

MURILO CEZAR BIAZI

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E SIMULAÇÃO EM CFD DE
LAVADOR VENTURI INDUSTRIAL

Versão Corrigida

São Paulo
2022

MURILO CEZAR BIAZI

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E SIMULAÇÃO EM CFD DE
LAVADOR VENTURI INDUSTRIAL

Versão Corrigida

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do título de Mestre em
Ciências.

Área de Concentração:
Engenharia Química

Orientador: Prof. Dr. Song Won Park

São Paulo
2022

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

Este exemplar foi revisado e corrigido em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, _____ de _____ de _____

Assinatura do autor: _____

Assinatura do orientador: _____

Catálogo-na-publicação

Biazi, Murilo Cezar

Avaliação de Desempenho e Simulação em CFD de Lavador Venturi industrial / M. C. Biazi -- versão corr. -- São Paulo, 2022.

230 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química.

1.Lavador de gases Venturi 2.Controle de poluentes atmosféricos
3.Eficiência de captura 4.Perda de carga 5.Simulação I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Química II.t.

BIAZI, Murilo Cezar. **Avaliação de Desempenho e Simulação em CFD de Lavador Venturi industrial.** 2022. 230p. Dissertação (Mestrado em Ciências e Engenharia Química) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Química. 2022

Aprovado em:

Banca Examinadora

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento: _____

Prof. Dr. _____

Instituição: _____

Julgamento _____

AGRADECIMENTOS

Primeiramente à Deus pela oportunidade dada com objetivo alcançado.

Ao meu orientador Song, por todo o direcionamento, fundamental para meu crescimento científico e intelectual.

À minha família, em especial à minha esposa, por todo o apoio nas dificuldades e compreensão nos momentos necessários, sem esquecer dos meus pais e irmãos que me apoiaram desde o início.

Ao parceiro e colega, Diego Stevan, que contribuiu enormemente para a execução deste trabalho.

RESUMO

O volume total de emissão de particulados produzidos a serem tratados, aumenta cada vez mais enquanto os limites de emissão estipulados vem em constante redução. Portanto, é necessário aprimorar os conhecimentos sobre eficiência de captura nos sistemas de lavagem de gases, avaliando seu comportamento hidrodinâmico. Foi realizada medição de dados operacionais em condição controlada e medição isocinética em condições normais de operação. Os resultados foram comparados com a avaliação dos modelos existentes de desempenho e de perda de carga. Finalmente, avaliou-se o modelo em CFD (fluidodinâmica computacional) para elucidar o comportamento no interior da unidade industrial. Um lavador industrial Venturi não é apenas a parte convergente, garganta e divergente de um Venturi, e sim todo o conjunto, desde a entrada de gases e de água até a parte de captura de gotas em separador ciclônico. A eficiência de coleta das partículas obtida experimentalmente é de 93.2%, ao passo que a eficiência teórica está entre 98,2% e 100%. Isso se explica pelas condições não ideais de operação em unidade industrial do qual os modelos foram incapazes de modelar. A perda de carga total no lavador, dada como o valor da perda de pressão do escoamento entre as seções convergente, garganta e divergente, foi superior no lavador industrial em estudo. Uma vez que a diferença entre a perda de carga somente com ar é muito diferente de quando se tem sistema ar+água, explica-se a diferença entre o perfil de pressão teórica, por simulação e por medição experimental, onde a curva de recuperação de pressão é mais acentuada nos experimentos. As medições experimentais, as elucidções de mecanismos por modelos teóricos e a simulação por CFD para verificação formam um tripé de ferramentas que devem ser utilizadas em conjunto por se tratar de operação industrial. A maioria da literatura trata de experimentos em pilotos com condições controladas, com proposição de modelos teóricos, ou trata de modelagem CFD comparada com a literatura de modelos teóricos. Aqui se apresenta a aplicação das três abordagens.

Palavras-chave: Venturi Scrubber; Limpeza dos gases; Eficiência de retenção dos particulados; Perda de Carga; CFD Fluidodinâmica Computacional

ABSTRACT

The total particulate matter volume emission produced to be treated are progressively increasing, while the emission limits are in the opposite direction. Therefore, it is necessary to improve the knowledge about wet scrubber collection efficiency through its hydrodynamic behavior.

Operacional data measurements in controlled conditions, and isokinetic sampling in normal operational conditions were made. The data was compared with performance and pressure drop mathematical models. Finally, the CFD (computacional fluidynamics) models were evaluated to elucidate the internal industrial equipment behavior. An industrial Venturi scrubber is not composed basically only by convergent, through and divergent sections, but rather the whole machinery, since the inlet of gases and water and the water droplets removal in a cyclonic vessel. The experimental collection efficiency obtained was 93.2%, whereas the theoretical values range from 98.2% to 100%. These results are explained by non-ideal conditions in the industrial unit. The Venturi scrubber total pressure drop, known as pressure difference between the convergent, through and divergent sections, is higher in the industrial unit. Since the pressure drop in *no water* conditions is very different with the presence of water, it is explained the profile difference between theoretical, simulated and experimental runs, where the recovery profile pressure is sharper in experimental data. The water fluid flow and the droplets distribution are slightly different in industrial conditions, even so with similar trends. The experimental measurements, the theoretical models mechanism elucidation and the CFD simulation forms a tools tripod which must be used together since it is about an industrial operation. In the literature, is found basically of pilot scale experiments in controlled conditions, with theoretical models proposition, or CFD simulation compared with theoretical models. In the present study, for the first time ever, the three approaches combined.

Keywords: Venturi Scrubber; Gas cleaning; Particle collection efficiency; Pressure Drop; CFD Computational Fluid Dynamics

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1: Concentração anual de MP10 e MP2,5 para várias cidades do mundo.	20
Figura 2: Média anual da concentração de MP2,5 nos EUA do período de 1999 a 2016.	21
Figura 3: Representação esquemática das seções de um lavador Venturi.	22
Figura 4: Desenho esquemático de um lavador coluna de <i>spray</i>	27
Figura 5: Desenho esquemático de uma lavador tipo orifício.	27
Figura 6: Lavador de gases tipo Venturi de garganta circular com a) injeção de líquido por orifícios, e b) injeção de líquido por bicos atomizadores.	30
Figura 7: a) Lavador Venturi de garganta retangular e injeção de líquido por bicos atomizadores. b) Lavador Venturi de garganta circular com injeção de líquido por bicos atomizadores e aparato de ajuste da perda de carga.	30
Figura 8: Lavador de gases tipo Venturi <i>Pease-Anthony</i> com entrada tangencial. ...	34
Figura 9: Lavador de gases tipo Venturi <i>Pease-Anthony</i> com entrada tangencial. ...	34
Figura 10: Lavador de gases tipo ejetor.	35
Figura 11: Lavador Venturi de garganta ajustável por tampa cônica.	36
Figura 12: Lavador Venturi com garganta ajustável por placas.	36
Figura 13: Lavador Venturi de múltiplas gargantas.	37
Figura 14: Separador ciclônico de gotas e exemplos de separadores internos.	38
Figura 15: Classificação dos componentes por faixa de diâmetro da partícula.	42
Figura 16: Esquema típico de quebra de jatos em <i>spray</i>	43
Figura 17: Exemplo de distribuição de tamanho de gota.	45
Figura 18: Fluxograma simplificado típico de um processo de granulação de fertilizantes utilizando um tambor granulador.	50
Figura 19: Desenho esquemático de um tambor granulador.	51
Figura 20: Esquema típico de um secador tipo tambor rotativo.	52
Figura 21: Detalhe do princípio de cascadeamento de material granulado no interior do tambor secador.	53
Figura 22: Fluxograma de processo da corrente gasosa em estudo.	55
Figura 23: Fluxograma de processo da corrente líquida em estudo.	56
Figura 24: Desenho esquemático de um ciclone com as principais dimensões.	57
Figura 25: Desenho típico de exaustor centrífugo.	59
Figura 26: Detalhe construtivo dos agitadores das caixas de recebimento.	62
Figura 27: Layout geral do lavador Venturi em estudo.	64
Figura 28: Foto do lavador Venturi em estudo.	64
Figura 29: Detalhe da seção convergente do lavador em estudo com a) sendo o corte transversal no início da seção convergente, e b) o corte longitudinal.	66
Figura 30: Foto do quinto ponto de injeção de água.	67
Figura 31: Geometria do conjunto de aletas e sua posição no vaso ciclônico do equipamento em estudo.	70
Figura 32: Vista superior do conjunto de aletas do separador cilônico de gotículas.	70
Figura 33: Vista inferior do conjunto de aletas do separador ciclônico de gotículas.	70
Figura 34: Perda de carga total e a contribuição dos principais mecanismos em um lavador Venturi.	74
Figura 35: Mecanismo de coleta da partícula por impactação inercial.	82
Figura 36: Mecanismo de coleta da partícula por interceptação.	85
Figura 37: Eficiência de coleta em relação a diâmetro das partículas.	86
Figura 38: Mecanismo de coleta da partícula por difusão turbulenta.	87

Figura 39: Diagrama simplificado do sistema de coleta	103
Figura 40: Relação entre diâmetro aerodinâmico, perda de carga na garganta e eficiência de coleta.....	105
Figura 41: Velocidade de sucção na sonda. a) igual à dos gases; b) superior à velocidade dos gases no duto; c) inferior à velocidade dos gases no duto.....	155
Figura 42: Trem de amostragem do coletor isocinético de poluentes atmosféricos.	155
Figura 43: Localização dos 12 pontos de coleta em duto circular de 1 m de diâmetro.	158
Figura 44: Localização dos pontos de amostragem isocinética realizados no estudo com medidas em mm	160
Figura 45: a) Imagem do ponto 1 de amostragem na corrente de entrada; b) Imagem do ponto 2 de amostragem na corrente de saída.....	160
Figura 46: Tubo de pitot TESTO modelo 340 à esquerda e manômetro digital Dwyer Série 475-2 FM à direita.....	162
Figura 47: Localização dos pontos de medição de pressão estática nas seções do lavador Venturi em mm	163
Figura 48: Detalhe das quatro geometrias do sistema em estudo	166
Figura 49: Detalhe da malha utilizada na geometria G1 da geometria do sistema em estudo.	167
Figura 50: Detalhe da malha utilizada na geometria G2 da geometria do sistema em estudo à direita e à esquerda o detalhe do refinamento na entrada da garganta. ..	167
Figura 51: Detalhe da malha utilizada na geometria G3 da geometria do sistema em estudo.	168
Figura 52: Detalhe da malha utilizada na geometria G4 do sistema em estudo.	168
Figura 53: Geometria preliminar com dutos de injeção de água	172
Figura 54: Pontos de injeção de gotículas a) em vista isométrica e b) em vista superior da geometria G2.....	172
Figura 55: Gráficos do perfil de pressão do lavador Venturi para os cinco ensaios de medição controlada.....	175
Figura 56: Gráfico relacionando a perda de carga total do sistema com a vazão de ar.....	177
Figura 57: Gráfico com resultados experimentais e teóricos da perda de carga total.	178
Figura 58: Perfil de pressão obtido pelo modelo de Boll (1973) para o ensaio 3M.	179
Figura 59: Perfil de pressão obtido pelo modelo de Boll (1973) para o ensaio 4M.	179
Figura 60: Perfil de pressão obtido pelo modelo do Boll (1973) para o ensaio 5M.	180
Figura 61: Gráfico da distribuição granulométrica do material particulado na entrada do lavador Venturi.	181
Figura 62: Detalhe da posição da linha onde os dados de pressão total foram exportados da geometria G1	184
Figura 63: Gráfico do perfil de pressão ao longo da linha da Figura 62 para os três testes realizados	185
Figura 64: Detalhe da posição da linha onde os dados de pressão total foram exportados da geometria G2.....	186
Figura 65: Gráfico do perfil de pressão ao longo da linha da Figura 59 para os três testes realizados	186
Figura 66: Detalhe da posição da linha onde os dados de pressão total foram exportados da geometria G3.....	187

Figura 67: Gráfico do perfil de pressão ao longo da linha da Figura 61 para os três testes realizados.	188
Figura 68: Detalhe da localização da linha onde os dados de pressão total foram exportados da geometria G4.....	189
Figura 69: Gráfico do perfil de pressão ao longo da linha da Figura 63 para os três testes realizados	189
Figura 70: Linhas de corrente de velocidade para a geometria G1	191
Figura 71: Perfil de pressão para a geometria G1.....	191
Figura 72: Detalhe das regiões de alta pressão e zona morta	192
Figura 73: Linhas de corrente de velocidade para a geometria G2.....	193
Figura 74: Corte longitudinal do perfil de velocidade na entrada da garganta da geometria G2.....	193
Figura 75: Perfil de pressão da geometria G2.....	194
Figura 76: Linhas de corrente de velocidade da geometria G3.....	195
Figura 77: Perfil de pressão da geometria G3.....	195
Figura 78: Linhas de corrente de velocidade da geometria G4. a) da geometria completa e b) detalhe de entrada na chaminé	196
Figura 79: Perfil de pressão da geometria G4.....	197
Figura 80: Linhas de corrente de velocidade para a geometria completa	198
Figura 81: Geometria G2 com injeção de gotículas e material particulado	200
Figura 82: Vista superior da seção convergente com presença de gotículas e material particulado	200
Figura 83: a) Distribuição granulométrica das gotículas ao longo do equipamento e b) o detalhe da seção convergente e entrada da garganta	201
Figura 84: Escoamento da corrente gasosa e gotículas de água para a geometria G3	202
Figura 85: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 1M.	203
Figura 86: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 2M.	203
Figura 87: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 3M.	204
Figura 88: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 4M.	204
Figura 89: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 5M.	205
Figura 90: Comparação dos perfis de pressão do lavador em estudo	206

LISTA DE TABELAS

	Página
Tabela 1: Padrão de qualidade do definido pela CONAMA 491/2018.....	25
Tabela 2: Padrão de qualidade em situações críticas definido pela CONAMA	26
Tabela 3: Classificação dos lavadores Venturi por classe de pressão.....	33
Tabela 4: Alguns livros com descrição de lavadores de gases tipo Venturi.	39
Tabela 5: Empresas fornecedoras de lavador de lavador de gases tipo Venturi.....	40
Tabela 6: Aplicações dos diferentes diâmetros médios	45
Tabela 7: Parâmetros de processo da fonte estacionaria do sistema em estudo	54
Tabela 8: Dimensões do equipamento mostrado na Figura 24.....	58
Tabela 9: Parâmetro de projeto do exaustor principal do sistema.....	59
Tabela 10: Parâmetros de projeto das bombas de água do sistema	61
Tabela 11: Dimensões e capacidade das caixas de recebimento	62
Tabela 12: Dimensões do lavador em estudo.	67
Tabela 13 – Parâmetros operacionais do lavador em estudo.	68
Tabela 14: Parâmetro K do modelo AFM (Annular Flow Model)	80
Tabela 15: Fator de correção de Cunningham para partículas em ar	84
Tabela 16: Resumo de trabalhos relacionados com lavador de gases tipo Venturi ..	93
Tabela 17: Estudos de simulação CFD que utilizam modelos de eficiência de coleta	102
Tabela 18: Valores das constantes α e gama da lei de potência	107
Tabela 19: Cálculo de η_{total} que leva em conta impactação, interceptação e difusão para uma gota	115
Tabela 20: Valores das constantes do modelo $k-\epsilon$ utilizados em CFD.....	120
Tabela 21: Valores das constantes do modelo $k-\omega$ utilizados em CFD.....	124
Tabela 22: Lista de trabalhos em CFD referentes a lavador de gases tipo Venturi. 135	
Tabela 23: Grupos de equipamentos CIPA.....	156
Tabela 24: Normas utilizadas para medição isocinética.....	158
Tabela 25: Sequência de medições de perda de carga e velocidade.	164
Tabela 26: Número de elementos de cada geometria do estudo.	169
Tabela 27: Condições de contorno utilizados nas simulações	173
Tabela 28: Resultados das variáveis de processo para cada ensaio de medição em condição controlada.	174
Tabela 29: Resultados de perfil de pressão e perda de carga total para os ensaios de medição controlada.	175
Tabela 30: Resultados da medição isocinética no ponto 1 (entrada do lavador)	180
Tabela 31: Resultados obtidos na medição isocinética no ponto 2 (saída da chaminé).....	181
Tabela 32: Resultados de eficiência teórica e condições de processo utilizadas ...	183
Tabela 33: Número de nós e elementos do teste de independência de malha da geometria G1.....	184
Tabela 34: Número de nós e elementos do teste de independência de malha da geometria G2.....	185
Tabela 35: Número de nós e elementos do teste de independência de malha da geometria G3.....	187
Tabela 36: Número de nós e elementos do teste de independência de malha da geometria G4.....	188
Tabela 37: Número de nós e elementos das geometrias do estudo	190

NOTAÇÃO

SÍMBOLO

A	área da seção transversal local no Venturi	m
A_T	área da seção transversal da garganta	m^2
A_{tot}	seção (área) transversal total do Venturi, equivale a A_T dps modelos sem filme de líquido, pois no modelo de Viswanathan diferencia-se a seção disponível para escoamento dos gases e a seção ocupada anular pelo filme de líquido	m^2
A_{th}	seção transversal (área) da garganta ocupada por filme líquido nas paredes	m^2
C	fator adimensional da entrada de fluido principal (gases) no tubo, no modelo de Viswanathan	
C, C_C	fator de correção de escorregamento de Cunningham	
C_μ	constante do modelo $k \varepsilon$ de turbulência	
$C_{1\varepsilon}$	constante do modelo $k \varepsilon$ de turbulência	
$C_{2\varepsilon}$	constante do modelo $k \varepsilon$ de turbulência	
C_i, C_o	concentração do material particulado na entrada e na	$\frac{kg}{m^3}$
$C_D, C_{D,0}, C_{D,t}$	coeficiente de arrasto, coeficiente de arrasto estagnante, coeficiente de arrasto turbulento	
C_T	coeficiente da escala de tempo do acompanhamento do fluxo de gás em turbilhão	
C_Λ	coeficiente da escala de tempo para partícula atravessar turbilhão	
C_L	coeficiente de sustentação	
$C_{L\omega}$	coeficiente de sustentação induzida por vorticidade	
$C_{L\Omega}$	coeficiente de sustentação induzida por rotação	
C_{VM}	coeficiente de massa virtual	
D_{inj}	“Diâmetro representativo” do sistema de injeção do líquido no modelo de gotas de Guerra et al (2011)	m
D_e	diâmetro hidráulico equivalente do duto	m
$d_p, d_D, d_i, d_{pg}, d_{ps}$	diâmetro da partícula, diâmetro de gota (droplet), diâmetro do conjunto de gotas i , diâmetro aerodinâmico de média, diâmetro físico de Stokes. Em muitas equações empíricas o diâmetro de gotas é dado em (cm ou μm), por isso deve-se checar a unidade.	m
d_{32}	Diâmetro médio de Sauter das gotas	m
D	tensor da taxa de deformação	

D_{dif}	coeficiente de difusão das partículas	m^2/s
E	eficiência da coleta de partículas	
f	fator de atrito	
f_c	fator de fricção do fluido principal (gases e gotas), , no modelo de queda de pressão de Viswanathan	
F_1, F_2	funções de ponderação, 0.0-1.0, entre modelo $k \varepsilon$ e modelo $k \omega$.	
F_f	fração de líquido que está como filme na garganta do venturi	
F_L	número da força de Magnus	
Fr	número de Froude	
F_D, F_B, F_G, F_C	força de arrasto, empuxo, gravidade (campo), e de interação partícula-partícula em uma partícula na abordagem lagrangiana	N
F_p^{body}, F_g^{body}	força do corpo da partícula na fase dispersa e do gás no fluido da fase contínua	N
F_p^{inter}, F_g^{inter}	força interfacial da partícula na fase dispersa e do gás no fluido da fase contínua	N
F_p^{drag}	força de arrasto da partícula na fase dispersa	N
F_p^{lift}	força de sustentação (<i>lift force</i>)	N
F_p^{VM}	força devido a massa virtual agindo sobre a fase dispersa	N
F_p^{disp}	força devido a dispersão turbulenta	N
g, \mathbf{g}	aceleração gravitacional	m/s^2
H	altura em que o fluido se descola para dar volta em turbilhão	m
H_D	fração volumétrica do gás, no modelo de Azzopardi de queda de pressão	
H_{di}	fração volumétrica das gotículas de diâmetro d_i , no modelo de Azzopardi de queda de pressão	
Kn	número de Knudsen	
k	energia cinética turbulenta (da flutuação devida a turbulência) específica por unidade de massa <i>obs:</i> ($\frac{J}{kg} = \frac{m^2}{s^2}$)	m^2/s^2
L_e	escala de comprimento médio do turbilhão (eddy length scale)	m
l_t	comprimento da garganta no modelo de queda de pressão de Yung	m
M_{wG}	peso molecular do gás	mol
m_p	massa da partícula na abordagem lagrangiana	kg
p	pressão <i>obs:</i> ($Pa = \frac{N}{m^2} = \frac{kg}{m.s^2}$)	Pa

p'	pressão modificada $p' = p + \frac{2}{3}\rho k + \frac{2}{3}\mu_t \nabla \mathbf{U}$, em algumas aplicações apenas $p' = p + \frac{2}{3}\rho k$	Pa
P_k	energia cinética turbulenta devido às forças viscosas e de flutuação (produção de cisalhamento pela turbulência)	$\frac{kg}{m \cdot s^3}$
P_T, P_L, P_G	potência total no sistema de venturi scrubber, potência para injetar líquido, potência para gás vencer	$kWh/1000m^3$
P_t	penetração das partículas, é oposto da eficiência $P_t = 1 - E$	
P_t^*	penetração das partículas global para conjunto de partículas	
Pe	Número de Peclet	
Q_i, Q_o, Q_L, Q_G	vazão volumétrica do gás na entrada e na saída, vazão volumétrica do líquido (gotas) e do gás	$\frac{m^3}{s}$
L, G	vazão volumétrica da água (droplets) e do gás	m^3/s
R_G	constante universal de gás=8,314462 $(m^3 \cdot Pa)/(K \cdot mol)$	
Re_p, Re_G	número de Reynolds da partícula e do gás	
$\mathbf{R}_g, \mathbf{R}_p$	tensor de tensão de Reynolds	
S	medida da invariante da taxa de deformação	
S_i, S_o, S_c	vazão mássica das partículas de entrada, de saída e coletado	$\frac{kg}{s}$
S_M	termo fonte de movimento na equação de Navier Stokes em CFD da ANSYS	$\frac{kg}{m^2 \cdot s^2}$
St	número de Stokes	
T	Temperature	K
U_e, U_0	velocidade média do turbilhão (eddy), U_0 indica a velocidade na estimativa prática de τ_f	m/s
U_s, U_p, U_D, U_f, U_G (U_g)	velocidade do sólido (fase dispersas), da partícula, da gota (droplet), velocidade do fluido (fase continua), velocidade do Gás, (velocidade do gás)	m/s
U_{GT}, U_{Gf}, U_{di}	velocidade do gás na garganta do Venturi Scrubber, velocidade do gás no duto de saída de Venturi, velocidade das gotas de diâmetro d_i , utilizados nos modelos de queda de pressão	m/s
\mathbf{U}	vetor velocidade	m/s
$\bar{\mathbf{U}}$	vetor velocidade média temporal	m/s
\mathbf{u}	vetor flutuação da velocidade	m/s
u_{de}^*	razão $u_{de}^* = \frac{U_D}{U_{GT}}$ entre a velocidade das gotas na saída da garganta e a velocidade do gás na garganta	
u_{rel}, U_{rel}	velocidade relativa entre gás e partícula	m/s

x_p	vetor de posição da partícula para indicar a trajetória	
X	adimensional do modelo de Yung para queda de pressão	
y	distância da parede mais próxima	m
y^+	distância (adimensional) da subcamada escalada da parede	
W_G, W_D, W_{di}	é vazão mássica dos gases, vazão mássica das gotas, vazão mássica das gotas de diâmetro d_i , utilizados nos modelos de queda de pressão	kg/s
W_C	vazão mássica de gases com gotas, no modelo de queda de pressão de Viswanathan	kg/s
SÍMBOLO GREGO		
α_C	fração da área da seção do Venturi ocupado pelo fluido principal (aquela subtraindo área ocupada pelo filme), no modelo de queda de pressão de Viswanathan	
α_G, α_L	fração volumétrica do gás e fração volumétrica líquido na mistura	
α_p, α_f	fração volumétrica da partícula e fração volumétrica do fluido (gás) na mistura	
α_1, α_2	parâmetros do modelo $k \omega$ e do modelo modelo $k \omega$ SST	
β	razão de carga da partícula, grau de interação entre fase dispersa diluída e a fase contínua fluida (gas).	
β	coeficiente de correção do modelo de Yung para queda de pressão	
β_1, β_2	parâmetros do modelo $k \omega$ e do modelo modelo $k \omega$ SST	
β', β^*	parâmetros do modelo $k \omega$ e do modelo modelo $k \omega$ SST	
γ	razão entre as densidades de mistura entre a fase dispersa e a fase contínua	
δ	Delta de Kronecker	
ε	taxa de dissipação da energia cinética turbulenta (k) específica por unidade de massa no modelo $k \varepsilon$	m^2/s^2
	obs: $(\frac{J}{kg} = \frac{m^2}{s^2})$	
η	relação massica ($\eta = W_d/W_g$) entre a vazão de líquido e gás, no modelo de queda de pressão de Viswanathan	
η_p	eficiência individual da coleta da uma partícula	
η_{total}	soma de todas as eficiências individuais da coleta de partícula em gota	
η_{imp}	eficiência individual da coleta da partícula em gota por impactação inercial	

η_{int}	eficiência individual da coleta da partícula em gota por interceptação	
η_{dif}	eficiência individual da coleta da partícula em gota por difusão turbulenta, ou seja, movimento browniano	
η	relação massica ($\eta = W_d/W_g$) entre a vazão de líquido e gás, no modelo de queda de pressão de Viswanathan	
λ	Caminho livre médio no gás	m
μ, μ^{mol}	viscosidade absoluta ou molecular dinâmica da fase em questão μ_G, μ_G^{mol} (ou μ_f, μ_f^{mol}) indica viscosidade dinâmica do gás em fase contínua e μ_p, μ_p^{mol} indica viscosidade dinâmica da partícula (se líquido) em fase dispersa. Às vezes μ_f, μ_f^{mol} indicam filme de líquido	$Pa \cdot s$
$\mu_L, \mu_D, \mu_f, \mu_G (\mu_g)$	viscosidade dinâmica do Líquido, da gota (Droplet), do fluido (fase contínua) ou do filme, viscosidade do Gás, (viscosidade do gás)	$Pa \cdot s$
μ_t	viscosidade turbulenta	$Pa \cdot s$
μ_{eff}	viscosidade efetiva	$Pa \cdot s$
ν	viscosidade cinemática (μ/ρ)	m^2/s
ρ	massa específica do fluido em escoamento	kg/m^3
$\rho_s, \rho_p, \rho_L, \rho_D, \rho_f, \rho_G (\rho_g)$	massa específica do sólido (fase dispersas), da partícula, do Líquido, da gota (Droplet), velocidade do fluido (fase contínua), velocidade do Gás, (velocidade do gás)	kg/m^3
ρ'_p, ρ'_f	massa da partícula por volume da mistura (<i>bulk density</i>) e massa do fluido (gas) por volume da mistura (<i>bulk density</i>)	kg/m^3
σ	tensão superficial	kg/s^2
σ_B	constante de Boltzmann = $1.38064852 \times 10^{-23}$	$(m^2kg)/(s^2K)$
σ_K	constante do modelo $k \varepsilon$ de turbulência (número de Prandtl para k no modelo $k \varepsilon$, conecta a “difusividade” de k com a “viscosidade turbulenta”).	
σ_ε	constante do modelo $k \varepsilon$ de turbulência (número de Prandtl para ε no modelo $k \varepsilon$, conecta a “difusividade” de ε com a “viscosidade turbulenta”).	
σ_{k1}, σ_{k2}	constante da equação diferencial de k , parâmetros do modelo $k \omega$ e do modelo modelo $k \omega$ SST	
$\sigma_{\omega1}, \sigma_{\omega2}$	constante da equação diferencial de ω , parâmetros do modelo $k \omega$ e do modelo modelo $k \omega$ SST	

τ	tensor tensão	<i>Pa</i>
τ_D	tempo de amortecimento da colisão	<i>s</i>
τ_f	escala do tempo do fluido da fase contínua, utilizou-se aqui τ_f em lugar de τ_g para ter a mesma nomenclatura da literatura	<i>s</i>
τ_p	tempo de relaxação da partícula, tempo em que a sua velocidade atinge 63.2% da velocidade terminal	<i>s</i>
τ_p	tensão normal da partícula na abordagem lagrangiana (não confundir com tempo de relaxação)	<i>Pa</i>
τ_w	tensão de cisalhamento na interface gás/filme, no modelo de queda de pressão	<i>Pa</i>
τ_g^p	escala de tempo de interação partícula-gás	<i>s</i>
τ_g^g	escala de tempo do acompanhamento (lagrangiano) do fluxo de gás turbulento	<i>s</i>
τ_{cross}	tempo para a partícula atravessar um turbilhão de gás	<i>s</i>
ϕ_c^2	relação entre os fatores de fricção entre as duas fases: os gases com gotas e o filme, no modelo de queda de pressão de Viswanathan	
ψ	parâmetro de impacto inercial	
ω	frequência da turbulência no modelo $k \omega$, taxa de dissipação específica de (ε/k)	

NOMENCLATURA

BSL	Baseline no modelo $k \omega$	
CFD	fluidodinâmica computacional	
CIPA	Coletor Isocinético de Poluentes Atmosféricos	
CO ₂	dióxido de carbono	<i>ppm</i>
CONAMA	Conselho Nacional de Meio Ambiente	
COV, VOCs	Compostos Orgânicos Voláteis (<i>Volatile Organic Compounds</i>)	
DNS	Direct Numerical Simulation	
E-E	euleriano-euleriano	
E-L	euleriano-lagrangiano	
US-EPA	Environmental Protection Agency	
IWA	International Water Association	
LBM	Lattice Boltzmann Method	
LES	Large Eddy Simulation	

MP ₁₀	material particulado inferior a 10 µm (micron)	$\mu g/m^3$
MP _{2,5}	material particulado inferior a 2,5 µm (micron)	$\mu g/m^3$
NO _x	óxidos de nitrogênio	<i>ppb</i>
OMS	Organização Mundial de Saúde	
PRONAR	Programa Nacional de Qualidade do Ar	
PDEM	Particle Discrete Element Method	
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes	
SSG RSM	Speziale, Sarkar and Gatski Reynolds Stress Model	
SST	Shear Stress Transport no modelo $k \omega$	
VOF	Volume of Fluid Method	

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS E MOTIVAÇÃO.....	19
1.2	OBJETIVO GERAL DO TRABALHO	22
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	22
2	REVISÃO DA LITERATURA	23
2.1	POLUENTE ATMOSFÉRICO.....	23
2.2	LAVADORES DE GASES.....	26
2.3	LAVADORES DE GASES TIPO VENTURI	29
2.4	DESCRIÇÃO DO SISTEMA INDUSTRIAL	48
2.5	PERDA DE CARGA EM LAVADORES VENTURI	71
2.6	MECANISMOS DE COLETA DAS PARTÍCULAS.....	80
2.7	FLUIDODINÂMICA COMPUTACIONAL (CFD)	116
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	154
3.1	AVALIAÇÃO DO VENTURI INDUSTRIAL	154
3.2	MODELO EM CFD	165
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	174
4.1	PERDA DE CARGA	174
4.2	MEDIÇÃO ISOCINÉTICA.....	180
4.3	EFICIÊNCIA DE COLETA	182
4.4	SIMULAÇÃO EM CFD	184
5	CONCLUSÃO	208
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	211
	APÊNDICE A.	220
	APÊNDICE B.	227

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações Iniciais e motivação

A atividade industrial, para produção de bens de consumo, se torna cada vez mais parte essencial para a existência da espécie humana em nosso planeta. As demandas crescentes de produção exigem a instalação de novas unidades produtivas, além da otimização das já existentes no que se refere, principalmente, à emissão de poluentes atmosféricos. Dentre os poluentes atmosféricos mais conhecidos, encontra-se o material particulado, gerado desde a queima de combustíveis, processos intermediários na indústria de bens de consumo e até em processos de manuseio de material sólido. Segundo documento da Organização Mundial de Saúde, WHO (2005), os grandes emissores de material particulado na atmosfera são as fontes móveis (principalmente automóveis e caminhões) e as fontes estacionárias, definido por Cheremisinoff (2002) como grandes fontes estáticas de emissão de poluentes atmosféricos, relacionadas principalmente aos processos de geração de energia em usinas termelétricas de queima de carvão, nos processos de metalurgia e de beneficiamento de sólidos. No presente estudo, a corrente gasosa a ser tratada antes de sua emissão para atmosfera é resultado do processo de secagem de fertilizante granulado, com a fonte estacionária sendo representada pelo sistema de geração de gás quente e tambor de secagem que serão detalhados na seção 2.4.1.

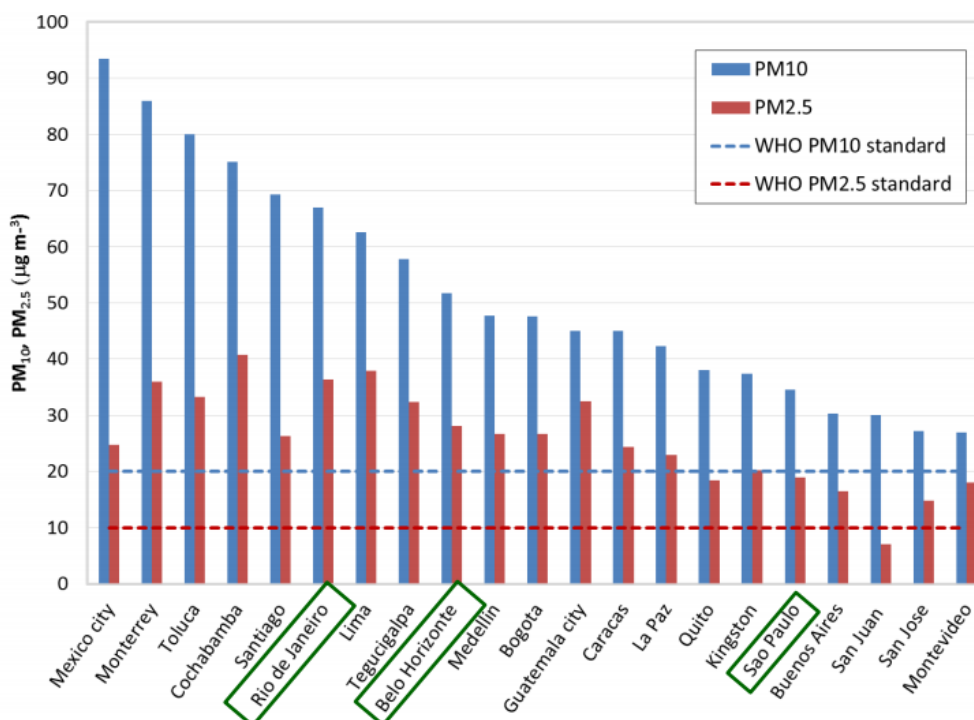
O material particulado é definido como uma mistura de partículas, sólidas e líquidas, capazes de ficarem dispersas no ar e de se depositarem sobre a superfície sob efeito da gravidade, quando presentes em um ambiente sem corrente de ar. É dividido em duas classes principais, relacionados ao diâmetro da partícula: MP10 - material particulado com diâmetro de até 10 μm - e o MP2,5 - material particulado de diâmetro de até 2,5 μm . Também são conhecidos por material particulado inalável e material particulado inalável fino, respectivamente.

A preocupação com a redução nas taxas de emissão de material particulado na atmosfera, principalmente em regiões próximas a grandes centros urbanos, surge dos efeitos nocivos desse tipo de material à saúde humana. O mais recente estudo realizado pela Organização Mundial da Saúde, WHO (2021) define que a poluição atmosférica é um fator de risco global e há relação íntima e proporcional entre o número de mortes e a concentração de MP2,5. Os efeitos nocivos à saúde ocorrem

pois partículas com diâmetro inferior a 10 μm podem atingir os pulmões ou mesmo a corrente sanguínea. Além disso, o documento afirma que podem existir outros problemas como: morte prematura em indivíduos com problema pulmonar ou cardiovascular; batimento irregular do coração; agravamento de asma; aumento nas crises respiratórias (irritação das vias nasais, tosse ou dificuldade para respirar).

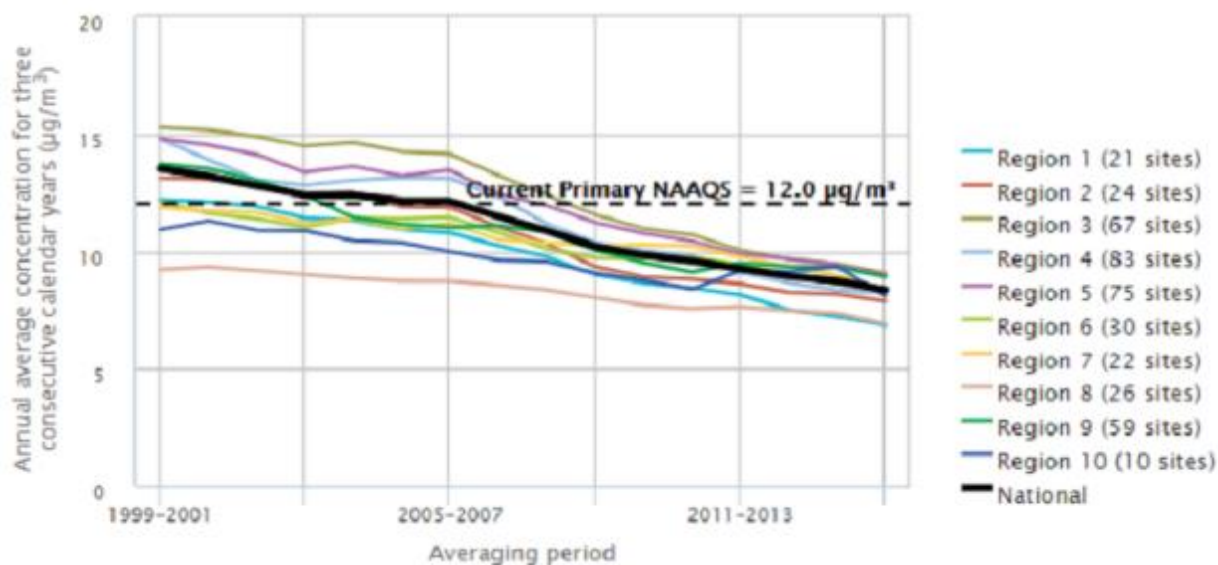
O aumento na concentração desse tipo de poluente ocorre com maior frequência em países subdesenvolvidos e a Figura 1 mostra o gráfico das concentrações de MP10 e MP2,5 em diversas cidades do mundo dos quais atingem valores superiores aos recomendados pela Organização Mundial da Saúde. A Figura 2 mostra que, nos EUA onde houve investimento em pesquisa e modernização de sistemas de lavagem de gases principalmente desde a década de 70, ocorreu redução na concentração no período avaliado.

Figura 1: Concentração anual de MP10 e MP2,5 para várias cidades do mundo



Fonte: FUNDACENTRO – Poluição do ar: Conceito e aspecto histórico. http://www.fundacentro.gov.br/Arquivos/sis/EventoPortal/AnexoConteudoProgramatico/Polui%C3%A7%C3%A3o%20ar_Fundacentro_25set2017%20Dra%20Adalgiza.pdf

Figura 2: Média anual da concentração de MP2,5 nos EUA do período de 1999 a 2016

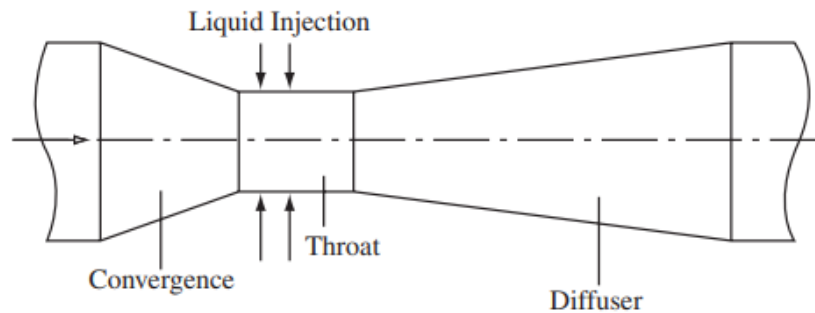


Fonte: Report on the environment – Indicator particulate matter concentration
<https://cfpub.epa.gov/roe/indicator.cfm?i=9>

Muitos são os equipamentos existentes com a função de promover a remoção de material particulado de correntes gasosas dentre os mais conhecidos estão o precipitador eletrostático, filtro de manga, câmara gravitacional e lavadores de gases. Porém, o lavador de gases tipo Venturi é um dos mais utilizados na indústria. A Figura 3 mostra a representação esquemática de um lavador de gases tipo Venturi, composto pelas três seções convergente, garganta e divergente. A entrada da corrente gasosa e aceleração dos gases ocorre na seção convergente, com injeção de água normalmente realizado no fim da seção convergente ou início da garganta. A seção divergente é responsável por reduzir a velocidade da corrente gasosa, com conseqüente ganho de pressão. Por essa seção também sai a corrente líquida com o material particulado capturado, ou seja, há geração de lama.

Além de sua importância ambiental, os sistemas de lavagem de gases também são responsáveis por otimização do lucro através do reaproveitamento do resíduo coletado. Em especial no equipamento em estudo, do qual parte da lama gerada retorna ao processo de granulação, aumentando a conversão da material prima em produto de interesse.

Figura 3: Representação esquemática das seções de um lavador Venturi



Fonte: Costa et al. (2005).

1.2 Objetivo Geral do Trabalho

Avaliação de desempenho de um lavador de gases tipo Venturi de escala industrial, do ponto de vista de eficiência de coleta de material particulado e perfil de pressão ao longo da direção axial do equipamento. O equipamento atualmente está em operação em unidade de produção de fertilizantes na etapa de lavagem da corrente gasosa proveniente do sistema de secagem, operação unitária do processo de granulação de fertilizantes.

1.3 Objetivos Específicos

Para o presente estudo, as seguintes etapas foram realizadas:

- a) Coleta de dados operacionais em condição controlada (pressão e velocidade);
- b) Medição isocinética simultânea nas correntes de entrada e saída em condições normais de operação;
- c) Avaliação da perda de carga e comparação com modelos existentes;
- d) Avaliação de desempenho e comparação com modelos de existentes;
- e) Simulação do sistema em modelo em fluidodinâmica computacional;
- f) Análise dos dados reais em relação aos modelos estudados.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Poluente Atmosférico

2.1.1 Tipos de poluentes atmosféricos

De acordo com a resolução CONAMA 491/2018 poluente atmosférico é *“qualquer forma de matéria em quantidade, concentração, tempo ou outras características, que tornem ou possam tornar o ar impróprio ou nocivo à saúde, inconveniente ao bem-estar público, danoso aos materiais, à fauna e flora ou prejudicial à segurança, ao uso e gozo da propriedade ou às atividades normais da comunidade”*

Os poluentes atmosféricos podem ser gerados por fenômenos naturais tais como: erosão do solo, queimadas e erupções vulcânicas. No caso das erupções vulcânicas, além da imensa quantidade de material particulado emitido na atmosfera, existem compostos de enxofre (S), óxidos nitrogenados (NO_x) que podem se transformar em componentes ácidos sob condições adequadas de concentração e efeitos dos raios solares. Os poluentes gerados pela ação humana surgem principalmente dos processos de combustão, na queima de combustível para os automóveis e caminhões (fontes móveis) e nos processos industriais de combustão (queima de carvão, madeira, combustível) ou ainda do manuseio e transferência de líquidos voláteis e sólidos pulverulentos. No que se refere ao material particulado, o processo de combustão deve propiciar queima mais completa possível para redução na formação de cinzas. Quando o poluente atmosférico é emitido em sua forma final, por exemplo dióxido de carbono na queima de combustível, o poluente é chamado de primário; quando o poluente é formado na atmosfera a partir de reações entre poluentes primários, por exemplo a formação de ácido nítrico e chuva ácida na reação entre compostos nitrogenados com água sob efeitos da exposição solar, o poluente é chamado de secundário.

2.1.2 Legislação de controle da poluição atmosférica

Atualmente a legislação brasileira de controle da poluição do ar define os limites de emissão dos seguintes poluentes atmosféricos: MP10, MP2,5, dióxido de enxofre (SO₂), dióxido de nitrogênio (NO₂), ozônio (O₃), fumaça, monóxido de carbono (CO), partícula total em suspensão e chumbo (Pb).

Dada a necessidade de maior controle das fontes emissoras de poluentes, no Brasil foi estabelecido o Programa Nacional de Qualidade do Ar (PRONAR) através da Resolução 03/90 CONAMA¹ (Conselho Nacional de Meio Ambiente) de 1990, e neste são definidos os conceitos de padrão de qualidade do ar, como:

a) Padrão Primário de Qualidade do Ar;

Concentrações de poluentes que, se ultrapassados, poderão afetar a saúde da população. Para partículas totais em suspensão (material sólido ou líquido suspenso no ar na forma de poeira, neblina, aerossol, fuligem, com diâmetro de até 50 µm). O padrão primário estabelece o limite:

- Concentração média aritmética anual de 50 µg/m³ ar;

b) Padrão Secundário de Qualidade do Ar.

Concentração de poluentes abaixo dos quais se prevê o mínimo efeito adverso sobre o bem-estar da população, assim como mínimo dano à fauna, flora, aos materiais e ao meio ambiente em geral. Para partículas totais em suspensão, o padrão secundário estabelece o seguinte limite:

- Concentração média aritmética de 24 horas de 150 µg/m³ ar.

A resolução CONAMA 03/90 também estabelece limites de concentração para fumaça, dióxido de enxofre, monóxido de carbono, ozônio e dióxido de nitrogênio. A Organização Mundial de Saúde, WHO (2005), explica os efeitos nocivos à saúde humana de diversos poluentes atmosféricos, dentre os quais o material particulado, considerando dados de concentração médios em várias cidades do mundo, entre elas São Paulo. Baseado nesse documento, em 2013 foi publicado o Decreto Estadual nº 59113/2013² que avalia a qualidade do ar no Estado de São Paulo através de Padrões de Qualidade do Ar através dos seguintes critérios:

1 RESOLUÇÃO CONAMA N.º 003 de 28 de junho de 1990. <http://www2.mma.gov.br/port/conama/res/res90/res0390.html>. Ver também RESOLUÇÃO Nº 491, de 19 de novembro de 2018 https://www.in.gov.br/materia/-/asset_publisher/Kujrw0TZC2Mb/content/id/51058895

2 Estado de São Paulo Decreto Lei Nº 59.113, DE 23 DE ABRIL DE 2013 . <https://www.al.sp.gov.br/repositorio/legislacao/decreto/2013/decreto-59113-23.04.2013.html>

a) Metas Intermediárias – (MI);

Estabelece valores temporários a serem cumpridos em etapas para melhoria gradual na qualidade do ar pela redução de emissões de fontes fixas e móveis, em linha com os princípios do desenvolvimento sustentável.

b) Padrão Final (PF).

Padrão determinado pelo conhecimento científico para que a saúde da população seja preservada ao máximo em relação aos danos causados pela poluição atmosférica de determinado componente. O padrão final foi estabelecido para monóxido de carbono, partícula total em suspensão e chumbo.

Em 2018 entrou em vigor a resolução CONAMA³ n°491/2018, criando um sistema de gerenciamento por metas intermediárias, muito semelhante ao determinado pelo decreto Estadual 59113/2013. Com isso, as metas intermediárias devem ser obedecidas em 3 etapas determinadas: Período Intermediário Etapa 1 (PI1), Período Intermediário Etapa 2 (PI2) e Período Intermediário Etapa 3 (PI3). Após a publicação do decreto, a MI1 passou a ser o valor limite de referência e a mudança para níveis subsequentes é definida com avaliações e estudos. A Tabela 1 mostra os valores estabelecidos de padrão de qualidade do ar para MP10 e MP2,5.

Tabela 1: Padrão de qualidade do definido pela CONAMA 491/2018

Poluente	Período de	PI-1	PI-2	PI-3	PF
Atmosférico	Referência	$\mu\text{g}/\text{m}^3$	$\mu\text{g}/\text{m}^3$	$\mu\text{g}/\text{m}^3$	$\mu\text{g}/\text{m}^3$
Material Particulado	24 horas	120	100	75	50
MP ₁₀	Anual	40	35	30	20
Material Particulado	24 horas	60	50	37	25
MP _{2,5}	Anual	20	17	15	10

A Tabela 2 mostra os valores de padrão de qualidade do ar em níveis de alerta, atenção e emergência.

³ Fonte: Resolução CONAMA 491/2018

<http://www2.mma.gov.br/port/conama/legiabre.cfm?codlegi=740>.

Tabela 2: Padrão de qualidade em situações críticas definido pela CONAMA

NÍVEL	Material Particulado	
	MP ₁₀ (µg/m ³) média de 24 h	MP _{2,5} (µg/m ³) média de 24 h
Atenção	250	125
Alerta	420	210
Emergência	500	250

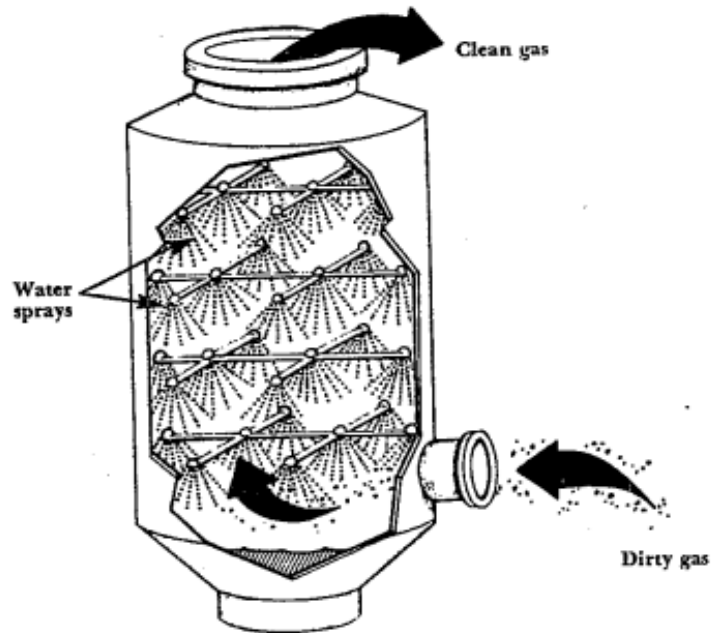
Nota-se que, conforme novos estudos são realizados, há uma tendência na redução dos limites de concentração de poluentes atmosféricos impondo maior redução na taxa de emissão. Devido à relação inversamente proporcional entre o volume total produzido e os limites de emissão determinados, é necessário aprimorar os conhecimentos sobre eficiência de captura nos sistemas de lavagem de gases, sendo esta a motivação principal deste trabalho.

2.2 Lavadores de gases

Os sistemas de controle de emissão de poluentes podem ser divididos em dois grupos principais. O primeiro grupo chamado de equipamentos de via seca, são aqueles não utilizam qualquer corrente líquida para lavagem do gás. Câmaras gravitacionais, filtros de mangas, precipitadores eletrostáticos e ciclones são exemplos de sistemas de controle de emissão de poluentes em via seca. São mais recomendados para material particulado de maior diâmetro, principalmente acima de 20 µm de diâmetro, podendo atingir eficiências de coleta superiores a 90% (FAYED; OTTEN, 1997). O segundo grupo de equipamentos de controle de emissão de poluentes é chamado de equipamentos de via úmida. Nesse tipo de sistema há injeção de corrente líquida para o contato com a corrente gasosa contaminada e posterior captura do material particulado pela gotícula, com o tipo de injeção dependendo do tipo de equipamento utilizado. Colunas de *spray*, coluna de recheio, lavador auto-induzido, lavador de orifício, hidrociclones e lavadores tipo Venturi são exemplos de equipamentos de controle de emissão de poluentes de via úmida, mais conhecidos como lavadores de gases. A Figura 4 mostra a representação esquemática de um lavador de gases *spray* típico, com entrada da corrente gasosa contaminada pelo

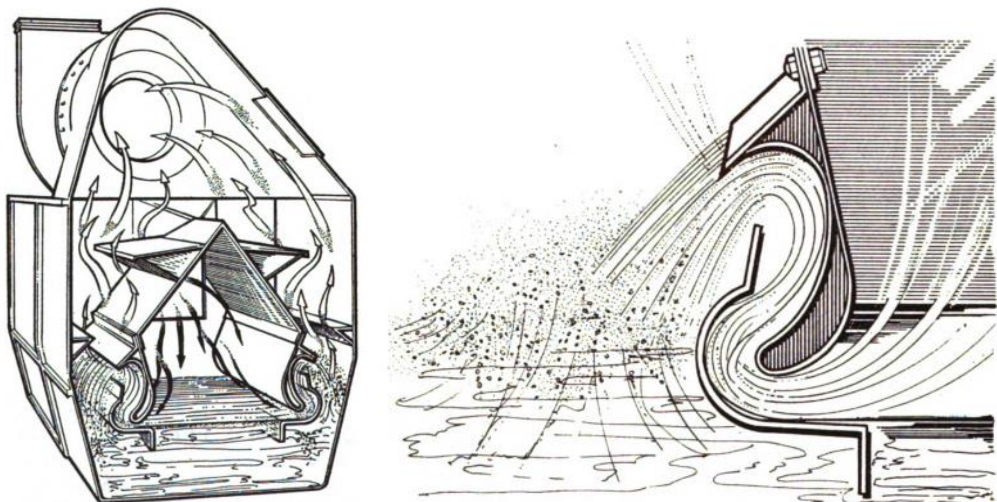
bocal lateral inferior e com escoamento ascendente. A Figura 5 mostra o desenho esquemático típico de um lavador de gases de orifício com detalhe dos elementos de coleta, que são partes submersas no nível de líquido. A corrente gasosa é forçada a ultrapassar o elemento de coleta, promovendo o contato do material particulado e a fase líquida.

Figura 4: Desenho esquemático de um lavador coluna de *spray*



Fonte: Busik; Foster (1983).

Figura 5: Desenho esquemático de uma lavador tipo orifício



Fonte: Strauss (1975).

Segundo *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (GREEN; SOUTHARD, 2019) e o *Handbook of Powder Science & Technology* (FAYED; OTTEN, 2013), os lavadores de gases são utilizados há mais de 100 anos na indústria e coletam partículas em gotículas, filme líquido ou superfícies revestidas com líquido com as vantagens e desvantagens, em relação ao sistema de via seca, são listados a seguir:

Vantagens

- Tanto contaminantes gasosos quanto particulados podem ser removidos;
- Adequado para partículas de poeira pegajosas, higroscópicas, combustíveis e explosivas;
- Capazes de processarem escoamentos gasosos com alta umidade ou com componentes condensáveis;
- Adequado para escoamentos de gás de alta temperatura que podem ser resfriados e lavados;
- Menor pegada (*footprint*) em comparação com os coletores secos;
- Queda de pressão constante durante a operação;
- Geralmente, são equipamentos mais baratos do que precipitadores eletrostáticos e filtros de manga desde que não necessite de uma estação de tratamento de água residual adicional.

Desvantagens

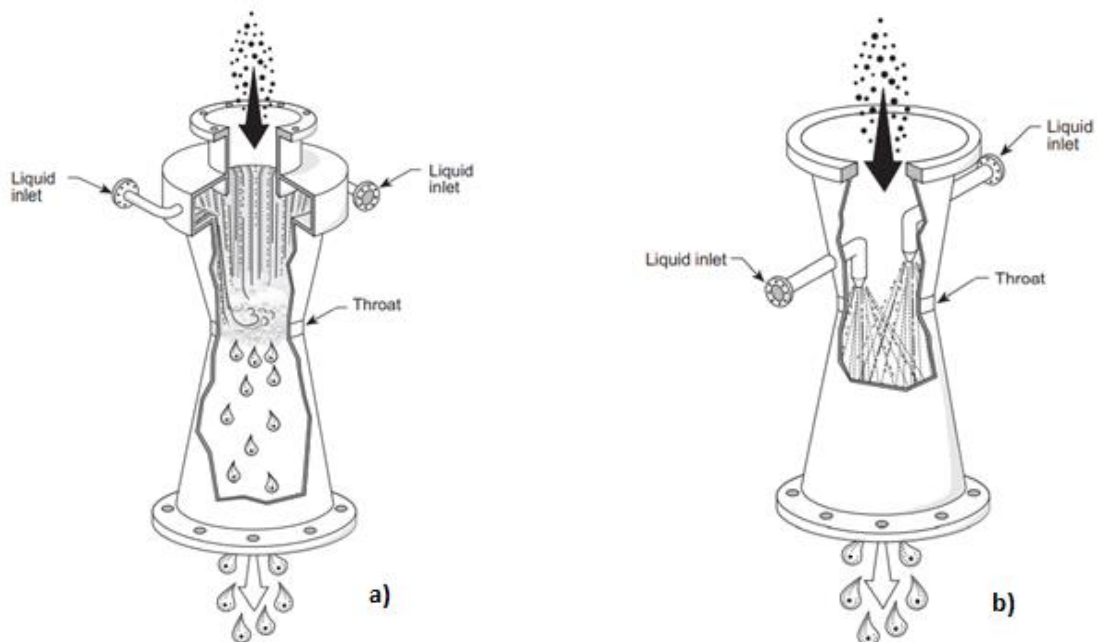
- Uma nova corrente de processo, composta por lama é gerada e deve ser tratada para recuperação de produtos ou tratamento de resíduos, podendo acarretar aumento do custo do processo;
- Maior consumo de energia para remoção de partículas finas;
- Partículas submicrônicas são difíceis de remover sem um significativo aumento na despesa com energia;
- Necessário tratar problemas operacionais, como incrustação, escamação e corrosão.

2.3 Lavadores de gases tipo Venturi

Os lavadores de gases tipo Venturi são utilizados em diversos processos industriais para remoção de partículas de uma corrente gasosa contaminada, podendo ser partículas, líquidas ou sólidas, gases gases dissolvidos ou ambos. Têm sido estudados para melhorar o entendimento do processo de coleta e a criação de modelos matemáticos para prever sua eficiência coleta. Segundo Andersen (1980), os lavadores de gases tipo Venturi são utilizados para coleta de material particulado fino, sendo normalmente utilizados em sistemas de exaustão de correntes corrosivas, inflamáveis ou de difícil manuseio. Sua eficiência global de coleta pode variar de 70-99% para partículas maiores que 1 μm , e de 50% para partículas submicrônicas, conforme Mussati; Hemmer (2002). Lavadores de gases tipo Venturi possuem uma seção convergente e divergente, com a garganta sendo a seção entre elas, conforme mostrado na Figura 3. A seção divergente é chamada também de difusor ou parede longa. A seção convergente tem a função de acelerar o gás para favorecer a atomização do líquido, e a seção divergente é utilizada para desacelerar o escoamento e recuperar a pressão. A garganta, entre as partes convergente e divergente, é utilizada para maior promoção de interação entre material particulado, gotículas de líquido e gás. A redução no diâmetro e, conseqüentemente, a área de escoamento, acelera a corrente gasosa, com valor máximo de velocidade e valor mínimo de pressão na entrada da garganta.

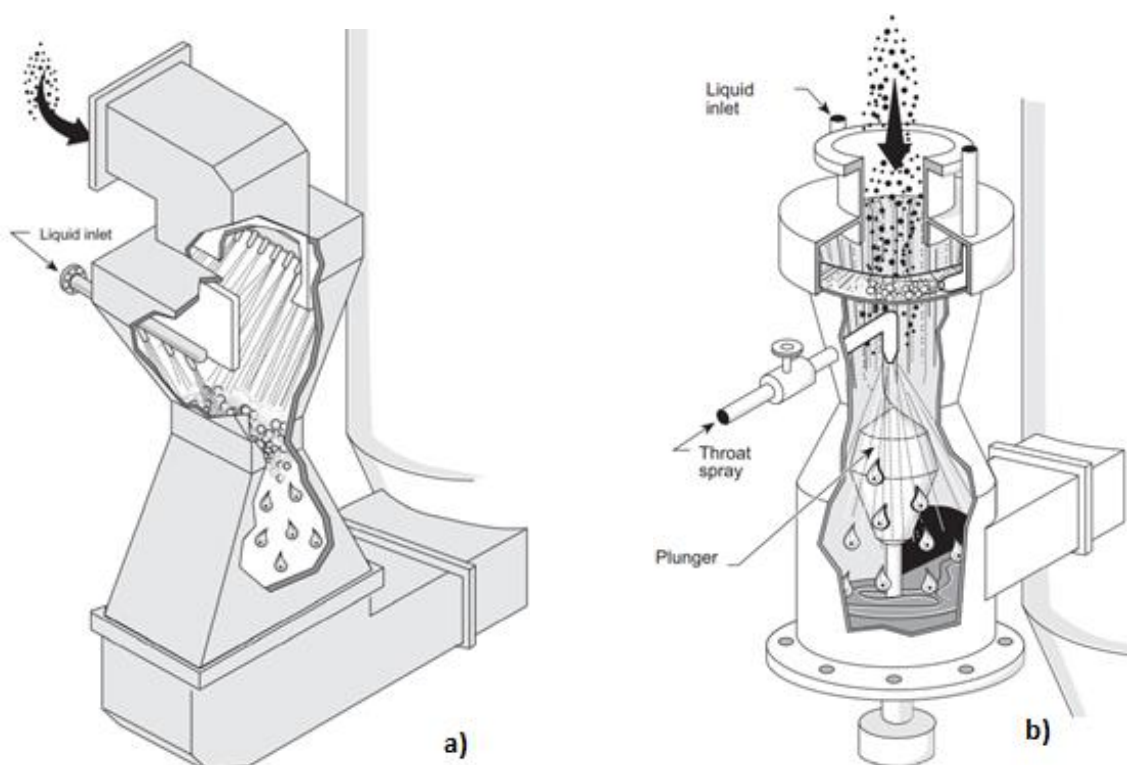
Muitas são as configurações disponíveis de lavadores de gases tipo Venturi em relação ao formato, tipo e localização da injeção de líquido, presença de obstáculos ao escoamento, entre outros. O líquido de lavagem é injetado, geralmente pouco antes do início da garganta, ou na própria garganta, atomizado pela corrente gasosa, aumentando o contato entre as duas fases. O líquido é injetado através da alimentação forçada por bombas por orifícios ou bicos atomizadores. A Figura 6 a) mostra o desenho de um lavador de gases tipo Venturi de garganta circular com injeção de água por orifícios no início da seção convergente, e b) a injeção de líquido por bicos atomizadores. A Figura 7 a) mostra o desenho de um lavador Venturi de garganta retangular com injeção de água por bicos atomizadores, e b) lavador Venturi de garganta circular, injeção de líquido por bicos atomizadores com a presença de um aparato de ajuste da perda de carga.

Figura 6: Lavador de gases tipo Venturi de garganta circular com a) injeção de líquido por orifícios, e b) injeção de líquido por bicos atomizadores



Fonte: Woodard (1998)

Figura 7: a) Lavador Venturi de garganta retangular e injeção de líquido por bicos atomizadores. b) Lavador Venturi de garganta circular com injeção de líquido por bicos atomizadores e aparato de ajuste da perda de carga



Fonte: Woodard (1998)

O líquido pode ser introduzido como jato através de orifícios ou *spray* por bicos atomizadores. A atomização e a distribuição de gotículas de líquido na região de contato de fases é um parâmetro que interfere diretamente na eficiência de coleta de material particulado (GONÇALVES et al., 2002) e será visto em detalhe na seção 2.3.3.

A garganta do Venturi pode ser fixa, conhecida como modelo *Pease-Anthony*, ou de garganta variável, modelo *McInnis-Bischoff*, no ajuste da vazão do gás para favorecer a atomização e, conseqüentemente, o contato entre as fases. Segundo Ali et al.(2012), esse aumento de contato promove o aumento na captura das partículas, sendo na garganta em que esse fenômeno ocorre de forma mais acentuada. Mussati; Hemmer (2002) mencionam que as velocidades da corrente gasosa na garganta podem variar de 45 a 150 m/s e a relação entre a vazão de líquido injetado e vazão de ar (L/G) para otimização da coleta é de 0,4 a 5 L/m³. Para valores de L/G acima de 5 L/m³, a eficiência de coleta não é afetada substancialmente, com aumento significativo no custo de operação do sistema. A mistura gás-líquido então é desacelerada conforme se move pela seção divergente, dado que nessa seção a área da secção transversal aumenta, recuperando a pressão e causando choques adicionais entre as gotículas e o material particulado com posterior aglomeração das gotículas.

Esses choques adicionais são causados pelo aumento da velocidade relativa entre as gotículas, agora em velocidade elevada, e o material particulado em desaceleração seguindo o perfil do escoamento da corrente gasosa. Durante o escoamento da mistura trifásica, algumas gotículas se chocam contra a parede, depositando-se e criando um filme líquido. Esse filme líquido sobre a superfície sofre ação do gás causando formação de gotículas devido à atomização, como pontua Meili (2006). US-EPA *Environmental Protection Agency* (<https://www.epa.gov/>) apresenta várias documentações a respeito de lavadores de gases tipo Venturi.

2.3.1 – Vantagens e desvantagens do Lavador Venturi

Guerra (2009), Andersen (1980) e Calvert et al.(1972) mencionam que lavadores de gases tipo Venturi possuem a vantagem de poderem trabalhar na remoção de material particulado fino ,MP10 e MP2,5 , além de promoverem a remoção de compostos orgânicos voláteis (COV) e gases de alta solubilidade através da absorção, o que os filtros de tecido e precipitadores eletrostáticos são incapazes de remover.

Além disso, Economopoulou; Harrison (2007) mencionam que os lavadores de gases tipo Venturi são capazes de trabalhar com materiais perigosos (explosivos ou inflamáveis se manuseado seco), corrosivos ou de difícil manuseio por possuírem poucas (algumas vezes nenhuma) partes móveis e por poderem ser construídos de diversos materiais. Também podem operar com gases a altas temperaturas e em pressões negativas ou positivas. Possuem melhor relação eficiência/volume de instalação física em relação a filtros de manga e precipitadores eletrostáticos gerando menores custos iniciais de instalação além do próprio custo de aquisição. Também podem operar na posição vertical ou horizontal. Mussati; Hemmer (2002) citam que trabalham com altos valores de perda de carga, o que aumenta, conseqüentemente, a eficiência de coleta. Cheremisinoff (2016) cita que os lavadores Venturi podem trabalhar em ampla faixa de vazão da corrente gasosa além de altas concentrações de material particulado.

Gomide (1980) cita que a desvantagem principal está atribuído ao maior consumo energético, relacionado às maiores perdas de carga impostas, comparando com outros sistemas de lavagem de gases. A maior perda de carga está relacionada à necessidade operacional para remoção de partículas submicrônicas. Cheremisinoff (2002) também menciona que necessitam de um sistema auxiliar de manuseio, coleta e tratamento da lama gerada, para não se tornar um problema de contaminação de águas. Ribeiro (2005) menciona que ainda pode haver problemas de corrosão, relacionados à redução do valor do pH da lama gerada devido à solubilização de óxidos metálicos, e como os gases na chaminé de saída estão saturados com umidade, pode haver umidade na pluma, deixando-a visível. Para eliminar este efeito, seria necessário a instalação de uma etapa adicional, composta por uma coluna de recheio, o que aumenta o custo operacional e possíveis pontos de falha.

2.3.1 Configurações de Lavadores de gases Venturi

Os lavadores de gases tipo Venturi podem possuir configurações que variam em relação à forma da secção transversal (retangular ou cilíndrica), forma de injeção de líquido, comprimento da garganta e tipo de conexão com o lavador ciclônico separador de gotículas. Podem também ser classificados em relação à perda de carga exercida para captura, como lavadores de gases tipo Venturi de baixa pressão (perda de carga

abaixo de 2.42 kPa), media pressão (perda de carga entre 2.42 - 4.9 kPa) alta pressão (perda de carga acima de 4.9 kPa), ver em Gamisan et al.(2002) e Ali; Qi; Mehboob (2012), ilustrado na Tabela 3 a seguir:

Tabela 3: Classificação dos lavadores Venturi por classe de pressão

PERDA DE CARGA	FAIXA DE PRESSÃO (MMCA)
BAIXA	< 250
MÉDIA	250<>500
ALTA	>500

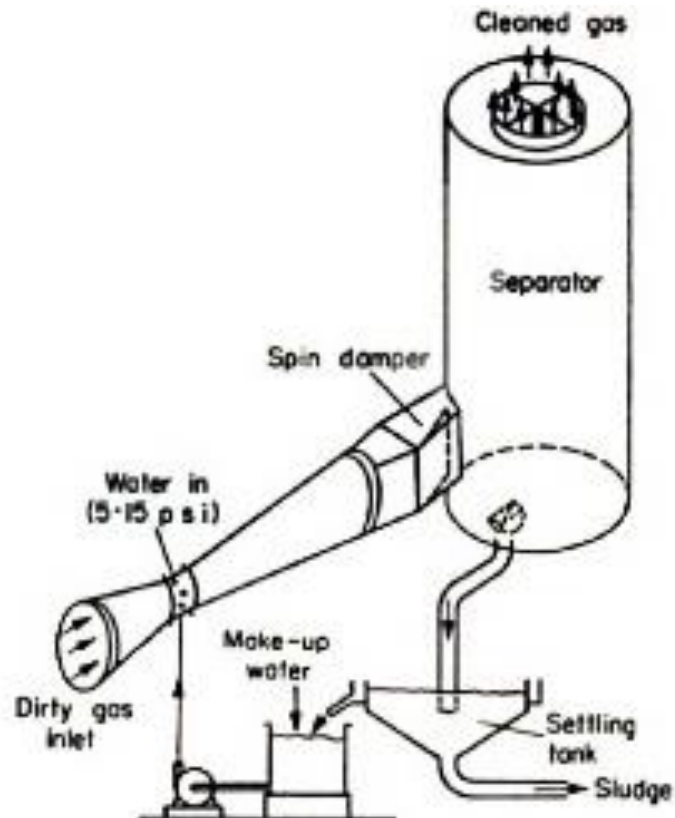
Fonte: Ali;Qi;Mehboob (2012)

A seguir são descritos os principais tipos de Lavador Venturi em relação à geometria.

2.3.1.1 – Lavador Venturi tipo Pease-Anthony

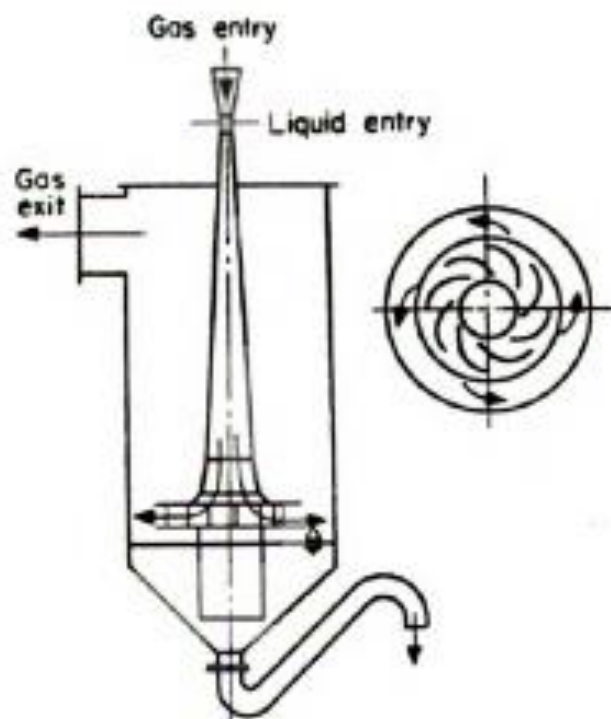
A forma clássica de lavadores Venturi considera que o líquido é injetado na garganta na forma de jatos através de orifícios e posteriormente removido por uma câmara de separação ciclônica. A entrada dos gases nessa câmara pode ser de forma tangencial, central com a indução do movimento circular ascendente por hélice ou turbina, conforme mostra a Figura 8 e Figura 9, respectivamente. Esse tipo de projeto de lavador de gases Venturi, composto pelas seções de lavagem, anterior ao separador ciclônico de gotículas é conhecido como lavador de gases Pease-Anthony e seu desenvolvimento foi inicialmente realizado na década de 1940 (STRAUSS, 1975).

Figura 8: Lavador de gases tipo Venturi Pease-Anthony com entrada tangencial



Fonte: Jones (1949)

Figura 9: Lavador de gases tipo Venturi Pease-Anthony com entrada tangencial

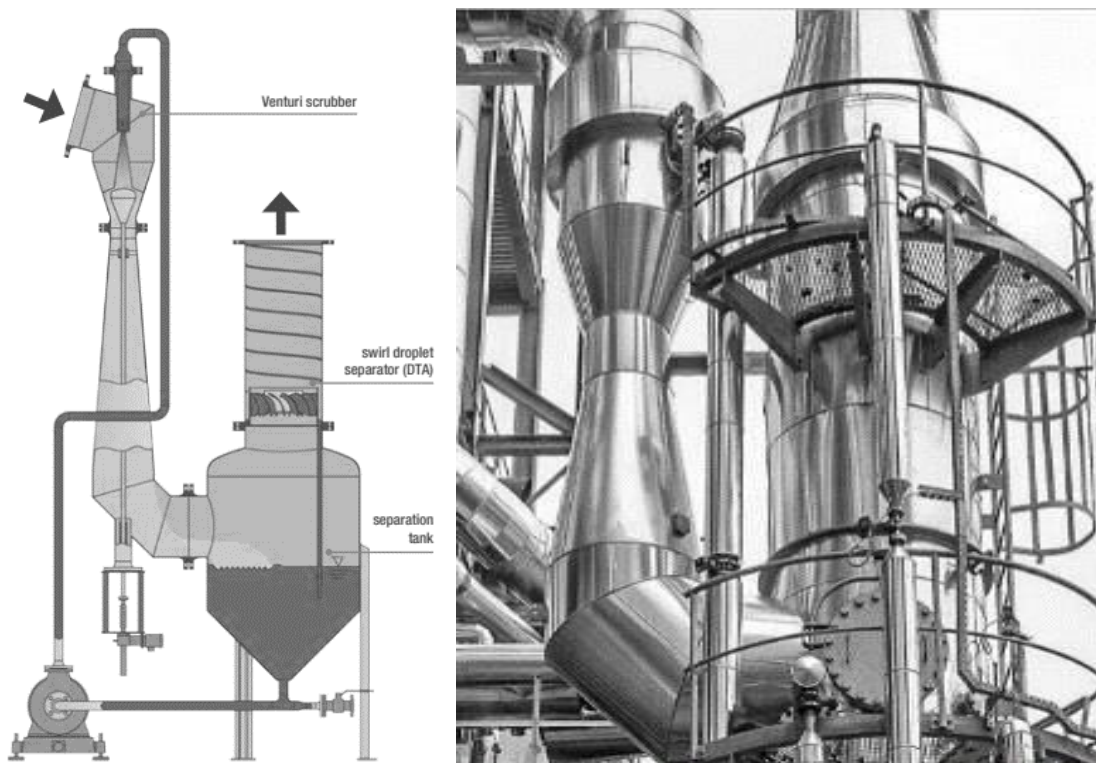


Fonte: Jones (1949)

2.3.1.2 - Lavador Venturi tipo Ejetor

Este tipo de lavador é caracterizado pela atomização ocorrer através de bico atomizador no interior do equipamento. O que o difere dos outros lavadores é a presença de um único bico ao invés de múltiplos pontos de injeção de água. A Figura 10 mostra o diagrama simplificado de um sistema de lavagem tipo ejetor, com um exemplo de instalação industrial.

Figura 10: Lavador de gases tipo ejetor



Fonte: Körting Hannover GmbH⁴.

