

UNIVERSIDADE FEEVALE

JULIAN MARCELL ENZVEILER MARQUES

AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO PRÉ-COLETOR DE PARTICULADOS DE UMA
USINA DE ASFALTO

Novo Hamburgo

2012

JULIAN MARCELL ENZVEILER MARQUES

AVALIAÇÃO NUMÉRICA DO PRÉ-COLETOR DE PARTICULADOS DE UMA
USINA DE ASFALTO

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial à
obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Industrial Mecânica com ênfase
em Gerenciamento Industrial pela
Universidade Feevale

Professor orientador:
Dra. Angela Beatrice Dewes Moura

Novo Hamburgo

2012

JULIAN MARCELL ENZVEILER MARQUES

Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Industrial Mecânica, com título “Avaliação numérica do pré-coletor de particulados de uma usina de asfalto”, submetido ao corpo docente da Universidade Feevale, como requisito necessário para obtenção do Grau de Bacharel em Engenharia Industrial Mecânica com ênfase em Gerenciamento Industrial.

Aprovado por:

Dra. Angela Beatrice Dewes Moura (Orientadora)

Dra. Claudia Trindade Oliveira

Msc. Denis Jardim Villarinho

Msc. Guilherme Luiz Piccoli

Novo Hamburgo, novembro de 2012.

AGRADECIMENTOS

À minha mãe que, com muito carinho e apoio, não mediu esforços para que eu chegasse até esta etapa de minha vida.

À minha orientadora Dra. Angela Beatrice Dewes Moura, pela paciência, dedicação e pelos conhecimentos transmitidos ao longo de todo o curso e principalmente na concretização deste trabalho.

À Empresa Ciber Equipamentos Rodoviários Ltda, em especial ao Msc. André Franceschini disponibilizou-me tempo e espaço físico para o desenvolvimento do trabalho.

Aos amigos e colegas, em especial ao Msc. Guilherme Luiz Piccoli, pelo incentivo, pelo apoio constante e pelos conhecimentos transmitidos.

RESUMO

O mercado de equipamentos de pavimentação é extremamente competitivo e está em constante evolução na aplicação de novas tecnologias, fato que exige pesquisa dedicada a este segmento. É de conhecimento que o Brasil necessita grandes investimentos na área de infra-estrutura, em especial na construção rodoviária. Nesse cenário apresentam-se as usinas de asfalto de mistura a quentes que produzem a mistura asfáltica necessária para construção de rodovias. Dentre os sistemas que compõem uma usina de asfalto está o pré-coletor de particulados, o qual configura um componente importante no sistema de filtragem, composto por um conjunto fixo de aletas. O objetivo deste trabalho é avaliar o pré-coletor através de simulações numéricas. Para isso, verificam-se o ângulo de varredura e saída das aletas para obter as velocidades do escoamento e a pressão total. Com as velocidades tangenciais e axiais decorrentes das aletas é possível calcular o Índice de Rotação (*Swirl*) e avaliar a eficiência da coleta dos particulados. A utilização do *Software* CFX, comercializado pela empresa Ansys, Inc. é fundamental para as simulações com a Dinâmica dos Fluidos Computacional (“CFD - *Computational Fluid Dynamics*”) do escoamento. Após as simulações, objetiva-se comparar os resultados obtidos e validar. A solução será apresentada para diferentes ângulos de varredura e saída que compõem as aletas e o local de coleta dos particulados, contendo a pressão total, as velocidades tangenciais e axiais e o Índice de Rotação (*Swirl*).

Palavras-chave: Usina de Asfalto. Pré-coletor. Aletas. Pressão Total. Índice de Rotação.

ABSTRACT

The market of road Building equipment is very competitive and is in constant evolution in the application of new technologies; that requires dedicated research for this segment. It is well known that Brazil requires massive investment in infrastructure, especially in road construction. For this propose there are hot mix asphalt plants which produces the HMA (hot mix asphalt) necessary for that. Among the systems that compound an asphalt plant is the pre-collector of particles, component that makes part of the filtering system and is composed by a fixed set of fins. The objective of this work is to evaluate the pre-collector through numerical simulation. For this propose the angle of sweep and the output angle are verified in order to obtain the flow velocity and total pressure. With the axial and tangential speeds resulting from fins it is possible to calculate the Swirl and assess the particulate collection efficiency. The use of CFX Software, commercialized by Ansys, Inc. is essential to develop the CFD (Computational Fluid Dynamics) simulations of the flow. The solution will be presented to different angles of sweep and output that make up the fins and the particulate collection location, containing the total pressure, axial and tangential speeds and Swirl.

Keywords: Asphalt Plant. Pre-collector. Fins. Total Pressure. Swirl.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Principais conjuntos da usina de asfalto	15
Figura 2 - Vista superior da usina com o fluxo do material.....	15
Figura 3 - Pré-coletor de particulados	17
Figura 4 - Fluxo de gases.....	18
Figura 5 - Triângulo de velocidades de um ventilador centrífugo com pás voltadas para trás	21
Figura 6 - Curva característica real de um ventilador centrífugo com pás voltadas para trás	22
Figura 7 - Ventiladores centrífugos com pás voltadas para trás.....	23
Figura 8 - escoamento na região de entrada de um tubo	25
Figura 9 - Esquema de uma camada limite	26
Figura 10 - escoamento de um fluido laminar, transitório e turbulento	26
Figura 11 - escoamento interno	27
Figura 12 - escoamento externo	28
Figura 13 - Classificação das malhas.....	32
Figura 14 – Volume de controle	36
Figura 15 - Geometria modelada e suas dimensões.....	36
Figura 16 – Distância após as aletas	37
Figura 17 - Vista frontal da geometria com o ângulo de varredura.....	37
Figura 18 - Vista superior da geometria com o ângulo de saída	38
Figura 19 - Vista seccionada da malha refinada	39
Figura 20 - Posição das linhas para perfis de velocidades	41
Figura 21 - Gráfico da distância após as aletas	42
Figura 22 - Valores para Y_{plus} para as diferentes partes de estudo.....	44

Figura 23 - Gráfico da pressão total para as combinações investigadas	45
Figura 24 – Posição dos planos para os valores de velocidades	46
Figura 25 - Velocidade axial e tangencial da combinação 3	47
Figura 26 - Velocidade axial e tangencial da combinação 6	47
Figura 27 - Velocidade axial e tangencial da combinação 8	47
Figura 28 - Velocidade axial e tangencial da combinação 9	47
Figura 29 - Velocidade axial e tangencial da combinação 10.....	48
Figura 30 - Velocidade axial e tangencial da combinação 11.....	48
Figura 31 - Velocidade axial e tangencial da combinação 12.....	48
Figura 32 - Velocidade axial e tangencial da combinação 13.....	48
Figura 33 - Velocidade axial e tangencial da combinação 3 e 10.....	50
Figura 34 - Perfil da velocidade axial e tangencial da combinação 3	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Condições de contorno de entrada	35
Tabela 2 - Combinação do ângulo de saída e ângulo de varredura.....	38
Tabela 3 - Velocidade do transporte de poeiras industriais.....	40
Tabela 4 - Índice de Rotação (Swirl)	51

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	11
1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
1.1 USINAS DE ASFALTO PARA MISTURAS À QUENTE.....	14
1.1.1 Silos frios e dosagem dos agregados	16
1.1.2 Correias transportadoras.....	16
1.1.3 Secador contra fluxo e queimador.....	16
1.1.4 Sistema de filtragem de gases e exaustão.....	17
1.1.5 Misturador	18
1.1.6 Transportador e silo de descarga	19
1.2 MÁQUINAS DE FLUXO.....	19
1.3 CONCEITOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS	23
1.3.1 Classificação dos fluidos	24
1.4 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	28
1.4.1 Equações de Navier-Stokes	28
1.4.2 Escoamentos turbulentos	29
1.4.3 Índice de Rotação (Swirl)	30
1.4.4 Método de elementos finitos.....	31
1.4.5 Método de volumes finitos.....	31
1.4.6 Criar a geometria e a malha	32
1.4.7 Definir a física do modelo	33
1.4.8 Resolver o problema em Dinâmica dos Fluidos Computacional	33
1.4.9 Visualizar os resultados no pós-processador	34
2 METODOLOGIA	35
2.1 MODELAGEM DA GEOMETRIA	36
2.2 MALHA DE VOLUME FINITOS BASEADO EM ELEMENTOS	38
2.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO	40
2.4 MODELO DE TURBULÊNCIA	40
2.5 CONDIÇÕES DE PARADA PARA AS SIMULAÇÕES	41
2.6 LINHAS PARA PERFIS DE VELOCIDADES.....	41
3 RESULTADOS E ANÁLISES	42
3.1 QUALIDADE DA MALHA.....	43
3.2 PRESSÃO TOTAL.....	44
3.3 PLANOS DE VELOCIDADE	46
3.4 ÍNDICE DE ROTAÇÃO (SWIRL) NAS LINHAS	50
3.5 ESTIMATIVA DE CUSTOS	53
CONCLUSÃO	55

INTRODUÇÃO

De acordo com a pesquisa da Confederação Nacional do Transporte (2011) de rodovias, 57,4% da extensão rodoviária pesquisada é considerada regular, ruim ou péssima. Em relação ao pavimento, 46,6% das estradas apresentam pavimento ótimo; 5,5%, pavimento bom; 33,9%, regular; 11,2%, ruim; e 2,8%, péssimo. Por causa disso, as estradas acabam afetando o conforto e a segurança dos usuários e também é um forte indicativo de que o país necessita de investimento na área de pavimentação. Entretanto, o mercado de equipamentos para pavimentação está sempre evoluindo com novas tecnologias de alto desempenho e otimizados.

Entre os principais equipamentos estão as usinas de asfalto, as vibroacabadoras, também conhecidas como pavimentadoras, as fresadoras e os rolos compactadores.

Os pavimentos são estruturados por diversas camadas, sendo o concreto betuminoso usinado a quente (CBUQ), também conhecido como massa asfáltica é responsável por receber e transmitir a carga dos veículos, além de servir como impermeabilização. Para produzir massa asfáltica composta por agregados minerais e ligantes asfálticos, conforme especificações do Departamento Nacional de Infra-estrutura e Transporte (2006) é necessário uma usina de asfalto.

Dentre as usinas de asfalto, as de mistura a quente e contínuas são as mais vendidas no Brasil, segundo o Portal Brasil Engenharia (2012). Uma usina de alta tecnologia é composta por vários conjuntos, cada qual executa uma tarefa específica na produção de massa asfáltica.

Os agregados minerais são normalmente armazenados em grandes estoques ao ar livre, onde eles são expostos ao tempo. Qualquer umidade pode prejudicar a mistura asfáltica e desta forma os agregados devem ser secos. Para isso, os agregados minerais são depositados em silo separados conforme a granulometria. Esses silos são compostos por correias responsáveis pela dosagem do material. Uma segunda correia transportadora leva o material até o secador rotativo onde ocorre a secagem dos agregados através da exposição a chama do queimador. Além dos gases de combustão, também ocorre o arraste do material seco que está sendo cascadeado pelo secador rotativo. Esses gases são succionados por um exaustor, porém antes de serem liberados para a atmosfera

passam por um pré-coletor. Neste pré-coletor os particulados são retirados e retornam a usina.

A tubulação de gases da usina funciona como parte do sistema de exaustão que deve atender a capacidade nominal da máquina e padrões de emissões ambientais. Essa tubulação é composta pelo pré-coletor de partículas. O sistema contém um conjunto fixo de aletas que gera um fluxo turbulento capaz de remover partículas grandes. A força centrífuga sobre as partículas no fluxo faz com que elas se movam radialmente para as paredes da tubulação. Seguindo o fluxo, a tubulação se divide formando uma fenda anular. Uma estrutura contém as partículas que retornam para o misturador.

O agregado seco, os particulados coletados pelo pré-coletor, pelo filtro de mangas e o cimento asfáltico de petróleo (CAP) ou ligante asfáltico passam por um misturador externo para homogeneização da mistura e recobrimento dos agregados. O transporte para o caminhão é realizado por um elevador de arraste e armazenado até a descarga em um silo.

Como os particulados entram na composição da mistura asfáltica e corresponde a aproximadamente 2,1% da produção nominal da usina de asfalto, conforme Ciber Equipamentos Rodoviários Ltda (2007), se torna evidente o interesse da Ciber Equipamentos Rodoviários Ltda na verificação da eficiência do sistema pré-coletor, principalmente para a coleta de particulados. Cabe também salientar que até então, a empresa não tem estudos aprofundados quanto à eficiência da coleta.

A eficiência da coleta interfere na capacidade de produção nominal de massa asfáltica na usina, no dimensionamento do exaustor e motor elétrico, no processo, como fabricação de uma estrutura mais leve, no desgaste da tubulação do pré-coletor e do filtro de mangas e na capacidade de coleta dos particulados.

Diante disso, o objetivo geral deste trabalho é avaliar o pré-coletor de uma usina de asfalto através de simulações numéricas.

Como objetivos específicos citam-se:

- Investigar os ângulos de varredura e saída (Sweep e Output) das aletas nas velocidades do escoamento;
- Investigar a perda de carga decorrente destes ângulos;
- Investigar o consumo de energia;

A avaliação destes escoamentos, na mecânica dos fluidos, envolve a resolução de um conjunto de equações acopladas (Navier-Stokes, conservação da massa e energia) que devido à complexidade podem ser obtidas através de simulação numérica.

Neste estudo apoiado nos conceitos da Dinâmica dos Fluidos Computacional (“CFD - *Computational Fluid Dynamics*”) é utilizado o “Método de Volumes Finitos baseado em Elementos” para discretização das equações no domínio do espaço e do tempo. Utilizou-se o *Software* CFX da Ansys, Inc.

Técnicas da Dinâmica dos Fluidos Computacional são primordiais para este tipo de estudo, uma vez que experimentalmente haveria uma demanda grande de tempo e custo elevado para suprir o grande número de geometrias necessárias.

A revisão bibliográfica descreve de forma detalhada o funcionamento das usinas de asfalto para mistura à quente e os principais conjuntos que a compõe, entre eles o pré-coletor de particulados. Dentre as máquinas de fluxo está o ventilador centrífugo contido numa usina de asfalto devido a isso e a sua importância na coleta, máquinas de fluxo são conceituadas na revisão bibliográfica. Além disso, na revisão bibliográfica, os conceitos de mecânica dos fluidos são importantes para entender o problema envolvido nesse estudo. Para finalizar, na revisão bibliográfica, definem-se as características da Dinâmica dos Fluidos Computacional.

Depois da revisão bibliográfica, descreve-se a metodologia utilizada para simulação do pré-coletor e os resultados e análises, respectivamente.

O processo de produção da massa asfáltica na usina e a importância do sistema de exaustão são descritos a seguir.

1 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

1.1 USINAS DE ASFALTO PARA MISTURAS À QUENTE

A obtenção de uma mistura asfáltica envolve a associação de agregado com ligante asfáltico em proporções predeterminadas no projeto de dosagem para produzir uma massa homogênea de acordo com especificações e critérios adotados. Antes da mistura com o ligante asfáltico, o agregado deve ser composto na graduação especificada por meio de mistura de diferentes frações granulométricas. Se o ligante a ser misturado é um cimento asfáltico de petróleo (CAP), o agregado deve ser aquecido previamente para remoção de umidade e sua temperatura elevada para que seja possível o seu envolvimento pelo ligante asfáltico. Esses procedimentos são realizados em instalações apropriadas conhecidas como usinas de asfalto, simplificação da designação, visto que se trata de usinas para a produção de misturas asfálticas a quente (BERNUCCI, 2008).

