

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO BÁSICO DE APARATO EXPERIMENTAL PARA A
SIMULAÇÃO DO MOVIMENTO RELATIVO VEÍCULO-SOLO EM
TÚNEL DE VENTO**

Fernando Luiz Sacomano Filho

São Paulo
2008

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO BÁSICO DE APARATO EXPERIMENTAL PARA A
SIMULAÇÃO DO MOVIMENTO RELATIVO VEÍCULO-SOLO EM
TÚNEL DE VENTO**

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Fernando Luiz Sacomano Filho
Orientador: Prof. Dr. Antonio Luis de Campos Mariani

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Sacomano Filho, Fernando Luiz

Projeto básico de aparato experimental para a simulação do movimento relativo veículo-solo em túnel de vento / F.L. Sacomano Filho. – São Paulo, 2008.

227 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Aerodinâmica (Experimentos) 2.Túneis de vento 3.Projeto mecânico 4.Engenharia automotiva I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Ao meu avô Manuel Moita Filho

AGRADECIMENTOS

A meus pais, Fernando e Sonia, por serem as pessoas que me deram a vida e me criarem com o maior amor que conheço, acreditando em meus sonhos e projetos sempre com muita atenção e carinho.

Ao meu irmão, Felipe, por todo o apoio ao desenvolvimento deste trabalho e por ter me mostrado, ainda que muito cedo, a diversão fornecida pela engenharia, com as inúmeras invenções e brinquedos que construímos em nossa infância.

A minha namorada, Juliane, por me incentivar em todos os meus sonhos e projetos, me mostrando a beleza e a simplicidade que a vida por si só pode proporcionar.

A Escola Politécnica da Universidade de São Paulo por dar suporte e apoio ao desenvolvimento deste projeto e aos meus projetos mirabolantes durante todo o curso.

Em especial ao meu orientador, Doutor Antonio Luis de Campos Mariani, que aturou meus vários telefonemas de final de semana esclarecendo minhas dúvidas e acalmando minha ansiedade no desenvolvimento dos meus trabalhos durante minha graduação.

Agradeço ao grupo PET-Mecânica, pois sem o incentivo deste pessoal talvez esse projeto não teria se tornado tão divertido e interessante.

Agradeço também aos responsáveis pelo Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do IPT, e a própria instituição por todo apoio e auxílio ao desenvolvimento deste trabalho.

Resumo

Este trabalho apresenta o estudo e projeto de um aparato experimental utilizado para simular a interação veículo-solo em ensaios em túnel de vento. A interação corresponde à simulação do movimento relativo veículo-solo que visa aproximar as condições de ensaios aerodinâmicos realizados em túneis de vento das condições naturais de rodagem de um veículo terrestre. O trabalho teve início com o estudo do Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo, pois o equipamento projetado tem o objetivo de ser instalado neste túnel de vento. Após estudos preliminares foram analisados métodos utilizados para a simulação deste fenômeno nos principais túneis de vento automobilísticos. Das análises realizadas foi selecionado o método da esteira rolante como o mais adequado para a simulação do movimento relativo veículo-solo no túnel de vento em questão. Com a seleção do método foram consideradas opções de configurações estruturais para o equipamento a ser projetado e também, a opção de projetar uma esteira rolante móvel capaz de ser instalada na seção de testes aeronáutica do túnel de vento. A partir da definição dos parâmetros construtivos foi iniciado o dimensionamento da esteira rolante. Neste processo foi feita uma divisão entre os principais subsistemas do equipamento, os quais correspondem a: movimentação da cinta, aderência da cinta, resfriamento, controle de camada limite e estrutura. O dimensionamento de cada subsistema envolveu a realização de cálculos analíticos e simulações de natureza dinâmica, estrutural e fluido dinâmica. Destaca-se que este projeto é inédito no Brasil, pois ainda não há nenhum equipamento semelhante instalado em território nacional.