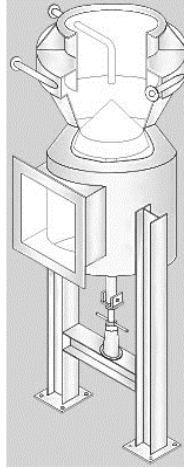
2.3.1.3 - Lavador Venturi de garganta ajustável

Um lavador Venturi de garganta ajustável varia a área da seção anular da garganta através de um atuador, que pode ter formato de *dampers* nas laterais, tampas cônicas, discos, lâminas e placas. A variação da área de seção anular da garganta tem como objetivo alterar a velocidade do escoamento para manter o valor da perda de carga fixo em processos onde existe variação na vazão da corrente gasosa proveniente da fonte estacionária. A

⁴ Körting Hannover GmbH – Körting Venturi Scrubbers. <https://www.koerting.de/en/venturi-scrubber.html>

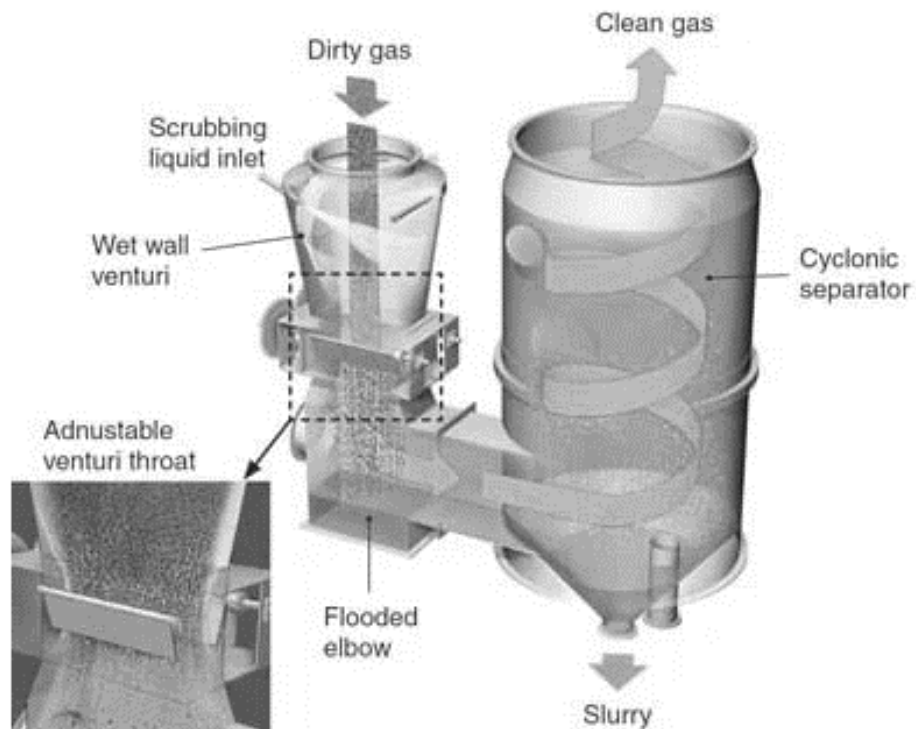
Figura 11 ilustra um exemplo com tampa cônica e a Figura 12 ilustra um exemplo com placas.

Figura 11: Lavador Venturi de garganta ajustável por tampa cônica



Fonte: Bionomic Industry Inc⁵

Figura 12: Lavador Venturi com garganta ajustável por placas



Fonte: Nederman Mikropul Inc⁶

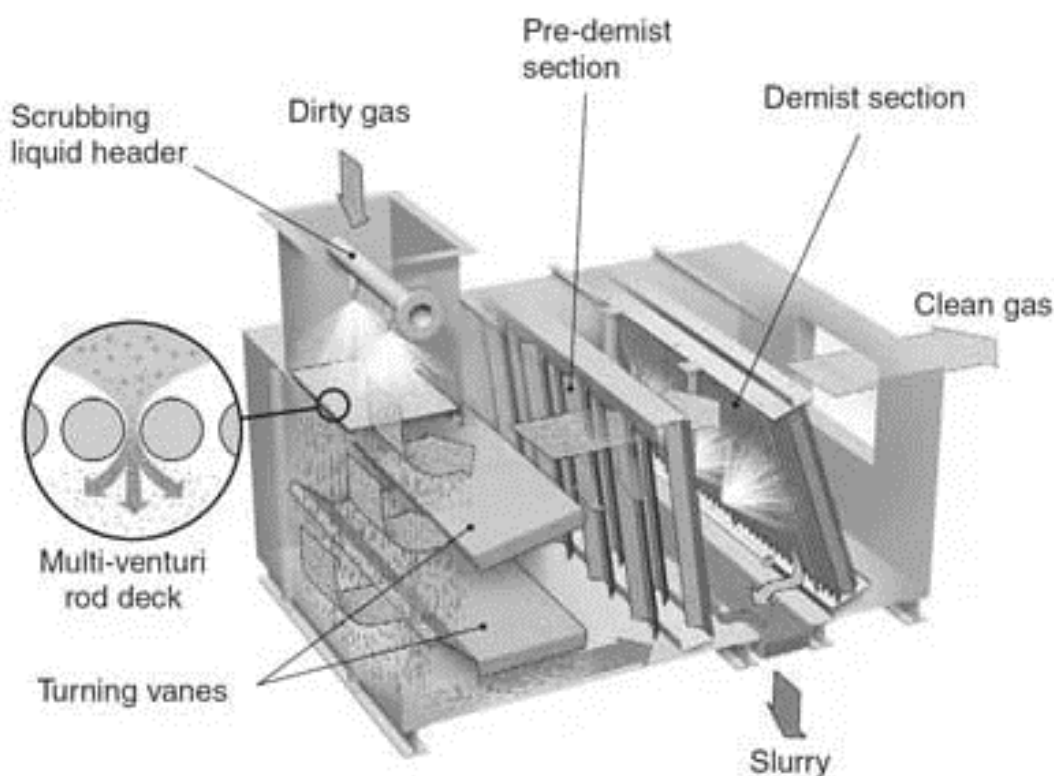
5 Bionomic Industry Inc. Gas Atomized Venturi Scrubber. <https://www.bionomicind.com/wet-scrubbers/7000-8000-gas-atomized-scrubber.cfm>

6 Nederman Mikropul Inc – Venturi Wet Dust Scrubbers. <https://www.nedermannikropul.com/en-us/products/wet-scrubbers/venturi-scrubber>

2.3.1.4 - Lavador Venturi de múltiplas gargantas

Um lavador Venturi de múltiplas gargantas é composto por uma série de Venturis paralelos formados por barras metálicas em duto de área de secção transversal ao escoamento, podendo ser fixas ou móveis. Mussati; Hemmer (2002) citam que este tipo de lavador é recomendado para aplicações onde a perda de carga não é tão elevada. A Figura 13 mostra um exemplo típico de lavador Venturi de múltiplas gargantas.

Figura 13: Lavador Venturi de múltiplas gargantas



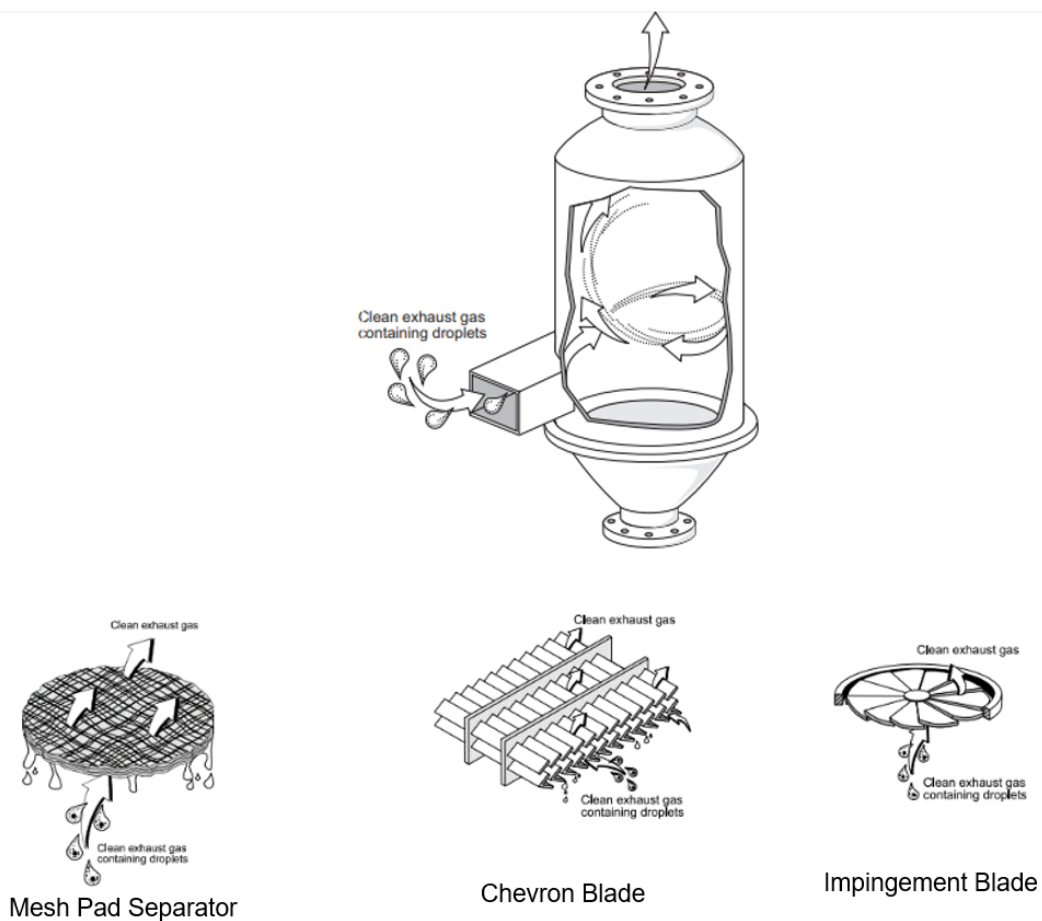
Fonte: Nederman Mikropul Inc⁷

Todo lavador Venturi tem associado-lhe um separador das gotas do gás. Um exemplo desse denebulizador mais comum é um tanque cilíndrico com uma entrada tangencial, que confere um movimento de redemoinho centrífugo ao escoamento de gás carregado com gotículas e as gotículas são lançadas para as paredes do cilindro. Nessa região as gotículas se aglomeram e escorrem pelas paredes até um bocal

⁷ Nederman Mikropul Inc. Multi Venturi Wet Scrubber. <https://www.nedermanmikropul.com/en-us/products/wet-scrubbers/venturi-scrubber>

central e são retirados pela base do separador. Essas unidades são de construção simples, sem partes móveis, e têm poucos problemas de entupimento, desde que o escoamento contínuo seja mantido. A Figura 14 ilustra um separador de gotas ciclônico que geralmente tem algum obstáculo no seu interior, geralmente localizado em um terço superior do corpo, que melhora a separação das gotículas e diminua o movimento ciclônico dos gases antes da exaustão. Esse obstáculo pode ser algum tipo de região estruturada, ou até mesmo aletas que reuzem o escoamento rotacional. A Tabela 4 lista alguns livros para conhecimentos gerais de captura de partículas que descrevam um lavador de gases tipo Venturi. A Tabela 5 mostra algumas empresas fornecedoras de lavadores de gases tipo Venturi, maioria dessas são da Europa, com catálogos e contatos realizados durante a feira “*World Forum for the Process Industries*” (ACHEMA 2018 – Frankfurt). Outras empresas são do Brasil. Algumas delas possuem representantes no Brasil.

Figura 14: Separador ciclônico de gotas e exemplos de separadores internos



Fonte: Joseph; Beachler (1998)

Tabela 4: Alguns livros com descrição de lavadores de gases tipo Venturi.

Autores	Título	Editora	ano
Boubel, R.W.; Vallero, D.; Fox, D. L.; Turner, B.; Stern, A.C.	Fundamentals of air pollution. 3 rd edition revised.	Elsevier	2013
Busik, J.R., Foster, K.E.	Wet scrubber inspection and evaluation manual	EPA	1983
Calvert, S.; Goldshmid, J.; Leith, D.; Mehta, D.	Scrubber Handbook. Wet scrubber system study. Vol. 1 and 2. EPA- R2-72-118a	EPA	1972
Cecala A.B., O'Brien A.D. et al.	Dust Control Handbook for Industrial Minerals Mining and Processing	NIOSH	2012
Cheremisinoff, N.P	Pollution Control Hdbk for Oil and Gas Eng	Wiley	2016
Conclusão	Handbook of Air Pollution Prev. and Control	Butterworth	2002
Jean-Paul Duroudier	Liquid-Gas and Solid-Gas Separators	ISTE Elsevier	2016
Continua			
Gayen, M., O'Brien, L	Hdbk of powder sci. & technol. 2 nd ed	Springer	1997
Flagan, R.C.; Seinfeld, J.H.	Fundamentals of air pollution engineering	Prentice- Hall	1988
Goodfellow, H.D.; Wang, Y.	Industrial Ventilation Design Guidebook. 2 nd ed	Academic Press	2021
Green, D.W.; Southard, M.Z..	Perry's Chemical Engineers' Handbook	Mcgraw Hill	2019
Heumann, W.L.	Industrial air pollution control systems	Mcgraw Hill	1997
Joseph, G.T.; Beachler, D.S.	Scrubber Systems Operation Review. Course Self Instructional 412C	APTI	1998
Licht, W.	Air pollution control engineering. Basic calculations for particulate collection. 2 nd ed.	Marcel Dekker	1988
de Nevers, N.	Air pollution control engineering	McGraw Hill	2000
Schnelle Jr, K.B.; Dunn, R.F.; Ternes, M.E.	Air pollution control technology handbook	CRC Press	2015
Schiffner; K.C., Hesketh, H.D.	Wet Scrubbers. 2 nd edition	CRC Press	1996
Strauss, W.	Industrial Gas Cleaning. 2 nd edition	Pergamon	1975
Theodore, L	Air pollution control equipment calculations	Wiley	2008
Vatauk, W.M.; Klotz, W.L.; Stallings, R.L.	EPA Air Pollution Control Cost Manual. 6 th edition. EPA 452/B-02- 001	EPA	2002
Wang, L.K.; Pereira, N.C.; Hung, Y.T.	Advanced air and noise pollution control (two volumes)	Humana Press	2005

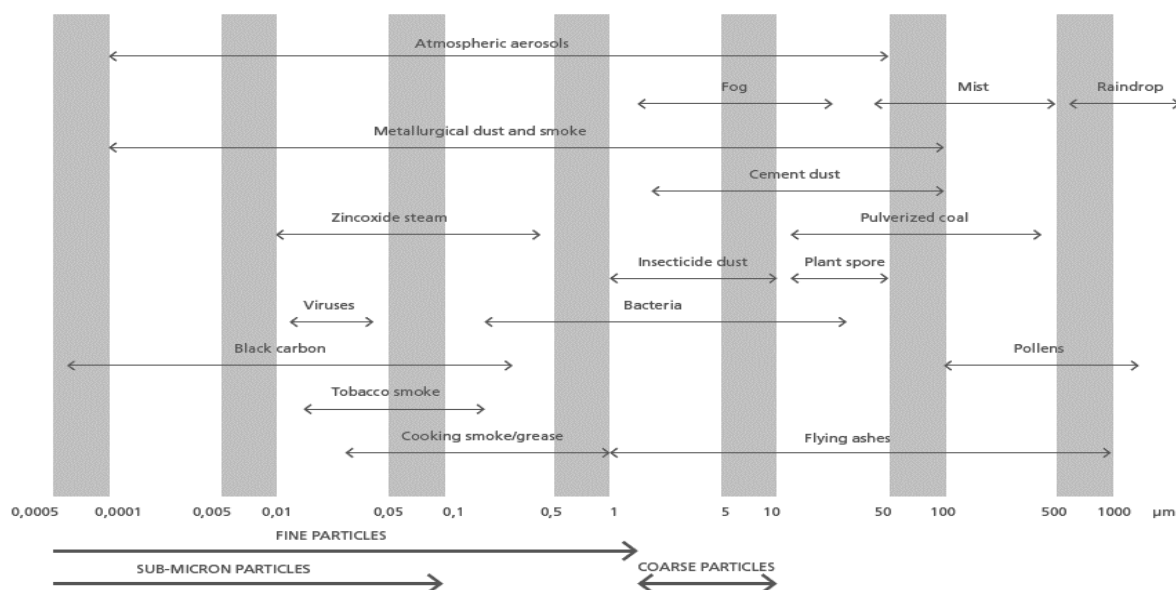
Tabela 5: Empresas fornecedoras de lavador de lavador de gases tipo Venturi

EMPRESAS	ENDEREÇO	website
Waterlau	Nieuwstraat 26, 3150 Wespelaar. Belgium	https://www.waterleau.com/en
Nederman MikroPul	4433 Chesapeake Dr. Charlotte, NC 28216. USA	https://www.nedermanmikropul.com/
Bionomic Industries	777 Corporate Drive Mahwah, NJ 07430. USA	https://www.bionomicind.com/
Körting Hannover	Badenstedter Str. 56, 30453 Hannover. Germany	https://www.koerting.de/en/
Hugo Petersen	Industriepark Kalle-Albert, Geb. K330. Rheingaustraße 190-196. D-65203 Wiesbaden. Germany	https://www.hugo-petersen.de/
Conclusão	205 White Studios. Templeton on the Green. 62 Templeton Street. Glasgow, G40 1DA. United Kingdom	https://www.beggousland.com/
Continua	Estrada Marco Polo, 1100, Batistini, São Bernardo do Campo-SP. Brasil.	http://stringalhurner.com.br/
Ecoplas	Rua Coronel Delmiro Gouveia, 370, Distrito Industrial Getúlio Vargas I, Mogi Guaçu-SP. Brasil	https://ecoplas.ind.br/
<i>Empresas abaixo são obtidas da Direct Industry *</i>		https://www.directindustry.com/
Venti Oelde	Ventilatorenfabrik Oelde GmbH. Robert-Schuman-Ring 21. 59302 Oelde. Deutschland	https://www.venti-oelde.de/
AAF International (AmericanAirFilter)	Power&Industrial Group. 9920 Corp Campus Drive, Suite 2200. Louisville, KY 40223-5000. USA Av. Marques de São Vicente, 446. Conj. 811. São Paulo-SP. Brasil	https://www.aafintl.com/
Amboso	via Adamello, 9 - 20851 Lissone (MB). Italy	https://www.ventilazioneindustriale.it/
Ecoclean	Savignystrasse 43. 60325 Frankfurt am Main. Deutschland	https://ecoclean-group.net/
Ecochimica	Via Zambon, 23 - 36051 - Z.I. Spessa-Creazzo (Vicenza). Italy	https://www.ecochimica.com/
Plastoquímica S.L.	Poligono FontSanta, c/ de Jacint Verdaguer, s/n, 08970 Sant Joan Despí, Barcelona. España	https://www.plastoquimica.com/
Metso Outotec	Metso Outotec Corporation, PO Box 1220, FI-00101, Helsinki. Finland Av. Independência, 2500. Sorocaba-SP. Brasil	https://www.mogroup.com/
Alfa Laval	Rudeboksvägen 1. SE-226 55. Lund. Sweden	https://www.alfalaval.com/
Air Clean	Via Ugo Bassi 14 - 20090 Trezzano sul Naviglio (MI). Italy	https://aircleansrl.com/
<i>* por ser tecnologia de construção mecânica consolidada, e devido a demanda ambiental, existem muitas empresas fornecedoras em cada país; exemplos desta pequena lista aqui servem para que se ter deia dos detalhes geométricos em seus catálogos.</i>		

2.3.2 Carga de material particulado

A eficiência de coleta de um lavador Venturi é altamente dependente da concentração de material particulado na corrente gasosa, também conhecido como carga de material particulado, e principalmente, de sua distribuição granulométrica. A concentração de material particulado vai influenciar diretamente na relação L/G ideal dado que com o aumento da concentração de material particulado, maior deve ser o valor de L/G para garantir a operação na taxa de emissão desejada. Para evitar aumento excessivo no teor de sólidos na corrente líquida, o aumento da concentração de material particulado também exige aumento da vazão de purga da corrente líquida para envio a sistema de clarificação. Busik; Foster (1983) citaram que 2-5 % do valor total da vazão da corrente líquida é comumente utilizado como vazão de purga para o sistema de clarificação. Outro aspecto importante a ser considerado é em relação a pontos de entupimento e desgaste por abrasão, sendo necessária uma avaliação criteriosa dos materiais empregados em sistemas de alta concentração, principalmente em trechos de curvas e mudanças bruscas de direção do escoamento. Um exemplo de estratégia é a utilização de curva com superfície inundada para criar uma camada de proteção de filme líquido contra o material particulado em alta velocidade carregado pela corrente gasosa. A distribuição granulométrica determinará qual o mecanismo de coleta predominante - impactação inercial, interceptação ou difusão - possuindo relação direta com a eficiência de coleta. Dada a diversidade de processos e componentes gerados pelas fontes estacionárias, os parâmetros de concentração de distribuição granulométrica devem ser analisados caso a caso e uma separação dos componentes mais comuns pode ser realizada, como mostra a Figura 15. Por esta figura nota-se que há grande variedade de compostos, cada um com sua distribuição granulométrica mais comum na utilização industrial reforçando a importância da caracterização do material particulado em sistemas de lavagem de gases.

Figura 15: Classificação dos componentes por faixa de diâmetro da partícula



Fonte - Waterleau Ind. Brochure CLEAN AIR – Tailor made solutions for air treatment, Jun, 2018. https://www.waterleau.com/files/AIR_brochure.pdf

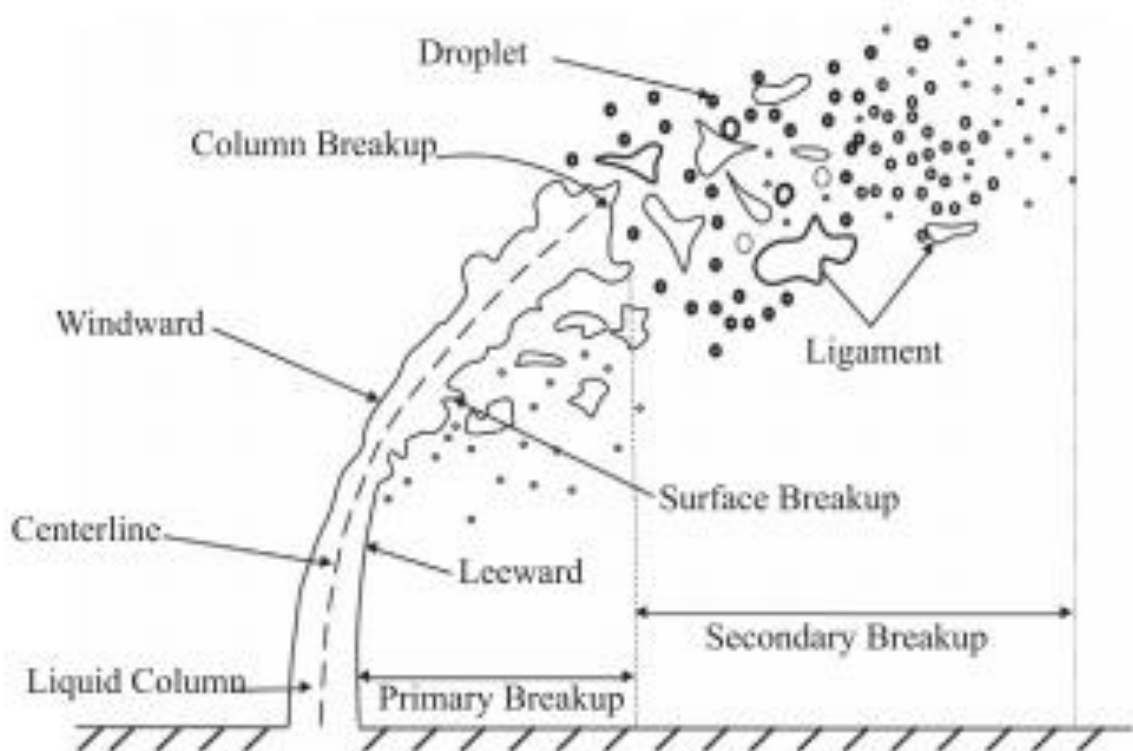
2.3.3 Injeção e atomização da corrente líquida

A eficiência de coleta de um lavador de gases tipo Venturi também está intimamente relacionada com o diâmetro das gotículas de líquido geradas após o processo de injeção conforme mencionado por Mussatti; Hemmer (2002). Gotículas pequenas apresentam maior valor da razão área superficial por volume ocupado, portanto promovem maior captura de material particulado por líquido injetado. Existe um ponto ótimo de diâmetro de gotícula, pois se o valor é muito pequeno, há diminuição do valor de velocidade relativa entre o material particulado e a gotícula de líquido reduzindo o valor final de eficiência de coleta. Guerra *et al.* (2017) cita que o controle do diâmetro das gotículas em um lavador de gases tipo Venturi pode ser realizado através da mudança da relação L/G e velocidade na garganta e que a distribuição do diâmetro das gotículas afeta sua distribuição no interior do equipamento já que, gotículas de maior diâmetro tendem a seguir sua trajetória, enquanto que as gotículas menores têm mais facilidade em alterar de direção. Puentes (2008) afirma que a distribuição do diâmetro das gotículas na seção de lavagem é afetada pela estratégia de injeção de líquido (bicos atomizadores, injeção por orifícios, penetração e trajetória do jato). Quando a corrente líquida emerge de um bocal de forma cilíndrica, ele sofre a ação de forças coesivas e disruptivas sobre sua superfície gerando instabilidades,

ampliadas para gerar a desintegração do jato em gotículas, chamada de atomização primária. A atomização secundária ocorre quando as gotículas que posteriormente se desintegraram e deram origem a gotículas ainda menores. Gonçalves *et al.* (2002) descreve em seu estudo que a atomização não é um processo instantâneo e segue algumas etapas: (1) Formação e crescimento de ondas capilares, (2) Formação e crescimento de ondas de aceleração, e (3) Mecanismo de cisalhamento contínuo - *Steady-shear*. Os dois primeiros podem coexistir com predominância de ondas capilares em sistemas onde as forças de pressão dinâmica são grandes. Para jatos transversais injetados na garganta de um Venturi há um descascamento gradual do jato, de forma que o processo de atomização não existe em um único ponto.

A Figura 16 ilustra o fenômeno de atomização de jato com corrente gasosa transversal.

Figura 16: Esquema típico de quebra de jatos em spray



Fonte: Olyaei; Kebriaee (2020)

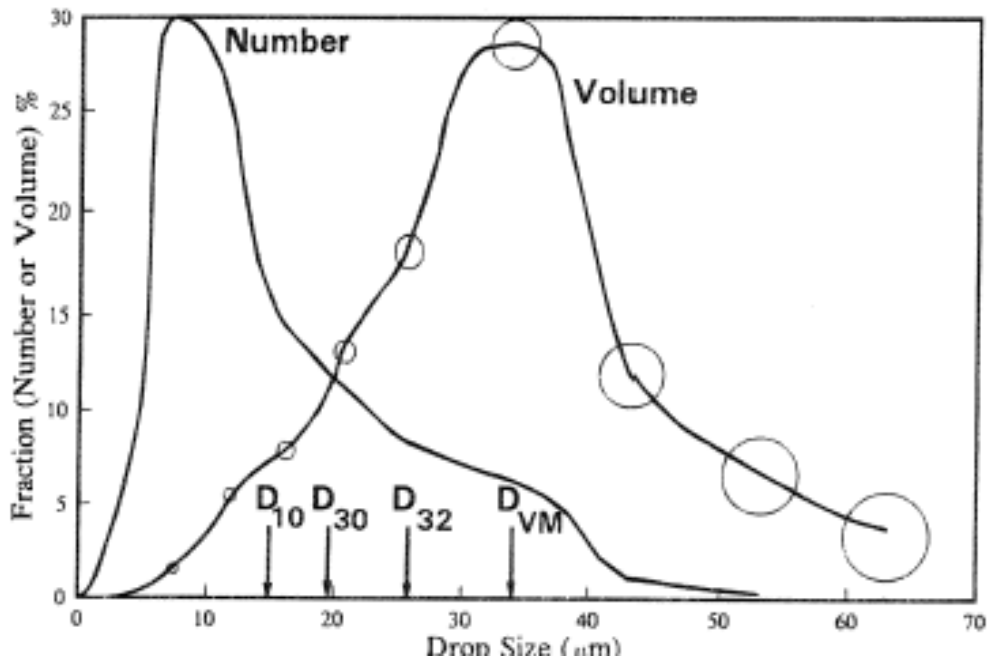
A injeção de líquido por bicos atomizadores requer a seleção de um modelo específico que vai oferecer a geometria do jato desejada, definindo ângulo de abertura do cône, cone cheio, cone oco, entre outras. A vantagem na utilização de bicos atomizadores é que há mais controle na distribuição e diâmetro das gotículas, ao custo de maior perda de carga demandada ao sistema de bombeamento de líquido.

Antigamente iniciava-se assumindo simplesmente gotículas esféricas com diâmetro médio d_D . Atualmente a tendência é definir diâmetro médio da gotícula com o largamente conhecido diâmetro médio de Sauter, d_{32} , o diâmetro obtido a partir do diâmetro por superfície da partícula $d_s = (A_p/\pi)^{\frac{1}{2}}$ e do diâmetro dado pelo volume da partícula $d_v = (6V_p/\pi)^{\frac{1}{3}}$, e tem-se $d_{32} = (d_v)^3/(d_s)^2$.

Segundo Azzopardi⁸, a maioria dos *sprays* ou conjuntos de gotículas contém gotículas de diâmetros diferentes. As medições fornecerão informações sobre as frações de gotas de diferentes diâmetros que podem ser apresentadas como número ou volume (massa), conforme ilustrado na Figura 17. A distribuição na forma de número ou volume (massa) mostra também a posição do diâmetro médio de Sauter, assim como outros diâmetros médios importantes. Uma série de equações de complexidade variável (duas a quatro constantes ajustáveis) foram sugeridas para descrever tais distribuições. No entanto, para muitos propósitos, é necessário um único número caracterizando o tamanho da gotícula. Em alguns casos, um diâmetro médio aritmético será suficiente para descrever a distribuição, mas como a área da superfície da gota e o volume são proporcionais ao quadrado e ao cubo do diâmetro, respectivamente, uma descrição mais complexa é necessária.

⁸ Muitos trabalhos estão utilizando Diâmetro de Sauter sem muita explicação, ou seja, caso não se contou o número das gotas e não se estimaram inferencialmente a área superficial e o volume dessas gotas por alguma instrumentação analítica, então não tem sentido dizer que é diâmetro médio de Sauter nas correlações. Faz-se questão aqui de reproduzir o conceito, mais sinteticamente escrito do que em muitos livros, por Azzopardi, B.J. Sauter Mean Diameter. *in: Thermopedia*, [Online]. <https://thermopedia.com/content/1108/>.

Figura 17: Exemplo de distribuição de tamanho de gota



Fonte: *Guide to thermodynamics – Sauter Mean Diameter.*

<https://thermopedia.com/content/1108/>

Conceito geral da média dos diâmetros é $D_{pq} = \left[\frac{\sum_{i=1}^{\infty} n_i D_i^p}{\sum_{i=1}^{\infty} n_i D_i^q} \right]^{\frac{1}{p-q}}$, então o Diâmetro Médio de Sauter se encaixa nesse conceito com $p=3$ e $q=2$. Na maioria das distribuições de diâmetro de gotícula, o diâmetro médio de Sauter, D_{32} , é maior que os diâmetros médios aritmético D_{10} , superfície D_{20} , e volume, D_{30} mostrados na Figura 17. A Tabela 6 mostra as aplicações mais apropriadas dos diferentes diâmetros.

Tabela 6: Aplicações dos diferentes diâmetros médios

Diâmetro Medio	Nome	Aplicação
D_{10}	Linear (aritmético)	Evaporação
D_{20}	Superfície	Processo controlado por área, absorção
D_{30}	Volume	Processo controlado por volume, hidrologia
D_{21}	Diâmetro de Superfície	Adsorção
D_{31}	Diâmetro de Volume	Evaporação, difusão molecular
D_{32}	Sauter	eficiência, transferência de massa, reação
D_{43}	De Brouke	equilíbrio de combustão

Um modelo matemático bastante conhecido para determinação do diâmetro de gotícula de líquido foi proposto por Nukiyama e Tanasawa (1938)⁹ e subsequentes relatórios com experimentos com atomização pneumática. A equação é muito utilizada por ser um modelo simplificado, já considerando condições típicas com ar e água em condições padrão.

$$d_D = \frac{0.585}{U_{rel}} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_L}} + 1.683 \times 10^{-3} \left(\frac{\mu_L}{\sigma \rho_L} \right)^{0.45} \left(\frac{1000L}{G} \right)^{1.5} \quad (2.43)$$

Boll *et al.*(1974) propõe correlação atualizando os parâmetros para unidades de S.I. como em Silva *et al.*(2009):

$$d_{32} = \frac{4.22 \times 10^{-2} + 5.77 \times 10^{-3} (1000L/G)^{1.922}}{(U_{rel})^{1.602}} \quad (2.44)$$

Tal é o impacto e popularidade dessa equação (2.44) de Boll, que muitos comparam os experimentos e modelos com o formato $d_D = \frac{a}{U_{GT}} + b \left(\frac{L}{G} \right)^c$ ou $d_D = \frac{a+b \left(\frac{L}{G} \right)^c}{(U_{GT})^d}$.

Outra correlação muito utilizada vem de Azzopardi; Gova (1984):

$$\frac{d_{32}}{\lambda} = \frac{15.4}{We^{0.58}} + \frac{3.5 \rho_G W_D}{\rho_L W_G} \quad (2.45)$$

Na equação (2.45) $\lambda = \sqrt{\sigma/\rho_L g}$ é uma escala de comprimento, e $We = \rho_L (U_{rel})^2 d_D / \sigma$ é o número de Weber.

Guerra *et al.*(2011) através da análise dimensional de e ajuste de seus experimentos em lavador de gases tipo Venturi de garganta retangular, propõem:

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 1.05 (Re_L)^{-0.26} (We_G)^{-1} (Re_G)^{0.36} \left(\frac{D_{inj}}{D_e} \right)^{-0.51} \quad (2.46)$$

Na equação (2.46), d_0 é diâmetro do orifício da injeção da água com velocidade u_L , e número de Reynolds $Re_L = (\rho_L u_L d_0) / \mu_L$. Número de Reynolds do gás é $Re_G =$

⁹ Trabalho de Shiro **NUKIYAMA** e Yasusi **TANASAWA**, denominado “*Experiments on the atomization of liquids in an air stream*” foi publicado em forma de *reports 1 to 6* de 1938 a 1940, em *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*. Trata-se de trabalho muito citado e pouco lido por ser escrito em Japonês. No entanto, existe uma tradução por E.Hope em 1950 por encomenda de *Dep. National Defence of Canada*.

$(\rho_G u_G D_e) / \mu_G$. Número de Weber, com tensão superficial σ , é dado por $We_G = (\rho_G (u_G)^2 d_0) / \sigma$. Diâmetro representativo do sistema de injeção do líquido é $D_{inj} = \frac{mH+nW}{m+n}$, sendo H e W a altura e a largura do lavador retangular, com seus respectivos números de furos m e n . Se houver a formação de filme no Venturi, seja F_f a fração da água que está no filme, então a fração da água no gás é $F_e = (1 - F_f)$ e Guerra *et al.* (2011) propõe uma correção na equação (2.46) :

$$\frac{d_{32}}{d_0} = 1.05 (Re_L)^{-0.26} (We_G)^{-1} (Re_G)^{0.36} \left(\frac{D_{inj}}{D_e} \right)^{-0.51} Fe^{2.63} \quad (2.47)$$

Considere o número de Weber inicial $We = (\rho_G (U_{rel,0})^2 d_{D,0}) / \sigma$ com a velocidade relativa inicial $U_{rel,0}$ e diâmetro de gota inicial $d_{D,0}$. Existe um número de Weber crítico, usualmente determinado experimentalmente como 12, do qual o diâmetro máximo da gotícula estável é $d_{D,max} = (We_{crit} \sigma) / (\rho_G (U_{rel,0})^2)$. Seguindo a exposição de Lee; No (2019), para refletir a aceleração das gotas e portanto a diminuição da velocidade relativa, tem-se:

$$d_{D,max} = We_{crit} \frac{\sigma}{\rho_G (U_{rel,0})^2} \left(1 - \frac{U_D}{U_{rel,0}} \right) = We_{crit} \frac{\sigma}{\rho_G (U_{rel,0} - U_D)^2} \quad (2.48)$$

Considere \bar{d} o diâmetro das gotículas superior a 63,2% das gotículas. O modelo de spray Rosin-Rammler de distribuição do diâmetro das gotículas supõe apenas um pico, ou seja, com função cumulativa de distribuição.

$$F_3(d) = 1 - e^{-\left(\frac{d}{\bar{d}}\right)^q} \quad (2.49)$$

O diâmetro médio de Sauter pode ser diretamente relacionado com os parâmetros da distribuição de Rosin-Rammler, através da função gamma $\Gamma()$:

$$d_{32} = \frac{\bar{d}}{\Gamma\left(1 - \frac{1}{q}\right)} \quad (2.50)$$

Lee; No (2019), propõe que a distribuição acumulativa da equação (2.49), será dada na forma de densidade de distribuição probabilística:

$$f_3(d) = \frac{\delta \cdot d_{D,max}}{\sqrt{\pi} (d_{D,max} - d_D)} \exp \left\{ -\delta^2 \left[\ln \left(\frac{a \cdot d_D}{d_{D,max} - d_D} \right) \right]^2 \right\} \quad (2.51)$$

Na equação (2.51), considerando d_{v50} como sendo o diâmetro do mediano de volume, e d_{v90} é diâmetro abaixo do qual 90% tem volume menor, tem-se parâmetro $a = (d_{D,max}/d_{v50} - 1)$ e $\delta = 0.394/\log\left(\frac{d_{v90}/(d_{D,max}-d_{v90})}{d_{v50}/(d_{D,max}-d_{v50})}\right)$. Lee; No (2019) informa que a partir de dados experimentais da literatura Tatterson obteve $(a, \delta) = (1.9, 0.72)$, Kocanustafaogullari obteve $(a, \delta) = (1.93, 0.75)$, e Hay com seu próprio experimento obteve $(a, \delta) = (2.6, 0.84)$.

Assim a relação entre d_{32} e três parâmetros $(d_{D,max}, a, \delta)$ resulta em outro modelo de estimativa de diâmetro médio de Sauter chamado pelos autores de ULLN (Upper Limit Log Normal):

$$\frac{d_{32}}{d_{D,max}} = \frac{1}{\left(1 + a \cdot e^{\frac{1}{4\delta^2}}\right)} \quad (2.52)$$

Conforme já dito, existe uma extensa literatura de quebra de jatos em gás escoando transversalmente e a sua formação de gotículas, e aqui se descreveu trabalhos mais conhecidos na área de lavador Venturi. Silva *et al.*(2009), Alonso *et al.*(2001), Costa *et al.*(2004) e Guerra *et al.*(2017) dão uma boa ideia das publicações com experimentos de tamanho das gotas. Puentes *et al.*(2012) visualizaram e mediram o ângulo de dispersão de gotas em um Pease-Anthony lavador de gases tipo Venturi.

Horiguchi; Yoshida; Abe (2019) obtiveram dados experimentais de tamanho de gotículas sob alta velocidade de gás. Tem descrição precisa e moderna da técnica utilizada para visualização e determinação dos diâmetros das gotículas.

2.4 Descrição do sistema industrial

Nesse item, é realizada a apresentação do equipamento em estudo, com descrição do processo onde o mesmo está em operação.

2.4.1 Caracterização da fonte estacionária

O lavador de gases tipo Venturi em estudo está operando em uma unidade de produção de fertilizantes granulados localizada na cidade de Mauá, região

metropolitana de São Paulo, a qual possui a maior concentração de pessoas do país¹⁰. Pela alta densidade demográfica e de indústrias, há um grande número de fontes móveis (automóveis) e estacionárias, de forma que a região hoje é considerada saturada para alguns poluentes atmosféricos, ou seja, com níveis de concentração próximos aos limites considerados ofensivos à população. Com isso, reforça-se a importância em garantir baixas taxas de emissão de poluentes em regiões com esta característica.

A produção de fertilizantes é realizada através da mistura das matérias-primas submetidas ao processo de granulação. O termo granulação consiste no nome dado à operação unitária responsável pelo aumento de tamanho de partículas (*size enlargement*), ou seja, o produto final possui maior granulometria que a matéria-prima. A Figura 18 exemplifica as principais operações unitárias do processo de granulação utilizando tambor granulador. As operações unitárias do processo de granulação são:

- a) Granulação – Crescimento e formação de grânulos que ocorre no tambor granulador;
- b) Secagem – Redução do teor de umidade da massa sólida granulada. Garante a estabilidade do grânulo formado e ocorre no tambor secador;
- c) Resfriamento – Redução da temperatura da massa sólida granulada. Impede o empedramento do produto quando estocado em big-bag ou granel e ocorre no tambor resfriador;
- d) Classificação – Separação das faixas granulométricas de interesse por peneiramento;
- e) Recobrimento – Tratamento final do produto acabado com aplicação de óleo¹¹ na superfície do grânulo.

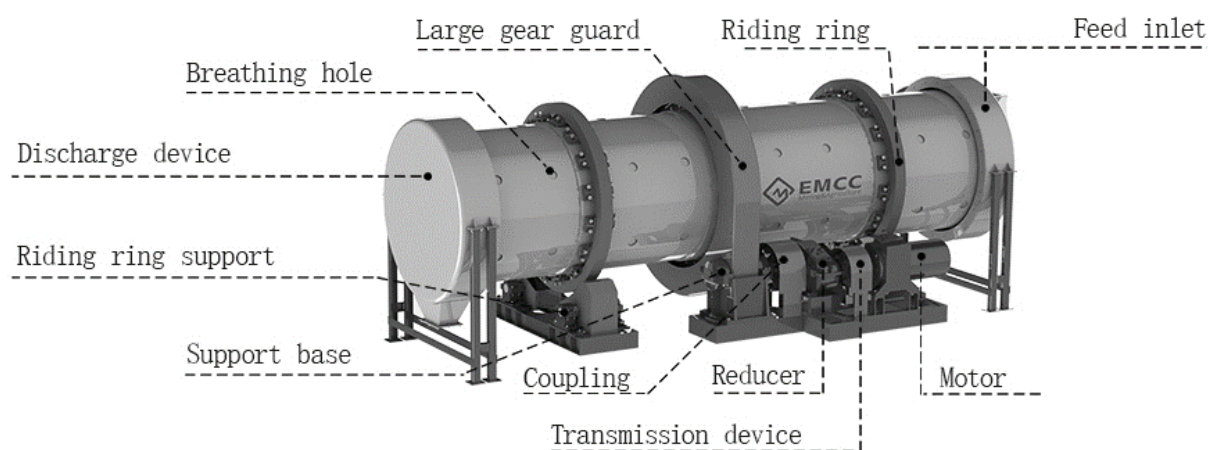
¹⁰ Relatório CETESB – “Qualidade do ar do Estado de São Paulo – 2020”
<https://cetesb.sp.gov.br/ar/wp-content/uploads/sites/28/2021/05/Relatorio-de-Qualidade-do-Ar-no-Estado-de-Sao-Paulo-2020.pdf>

¹¹ O óleo pode ter função *anti-dust* (abatendo a poeira da superfície do grânulo que a peneira não é capaz de remover) ou *anti-cake* (para evitar o empedramento do produto quando armazenado à granel ou em big-bag. O óleo de recobrimento pode ser de origem mineral ou vegetal, dependendo do tipo de granulado. Alguns fabricantes desse tipo de óleo conhecidos no Brasil são ArrMaz (www.arrmaz.com) e Adfert (www.adfert.com.br)

- c) Redução dos níveis de poeira fugitiva nas unidades de produção e ensaque, bem como no campo, durante sua aplicação.

O processo de produção de fertilizantes consiste no manuseio de sólidos e transformação do seu aspecto físico através da adição de aditivos líquidos em tambor rotativo, conhecido como tambor granulador. Um tambor granulador consiste em um tambor metálico com revestimento interno de borracha ou materiais poliméricos para evitar o ataque corrosivo às superfícies internas metálicas e também evitar a incrustação de material, com pequena inclinação para favorecer o escoamento do produto. Opera em rotação constante ao longo do seu eixo longitudinal através do apoio de suas duas pistas (*Riding Rings*) nas rodas de apoio (*Riding Ring Support*), acionadas por conjunto motorreductor acopladas ao tambor por engrenagem ou corrente. A Figura 19 mostra um desenho esquemático de um tambor granulador.

Figura 19: Desenho esquemático de um tambor granulador



Fonte: EMCC Mining & Agriculture. Product Detail of a Rotary Drum Granulator. <https://m.fertimachine.com/rotary-drum-fertilizer-granulator.html>

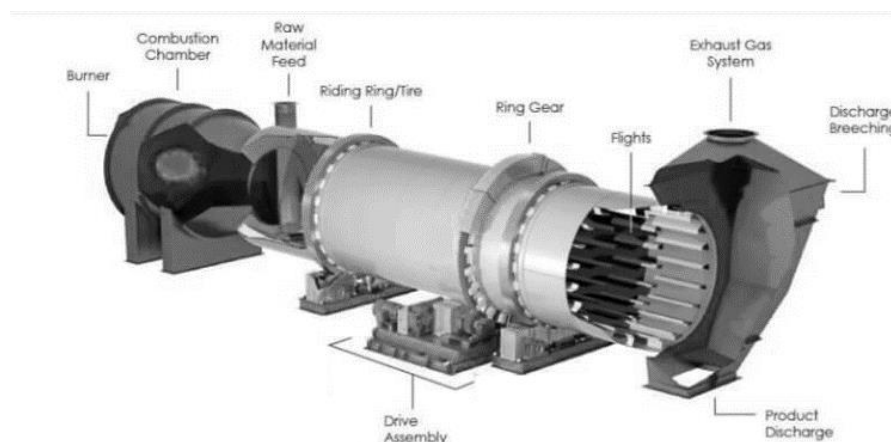
Depois da etapa de granulação, a massa sólida já possui aspecto de grânulos com ampla faixa granulométrica e com umidade elevada devido aos aditivos líquidos, principalmente água, ácido sulfúrico e vapor saturado. A secagem é a próxima operação unitária do processo e garante a estabilidade física do grânulo formado. A estabilidade física do grânulo é a variável medida como dureza¹² e Rodrigues (2012)

¹² A dureza de um grânulo é uma característica importante pois grânulos com baixa dureza estão mais suscetíveis a quebra, podendo gerar problemas de dosagem, formação de partículas em suspensão e até modificação da disponibilidade de nutrientes para a planta.

concluiu em experimentos que a umidade é fator de grande influência no valor do produto final obtido, com umidade e dureza possuindo relação inversamente proporcional. A etapa de secagem é, portanto, etapa fundamental para garantir a estabilidade do produto final, de forma que tanto a dureza, quanto o teor de umidade, são variáveis analisadas pelo laboratório de controle de qualidade como especificação de produto.

A secagem da massa presente na corrente de saída do tambor granulador também é realizada em tambor rotativo. Normalmente esse tipo de equipamento trabalha com fluxo concorrente, ou seja, por uma extremidade do tambor é alimentado a massa úmida, proveniente do tambor granulador e alimentado geralmente por gravidade, e os gases pré aquecidos por geradores de gás quente (GGC) através da queima de combustíveis fósseis ou biomassa. Possuem o mesmo princípio de apoio em rodas e acionamento (engrenagem ou conjunto coroa-pinhão e corrente) para rotação constante em seu eixo longitudinal. Ao invés de possuir revestimento interno como no tambor granulador, sua parte interna é composta por aletas (*flights*) responsáveis suspender o material do fundo tambor conforme opera em rotação constante, formando uma cortina de material em suspensão. Essa cortina maximiza a transferência de energia entre o gás quente e a massa úmida, e elimina a presença de caminhos preferencias do ar em seu interior. A Figura 20 mostra um esquema típico de um secador tipo tambor rotativo de contato direto e a Figura 21 mostra o detalhe do princípio de cascadeamento de produto no interior do equipamento.

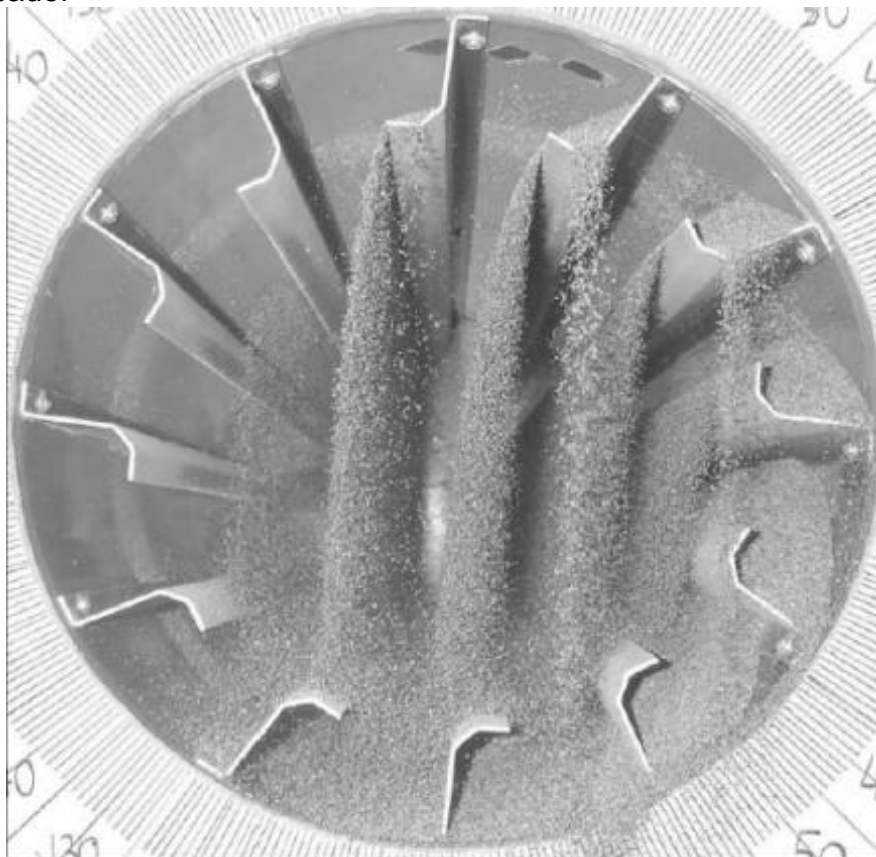
Figura 20: Esquema típico de um secador tipo tambor rotativo



Fonte: Rotary Dryer PetroSadid -

https://www.petrosadid.com/fixed_equipment/bulk_handling_tools/rotary_dryer.php

Figura 21: Detalhe do princípio de cascadeamento de material granulado no interior do tambor secador



Fonte: Revol; Briens; Chabagno (2001)

Como dito anteriormente, o material na saída do granulador possui granulometria bastante dispersa, ou seja, desde pó fino que ainda não foi granulado, produto de interesse¹³ e pedras com diâmetro médio acima de 4,8 mm que serão posteriormente moídas e realimentadas no tambor granulador através da corrente de reciclo. O material fino (e pó de granulometria inferior a 1,00 mm) presente na extremidade de descarga do tambor secador, pode ser arrastado pela corrente gasosa já que esse tipo de material é mais suscetível a este efeito devido sua pequena massa. Até por isso, o tambor secador normalmente é o equipamento de maior diâmetro da unidade, para redução da velocidade dos gases em seu interior, reduzindo o efeito de arraste. A corrente gasosa a ser tratada antes de sua emissão para a atmosfera pelo lavador de gases Venturi em estudo é, portanto, composta principalmente de material particulado arrastado da etapa de secagem, caracterizando a fonte estacionária. A

¹³ Segundo a Instrução Normativa Nº 39 de 8 de Agosto de 2018 do Ministério de Estado da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, a granulometria de interesse para fertilizantes granulados é de 4,80 mm a 2,00 mm, com tolerância de 5% passante em malha de 1,0 mm.

Tabela 7 informa os principais parâmetros de processo do sistema representado pela fonte estacionária do sistema em estudo.

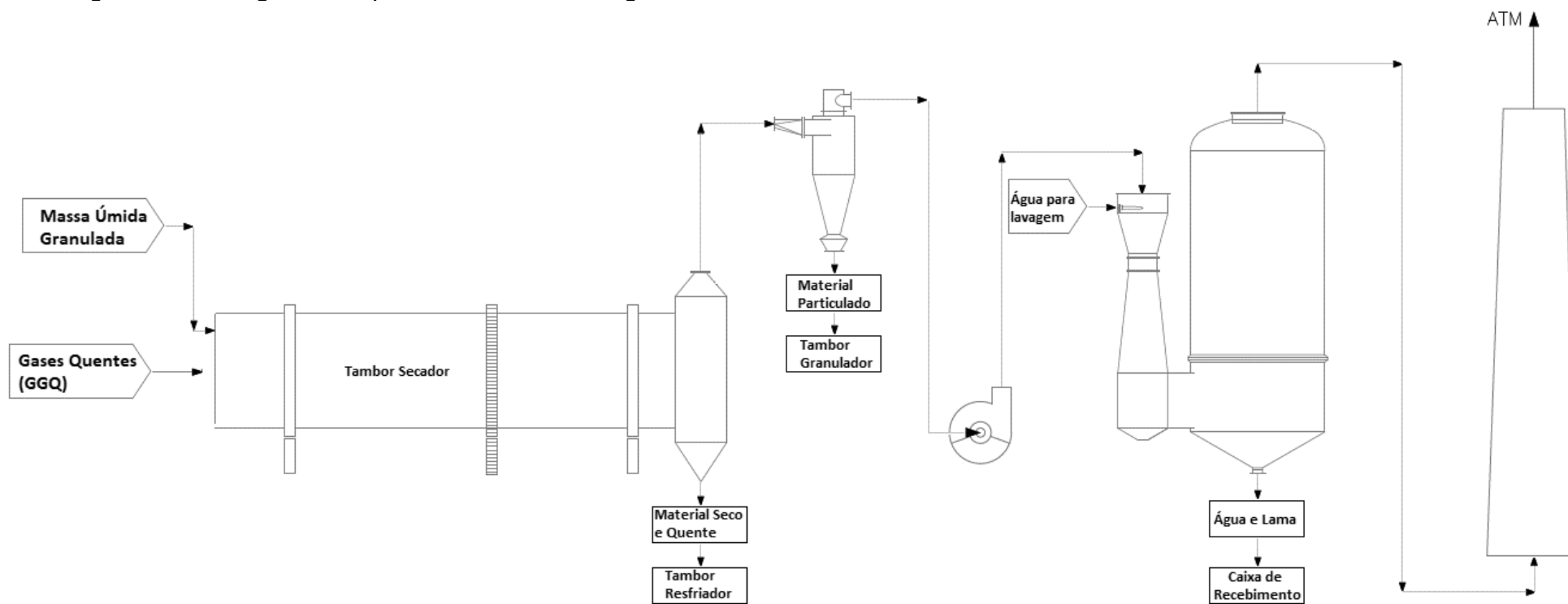
Tabela 7: Parâmetros de processo da fonte estacionaria do sistema em estudo

Parâmetro de processo	Faixa de operação
Vazão volumétrica de ar	75000 m ³ /h
Velocidade dos gases no interior do tambor secador	2.0 – 3.5 m/s
Temperatura de entrada dos gases no secador	600 – 750 °C
Temperatura de saída dos gases do secador	75 – 90 °C
Vazão mássica de material	100 ton/h
Tempo de residência do produto no secador	15 minutos

2.4.2 Equipamentos periféricos do lavador de gases

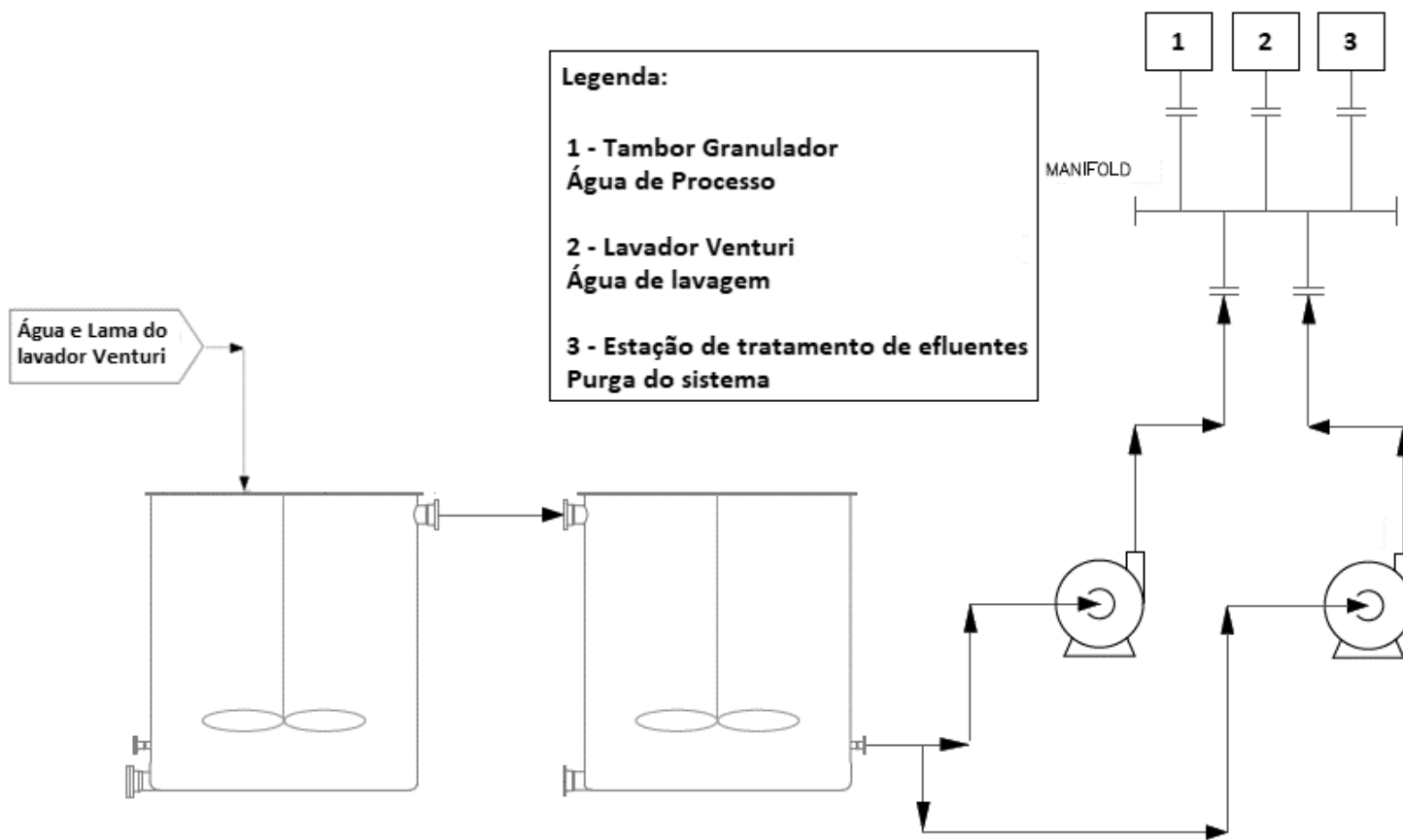
A Figura 22 apresenta o fluxograma de processo da corrente gasosa, proveniente da fonte estacionária (tambor secador), do sistema em estudo. A Figura 23 mostra o fluxograma de processo da corrente líquida, parte integrante do sistema de lavagem e de granulação. Nesses fluxogramas são apresentados os equipamentos periféricos responsáveis por garantir o funcionamento de todas as etapas do processo de lavagem dos gases, que serão discutidos detalhadamente a seguir.

Figura 22: Fluxograma de processo da corrente gasosa em estudo



Fonte: Autor

Figura 23: Fluxograma de processo da corrente líquida em estudo

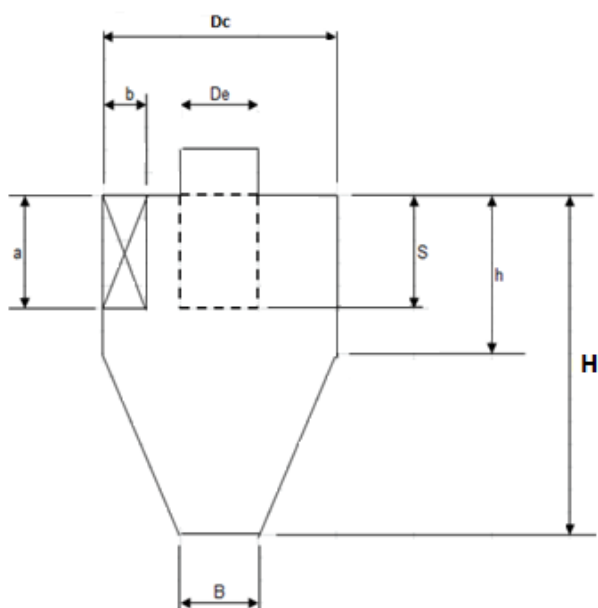


Fonte: Autor

2.4.2.1 Separação primária

A corrente gasosa proveniente do tambor secador passa inicialmente por uma bateria de ciclones responsáveis pela remoção de material particulado de maior diâmetro como pode ser observado no fluxograma da Figura 22. A bateria é composta por dois ciclones operando em paralelo, para divisão do valor total da vazão volumétrica de ar e redução das dimensões do equipamento. Essa etapa de separação primária tem função importante no processo, pois o material particulado coletado retorna ao tambor granulador através de uma corrente de reciclo. Além disso, reduz a concentração de material particulado na corrente de entrada do lavador de gases tipo Venturi, de forma que há menor exigência do equipamento em estudo para atendimento às taxas de emissão de material particulado para a atmosfera. A Figura 24 mostra um desenho esquemático de um ciclone com suas principais dimensões e a Tabela 8 mostra os valores dessas dimensões, com os parâmetros de operação.

Figura 24: Desenho esquemático de um ciclone com as principais dimensões.



Fonte: Autor

Tabela 8: Dimensões do equipamento mostrado na Figura 24.

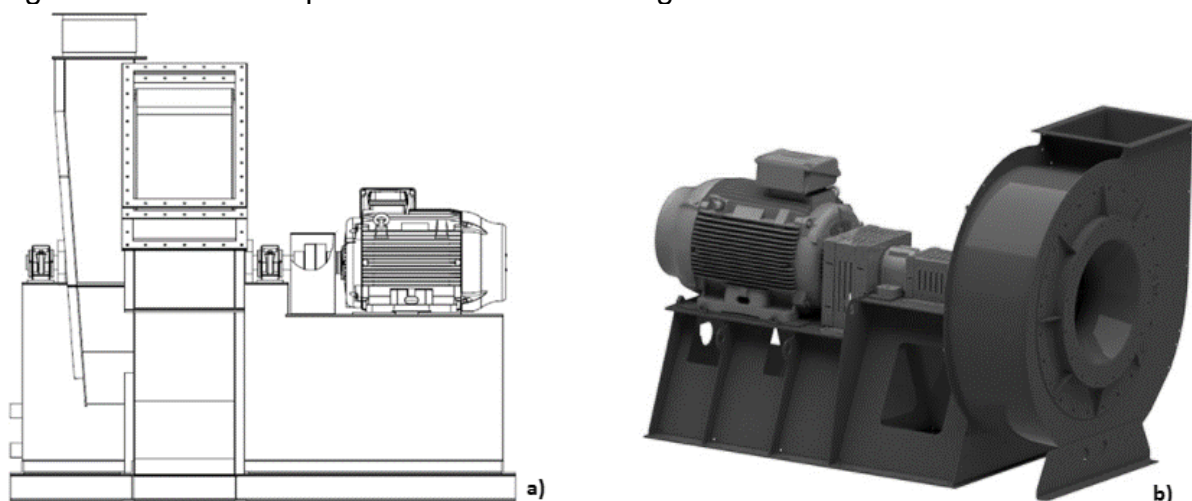
Dimensão da 31	Medida em mm
Dc	1730
De	870
B	650
a	870
b	350
S	870
H	6920
h	2600
Parâmetro de projeto	Valor
Vazão de ar de projeto	45000 m ³ /h
Velocidade dos gases na entrada	20.9 m/s
Perda de carga de projeto	98 mmca
Eficiência de coleta	89.4 %

2.4.2.2 Exaustor Principal

O exaustor principal do sistema é o responsável por promover todo o escoamento de ar necessário para a etapa de secagem. Pelo fluxograma mostrado na Figura 22, nota-se que o mesmo está localizado entre as etapas de separação primária (bateria de ciclones) e de lavagem (lavador Venturi), ou seja, o equipamento opera com corrente gasosa ainda com a presença de material particulado, chamado lado sujo. Por este motivo, algumas considerações foram realizadas em sua etapa de projeto para que não houvesse problemas operacionais para este tipo de aplicação.

O exaustor do sistema é do tipo centrífugo e possui rotor biapoiado, ao invés do tradicional rotor em balanço (apoiado apenas por uma extremidade) para minimizar riscos de desbalanceamento e vibração no caso de haver incrustação de material sólido em seu rotor. Um exemplo deste tipo de equipamento é mostrado na Figura 25.

Figura 25: Desenho típico de exaustor centrífugo



a) Rotor bi-apoiado e b) Rotor convencional.

Fonte: a) Exaustor Centrífugo – ECOFLOW Ventilação industrial¹⁴ e b) CFI Centrifugal Fans – HOWDEN Group¹⁵

O rotor do exaustor é do tipo aberto com pás retas, tanto por ser mais recomendado para correntes gasosas com material particulado, quanto por terem maior facilidade de manutenção (Joseph; Beachler, 1998. Manual EPA Lesson 6). A Tabela 9 mostra os valores dos principais parâmetros de operação do equipamento.

Tabela 9: Parâmetro de projeto do exaustor principal do sistema.

Parâmetro de projeto	Valor
Vazão volumétrica de ar	80000 m ³ /h
Elevação de pressão (HEAD)	975 mmca
Rotação do rotor	1190 RPM
Potência de acionamento	400 CV
Tipo de pá do rotor	Pá reta radial

2.4.2.3 Bomba de água

A bomba de água é responsável por promover o escoamento da corrente líquida no sistema em estudo e, conforme o fluxograma mostrado na Figura 23, é constituído por um par de bombas, havendo sempre um equipamento reserva. A bomba é do tipo

¹⁴ http://www.ecoflow.com.br/produtos/ventiladores/exaustor_centrifugo.html

¹⁵ <https://www.howden.com/en-gb/products/fans/centrifugal-fan/cfi>

centrífuga com carcaça e rotor fabricados com o material de UHMW (*Ultra High Molecular Weight*) para aplicações onde há sólidos em suspensão na corrente de transporte. Por este motivo também, o rotor é do tipo semi-aberto conforme recomendação do fabricante e também da literatura.

A sucção é feita das caixas de recebimento e a descarga é feita em *manifold* que distribui a corrente para três destinos no processo produtivo, sendo eles:

- a) Água de processo – Como dito no item 2.4.1, de caracterização da fonte estacionária, o processo de granulação demanda aditivos líquidos para a formação e crescimento dos grânulos, nesse caso também água, no tambor granulador sendo um dos destinos na saída do *manifold*. Essa utilização ajuda a reduzir o teor de sólidos da água do sistema;
- b) Água de lavagem – Envio de água aos orifícios do lavador de gases tipo Venturi em estudo para promover a captura do material particulado da corrente gasosa gerada do processo de secagem;
- c) Água de purga – Envio de água para a estação de tratamento de efluentes para redução do teor de sólidos do sistema.

O envio de água para a estação de tratamento de efluentes é realizada quando o consumo de água de processo no tambor granulador não consegue manter o nível de teor de sólidos na faixa de 15% em massa. (BUSIK, FOSTER, 1983) cita que a vazão de purga dos sistemas de lavagem é de, aproximadamente, 5% da vazão total do sistema. As tubulações de transporte da corrente líquida são fabricadas em resina e fibra de vidro para resistir à abrasão, gerada pelos sólidos em suspensão, e para resistir à corrosão ácida já que há tendência de redução do valor do pH. A Tabela 10 mostra parâmetros da bomba de água do sistema.

Tabela 10: Parâmetros de projeto das bombas de água do sistema

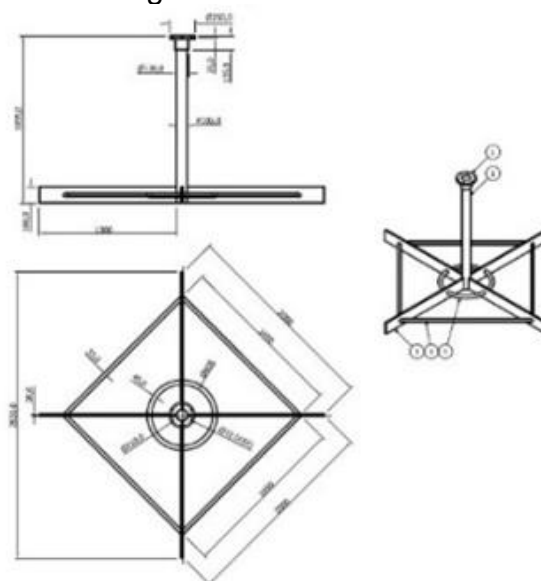
Parâmetro de projeto	Faixa de operação
Vazão de Projeto	124 m ³ /h
Tipo de carcaça	Voluta simples
Tipo de rotor	Semi aberto
Tipo de vedação	Hidrodinâmica
Material de fabricação da carcaça	UHMW ¹⁶
Material de fabricação do rotor	UHMW
Máximo teor de sólidos	15 %
Acoplamento eixo do motor-rotor	Direto
Rotação do motor	1750 RPM
Potência do motor	40 CV

2.4.2.4 Caixa de recebimento

As caixas de recebimento são responsáveis por receber e armazenar água do sistema de lavagem, criando pulmão necessário para utilização. São fabricadas em alvenaria, bloco e canaleta de concreto, com vigas estruturais e cinturão de barras de ferro para resistir à força da coluna de água quando as mesmas estão cheias. O conjunto é composto por duas caixas do qual a transferência entre elas é realizada através de transbordo e, nesse ponto, há malha para retenção de contaminantes (plásticos principalmente provenientes da matéria-prima utilizada). Cada caixa possui conjunto de eixo e pá de agitação, acionados por conjunto motorreductor, para manutenção dos sólidos em suspensão evitando deposição e acúmulo, que pode gerar paradas operacionais não desejadas. O sistema de agitação é composto por agitador com pás retas revestidas com resina e fibra de vidro e a Figura 26 mostra o detalhe construtivo do componente.

¹⁶ UHMW é um termoplástico cuja sigla de *Ultra High Molecular Weight*. O UHMW é um polietileno de alta densidade molecular que proporciona ganho em propriedades mecânicas como resistência à abrasão, desgaste e baixo coeficiente de atrito. Para algumas propriedades do material, acessar https://www.mitsuboshi.com/japan/product/synthetic/pdf/physical_properties_uhmw_EN.pdf

Figura 26: Detalhe construtivo dos agitadores das caixas de recebimento



Fonte: Autor

A Tabela 11 mostra as principais dimensões e capacidade das caixas de recebimento.

Tabela 11: Dimensões e capacidade das caixas de recebimento

Parâmetro de projeto	Valor
Capacidade individual de armazenamento	28 m ³
Altura	2000 mm
Comprimento	3500 mm
Largura	4000 mm
Capacidade total do sistema	56 m ³

O nível de água é mantido através da reposição com água recebida da estação de tratamento de efluentes, devidamente tratada, com baixo teor de sólidos e pH ligeiramente básico (>7,5), ou através da reposição de água limpa, proveniente de poço artesiano, priorizando sempre o recebimento da estação de tratamento.

2.4.2.5 Estação de tratamento de efluentes

A estação de tratamento de efluentes tem importância fundamental no sistema em estudo, pois é responsável por:

- a) Reduzir o teor de sólidos;

b) Ajustar o pH.

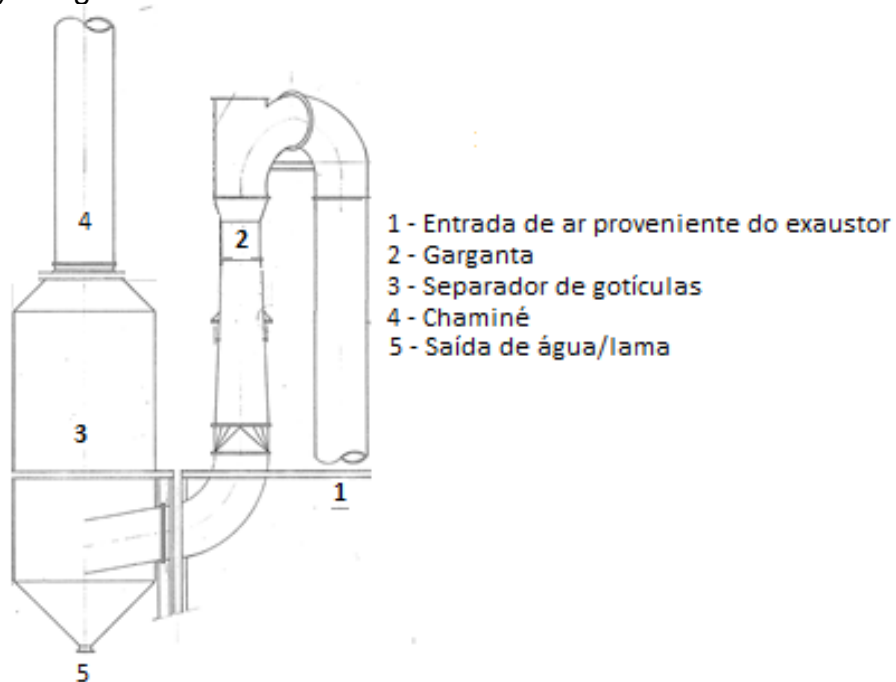
No processo de clarificação da água de lavagem, a primeira etapa é o ajuste de pH por dois motivos: o primeiro para preservar os materiais da estação de tratamento reduzindo riscos de corrosão ácida; o segundo, pois a remoção do sólido em suspensão é realizada pelo processo de decantação e soluções neutras e/ou ligeiramente básicas favorecem este fenômeno. Após ajustado o pH, a água passa por decantador, com lama removida por filtro prensa, e a água é armazenada em tanque, com posterior envio de volta ao processo produtivo de granulação.

2.4.3 Equipamento principal do sistema em estudo

2.4.3.1 Lavador de gases tipo Venturi

Como mostrado no fluxograma da Figura 22, o lavador de gases em estudo é a última etapa no processo de descontaminação da corrente gasosa, produzida pela fonte estacionária, antes de sua emissão para atmosfera através da chaminé. Dado que a corrente gasosa passa, primeiramente, por uma bateria de ciclones para separação do material particulado de maior diâmetro (MP10 e maiores), a etapa de lavagem é responsável por garantir que a corrente gasosa seja emitida com valor de concentração de material particulado abaixo dos limites estabelecidos pelos órgãos ambientais de controle. Após promovido o contato entre a corrente gasosa e a corrente líquida, com início na seção convergente onde a água é injetada, a mistura entra no separador de gotículas, cuja descrição é realizada no item 2.4.3.2. A Figura 27 mostra o arranjo geral do sistema de lavagem em estudo e a Figura 28 mostra uma foto do equipamento em questão.

Figura 27: Layout geral do lavador Venturi em estudo



Fonte: Autor

Figura 28: Foto do lavador Venturi em estudo



Fonte: Autor

O equipamento está em operação há mais de 20 anos e a lavagem de gases via úmida se faz necessário neste ponto por dois motivos principais, se comparado com um equipamento de via seca, por exemplo, filtro de mangas:

- a) Alto valor de umidade relativa da corrente gasosa, favorecendo a condensação e entupimento do elemento filtrante resultando no aumento da perda de carga;
- b) Materiais de fabricação¹⁷ das mangas que suportam temperaturas elevadas possuem alto custo de aquisição e manutenção.

Na Europa, algumas unidades produtivas de fertilizantes já utilizam filtro de mangas no tratamento dos gases da corrente de saída do tambor secador, utilizando tecnologia de materiais resistentes a altas temperaturas e aquecimento da caixa do filtro, visando impedir a condensação de água. Porém, no Brasil, os processos de granulação existentes utilizam lavadores de via úmida, geralmente lavadores de gases tipo Venturi.

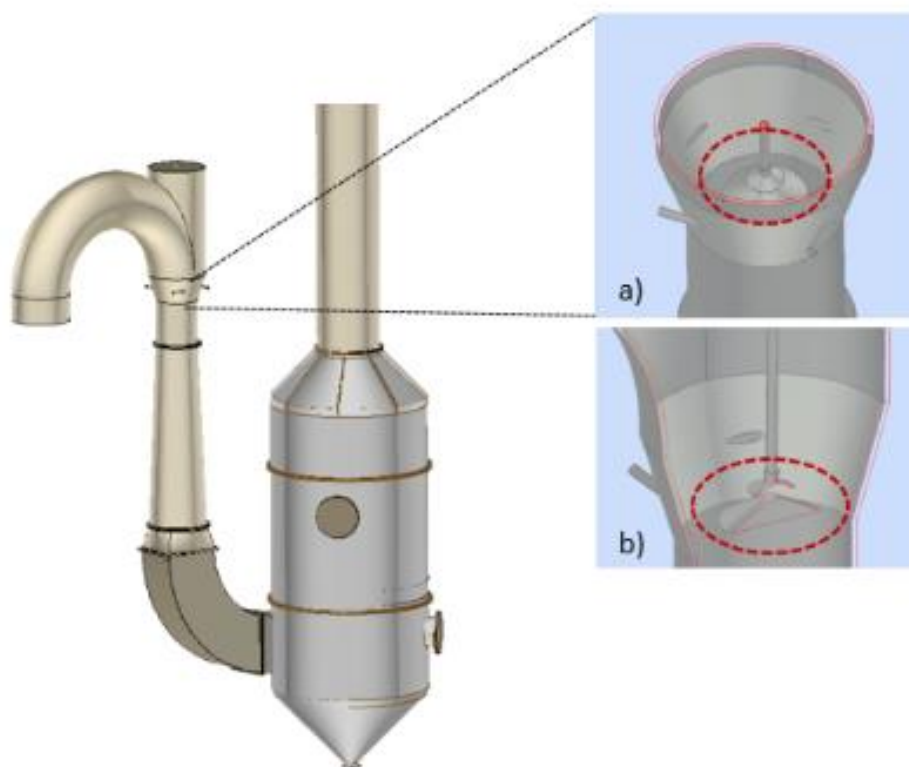
O lavador em estudo é a combinação entre um lavador Venturi tipo *Pease-Anthony* e um lavador Venturi tipo ejetor. Isso porque possui a configuração característica de um lavador Pease-Anthony com quatro orifícios de injeção de água em sua seção convergente, além de possuir um quinto ponto de injeção do qual a água é atomizada através da colisão com o aparato de obstrução de escoamento¹⁸. Esse aparato tem a função de distribuir a água injetada pelo quinto ponto, além de reduzir a área da seção anular do escoamento, aumento a velocidade da corrente gasosa próximo ao ponto de injeção de água. A Figura 29, especialmente desenhado para o presente trabalho, mostra: a) o detalhe da garganta, com os quatro orifícios tangenciais de injeção de água localizados na seção convergente; e b) o corte longitudinal para detalhe do aparato de obstrução de fluxo. Esse tipo de configuração de lavador Venturi, com a presença do aparato de obstrução de escoamento, não é mais utilizado nos sistemas atuais, pois é preciso garantir a completa distribuição de água sobre o mesmo. Caso contrário o acúmulo de material particulado ocorre causando entupimentos, paradas

¹⁷ Os materiais mais comuns utilizados nas magas são as fibras de algodão e poliméricas.
https://www.globalspec.com/learnmore/manufacturing_process_equipment/air_quality/baghouses

¹⁸ O aparato de obstrução de fluxo do equipamento em estudo não é comum nesses tipos de sistema. Esse aparato é fixo e não pode ser confundido com a tampa cônica de lavador Venturi de garganta ajustável.

não programadas da unidade produtiva ou períodos de produção com emissão acima do limite. Além disso, acúmulos de material particulado nas partes internas do equipamento podem gerar caminhos preferenciais para a corrente gasosa, reduzindo sua eficiência de coleta. Entende-se que o lavador Venturi tipo ejetor é uma evolução da tecnologia do lavador Venturi em estudo já que o bico atomizador de água melhora a distribuição das gotículas na entrada da garganta e forma gotículas com menor diâmetro, o que aumenta a eficiência de coleta. A configuração do lavador em estudo também é uma evolução dos primeiros sistemas propostos para fins industriais (US PATENT 3,623,297 1971) (US PATENT 3,635,000 1972) já que não possui partes móveis, que reduzem riscos de falha mecânica.