O objetivo básico das usinas de asfalto é proporcionar de forma adequada a mescla de frações de agregados, aquecer essa mescla e o ligante asfáltico, e misturar todos esses materiais, produzindo misturas asfálticas dentro de características previamente especificadas (BERNUCCI, 2008).

Uma usina de asfalto é um conjunto de equipamentos mecânicos e eletrônicos interconectados de forma a produzir misturas asfálticas. Variam em capacidade de produção e princípios de funcionamento dos componentes, podendo ser estacionárias ou móveis (BERNUCCI, 2008).

As usinas móveis são composta por um chassi com rodado, sistemas de freio, iluminação e sinalização conforme legislação de trânsito vigente, isso auxilia na mobilidade até a mineradora e na instalação do equipamento. As mais modernas são compostas por um secador do tipo contra fluxo para secagem dos agregados, dosagem mássica contínua onde ocorre a pesagem dinâmica dos agregados e um misturador externo que comparado com mistura interna garante maior eficiência, mistura de maior qualidade e preservação das propriedades do ligante asfáltico. Há também grandes melhorias para a manutenção do equipamento, facilitada pelo fácil acesso por ser localizado externamente ao tambor secador.

Nas usinas fixas, mais conhecidas como usinas gravimétricas, a grande vantagem é o sistema de dosagem descontínua, pois possibilita maior precisão e um melhor controle sobre a massa produzida, além da mínima suscetibilidade a fatores externos. A desvantagem é a falta de portabilidade, devido as grandes dimensões que dificultam o transporte, e o grande investimento inicial no produto.

Nesse trabalho o estudo será apresentado para uma usina de asfalto do tipo móvel de secagem contra fluxo, dosagem mássica contínua e misturador externo.

Nas figuras 1 e 2 são mostrados os principais conjuntos de uma usina de asfalto e o fluxo de material respectivamente.

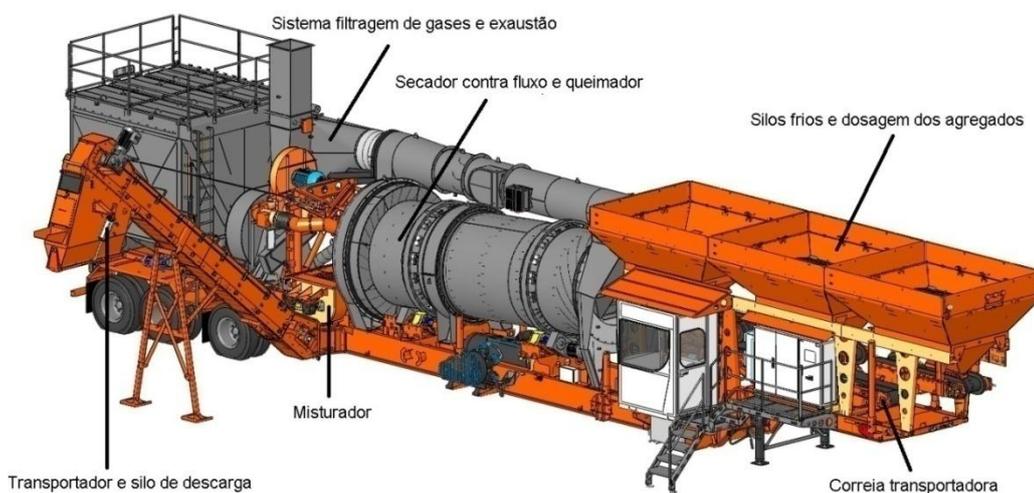


Figura 1 - Principais conjuntos da usina de asfalto
Fonte: Cyber Equipamentos Rodoviários Ltda (2012).

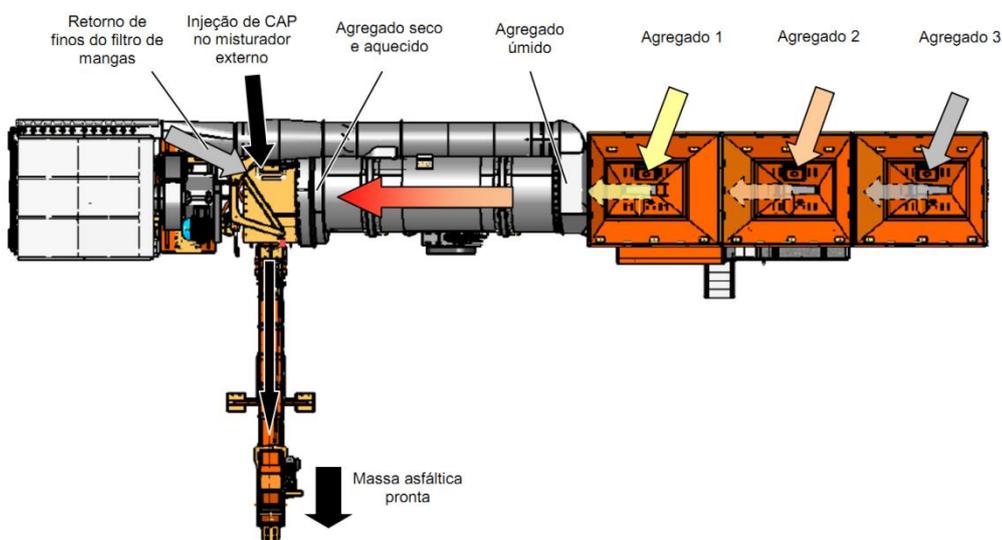


Figura 2 - Vista superior da usina com o fluxo do material
Fonte: Cyber Equipamentos Rodoviários Ltda (2012).

1.1.1 Silos frios e dosagem dos agregados

Os silos frios são construídos com chapas metálicas em forma de tronco de pirâmide invertido e destinam-se a receber os agregados naturais e artificiais que vão ser utilizados no preparo do concreto asfáltico (DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRA-ESTRUTURA DE TRANSPORTES, 2006).

A dosagem ocorre através da pesagem dinâmica individual de cada um dos agregados. É característico em usinas móveis. Sob a correia dosadora na saída de cada silo de agregados, há uma célula de carga que faz a leitura do peso e controla automaticamente a velocidade da correia, garantindo assim uma ótima precisão na dosagem do material.

1.1.2 Correias transportadoras

A função da correia transportadora é conduzir os agregados provenientes dos alimentadores, para a base do secador. (DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRA-ESTRUTURA DE TRANSPORTES, 2006).

1.1.3 Secador contra fluxo e queimador

A função do secador é, através do aquecimento dos agregados até a temperatura especificada para a mistura, promover a remoção da água contida neles. (DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRA-ESTRUTURA DE TRANSPORTES, 2006).

Sistema em que os agregados deslocam-se internamente no tambor secador em sentido contrário à chama do queimador. Por entrar pelo lado contrário, há uma eficiente troca térmica, em um processo de secagem e aquecimento do material.

Consiste o secador de um longo cilindro de aço sobre roletes, através de dois anéis metálicos externos. Os roletes, acoplados a redutores acionados por motores elétricos e montados em um chassi, imprimem ao cilindro um movimento de

rotação. Um conjunto de aletas dispostas ao longo da circunferência interna do secador faz com que a mistura de agregados caia obrigatoriamente através do fluxo de gases quentes, provenientes da chama do queimador. (DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRA-ESTRUTURA DE TRANSPORTES, 2006).

O queimador de atomização a ar tem regulagem na sua chama. Alguns fatores influem no menor consumo de combustível do queimador e na capacidade de elevação da temperatura dos materiais. (DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRA-ESTRUTURA DE TRANSPORTES, 2006).

1.1.4 Sistema de filtragem de gases e exaustão

O ar que flui através do secador carrega com ele gases de exaustão e pequena quantidade de partículas de pó do agregado. Essas partículas devem ser recolhidas antes que sejam descarregadas na atmosfera, por meio de um sistema de controle de emissões. (BERNUCCI, 2008).

Esse sistema é composto, na maioria das usinas de asfalto, por coletores de pó, primários e secundários (BERNUCCI, 2008).

Na tubulação de exaustão existe uma janela de ar frio que regula a temperatura do filtro de mangas. Há uma válvula de emergência que pode abrir para garantir que não haja um aquecimento excessivo. Nesta mesma tubulação há um pré-coletor composto por aletas, figura 3, que faz a separação granulométrica dos materiais finos suspensos no ar. Esta separação faz com que o filtro de mangas seja preservado, pois o material mais abrasivo e maior é separado e reincorporado na mistura.

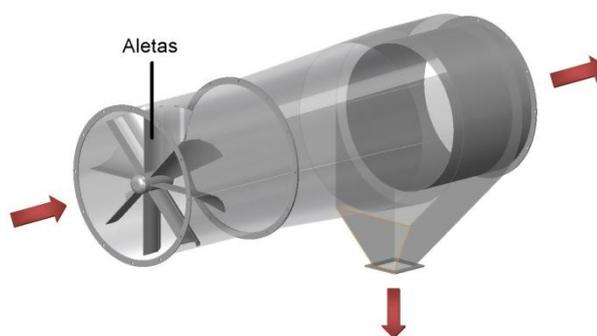


Figura 3 - Pré-coletor de particulados
Fonte: Elaborado pelo autor.

O coletor secundário filtra e recolhe as partículas de pó mais finas. Os coletores secundários mais usuais são o filtro de mangas. (BERNUCCI, 2008). Consiste em um filtro com centenas de mangas plissadas que fazem a absorção dos particulados, garantindo uma eficiência de 99,5% na filtragem, segundo a Ciber Equipamentos Rodoviários Ltda (2012).

O fluxo de gases para esse sistema descrito acima está detalhado na figura 4.

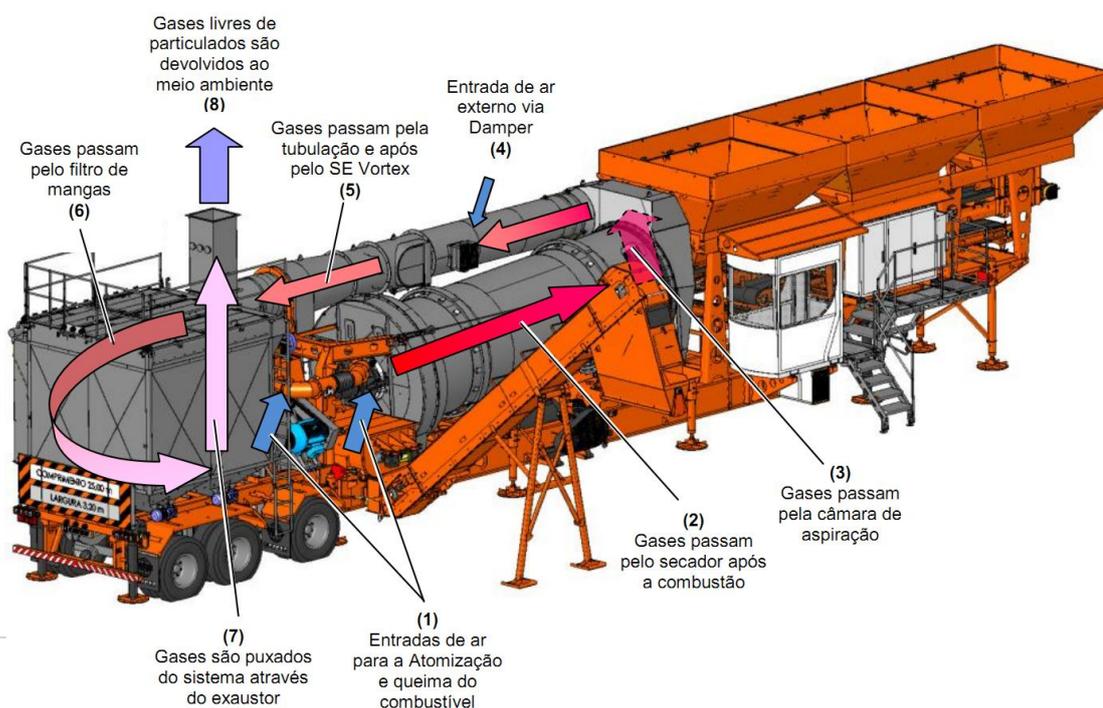


Figura 4 - Fluxo de gases
Fonte: Ciber Equipamentos Rodoviários Ltda (2012a).

1.1.5 Misturador

Os agregados aquecidos e convenientemente proporcionados na balança, no caso das usinas descontínuas, ou provenientes dos portões dos silos quentes, no caso das usinas contínuas, são introduzidos no misturador.

O misturador consiste essencialmente de uma caixa térmica de fundo curvo, com comporta para descarga operada pneumaticamente, com dois eixos horizontais, paralelos, providos de braços com palhetas reversíveis e substituíveis e animados

de movimento de rotação quando em operação. Estes movimentos têm sentidos opostos, de forma a promover a ascensão do material localizado entre eles, e, em seguida, lançá-lo de encontro à parede do misturador. (DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRA-ESTRUTURA DE TRANSPORTES, 2006).

1.1.6 Transportador e silo de descarga

Tem a função de transportar a mistura asfáltica desde o misturador até a descarga no caminhão. O transporte é feito por um sistema totalmente fechado, através de um elevador de arraste e um silo de descarga, preservando a boa qualidade da mistura.

O elevador de arraste é composto por taliscas aparafusadas, com chapas de desgaste de alta resistência à abrasão. Há uma grande facilidade para manutenção da parte interna, pois o elevador apresenta chapas divididas em pequenas seções em forma de comporta, com sistema de fixação por grampos que agilizam a montagem e a desmontagem.

O silo de descarga tem a função de armazenar a massa asfáltica até ser descarregada. Seu sistema de abertura pode ser tanto manual quanto automática, ficando a escolha do operador. Quando o silo atinge sua capacidade máxima um sensor é acionado e sua comporta é aberta através de um cilindro pneumático comandado por uma válvula solenóide.

1.2 MÁQUINAS DE FLUXO

Máquina de fluxo pode ser definida como um transformador de energia (sendo necessariamente o trabalho mecânico uma das formas da energia) no qual o meio operante é um fluido que, em sua passagem pela máquina, interage com um elemento rotativo, não se encontrando, em qualquer instante, confinado (HENN, 2001).

As máquinas de fluxo geradoras recebem trabalho mecânico e o transforma em energia de fluido. A energia de fluido aumenta na passagem pela máquina. (HENN, 2001).

Como exemplo de máquinas de fluxo, citam-se: as turbinas hidráulicas, as bombas centrífugas, as turbinas a vapor, os turbo compressores, as turbinas a gás e os ventiladores (HENN, 2001).

Os ventiladores podem ser do tipo axial e centrífugo. Nas usinas de asfalto é comum a utilização de ventiladores centrífugos com pás voltadas para trás.

Os ventiladores centrífugos possuem um rotor para aumentar a velocidade da corrente de gases. Como os gases se movem do centro do rotor para as pontas das aletas, ele ganha energia cinética. Esta energia cinética é então convertida em pressão estática. Os ventiladores centrífugos são capazes de gerar pressões relativamente elevadas.

Os centrífugos com pás voltadas para frente são mais eficientes, tem maior capacidade de exaustão a baixas velocidades, e não são adequados para trabalhos de alta pressão nem para altas cargas de poeira, apresentando problemas frequentes de corrosão, se mal utilizados.

Os centrífugos com pás voltadas para trás possuem duas importantes vantagens, apresenta maior eficiência e autolimitação de potência. Isso significa que, se o ventilador está sendo usado em sua máxima potência, o motor não será sobrecarregado por mudanças de sistema de dutos. É um ventilador de alta eficiência e silencioso, se trabalhar num ponto adequado.

