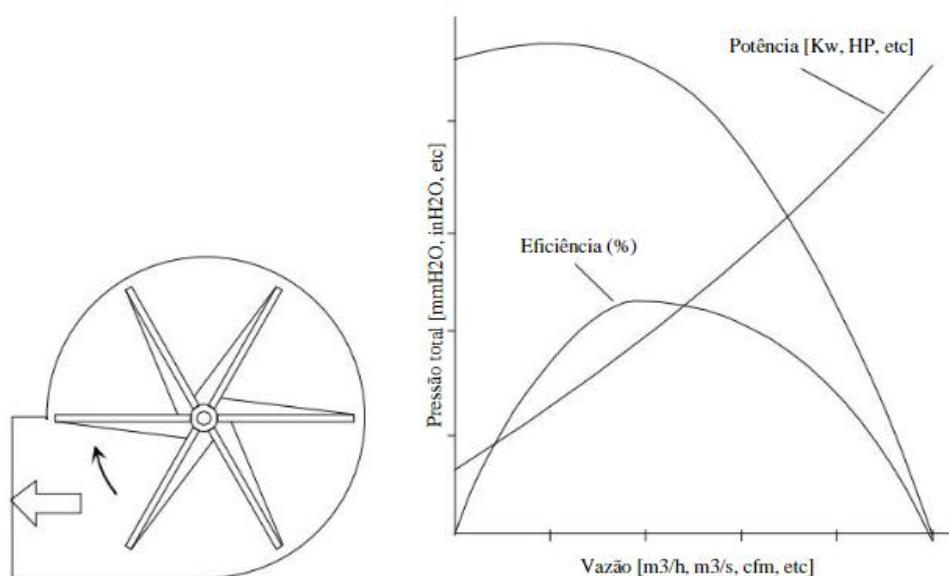
125 mmCA, ainda que sendo instáveis em faixas de baixas vazões. A figura 23 apresentada, esboça as curvas estimadas para este tipo de rotor, bem como o sentido de rotação em função de suas pás.

Bleier (1997) reforça que esse tipo de rotor é mais compacto, permitindo o trabalho em baixas velocidades, resultando na facilidade para balanceamento, além de baixo custo, principalmente em tamanhos menores. No entanto, em comparação aos modelos já apresentados, não possui eficiência tão alta, nem curva de pressão estática estável.

2.5.9 Pás radiais

É um tipo de ventilador robusto e permite grandes variações de vazão e potência em função da pressão, além de grande pressão dinâmica. Ale (2011) apresenta que é um ventilador de baixa eficiência devido ao ângulo de saída, com alta velocidade de saída, menor grau de reação e alta dissipação viscosa nas pás e difusor. É um tipo comum e de baixo custo, apropriado para movimentação de grandes cargas, podendo operar a altas temperaturas e desenvolvendo pressões de até 500 mmCA. A capacidade de aspirar ou insuflar materiais com particulados sólidos são um grande benefício, sendo aplicados para o transporte de materiais em plantas industriais, tiragem local, torres de resfriamento, suprimento e descarga de ar.

Figura 24 – Ventilador centrífugo de rotor com pás radiais

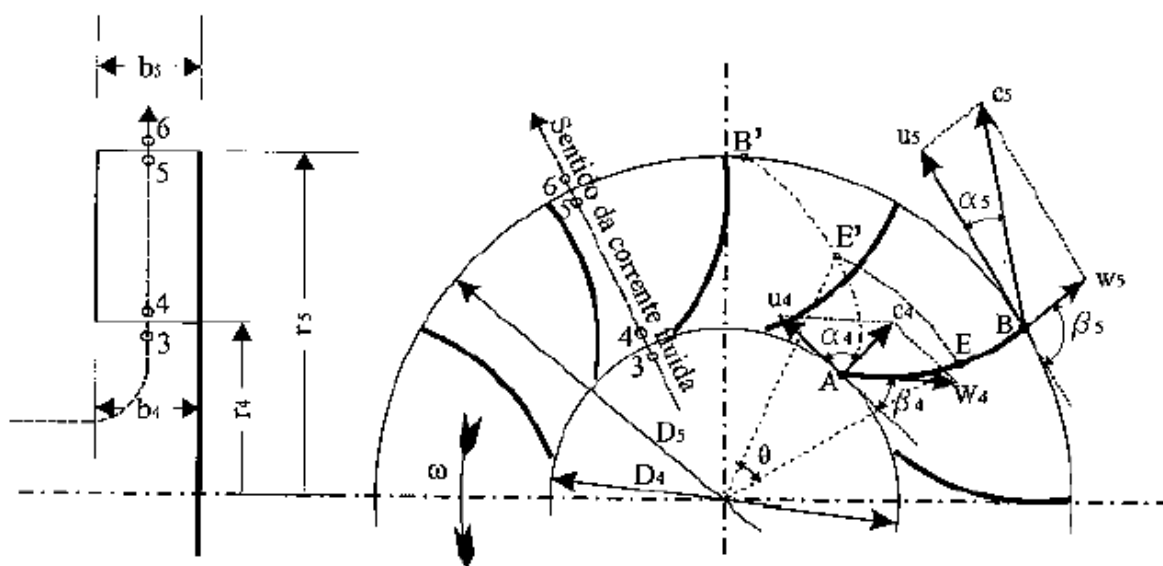


Fonte: Ale (2011)

2.5.10 Triângulo de velocidades

Henn (2006) apresenta que a forma da pá do rotor de uma máquina de fluxo é caracterizada pelos ângulos de entrada e saída. Estes ângulos influem na construção dos triângulos de velocidade, tendo íntima vinculação com a quantidade de energia intercambiada entre fluido e rotor. A figura 25 esboça as características resultantes do escoamento de um fluido que ocorrem em virtude do trabalho realizado por uma máquina de fluxo geradora.

Figura 25 – Escoamento através do rotor de um ventilador centrífugo



Fonte: Henn (2006)

Onde, em um ponto qualquer do rotor, denomina-se:

$\vec{u}$ = Velocidade tangencial

$\vec{c}$ = Velocidade absoluta da corrente fluida

$\vec{w}$ = Velocidade relativa da corrente fluida

α = Ângulo entre a velocidade tangencial e a velocidade absoluta da corrente fluida

β = Ângulo entre a velocidade relativa da corrente fluida e a velocidade tangencial

Aos vetores e suas correspondentes, é possível atribuir os seguintes índices:

Ponto 3 = Um ponto na corrente de entrada não perturbada, situado imediatamente antes da entrada (*inlet*) do rotor;

Ponto 4 = Um ponto situado imediatamente depois da entrada do rotor, logo, no espaço entre as pás giratórias;

Ponto 5 = Um ponto situado imediatamente antes da saída (*outlet*) do rotor, logo, ainda no espaço entre as pás giratórias;

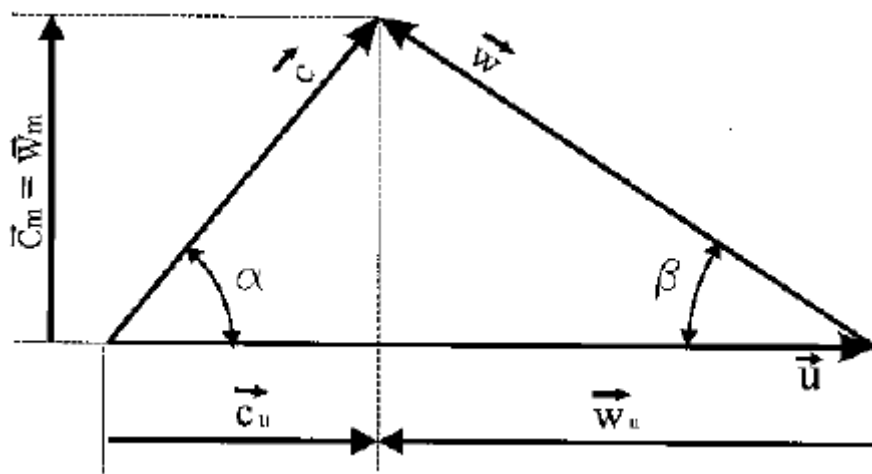
Ponto 6 = Um ponto na corrente de saída não perturbada, situado imediatamente após a saída do canal móvel.

Por meio dos produtos vetoriais, o autor chega à equação que rege a construção do triângulo de velocidades, apresentado pela fórmula 11.

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (11)$$

A figura 26 apresenta um modelo de triângulo de velocidades genérico, levando em conta os fatores abordados, destacando as componentes de velocidade absoluta $\vec{c}$, da corrente fluida, a componente na direção da velocidade tangencial $\vec{c}_u$ e a componente medida em um plano meridiano, perpendicularmente à direção da velocidade tangencial, conhecida como $\vec{c}_m$.

Figura 26 – Triângulo de velocidades genérico



Fonte: Henn (2006)

Para as máquinas de fluxo geradoras radiais, como os ventiladores centrífugos, o valor do ângulo alfa no ponto de entrada (α_4) igual a 90° é a alternativa mais usual e de menor custo, pois corresponde à inexistência de um sistema diretor na entrada da máquina. O fluido penetra no rotor sem a componente de giro da velocidade absoluta e a equação torna-se simplificada, concluindo-se que a energia teoricamente fornecida pelo rotor ao fluido aumenta em decorrência do desaparecimento de um termo subtrativo da equação. Outra vantagem é

que a velocidade absoluta será mínima para uma vazão determinada, diminuindo a depressão na entrada do rotor.

Em contrapartida, um ângulo α_4 menor que 90° apresenta grandes desvantagens, pois, a presença de um sistema diretor, antecedendo o rotor, além de encarecer os custos de fabricação, conduziria à diminuição da energia teórica fornecida pelo rotor e a perdas adicionais na passagem do fluido através das pás diretrizes.

Um ângulo α_4 maior que 90° , apesar de parecer vantajoso, não corresponde a sua teoria, pois não ocorre o aumento da energia cedida pelo rotor do fluido, pois acarretaria em perda nas pás diretrizes e um alto estrangulamento provocado na entrada do rotor.

2.5.11 Dados de projeto

Para cálculo do rotor de uma máquina de fluxo geradora, como um ventilador centrífugo, Henn (2006) apresenta a necessidade de se conhecer as seguintes variáveis: vazão necessária, fornecida em m^3/s ; trabalho ou salto energético específico a ser fornecido ao fluido indicado em J/kg e apresentado conforme a equação 12; e por último a velocidade de rotação da máquina de fluxo, em rps ou rpm.

O salto energético, conforme Henn (2006), pode ser representado conforme a equação 12.

$$Y = \frac{\Delta Pt}{\rho_{ar}} \quad (12)$$

Onde:

Y = Salto energético (J/kg)

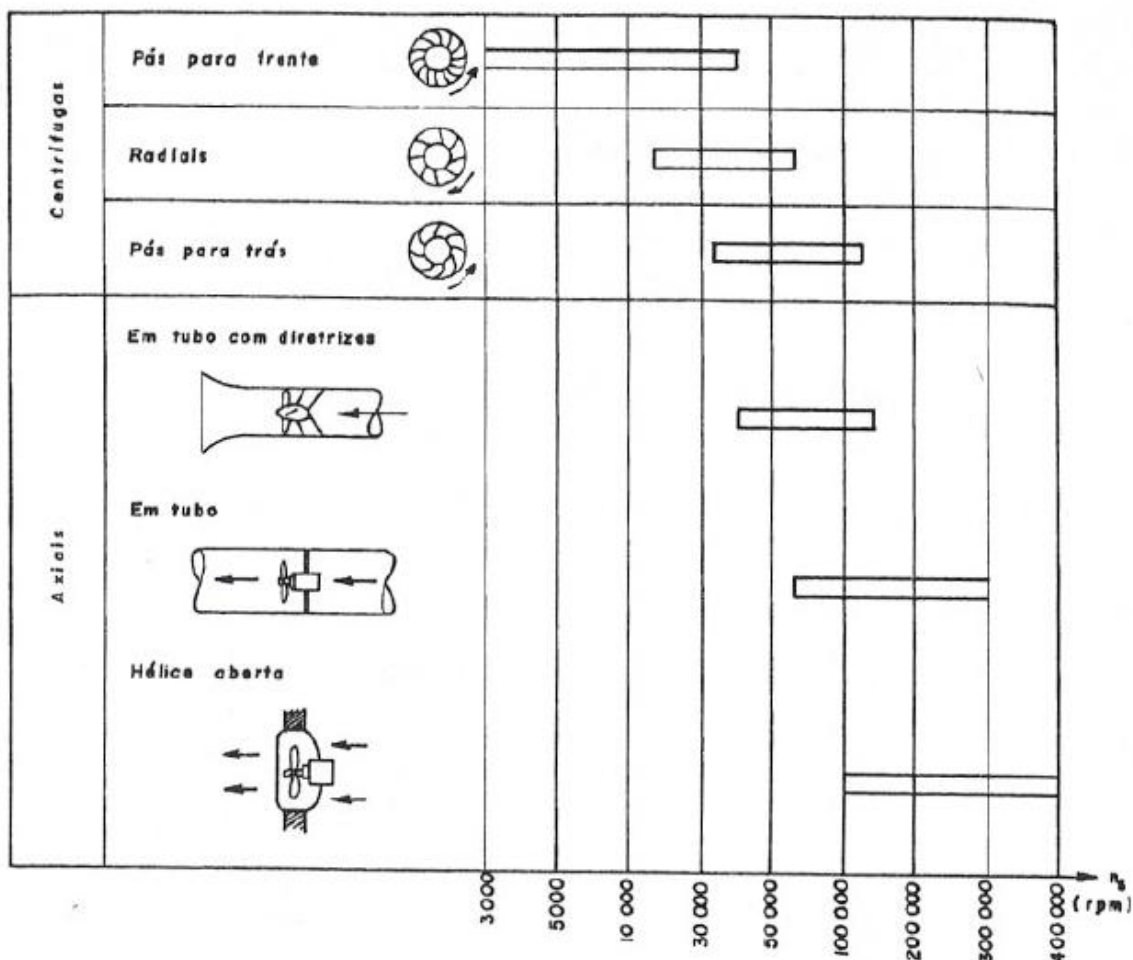
ΔPt = Perda de carga total (Pa)

ρ_{ar} = Massa específica do ar (kg/m^3)

2.5.12 Definição do tipo de rotor

Para o rotor a ser selecionado, Macintyre (1990) disponibilizou a partir de seus estudos uma tabela com as velocidades específicas dos rotores para os mais diversos tipos de ventiladores, podendo ser observada no gráfico 3 e calculada conforme a equação 13.

Gráfico 3 – Velocidades específicas para os diversos tipos de ventiladores.