Figura 29: Detalhe da seção convergente do lavador em estudo com a) sendo o corte transversal no início da seção convergente, e b) o corte longitudinal



Fonte: Autor

A água do quinto ponto de injeção transportada pela tubulação em sua direção vertical, descarregando sobre o aparato para dispersão da água em forma de cone, como mostra a Figura 30, com foto do equipamento aberto e sem a presença da corrente gasosa.

Figura 30: Foto do quinto ponto de injeção de água



Fonte: Autor

Os cinco pontos de injeção de água, sendo quatro orifícios de injeção de água tangenciais e posicionados na seção convergente, e o quinto descarregando sobre o aparato, possuem diâmetro de 1 ½". A Tabela 12 resume as principais informações do equipamento, no que se refere às dimensões e a Tabela 13 apresenta resume as condições operacionais do qual o sistema está submetido.

Tabela 12: Dimensões do lavador em estudo.

Componente do equipamento	Dimensão
Diâmetro de entrada da seção convergente	1100 mm
Diâmetro da garganta	790 mm
Diâmetro de saída da seção divergente	1100 mm
Comprimento da seção convergente	500 mm
Comprimento da garganta	800 mm
Comprimento da seção divergente	3500 mm
Ângulo da seção convergente	17°
Ângulo da seção divergente	1°
Diâmetro do separador de gotas	3000 mm
Comprimento do separador de gotas	7500 mm
Diâmetro da chaminé	1000 mm
Comprimento da chaminé	15100 mm

Tabela 13 – Parâmetros operacionais do lavador em estudo.

Parâmetro operacional	Faixa de operação
Tipo de garganta	Circular
Velocidade gases entrada seção convergente	20 m/s
Velocidade dos gases na garganta	39 m/s
Velocidade dos gases na saída da seção divergente	20 m/s
Relação Líquido-Gás (L/G)	1.1 L/m ³ ar
Perda de carga de projeto	770 mmca
Eficiência de captura de projeto	89%

O equipamento foi fabricado em fibra de vidro com resina Epoxi Ester Vinílica DARAKANE®¹⁹. Esse material foi desenvolvido para redução dos custos de gerados nos primeiros processos de produção de cloro e soda na década de 1960, muito utilizado na indústria por sua resistência a abrasão e corrosão, além de sua facilidade de manutenção e reparo.

2.4.3.2 Separador de gotículas

No contato da corrente líquida e da corrente gasosa em alta velocidade nas seções convergente e garganta do lavador, há geração de gotículas pelo processo de atomização. Esse processo de atomização gera gotículas de grande distribuição granulométrica dos quais as menores podem ser carregadas pela corrente gasosa, pelo fenômeno de arraste que é função, principalmente, do diâmetro da gotícula e da velocidade relativa entre a gotícula e a corrente gasosa. As gotículas de água, carregam em seu interior, material particulado capturado de forma que, se não houver a separação das gotículas da corrente gasosa, haverá emissão de material particulado para a atmosfera após a dissolução da umidade no ar atmosférico.

Por este motivo, a última etapa do processo de lavagem de gases é a remoção das gotículas da corrente gasosa, realizado no separador ciclônico de gotículas, também chamado de *demister*. O separador ciclônico de gotículas é representado por um vaso, com diâmetro superior ao de saída da seção divergente do lavador, de forma a reduzir

¹⁹ A resina Epoxi Ester vinílica DARAKANE® é capaz em resistir a impactos, trincas por variação de temperatura, pressão, contato com materias ácidos e alcalinos. <https://romar-voss.nl/archief/Composites/speciaal/pdf/TDS%20DERAKANE%20411-45%20English.pdf>

a velocidade do escoamento da corrente gasosa. Essa redução de velocidade desfavorece o arraste com a redução da velocidade ascendente da corrente gasosa, de forma que a força da gravidade é superior à força de arraste, se depositando no fundo cônico e caixa de recebimento. A partir de um determinado valor crítico de diâmetro de gotículas (d_{crit}), a força de arraste é superior à força da gravidade, seguindo a trajetória da corrente gasosa, na direção vertical. Operam com valores de perda de carga inferiores ao do conjunto Venturi²⁰, pois se trata de uma separação mais criteriosa já que grande parte (acima de 85%, medido em testes industriais, da corrente líquida) se deposita diretamente no fundo cônico do separador ciclônico.

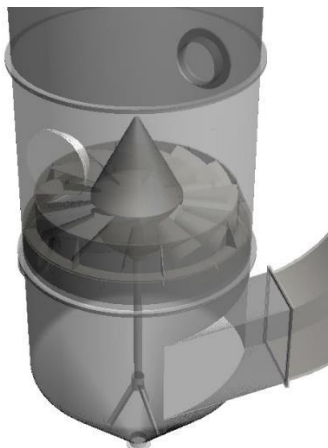
A remoção dessas gotículas da corrente gasosa é realizada através do fenômeno de coalescência, com objetivo de aumentar o diâmetro das gotículas. O fenômeno de coalescência ocorre no separador de gotículas através de duas estratégias:

- a) Entrada tangencial da corrente gasosa no vaso separador;
- b) Presença de aletas na parte interna.

A entrada tangencial promove escoamento em espiral, de forma que as gotículas colidem com a superfície interna devido à força centrífuga. A superfície interna possui filme de líquido, que pode capturar essa gotícula no contato entre ambas. As aletas na parte interna do vaso atuam como obstrução, forçando a corrente gasosa a efetuar uma curva acentuada, que gotículas tem maior dificuldade em seguir as linhas de corrente devido sua massa, sofrendo impacto com sua superfície. Além disso, as aletas “quebram” o escoamento em espiral, formando um perfil de escoamento mais uniforme na saída para a chaminé, necessário para evitar fluxos ciclônicos que possam invalidar a amostragem isocinética. A Figura 31 mostra o conjunto de aletas no interior do separador ciclônico, obtido a partir da geometria de projeto do equipamento. A Figura 32 mostra foto da parte superior e a Figura 33 mostra a foto da parte inferior do conjunto de aletas do separador ciclônico de gotículas.

²⁰ Segundo a literatura (Cooper;Leith,1984) considerando diâmetro crítico de gotícula de 75 μm , o intervalo normal de perda de carga necessária para um conjunto de aletas é de 10 – 50 mmca.

Figura 31: Geometria do conjunto de aletas e sua posição no vaso ciclônico do equipamento em estudo.



Fonte: Autor

Figura 32: Vista superior do conjunto de aletas do separador cilônico de gotículas.



Fonte: Autor

Figura 33: Vista inferior do conjunto de aletas do separador ciclônico de gotículas.



Fonte: Autor

2.5 Perda de Carga em Lavadores Venturi

Segundo Cooper em Fayed; Otten (2013), a perda de carga no lavador de gases tipo Venturi é o parâmetro mais importante na avaliação de um sistema de lavagem de gases. É a partir dele que se relaciona a eficiência de coleta, do ponto de vista operacional, já que é o parâmetro medido durante sua operação. Em sistemas de coleta de partículas submicrônicas, o custo de demanda energética pode superar todos os outros custos operacionais, sendo de extrema importância a manutenção da eficiência de coleta com redução da perda de carga. Segundo Allen; van Santen (1996) a eficiência de coleta de um determinado tipo de poeira é dependente apenas da perda de carga, sendo esta relação associada à quantidade de energia necessária (fornecida) ao sistema com o objetivo de capturar as partículas contaminantes.

Gonçalves et al.(2001) citam que Azzopardi e Govan²¹ identificaram cinco mecanismos para a perda de carga total em um lavador de gases tipo Venturi:

- a) Perda de carga por aceleração e desaceleração dos gases;
Efeito de *vena contracta*. O gás é acelerado na seção convergente. Conforme a velocidade do gás aumenta, a pressão diminui conforme descrito pela equação de Bernoulli. O efeito oposto ocorre no difusor, mas a recuperação da pressão no difusor não é completa devido à turbulência do gás, crescimento e desprendimento da camada limite. Este fenômeno é típico de seções de divergência e seu efeito aumenta à medida que o ângulo do difusor aumenta.
- b) Perda de carga por aceleração das gotículas;
O líquido de lavagem pode ser introduzido como jatos, atomizada ou como um filme. Uma fração do líquido fluirá como um *spray* de pequenas gotas, enquanto o resto fluirá como um filme nas paredes do Venturi. Inicialmente, as gotas fluem lentamente, mas aceleram quase imediatamente. Essa aceleração é potencializada pela alta velocidade relativa entre as gotículas e o gás, que cria o arrasto que acelera as gotículas. A energia gasta neste processo é perdida

21 B.J. Azzopardi; A.H. Govan The modeling of venturi scrubbers. *Filtration and Separation*, 23 (1984), pp. 196-200.

na forma de queda de pressão do gás. As gotículas também podem ser desaceleradas no difusor. No entanto, a desaceleração das gotículas é mais lenta que a do gás, devido à sua maior inércia. Em qualquer caso, é possível que alguma pressão possa ser recuperada devido à desaceleração das gotículas no difusor.

Segundo Allen; van Santen (1996), a perda de carga por aceleração das gotículas compõe a grande parcela da perda de carga total, além do que apenas uma pequena parcela é recuperada resultado da diferença positiva da velocidade relativa entre as gotículas e o gás na seção divergente. O gás é submetido a uma força de arraste de mesma magnitude, porém com direção oposta à das gotículas, ou seja, trabalho é realizado na corrente gasosa e nas gotículas. O trabalho realizado nas gotículas aumenta sua energia cinética e nos gases, trabalho é realizado através da perda calor. Allen; van Santen (1996), em seus ensaios de medição com lavador prismático e circular com garganta, encontraram menores inclinações nos gráficos de $(\Delta P \times L/G)$, ou seja, em lavadores prismáticos a influência da aceleração das gotículas no valor da perda de carga total é menor. Essa menor influência é devido às gotículas não atingirem valores máximos de velocidade, próximo ao da corrente gasosa. No lavador circular com garganta, as gotículas possuem maior tempo de residência atingindo maiores valores de velocidade máxima.

c) Perda de carga por aceleração do filme líquido;

A fração de líquido fluindo como um filme nas paredes também pode ser acelerada, causada pelo arrasto do filme-gás. A energia gasta nesta aceleração também é perdida com a queda da pressão do gás.

Possui maior intensidade na seção convergente, com valor máximo no início da garganta onde grande parte dessa fração de líquido é atomizada. É influenciado pelo tipo de geometria do equipamento e também se trata de um mecanismo em que a energia não é recuperada.

d) Perda de carga por fricção dos gases;

O escoamento de um fluido em um tubo gera queda de pressão devido à fricção entre o gás e as paredes. Nesse caso, a queda de pressão será aumentada

pelo efeito do filme do líquido. O filme forma uma superfície ondulada que produz maior atrito do que uma parede lisa normal.

O contato entre gás e parede do duto esta relacionado com sua rugosidade. Pode ser afetado pela deposição de material na parte interna do equipamento, do qual o sentido do efeito depende das condições e propriedades do processo onde o sistema de lavagem está instalado. Allen;van Santen (1996) encontraram redução de 15% nos valores experimentais de perda de carga com lavador venturi prismático impregnado, se comparado com o sistema limpo. Para um lavador circular e com garganta, os valores medidos de perda de carga com o sistema sujo foram maiores que com o sistema limpo. Tal fato pode ser explicado, pois para o venturi prismático, a deposição de material gerou canais que direcionaram o escoamento dos gases enquanto que, para o sistema circular e com garganta, a deposição na seção convergente e início da garganta, criou maior obstrução e aumentou a rugosidade da superfície de contato com a corrente gasosa. Segundo Gonçalves *et al.*(2001), a perda de carga por fricção não pode ser desprezada em sistemas de menor escala - piloto e laboratório - já que os modelos que desprezam este mecanismo subestimaram o valor da perda de carga nesses tipos de sistema.

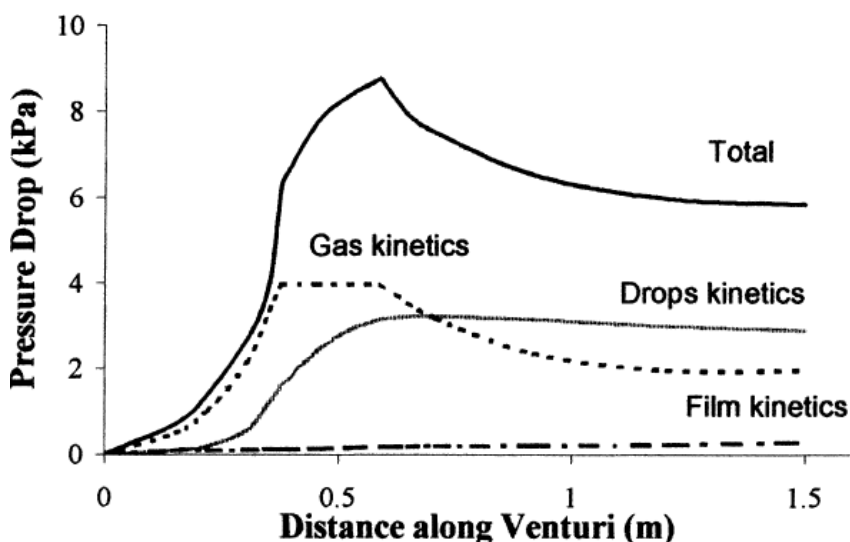
e) Perda de carga gravitacional.

Se o equipamento for construído de forma que o escoamento não seja horizontal, ocorre uma pequena alteração da pressão estática. No entanto, os efeitos gravitacionais em lavadores de gases tipo Venturi são muito pequenos em comparação com o inercial.

Conforme explica Gonçalves *et al.*(2001), a importância relativa de todos esses termos depende da situação específica. Em geral, a energia perdida pelos mecanismos c) e e) é relativamente pequena quando comparada aos demais. Esses termos podem ser negligenciados sem nenhum erro significativo. Em situações de interesse prático, o mecanismo b) é responsável por 50-85% da queda de pressão total. Como este costuma ser o mecanismo principal, não é de se estranhar que alguns modelos incluam apenas a queda de pressão gasta na aceleração das gotas (ver também Yung; Calvert; Barbarika (1977)). O mecanismo d) pode ser muito significativo se a seção do venturi for pequena ou se a quantidade de água atomizada

for baixa. Esta última situação pode ocorrer quando a relação líquido-gás (L/G) é baixa ou a maior parte do líquido está fluindo como um filme. Isso não é incomum em lavadores Venturi em escala de laboratório e em escala piloto, particularmente quando o líquido é introduzido como um filme. A importância do mecanismo a) aumenta com o ângulo de divergência. É comum trabalhar com um semi-ângulo de divergência de 7° para minimizar o efeito do mecanismo a). Se um venturi não for bem projetado, este mecanismo de queda de pressão pode ser muito significativo. A Figura 34 mostra o perfil da perda de carga total ao longo das três seções de um lavador Venturi, com as influências individuais dos principais mecanismos discutidos.

Figura 34: Perda de carga total e a contribuição dos principais mecanismos em um lavador Venturi



Fonte: Gonçalves et al.(2001)

Devido ao exposto anteriormente, entende-se a dificuldade na predição do valor da perda de carga nesses tipos de sistema de lavagem já que, no dimensionamento de um novo equipamento, deve-se considerar as propriedades físico-químicas dos contaminantes, corrente gasosa e corrente líquida. Isso para obter um sistema que não possua paradas operacionais não desejadas devido entupimentos, desgaste interno e vazamentos, atendendo às exigências de limite de taxa de emissão definidos pelos órgãos competentes. Calvert *et al.*(1972) cita que os principais problemas operacionais relacionados a sistemas de lavagem de gases são: entupimento dos bicos de injeção de água, deposição de sólidos no exaustor do sistema, entupimento do leito recheado (se utilizado) e erosão de trechos de curva mais acentuada. Após a

saída da seção divergente, normalmente a mistura trifásica faz uma curva de 90° para direcioná-la à entrada do separador de gotículas. A erosão em trechos de curva ocorre devido à alta velocidade da mistura, chocando-se com a parede do duto. Para minimizar esse efeito, pode-se trabalhar com curvas menos acentuadas, ou até com cotovelos inundados, conforme mostra a Figura 12, criando uma camada de líquido que protege a parte interna da tubulação do impacto direto da mistura.

Devido à grande variedade de sistemas existentes, é difícil haver uma equação universal que consiga prever o valor da perda de carga. Por isso, muitos estudos foram realizados sobre perda de carga em lavadores de gases tipo Venturi, com propostas de modelos empíricos e semi-empíricos. Os modelos variam desde simples correlações para determinados casos e geometrias específicas até modelos numéricos mais elaborados. A seguir serão apresentados os modelos mais conhecidos e suas considerações.

2.5.1 Modelo de Calvert

Os trabalhos de Calvert (1968) e Calvert (1970) são muito citados, e a sua equação para estimar a perda de carga é a mais utilizada devido à facilidade da sua estimativa. Aqui é assumido que todo o líquido foi atomizado em gotas e acelerados até a velocidade do gás no final da garganta. Também a queda de pressão através do Venturi é resultante da variação da velocidade das gotículas na garganta e que não houve perda de pressão devido ao gás, aceleração e fricção entre a gás-parede. A consideração da velocidade das gotas iguais ao do gás nem sempre é válida, dependendo principalmente do tempo de residência das gotículas a altos valores de arraste devido às altas velocidades relativas entre a fase líquida e gasosa. Calvert, como a maioria dos outros trabalhos, considera escoamento incompressível e adiabático. A equação com a nomenclatura do presente texto, em lugar do trabalho original, tem a pressão P , a densidade de líquido ρ_d , as vazões de líquido e do gás L e G , e as velocidades de gás, gotas e de gotas na garganta U_g , U_d e U_{gT} respectivamente. A partir do balanço de forças $-dP = \rho_L U_G \frac{L}{G} dU_D$ tem-se a equação da perda de carga :

$$-\Delta P = \rho_L \frac{L}{G} U_{gT}^2 \quad (2.30)$$

Calvert *et al.*(1972) notou que os valores de perda de carga obtidos a partir da equação (2.30) eram em torno de 15% maiores que dados experimentais, que poderia ser corrigido por um fator $\beta = 0.85$.

2.5.2 Modelo de Yung

A partir da conclusão de que a equação proposta por Calvert superestima o valor da perda de carga, Hollands; Goels (1975) derivou uma expressão analítica para esse fator de correção β , rerepresentado por Yung; Calvert; Barbarika (1977), que se trata de um refinamento na etapa de cálculo da aceleração das gotículas, ainda supondo gotículas de mesmo diâmetro e atomização instantânea com injeção no início da garganta. A velocidade das gotículas ao fim da garganta (U_{gT}) é calculado pela equação (2.31):

$$U_{gT} = 2U_G(1 - X^2 + \sqrt{X^4 - X^2}) \quad (2.31)$$

Na equação (2.31), com coeficiente de arrasto das gotas C_D , diâmetro das gotas d_D e distância l_t da entrada de gotas no venturi até a garganta (comprimento da garganta), tem-se o número adimensional X definido como:

$$X = \frac{3l_t C_D \rho_G}{16d_D \rho_D} + 1 \quad (2.32)$$

Ou seja, fazendo-se $\beta = 2(1 - X^2 + \sqrt{X^4 - X^2})$, a equação (2.31) é a equação (2.30) com o coeficiente de correção β :

$$-\Delta P = \beta \rho_L \frac{L}{G} U_G^2 \quad (2.33)$$

2.5.3 Modelo de Leith

Leith; Cooper; Rudnick (1985) estendem o modelo de Yung; Calvert; Barbarika (1977) considerando a recuperação de pressão na seção divergente devido à desaceleração das gotículas:

$$-\Delta P = \rho_L U_G^2 \frac{L}{G} \left[\beta \left(1 - \frac{U_{Gf}}{U_{GT}} \right) + \left(\frac{U_{Gf}}{U_{GT}} \right)^2 \right] \quad (2.34)$$

Na equação (2.34), β é o parâmetro adimensional definido pelo modelo de Yung, U_{Gf} é a velocidade da corrente gasosa no fim da seção divergente e U_{GT} é a velocidade da corrente gasosa na garganta.

2.5.4 Modelo de Hesketh

Hesketh (1974), com A_T seção transversal da garganta, apresenta uma equação, empírica e com a mesma estrutura de Calvert:

$$-\Delta P = 190 \rho_G U_G^2 A_T^{0.133} \left(\frac{L}{G}\right)^{0.78} \quad (2.35)$$

2.5.5 Modelo de Boll

Boll (1973) propõe o primeiro modelo numérico considerando 3 dos 5 mecanismos de perda de carga existentes e discutidos anteriormente. Esses mecanismos são por fricção d), aceleração dos gases a) e aceleração das gotículas b). O modelo possui as seguintes considerações para a estimativa da perda de carga: escoamento incompressível e adiabático, atomização instantânea da corrente líquida após a injeção, gotículas com distribuição monodispersa obtidas pela equação de Nukiyama-Tanasawa, e coeficiente de arraste calculado a partir da curva padrão para esferas:

$$-\frac{dP}{dx} = \rho_G U_G \frac{dU_G}{dx} + \rho_L \left(\frac{L}{G}\right) U_G \frac{dU_D}{dx} + \frac{\left(\frac{\rho_L L}{\rho_G G} + 1\right) f U_G^2}{2D_e} \quad (2.36)$$

Na equação (2.36) f é fator de fricção e D_e refere-se ao diâmetro hidráulico do equipamento. Holland e Goel (1975) propuseram a resolução do modelo de Boll através de método gráfico com números adimensionais, eliminando a necessidade de esforço computacional, muito limitado na época.

2.5.6 Modelo de Placek e Peters

Vários autores desenvolvem extensões ao Modelo de Boll, como Placek; Peters (1982) que incorpora distribuição do diâmetro das gotículas.

$$-\frac{dP}{dx} = \frac{W_G}{A} \frac{dU_G}{dx} + \sum_{i=1}^n \left(\frac{W_{di}}{A} \frac{dU_{di}}{dx}\right) + \left(\frac{W_D + W_G}{W_G}\right) \frac{\rho_G f U_G^2}{2D_e} \quad (2.37)$$

Na equação (2.37) A é área da seção transversal local no Venturi, W_G é vazão mássica dos gases, W_D é vazão mássica das gotas, e W_{di} e U_{di} são vazão mássica e velocidade das gotas de diâmetro d_i .

2.5.7 Modelo de Azzopardi e Modelo BLM (Boundary Layer Model)

Em 1984 B.J. Azzopardi e A.H. Govan fizeram a consideração de escoamento anular, ou seja, o escoamento de filme nas paredes e da mistura da corrente gasosa com gotículas em sua parte interna. Além disso, o modelo possibilita a existência de gotículas de diferentes diâmetros, dependendo da posição e da forma como as mesmas foram criadas. Seguiram-se vários trabalhos em torno deste modelo e pode-se observar a sua dedução no em Pulley (1997).

$$-\frac{dP}{dx} = \rho_G H_G U_G \frac{dU_G}{dx} + \rho_L \sum_{i=1}^n \left(H_{di} U_{di} \frac{dU_{di}}{dx} \right) + \frac{4\tau_w}{D_e} \quad (2.38)$$

Na equação (2.38), H_g refere-se à fração volumétrica do gás; H_{di} refere-se à fração volumétrica das gotículas; U_{di} refere-se à velocidade das gotículas; τ_w refere-se à tensão de cisalhamento na interface gás/filme e D_e refere-se ao diâmetro hidráulico do equipamento levando em conta o filme de líquido.

O modelo de Azzopardi; Govan (1984) de predição da queda de pressão axial em lavadores Venturi considerando o escoamento de filme, efeitos de aceleração, desaceleração e perdas por atrito, vinha sendo estendido por seu grupo. Pulley (1997) fornece equações detalhadas que descrevem o modelo.

2.5.8 Modelo de Viswanathan e Modelo AFM (Annular Flow Model)

Viswanathan; Gnyp; St.Pierre (1985) apresentam tabela com mais modelos de vários outros autores, e estudam as características do filme líquido no lavador Venturi medindo o fluxo do filme líquido na parede, a espessura do filme e a queda de pressão em um Venturi retangular de planta piloto. Os experimentos foram realizados com relações de líquido / gás (L/G) variando de 0,4 a 1,9 L/m³ e velocidades de garganta de gás entre 45,7 e 76,2 m/s. Viswanathan (1998) reapresenta o modelo proposto em 1985 :

$$-\frac{1}{\rho_L} dP = \alpha_G \alpha_C U_G dU_G + C \eta \alpha_G \alpha_C U_G dU_{d,x} + (1 - C) \eta \alpha_G \alpha_C U_G dU_f + \left[\frac{2f_c W_C^2 \phi_c^2}{D_e \rho_C A_{tot}^2 \rho_G} \right] dx \quad (2.39)$$

Na equação (2.39) C é fator adimensional da entrada de fluido principal (gases) no tubo, D_e é diâmetro equivalente hidráulico, α_G é a fração volumétrica da parte principal ocupada por gases, já que também possuem gotículas, α_C é área fracional da seção ocupada pelo fluido principal, ou seja, aquela subtraindo área ocupada pelo filme, η é relação mássica ($\eta = W_D/W_G$) entre a vazão de líquido e gás, f_c é fator de fricção do fluido principal (gases e gotículas), ϕ_c^2 relação entre os fatores de fricção entre as duas fases: os gases com gotículas e o filme, W_C vazão mássica de gases com gotículas, A_{tot} é área transversal total do Venturi. Os cálculos das frações α_C e demais parâmetros são apresentados com correlações em Viswanathan (1998).

O modelo de Viswanathan; Gnyp; St.Pierre (1985) já era chamado Modelo de Fluxo Anular pelos autores, para prever a queda de pressão considerando a aceleração do gás e da gotícula, o escoamento do filme e as perdas por fricção bifásica. Determinou-se também um fator de eficácia do difusor para corrigir o desempenho devido a outras perdas associadas à recuperação de pressão no difusor tais como gradientes de pressão adversos e separação de vazão. Em Viswanathan; Ananthanarayanan; Azzopardi (2005) apresenta-se esse modelo. O fator, F fração total do total de líquido injetado que escoar como filme, é dado por:

$$F = \frac{89.379}{\left(\frac{LR_0}{Gd_0}\right)^{0.007} (U_{GT})^{0.888}} \quad (2.40)$$

Na equação (2.40), d_0 é diâmetro do orifício de injeção de água, R_0 é o raio da garganta de Venturi, L é a vazão total de líquido injetado, G é a vazão total de gás e U_{GT} é a velocidade do gás na garganta. Uma vez previsto a fração de líquido que permanece no gás como gotículas, tem-se a vazão mássica W_d .

Chamando de vazão do núcleo $W_C = W_G + W_D$ a vazão de gás e de gotículas, tem-se a fração $X = W_G/W_C$. A equação (2.39) pode ser reescrita com várias hipóteses simplificadoras, tais como $1/\rho_C = (X/\rho_G) + ((1-X)/\rho_L)$, $U_C = U_{GT}$:

$$-\frac{1}{\rho_L} dP = \eta \alpha_G \alpha_C dU_G + C \eta \bar{m} \alpha_G \alpha_C U_G dU_D + (1-C) \bar{m} \alpha_G \alpha_C U_G dU_f \quad (2.41)$$

\bar{m} indica fração mássica entre líquido e gás dentro do núcleo. Agora η é eficiência do difusor dada por

$$\eta = K \rho_C \left[\frac{X^2}{\rho_G} + \frac{(1-X)^2}{\rho_L} \right] \quad (2.42)$$

E o parâmetro K é determinado empiricamente como na Tabela 14.

Tabela 14: Parâmetro K do modelo AFM (Annular Flow Model)

K obtido empiricamente	Aplicação
$-0.0013\beta^2 + 0.0064\beta + 0.8641$	Difusores com entrada quadrada
$-0.001\beta^3 - 0.0052\beta^2 + 0.0529\beta + 0.7576$	Outros difusores retangulares
$6 \times 10^{-5}\beta^3 - 0.003\beta^2 + 0.0283\beta + 0.8322$	Difusor cônico

β ângulo da parede divergente (ângulo do cone) em graus

Fonte: Viswanathan; Ananthanarayanan; Azzopardi (2005)

Gonçalves *et al.*(2001) realizaram uma extensa avaliação dos modelos disponíveis para a previsão de queda de pressão em lavadores de gases tipo Venturi. Esses modelos foram comparados com dados experimentais de Venturis de diferentes tamanhos (diâmetro da garganta de 1,9 a 16 cm), sistemas de injeção de líquido e condições de operação. Guerra *et al.*(2012) apresentam as medidas de pressão em um Venturi retangular com injeção de água a diferentes velocidades com visualização do *spray* formado. Silva *et al.*(2009) fazem as medições de queda de pressão feitas em um lavador de gases tipo Venturi de grande escala com diferentes velocidades do gás e da vazão do líquido, bem como dois tipos diferentes de injeção de líquido, filme ou *spray*. Confirma, como na literatura, que a queda total de pressão é mais influenciada pela velocidade do gás do que pela vazão do líquido. A influência da razão líquido-gás é mais forte para alta velocidade do gás na garganta e esta observação pode estar ligada ao processo de quebra de gotículas no escoamento anular de duas fases.

2.6 Mecanismos de Coleta das Partículas

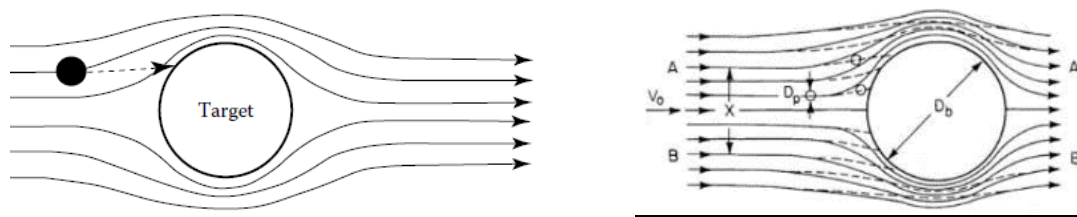
A captura de material particulado por uma fase líquida pode ocorrer devido a uma série de mecanismos físicos. Elas são a impactação inercial, interceptação, difusão turbulenta ou browniana, gravidade, termoforese, difusioforese, recondensação do líquido em volta da partícula, entre outros. Em lavadores de gases tipo Venturi a impactação inercial é o mecanismo predominante, seguido de interceptação e difusão turbulenta, aproveitando-se do fenômeno de colisão entre as partículas sólidas

(material particulado) presentes na corrente gasosa em alta velocidade e as gotículas de líquido em escoamento livre (MUSSATTI, HEMMER, 2002). Os principais mecanismos de coleta para lavadores de gases tipo Venturi são descritos a seguir. Considere uma partícula em um escoamento de gás movendo-se, ou sendo carregada, em direção a um alvo, tal como gotícula ou parede. Se a partícula, de tamanho pequeno, médio e grande, tocar o alvo, ela provavelmente se fixará no alvo devido às forças inter-superficiais. As linhas de corrente do gás são divergentes à medida que se aproximam da gota e, em seguida, se movem em torno do alvo. Em cada um desses mecanismos, um grande número de alvos aumentará a probabilidade de uma partícula tocar em um alvo. Portanto, ter alvos abundantes aumenta a eficiência da coleta.

2.6.1 Impactação

No mecanismo denominado impactação, as partículas grandes que se movem em direção ao alvo têm massa não desprezível portanto, momento, o que faz com que cada partícula se desloque em linha reta em direção ao alvo. Conforme a corrente de gases sofre deflexão em relação à gotícula, a partícula deixa a linha que se curva, para se mover diretamente próximo ao alvo devido à inércia da massa da partícula. Quanto maior a massa da partícula, maior a probabilidade de ela se deslocar em linha reta. Além disso, à medida que a diferença de velocidade entre a partícula e o alvo aumenta, a partícula terá um impulso aumentado e será provavelmente carregada para o alvo. O raio de curvatura da curva na linha de corrente tem um efeito muito importante na probabilidade de uma partícula ser carregada para o alvo. Quanto menor o raio de curvatura, menos provável que uma partícula siga a linha de corrente. Portanto, alvos pequenos têm maior probabilidade de serem afetados do que alvos grandes. Proporciona altos valores de eficiência de coleta para material particulado com diâmetro acima de 10 μm . A energia cinética da partícula é utilizada para superar a tensão superficial da gotícula enclausurando a partícula. Segundo *Perry's Chemical Engineers' Handbook* (GREEN; SOUTHARD, 2019), esse enclausuramento aumenta a massa específica da gotícula facilitando sua posterior separação das fases líquido-gás. A Figura 35 ilustra o esquema típico do mecanismo de coleta por impactação, com as linhas sólidas representando as linhas de corrente da corrente gasosa e as linhas pontilhadas representando a trajetória do material particulado.

Figura 35: Mecanismo de coleta da partícula por impactação inercial



Fontes: Schnelle; DunnTernes (2015). *Air Pollution Control Technology Handbook* 2nd edition / Green; Southard (2019). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* 9th edition

Conforme descrito na maioria dos livros textos, o mecanismo coleta por impactação é caracterizado parâmetro adimensional de impacto inercial, cujo símbolo utilizado é ψ , representando a razão entre a força necessária para parar uma partícula inicialmente movendo-se a uma dada velocidade, com a resistência viscosa apresentada na superfície do fluido.

$$\psi = C_c \frac{d_p^2 \rho_p U_{GT}}{9\mu_G d_D} \quad (2.53)$$

Na equação (2.53) d_p e ρ_p são o diâmetro e a massa específica da partícula respectivamente, U_{GT} é velocidade do gás na garganta do Venturi, d_D é diâmetro da gota, e μ_G é viscosidade do gás.

Quando as partículas suspensas no ar são tão pequenas que o tamanho da partícula se aproxima do caminho livre médio das moléculas de gás (inferior a 5 microns), o arrasto sobre as partículas tende a ser reduzido. O arrasto é criado quando as moléculas de gás impactam uma partícula em movimento. Porém, quando o caminho livre médio é abordado, uma partícula em movimento tende a deslizar entre as moléculas de gás com menor resistência. Este fenômeno é importante para dispositivos de coleta de partículas e o termo fator de correção de escorregamento de Cunningham C será encontrado em muitas correlações de partículas pequenas.

A seguinte correlação empírica para o fator de correção de escorregamento de Cunningham foi desenvolvida por Davies²², segundo Schnelle; Brown (2002).

²² Davies, C.N. *Definitive equations for the fluid resistance of spheres. Proc.Phys.Soc.*57, 259. 1945.

Nagare *et al.*(2015), Ladino *et al.*(2011), e outros autores na literatura usam essa forma original:

$$C_c = 1 + \frac{2\lambda}{d_p} \left[1.257 + 0.4 \exp \left(-1.1 \frac{d_p}{2\lambda} \right) \right] \quad (2.54a)$$

O caminho livre médio do gás²³, é aqui definido por $\lambda = \mu_G / (0.499 \rho_G u_M)$ e a velocidade molecular média é dada por $u_M = \sqrt{(8R_G T) / (\pi M_{wG})}$. A constante universal de gás é R_G em unidade coerente com a temperatura T e massa molecular do gás M_{wG} .

Zhang; Gan; Li (2020), Park *et al.*(2005), e vários outros autores consideram a seguinte correlação:

$$C_c = 1 + 2.493 \frac{\lambda}{d_p} + 0.84 \frac{\lambda}{d_p} \exp \left(-0.435 \frac{d_p}{\lambda} \right) \quad (2.54b)$$

Kim *et al.*(2001), Lee; Liu (1980), e vários outros autores usam

$$C_c = 2(1.664) \frac{\lambda}{d_p} \quad \begin{array}{l} \text{Se } Kn > 2.6, \\ \text{ou se } d_p < 0.05 \mu\text{m} \end{array}$$

$$C_c = 2.609 \frac{\sqrt{2\lambda}}{d_p^{1/2}} \quad \begin{array}{l} \text{Se } 0.15 < Kn < 2.6, \\ \text{ou se } 0.05 \mu\text{m} < d_p < 1.0 \mu\text{m} \end{array} \quad (2.54c)$$

$Kn = \frac{2\lambda}{d_p}$ é chamado de número de Knudsen para partícula e λ é o caminho livre médio

Cada autor, levando em consideração as condições operacionais e as características de gotículas ou de partículas, utilizam os parâmetros que melhor se ajustam ao seu caso. Ver também Moshfegh *et al.*(2010). Mas, em geral, o modelo mais adotado é a forma clássica apresentada por Cunningham e reformulada por Knudsen e Weber nos anos de 1910-11, $C_c = 1 + Kn \left(a + b e^{-\frac{c}{Kn}} \right)$. Por exemplo, para partículas submicrons (aerossóis), usa-se $a = 1.257, b = 0.4, c = 1.1, Kn = 2\lambda/d_p$, tal como na equação

²³ Considerando a molécula de gás como uma esfera rígida, deduz-se $\lambda = \frac{(16/5)\mu}{\sqrt{2\pi R_G T} \rho}$. Muitas vezes aproxima-se $\pi \approx (16/5)$ e $\rho \approx n \cdot M_w$. Ver Bird, G.A. (1983). *Definition of mean free path for real gases. Physics of Fluids, 26(11), 3222*. A estimativa $\lambda = \mu_G / (0.499 \rho_G u_M)$ com $u_M = \sqrt{(8R_G T) / (\pi M_{wG})}$ está correta como pode-se ver em Jennings, S.G. (1988). *The mean free path in air. Journal of Aerosol Science, 19(2), 159-166*. O número de Knudsen é definido como $Kn = \lambda/r$ onde r , raio da partícula, é considerado como o comprimento característico da partícula. Por isso se usa $Kn = 2\lambda/d_p$.

(2.54a). A Tabela 15 apresenta seus valores em relação ao diâmetro da partícula, onde se vê que quanto menor a partícula, maior a correção de Cunningham.

Tabela 15: Fator de correção de Cunningham para partículas em ar

Tamanho da Partícula (μm)	Temperatura		
	20 °C	100 °C	260 °C
0.10	2.88	3.61	5.14
0.25	1.682	1.952	5.525
0.50	1.325	1.446	1.711
1.00	1.160	1.217	1.338
2.50	1.064	1.087	1.133
5.00	1.032	1.043	1.067
10.00	1.016	1.022	1.033

Fonte: Theodore (2008)

O número de Stokes, que representa a força inercial do impacto da partícula e evolue muitos fatores, é dada por:

$$St = \frac{d_p^2 \rho_p U_{rel}}{18 \mu_G d_D} \quad (2.55)$$

Nota-se que o número de Stokes possui estrutura muito semelhante ao parâmetro inercial da equação (2.53). Por isso se diz que parâmetro de impacto inercial ψ se assemelha ao dobro de número de Stokes St . A eficiência da coleta por impactação é dada por Calvert (1970) como:

$$\eta_{imp} = \left(\frac{\psi}{\psi + 0.7} \right)^2 \quad (2.56)$$

Alguns autores usam $\eta_{imp} = \left(\frac{Stk}{Stk + 0.35} \right)^2$, por isso deve-se verificar se esse número de Stokes Stk tem o fator de correção do escorregamento de Cunningham, ou seja, se é número de Stokes modificado $Stk = C_c \frac{d_p^2 \rho_p U_{rel}}{18 \mu_G d_D}$, ou se é simplesmente $Stk = \frac{d_p^2 \rho_p U_{rel}}{18 \mu_G d_D}$ número de Stokes da equação (2.55). Lim; Lee; Park (2016), em lavador de gases tipo Venturi de jato horizontal reverso, ou seja, jato em spray contra o sentido de gás em tubo horizontal, propõe:

$$\eta_{imp} = 0.6 St \quad \text{para } St \leq 1.0 \quad (2.57a)$$

$$\eta_{imp} = 0.11 St + 0.49 \quad \text{para } 1.0 < St \leq 3.0 \quad (2.57b)$$

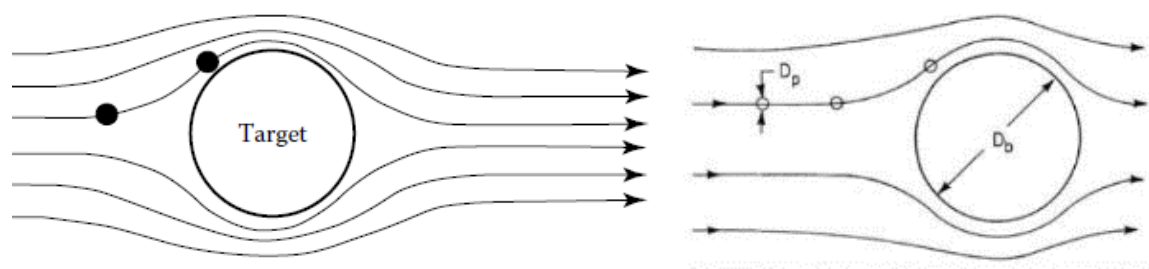
$$\eta_{imp} = 0.02 St + 0.79 \quad \text{para } St \geq 10.0 \quad (2.57c)$$

A noção de que pode-se aproximar a eficiência do mecanismo para uma gota $\eta_{imp} = a.St + b$, uma equação linear aos pedaços, é interessante, mas é necessário determinar experimentalmente esses coeficientes a, b para lavador de gases tipo Venturi.

2.6.2 Intercepção

Intercepção é o mecanismo pelo qual partículas de 0,1 a 1 μm de diâmetro são transportadas pela linha de corrente do gás suficientemente perto da superfície do alvo para que a partícula toque a gotícula. Essas partículas possuem massa muito pequena de forma que seguem a trajetória da linha de corrente gasosa com maior facilidade, ou seja, são capazes de efetuar curvas mais acentuadas em regiões próximas à superfície da gotícula. A intercepção é um mecanismo relativamente fraco para coleta de partículas em comparação com a impactação, e até mesmo com a difusão turbulenta, porque é aleatório que o caminho da linha de corrente e da partícula estejam próximos da gotícula. É por esta razão que as partículas nesta faixa de diâmetro são difíceis de coletar em comparação com partículas maiores e menores. Segundo Schiffner; Hesketh (1996), é mais predominante em partículas de diâmetro na ordem de submicron ($<1,0 \mu\text{m}$) por conta da sua pequena massa e tendência a seguir as linhas de fluxo da corrente gasosa, pois os níveis de energia cinética não são suficientes para impactação. Se uma linha de corrente gasosa passa a uma distância de até o raio do material particulado, o material particulado entrará em contato com a gotícula podendo ser capturada sem a influência da impactação inercial. A Figura 36 ilustra esquematicamente o mecanismo de coleta por intercepção.

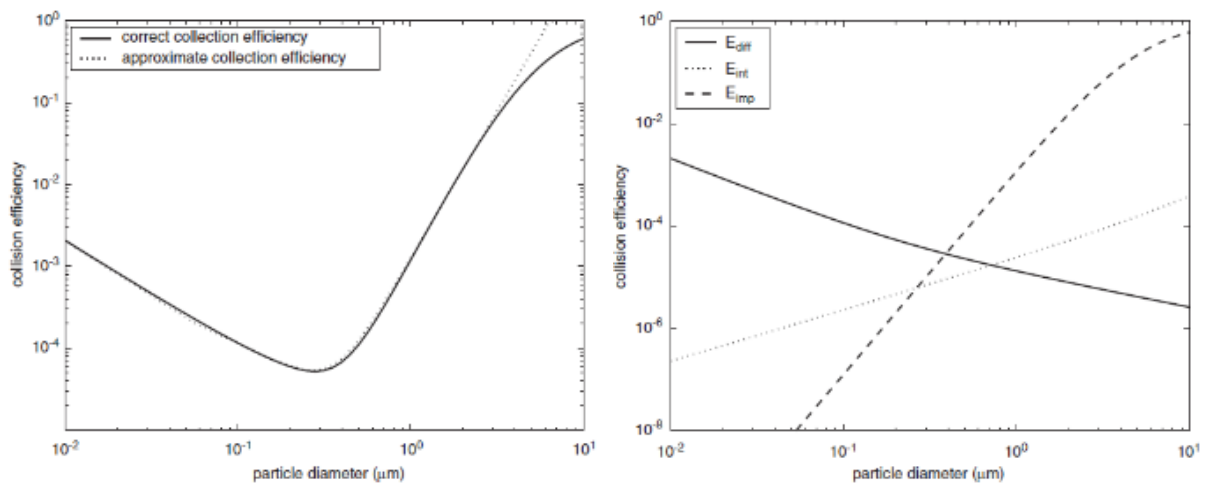
Figura 36: Mecanismo de coleta da partícula por intercepção



Fonte: Schnelle;DunnTernes (2015). *Air Pollution Control Technology Handbook* 2nd edition / Green;Southard (2019). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* 9th edition

A Figura 37 mostra que as partículas com diâmetro menor que 0.1 μm conseguem ser capturadas por difusão browniana, e com diâmetro maior que 1.0 μm são facilmente coletada por impacto inercial, mas as partículas na faixa de 0.1-1.0 μm são mais difíceis, neste caso, porque predomina o mecanismo de interceptação. Esta Figura 37 trata com experimentos de gotículas de água em queda. Considere que a figura à esquerda é a soma de cada eficiência de difusão, interceptação e impacto inercial da figura à direita. Em concentração de 50 g/m³ de gotas com $d_D=1$ mm.

Figura 37: Eficiência de coleta em relação a diâmetro das partículas



Fonte: Park et al.(2005)

Slin (1984) derivou um modelo para interceptação de partícula por gotícula:

$$\eta_{int} = 4 \left(\frac{d_p}{d_D} \right) \left[\left(\frac{\mu_D}{\mu_g} \right)^{-1} + \left(1 + 2Re^{\frac{1}{2}} \right) \left(\frac{d_p}{d_D} \right) \right] \quad (2.58)$$

Na equação (2.58) d_p e d_D são os diâmetros da partícula e da gotícula respectivamente, μ_D e μ_g são as viscosidades da gotícula e do gás respectivamente, e Re é o número de Reynolds da gotícula.

Jung; Lee (1998) examinando o mecanismo de interceptação, propuseram:

$$\eta_{int} = \frac{(1-\alpha)}{(J+(\mu_D/\mu_g)H)} \left[\left(\frac{(d_p/d_D)}{1+(d_p/d_D)} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{(d_p/d_D)}{1+(d_p/d_D)} \right)^2 (3(\mu_D/\mu_g) + 4) \right] \quad (2.59)$$

Na equação (2.59) α é fração volumétrica das gotículas, e os parâmetros da equação são:

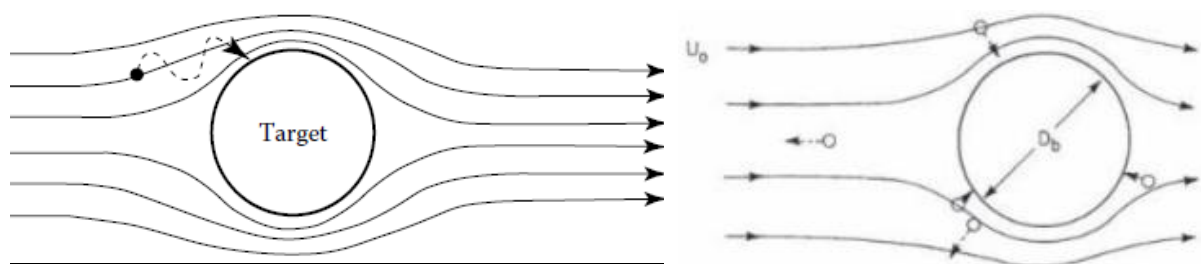
$$J = \left(1 - \frac{6}{5}\alpha^{1/3} + \frac{1}{5}\alpha^2\right) \text{ e } H = \left(1 - \frac{9}{5}\alpha^{1/3} - \frac{1}{5}\alpha^2 + \alpha\right).$$

2.6.3 Difusão turbulenta

A difusão de partículas submicrônicas extremamente pequenas é resultado do movimento browniano. Essas partículas são tão pequenas que a massa das partículas é muito pequena e o número de colisões com as moléculas de ar é baixo. Portanto, colisões aleatórias com moléculas de ar fazem com que as partículas se movam de uma região do escoamento gasoso para outro por movimento aleatório. Se houver tempo suficiente e se a distância até o alvo for pequena, a difusão pode ser um mecanismo de coleta eficaz. É por isso que os filtros de mangas podem ser eficazes para coletar partículas submicrônicas e é difícil para os lavadores de gases tipo Venturi coletar essas partículas.

A difusão é relevante em partículas com diâmetro inferior a 0,5 μm onde as forças eletrostáticas começam a ser predominantes conforme cita Schiffner; Hesketh (1996). A Figura 38 ilustra esquematicamente o mecanismo de coleta por difusão turbulenta, também chamada na literatura como difusão browniana.

Figura 38: Mecanismo de coleta da partícula por difusão turbulenta



Fontes: Schnelle;DunnTernes (2015). *Air Pollution Control Technology Handbook* 2nd edition / Green;Southard (2019). *Perry's Chemical Engineers' Handbook* 9th edition

Segundo Jung; Lee (1998) e Park et al.(2005) tal qual na equação (2.59), para o mecanismo de coleta por difusão browniana ou turbulenta, é proposto:

$$\eta_{dif} = 2 \left(\frac{\sqrt{3}\pi}{4Pe} \right)^{2/3} \left(\frac{(1-\alpha)(3(\mu_D/\mu_G)+4)}{J+(\mu_D/\mu_G)H} \right)^{1/3} \quad (2.60)$$

Na equação (2.60), dada a temperatura T , coeficiente de difusividade da partícula é $D_{dif} = C \frac{\sigma_B T}{3\pi\mu_G d_p}$, e o número de Peclet é $Pe = \frac{d_D U_{rel}}{D_{dif}}$, com coeficiente de correção de escorregamento de Cunningham C e constante de Boltzmann σ_B .

Para mecanismos independentes, seja a eficiência individual, por exemplo, η_{imp} para mecanismo de impactação inercial, η_{int} para interceptação e η_{dif} para difusão turbulenta. É razoável pensar que a eficiência total seja $\eta = \eta_{imp} + \eta_{int} + \eta_{dif} - \eta_{imp}\eta_{int} - \eta_{imp}\eta_{dif} - \eta_{int}\eta_{dif} - \eta_{imp}\eta_{int}\eta_{dif}$. Se o primeiro mecanismo é muito predominante, geralmente simplifica para $\eta = \eta_{imp} + \eta_{int} + \eta_{dif}$ com razoável aproximação.

2.6.4 Outros mecanismos

- a) **Atração Eletrostática:** Se as partículas adquirirem uma carga e forem colocadas em um campo elétrico, a força eletrostática moverá as partículas através das linhas de corrente de gás. As forças eletrostáticas em partículas pequenas podem ser bastante grandes, tornando este um mecanismo muito eficaz para a coleta de partículas. Este mecanismo é utilizado em precipitadores eletrostáticos;
- b) **Gravidade:** A força da gravidade é suficiente para puxar partículas muito grandes para fora de um fluxo de gás. Alguns separadores mecânicos são projetados para reduzir a velocidade de um escoamento de gás para permitir que as partículas se acomodem. No entanto, a gravidade é um mecanismo fraco para todas as partículas, exceto as mais pesadas. O equipamento que utiliza este conceito puramente é chamado de câmara de sedimentação gravitacional. Os filtros manga também se aproveitam desse mecanismo já que promovem a sedimentação primária, com a redução da velocidade dos gases ao entrar na câmara de filtragem;
- c) **Força centrífuga:** A força centrífuga é a base para a separação ciclônica quando um gás empoeirado é girado em um círculo. Os equipamentos mais conhecidos e que utilizam esse conceito são chamados de ciclones. São amplamente utilizados na indústria para limpeza de gases carregados com contaminantes

sólidos de maior diâmetro (acima de 10 μm), não só pela versatilidade mas também pelo baixo custo de manutenção já que não possui partes móveis;

- d) **Termoforese:** Quando existe um gradiente de temperatura em um espaço de gás, haverá uma pequena diferença de temperatura de um lado para o outro de uma partícula. As moléculas de gás no lado de alta temperatura da partícula colidem com a partícula com mais energia do que as moléculas de gás no lado mais frio. Isso faz com que a partícula se mova ligeiramente em direção ao lado frio. A termoforese é um mecanismo relativamente fraco para coleta de partículas, mas pode ter um pequeno efeito na eficiência da coleta, geralmente em paredes extremamente frias;
- e) **Difusioforese:** Considerando o exemplo do vapor de água, em uma corrente de gás, condensando em uma gotícula fria. À medida que as moléculas de vapor de água são removidas do fluxo de gás por condensação na vizinhança do alvo, a concentração das moléculas de água e, portanto, a pressão parcial do vapor de água, diminui. O gradiente de concentração faz com que as moléculas de água do espaço de gás em massa se movam em direção ao alvo frio. As moléculas de vapor d'água em movimento colidem com as partículas, fazendo com que elas sejam levemente conduzidas em direção ao alvo frio. Novamente, este é um mecanismo relativamente fraco que pode ter um pequeno efeito na eficiência da coleta de partículas;
- f) **Recondensação do vapor:** Se vapor localmente estiver supersaturado, usará partícula como nucleador, ou até mesmo condensar perto da partícula. Assim essa mistura de água e partícula é uma “partícula” que será capturada por gotas do lavador. Esse mecanismo é muito pouco estudado, mas é relevante em lavador de gases tipo Venturi onde gases entram muito quentes e depois passam por um resfriamento.

Para esses outros mecanismos, Zhang; Gan; Li (2020) fizeram uma extensa revisão da literatura, em especial para a coleta das partículas em superfícies frias.

2.6.5 Eficiência da Coleta das Partículas

Nas últimas sete décadas, os pesquisadores têm a sua atenção voltada na otimização do desempenho dos lavadores de gases tipo Venturi. É considerado como tendo um

desempenho ideal quando sua eficiência de lavagem desejada é alcançada com queda de pressão mínima. Modelos para prever a queda de pressão e eficiência de lavagem são necessários para a otimização do desempenho do lavador de gases tipo Venturi. A queda de pressão e a eficiência de lavagem são funções complexas de velocidade do gás, razão líquido-gás, geometria do ejetor, quando este é usado no Venturi, forma e número de bicos, razão de área, diâmetro da garganta, comprimento da garganta, razão de projeção, ângulo de divergência e convergência, operação e sucção pressão, propriedades do gás e do líquido, temperatura, concentração, difusividade, viscosidade, tensão superficial, reatividade dos fluidos se for o caso, variação na composição dos fluidos, entre outros. Existe outra questão de desempenho, sendo a eficiência de coleta das partículas, que desde a primeira concepção de lavador de gases tipo Venturi, na década de 1950, tem sido tema de estudos. Surpreendentemente, as correlações utilizadas para estimativa de eficiência de coleta em lavadores de gases tipo Venturi não mudaram nas últimas décadas. Isso não significa que a teoria de colisão das partículas esteja sem mudanças. O que se interpreta desse fato é que a área de lavadores Venturi ainda não incorporou essas teorias. Por isso incluiu alguns trabalhos sobre a coleta de partículas submicron na primeira coluna da Tabela 16. Seguindo Ali; Qi; Mehboob (2012) e Kadam; Jijabai; Gulhane (2019), em resumo tem-se: Ekman; Johnstone (1951) estudaram, em escala de laboratório, diferentes parâmetros para melhorar o desempenho do lavador de gases tipo Venturi. Os gráficos foram apresentados em escala logarítmica. Calvert (1970) desenvolveu um modelo de eficiência da coleta de uma gota com base em mecanismo de impactação inercial. Boll (1973) desenvolveu um modelo e calculou a eficiência de coleta considerando o efeito da geometria e o coeficiente de arrasto. Hesketh (1974) calculou a eficiência da coleta em termos de penetração em função da queda de pressão, bem como a área da garganta e a proporção de líquido para gás. Goel; Hollands (1977) desenvolveram procedimento de projeto para otimização do lavador de gases tipo Venturi com apresentação de gráficos que mostram a dependência da eficiência com outras variáveis na avaliação de desempenho de um lavador Venturi em sistema ar-água e atomização pneumática. Yung *et al.*(1978) usaram a equação de Calvert com modificação para prever a coleta de partículas. O coeficiente de arrasto foi determinado a partir da correlação de Hollands e Goel e comparando os resultados obtidos como os trabalhos de Ekman e Johnstone. Placek; Peters (1981) analisaram lavador venturi em termos do comprimento da garganta, a

localização do ponto de injeção de líquido e os parâmetros das variáveis operacionais (relação líquido-gás, e velocidade do gás na garganta) para propor um modelo de eficiência. Roberts; Hill (1981) estudaram o processo de desintegração de líquidos em diferentes projetos de Venturi. Viswanathan; St. Pierre; Gnyp (1983) previram que a penetração do líquido é importante para a cobertura uniforme da garganta. Verificou-se que a eficiência de coleta de pó aumentou com o aumento da proporção do líquido para gás, e a distribuição do escoamento líquido é altamente dependente dessa proporção. Rudnick et al. (1986) compararam os modelos de eficiência de coleta de partícula de Calvert, de Bool e de Yung, com o último fornecendo melhores dados. Allen (1996) mediu a eficiência em duas diferentes geometrias, lavadores venturi circular e prismático. O resultado obtido mostra que o desempenho de uma geometria era independente do líquido para proporção do gás, velocidade e formato da garganta, mas era uma função da queda de pressão e a eficiência foi prevista usando a lei de potência de contato. Monabbati; Ayatollahi; Taheri (1989) apresentaram o modelo matemático para o efeito do tamanho da partícula, taxas de fluxo de líquido e gás na eficiência de coleta de um lavador Venturi, comparando dados experimentais e teóricos, o que mostra que o modelo tem um bom desempenho na previsão do efeito da partícula tamanho, taxas de fluxo de líquido e gás. Mayinger; Lehner (1995) estudaram as condições de operação observando que a eficiência de coleta foi melhorada com injeção de líquido em vários estágios em um lavador Venturi auto-escorvante onde a taxa de fluxo de líquido depende taxa de fluxo do gás e da pressão hidrostática do líquido em um tanque, e o filme na parede do difusor foi extraído do tubo de imersão. Allen (1996) previu a eficiência para geometrias variáveis. Pulley (1997) previu o desempenho do lavador Venturi em termos de queda de pressão e coleta eficiência com dois lavadores Venturi diferentes diferenciada com base no método de injeção de líquido. Lehner (1998) mostra, em fotografias, a desintegração de líquido em um lavador Venturi auto-escorvante. Verificou-se que a penetração do líquido era mais sensível à velocidade do gás na garganta e é independente do modo de alimentação. Sun; Azzopardi (2003) apresentam o modelo para prever a queda de pressão e correlação. O mecanismo inercial foi fundado a mecanismo dominante, que aumenta a eficiência de coleta de partículas. Gamisans; Sarrà; Lafuente (2004) previram a absorção dos contaminantes em lavador Venturi com ejetores, através de modelo hidrodinâmico, cuja eficiência experimental, varia com a espessura do filme líquido, e assim desenvolveram um modelo baseado em camada limite para a

absorção de gases poluentes em planta piloto de lavador Venturi. A concordância entre valores teóricos e experimentais aumentaram a importância da presença de filme líquido nas paredes de um lavador Venturi com um aumento na eficiência de remoção devido ao aumento da espessura do filme líquido. Ribeiro *et al.*(2004), Ribeiro (2005) estudaram o impacto de múltiplos orifícios, tamanho da gotícula, velocidade do gás e taxa de fluxo de líquido na eficiência de coleta de Venturi em escala de laboratório. Notou-se que a eficiência foi maior para maior vazão de líquido e quando um orifício estava operando. O modelo computacional Euleriano para gás e Langrangiano para gotas em escoamento trifásico foi desenvolvido por Pak; Chang (2006) para estimar o desempenho do lavador. Economopoulou; Harrison (2007) desenvolveram ferramentas gráficas para prever a eficiência geral da coleta em uma configuração específica do lavador Venturi e suas condições de operação, convertendo modelos de Calvert e de Yung em nomógrafos para avaliação e seleção de lavador Venturi. Huang *et al.*(2007) projetaram um lavador Venturi para coletar as partículas submicrônicas e com vapor saturado a 100°C resfriando para obter nucleação e condensação heterogênea. A eficiência de um lavador Venturi melhorou significativamente e com baixa queda de pressão. Kumar; Kumar; Singal (2009) desenvolveram um modelo matemático para avaliar a eficiência de captura em termos de penetração onde os efeitos do número de Reynolds $1 < Re_D < 1000$ são contabilizados para diferentes comprimentos de garganta e diferentes velocidades do gás. A Tabela 16 mostra um resumo dos trabalhos diretamente ligados a eficiência de coleta, seja de revisão bibliográfica ou de experimentos mostrados na primeira coluna, e a segunda coluna mostra os trabalhos com aspectos relevantes citados pelos autores da primeira coluna. A Tabela 13 também mostra um resumo de estudos de eficiência de coleta utilizando CFD e a Tabela 17 estudos de áreas diversas relacionado a lavador Venturi que pode ser útil para o leitor.

Tabela 16: Resumo de trabalhos relacionados com lavador de gases tipo Venturi

REFERÊNCIA	Citação
Esta coluna está em ordem cronológica	Esta coluna está em ordem alfabética
Gan, Z.; Li, Y.; Zhang, X.; Nie, M.; Zhang, H. (2021). Mechanism of Stefan Flow in the Collection of Particles on Evaporating/Condensing Surfaces: A Review. <i>Industrial & Engineering Chemistry Research</i> , 60(13), 4766-4776.	Ardon-Dryer, K.; Huang, Y.W.; Cziczo, D.J. (2015). Laboratory studies of collection efficiency of sub-micrometer aerosol particles by cloud droplets on a single-droplet basis. <i>Atmospheric Chemistry and Physics</i> , 15(16), 9159-9171.
	Grover, S.N.; Pruppacher, H.R.; Hamielec, A.E. (1977). A numerical determination of the efficiency with which spherical aerosol particles collide with spherical water drops due to inertial impaction and phoretic and electrical forces. <i>Journal of Atmospheric Sciences</i> , 34(10), 1655-1663.
	Kim, H.T.; Jung, C.H.; Oh, S.N.; Lee, K.W. (2001). Particle removal efficiency of gravitational wet scrubber considering diffusion, interception, and impaction. <i>Environmental engineering science</i> , 18(2), 125-136.
	Lanzerstorfer, C. (2000). Solid/liquid gas separation with wet scrubbers and wet electrostatic precipitators: A review. <i>Filtration & Separation</i> , 37(5), 30-34.
	Leong, K.H.; Beard, K.V.; Stukel, J.J.; Hopke, P. K. (1982). Factors affecting the collision of aerosol particles with small water drops. <i>Aerosol science and technology</i> , 2(3), 341-349.
	Lim, K.S.; Lee, S.H.; Park, H.S. (2006) Prediction for particle removal efficiency of a reverse jet scrubber. <i>J. Aerosol Sci.</i> 37, 1826–1839
	Park, S.H.; Lee, K.W. (2002). Analytical solution to change in size distribution of polydisperse particles in closed chamber due to diffusion and sedimentation. <i>Atmospheric Environment</i> , 36(35), 5459-5467.
	Park, S.H.; Jung, C.H.; Jung, K.R.; Lee, B.K.; Lee, K. W. (2005). Wet scrubbing of polydisperse aerosols by freely falling droplets. <i>J of Aerosol Science</i> , 36(12)1444-1458.
	Pilat, M.J.; Prem, A. (1976). Calculated particle collection efficiencies of single droplets including inertial impaction, Brownian diffusion, diffusiophoresis and thermophoresis. <i>Atmospheric Environment</i> , 10(1), 13-19.
	Pilat, M.J.; Prem, A. (1977) Effect of diffusiophoresis and thermophoresis on the overall particle collection efficiency of spray droplet scrubbers. <i>J. Air Pollution Control Assoc.</i> , 27, 982–988
	Pranisha, T.S.; Kamra, A.K. (1996). Scavenging of aerosol particles by large water drops: 1. Neutral case. <i>Journal of Geophysical Research: Atmospheres</i> , 101(D18), 23373-23380.
	Viswanathan, S. (1999). Numerical study of particle collection by single water droplets. <i>Industrial & Engineering Chemistry Research</i> , 38(11), 4433-4442.
	Semrau, K.T.; Marynowski, C.W.; Lunde, K.E.; Lapple, C.E. (1958). Influence of power input on efficiency of dust scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry</i> , 50(11), 1615-1620. Correction <i>Industrial & Engineering Chemistry</i> , 51(2), 168-168.
	Zhang, X.; Gan, Z.; Li, Y. (2020). Collection of particles on cold surfaces: a review. <i>Industrial & Engineering Chemistry Research</i> , 59(38), 16493-16506.
Hajisharifi, A.; Marchioli, C.; Soldati, A. (2021). Particle capture by drops in turbulent flow. <i>Physical Review Fluids</i> , 6(2), 024303.	
Zhang, X.; Gan, Z.; Li, Y. (2020). Collection of	Ardon-Dryer, K.; Huang, Y.W.; Cziczo, D.J. (2015). Laboratory studies of collection efficiency of sub-micrometer aerosol particles by

Continua

Continuação

particles on cold surfaces: a review. <i>Industrial & Engineering Chemistry Research</i> , 59(38), 16493-16506.	cloud droplets on a single-droplet basis. <i>Atmospheric Chemistry and Physics</i> , 15(16), 9159-9171.
	Israel, R.; Rosner, D. E. (1982). Use of a generalized Stokes number to determine the aerodynamic capture efficiency of non-Stokesian particles from a compressible gas flow. <i>Aerosol Science and Technology</i> , 2(1), 45-51.
	Kim, H.T.; Jung, C.H.; Oh, S.N.; Lee, K.W. (2001). Particle removal efficiency of gravitational wet scrubber considering diffusion, interception, and impaction. <i>Environmental engineering science</i> , 18(2), 125-136.
	Lim, K.S.; Lee, S.H.; Park, H.S. (2006) Prediction for particle removal efficiency of a reverse jet scrubber. <i>J. Aerosol Sci.</i> 37, 1826–1839
	Mohan, B.R.; Jain, R.K.; Meikap, B.C. (2008). Comprehensive analysis for prediction of dust removal efficiency using twin-fluid atomization in a spray scrubber. <i>Separation and Purification Technology</i> , 63(2), 269-277.
	Park, S.H.; Jung, C.H.; Jung, K.R.; Lee, B.K.; Lee, K. W. (2005). Wet scrubbing of polydisperse aerosols by freely falling droplets. <i>Journal of Aerosol Science</i> , 36(12), 1444-1458.
	Pilat, M.J.; Prem, A. (1976). Calculated particle collection efficiencies of single droplets including inertial impaction, Brownian diffusion, diffusiophoresis and thermophoresis. <i>Atmospheric Environment</i> , 10(1), 13-19.
	Zaichik, L.I.; Simonin, O.; Alipchenkov, V. M. (2010). Turbulent collision rates of arbitrary-density particles. <i>International J of Heat and Mass Transfer</i> , 53(9-10), 1613-1620.
Sakr, I.M.; El Askary, W. A.; Sheha, M. (2020). Experimental Study of the Performance of a Venturi-Meter with Suspended Gas-Solid Flow. <i>ERJ. Engineering Research Journal</i> , 43(3), 199-209.	Ali, M.; Qi, Y.C.; Mehboob, K. (2012). A review of performance of a venturi scrubber. <i>Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology</i> , 4(19), 3811-3818.
	Allen, R.W.K. Prediction of venturi scrubber grade efficiency curves using the contacting power law. <i>Powder Technology</i> , 86(1)137-144. 1996
	Boll, R.H. (1973). Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals</i> , 12(1), 40-50.
Kadam, S.B.; Jijabai, V.; Gulhane, N.P. (2019). Performance review of venturi scrubber. in: <i>Proceedings 2019: Conference on Technologies for Future Cities (CTFC)</i> .	Allen, R.W.K. Prediction of venturi scrubber grade efficiency curves using the contacting power law. <i>Powder Technology</i> , 86(1)137-144. 1996
	Boll, R.H. (1973). Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals</i> , 12(1), 40-50.
	Calvert, S.; Goldshmid, J.; Leith, D.; Mehta, D. (1972) Scrubber Handbook. Wet scrubber system study. APT Inc. (Ambient Purification Technology), EPA-R2-72-118a, NTIS: PB 213016. California, 1972
	Calvert, S. (1970). Venturi and other atomizing scrubbers' efficiency and pressure drop. <i>AICHE journal</i> , 16(3), 392-396.
	Cooper, D.W.; Leith, D. (1984). Venturi scrubber optimization revisited. <i>Aerosol science and technology</i> , 3(1), 63-70.
	Ekman, F.O.; Johnstone, H.F. (1951). Collection of aerosols in a venturi scrubber. <i>Industrial & Engineering Chemistry</i> , 43(6), 1358-1363
	Gamisans, X.; Sarra, M.; Lafuente, F.J. (2004). The role of the liquid film on the mass transfer in venturi-based scrubbers. <i>Chemical Engineering Research and Design</i> , 82(3), 372-380.
	Goel, K.C.; Hollands, K.G. (1977). A general method for predicting particulate collection efficiency of venturi scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals</i> , 16(2), 186-193.
	Hesketh, H.E. (1974). Fine particle collection efficiency related to pressure drop, scrubbant and particle properties, and contact

Continua

Continuação

	mechanism. <i>Journal of the Air Pollution Control Association</i> , 24(10), 939-942
	Mayinger, F.; Lehner, M. (1995). Operating results and aerosol deposition of a venturi scrubber in self-priming operation. <i>Chemical Engineering and Processing: Process Intensification</i> , 34(3), 283-288.
	Pak, S.I.; Chang, K.S. (2006). Performance estimation of a Venturi scrubber using a computational model for capturing dust particles with liquid spray. <i>J. Hazardous Materials</i> , 138(3), 560-573.
	Placek, T.D; Peters, L.K. (1981). Analysis of particulate removal in venturi scrubbers—effect of operating variables on performance. <i>AIChE Journal</i> , 27(6), 984-993.
	Pulley, R.A. (1997). Modelling the performance of venturi scrubbers. <i>Chemical Engineering Journal</i> , 67(1), 9-18.
	Rudnick, S.N.; Koehler, J.; Martin, K.P.; Leith, D.; Cooper, D.W. (1986). Particle collection efficiency in a venturi scrubber: comparison of experiments with theory. <i>Environmental science & technology</i> , 20(3), 237-242.
	Yung, S.C; Calvert, S.; Barbarika, H.F. (1978). Venturi scrubber performance model. <i>Environmental Science & Technology</i> , 12(4), 456-459
	Viswanathan, S.; St. Pierre, C.C.; Gnyp, A.W. (1983). Jet penetration measurements in a Venturi scrubber. <i>The Canadian Journal of Chemical Engineering</i> , 61(4), 504-508.
Goel, P.; Nayak, A. K. (2018). Numerical Investigation of Aerosol Collection Efficiency in a Venturi Scrubber. In: <i>International Conference on Nuclear Engineering</i> (Vol. 51524, p. V008T09A049). ASME.	Allen, R.W.K. Prediction of venturi scrubber grade efficiency curves using the contacting power law. <i>Powder Technology</i> , 86(1)137-144. 1996
	Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1999). Predicting the liquid flux distribution and collection efficiency in cylindrical Venturi scrubbers. <i>Industrial & engineering chemistry research</i> , 38(1), 223-232.
	Boll, R.H. (1973). Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals</i> , 12(1), 40-50.
	Calvert, S. (1970). Venturi and other atomizing scrubbers efficiency and pressure drop. <i>AIChE journal</i> , 16(3), 392-396.
	Haller, H.; Muschelknautz, E.; Schultz, T. (1989). Venturi scrubber calculation and optimization. <i>Chemical engineering & technology</i> , 12(1), 188-195.
	Mayinger, F.; Lehner, M. (1995). Operating results and aerosol deposition of a venturi scrubber in self-priming operation. <i>Chemical Engineering and Processing: Process Intensification</i> , 34(3), 283-288.
	Moharana, A.; Goel, P.; Nayak, A.K. (2017). Performance estimation of a venturi scrubber and its application to self-priming operation in decontaminating aerosol particulates. <i>Nuclear Engineering and Design</i> , 320, 165-182.
	Pak, S.I.; Chang, K.S. (2006). Performance estimation of a Venturi scrubber using a computational model for capturing dust particles with liquid spray. <i>J. Hazardous Materials</i> , 138(3), 560-573.
Ding, J.; Li, J.; Lei, Z.; Wen, P.; Li, X. (2016). Dynamical Characteristics of Interaction between water droplet and aerosol particle in dedusting technology. <i>Intl J of Mech and Mechatronics Eng</i> , 9(7), 1424-1427.	
Kim, J.S.; Park, J.W. (2016). Comparative Study on One-Dimensional Models for Particle Collection Efficiency of a Venturi Scrubber. <i>Adv. Sci.</i>	Ali, M.; Yan, C.; Sun, Z.; Gu, H.; Mehboob, K. (2013). Dust particle removal efficiency of a venturi scrubber. <i>Annals of Nuclear energy</i> , 54, 178-183.
	Ali, M.; Qi, Y.C.; Mehboob, K. (2012). A review of performance of a venturi scrubber. <i>Research J of Applied Sciences, Engineering and Technology</i> , 4(19), 3811-3818.