A equação fundamental das máquinas de fluxo é chamada de triângulo de velocidades, que é uma forma geométrica de expressar a equação vetorial que relaciona o movimento relativo com o movimento absoluto das partículas fluidas que percorrem o rotor do ventilador. Para entender melhor essa equação, é importante imaginar a velocidade absoluta da corrente fluida (\vec{c}) que circula através do rotor relacionado com duas componentes vetoriais, a velocidade relativa (\vec{w}) e a velocidade tangencial (\vec{u}). Essa equação é mostrada abaixo.

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$$

A representação gráfica dos triângulos de velocidade de entrada e saída do fluxo nas bordas da lâmina de um ventilador centrífugo com pás voltadas para trás são mostradas na figura 5.

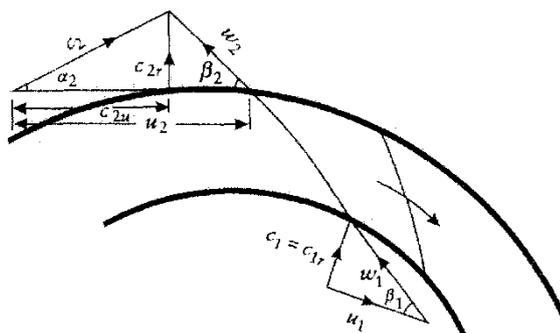


Figura 5 - Triângulo de velocidades de um ventilador centrífugo com pás voltadas para trás
Fonte: Goodfellow e Tähti (2001).

Outra definição importante é o rendimento de uma máquina de fluxo. O rendimento será considerado como a relação entre a energia transferida para o fluido e a energia (trabalho mecânico) necessários para o acionamento do rotor. (OLIVEIRA JR, 2004). Segue abaixo a equação do rendimento.

$$\eta = 100 \frac{Q \Delta p}{nT}$$

Onde η é o rendimento expresso em percentual, Q a vazão de ar no exaustor em m^3/s , Δp a diferença de pressão total (pressão estática somada à pressão dinâmica) fornecida pelo ventilador em Pa , n a rotação do rotor em rad/s e T o torque no eixo do rotor em Nm .

O processo de seleção do ventilador adequado para determinada aplicação deve considerar condições básicas de operação como vazão, pressão, temperatura dos gases, propriedades dos gases, dimensão da tubulação e arranjo. Na maioria dos casos torna-se inviável o projeto de um ventilador especial, por isso deve-se considerar modelos e tamanhos existentes.

Os fabricantes de ventiladores normalmente fornecem em seus catálogos as curvas características, obtidas em ensaios de laboratório. As curvas características podem ser do tipo teórico ou real.

As curvas reais ou denominadas ideais, figura 6, não consideram as perdas e podem ser facilmente deduzidas a partir da equação fundamental para número infinito de pás, (equação de Euler). Já as curvas teóricas, levam em conta as perdas e possuem esta denominação porque são previstas pela teoria e não determinadas pela experimentação (HENN, 2001).

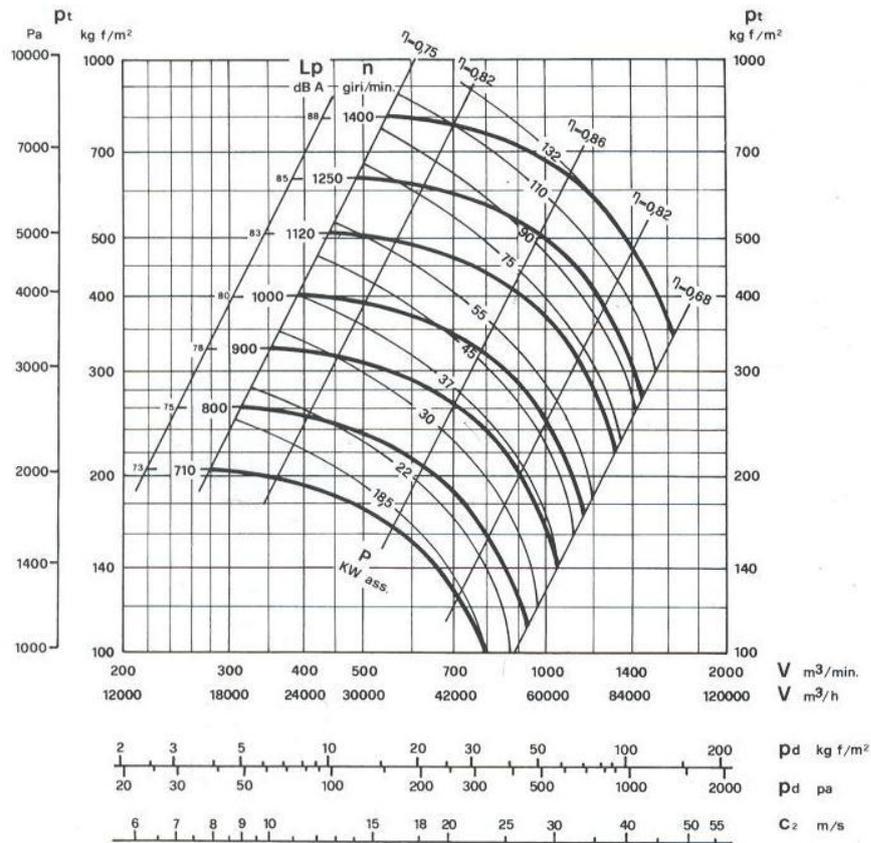


Figura 6 - Curva característica real de um ventilador centrífugo com pás voltadas para trás
Fonte: Euroair Brasil ([201-?a]).

A equação fundamental simplificada das máquinas de fluxo, modalidade geradora, supondo escoamento sem atrito, rotor com numero de pás infinito, infinitamente próximas e de espessura infinitesimal é a equação abaixo.

$$Y_{p\acute{a}\infty} = u_5 C_{u5}$$

Onde $Y_{p\acute{a}\infty}$ é o salto energético ou trabalho específico em J/kg , u_5 velocidade tangencial de um ponto na saída do rotor em m/s e C_{u5} componente tangencial da velocidade absoluta de saída em m/s .

O exaustor que succiona os gases proveniente da secagem dos agregados é um ventilador centrífugo com pás voltadas para trás classificado como uma máquina de fluxo geradora, figura 7.



Figura 7 - Ventiladores centrífugos com pás voltadas para trás
Fonte: Euroair Brasil ([201-?b]).

1.3 CONCEITOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS

Nesse trabalho, alguns conceitos da mecânica dos fluidos serão importantes para compreender melhor os problemas envolvidos. Por isso, primeiro deve-se definir o sistema que será analisado. Isso pode ser de duas formas, sistema ou um volume de controle, ambos têm a ênfase em forças e movimento, porém conduz a diferentes expressões matemáticas das leis básicas. Leis básicas como, conservação da massa, a segunda lei do movimento de Newton, o princípio da quantidade de movimento angular, a primeira lei da termodinâmica e a segunda lei da termodinâmica.

Um sistema é definido como uma quantidade de massa fixa e identificável; o sistema é separado do ambiente pelas suas fronteiras. As fronteiras do sistema podem ser fixas ou moveis; contudo, nenhuma massa cruza essas fronteiras (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

Um volume de controle é um volume arbitrário no espaço através do qual o fluido escoar. A fronteira geométrica do volume de controle é denominada superfície de controle. A superfície de controle pode ser real ou imaginária; ela pode estar em repouso ou em movimento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

Na cinemática dos fluidos podemos utilizar o método de descrição Lagrangiana do escoamento de fluidos em casos onde é fácil identificar e seguir

partículas afastadas, onde as equações são utilizadas a cada partícula, e o fluido é um grupo dessas partículas em movimento. A cinemática envolve acompanhar o vetor posição de cada partícula, $\vec{x}_a, \vec{x}_b, \dots$, e o vetor velocidade de cada partícula, $\vec{V}_a, \vec{V}_b, \dots$, como funções do tempo.

Caso contrário, é mais fácil empregar o método de descrição Euleriano do escoamento dos fluidos, onde o fluido escoava para dentro e para fora através da definição de um volume de controle. Não envolve acompanhar a posição e velocidade de uma massa de partículas de fluido com identidade fixa. Em vez disso, define-se as variáveis de campo, funções do espaço e do tempo, dentro do volume de controle (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

1.3.1 Classificação dos fluidos

Na prática existem diversas maneiras para resolver os problemas envolvidos no escoamento de fluidos que acabam confundindo e até dificultando as análises. Desta maneira, é conveniente classificar em grupos e tipos o escoamento para facilitar os estudos.

Um escoamento uni, bi ou tridimensional é classificado de acordo como número de coordenadas espaciais necessárias para especificar seu campo de velocidade. A equação abaixo indica que o campo de velocidade pode ser uma função de três coordenadas espaciais e do tempo. Tal campo de escoamento é denominado tridimensional, porque a velocidade em qualquer um de seus pontos depende das três coordenadas requeridas para se localizar o ponto no espaço (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

$$\vec{V} = \vec{V}(x, y, z, t)$$

Onde \vec{V} é o campo de velocidade na forma vetorial e $\vec{V}(x, y, z, t)$ é o campo de velocidade na forma vetorial em função das coordenadas espaciais. Também pode ser escrito em termos dos seus três componentes escalares, \hat{i} , \hat{j} e \hat{k} .

$$\vec{V} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$$

Cada componente, u , v e w será uma função de x , y e z .

O perfil de velocidade desenvolve-se completamente e permanece sem mudanças depois de certa distância da entrada (cerca de 10 vezes o diâmetro do tubo em escoamento turbulento e menos em escoamento laminar, figura 8), e o escoamento nessa região é dito estar totalmente desenvolvido (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

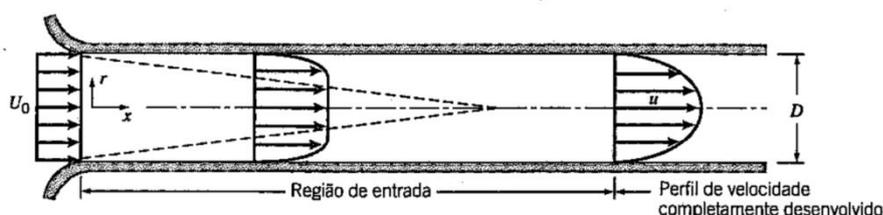


Figura 8 - Escoamento na região de entrada de um tubo
Fonte: Fox, Mcdonald e Pritchard (2006).

A região de escoamento pode ser do tipo viscoso e não-viscoso. A viscosidade é causada por forças coesivas entre as moléculas num líquido e por colisões moleculares nos gases. Não existe fluido com viscosidade nula e, assim, todo o escoamento de fluidos envolve efeitos viscosos de algum grau. Os escoamentos em que os efeitos do atrito são significativos chamam-se escoamentos viscosos. Entretanto, em muitos escoamentos de interesse prático, há regiões (tipicamente regiões afastadas de superfícies sólidas) onde as forças viscosas são desprezivelmente pequenas comparadas às forças inerciais e de pressão (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Podemos estimar se as forças viscosas são ou não desprezíveis em comparação com as forças inerciais pelo simples cálculo do número de Reynolds $Re = \rho VL/\mu$, onde ρ e μ , são, respectivamente, a massa específica e a viscosidade do fluido, e V e L são a velocidade e o comprimento típicos ou "característicos" do escoamento. Se o número de Reynolds for "grande", os efeitos viscosos serão desprezíveis pelo menos na maior parte do escoamento; se o número de Reynolds for "pequeno", os efeitos viscosos serão dominantes. Finalmente, se o número de Reynolds não for nem pequeno nem grande, nenhuma conclusão geral poderá ser tirada. Sob condições normais, a transição para turbulência ocorre em $Re \cong 2300$ para escoamento em tubos (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

Contudo, mesmo que o atrito seja desprezível para escoamentos com valores altos do número de Reynolds, existirá sempre uma camada limite delgada, na qual o atrito é significativo e, através dela, a velocidade aumenta rapidamente de

zero (na superfície) até o valor previsto pela teoria do escoamento não-viscoso (sobre a borda externa da camada limite), figura 9.

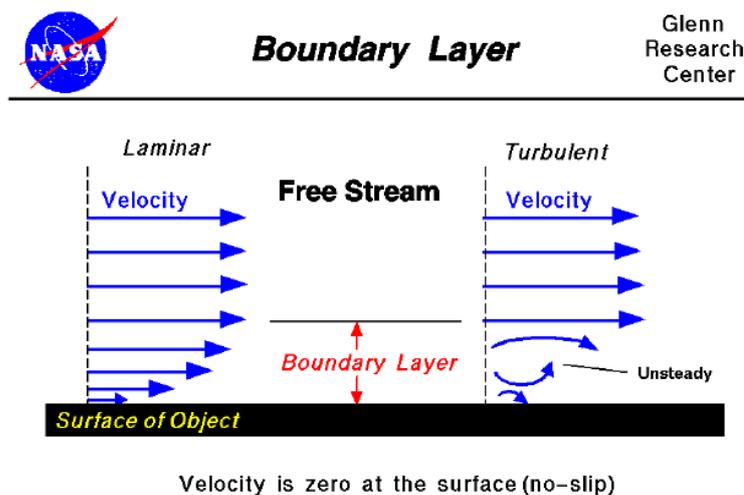


Figura 9 - Esquema de uma camada limite
 Fonte: NASA Glenn Research Center ([201-?]).

Outra definição de escoamento é o fluido laminar e/ou turbulento. Laminar é aquele no qual as partículas fluidas movem-se em camadas lisas, ou lâminas. Já o turbulento é aquele no qual as partículas fluidas rapidamente se misturam, enquanto se movimentam ao longo do escoamento, devido a flutuações aleatórias no campo tridimensional de velocidades (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006). Além do escoamento laminar e turbulento pode-se observar, figura 10, o que ocorre na transição de um para outro.

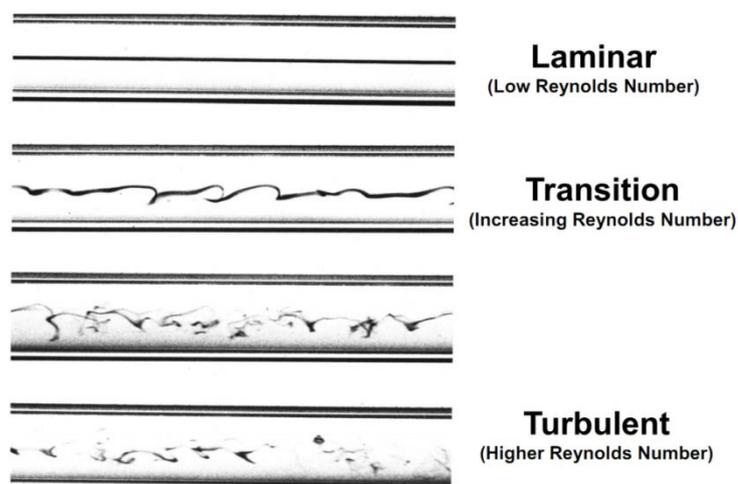


Figura 10 - Escoamento de um fluido laminar, transitório e turbulento
 Fonte: Ansys, Inc. (2009b).

Nas análises que são considerados escoamentos nos quais as variações na massa específica são desprezíveis, denominam-se incompressíveis; quando as

variações de massa específica não são desprezíveis, o escoamento é denominado compressível (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

Ainda, conforme Fox, McDonald e Pritchard (2006), os escoamentos de gases com transferência de calor desprezível também podem ser considerados incompressíveis, desde que as velocidades do escoamento sejam pequenas em relação à velocidade do som; a razão entre a velocidade do escoamento, V , e a velocidade local do som, c , no gás, é definida como o número de Mach, equação abaixo.

$$M = \frac{V}{c}$$

Para $M < 0,3$, a variação máxima da massa específica é inferior a 5,0%. Assim, os escoamentos de gases com $M < 0,3$ podem ser tratados como incompressíveis; um valor de $M = 0,3$ no ar, na condição padrão, corresponde a uma velocidade de aproximadamente 100 m/s.