Fonte: Macintyre (1990)

$$n_s = 16,6 \times \frac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{\Delta P t^3}} \quad (13)$$

Onde:

n_s = Velocidade de rotação específica (rpm)

n = Rotação do motor (rpm)

Q = Vazão (l/s)

$\Delta P t$ = Perda de carga total (mmCA)

A velocidade de rotação específica, ou coeficiente de forma do rotor, é apresentada por Henn (2006) conforme a equação 14. Ela representa um índice adimensional, que se

mantêm constante para máquinas de fluxo semelhantes, independente do sistema de unidades usado para os cálculos.

$$n_{qa} = 10^3 \times n \times \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{Y^3}} \quad (14)$$

Onde:

n_{qa} = Coeficiente de forma do rotor (adimensional)

n = Rotação do motor (rps)

Q = Vazão (m³/s)

Y = Salto energético (J/kg)

É possível então, definir a velocidade de rotação específica como a velocidade de rotação de uma máquina de fluxo geometricamente semelhante à considerada, mas dimensionada para uma altura manométrica de 1 J/kg e vazão de 1 m³/s.

As faixas encontradas são dispostas conforme apresenta a tabela 8 a seguir:

Tabela 8 – Valores de n_{qa} indicados para diferentes tipos de máquinas de fluido.

Para compressor de deslocamento positivo	$n_{qa} < 20$
Para ventilador e turbocompressor centrífugo	$n_{qa} = 20 \text{ a } 330$
Para ventilador e turbocompressor axial	$n_{qa} = 330 \text{ a } 1800$

Fonte: Henn (2006)

Tendo conhecimento da velocidade de rotação específica adimensional, Henn (2006), disponibiliza a equação 15 para expressar a velocidade de rotação específica em rpm.

$$n_s = \frac{n \times \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{\Delta Pt^3}} = 151,139 \times n_{qa} \quad (15)$$

Onde:

n_s = Velocidade de rotação específica (rpm)

n = Rotação do motor (rpm)

Q = Vazão (ft³/min)

ΔPt = Perda de carga total (inH₂O)

2.5.13 Estimativa de rendimentos

Embora os valores dos rendimentos possam variar dentro de uma faixa muito ampla de valores, dependendo das dimensões das máquinas, Henn (2006), apresentou algumas sugestões como orientação inicial de cálculo, chegando ao rendimento total, conforme apresenta a equação 16.

$$\eta_t = \eta_h \times \eta_v \times \eta_a \times \eta_m \quad (16)$$

Onde:

η_t = Rendimento total

η_h = Rendimento hidráulico

η_v = Rendimento volumétrico

η_a = Rendimento de atrito de disco

η_m = Rendimento mecânico

O rendimento hidráulico para ventiladores de saída radial é apresentado no valor de 0,70, enquanto nos de pás curvadas para trás chega a atingir 0,85. O rendimento volumétrico varia de acordo com a relação entre os diâmetros de entrada sobre o de saída, desde 0,70 para uma relação de $D_4/D_5 = 0,3$, até um valor de 0,95 para uma relação de $D_4/D_5 = 0,95$. O rendimento de atrito de disco nos ventiladores costuma ficar compreendido entre 0,98 e 0,99. Já o rendimento mecânico, para ventiladores até 100 CV, pode ser definido conforme a equação 17.

$$\eta_m = 0,1 \times \log P_e + 0,75 \quad (17)$$

Onde:

P_e = Potência no eixo do ventilador (CV)

O rendimento mecânico sofre diminuição no caso de transmissão por polias e correias em valores que variam de 5 a 10% da potência transmitida, respectivamente, nas correias trapezoidais ou planas de elastômero com tela e nas de couro.

2.5.14 Cálculo da potência no eixo

A potência no eixo ou potência de acionamento pode ser calculada conforme a seguinte expressão:

$$P_e = \frac{\rho_{ar} \times Q \times H}{\eta_t} \quad (18)$$

Onde:

P_e = Potência no eixo do ventilador (W)

ρ_{ar} = Massa específica do ar (kg/m³)

Q = Vazão (m³/s)

Y = Salto energético (J/kg)

η_t = Rendimento total

2.5.15 Cálculo do diâmetro do eixo

Com base no momento de flexão, Henn (2006) aproximou as seguintes relações para determinar o diâmetro do eixo de ventiladores.

Tabela 9 – Relações para determinar o diâmetro do eixo

Para $D_5 < 400$ mm	$d_e = 0,09 \times D_5$
Para $D_5 = 400$ a 600 mm	$d_e = 0,08 \times D_5$
Para $D_5 > 600$ mm	$d_e = 0,067 \times D_5$

Fonte: Henn (2006)

Onde:

D_5 = Diâmetro de saída do rotor (cm)

d_e = Diâmetro do eixo (cm)

Uma vez projetado o rotor, deve-se proceder aos cálculos de esforços reais, levando em consideração a torção e flexão, cálculo de flecha máxima e determinação de velocidade crítica.

2.5.16 Fixação do diâmetro no cubo

O diâmetro do cubo pode ser adotado com um valor de 10 a 30 mm maior que o diâmetro do eixo, no caso de fixação por chaveta.

2.5.17 Cálculo da velocidade na boca de admissão

O cálculo estimado da velocidade na boca de admissão, ou sucção, é expresso pela equação 19.

$$c_a = k_{ca} \times \sqrt{2 \times Y} \quad (19)$$

Onde:

c_a = Velocidade na boca de admissão (m/s)

k_{ca} = Coeficiente de velocidade na boca de sucção (adimensional)

Y = Salto energético (J/kg)

O coeficiente de velocidade na boca de sucção para ventiladores por ser calculado conforme a equação 20.

$$k_{ca} = 0,082 \times n_{qa}^{1/3} \quad (20)$$

Para ventiladores, a velocidade na boca de admissão está compreendida na faixa de 5 a 30 m/s ou mais.

2.5.18 Determinação do diâmetro da boca de sucção

Para determinar o diâmetro da boca de sucção, é apresentada a seguinte equação:

$$D_a = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times \eta_v \times c_a}} \quad (21)$$

Onde:

D_a = Diâmetro da boca de sucção (m)

2.5.19 Fixação do ângulo de saída das pás do rotor

Conforme apresentado no triângulo de velocidades genérico e com base nos experimentos abordados, o valor do ângulo de saída das pás do rotor deve estar fixado entre 12 e 30° para ventiladores de alta pressão, alto rendimento e carga limitada e de 45 a 90° para ventiladores de média e alta pressão do tipo industrial.

2.5.20 Cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor

Para o cálculo provisório do diâmetro de saída do rotor, estima-se inicialmente o valor do coeficiente de pressão, indicado na equação 22.

$$\psi = \left(\frac{763}{850 - 1,9 \times \beta_5} \right)^2 \quad (22)$$

Onde:

ψ = Coeficiente de pressão (adimensional)

β_5 = Ângulo de saída das pás do rotor (°)

Assim, conseguimos determinar a velocidade tangencial de saída do rotor, representada pela equação 23.

$$u_5 = \sqrt{\frac{2 \times Y}{\psi}} \quad (23)$$

Onde:

u_5 = Velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor (m/s)

Ainda determinamos o diâmetro de saída necessário para o rotor, conforme a equação seguinte.

$$D_5 = \frac{u_5}{\pi \times n} \quad (24)$$

Onde:

D_5 = Diâmetro de saída do rotor (m)

n = Rotação do motor (rps)

2.5.20 Cálculo do diâmetro de entrada do rotor

Com base nos critérios empírico-estatísticos englobados pelo autor, é recomendada a utilização da equação 25, para valores de $\beta_5 \leq 100^\circ$.

$$\frac{D_4}{D_5} \geq 1,194 \times \phi^{1/3} \quad (25)$$

Onde:

D_4 = Diâmetro de entrada do rotor (m)

ϕ = Coeficiente de vazão (adimensional)

Onde o coeficiente de vazão pode ser definido conforme a equação 26.

$$\phi = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_5^2 \times u_5} \quad (26)$$

Assim conhecida a relação entre os diâmetros, é possível determinar o diâmetro de entrada do rotor conforme a equação a seguir.

$$D_4 = \frac{D_4}{D_5} \times D_5 \quad (27)$$

2.5.21 Cálculo da largura na entrada do rotor

Levando em consideração as perdas por fuga, chega-se a equação 28 para determinação da largura de entrada do rotor.

$$b_4 = \frac{Q}{\pi \times \eta_v \times D_4 \times c_{m3}} \quad (28)$$

Onde:

b_4 = Largura na entrada do rotor (m)

c_{m3} = Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor (m/s)

Para ventiladores, a fórmula apresentada para cálculo da componente meridiana é descrita na equação 29.

$$c_{m3} = 0,5 \times \left(\frac{300}{n_{qa}} \right)^{1/6} \times c_a \quad (29)$$

2.5.22 Cálculo provisório do ângulo de inclinação das pás na entrada

Para as máquinas de fluxo geradoras radiais, a utilização mais viável é com o formato em que o ângulo de entrada seja considerado $\alpha_4 = \alpha_3 = 90^\circ$, sendo possível como consequência determinar a seguinte equação:

$$\beta_4 = \arctg \frac{c_4}{u_4} \quad (30)$$

Onde:

β_4 = Ângulo de inclinação das pás de entrada ($^\circ$)

c_4 = Velocidade de entrada radial (m/s)

u_4 = Velocidade tangencial de um ponto na entrada do rotor (m/s)

Para o cálculo da velocidade absoluta do fluido à entrada do rotor, já dentro dos canais formas pelas pás, deve-se estimar o fator de estrangulamento para a entrada do rotor, estando na faixa de 0,9 a 0,95 para ventiladores. Logo, para a entrada radial calcula-se conforme a equação 31.

$$c_4 = c_{m4} = \frac{c_{m3}}{f_{e4}} \quad (31)$$

Onde:

c_{m4} = Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada radial do rotor (m/s)

f_{e4} = Fator de estrangulamento (adimensional)

Assim, a equação 32 permite encontrar a velocidade tangencial para a entrada do rotor.

$$u_4 = \pi \times D_4 \times n \quad (32)$$

Onde:

u_4 = Velocidade tangencial na entrada do rotor (m/s)

n = Rotação do motor (rps)

2.5.23 Cálculo do número de pás do rotor

O número de pás do rotor é apresentado conforme a equação 33, devendo ser arredondado para o número inteiro mais próximo.

$$N = 10 \times \sqrt{\frac{1 + D_4/D_5}{1 - D_4/D_5}} \quad (33)$$

Onde:

N = Número de pás do rotor

D_4 = Diâmetro de entrada do rotor (mm)

D_5 = Diâmetro de saída do rotor (mm)

2.5.24 Fixação da velocidade meridiana de saída

Para os ventiladores de baixa e média pressões, considera-se que $b_5 = b_4$, permitindo definir a velocidade meridiana de saída. Enquanto para os ventiladores de alta pressão, costuma-se adotar a relação $c_{m5} = c_{m3}$.

2.5.25 Cálculo provisório da largura na saída do rotor

Conforme apresentado na relação anterior, determina-se a largura de saída do rotor, conforme a equação 34.

$$b_5 = \frac{Q}{\pi \times \eta_v \times D_5 \times c_{m5}} \quad (34)$$

Onde:

b_5 = Largura na saída do rotor (m)

c_{m5} = Componente meridiana da velocidade absoluta de um ponto imediatamente antes da saída do rotor, entre pás (m/s)

2.5.26 Fixação da espessura das pás

Para fixação da espessura das pás, critérios de resistência dos materiais, rigidez estrutural e processos de fabricação devem ser levados em conta, no entanto, o autor disponibiliza da seguinte fórmula empírica para uma primeira orientação:

$$e = (0,09 \text{ a } 0,22) \times \sqrt{D_5} \quad (35)$$

Onde:

e = Espessura das pás (mm)

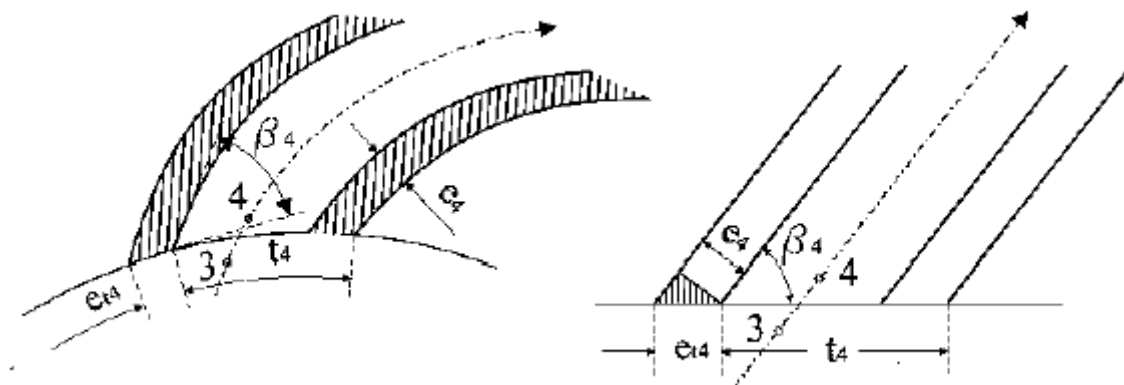
D_5 = Diâmetro de saída do rotor (mm)

Sendo que os valores mais baixos correspondem a uma relação de $b_5/D_5 = 0,03$ e os mais elevados correspondem a $b_5/D_5 = 0,3$.

2.5.27 Correção do ângulo das pás na entrada do rotor

Considerando a espessura das pás, a seção transversal disponível é reduzida com relação à condição existente fora do espaço ocupado pelas pás do rotor. Isto não implica em variação de energia, pois a componente de velocidade absoluta permanece invariável, no entanto a componente meridiana está vinculada a vazão e sofre influência da espessura das pás. A figura 27 representa a projeção do rotor sobre um plano perpendicular ao eixo e seu desenvolvimento retilíneo

Figura 27 – Representação da região de entrada do rotor na forma radial e retilínea



Fonte: Henn (2006)

Assim, o autor baseia-se em um ponto imediatamente antes da entrada e em um ponto imediatamente após a saída para descrever a equação 36.

$$Q = \pi \times D_4 \times b_4 \times c_{m3} = (t_4 - e_{t4}) \times b_4 \times N \times c_{m4} \quad (36)$$

Onde:

Q = Vazão (m³/s)

D_4 = Diâmetro de entrada do rotor (m)

b_4 = Largura de entrada do rotor (m)

t_4 = Passo na entrada do rotor (m)

e_{t4} = Espessura das pás na entrada do rotor (m)

N = Número de pás

C_{m3} = Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor (m/s)

C_{m4} = Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada radial do rotor (m/s)

Assim, a espessura tangencial das pás na entrada do rotor pode ser calculada conforme a equação 37.

$$e_{t4} = \frac{e}{\sin\beta_4} \quad (37)$$

Onde:

e = Espessura da pá (m)

Ainda é possível determinar o passo na entrada do rotor, conforme a seguinte expressão:

$$t_4 = \frac{\pi \times D_4}{N} \quad (38)$$

Logo, com as devidas correções, é possível fazer a comprovação do valor do fator de estrangulamento para a entrada do rotor, inicialmente estimado pela equação 39.

$$f_{e4} = \frac{t_4 - e_{t4}}{t_4} \quad (39)$$

Assim, calculam-se os novos valores para c_4 e para o ângulo de entrada β_4 , de acordo com os procedimentos adotados nas equações já apresentadas.