Continua

Continuação

<i>Technol. Lett.</i> , 140, 245-250.	Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1998). Estimating maximum removal efficiency in venturi scrubbers. <i>AIChE journal</i> , 44(11), 2549-2560.
	Boll, R.H. (1973). Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals</i> , 12(1), 40-50.
	Brink, J.A.; Contant, C.E. (1958). Experiments on an industrial venturi scrubber. <i>Industrial & Engineering Chemistry</i> , 50(8), 1157-1160.
	Calvert, S.; Lundgren, D.; Mehta, D.S. (1972). Venturi scrubber performance. <i>Journal of the Air Pollution Control Association</i> , 22(7), 529-532.
	Charisiou, N.D.; Argiropoulos, N.; Papageridis, K.; Goula, M.A. (2012, July). Comparison of different collection efficiency models for Venturi scrubbers using a general software. <i>in: Proc. of the PRE-XI (11th Int. Conf. on the Protection and Restoration of the Environment), Thessaloniki, Greece</i> (pp. 3-6).
	Goel, K.C.; Hollands, K.G. (1977). A general method for predicting particulate collection efficiency of venturi scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals</i> , 16(2), 186-193.
	Nukiyama, S., Tanasawa, Y. (1938) An experiment on the atomization of liquid by means of air stream. <i>Trans. Soc. Mech. Eng. (Japan)</i> , 4, 86--93
	Rudnick, S.N.; Koehler, J.; Martin, K.P.; Leith, D.; Cooper, D.W. (1986). Particle collection efficiency in a venturi scrubber: comparison of experiments with theory. <i>Environmental science & technology</i> , 20(3), 237-242.
	Viswanathan, S. (1997). Modeling of Venturi scrubber performance. <i>Industrial & engineering chemistry research</i> , 36(10), 4308-4317.
	Yung, S.C.; Calvert, S.; Barbarika, H.F. (1978). Venturi scrubber performance model. <i>Environmental Science & Technology</i> , 12(4), 456-459.
Ardon-Dryer, K.; Huang, Y.W.; Cziczo, D.J. (2015). Laboratory studies of collection efficiency of sub-micrometer aerosol particles by cloud droplets on a single-droplet basis. <i>Atmospheric Chemistry and Physics</i> , 15(16), 9159-9171.	Barlow, A.K.; Latham, J. (1983). A laboratory study of the scavenging of sub-micron aerosol by charged raindrops.; <i>Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society</i> ; 109(462), 763-770.
	Beard, K.V. (1974). Experimental and numerical collision efficiencies for submicron particles scavenged by small raindrops. <i>J of Atmospheric Sciences</i> , 31(6), 1595-1603.
	Berg, T.O.; Gaukler, T.A.; Vaughan, U. (1970). Collisions in washout. <i>J of the Atmospheric Sciences</i> , 27(3), 435-442.
	Byrne, M.A.; Jennings, S. G. (1993). Scavenging of sub-micrometre aerosol particles by water drops. <i>Atmospheric Environment. Part A. General Topics</i> , 27(14), 2099-2105.
	Deshler, T. (1985). Measurements of the rate at which submicron aerosol particles are scavenged by water drops. <i>Journal of aerosol science</i> , 16(5), 399-406.
	Hampl, V.; Kerker, M. (1972). Scavenging of aerosol by a falling water droplet. Effect of particle size. <i>Journal of Colloid and Interface Science</i> , 40(2), 305-308.
	Hampl, V.; Kerker, M.; Cooke, D.D.; Matijevic, E. (1971). Scavenging of aerosol particles by a falling water droplet. <i>Journal of Atmospheric Sciences</i> , 28(7), 1211-1221.
	Kerker, M.; Hampl, V. (1974). Scavenging of Aerosol Particles by a Falling Water Drop and Calculation of Washout Coefficients. <i>J of Atmospheric Sciences</i> , 31(5), 1368-1376.
	Ladino, L.; Stetzer, O.; Hattendorf, B.; Günther, D.; Croft, B.; Lohmann, U. (2011). Experimental study of collection efficiencies between submicron aerosols and cloud droplets. <i>Journal of Atmospheric Sciences</i> , 68(9), 1853-1864.
	Ladino, L.: Experimental study on collection efficiency and contact freezing of aerosols in a new collision chamber, ETH Zurich, PhD Thesis, 2011

Continua

Continuação

-
- Lai, K. Y.; Dayan, N.; Kerker, M. (1978). Scavenging of aerosol particles by a falling water drop. *Journal of Atmospheric Sciences*, 35(4), 674-682.
-
- Leong, K.H.; Beard, K.V.; Ochs III, H.T. (1982). Laboratory measurements of particle capture by evaporating cloud drops. *Journal of Atmospheric Sciences*, 39(5), 1130-1140.
-
- Prodi, F.; Santachiara, G.; Belosi, F.; Vedernikov, A.; Balapanov, D. (2014). Phoretic forces on aerosol particles surrounding an evaporating droplet in microgravity conditions. *Atmospheric research*, 142, 40-44.
-
- Pranisha, T.S.; Kamra, A.K. (1996). Scavenging of aerosol particles by large water drops: 1. Neutral case. *J of Geophysical Research: Atmospheres*, 101(D18), 23373-23380.
- Pranisha, T.S.; Kamra, A.K. (1996). Scavenging of aerosol particles by large water drops: 2. The effect of electrical forces. *J of Geophysical Research: Atmospheres*, 102(D20), 23937-23946.
- Pranisha, T.S.; Kamra, A.K. (1996). Scavenging of aerosol particles by large water drops: 3. Washout coefficients, half-lives, and rainfall depths. *J of Geophysical Research: Atmospheres*, 102(D20), 23947-23953.
- Chate, D.M.; Kamra, A.K. (1997). Collection efficiencies of large water drops collecting aerosol particles of various densities. *Atmospheric Environment*, 31(11), 1631-1635.
-
- Starr, J.R.; Mason, B.J. (1966). The capture of airborne particles by water drops and simulated snow crystals. *Quarterly J of the Royal Meteorological Society*, 92(394), 490-499.
-
- Vohl, O.; Mitra, S.K.; Diehl, K.; Huber, G.; Wurzler, S.C.; Kratz, K.L.; Pruppacher, H.R. (2001). A wind tunnel study of turbulence effects on the scavenging of aerosol particles by water drops. *J of the atmospheric sciences*, 58(20), 3064-3072.
-
- Wang, P.K.; Pruppacher, H.R. (1977). An experimental determination of the efficiency with which aerosol particles are collected by water drops in subsaturated air. *Journal of Atmospheric Sciences*, 34(10), 1664-1669.
-
- Nagare, B.; Marcolli, C.; Stetzer, O.; Lohmann, U. (2015). Comparison of measured and calculated collision efficiencies at low temperatures. *Atmospheric Chemistry and Physics*, 15(23), 13759-13776.
- Andronache, C. (2004). Diffusion and electric charge contributions to below-cloud wet removal of atmospheric ultra-fine aerosol particles. *Journal of Aerosol Science*, 35(12), 1467-1482.
-
- Ardon-Dryer, K.; Huang, Y.W.; Cziczo, D.J. (2015). Laboratory studies of collection efficiency of sub-micrometer aerosol particles by cloud droplets on a single-droplet basis. *Atmospheric Chemistry and Physics*, 15(16), 9159-9171.
-
- Jung, C.H.; Lee, K.W. (1998). Filtration of fine particles by multiple liquid droplet and gas bubble systems. *Aerosol Science and Technology*, 29(5), 389-401.
-
- Ladino, L.; Stetzer, O.; Hattendorf, B.; Günther, D.; Croft, B.; Lohmann, U. (2011). Experimental study of collection efficiencies between submicron aerosols and cloud droplets. *Journal of Atmospheric Sciences*, 68(9), 1853-1864.
- Ladino, L.; Stetzer, O.; Hattendorf, B.; Günther, D.; Croft, B.; Lohmann, U. (2011). Experimental study of collection efficiencies between submicron aerosols and cloud droplets. *Journal of Atmospheric Sciences*, 68(9), 1853-1864.
-
- Park, S.H.; Jung, C.H.; Jung, K.R.; Lee, B.K.; Lee, K. W. (2005). Wet scrubbing of polydisperse aerosols by freely falling droplets. *Jl of Aerosol Science*, 36(12), 1444-1458.
-
- Pruppacher, H.R.; Klett, J.D. (2010). *Microphysics of Clouds and Precipitation*. 2nd edition. Springer
-
- Seinfeld, J.H.; Pandis, S.N. (2016) *Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*. 3rd edition. Wiley
-

Continuação

-
- Slinn, W.G.N. (1984). Chap.11 Precipitation scavenging *in*: Darryl Randerson (editor) Atmospheric science and power production. DOE Report TIC-27601 (DE84005177)
-
- Wang, P.K.; Pruppacher, H.R. (1977). An experimental determination of the efficiency with which aerosol particles are collected by water drops in subsaturated air. *Journal of Atmospheric Sciences*, 34(10), 1664-1669.
-
- Wang, X.; Zhang, L.; Moran, M.D. (2010). Uncertainty assessment of current size-resolved parameterizations for below-cloud particle scavenging by rain. *Atmospheric Chemistry and Physics*, 10(12), 5685-5705.
-
- Shraiber, A.A.; Fedinchik, I.V.; Protasov, M.V. (2015). On effect of gas flow turbulence on the efficiency of particle collection in a Venturi scrubber. *High Temperature*, 53(1), 80-85.
-
- Agrawal, K.S. (2013). Performance of venturi scrubber. *International Journal of Engineering Research and Development*, 7(11), 53-69.
-
- Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1999). Predicting the liquid flux distribution and collection efficiency in cylindrical Venturi scrubbers. *Industrial & engineering chemistry research*, 38(1), 223-232.
-
- Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1998). Estimating maximum removal efficiency in venturi scrubbers. *AIChE journal*, 44(11), 2549-2560.
-
- Boll, R.H. (1973). Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 12(1), 40-50.
-
- Calvert, S. (1970). Venturi and other atomizing scrubbers' efficiency and pressure drop. *AIChE journal*, 16(3), 392-396.
-
- Crowder, J.W., Wu; T.K.L.; Van Winkle, W. (1981). Modeling of venturi scrubber performance. *Environmental Technology*, 2(8), 337-346.
-
- Crowder, J.W., Noll, K.E.; Davis, W.T. (1982). Modeling of venturi scrubber efficiency. *Atmospheric Environment* (1967), 16(8), 2009-2013.
-
- Economopoulou, A.A.; Harrison, R.M. (2007). Graphical analysis of the performance of venturi scrubbers for particle abatement. Part I: Rapid collection efficiency evaluation. *Aerosol science and technology*, 41(1), 51-62.
-
- Gamisans, X.; Sarrà, M.; Lafuente, F.J. (2002). Gas pollutants removal in a single-and two-stage ejector-venturi scrubber. *Journal of hazardous materials*, 90(3), 251-266.
-
- Goel, K.C.; Hollands, K.G. (1977). A general method for predicting particulate collection efficiency of venturi scrubbers. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 16(2), 186-193.
-
- Johnstone, H.F.; Feild, R.B.; Tassler, M.C. (1954). Gas absorption and aerosol collection in a venturi atomizer. *Industrial & Engineering Chemistry*, 46(8), 1601-1608.
-
- Ravi, G.; Viswanathan, S.; Gupta, S.K.; Ray, M.B. (2003). Multi-objective optimization of venturi scrubbers using a three-dimensional model for collection efficiency. *Journal of Chemical Technology & Biotechnology: International Research in Process, Environmental and Clean Technology*, 78(2-3), 308-313.
-
- Sun, H; Azzopardi, B.J. (2003). Modelling gas-liquid flow in venturi scrubbers at high pressure. *Process Safety and Environmental Protection*, 81(4), 250-256.
-
- Taheri, M.; Mohebbi, A. (2008). Design of artificial neural networks using a genetic algorithm to predict collection efficiency in venturi scrubbers. *Journal of hazardous materials*, 157(1), 122-129.
-
- Viswanathan, S. (1997). Modeling of Venturi scrubber performance. *Industrial & engineering chemistry research*, 36(10), 4308-4317.
-

Continua

Continuação

	Yung, S.C.; Calvert, S.; Barbarika, H.F. (1978). Venturi scrubber performance model. <i>Environmental Science & Technology</i> , 12(4), 456-459.
Ali, M.; Qi, Y.C.; Mehboob, K. (2012). A review of performance of a venturi scrubber. <i>Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology</i> , 4(19), 3811-3818.	Allen, R.W.K. Prediction of venturi scrubber grade efficiency curves using the contacting power law. <i>Powder Technology</i> , 86(1)137-144. 1996
	1 Boll, R.H. (1973). Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals</i> , 12(1), 40-50.
	1 Calvert, S. (1970). Venturi and other atomizing scrubbers' efficiency and pressure drop. <i>AIChE journal</i> , 16(3), 392-396.
	Cooper, D.W.; Leith, D. (1984). Venturi scrubber optimization revisited. <i>Aerosol science and technology</i> , 3(1), 63-70.
	Costa, M.A.M.; Ribeiro, A.P.R.A.; Tognetti, É.R.; Aguiar, M.L.; Gonçalves, J.A.S.; Coury, J.R. (2005). Performance of a Venturi scrubber in the removal of fine powder from a confined gas stream. <i>Materials Research</i> , 8, 177-179.
	Economopoulou, A.A.; Harrison, R.M. (2007). Graphical analysis of the performance of venturi scrubbers for particle abatement. Part I: Rapid collection efficiency evaluation. <i>Aerosol science and technology</i> , 41(1), 51-62.
	Ekman, F.O.; Johnstone, H.F. (1951). Collection of aerosols in a venturi scrubber. <i>Industrial & Engineering Chemistry</i> , 43(6), 1358-1363.
	1 Goel, K.C.; Hollands, K.G. (1977). A general method for predicting particulate collection efficiency of venturi scrubbers. <i>Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals</i> , 16(2), 186-193.
	Goel, K.C.; Hollands, K.G.T. (1977). Optimum design of venturi scrubbers. <i>Atmospheric Environment</i> , 11(9), 837-845.
	Goel, V.; Kumar, A.; Kumar, P.; Singal, S.K. (2009). Performance of A venturi scrubbers in intermediate drop reynolds number regime for small particles at different throat length and throat gas velocity. <i>Asian Journal of Water, Environment and Pollution</i> , 6(2), 7-13.
	Hesketh, H.E. (1974). Fine particle collection efficiency related to pressure drop, scrubbant and particle properties, and contact mechanism. <i>Journal of the Air Pollution Control Association</i> , 24(10), 939-942.
	Huang, C.H.; Tsai, C.J.; Wang, Y.M. (2007). Control efficiency of submicron particles by an efficient venturi scrubber system. <i>J of environmental engineering</i> , 133(4), 454-461.
	Kumar, A.; Kumar, P.; Singal, S.K. (2009). Performance of a venturi scrubbers in intermediate drop reynolds number regime for small particles at different throat length and throat gas velocity. <i>Asian J of Water, Environment and Pollution</i> , 6(2), 7-13.
	Mayinger, F.; Lehner, M. (1995). Operating results and aerosol deposition of a venturi scrubber in self-priming operation. <i>Chemical Engineering and Processing: Process Intensification</i> , 34(3), 283-288.
	1 Monabbati, M.; Ayatollahi, S.; Taheri, M. (1989). Test of mathematical modeling for the design of high energy scrubbers. <i>Journal of Aerosol Science</i> , 20(8), 1441-1444.
	Pak, S.I.; Chang, K.S. (2006). Performance estimation of a Venturi scrubber using a computational model for capturing dust particles with liquid spray. <i>J. Hazardous Materials</i> , 138(3), 560-573.
	Placek, T.D; Peters, L.K. (1981). Analysis of particulate removal in venturi scrubbers—effect of operating variables on performance. <i>AIChE Journal</i> , 27(6), 984-993.
	1 Pulley, R.A. (1997). Modelling the performance of venturi scrubbers. <i>Chemical Engineering Journal</i> , 67(1), 9-18.
	Ribeiro, A.P.R.A.; Tognetti, E.R.; Goncalves, J.A.S.; Coury, J.R. (2005). A study on the collection efficiency of venturi. <i>2nd Mercosur Congress on Chemical Engineering and 4th Mercosur Congress on Process Systems Engineering</i> , August, 14-18.

Continuação

-
- Roberts, D.B.; Hill, J.C. (1981). Atomization in a venturi scrubber. *Chemical Engineering Communications*, 12(1-3), 33-68.
-
- Rudnick, S.N.; Koehler, J.; Martin, K.P.; Leith, D.; Cooper, D.W. (1986). Particle collection efficiency in a venturi scrubber: comparison of experiments with theory. *Environmental science & technology*, 20(3), 237-242.
-
- Taheri, M.; Mohebbi, A. (2008). Design of artificial neural networks using a genetic algorithm to predict collection efficiency in venturi scrubbers. *Journal of hazardous materials*, 157(1), 122-129.
-
- 1 Yung, S.C.; Calvert, S.; Barbarika, H.F. (1978). Venturi scrubber performance model. *Environmental Science & Technology*, 12(4), 456-459.
-
- Viswanathan, S.; St. Pierre, C.C.; Gnyp, A.W. (1983). Jet penetration measurements in a Venturi scrubber. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 61(4), 504-508.
-
- Ladino, L.; Stetzer, O.; Hattendorf, B.; Günther, D.; Croft, B.; Lohmann, U. (2011). Experimental study of collection efficiencies between submicron aerosols and cloud droplets. *Journal of Atmospheric Sciences*, 68(9), 1853-1864.
-
- Beard, K.V. (1974). Experimental and numerical collision efficiencies for submicron particles scavenged by small raindrops. *J of Atmospheric Sciences*, 31(6), 1595-1603.
-
- Byrne, M.A.; Jennings, S. G. (1993). Scavenging of sub-micrometre aerosol particles by water drops. *Atmospheric Environment. Part A. General Topics*, 27(14), 2099-2105.
-
- Chate, D.M.; Kamra, A.K. (1997). Collection efficiencies of large water drops collecting aerosol particles of various densities. *Atmospheric Environment*, 31(11), 1631-1635.
-
- Grover, S.N.; Pruppacher, H.R.; Hamielec, A.E. (1977). A numerical determination of the efficiency with which spherical aerosol particles collide with spherical water drops due to inertial impaction and phoretic and electrical forces. *Journal of Atmospheric Sciences*, 34(10), 1655-1663.
-
- Jiang, Y.J.; Umemura, A.; Law, C.K. (1992). An experimental investigation on the collision behaviour of hydrocarbon droplets. *Journal of Fluid Mechanics*, 234, 171-190.
-
- Pranisha, T.S.; Kamra, A.K. (1996). Scavenging of aerosol particles by large water drops: 1. Neutral case. *J of Geophysical Research: Atmospheres*, 101(D18), 23373-23380.
-
- Pruppacher, H.R.; Klett, J.D. (2010). *Microphysics of Clouds and Precipitation*. 2nd edition. Springer
-
- Wang, X.; Zhang, L.; Moran, M.D. (2010). Uncertainty assessment of current size-resolved parameterizations for below-cloud particle scavenging by rain. *Atmospheric Chemistry and Physics*, 10(12), 5685-5705.
-
- Lim, K.S.; Lee, S.H.; Park, H.S. (2006). Prediction for particle removal efficiency of a reverse jet scrubber. *Journal of Aerosol Science*, 37(12), 1826-1839.
-
- Cheng, L. (1973). Collection of airborne dust by water sprays. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 12(3), 221-225.
-
- Joseph, G.T., Beachler, D.S. (1988) *Scrubber Systems Operation Review* (APTI Course SI: 412C, 2nd ed.), Raleigh. NCSU
-
- Jung, C.H.; Kim, Y.P.; Lee, K.W. (2002). Analytic solution for polydispersed aerosol dynamics by a wet removal process. *Journal of Aerosol Science*, 33(5), 753-767.
-
- Jung, C.H.; Lee, K.W. (1998). Filtration of fine particles by multiple liquid droplet and gas bubble systems. *Aerosol Science and Technology* 29(5), 389-401.
-
- Kim, H.T.; Jung, C.H.; Oh, S.N.; Lee, K.W. (2001). Particle removal efficiency of gravitational wet scrubber considering diffusion, interception, and impaction. *Environmental engineering science*, 18(2), 125-136.
-
- Lee, K.W.; Liu, B.Y.H. (1980). On the minimum efficiency and the most penetrating particle size for fibrous filters. *Journal of the Air Pollution Control Association*, 30(4), 377-381.
-
- Tomb, T. F.; Emmerling, J.E.; Kellner, R.H. (1972). Collection of airborne coal dust by water spray in a horizontal duct. *American Industrial Hygiene Association J*, 33(11), 715-721.
-

Continuação

-
- Park, S.H.; Jung, C.H.; Jung, K.R.; Lee, B.K.; Lee, K.W. (2005). Wet scrubbing of polydisperse aerosols by freely falling droplets. *Journal of Aerosol Science*, 36(12), 1444-1458.
- Calvert, S. (1984). Particle control by scrubbing. *in*: S. Calvert; H.M. Englund (eds.), *Handbook of air pollution technology* (pp. 215–248). Wiley
- Gupta, D.; Peters, M.H. (1985). A Brownian dynamics simulation of aerosol deposition onto spherical collectors. *Journal of Colloid and Interface Science*, 104(2), 375-389.
- Jung, C.H.; Kim, Y.P.; Lee, K.W. (2002). Analytic solution for polydispersed aerosol dynamics by a wet removal process. *Journal of Aerosol Science*, 33(5), 753-767.
- Jung, C.H.; Lee, K.W. (1998). Filtration of fine particles by multiple liquid droplet and gas bubble systems. *Aerosol Science and Technology* 29(5), 389-401.
- Kim, H.T.; Jung, C.H.; Oh, S.N.; Lee, K.W. (2001). Particle removal efficiency of gravitational wet scrubber considering diffusion, interception, and impaction. *Environmental engineering science*, 18(2), 125-136.
- Lee, K.W.; Liu, B.Y.H. (1980). On the minimum efficiency and the most penetrating particle size for fibrous filters. *Journal of the Air Pollution Control Association*, 30(4), 377-381.
- Mircea, M.; Stefan, S. (1998). A theoretical study of the microphysical parameterization of the scavenging coefficient as a function of precipitation type and rate. *Atmospheric Environment*, 32(17), 2931-2938.
- Rosner, D.E. (1989). Total mass deposition rates from "polydispersed" aerosols. *AIChE journal*, 35(1), 164-167.
- Rosner, D.E.; Tassopoulos, M. (1989). Deposition rates from polydispersed particle populations of arbitrary spread. *AIChE journal*, 35(9), 1497-1508.
- Seinfeld, J.H.; Pandis, S.N. (2016) *Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*. 3rd edition. Wiley
-
- Kim, H.T.; Jung, C.H.; Oh, S.N.; Lee, K.W. (2001). Particle removal efficiency of gravitational wet scrubber considering diffusion, interception, and impaction. *Environmental engineering science*, 18(2), 125-136.
- Boll, R.H. (1973). Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 12(1), 40-50.
- Lee, K.W.; Liu, B.Y.H. (1980). On the minimum efficiency and the most penetrating particle size for fibrous filters. *Journal of the Air Pollution Control Association*, 30(4), 377-381.
- Leith, D.; Cooper, D.W. (1980). Venturi scrubber optimization. *Atmospheric Environment*, 14(6), 657-664.
- Cooper, D.W.; Leith, D. (1984). Venturi scrubber optimization revisited. *Aerosol science and technology*, 3(1), 63-70.
- Yung, S.C.; Calvert, S.; Barbarika, H.F. (1978). Venturi scrubber performance model. *Environmental Science & Technology*, 12(4), 456-459
-
- Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1998). Estimating maximum removal efficiency in venturi scrubbers. *AIChE journal*, 44(11), 2549-2560.
- Azzopardi, B.J.; Govan, A. H. (1984). The modelling of venturi scrubbers. *Filtration & separation*, 21(3), 196-200.
- Behie, S.W.; Beekmans, J. M. (1973). On the efficiency of a venturi scrubber. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 51(4), 430-433.
- Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1999). Predicting the liquid flux distribution and collection efficiency in cylindrical Venturi scrubbers. *Industrial & engineering chemistry research*, 38(1), 223-232.
- Boll, R.H. (1973). Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, 12(1), 40-50.
- Brink, J.A.; Contant, C.E. (1958). Experiments on an industrial venturi scrubber. *Industrial & Engineering Chemistry*, 50(8), 1157-1160.
- Calvert, S. (1970). Venturi and other atomizing scrubbers efficiency and pressure drop. *AIChE journal*, 16(3), 392-396.
- Calvert, S.; Lundgren, D.; Mehta, D.S. (1972). Venturi scrubber performance. *Journal of the Air Pollution Control Association*, 22(7), 529-532
-

Continua

Conclusão

Ekman, F.O.; Johnstone, H.F. (1951). Collection of aerosols in a venturi scrubber. *Industrial & Engineering Chemistry*, 43(6), 1358-1363

Goel, K.C.; Hollands, K.G.T. (1977). Optimum design of venturi scrubbers. *Atmospheric Environment*, 11(9), 837-845.

Leith, D.; Cooper, D.W. (1980). Venturi scrubber optimization. *Atmospheric Environment*, 14(6), 657-664.

Cooper, D.W.; Leith, D. (1984). Venturi scrubber optimization revisited. *Aerosol science and technology*, 3(1), 63-70.

Placek, T.D.; Peters, L.K. (1981). Analysis of particulate removal in venturi scrubbers—effect of operating variables on performance. *AIChE Journal*, 27(6), 984-993.

Placek, T.D.; Peters, L.K. (1982). Analysis of particulate removal in venturi scrubbers—role of heat and mass transfer. *AIChE Journal*, 28(1), 31-39.

Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1998). Estimating maximum removal efficiency in venturi scrubbers. *AIChE journal*, 44(11), 2549-2560.

Viswanathan, S. (1997). Modeling of Venturi scrubber performance. *Industrial & engineering chemistry research*, 36(10), 4308-4317.

Viswanathan, S.; Gnyp, A.W.; St. Pierre, C.C. Annular flow pressure drop model for pease–anthony-type venturi scrubbers. *AIChE journal*, 31(12), 1947-1985.

Tabela 17: Estudos de simulação CFD que utilizam modelos de eficiência de coleta

Rafidi, N., Brogaard, F., Chen, L., Håkansson, R., & Tabikh, A. (2018). CFD and experimental studies on capture of fine particles by liquid droplets in open spray towers. *Sustainable Environment Research*, 28(6), 382-388.

Qamar, S.A.; Sohail, A.; Qureshi, K.; Shah, A.; Irfan, N. (2016). Dust particle collection efficiency of venturi scrubber with varying number of orifices using CFX. *in: 2016 International Conference on Emerging Technologies (ICET)* (pp. 1-6). IEEE.

Wang, A.; Song, Q.; Yao, Q. (2016). Study on inertial capture of particles by a droplet in a wide Reynolds number range. *Journal of Aerosol Science*, 93, 1-15.

Ali, M.; Yan, C.; Sun, Z.; Wang, J.; Gu, H. (2013). CFD simulation of dust particle removal efficiency of a venturi scrubber in CFX. *Nuclear Engineering and Design*, 256, 169-177.

Goniva, C.; Tukovic, Z.; Feilmayr, C.; Burgler, T.; Pirker, S. (2009). Simulation of offgas scrubbing by a combined Eulerian-Lagrangian model. The 7th Int. Conf. on CFD in the Minerals and Process Industries, CSIRO, Melbourne, Australia (pp. 09-11).

Shin, M.S.; Kim, H.S., Jang, D.S., Chung, J.D.; Bohnet, M. (2005). A numerical and experimental study on a high efficiency cyclone dust separator for high temperature and pressurized environments. *Applied Thermal Engineering*, 25(11-12), 1821-1835.

Mohebbi, A.; Taheri, M.; Fathikaljahi, J.; Talaie, M.R. (2003). Simulation of an orifice scrubber performance based on Eulerian/Lagrangian method. *Journal of hazardous materials*, 100(1-3), 13-25.

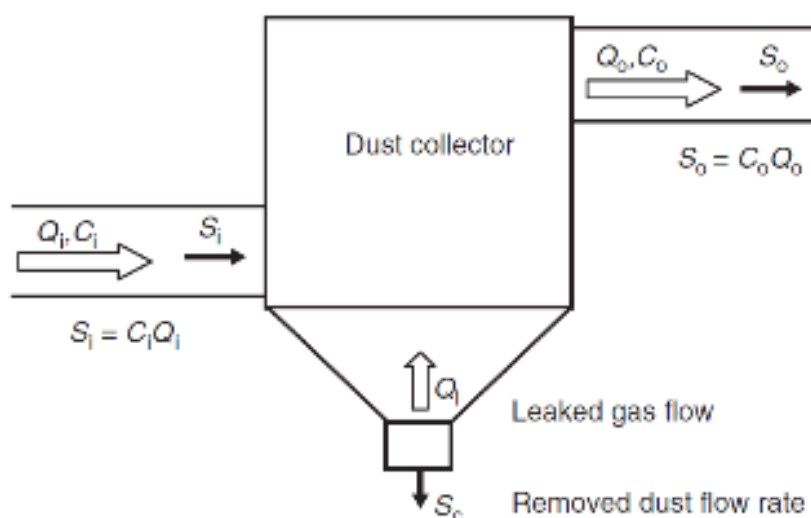
Gemci, T.; Ebert, F. (1992). Prediction of the particle capture efficiency based on the combined mechanisms (turbulent diffusion, inertial impaction, interception, and gravitation) by a 3-D simulation of a wet scrubber. *Journal of Aerosol Science*, 23, 769-772.

2.6.6 Eficiência de Coleta Experimental

A avaliação da eficiência de coleta de um lavador de gases pode ser realizado de duas formas: a primeira, análise real de equipamento em operação através de medições isocinéticas, considerando as propriedades das correntes de entrada e saída do equipamento, e a segunda, calculadas a partir de correlações que consideram propriedades dos componentes e do escoamento na comparação com dados reais ou no estudo em etapas de dimensionamento de novos sistemas.

Segundo Michaelides; Crowe; Schwarzkopf (2016) e Schiffner; Hesketh (1996), a eficiência global de separação é a razão entre a quantidade de particulado coletado, sobre a quantidade total de particulado que entra no sistema de coleta em determinado período. Para um sistema padrão, mostrado na Figura 39, a eficiência global real pode ser calculada pelas equações (2.61) de balanço material.

Figura 39: Diagrama simplificado do sistema de coleta



Fonte: Michaelides; Crowe; Schwarzkopf, (2016)

$$E = \begin{cases} \frac{S_i - S_o}{S_i} = 1 - \frac{S_o}{S_i} = \frac{S_c}{S_i} = \frac{S_c}{S_c + S_o} \\ \frac{C_i Q_i - C_o Q_o}{C_i Q_i} = 1 - \frac{C_o Q_o}{C_i Q_i} \\ \frac{C_{iN} Q_{iN} - C_{oN} Q_{oN}}{C_{iN} Q_{iN}} = 1 - \frac{C_{oN} Q_{oN}}{C_{iN} Q_{iN}} \end{cases} \quad (2.61)$$

Na equação (2.61), S é a vazão mássica de material particulado (kg/s), C é a concentração de material particulado (kg/m³) e Q é a vazão volumétrica da corrente

gasosa (m^3/s). Os subscritos $()_i$ e $()_o$ indicam as correntes de entrada e saída respectivamente. O subscrito $()_{iN}$ e $()_{oN}$ referem-se às condições normais (20°C e 1 atm).

Desprezando a entrada de ar falso pelo bocal de descarga de particulado, Q_L da Figura 39, à temperatura constante, ou seja, $Q_{oN} = Q_{iN}$, a eficiência global pode ser calculada por $E = 1 - \frac{C_{oN}}{C_{iN}}$. A eficiência também pode ser calculada considerando a vazão mássica de material particulado na corrente de entrada e a vazão mássica de material particulado removido, $E = \frac{S_c}{S_i}$.

Aqui S_c é a vazão mássica de material particulado coletado (kg/s). Pelo balanço de massa de particulado mostrado na Figura 39, tem-se $S_i = S_c + S_o$, e substituindo em tem-se $\frac{S_c}{S_c + S_o}$.

O modelo de eficiência global é o resultado da soma das eficiências individuais por diâmetro de material particulado, para toda a distribuição granulométrica que varia de acordo com a condição operacional da fonte estacionária. A eficiência de separação para um dado diâmetro de partícula é chamada grau de separação ou eficiência individual. A eficiência global de separação pode ser calculada pela equação (2.62) a partir da integral da eficiência individual por toda a distribuição granulométrica.

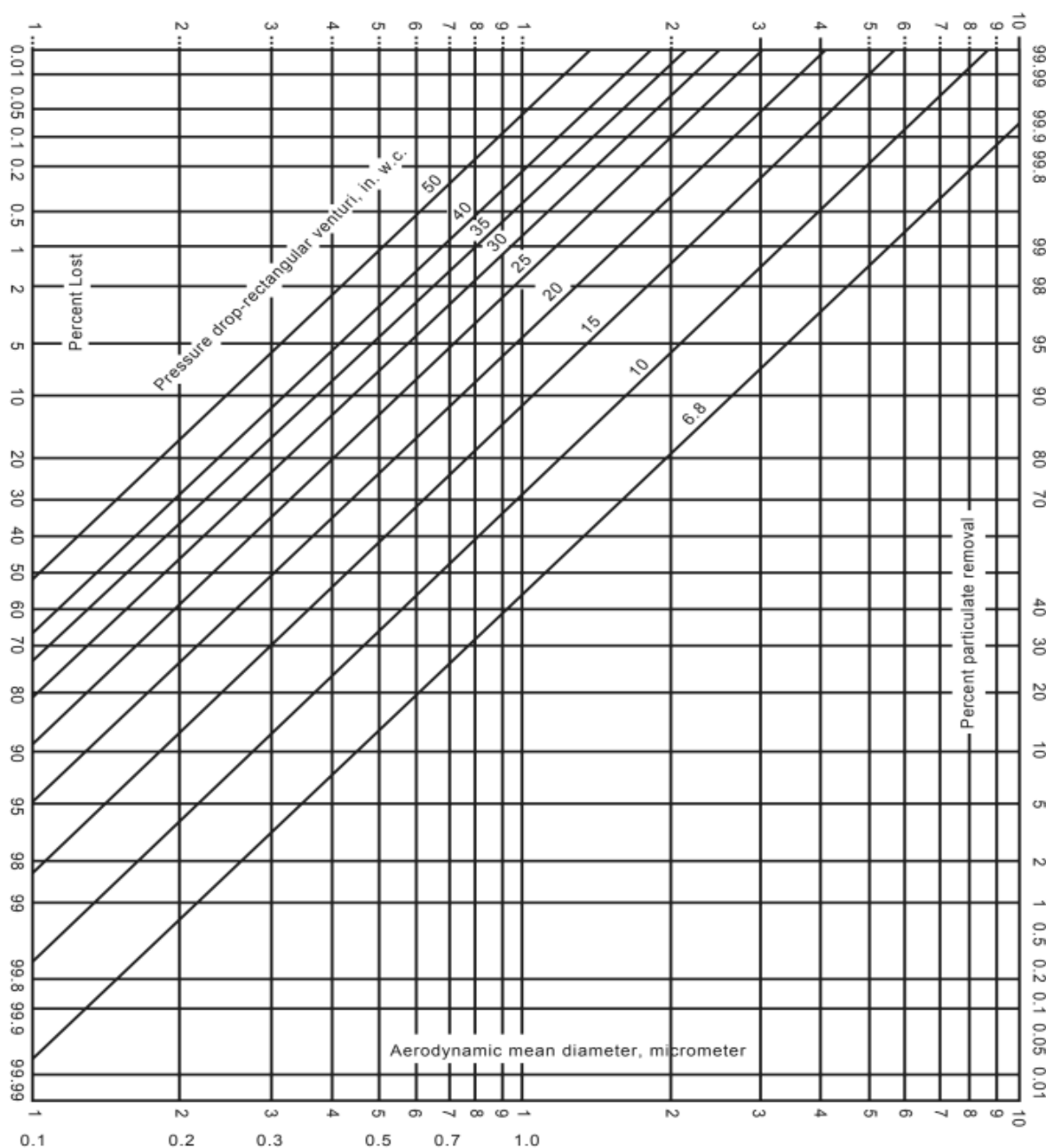
$$E = \int_0^{\infty} [\eta(d_p)f(d_p)]d(d_p) \quad (2.62)$$

Na equação (2.62), $\eta(d_p)$ é a eficiência individual da partícula, $f(d_p)$ é a distribuição granulométrica do material particulado e $d(d_p)$ é o integrando, isto é, d_p é variável de integração. Dessa maneira a eficiência global de separação pode ser estimada sem nenhuma medição conhecendo a distribuição granulométrica do particulado e os respectivos valores de eficiência individual e perda de carga do sistema. A Figura 40 ilustra a relação entre as eficiências individuais e distribuição granulométrica do particulado com as retas de perda de carga do sistema. Nessa figura o eixo das abscissas representa o valor do diâmetro da partícula. Subindo até o cruzamento com a reta inclinada, determinada pela perda de carga do equipamento, com posterior leitura do valor da eficiência no eixo das ordenadas.

A eficiência da coleta é comumente expressa em termos de penetração, definida como a fração de partículas não coletadas presentes no sistema de exaustão que passa pelo depurador. Simplesmente, a penetração P_t é o oposto da fração de partículas coletadas. É expresso como:

$$P_t = 1 - E \quad (2.63)$$

Figura 40: Relação entre diâmetro aerodinâmico, perda de carga na garganta e eficiência de coleta



Fonte: (MUSSATTI, HEMMER, 2002)

Usualmente a eficiência da coleta responde experimentalmente à equação com a seguinte estrutura: $E = 1 - e^{-f(sys)}$. Portanto, $P_t = e^{-f(sys)}$ pode ser relacionada a alguma função $f()$ das variáveis do sistema, por exemplo, para impactação "sys" pode ser $\psi = C_c \frac{d_p^2 \rho_p U_{GT}}{9 \mu_G d_D}$; para interceptação inercial pode ser $(Re, \frac{d_p}{d_D})$; e para difusão pode ser $(Pe, \alpha)^{24}$. Várias correlações para determinação da eficiência global de coleta de um lavador de gases tipo Venturi foram propostos nos últimos 50 anos: equação de Johnstone, modelo de garganta infinita, método de potência, entre outras. Devido à característica particular dos processos de captura de material particulado, não há uma relação universal definida para cálculo da eficiência de coleta.

2.6.7 Lei de Potência

Semrau (1960), a partir de trabalhos de teoria de potência de contatos²⁵ de Lapple e Kamack em 1955, propôs um modelo empírico que relaciona a perda de carga total do sistema com a eficiência de coleta. Número de unidades de transferência N_t com o que chamou energia de contato, que pode ser definido como a energia dissipada por unidade de volume da corrente gasosa.

A potência total requerida, $P_T = P_G + P_L$ em $kWh/1000m^3$, relacionada à perda de carga de pressão total (não se trata da penetração P_t – oposto da eficiência - ou seja, com a pressão do líquido p_l em $100kPa$), é a soma da potência $P_G = 2.724 \times 10^{-4} \Delta p$ para compensar da perda de carga (Δp em kPa) devido ao gás com a potência $P_L = 0.28 p_l (Q_L/Q_G)$ requerida para injetar líquido. As vazões são dadas em m^3/h . Considerando que $\eta = 1 - e^{-f(sys)}$, define-se agora uma característica do sistema $f(sys) = N_t$, a característica exponencial da curva de eficiência que se chamou de unidades de transferência ou estágios.

²⁴ ver Spellman;Whiting (2013), Schnelle;Dunn;Ternes (2015)

²⁵ Reproduzindo o texto de Spellman;Whiting (2013), pp.538: in Lapple, C.E. and Kamack, H.J. (1955). *Performance of wet dust scrubbers. Chemical Engineering Progress*, 51, 110–121 "When compared at the same power consumption, all scrubbers give substantially the same degree of collection of a given dispersed dust, regardless of the mechanism involved and regardless of whether the pressure drop is obtained by high gas flow rates or high water flow rates". In other words, collection efficiency is a function of how much power the scrubber uses, and not of how the scrubber is designed. This has a number of implications in the evaluation and selection of wet collectors. Once we know the amount of power needed to attain a certain collection efficiency, the claims about specially located nozzles, baffles, etc. can be evaluated more objectively.

$$f(sys) = N_t = \ln\left(\frac{1}{1-\eta}\right) \quad (2.64)$$

A lei da potência trata de relacionar este número de unidades de transferência com alguma relação da potência total de contato requerida:

$$N_t = \alpha(P_T)^\beta \quad (2.65)$$

Então a eficiência do lavador de gases tipo Venturi é dada por:

$$E = 1 - e^{-N_t} = 1 - e^{-\alpha(P_T)^\beta} \quad (2.66)$$

Os valores de α , β são encontrados na literatura, por exemplo, Spellman; Whiting (2013) recomendam USEPA. (1984). APTI Course 413: Control of Particulate Emissions, pp. 9-17. EPA 450/2-80-066. Estes coeficientes são parâmetros das características do material particulado, corrente de transporte e tipo de lavador utilizado. Os valores listados por Meili (2006) são mostrados na Tabela 18.

Tabela 18: Valores das constantes α e gama da lei de potência

AEROSSOL	LAVADOR	α	γ
Pó Cal Seco	Venturi e ciclone	1,47	1,05
Talco	Venturi	2,97	0,362
Talco	Ciclone	1,16	0,655
Ácido Fosfórico	Venturi	1,33	0,647
Pó forno de fundição	Venturi	1,35	0,621
Ferro silício de fornalha	Venturi e spray ciclônico	0,87	0,459
Névoa	Venturi	0,363	1,41
Ferro de fornalha de fundição	Venturi	1,26	0,569

Fonte: Meili (2006)

2.6.8 Modelo de Johnstone

A equação de Johnstone, ver Ekman; Johnstone (1951), é um dos primeiros modelos para predição da eficiência global de coleta em um lavador de gases tipo Venturi tendo o mecanismo de impactação inercial como predominante. Está fundamentado na coleta de material particulado de uma única gotícula de líquido percorrendo a seção de captura, com posterior extrapolação dos resultados para o conjunto total de gotículas [RIBEIRO, 2005]. A equação da eficiência global de coleta proposta é mostrada a seguir:

$$E = \exp \left[-k \left(\frac{Q_L}{Q_G} \right) \sqrt{\Psi} \right] \quad (2.67)$$

Na equação (2.67) k é o coeficiente de correlação empírico de Johnstone - usualmente utiliza-se valores entre 13 e 27 - que depende da geometria do sistema e das condições operacionais. Q_L/Q_G é a relação líquido-gás (L/m^3). ψ é o parâmetro de impactação inercial (item 2.7), porém antes de utilizar este termo, deve-se sempre verificar se o coeficiente k se refere a $\psi \leftrightarrow \psi = C_c \frac{d_p^2 \rho_p U_{GT}}{9 \mu_G d_D}$ da equação (2.54) ou ao $\psi \leftrightarrow St = \frac{d_p^2 \rho_p U_{rel}}{18 \mu_G d_D}$ da equação (2.55).

2.6.9 Modelo de Calvert (1972)

Calvert (1970) propôs um modelo baseado no balanço material das gotículas percorrendo um volume infinitesimal, por isso é conhecido também como modelo de garganta infinita. Calvert; Lundgren; Mehta (1972) consideram a eficiência de uma gotícula devido a impactação inercial:

$$\eta_{imp} = \left(\frac{\psi}{\psi + 0.7} \right)^2 \quad (2.68)$$

O fator de impactação é $\psi = C_c \frac{d_p^2 \rho_p U_{GT}}{9 \mu_G d_D}$. A eficiência da coleta no lavador de gases tipo Venturi é dado por:

$$E = 1 - \frac{C_o}{C_i} = 1 - \exp \left(-\frac{3}{2} \frac{Q_L}{Q_G} \frac{x}{d_D} \frac{u_D}{u_G - u_D} f(\eta) \right) \quad (2.69)$$

Aqui em $f(\eta)$ usou-se $\eta_{imp} = \left(\frac{\psi}{\psi + 0.7} \right)^2$ da equação (2.68) e x é comprimento característico, que pode ser o comprimento da garganta.

Observação: A formulação original de Calvert (1970), ainda muito utilizada, possui algumas simplificações, assumindo que todas as partículas e gotas são de diâmetro constante:

$$E = \eta(d_p) = 1 - \exp \left[\frac{2 Q_L \rho_L}{C_D Q_G \rho_G} F(\psi, f) \right] \quad (2.70)$$

O coeficiente de arrasto C_D é calculado por alguma correlação descrito em seção anterior. $F(\psi, f)$ da equação (2.70) é calculada por:

$$F(\psi, f) = \frac{1}{\psi} \left[-0.7 - \psi f + 1.4 \ln \left(\frac{\psi f + 0.7}{0.7} \right) + \left(\frac{0.49}{\psi f + 0.7} \right) \right] \quad (2.71)$$

Parâmetro f é um motivo de confusão na literatura. Nos trabalhos de Calvert, $f = (u_G - u_D)/u_G$ (muitas vezes chamada de α) é a razão entre as velocidades da gota e do gás, e f_a é um fator empírico definido na velocidade da entrada de atomização. Mas na equação (2.71), f é um fator de correção, sugerido inicialmente 0.85, e mais tarde 0.25 para partículas hidrofóbicas e 0,5 para partículas hidrofílicas, e que mais tarde com Yung estendeu essa correção, o que muitos chamam de Calvert modificado:

$$f = 0.5161(l_g^{0.3005}) \quad (2.72)$$

Aqui l_g é comprimento da garganta em cm . Q_L é vazão volumétrica do líquido em L/s , Q_G é vazão volumétrica do gás em m^3/s , u_G é velocidade do gás na garganta em cm/s , ρ_L é a massa específica do líquido kg/m^3 , μ_G é a viscosidade dinâmica do gás $g/(cm.s)$, e ψ é o parâmetro de impactação inercial.

2.6.10 Modelo de Calvert modificado

A modificação do modelo de garganta infinita se dá de seguinte forma: considere a equação para prever a penetração de uma partícula P_t caso utilize d_p , ou global de um conjunto de partículas P_t^* caso utilize d_{pg} conforme se explica a seguir:

$$\ln(P_t(d_p)) = -B \left(\frac{4K_{po} + 4.2 - 5.02(K_{po})^{\frac{1}{2}} \left(1 + \frac{0.7}{K_{po}} \right) \tan^{-1} \left(\frac{K_{po}}{0.7} \right)^{\frac{1}{2}}}{K_{po} + 0.7} \right) \quad (2.73)$$

Aqui $P_t(d_p)$ é penetração para uma partícula de um diâmetro, B é parâmetro característico da relação líquido-gás, K_{po} é parâmetro inercial (ou seja, ψ) na entrada da garganta. Considere o parâmetro do comprimento da garganta l (por assumir garganta infinita, só é válido para $l > 2$):

$$l = \frac{3l_t C_D \rho_G}{2d_D \rho_L} \quad (2.74)$$

Na equação (2.74) l_t é comprimento da garganta, em cm devido a equação (2.63), C_D é coeficiente de arrasto, e ρ_G, ρ_L são as massas específicas em g/cm^3 . O diâmetro da gotícula d_D (em cm) é calculado por Nukiyama-Tanasawa:

$$d_D = \frac{50}{u_{GT}} + 91.8 \left(\frac{Q_L}{Q_G} \right)^{1.5} \quad (2.75)$$

A velocidade do gás na garganta é u_{GT} em cm/s. O parâmetro B característico da proporção líquido-gás é dada por:

$$B = \left(\frac{Q_L}{Q_G} \right) \frac{\rho_L}{C_D \rho_G} \quad (2.76)$$

O parâmetro inercial na entrada da garganta é dada por:

$$K_{po} = \frac{(d_p)^2 u_{GT}}{9\mu_G d_D} \quad (2.77)$$

O parâmetro inercial K_{pg} para diâmetro médio (por exemplo, média em massa) pode ser denotado utilizando d_{pg} diâmetro aerodinâmico de média geométrica (aqui em cm) como

$$K_{pg} = \frac{(d_{pg})^2 u_{GT}}{9\mu_G d_D} \quad (2.78)$$

Note-se $C_c \frac{d_p^2 \rho_p u_{GT}}{9\mu_G d_D}$ da equação (2.54). Então algumas parcelas deste termo irão ser explicitadas em outros termos como, por exemplo o fator de Cunningham. Este d_{pg} diâmetro aerodinâmico de média, aqui é dado em unidade de $\mu m. (g/cm^3)^{1/2}$ de acordo com a seguinte equação:

$$d_{pg} = d_{ps} (C_c \rho_G)^{1/2} \quad (2.79)$$

Na equação (2.79) d_{ps} é diâmetro físico ou diâmetro de Stokes, em μm , e ρ_G é massa específica do gás em g/cm^3 . O fator de escorregamento de Cunningham, assim como diâmetro da gotícula, tem várias correlações conforme já revisado anteriormente. Uma correlação que pode ser utilizada, apenas como exemplo, utilizando temperatura T em Kelvin, é:

$$C_c = 1 + \frac{6.21 \times 10^{-4} T}{d_{pg}} \quad (2.80)$$

De maneira análoga, têm-se várias correlações para coeficiente de arrasto C_D para calcular parâmetro B na equação (2.76). Uma das equações é:

$$C_D = 0.22 + \left(\frac{24}{Re_o}\right) (1 + 0.15(Re_o)^{0.6}) \quad (2.81)$$

Na equação (2.81) o número de Reynolds para gotícula de líquido na entrada da garganta é dado por: $Re_o = (\rho_G u_{Gt} d_D) / \mu_G$.

Caso se utilize d_{pg} da equação (2.79), a equação (2.73) para a penetração será calculada de forma global para um conjunto de partículas P_t^* . Assim a eficiência da coleta no lavador de gases tipo Venturi será:

$$E = 1 - P_t^* \quad (2.82)$$

As equações seguintes mostram modificação do modelo de Calvert pelo Yung; Calvert; Barbarika (1977), que é uma extensão do Calver (1970). Em lugar da equação (2.70) propõem-se:

$$E = 1 - \exp \left\{ \frac{Q_L \rho_L}{C_{Dt} Q_G \rho_G} \left[\frac{4.2\alpha^{0.5} + 4\psi\alpha^{1.5} - 5.02\psi^{0.5} \left(\alpha + \frac{0.7}{\psi}\right) \tan^{-1} \left(\frac{\alpha\psi}{0.7}\right)^{0.5}}{0.7 + \alpha\psi} - \frac{4.2 + 4\psi - 5.02\psi^{0.5} \left(1 + \frac{0.7}{\psi}\right) \tan^{-1} \left(\frac{\psi}{0.7}\right)^{0.5}}{0.7 + \psi} \right] \right\} \quad (2.83)$$

Parâmetro $\alpha = 1 - u_{de}^* = 1 - \frac{U_D}{U_{GT}} = \frac{U_{GT} - U_D}{U_{GT}}$ nesta equação (2.83) é calculada em termos da razão $u_{de}^* = \frac{U_D}{U_{GT}}$ entre a velocidade das gotículas na saída da garganta e a velocidade do gás na garganta. Este valor, utilizando parâmetro $X = 1 + (3l_t C_{Dt} \rho_G) / (16d_D \rho_L)$, é estimado por:

$$u_{de}^* = 2(1 - X^2 + X\sqrt{X^2 - 1}) \quad (2.84)$$

Onde l_t é comprimento da garganta. C_{Dt} se refere ao coeficiente de arrasto na entrada da garganta, e diferentemente de $C_D = 55/Re$ utilizada na equação (2.70), agora C_{Dt} é calculada por $C_{Dt} = 24/Re + 4/Re^{1/3}$.

Note-se que essa modificação de Yung; Calvert; Barbarika (1977) se refere a uma gotícula e uma partícula de diâmetros definidos, mesmo que use diâmetros equivalentes. Economopoulou; Harrison (2007) integraram essa eficiência específica pela massa da distribuição acumulativa de partículas de diferentes diâmetros e

apresentaram a eficiência global do lavador de gases tipo Venturi em forma de gráficos.

Boll (1973) propôs $E = 1 - \exp \left[-1.5\eta_t(\psi) \frac{Q_L}{Q_G} \frac{l_t}{d_D} \left(\frac{U_G}{U_D} - 1 \right) \right]$, onde l_t é comprimento da garganta, e a função $\eta_t(\psi)$ faz o papel de $f(\psi, f)$.

2.6.11 Outras correlações para a eficiência da coleta

Costa *et al.*(2005), a partir de seus dados experimentais em um lavador de gases tipo Venturi retangular, propõem uma correlação empírica considerando a coleta por impactação inercial e por difusão, e atende bem às partículas de 0.1-2.0 μm .

$$E = 1 - \exp \left[-51.9 \left(\frac{Q_L(1-F_f)\rho_L d_D}{A_{th}\mu_G} \right)^{0.19} (\Psi^{0.169} + 2813(Pe)^{-0.581}) \right] \quad (2.85)$$

A_{th} é seção transversal (área) da garganta ocupada por filme líquido nas paredes, como um fator de correção. O número de Peclet utilizado é $Pe = \frac{3\pi\mu_G d_p d_D U_G}{\sigma_G T C_c}$ onde σ_G é constante de Boltzmann e T é temperatura absoluta. Aqui é necessário prestar atenção de que o fator de impacto inercial foi definido como $\Psi = C_c \frac{d_p^2 \rho_p U_G}{18\mu_G d_D}$, mais similar ao número de Stokes com correção de Cunningham C_c do que com o fator $\psi = C_c \frac{d_p^2 \rho_p U_G}{9\mu_G d_D}$ das outras literaturas. Além disso, existem literaturas que preferem utilizar $\psi = C_c \frac{d_p^2 \rho_p U_{rel}}{9\mu_G d_D} = C_c \frac{d_p^2 \rho_p (U_G - U_D)}{9\mu_G d_D}$, por isso todos os parâmetros e constantes, que dependem das unidades utilizadas, devem ser avaliados sempre.

Pulley (1997) propõe usar dois modelos de escoamento, a eficiência dada por fluxo potencial $\eta_p = \left(\frac{St}{St+0.5} \right)^2$ para $Re_D \rightarrow \infty$ (similar à equação (2.68)), e a eficiência dada por fluxo viscoso $\eta_v = \left(1 + \frac{0.75 \ln(2St)}{(St-1.214)} \right)^{-2}$ para $Re_D \rightarrow 0$, e compor a eficiência de coleta para impactação inercial, considerado mecanismo dominante, com:

$$\eta_{imp} = \frac{[\eta_v + \eta_p \left(\frac{Re_D}{60} \right)]}{\left[1 + \left(\frac{Re_D}{60} \right) \right]} \quad (2.86)$$

Outra abordagem adotada por Park *et al.*(2005), Jung; Lee (1998), Ardon- Dryer; Huang; Cziczo (2015), Lim; Lee; Park (2006) e outros autores, é mostrada aqui uma

versão omitindo os cálculos e explicações dos parâmetros. Lembrando que penetração é oposto de eficiência da coleta, calcula-se a penetração fracional n_p/n_{pi} (número de partículas na saída em relação a entrada) adotando um modelo similar às seguintes equações:

$$\frac{n_p}{n_{pi}} = \exp \left\{ -\frac{3}{2} \eta_{total} \frac{U_{rel}}{U_D} \frac{Q_L}{Q_G} \frac{L_{spray}}{d_D} \right\} \quad (2.87a)$$

$$\frac{n_p}{n_{pi}} = \exp \left\{ -\frac{3}{2} \eta_{total} \left[\frac{3r-2\cot(\theta)}{2r^3(1-\cot(\theta))} \right] \frac{Q_L}{Q_G} \frac{L_{spray}}{d_D} \right\} \quad (2.87b)$$

$$\frac{n_p}{n_{pi}} = \exp \left\{ -\frac{1}{4} \eta_{total} \left[\frac{1}{d_D} \frac{Q_L}{Q_G+Q_L} \frac{U_{rel}}{U_D} \right] \frac{L_{jet}}{d_D} \right\} \quad (2.87c)$$

L_{spray} é comprimento do spray no duto e L_{jet} é comprimento do jato, ambos dão a ideia do comprimento característico e não precisa assumir garganta infinita. A razão $r = S/R$ indica a proporção entre a distância S da projeção do *spray* em relação ao raio R do duto. Os autores formularam para jato de *spray* em sentido reverso ao de gás em duto horizontal, mas a ideia conceitualmente serve para Venturi.

Note-se que, para usar a equação (2.87), calcular penetração e conseqüentemente a eficiência da coleta em lavador, deve-se obter primeiro η_{total} , a eficiência total de coleta de uma gotícula. Lembra-se aqui que o mecanismo de coleta por impactação inercial está associada ao número de Stokes ou ao fator de impacto inercial, o mecanismo de difusão está associado ao número de Peclet. A eficiência devida ao impactação inercial pode ser obtida de uma das equações (2.88) ou do seu similar mais adequado na literatura:

$$\eta_{imp} = \left(\frac{St}{St + 0.5} \right)^2 \quad (2.88a)$$

$$\eta_{imp} = 3.4(St)^{\frac{9}{5}} \quad \text{para } St \leq 0.5 \quad (2.88b)$$

$$\eta_{imp} = 1 \quad \text{para } St > 0.5 \quad (2.88c)$$

A eficiência da coleta devido à difusão browniana pode ser calculada com:

$$\eta_{dif} = 0.7 \left\{ \frac{4}{\sqrt{3}} \left(\frac{1-\alpha}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right)^{\frac{1}{2}} (Pe)^{-\frac{1}{2}} + \right. \\ \left. 2 \left(\frac{\sqrt{3}\pi}{4Pe} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{(1-\alpha)(3(\mu_D/\mu_G) + 4)}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right]^{\frac{1}{3}} \right\} \quad (2.89a)$$

$$\eta_{dif} = \frac{2.8}{\sqrt{3}} \left(\frac{1-\alpha}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{3\pi\mu_G d_D U_{rel}}{2(1.664)\sigma_B T \lambda} \right)^{-\frac{1}{2}} (d_p)^{-\frac{1}{2}} + \quad \text{para } (d_p \text{ em } \mu\text{m}) \quad (2.89b) \\ d_p < 0.05 \mu\text{m}$$

$$1.4 \left(\frac{\sqrt{3}\pi}{4} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{(1-\alpha)(3(\mu_D/\mu_G) + 4)}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right] \left(\frac{3\pi\mu_G d_D U_{rel}}{2(1.664)\sigma_B T \lambda} \right)^{-\frac{2}{3}} (d_p)^{-\frac{4}{3}} \\ \eta_{dif} = \frac{2.8}{\sqrt{3}} \left(\frac{1-\alpha}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{3\pi\mu_G d_D U_{rel}}{2.609\sigma_B T \sqrt{2}\lambda} \right)^{-\frac{1}{2}} (d_p)^{-\frac{3}{4}} + \quad \text{para } (d_p \text{ em } \mu\text{m}) \quad (2.89c) \\ 0.05 < d_p < 1.0$$

$$1.4 \left(\frac{\sqrt{3}\pi}{4} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{(1-\alpha)(3(\mu_D/\mu_G) + 4)}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right] \left(\frac{3\pi\mu_G d_D U_{rel}}{2.609\sigma_B T \lambda} \right)^{-\frac{2}{3}} (d_p)^{-1} \\ \eta_{dif} = 2 \left(\frac{\sqrt{3}\pi}{4Pe} \right)^{\frac{2}{3}} \left(\frac{(1-\alpha)(3(\mu_D/\mu_G) + 4)}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.89d)$$

Considerando $d_p/d_D \ll 1$, modelo para interceptação de partícula por gotícula está ilustrado a seguir, e qual delas se deve escolher cabe a considerações de aplicação:

$$\eta_{int} = \left[\frac{1-\alpha}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right] \left(\frac{d_p}{d_D} \right) + \left[\frac{(1-\alpha)}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \frac{(3(\mu_D/\mu_G) + 4)}{2} \right] \left(\frac{d_p}{d_D} \right)^2 \quad (2.90a)$$

$$\eta_{int} = 4 \left(\frac{d_p}{d_D} \right) \left[\left(\frac{\mu_D}{\mu_G} \right)^{-1} + \left(1 + 2(Re_D)^{\frac{1}{2}} \right) \left(\frac{d_p}{d_D} \right) \right] \quad (2.90b)$$

$$\eta_{int} = \frac{(1-\alpha)}{(J + (\mu_D/\mu_G)K)} \left[\left(\frac{d_p/d_D}{1 + (d_p/d_D)} \right) + \frac{1}{2} \left(\frac{d_p/d_D}{1 + (d_p/d_D)} \right)^2 (3(\mu_D/\mu_G) + 4) \right] \quad (2.90c)$$

α é fração volumétrica das gotas

$$J = \left(1 - \frac{6}{5}\alpha^{1/3} + \frac{1}{5}\alpha^2 \right); K = \left(1 - \frac{9}{5}\alpha^{1/3} - \frac{1}{5}\alpha^2 + \alpha \right)$$

Muitas são as equações disponíveis para determinação dos parâmetros necessários na determinação da eficiência de coleta de partículas em um lavador de gases tipo Venturi, de modo que a Tabela 19 indica resumo dos casos de regimes dominantes e o modo de obter η_{total} para cada caso.

Tabela 19: Cálculo de η_{total} que leva em conta impactação, interceptação e difusão para uma gota

TAMANHO DE PARTÍCULAS DE AEROSOL ($d_p < 0.05 \mu m$)	
regime dominante é difusão $\eta_{total} = \eta_{dif}$	
$\eta_{total} = \eta_{dif} = \xi_1 d_p^{-1} + \xi_2 d_p^{-\frac{4}{3}}$	(2.91)
TAMANHO INTERMEDIÁRIO DE PARTÍCULAS ($0.05 \leq d_p < 1.0 \mu m$)	
inclui impactação, interceptação e difusão $\eta_{total} = \eta_{dif} + \eta_{int} + \eta_{imp}$	
$\eta_{total} = \xi_3 d_p^{-\frac{4}{3}} + \xi_4 d_p^{-1} + \xi_5 d_p + \xi_6 d_p^2 + \xi_7 d_p^2$	$St \leq 1.0$ (2.92a)
$\eta_{total} = \xi_3 d_p^{-\frac{4}{3}} + \xi_4 d_p^{-1} + \xi_5 d_p + \xi_6 d_p^2 + \xi_8 d_p^2 + \xi_9 d_p^0$	$1.0 < St \leq 3.0$ (2.92b)
$\eta_{total} = \xi_3 d_p^{-\frac{4}{3}} + \xi_4 d_p^{-1} + \xi_5 d_p + \xi_6 d_p^2 + \xi_{10} d_p^2 + \xi_{11} d_p^0$	$St \geq 10.0$ (2.92c)
TAMANHO MAIOR DE PARTÍCULAS ($d_p > 1.0 \mu m$)	
regime dominante é impactação inercial $\eta_{total} = \eta_{imp}$	
$\eta_{total} = \xi_7 d_p$	$St \leq 1.0$ (2.93a)
$\eta_{total} = \xi_8 d_p + \xi_9 d_p^0$	$1.0 < St \leq 3.0$ (2.93b)
$\eta_{total} = \xi_{10} d_p + \xi_{11} d_p^0$	$St \geq 10.0$ (2.93c)
$\xi_1 = \frac{2.8}{\sqrt{3}} \left(\frac{1 - \alpha}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{3\pi\mu_G d_D U_{rel}}{2(1.664)\sigma_B T \lambda} \right)^{-\frac{1}{2}}$	
$\xi_2 = 1.4 \left(\frac{\sqrt{3}\pi}{4} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{(1 - \alpha)(3(\mu_D/\mu_G) + 4)}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right] \left(\frac{3\pi\mu_G d_D U_{rel}}{2(1.664)\sigma_B T \lambda} \right)^{-\frac{2}{3}}$	
$\xi_3 = \frac{2.8}{\sqrt{3}} \left(\frac{1 - \alpha}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{3\pi\mu_G d_D U_{rel}}{2.609\sigma_B T \sqrt{2}\lambda} \right)^{-\frac{1}{2}}$	
$\xi_4 = 1.4 \left(\frac{\sqrt{3}\pi}{4} \right)^{\frac{2}{3}} \left[\frac{(1 - \alpha)(3(\mu_D/\mu_G) + 4)}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right] \left(\frac{3\pi\mu_G d_D U_{rel}}{2.609\sigma_B T \lambda} \right)^{-\frac{2}{3}}$	
$\xi_5 = \left[\frac{1 - \alpha}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right] \left(\frac{1}{d_p} \right)$	$\xi_6 = \left[\frac{(1 - \alpha)(3(\mu_D/\mu_G) + 4)}{J + (\mu_D/\mu_G)K} \right] \left(\frac{d_p}{d_D} \right)^2$
$\xi_7 = 0.6 \left[\frac{\rho_p U_{rel}}{18\mu_G d_D} \right]$	$\xi_8 = 0.11 \left[\frac{\rho_p U_{rel}}{18\mu_G d_D} \right]$
$\xi_9 = 0.49$	$\xi_{10} = 0.02 \left[\frac{\rho_p U_{rel}}{18\mu_G d_D} \right]$
$\xi_{11} = 0.79$	

Fonte: Lim; Lee; Park (2006)

Para o cálculo de η_{total} , a eficiência total de coleta de uma gota, Ardon-Dryer; Huang; Cziczo (2015) acrescentam ainda às equações (2.88), (2.89) e (2.90), os termos η_{th} , η_{df} , e η_{ec} devidos a termoforese e difusioforese que se tornam importantes em nanopartículas ou com diferencial significativo de temperatura, ou de carga elétrica.

Mesmo se tratando apenas de coleta de partículas, outros fenômenos ainda não incorporados exaustivamente aos cálculos de lavador de gases tipo Venturi são a evaporação das gotas, nucleação, condensação de gotas, formação de filmes nas paredes e coleta nesses filmes por choques e por forças centrífugas, coalescência das gotas, aglomeração das partículas, floculação das misturas partícula-gotículas e limpeza de gases por absorção de massa. Outro aspecto que só agora surgem regularmente trabalhos é sobre a poli dispersividade das partículas, ou seja, não tratam de média do diâmetro da partícula, e sim diretamente com a distribuição desses diâmetros das partículas. Isto está relacionado com estudos de captura em ar atmosférico e com estudos de colisão de partículas. Ver Riemer; Wexler (2005) , Marchetti; Svendsen (2012) e as referências listadas na Tabela 16.

2.7 Fluidodinâmica Computacional (CFD)

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), a fluidodinâmica computacional (CFD) tem se tornado uma ferramenta fundamental para a indústria, no desenvolvimento de novos produtos e na análises de seus processos. Também se beneficia pois, a partir da década de 90 surge a introdução de interfaces amigáveis e disponibilidade de *hardware* de maior capacidade de processamento. Segundo Wilcox (2006) a grande demanda de processamento surge devido à turbulência ser um fenômeno tridimensional e, fundamentalmente, transiente, o que gera grandes quantidades de dados a serem processados.

Na simulação, os escoamentos podem ocorrer em dois regimes: o laminar e o turbulento. No escoamento laminar, definido por baixo valor de Reynolds, diga-se no presente caso de interesse, entre 100 - 500, a difusão viscosa é predominante e as equações de quantidade de movimento de Navier-Stokes para fluido viscoso são suficientes para predição de seu comportamento. No escoamento turbulento, definido por alto valor de Reynolds acima de 3000, a inércia do fluido supera as tensões viscosas e o escoamento se torna instável. O modelo matemático baseia-se nas

equações da continuidade e de Navier-Stokes para o balanço de massa e quantidade de movimento, sendo representadas respectivamente, pelas equações (2.1) e (2.2).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M \quad (2.2)$$

Nas equações (2.1) e (2.2), \mathbf{U} refere-se ao vetor velocidade, ρ a específica do fluido em escoamento, p é a pressão, e \mathbf{S}_M é adicionado na equação de Navier-Stokes como termo fonte em CFD. O termo $\boldsymbol{\tau}$ é conhecido como tensor tensão, definido pela $\boldsymbol{\tau} = \mu \left([\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T] - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \mathbf{U} \right)$, relacionado com a taxa de cisalhamento. Aqui δ refere-se ao operador Delta de Kronecker e μ refere-se à viscosidade molecular dinâmica.

Segundo Wilcox (2006), escoamentos em regime turbulento possuem flutuações de velocidade que não podem ser desconsideradas em relação à velocidade média. Dessa forma, possui um termo que representa o comportamento médio e o termo de flutuação. Utiliza-se a ideia da composição do vetor velocidade $\mathbf{U} = \bar{\mathbf{U}} + \mathbf{u}$ como uma soma de um termo de velocidade média ($\bar{\mathbf{U}}$) e um termo de flutuação (\mathbf{u}), na qual a velocidade média é definida como uma média temporal $\bar{\mathbf{U}} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \mathbf{U} dt$. Historicamente Osborne Reynolds descreveu em 1883 experimentos apresentando conceitos seminais da diferença entre escoamento laminar e turbulento, fazendo a média temporal nas velocidades, o que se tornou conhecido em seus trabalhos de 1895 como RANS, que tem mais uma incógnita, conhecida como tensor de Reynolds, acrescida ao sistema de equações de balanço. Dessa maneira, o modelo de equações transientes de Navier-Stokes é modificado através da consideração do termo de flutuação, gerando as equações de RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*). A vantagem da utilização de equações de RANS é que reduz substancialmente o esforço computacional, se comparado com modelos como LES (*Large Eddy Simulation*, ver p.ex. [YANG,2015]), ou DNS (*Direct Numerical Simulation*, ver p.ex. [ELGHOBASHI,2019]). Assim a equação (2.2) é modificada para a equação (2.3):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau} - \overline{\rho \mathbf{u} \times \mathbf{u}}) + \mathbf{S}_M \quad (2.3)$$

O termo $\overline{\rho \mathbf{u} \times \mathbf{u}}$, tensor de Reynolds, surge da não-linearidade do termo convectivo nas equações originais e considera que o transporte convectivo será favorecido devido às flutuações de velocidade, se comparado com as flutuações moleculares. Faz-se necessário relacioná-lo com grandezas mensuráveis e, para alinhar com as tensões de deformação, a hipótese da viscosidade turbulenta feita por Boussinesq considera-o proporcional ao gradiente médio de velocidade, definindo então como na equação (2.4):

$$\overline{\rho \mathbf{u} \times \mathbf{u}} = \mu_t [\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T] - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \nabla \cdot \mathbf{U}) \quad (2.4)$$

O termo μ_t refere-se à viscosidade turbulenta, \mathbf{U} ao vetor velocidade, ρ à massa específica, e k à energia cinética turbulenta. Substituindo essa definição na equação (2.3), chega-se à equação final de RANS, segundo ANSYS (2020).

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \times \mathbf{U}) = \mathbf{B} - \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)) \quad (2.5)$$

\mathbf{B} refere-se à soma das forças de corpo atuando, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ refere-se à viscosidade efetiva e p' à pressão modificada, definida como:

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot \mathbf{U} \quad (2.6)$$

Segundo Wilcox (2006), na indústria, a grande maioria dos processos em operação ocorrem com escoamento em regime turbulento. Com isso, a consideração de velocidade média e de flutuação precisa ser realizada de modo a considerar o efeito de dissipação de energia interna por vórtices turbulentos. Essa consideração exige a utilização de modelos de turbulência para a determinação da viscosidade turbulenta, necessário para o fechamento das equações de RANS. Os principais modelos de turbulência são discutidos a seguir.

2.7.1 Modelos de turbulência

Atualmente, existem muitos modelos de turbulência disponíveis, podendo ser de uma, duas ou mais equações. Os modelos de uma equação são raramente utilizados pois, são considerados incompletos, já que o comprimento característico está relacionado com a geometria do escoamento. Em contrapartida, os modelos de duas equações são considerados completos pois utilizam uma equação de balanço de energia

cinética turbulenta, que define a velocidade característica, e outra equação para a taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, que define o comprimento característico. Wilcox (2006) afirma que os modelos de turbulência de duas equações podem ser utilizados para a análise de um sistema sem a necessidade de obtenção de dados e conhecimentos prévios da estrutura turbulenta.

2.7.1.1 - Modelo $k \varepsilon$

Tal como largamente conhecido em livros textos, em 1972 William Philip Jones e Brian Launder apresentaram o modelo $k \varepsilon$, com k referindo-se à energia cinética turbulenta e ε referindo-se à dissipação da energia cinética turbulenta. Ansys (2020) define k e ε conforme as equações (2.7) e (2.8) a seguir:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \quad (2.8)$$

P_k é a produção de energia cinética turbulenta devido às forças viscosas e de flutuação. Os coeficientes $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ referem-se às constantes de fechamento com dados obtidos a partir de uma grande quantidade de escoamentos turbulentos. Os termos σ_k e σ_ε são os números de Prandtl²⁶, para k e ε . A viscosidade turbulenta é obtida pela seguinte equação, após o fechamento do sistema de equações para k e ε .

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (2.9)$$

Os seus valores-padrão, largamente utilizados no modelo $k \varepsilon$ (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007) são $C_\mu = 0.09$, $\sigma_k = 1.00$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$. A Tabela 20 mostra os valores comumente levantados para esses cinco parâmetros.

²⁶ Na presente Monografia, σ_k e σ_ε são considerados apenas como parâmetros do modelo $k \varepsilon$. Deve-se tomar cuidado com o conceito de número de Prandtl de turbulência, por ser uma fonte de confusão e, em muitos casos, não há sentido em interpretar esse número, apesar de ser útil para entender a decorrência de RANS ligado a hipótese de viscosidade turbulenta de Boussinesq. É útil ler as referências citadas em Churchill, S.W. "A reinterpretation of the turbulent Prandtl number." *Ind. & Eng. Chem. Res.*, 41(25), 6393–6401. (2002).

Tabela 20: Valores das constantes do modelo k - ε utilizados em CFD

Parametros					Referências
$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε	
1.44	1.92	0.09	1.00	1.30	Launder, B.E., Sharma, B. Application of the energy-dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. <i>Lett. Heat Mass Transf.</i> 1 (2), 131–137 (1974)
1.55	2.00	0.09	1.00	1.3	Jones, W., Launder, B.E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. <i>Int. J. Heat Mass Transf.</i> 15 (2), 301–314 (1972)
1.35	1.80	0.09	1.00	1.3	Chien, K. Predictions of channel and boundary-layer flows with a low-Reynolds-number turbulence model. <i>AIAA J.</i> 20 (1), 33–38 (1982)
1.063	1.7215	0.0837	0.7179	0.7179	Yakhot, V., Orszag, S.A. Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. <i>J. Sci. Comput.</i> 1 (1), 3–51 (1986)
1.302	1.862	0.09	0.75	0.273	Luo, S., Vellakal, M., Koric, S., Kindratenko, V., Cui, J. Parameter Identification of RANS Turbulence Model Using Physics-Embedded Neural Network. In: International Conference on High Performance Computing, pp. 137-149 (2020)
Ver também as modificações de Navier Stokes e modelo k ε nesta referência					Yusuf, S.N.A., Asako, Y., Sidik, N.A C., Mohamed, S.B., Japar, W.M.A.A. Short Review on RANS Turbulence Models. <i>CFD Letters</i> , 12 (11), 83-96 (2020)

Com ν viscosidade cinemática, u_τ velocidade de fricção na parede, τ_w tensão de cisalhamento na parede, define-se a distância adimensional em escala da subcamada

como $y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu} = \frac{\sqrt{\tau_w/\rho_w}}{\nu} y$ em um conceito similar ao número de Reynolds local, (ANSYS, 2020) a baixo Reynolds²⁷ tem-se:

²⁷ Conceito de baixo Reynolds perto da parede é um dos mais mal compreendidos. Nas simulações de casos industriais o tratamento próxima à parede é tão importante quanto a formulação do modelo de turbulência. Integração através da subcamada viscosa é normalmente referido como abordagem 'a baixo Re', que se refere a Reynolds turbulento $Re_t = k^2/(\varepsilon\nu) = \nu_t/\nu$, baixo perto da parede. Esta é uma das terminologias mais confusas em modelagem de turbulência porque muitos engenheiros pensam que é o número Reynolds do escoamento geral no equipamento. Ver Florian R. Menter. "Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective." *Int.J. Comp. Fluid Dyn.*, **23**(4) 305-316. (2009).

- a) $y^+ < 5$ - na região viscosa da subcamada, perfis de velocidade são assumidos como laminares e tensão viscosa domina o cisalhamento da parede;
- b) $5 < y^+ < 30$ - região tampão, predomina o cisalhamento viscoso e turbulento;
- c) $30 < y^+ < 300$ - parte totalmente turbulenta, corresponde à região onde cisalhamento turbulento predomina.

O modelo $k \varepsilon$ é recomendado para sistema de escoamento livre e regime completamente turbulento (altos valores de Re) e distantes da parede. Próximo à parede, o regime do escoamento migra de transiente para o laminar na região da subcamada viscosa. Para compensar, funções complexas e não lineares de amortecimento são utilizadas nas constantes $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ e σ_k de modo a favorecer a atuação das forças viscosas nessa região. Mesmo com essa estratégia, o modelo $k \varepsilon$ não consegue prever com precisão o comportamento próximo à parede especialmente se há o descolamento da camada limite (WILCOX, 2006).

2.7.1.2 - Modelo $k \omega$

Andrei Kolmogorov, que contribuiu de forma disruptiva na área de estrutura de turbulência, propôs a microescala dos turbilhões (*eddies*) onde o trabalho é realizado contra a ação de tensões viscosas. A energia associada ao redemoinho de pequena escala dos movimentos são dissipados e convertidos em energia térmica interna, sendo associados a maiores perdas de energia devido a escoamentos turbulentos. A microescala de Kolmogorov pode ser expressa em termos da taxa de dissipação de energia de um escoamento turbulento e a viscosidade do fluido, que usa a noção de que em todo escoamento turbulento, a taxa de produção de energia turbulenta deve estar amplamente em equilíbrio com sua taxa de dissipação para evitar o crescimento ilimitado da energia de turbulência. Kolmogorov propôs, em 1942, essa formulação seminal (KOLMOGOROV, 1942) em duas equações, considerado o primeiro em modelo de turbulência $k \omega$. A forma atualmente utilizada foi proposta em 1972 por David Wilcox (WILCOX, 1991), com bons resultados em regiões próximo à parede. Para baixos valores de Re , ver Wilcox (2008) e Menter (2009).

A dificuldade deste modelo está na sensibilidade nas condições de escoamento livre, ou seja, pequenas variações nas condições de contorno, que podem gerar grandes variações nos resultados. Para contornar essa dificuldade, em 1992 Florian Menter

propôs o modelo $k \omega$ Baseline (BSL), capaz de fazer a transição entre o modelo $k \omega$ na região de escoamento livre e $k \omega$ proposto por Wilcox, ver em (MENTER, 1994). Faz-se essa transição, considerando a mesma equação para a taxa de geração de energia cinética turbulenta (k), migrando para o modelo $k \omega$ pela multiplicação da equação da taxa de dissipação turbulenta (ω) por uma constante F_1 , relacionada com a distância à parede mais próxima. Mesmo com este artifício, o modelo $k \omega$ BSL ainda possui a dificuldade em prever corretamente o comportamento em regiões onde há separação pois não considera o transporte de tensão de cisalhamento turbulenta, resultando em valores de viscosidade turbulenta superestimados.

A partir disso, o modelo $k \omega$ Shear Stress ($k \omega$ SST) foi proposto por Menter (1994), com a combinação entre o modelo $k \varepsilon$ na região de escoamento livre e $k \omega$ na região da sub-camada viscosa. Com a diferença de utilizar o conceito do termo limitador de viscosidade turbulenta, foi possível melhorar a precisão nos resultados em regiões com gradiente de pressão negativo e onde há separação. As equações para a taxa de geração de energia cinética turbulenta e dissipação de energia cinética turbulenta são mostradas na Tabela 21 juntamente com o valor dos coeficientes de fechamento das seguintes equações, segundo Ansys (2020) :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}\omega) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (2.11)$$

Os coeficientes Φ do novo modelo de transição são combinações lineares $\Phi_3 = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2$ dos dois modelos subjacentes de base $k \varepsilon$ e $k \omega$.