Por fim, a classificação dos escoamentos completamente envoltos por superfícies sólidas são chamados escoamentos internos ou em dutos. Escoamentos sobre corpos imersos num fluido não contido são denominados escoamentos externos. Tanto o escoamento interno quanto o externo podem ser laminares ou turbulentos, compressíveis ou incompressíveis.

Um exemplo de escoamento interno pode ser visto na figura 11, já o escoamento externo na figura 12.

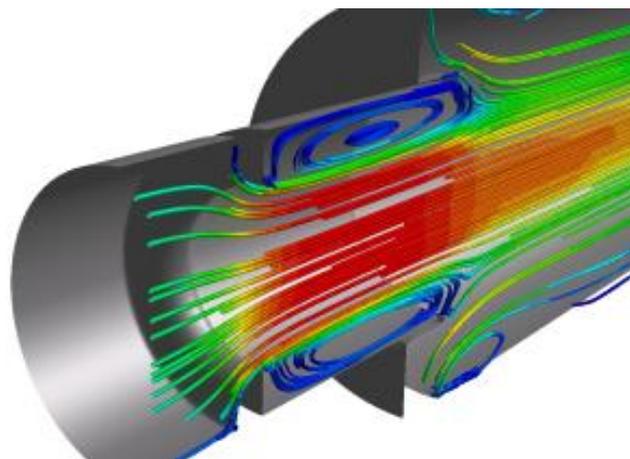


Figura 11 - Escoamento interno
Fonte: John Holland Research Centre (2008).

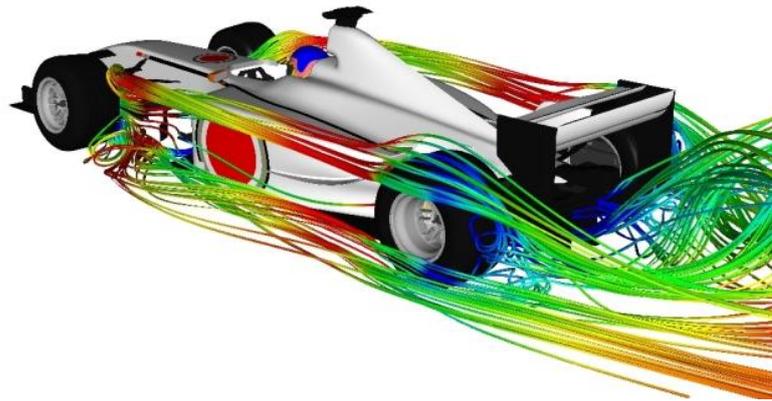


Figura 12 - Escoamento externo
Fonte: F1 Fanatic (2003)

1.4 DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (“CFD - Computational Fluid Dynamics”) é uma ferramenta computacional para simular o comportamento de sistemas que envolvem o fluxo de fluidos, transferência de calor e outros processos físicos relacionados. Ele funciona através da resolução de equações de fluxo do fluido de forma especial sobre uma região de interesse, com condições conhecidas especificadas no limite da região (ANSYS, INC., 2011a, tradução nossa).

1.4.1 Equações de Navier-Stokes

O conjunto de equações que descrevem os processos de dinâmica, calor e transferência de massa é conhecido como as equações de Navier-Stokes. A forma que essas equações são reduzidas abaixo, junto com a equação de Bernoulli é o conjunto de equações mais famoso em mecânica dos fluidos.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right)$$

Além disso, estas equações mais a equação da continuidade formam um conjunto de quatro equações diferenciais parciais não lineares acopladas para u , v , w e p . Soluções analíticas para estas equações têm sido obtidas para muitos casos especiais, mas somente para geometrias e condições iniciais ou de contorno mais simples, para as quais muitos dos termos nas equações podem ser considerados iguais a zero (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2006).

Ao longo dos anos, as equações de Navier-Stokes gradualmente foram inseridas nos modelos, mas ainda sob hipóteses muito simplificadoras devido principalmente à limitação de recursos computacionais. Porém, na década de 90, com o avanço significativo na capacidade de processamento computacional, nos algoritmos para a solução de equações diferenciais parciais e nos modelos para a representação da fase dispersa, trabalhos mais elaborados foram apresentados (MORAES, 1994).

1.4.2 Escoamentos turbulentos

O fenômeno da turbulência é muito complexo e difícil de avaliar em simulações numéricas através das equações originais de Navier–Stokes por causa das possibilidades de processamento atual. Devido a essa restrição buscam-se soluções aproximadas dos efeitos da turbulência. A abordagem mais conhecida e difundida é a Simulação Numérica via Equações Médias de Reynolds (“RANS – Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations”), também pode ser chamada de Modelagem Clássica da Turbulência.

As Equações Médias de Reynolds (equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds) são baseadas no conceito da viscosidade turbulenta e nas equações de transporte do tensor de Reynolds, onde as mesmas são avaliadas considerando a média das médias sobre intervalos de tempo grande para a turbulência.

Um aspecto importante desta média é que grande parte dos escoamentos turbulentos de interesse são estacionários e assim nesses casos a simulação numérica pode ser realizada para um único instante de tempo.

Nas simulações numéricas via Equações Médias de Reynolds (RANS), utilizam-se modelos de turbulência para descrever o produto das flutuações $\overline{u'_i u'_j}$, denominado tensor de Reynolds.

Dentre os modelos de turbulência mais utilizados está o $k - \varepsilon$, baseado no transporte de grandezas escalares, o k é a energia cinética do fluido e o ε a dissipação de energia cinética. Esse modelo é deficiente em regiões onde os gradientes de pressão são muito grandes, como o que ocorre próximo às paredes.

Para melhorar a precisão do modelo $k - \varepsilon$ foram elaborados os modelos $k - \omega$ e SSG (Speziale-Sarkar-Gatski).

O modelo $k - \omega$ foi formulado para o cálculo de escoamentos a baixos números de Reynolds, o que ocorre perto da parede, sendo mais apropriado para problemas de aerodinâmica (escoamento com regiões de separação). O modelo não envolve as funções não-lineares necessárias para o modelo $k - \varepsilon$, tornando-se, portanto, mais preciso e robusto (CARVALHO, 2008).

O modelo SSG inserem apenas pequenas melhorias na avaliação de escoamentos sobre corpos rombudos, apesar da notável complexidade inserida na formulação (PICCOLI, 2009).

1.4.3 Índice de Rotação (Swirl)

Os escoamentos turbulentos podem ser avaliados pelo Índice de Rotação (*Swirl*), S , definido como a relação entre o componente axial do momento da quantidade de movimento tangencial, I_θ , e a quantidade de movimento axial, I_x , multiplicado pelo raio da geometria, r_o , (INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS, [199-?]).

$$S = \frac{I_\theta}{I_x r_o}$$

Onde

$$I_\theta = 2\pi \int_0^{r_o} \rho(uw)r^2 dr$$

$$I_x = 2\pi \int_0^{r_o} \rho u^2 r dr + 2\pi \int_0^{r_o} p r dr$$

Onde p pressão de saída.

1.4.4 Método de elementos finitos

O método dos elementos finitos consiste em um procedimento de discretização de problemas contínuos através de relações matematicamente definidas. Desta maneira, o método está fundado na possibilidade de avaliar um dado domínio a partir da união de um número finito de geometrias simples (elementos finitos) e de um número finito de parâmetros. Em seguida, a solução do sistema completo é obtida a partir da montagem (“*assembly*”) destes subdomínios (PICCOLI, 2009).

1.4.5 Método de volumes finitos

Nesta técnica, a região de interesse é dividida em sub-regiões pequenas, chamados de volumes de controle. As equações são discretizadas e resolvidas iterativamente para cada volume de controle. Como resultado, uma aproximação do valor de cada variável em pontos específicos ao longo do domínio pode ser obtida (ANSYS, INC., 2011a, tradução nossa).

Esse método parte da integração formal das equações de transporte que regem o escoamento do fluido em todos os volumes de controle obtidos pela discretização do domínio. Assim, as equações são resolvidas em relação às derivadas parciais baseada na resolução de balanços de massa, energia e quantidade de movimento a um determinado volume de meio contínuo. (PINTO; LAGE, 2001).

O CFX utiliza o “Método de Volumes Finitos baseado em Elementos” (EbFVM – *Elementbased Finite Volume Method*).

Este método continua ancorado nas premissas dos volumes finitos, isto é, realiza balanços em volumes elementares, no entanto, emprega a representação geométrica via funções de forma que são tipicamente utilizadas no método dos elementos finitos (MALISKA, 2004).

1.4.6 Criar a geometria e a malha

Criar a geometria e a malha (processo interativo) é o primeiro estágio de pré-processamento. O objetivo é produzir uma malha de entrada para as condições de contorno inseridas. Antes de uma malha ser produzida, um sólido geométrico fechado é necessário. A geometria e a malha podem ser criadas no aplicativo Meshing da Ansys ou qualquer outra ferramenta de criação de geometria e malha (ANSYS, INC., 2011a, tradução nossa).

As etapas básicas envolvem:

- Definir a geometria da região de interesse.
- Criar as regiões de fluxo do fluido, regiões sólidas e nomes de superfície limite.
- Definir propriedades para a malha.

No CFX a geometria pode ser importada da maioria dos principais pacotes de CAD (*Computer Aided Design*) usando o formato nativo. Além disso, a malha nos volumes de controle pode ser gerada automaticamente.

As malhas mais utilizadas na área da CFD são as tetraédricas, hexaédricas, prismáticas e poliédricas, figura 13. Também se utiliza muito malhas mistas para construções de sistemas complexos. Na maioria dos casos são malhas não estruturadas que permitem maior liberdade e são caracterizadas pela ausência de regularidade na distribuição espacial dos pontos.

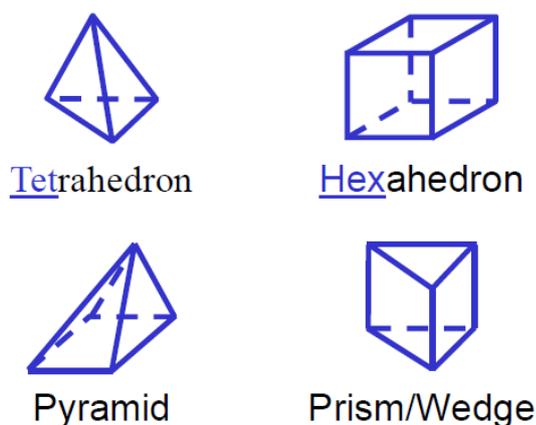


Figura 13 - Classificação das malhas
Fonte: Ansys, Inc. (2009a).

1.4.7 Definir a física do modelo

Esse processo iterativo é o segundo estágio de pré-processamento e é usado para criar a entrada exigida pelo *Solver*. Nesta etapa se define os parâmetros relevantes da simulação, no que diz respeito à modelagem do problema e condições de contorno envolvidas.

Entradas e saídas da geometria são caracterizadas para o escoamento bem como modelo de turbulência, número de iterações, resíduo de convergência, velocidade, pressão, entre outros.

1.4.8 Resolver o problema em Dinâmica dos Fluidos Computacional

O componente que resolve o problema em CFD é chamado de *Solver*. Ele calcula para cada volume de controle as equações definidas no pré-processamento. O *Solver* processa os dados até que se atinja a convergência estipulada ou o número de iterações definida.

Um problema CFD é resolvido da seguinte forma:

- As equações diferenciais são integradas ao longo de todos os volumes de controle na região de interesse. Isso é equivalente a aplicar uma lei de conservação básica para cada volume de controle.
- Estas equações integrais são convertidas para um sistema de equações algébricas, gerando um conjunto de aproximações para os termos das equações integrais.
- As equações algébricas são resolvidas iterativamente.

Uma abordagem iterativa é necessária devido à natureza não linear das equações, e como a solução se aproxima a solução exata, diz-se que convergem. Para cada iteração, um erro ou residual, é relatado como medida de conservação geral das propriedades de fluxo (ANSYS, INC., 2011a, tradução nossa).

Processos físicos complexos, tais como a combustão e a turbulência, muitas vezes são modeladas usando relações empíricas. As aproximações inerentes a

estes modelos também contribuem para as diferenças entre o fluxo real e a solução CFD (ANSYS, INC., 2011a, tradução nossa).

O Solver produz um arquivo de resultados que é então passado para o pós-processador.

1.4.9 Visualizar os resultados no pós-processador

O pós-processador é o componente usado para analisar, visualizar e apresentar os resultados de forma interativa.

Exemplos de algumas características importantes de pós-processadores são:

- Visualização da geometria e do volume de controle
- Plotar vetores mostrando a direção e a magnitude do fluxo
- Visualização da variação das variáveis escalares (variáveis que têm apenas magnitude, não a direção, como temperatura, pressão e velocidade) através do domínio.
- Cálculos numéricos quantitativos
- Animação
- Relatórios mostrando gráficos com as variáveis de estudo.

2 METODOLOGIA

A metodologia adotada no trabalho envolveu inicialmente a revisão bibliográfica sobre os assuntos pertinentes à proposta do trabalho. Após a revisão foram realizadas as simulações numéricas do pré-coletor da usina de asfalto metodologia consiste na simulação numérica do pré-coletor da usina de asfalto.

O método utilizado para avaliar o pré-coletor foi a pressão total ou perda de carga também obtida com as simulações. Além disso, analisou-se a eficiência de coleta dos particulados através do Índice de Rotação (*Swirl*), das velocidades tangenciais e axiais.

O emprego da dinâmica dos fluidos computacional é fundamental, assim como a modelagem da geometria, a malha de volumes finitos baseado em elementos, as condições de contorno, o modelo de turbulência, e as condições de parada para as simulações, bem como os perfis de velocidades.

As condições de contorno de entrada utilizadas são ditas ideais. Esta estimativa é bastante importante para balizar os resultados oriundos das simulações que são mostradas na tabela 1. Um maior detalhamento das mesmas será descrito na seção 2.3 para o *Solver* realizar os cálculos envolvidos.

Tabela 1 - Condições de contorno de entrada

Fluído	Ar
Transferência de calor	Isotérmico
Temperatura	20 (°C)
Velocidade de entrada	18,750 (m/s)
Pressão do domínio	101,300 (kPa)
Massa específica do ar	1,205 (kg/m ³)
Viscosidade dinâmica do ar	1,820 x 10 ⁻⁵ (Pa s)
Número de Reynolds	10104517,580

Fonte: Elaborado pelo autor.

O volume de controle é definido na região de interesse do pré-coletor (figura 14). Como o fluido escoar através do volume de controle, o método de descrição Euleriano foi adotado para este estudo, uma vez que também estão envolvidos as equações de transporte para cada fase do escoamento.

O problema foi classificado como escoamento tridimensional com a velocidade dependente das três coordenadas x , y e z , conforme embasamento da revisão bibliográfica.

A usina de asfalto possui uma janela de ar frio que regula a temperatura dos gases. Com isto, considerou-se a transferência de calor desprezível nas simulações.