Abstract

This report presents the study and concept design of experimental equipment used to simulate the ground-vehicle relative movement in wind tunnels tests. The simulation of this relative movement between the ground and the vehicle look for the approximation of the wind tunnel aerodynamic test conditions to the rolling natural conditions of road vehicles. This work started with the analysis and study of the methods used for simulate this behavior at the main automotives wind tunnels. After these studies it was studied too, the Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica of the Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo, because the equipment developed in this work has the objective of be installed at this facility. By the analysis done it was selected the moving belt system attempting the necessity of this facility. After this, it was analyzed some structural layouts of this equipment. By these, it was choose the options of design a free movement moving belt system, able to be installed in the aeronautic test section of the wind tunnel facility. Beginning with this building parameters it was started the design of the equipment. For this process it was done a share among the main systems of the equipment, which are: belt movement, attach of the belt, cooling, boundary layer control and structure. The design developed in this work relates with analytical calculus and simulations of the natures: dynamic, structural and fluid dynamics.

Sumário

AGRADECIMENTOS.....	ii
Resumo.....	iii
Abstract	iv
1 INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVOS	5
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
3.1 O túnel de vento	6
3.1.1 Os subsistemas do túnel de vento de circuito aberto.....	9
3.2 O Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do IPT-SP.....	13
3.2.1 Descrição geral do túnel de vento tratado	14
3.2.2 Os subsistemas do TVCLA	18
3.3 Ensaio automotivo.....	20
3.3.1 Requisitos de um ensaio automotivo	21
3.3.2 Modelos em escala	23
3.4 Alternativas de métodos para a representação do solo.....	25
3.4.1 Simulação com piso estacionário	26
3.4.2 Modelo espelhado	29
3.4.3 Esteira Rolante	30
3.4.4 Sucção simples	31
3.4.5 Sucção distribuída	32
3.4.6 Piso elevado	33
3.4.7 Suspensão do modelo	34
3.4.8 Injeção distribuída.....	34
4 SELEÇÃO DO MÉTODO DE ENSAIO.....	36
4.1 Critérios e pesos para a decisão	36
4.2 Matriz de decisão	38
5 DETALHAMENTO DO MÉTODO SELECIONADO.....	40
5.1 Características gerais de uma esteira rolante	41
5.2 Principais utilizações.....	43
6 SÍNTESE DE SOLUÇÕES.....	45
6.1 Principais configurações utilizadas pelos projetistas	45
6.2 Opções de configurações para o TVCLA do IPT-SP.....	56
6.2.1 Opção A	57
6.2.2 Opção B.....	58
6.2.3 Opção C.....	59
6.3 Seleção da configuração do equipamento	60
7 DIMENSIONAMENTO	62
7.1 Metodologia utilizada.....	62

7.2	Sistema de movimentação da esteira.....	63
7.2.1	Determinação das cargas atuantes na esteira	64
7.2.2	Configuração geométrica da esteira e componentes	75
7.2.3	Dimensionamento dos rotores.....	91
7.2.4	Trem de força	117
7.3	Sistemas de sucção	130
7.3.1	Modelagem do escoamento.....	131
7.3.2	Perda de carga e perda de pressão.....	132
7.3.3	Simulações fluidodinâmicas	134
7.3.4	Projeto dos dutos.....	139
7.3.5	Metodologia do projeto de dutos.....	140
7.3.6	Seleção de ventilador	140
7.3.7	Sistema de aderência da cinta	141
7.3.8	Sistema de controle de camada limite.....	169
7.4	Sistema de resfriamento	186
7.4.1	Seleção do chiller	188
7.4.2	Dimensionamento do trocador de calor	189
7.5	Estrutura	198
7.5.1	Definição geométrica da estrutura	199
7.5.2	Mecanismos de movimentação da estrutura	203
7.5.3	Cálculos dos esforços estruturais	206
8	CONCLUSÕES	220
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	222
	ANEXO – DIAGRAMA DE MOODY	227