As equações acima são idênticas a modelo $k \omega$ BSL, porém o modelo $k \omega$ SST considera a limitação da viscosidade cinemática turbulenta $\nu_t = \mu_t / \rho$ através da equação (2.12):

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (2.12)$$

A formulação do modelo $k \omega$ SST revisitada pelo Menter (2009) tem pequenas diferenças:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}k) = \nabla[(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}\omega) = \nabla[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega + \alpha \frac{1}{\nu_t} \tilde{P}_k - \beta \rho \omega^2 \quad (2.14)$$

As escolhas dos parâmetros limitadores são feitas por

$$P_k = \mu_t \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \rightarrow \tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta^* \rho k \omega) \quad (2.15a)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ji}} \rightarrow \nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (2.15b)$$

$$F_1 = \tanh \left(\left[\min \left\{ \max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right\} \right]^4 \right) \quad (2.15c)$$

$$F_2 = \tanh \left(\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right) \quad (2.15d)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (2.15e)$$

Todas as constantes são calculadas por uma combinação de constantes correspondentes dos modelos bases $k \varepsilon$ e $k \omega$ por $\alpha = F_1 \alpha_1 + (1 - F_1) \alpha_2$. A variável k é a energia cinética turbulenta, ω é a frequência da turbulência, y é a distância da parede mais próxima, S é a medida da invariante da taxa de deformação, ρ é a massa específica, e U_i é a velocidade do escoamento. F_1 e F_2 são funções de ponderação, iguais a 0.0 longe da superfície (seguindo modelo $k \varepsilon$), e em transição para dentro da camada limite muda para 1.0 (modelo $k \omega$). Note-se que um limitador de produção é usado no modelo SST para evitar o acúmulo de turbulência nas regiões de estagnação como uma parte essencial do modelo SST.

Tabela 21: Valores das constantes do modelo k- ω utilizados em CFD

Parâmetros	Referência
$\beta' = 0.09$, $\alpha_1 = 5/9$, $\beta_1 = 3/40$, $\sigma_{k1} = 2$, $\sigma_{\omega1} = 2$ $\alpha_2 = 0.44$, $\beta_2 = 0.0828$, $\sigma_{k2} = 1$, $\sigma_{\omega2} = 1/0.856$	equações (2.10) e (2.11) ANSYS Inc. <i>CFX-Solver Theory Guide</i> . R1. (2020)
$\beta^* = 0.09$, $\alpha_1 = 5/9$, $\beta_1 = 3/40$, $\sigma_{k1} = 0.85$, $\sigma_{\omega1} = 0.5$ $\alpha_2 = 0.44$, $\beta_2 = 0.0828$, $\sigma_{k2} = 1$, $\sigma_{\omega2} = 0.856$	equações (2.13) e (2.14) Menter, F.R.. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective, <i>Int.J. Comp. Fluid Dyn.</i> 23(4) 305-316. (2009)

2.7.2 Modelos de escoamento bifásico

O fenômeno de transporte de partículas dispersas por corrente em escoamento livre é de extrema importância, principalmente para a indústria, do qual a grande maioria das correntes de transporte, nas fases líquida e gasosa, possuem alguma partícula em suspensão. Dessa maneira, o entendimento do fenômeno de transporte de partículas dispersas se faz essencial.

A velocidade e posição das partículas em suspensão na corrente em escoamento livre é afetada, principalmente, pela sua massa e tamanho. Considerando partículas esféricas de mesmo diâmetro em escoamento em regime turbulento, o aumento da massa específica favorece a ação da gravidade e à deposição desta partícula, podendo interromper o transporte se atingido um valor de massa específica crítico (ρ_{crit}). Considerando massa específica constante, o diâmetro da partícula influencia diretamente na trajetória já que, partículas pequenas têm pequeno desvio em relação às linhas de corrente e conseguem fazer curvas acentuadas e desviar de obstáculos. Esse fenômeno ocorre pois são partículas leves, conseqüentemente, com menor inércia. Para partículas com massa desprezível, pode-se considerar que a velocidade da partícula (U_p) é a mesma da corrente gasosa (U_g), $U_p = U_g$ ou seja, a velocidade relativa entre as fases é nula, $u_{rel} = U_p - U_g = 0$. A resposta da partícula ao arrasto aerodinâmico, é dado pelo tempo de relaxação, ou seja, quando a partícula atinge 63,2% da sua velocidade terminal, $\tau_p = \frac{(2\rho_p + \rho_g)d_p^2}{36\mu_g} \approx \frac{(\rho_p)d_p^2}{18\mu_g}$. Se a escala do tempo do

fluido da fase contínua τ_f é muito menor do que o tempo de relaxação, a partícula não é afetada pelo escoamento de gases. Caso utilize a escala de comprimento do turbilhão (diâmetro) L_e , e a velocidade média U_e nesse turbilhão, tem-se $\tau_f = L_e/U_e$. No entanto, a forma mais fácil de calcular é: $\tau_f = 5H/U_0$, onde se assume que L_e é cinco vezes a altura da volta do fluido. Outra abordagem é definir como $\tau_f = 0.125(k/\varepsilon)$. Define-se o número de Stokes $St = \tau_p/\tau_f$, que, se muito menor que 1, a partícula responde imediatamente ao escoamento do fluido. Se St maior que 0.01, há o escorregamento entre a partícula e o fluido, de forma que as trajetórias se tornam diferentes. Considere a massa da partícula por volume da mistura, conhecido como *bulk density*, ρ'_p e a massa específica da partícula ρ_p , tem-se então a fração volumétrica das partículas $\alpha_p = \rho_p/\rho'_p = 1 - \alpha_f$. Como as partículas estão muito diluídas, a densidade do gás pode ser considerada $\rho_f = \rho'_f$ e a razão entre as densidades das partículas e do gás é $\gamma = \rho'_p/\rho'_f$. Grau de interação entre fase dispersa diluída e o gás, a razão de carga da partícula, é $\beta = \rho_p/\rho_f = (\alpha_p\rho'_p)/(\alpha_f\rho'_f) = (\alpha_p/(1 - \alpha_p))\gamma$. A relação entre a força gravitacional e inercial é dada pelo número de Froude $Fr = \left(\frac{1}{g}\right)\left(\frac{U_s^2}{L_s}\right)$, notando que o primeiro termo tem a aceleração gravitacional e o segundo termo conota de aceleração do sistema indicando o comprimento característico e a velocidade do sistema ou fase. Número de Reynolds da partícula i com seu vetor velocidade \mathbf{U}_p^i e do seu gás próximo \mathbf{U}_f^i é definido como $Re_p = (\rho_f d_p |\mathbf{U}_f^i - \mathbf{U}_p^i|)/\mu_f$. O número da força de Magnus²⁸ é:

28. Em uma partícula (esférica rígida por simplicidade) imersa em um fluido têm-se as forças de arrasto $\mathbf{F}_D = -C_D \frac{3\rho}{4d} |\mathbf{u}|\mathbf{u}$. Aqui ρ é a massa específica do fluido, d é diâmetro da esfera, $u = |\mathbf{u}|$ é valor escalar do vetor \mathbf{u} da velocidade translacional da partícula e μ é a viscosidade do fluido, com o coeficiente adimensional de arrasto C_D calculado por $C_D = \frac{24}{Re} \left(1 + 0.15Re^{\frac{1}{2}} + 0.017Re\right) - 0.208 / \left(1 + 10^4 Re^{-\frac{1}{2}}\right)$. Para o número de Reynolds $Re = \rho du/\mu$ em limite $Re \rightarrow 0 \Rightarrow C_D = 24/Re$, portanto essa força em limite é a clássica força de Stokes $\mathbf{F}_D^{stokes} = -6\pi\mu d\mathbf{u}$ [a lei original não depende de u^2/d^2 e sim de du , ver Dolfo, G.; Vigué, J.; Lhuillier, D. (2020). "Experimental test of unsteady Stokes' drag force on a sphere." *Experiments in Fluids*, 61(4), 1-12.] O torque de arrasto \mathbf{M} atuando na esfera girando em torno de seu diâmetro depende de ω (sua velocidade angular): $\mathbf{M} = -C_\omega \frac{\rho}{2} |\omega|\omega d^5$ onde C_ω é coeficiente adimensional do torque de arrasto. Mas na interação fluido-esfera, tem-se mais o interesse em força lateral da esfera devido à rotação, definida como força de Magnus $\mathbf{F}_M = C_M \rho [\omega \times \mathbf{u}]$ e C_M é chamada de coeficiente adimensional da força de Magnus. Muitas vezes esse coeficiente é apresentado de modo diferente, porque calcular a força aplicada na área da esfera é mais fácil do que apresentar uma força com a sua velocidade translacional e a velocidade angular. Então tem-se a força de elevação ou de sustentação $\mathbf{F}_L = -C_L \frac{1}{2} A \rho |\mathbf{u}|\mathbf{u}$. Aqui $A = 0.25\pi d^2$ indica área frontal (ou seja, seção projetada) da esfera. A relação entre a força de Magnus e a de elevação é dada por $\mathbf{F}_L = \frac{1}{6}\pi d^3 \mathbf{F}_M$, e a relação entre

$F_L = \pi \frac{\pi}{8} D_p^3 \Omega \cdot (U_p - U_f)[1 - Re_p]$, força resultante da elevação devida à rotação da partícula, desprezível para partículas pequenas. Por propriedades e variáveis de fluido (U_f) , mantida neste parágrafo como na literatura corrente, deve-se entender aqui como a nomenclatura do gás (U_g) , por se tratar de lavador Venturi de gases.

Como bem pontuado pelo Zhou (2010), na década de 1950 e 1960, o movimento das partículas foi simulado usando o modelo de dinâmica de partícula única, onde foram consideradas as trajetórias de partícula/gotícula em um campo de fluxo conhecido (por exemplo velocidade uniforme e campos de temperatura), e o efeito das partículas nos fluxos de fluido é negligenciado (acoplamento unilateral). Além disso, a flutuação de partículas não foi considerada, ou seja, a difusão foi desprezada. Este método analítico é muito simples, longe de ser prático, e hoje em dia não é mais usado como um método de simulação, mas é útil para compreender o fenômeno básico do movimento das partículas, como o “tempo de relaxamento da partícula” e a “velocidade terminal da partícula”. Perto do final dos anos 60 do século passado, foi proposto o conceito de pseudo fluido de partículas, no qual o escorregamento da velocidade entre o fluido e as partículas é considerado como resultado da ação de difusão de partículas. As partículas foram tratadas em coordenadas eulerianas e o efeito das partículas no fluido o movimento também foi negligenciado. Até o início dos anos 70 do século passado, quando o método de computação dinâmica de fluidos para fluxos monofásicos foi usada para simular fluxos de partículas de gás, o modelo de fluido único ou modelo não escorregadio foi proposto, onde as partículas são tratadas como um pseudo fluido em coordenadas eulerianas, mas sem variação de velocidade e temperatura, isto é, a partícula, velocidade e a temperatura são consideradas iguais à velocidade do fluido. Além disso, a flutuação da partícula é

os seus coeficientes é dada por $C_L = \frac{8\Gamma}{6} C_M$, considerando Γ a velocidade angular adimensional $\Gamma = \omega d / u^*$ onde u^* é a velocidade na superfície da esfera. Valores típicos vão desde $C_M = 3/4$ para $Re \ll 1$ a $C_M = 2$ para $Re \gg 1$. Diferente dessa regra “teórica”, para $550 < Re < 1600$ e $\Gamma < 0.7$, por exemplo, determinou-se $C_M = 0.15 \pm 0.04$. Tem-se mais trabalhos publicados para esferas que rodam, para Re na faixa de 60×10^3 a 150×10^3 com $0.3 < \Gamma < 0.55$ e, ou com Re na faixa de 2×10^3 a 20×10^3 . Para coeficiente adimensional de elevação para uma esfera, tem-se, por exemplo uma correlação obtida de medições experimentais, para $10 < Re < 140$ e $1 < \Gamma < 6$, dada por $C_L \approx 0.45 + (2\Gamma - 0.45) \exp(-0.074\Gamma^{0.4} Re^{0.7})$. Ou seja, ainda pela modelagem matemática disponível de fenômenos físicos, não se consegue determinar esses coeficientes adimensionais pela dedução teórica de análise dimensional, consegue-se os seus valores experimentalmente. Recomenda-se ver Lukerchenko, N.; Kvurt, Y.; Keita, I.; Chara, Z.; Vlasak, P. (2012). “Drag Force, Drag Torque, and Magnus Force Coefficients of Rotating Spherical Particle Moving in Fluid.” *Particulate Science and Technology*, 30(1), 55–67.

considerada igual à flutuação do fluido (equilíbrio de difusão). Portanto, este modelo é chamado modelo de fluido único ou modelo sem escorregamento. É outro exemplo de modelo simplificado, e em muitos casos, está longe de uma situação prática. Desde os anos 80, foram propostos os modelos de trajetória completa de partículas e modelos de dois fluidos. No modelo de trajetória completo de partículas, as partículas são tratadas como um sistema discreto, ou seja, o movimento das partículas é descrito em coordenadas Lagrangianas, com os escorregamentos de velocidade e temperatura. Consideram o acoplamento de massa, quantidade de movimento e energia entre as fases de fluido e partícula, em um modelo de acoplamento bidirecional. Os modelos de trajetória de partículas são divididos em "modelos de trajetória determinística", nos quais a difusão de partículas (dispersão) devido à flutuação não é considerada, e "modelos de trajetória estocástica" responsáveis pela flutuação das partículas. Modelos de colisão interpartícula ou de interação partícula-partícula, chamado de modelos de acoplamento de quatro vias são úteis quando são sistemas fluido-partícula densos. Em modelos eulerianos-eulerianos (modelo de dois fluidos), as partículas são tratadas como um pseudo fluido; mas o movimento da partícula ainda é descrito em coordenadas eulerianas. Ao contrário do modelo de fluido único, leva-se em conta os escorregamentos de velocidade e temperatura, mas sem relacionar com a difusão da partícula que é um resultado da flutuação da partícula. Os modelos E-E também podem ser modelos de acoplamento bidirecional ou de quatro vias. Para modelos E-E, é necessário desenvolver modelos de turbulência de partículas como energia cinética turbulenta de partícula, como em Chou; Wu; Shih (2014) e Shi; Rzehak (2020).

A equação (2.1) de continuidade e a equação (2.2) de movimento torna-se agora

$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g) = 0 \quad (2.16a)$$

$$\frac{\partial(\alpha_p \rho_p)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \mathbf{U}_p) = 0 \quad (2.16b)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g \times \mathbf{U}_g) = & -\alpha_g \nabla p_g + \nabla \cdot \left(\alpha_g \mu_g^{mol} (\nabla \mathbf{U}_g + (\nabla \mathbf{U}_g)^T) \right) - \nabla \cdot \\ & (\alpha_g \rho_g (\mathbf{u}_g \times \mathbf{u}_g)) + \mathbf{F}_g^{body} + \mathbf{F}_g^{inter} \end{aligned} \quad (2.17a)$$

$$\frac{\partial(\alpha_p \rho_p \mathbf{U}_{gp})}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_p \rho_p \mathbf{U}_p \times \mathbf{U}_p) = -\alpha_p \nabla p_p + \nabla \cdot \left(\alpha_p \mu_p^{mol} (\nabla \mathbf{U}_p + (\nabla \mathbf{U}_p)^T) \right) - \nabla \cdot \left(\alpha_p \rho_p (\mathbf{u}_p \times \mathbf{u}_p) \right) + \mathbf{F}_p^{body} + \mathbf{F}_p^{inter} \quad (2.17b)$$

Aqui $()_g$ indica gás (ou fluido contínuo) e $()_p$ indica partícula (ou fase dispersa), α é fração volumétrica, p é pressão, μ^{mol} é viscosidade molecular dinâmica, $(\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)$ é a parcela referente a tensor da taxa de deformação $\mathbf{D} = (\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T)/2$, \mathbf{u} é a flutuação da velocidade, $\mathbf{R}_g = (\mathbf{u}_g \times \mathbf{u}_g)$ refere-se ao tensor de tensão de Reynolds para gás da fase contínua. Muitas vezes em partículas diluídas e pequenas, $\mathbf{R}_p = (\mathbf{u}_p \times \mathbf{u}_p)$ é desprezado.

A força do corpo \mathbf{F}_p^{body} é principalmente a gravidade, e deve-se considerar a força centrífuga e de Coriolis quando for relevante.

Lembrando que força interfacial trata da transferência de movimento entre as fases, tem-se $\mathbf{F}_p^{inter} = -\mathbf{F}_g^{inter}$. Esse termo tem a contribuição de força de arrasto, força de sustentação (*lift force*), massa virtual, e dispersão turbulenta. A força de empuxo é uma força de campo que muitas vezes não é considerada em escoamento de partículas muito finas e diluídas. A força de arrasto tem a forma:

$$\mathbf{F}_p^{drag} = -C_D \frac{3}{4} d_p^{-1} \rho_g \alpha_p \mathbf{u}_{rel} \mathbf{u}_{rel} \quad (2.18)$$

Para partículas consideradas sólidas (fluido estagnante) tem-se a correlação, por exemplo, clássica de Schiller e Naumann²⁹ $C_D = \frac{24}{Re_p} (1 + 0.15 Re_p^{0.687})$.

29. A formulação original, de vários autores, citam Nauman,Z.;Schiller,L. (1935). *A drag coefficient correlation*. Z. Ver. Deutsch. Ing, 77(318); $C_D = (1 + 0.15 Re_p^{0.687})$ válido para $Re_p < 1000$, (adota-se 0.44 para $Re_p \geq 1000$). Alguns autores sugerem $C_D = \frac{24}{Re_p} (1 + 0.125 Re_p^{0.72})$. Outros sugerem ajustar modificando $Re_p = \rho d u_{rel} / \mu$ para modificar $Re_p = \rho d u_{rel} / (\mu + C_* \mu_T)$ onde μ_T é viscosidade turbulenta, e C_* é um parâmetro, por exemplo, de 0.02. Outros autores sugerem correção da intensidade turbulenta T , como $C_D = (162 T^{1/3}) / Re_p$ para $Re_p < 50$ & $0.05 < T < 0.5$; ou $C_D = 4T + 0.133(1 + (150/Re_p))^{1.585}$ para $50 < Re_p < 700$ & $0.07 < T < 0.5$. Lembrando que a maioria dos experimentos para determinação de C_D é por decantação de partículas (mais fácil experimentalmente), vários autores sugerem correção a partir de C_{D0} da condição de velocidade de estagnação (terminal) como por exemplo $(C_D - C_{D0}) / C_{D0} = 8.76 \times 10^{-4} (d_p / \lambda)^3$. Tem-se uma avaliação de diferentes modelos, por exemplo, em leito fluidizado, Du,W.;Bao,X.;Xu,J.;Wei,W. (2006). *Computational fluid dynamics (CFD) modeling of spouted bed: Assessment of drag coefficient correlations*. Chemical Engineering Science, 61(5), 1401-1420. Com esta observação ilustra-se aqui que a estimativa de coeficiente de arrasto não é uma única fórmula.

A força de sustentação (*lift force*) pode ser representado como por exemplo em:

$$\mathbf{F}_p^{lift} = C_L \alpha_p \rho_g (\nabla \times \mathbf{U}_g) \times \mathbf{u}_{rel} \quad (2.19)$$

$\boldsymbol{\omega}_g = (\nabla \times \mathbf{U}_g)$ indica a vorticidade do fluido e C_L é coeficiente de sustentação que pode ser expressa, por exemplo, por $C_L = C_{L\omega} + \frac{3}{8} f_{\omega-\Omega} C_{L\Omega}$. Aqui $C_{L\omega}$ é o coeficiente induzido por vorticidade, $C_{L\Omega}$ é o coeficiente induzido por rotação, e $f_{\omega-\Omega}$ é adimensional da taxa de rotação. Exemplos das suas estimativas podem ser vistos em Shi; Rzehak (2020). Em partículas muito pequenas essa força de sustentação é desprezada.

A força devido a massa virtual agindo sobre a fase dispersa de partículas é dada por:

$$\mathbf{F}_p^{VM} = C_{VM} \alpha_p \rho_g \left(\frac{D_p \mathbf{U}_p}{Dt} - \frac{D_g \mathbf{U}_g}{Dt} \right) \quad (2.20)$$

Aplica-se geralmente o coeficiente de massa virtual $C_{VM} = 0.5$ e $\frac{D_p \mathbf{U}_p}{Dt}$, $\frac{D_g \mathbf{U}_g}{Dt}$ indicam as derivadas materiais relativos às velocidades da partícula e do gás.

A força devido à dispersão turbulenta pode ter, por exemplo, a seguinte forma:

$$\mathbf{F}_p^{disp} = -C_{D,0} \frac{1}{2} d_p^{-1} \rho_g \mathbf{u}_{rel} \frac{1}{1+St} \tau_g^p \nabla \alpha_p \quad (2.21)$$

O coeficiente de arrasto $C_{D,0}$ é considerado quando se atinge velocidade terminal na partícula. A escala de tempo de interação partícula-gás é tipicamente $\tau_g^p = ((\tau_g^g)^{-2} + (\tau_{cross})^{-2})^{-1/2}$. A escala de tempo do acompanhamento (lagrangiano) do escoamento de gás em turbulência é $\tau_g^g = C_T \frac{k}{\varepsilon}$. O tempo para a partícula atravessar um turbilhão de gás é $\tau_{cross} = C_\Lambda \frac{k^{3/2}}{u_{rel} \varepsilon}$. Isto dá uma idéia para avaliar a importância da dispersão turbulenta, em cada aplicação, e os valores típicos de C_T entre 0.05 - 0.5 e de C_Λ entre 0.1 - 0.6 devem ser procurados em literatura, incluindo equações de estimativas, conforme a aplicação. A revisão da dispersão turbulenta pode ser vista em Khan et al.(2020). Em ANSYS (2020) essas escalas de tempo são computadas durante a simulação.

Aqui sistematicamente explicam-se as equações ainda como exemplos para entendimento dos termos, porque são aspectos de intensa revisão e pesquisa. Como na equação (2.17) utilizou-se a forma da equação (2.3) em lugar da equação (2.5), coerentemente explica-se a seguir o modelo de turbulência também com expressão em tensor da tensão de Reynolds $\mathbf{R} = \mathbf{u}_g \times \mathbf{u}_g$ em cima das flutuações \mathbf{u}_g das velocidades dos gases, em lugar de expressar em termos de k . Melhor ainda, aproveita-se para expressar como SSG RSM (Speziale, Sarkar and Gatski Reynolds Stress Model) em lugar de $k \varepsilon$ RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes Model) da equação (2.10), a título de familiarização com diversos modelos. Uma forma de RANS multifísico pode ser visto em Riella; Kahraman; Tabor (2018).

$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g \mathbf{R})}{\partial t} + \nabla(\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g \times \mathbf{R}) = \nabla \left[\left(\mu_g^{mol} + \frac{\mu_{t,g}}{\sigma_{k3}} \right) \nabla \times \mathbf{R} \right] + \alpha_g \rho_g (\mathbf{P}_k + \phi) \alpha_g \rho_g - \alpha_g \rho_g \frac{2}{3} \varepsilon \mathbf{I} + \alpha_g \rho_g \mathbf{G} \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g \varepsilon) = \nabla \left[\alpha_g \left(\mu_g^{mol} + \frac{\mu_{t,g}}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \alpha_g \rho_g \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} \mathbf{P}_k - C_{2\varepsilon} \varepsilon) \quad (2.23)$$

Note-se a similaridade das equações (2.22) e (2.23) com as equações (2.7) e (2.8) agora com fração volumétrica de gás α_g . Para familiarizar-se com a expressão em $k \varepsilon$ RANS, pode se comparar equação (2.7) com a seguinte equação (2.24) ao invés da equação (2.22).

$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \mathbf{U}_g k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + \alpha_g \rho_g P_k - \alpha_g \rho_g \varepsilon \quad (2.24)$$

Se a turbulência na segunda fase, dispersa, for relevante (por exemplo bolhas grandes, gotas significativas), deve-se utilizar equações similares aos (2.22) e (2.23) com fração volumétrica de gotas α_p , mas essa abordagem não é usual. Existe uma abordagem de Euler-Euler por VOF (Volume of Fluid Method)³⁰, que foi utilizado, por

30.Ver

- Yang, F.L.; Zhou, S.J.; Zhang, C.X.; Wang, G.C. (2013). *Mixing of initially stratified miscible fluids in an eccentric stirred tank: Detached eddy simulation and volume of fluid study*. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 30(10), 1843-1854

- Poozesh, S.; Akafuah, N.; Saito, K. (2016). *New criteria for filament breakup in droplet-on-demand inkjet printing using volume of fluid (VOF) method*. *Korean Journal of Chemical Engineering*, 33(3), 775-781

- Poozesh, S.; Akafuah, N.; Saito, K. (2015). *Numerical simulation of a coating sprayer capable of producing controllable paint droplets* (No. 2015-01-0737). SAE Technical Paper

exemplo em Bal; Meikap (2017) para lavador de gases tipo Venturi. Aqui a equação do movimento (2.3) toma a forma de:

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{U} \times \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu(\nabla\mathbf{U} + \nabla\mathbf{U}^T)) + \rho\mathbf{g} + \mathbf{F} \quad (2.25)$$

O termo \mathbf{F} é a soma de todas as forças atuando no corpo, e dentre elas, em muitos casos, o componente F_σ tem especial importância pois, se trata de balanço de forças na interface. Como representar essa força normal na sua superfície da interface, tem gerado muitos trabalhos (superfície da interface flexível, usa-se balanço de força dada por *level set*), e outras vezes, quando não relevante, como em partículas sólidas, tem sido desprezado.

Para entender abordagem VOF na literatura, considere por simplicidade apenas a fase gasosa $()_g$ contínua e a fase discreta de gotículas $()_p$. As frações dos volumes precisam obedecer a $\alpha_g + \alpha_p = 1$. Aqui as propriedades físicas são consideradas médias ponderadas da mistura, $\rho = \alpha_g\rho_g + \alpha_p\rho_p$ e $\mu = \alpha_g\mu_g + \alpha_p\mu_p$, e assim por diante.

A equação de continuidade (2.1) agora toma a forma:

$$\sum_{k=g,p} \frac{1}{\rho_k} \left[\frac{\partial\alpha_k\rho_k}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_k\rho_k\mathbf{U}_k) \right] = \sum_{k=g,p} \left[\frac{1}{\rho_k} \sum_{i=1}^n (\dot{m}_{ik} - \dot{m}_{ki}) \right] \quad (2.26)$$

Na equação (2.26), \dot{m}_{gp} indica a transferência de massa da fase contínua de gás para partícula e \dot{m}_{pg} indica a transferência de massa da partícula para gás. Se não houver essas transferências, a equação (2.26) obviamente se torna similar a $\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\mathbf{U}) = 0$, ou seja, a equação (2.1) da continuidade.

$$\frac{\partial\alpha_g}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_g\mathbf{U}_g) = 0 \quad (2.27a)$$

$$\frac{\partial\alpha_p}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_p\mathbf{U}_p) = 0 \quad (2.27b)$$

Outra abordagem é o modelo Euler-Lagrange, que tem variantes, mas simplificada a fase contínua ainda é modelada como euleriano através das equações de conservação de massa e quantidade de movimento, com o modelo de turbulência selecionado, para obtenção do perfil de velocidade ao longo do domínio.

A trajetória de uma quantidade de partículas é calculado de modo lagrangiano (acompanhamento das trajetórias das partículas) pelo balanço de forças que agem sobre essa fase dispersa. Ver Ariyaratne et al.(2018) para diferentes abordagens de modelos E-L. Na abordagem Euler-Lagrange a determinação da posição da fase dispersa é realizado através de um número inferior de pontos, se comparado ao número total de partículas do sistema real. Para a redução do tempo computacional dos experimentos, é necessária a consideração de que uma fração de pontos rastreados consegue descrever o comportamento da fase dispersa completa, usualmente mais que 10^6 partículas para que se produza efeito de duas vias (*two-way*). Cada partícula é afetada na sua trajetória pelas forças em três dimensões, e as equações de Newton de movimento tem impacto nelas. O modo de descrever a parte lagrangiana muda de um método numérico a outro método, porque as formulações de interação partícula-fluido e partícula-partícula ainda são objetos de intensa pesquisa. A base da equação para partícula é, (GREIFZU et al.,2016), (YIN et al., 2014):

$$\frac{dx_p}{dt} = \mathbf{U}_p \quad (2.28)$$

$$m_p \frac{d\mathbf{U}_p}{dt} = \mathbf{F}_D + \mathbf{F}_B - \frac{m_p}{\rho_p} \nabla P + \mathbf{F}_G + \mathbf{F}_C \quad (2.29)$$

Na equação (2.28), x_p é o vetor de posição da partícula para indicar a trajetória devida ao vetor de velocidade \mathbf{U}_p , que por sua vez, depende da massa da partícula m_p e da soma da força de arrasto \mathbf{F}_D , da força de empuxo \mathbf{F}_B e da força gravitacional $\mathbf{F}_G = m_p \mathbf{g}$, e de mais outras que porventura existam, de força de contato, ou de campo. A força de arrasto pode ser dada por $\mathbf{F}_D = \frac{3}{4} \frac{\rho_g}{\rho_p} \frac{m_p}{d_p} C_D (\mathbf{U}_g - \mathbf{U}_p) |\mathbf{U}_g - \mathbf{U}_p|$ que é a formulação clássica da Equação de Basset–Boussinesq–Oseen. Apenas como exemplo, existem várias formulações e várias correlações para coeficiente de arrasto, como pode ser visto em Greifzu et al.(2016), conforme as condições das partículas de fluido da fase contínua. A força de empuxo pode ser, por exemplo, $\mathbf{F}_B = B(\rho_p - \rho_g) \mathbf{g}$ com parâmetro de ajuste $B = \pi d_p^3 / 6$. Se a interação partícula-partícula for relevante, a sua força de colisão pode ser, por exemplo, $\mathbf{F}_C = -\frac{1}{\alpha_p \rho_p} \nabla \tau_p + \frac{\bar{U}_p - U_p}{\tau_D}$ e existem intensas pesquisas e muitos desafios sobre a estimativa de modelo de tensão normal da partícula τ_p , que não se trata da escala de tempo de relaxação da partícula, e do

tempo de amortecimento da colisão τ_D , que pode ser visto, por exemplo, em Marchioli (2017a). Se existe a vantagem da abordagem lagrangiana para modelar diferentes geometrias de partículas, também tem a sua desvantagem em tratamento perto de paredes. Modelos³¹ LES e DNS, mais promissores para abordagem lagrangiana, junto com LBM (Lattice Boltzmann Method) e PDEM (Particle Discrete Element Method), estão além do presente escopo de trabalho.

Com a abordagem Euler-Lagrange, alguns acoplamentos da fase dispersa podem ser utilizados. Michaelides; Crowe; Schwarzkopf (2016) e Crowe; Schwarzkopf, Sommerfeld; Tsuji (2011) definem os acoplamentos conforme a influência entre as fases. No acoplamento conhecido como de uma via (“*One-Way*”), a fase dispersa sofre influência da fase contínua, porém a fase contínua não sofre influência da fase dispersa. No acoplamento de duas vias (“*Two-Way*”), a fase dispersa sofre influência da fase contínua, assim como a fase contínua sofre influência da fase dispersa. Quando a fase dispersa sofre influência sobre ela mesma, o acoplamento é denominado de quatro vias (“*Four-Way*”). Elghobashi (1994) recomenda que para fração volumétrica das partículas $\alpha_p < 10^{-6}$ utilize-se uma via, para $10^{-6} \leq \alpha_p \leq 10^{-3}$ duas vias, e para $\alpha_p > 10^{-3}$ quatro vias.

Espera-se que, com a descrição apresentada, possa-se familiarizar com os conceitos da modelagem de multifase em CFD independente das diferentes nomenclaturas ou de formulações. escoamentos multifásicos com turbulência é um dos tópicos mais desafiadores na mecânica dos fluidos, mesmo com partículas em regime disperso diluído, como descreve Balachandar; Eaton (2010). Modelos de CFD aplicados ao lavador de gases tipo Venturi

31 Excelentes reviews na área são

- Cristian Marchioli (2017b) “*Large-eddy simulation of turbulent dispersed flows: a review of modelling approaches*”. *Acta Mechanica*, 228(3), 741-771. ;
- J.M.G (Hans) Kuerten (2016) “*Point-Particle DNS and LES of Particle-Laden Turbulent flow-a state-of-the-art review.*” *Flow, turbulence and combustion*, 97(3), 689-713. ;
- Martin Sommerfeld (2017) “*Numerical methods for dispersed multiphase flows.*” in: T. Bodnár; G.P. Galdi; Š. Nečasová (eds) *Particles in Flows* (pp. 327-396). Birkhäuser Particles in Flows (pp. 327-396). Birkhäuser;
- Rettinger, C.; Rude, U. (2020). “An efficient four-way coupled Lattice Boltzmann - Discrete Element Method for fully resolved simulations of particle-laden flows”. *J Computational Physics* (preprint).
- Elghobashi, S. (2019). “*Direct numerical simulation of turbulent flows laden with droplets or bubbles*”. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 51, 217-244.

A Tabela 22 mostra os trabalhos de relacionados a lavador de gases tipo Venturi que utilizaram modelagem CFD. Não inclui aqui os trabalhos integrativos de outros equipamentos com escoamento multifásico significando trabalhos que usam métodos que poderiam ser aplicados em lavador de gases Pease Anthony.

Incluiu alguns trabalhos de Venturi autoescorvante. A palavra “self priming” é melhor traduzida para autoescorvante do que “alimentação autoregulada”, porque significa que a garganta está inundada de água. Interessa aqui quando é autoescorvante parcial, ou seja, se Venturi não estiver totalmente inundada, porque não trabalha com bolhas de gás.

Tabela 22: Lista de trabalhos em CFD referentes a lavador de gases tipo Venturi

Características	Referência	Citação
Modelo dinâmico 3D de fluido computacional de elemento finito, antigo FIDAP, foi usado para simular o fluxo de ar, a concentração de poeira e a técnica de controle de poeira do jusante (parte divergente) do Venturi, comparado com experimentos (obtido de ABSTRACT)	Aziz, N.I.; Rao, B.S.; Baafi, E.Y. (1995). Venturi scrubber system for dust control on a longwall face. <i>in: AusIMM Proc.</i> (Vol. 300)	Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1999). Effect of nozzle arrangement on venturi scrubber performance. <i>Ind & Eng Chem Res</i> , 38(12), 4889-4900. Lanzerstorfer, C. (2000). Solid Liquid separation with Wet Scrubbers and Wet Electrostatic Precipitators A Review. <i>Filtr and Sep</i> , 31. 2000
Modelo Euleriano RNG $k \epsilon$ de turbulência na fase contínua e Lagrangiano nas gotas usando pacote de ANSYS Fluent com 100 gotas (portanto 1-way) com diâmetro médio estimado (sem Rosin-Ramler), comparado com experimentos em perfil de pressão, fluxo médio e local, penetração do jato no Venturi Pease Anthony.	Ananthanarayanan, N.V.; Viswanathan, S. (1999). Effect of nozzle arrangement on venturi scrubber performance. <i>Industrial and Engineering Chemistry Research</i> , 38(12), 4889-4900.	Silva, A.M.; Teixeira, J.C.F.; Teixeira, S.F.C.F. (2009). Experiments in a large-scale venturi scrubber: Part I: Pressure drop. <i>Chem Eng and Proc</i> , 48(1), 59-67. Guerra, V.G.; Béttega, R.; Gonçalves, J.A.; Coury, J.R. (2012). Pressure drop and liquid distribution in a venturi scrubber: experimental data and CFD simulation. <i>Ind & Eng Chem Res</i> , 51(23), 8049-8060. Sharifi, A.; Mohebbi, A. (2014). A combined CFD modeling with population balance equation to predict pressure drop in venturi scrubbers. <i>Res on Chem Intermediates</i> , 40(3), 1021-1042. Bal, M.; Meikap, B.C. (2017). Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. <i>South African J. Chem Eng</i> , 24, 222-231. Guerra, V.G.; Achilles, A.E.; Béttega, R. (2017). Influence of droplet size distribution on liquid dispersion in a venturi scrubber: experimental measurements and cfd simulation. <i>Ind & Eng Chem Res</i> , 56(8), 2177-2187. Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. <i>J. Kejuruteraan</i> , 32(2), 239-246. Goel, P.; Nayak, A.K. (2018, July). Numerical Investigation of Aerosol Collection Efficiency in a Venturi Scrubber. <i>in: 2018 26th Int. Conf. on Nuclear Engineering</i> .

Continua

Continuação

		<p>Yang, S.; Zhao, X.; Sun, W.; Yuan, J.; Wang, Z. (2019). Effect of ring baffle configuration in a self-priming venturi scrubber using CFD simulations. <i>Particuology</i>, 47, 63-69.</p> <p>Teixeira, S.F.; Silva, Â.; Teixeira, J.C. (2013, July). CFD Simulation of Two-Phase Flow in a Large Scale Venturi Scrubber. <i>in: ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting</i>.</p>
<p>Reportagem da economia e redução de homem-hora com modelagem e simulação de lavador (não é Pease Anthony Venturi Scrubber) para analisar queda de pressão, características da bandeja do lavador, frações líquidas dentro do absorvedor, queda de pressão carregamento de gotas no demister, e fluxos de líquido e gás.</p>	<p>Smith, D. J. (2001). Computer Simulation Reduces time and Cost of Wet Scrubber Design.(Field Notes). <i>Power Engineering</i>, 105(11), 158-159.</p>	
<p>Modelo euleriano $k \epsilon$ para fase contínua turbulenta com inclusão de força de arrasto entre o fluido e as gotas, modelo euleriano para dispersão de partículas (concentração de partículas) e lagrangiano para movimento da partícula para prever eficiência de coleta de partículas através da correlação com as velocidades. Comparado com dados experimentais da literatura.</p>	<p>Mohebbi, A.; Taheri, M.; Fathikaljahi, J.; Talaie, M.R. (2003). Simulation of an orifice scrubber performance based on Eulerian/Lagrangian method. <i>J. Hazardous Materials</i>, 100(1-3), 13-25.</p>	<p>Pak, S.I.; Chang, K.S. (2006). Performance estimation of a Venturi scrubber using a computational model for capturing dust particles with liquid spray. <i>J. Hazardous Materials</i>, 138(3), 560-573.</p> <p>Silva, A.M.; Teixeira, J.C.F.; Teixeira, S. F.C.F. (2009). Experiments in a large-scale venturi scrubber: Part I: Pressure drop. <i>Chem Eng and Proc</i>, 48(1), 59-67.</p> <p>Igo, S.W.; N'wuitcha, K.; Zeghmati, B.; Chesneau, X. (2016). Modeling Submicron Particles Collection in Laminar Forced Convection Gas Flow by a Rectangular Venturi Scrubber. <i>Open J Air Pollution</i>, 5(01), Paper 10.</p>
<p>Reportagem sobre os trabalhos desde 1995-2005 de modelagem de torres de lavagem de gas de combustão (flue gas)</p>	<p>Maier, H. (2005). The importance of CFD methods to the design of huge scrubber systems. <i>in: Technologies for future generations</i>. Australian En & Envir</p>	

Continua

Continuação

- Modelo computacional para o fluxo trifásico de Venturi Scrubber para queda de pressão e a eficiência de coleta. O método euleriano RANS $k-\epsilon$ para fase de gás e modelo lagrangiano para gotas e partículas (Equação de Basset–Boussinesq–Oseen) com interação entre gás e gotículas, atomização de um jato de líquido, deformação de gotículas, ruptura e colisão de gotículas e captura de poeira por gotículas. Comparado para Pease-Anthony Venturi Scrubber com dados da literatura. Software KIVA de LANL (Los Alamos National Laboratory) também de método de volumes finitos.
- Pak, S.I.; Chang, K.S. (2006). Performance estimation of a Venturi scrubber using a computational model for capturing dust particles with liquid spray. *J. Hazardous Materials*, 138(3), 560-573.
- Ali, M.; Yan, C.; Sun, Z.; Wang, J.; Gu, H. (2013). CFD simulation of dust removal efficiency of a venturi scrubber in CFX. *Nuclear Eng and Des* 177.
- Wang, P.; Li, Y.; Liu, R.; Shi, Y. (2019). Effects of forced-to-exhaust ratio of air volume on dust control of wall-attached swirling ventilation for mechanized excavation face. *Tunnelling and Underground Space Technology*, 90, 194-207.
- Silva, A.M.; Teixeira, J.C.F.; Teixeira, S.F.C.F. (2009). Experiments in a large-scale venturi scrubber: Part I: Pressure drop. *Chem Eng and Proc*, 48(1), 59-67.
- Ahmadvand, F.; Talaie, M.R. (2010). CFD modeling of droplet dispersion in a Venturi scrubber. *Chemical Engineering J.*, 160(2), 423-431.
- Guerra, V.G.; Béttega, R.; Gonçalves, J.A.; Coury, J.R. (2012). Pressure drop and liquid distribution in a venturi scrubber: experimental data and CFD simulation. *Ind & Eng Chem Res*, 51(23), 8049-8060.
- Goniva, C.; Tukovic, Z.; Feilmayr, C.; Burgler, T.; Pirker, S. (2009, December). Simulation of offgas scrubbing by a combined Eulerian-Lagrangian model. *in: Seventh Int. Conf. on CFD in the Minerals and Process Industries*, CSIRO, Melbourne, Australia (pp. 09-11).
- Sharifi, A.; Mohebbi, A. (2014). A combined CFD modeling with population balance equation to predict pressure drop in venturi scrubbers. *Res. on Chemical Intermediates*, 40(3), 1021-1042.
- Bal, M.; Meikap, B C. (2017). Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. *South African J. Chem Eng*, 24, 222-231.
- Guerra, V.G.; Achilles, A.E.; Béttega, R. (2017). Influence of droplet size distribution on liquid dispersion in a venturi scrubber: experimental measurements and cfd simulation. *Ind & Eng Chem Res*, 56(8), 2177-2187.
- Ali, H.; Plaza, F.; Mann, A. (2017). Flow visualization and modelling of scrubbing liquid flow patterns inside a centrifugal wet scrubber for improved design. *Chem Eng Sci*, 173, 98-109.

Continuação

- Ahmed, S.; Mohsin, H.; Qureshi, K.; Shah, A.; Siddique, W.; Waheed, K.; Irfan, N.; Ahmad, M.; Farooq, A. (2018). Investigation of dust particle removal efficiency of self-priming venturi scrubber using computational fluid dynamics. *Nuclear Eng and Technology*, 50(5), 665-672.
- Lee, S.W.; No, H.C. (2019). Droplet size prediction model based on the upper limit log-normal distribution function in venturi scrubber. *Nuclear Eng and Technology*, 51(5), 1261-1271.
- Moharana, A.; Goel, P.; Nayak, A.K. (2017). Performance estimation of a venturi scrubber and its application to self-priming operation in decontaminating aerosol particulates. *Nuclear Eng and Design*, 320, 165-182.
- Goniva, C.; Tukovic, Z.; Feilmayr, C.; Pirker, S. (2010). Towards efficient simulation of off-gas scrubbing by a hybrid Eulerian-Lagrangian model. *Progress in Comp Fluid Dyn*, 10(5-6), 265-275.
- Bal, M.; Meikap, B.C. (2016). Development of a computational model of venturi scrubber to simulate its performance for filtered vented containment system. *in: Recent Advances in Chemical Engineering* (pp. 247-255). Springer.
- Ashfaq, T.; Qureshi, K.; Shah, A.; Waheed, K.; Siddique, W.; Irfan, N.; Ahmeda, M.; Farooq, A. (2019). CFD investigation of iodine mass transfer in venturi scrubbing solution of Filtered Containment Venting System. *Progress in Nuclear Energy*, 111, 195-204.
- Safdar, I.; Khan, A.; Ali, M.; Mushtaq, A. (2017, December). Numerical simulation of particulate removal efficiency in venturi scrubber. *in: 13th Int. Conf. on Emerging Technologies (ICET)* (pp.1-6). IEEE.
- Sun, Y.; Jiang, J.; Li, J.; Jiang, B.; Zhang, L.; He, D.; Kang, Q.; Yang, N.; Tantai, N.; Xiao, X. (2020). Simulation of Gas-Liquid-Solid Three-Phase Flow Process and Particle Removal Characteristics in Liquid Chamber of Scrubbing Tower. *J. Engineering Thermophysics*, 29(3), 477-491.
- Bal, M.; Behera, I.D.; Kumari, U.; Biswas, S.; Meikap, B.C. (2020). Hydrodynamic study and particulate matter removal in a self priming venturi scrubber. *Environmental Techn & Innov*, 20, 101167.
- Ye, M.; Liang, M.; Qian, F.; Lu, J. (2020). The Numerical Simulation of Gas-Liquid Two Phase Flow in Annular Gap Venturi of Converter

 Continuação

- Wet Dust Removal. *in: IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 730, No. 1, p. 012051). IOP Publ.
- Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. *Jurnal Kejuruteraan*, 32(2), 239-24
- Goel, P.; Moharana, A.; Nayak, A.K. (2015) Development of a computational model to determine performance of a self-priming scrubber for thorium reactor. *The 16th Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics NURETH-16*, pp.6208-6216 Chicago, IL, August 30-September 4, 2015
- Goel, P., Nayak, A.K. (2018, July). Numerical Investigation of Aerosol Collection Efficiency in a Venturi Scrubber. *in: The 26th Int. Conf. on Nuclear Engineering*. ASME.
- Ahmed, S.; Mohsin, H.; Qureshi, K.; Shah, A.; Siddique, W.; Waheed, K.; Irfan, N.; Ahmad, M.; Farooq, A. (2020). Investigation of iodine removal efficiency in a venturi scrubber using mass transfer model for CFD. *Progress in Nuclear Energy*, 121, 103243.
- Teixeira, S.F.; Silva, Â.; Teixeira, J.C. (2013, July). CFD Simulation of Two-Phase Flow in a Large Scale Venturi Scrubber. *in: ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting*.
- Attaullah, M.B.K.N.; Ahsan, M.; Ali, M. (2020). Computational fluid dynamics simulation for the prediction of the venturi scrubber performance using finite volume method. *Int. J. Computing Science and Mathematics*, 11(4), 338-346.
- Xing, F.; Li, Y.; Mei, D.; Gui, S.; Wang, L. (2017). Optimized design for heavy mound venturi. *Thermal Science*, 21(4), 1873-1878.
- Ali, M.; Yan, C.; Sun, Z.; Wang, J.; Gu, H. (2013). CFD simulation of dust particle removal efficiency of a venturi scrubber in CFX. *Nuclear Engineering and Design*, 256, 169-177.
- Ali, M.; Qi, Y.C.; Mehboob, K. (2012). A review of performance of a venturi scrubber. *Research J. Applied Sciences, Engineering and Technology*, 4(19), 3811-3818.
- Bal, M.; Meikap, B.C. (2017). Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. *South African J. Chem Eng*, 24, 222-231.

Lavador baseado em Pease Anthony Venturi Scrubber. Fase contínua de gas modelado por modelo RANS $k \epsilon$. Modelo lagrangiano para gotículas modelo lagrangiano para gotas (Equação de Basset – Boussinesq – Oseen) enquanto partículas finas de poeira são tratadas como passivas adicionais e sua difusividade da fase de poeira é calculada a partir de seu

Goniva, C.; Tukovic, Z.; Feilmayr, C.; Burgler, T.; Pirker, S. (2009, December). Simulation of offgas scrubbing by a combined Eulerian-Lagrangian model. *The 7th Int. Conf. on CFD in the Minerals and Process Industries*,

Continua

Continuação

<p>diâmetro e as características locais de turbulência dadas pelas fases modeladas como eulerianos. Formação de gotas é dada pelo Taylor Analogy Breakup (TAB). A captura de poeira é devido a impacto, mecanismo de interceptação e difusão. Inclui a influência de um filme de água nas paredes. Comparado com dados de literatura. Utiliza OpenFOAM</p>	<p>CSIRO, Melbourne, Australia (pp. 09-11).</p>	<p>Moharana, A.; Goel, P.; Nayak, A.K. (2017). Performance estimation of a venturi scrubber and its application to self-priming operation in decontaminating aerosol particulates. <i>Nuclear Engineering and Design</i>, 320, 165-182.</p> <p>Selvakumar, K.; Kim, M.Y. (2016). A numerical study on the fluid flow and thermal characteristics inside the scrubber with water injection. <i>J. Mechanical Sci and Techn</i>, 30(2), 915-923.</p> <p>Safdar, I.; Khan, A.; Ali, M.; Mushtaq, A. (2017, December). Numerical simulation of particulate removal efficiency in venturi scrubber. <i>The 13th Int. Conf. on Emerging Technologies (ICET)</i> (pp. 1-6). IEEE.</p> <p>Selvakumar, K.; Kim, M.Y. (2015). Numerical Investigation of the Flow Characteristics inside the Scrubber Unit. <i>International J. Mechanical and Mechatronics Engineering</i>, 9(2), 224-228.</p> <p>Toledo-Melchor, M.M.; Gutiérrez-Torres, C.D.C.; Jimenez-Bernal, J.A.; Barbosa-Saldaña, J.G.; Martínez-Delgadillo, S.A.; Mollinedo-Ponce de León, H.R., Yogués-Seoane, A.; Alonzo-García, A. (2014). Numerical simulation of flow behavior within a venturi scrubber. <i>Mathematical Problems in Engineering</i>, 2014.</p>
<p>Fase contínua de gas modelado por modelo RANS $k \epsilon$. Modelo lagrangiano para gotículas modelo lagrangiano para gotas (Equação de Basset – Boussinesq – Oseen). Inclui filme de líquido na parede com deposição de gotas. Utiliza TAB para formação de gotas e modelos de difusão, impactação e interceptação para partículas sólidas. Comparação de perda de pressão e eficiência da captura de partículas com dados de literature. OPENFOAM</p>	<p>Goniva, C.; Tukovic, Z.; Feilmayr, C.; Pirker, S. (2010). Towards efficient simulation of off-gas scrubbing by a hybrid Eulerian-Lagrangian model. <i>Progress in Computational Fluid Dynamics</i>, 10(5-6), 265-275.</p>	
<p>Modelo de Open Spray Tower (não é Pease Anthony Venturi Scrubber) para gases de combustão (flue gas), portanto considera gas continua e</p>	<p>Marocco, L.; Inzoli, F. (2009). Multiphase Euler–Lagrange CFD simulation applied to wet flue gas desulphurisation</p>	<p>Obs: Inclui-se aqui na lista porque a abordagem está bem descrito.</p>

Continua

Continuação

<p>gotas dispersas de líquido, mas inclui absorção de SO₂ e evaporação de água. Modelo euleriano de turbulência RANS $k \epsilon$ para fase gasosa e as gotas pela abordagem lagrangiana com Basset – Boussinesq – Oseen. Fração de volume de gotas próxima de zero no modelo euleriano de gas. Utiliza ANSYS Fluent e compara com dados de Unidade Piloto.</p>	<p>technology. <i>Int. J. Multiphase Flow</i>, 35(2), 185-194.</p>	
<p>Venturi Scrubber cilíndrico. Modelo euleriano $k \epsilon$ para fase gasosa. Modelo euleriano para dispersão das gotas e lagrangiano para movimento de gotas por equações de equilíbrio de momento (forças). A difusividade turbulenta de gotículas calculada como proporcional a difusividade turbulenta de gás. O diâmetro médio de Sauter das gotas geradas determinado pela correlação apresentada por Boll e aplicado a distribuição de Rosin-Rammler. Comprado com dados de unidade piloto.</p>	<p>Ahmadvand, F.; Talaie, M.R. (2010). CFD modeling of droplet dispersion in a Venturi scrubber. <i>Chemical Engineering J.</i>, 160(2), 423-431.</p>	<p>Guerra, V.G.; Béttega, R.; Gonçalves, J.A.; Coury, J.R. (2012). Pressure drop and liquid distribution in a venturi scrubber: experimental data and CFD simulation. <i>Ind & Eng Chem Res</i>, 51(23), 8049-8060.</p> <p>Zhang, J.X. (2017). Analysis on the effect of venturi tube structural parameters on fluid flow. <i>AIP Advances</i>, 7(6), 065315.</p> <p>Sharifi, A.; Mohebbi, A. (2014). A combined CFD modeling with population balance equation to predict pressure drop in venturi scrubbers. <i>Res on Chem Intermediates</i>, 40(3), 1021-1042.</p> <p>Bal, M.; Meikap, B.C. (2017). Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. <i>South African J. Chem Eng</i>, 24, 222-231.</p> <p>Guerra, V.G.; Achilles, A.E.; Béttega, R. (2017). Influence of droplet size distribution on liquid dispersion in a venturi scrubber: experimental measurements and cfd simulation. <i>Ind & Eng Chem Res</i>, 56(8), 2177-2187.</p> <p>Igo, S.W.; N'wuitcha, K.; Palm, K; Mihaescu, L.; Bathiébo, D.J. (2014). Numerical simulation of turbulent forced convection in a Venturi channel with fully developed flow at the inlet. <i>Advances in Applied Science Research</i>, 5(2), 359-367.</p> <p>Xu, Y.; Zhang, T.; Wu, H.; Wang, H.; Huo, X. (2020). A pressure drop model for the annular-mist flow in vertical Venturi. <i>J. Natural Gas Science and Engineering</i>, 76, 103168.</p> <p>Caetano, N.M.; Lima, L.E.M. (2021). Numerical Assessment of the Pressure Recovery of the Turbulent Flow in a Venturi-Type Device.</p>

Continua

 Continuação

		<p><i>in: Vibration Engineering and Technology of Machinery: Proc VETOMAC XV 2019</i> (pp. 121-138). Springer</p> <p>Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. <i>Reactor Jurnal Kejuruteraan</i>, 32(2), 239-246.</p> <p>Goel, P.; Moharana, A.; Nayak, A.K. (2015) Development of a computational model to determine performance of a self-priming scrubber for thorium reactor. <i>The 16th Int. Topical Meeting on Nuclear Thermal Hydraulics NURETH-16</i>, pp.6208-6216 Chicago, IL, August 30-September 4, 2015</p> <p>Teixeira, S.F.; Silva, Â.; Teixeira, J.C. (2013, July). CFD Simulation of Two-Phase Flow in a Large Scale Venturi Scrubber. <i>in: ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting</i>.</p>
<p>Primeiro trabalho apresenta experimentos de tamanho de gotas e sua deposição na parede em Pease Anthony Venturi Scrubber retangular</p>	<p>Guerra, V.G.; Gonçalves, J.A. S.; Coury, J.R. (2011). Experimental verification of the effect of liquid deposition on droplet size measured in a rectangular Venturi scrubber. <i>Chemical Engineering and Processing: Process Intensification</i>, 50(11-12), 1137-1142.</p>	<p>Guerra, V.G.; Béttega, R.; Gonçalves, J.A.; Coury, J.R. (2012). Pressure drop and liquid distribution in a venturi scrubber: experimental data and CFD simulation. <i>Ind & Eng Chem Res</i>, 51(23), 8049-8060.</p> <p>Lee, S.W.; No, H.C. (2019). Droplet size prediction model based on the upper limit log-normal distribution function in venturi scrubber. <i>Nuclear Eng and Technology</i>, 51(5), 1261-1271.</p>
<p>Segundo trabalho apresenta modelo multifásico em euleriano-euleriano, com a fase contínua por RNG $k \epsilon$ e a fase discreta por VOF (volume of fluid). Utiliza ANSYS Fluent e compara com seus próprios dados experimentais</p>	<p>Guerra, V.G.; Béttega, R.; Gonçalves, J.A.; Coury, J.R. (2012). Pressure drop and liquid distribution in a venturi scrubber: experimental data and CFD simulation. <i>Industrial and Engineering Chemistry Research</i>, 51(23), 8049-8060.</p>	<p>Ali, M.; Yan, C.; Sun, Z.; Wang, J.; Gu, H. (2013). CFD simulation of dust particle removal efficiency of a venturi scrubber in CFX. <i>Nuclear Engineering and Design</i>, 256, 169-177.</p> <p>Bal, M.; Meikap, B.C. (2017). Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. <i>South African J. Chem Eng</i>, 24, 222-231.</p> <p>Guerra, V. G.; Achilles, A.E.; Béttega, R. (2017). Influence of droplet size distribution on liquid dispersion in a venturi scrubber: experimental measurements and cfd simulation. <i>Ind & Eng Chem Res</i>, 56(8), 2177-2187.</p>

 Continua

Continuação

		<p>Ali, H.; Plaza, F.; Mann, A. (2017). Flow visualization and modelling of scrubbing liquid flow patterns inside a centrifugal wet scrubber for improved design. <i>Chem Eng Sci</i>, 173, 98-109.</p> <p>Lee, S.W.; No, H.C. (2019). Droplet size prediction model based on the upper limit log-normal distribution function in venturi scrubber. <i>Nuclear Eng and Technology</i>, 51(5), 1261-1271.</p> <p>Bal, M.; Meikap, B.C. (2016). Development of a computational model of venturi scrubber to simulate its performance for filtered vented containment system. <i>in: Recent Advances in Chemical Engineering</i> (pp. 247-255). Springer</p> <p>Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. <i>Jurnal Kejuruteraan</i>, 32(2), 239-246.</p> <p>Mann, A.P.; Plaza, F.; Hobson, P. (2017). Improved modelling of wet scrubbers: final report 2012/055. Sugar Research Australia</p>
<p>Este terceiro trabalho avalia o efeito da distribuição dos diâmetros das gotículas na dispersão do líquido em um lavador Venturi de garganta retangular. Foram realizados experimentos em diferentes condições e posterior simulação do fenômeno em CFD, com modelo discreto de distribuição de granulométrica por Rosin-Rammler. Modelo euleriano RNG $k \epsilon$ com acoplamento pressão-velocidade para fase contínua e modelo lagrangiano para partícula. Usa ANSYS Fluent.</p>	<p>Guerra, V.G.; Achilles, A.E.; Béttega, R. (2017). Influence of droplet size distribution on liquid dispersion in a venturi scrubber: experimental measurements and cfd simulation. <i>Industrial & Engineering Chemistry Research</i>, 56(8), 2177-2187.</p>	<p>Sun, Y.; Jiang, J.; Li, J.; Jiang, B.; Zhang, L.; He, D.; Kang, Q.; Yang, N.; Xiao, X. (2020). Simulation of Gas-Liquid-Solid Three-Phase Flow Process and Particle Removal Characteristics in Liquid Chamber of Scrubbing Tower. <i>J. Engineering Thermophysics</i>, 29(3), 477-491.</p> <p>Zhang, S.; Cui, W.; Wang, C.; Wu, T.; Zhao, X. (2020). Investigation of Droplets Distribution and Reaction Kinetics on SO₂ Removal in Flue Gas via Venturi Scrubber. <i>Complexity</i>, article ID 6107312. 2020.</p> <p>Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. <i>Reactor Jurnal Kejuruteraan</i>, 32(2), 239-246.</p>
<p>Primeiro trabalho apresenta modelo euleriano-euleriano simples utilizando ANSYS CFX em Venturi Scrubber autoescorvante</p>	<p>Ali, M.; Yan, C.Q.; Sun, Z.N.; Wang, J.J.; Gu, H.F. (2012). Analysis of liquid fraction in venturi scrubber by EE method</p>	<p>Bal, M.; Meikap, B.C. (2016). Development of a computational model of venturi scrubber to simulate its performance for filtered vented containment system. <i>in: Recent Advances in Chemical Engineering</i> (pp. 247-255). Springer.</p>

Continua

Continuação

	using CFX. <i>Research J. Applied Sciences, Engineering and Technology</i> , 4(19), 3830-3833.	
Segundo trabalho similar ao anterior apresentando perda de pressão no Venturi	Ali, M.; Yan, C.Q.; Sun, Z.N.; Wang, J.J.; Mehboob, K. (2012). CFD simulation of prediction of pressure drop in venturi scrubber. <i>in: Applied mechanics and materials</i> (Vol. 166, pp. 3008-3011). Trans Tech Publ.	Bal, M.; Meikap, B.C. (2017). Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. <i>South African J. Chem Eng</i> , 24, 222-231.
Terceiro trabalho apresenta dados experimentais em captura de partículas em Venturi Scrubber autoescurvante	Ali, M.; Yan, C.; Sun, Z.; Gu, H.; Mehboob, K. (2013). Dust particle removal efficiency of a venturi scrubber. <i>Annals of Nuclear Energy</i> , 54, 178-183.	<p>Bal, M.; Meikap, B.C. (2017). Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. <i>South African J. Chem Eng</i>, 24, 222-231.</p> <p>Moharana, A.; Goel, P.; Nayak, A.K. (2017). Performance estimation of a venturi scrubber and its application to self-priming operation in decontaminating aerosol particulates. <i>Nuclear Engineering and Design</i>, 320, 165-182.</p> <p>Qamar, S.A.; Sohail, A.; Qureshi, K.; Shah, A.; Irfan, N. (2016, October). Dust particle collection efficiency of venturi scrubber with varying number of orifices using CFX. <i>in: 2016 Int. Conf. on Emerging Technologies (ICET)</i> (pp. 1-6). IEEE.</p> <p>Toledo-Melchor, M.M.; Gutiérrez-Torres, C.D.C.; Jimenez-Bernal, J.A.; Barbosa-Saldaña, J.G.; Martínez-Delgadillo, S.A.; Mollinedo-Ponce de León, H.R., Yoguéz-Seoane, A.; Alonzo-García, A. (2014). Numerical simulation of flow behavior within a venturi scrubber. <i>in: Mathematical Problems in Engineering</i>, 2014.</p> <p>Attaullah, M.B.K.N.; Ahsan, M.; Ali, M. (2020). Computational fluid dynamics simulation for the prediction of the venturi scrubber performance using finite volume method. <i>Int. J. Computing Science and Mathematics</i>, 11(4), 338-346.</p>

Continua

Continuação

<p>Quarto trabalho apresenta modelo euleriano RNG $k \epsilon$ para fase de gas e modelo lagrangiano a fase discreta com CAB (Cascade atomization and breakup) para a formação de gotas. Utiliza ANSYS CFX.</p>	<p>Ali, M.; Yan, C.; Sun, Z.; Wang, J.; Gu, H. (2013). CFD simulation of dust particle removal efficiency of a venturi scrubber in CFX. <i>Nuclear Engineering and Design</i>, 256, 169-177.</p>	<p>Ali, H.; Plaza, F.; Mann, A. (2017). Flow visualization and modelling of scrubbing liquid flow patterns inside a centrifugal wet scrubber for improved design. <i>Chem Eng Sci</i>, 173, 98-109.</p> <p>Moharana, A.; Goel, P.; Nayak, A.K. (2017). Performance estimation of a venturi scrubber and its application to self-priming operation in decontaminating aerosol particulates. <i>Nuclear Engineering and Design</i>, 320, 165-182.</p> <p>Igo, S.W.; N'wuitcha, K.; Palm, K.; Mihaescu, L.; Bathiébo, D.J. (2014). Numerical simulation of turbulent forced convection in a Venturi channel with fully developed flow at the inlet. <i>Advances in Applied Science Research</i>, 5(2), 359-367.</p> <p>Qamar, S.A.; Sohail, A.; Qureshi, K.; Shah, A.; Irfan, N. (2016, October). Dust particle collection efficiency of venturi scrubber with varying number of orifices using CFX. <i>in: 2016 Int. Conf. on Emerging Technologies (ICET)</i> (pp. 1-6). IEEE.</p> <p>Safdar, I.; Khan, A.; Ali, M.; Mushtaq, A. (2017, December). Numerical simulation of particulate removal efficiency in venturi scrubber. <i>The 13th Int. Conf. on Emerging Technologies (ICET)</i> (pp. 1-6). IEEE.</p> <p>Toledo-Melchor, M.M.; Gutiérrez-Torres, C.D.C.; Jimenez-Bernal, J.A.; Barbosa-Saldaña, J.G.; Martínez-Delgadillo, S.A.; Mollinedo-Ponce de León, H.R.; Yoguéz-Seoane, A.; Alonzo-García, A. (2014). Numerical simulation of flow behavior within a venturi scrubber. <i>in: Mathematical Problems in Engineering</i>, 2014.</p> <p>Goel, P.; Moharana, A.; Nayak, A.K. (2015) Development of a computational model to determine performance of a self-priming scrubber for thorium reactor. <i>The 16th Int. Topical Meeting on Nuclear Thermal Hydraulics NURETH-16</i>, pp.6208-6216 Chicago, IL, August 30-September 4, 2015</p> <p>Attaullah, M.B.K.N.; Ahsan, M.; Ali, M. (2020). Computational fluid dynamics simulation for the prediction of the venturi scrubber performance using finite volume method. <i>Int. J. Computing Science and Mathematics</i>, 11(4), 338-346.</p>
<p>Torre de lavagem por spray. Utiliza modelo euleriano para gás e modelo lagrangiano para gotas. Lembrar que em contracorrente as forças de</p>	<p>Pieloth, D., Kohnen, B., Schaldach, G., Walzel, P. (2012). CFD-Simulation von Nasswäschern Teil 1.</p>	

Continua

Continuação

<p>contacto e impacto partícula partícula fazem mais efeito.</p>	<p>Grundlagen und Implementierung in ein kommerzielles CFD-Programm. (CFD Simulation of Wet Scrubbers Part 1. Principles and Implementation into Commercial CFD Software) <i>Chemie Ingenieur Technik</i>, 84(1-2), 127-137.</p> <p>Pieloth, D., Neumann, T., Schaldach, G., Walzel, P. (2013). CFD-Modellrechnungen zum Auftreffgrad von Partikeln auf Tropfen (CFD Simulation of Particle Capture by Droplets) <i>Chemie Ingenieur Technik</i>, 85(12), 1888-1895. (with erratum)</p> <p>Pieloth, D., Schaldach, G., Walzel, P. (2013). GATHERING DUST. ANSYS ADVANTAGE Volume VII Issue 1 2013 48</p>
<p>Pease Anthony Venturi Scrubber modelado com euleriano RNG $k \epsilon$ para fase de gas e modelo lagrangiano a fase discreta. Compara com seus resultados experimentais de perda de pressão. Utiliza ANSYS Fluent</p>	<p>Teixeira, S.F.; Silva, Â.; Teixeira, J.C. (2013). CFD Simulation of Two-Phase Flow in a Large Scale Venturi Scrubber. <i>in: ASME 2013 Fluids Engineering Div Summer Meeting.</i></p>

Continua

Continuação

<p>Modelo euleriano para fase de gas e modelo euleriano para gotas combinado com um modelo de equilíbrio populacional para prever queda de pressão em um purificador venturi retangular do tipo Pease-Anthony. O desempenho do modelo comparado com seus próprios dados experimentais</p>	<p>Sharifi, A.; Mohebbi, A. (2014). A combined CFD modeling with population balance equation to predict pressure drop in venturi scrubbers. <i>Research on Chemical Intermediates</i>, 40(3), 1021-1042.</p>	<p>Ye, M.; Liang, M.; Qian, F.; Lu, J. (2020). The Numerical Simulation of Gas-Liquid Two Phase Flow in Annular Gap Venturi of Converter Wet Dust Removal. <i>in: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering</i> (Vol. 730, No. 1, p. 012051). IOP Publishing.</p> <p>Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. <i>Reactor J Kejuruteraan</i>, 32(2), 239-246.</p> <p>Goel, P.; Moharana, A.; Nayak, A.K. (2015) Development of a computational model to determine performance of a self-priming scrubber for thorium reactor. <i>The 16th Int. Topical Meeting on Nuclear Thermal Hydraulics NURETH-16</i>, pp.6208-6216 Chicago, IL, August 30-September 4, 2015</p>
<p>Baseado em dados e trabalhos de Silva, ver Teixeira; Silva; Teixeira (2013). Modelo utilizando ANSYS. Não especifica claramente as equações do modelo.</p>	<p>Toledo-Melchor, M.M. Gutiérrez-Torres, C.D.C.; Jimenez-Bernal, J.A.; Barbosa-Saldaña, J.G.; Martínez-Delgadillo, S.A.; Mollinedo-Ponce de León, H.R.; Yoguéz-Seoane, A.; Alonzo-García, A. (2014). Numerical simulation of flow behavior within a venturi scrubber. <i>in: Mathematical Problems in Engineering</i>, 2014.</p>	
<p>Venturi Scrubber autoescrovante modelado com euleriano RNG $k \epsilon$ para fase de gas e modelo euleriana para a fase discreta balanço populacional de gotas utilizando MUSIG (Multiple size group model) implementado em ANSYS CFX. Utiliza dados de literatura para comparação.</p>	<p>Goel, P.; Moharana, A.; Nayak, A.K. (2015) Development of a computational model to determine performance of a self-priming scrubber for thorium reactor. <i>The 16th Int. Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics NURETH-16</i>, pp.6208-6216</p>	

Continua

Continuação

	Chicago, IL, August 30-September 4, 2015	
Modelo euleriano para gas RANS e RNG $k-\epsilon$ e lagrangiano para partículas e gotas. Breakup pelo modelo de Kelvin-Helmholtz and Rayleigh Taylor (KH and RT). Comparação com dados de literatura. Não declara software utilizado, mas parece ser ANSYS CFX. Aplicação em Venturi Scrubber autoescorvante	Moharana, A.; Goel, P.; Nayak, A.K. (2017). Performance estimation of a venturi scrubber and its application to self-priming operation in decontaminating aerosol particulates. <i>Nuclear Engineering and Design</i> , 320, 165-182.	Goel, P.; Nayak, A.K. (2018, July). Numerical Investigation of Aerosol Collection Efficiency in a Venturi Scrubber. <i>in: 2018 26th Int. Conf. on Nuclear Engineering. ASME.</i>
Similar ao trabalho anterior Moharana et al.(2017) agora com foco em eficiência da captura de partículas na simulação.	Goel, P.; Nayak, A.K. (2018, July). Numerical Investigation of Aerosol Collection Efficiency in a Venturi Scrubber. <i>in: 2018 26th Int. Conf. on Nuclear Engineering. ASME.</i>	
Fluxo laminar, modelos de captura de partículas submicron	Igo, S.W.; N'wutchi, K.; Zeghmami, B.; Chesneau, X. (2016). Modeling Submicron Particles Collection in Laminar Forced Convection Gas Flow by a Rectangular Venturi Scrubber. <i>Open J. of Air Pollution</i> , 5(01), 10.	
Utilização de ANSYS CFX euler em gás e lagrangiano em partículas e comparação com literatura	Qamar, S.A.; Sohail, A.; Qureshi, K.; Shah, A.; Irfan, N. (2016, October). Dust particle collection efficiency of venturi scrubber with varying number	Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. <i>Reactor Jurnal Kejuruteraan</i> , 32(2), 239-246. Attaullah, M.B.K.N.; Ahsan, M.; Ali, M. (2020). Computational fluid dynamics simulation for the prediction of the venturi scrubber

Continua

Continuação

	of orifices using CFX. <i>in</i> :The 2016 Int. Conf on Emerging Technologies (ICET) (pp. 1-6). IEEE.	performance using finite volume method. <i>Int. J. Computing Science and Mathematics</i> , 11(4), 338-346.
Modelo euleriano Reynolds Renormalization Group (RNG) $k-\epsilon$ e partículas pelo modelo euleriano pelo VOF (volume of the fluid) (VOF)	Bal, M.; Meikap, B.C. (2017). Prediction of hydrodynamic characteristics of a venturi scrubber by using CFD simulation. <i>South African J. of Chemical Engineering</i> , 24, 222-231.	Bal, M.; Reddy, T.T.; Meikap, B.C. (2019). Removal of HCl gas from off gases using self-priming venturi scrubber. <i>J. Hazardous Materials</i> , 364, 406-418. Bal, M.; Behera, I.D.; Kumari, U.; Biswas, S.; Meikap, B.C. (2020). Hydrodynamic study and particulate matter removal in a self priming venturi scrubber. <i>Environmental Technology & Innovation</i> , 20, 101167.
Venturi Scrubber euleriano em fase gas e lagrangiano na partícula. Modelo de turbulencia SST e formação de gotas por Cascade Atomization Breakup (CAB). Usa ANSYS CFX	Safdar, I.; Khan, A.; Ali, M.; Mushtaq, A. (2017, December). Numerical simulation of particulate removal efficiency in venturi scrubber. <i>in</i> : 2017 13th Int. Conf. on Emerging Technologies (ICET) (pp. 1-6). IEEE.	
Venturi Scrubber com transferencia de massa Modelo $k \epsilon$ de turbulencia e euleriano na fase gasosa e euleriano na fase de gotas. ANSYS CFX	Safdar, I.; Zubair, M.; Iqbal, N.; Ali, M. (2020). CFD simulation of chemical reaction between sulfur dioxide and water in a venturi scrubber. <i>Separation Science and Technology</i> , 55(8), 1535-1543.	
Modelo euleriano de lavador (não é Venturi Scrubber)	Mann, A. P.; Plaza, F.; Hobson, P. (2017). Improved modelling of wet scrubbers: final report	

Continua

Continuação

	2012/055. Sugar Research Australia	
Modelo $k \epsilon$ de turbulencia e euleriano na fase gasosa e euleriano na fase de gotas. Modelo de gotas CAB (Cascade atomization and breakup). Usa ANSYS CFX. Baseado em dados experimentais dos trabalhos de Silva, ver Teixeira; Silva; Teixeira (2013).	Zerwas, A.A.; de Paiva, J.L. (2017). CFD simulation of two-phase flow in a venturi scrubber: Validation and comparison of secondary atomization model. <i>in</i> : IV Journeys in Multiphase Flows (JEM 2017) March 27-31, 2017, São Paulo, SP, Brazil Paper ID: JEM-2017-0013	Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. <i>Reactor Jurnal Kejuruteraan</i> , 32(2), 239-246. Dolna, O. Venturi scrubbers – literature review and CFD analysis. <i>Energy Market</i> 4(143), 26–32 (2019) Polish
Modelo $k \epsilon$ para analisar diferentes estruturas do tube venturi. Usa ANSYS Fluent	Zhang, J.X. (2017). Analysis on the effect of venturi tube structural parameters on fluid flow. <i>AIP Advances</i> , 7(6), 065315.	
Lavador Venturi autoescorvante. Modelo euleriano-lagrangiano de gotas , comparação com diversa literatura. Usa ANSYS CFX.	Lee, S.W.; No, H.C. (2019). Droplet size prediction model based on the upper limit log-normal distribution function in venturi scrubber. <i>Nuclear Engineering and Technology</i> , 51(5), 1261-1271.	
Lavador Venturi Scrubber autoescorvante. Modelo de turbulencia RNG $k \epsilon$ para a parte euleriano de gas e lagrangiano para gotas e partículas. Gotas por CAB (Cascade atomization and breakup). Usa ANSYS CFX	Ahmed, S.; Mohsin, H.; Qureshi, K.; Shah, A.; Siddique, W.; Waheed, K.; Irfan, N.; Ahmad, M.; Farooq, A. (2018). Investigation of dust particle removal efficiency of	Sun, Y.; Jiang, J.; Li, J.; Jiang, B.; Zhang, L.; He, D.; Kang, Q.; Yang, N.; Tantai, N.; Xiao, X. (2020). Simulation of Gas-Liquid-Solid Three-Phase Flow Process and Particle Removal Characteristics in Liquid Chamber of Scrubbing Tower. <i>J. Engineering Thermophysics</i> , 29(3), 477-491. Ahmed, S.; Mohsin, H.; Qureshi, K.; Shah, A.; Siddique, W.; Waheed, K.; Irfan, N.; Ahmad, M.; Farooq, A. (2020). Investigation of iodine

Continua

 Continuação

		self-priming venturi scrubber using computational fluid dynamics. <i>Nuclear Engineering and Technology</i> , 50(5), 665-672.	removal efficiency in a venturi scrubber using mass transfer model for CFD. <i>Progress in Nuclear Energy</i> , 121, 103243.
Inclui transferencia de massa. Usa ANSYS Fluent		Ashfaq, T.; Qureshi, K.; Shah, A.; Waheed, K.; Siddique, W.; Irfan, N.; Ahmed, M.; Farooq, A. (2019). CFD investigation of iodine mass transfer in venturi scrubbing solution of Filtered Containment Venting System. <i>Progress in Nuclear Energy</i> , 111, 195-204.	Ahmed, A.; Shah, A.; Qureshi, K.; Waheed, K.; Irfan, N.; Siddique, W.; Ahmad, M.; Farooq, A. (2020). Investigation of iodine removal efficiency in a venturi scrubber using mass transfer model for CFD. <i>Progress in Nuclear Energy</i> , 121, 103243.
Inclui transferencia de massa. Usa ANSYS Fluent		Ahmed, A.; Shah, A.; Qureshi, K.; Waheed, K.; Irfan, N.; Siddique, W.; Ahmad, M.; Farooq, A. (2020). Investigation of iodine removal efficiency in a venturi scrubber using mass transfer model for CFD. <i>Progress in Nuclear Energy</i> , 121, 103243.	
Usa modelo TAB para gotas. Usa ANSYS CFX		Attaullah, M.B.K.N; Ahsan, M.; Ali, M. (2020). Computational fluid dynamics simulation for the prediction of the venturi scrubber performance using finite volume method. <i>Int. J. of</i>	

 Continua

Conclusão

	<i>Computing Science and Mathematics</i> , 11(4), 338-346.
Modelo euleriano-euleriano	Othmana, N.T.A.; Dhalywalab, S.K. (2020). Simulation Study on Liquid Droplet Size Measurement inside Venturi Scrubber. . <i>Reactor Jurnal Kejuruteraan</i> , 32(2), 239-246.
Venturi Scrubber. Modelo de turbulencia $k \epsilon$. Euleriano-lagrangiano. Usa ANSYS FLUENT Estes de Li et al (2020) e Ye et al (2020) sao muito similares.	Ye, M.; Liang, M.; Qian, F.; Lu, J. (2020). The Numerical Simulation of Gas-Liquid Two Phase Flow in Annular Gap Venturi of Converter Wet Dust Removal. <i>in: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering</i> (Vol. 730, No. 1, p. 012051). IOP Publishing.