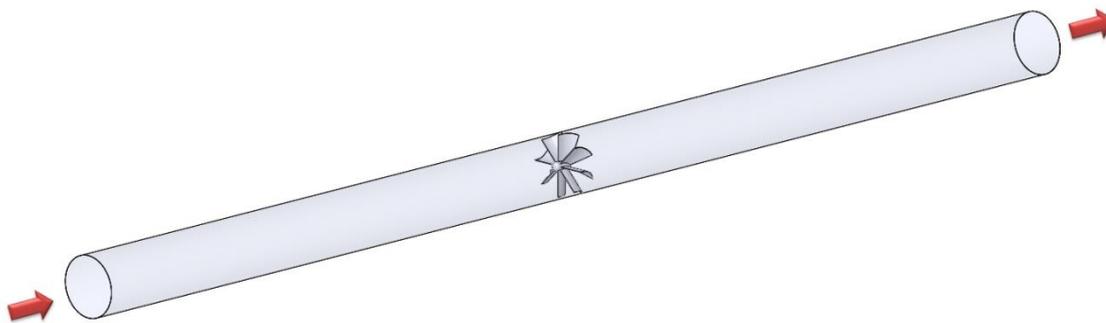


Figura 14 – Volume de controle
Fonte: Elaborado pelo autor.

2.1 MODELAGEM DA GEOMETRIA

A geometria foi modelada no *Software* da Dassault Systèmes chamado SolidWorks 2011. O número de aletas são oito, a espessura das aletas 0,006 m, o diâmetro do cubo (*Hub*) 0,100 m e o diâmetro interno da tubulação 0,830 m, e pode ser vista na figura 15. Depois, importado para o Ansys Workbench 14.0.

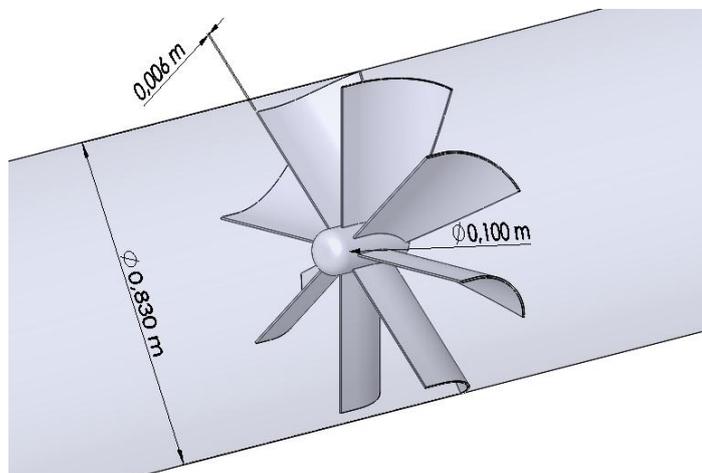


Figura 15 - Geometria modelada e suas dimensões
Fonte: Elaborado pelo autor.

Para obter a pressão total devido às aletas na tubulação é necessário que na saída do volume de controle tenha um perfil de velocidade totalmente desenvolvido. Por causa disso, o comportamento da pressão total foi investigada para distâncias de 8 a 16 diâmetros de forma a garantir o desenvolvimento, figura 16.

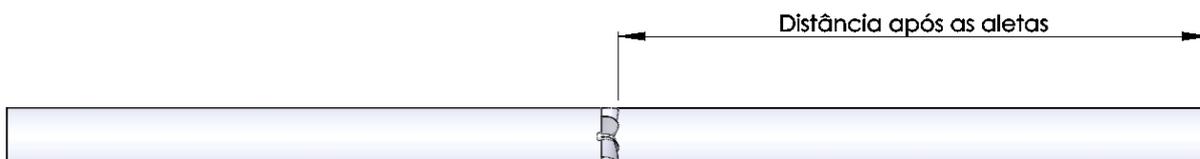


Figura 16 – Distância após as aletas
Fonte: Elaborado pelo autor.

Foram investigadas variações nos ângulos de varredura (*Sweep Angle*), figura 17, e nos ângulos de saída (*Output Angle*), figura 18.

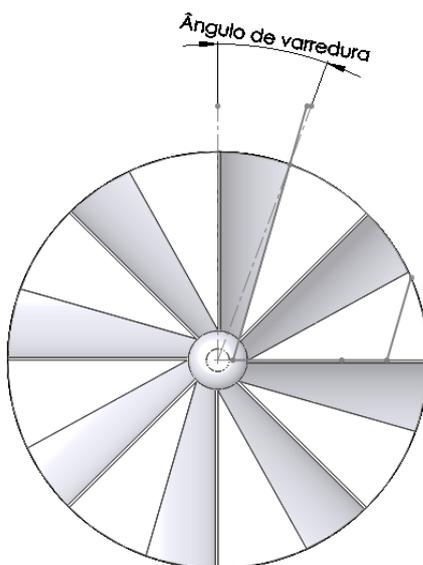


Figura 17 - Vista frontal da geometria com o ângulo de varredura
Fonte: Elaborado pelo autor.

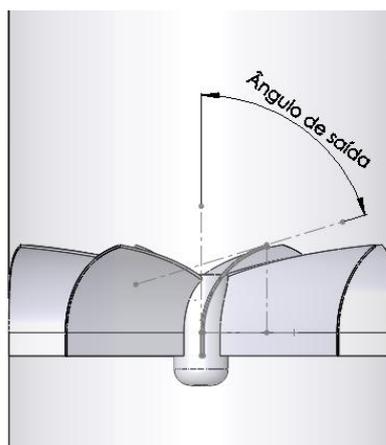


Figura 18 - Vista superior da geometria com o ângulo de saída
 Fonte: Elaborado pelo autor.

Foram criados 13 combinações entre ângulos de saída e ângulos de varredura para investigação conforme mostra na tabela 2. A definição destas combinações foi baseada em um estudo anterior de Hobbs ([2004]) e a combinação 10 serviu de referência devido ao conhecimento adquirido em testes físicos.

Os ângulos aplicados nas simulações são combinados na tabela 2.

Tabela 2 - Combinação do ângulo de saída e ângulo de varredura

Combinação	Ângulo de saída	Ângulo de varredura
1	73°	45°
2	60°	45°
3	50°	45°
4	73°	35°
5	60°	35°
6	50°	35°
7	73°	25°
8	60°	25°
9	50°	25°
10	73°	20°
11	73°	17°
12	60°	17°
13	50°	17°

Fonte: Elaborado pelo autor.

2.2 MALHA DE VOLUME FINITOS BASEADO EM ELEMENTOS

Como o resultado das simulações é muito dependente da malha utilizada, deve-se fazer uso de algum critério para seleção da malha ideal. Assim, realizou-se

um teste com malha grosseira no Ansys Meshing, porém já definindo a física do modelo como sendo a CFD e o *Solver* CFX.

Após, definiu-se a malha composta por elementos tetraédricos, contendo camadas de elementos prismáticos próximo às paredes da tubulação (*Inflated*) objetivando sempre razões de aspectos suaves para os elementos. Esses elementos prismáticos são importantes para que a resolução numérica seja mais precisa na região onde ocorrem os maiores gradientes de velocidades (próximo às paredes). A malha também foi refinada com elementos prismáticos nas superfícies das aletas e do *Hub*, figura 19.

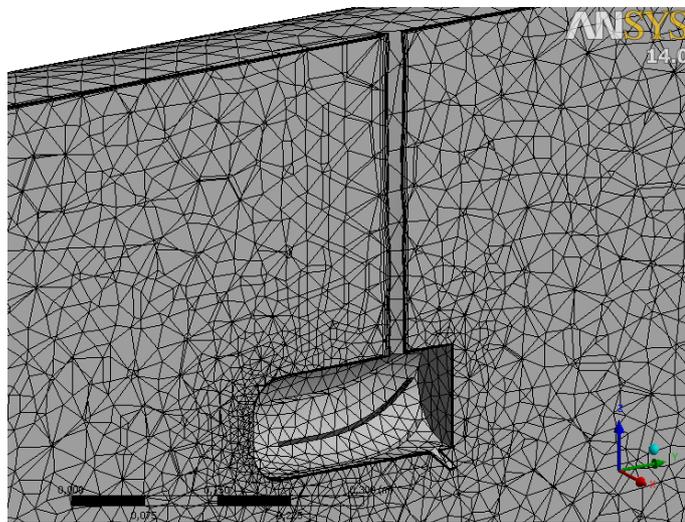


Figura 19 - Vista seccionada da malha refinada
Fonte: Elaborado pelo autor.

Um critério muito utilizado para a escolha da malha é comparar diferentes tamanhos e tipos de malha e observar como cada uma delas influencia no resultado obtido. O maior problema enfrentado nessa etapa é que malhas muito refinadas necessitam de um poder computacional muito grande para que o problema possa ser resolvido. Por isso, o critério utilizado para malha nessa pesquisa é o valor do *Yplus*.

O *Yplus* é a distância da parede adimensional, uma variável em relação à velocidade do fluxo próximo da parede. Uma fórmula empírica que fornece condições de fronteira perto da parede para as equações de transporte de fluxo e turbulência média (ANSYS, INC., 2011c, tradução nossa). É definida como:

$$y^+ \equiv \frac{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \Delta n}{v}$$

Onde τ_w é a tensão de cisalhamento da parede e Δn é a distância entre os pontos de grade de primeiro e segundo da parede.

2.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para estas simulações foi definido como fluido de trabalho o ar da biblioteca de matérias do próprio *Software* como fluido no domínio, a temperatura de 20 °C, isotérmico e a pressão 101,3 kPa. Nesse trabalho foi considerado o fluido como uma aproximação do modelo real, sendo assim não foram considerados os particulados contidos nos gases da tubulação.

Na entrada (*Inlet*) a velocidade do fluido foi de 18,75 m/s, que corresponde a média da velocidade do transporte de poeiras industriais para escoamento interno indicada por Sobrinho (2009) e adotada no equipamento. A indicação de Sobrinho (2009) pode ser vista na tabela 3.

Tabela 3 - Velocidade do transporte de poeiras industriais

Natureza do contaminante	Exemplos	Velocidade de transporte (m/s)
gases, vapores e fumaças	todos os tipos	5,0 a 6,0
névoas de ácido crômico	cromo duro e decorativo	12,5
Fumos	zinco e alumínio	7,0 a 10,0
poeiras leves e muita finas	algodão e pó de madeira	10,0 a 12,5
poeiras secas	raspas de couro e borracha	12,5 a 17,5
poeiras industriais em geral	poeiras de cimento/cerâmica, fibras de amianto e areias de fundição	17,5 a 20,0
poeiras pesadas	pó de ferro e de chumbo	20,0 a 22,5
poeiras pesadas ou úmidas	chumbo, cimento e amianto	22,5 ou mais

Fonte: Sobrinho (2009). Adaptado pelo autor.

2.4 MODELO DE TURBULÊNCIA

O modelo de turbulência escolhido é o $k - \varepsilon$ devido a sua robustez satisfatória, demanda menor capacidade de hardware comparado como os outros modelos existentes e é o mais utilizado na indústria.

2.5 CONDIÇÕES DE PARADA PARA AS SIMULAÇÕES

Crítérios de controle são fundamentais para as condições de parada das simulações. Neste estudo empregou-se o mínimo de 1 iteração e o máximo de 200 iterações. O *Solver* interrompeu as simulações quando o número de iterações foi atingida.

2.6 LINHAS PARA PERFIS DE VELOCIDADES

As velocidades foram avaliadas em seis linhas no interior do pré-coletor dispostos entre distâncias de 0,4 m a partir do início das aletas. O comprimento dessas linhas é equivalente ao diâmetro da tubulação. A posição de cada linha é apresentado na figura 20.

ANSYS

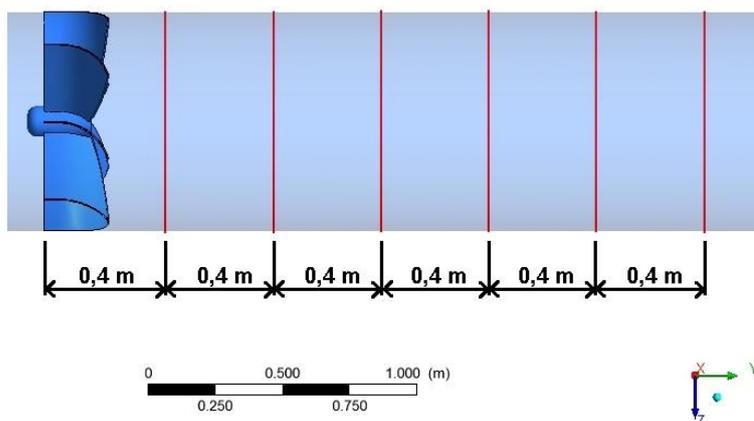


Figura 20 - Posição das linhas para perfis de velocidades
Fonte: Elaborado pelo autor.

O objetivo destas avaliações é obter a perfil da velocidade axial e o perfil da velocidade tangencial para o cálculo do Índice de Rotação (*Swirl*). Com isso, é possível analisar e qualificar a eficiência de coleta do pré-coletor.

3 RESULTADOS E ANÁLISES

Os resultados apresentados foram adimensionalizados com o objetivo de preservar os parâmetros de projeto da empresa. Essa técnica é muito utilizada visando manter em segredo os resultados reais, entretanto é possível realizar a análise com valores coerentes e proporcionais.

Os valores resultantes de pressão total, velocidade axial e tangencial foram adimensionalizados pelo maior valor encontrado para cada uma delas nos ensaios.

À distância após as aletas para cada combinação de ângulos (mostrada na tabela 2) é definida através de simulações realizadas no CFX e revisão bibliográfica. A figura 21 mostra os valores de pressão total para diferentes distâncias após as aletas.

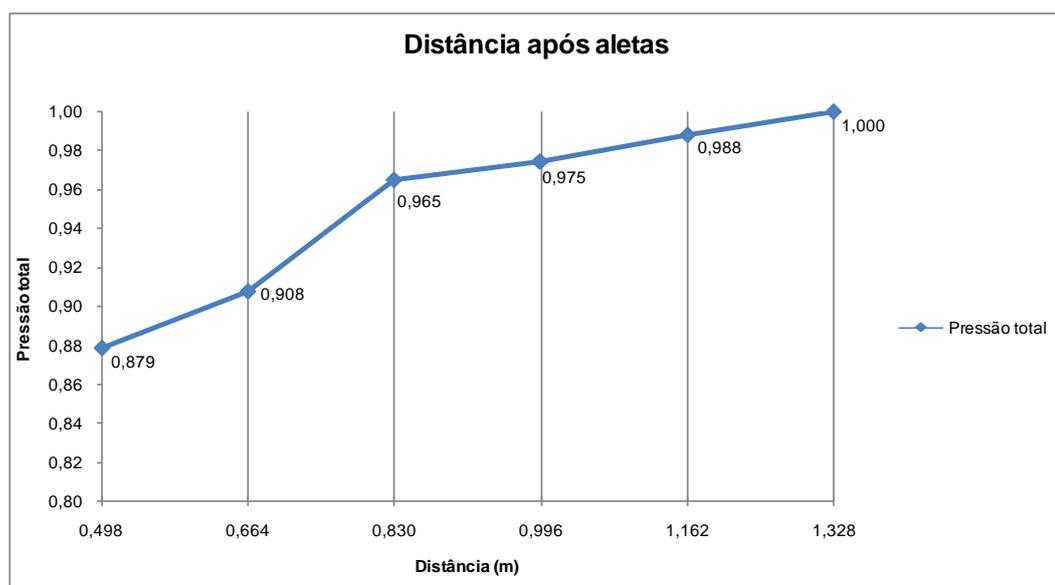


Figura 21 - Gráfico da distância após as aletas
Fonte: Elaborado pelo autor.

A variação de pressão total entre 0,498 m (6 diâmetros) e 0,664 m (8 diâmetros) corresponde a 3,3% de acréscimo, porém a variação de pressão total entre 0,664 m e 0,830 m é 6,3% de acréscimo. Para a variação entre 0,830 (10 diâmetros) e 0,996 (12 diâmetros) a pressão total aumento 1,0% e assim até 1,328 (16 diâmetros).