2.5.28 Cálculo do salto energético do peso específico ideal

Inicialmente se calcula o valor do trabalho específico fornecido pelo rotor com um número finito de pás, conforme a equação 40.

$$Y_{pá} = \frac{Y}{\eta_h} \quad (40)$$

Onde:

$Y_{pá} =$ Trabalho específico fornecido pelo número finito de pás (J/kg)

Na sequência calcula-se o salto energético específico fornecido pelo rotor suposto com um número infinito de pás, conforme segue a equação 41.

$$Y_{pá\infty} = \frac{Y_{pá}}{\mu} \quad (41)$$

Onde:

$Y_{pá\infty} =$ Trabalho específico fornecido pelo número infinito de pás (J/kg)

$\mu =$ Fator de deficiência de potência (adimensional)

O fator de deficiência de potência pode ser determinado conforme o cálculo apresentado na equação 42.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{D_5^2 \times b_5}{8 \times S \times N} \times \left(1,5 + 1,1 \times \frac{\beta_5}{90^\circ}\right)} \quad (42)$$

Onde:

$D_5 =$ Diâmetro de saída do rotor (m)

$b_5 =$ Largura de saída do rotor (m)

$S =$ Momento estático da seção meridiana do canal em relação ao eixo (m³)

Para rotores radiais, com discos situados em planos paralelos, a equação do momento estático da seção meridiana do canal em relação ao eixo toma a seguinte forma:

$$S = \frac{b_5 \times D_5^2}{8} \times \left[1 - \left(\frac{r_4}{r_5}\right)^2\right] \quad (43)$$

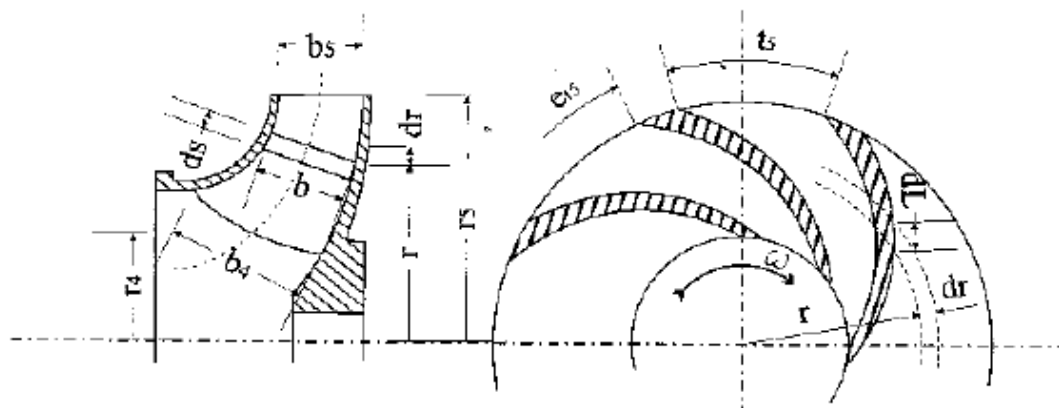
Onde:

$r_4 =$ Raio de entrada do rotor, com relação ao filete médio de corrente (m)

$r_5 =$ Raio de saída do rotor, com relação ao filete médio de corrente (m)

A figura 28 representa um esboço das variáveis mencionadas na forma de cortes longitudinal e transversal de uma máquina de fluxo geradora a fim de facilitar a compreensão do processo.

Figura 28 – Representação esquemática dos cortes longitudinal e transversal do rotor



Fonte: Henn (2006)

2.5.29 Correção da velocidade tangencial na saída do rotor

A equação fundamental simplificada para as máquinas de fluxo geradoras radiais é definida conforme apresentada a seguir:

$$Y_{p\infty} = u_5 \times c_{u5} \quad (44)$$

Onde:

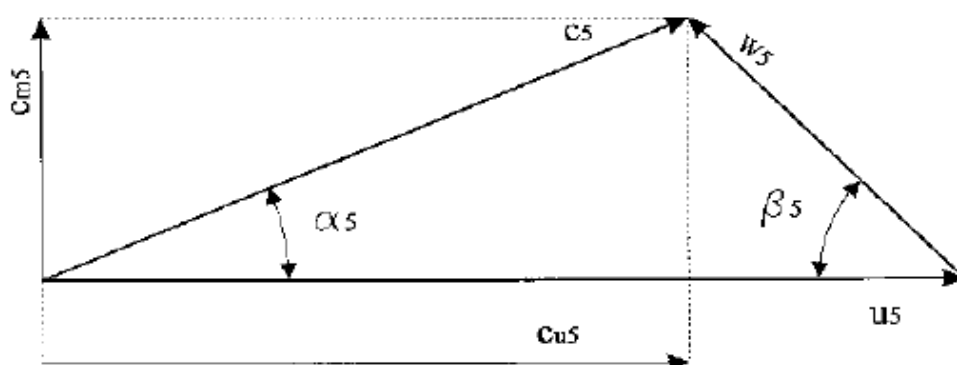
u_5 = Velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor (m/s)

c_{u5} = Componente tangencial de velocidade absoluta do fluido na saída do rotor (m/s)

Pelo triângulo de velocidade, conforme apresenta a figura 29, extrai-se a equação 45.

$$c_{u5} = u_5 - \frac{c_{m5}}{tg\beta_5} \quad (45)$$

Figura 29 – Triângulo de velocidades para a saída do rotor



Fonte: Henn (2006)

Assim, substituindo-se a equação 44 na equação 45 e resolvendo-se, é possível encontrar a equação apresentada em 46.

$$u_5 = \frac{c_{m5}}{2 \times \tan \beta_5} + \sqrt{\left(\frac{c_{m5}}{2 \times \tan \beta_5}\right)^2 + Y_{p\infty}} \quad (46)$$

2.5.30 Cálculo definitivo do diâmetro e da largura de saída do rotor

Com o valor corrigido da velocidade tangencial na saída do rotor, é possível calcular o valor definitivo do diâmetro de saída do rotor e conseqüentemente a largura de saída.

2.5.31 Triângulo de velocidades na saída do rotor

Com os elementos conhecidos, já é possível calcular os demais valores das velocidades componentes do triângulo para um ponto logo após a saída dos canais formados pelas pás do rotor.

A equação 47 calcula a componente meridiana da velocidade absoluta de saída, levando em conta o aumento da seção de passagem da corrente fluida em decorrência do desaparecimento das pás.

$$c_{m6} = f_{e5} \times c_{m5} \quad (47)$$

Onde:

c_{m6} = Componente meridiana da velocidade absoluta para um ponto imediatamente após a saída do rotor (m/s)

f_{e5} = Fator de estrangulamento para a saída do rotor (adimensional)

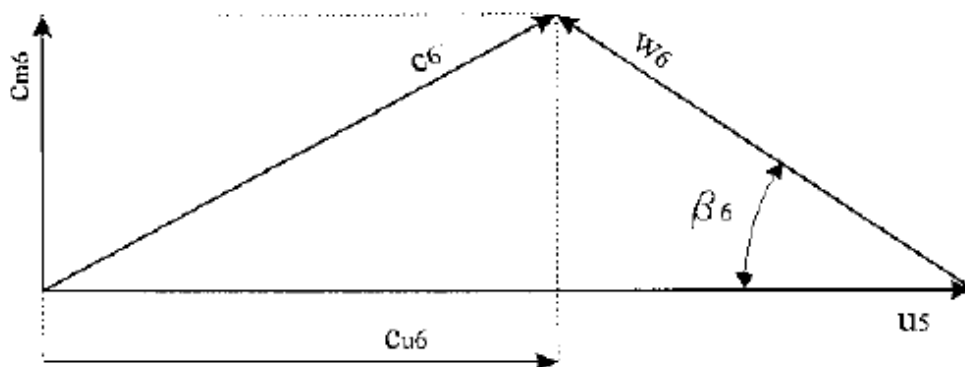
c_{m5} = Componente meridiana da velocidade absoluta de um ponto imediatamente antes da saída do rotor, entre pás (m/s)

Enquanto isso, a componente tangencial da velocidade absoluta para um ponto imediatamente após a saída do rotor deve levar em consideração o fato de deficiência de potência, apresentando a seguinte equação:

$$\mu = \frac{Y_{p\acute{a}}}{Y_{p\acute{\infty}}} = \frac{u_5 \times c_{u6}}{u_5 \times c_{u5}} = \frac{c_{u6}}{c_{u5}} \therefore c_{u6} = \mu \times c_{u5} \quad (48)$$

Possibilitando-se assim o traçado do triângulo de velocidades nos pontos de saída, conforme a figura 30.

Figura 30 – Triângulo de saída do rotor radial de número finito de pás de espessura finita

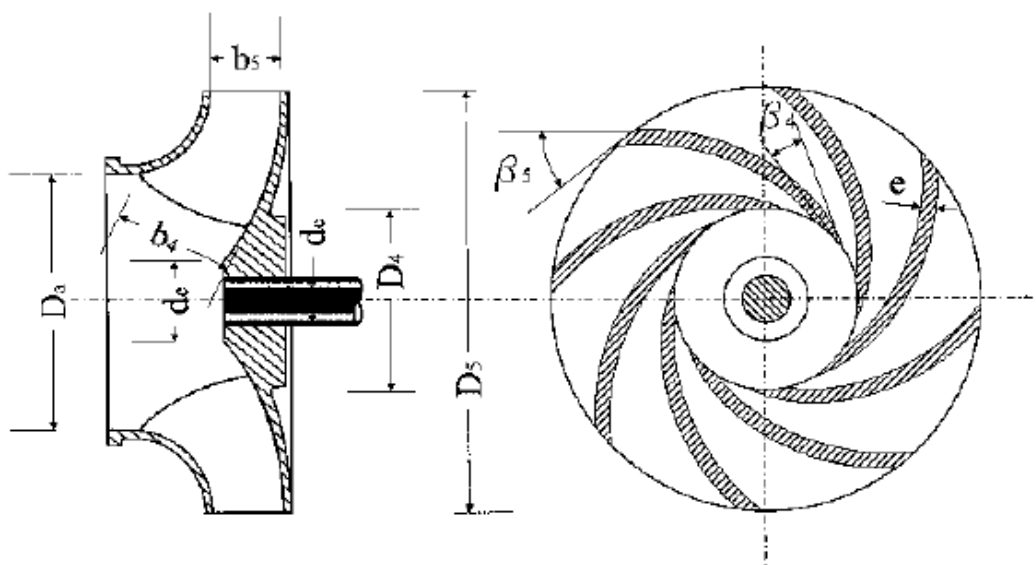


Fonte: Henn (2006)

2.5.32 Construção do rotor

Com o conhecimento das dimensões básicas do rotor, obtidas nos itens apresentados e do método de traçado das pás, é possível construir o esboço do rotor, conforme ilustra a figura 31, representando as grandezas principais por meio de projeções longitudinal e transversal.

Figura 31 – Representação longitudinal e transversal de rotor radial



Fonte: Henn (2006)

2.5.33 Leis de semelhança

A partir do conhecimento das condições com as quais um ventilador se encontra funcionando, segundo Macintyre (1990), é possível aplicar as chamadas leis de semelhança. Elas aplicam por meio de um modelo reduzido os princípios de semelhança geométrica, cinemática e dinâmica, estabelecendo grandezas correspondentes a de um protótipo elaborado, que, por suas dimensões não poderia, inicialmente ser ensaiado em laboratório. Assim, as equações 49, 50 e 51 representam respectivamente os parâmetros proporcionais para uma nova vazão, nova perda de carga total a ser vencida e nova potência no eixo do ventilador requerida em função da rotação do motor.

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n} \quad (49)$$

Onde:

Q = Vazão (m³/s)

Q' = Vazão semelhante (m³/s)

n = Rotação do motor (rpm)

n' = Rotação do motor semelhante (rpm)

$$\frac{\Delta Pt'}{\Delta Pt} = \frac{n'^2}{n^2} \quad (50)$$

Onde:

ΔPt = Perda de carga total (mmCA)

$\Delta Pt'$ = Perda de carga total semelhante (mmCA)

$$\frac{Pe'}{Pe} = \frac{n'^3}{n^3} \quad (51)$$

Onde:

Pe = Potência no eixo do ventilador (CV)

Pe' = Potência no eixo do ventilador semelhante (CV)

3 METODOLOGIA

A revisão bibliográfica é o pilar principal para elaboração deste projeto. As informações contidas na literatura são frutos de anos de experimentos com base em dados coletados por cientistas, fornecedores e colaboradores interessados pelo assunto.

Para determinar os dados operacionais em uma condição real, faz-se o contato a uma fabricante de fécula de mandioca para coletar os dados físicos do produto almejado, além de instruir um *layout* para trabalho, tendo em vista que não existe um modelo padrão de instalação de fábricas.

A aplicação dos dados coletados junto ao sugerido pelas referências bibliográficas ocorre de forma com que as informações se interliguem e possam confirmar a possibilidade de se aplicar o ventilador centrífugo dimensionado, além de servir como um guia para aplicações com parâmetros alternativos, para capacidades diferentes do proposto.

Os parâmetros encontrados do ventilador permitem a definição das curvas características do sistema, bem como a elaboração de desenhos dos triângulos de velocidade e do esboço do rotor em software de CAD, possibilitando a compreensão de forma clara e objetiva dos dados apresentados. Por fim, são comparadas as características apresentadas pelo ventilador com os dados requisitados pelo transporte pneumático, a fim de averiguar a compatibilidade e o correto funcionamento do sistema.

3.1 MATERIAIS UTILIZADOS

- Livros apresentados no referencial teórico.
- Norma AMCA 99-2404-03.
- Relatório laboratorial das propriedades físicas e químicas de uma amostra de fécula de mandioca.
- Resolução CNNPA N° 12, de 24 de Julho de 1978.
- Resolução de diretoria colegiada – RDC N° 263, de 22 de Setembro de 2005.
- Software AutoCAD® 2014.
- Software Microsoft Office Excel® 2007.
- Software Solidworks® 2015.
- Tabela de propriedades de vários gases ideais a 25°C e 100 kPa.

3.2 MÉTODOS

O primeiro passo ocorre com a determinação dos parâmetros do produto a ser coletado, obtido por meio de análises laboratoriais, devendo estar de acordo com as resoluções apresentadas por meio de órgãos fiscalizadores. Junto a isso deve ser estipulado um *layout* para o ambiente fabril, possibilitando determinar características fundamentais do sistema como taxa de transporte, velocidade de transporte, diâmetro da tubulação, vazão de ar, relação em massa de produto por massa de ar, perda de carga total e potência requerida pelo ventilador, obtidos com base no referencial teórico apresentado. Os dados do transportador devem ser conferidos por meio das tabelas e relações abordadas na literatura a fim de classificá-lo conforme suas características de trabalho.