Muitos trabalhos alegam que a captura de partículas pelo modelo CFD ajusta bem aos experimentos, mas isso é um pouco óbvio porque no estado atual das técnicas, a perda de carga e campo de velocidade da fase contínua dentro de um Venturi são bem representados. Ao se utilizar na modelagem CFD as equações empíricas da eficiência da captura de material particulado pelas gotículas em função da velocidade (seja por número de Reynolds ou qualquer outro parâmetro), a qualidade de ajuste da eficiência da captura está nos trabalhos empíricos da eficiência, e não na modelagem CFD usual que não trabalha com modelos de colisão de partículas em gotículas. Isto reforça a presente opção de estudar a eficiência direto pelas medições industriais e entender o escoamento através de CFD.

Zerwas (2017) simulou uma geometria de lavador Venturi com o escoamento bifásico e transiente, em abordagem Euler-Lagrange e turbulência $k-\epsilon$ padrão, onde analisam algumas condições de vazão de gás e líquido comparando os resultados obtidos na simulação com os resultados obtidos pelos modelos clássicos da literatura. Através do estudo, conclui-se que resultados satisfatórios foram obtidos para as seções convergente e garganta do Venturi, porém algumas divergências foram encontradas na seção divergente devido à diferença das condições operacionais e devido ao ângulo da seção divergente do equipamento em estudo ser superior ao utilizado no desenvolvimento das equações.

Guerra et.al. (2017) avaliam o efeito da distribuição dos diâmetros das gotículas na dispersão do líquido em um lavador Venturi de garganta retangular. Foram realizados experimentos em diferentes condições e posterior simulação do fenômeno em CFD, com modelo discreto de distribuição de granulométrica por Rosin-Rammler. A análise da fração volumétrica de líquido foi realizada em dois planos, 1 e 2 normais ao escoamento e distantes, respectivamente, 0,016 m e 0,076 m do ponto de injeção de líquido. Também foram realizados ensaios com diferentes números de orifícios de injeção. Pelos resultados, os modelos foram capazes de prever a fração volumétrica de forma satisfatória com melhores resultados obtidos utilizando os valores de diâmetro médio e parâmetro de espalhamento de Rosin-Rammler obtidos experimentalmente. Também pôde ser verificado que o perfil granulométrico no plano 2 possuía menores valores de diâmetro médio e maior uniformidade devido ao maior tempo de ação da turbulência para atomização das gotículas e homogeneização da mistura.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo, são explicadas as metodologias utilizadas na etapa de medição das condições operacionais do equipamento industrial, bem como a preparação para os ensaios de simulação em CFD.

3.1 Avaliação do Venturi Industrial

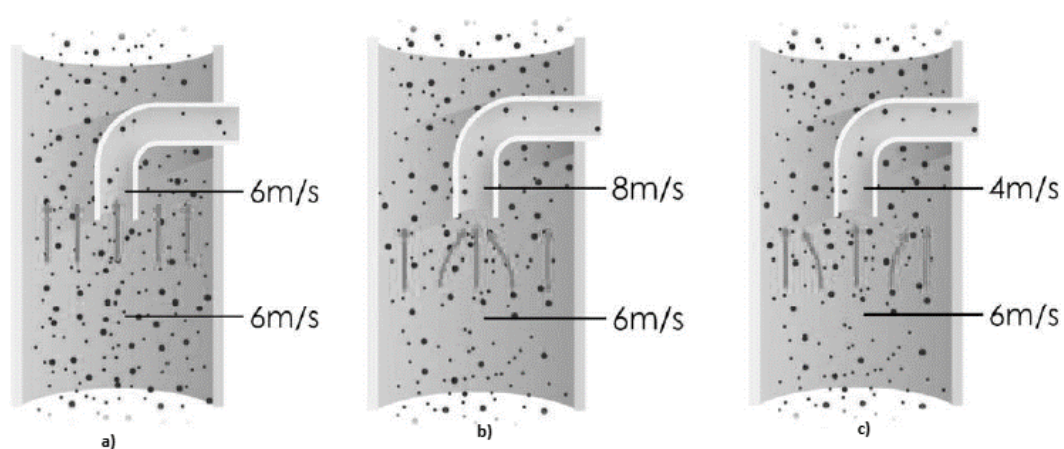
A avaliação do lavador Venturi foi realizada em três etapas que serão posteriormente descritas.

- a) Avaliação da concentração e diâmetro do material particulado na corrente de entrada e concentração de material particulado na corrente de saída do equipamento através de amostragem isocinética em condição normal de operação;
- b) Avaliação do perfil de pressão estática ao longo das três seções (convergente; garganta; divergente) do lavador e velocidades dos gases em condição controlada de operação;
- c) Simulação.

3.1.1 Amostragem Isocinética

A avaliação da concentração foi realizada através de amostragem isocinética utilizando um Coletor Isocinético de Poluentes Atmosféricos (CIPA), que permite a amostragem de volume representativo do escoamento gasoso e retenção de material particulado em filtro absoluto (ALMEIDA, 2008). A amostragem isocinética consiste na coleta de material particulado com velocidade na ponta da sonda de coleta igual à da corrente gasosa no interior do duto, de forma que a amostra será formada por material cuja trajetória coincida com a área de coleta (DULIEN, 1989). A amostragem com velocidade de sucção na ponta da sonda superior à dos gases promove a coleta de mais material particulado do que deveria devido ao arraste de partículas que estariam em trajetórias externas à área de face da sonda. Amostragem com velocidade de sucção na ponta da sonda inferior à da corrente gasosa no duto promove o efeito inverso como mostra a Figura 41 exemplifica os três fenômenos mencionados.

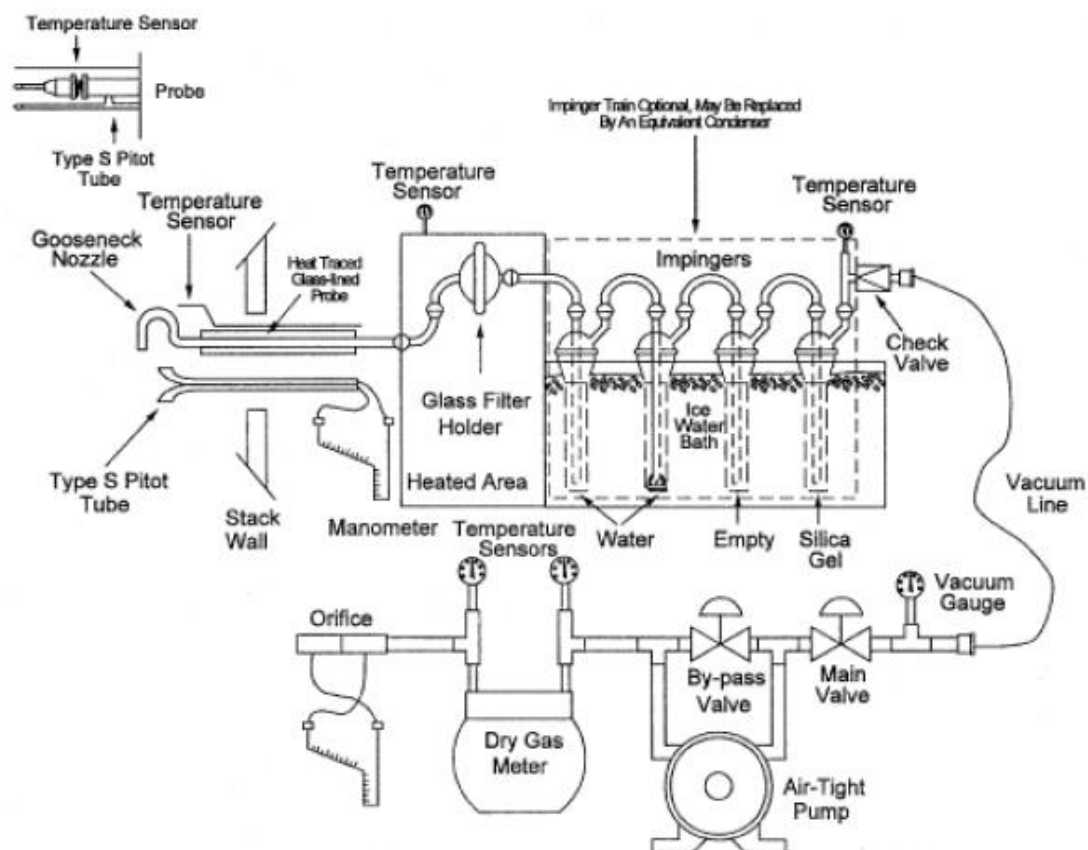
Figura 41: Velocidade de sucção na sonda. a) igual à dos gases; b) superior à velocidade dos gases no duto; c) inferior à velocidade dos gases no duto.



Fonte: Yellow tree – Isokinetic Sampling - <https://yellowtree.co.za/isokinetic-sampling/>

Os componentes principais de um equipamento CIPA são mostrados na Figura 42.

Figura 42: Trem de amostragem do coletor isocinético de poluentes atmosféricos.



Fonte: (Norma U.S.EPA 05:2019)

Os componentes de um equipamento CIPA podem ser divididos de acordo com sua função como mostra a Tabela 23.

Tabela 23: Grupos de equipamentos CIPA

Função	Componente
Controle	Unidade de controle Caixa de bomba Cordão de ligação entre as caixas
Amostragem	Caixa quente Caixa fria Filtro e vidraria
Sonda	Conjunto sonda/pitot/termopar Extensão flexível

Fonte: (Almeida, 2008)

Os Coletores Isocinéticos de Poluentes Atmosféricos possuem uma unidade de controle responsável por monitorar a velocidade dos gases no duto, temperatura dos gases, velocidade de sucção e temperatura dos componentes eletrônicos. Os componentes eletrônicos são alojados em painel resistente às intemperes geralmente construídos em caixa de alumínio e policarbonato. O sistema de sucção a vácuo, ou caixa de bomba, é composto por bomba de sucção, podendo ser do tipo pás rotativas ou de diafragma com sistema de engate rápido de conexão com os demais componentes através do cordão de conexão das caixas. Esse cordão faz a ligação dos componentes elétricos e pneumáticos entre sonda, bomba de sucção e unidade de controle.

No grupo de componentes de amostragem, o filtro para coleta de material particulado fica localizado na caixa quente, que possui sistema de aquecimento, normalmente 120°C, para garantir que não haja condensação promovendo a filtração a seco sem obstrução do elemento filtrante. Posterior à caixa quente, os gases coletados passam pela caixa fria, composta por *impingers* (borbulhadores) de umidade em banho de gelo. Nesta etapa ocorre a condensação de água, coletado na vidraria para medição da porcentagem de umidade nessa corrente gasosa, para o cálculo da massa específica. A sonda de amostragem é constituída de dois tubos concêntricos, dos quais entre eles há uma resistência elétrica para manter o conjunto aquecido evitando condensação. Na extremidade de coleta há a boquilha, cujo diâmetro é definido pela velocidade de sucção da amostragem. Um tubo de pitot faz parte do conjunto da sonda

de amostragem para medição da velocidade dos gases no interior do duto. Geralmente é do tipo S e junto à sonda também há um termopar para leitura da temperatura dos gases em escoamento como mostra a Figura 42.

Para garantir a mesma velocidade de sucção na ponta da sonda, é necessário fazer a regulagem da vazão de ar da bomba de sucção de ar. A relação entre velocidade de sucção e velocidade dos gases no duto é conhecido como *isocinética* e é calculada por $\frac{v_{suc}}{v_{duto}}$ no qual v_{suc} representa a velocidade do ar na ponta da sonda de amostragem (m/s) e v_{duto} representa a velocidade dos gases no duto (m/s). Através desse conceito, a norma U.S.EPA 05:2019 define os limites superior e inferior da isocinética, bem como outras condições para validação da amostragem, do qual a etapa de amostragem desse estudo respeitou.

- a) Valor da isocinética durante do tempo de coleta entre 90%-110%;
- b) Duração mínima de 2,5 min por ponto de coleta;
- c) Tempo total de coleta superior a 60 min;
- d) Mínimo volume de amostra gasosa de 850L.

O número e a localização dos pontos de amostragem são definidos segundo a norma U.S.EPA 02:2017 que define os seguintes critérios para a localização do plano de pontos de coleta em relação a distúrbios de escoamento como curvas, desvios, contrações e expansões.

- a) Localizado a, no mínimo, 8 diâmetros internos à jusante;
- b) Localizado a, no mínimo, 2 diâmetros internos à montante.

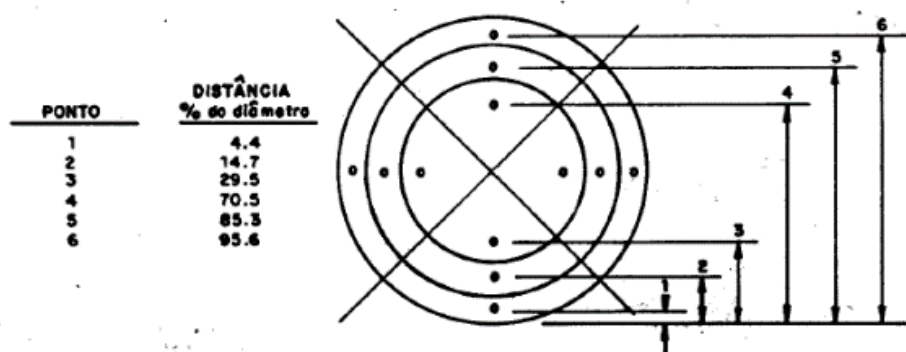
A norma também exige a verificação da existência de fluxo ciclônico³², sendo este um fator que pode invalidar a amostragem. A número de pontos no plano de coleta é definido a partir do diâmetro do duto.

³² Fluxo ciclônico é aquele do qual as linhas de corrente do escoamento gasoso não são paralelas à direção da parede do duto.

- a) 9 pontos para diâmetro equivalente entre 0,3m e 0,6m;
- b) 12 pontos para diâmetro equivalente acima de 0,6m.

Para dutos acima de 0,6 m, o ponto de coleta deve estar a 2,5 cm de distância da parede. A Figura 43 ilustra a localização de 12 pontos no plano de coleta para duto com 1 m de diâmetro.

Figura 43: Localização dos 12 pontos de coleta em duto circular de 1 m de diâmetro.



Fonte: U.S.EPA 02:1978

O órgão regulador do Estado de São Paulo, no caso a Companhia Ambiental do Estado de São Paulo (CETESB), utilizou as normas propostas pela *Environmental Protection Agency* (EPA), Agência Ambiental dos Estados Unidos, na elaboração das normas vigentes de forma que para cada norma, ou método como são conhecidos, existe uma norma nacional correspondente. A Tabela 24 mostra todas as normas utilizadas para as medições do estudo, propostas pela EPA e CETESB, para todas as variáveis necessárias para o cálculo da concentração de material particulado na chaminé da fonte estacionária.

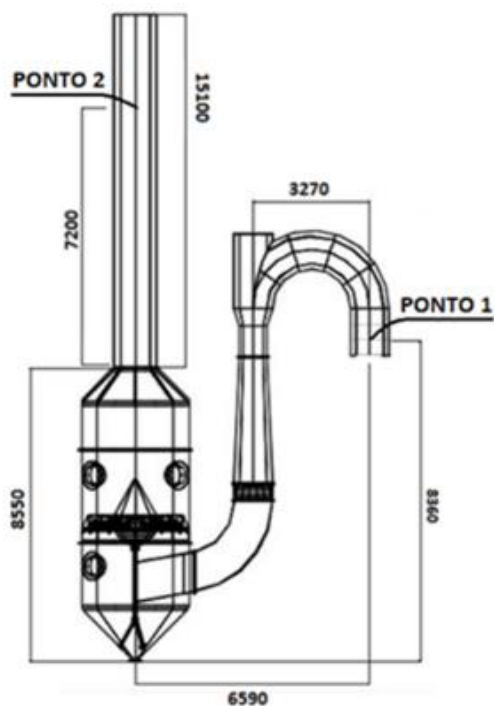
Tabela 24: Normas utilizadas para medição isocinética

Método de ensaio	EPA	CETESB
Pontos de amostragem	Método 1 (2017)	L9.221
Vazão e velocidade dos gases	Método 2 (2017)	L9.222
Massa molecular seca e do excesso de ar no fluxo gasoso	Método 3 (2017)	L9.223
Umidade	Método 4 (2017)	L9.224
Material Particulado	Método 5 (2019)	L9.225

A determinação da concentração de material particulado através de medição isocinética foi realizado, de forma simultânea, na corrente de entrada e na corrente de saída (chaminé) do lavador de gases em estudo com dois *trens de amostragem*, como mostrado na Figura 42. O objetivo desta configuração é eliminar a influência de variações de processo que possam ocorrer em corridas não simultâneas garantindo que a eficiência calculada representa a condição operacional do período em que a amostragem foi realizada. O ponto 1 de medição isocinética na corrente de entrada do lavador é utilizado apenas para medições para fins de avaliação do sistema de lavagem de gases em amostragens não oficiais. Até por isso, a localização desse plano de amostragem não respeita a distância mínima, exigida pela norma U.S.EPA 02:2017 para distúrbios à jusante já que após uma distância inferior³³ a dois diâmetros internos da tubulação, se dá início à curva de 180° para entrada na seção convergente. Mesmo mediante essa condição, não foi encontrado fluxo ciclônico ou perfil de velocidades dos gases com variações significativas. Por este motivo, considerou-se válido os resultados obtidos neste ponto. O ponto 2 de medição é o ponto oficial da unidade para medição anual obrigatória, realizada para renovação da licença anual de operação, respeitando todos os requisitos de norma para a localização do ponto em relação a distúrbios de escoamento, tanto à jusante quanto à montante, conforme determina o método U.S.EPA 02:2017. A Figura 44 mostra desenho esquemático com a localização dos pontos 1 e 2, de medição isocinética nas correntes de entrada e saída do lavador respectivamente. A Figura 45 mostra a imagem dos pontos de amostragem na entrada e saída do lavador em estudo.

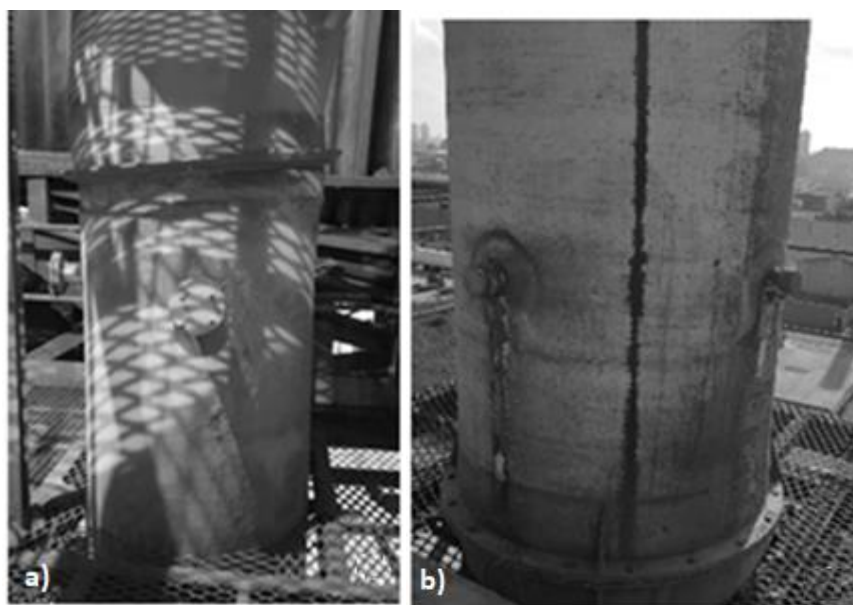
³³ A distância do ponto 1 de amostragem até o início do distúrbio à jusante (curva de 180°) é de 750 mm enquanto a norma exige 2.200 mm (o diâmetro interno da tubulação é de 1.100 mm, o mesmo da entrada da seção convergente do lavador Venturi em estudo).

Figura 44: Localização dos pontos de amostragem isocinética realizados no estudo com medidas em mm



Fonte: Autor

Figura 45: a) Imagem do ponto 1 de amostragem na corrente de entrada; b) Imagem do ponto 2 de amostragem na corrente de saída



Fonte: Autor

O perfil granulométrico do material particulado na corrente de entrada do lavador foi obtido através de difração a *laser* com equipamento da marca CILAS modelo 1064, e método de ensaio PO-GT-1043. Este método consiste em verter para o porta-amostras do equipamento de difração a *laser* quantidade de amostra suficiente para atingir o intervalo de concentração recomendado pelo fabricante³⁴. A dispersão da amostra é realizada utilizando álcool anidro e ultrassom durante 60 segundos com utilização de bomba peristáltica para circulação de amostra no porta-amostra. Um fotodiodo a *laser* emite um feixe de luz captado por um sistema óptico que ativa o líquido com pó a ser analisado. A distribuição granulométrica é obtida através das medidas de distribuição de energia, convertendo os sinais lidos em diâmetro de partículas.

3.1.2 Medição de perda de carga e velocidade

Medições de perda de carga e velocidade dos gases foram realizadas em condições controladas, aproveitando oportunidade de parada programa de manutenção da unidade, disponibilizando o equipamento para avaliação científica. Além disso, a unidade produtiva possui Sistema Digital de Controle Distribuído (SDCD), do qual é possível configurar os parâmetros de processo. Neste caso específico a rotação do exaustor principal do sistema de secagem, dado que o acionamento desse equipamento possui inversor de frequência, que possibilita a operação em qualquer valor de rotação do motor (e conseqüentemente do rotor), não somente no valor de rotação nominal. O sistema de bombeamento de água não possui controle de rotação, sendo possível apenas operar com a bomba centrífuga ligada ou desligada.

A avaliação do perfil de pressão e perda de carga do sistema foi realizado conforme método realizado por Silva et al. (2008) e a medição de velocidade dos gases seguir a norma U.S.EPA 02:2017, a mesma utilizada para a medição isocinética. A medição de pressão estática manométrica foi realizada utilizando os instrumentos manômetro Digital Dwyer Série 475-2 FM e velocidade da corrente gasosa através do tubo de Pitot TESTO modelo 340. O último com tubo de pitot padrão de tubos concêntricos

³⁴ A quantidade de amostra depende da granulometria e, geralmente, considera-se o volume de 3cm³ para amostras com granulometria na faixa de 100 µm.

em aço Inox 216L com haste de 1 m de comprimento. A Figura 46 mostra os equipamentos utilizados nesta etapa do estudo.

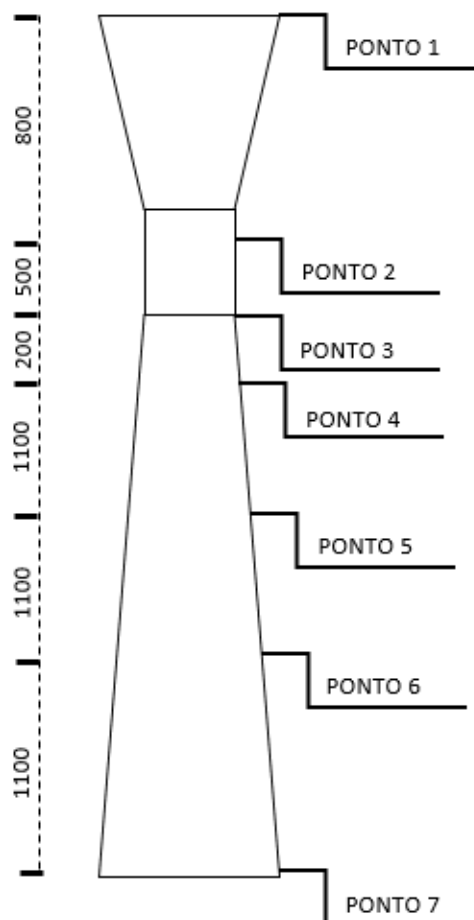
Figura 46: Tubo de pitot TESTO modelo 340 à esquerda e manômetro digital Dwyer Série 475-2 FM à direita



Fonte: Autor

O valor de pressão estática da corrente gasosa foi avaliado em pontos localizados ao longo das sessões de lavagem (convergente, garganta e divergente). O comprimento dessas três seções foram divididas em 7 pontos de medição, distribuídos em pontos que possibilitasse a obtenção de dados confiáveis, conforme mostra a Figura 47, da localização dos pontos nas seções convergente, garganta e divergente do lavador de gases tipo Venturi. Observando a Figura 28, nota-se que o acesso aos pontos 1, 2 e 3 pôde ser realizado diretamente devido à existência de plataforma utilizada pela equipe operacional. Porém, o acesso aos pontos 4, 5, 6 e 7 foi realizado com auxílio de plataforma elevatória de lança articulada JLG modelo 450 AJ.

Figura 47: Localização dos pontos de medição de pressão estática nas seções do lavador Venturi em mm



Fonte: Autor

Conforme mencionado no item 2.4.3.1, o lavador Venturi em estudo é fabricado em fibra de vidro, de forma que os pontos de medição foram obtidos através da realização de pequeno orifício de 10 mm de diâmetro. Por estes orifícios foram introduzidos o tubo de pitot e a haste do manômetro digital. As medições foram realizadas de maneira individual, ou seja, enquanto era realizado a leitura de um ponto, o restante permanecia fechado com tampa de polietileno e tecido. O fechamento foi necessário tanto para eliminar qualquer distúrbio no escoamento e, principalmente, porque o equipamento opera em pressão positiva, ou seja, se os orifícios que não estivessem em medição ficassem abertos, poderia gerar vazamento, tanto de ar quanto de água, dependendo da localização do ponto. Após a realização das medições, todos os furos foram selados com a aplicação de nova camada de resina e fibra de vidro para garantir

a vedação. Tal fato reforça a versatilidade de partes e/ou equipamentos fabricados com este tipo de material.

As medições foram realizadas conforme ensaios mostrados na Tabela 25 e as seguintes etapas foram realizadas para cada um desses ensaios de modo a garantir a representatividade dos valores medidos às condições de processo.

- a) Configuração dos parâmetros do ensaio no sistema digital de controle da unidade;
- b) Partida dos equipamentos - Exaustor principal e bomba de água quando aplicável;
- c) Estabilização do sistema aguardando, em média 5 minutos;
- d) Leitura do valor de velocidade dos gases no ponto 2³⁵ de amostragem isocinética, com o tubo de pitot em todos os pontos de medição de velocidade³⁶;
- e) Abertura do orifício do ponto 1 (Figura 47), leitura de pressão estática e fechamento provisório deste orifício;
- f) Leitura dos valores de pressão estática para todos os orifícios mostrados na Figura 47;
- g) Encerramento do ensaio de medição, desligamento dos equipamentos e avaliação preliminar dos dados medidos.

Tabela 25: Sequência de medições de perda de carga e velocidade.

Ensaio	RPM EXAUSTOR	BOMBA ÁGUA LIGADA
1M	300	NÃO
2M	550	NÃO
3M	300	SIM
4M	550	SIM
5M	800	SIM

³⁵ Se atentar de que o ponto 2 de amostragem isocinética, mostrado na Figura 44 a), com o ponto 2 de leitura de pressão estática, mostrado na Figura 47.

³⁶ A localização dos pontos de medição de velocidade é determinado pela norma U.S.EPA 02:1978 mostrado na Figura 43

Mesmo com a unidade produtiva em parada operacional, o tambor secador ainda possuía resíduo de material que poderia ser arrastado, dependendo da velocidade dos gases em seu interior. Por este motivo, a condição de 800 RPM do exaustor principal sem a bomba de injeção de água em operação teve que ser interrompida devido à presença de material particulado na corrente gasosa emitida pela chaminé.

3.2 Modelo em CFD

A análise em fluidodinâmica computacional foi realizada através do *software* comercial Ansys CFX 19[®] versão acadêmica adquirido pelo Departamento de Engenharia Química da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

3.2.1 – Divisão da geometria

A simulação em fluidodinâmica computacional do sistema em estudo foi realizada com o objetivo de avaliar o comportamento do escoamento da corrente gasosa (fase contínua) e também das gotículas de água e partículas de material particulado (fase dispersa), através das seções do sistema de remoção de poluentes, no que se refere à posição. A primeira etapa no processo de avaliação foi a divisão da geometria em quatro partes, chamada G1, G2, G3 e G4, para redução do esforço computacional, conforme descrito a seguir. A Figura 48 mostra o resultado da divisão da geometria, com as indicações das direções das correntes de de entrada e saída, do qual o sistema completo é mostrado na Figura 29.

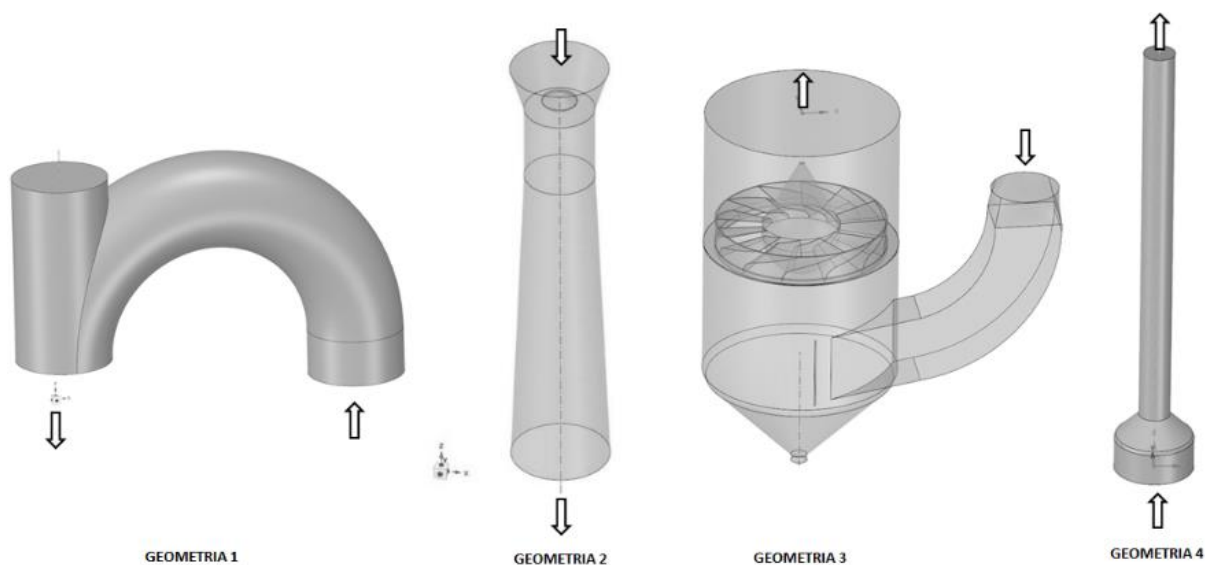
G1 - Curva de 180° anterior à seção convergente do Venturi;

G2 - Seções convergente, garganta e divergente;

G3 - Câmara de coleta de lama e separador de gotículas;

G4 - Saída do separador de gotículas e chaminé.

Figura 48: Detalhe das quatro geometrias do sistema em estudo



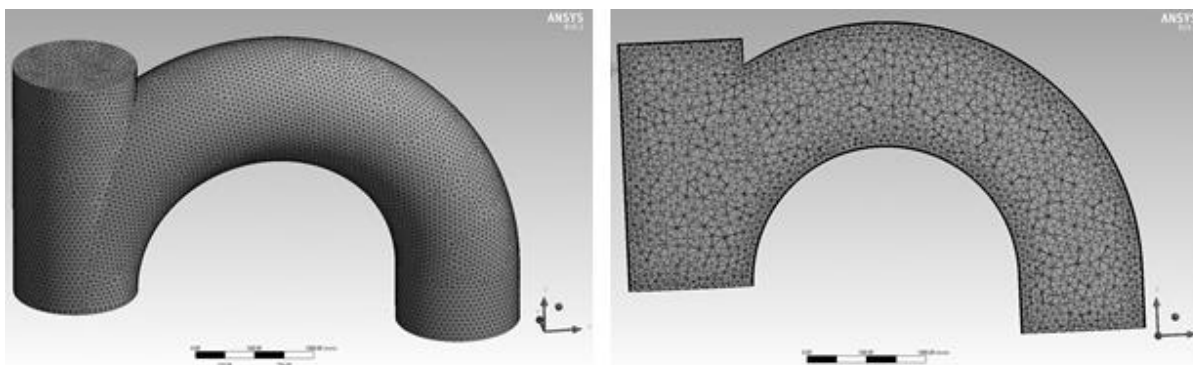
Fonte: Autor

A geometria G1 é composta por mistura bifásica entre corrente gasosa e material particulado, correspondendo unicamente à fase contínua do escoamento. A geometria G2 é composta pela mesma mistura da geometria G1, com adição da fase líquida na seção convergente através de pontos de injeção de líquido que serão descritos posteriormente. A geometria G3 também é composta pela mistura trifásica e a G4 será simulada apenas com a corrente gasosa.

3.2.2 – Malha computacional

A discretização do domínio através da geração da malha computacional foi realizada através da ferramenta *Meshing* do ANSYS®. O tipo de malha escolhida para o estudo foi *não estruturada* formada por elementos tetraédricos e hexaédricos devido à complexidade das quatro partes da geometria, principalmente nas partes 2 e 3. A Figura 49 mostra o detalhe da geometria G1, à esquerda o sólido completo e à direita o corte longitudinal.

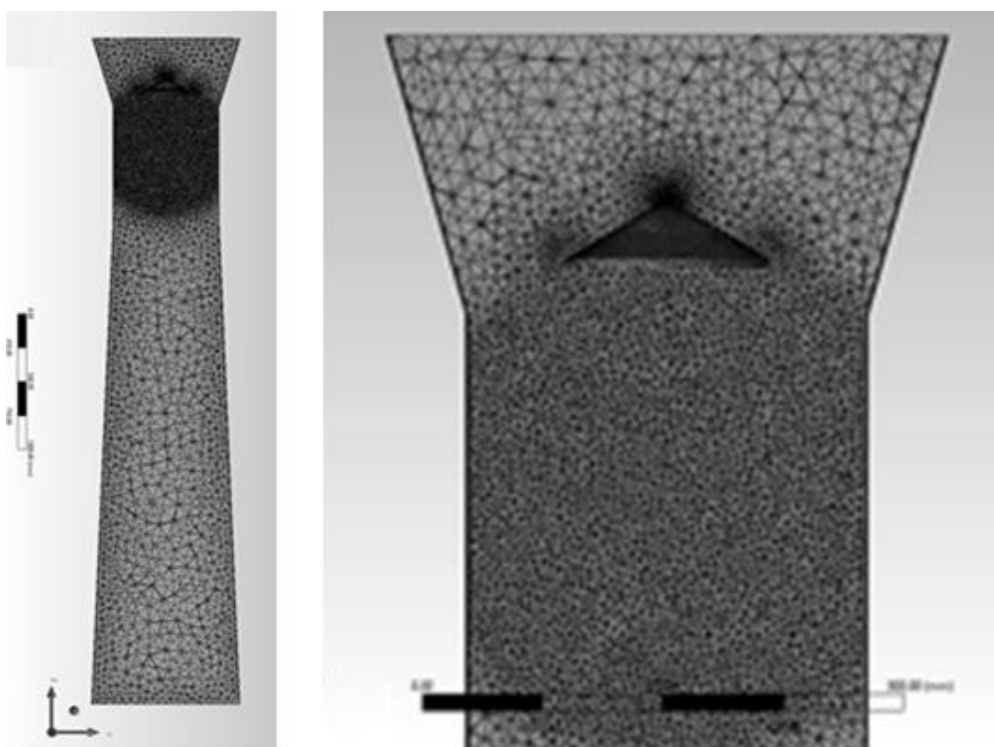
Figura 49: Detalhe da malha utilizada na geometria G1 da geometria do sistema em estudo.



Fonte: Autor

A Figura 50 mostra o detalhe da geometria G2, à esquerda o corte longitudinal do comprimento completo, e à direita o detalhe da garganta, do qual a malha foi refinada para melhor simular o comportamento na região de velocidade máxima dos gases.

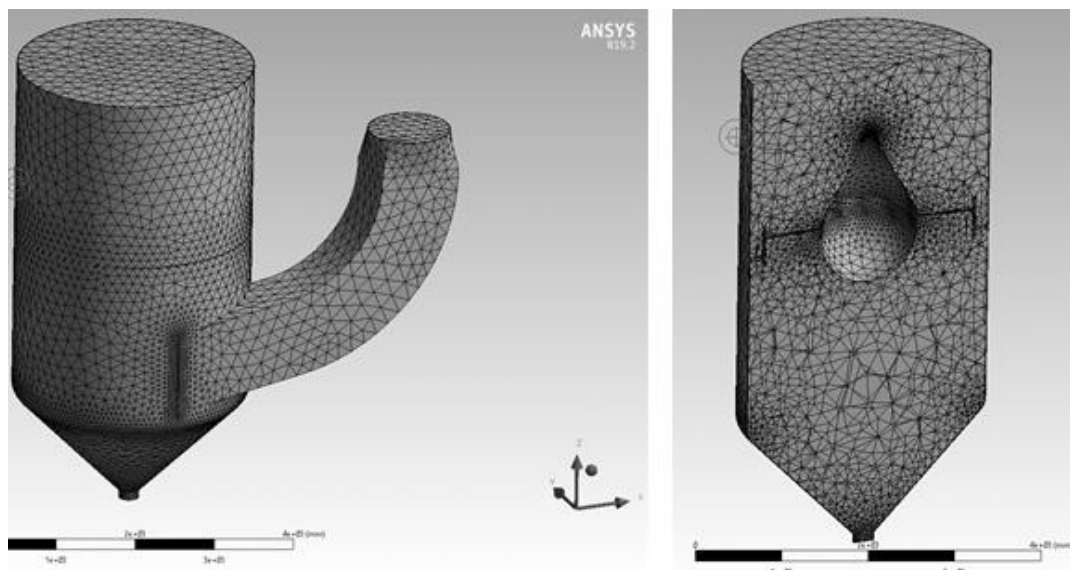
Figura 50: Detalhe da malha utilizada na geometria G2 da geometria do sistema em estudo à direita e à esquerda o detalhe do refinamento na entrada da garganta.



Fonte: Autor

A Figura 51 mostra o detalhe da geometria G3, à esquerda o sólido completo e à direita o corte longitudinal.

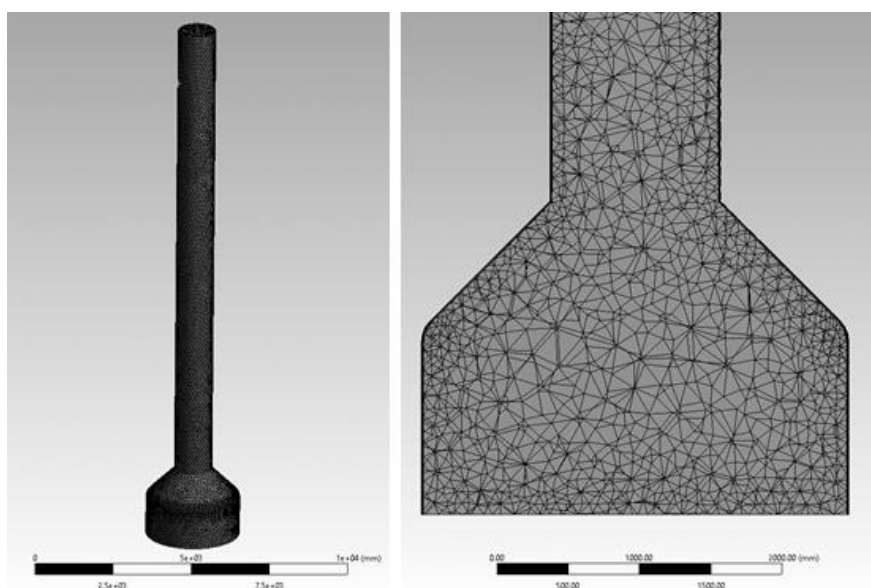
Figura 51: Detalhe da malha utilizada na geometria G3 da geometria do sistema em estudo.



Fonte: Autor

A Figura 52 mostra o detalhe da geometria G4, à esquerda o sólido completo e à direita o corte longitudinal de sua parte inicial.

Figura 52: Detalhe da malha utilizada na geometria G4 do sistema em estudo.



Fonte: Autor

A malha de parede foi definida com espessura total de 4,2 mm, quatro camadas como número total e fator de crescimento das camadas de 1,2. Com esta configuração, os resultados obtidos ficaram coerentes com o que se conhece da condição operacional do equipamento industrial. O número de nós e elementos de cada geometria é mostrado na Tabela 26, cuja definição foi feita através de teste de independência de malha, descrito em detalhes no item 4.4.1.

Tabela 26: Número de elementos de cada geometria do estudo.

Geometria	Nº de elementos	Nº de nós
G1	261609	76592
G2	1604843	369568
G3	624888	187285
G4	239604	72897

3.2.3 Modelos de CFD

O escoamento é considerado contínuo, adiabático e incompressível em todos os ensaios. Composto por ar a 40°C como fluido contínuo (*continuous fluid*), água a 25°C como partícula de transporte fluido (*particle transport fluid*) e material particulado, aqui considerado como alumínio e uma partícula de transporte sólida (*particle transport solid*). Considerou-se que a densidade do alumínio representa o material particulado do teste já que a fonte estacionária trabalha com minérios metálicos. A determinação da trajetória das partículas dispersas no escoamento contínuo foi obtido através da abordagem Euler-Lagrange conforme detalhado no item 2.7.2. As partículas de material particulado possuem diâmetro definido de 3,5 µm definidos a partir dos resultados de distribuição granulométrica, com valor aproximado de porcentagem retida em 50%. São inseridas no domínio juntamente com a corrente gasosa pela entrada da seção convergente a uma vazão mássica de 0,0153 kg/s.

Para a resolução do sistema de equações de *Reynolds Navier-Stokes* (RANS), o modelo de turbulência k- ω SST foi utilizado para definir a viscosidade turbulenta. Segundo Wilcox (2006), este modelo de turbulência é mais indicado em sistemas em que há interesse no comportamento de superfícies ou onde há um gradiente de pressão negativo, de modo a melhor prever os resultados nas seções de entrada e saída da garganta do Venturi. O critério de convergência adotado é de 10^{-4} da raiz do

valor quadrático médio do erro ou RMS (*root mean square*) com esquema de interpolação de advecção *Upwind* e interpolação numérica da turbulência de primeira ordem (*first order*). Proposto por (ANSYS, 2020).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U}k) = \nabla[(\mu + \sigma_k \mu_t) \nabla k] + \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{U} \omega) = \nabla[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \nabla \omega] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega + \alpha \frac{1}{\nu_t} \tilde{P}_k - \beta \rho \omega^2 \quad (4.2)$$

$$\tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta^* \rho k \omega) \quad (4.3 a)$$

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (4.3 b)$$

$$F_1 = \tanh \left(\left[\min \left\{ \max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right\} \right]^4 \right) \quad (4.3 c)$$

$$F_2 = \tanh \left(\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right) \quad (4.3 d)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (4.3 e)$$

$$\beta^* = 0.09$$

$$\alpha = F_1 \alpha_1 + (1 - F_1) \alpha_2; \sigma_k = F_1 \sigma_{k1} + (1 - F_1) \sigma_{k2}, \sigma_\omega = F_1 \sigma_{\omega 1} + (1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \quad (4.3 f)$$

$$\alpha_1 = 5/9, \beta_1 = 3/40, \sigma_{k1} = 0.85, \sigma_{\omega 1} = 0.5$$

$$\alpha_2 = 0.44, \beta_2 = 0.0828, \sigma_{k2} = 1, \sigma_{\omega 2} = 0.856$$

A determinação da trajetória das partículas dispersas no escoamento contínuo foi obtido através da abordagem Euler-Lagrange (ANSYS, 2020).

$$\frac{dx_p}{dt} = \mathbf{U}_p \quad (4.4)$$

$$m_p \frac{d\mathbf{U}_p}{dt} = \mathbf{F}_D - \frac{m_p}{\rho_p} \nabla P + \mathbf{F}_G + \mathbf{F}_C \quad (4.5)$$

Com a força de arrasto definido por: $F_D = \frac{3}{4} \frac{\rho_g}{\rho_p} \frac{m_p}{d_p} C_D (\mathbf{U}_g - \mathbf{U}_p) |\mathbf{U}_g - \mathbf{U}_p|$, força gravitacional definida por: $F_G = m_p \mathbf{g}$, Não incluiu a interação partícula-partícula $F_C = -\frac{1}{\alpha_p \rho_p} \nabla \tau_p + \frac{\bar{U}_p - U_p}{\tau_D}$ ou força de empuxo.

As gotículas de água possuem uma distribuição de diâmetro definida por Rosim-Ramler

$$F_3(d) = 1 - e^{-\left(\frac{d}{\bar{d}}\right)^q} \quad ; \quad d_{32} = \frac{\bar{d}}{\Gamma\left(1-\frac{1}{q}\right)} \quad (4.6)$$

Com \bar{d} o tamanho de gotícula superior a 63,2% das gotículas e $d_{32} = \frac{4.22 \times 10^{-2} + 5.77 \times 10^{-3} (1000L/G)^{1.922}}{(U_{rel})^{1.602}}$.

Conforme explicado na descrição da geometria das malhas, a simulação é dividida em quatro seções G1, G2, G3, e G4. Utilizou-se na simulação 10^6 unidades para rastreio da trajetória representando gotículas de água, e 10^5 unidades para rasterio da trajetória representando material particulado. Esse número de gotículas considerado na simulação não significa que o sistema real possui esse número de gotículas, mas sim uma técnica do modelo de Lagrange de que cada gotícula na simulação, representa um conjunto de gotículas do sistema real dado a impossibilidade de rastrear todas as gotículas.

Pelo fato de serem facilmente carregadas e seguirem a trajetória das linhas de corrente gasosa dado sua pequena massa, o acoplamento ar-poeira considerado foi de uma via (*one-way*). A aceleração das gotículas ocorre devido ao arraste gerado na interação ar-água sendo um dos principais fatores que contribuem para a perda de pressão do gás, conforme Yung (1977). Por este motivo, o acoplamento ar-água considerado foi o de duas vias (*two-way*) com coeficiente de arraste obtido a partir de Schiller-Naumann.

Inicialmente a geometria G2 possuía os dutos de injeção de água, conforme Figura 53, porém os resultados não foram satisfatórios dado a formação de vórtices no interior do trecho representado pelo tubo, desfavorecendo a convergência da simulação. Para contornar esse problema, os tubos foram removidos e as gotículas de água foram injetadas através de pontos de injeção, no caso tipo cone com ângulo

de abertura³⁷ de 15°. O detalhe da geometria com os pontos de injeção localizados pode ser observado na Figura 54. Nas geometrias G1, G3 e G4, a fase dispersa (gotículas de água e material particulado) foram injetadas no domínio uniformemente distribuídas em conjunto com a corrente gasosa, com a mesma velocidade dessa corrente (*Zero sleep velocity*).

Figura 53: Geometria preliminar com dutos de injeção de água

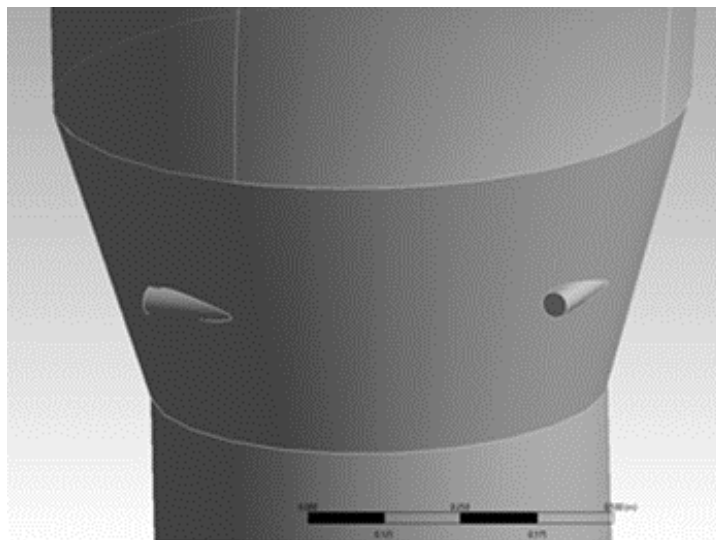
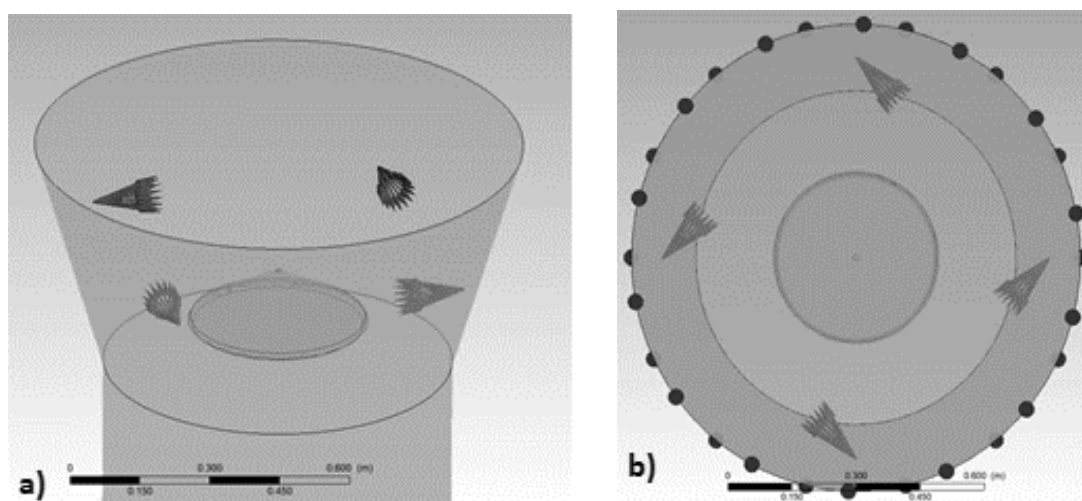


Figura 54: Pontos de injeção de gotículas a) em vista isométrica e b) em vista superior da geometria G2



³⁷ O ângulo de abertura foi estimado a partir de imagens do escoamento da corrente líquida tiradas em situação com baixa vazão de ar do equipamento industrial. O objetivo deste método é a determinação perfil macroscópico da corrente líquida. O processo de atomização não é abordado neste estudo. Para aprofundamento no assunto, recomenda-se Chryssakis C.A., Assanis D.N., Tanner F.X. (2011) Atomization Models. In: Ashgriz N. (eds) Handbook of Atomization and Sprays. Springer, Boston, MA.

A primeira determinação da trajetória das partículas dispersas, através do modelo de Lagrange, foi realizado após 15 iterações do escoamento contínuo, com frequência de 25 iterações. Vale ressaltar que as simulações, em cada geometria, foram realizadas de forma independente em relação à fase discreta (gotículas de água e material particulado), ou seja, as condições no plano de saída não foram utilizadas como condição de contorno da geometria seguinte e sugere-se o tema em estudos futuros. Para a fase contínua, o perfil de velocidade no plano de saída de uma geometria foi utilizado como condição de entrada da geometria seguinte.

As condições de contorno utilizadas para o cálculo da etapa Euleriana são mostrados na Tabela 27 e, em todas as paredes, foi considerado a condição de não escorregamento (*No slip*).

Tabela 27: Condições de contorno utilizados nas simulações

Geometria	Inlet	Outlet
G1	Velocidade - 20 m/s	Pressão – 101325 Pa
G2	Velocidade Outlet G1	Pressão – 101325 Pa
G3	Velocidade Outlet G2	Pressão – 101325 Pa
G4	Velocidade Outlet G3	Pressão – 101325 Pa

Além disso, ensaios de simulação foram realizados no sistema composto pela geometria G2 nas condições dos ensaios mostrados na Tabela 25 para comparação do perfil de pressão medido experimentalmente e simulado.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados e discussões das medições de perda de carga do lavador Venturi em condições controladas (com ensaios mostrados na Tabela 25), e da medição isocinética em condição normal de operação da fonte estacionária. Os resultados completos da amostragem isocinética estão apresentados no Apêndice A. Também é apresentado os resultados e discussões dos ensaios de simulação em CFD, cujo arranjo é apresentado no item 3.2.

4.1 Perda de Carga

Neste item são apresentados os resultados de perfil de pressão do lavador Venturi em estudo, medidos em condição controlada, os resultados de perda de carga total obtidos a partir de modelos matemáticos de Calvert (1970), Hesketh (1974) e Boll (1973), e de perfil de pressão obtidos pelo modelo de Boll (1973) com as posteriores discussões.

4.1.1 Perda de Carga Experimental

A Tabela 28 mostra os resultados das variáveis de processo para cada ensaio de medição.

Tabela 28: Resultados das variáveis de processo para cada ensaio de medição em condição controlada.

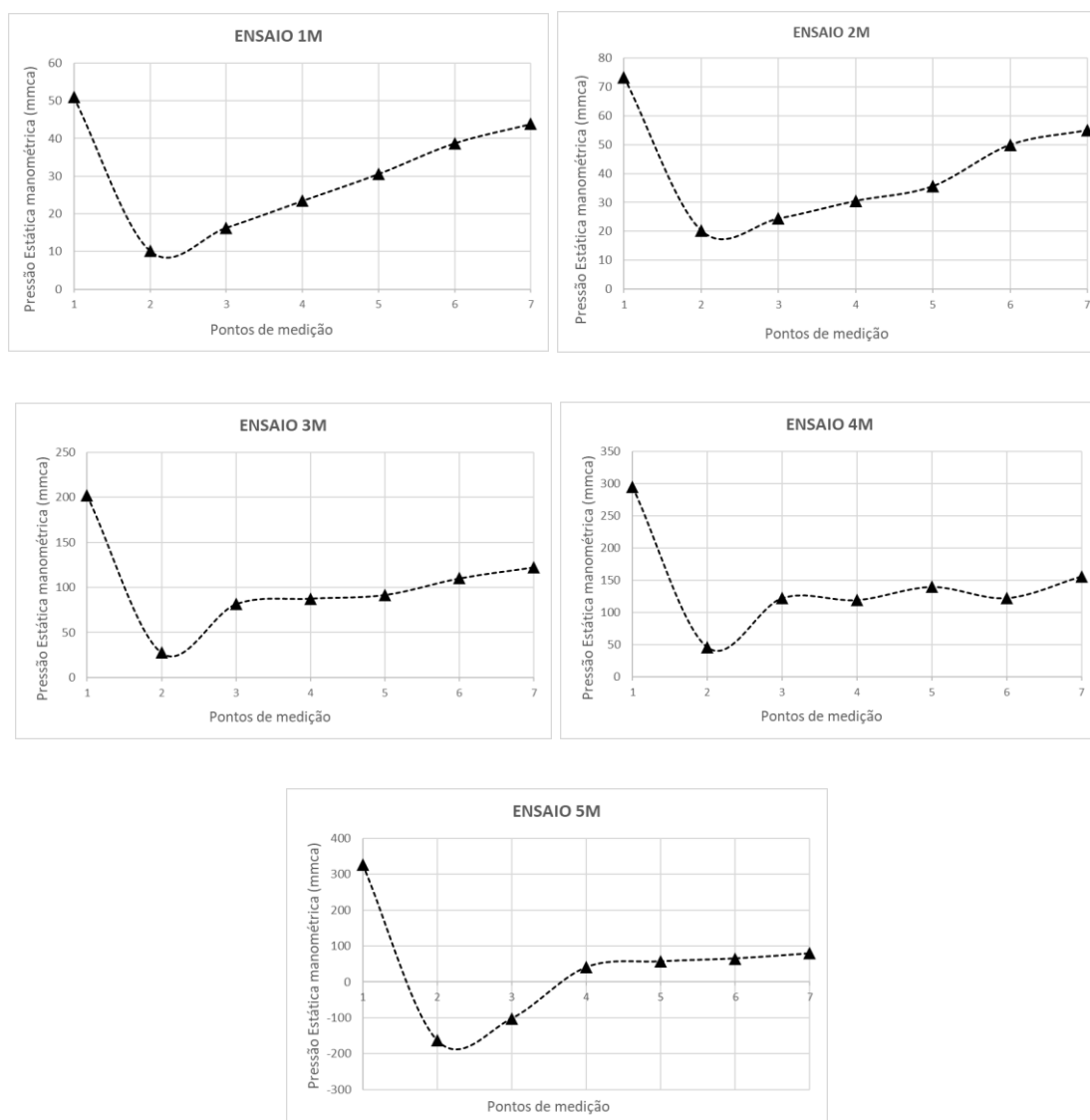
ENSAIO	Temp Ar (°C)	Amp Exaustor (A)	Velocidade do ar (m/s)	Vazão volumétrica de ar (m ³ /h)	Temp Água (°C)	Amp Bomba (A)	Vazão Água m ³ /h
1M	23	236	7.2	24632	19	-	-
2M	23	260	12.1	41396	18	-	-
3M	23	235	5.8	19842	18	41	75
4M	23	258	10.4	35580	18	42	75
5M	23	351	17.9	61239	18	42	75

Para estas condições, o perfil de pressão do lavador foi obtido e os resultados são apresentados na Tabela 29 e a Figura 55 mostra os gráficos do perfil de pressão para cada ensaio de medição em condição controlada.

Tabela 29: Resultados de perfil de pressão e perda de carga total para os ensaios de medição controlada.

ENSAIO	PONTO DE MEDIÇÃO (kPa)							Δp Total (mmca)
	1	2	3	4	5	6	7	
1M	0.50	0.10	0.16	0.23	0.30	0.38	0.43	7.1
2M	0.72	0.20	0.24	0.30	0.35	0.49	0.54	18.4
3M	1.98	0.27	0.80	0.86	0.90	1.08	1.20	79.6
4M	2.89	0.45	1.20	1.17	1.37	1.20	1.53	138.7
5M	3.21	-1.60	-1.00	0.40	0.56	0.64	0.78	247.9

Figura 55: Gráficos do perfil de pressão do lavador Venturi para os cinco ensaios de medição controlada.



As condições dos ensaios de medição mostrados na Tabela 29 mostram uma redução na vazão de ar para ensaios com mesma rotação do exaustor de ar e com/sem a presença de água (Ensaio 1M x 3M- sem; Ensaio 2M x 4M-com). Essa redução da vazão de ar pode ser também verificada pela redução do valor da amperagem do exaustor de ar dado que a demanda energética está diretamente relacionado com a vazão mássica conforme segunda lei de Newton. Comparando os ensaios 1M vs 3M e 2M vs 4M, a redução no valor da vazão volumétrica medida foi de 19% e 16% respectivamente. Esse resultado mostra a influência da corrente líquida no sistema, com respectivo aumento da perda de carga exercida, alterando o ponto de operação do sistema na curva do exaustor principal.

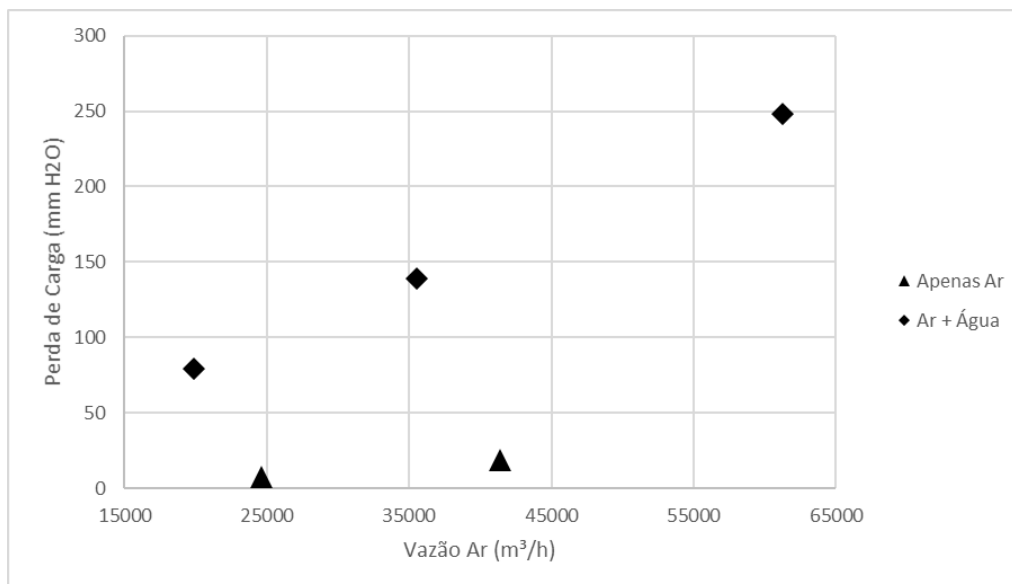
Os resultados de pressão obtidos nos ensaios 1M-5M mostrados na Tabela 29, indicam que o equipamento em estudo é de porte médio, conforme Tabela 3, já que o valor da perda de carga total medido no ensaio 5M, com a presença de água e maior vazão de ar, foi de 247,9 mmca. Na etapa de amostragem isocinética, que representa valor em condições normais de operação ao invés das condições controladas dos testes, o valor da perda e carga total medida foi de 292 mmca, obtido pela diferença do valor de pressão medido mostrado na Tabela 30 e na Tabela 31. Esse valor inclui a perda de carga total do sistema de lavagem, incluindo o separador de gotículas.

Os gráficos de perfil de pressão obtidos e mostrados na Figura 55, possuem o perfil característico, e esperado, de uma corrente gasosa escoando pelas três seções (convergente, garganta e divergente) de um lavador de gases tipo Venturi. Queda na pressão na seção convergente atingindo seu valor mínimo na entrada da garganta, e posterior recuperação na pressão na seção divergente. Os ensaios a seco (1M e 2M) possuem curva de recuperação de pressão mais suave se comparado com as curvas dos ensaios com presença de água (3M, 4M e 5M), que possuem um degrau seguido de uma curva de maior instabilidade devido à turbulência gerada no processo de atomização das gotículas de água.

Em todos os ensaios, de medição experimental e teórico, não houve recuperação completa da pressão na seção divergente corroborando a presença dos mecanismos mencionados no item 2.5, efeito da presença de gotículas no escoamento da corrente gasosa e de fricção dos gases com as paredes. Em relação à perda de carga total, representado pela diferença entre os pontos 7 e 1 da Figura 47, houve aumento no

valor medido com o aumento da vazão de ar. A Figura 56 apresenta a comparação do resultado de perda de carga total em relação à vazão de ar.

Figura 56: Gráfico relacionando a perda de carga total do sistema com a vazão de ar.



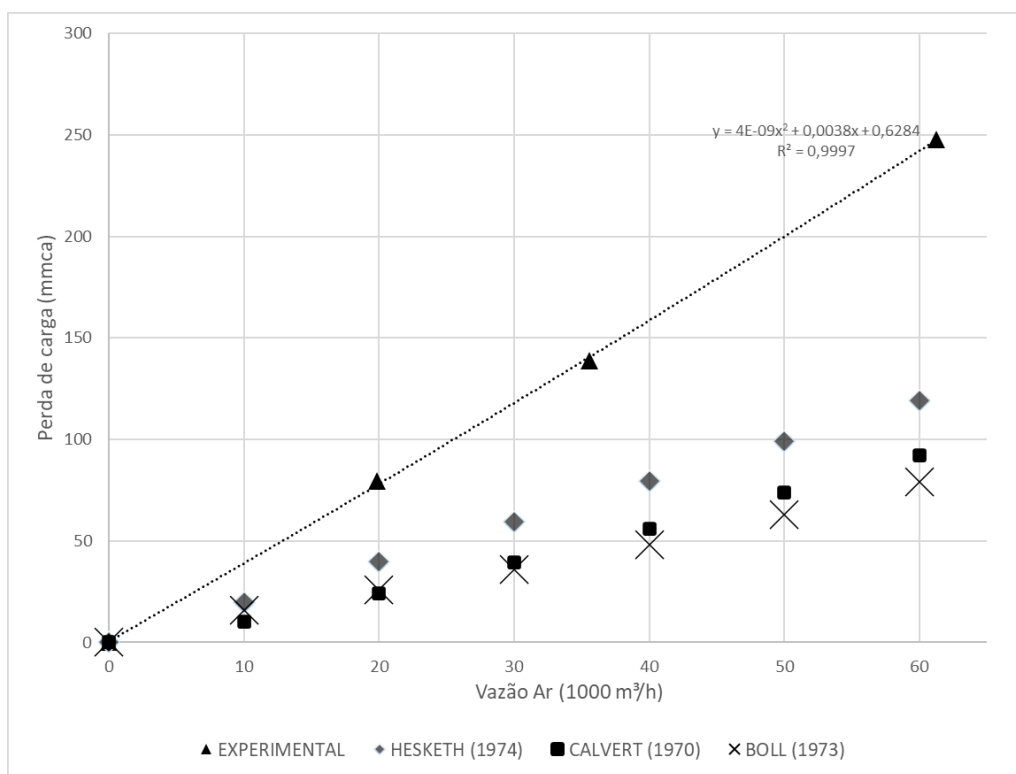
Pela Figura 56 fica mais claro visualizar o salto no valor da perda de pressão nos ensaios com presença de água, surgindo o conceito proposto por Viswanathan (1998) de que a perda de carga total é composta pela contribuição do escoamento da corrente gasosa apenas, somado ao da mistura com a corrente líquida. Além disso, independente da presença de água ou não, há aumento do valor da perda de carga com o aumento da vazão de ar, principalmente pelo efeito de fricção com as paredes (GONÇALVES, 2000).

4.1.2 Perda de Carga Teórica

a) Perda de carga total

A perda de carga total é considerada o valor da perda de pressão do escoamento entre as seções convergente, garganta e divergente representado na geometria G2. A Figura 57 mostra os resultados obtidos a partir dos modelos de Calvert (1970), Hesketh (1974), Boll (1973), juntamente com os dados experimentais. Os ensaios experimentais considerados na análise de perda de carga total foram 3M, 4M e 5M dado que nesses havia presença da corrente líquida, fator importante na determinação da perda de pressão nos modelos matemáticos utilizados.

Figura 57: Gráfico com resultados experimentais e teóricos da perda de carga total.



Pelos dados mostrados na Figura 57, nota-se que os valores experimentais foram superiores a todos os valores obtidos por modelos matemáticos. Dentre os modelos, o que ficou menos distante foi o proposto por Hesketh (1974). O fato do resultado experimental ser superior a todos os modelos pode estar relacionado com o equipamento estudado possuir o aparato de obstrução de escoamento, que restringe a área de escoamento, aumentando a velocidade e, conseqüentemente, a perda de carga, não se tratando de uma configuração comum de Venturi, do qual os modelos foram elaborados. Outro ponto de influência pode estar associado ao fato de que equipamentos em escala industrial possuem muitos desvios da idealidade. No caso de sistemas de lavagem, pode haver flutuações na distribuição das gotículas na seção de lavagem ou de distribuição granulométrica de gotículas e de material particulado. O modelo de Hesketh (1974), empírico a partir de dados de sistemas em operação, foi o que mais se aproximou da curva experimental, reforçando esta hipótese.

b) Perfil de Pressão

O perfil de pressão ao longo do comprimento longitudinal do lavador (Geometria G2) foi obtido através do modelo de Boll (1973), calculados para os ensaios 3M, 4M e 5M

dos quais havia presença de água. A Figura 58, Figura 59 e Figura 60, mostram o perfil de pressão obtido para os ensaios 3M, 4M e 5M respectivamente.

Figura 58: Perfil de pressão obtido pelo modelo de Boll (1973) para o ensaio 3M.

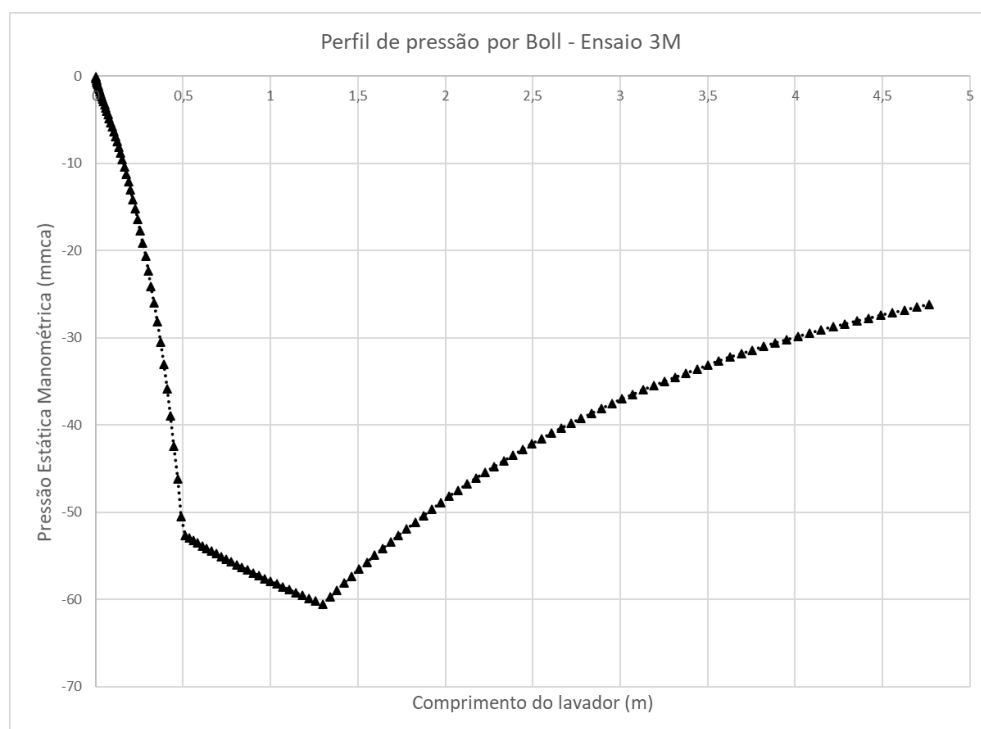


Figura 59: Perfil de pressão obtido pelo modelo de Boll (1973) para o ensaio 4M.

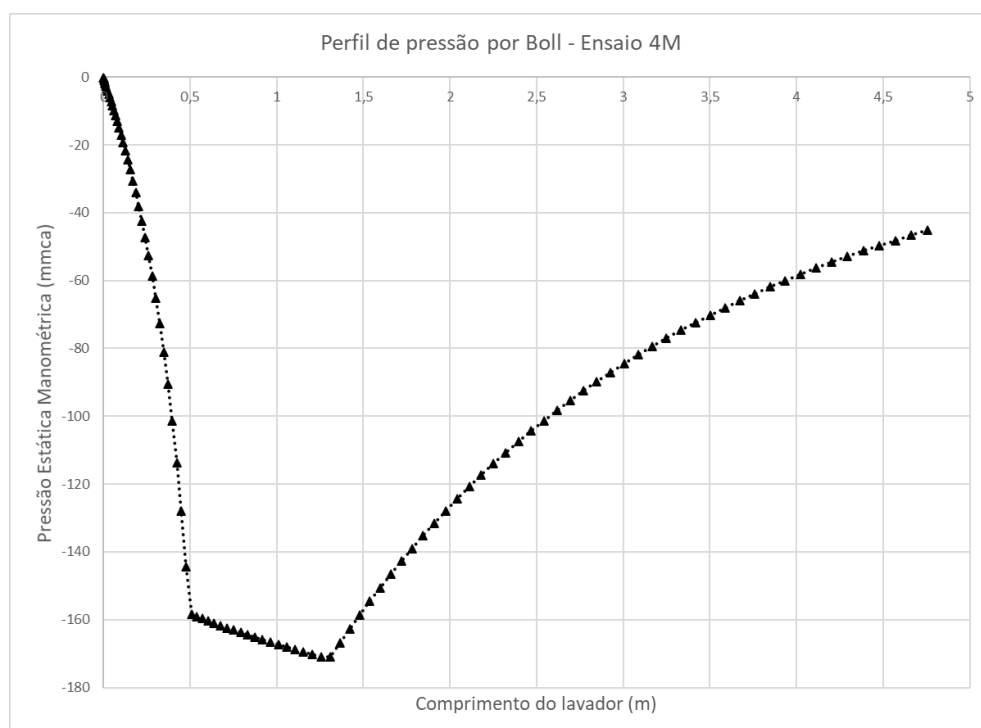
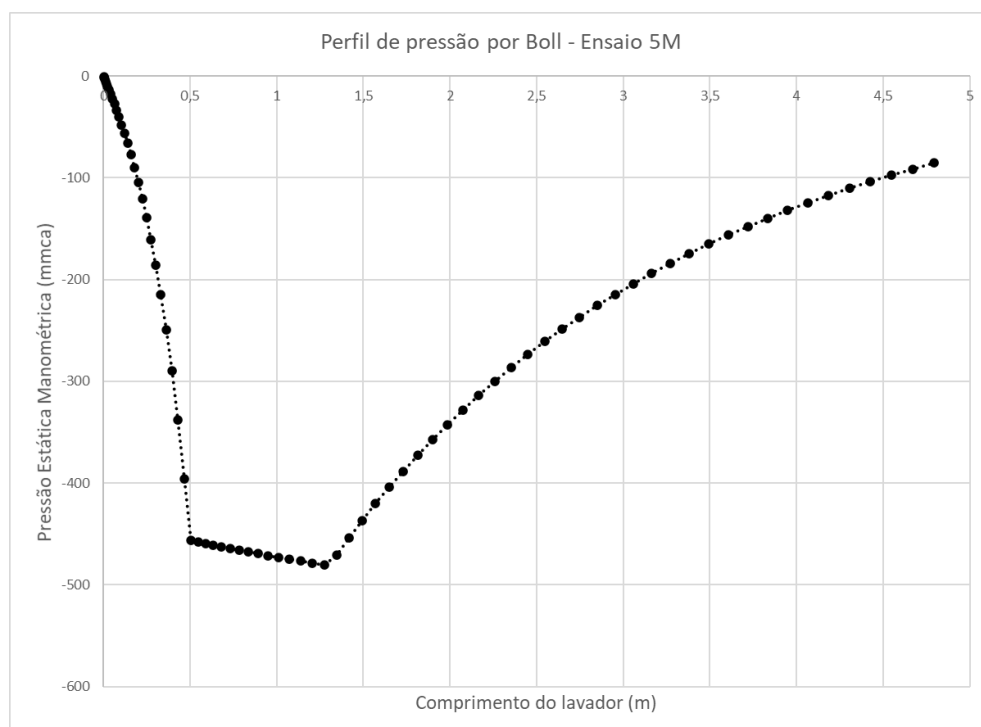


Figura 60: Perfil de pressão obtido pelo modelo do Boll (1973) para o ensaio 5M.



As curvas obtidas pelo modelo de Boll (1973) para os ensaios 3M, 4M e 5M mostrados na Figura 58, Figura 59 e Figura 60 respectivamente, mostram uma queda abrupta na pressão na seção convergente até a entrada da garganta. Isso porque o efeito do aparato de obstrução fluxo foi considerado nesse modelo pelo equacionamento do plano de escoamento subtraindo a área dessa geometria. Dessa forma, houve aumento de 35% na velocidade máxima da corrente gasosa, que contribuiu diretamente para transformação da energia estática em energia cinética.

4.2 Medição Isocinética

Os resultados principais da medição isocinética são mostrados na Tabela 30 (entrada do lavador) e Tabela 31 (saída da chaminé).

Tabela 30: Resultados da medição isocinética no ponto 1 (entrada do lavador)

Parâmetro	1ª coleta	2ª coleta	Média
Pressão Estática (mmca)	358.7	390.3	374,5
Vazão Ar (m ³ /h)	68526.7	68439.5	68.483,1
Concentração Material Particulado (mg/Nm ³)	954.6	1153.9	1054.3

Tabela 31: Resultados obtidos na medição isocinética no ponto 2 (saída da chaminé).