Observa-se que a pressão total devido ao pré-coletor começa a estabilizar a partir da distância de 10 diâmetros. Isso comprova que nesse estudo é possível utilizar a distância mencionada na revisão bibliográfica, Çengel e Cimbala (2007).

Com isso, pode-se obter o perfil de velocidade totalmente desenvolvido na saída da geometria modelada, suficiente para continuar a análise. Entretanto, não é possível afirmar que o perfil de velocidade será igual à figura 8.

3.1 QUALIDADE DA MALHA

A criação da malha para as simulações necessita considerável memória RAM (*Random Access Memory*) do processador. O CFX usa em torno de 4 Kbytes de memória por nó.

A malha utilizada nas simulações gerou 397.083 nós e 1.584.667 elementos. Para isso necessitou de aproximadamente 1,5 Gbytes de memória RAM.

Utilizando o modelo de turbulência $k - \varepsilon$ o valor do Y_{plus} deve ser menor que 300 para as funções de parede serem válidas (ANSYS, INC., 2009b, tradução nossa). Conforme a figura 22, os valores do Y_{plus} para cada parte da geometria nomeada, aletas, espessura, *Hub*, tubo externo, entrada e saída, respectivamente, ficaram menores que 50, então podem-se ser consideradas válidas.

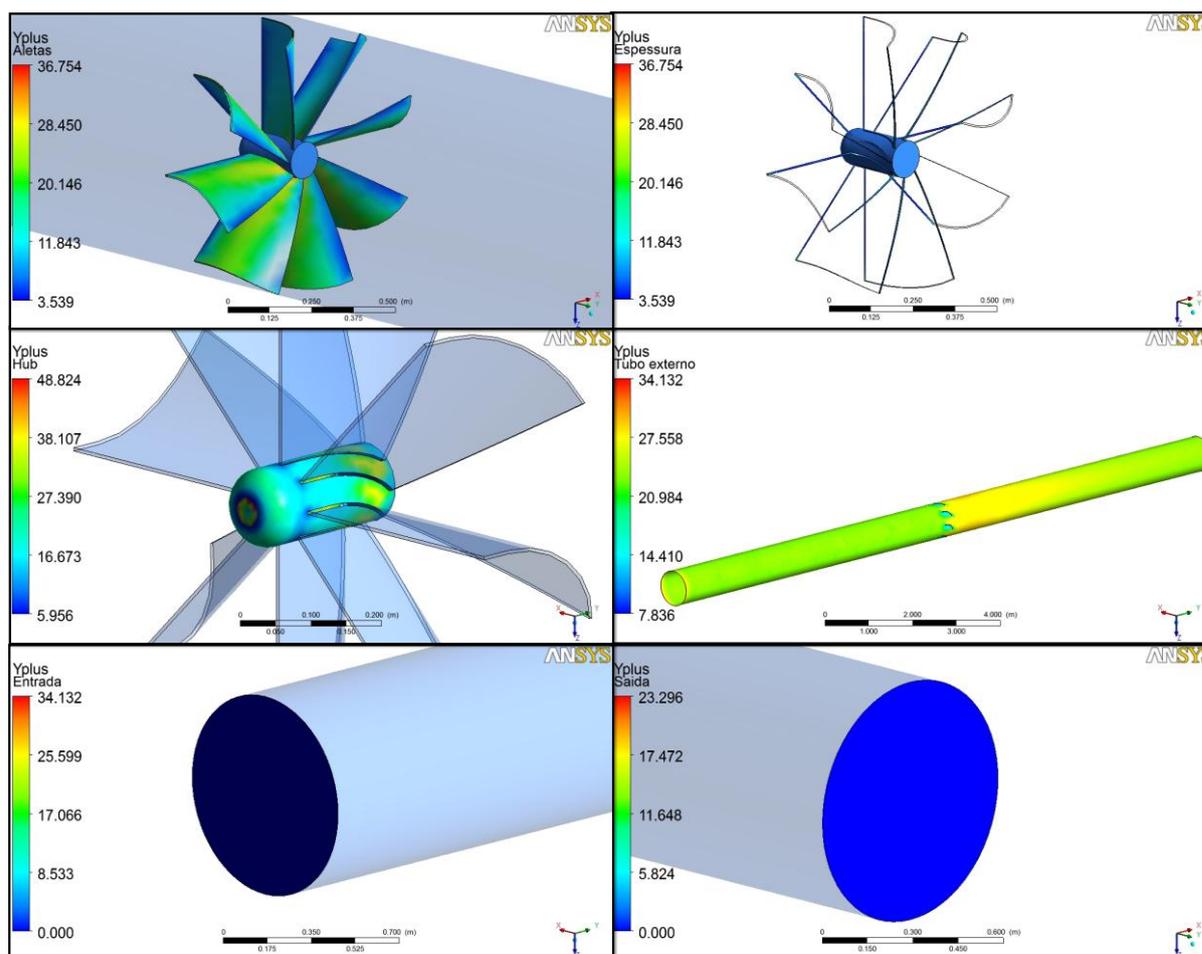


Figura 22 - Valores para Yplus para as diferentes partes de estudo
Fonte: Elaborado pelo autor.

Com esses valores a malha é válida para as simulações numéricas necessárias nesse estudo.

3.2 PRESSÃO TOTAL

Os ângulos de varredura investigados foram 17, 20, 25, 35 e 45 graus. O ângulo de varredura determina a porcentagem da área das aletas perpendicular ao eixo axial. O ângulo de saída pode ter mais influência no *Swirl* e foram investigados 3 ângulos, 50, 60 e 73 graus.

O resultado da pressão total do escoamento dos gases no pré-coletor é detalhado para cada combinação de ângulos apresentada na figura 23.

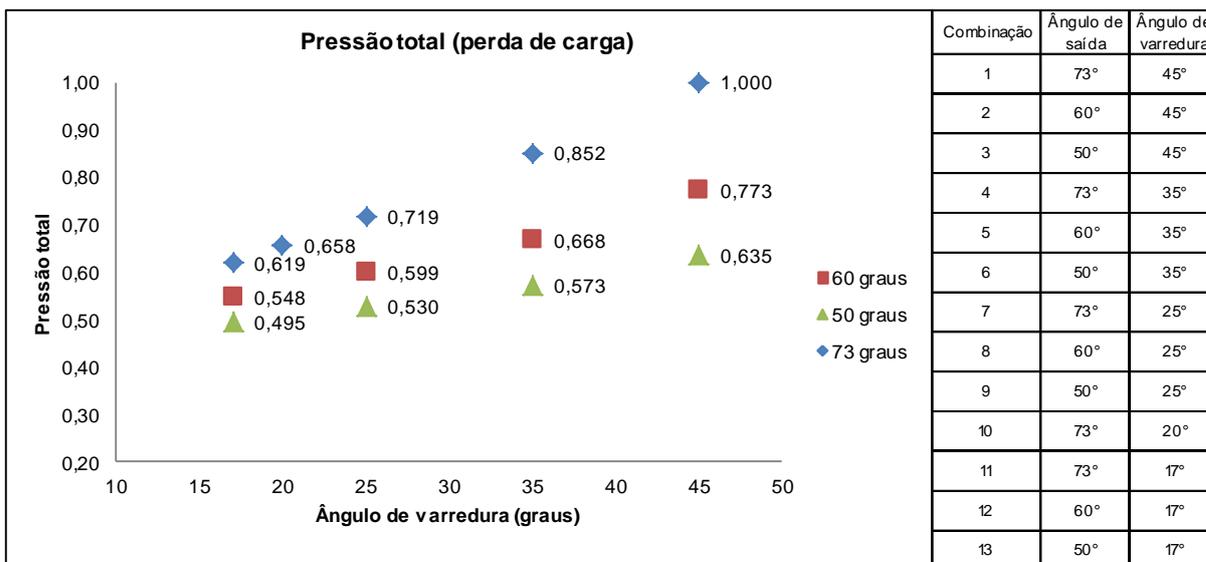


Figura 23 - Gráfico da pressão total para as combinações investigadas
Fonte: Elaborado pelo autor.

A combinação do ângulo de saída de 73 graus e do ângulo de varredura de 20 graus, combinação 10 da tabela 2, resultou em 0,658.

Na figura 23, observa-se que quanto menor os ângulos de saída e varredura, menor a pressão total. Para as sete combinações (3, 6, 8, 9, 11, 12 e 13) a pressão total ficou abaixo de 0,658.

Em uma usina de asfalto, a pressão total do pré-coletor é usualmente a segunda maior do sistema de filtragem e exaustão. Dentre as variáveis de seleção do exaustor (ventilador centrífugo com pás voltadas para trás) está a pressão total. Por isso, quanto menor a pressão total, menor o tamanho do exaustor, menor a potência necessária do motor elétrico e conseqüentemente menor o consumo de energia.

A pressão total é mais suscetível ao ângulo de saída do que o ângulo de varredura. Isso é observado quando aumenta-se 20,0% o ângulo de saída, combinação 13 para 12, resultando no aumento de 10,7% da pressão total. Já no ângulo de varredura, o aumento de 47,0%, combinação 13 para 9, a pressão aumenta 7,0%.

Com o objetivo de diminuir a pressão total do sistema, o estudo avançou sem as combinações acima de 0,658.

3.3 PLANOS DE VELOCIDADE

Os gases compostos por particulados são altamente abrasivos e comprometem a estrutura do pré-coletor. O desgaste principalmente das aletas e da tubulação é devido às altas velocidades dos particulados em um fluxo turbulento.

Os planos de velocidade axiais e tangenciais possuem a característica de indicar para onde os particulados maiores se deslocam devido a valores de velocidades maiores nas paredes se comprado com o centro da tubulação. Esses planos são bidimensionais e foram posicionados no centro do volume de controle, paralelos ao eixo axial da geometria, figura 24.

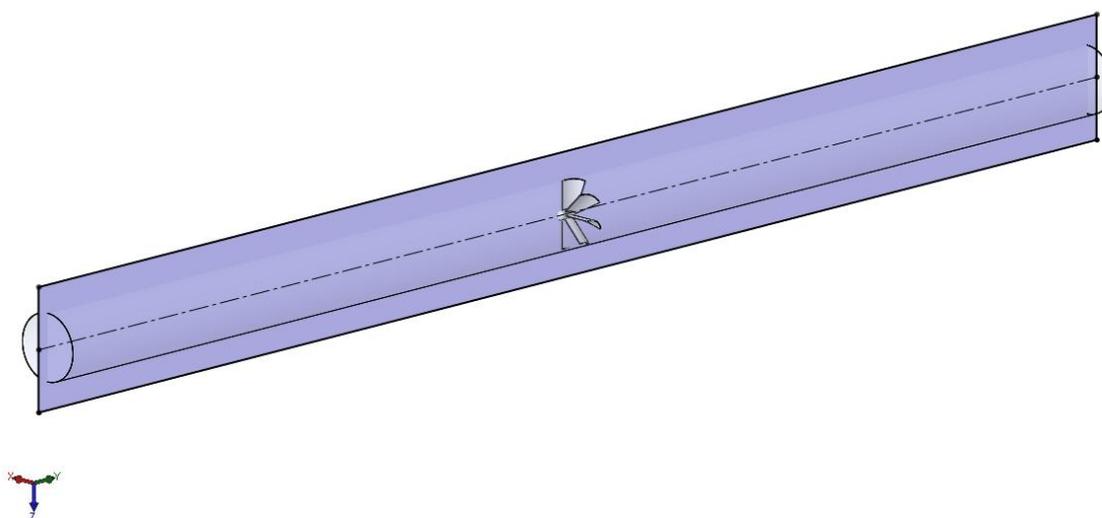


Figura 24 – Posição dos planos para os valores de velocidades
Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme revisão bibliográfica, Fox, Mcdonald e Pritchard (2006), quando a velocidade é escrita em termos dos seus componentes, u , v e w será uma função das coordenadas x , y e z . Além da posição dos planos, a figura 24, mostra essas coordenadas para os planos de velocidade. Com isso, definem-se os planos axiais como velocidades em v e os planos tangenciais velocidade em w .

As figuras 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31 e 32, mostram os planos de velocidade axiais e tangenciais das combinações dos ângulos de varredura e saída de menor pressão total com valores absolutos.

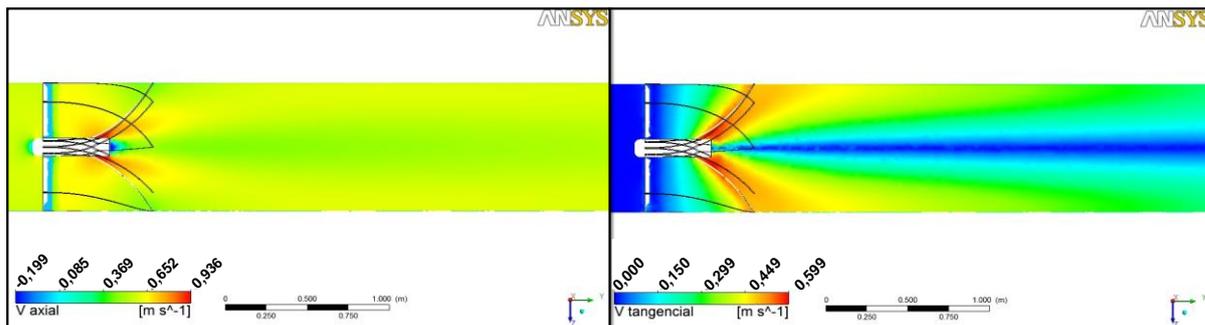


Figura 25 - Velocidade axial e tangencial da combinação 3
 Fonte: Elaborado pelo autor.

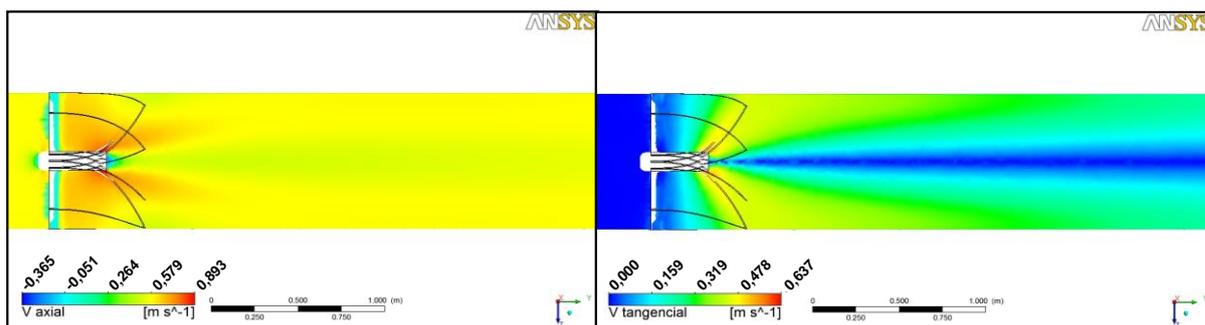


Figura 26 - Velocidade axial e tangencial da combinação 6
 Fonte: Elaborado pelo autor.