Para movimentação do fluido, há a necessidade de aplicar uma máquina de fluxo geradora que deve ser devidamente definida para atuar dentro dos parâmetros requisitados para que o transporte pneumático ocorra. Com isso, recorre-se aos referenciais bibliográficos apresentados para averiguar os campos de aplicação de cada máquina, conferindo se a mesma atende a demanda estipulada.

Conferidos os parâmetros iniciais, parte-se ao dimensionamento do ventilador, abordando inicialmente a estimativa de rendimentos e os cálculos de potência requeridos no eixo, onde, para o rendimento mecânico, deve-se levar em conta o arranjo de acionamento do ventilador centrífugo, abordado conforme um dos modelos apresentados na norma AMCA 99-2404-03. Posteriormente, é necessário definir os parâmetros que influenciam na massa específica do gás que realiza o transporte junto ao produto sólido, sendo estipulado por meio de tabelas termodinâmicas que apresentam as propriedades dos gases. Sequencialmente define-se o tipo do rotor e a disposição construtiva das pás por meio do salto energético a ser vencido, averiguando-se a rotação que deverá ser fornecida ao equipamento. A seguir são determinados os diâmetros de entrada e saída do rotor, a espessura e o número de pás, além dos parâmetros fluidodinâmicos que ocorrem nos pontos imediatamente antes da entrada do rotor, imediatamente após a entrada do rotor, imediatamente antes da saída do rotor e imediatamente após a saída do rotor.

Com os dados obtidos é possível realizar o desenho do rotor dimensionado, além de representar o triângulo de velocidades em cada um dos pontos apresentados. Por fim, deve ser representado as curvas características do ventilador levando em conta a sua aplicação em diferentes condições de vazão, rotação, perda de carga e potência motriz, averiguando se o mesmo atende a demanda exigida pelo sistema de transporte pneumático.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE PROJETO

Para realização deste, foi necessário determinar alguns parâmetros iniciais. Com isso, o referencial teórico foi cautelosamente abordado, a fim de alcançar dados verídicos com base nos estudos realizados acerca do tema. Além disso, foi contatado a uma empresa fabricante de fécula de mandioca da região oeste do estado do Paraná (que optou por não ser identificada devido às normativas de política interna da empresa), cujo qual contribuiu para averiguação de informações pertinentes ao tema fecularia, bem como o fornecimento de parâmetros laboratoriais essenciais para o desenvolvimento do equipamento.

Com isso, chegou-se a informação de que o ventilador dimensionado será necessário para suprir a demanda de uma fecularia com capacidade de processar 200 toneladas de raízes de mandioca por dia. Assim, sabendo que o rendimento médio de quilograma de amido por quilograma de mandioca apresenta um valor de 25%, segundo SUFRAMA (2003), podemos aplicar as condições dentro da equação 1, obtendo, a partir de um período de trabalho de 24 horas diárias, um valor total de 2,0833 toneladas de fécula de mandioca transportada por hora.

4.1.1 Propriedades da fécula

Conforme o estudo da bibliografia de referência, a análise dos grânulos dos materiais sólidos como féculas e amidos apresentam divergências de acordo com a fonte botânica a qual são extraídos. Porém, é natural que, para uma mesma espécie, em condições de umidade similares, a granulometria apresente valores muito próximos.

As tabelas 2 e 3 apresentam valores de experimentos realizados por autores distintos que chegaram a valores muito próximos, onde o primeiro apresenta os diâmetros da fécula de mandioca entre 14,39 μm e 17,1 μm , com um leve percentual de desvio, enquanto o segundo aborda uma granulometria média de 15,7 μm , com uma amostra apresentando umidade de 13,4%. Verificando tamanha proximidade e que os valores estão dentro dos parâmetros de umidade sugeridos pela SUFRAMA (2003), entre 12 e 14%, sugere-se, para fins de cálculos, a utilização de um valor médio como parâmetro, adotando-se assim 15,7 μm . Com essa

informação, seguindo a tabela 1, define-se o produto a ser transportado como pó, pois se encontra dentro de uma faixa de 1 μm e 500 μm

Como parâmetro de densidade, foi recebido do laboratório da empresa contatada que, segundo seus experimentos, o produto final apresenta um valor de densidade aparente (sólidos em suspensão) de 550 kg/m^3 e de 650 kg/m^3 para densidade compactada.

Os parâmetros apresentados até então estão reunidos e apresentados conforme a tabela 10, vista a seguir.

Tabela 10 – Parâmetros de projeto

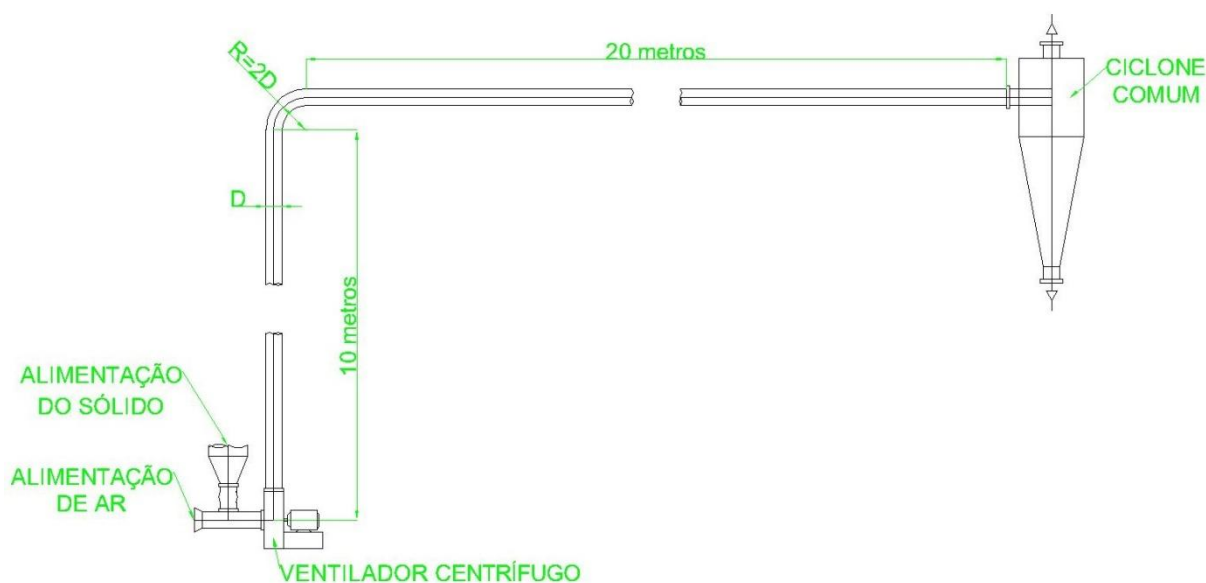
ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Capacidade de processamento de mandioca	cp	200	T/dia
Rendimento da fécula	η_A	25	%
Taxa de transporte	C	2,0833	T/h
Diâmetro da partícula	D_p	0,0157	mm
Densidade aparente da fécula	ρ	0,55	T/ m^3

Fonte: O autor (2018)

4.1.2 Layout da fábrica

A figura 32, apresentada abaixo, representa o *layout* sugerido pela empresa contatada.

Figura 32 – Layout do transporte pneumático da fecularia



Fonte: O autor (2018)

Conforme apresentado, a rede de transporte pneumático possui uma altura de elevação de 10 metros, com comprimento horizontal de 20 metros, destinando o produto até um ciclone comum. A alimentação do pó é feita imediatamente antes da boca de sucção do ventilador centrífugo, bem como a alimentação de ar. O transporte conta ainda com uma curva de raio igual a duas vezes o diâmetro da tubulação.

4.2 CÁLCULOS DO TRANSPORTE PNEUMÁTICO

Com as condições iniciais encontradas, de capacidade de produção de 2,0833 ton/h, densidade de 0,55 ton/m³ e granulometria de 0,0157 mm, é possível dar início aos cálculos básicos do transporte pneumático.

Para determinar a velocidade de transporte, aplica-se os dados de densidade do produto e granulometria na equação 2, obtendo um resultado de 17,78 m/s.

Utilizando a equação 3, com a velocidade encontrada e a taxa de transporte necessária, calcula-se uma tubulação necessária de 259,40 mm de diâmetro. No entanto, a tubulação calculada não é um padrão comercial, logo, sugere-se a aplicação de um tubo padrão, a fim de reduzir os custos de fabricação do transportador.

Analisando a tabela 4, que apresenta os valores de comprimento de curvas equivalente de acordo com o diâmetro de tubulação, foi possível encontrar tubulações de 250 e 300 mm como as mais próximas do valor necessário. Como a velocidade de transporte não pode ser menor do que a apresentada, em virtude da possibilidade de não vencer percorrer todo o trajeto e como consequência se sedimentar nas paredes da tubulação, é selecionada a tubulação de 250 mm para atender a demanda. Com o diâmetro de tubulação definido, retorna-se a equação 3, deixando a velocidade em evidência, encontrando-se assim um novo valor na faixa de 18,46 m/s.

A vazão de ar necessária é encontrada substituindo os valores da velocidade e do diâmetro na equação 4, a qual fica determinada como 0,908 m³/s.

Por fim encontra-se a relação de quilograma de produto por quilograma de ar, conforme a equação 5, inserindo os valores de taxa de transporte e vazão. A relação calculada é de 0,535 kg de sólido por kg de ar, estando dentro do valor máximo permitido.

A tabela 11 apresentada a seguir reúne os dados do transporte pneumático devidamente definidos.

Tabela 11 – Cálculos transporte pneumático

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Diâmetro da tubulação	D	250	mm
Velocidade de transporte	V	18,46	m/s
Vazão de ar	Q	0,908	m ³ /s
Relação produto/ar	X	0,535	kgS/kgAR

Fonte: O autor (2018)

4.2.2 Cálculo de perda de carga

Pelo esboço apresentado no *layout* da fábrica, calcula-se a perda de carga decorrente do comprimento da tubulação e seus acessórios.

Inicialmente determina-se o comprimento equivalente total, conforme a equação 6. Para isso, utilizam-se os valores de 20 metros para comprimento horizontal e 10 metros para vertical. O comprimento equivalente das curvas é determinado pela relação apresentada na tabela 4, onde, para a tubulação com diâmetro de 250 mm, ocorre uma perda equivalente de 8,6 metros no caso de uma curva com raio igual a duas vezes o diâmetro da tubulação. Assim, a equação 6 fornece um comprimento equivalente total de 48,6 metros, conforme pode ser observado na tabela 12.

Tabela 12 – Comprimentos equivalentes da tubulação

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Comprimento horizontal	Lh	20	m
Comprimento vertical	Lv	10	m
Comprimento equivalente das curvas	Le	8,6	m
Comprimento equivalente total	Lt	48,6	m

Fonte: O autor (2018)

Além do comprimento equivalente da tubulação, os equipamentos de coletas são influentes na perda de carga do sistema. Para um ciclone comum, a perda de carga é apresentada na tabela 5 com o valor entre 40 e 60 mmCA. Para finalidade de cálculos, será utilizado o pior caso para definir a perda de carga total.

Há ainda um fator de redução, apresentado por Gomide (1983), onde, para o caso em aplicação, será considerado através do valor de 0,5, em virtude da alimentação do produto ocorrer pouco a montante da boca de aspiração.

Substituindo os valores encontrados até aqui, de comprimento equivalente total, relação de quilograma de sólido por quilograma de ar, velocidade, diâmetro da tubulação, fator de redução devido a alimentação e a perda devido ao equipamento de coleta, é encontrado através da equação 7 uma perda de carga total no valor de 0,014694 kgf/cm², podendo ainda ser convertida para 1,44 kPa ou 146,94 mmCA.

4.2.3 Potência requerida do ventilador

A potência requerida pelo ventilador é definida através da multiplicação da vazão de ar no valor de 0,908 m³/s pela perda de carga de 0,014694 kgf/cm², multiplicando ainda por uma constante de conversão, conforme aborda a equação 8, a fim de obter uma potência requerida de 1,7553 HP.

Como o sólido passa pelo ventilador, Gomide (1983) apresenta a necessidade de considerar um valor de 25 percentuais a mais na potência encontrada. Assim, conforme a equação 9, com acréscimo de 25% na potência requerida inicialmente, a potência requerida atualizada é apresentada no valor de 2,19 HP.

Deve-se levar em consideração o rendimento do ventilador para definir a potência final necessária, no entanto, como o projeto visa determinar os parâmetros construtivos do ventilador, o seu rendimento e a potência requerida serão abordados posteriormente.

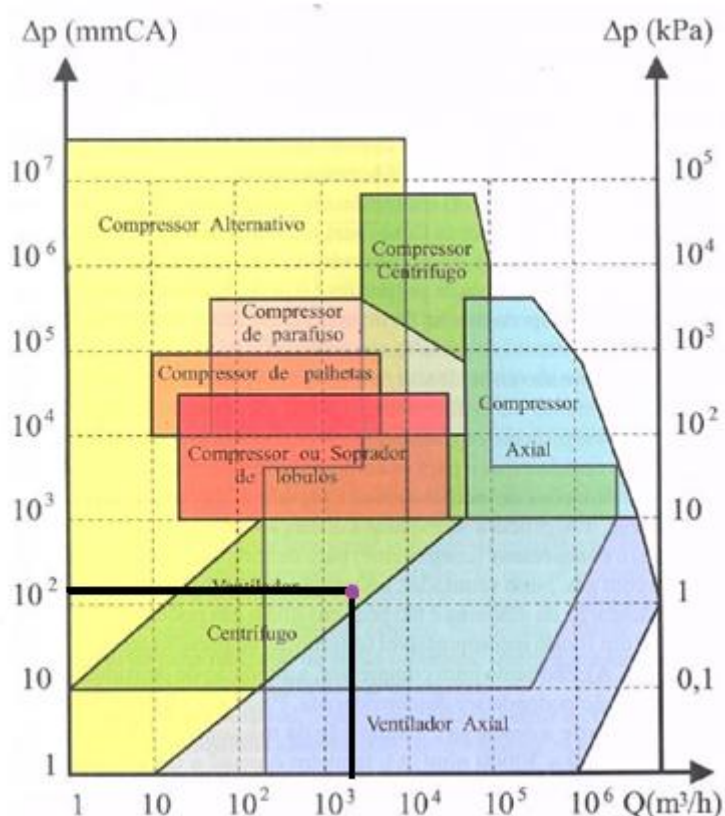
4.2.4 Comprovação dos dados

Para comprovar que os dados encontrados estão de acordo com os parâmetros dos transportadores pneumáticos, Cruz (2013) apresentou uma classificação conforme abordado na tabela 6. Com isso tem-se que a relação massa de sólido por massa de ar está entre 0 e 15, conforme valor de 0,535 encontrado. Confere-se também uma velocidade de transporte superior a 10 m/s, conforme o valor de 18,46 m/s calculado. Por fim a perda de carga de 1,44 kPa calculada encontra-se bem abaixo do limite máximo de 100 kPa. Sendo essas 3 condições verdadeiras, o sistema em questão é determinado como transporte pneumático em fase diluída.