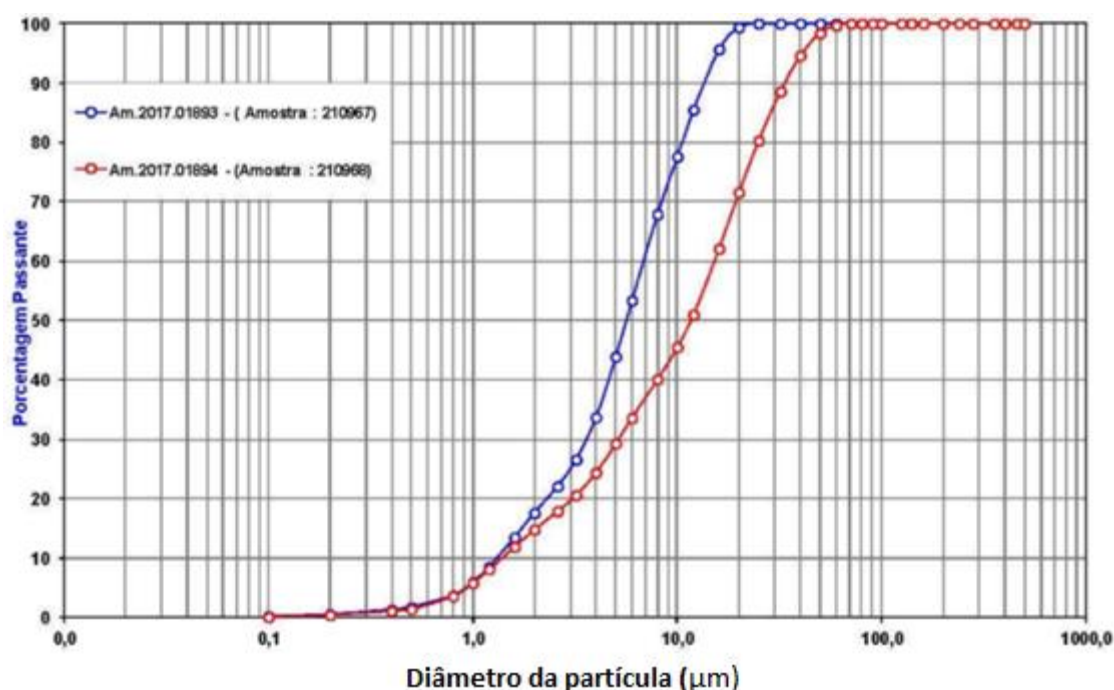
Resultados obtidos	1ª coleta	2ª coleta	Média
Pressão Estática (mmca)	81.0	84.0	82.5
Vazão Ar (m ³ /h)	70743.4	69358.8	70051.1
Concentração Material Particulado (mg/Nm ³)	58.1	86.3	72.2

Pelos resultados apresentados, nota-se que a vazão de ar do equipamento é da ordem de 70.000 m³/h, representando a dimensão do sistema. Além disso, diferença significativa na concentração de material particulado, cuja eficiência será mostrada no item 4.3.1.

4.2.1 Distribuição Granulométrica na entrada do lavador

A distribuição granulométrica do material particulado na entrada do lavador Venturi, obtido através de difração a *laser*, é mostrado na Figura 61. Nessa figura são mostrados duas curvas já que a determinação foi realizada em duplicata.

Figura 61: Gráfico da distribuição granulométrica do material particulado na entrada do lavador Venturi.



Os resultados da Figura 61 mostram que mais de 95% da amostra possui granulometria retida em 1 µm. Esta é exatamente a faixa recomendada para este tipo de lavador de gases. Também nota-se mais de 95% da granulometria passante em

20 µm mostrando a importância da separação primária de ciclones, para remoção do material particulado de maior diâmetro e alívio do sistema de lavagem.

4.3 Eficiência de coleta

Neste item são apresentados os resultados de eficiência de coleta de material particulado. São apresentados dados de eficiência experimental, calculados a partir de resultados da medição isocinética, e dados de eficiência teórica, calculados a partir dos modelos de Calvert (1972) e Calvert modificado, proposto por Ribeiro (2005).

4.3.1 Eficiência experimental

Em posse dos resultados de concentração de material particulado nas correntes de entrada e saída do lavador Venturi mostrados na Tabela 30 e Tabela 31, a eficiência de coleta foi calculada através da Equação (2.61).

$$\% \text{ coleta} = \left(\frac{C_{ent} - C_{sai}}{C_{ent}} \right) * 100\% = \left(\frac{1.054,3 - 72,2}{1.054,3} \right) * 100\% = 93,2$$

A partir dos resultados obtidos pela amostragem isocinética, de concentração de material particulado na corrente de entrada do lavador Venturi e de saída pela chaminé, mostrados na Tabela 30 e Tabela 31 respectivamente, pôde-se calcular a eficiência global de captura do equipamento chegando a 93,2%. Este resultado de eficiência de captura está em acordo com valores normalmente encontrados em sistemas parecidos, normalmente acima de 90% (MUSSATTI, HEMMER, 2002) e acima do valor de eficiência de captura de projeto, previsto para 89%. O resultado da concentração de material particulado na corrente da chaminé, de 72,2 mg/Nm³, também está abaixo do limite estabelecido pelo órgão regulador da região (75 mg/Nm³). Vale ressaltar que, por mais que o resultado obtido tenha sido inferior ao limite estabelecido, ele representa (72,2/75) 92,6% do limite, mostrando que o atual sistema está operando próximo de sua capacidade máxima. Ou seja, é necessário avaliação criteriosa em projetos futuros de expansão de capacidade produtiva da unidade onde a fonte estacionária está em operação. Na verdade, como o sistema opera perto do seu limite, é recomendado que estudos de *revamp* do sistema sejam realizados já que há tendência de redução nos limites de taxa de emissão em regiões metropolitanas devido ao surgimento de estudos mais recentes corroborando essa

necessidade. Um exemplo desses estudos é o próprio documento mencionado nesse texto da Organização Mundial da Saúde³⁸ do qual foi recentemente publicado sua revisão³⁹ com dados atualizados de concentração e dispersões de poluentes em diversas regiões do mundo e reforça a necessidade de redução de emissão de poluentes atmosféricos tanto pelo viés do efeito nocivo à saúde humana quanto pela redução do efeito estufa, responsável por mudanças climáticas em diversas regiões do mundo.

4.3.2 Eficiência Teórica

A eficiência teórica foi calculada considerando as condições do ensaio de medição isocinética. A Tabela 32 mostra os resultados obtidos nessa etapa do estudo.

Tabela 32: Resultados de eficiência teórica e condições de processo utilizadas

Vazão Ar (m ³ /h)	Vazão Água (m ³ /h)	Temperatura Ar (°C)	Calvert (1972)	Ribeiro (2005)
68483	75	100	98.2%	100%

Os modelos de eficiência de captura propostos por Calvert (1972) e Ribeiro (2005) forneceram resultados com valores superiores, se comparado com o resultado obtido experimentalmente de medição isocinética. Na verdade, isso já era esperado dado que estes modelos são baseados no balanço material das gotículas percorrendo um volume infinitesimal e uniformemente distribuídas pela garganta, o que em sistemas de escala industrial, não pode ser considerado e termos de ajuste precisam ser inseridos no modelo. Além disso, o resultado da distribuição granulométrica do material particulado na entrada do lavador da Figura 61, mostra que a dificuldade no cálculo da eficiência de captura se dá devido à dispersão da curva granulométrica, sendo necessária sua integração com cálculo das eficiências individuais para toda a curva de diâmetros. A Figura 61 também mostra que lavadores de gases tipo Venturi são adequados para captura de partículas finas e respiráveis MP10 e MP2,5. Para partículas com este diâmetro, lavadores mais simples como coluna de *spray* atingem eficiência abaixo de 50% (MUSSATTI, HEMMER, 2002) e não conseguiriam abater a quantidade necessária para viabilizar a operação da unidade no local atual.

³⁸ WHO Air Quality Guidelines Global Update 2005

³⁹ WHO Air Quality Guidelines Global Update 2021

4.4 Simulação em CFD

4.4.1 – Teste de independência de malha

A primeira etapa da simulação em CFD foi o teste de independência de malha, para definição do número de elementos de cada geometria utilizada no estudo. Foram realizados três ensaios de simulação para cada geometria, com número crescente de elementos de malha computacional através da avaliação do perfil de pressão com dados extraídos de linha posicionada na região do escoamento. Optou-se pela configuração que não apresentou grande desvio nos resultados de perfil de pressão, com o menor número de elementos para redução da demanda computacional.

a) Geometria G1;

Para a geometria G1, a pressão total foi avaliada em linha posicionada conforme mostra a Figura 62. A Tabela 33 mostra os números de nós e elementos para cada teste, dos quais os resultados de perfil de pressão obtidos são mostrados na Figura 63.

Tabela 33: Número de nós e elementos do teste de independência de malha da geometria G1

TESTE	Nós	Elementos
1	76592	261609
2	232424	846807
3	508765	1939285

Figura 62: Detalhe da posição da linha onde os dados de pressão total foram exportados da geometria G1

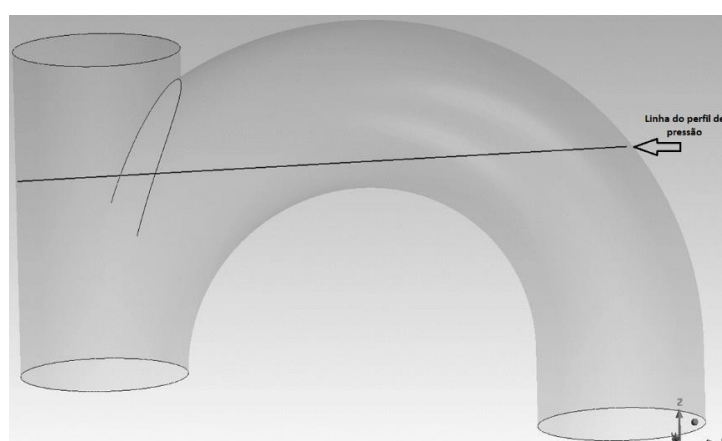
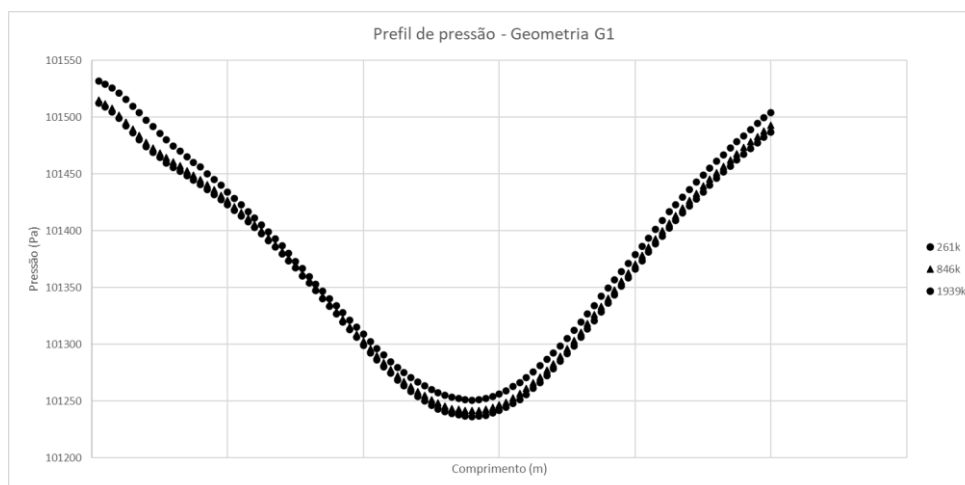


Figura 63: Gráfico do perfil de pressão ao longo da linha da Figura 62 para os três testes realizados



b) Geometria G2;

Para a geometria G2, a Figura 64 mostra a localização da linha de onde os dados de pressão foram extraídos e a Figura 65 mostra o gráfico com os perfis obtidos para os três testes, cujo número de elementos é mostrado na Tabela 34.

Tabela 34: Número de nós e elementos do teste de independência de malha da geometria G2.

TESTE	Nós	Elementos
1	93138	357578
2	369568	1604843
3	736177	3638045

Figura 64: Detalhe da posição da linha onde os dados de pressão total foram exportados da geometria G2

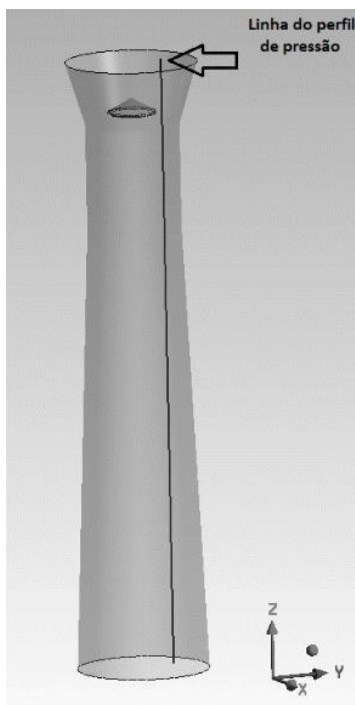
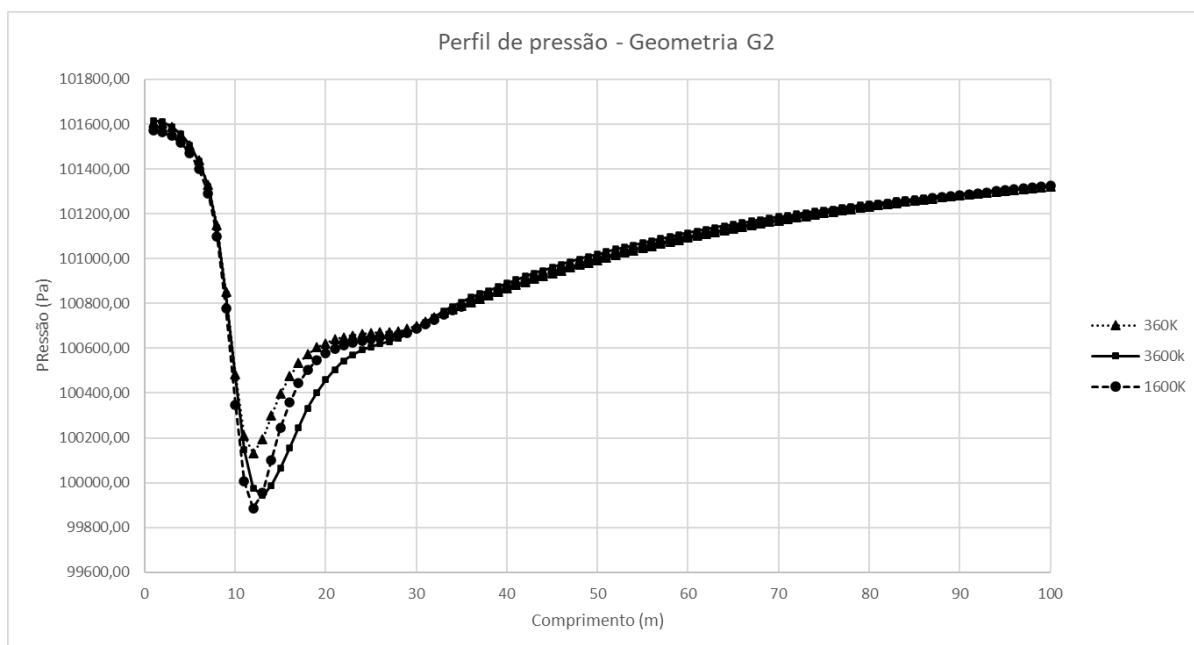


Figura 65: Gráfico do perfil de pressão ao longo da linha da Figura 64 para os três testes realizados



c) Geometria G3;

Para a geometria G3, a Figura 66 mostra a localização da linha de onde os dados de pressão foram extraídos e a Figura 67 mostra o gráfico com os perfis obtidos para os três testes, cujo número de elementos é mostrado na Tabela 35.

Tabela 35: Número de nós e elementos do teste de independência de malha da geometria G3

TESTE	Nós	Elementos
1	85296	277883
2	187285	624888
3	409482	1420088

Figura 66: Detalhe da posição da linha onde os dados de pressão total foram exportados da geometria G3

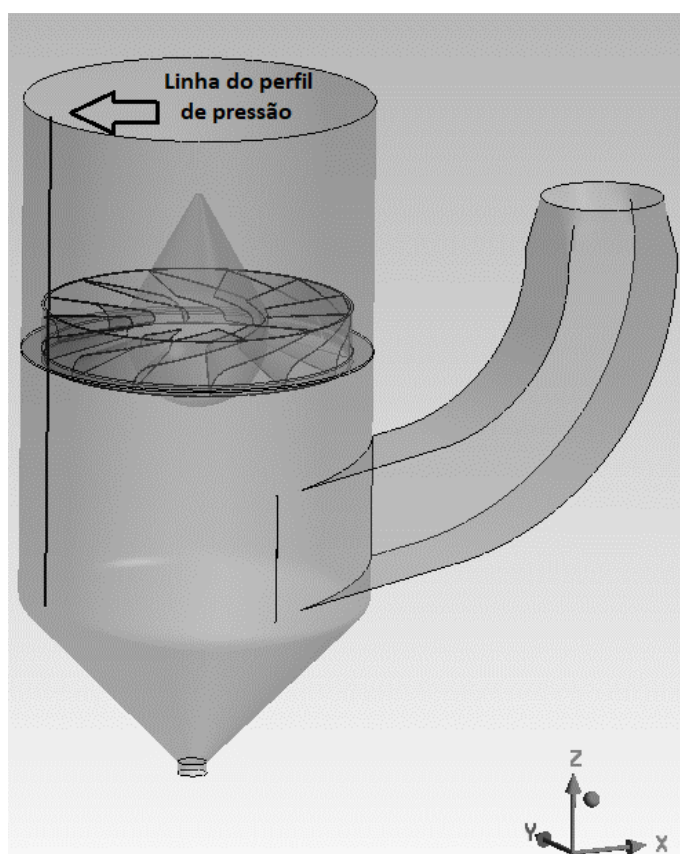
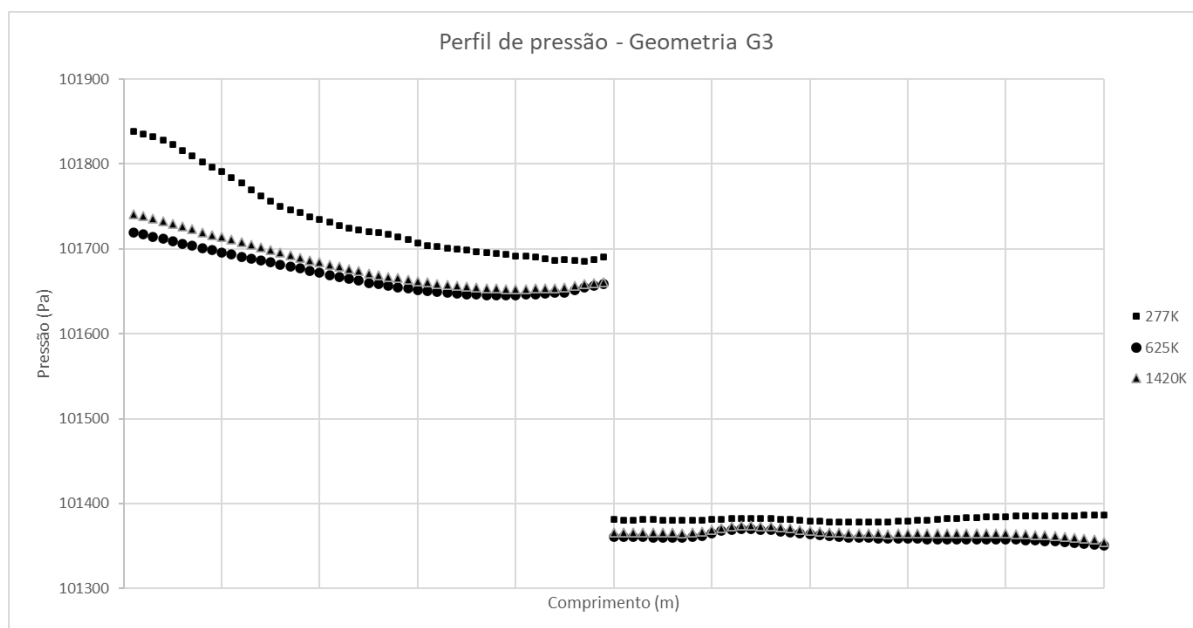


Figura 67: Gráfico do perfil de pressão ao longo da linha da Figura 61 para os três testes realizados.



d) Geometria G4.

Para a geometria G4, a Figura 68 mostra a localização da linha de onde os dados de pressão foram extraídos e a Figura 69 mostra os perfis de pressão obtidos, cujo número de elementos é mostrado na Tabela 36.

Tabela 36: Número de nós e elementos do teste de independência de malha da geometria G4

TESTE	Nós	Elementos
1	266667	82946
2	72897	239604
3	300158	1081864

Figura 68: Detalhe da localização da linha onde os dados de pressão total foram exportados da geometria G4

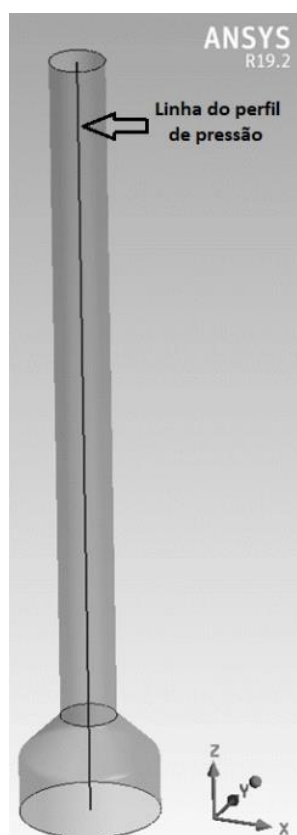
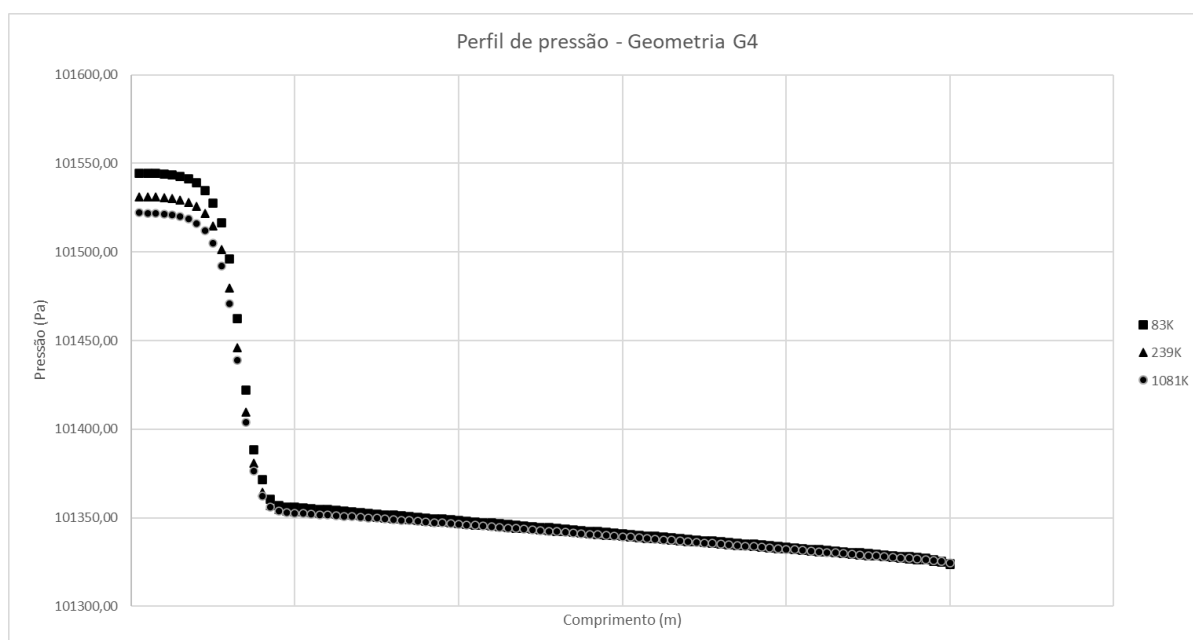


Figura 69: Gráfico do perfil de pressão ao longo da linha da Figura 68 para os três testes realizados



A Tabela 37 apresenta o de número de nós e elementos definidos pelo teste de independência de malha e utilizados nas simulações subsequentes.

Tabela 37: Número de nós e elementos das geometrias do estudo

Geometria	Elementos	Nós
G1	846k	232k
G2	1604k	369k
G3	625k	187k
G4	239k	73k

Nota-se que a geometria G2 é que possui maior número de nós e elementos, superando 1.6 milhão, sendo necessário tanto por conta da complexidade da geometria com a presença do aparato de obstrução de fluxo, quanto pela necessidade de refinamento da malha na seção convergente e entrada da garganta.

4.4.2 – escoamento nas condições normais de operação

Depois de definido o número de elementos da malha computacional de todas as geometrias que formam o sistema completo, a análise do escoamento em condições normais de operação (nesse caso considerado como as condições da amostragem isocinética) foi realizado em CFD. Neste item, primeiro serão apresentados resultados para cada parte da geometria com a presença apenas da corrente gasosa, com posterior agrupamento de todas as geometrias.

a) Geometria G1;

A geometria G1 é composta pela curva de encaminhamento da corrente à entrada da seção convergente de forma que não há mudança de diâmetro ou mudança brusca na direção do escoamento. A Figura 70 mostra as linhas de corrente de velocidade e a Figura 71 o perfil de pressão obtido nesse ensaio de simulação.

Figura 70: Linhas de corrente de velocidade para a geometria G1

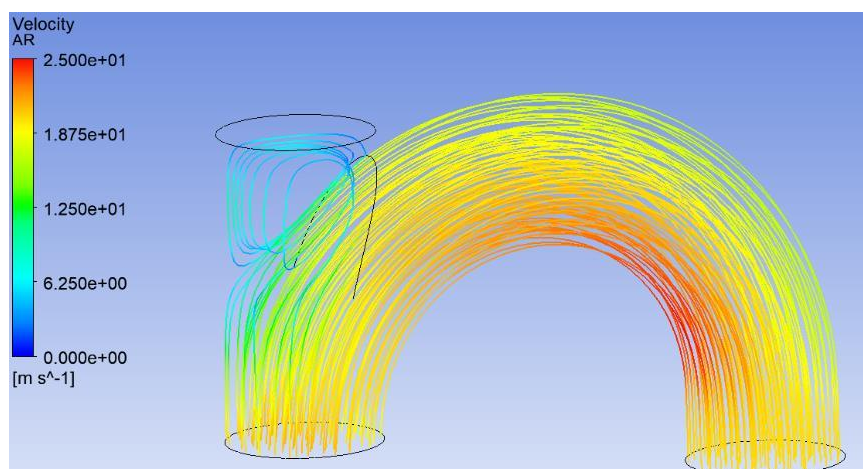
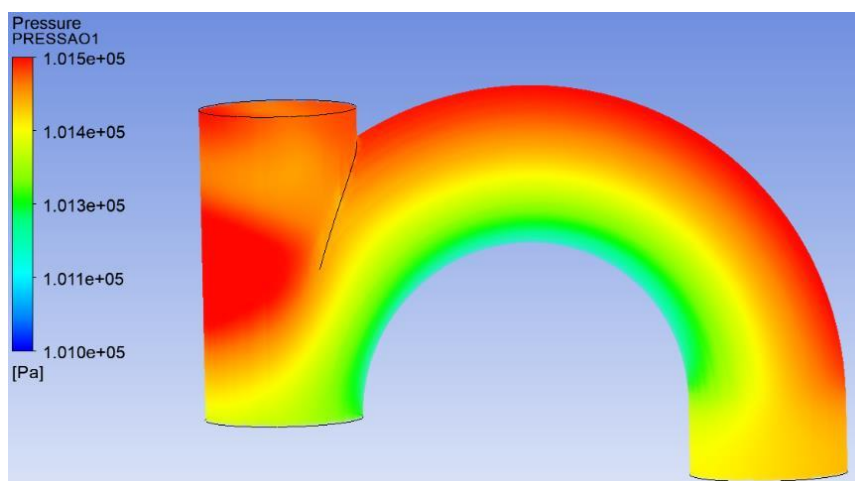


Figura 71: Perfil de pressão para a geometria G1

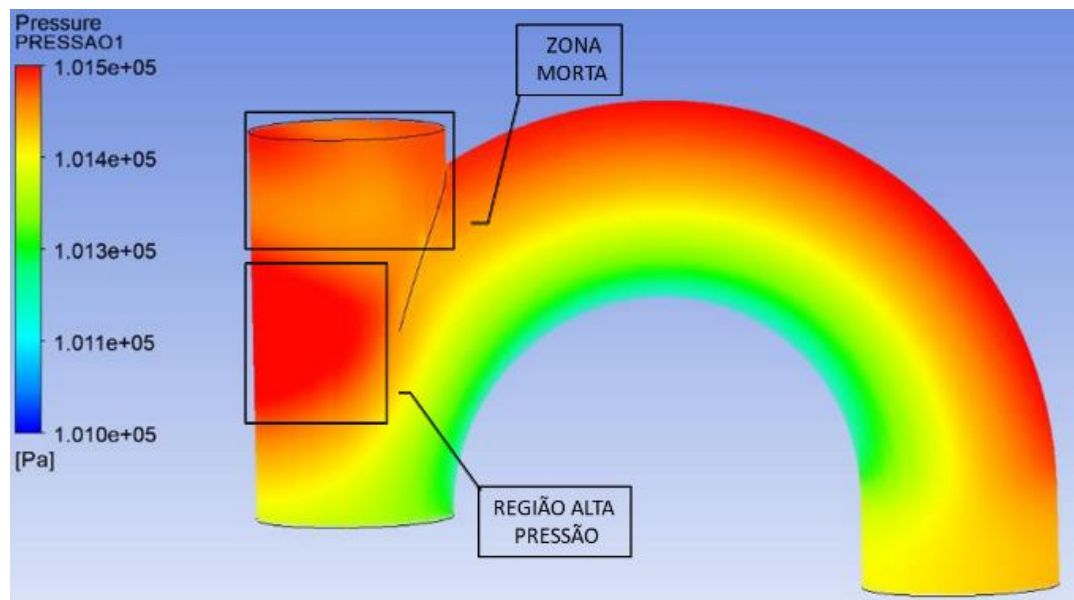


A geometria G1 trata-se apenas da curva de direcionamento do escoamento bifásico até a entrada da seção convergente do lavador Venturi. As linhas de corrente de velocidade mostradas na Figura 70, indicam que o trecho interno e inferior da curva atinge valor de velocidade máxima (acima de 25 m/s) se comparado com a parte externa e superior (inferior a 20 m/s). Este efeito pode ser comprovado fisicamente pois, há maior tendência de deposição de material particulado na parte externa, com a parte interna sempre mais limpa em oportunidades de inspeção. As deposições nos trechos de tubulação podem ocorrer devido à presença de bocais de inspeção ou acessórios que não foram detalhadamente incluídos na geometria deste estudo.

O perfil de pressão no trecho mostrado na Figura 71 indica haver região de alta pressão na face externa e de entrada da seção vertical, gerado principalmente pela turbulência devido à presença de zona morta. O início do trecho vertical é composto

por bocal flangeado para inspeção interna do equipamento. O local detalhado dessas regiões é mostrado na Figura 72.

Figura 72: Detalhe das regiões de alta pressão e zona morta



Na face externa da região de alta pressão mostrada na Figura 72, há um bocal de inspeção em que já ocorrem algumas intervenções de manutenção devido à vazamento de ar. É um trecho que necessita de atenção especial, de acompanhamento da equipe operacional e de manutenção.

b) Geometria G2;

A geometria G2 pode ser considerada uma das mais importantes de todo o equipamento já que é nessa região que material particulado é fisicamente capturado da corrente gasosa no equipamento real. Existe mudança de diâmetro devido às diferentes seções (convergente, garganta e divergente) além da presença do aparato de obstrução de fluxo. A Figura 73 mostra as linhas de corrente de velocidade, a Figura 74 mostra o detalhe do perfil de velocidade na entrada da garganta, a Figura 75 mostra o perfil de pressão do escoamento.

Figura 73: Linhas de corrente de velocidade para a geometria G2

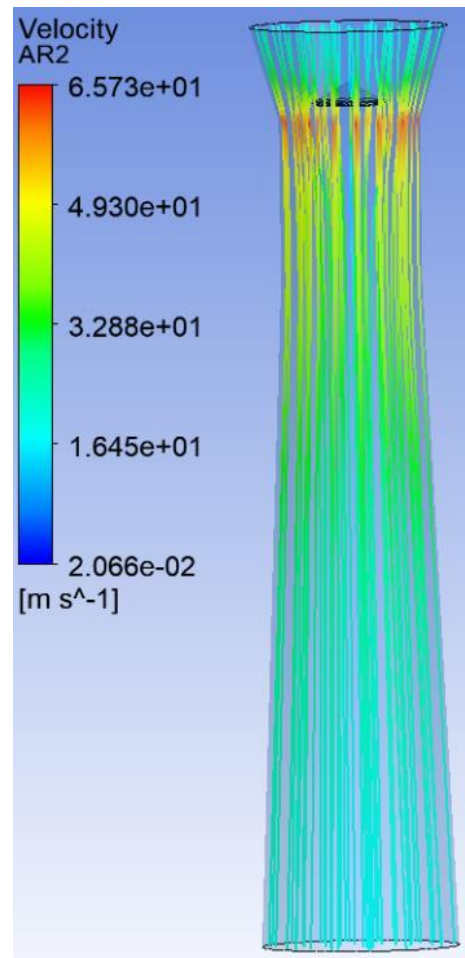


Figura 74: Corte longitudinal do perfil de velocidade na entrada da garganta da geometria G2

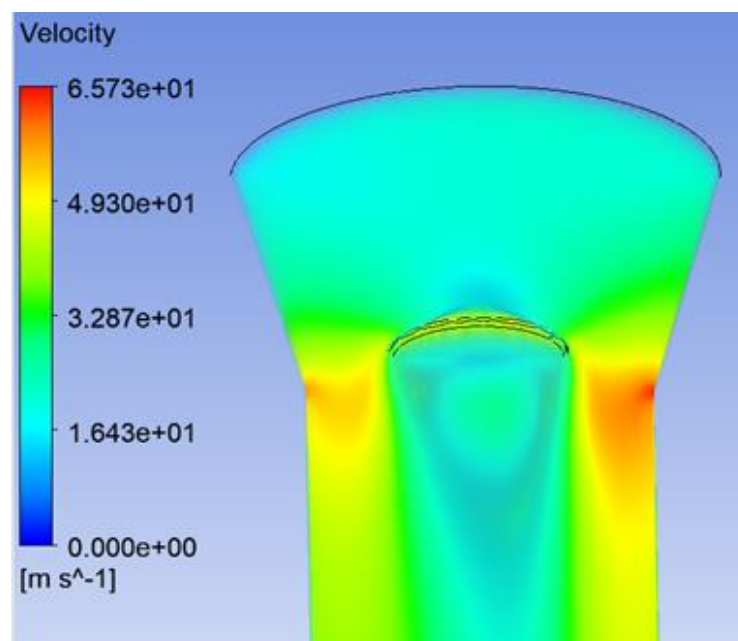
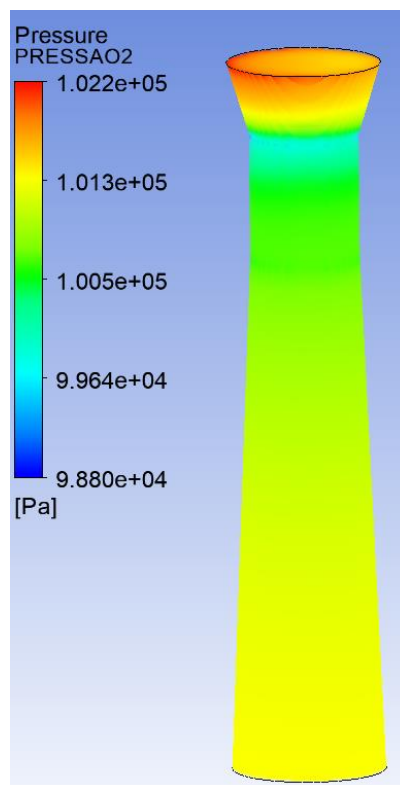


Figura 75: Perfil de pressão da geometria G2



Na simulação do fenômeno em fluidodinâmica computacional na geometria G2, é possível ver claramente o efeito de aceleração da corrente gasosa na seção convergente e garganta pela Figura 73. Esse efeito é potencializado pelo aparato de obstrução de escoamento que aumenta a velocidade máxima para valores acima de 60 m/s, enquanto a estimativa, considerando apenas o efeito de diferença nos diâmetros de seção convergente e garganta, seria de, aproximadamente, 40 m/s o que representa aumento de 50% em relação ao sistema livre.

A Figura 75 mostra que o perfil de pressão obtido também está em acordo com o esperado e com as medições experimentais, com valor mínimo na garganta e posterior recuperação na seção divergente.

c) Geometria G3;

A geometria G3, composta pelo separador de gotículas (câmara de expansão dos gases), força a redução da velocidade dos gases e a mudança no sentido de giro da corrente gasosa pela presença das aletas (*impingement blade*). A Figura 76 mostra as linhas de corrente de velocidade da corrente gasosa e a Figura 77, o perfil de pressão.

Figura 76: Linhas de corrente de velocidade da geometria G3

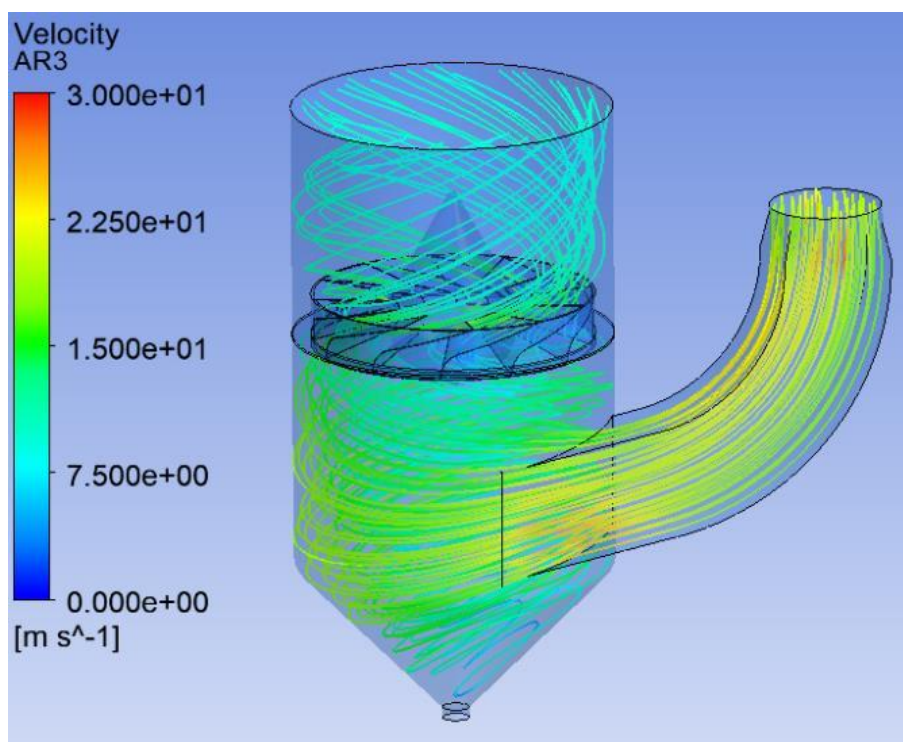
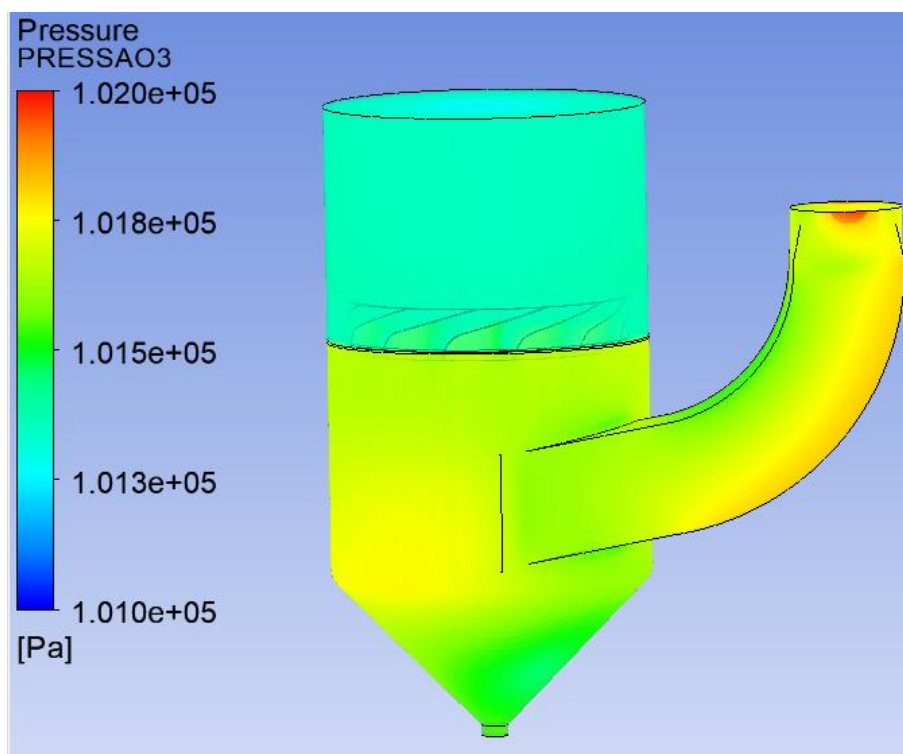


Figura 77: Perfil de pressão da geometria G3



Através dos resultados obtidos com os ensaios de simulação da geometria G3, é possível entender melhor o fenômeno responsável pela remoção das gotículas da

corrente gasosa. Ao entrar no vaso separador de gotículas, a corrente gasosa desacelera devido ao seu maior diâmetro. No caso a velocidade reduz, aproximadamente, 9 vezes, dado o aumento de 1.100 mm na saída da seção divergente, para 3.000 mm do vaso separador de gotículas e a relação quadrática entre diâmetro e velocidade. Essa desaceleração reduz o arraste gerado pelo escoamento gasoso nas partículas no movimento ascendente, favorecendo a deposição no cone inferior, com posterior coleta nas caixas de recebimento.

d) Geometria G4;

A geometria G4, composta pela saída do separador de gotículas e entrada na chaminé, possui grande mudança de diâmetro. A Figura 78 mostra em a) as linhas de corrente de velocidade da corrente gasosa e em b) o detalhe da entrada na chaminé. A Figura 79 mostra o perfil de pressão desta geometria do estudo.

Figura 78: Linhas de corrente de velocidade da geometria G4. a) da geometria completa e b) detalhe de entrada na chaminé

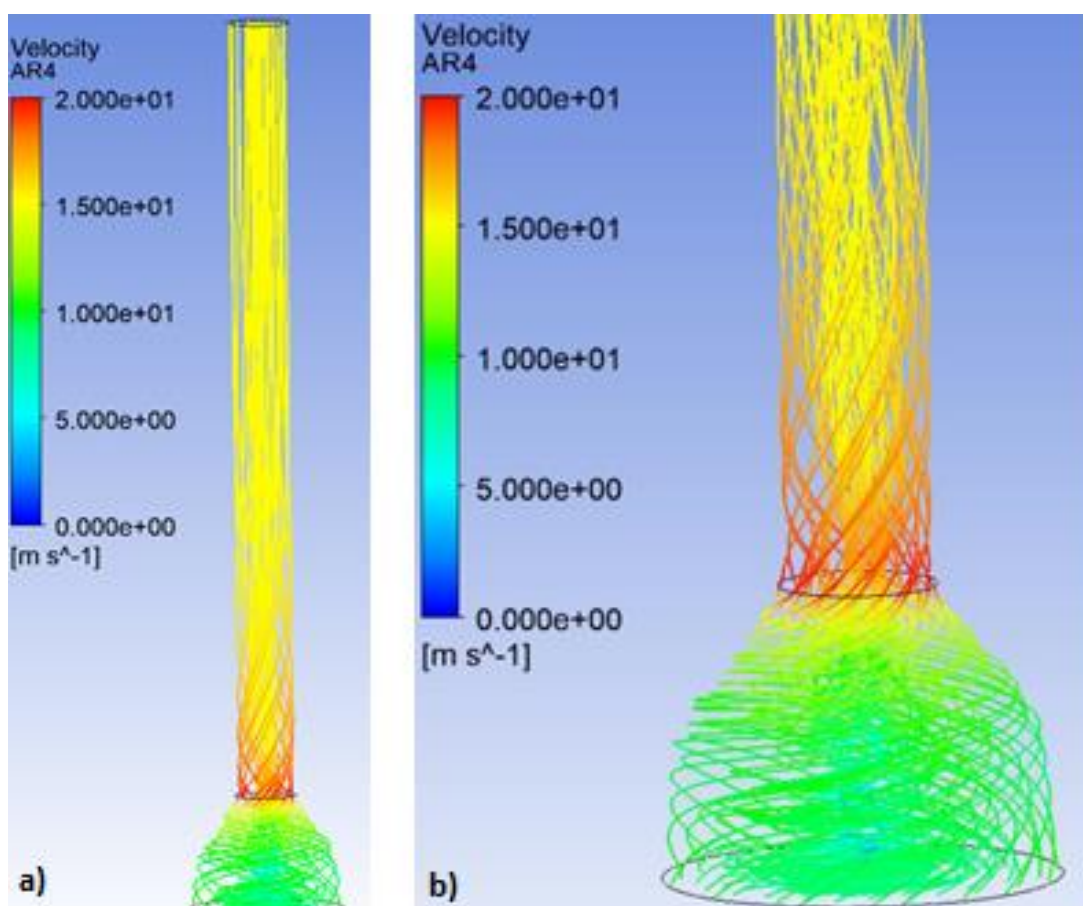
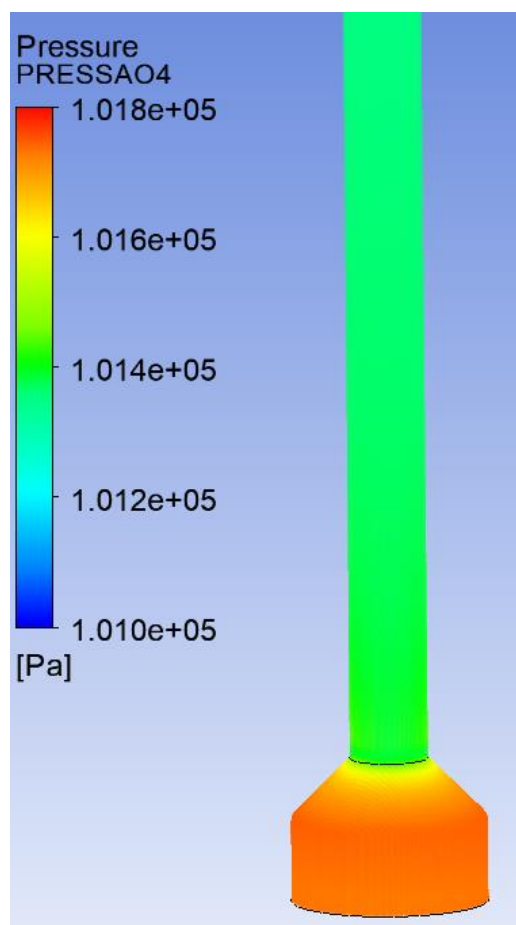


Figura 79: Perfil de pressão da geometria G4

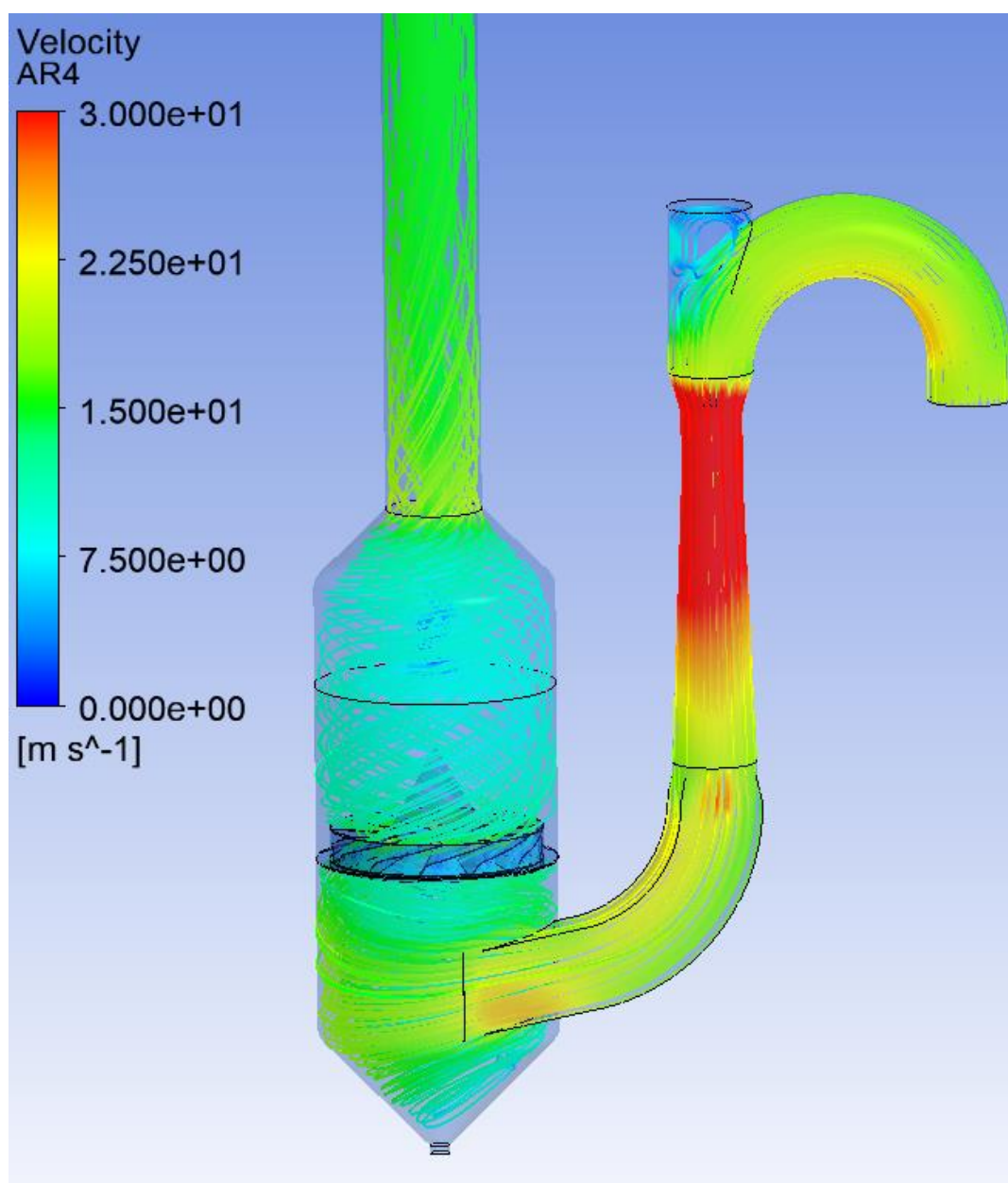


As simulações na geometria G4, representada pela saída do vaso separador de gotículas e entrada da chaminé, forneceram resultados coerentes com o observado no equipamento real. Interessante notar pela Figura 79 que, mesmo com a inversão no sentido de giro da corrente gasosa após passar pela aleta da geometria G3, a corrente gasosa entra na chaminé ainda com perfil de velocidade rotacional. escoamentos com perfil não desenvolvido e/ou com algum sentido de rotação, podem invalidar a amostragem isocinética já que segundo a norma U.S.EPA 02:2017, “não deve haver fluxo ciclônico que comprometa a representatividade da amostragem”. Nesse sentido, conclui-se a importância de respeitar o comprimento mínimo de trecho reto de tubulação anterior ao plano de amostragem, com o objetivo de garantir que o perfil de velocidade seja o mais paralelo possível à parede do duto de escoamento da corrente gasosa. Com isso, garante-se que a amostragem isocinética forneça dados representativos do fenômeno em avaliação.

e) Geometria Completa.

A Figura 80 mostra as linhas de corrente da velocidade gasosa para a geometria completa, ou seja, para as geometrias G1, G2, G3 e G4.

Figura 80: Linhas de corrente de velocidade para a geometria completa



Através da Figura 80, que mostra o perfil de velocidade da corrente gasosa no domínio completo, nota-se que um sistema de lavagem de gases do tipo Venturi promove diversas alterações de velocidade, e conseqüentemente de pressão, com a finalidade de remover os contaminantes da corrente gasosa. Desde sua aceleração na entrada da seção convergente atingindo valor máximo na garganta, até sua desaceleração na

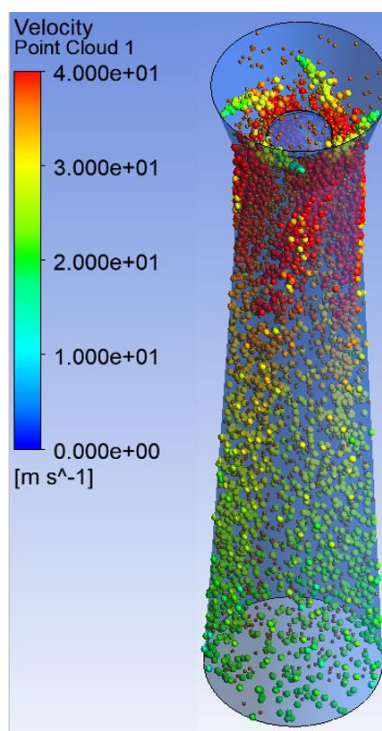
seção divergente e, ainda mais, no separador de gotículas. Através desses processos, e com outros fenômenos envolvendo a presença da corrente líquida, que os contaminantes são removidos da corrente gasosa. Pela mesma figura é possível compreender que um sistema de lavagem não é composto apenas pelas seções conhecidas do Venturi – convergente, garganta e divergente- mas também por um sistema de remoção de gotículas. Soma-se ao sistema, equipamentos subjacentes como dutos e exaustor principal do sistema, ciclones de separação primária, tubulação e bomba centrífuga cujos fluxogramas simplificados são mostrados na Figura 22 e Figura 23 para entender que sistemas industriais são complexos em sua instalação e operação, principalmente no que se refere à garantia de remoção de poluentes de correntes gasosas a serem emitidas na atmosfera, em regiões densamente povoadas. Em relação à estratégia de divisão da geometria, trata-se de um recurso importante para viabilizar ensaios de simulação. Tanto para redução do esforço computacional imediato, quanto para direcionamento de modelos matemáticos específicos onde fenômenos ocorrem de maneira mais ativa. Por exemplo, não há necessidade de considerar modelo de atomização secundária na geometria G3, e sim apenas na G2, pois o mesmo ocorre de forma intensa na garganta do Venturi apenas, onde a velocidade da corrente gasosa é máxima.

4.4.3 – Seção de lavagem – Geometria G2

Devido à importância da seção do equipamento, representado pela geometria G2, foram realizados ensaios de simulação específicos, considerando o sistema multifásico composto pela corrente gasosa, água e material particulado pela abordagem Euler-Lagrange.

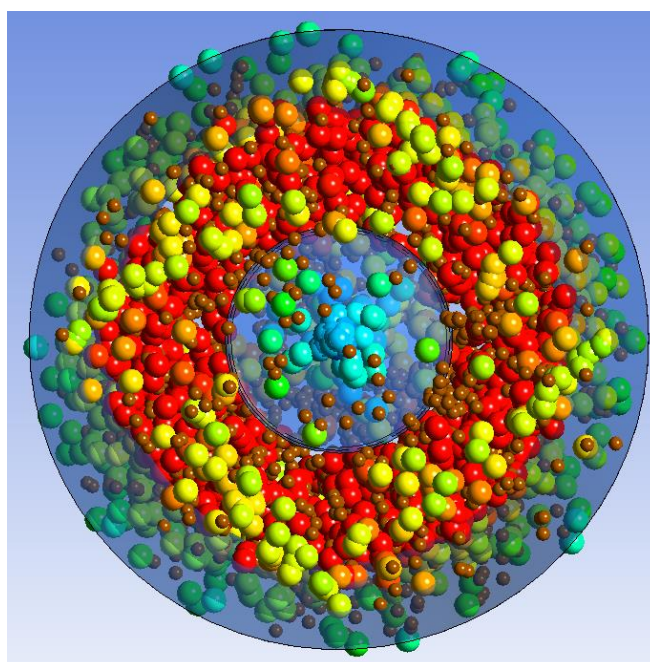
A Figura 81 mostra a seção da geometria G2, com a injeção de água através de pontos de injeção localizados nos orifícios de injeção de água do equipamento industrial, bem como no quinto ponto de injeção de água sobre o aparato de obstrução de escoamento representados pelos círculos coloridos. O material particulado é carregado pela corrente gasosa e é representado pelos círculos de cor marrom. Nessa figura, a cor das gotículas representa sua velocidade.

Figura 81: Geometria G2 com injeção de gotículas e material particulado



A Figura 82 mostra a vista superior da Figura 81, mostrando que o aparato de obstrução de fluxo concentra todos os componentes da mistura para uma área anular de escoamento inferior ao diâmetro de entrada da garganta.

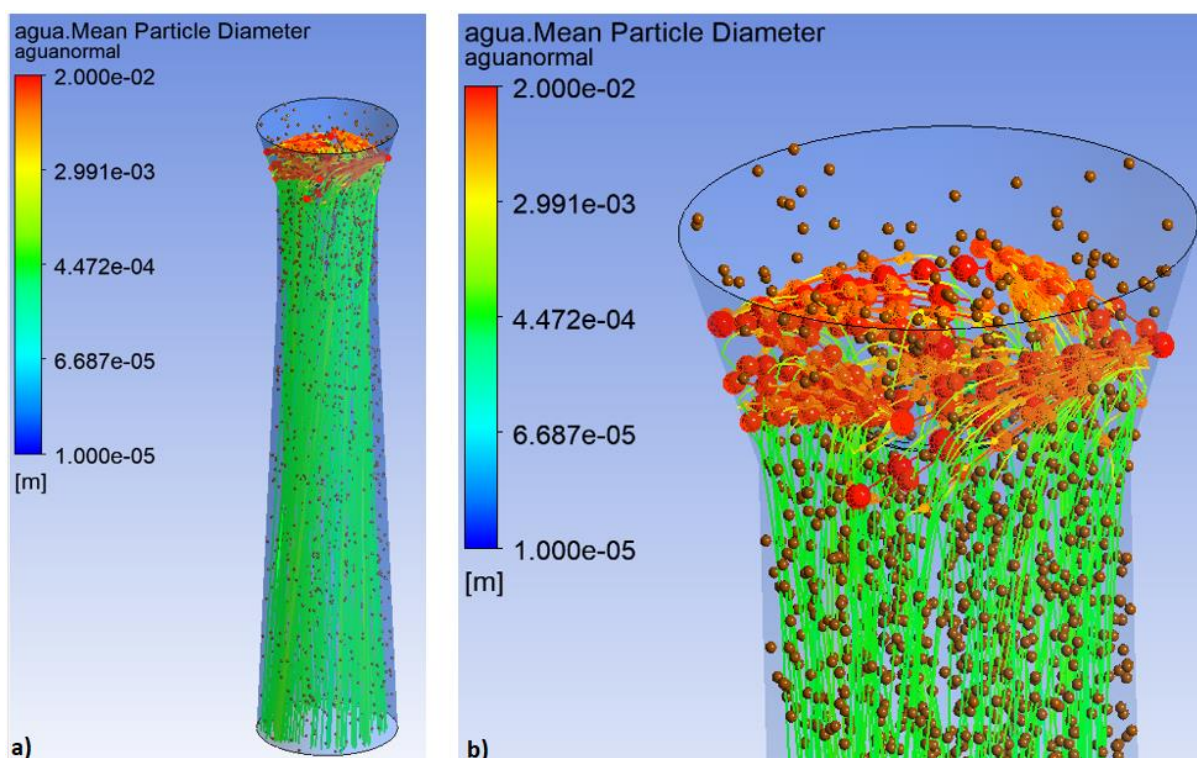
Figura 82: Vista superior da seção convergente com presença de gotículas e material particulado



O aparato de obstrução de escoamento potencializa a eficiência de coleta não só pelo aumento na velocidade dos gases, o que de acordo com a literatura⁴⁰ melhora no processo de atomização e distribuição das gotículas na garganta do Venturi, mas também pelo fato de reduzir a área da seção anular de escoamento, direcionando as partículas de poeira para as fronteiras da geometria onde há maior presença de gotículas.

O efeito de atomização das gotículas de água foi avaliado através do modelo de quebra de gotículas *Cascade and atomization Breakup* (CAB Model). A Figura 83 mostra em a) a distribuição granulométrica das gotículas de água variando após sua injeção ao longo ds seções do equipamento e em b) o detalhe das seções convergente e entrada da garganta.

Figura 83: a) Distribuição granulométrica das gotículas ao longo do equipamento e b) o detalhe da seção convergente e entrada da garganta



O efeito de redução no diâmetro das gotículas pelo efeito da atomização secundária mostrado na Figura 83 gerou resultados plausíveis e a utilização do número de Weber

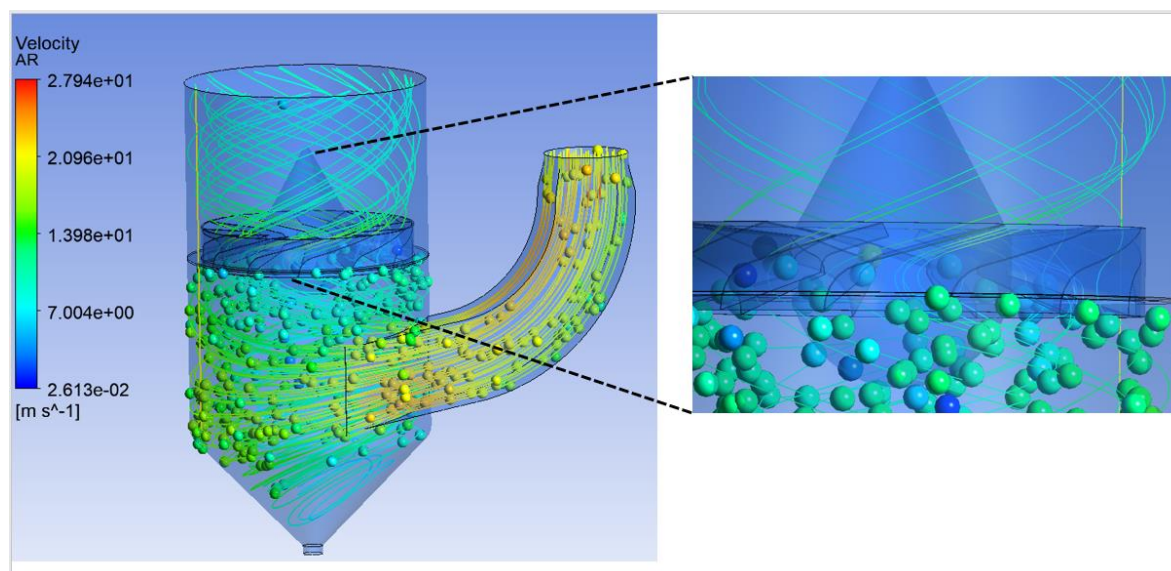
⁴⁰ Velocidades altas proporcionam a formação de gotas menores. Ver mais em Handbook of Atomization and Sprays. Springer, Boston, MA

(We) para definição do tipo de atomização é um recurso importante para sistemas em que este efeito tem impacto substancial nos resultados finais.

4.4.4 – Separador de gotículas – Geometria G3

Assim como para a geometria G2, foram realizados ensaios de simulação do escoamento multifásico, considerando a presença de gotículas de água e material particulado através da abordagem Euler-Lagrange. A Figura 84 mostra as linhas de corrente de velocidade do ar, bem como as gotículas de água representadas pelos círculos para a geometria G3 completa, e o detalhe da aleta para separação de gotículas.

Figura 84: Escoamento da corrente gasosa e gotículas de água para a geometria G3



A corrente gasosa continua em seu movimento ascendente chegando às aletas, na parte intermediária do vaso. Ao atingir as aletas, essa corrente gasosa é forçada a realizar uma curva brusca com inversão do sentido de rotação. Essa mudança repentina na direção impede que partículas (podendo ser gotículas ou material particulado) sigam a corrente gasosa devido sua inércia, cujo detalhe pode ser observado na Figura 84. A captura das gotículas nas aletas é realizado também por coalescência, no impacto com a superfície com filme líquido.

4.4.5 – Escoamento em condições controladas

Para esta etapa, ensaios de simulação foram realizados considerando como condições de contorno, as mesmas da etapa em condição controlada, no que se refere

à velocidade da corrente gasosa e à presença da corrente líquida, conforme indicado na Tabela 25. O perfil de pressão foi então obtido pelo ensaio de simulação e os resultados são mostrados nas figuras a seguir.

Figura 85: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 1M.

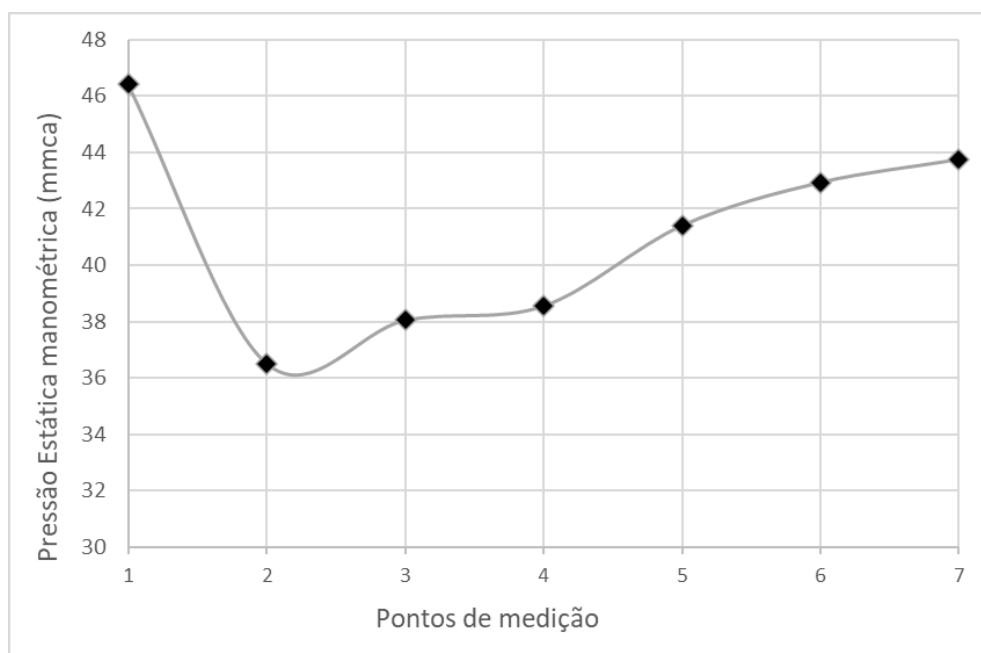


Figura 86: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 2M.

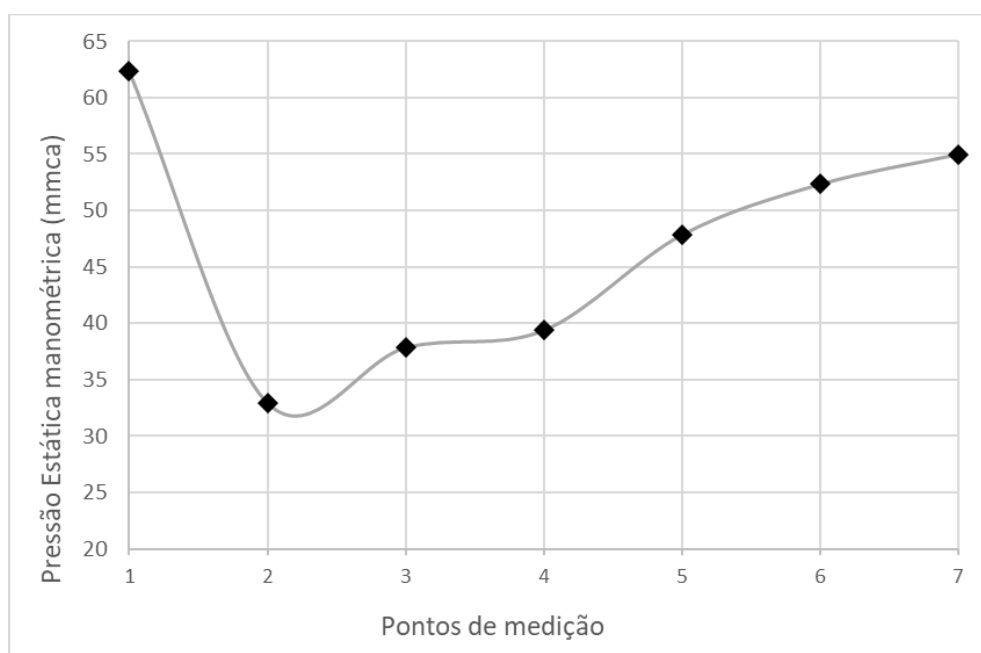


Figura 87: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 3M.

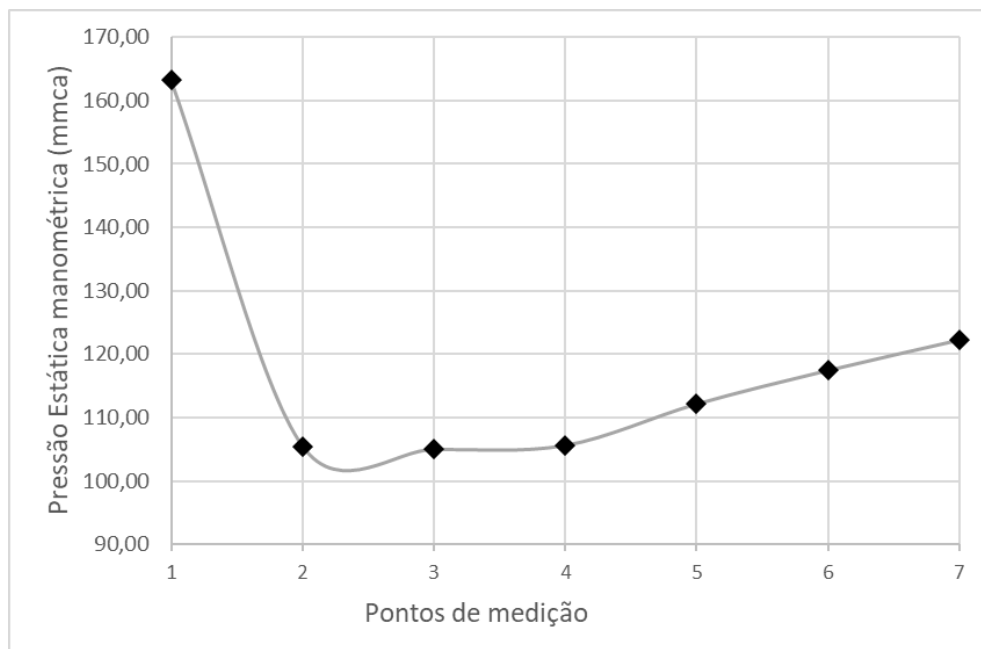


Figura 88: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 4M.

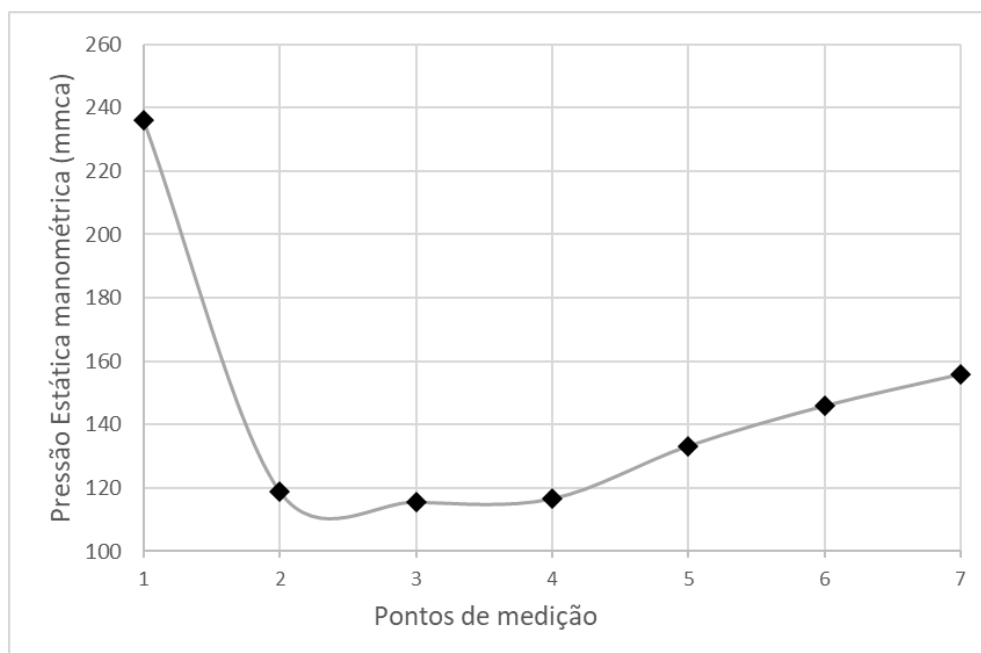
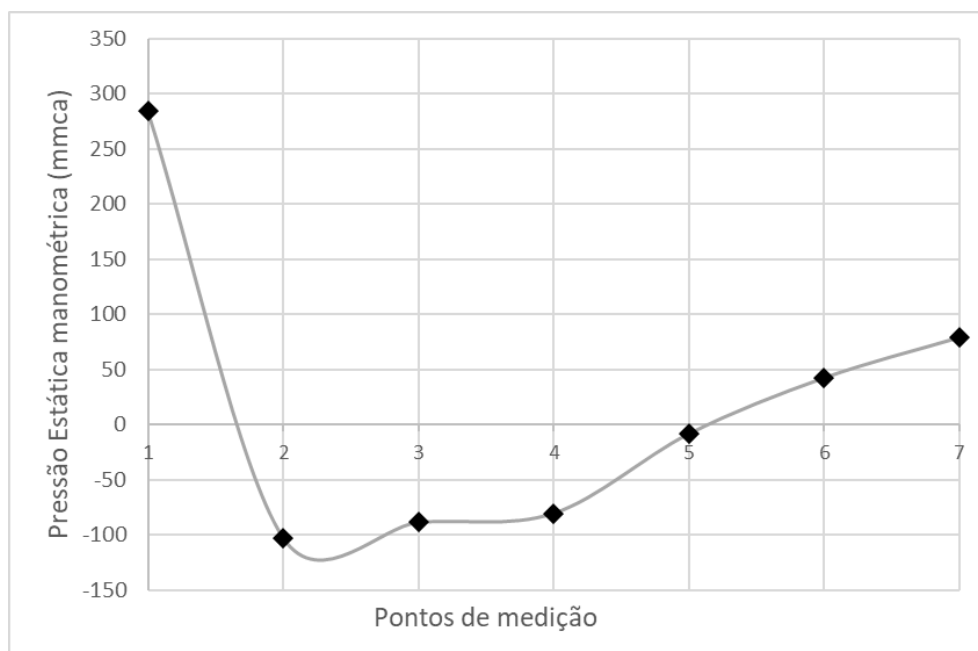


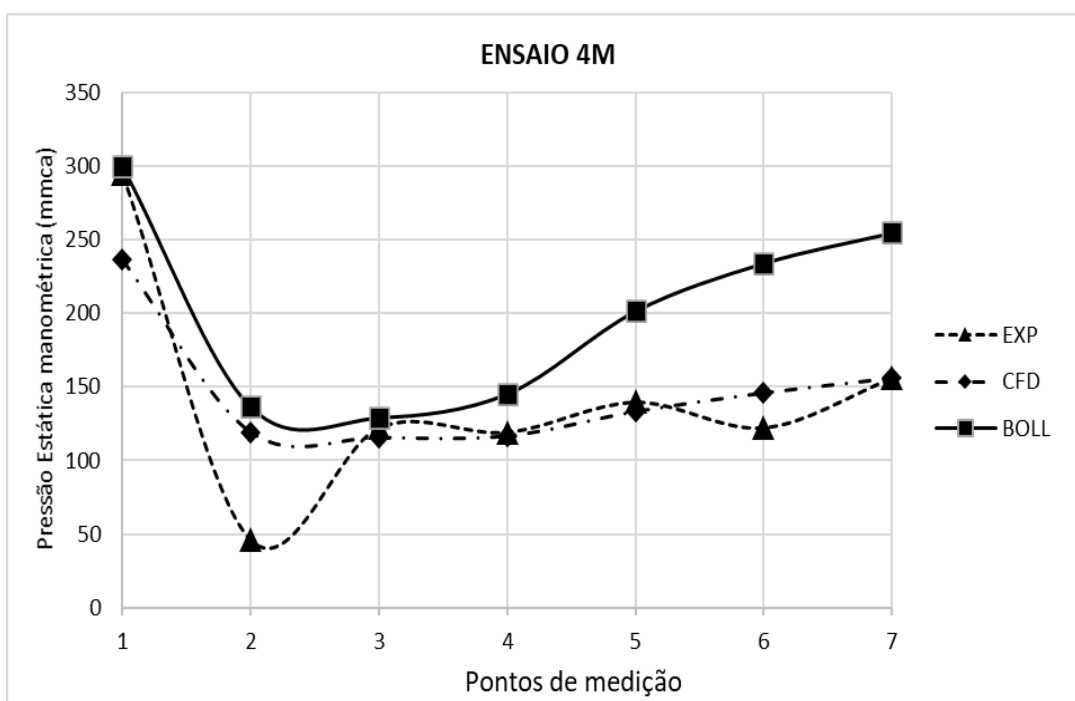
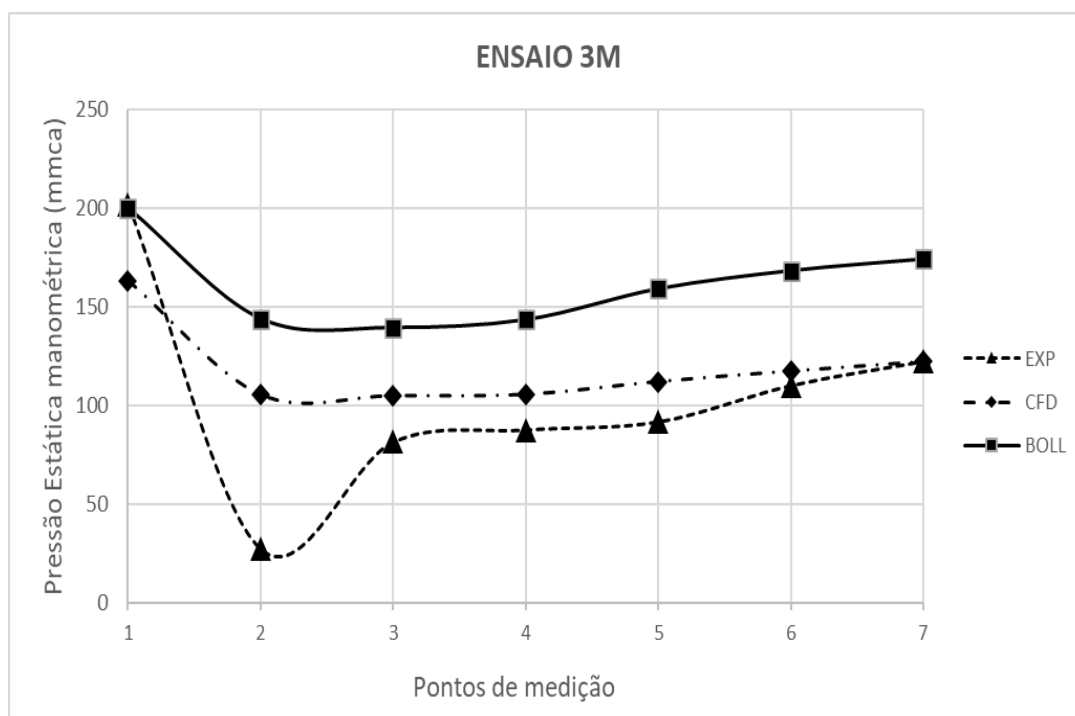
Figura 89: Perfil de pressão obtido por CFD para condições de contorno do ensaio 5M.