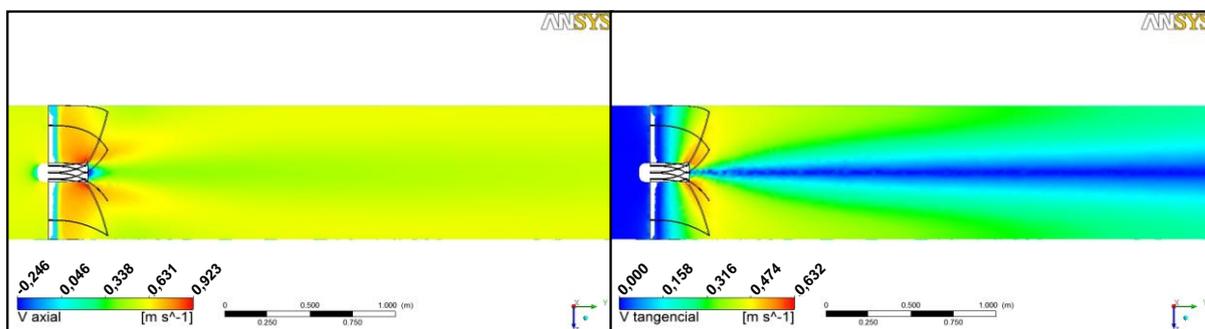


Figura 27 - Velocidade axial e tangencial da combinação 8
 Fonte: Elaborado pelo autor.

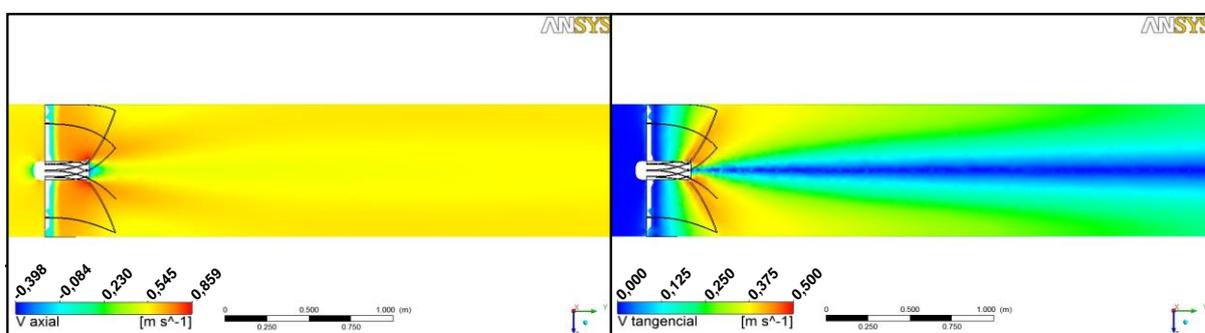


Figura 28 - Velocidade axial e tangencial da combinação 9
 Fonte: Elaborado pelo autor.

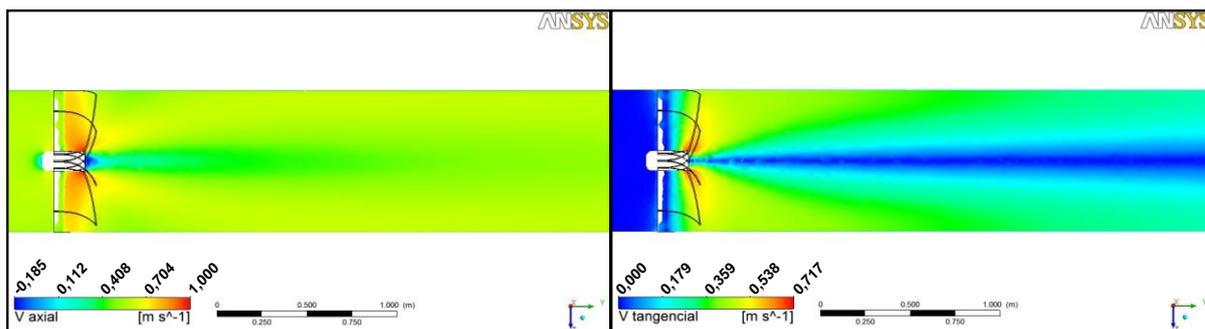


Figura 29 - Velocidade axial e tangencial da combinação 10
 Fonte: Elaborado pelo autor.

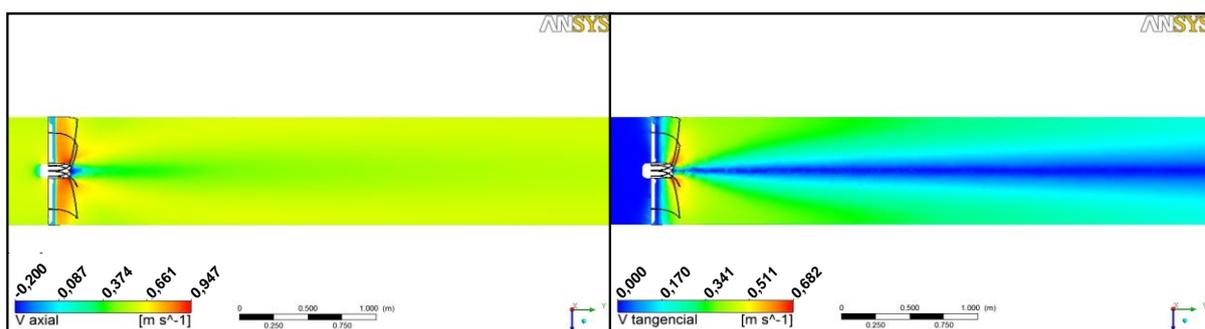


Figura 30 - Velocidade axial e tangencial da combinação 11
 Fonte: Elaborado pelo autor.

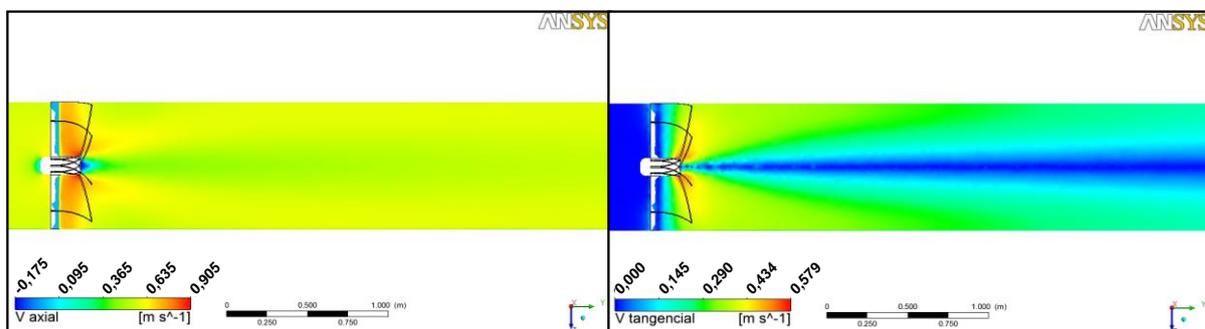


Figura 31 - Velocidade axial e tangencial da combinação 12
 Fonte: Elaborado pelo autor.

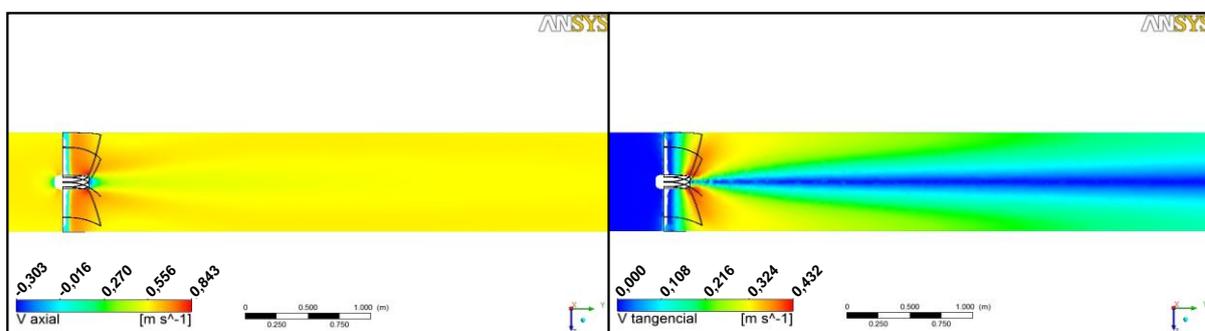


Figura 32 - Velocidade axial e tangencial da combinação 13
 Fonte: Elaborado pelo autor.

As figuras não utilizam a mesma escala, por isso não é possível comparar uma imagem com outra utilizando as cores, apenas valores.

As velocidades axiais apresentaram valores elevados, 0,936, 0,893, 0,923, 0,859, 1,000, 0,947, 0,905 e 0,843 para as combinações 3, 6, 8, 9, 10, 11 12 e 13, respectivamente. Já as velocidades tangenciais ficaram com valores menores, 0,599, 0,637, 0,632, 0,500, 0,717, 0,682, 0,579 e 0,432 para as combinações 3, 6, 8, 9, 10, 11 12 e 13, respectivamente. Apesar disso, verificando apenas as velocidades tangencias e após as aletas, observam-se grande diferença de valores nas paredes se comparado com o centro da tubulação. Conforme já mencionado, isso caracteriza o deslocamento das partículas para a parede onde se encontram a fenda utilizada para coleta dos particulados. Comportamento importante para a eficiência do pré-coletor. Através das figuras, também nota-se que quanto menor a pressão total menor as velocidades.

A figura 29, combinação 10, observa-se as maiores velocidades axiais (1,000) e tangenciais (0,717), isso caracteriza maiores desgastes no pré-coletor. Os testes físicos costumam-se verificar desgastes primeiro na região do *Hub*.

A combinação 6 apresenta velocidades axiais distribuídas uniformemente próximo às aletas. Além disso, a área de contato das aletas com os particulados é maior e pode apresentar desgaste menor. Entretanto, é fundamental verificar o *Swirl*, pois a estabilidade da velocidade axial e principalmente da velocidade tangencial pode prejudicar a coleta dos particulados.

A combinação 12 e 13 mostram altas velocidades tangenciais, aproximadamente 0,434 e 0,324, respectivamente, próximo à parede com valores aproximados da combinação 10. Contudo, a combinação 13, resulta em valores (aproximadamente 0,556) distribuídos uniformemente em todo o plano da velocidade axial. Esta estabilidade não é favorável para a coleta dos particulados, conforme já mencionado as velocidades próximo da parede devem ser maiores comparado com o centro da tubulação.

A comparação entre a combinação 3 e 10 é a mais importante, pois verifica-se na próxima secção que a combinação 3 apresenta o maior *Swirl* e a figura 29 mostra menor pressão total diante da combinação 10. Para isso, a figura 33 detalha as duas combinações com a mesma escala de cores.

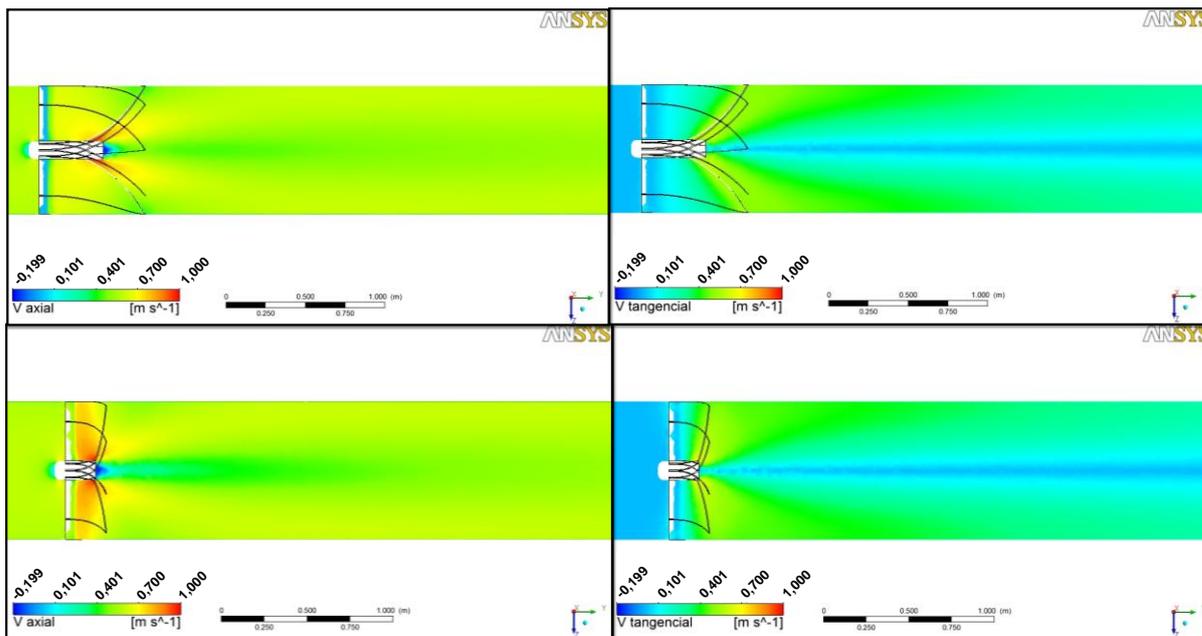


Figura 33 - Velocidade axial e tangencial da combinação 3 e 10
Fonte: Elaborado pelo autor.

Apesar das velocidades serem similares devido a pequenas variações nas cores, a combinação 3 apresenta velocidades menores e distribuídas na região das aletas próximo ao *Hub*. Afirma-se que é possível diminuir o desgaste e aumentar a vida útil do pré-coletor.

3.4 ÍNDICE DE ROTAÇÃO (SWIRL) NAS LINHAS

O cálculo do *Swirl* está baseado nos perfis da velocidade axial e tangencial nas 6 linhas das propostas, no trecho do pré-coletor, posterior as aletas. Para determinar o perfil de cada velocidade, 50 pontos são integrados para aproximação. Esse valor é proporcional ao diâmetro da tubulação, neste caso, suficiente para o estudo.

Aplica-se a equação do *Swirl* em cada linha de cada combinação e os resultados podem ser observados na tabela 4.

Tabela 4 - Índice de Rotação (Swirl)

Combinação	Linha 1	Linha 2	Linha 3	Linha 4	Linha 5	Linha 6
3 (50° e 45°)	0,406	0,525	0,473	0,429	0,391	0,356
6 (50° e 35°)	0,452	0,459	0,417	0,378	0,345	0,315
8 (60° e 25°)	0,497	0,455	0,413	0,377	0,343	0,314
9 (50° e 25°)	0,438	0,403	0,366	0,334	0,306	0,280
10 (73° e 20°)	0,515	0,467	0,425	0,388	0,356	0,326
11 (73° e 17°)	0,470	0,430	0,392	0,359	0,328	0,302
12 (60° e 17°)	0,426	0,390	0,356	0,327	0,299	0,274
13 (50° e 17°)	0,382	0,349	0,320	0,292	0,268	0,246

Fonte: Elaborado pelo autor.

Avaliando os resultados apresentados na tabela 4, os maiores valores de *Swirl* estão nas linhas 1 e 2 e os menores na linha 6. Isso indica que em todas as combinações da tabela 4 que o *Swirl* diminui de acordo com as velocidades. Apesar dos valores aproximados de *Swirl* para as combinações, pode se observar a relação da pressão total com o valor do *Swirl*.

Outra informação importante extraída das simulações numéricas é que o aumento do ângulo de saída proporciona valores maiores de *Swirl* na linha 1. Quanto maior esse ângulo, maior será o *Swirl* próximo das aletas. O contrario ocorre com os ângulos de varredura, proporciona maiores valores de *Swirl* nas linhas 2 e 3.

Verifica-se o maior *Swirl* (0,525) na linha 2 da combinação 3, apresentando aumento de 2,0% no *Swirl* e redução de 3,5% na pressão total em relação à combinação 10. Esse resultado é essencial para definir o ponto de coleta dos particulados.

Conforme a classificação do *Swirl* por Eddings (2012?), a alta turbulência aparece com valores maiores de 0,6. Devido à baixa força axial, o fluxo de gases se divide e não permite a penetração na zona recirculação.

Por isso, a diferença entre os perfis de velocidade tangencial e axial para cada linha pode ser verificada através da figura 34. Assim, é possível avaliar melhor as características referentes à coleta dos particulados.