4.3 CLASSIFICAÇÃO DO TIPO DE MÁQUINA DE FLUXO

Henn (2006) apresentou o gráfico 2, onde possibilita determinar que o equipamento para trabalhar com uma vazão de ar de 3270,19 m³/h e perda de carga total de 146,94 mmCA pode ser classificado como ventilador centrífugo, conforme os parâmetros que podem ser vistos através do traçado dos valores dentro dos campos de aplicações possíveis no gráfico 4.

Gráfico 4 – Campo de aplicação de ventiladores e compressores conforme calculado



Fonte: O autor (2018)

Por tratar-se de um equipamento que converte energia mecânica em energia ao fluido, o equipamento é classificado como uma máquina de fluxo geradora. É ainda uma máquina de reação, pois o fluido recebe o aumento de pressão ao passar pelo rotor. Por fim, em relação à trajetória com que o fluido percorre no ventilador, é classificado como sendo de rotor radial, ou simplesmente centrífugo como já fora observado, pois o fluido entra perpendicularmente ao eixo do rotor.

4.4 DIMENSIONAMENTO DO VENTILADOR CENTRÍFUGO

4.4.1 Estimativa de rendimentos

O primeiro passo para o cálculo do ventilador centrífugo é estimar os rendimentos do sistema. Para isso, Henn (2006) apresentou os rendimentos hidráulico, volumétrico, de atrito de disco e mecânico que, multiplicados, resultam no rendimento total, conforme apresenta a equação 16.

O rendimento hidráulico para os ventiladores de saída radial é apresentado na faixa de 70%.

O rendimento volumétrico é variado de acordo com a relação de diâmetro de entrada pelo diâmetro de saída do rotor. Como os dados da relação referida ainda não foram calculados, é suposto inicialmente o valor de maior rendimento para dar sequência aos cálculos, determinando um rendimento de 95%. Há ainda a necessidade de recalcular este parâmetro de acordo com os dados encontrados.

O rendimento de atrito de disco fica compreendido entre 98 e 99%, assim seleciona-se o menor valor como sendo o pior caso.

Já o rendimento mecânico é determinado conforme apresenta a equação 17, levando-se em consideração a potência no eixo atualizada, convertida para 2,22 CV. Assim, o rendimento mecânico fica estipulado em 78,47%. O autor ainda sugere um percentual de perda no rendimento em virtude da transmissão por correias e polias, onde, em análise a norma AMCA 99-2404-03, o arranjo de acionamento SWSI de número 4 aparenta ser suficiente para o caso abordado, pois trabalha com um motor de acionamento direto, sem a necessidade de mancais e rolamentos, contando ainda com uma base para o motor que não é de porte tão elevado. Assim, não há influência das perdas apresentadas por causa do tipo de transmissão.

Multiplicando os valores dos rendimentos encontrados, é apresentado um rendimento total de 51,14%.

4.4.2 Cálculo da potência no eixo

Antes de averiguar a potência no eixo, é necessário definir o salto energético do sistema em função da massa específica do ar. Para isso, recorre-se a tabela de propriedades

gerais dos fluídos, apresentada no anexo 3, conforme Borgnakke e Sonntag (2013). Assim, é extraído o valor de $1,169 \text{ kg/m}^3$ para a massa específica do ar trabalhando a condição de 25°C e 100 kPa .

O salto energético é então definido pela equação 12, dividindo-se a perda de carga de aproximadamente 1440 Pa pela massa específica de $1,169 \text{ kg/m}^3$, obtendo um salto energético de $1232,66 \text{ J/kg}$.

Assim, define-se a potência no eixo do ventilador em watts por meio da equação 18. Ela aborda a multiplicação entre massa específica do ar, vazão e salto energético, dividindo-se tudo pelo rendimento total. O valor encontrado é a nova potência do eixo de $2559,56 \text{ watts}$ ou $3,48 \text{ CV}$. Assim, substitui-se o novo valor de potência no eixo dentro da equação 17. Esse processo possibilita encontrar um novo valor para o rendimento mecânico e consequentemente um novo rendimento total conforme a equação 16.

É necessário assim, realizar iterações, aplicando-se as equações 18, 17 e 16 sequencialmente até que o valor do rendimento mecânico calculado pela última vez seja coincidente com o calculado pela nova potência no eixo. Após diversas iterações encontrou-se que o rendimento mecânico do sistema é de $80,32\%$, com um rendimento total de $52,34\%$ e potência do eixo de $2500,85 \text{ W}$ ou $3,40 \text{ CV}$.

Tabela 13 – Rendimentos do sistema

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Rendimento hidráulico	η_h	70	%
Rendimento volumétrico	η_v	95	%
Rendimento de atrito de disco	η_a	98	%
Rendimento mecânico	η_m	80,32	%
Rendimento total	η_t	52,34	%
Potência no eixo do ventilador	Pe	3,40	CV

Fonte: O autor (2018)

4.4.3 Definição do tipo de rotor

Tendo conhecimento de que o diâmetro da boca de sucção no transportador pneumático é de $0,250 \text{ m}$, pode-se recorrer a equação 21. Todavia a equação 21 é manipulada para manter o valor da velocidade na boca de admissão em evidência, encontrando assim um valor de $19,48 \text{ m/s}$. Sabendo que nos ventiladores essa velocidade fica compreendida entre 5 e 30 m/s , segue-se adiante utilizando o valor encontrado na equação 19 deixando o coeficiente

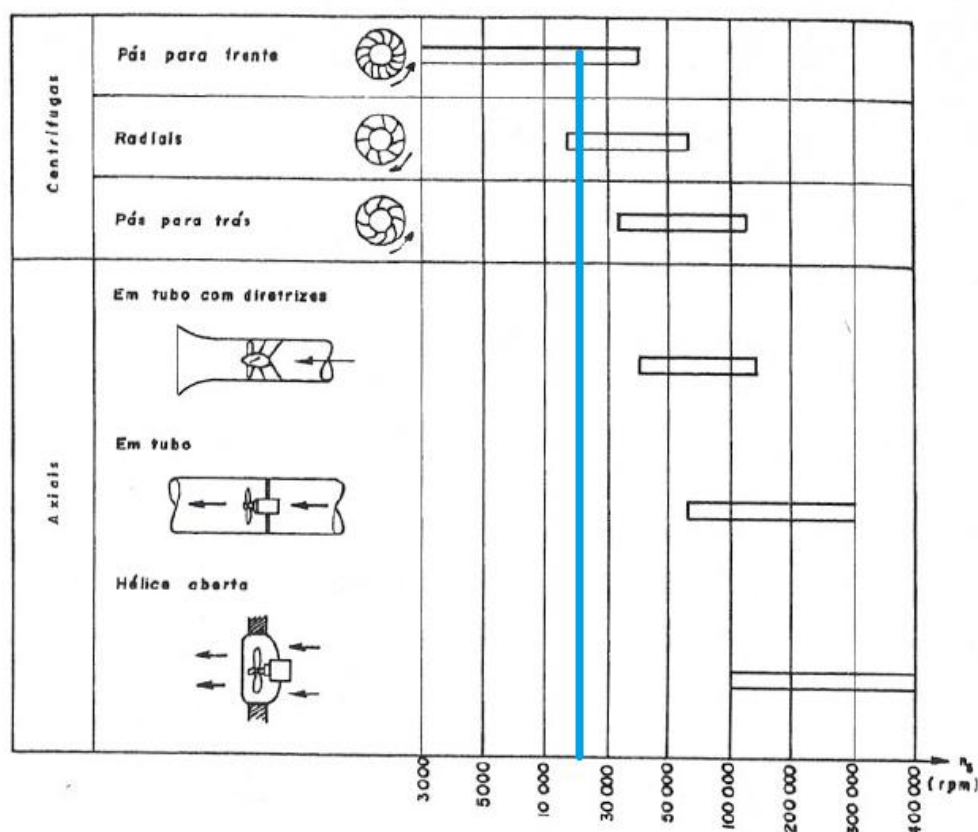
de velocidade na boca de sucção em evidência, encontrando um valor adimensional de 0,392319. Esse valor é aplicado na equação 20, deixando o coeficiente de forma do rotor em evidência e encontrando outro valor adimensional de 109,5115.

Com o coeficiente de forma do rotor de 109,5115, recorre-se à tabela 8 para averiguar se a máquina de fluido está dentro do campo de aplicação permitido. Sendo este valor entre 20 e 330, o rotor se aplica nos contextos de ventiladores e turbocompressores centrífugos.

Pelo coeficiente de forma do rotor, juntamente a vazão de ar em m^3/s e o salto energético em J/kg , é possível encontrar o número de rotações por segundo que o motor precisa trabalhar, através da equação 14. Calculando se encontra um valor de 23,904 rps, onde, convertendo encontramos um total de 1434,255 rpm.

A velocidade de rotação específica pode ser facilmente encontrada, conforme a equação 15, multiplicando-se o valor do coeficiente de forma do rotor por um valor de conversão. Assim, é encontrado o valor de 16552,07 rpm. Este dado permite selecionar o rotor com base no formato construtivo de suas pás, conforme apresenta o gráfico 5.

Gráfico 5 – Velocidades específicas para os diversos tipos conforme calculado



O gráfico 5 demonstra os tipos de rotor que são aplicáveis em relação à velocidade de rotação específica calculada. Como a imagem base utilizada para esta determinação foi apresentada por Macintyre (1990), é de fundamental importância aplicar a equação 13, sugerida por ele, a fim de averiguar a compatibilidade entre os valores. Substituindo então os valores de rotação do motor em rpm, vazão de ar em l/s e a perda de carga total em mmCA, é encontrada uma velocidade de rotação específica de 17002,58 rpm.

A divergência que ocorre devido aos dois cálculos não apresenta influência na seleção do rotor, tendo em vista que, para o tamanho da grandeza aplicada, a taxa de variação de rotação é desprezível, tendo em vista que ambos se encontram dentro do campo de aplicações para os ventiladores centrífugos de pás para frente e pás radiais.

Tabela 14 – Resultados da definição do tipo de rotor

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Velocidade na boca de admissão	c_a	19,48	m/s
Coeficiente velocidade boca sucção	k_{ca}	0,392319	-
Coeficiente de forma do rotor	n_{qa}	109,5155	-
Rotação do motor	n	1434,255	rpm
Velocidade específica (segundo Henn)	n_s	16552,07	rpm
Velocidade específica (segundo Macintyre)	n_s	17002,58	rpm

Fonte: O autor (2018)

Dentro das possibilidades apresentadas, o tipo de rotor escolhido é o modelo com pás radiais, isto porque segundo Ale (2011) os ventiladores centrífugos de pás radiais são robustos, permitindo grandes variações de potência em função da pressão. Além disso, atende o diferencial de pressão necessário do projeto, podendo trabalhar até 500 mmCA, com capacidade de aspirar e transportar os particulados sólidos.

4.4.4 Cálculo dos diâmetros de entrada e saída do rotor

Conforme apresentado no tópico 2.5.19 por Henn (2006), a fixação do ângulo de saída das pás pode ser abordado como 90° em virtude de sua classificação.

A equação 22 apresenta um coeficiente de pressão adimensional que é calculado com base no valor apresentado por este ângulo. Assim, o valor do coeficiente é de 1,2627, possibilitando sua inserção na equação 23, encontrando um valor de velocidade tangencial num ponto localizado na saída do rotor de 44,18 m/s.

Com a velocidade de 44,18 m/s encontrada e através da rotação do motor em 23,904 rps, calcula-se pela equação 24 o diâmetro de saída do rotor em 0,588 m.

A equação 26 permite determinar o coeficiente de vazão baseando-se nos dados já conhecidos. Assim, aplicando uma vazão de 0,908 m³/s, diâmetro de saída do rotor de 0,588 m e uma velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor de 44,18 m/s, é encontrado um coeficiente de 0,07561.

O coeficiente calculado possibilita encontrar uma relação de 0,50489 no que diz respeito ao diâmetro de entrada do rotor sobre o diâmetro de saída do rotor, conforme apresenta a equação 25. Além disso, aplica-se os valores da relação na equação 27 e se encontra o valor para o diâmetro de entrada do rotor num total de 0,297 m.

Tabela 15 – Cálculo do diâmetro provisório de saída e entrada do rotor

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Ângulo de saída das pás do rotor	β_5	90	°
Coeficiente de pressão	ψ	1,2627	-
Velocidade tangencial saída do rotor	u_5	44,18	m/s
Diâmetro de saída do rotor	D_5	0,588	m
Coeficiente de vazão	ϕ	0,07561	-
Diâmetro de entrada do rotor	D_4	0,297	m

Fonte: O autor (2018)

4.4.5 Recálculo do rendimento volumétrico e componentes dependentes

Com o conhecimento da relação entre diâmetro de entrada do rotor e diâmetro de saída, retorna-se ao cálculo de estimativa de rendimentos, possibilitando apresentar o rendimento volumétrico por meio da interpolação entre os valores apresentados pelo autor. Assim, sendo uma relação 0,3 igual a 70% e 0,95 igual a 95%, o valor interpolado para uma relação de 0,5049 encontra um novo rendimento na faixa de 77,88%.

Da mesma forma como realizado para determinação do novo rendimento mecânico, o rendimento volumétrico requer uma série de iterações até que o valor encontrado no último passo seja idêntico ao valor da nova interpolação. Assim, foi visto que o rendimento volumétrico na verdade fica estipulado em 83,56%. Com esse valor recalcula-se o rendimento mecânico e a potência no eixo, pois ambos são parâmetros influenciados pela alteração do rendimento total do sistema, assim, por meio de iterações, encontrou-se que o rendimento mecânico é de 80,84% e a potência no eixo fica compreendida em 2824,77 W ou 3,84 CV.

Tabela 16 – Novos rendimentos do sistema

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Rendimento hidráulico	η_h	70	%
Rendimento volumétrico	η_v	83,56	%
Rendimento de atrito de disco	η_a	98	%
Rendimento mecânico	η_m	80,84	%
Rendimento total	η_t	46,34	%
Potência no eixo do ventilador	Pe	3,84	CV

Fonte: O autor (2018)

Os passos para definição do tipo de rotor também são repetidos. Com isso é encontrada a nova velocidade da boca de admissão de 22,15 m/s, coeficiente de velocidade de sucção de 0,446, coeficiente de forma de rotor de 160,93 e a rotação necessária pelo motor de 35,13 rps ou 2107,67 rpm. Aplicando os valores nas equações de Henn (2006) e Macintyre (1990), são calculados os valores de velocidade de rotação específica de respectivamente 24323,6 rpm e 24985,63 rpm. Assim, o rotor encontra-se dentro das mesmas faixas já apresentadas, podendo ser de pás para frente ou pás radiais.