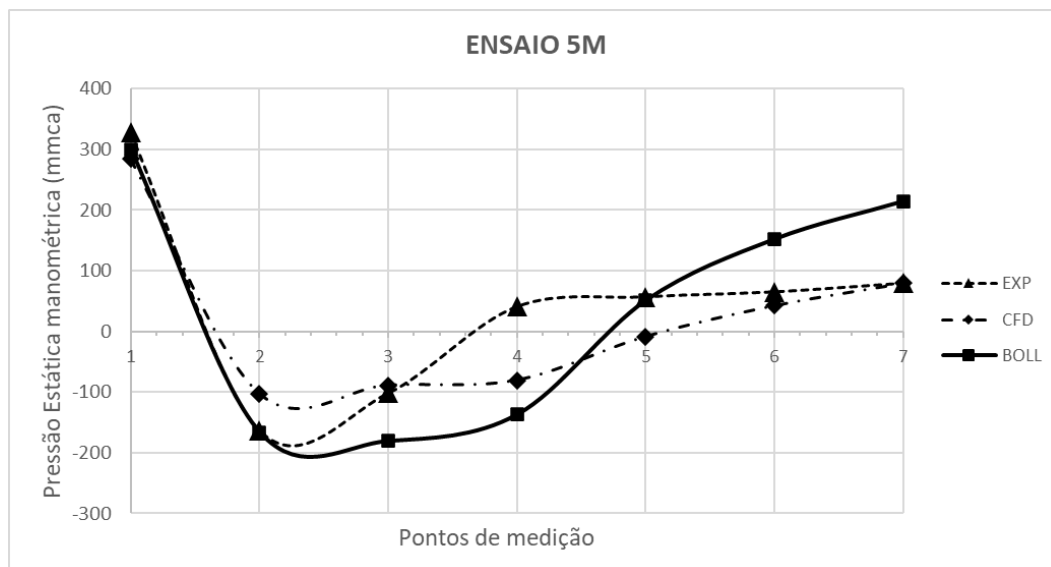


Assim como no resultado obtido pelo modelo de Calvert (1972), Hesketh (1974) e Boll (1973), o resultado de perda de carga total obtida por CFD também ficou inferior aos valores experimentais, porém em menor ordem de grandeza, como pode ser observado pelos gráficos da Figura 90. A abordagem de duas-vias em conjunto com o conceito de distribuição granulométrica por Rosimm-Hamler, considerada para a interação da fase contínua com a fase dispersa de gotículas de água, melhorou os resultados, porém ainda não conseguiu reproduzir resultados com baixo desvio.

A comparação de todos os perfis de pressão, obtidos por Boll (1972), CFD e experimental para os ensaios 3M, 4M e 5M por ser observado na Figura 90. Para ser coerente com a discussão da curva experimental, que é regressão utilizando sete pontos de medição, fez-se o cálculo utilizando correlação de Boll e de resultados de CFD, nesses mesmos pontos de medição e fez-se a regressão.

Figura 90: Comparação dos perfis de pressão do lavador em estudo





A análise da Figura 90 corrobora a conclusão obtida na seção 4.1, do qual o resultado de perda de carga total obtida experimentalmente foi superior a todos os modelos matemáticos considerados. O perfil de pressão dos modelos teóricos - Boll (1972) e CFD – geraram curvas mais suaves, dadas as premissas de distribuição uniforme das gotículas com atomização instantânea após sua injeção no domínio em estudo além da desconsideração dos efeitos de obstáculos e acessórios do sistema real. Tais premissas devem ser cuidadosamente avaliadas quando o sistema tratado é de escala industrial, dado que nesses sistemas, há maior chance de distanciamento das condições ideais consideradas nos modelos matemáticos.

5 CONCLUSÃO

Através do presente estudo, ficou claro a importância dos sistemas de lavagem de gases na harmonia de convivência de unidades industriais localizados próximos a centros urbanos. Seria impossível a coexistência sem o tratamento dos gases emitidos pela chaminé. Dada a sua importância, neste estudo se nota a complexidade do conjunto completo, composto por vários subsistemas dentre eles separação primária, injeção, coleta e tratamento da lama. Cada subsistema tem função específica para reduzir a taxa de emissão de poluentes a níveis inferiores ao estabelecido pelos órgãos reguladores. Os equipamentos industriais em operação têm grande desafio no futuro, dada a tendência de redução dos limites de emissão, fundamentadas por estudos recentes. Dessa forma, há grande importância na evolução do conhecimento do fenômeno de captura de poluentes atmosféricos para otimização de sistemas existentes, e para a fabricação de novos equipamentos cada vez mais eficientes. A literatura de lavadores, e no caso especial do tipo Venturi, é bastante vasta em estudos de escala piloto e condições controladas comprovando todos os princípios de captura de poluentes atmosféricos abordados neste texto. Dados de equipamentos em escala industrial são menos comuns e concentrados em grandes empresas fabricantes que os tratam como dados sigilosos. Os dados operacionais históricos definem as equações de dimensionamento dos equipamentos dessas empresas que, não estão dispostas a divulgá-las. Sob esse ponto de vista, o estudo atinge seu objetivo, aprofundando nos mecanismos de captura e perda de carga do caso específico em avaliação. Devido à grande variedade de processos existentes, recomendam-se estudos futuros e similares em outros equipamentos de escala industrial em operação.

A etapa de medição do sistema industrial (condições controladas e amostragem isocinética) foi bastante desafiadora, no quesito garantia da execução conforme metodologia apresentada devido às dificuldades de acesso físico. Além disso, a etapa de medição do perfil de pressão em condições controladas foi desafiador dado que um equipamento em escala industrial não é fabricado para este tipo de avaliação por dois motivos principais: i) Equipamentos industriais devem possuir poucos pontos de falha que possam gerar paradas não programadas ou período de produção excedendo os limites de taxa de emissão. Se houvesse uma sequência de pontos de medição de pressão ao longo do equipamento conforme Figura 47, cada um com sua

respectiva válvula de bloqueio, manômetro e conexões, haveria aumento na quantidade de possíveis pontos de falha, principalmente nas conexões sujeitas a vazamentos. Por este motivo, os orifícios foram feitos apenas para a avaliação, posteriormente fechados, dada a flexibilidade que DARAKANE® oferece seguindo a ideia proposta por Silva et al (2008); ii) Na etapa de medição isocinética, o local de preparação do trem de amostragem no ponto 2 (saída da chaminé é acessado por escada marinheiro com mais de 4 m de comprimento. A etapa de medição isocinética, e especificamente a execução da amostragem seguindo o método com o trem de amostragem, se mostrou muito eficaz na avaliação de sistemas de lavagem de gases. Dado o perfil de escoamento turbulento plenamente desenvolvido no plano de amostragem validado pela norma U.S.EPA 05:2019, a divisão do diâmetro do duto da chaminé nos pontos determinados pelo método U.S.EPA 02:2017 se faz bastante eficiente na determinação da velocidade média da corrente gasosa, variável-chave para determinação da taxa de emissão de material particulado.

Os valores experimentais de perda de carga total e perfil de pressão experimental, ficaram superiores aos valores obtidos por modelos, incluindo o CFD, corroborando o desvio da idealidade em equipamentos de escala industrial. Em equipamentos desse porte, ajustes nos modelos devem ser inseridos para melhor prever o fenômeno físico, sendo sugerido para estudos futuros. Comparando os dados experimentais de perda de carga total com valores calculados através de modelos matemáticos mostrado na Figura 57, nota-se que todos os resultados calculados subestimaram os valores experimentais. Tal conclusão é válida para todos os modelos Calvert (1970), Hesketh (1974) e Boll (1973). O modelo de Calvert (1970) utiliza do conceito de garganta infinita, ou seja, que as gotículas atingem a mesma velocidade dos gases ao fim da garganta. Por este motivo, tende a superestimar o valor da perda de carga calculado, já que nem sempre essa premissa é válida. O modelo de Hesketh (1974) se trata de um modelo empírico, utilizado devido sua afinidade com sistemas de médio porte. Até mesmo o modelo de Boll (1973) subestimou os valores de perda de carga total. Como esse modelo considera três mecanismos de geração de perda de carga, dos quais fricção dos gases, aceleração dos gases e aceleração das gotículas, também conclui-se que, para equipamentos de escala industrial, o efeito de aceleração do filme líquido não pode ser desprezado.

Pelo fato de todos os modelos terem fornecido valores com desvios acima de 200% em relação aos dados experimentais, conclui-se que o aparato de obstrução de escoamento também exerce grande influência no perfil do escoamento, se comparado com sistema convencional, de escoamento livre, confirmando sua importância no sistema em estudo para aprimorar a eficiência de captura à custa do aumento do custo operacional com a maior perda de carga imposta ao sistema.

Os valor experimental da eficiência de coleta de material particulado ficou inferior aos obtidos pelos modelos de Calvert (1970) e Ribeiro (2005). Com isso, conclui-se que as condições de idealidade propostas pelos modelos devem ser usados com cautela em equipamentos de escala industrial. Poucos estudos trabalham com sistemas em escala industrial, havendo mais trabalhos em unidades de escala piloto ou teóricos.

A etapa de simulação do sistema em CFD foi de extrema importância para o melhor entendimento do fenômeno em estudo, não considerando o efeito de captura de material particulado propriamente dito. Neste estudo foi avaliado o processo de escoamento dos gases, com o efeito sobre as gotículas de água injetadas no domínio. Através da etapa de simulação foi possível observar o processo completo de tratamento dos gases, não apenas aquela representada pelas três seções do lavador Venturi. Ainda que existam vários estudos em CFD no assunto, aqui muitas oportunidades surgem como sugestão para estudos futuros, dentre elas:

- a) Captura de material particulado pelas gotículas;
- b) Separação das gotículas por coalescência no separador ciclônico;
- c) Exportação de dados de posição e velocidade de partículas discretas entre diferentes geometrias;
- d) Efeito de evaporação da fase líquida para a fase gasosa.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALLEN, R.W.K. Prediction of venturi scrubber grade efficiency curves using the contacting power law. *Powder Technology*, v.1, n. 86, p.137-144. 1996
- ALLEN, R.W.K.; van SANTEN, A. Designing for pressure drop in Venturi scrubbers: the importance of dry pressure drop. *The Chemical Engineering Journal and the Biochemical Engineering Journal*, v. 3, n. 61, p. 203-211. 1996
- ALI, M.; QI, Y.C.; MEHBOOB K. A review of performance of Venturi scrubber. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, v. 4, p. 3811-3818. 2012
- ALONSO, D.F.; GONCALVES, J A.S.; AZZOPARDI, B.J.; COURY, J.R. Drop size measurements in Venturi scrubbers. *Chemical Engineering Science*, v. 16, n. 56, p. 4901-4911. 2001
- ANANTHANARAYANAN, N.V.; VISWANATHAN, S. Effect of nozzle arrangement on venturi scrubber performance. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 12, n. 38, p. 4889-4900. 1999
- ANDERSEN 2000 INC. *Venturi Scrubbers for fine particulate emission control*. Bulletin 78-900075 Rev.A, p.1-3, 1980.
- ANSYS Inc. CFX-Solver Theory Guide. R1. 2020
- ANSYS Inc. Fluent Theory Guide. R1. 2020
- ARDON-DRYER, K.; HUANG, Y.W.; CZICZO, D.J. Laboratory studies of collection efficiency of sub-micrometer aerosol particles by cloud droplets on a single-droplet basis. *Atmospheric Chemistry and Physics*, v. 16, n. 15, p. 9159-9171. 2015
- ARIYARATNE, W.H.; MANJULA, E.V.P. J., RATNAYAKE, C., MELAAEN, M.C. CFD approaches for modeling gas-solids multiphase flows—A review. In: *Proc. 9th EUROSIM2016 Cong on Modelling and Simulation*, n. 142, pp. 680-686. Linköping University Electronic Press. 2018
- AZZOPARDI, B.J.; GOVAN, A.H. The modelling of venturi scrubbers. *Filtration & separation*, v. 3, n. 21, p. 196-200. 1984
- AZZOPARDI, B.J.; TEIXEIRA, S.F.C.F.; GOVAN, A.H.; BOTT, T.R. Improved model for pressure drop in venturi scrubbers. *Process Safety and Environmental Protection*, v. 4, n. 69, p. 237-245. 1991
- BALACHANDAR, S.; EATON, J.K. Turbulent dispersed multiphase flow. *Annual review of fluid mechanics*, n. 42, p. 111-133. 2010.
- BOLL, R.H. . Particle collection and pressure drop in venturi scrubbers. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, v. 1, n. 12, p. 40-50., 1973.

- BUSIK, J.R.; FOSTER, K.E. *Wet scrubber inspection and evaluation manual*. Durhan. Engineering Science, Washigton. U. S. Environmental Protection Agency, 1983.
- CALVERT, S. Chapter 46. Source control by liquid scrubber, *in*: Arthur Stern (ed.) *Air Pollution*. 2nd revised edition. Ac. Press. 1968.
- CALVERT, S. Venturi and other atomizing scrubbers efficiency and pressure drop. *AICHE J*, v. 3, n. 16, p. 392-396. 1970
- CALVERT, S.; LUNDGREN, D.; MEHTA, D.S. Venturi scrubber performance. *Journal of the Air Pollution Control Association*, v. 7, n. 22, p. 529-532. 1972
- CALVERT, S.; GOLDSHMID, J.; LEITH, D.; MEHTA, D. *Scrubber Handbook. Wet scrubber system study*. Volume I. APT Inc. (Ambient Purification Technology), EPA-R2-72-118a, NTIS: PB 213016. California, 1972
- CHEREMISINOFF, N.P. *Pollution Control Handbook for Oil and Gas Engineering*, John Wiley Sons 2016
- CHEREMISINOFF, N.P. *Handbook of Air Pollution Prevention and Control* Butterworth 2002
- CHOU, Y.J.; WU, F.C.; SHIH, W.R. Toward numerical modeling of fine particle suspension using a two-way coupled Euler–Euler model. Part 1 and Part 2. *Int. J. Multiphase Flow*, 64, 35-43 and 44-54. 2014
- COOPER, D.W.; LEITH, D. Venturi scrubber optimization revisited. *Aerosol science and technology*, v. 1, n. 3, p. 63-70. 1984.
- COSTA, M.A.M.; HENRIQUE, P.R.; GONÇALVES, J.A.S.; COURY, J.R. Droplet size in a rectangular Venturi scrubber. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, n. 21, p. 335-343. 2004
- COSTA, M.A.M.; RIBEIRO A.P.R.; TOGNETTI E.R.; AGUIAR M.M.; GONÇALVES J.A.S.; COURY J.R. *Perormance of a Venturi scrubber in the removal of fine powder from a confined gas stream. Materials Research, Vol. 8, No. 2, p.177-179, 2005*
- CROWE, C.T.; SCHWARZKOPF, J.D.; SOMMERFELD, M.; TSUJI, Y. *Multiphase Flows with Droplets and Particles*. 2nd ed. CRC Press. 2011
- DIAO, Y.; YANG, H. Gas-cleaning technology. Chapter 5. Pp.279-371. IN: Howard D. Goodfellow; Yi Wang *Industrial Ventilation Design Guidebook* (pp. 279-371). 2nd edition. Academic Press. 2021
- ECONOMOPOULOU A. A., HARRISON M., Graphical Analysis of the performance of Venturi scrubbers for Particle Abatment. Part I: Rapid collection efficiency evaluation. Part II: Size distribution of penetrating particles. *Aerosol science and technology* , v. 1, n. 41, p. 51-62.; v.1, n. 41, p. 63-74. 2007.

- EKMAN, F.O.; JOHNSTONE, H.F. Collection of aerosols in a venturi scrubber. *Industrial & Engineering Chemistry*, v. 6, n. 43, p. 1358-1363. 1951
- ELGHOBASHI, S. Direct numerical simulation of turbulent flows laden with droplets or bubbles. *Annual Review of Fluid Mechanics*, n. 51, p. 217-244. 2019
- ELGHOBASHI, S. On predicting particle-laden turbulent flows. *Applied Scientific Research*, v. 4, n. 52, p. 309-329. 1994
- FAYED, M.E.; OTTEN, L. *Handbook of powder science & technology*. 2nd edition. Springer. 1997
- GAMISANS, X.; SARRÀ, M.; LAFUENTE, F.J. The role of the liquid film on the mass transfer in venturi-based scrubbers. *Chemical Engineering Research and Design*, v. 3, n. 82, p. 372-380. 2004a
- GAMISANS, X.; SARRÀ, M.; LAFUENTE, F.J. Fluid flow and pumping efficiency in an ejector-venturi scrubber. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, v. 2, n. 43, p. 127-136. 2004.
- GOMIDE R., *Operações Unitárias. Volume 3: Separações Mecânicas*. São Paulo: FEI Gráfica, São Paulo. 1980.
- GONÇALVES, José Antônio Silveira. Aspectos da modelagem matemática de lavadores Venturi. Tese de Doutorado UFSCar. 2000
- GONÇALVES, J.A.S.; ALONSO, D.F.; COSTA, M.M.; AZZOPARDI, B.J.; COURY, J.R. Evaluation of the models available for the prediction of pressure drop in venturi scrubbers. *Journal of hazardous materials*, v. 1-2, n. 81, p. 123-140. 2001
- GONÇALVES, J.A.S; COSTA M.A.M.; HENRIQUE P.R.; COURY J.R. *Atomization of liquids in a Pease-Anthony Venturi Scrubber. Part 1 Jet dynamics*. *Journal of hazardous materials*, v. 2003, n. B97, p. 267-279. 2002
- GOODFELLOW, H.D.; WANG, Y. *Industrial Ventilation Design Guidebook*. 2nd edition. Vol. 1. Fundamentals. Vol.2. Engineering Design and Applications. Academic Press. 2021
- GREEN, D.W.; SOUTHARD, M.Z. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 9th edition. Mcgraw Hill 2019
- GREIFZU, F.; KRATZSCH, C; FORGBER, T.; LINDNER, F.; SCHWARZE, R. Assessment of particle-tracking models for dispersed particle-laden flows implemented in OpenFOAM and ANSYS FLUENT. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, v.1, n. 10, p. 30-43. 2016
- GUERRA, Vádila Giovana. *Investigação do efeito de injeção de líquido por orifícios múltiplos na formação de gotas em um lavador Venturi*. Tese de Doutorado. UFScar, 2009.

- GUERRA, V.G.; BÉTTEGA, R.; GONÇALVES, J.A.; COURY, J.R. Pressure drop and liquid distribution in a venturi scrubber: experimental data and CFD simulation. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 23, n. 51, p.8049-8060. 2012
- GUERRA, V.G.; ACILES, A.E.; BÉTTEGA, R, Influence of droplet size distribution on liquid dispersion in a Venturi scrubber: Experimental measurements and CFD simulation. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 8, n. 56, p. 2177-2187, 2017.
- HESKETH, H.E. Atomization and Cloud Behaviour in Wet Scrubbers. *in: US-USSR Symposium on Control Fine Particulate Emissions*. San Francisco 1974.
- HOLLANDS, K.G.; GOEL, K.C. A general method for predicting pressure loss in venturi scrubbers. *Industrial & Engineering Chemistry Fundamentals*, v. 1, n. 14, p. 16-22. 1975
- HORIGUCHI, N.; YOSHIDA, H.; ABE, Y. Visualized measurement of extremely high-speed droplets in Venturi scrubber. *Journal of Nuclear Science and Technology*, v. 3, n. 56, p. 278-290. 2019
- HUANG, C.H.; TSAI, C.J.; WANG, Y.M. Control efficiency of submicron particles by an efficient venturi scrubber system. *Journal of Environmental Engineering*, v. 4, n. 133, p. 454-461. 2007
- JONES, W. P. Development of the Venturi scrubber. *Industrial & Engineering Chemistry*, v. 11, n. 41, p. 2424-2427. 1949.
- JOSEPH, G.T.; BEACHLER, D.S. *Scrubber Systems Operation Review*. APTI (Air Pollution Training Institute) Course Self Instructional 412C. North Carolina, USA. 1998
- JUNG, C.H.; LEE, K.W. Filtration of fine particles by multiple liquid droplet and gas bubble systems. *Aerosol Science and Technology*, v. 5, n. 29, p. 389-401. 1998
- JUNG, C.H.; KIM, Y.P.; LEE, K.W. Analytic solution for polydispersed aerosol dynamics by a wet removal process. *Journal of Aerosol Science*, v.5, n. 33, p. 753-767. 2002
- KHAN, I.; WANG, M.; ZHANG, Y.; TIAN, W.; SU, G.; QIU, S. Two-phase bubbly flow simulation using CFD method: A review of models for interfacial forces. *Progress in Nuclear Energy*, n. 125, 103360. 2020
- KOLMOGOROV, A.N. "Equations of Turbulent Motion of an Incompressible Fluid." *Izvestiya Akademii Nauk USSR: Physics*, v. 1-2, n. 6, p. 56-58. (1942) *IN: Tikhomirov, V. M. Selected Works of A. N. Kolmogorov, pp.328-330. Kluwer Publ. 1991.*
- KUMAR, A.; KUMAR, P.; SINGAL, S.K. Performance of a venturi scrubbers in intermediate drop reynolds number regime for small particles at different

- throat length and throat gas velocity. *Asian Journal of Water, Environment and Pollution*, v. 2, n. 6, p. 7-13. 2009
- LADINO, L.; STETZER, O.; HATTENDORF, B.; GÜNTHER, D.; CROFT, B.; LOHMANN, U. Experimental study of collection efficiencies between submicron aerosols and cloud droplets. *Journal of Atmospheric Sciences*, v. 9, n. 68, p.1853-1864. 2011
- LEITH, D.; COOPER, D.W.; RUDNICK, S.N. Venturi scrubbers: pressure loss and regain. *Aerosol science and technology*, v. 2, n. 4, p. 239-243. 1985
- LIM, K.S.; LEE, S.H.; PARK, H.S. Prediction for particle removal efficiency of a reverse jet scrubber. *Journal of Aerosol Science*, v. 12, n. 37, p. 1826-1839. 2006
- LEE, K.W.; LIU, B.Y.H. On the minimum efficiency and the most penetrating particle size for fibrous filters. *Journal of the Air Pollution Control Association*, v. 4, n. 30, p. 377-381.1980
- LEHNER, M. Aerosol separation efficiency of a venturi scrubber working in self-priming mode. *Aerosol science and technology*, v. 5, n. 28, p.389-402. 1998
- MARCHETTI, J.M.; SVENDSEN, H.F. Review of Kernels for droplet-droplet interaction, droplet-wall collision, entrainment, re-entrainment, and breakage. *Chemical Engineering Communications*, v. 4, n. 199, p. 551-575. 2012
- MARCHIOLI, C. Collective Dynamics of Particles: From Viscous to Turbulent Flows. Springer 2017
- MAIER, H. The importance of CFD methods to the design of huge scrubber systems. *in: Technologies for future generations*. Australian Energy & Environment 2005
- MAYINGER, F.; NEUMANN, M. Dust Collection in Venturi-Scrubbers. *Chem.-Ing.-Tech*, v. 7, n. 47, p. 281-282. 1975
- MENTER, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.* v. 8, n. 32, p. 1598-1605. 1994
- MENTER, F.R.. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective, *Int.J. Comp. Fluid Dyn.* V. 4, n. 23, p. 305-316. 2009
- MICHAELIDES, E.;CROWE, C.T.; SCHWARZKOPF, J.D. *Multiphase flow handbook*. 2nd edition. CRC Press. 2016
- MEILI. Lucas. *Estudo de desempenho de lavadores de gases tipo Venturi com seção circular*. Dissertação de Mestrado. UFU. 2006.
- MONABBATI, M.; AYATOLLAHI, S.; TAHERI, M. Test of mathematical modeling for the design of high energy scrubbers. *Journal of Aerosol Science*, v. 8, n. 20, p. 1441-1444. 1989

- MOSHFEGH, A.; GOODARZ, M.; AHMADI, G.; EBRAHIMI, R. A new expression for spherical aerosol drag in slip flow regime. *Journal of Aerosol Science* 41 2010
- MUSSATTI D., HEMMER P. Chapter 2. Wet Scrubbers for Particulate Matter in Section 6 Particulate Matter Controls *in: Air Pollution Control Cost Manual*. pp. 2:1–61. EPA/452/B-02-001 Carolina do Norte: Environmental Protection Agency, 2002.
- NUKIYAMA, S.; TANASAWA, Y. *An Experiment on the Atomization of Liquid by means of an Air Stream Reports 1-6*. . (Translated by E.Hope in 1950 for Dep. National Defence de Canadá. 1950). *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*. 1938-1940
- OLYAEI, G.; KEBRIAEE, A. Experimental study of liquid jets injected in crossflow. *Experimental Thermal and Fluid Science*, n. 115, 110049. 2020
- PARK, S.H.; JUNG, C.H.; JUNG, K.R.; LEE, B.K.; LEE, K.W. Wet scrubbing of polydisperse aerosols by freely falling droplets. *Journal of Aerosol Science*, v. 12, n. 36, p.1444-1458. 2005
- PLACEK, T.D.; PETERS, L.K. Analysis of particulate removal in venturi scrubbers—role and heat transfer, *AIChE J.* v. 1, n. 28, p. 31–39. 1982
- PUENTES, Nestor Alejandro Gomez. *Atomização do jato líquido em um lavador Venturi*. Dissertação de Mestrado. UFScar 2008.
- PUENTES, N.A.G.; GUERRA, V.G.; COURY, J.R.; GONÇALVES, J.A.S. Droplet dispersion angle measurements on a Pease-Antony Venturi scrubber. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, v. 1, n. 29, p. 99-106. 2012
- PULLEY, R.A. Modelling the performance of venturi scrubbers. *Chemical Engineering J*, v. 1, n. 67, p. 9-18. 1997
- REVOL, D.; BRIENS, C.L.; CHABAGNO, J.M. The design of flights in rotary dryers. *Powder Technology*, v. 2-3, n. 121, p. 230-238. 2001
- RIBEIRO, Ana Paula Rodrigues Alves. *Estudo da eficiência de coleta em um lavador Venturi com injeção de líquido por múltiplos orifícios*. Dissertação de doutorado, UFSCar, 2005.
- RIBEIRO, A.P.R.A.; TOGNETTI, E.R.; GONCALVES, J.A.S.; COURY, J.R. A study on the collection efficiency of venturi. *2nd Mercosur Congress on Chemical Engineering and 4th Mercosur Congress on Process Systems Engineering*, August, 14-18. 2005
- RIELLA, M.; KAHRAMAN, R.; TABOR, G.R. Reynolds-Averaged Two-Fluid Model prediction of moderately dilute fluid-particle flow over a backward-facing step. *Int. J. Multiphase Flow*, n. 106, p.95-108. 2018
- RIEMER, N.; WEXLER, A.S. Droplets to drops by turbulent coagulation. *Journal of the atmospheric sciences*, v. 6, n. 62, p. 1962-1975. 2005

- ROBERTS, D.B.; HILL, J.C. Atomization in a venturi scrubber. *Chemical Engineering Communications*, v. 1-3, n. 12, p.33-68. 1981
- RODRIGUES, Rafaella da Fonseca. *Influência das condições de processo na granulação de super simples em tambor rotativo*. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Uberlândia, 2012.
- RUDNICK, S.N.; KOEHLER, J.; MARTIN, K.P.; LEITH, D.; COOPER, D.W. Particle collection efficiency in a venturi scrubber: comparison of experiments with theory. *Environmental science & technology*, v. 3, n. 20, p. 237-242. 1986
- RYAN, E.M.; DECROIX, D.; BREAUULT, R.; XU, W.; HUCKABY, E.D.; SAHA, K.; DARTEVELLE, S.; SUN, X. Multi-phase CFD modeling of solid sorbent carbon capture system. *Powder technology*, n. 242, p. 117-134. 2013
- SCHIFFTNER; K.C., HESKETH, H.D. *Wet Scrubbers*. 2nd edition.-CRC Press. 1996
- SCHILLER, L., NAUMANN, Z., "A drag coefficient correlation." *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure* Vol. 77: p. 318-320. 1935
- SCHNELLE Jr, K.B.; DUNN, R.F.;TERNES, M.E. *Air pollution control technology handbook*. 2nd edition. CRC press. 2015
- SEMRAU, K.T. Correlation of Dust Scrubber Efficiency , *Journal of the Air Pollution Control Association*, n. 10:3, p. 200-207. 1960
- SHI, P.; RZEHAK, R. Solid-liquid flow in stirred tanks: Euler-Euler/RANS modeling. *Chemical Engineering Science*, n. 227, p. 115875. 2020
- SILVA, A.M.; TEIXEIRA, J.C.F., TEIXEIRA, S.F.C.F. Experiments in a Large-scale venturi scrubber Part I: Pressure Drop. *Chemical Engineering and Processing*, v.48, p.59-67, 2009. Part II: *Droplet size*. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, v. 1, n. 48, p. 424-431. 2009
- SLINN, W.G.N. Precipitation scavenging. *in*: Randerson, D. (ed) *Atmospheric Sciences and Power Production*; U. S. Department of Energy, Technical Information Center: Oak Ridge, TN. p. 466-532. 1984
- SMITH, D.J. Computer Simulation Reduces time and Cost of Wet Scrubber Design.(Field Notes). *Power Engineering*, v. 11, n. 105, p. 158-159. 2001
- SPELLMAN, F.R.; WHITING, N.E. (2019). *Handbook of Mathematics and Statistics for the Environment*. CRC Press.
- STRAUSS W. *Industrial Gas Cleaning: The principles and practice of the control of gaseous and particulate emissions*. 2nd edition Pergamon Press, 1975.
- STEWART, A.C.; CHAMBERLAIN, N.P.; IRSHAD, M. A new approach to gas-liquid separation. SPE 50685 *in European Petroleum Conference*. Society of Petroleum Engineers. Hague, Netherlandd. Oct 1998.

- SUN, H; AZZOPARDI, B.J. Modelling gas–liquid flow in venturi scrubbers at high pressure. *Process Safety and Environmental Protection*, v. 4, n. 81, p. 250-256. 2003
- THEODORE L. *Air Pollution Control Equipment Calculations*. John Wiley & Sons Inc, 2008.
- VERSTEEG H.K.; MALALASEKERA W. *An introduction to computational fluid dynamics*. 2nd edition. Pearson. 2007.
- VISWANATHAN, S.; GNYP, A.W.; ST. PIERRE, C.C. Annular flow pressure drop model for pease–anthony-type venturi scrubbers. *AIChE J* 31(12), p. 1947-1958. 1985.
- VISWANATHAN, S.; ANANTHANARAYANAN, N.V.; AZZOPARDI, B.J. Venturi scrubber modelling and optimization. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v. 2, n. 83, p. 194-203. 2005
- VISWANATHAN, S. Examination of liquid film characteristics in the prediction of pressure drop in venturi scrubber, *Chem. Eng. Sci.* v. 17, n. 53, p. 3161–3175. 1998
- VISWANATHAN, S.; ST. PIERRE, C.C.; GNYP, A.W. Jet penetration measurements in a Venturi scrubber. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, v. 4, n. 61, p. 504-508. 1983
- WICKLEIN, E.; BATSTONE, D.J.; DUCOSTE, J.; LAURENT, J.; GRIBORIO, A.; WICKS, J.; SAUNDERS, S.; SAMTAG, R.; POTIER, O.; NOPENS, I. Good modelling practice in applying computational fluid dynamics for WWTP modelling. *Water Science and Technology*, v. 5, n. 73, p. 969-982. 2016
- WILCOX, D. C.; Alber, I. E. “A Turbulence Model for High Speed Flows.” *Proc. 1972 Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute*, pp. 231–252. Stanford Univ. Press. 1972. Ver también Wilcox, D.C. A half century historical review of the *k-omega* model. IN: *The 29th Aerospace Sciences Meeting* p. 615. 1991
- WILCOX, D.C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3rd edition. DCW Industries. 2006.
- WILCOX, D.C. Formulation of the kw turbulence model revisited. *AIAA J.* v. 11, n. 46, p. 2823-2838. 2008
- WOODARD K. *Stationary Source Control Techniques document for fine particulate matter*. US Environmental Protection Agency, Chapel Hill, Carolina do Norte, 1998.
- WORLD HEALTH ORGANIZATION, *Air Quality Guidelines global update* 2005.
- WORLD HEALTH ORGANIZATION, *Air Quality Guidelines global update* 2021.

- YANG, Z. Large-eddy simulation: Past, present and the future. *Chinese Journal of Aeronautics*, v. 1, n. 28, p. 11-24. 2015
- YIN, S.; ZHONG, W.; JIN, B.; FAN, J. Modeling on the hydrodynamics of pressurized high-flux circulating fluidized beds (PHFCFBs) by Eulerian–Lagrangian approach. *Powder Technology*, 259(Supplement C): p. 52-64, 2014
- YUNG, S.C.; CALVERT, S.; BARBARIKA, H.F. Venturi scrubber performance model. *Environmental Science & Technology*, v. 4, n. 12, p. 456-459. 1978
- YUNG, S.C.; CALVERT, S.; BARBARIKA, H.F. *Venturi scrubber performance model*. US Environmental Protection Agency. Report EPA-600/2-77-172. 1977
- ZERWAS, Alexander Ariyoshi. *Modelagem e simulação do escoamento em um sistema de lavagem de gases por técnicas de fluidodinâmica computacional*. Dissertação de Mestrado. USP. 2017.
- ZERWAS, A.A.; de PAIVA, J. CFD simulation of two-phase flow in a venturi scrubber: Validation and comparison of secondary atomization model. In: *The IV Journeys in Multiphase Flows (JEM 2017)* ABCM Paper ID: JEM-2017-0013 March 27-31, 2017, Brazil. 2017
- ZHANG, X.; GAN, Z.; LI, Y. Collection of particles on cold surfaces: a review. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v. 38, n. 59, p. 16493-16506. 2020
- ZHOU, L. Advances in Studies on Turbulent Dispersed Multiphase Flows. *Chinese J. Chemical Engineering*, v. 6, n. 18, p. 889–898. 2010

APÊNDICE A.

Fonte de Emissão		CHAMINÉ DO CICLONE		
Resultados Obtidos		30/10/2017		Média
		1ª Coleta	2ª Coleta	
Horário		15:25 / 16:27	17:20 / 18:22	
Temperatura dos Gases (°C) (a)		100,71	100,83	100,77
Umidade dos Gases (% volume) (a)		11,42	10,69	11,05
Velocidade (m/min) (a)		1.454,18	1.452,33	1.453,25
Velocidade (m/s) (a)		24,24	24,21	24,22
Vazão (m³/h) (b)		68.526,73	68.439,49	68.483,11
Vazão (Nm³/h) (c)		39.186,00	39.447,72	39.316,86
Isocinética (%)		104,79	104,16	104,48
Oxigênio (% volume)		20,90	20,90	20,90
Dióxido de Carbono (% volume)		0,00	0,00	0,00
Monóxido de Carbono (% volume)		0,00	0,00	0,00
Material Particulado (MP)	Concentração de Material Particulado (mg/Nm³) (c)	954,61	1.153,88	1.054,24
	Taxa de Emissão de Material Particulado (kg/h)	37,41	45,52	41,46
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	Concentração de SO ₂ (mg/Nm³) (c)	10,73	10,39	10,56
	Taxa de Emissão de SO ₂ (kg/h)	0,42	0,41	0,42
Trióxido de Enxofre (SO ₃)	Concentração de SO ₃ (mg/Nm³) (c)	5,31	5,35	5,33
	Taxa de Emissão de SO ₃ (kg/h)	0,21	0,21	0,21
Óxidos de Enxofre (SO _x)	Concentração de SO _x (mg/Nm³) (c)	14,20	13,88	14,04
	Taxa de Emissão de SO _x (kg/h)	0,56	0,55	0,55

a) Na seção onde está situado o ponto de coleta

b) Nas condições da Chaminé

c) Na condição normal - base seca (0°C e 1 atm).

Fonte de Emissão		CHAMINÉ DO LAVADOR		
Resultados Obtidos		30/10/2017		Média
		1ª Coleta	2ª Coleta	
Horário		15:25 / 16:27	17:20 / 18:22	
Temperatura dos Gases (°C) (a)		55,67	55,33	55,50
Umidade dos Gases (% volume) (a)		20,41	15,05	17,73
Velocidade (m/min) (a)		1.042,51	1.022,11	1.032,31
Velocidade (m/s) (a)		17,38	17,04	17,21
Vazão (m³/h) (b)		70.743,35	69.358,77	70.051,06
Vazão (Nm³/h) (c)		42.396,11	44.410,23	43.403,17
Isocinética (%)		106,22	99,32	102,77
Oxigênio (% volume)		20,40	20,40	20,40
Dióxido de Carbono (% volume)		0,20	0,20	0,20
Monóxido de Carbono (% volume)		0,00	0,00	0,00
Material Particulado (MP)	Concentração de Material Particulado (mg/Nm³) (c)	58,14	86,34	72,24
	Taxa de Emissão de Material Particulado (kg/h)	2,46	3,83	3,15
Dióxido de Enxofre (SO ₂)	Concentração de SO ₂ (mg/Nm³) (c)	11,28	10,10	10,69
	Taxa de Emissão de SO ₂ (kg/h)	0,48	0,45	0,46
Trióxido de Enxofre (SO ₃)	Concentração de SO ₃ (mg/Nm³) (c)	22,93	15,90	19,41
	Taxa de Emissão de SO ₃ (kg/h)	0,97	0,71	0,84
Óxidos de Enxofre (SO _x)	Concentração de SO _x (mg/Nm³) (c)	26,25	20,48	23,37
	Taxa de Emissão de SO _x (kg/h)	1,11	0,91	1,01

- a) Na seção onde está situado o ponto de coleta
b) Nas condições da Chaminé
c) Na condição normal - base seca (0°C e 1 atm).

DADOS GERAIS			
Cliente:		Data:	30/10/17
Projeto:	2180-001		Página 1 / 2
Processo:	CHAMINÉ DO CICLONE		1 a Coleta
Parâmetro:	MP+SOX	OPA:	2
		Equipe:	RCV/RF
		Pitot:	950-5

DADOS COLETA			
Local:	MAUÁ-SP	Número Pontos:	12
Duração:	60 minutos	Início:	15:25
Final:	16:27		
Patm:	689,9 mmHg	Fcp:	0,857
Pat:	-250,0 mmHg _O	Fcm:	0,99
Db:	5,0 mm	montante:	6,0 m
Dc:	1,00 m	jusante:	0,0 m

Ponto	Tempo (min.)	Distância (cm)	Volume Gasômetro (m³)	Pressão Velocidade (mmHg _O)	Pressão Orifício (mmHg _O)	Vácuo Coleta (mmHg _O)	Temperatura (°C)				Iniciático Ponto 1 Ponto (°C)	
							Gasômetro	Borbo	Porta	Chaminé		
1o. Etio												
Volume Inicial =			122,5216									
1	2,5	2,1	122,5798	36,0	42,0	110,0	27	25	17	120	100	99,74
2	5,0	6,7	122,6260	36,0	42,0	110,0	27	25	18	121	100	99,74
3	7,5	11,8	122,6782	36,0	42,0	110,0	27	25	17	120	101	99,87
4	10,0	17,7	122,7388	44,0	52,0	100,0	28	26	17	120	101	104,53
5	12,5	25,0	122,7994	44,0	52,0	100,0	28	26	16	119	100	104,39
6	15,0	35,6	122,8576	38,0	45,0	100,0	29	27	17	120	100	107,52
7	17,5	64,4	122,9158	38,0	45,0	100,0	29	27	16	117	101	107,66
8	20,0	75,0	122,9740	38,0	45,0	100,0	29	27	16	117	102	107,81
9	22,5	82,3	123,0182	22,5	26,0	80,0	29	27	16	118	102	106,40
10	25,0	88,2	123,0624	22,5	26,0	80,0	30	28	17	118	101	105,91
11	27,5	93,3	123,1054	20,0	24,0	80,0	30	28	17	119	100	109,14
12	30,0	97,9	123,1484	20,0	24,0	70,0	30	28	17	117	100	109,14
2o. Etio												
Volume Inicial =			123,1484									
1	2,5	2,1	123,2090	44,0	52,0	120,0	30	29	16	116	100	103,53
2	5,0	6,7	123,2696	44,0	52,0	120,0	30	29	17	117	101	103,66
3	7,5	11,8	123,3278	38,0	45,0	110,0	30	29	17	120	100	106,99
4	10,0	17,7	123,3860	38,0	45,0	110,0	30	29	17	121	100	106,99
5	12,5	25,0	123,4442	38,0	45,0	110,0	31	30	17	120	101	106,78
6	15,0	35,6	123,4964	36,0	42,0	110,0	31	30	16	121	100	98,26
7	17,5	64,4	123,5486	36,0	42,0	110,0	31	30	16	120	101	98,30
8	20,0	75,0	123,6008	36,0	42,0	100,0	31	30	17	121	101	98,39
9	22,5	82,3	123,6450	22,5	26,0	70,0	31	30	17	118	102	105,53
10	25,0	88,2	123,6892	22,5	26,0	70,0	31	30	16	118	102	105,53
11	27,5	93,3	123,7331	22,5	26,0	70,0	31	30	17	117	101	104,67
12	30,0	97,9	123,7764	20,0	24,0	70,0	32	30	16	116	100	109,18
Vm (m³) =			1,2548	R.OP =	5,69	DH =	38,83	tm (K) =	302,05	Tc (K) =	373,86	

DADOS GERAIS			
Cliente:		Data:	30/10/17
Projeto:	2180-001		Página 2 / 2
Processo:	CHAMINÉ DO CICLONE		1 a Coleta
Parâmetro:	MP+SOX	Equipe:	RCV/RF

ÁGUA COLETADA NOS FRASCOS LAVADORES							ANÁLISE DE CRSAT					
Frasco Número	Tara Inicial (g)			Tara Final (g)			Massa (g)	Gases	Massa Molar	% Vol. (x)	MMt (g/g mol)	
	1	2	3	1	2	3						
1	600,3	600,3	600,3	576,1	576,1	576,1	-24,2	CO ₂	44	0,0	0,0	
2	620,1	620,1	620,1	711,6	711,6	711,6	91,5	O ₂	32	20,9	6,7	
3	588,4	588,4	588,4	591,4	591,4	591,4	3,0	CO	28	0,0	0,0	
4	686,4	686,4	686,4	722,4	722,4	722,4	36,0	N ₂	28	79,1	22,1	
5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	MMt =			25,836	
6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	massa _{teórica} de H ₂ O =				106,3

RESULTADOS ANÁLITICOS	
MMMP	= 980,0 mg
MtSO ₂	= 11,0 mg
MtSO ₃	= 5,5 mg

MMMP	massa total de Material Particulado
MtSO ₂	massa total de dióxido de enxofre
MtSO ₃	massa total de trióxido de enxofre

CÁLCULOS			
Pc	= 671,52 mmHg	Pc	pressão absoluta do gás na chaminé
Pg	= 692,76 mmHg	Pg	pressão absoluta no gasômetro
Vacc	= 0,2050 m³	Vacc	volume de água coletado nas cond. da chaminé
Vmcc	= 1,5902 m³	Vmcc	volume do medidor nas condições da chaminé
Baq	= 0,1142 % vol.	Baq	proporção do volume de vapor de água do gás
MMu	= 27,5985 g/gmol	MMu	massa molecular base úmida do gás
Vc	= 1454,18 m³/min	Vc	velocidade média do gás na chaminé
Ab	= 1,86E-05 m²	Ab	área da boquilha
Ac	= 0,7854 m²	Ac	área da chaminé
I	= 104,79 %	I	fator de ineficiência
Q	= 68.476,73 m³/h	Q	vazão do influente nas cond. de chaminé
Qnbs	= 39.186,00 Nm³/h	Qnbs	vazão do influente base seca
Vgbs	= 1,0266 Nm³	Vgbs	volume do gás medido base seca
CMPP	= 954,61 mg/Nm³	CMPP	concentração de Material Particulado
ToMP	= 37,41 kg/h	ToMP	taxa de emissão de Material Particulado
CSO ₂	= 10,73 mg/Nm³	CSO ₂	concentração de dióxido de enxofre
ToSO ₂	= 0,42 kg/h	ToSO ₂	taxa de emissão de dióxido de enxofre
CSO ₃	= 5,31 mg/Nm³	CSO ₃	concentração de trióxido de enxofre
ToSO ₃	= 0,21 kg/h	ToSO ₃	taxa de emissão de trióxido de enxofre

DADOS GERAIS			
Cliente:	██████████	Data:	30/10/17
Projeto:	2180-001		Página 1 / 2
Processo:	CHAMINÉ DO CICLONE	2ª Coleta	
Parâmetros:	MP+SOX	OPA: 2	Equip: RCV/RF
			Pite: 950 - 5

DADOS COLETA			
Local:	MAUA-SP	Número Pontos:	12
Duração:	60 minutos	Início:	17:20
Final:	18:22		
Patm:	689,9 mmHg	Fcp:	0,857
Db:	5,0 mm	montante:	6,0 m
Pest:	-250,0 mmH ₂ O	Fcm:	0,99
Dc:	1,00 m	jusante:	0,0 m

Ponto	Tempo (min.)	Distância (cm)	Volume Gasômetro (m ³)	Pressão Velocidade (mmHg, m/s)	Pressão Orifício (mmHg, m/s)	Vácuo Coleta (mmHg, m/s)	Temperatura (°C)						Isotermia Ponto a Ponto (°C)	
							Gasômetro		Borbo-	Porta	Chaminé			
1o. Etio			Volume Inicial =	123,7882										
1	2,5	2,1	123,8354	36,0	42,0	110,0	27	25	17	12,0	100	99,06		
2	5,0	6,7	123,8876	36,0	42,0	110,0	27	25	18	12,1	101	99,19		
3	7,5	11,8	123,9398	36,0	42,0	110,0	27	25	17	12,2	101	99,19		
4	10,0	17,7	124,0004	44,0	52,0	110,0	28	26	17	12,3	102	103,96		
5	12,5	25,0	124,0610	44,0	52,0	110,0	28	26	16	12,0	100	103,68		
6	15,0	35,6	124,1192	38,0	45,0	100,0	29	27	17	12,1	101	106,93		
7	17,5	64,4	124,1774	38,0	45,0	100,0	29	27	16	12,0	102	107,07		
8	20,0	75,0	124,2356	38,0	45,0	100,0	29	27	16	12,1	101	106,93		
9	22,5	82,3	124,2798	22,5	26,0	80,0	29	27	17	12,0	100	105,40		
10	25,0	83,2	124,3240	22,5	26,0	80,0	30	28	17	12,1	101	105,19		
11	27,5	93,3	124,3670	20,0	24,0	70,0	30	28	17	12,0	102	108,68		
12	30,0	97,9	124,4100	20,0	24,0	70,0	30	28	17	11,8	101	108,54		
2o. Etio			Volume Inicial =	124,4100										
1	2,5	2,1	124,4706	44,0	52,0	120,0	30	28	16	11,9	101	103,13		
2	5,0	6,7	124,5312	44,0	52,0	120,0	30	28	17	12,0	101	103,13		
3	7,5	11,8	124,5894	38,0	45,0	110,0	30	28	17	11,8	101	106,58		
4	10,0	17,7	124,6476	38,0	45,0	110,0	30	28	17	11,9	102	106,72		
5	12,5	25,0	124,7058	38,0	45,0	110,0	31	29	17	12,0	101	106,23		
6	15,0	35,6	124,7580	36,0	42,0	100,0	31	29	16	12,1	101	97,89		
7	17,5	64,4	124,8102	36,0	42,0	100,0	31	29	16	12,0	100	97,75		
8	20,0	75,0	124,8624	36,0	42,0	100,0	31	29	17	12,0	100	97,75		
9	22,5	82,3	124,9066	22,5	26,0	80,0	31	29	17	11,8	100	104,70		
10	25,0	83,2	124,9508	22,5	26,0	80,0	31	29	16	12,0	100	104,70		
11	27,5	93,3	124,9950	22,5	26,0	80,0	32	30	17	11,7	100	104,36		
12	30,0	97,9	125,0380	20,0	24,0	80,0	32	30	16	11,6	101	107,83		
			Vm (m ³) =	1,2548	R.OP =	5,69	DH =	38,83	Im (K) =	301,86	Tc (K) =	373,98		

DADOS GERAIS			
Cliente:	██████████	Data:	30/10/17
Projeto:	2180-001		Página 2 / 2
Processo:	CHAMINÉ DO CICLONE	2ª Coleta	
Parâmetros:	MP+SOX		Equip: RCV/RF

PLANILHA DE LABORATÓRIO

ÁGUA COLETADA NOS FRASCOS LAVADORES

Frasco Número	Tara Inicial (g)			Tara Final (g)			Massa (g)
	1	2	3	1	2	3	
1	602,3	602,3	602,3	577,2	577,2	577,2	-25,1
2	622,1	622,1	622,1	710,4	710,4	710,4	88,3
3	588,4	588,4	588,4	590,1	590,1	590,1	1,7
4	696,4	696,4	696,4	730,2	730,2	730,2	33,8
5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
massa total de H2O =							98,7

ANÁLISE DE ORSAT

Gases	Massa Molar	% Vol. (X)	MMs (g/g mol)
CO ₂	44	0,0	0,000
O ₂	32	20,9	6,688
CO	28	0,0	0,000
N ₂	28	79,1	22,148
MMs =			28,836

RESULTADOS ANÁLITICOS

MMP	=	1185,3	mg
MtSO ₂	=	10,7	mg
MtSO ₃	=	5,5	mg

MMP	massa total de Material Particulado
MtSO ₂	massa total de dióxido de enxofre
MtSO ₃	massa total de trióxido de enxofre

CÁLCULOS

Pc	=	673,52	mmHg
Pg	=	692,76	mmHg
Vacc	=	0,1904	m ³
Vmcc	=	1,5918	m ³
Baq	=	0,1069	% vol.
MNu	=	27,6781	g/gmol
vc	=	1452,33	m³/min
Ab	=	1,08E-05	m ²
Ac	=	0,7854	m ²
I	=	104,16	%
Q	=	68,439,49	m ³ /h
Qnbs	=	33447,72	Nm ³ /h
Vgrbs	=	1,0272	Nm ³
CMP	=	1353,88	mg/Nm ³
TeMP	=	45,52	kg/h
CSO ₂	=	10,39	mg/Nm ³
TSO ₂	=	0,41	kg/h
CSO ₃	=	5,35	mg/Nm ³
TSO ₃	=	0,21	kg/h

pc	pressão absoluta do gás na chaminé
pg	pressão absoluta no gasômetro
Vacc	volume de água coletado nas cond. da chaminé
Vmcc	volume do medidor nas condições da chaminé
Baq	proporção do volume de vapor de água do gás
MNu	massa molecular base úmida do gás
vc	velocidade média do gás na chaminé
Ab	área da boquilha
Ac	área da chaminé
I	fator de isotermicidade
Q	vazão do efluente nas cond. de chaminé
Qnbs	vazão do efluente base seca
Vgrbs	volume do gás medido base seca
CMP	concentração de Material Particulado
TeMP	taxa de emissão de Material Particulado
CSO ₂	concentração de dióxido de enxofre
TSO ₂	taxa de emissão de dióxido de enxofre
CSO ₃	concentração de trióxido de enxofre
TSO ₃	taxa de emissão de trióxido de enxofre

DADOS GERAIS			
Cliente:		Data:	30/10/17
Projeto:	2180-001		Página 1 / 2
Processo:	CHAMINÉ DO SECADOR		1ª Coleta
Parâmetro:	MP+SOX	Equipe:	RCV/RF
	QPA: 4	Pito:	953-5

DADOS COLETA			
Local:	MALUÁ-SP	Número Pontos:	12
Duração:	80 minutos	Início:	15:25
Final:	16:27		
Patm:	689,9 mmHg	Fcp:	0,857
Db:	4,5 mm	montante:	2,8 m
Pest:	-100,0 mmH ₂ O	Fcm:	0,99
Dc:	0,95 m	juante:	0,0 m

Ponto	Tempo (min.)	Distância (cm)	Volume Gasômetro (m ³)	Pressão Velocidade (mmHg, m/s)	Pressão Orifício (mmHg, m/s)	Vácuo Coleta (mmHg, m/s)	Temperatura (°C)				Isocinética Ponto a Ponto (%)	
							Gasômetro Entrado	Saida	Borboleta	Porta Filtro		Chemistá
1o. Eixo			Volume Inicial =	297,8480								
1	2,5	2,0	297,9018	50,0	37,5	100,0	31	28	17	120	105	109,16
2	5,0	6,4	297,9482	50,0	37,0	100,0	31	28	16	121	104	94,02
3	7,5	11,2	297,9946	48,0	36,0	100,0	31	28	17	120	105	96,09
4	10,0	16,8	298,0410	44,0	35,0	90,0	31	28	17	119	105	100,36
5	12,5	23,8	298,0876	46,0	34,5	90,0	31	28	16	119	106	98,71
6	15,0	33,8	298,1342	42,0	31,5	90,0	32	27	16	121	104	103,03
7	17,5	61,2	298,1808	40,0	30,0	90,0	32	27	17	120	104	105,57
8	20,0	71,3	298,2274	40,0	30,0	90,0	32	27	17	119	105	105,71
9	22,5	78,2	298,2742	42,0	31,5	90,0	32	27	18	120	104	103,47
10	25,0	83,8	298,3210	38,0	28,5	90,0	32	28	18	118	106	108,89
11	27,5	88,6	298,3678	38,0	28,5	90,0	33	28	17	120	104	108,42
12	30,0	93,0	298,4146	38,0	28,5	90,0	33	28	16	119	105	108,55
2o. Eixo			Volume Inicial =	298,4146								
1	2,5	2,0	298,4614	50,0	37,5	110,0	33	29	16	118	105	94,49
2	5,0	6,4	298,5082	50,0	37,5	110,0	33	29	16	118	106	94,61
3	7,5	11,2	298,5550	50,0	37,5	110,0	33	29	17	119	106	94,61
4	10,0	16,8	298,6018	44,0	33,0	100,0	33	29	17	119	107	100,99
5	12,5	23,8	298,6486	44,0	33,0	100,0	33	29	16	118	106	100,86
6	15,0	33,8	298,6954	40,0	30,0	100,0	34	29	16	116	106	105,61
7	17,5	61,2	298,7422	40,0	30,0	100,0	34	29	17	118	107	105,75
8	20,0	71,3	298,7890	40,0	30,0	100,0	34	29	16	119	105	105,47
9	22,5	78,2	298,8358	42,0	31,5	100,0	34	29	16	121	105	102,93
10	25,0	83,8	298,8826	42,0	31,5	100,0	34	29	17	120	105	102,93
11	27,5	88,6	298,9294	38,0	28,5	90,0	34	29	16	120	106	108,35
12	30,0	93,0	298,9762	38,0	28,5	90,0	34	29	16	118	105	108,21
			Vm (m ³) =	1,1282	R.OP =	6,56	DH =	32,29	Tm (K) =	303,65	Tc (K) =	378,40

DADOS GERAIS			
Cliente:		Data:	30/10/17
Projeto:	2180-001		Página 2 / 2
Processo:	CHAMINÉ DO SECADOR		1ª Coleta
Parâmetro:	MP+SOX	Equipe:	RCV/RF

ANÁLISE DE ORSAT							
Frasco Número	Tara Inicial (g)			Tara Final (g)			Massa (g)
	1	2	3	1	2	3	
1	564,0	564,0	564,0	615,1	615,1	615,1	51,1
2	603,8	603,8	603,8	620,1	620,1	620,1	16,3
3	614,3	614,3	614,3	652,7	652,7	652,7	25,1
4	712,2	712,2	712,2	742,0	742,0	742,0	29,8
5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
massa mola de H2O =							122,3

Gases	Massa Molar	% Vol. (X)	MMs (g/g mol)
CO ₂	44	0,0	0,0
O ₂	32	20,9	6,7
CO	28	0,0	0,0
N ₂	28	79,1	22,1
MMs =			28,836

RESULTADOS ANÁLITICOS

MMP	=	4225,3	mg
MtSO ₂	=	6,6	mg
MtSO _x	=	302,6	mg

MtMP	massa total de Material Particulado
MtSO ₂	massa total de dióxido de enxofre
MtSO _x	massa total de trióxido de enxofre

CÁLCULOS

Pc	=	682,55	mmHg
Pg	=	692,27	mmHg
Vacc	=	0,2348	m ³
Vmcc	=	1,4153	m ³
Bag	=	0,1423	% vol.
MNu	=	27,2333	g/gmol
Vc	=	1680,02	m ³ /min
Ab	=	1,59E-05	m ²
Ac	=	0,7088	m ²
f	=	102,33	%
Q	=	71,450,20	m ³ /h
Qmbs	=	33,728,37	Nm ³ /h
Vgbs	=	0,9175	Nm ³
GMF	=	4605,20	mg/Nm ³
TeMP	=	182,96	kg/h
CSO ₂	=	7,15	mg/Nm ³
TeSO ₂	=	0,28	kg/h
CSO _x	=	329,77	mg/Nm ³
TeSO _x	=	13,10	kg/h

Pc	pressão absoluta do gás na chaminé
Pg	pressão absoluta no gasômetro
Vacc	volume de água coletado nas cond. da chaminé
Vmcc	volume do medidor nas condições da chaminé
Bag	proporção do volume de vapor de água do gás
MNu	massa molecular base úmida do gás
Vc	velocidade média do gás na chaminé
Ab	área da boquilha
Ac	área da chaminé
f	fator de isocineticidade
Q	vazão de efluente nas cond. de chaminé
Qmbs	vazão de efluente base seca
Vgbs	volume do gás medido base seca
GMF	concentração de Material Particulado
TeMP	taxa de emissão de Material Particulado
CSO ₂	concentração de dióxido de enxofre
TeSO ₂	taxa de emissão de dióxido de enxofre
CSO _x	concentração de trióxido de enxofre
TeSO _x	taxa de emissão de trióxido de enxofre

DADOS GERAIS			
Cliente:		Data:	30/10/17
Projeto:	2180-001		Página 1 / 2
Processo:	CHAMINÉ DO SECADOR	2ª Coleta	
Parâmetro:	MP+SOX	OPA:	4
		Equipe:	RCV/RF
		Pitot:	953-S

DADOS COLETA			
Local:	MAUA-SP	Número Pontos:	12
Duração:	60 minutos	Início:	17:20
Final:	18:22		
Patm:	689,9 mmHg	Fcp:	0,857
Db:	4,5 mm	montante:	2,8 m
Pbst:	-100,0 mmH ₂ O	Fcm:	0,99
Dc:	0,95 m	jusante:	0,0 m

Ponto	Tempo (min.)	Distância (cm)	Volume Gasômetro (m³)	Pressão Velocidade (mmHg/m/s)	Pressão Orifício (mmHg/m/s)	Viscosidade Coleta (mmHg/m/s)	Temperatura (°C)					Isocinetico Ponto a Ponto (%)			
							Gasômetro		Barbo	Porta	Chaminé				
						Entrada		Saída							
10. Eixo			Volume Inicial =	299,0404											
1	2,5	2,0	299,1022	48,0	36,0	90,0	30	28	17	110	107	128,39			
2	5,0	6,4	299,1490	48,0	36,0	90,0	30	28	16	116	104	95,84			
3	7,5	11,2	299,2012	48,0	36,0	90,0	30	28	17	112	103	107,87			
4	10,0	16,8	299,2478	42,0	31,5	80,0	31	29	17	120	105	102,89			
5	12,5	23,8	299,2946	42,0	31,5	80,0	31	29	16	121	105	103,33			
6	15,0	33,8	299,3414	40,0	30,0	80,0	31	29	16	11	104	105,74			
7	17,5	61,2	299,3882	40,0	30,0	80,0	31	29	17	117	105	105,89			
8	20,0	71,3	299,4348	40,0	30,0	80,0	32	30	16	120	106	105,22			
9	22,5	78,2	299,4812	40,0	30,0	80,0	32	30	17	121	105	104,63			
10	25,0	83,8	299,5276	38,0	28,5	70,0	32	30	16	120	106	107,49			
11	27,5	88,6	299,5744	38,0	28,5	70,0	32	30	17	119	105	108,27			
12	30,0	93,0	299,6210	38,0	28,5	70,0	32	30	16	120	105	107,81			
20. Eixo			Volume Inicial =	299,6210											
1	2,5	2,0	299,6676	48,0	36,0	90,0	32	30	16	118	105	95,92			
2	5,0	6,4	299,7142	48,0	36,0	90,0	32	30	17	118	105	95,92			
3	7,5	11,2	299,7608	48,0	36,0	90,0	32	30	17	117	105	95,92			
4	10,0	16,8	299,8072	42,0	31,5	80,0	33	30	17	120	104	101,80			
5	12,5	23,8	299,8540	42,0	31,5	80,0	33	30	16	121	104	102,68			
6	15,0	33,8	299,9008	42,0	31,5	80,0	33	30	17	120	104	102,68			
7	17,5	61,2	299,9476	40,0	30,0	80,0	33	30	16	121	105	105,36			
8	20,0	71,3	299,9944	40,0	30,0	80,0	33	30	17	118	105	105,36			
9	22,5	78,2	300,0412	40,0	30,0	80,0	33	30	16	118	106	105,50			
10	25,0	83,8	300,0888	38,0	28,5	70,0	34	31	17	119	105	109,53			
11	27,5	88,6	300,1348	38,0	28,5	70,0	34	31	17	120	105	105,90			
12	30,0	93,0	300,1816	38,0	28,5	70,0	34	31	16	121	105	107,74			
Vm (m³) =			1,1412	R.DP =	6,47	DH =	31,44	tm (K) =	304,05	Tc (K) =	378,07				

DADOS GERAIS			
Cliente:		Data:	30/10/17
Projeto:	2180-001		Página 2 / 2
Processo:	CHAMINÉ DO SECADOR	2ª Coleta	
Parâmetro:	MP+SOX	OPA:	4
		Equipe:	RCV/RF

PLANILHA DE LABORATÓRIO							
ÁGUA COLETADA NOS FRASCOS LAVADORES				ANÁLISE DE ORSAT			
Frasco Número	Tara Inicial (g)			Tara Final (g)			Massa (g)
	1	2	3	1	2	3	
1	572,8	572,8	572,8	623,4	623,4	623,4	50,6
2	610,3	610,3	610,3	640,2	640,2	640,2	29,9
3	606,4	606,4	606,4	617,3	617,3	617,3	10,9
4	719,4	710,4	710,4	741,4	741,4	741,4	31,0
5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
6	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
massa total de H2O =							122,4

Gases	Massa Molar	% Vol. (%)	MMs (g/g mol)
CO ₂	44	0,0	0,000
O ₂	32	20,9	6,688
CO	28	0,0	0,000
N ₂	28	79,1	22,348
MMs =			28,836

RESULTADOS ANALÍTICOS	
MMP	= 11521,5 mg
MtSO ₂	= 7,3 mg
MtSO ₃	= 326,7 mg
MMP	massa total de Material Particulado
MtSO ₂	massa total de dióxido de enxofre
MtSO ₃	massa total de trióxido de enxofre

CÁLCULOS			
Pc	= 882,55 mmHg	Pc	pressão absoluta do gás na chaminé
Pg	= 692,21 mmHg	Pg	pressão absoluta no gasômetro
Vacc	= 0,2349 m³	Vacc	volume de água coletada nas cond. da chaminé
Vmcc	= 1,4283 m³	Vmcc	volume do medidor nas condições da chaminé
Baq	= 0,1412 % vol.	Baq	proporção do volume de vapor de água do gás
MNu	= 27,3057 g/gmol	MNu	massa molecular base úmida do gás
wc	= 1656,48 m/min	wc	velocidade média do gás na chaminé
Ab	= 1,59E-05 m²	Ab	área da boquilha
Ac	= 0,7968 m²	Ac	área da chaminé
I	= 105,22 %	I	fator de isocinetidade
Q	= 70,449,23 m³/h	Q	vazão do efluente nas cond. de chaminé
Qnbs	= 39256,24 Nm³/h	Qnbs	vazão do efluente base seca
Vgibs	= 0,9268 Nm³	Vgibs	volume do gás medido base seca
CMP	= 12431,67 mg/Nm³	CMP	concentração do Material Particulado
TeMPP	= 488,02 kg/h	TeMPP	taxa de emissão de Material Particulado
CSO ₂	= 7,83 mg/Nm³	CSO ₂	concentração de dióxido de enxofre
TSO ₂	= 0,31 kg/h	TSO ₂	taxa de emissão de dióxido de enxofre
CSO ₃	= 352,48 mg/Nm³	CSO ₃	concentração de trióxido de enxofre
TSO ₃	= 13,84 kg/h	TSO ₃	taxa de emissão de trióxido de enxofre

APÊNDICE B.

SETOR DE AVALIAÇÃO DE IMPACTOS ATMOSFÉRICOS	
CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 372/2017/IPAA	
Folha 1/1	
Solicitante:	
Endereço:	
Carta: ADMTAR 007/17	
CEP: 02072-000	
Ordem de Serviço: 7050 0035/2017/AFCO	

	Identificação CETESB	Identificação do Cliente
Itens de Ensaio	Gasômetro seco C-	EQ.
	Placa de orifício C-12	02
	Bomba de vácuo C-07	

Condições de Calibração

Temperatura ambiente: 20,5 °C Pressão barométrica: 94800,00 Pa Umidade relativa: 63,0 %
Data de recebimento: 20/07/2017 Data de Calibração: 31/07/2017 Referência: Norma CETESB E16.030

Padrões

Instrumento	Calibrado por	Certificado	Data da calibração	Validade
Gasômetro Úmido C-10/90/009GU	CETESB	321/2017/IPAA	06/07/2017	30 dias
Barômetro	Visomes	LV 44702-15-R0	17/12/2015	3 anos
Termohigrômetro Digital TH-01	Visomes	LV 34773-14-R1	15/10/2014	5 anos
Termômetro TM-03	Visomes	LV02830-16-R0	27/01/2016	5 anos

Resultados

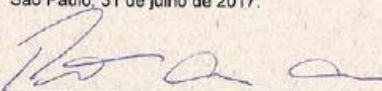
Média dos valores obtidos

DELTA H (Pa)	VOLUMES		TEMPERATURAS			TEMPO (minutos)	FCM	DELTA H@ (Pa)
	UMIDO (m³)	SECO (m³)	UMIDO (°C)	SECO (°C)				
				Entrada	Saída			
98	0,1005	0,0972	20	24	22	9,01	1,04	385,29
245	0,1005	0,0971	20	24	22	5,61	1,03	373,25
392	0,2010	0,1943	20	26	23	8,95	1,04	379,19
490	0,2010	0,1943	20	27	24	7,96	1,04	373,34
735	0,2010	0,1935	20	26	24	6,65	1,04	390,88

Volume após calibração: 115,3100 (m³) Volume da próxima calibração: 155,3100 (m³)

Nota 1 - A validade deste teste está condicionado a um período de 6 meses.


São Paulo, 31 de julho de 2017.



Téc. R.
Reg.: 01. CREA: 5C

APROVADO

Sim Não

Respon.: 

Data: 09/08/17

Quim. Maj.
Gerente d
Reg.: 01.4

3

CETESB - Av. Professor Frederico Hermann Jr., 345 - Alto de Pinheiros - São Paulo - CEP 05459-900
Fone: (11) 3133-3666 FAX (11) 3133-3402 - e-mail: calibracao@chaminet.cetesb.sp.gov.br



AMBTECH SERVIÇOS ESPECIAIS LTDA
Tecnologia, Metrologia e Meio Ambiente



RELATÓRIO DE ENSAIO

Nº 51 Pág. 1/1

Dados do cliente

Nome / Razão Social: E.
Endereço: A.
Serviço solicitado: Ensaio de calibração de gasômetro seco e placa de orifício
CEP 0

Descrição do equipamento / componentes ensaiados

CIPA-4
Código: CIPA-4
Bomba de Vácuo: 4
Gasômetro Seco Itron G1.6
Código: C-09/16/065 MSRE
Nº de série: C1310020/000
Placa de Orifício
Código: C-10/08/220

Padrão de referência e método empregado

Padrão: Vlei Test Meter
Código: AT-GU01
Válido até: ago-17
Certificado nº: 136.430-101
Rastreabilidade: RBC - CAL 162

Metodologia: NBR 12020 - Item 5.1 Instrução de Trabalho IT -03 Rev. 03

Informações complementares

Data de realização do ensaio: 16/08/17
Temperatura e Umidade Relativa, médias, durante o ensaio: 25 °C e 49 %UR
Pressão atmosférica local: 915 mbar
OS nº: 121/17

Resultados obtidos

Pressão dif. na placa de orifício (ΔH) (mm H ₂ O)	Fator de Correção Gasômetro seco (FCM)	Desvio Aceitável (%)	Incerteza do FCM	$\Delta H @ i$ (mmH ₂ O)	Desvio Aceitável (mmH ₂ O)	Incerteza do $\Delta H @ i$	Faixa de vazão (L/min)
		≤ 2	(\pm)		$< 3,9$	(\pm)	
10	1,0015	0,9	0,0108	39,04	3,0	0,88	11,4
25	0,9956	0,3	0,0107	40,49	1,5	0,91	17,7
40	0,9873	0,5	0,0106	43,34	1,3	0,97	21,6
50	0,9896	0,3	0,0106	42,88	0,9	0,96	24,3
75	0,9902	0,2	0,0107	43,03	1,0	0,97	29,6
100	0,9909	0,2	0,0107	43,29	1,3	0,97	34,0

Resultados médios obtidos

FCM médio: 0,9925

$\Delta H @ i$ médio: 42,01

A incerteza expandida (U) é estimada para um nível de confiança de 95% e fator de abrangência K = 2.

Obs.: Ensaio realizado segundo o item 5.1 da NBR 12020 de abr/1992.

Ação	Não	Sim	RAE nº: -----
Feito ajuste do reparo?	X	-----	

Volume registrado após ensaio: 280,490 m³

Belo Horizonte - 17 agosto, 2017

APROVADO

Sim Não

Responsável:

Data: 21/08/17



SETOR DE AVALIAÇÃO DE IMPACTOS ATMOSFÉRICOS

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 262/2017/IPAA

Solicitante: E:
Endereço: Av
Carta: ADMTAR 004/17

LTOA
Paulo - SP - CEP: 02
Ordem de Serviço: 7050 0035/2017/AFCO

Folha 1/1

Item de Ensaio	Identificação CETESB	Identificação Cliente	Fabricante	Medida
Tubo de Pitot Tipo S	C-05/16/950-S	N/D	FABRICAÇÃO PRÓPRIA	0,18 m

Condições de Calibração

Temperatura ambiente: 22,0 °C
Data de recebimento: 09/05/2017

Umidade relativa: 67,6 %
Data de Calibração: 01/06/2017

Pressão barométrica: 93792,29 Pa
Referência: Norma CETESB E16.030

Padrões

Descrição dos Itens	Identificação	Certificado	Empresa	Data da Calibração	Validade
Manovacuômetro Dwyer	C-05/00/04	A0132/2017	PHARMA	19/04/2017	3 anos
Manovacuômetro Dwyer	C-05/00/03	A0131/2017	PHARMA	18/04/2017	3 anos
Manovacuômetro Dwyer	C-04/02/04	A0133/2017	PHARMA	19/04/2017	3 anos
Barômetro	B-8277	LV44702-15-R0	VISOMES	17/12/2015	3 anos
Termohigrômetro Digital	TH-01	LV 34773-14-R1	VISOMES	15/10/2014	4 anos
Pitot Padrão Dwyer mod. 166/12	C-03/14/853 P	136787-101	IPT	28/04/2014	5 anos

Resultados

Faixa de Velocidade (m/s)	Velocidade do fluxo (m/s)	Pressão de Velocidade (mmH ₂ O)				Fator de Correção do tubo de pitot		Fator de Correção Médio	
		Pitot Padrão		Pitot Teste		Tramo A	Tramo B	Tramo A	Tramo B
		Tramo A	Tramo B	Tramo A	Tramo B				
3 à 5	2,97	0,50	0,50	0,70	0,70	0,837	0,837	0,838	0,843
	4,98	1,40	1,40	1,95	1,90	0,839	0,850		
	7,28	3,00	3,00	4,20	4,15	0,837	0,842		
5 à 15		Pressão de Velocidade (pol.H ₂ O)						0,840	0,847
	9,94	0,22	0,22	0,305	0,300	0,841	0,848		
	14,22	0,45	0,45	0,620	0,610	0,843	0,850		
15 à 50	23,22	1,20	1,20	1,650	1,600	0,844	0,857	0,851	0,856
	29,97	2,00	2,00	2,700	2,700	0,852	0,852		
	42,39	4,00	4,00	5,350	5,300	0,856	0,860		

Nota 1 - A validade deste teste está condicionado a um período de 6 meses.

São Paulo, 01 de junho de 2017.

Téc.
Reg

Quim. Ma
Gerente d
Reg. 01.4

SETOR DE AVALIAÇÃO DE IMPACTOS ATMOSFÉRICOS
CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 263/2017/IPAA

Folha 1/1

Solicitante: E
 Endereço: A
 Carta: ADMTAR 004/17

A
 SP - CEP:
 Ordem de Serviço: 7050 0035/2017/AFCCO

Item de Ensaio	Identificação CETESB	Identificação Cliente	Fabricante	Medida
Tubo de Pitot Tipo S	C-05/16/953-S	N/D	FABRICAÇÃO PRÓPRIA	0,18 m

Condições de Calibração

Temperatura ambiente: 21,0 °C Umidade relativa: 72,8 % Pressão barométrica: 93792,29 Pa
 Data de recebimento: 09/05/2017 Data de Calibração: 01/06/2017 Referência: Norma CETESB E16.030

Padrões

Descrição dos Itens	Identificação	Certificado	Empresa	Data da Calibração	Validade
Manovacuômetro Dwyer	C-05/00/04	A0132/2017	PHARMA	19/04/2017	3 anos
Manovacuômetro Dwyer	C-05/00/03	A0131/2017	PHARMA	18/04/2017	3 anos
Manovacuômetro Dwyer	C-04/02/04	A0133/2017	PHARMA	19/04/2017	3 anos
Barômetro	B-8277	LV44702-15-R0	VISOMES	17/12/2015	3 anos
Termohigrômetro Digital	TH-01	LV 34773-14-R1	VISOMES	15/10/2014	4 anos
Pitot Padrão Dwyer mod. 166/12	C-03/14/853 P	136787-101	IPT	28/04/2014	5 anos

Resultados

Faixa de Velocidade (m/s)	Velocidade do fluxo (m/s)	Pressão de Velocidade (mmH ₂ O)				Fator de Correção do tubo de pitot		Fator de Correção Médio	
		Pitot Padrão		Pitot Teste		Tramo A	Tramo B	Tramo A	Tramo B
		Tramo A	Tramo B	Tramo A	Tramo B				
3 à 5	2,97	0,50	0,50	0,70	0,70	0,837	0,837	0,849	0,843
	4,97	1,40	1,40	1,85	1,90	0,861	0,850		
	7,27	3,00	3,00	4,00	4,10	0,857	0,847		
5 à 15	Pressão de Velocidade (pol.H ₂ O)				0,855	0,848	0,857	0,847	
	9,92	0,22	0,22	0,295					0,300
	14,19	0,45	0,45	0,600					0,615
15 à 50	23,18	1,20	1,20	1,600	1,650	0,857	0,844	0,862	0,852
	29,92	2,00	2,00	2,650	2,700	0,860	0,852		
	42,31	4,00	4,00	5,200	5,300	0,868	0,860		

Nota 1 - A validade deste teste está condicionado a um período de 6 meses.

São Paulo, 01 de junho de 2017.

Téc. Hé
 Reg.: 0

Quím. N°
 Gerente
 Reg.: 0

Atmosféricos