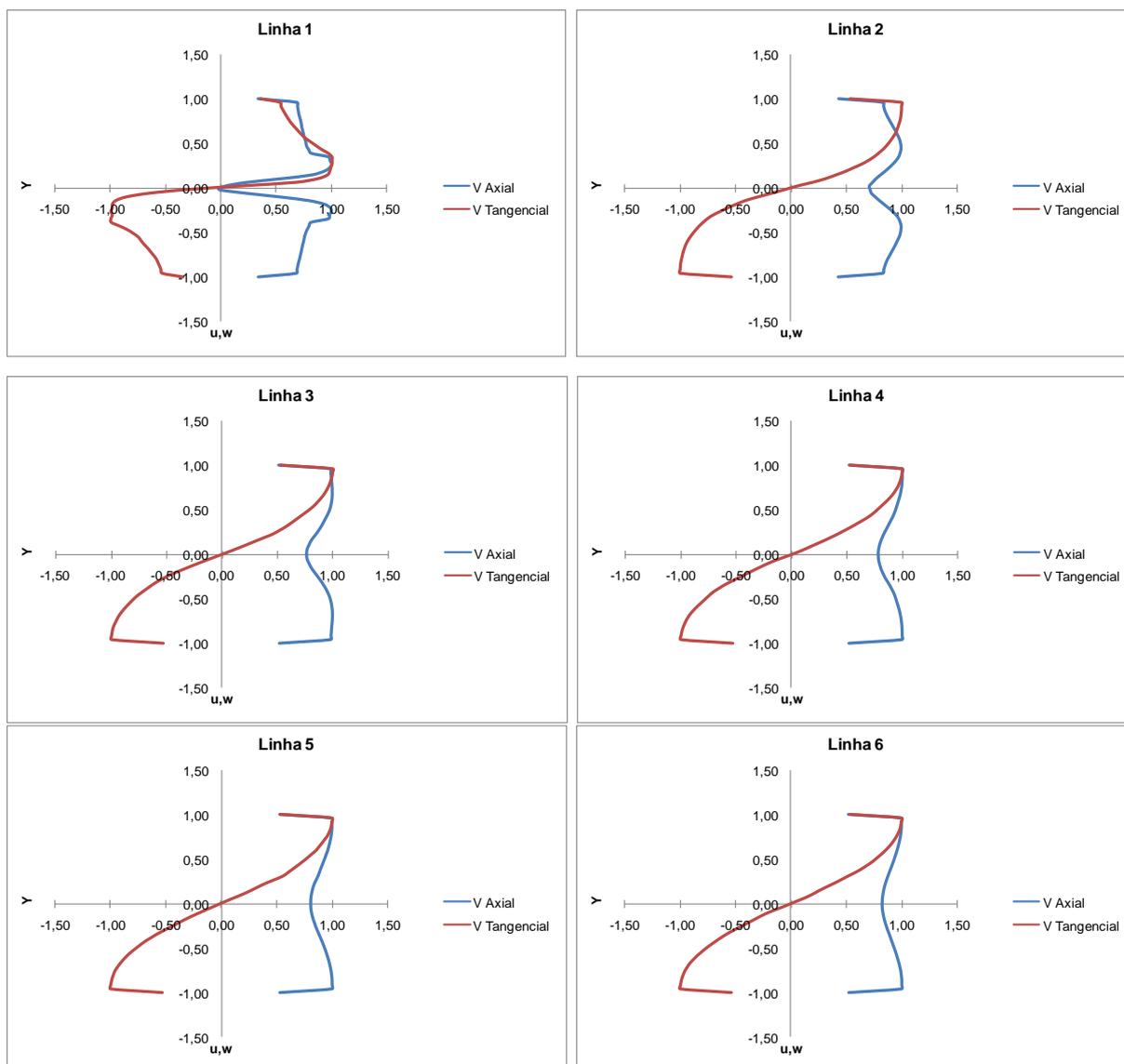


Figura 34 - Perfil da velocidade axial e tangencial da combinação 3
 Fonte: Elaborado pelo autor.

O diâmetro da tubulação corresponde a linha u, w e foi adimensionalizado pelo seu maior valor. As velocidades axiais e tangenciais foram adimensionalizadas a partir do maior valor de cada uma, respectivamente.

Como é possível observar os perfis de velocidade nas linhas 3, 4, 5 e 6 não variam muito, porém ainda se verifica a existência de perfis de velocidades que não estão totalmente desenvolvidos. Conforme já mencionado, a estabilização para comportamento de acordo com a figura 8 será a partir da distância de 10 diâmetros.

Perfis de velocidades com velocidades axiais menores que tangenciais são preferíveis para o *Swirl*, pois a velocidade axial não tem característica de deslocar as partículas para a parede da tubulação como a velocidade tangencial. Isso é observado através da diferença de velocidades tangenciais entre as paredes e o

centro da tubulação. Apesar das velocidades serem adimensionalizadas separadamente, o maior valor de *Swirl* está na linha 2 devido a velocidade axial ser menor que a tangencial.

3.5 ESTIMATIVA DE CUSTOS

Apresentar os custos de consumo da energia que envolve esse trabalho é importante para compreender melhor a importância do sistema de filtragem da usina de asfalto principalmente do pré-coletor.

A figura 23 apresenta diferença de 0,505 entre a combinação (1) de maior valor de pressão total (1,00) e a combinação (13) de menor valor de pressão total (0,495). Essa diferença corresponde a 50,5%.

De acordo com Henn (2001), a pressão total de um exaustor (ventilador centrífugo com pás voltadas para trás) é linearmente proporcional a sua potência considerando vazão e rendimento constante. A seguinte expressão é muito utilizada no Sistema Técnico de Unidades:

$$P_e = \frac{\Delta p_t Q}{75 \eta_t}$$

Onde P_e é a potência no eixo em CV, Δp_t a diferença de pressão total produzida pelo ventilador em mmCA e η_t o rendimento adimensional.

Com isso, afirma-se que 50,5% de variação na pressão total é igual a 50,5% de variação da potência.

Supondo um motor elétrico de um exaustor instalado numa usina de asfalto que tenha 73,55 kW (100 CV) de potência, através da redução de 50,5%, obtêm-se 37,14 kW (50,5 CV) de potência a menos.

Com esse valor pode-se estimar a economia de custo anual do consumo de energia avaliando o regime de trabalho de 12 horas por dia e tarifa de 0,3871 R\$/kWh com ICMS, segundo AES Sul (2012).

$$E = P \Delta t$$

Onde E é a energia consumida em kWh, P a potência em kW e Δt a diferença de tempo em h.

$$\text{Custo} = E \times \text{tarifa}$$

Aplicando as equações, a economia de custo anual do consumo de energia é R\$ 62.457,82.

Outra avaliação importante é comparar a combinação 3 com a 10 e estimar os custos de consumo de energia considerando o mesmo motor elétrico, regime de trabalho e tarifa. Sendo assim, a diferença de pressão total é 0,022 (3,5%) e a variação de potência 3,5%. Com essa capacidade de redução, estima-se 2,57 kW (3,5 CV) de potência a menos. Logo, aplicando as mesmas equações, a economia de custo anual do consumo de energia alterando da combinação 10 para a 3 é R\$ 4.328,76.

CONCLUSÃO

Na pesquisa realizada, pode-se obter conhecimentos específicos do estudo e teóricos referente à mecânica dos fluidos além de conhecimentos gerais de simulações numéricas. Fundamentos importantes para afirmar e concluir a pesquisa.

Todavia, apenas as simulações numéricas não validam o estudo. Muitas vezes é necessário experimentos em escalas ou reais, conhecidos como protótipos físicos. Porém a importância das simulações numéricas para a análise desse estudo demonstra ser de forma ampla, assim como a evolução da pesquisa e a representação de modelos computacionais.

Na modelagem da geometria muitas dificuldades são encontradas. Parametrizar a geometria para posteriormente resolver o problema no CFX é algo recente para a indústria. Talvez no CFX estejam as maiores dificuldades, criar a malha adequada, selecionar o modelo de turbulência correto e obter os resultados no pós-processador demandam tempo, estudo e conhecimento.

Analisando os resultados das simulações numéricas realizadas neste estudo, conclui-se que a combinação 3, tabela 2, mostrou o maior valor de *Swirl*, podendo melhorar a coleta dos particulados em 2,0% se comparado com a combinação 10. A pressão total é menor (3,5%) para essa combinação, conforme já mencionado, é possível diminuir o tamanho do exaustor, a potência necessária para o motor elétrico e até mesmo o consumo de energia.

A redução de custos e a eficiência dos equipamentos são essenciais para as empresas. A seção 3.5 mostrou a capacidade de redução de custo no consumo de energia de um motor elétrico com 73,55 kW de potência, R\$ 62.457,82. Esse é outro fator que levam as empresas a investir em pesquisas voltadas para a Dinâmica dos Fluidos Computacionais.

Contudo, a pesquisa não caracteriza os particulados contidos nos gases. Sendo assim, os resultados considerando o ar como fluido, podem disfarçar as análises e obter aproximações. Os particulados contidos nos gases possuem granulometrias distintas que influenciam na coleta.

Um posterior estudo do modelo de turbulência que mais se adapta, pode ser conduzido para melhorar os valores das velocidades e pressão total principalmente próximo das aletas e da camada limite.

Novos domínios podem ser estudados considerando os particulados do pré-coletor e utilizar o *Particle Tracking* do CFX. Ainda, estudar o melhor posicionamento para a fenda, o diâmetro da tubulação, o diâmetro do *Hub*, o diâmetro da fenda, entre outras dimensões do pré-coletor.

Experimentos com modelos físicos podem ser feitos para pesquisas e validação do presente estudo.

O estudo do pré-coletor de particulados de uma usina de asfalto trouxe resultados relevantes e atenciosamente embasados na bibliografia referenciada.

BIBLIOGRAFIA

AES SUL **Tarifas e taxas**. Porto Alegre, RS, 2012. Disponível em: <http://www.aessul.com.br/grandesclientes/site/content/informacoes/tarifas_e_taxas.aspx> Acesso em: 10 nov. 2012.

ANSYS, INC. **ANSYS CFX: Introduction**. Canonsburg, USA: SAS IP, Inc., 2011.

_____. **ANSYS CFX: Reference Guide**. Canonsburg, USA: SAS IP, Inc., 2011.

_____. **ANSYS CFX: Solver Theory Guide**. Canonsburg, USA: SAS IP, Inc., 2011.

_____. **ANSYS CFX: Tutorial**. Canonsburg, USA: SAS IP, Inc., 2011.

_____. **Introduction to CFD**. [S.l.], April 28, 2009. Chapter 1.

_____. **Turbulence**. [S.l.], April 28, 2009. Chapter 9.

BERNUCCI, L. B. et al. **Pavimentação Asfáltica: Formação Básica para Engenheiros**. Rio de Janeiro, RJ: PETROBRÁS, RJ: ABEDA, 2008.

CARVALHO, A. T. **Otimização de Ciclone para a Pré-Separação de Areia na Produção de Petróleo**. 2008. Dissertação (Mestrado) - Programa em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 2008.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. São Paulo, SP: AMGH, 2007.

CIBER EQUIPAMENTOS RODOVIÁRIOS LTDA. **Especificação Comercial do Produto: Usina de Asfalto Advanced**. Porto Alegre, RS, 2012.

_____. **Memorial de Projeto: Comparativo de pré-coletores de particulados**. Porto Alegre, RS, 2007.

CONFEDERAÇÃO NACIONAL DO TRANSPORTE. **Maior parte da extensão rodoviária do país apresenta problemas**. Brasília, DF, 2011. Disponível em: <www.cnt.org.br/Paginas/Agencia_Noticia.aspx?n=7898> Acesso em: 10 nov. 2012.

DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRA-ESTRUTURA DE TRANSPORTES. **DNIT: Manual de pavimentação**. 3. ed. Rio de Janeiro, RJ: IPR, 2006.

EDDINGS, E. G. **Flame and Burner Aerodynamics**. Salt Lake City, USA: University of Utah, [2012?]

EUROAIR BRASIL. **[Curva do Exaustor OMTRi 1401]**. Caxias do Sul, RS, [201-?]. Disponível em: <<http://www.euroairbrasil.com.br/default.aspx>> Acesso em: 15 ago. 2012. il. color.

_____. **[Ventiladores centrífugos com pás para trás]**. Caxias do Sul, RS, [201-?]. Disponível em: <<http://www.euroairbrasil.com.br/default.aspx>> Acesso em: 15 ago. 2012. il. color.

F1 FANATIC. **BAR aerodynamics**. UK, 2003. Disponível em: <http://www.f1fanatic.co.uk/f1-pictures-wallpapers/cars/bar-005-2003-f1-car-pictures/bar_cfd_2003_2/> Acesso em: 10 nov. 2012. il. color.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2006.

GOODFELLOW, H. D.; TÄHTI, E. **Industrial Ventilation: Design Guidebook**. San Diego, USA: Academic Press, 2001.

HENN, E. A. L. **Máquinas de Fluido**. Santa Maria, RS: UFSM, 2001.

HOBBS, A. **Design and Optimization of a Vortex Particle Separator for a Hot Mix Asphalt Plant**. Chattanooga, USA: Astec Industries, [2004].

INSTITUTO DE PESQUISAS TECNOLÓGICAS. **Curso Combustão Industrial**. São Paulo, SP, [199-?]. Cap. 2.

JOHN HOLLAND RESEARCH CENTRE. **Coverimage**. University of Limerick, Limerick, Ireland, 2008. Disponível em: <<http://www.jhrc.ul.ie/>>. Acesso em: 10 nov. 2012. il. color.

KÜCHLE, J. **Emprego da Dinâmica dos Fluidos Computacional na Análise do Potencial Eólico de uma Microrregião em Laguna**. 2006. Trabalho de Conclusão do Curso (Monografia) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2006.

MALISKA, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2004.

MORAES, C. A. C. **Modelo fluidodinâmico para estimativa da eficiência em hidrociclone para águas oleosas**. 1994. Dissertação (Mestrado) - Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa em Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, 1994.

NASA GLENN RESEARCH CENTER. **[Boundary Layer]**. Washington, USA, [201-?]. Disponível em: <<http://www.nasa.gov/home/index.html>> Acesso em: 15 ago. 2012. il. color.

OLIVEIRA JR, J. A. A. **Projeto de um Ventilador Centrífugo de Pás Curvadas para Trás Auxiliado por CFD**. 2004. Trabalho de Conclusão do Curso (Monografia) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2004.

PFLEIDERER, C.; PETERMAN, H. **Máquinas de fluxo**. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 1979.

PICCOLI, G. L. **Análise Numérica na Engenharia do Vento Computacional Empregando Computação de Alto Desempenho e Simulação de Grandes Escala**. 2009. Dissertação (Mestrado) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS, 2009.

PINTO, J. C.; LAGE, P. L. C. **Métodos Numéricos em Problemas de Engenharia Química**. Rio de Janeiro, RJ: E-papers Serviços Editoriais Ltda., 2001.

PORTAL BRASIL ENGENHARIA. **Ciber cresce 12% em vendas no primeiro semestre de 2012**. São Paulo, SP, 2012. Disponível em: <<http://www.brasilengenharia.com/portal/maquinas/1964-ciber-cresce-12-em-vendas-no-primeiro-semester-de-2012>> Acesso em: 10 nov. 2012.

SOBRINHO, F. V. et al. **Ventilação Local Exaustora em Galvanoplastia**. São

Paulo, SP: FUNDACENTRO, 1996.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics**. Harlow, UK: Pearson Education Limited, 1995.