Tabela 17 – Novos resultados da definição do tipo de rotor

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Velocidade na boca de admissão	c_a	22,15	m/s
Coeficiente velocidade boca sucção	k_{ca}	0,446	-
Coeficiente de forma do rotor	n_{qa}	160,93	-
Rotação do motor	n	2107,667	rpm
Velocidade específica (segundo Henn)	n_s	24323,60	rpm
Velocidade específica (segundo Macintyre)	n_s	24985,62	rpm

Fonte: O autor (2018)

O novo cálculo para os diâmetros de saída e entrada do rotor foram necessários dentro do processo de iterações. Assim, mantendo-se o ângulo de saída do rotor em 90°, o novo coeficiente de pressão é de 1,263, a nova velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor de 44,18 m/s, o diâmetro de saída do rotor de 0,400 m, o coeficiente de vazão de 0,163 e o diâmetro de entrada do rotor de 0,260 m, conforme a relação de diâmetro que resultou em 0,6526 e possibilitou encontrar o valor atualizado para o rendimento volumétrico.

Com o diâmetro de saída do rotor encontrado é possível determinar o diâmetro do eixo, conforme apresenta a tabela 9. Na tabela se encontra que o caso é aplicável conforme o apresentado na segunda linha, com o diâmetro de saída do rotor sendo igual a 400 mm. Assim, multiplicando-se 40 cm por 0,08, encontra-se um diâmetro do eixo de 3,2 cm. Devido

a fixação por chaveta, acrescenta-se um valor de 10 mm, no total do diâmetro do eixo, conforme Henn (2006), assim, o diâmetro total fica compreendido em 3,3 cm.

Tabela 18 – Cálculo do diâmetro definitivo de saída e entrada do rotor

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Ângulo de saída das pás do rotor	β_5	90	°
Coeficiente de pressão	ψ	1,2627	-
Velocidade tangencial na saída do rotor	u_5	44,18	m/s
Diâmetro de saída do rotor	D_5	0,400	m
Coeficiente de vazão	ϕ	0,16328	-
Diâmetro de entrada do rotor	D_4	0,260	m
Diâmetro do eixo	d_e	3,3	cm

Fonte: O autor (2018)

4.4.6 Cálculos provisórios do rotor

Pela equação 29, aplicando os valores de 22,15 m/s para a velocidade na boca de admissão e com 160,935 para o coeficiente de forma do rotor, é encontrado o resultado de 12,28 m/s para a componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor.

A equação 28 utiliza do valor encontrado anteriormente para determinar a largura na entrada do rotor. Assim, substituindo os dados presentes na equação se calcula uma largura de 0,1078 m.

Para determinar o ângulo provisório de inclinação das pás de entrada, recorre-se inicialmente a informação de que o ângulo formado entre a de velocidade tangencial e a velocidade absoluta da corrente fluida é de 90°, devido a ser a alternativa de melhor viabilidade, tendo ciência de que não há presença de um sistema diretor antecedendo o rotor.

O cálculo da componente meridiana leva em consideração um fator de estrangulamento que, segundo Henn (2006), fica numa faixa entre 0,9 e 0,95. Para este estudo, será utilizado o valor de 0,95 como sendo o pior caso. Assim, segundo a equação 31, dividindo o valor de 12,28 m/s da componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor por um fator de estrangulamento de 0,95, obtém-se o valor da componente meridiana da velocidade absoluta na entrada radial do rotor em 12,93 m/s, que é igual a velocidade de entrada radial.

A velocidade tangencial na entrada do rotor é obtida pela equação 32 através da multiplicação do diâmetro de entrada do rotor no valor de 0,261 m pela rotação de 35,13 rps e pelo valor da constante π . Assim o valor encontrado pela equação 32 é de 28,84 m/s.

O arco tangente resultante da divisão de 12,93 m/s da velocidade de entrada radial por 28,84 m/s da velocidade tangencial na entrada do rotor apresenta um ângulo de inclinação das pás de entrada de 24,15°, conforme a equação 30.

Para determinar o número de pás do rotor, recorre-se a equação 33, que leva em consideração a relação entre o diâmetro de entrada do rotor pelo de saída, já apresentado no valor de 0,6526. Assim, o cálculo fornece que o número de pás do rotor é de 21,81. No entanto, como o número de pás deve ser um valor inteiro, arredonda-se para um valor superior, resultando assim num total de 22 pás no rotor.

A continuação do cálculo ocorre com a determinação da largura de saída do rotor e a fixação da velocidade meridiana de saída. Para isso, Henn (2006) apresenta que em ventiladores de baixa e média pressão pode se considerar o valor da largura da saída do rotor igual a de entrada, enquanto que nos de alta pressão é adotado a relação da componente meridiana da velocidade absoluta em um ponto imediatamente antes da saída do rotor é igual a componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor. De acordo com a tabela 7 para a classificação dos ventiladores quanto ao nível de pressão, encontra-se que o ventilador calculado é de baixa pressão, pois trabalha a menos de 200 mmCA. Assim, pela equação 34, sabendo que a largura na saída do rotor é de 0,1078 m, coloca-se a componente meridiana da velocidade absoluta de um ponto imediatamente antes da saída do rotor em evidência para encontrar um valor de 8,02 m/s.

Com o valor da largura de saída do rotor de 0,1078 m e diâmetro de saída do rotor de 0,400 m, encontra-se uma relação do primeiro pelo segundo de 0,2692. Sabendo pela equação 35 que uma relação igual a 0,03 corresponde a um fator de multiplicação 0,09 na equação e que uma relação de 0,3 corresponde a 0,22, interpola-se a relação em 0,2692 para determinar um fator de multiplicação de 0,2052. Assim, segundo a equação 35, multiplicando 0,2052 pela raiz do diâmetro de saída do rotor no valor de 400 mm, é obtido uma espessura de pás de 4,11 mm.

A tabela 19 apresenta os parâmetros encontrados para a definição de algumas características provisórias do rotor.

Tabela 19 – Parâmetros do cálculo provisório do rotor

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor	c_{m3}	12,28	m/s
Largura de entrada do rotor	b_4	0,1078	m
Fator de estrangulamento	f_{e4}	0,95	-
Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada radial do rotor	c_{m4}	12,93	m/s
Velocidade de entrada radial	c_4	12,93	m/s
Velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor	u_4	28,84	m/s
Ângulo de inclinação das pás de entrada	β_4	24,15	°
Número de pás do rotor	N	22	pás
Largura de saída do rotor	b_5	0,1078	m
Componente meridiana da velocidade absoluta antes da saída do rotor	c_{m5}	8,02	m/s
Espessura das pás	e	4,11	mm

Fonte: O autor (2018)

4.4.7 Cálculos definitivos do rotor

Com os resultados obtidos no tópico anterior, é possível realizar a correção dos dados conforme o fator de estrangulamento real que será definido. Para isso, define-se pela equação 37 o valor da espessura das pás na entrada do rotor, dividindo o valor da espessura da pá de 0,00411 m pelo seno do ângulo de inclinação das pás de 24,15°, obtendo então um valor de 0,00974 m ou 9,74 mm. Em seguida encontra-se o passo na entrada do rotor pela equação 38 em função do diâmetro de entrada e do número de pás, sendo assim definido em 0,03731 m ou 37,31 mm. Assim, o fator de estrangulamento encontrado é de 0,739 pela equação 39.

Mais uma vez é necessário utilizar de um método de iterações, substituindo o valor do fator de estrangulamento até que o mesmo seja coincidente. Assim, após algumas tentativas, encontrou-se um novo fator de estrangulamento de 0,7799, componente meridiana da velocidade de entrada radial do rotor e velocidade de entrada radial do rotor de 15,75 m/s, velocidade tangencial na entrada do rotor de 28,84 m/s e ângulo de inclinação das pás de 28,64°. Os demais parâmetros seguem inalterados, resultando assim em uma espessura das pás na entrada do rotor de 8,21 mm e o passo na entrada do rotor em 37,31 mm, comprovando o fator de estrangulamento encontrado de 0,7799.

Através do salto energético é possível encontrar o trabalho específico fornecido pelo número infinito de pás, conforme apresentado na equação 40, dividindo-se o valor de 1232,67 J/kg pelo rendimento hidráulico de 70%, obtendo assim um trabalho específico fornecido pelo número infinito de pás de 1760,956 J/kg.

Na sequência aplica-se a equação 43 para determinar o momento estático da seção meridiana do canal em relação ao eixo. Para calcular, é necessário levar em consideração o valor de 0,1078 m para o valor da largura de saída do rotor, o diâmetro de saída do rotor de 0,400 m, o raio de saída de 0,200 m e o raio de entrada do rotor de 0,130 m. Assim, é encontrado um valor de momento estático de 0,00124 m³.

A equação 42 permite encontrar o fator de deficiência da potência levando em consideração o diâmetro de saída do rotor, a largura de saída do rotor, o momento estático calculado, o número de pás e o ângulo de saída do rotor. Assim, o fator de deficiência de potência é calculado em 0,8293.

Assim, divide-se o valor do trabalho específico fornecido pelo número infinito de pás de 1760,956 J/kg pelo fator de deficiência de potência de 0,8293, obtendo, conforme a equação 41, um trabalho específico fornecido pelo número infinito de pás de 2123,452 J/kg.

Como o rotor possui ângulo de 90° na saída das pás do rotor, elimina-se a necessidade de uma nova correção dos valores obtidos, pois o valor da velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor é igual a componente tangencial de velocidade absoluta do fluido na saída do rotor.

A última verificação aborda os parâmetros que ocorrem no ponto imediatamente após a saída do canal. A componente meridiana da velocidade absoluta para este ponto é igual a componente meridiana da velocidade absoluta de um ponto imediatamente antes da saída do rotor devido ao fato de não existir estrangulamento na transição entre estes, trazendo assim uma igualdade na equação 47 no valor de 8,02 m/s. Para a componente tangencial de velocidade absoluta de um ponto imediatamente após a saída do rotor, é utilizada a equação 48, multiplicando o fator de estrangulamento de 0,8293 pela componente tangencial de velocidade absoluta do fluido na saída do rotor de 44,18 m/s, resultando assim num valor de 36,64 m/s. A velocidade tangencial de um ponto imediatamente na saída do rotor é igual a velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor, sendo ainda o mesmo valor da componente tangencial de velocidade absoluta do fluido na saída do rotor por se tratar de um ventilador centrífugo de pás radiais, resultando assim em um valor de 44,18 m/s.

A tabela 20 apresenta o resumo dos parâmetros definitivos do rotor.

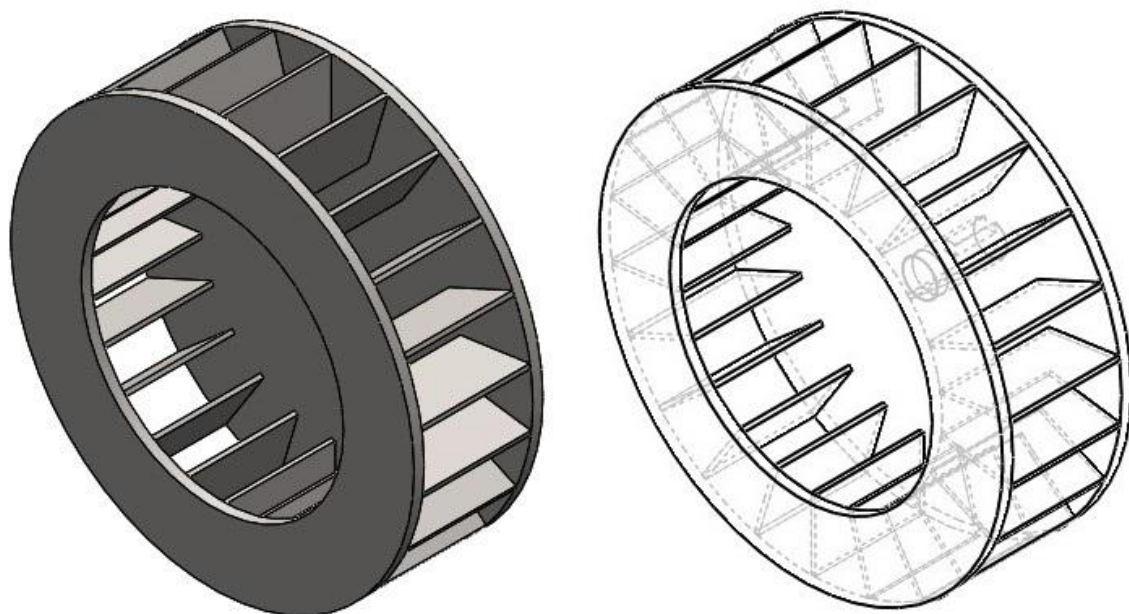
Tabela 20 – Parâmetros do cálculo definitivo do rotor

ITEM	SÍMBOLO	VALOR	UNIDADE
Espessura das pás na entrada do rotor	e_{t4}	8,21	mm
Passo na entrada do rotor	t_4	37,31	mm
Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada do rotor	c_{m3}	12,28	m/s
Largura de entrada do rotor	b_4	0,1078	m
Fator de estrangulamento	f_{e4}	0,739	-
Componente meridiana da velocidade absoluta na entrada radial do rotor	c_{m4}	15,75	m/s
Velocidade de entrada radial	c_4	15,75	m/s
Velocidade tangencial de um ponto na entrada do rotor	u_4	28,84	m/s
Ângulo de inclinação das pás de entrada	β_4	28,64	°
Número de pás do rotor	N	22	pás
Largura de saída do rotor	b_5	0,1078	m
Componente meridiana da velocidade absoluta antes da saída do rotor	c_{m5}	8,016	m/s
Espessura das pás	e	4,11	mm
Trabalho específico número finito de pás	$Y_{pá}$	1760,956	J/kg
Raio de entrada do rotor	r_4	0,130	m
Raio de saída do rotor	r_5	0,200	m
Momento da seção meridiana	S	0,00124	m³
Fator deficiência de potência	μ	0,8293	-
Trabalho específico número infinito de pás	$Y_{pá\infty}$	2123,452	J/kg
Componente meridiana da velocidade absoluta imediatamente após a saída	c_{m6}	8,02	m/s
Componente tangencial de velocidade imediatamente após a saída do rotor	c_{u6}	44,18	m/s
Velocidade tangencial de um ponto imediatamente após a saída do rotor	u_6	44,18	m/s

Fonte: O autor (2018)

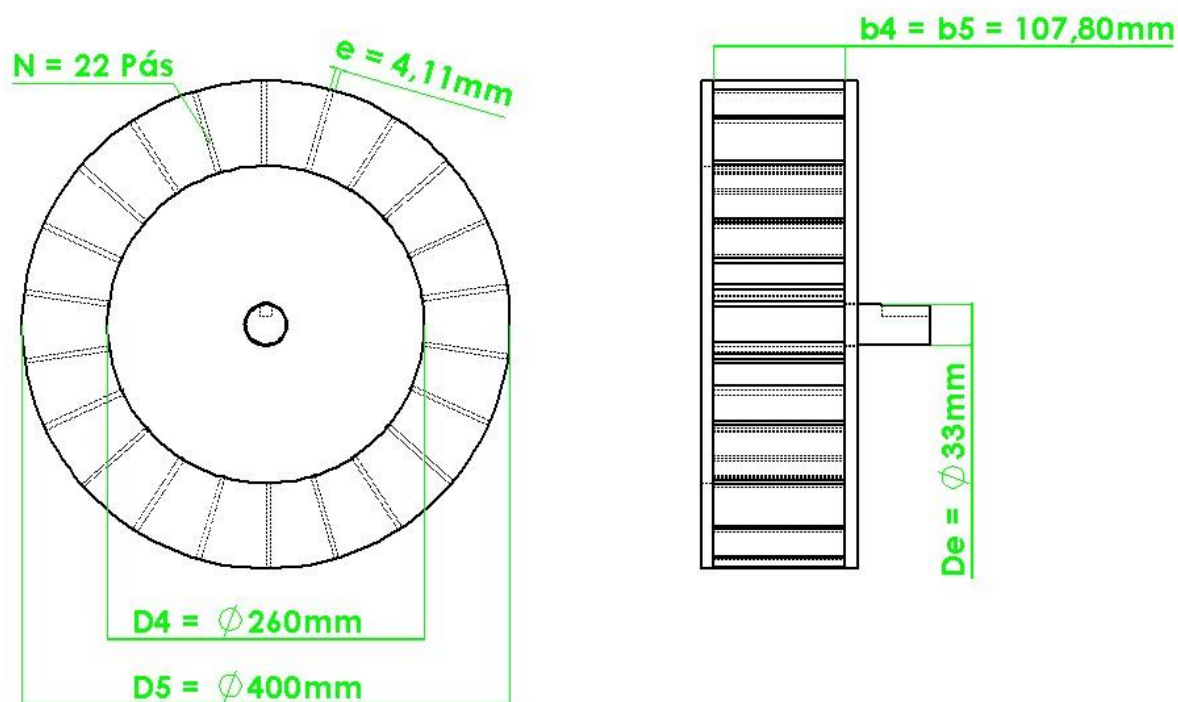
Assim, os parâmetros construtivos básicos do rotor já estão definidos, sendo representados por meio de sua vista isométrica na figura 33. A figura 34 apresenta as cotas dos principais parâmetros do rotor dimensionado, por meio de suas 22, com espessura de 4,11 mm, diâmetro do deixo de 35 mm, diâmetro de entrada do rotor 260 mm, diâmetro de saída do rotor de 400 mm e largura das pás na entrada e saída de 107,8 mm.

Figura 33 – Vista isométrica do rotor dimensionado



Fonte: O autor (2018)

Figura 34 – Cotas do rotor dimensionado

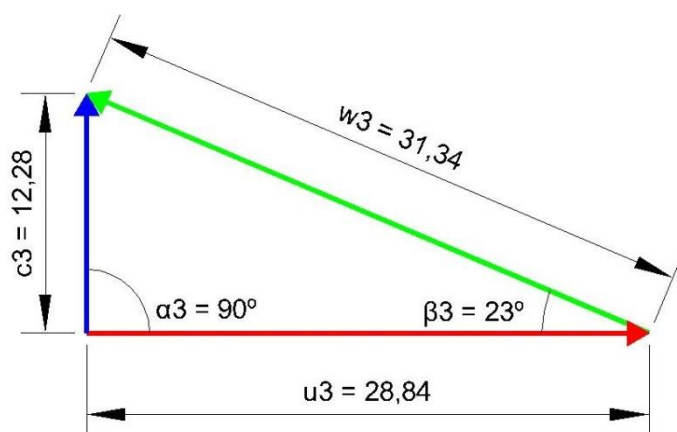


Fonte: O autor (2018)

4.4.8 Triângulo de velocidades

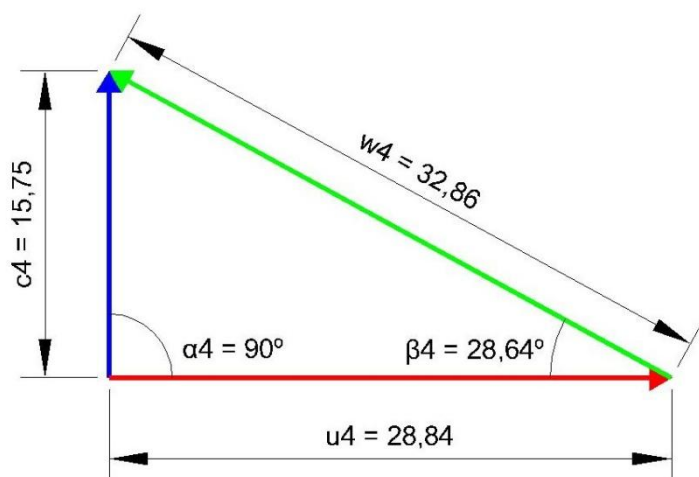
Os parâmetros definidos permitem o traçado dos triângulos de velocidades dos pontos correspondentes ao rotor, pois os dados restantes podem ser facilmente encontrados por meio de relações dos triângulos. Assim, a figura 35 representa o triângulo de velocidades de um ponto imediatamente antes da entrada do rotor, ou ponto 3. A figura 36 remete-se ao triângulo de velocidade de um ponto na entrada do rotor, também visto como ponto 4. O ponto 5 é apresentado por meio da figura 37, que esboça o triângulo de velocidade de um ponto na saída do rotor. Por fim o triângulo do ponto 6 é remetido na figura 38, representando o triângulo de velocidades de um ponto imediatamente após a saída do rotor.

Figura 35 – Triângulo de velocidades do ponto imediatamente antes da entrada do rotor



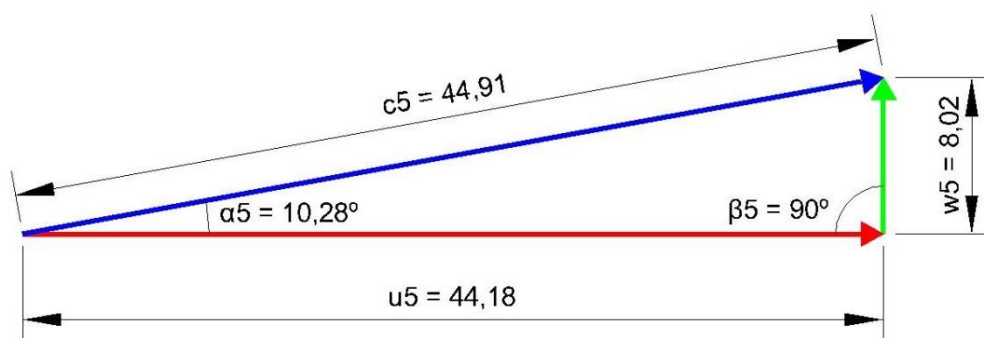
Fonte: O autor (2018)

Figura 36 – Triângulo de velocidades do ponto na entrada do rotor



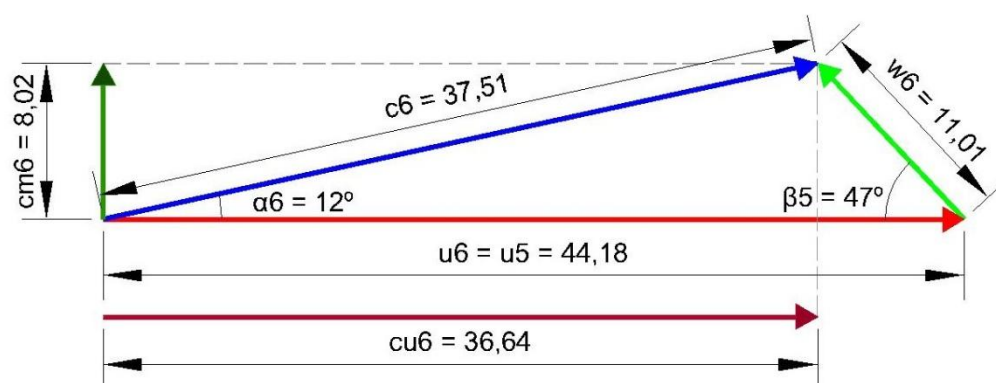
Fonte: O autor (2018)

Figura 37 – Triângulo de velocidades do ponto na saída do rotor



Fonte: O autor (2018)

Figura 38 – Triângulo de velocidades do ponto imediatamente após a saída do rotor



Fonte: O autor (2018)

Cada vetor apresentado é visto na tabela 21, possibilitando comprovar os parâmetros apresentados durante os cálculos do ventilador com os triângulos de velocidades traçados.

Tabela 21 – Valores característicos dos triângulos de velocidades

TRIÂNGULO DE VELOCIDADES NOS PONTOS DO ROTOR							
	α	β	c	w	u	c_m	c_u
PONTO 3	90	23	12,28	31,34	28,83	12,28	28,83
PONTO 4	90	28,64	15,75	32,86	28,83	15,75	28,83
PONTO 5	10,28	90	44,91	8,02	44,18	8,02	44,18
PONTO 6	12	47	37,51	11,01	44,18	8,02	36,64

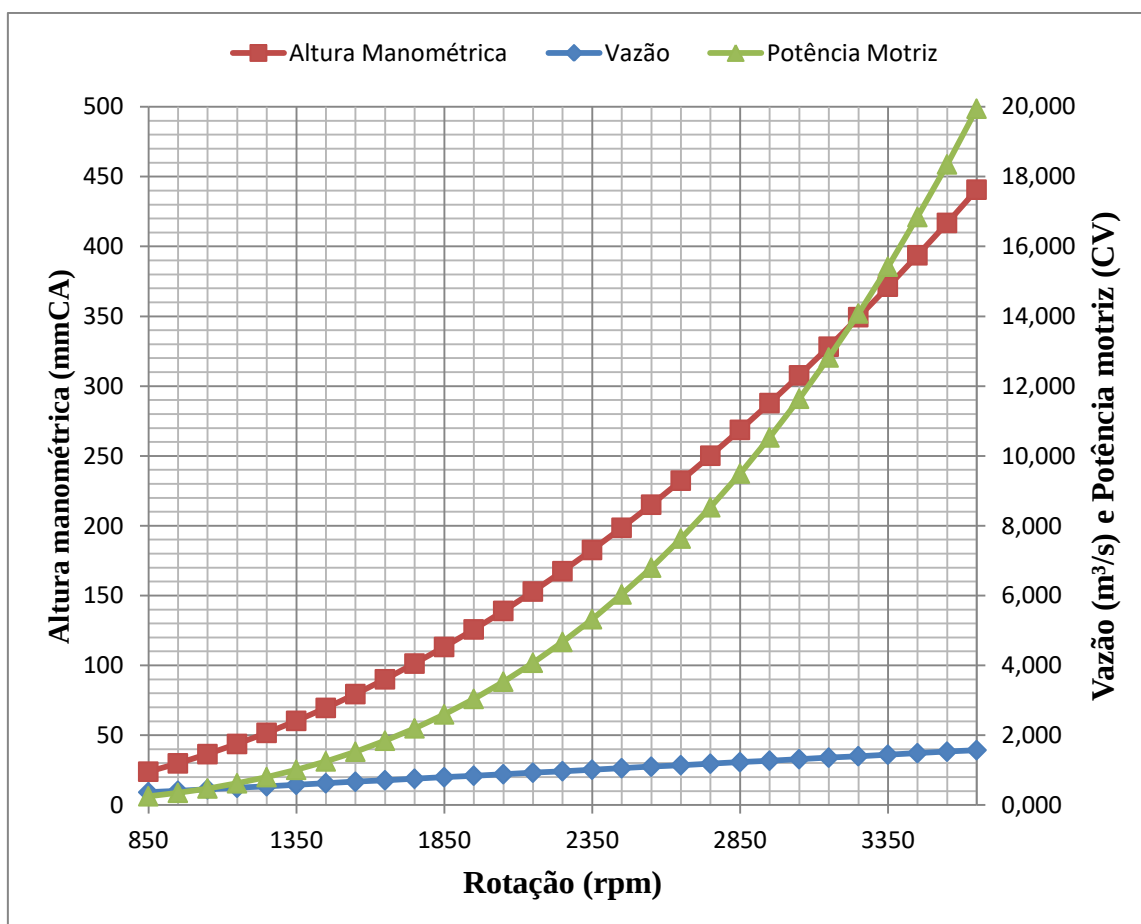
Fonte: O autor (2018)

4.5 CURVAS CARACTERÍSTICAS

Com base nos parâmetros fundamentais requisitados ao ventilador dimensionado, é possível, por meio das leis da semelhança, traçar as curvas características em função da rotação do rotor. Assim, utiliza-se como base os valores encontrados de vazão de $0,908 \text{ m}^3/\text{s}$, rotação do motor de $2107,67 \text{ rpm}$, altura manométrica de 147 mmCA e potência motriz de $3,84 \text{ HP}$.

Para determinar quais rotações são aplicáveis ao ventilador, recorre-se ao gráfico 3 para verificar os pontos máximo e mínimos para a velocidade de rotação específica nos rotores de pás radiais, encontrando uma faixa de valores entre 11000 e 70000 rpm . Deixando a variável de rotação específica do motor em evidência e substituindo os valores da tabela, calcula-se que a rotação mínima para trabalhar com este ventilador é de $927,9 \text{ rpm}$ e rotação máxima de $5904,86 \text{ rpm}$. Substituindo os valores de base nas equações 49, 50 e 51, é possível traçar um gráfico com os campos de seleção possíveis em função da rotação do motor, conforme apresentado no gráfico 6.

Gráfico 6 – Curvas características do ventilador



Fonte: O autor (2018)

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Baseado nas curvas características do ventilador e em comparativa com a demanda requisitada pelo transportador pneumático, conclui-se que o rotor é suficiente para atender a necessidade da fábrica, conseguindo, inclusive, transportar uma taxa de produto brevemente maior que a pretendida, possibilitando que a fábrica opere por menos tempo ou que a velocidade de rotação do ventilador seja readequada para transportar exatamente o demandado. Assim, com base nos conceitos abordados, foi dimensionado um ventilador centrífugo de baixa pressão, pás radiais, simples estágio, unilateral e com transmissão direta, aplicado a um sistema de transporte pneumático em fase diluída.

A utilização do mesmo também pode ser feita em outras faixas de rotação, de acordo com demandas alternativas, por meio da alteração do motor de acionamento, utilização de inversores de frequência ou mesmo aplicando um sistema de transmissão por polias e correias.

Os parâmetros englobados remetem-se a um ramo específico de trabalho dentro da agroindústria e para um *layout* próprio, porém, o passo a passo gerado possibilita a sua utilização em qualquer ramo que se enquadre dentro dos campos de aceitação para trabalho com ventilador centrífugo como máquina geradora de fluxo no transporte pneumático. Assim, demonstra-se a importância de ter ciência, não somente dos conhecimentos a respeito das máquinas de fluxo, mas das propriedades físicas características do produto e do ambiente fabril a qual o sistema de transporte pneumático é destinado.

Por mais que os parâmetros abordados sejam provenientes de longos anos de experiência de pesquisadores e fabricantes, os dados calculados não deixam de ser empíricos. Assim, relata-se a importância de elaboração de protótipos e equipamentos em escala real para averiguar a veracidade dos fatos após seu dimensionamento.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão a continuidade deste projeto, recomenda-se:

- Desenvolvimento do projeto com os demais elementos construtivos do ventilador, abordando a seleção dos materiais e dos acessórios componentes, bem como avaliação econômica de produção.
- Cálculo dos esforços reais aplicados no eixo de um ventilador, através de análise de torção, flexão, flecha máxima e determinação da velocidade crítica.
- Elaboração de protótipo para avaliação do desempenho do ventilador, simulando diversas condições operacionais e análise do produto de acordo com as normas vigentes.
- Análise da influência do desgaste decorrente do choque dos particulados sólidos nas pás do rotor.
- Dimensionamento e avaliação minuciosa da linha de transporte pneumático, por meio de cálculo das perdas de carga e conferência da possibilidade de deposição de produto nas paredes do transportador.
- Elaboração de software que através da inserção dos parâmetros de projeto realize as iterações necessárias e apresente os dados construtivos de um transportador adequado para a situação demandada.

REFERÊNCIAS

ABAM. **Associação Brasileira dos Produtores de Amido de Mandioca**. 2014. Disponível em: <<http://www.abam.com.br/abam-sobre-nos.php>> Acesso em 21 de Julho de 2018.

ABAM. **Estatísticas – Mercado Consumidor**. 2014. Disponível em: <<http://www.abam.com.br/estatisticas-mercado.php>> Acesso em 21 de Julho de 2018.

ANVISA. **Resolução de Diretoria Colegiada – RDC N° 263, de 22 de Setembro de 2005**. Brasília, 2005.

BLEIER, F. P. **Fan handbook: selection, application, and design**. 1 ed. United States of America: McGraw-Hill, 1997.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. 8ª Ed. São Paulo, Blucher, 2013.

BRAN, R.; SOUZA, Z. D. **Máquinas de Fluxo: turbinas, bombas e ventiladores**. 1 ed. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S.A., 1969.

CNNPA. **D.O. de 24/07/1978**. Brasília, 1978.

COELHO, P. **Transporte Pneumático: Fase densa e diluída**. 22 de Julho de 2012. Disponível em: <<https://www.engquimicasantosp.com.br/2012/07/transporte-pneumatico.html>> Acesso em 24 de Julho de 2018.

COPASUL. **Fécula de mandioca: Muito além da tapioca**. 21 de Outubro de 2015. Disponível em: <<http://www.copasul.coop.br/noticias/fecula-de-mandioca-muito-alem-da-tapioca/448>> Acesso em 21 de Julho de 2018.

DOBIE, J. B.; CURLEY, R. G. **Materials Handling for Livestock Feeding**. Califórnia, n.517, p.13, Janeiro, 1963

DRUMMOND, G. V. **Manutenção e Reparo de Bombas**. 1 ed. Rio de Janeiro: Petrobras, 2006.

FORTEUSI. **3. Transporte Pneumático.** 2015. Disponível em: <<http://www.forteusi.com.br/site/transporte-pneumatico.php#ancora>> Acesso em 24 de Julho de 2018.

FRANCO, C. M. L. **Propriedades gerais do amido.** 1 ed. Campinas: Fundação Cargil, 2001.

GOMIDE, R. **Operações Unitárias: Operações com sistemas sólidos granulares.** 1 ed. São Paulo: R. Gomide, 1983.

HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido.** 2 ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2006.

IBGE. **Levantamento Sistemático da Produção Agrícola – maio 2018.** 2018. Disponível em: <<https://sidra.ibge.gov.br/home/lspa/brasil>> Acesso em 23 de Julho de 2018.

LEONEL, M. **Análise da forma e tamanho de grânulos de amidos de diferentes fontes botânicas.** Campinas, 2007. (Artigo)

MACINTYRE, A. J. **Ventilação industrial e controle da poluição.** 2 ed. Rio de Janeiro: LTC, 1990.

MELCONIAN, S. **Elementos de Máquinas.** 9 ed. São Paulo: Érica, 2009.

PENNBARRY. **AMCA Standards On Fan Arrangements, Rotation, Discharge & Motor Position.** Texas (USA), Janeiro, 2005.

POP HOUSE ALIMENTOS. **Fécula de Mandioca: O que é e como usar.** Disponível em <<https://pophouse.com.br/fecula-de-mandioca-o-que-e-e-como-usar/>> Acesso em 21 de Outubro de 2018.

SACRAMENTO, R. C. F. Capítulo 8 – Transportador Pneumático. **Transportadores Contínuos para Granéis Sólidos.** Bahia, 2012. (Apostila).

SAINT'PIERRE, T. D. **Densidade.** Rio de Janeiro: PUC, 2011.

SAMPAIO, J. A.; SILVA, F. A. N G. Tratamento de Minérios: **Capítulo 2 – Determinação das densidades de sólidos e de polpa.** Rio de Janeiro: Cetem, 2007.

SILVA, J. S. et al. Manuseio de Grãos. **Secagem e armazenagem de produtos agrícolas**. 2 ed. Viçosa: Aprenda Fácil, 2008.

_____. Seleção e Construção de Ventiladores. **Secagem e armazenagem de produtos agrícolas**. 2 ed. Viçosa: Aprenda Fácil, 2008.

SILVA, J. S.; VITOR, D. G.; LOPES, R. P. **Construção de Ventiladores Centrífugos para Uso Agrícola**. 1 ed. Brasília: Embrapa, 2013.

SUFRAMA. Projeto potencialidades regionais estudo de viabilidade econômica: **Amido de Mandioca**. 2 ed. Manaus: Suframa, 2003

ZAIDUL, I. S. M. et al. **RVA analysis of mixtures of wheat flour and potato, sweet potato, yam, and cassava starchess**. Malaysia: Elsevier, 2007.

ZEPPELIN. **Válvulas Rotativas**. 2016. Disponível em: <<http://www.zeppelin-la.com.br/pt-br/produto/valvulas-rotativas.html#prettyPhoto>> Acesso em 18 de Outubro de 2018.

ANEXO 1 – Arranjos de acionamento segundo norma AMCA 99-2404-03 (parte 1)

Engineering Data 16002

AMCA Standards On Fan Arrangements, Rotation, Discharge & Motor Position

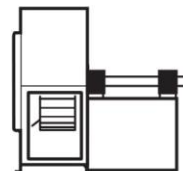
Drive Arrangements For Centrifugal Fans AMCA Standard 99-2404-03**NOTES:****SW** - Single Width **DW** - Double Width**SI** - Single Inlet **DI** - Double Inlet

Arrangements 1, 3, 7 and 8 are also available with bearings mounted on pedestals or base set independent of the fan housing.

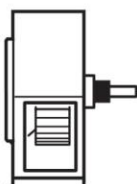
For designation of rotation and discharge, see page 5.

For motor position, belt or chain drive, see page 6.

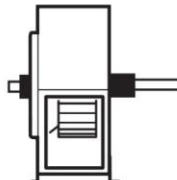
For designation of position of inlet boxes, see page 4.



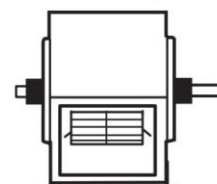
ARR. 1 SWSI - For belt drive or direct connection. Impeller overhung. Two bearings on base.



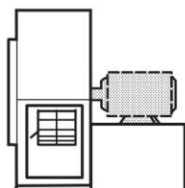
ARR. 2 SWSI - For belt drive or direct connection. Impeller overhung. Bearings in bracket supported by fan housing.



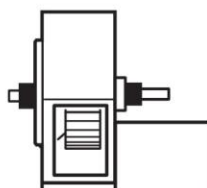
ARR. 3 SWSI - For belt drive or direct connection. One bearing on each side and supported by fan housing.



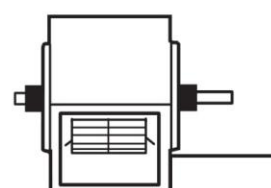
ARR. 3 DWDI - For belt drive or direct connection. One bearing on each side and supported by fan housing.



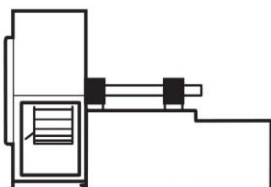
ARR. 4 SWSI - For direct drive. Impeller overhung on prime mover shaft. No bearings on fan. Prime mover base mounted or integrally directly connected.



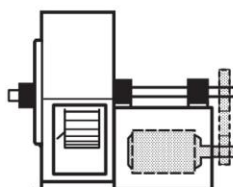
ARR. 7 SWSI - For belt drive or direct connection. Arrangement 3 plus base for prime mover.



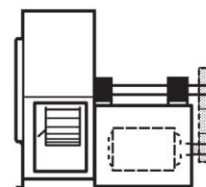
ARR. 7 DWDI - For belt drive or direct connection. Arrangement 3 plus base for prime mover.



ARR. 8 SWSI - For belt drive or direct connection. Arrangement 1 plus extended base for prime mover.



ARR. 9 SWSI - For belt drive. Impeller overhung, two bearings, with prime mover outside base.



ARR. 10 SWSI - For belt drive. Impeller overhung, two bearings, with prime mover inside base.

ANEXO 2 – Arranjos de acionamento segundo norma AMCA 99-2404-03 (parte 2)

AMCA Standards On Fan Arrangements, Rotation, Discharge & Motor Position

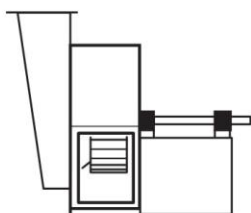
Engineering Data 16002

Drive Arrangements For Centrifugal Fans AMCA Standard 99-2404-03**NOTES:****SW** - Single Width **DW** - Double Width**SI** - Single Inlet **DI** - Double Inlet

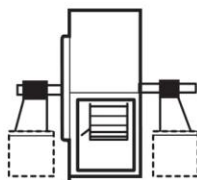
For designation of rotation and discharge, see page 5.

For motor position, belt or chain drive, see page 6.

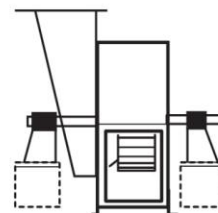
For designation of position of inlet boxes, see page 4.



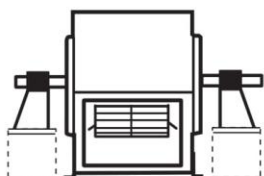
ARR. 1 SWSI With Inlet Box - For belt drive or direct connection. Impeller overhung, two bearings on base. Inlet box may be self-supporting.



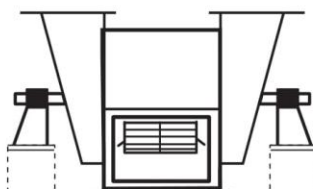
ARR. 3 SWSI With Independent Pedestal - For belt drive or direct connection fan. Housing is self-supporting. One bearing on each side supported by independent pedestals.



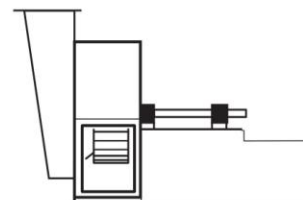
ARR. 3 SWSI With Inlet Box and Independent Pedestals - For belt drive or direct connection fan. Housing is self-supporting. One bearing on each side supported by independent pedestals with shaft extending through inlet box.



ARR. 3 DWDI With Independent Pedestal - For belt drive or direct connection fan. Housing is self-supporting. One bearing on each side supported by independent pedestals.



ARR. 3 DWDI With Inlet Box and Independent Pedestals - For belt drive or direct connection fan. Housing is self-supporting. One bearing on each side supported by independent pedestals with shaft extending through inlet box.



ARR. 8 SWSI With Inlet Box - For belt drive or direct connection. Impeller overhung, two bearings on base plus extended base for prime mover. Inlet box may be self-supporting.

ANEXO 3 – Propriedades de vários gases ideais

664

Fundamentos da Termodinâmica

Tabela A.5

Propriedades de vários gases ideais a 25 °C e 100 kPa*

Gás	Fórmula química	Massa molar kg/kmol	R kJ/kg K	ρ (kg/m ³)	C_{p0} kJ/kg K	C_{v0} kJ/kg K	$k = C_p/C_v$
Acetileno	C ₂ H ₂	26,038	0,3193	1,05	1,699	1,380	1,231
Água (vapor)	H ₂ O	18,015	0,4615	0,0231	1,872	1,410	1,327
Ar		28,97	0,287	1,169	1,004	0,717	1,400
Amônia	NH ₃	17,031	0,4882	0,694	2,130	1,642	1,297
Argônio	Ar	39,948	0,2081	1,613	0,520	0,312	1,667
Butano	C ₄ H ₁₀	58,124	0,1430	2,407	1,716	1,573	1,091
Dióxido de Carbono	CO ₂	44,01	0,1889	1,775	0,842	0,653	1,289
Monóxido de Carbono	CO	28,01	0,2968	1,13	1,041	0,744	1,399
Etano	C ₂ H ₆	30,07	0,2765	1,222	1,766	1,490	1,186
Etanol	C ₂ H ₅ OH	46,069	0,1805	1,883	1,427	1,246	1,145
Etileno	C ₂ H ₄	28,054	0,2964	1,138	1,548	1,252	1,237
Hélio	He	4,003	2,0771	0,1615	5,193	3,116	1,667
Hidrogênio	H ₂	2,016	4,1243	0,0813	14,209	10,085	1,409
Metano	CH ₄	16,043	0,5183	0,648	2,254	1,736	1,299
Metanol	CH ₃ OH	32,042	0,2595	1,31	1,405	1,146	1,227
Neônio	Ne	20,183	0,4120	0,814	1,03	0,618	1,667
Nitrogênio	N ₂	28,013	0,2968	1,13	1,042	0,745	1,400
Óxido nítrico	NO	30,006	0,2771	1,21	0,993	0,716	1,387
Óxido nitroso	N ₂ O	44,013	0,1889	1,775	0,879	0,690	1,274
<i>n</i> -Octano	C ₈ H ₁₈	114,23	0,072 79	0,092	1,711	1,638	1,044
Oxigênio	O ₂	31,999	0,2598	1,292	0,922	0,662	1,393
Propano	C ₃ H ₈	44,094	0,1886	1,808	1,679	1,490	1,126
R-12	CCl ₂ F ₂	120,914	0,068 76	4,98	0,616	0,547	1,126
R-22	CHClF ₂	86,469	0,096 16	3,54	0,658	0,562	1,171
R-32	CF ₂ H ₂	52,024	0,1598	2,125	0,822	0,662	1,242
R-125	CHF ₂ CF ₃	120,022	0,069 27	4,918	0,791	0,722	1,097
R-134a	CF ₃ CH ₂ F	102,03	0,081 49	4,20	0,852	0,771	1,106
R-410a		72,585	0,114 55	2,967	0,809	0,694	1,165
Dióxido de enxofre	SO ₂	64,059	0,1298	2,618	0,624	0,494	1,263
Trióxido de enxofre	SO ₃	80,053	0,103 86	3,272	0,635	0,531	1,196

* Ou na pressão de saturação, se esta for menor que 100 kPa.