1 INTRODUÇÃO

O projeto aerodinâmico veicular tem se tornado mais importante a cada dia no desenvolvimento de veículos modernos rodoviários e ferroviários (FAGO; LINDER; MAHREHOLTZ, 1991). A área de aerodinâmica veicular, vem ganhando destaque diante de questões abordadas dentro do setor automotivo à medida que temas relacionados à economia de combustível, ao aquecimento global e ao aumento da eficiência energética vêm sendo discutidos nos meios de comunicação e informação da sociedade mundial. A relação da aerodinâmica com estes temas provém do fato de que a maior parcela de potência empregada para realizar o movimento veículo é consumida pela força de arrasto aerodinâmica (HUCHO, 1998). Assim estudos que colaborem para a redução da resistência ao movimento contribuem diretamente para a redução de consumo de combustíveis e conseqüentemente de emissões de poluentes.

O desenvolvimento do projeto aerodinâmico de um veículo compreende análises preliminares que utilizam cálculos analíticos, modelos semi-empíricos, e resultados experimentais. O equacionamento analítico não é suficiente para modelar matematicamente o escoamento externo em torno de um veículo, devido a sua complexidade. Assim, ensaios em túneis de vento e simulações numéricas através de programas de dinâmica dos fluidos computacional devem ser utilizados para obter melhores resultados neste equacionamento.

Hucho (1998) afirma que no futuro previsível, os ensaios em túnel de vento ainda vão predominar diante destes outros métodos de análise aerodinâmica na indústria automobilística. Ensaios em túnel de vento são de fato a primeira ferramenta utilizada no estudo de aerodinâmica veicular (KATZ, 1995). Muitas vezes estes ensaios iniciais atuam no fornecimento de parâmetros para a análise de dinâmica dos fluidos computacional e não só como análises preliminares. Esta necessidade provém da impossibilidade em se determinar a validade dos resultados de análises computacionais por si só, mesmo quando são utilizados os mais avançados recursos computacionais (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Estes mesmos autores ressaltam que a validação de simulações computacionais deve advir de ensaios experimentais.

Portanto, em ensaios de túnel de vento, é necessário reproduzir as condições naturais dos veículos da forma mais exata possível (FAGO; LINDER; MAHRENHOLTZ, 1991). Das condições naturais de rodagem de um veículo destacam-se, as simulações do movimento relativo veículo-solo e da rotação das rodas. Estas simulações são capazes de serem influentes o suficiente na determinação da qualidade de ensaios automotivos de forma que, alterações na geometria traseira de um carro como de sedan para “squareback” e mesmo instalações de acessórios como difusores não sejam previstas quando o ensaio é conduzido em condições de roda e piso estacionários. Fenômeno este que pode ser corrigido com a instalação de mecanismo que possibilite a rotação das rodas do modelo ensaiado.

Ao avaliar a importância da simulação do movimento relativo veículo-solo Sardou (1986), utilizou uma esteira rolante e ao variar as condições de operações deste equipamento, encontrou que a diferença em medições de arrasto com o mesmo ligado e desligado corresponde a 15% do valor total do esforço presente em todo o veículo. Os experimentos realizados por este autor foram realizados com modelos em escala reduzida de veículos reais. Neste mesmo trabalho, Sardou (1986) concluiu que as influências provenientes da simulação do movimento relativo veículo-solo e da rotação das rodas do modelo são superiores aos efeitos relacionados às variações no nível de detalhamento das características geométricas dos modelos utilizados em ensaios automotivos.

Porém, outros aspectos relacionados à aerodinâmica veicular não são menos importantes para a qualidade de um veículo como: estabilidade direcional; aero – acústica; insolação; resfriamento do motor, caixa de transmissão e freios; e mesmo a refrigeração, ventilação e condicionamento de ar do habitáculo dos veículos. Contudo, deve-se destacar que todos estes aspectos dependem do escoamento no entorno do veículo (HUCHO, 1998), sendo que estas análises não ficam restritas somente a veículos de passeio e competição.

Veículos comerciais são fortemente afetados pelo vento. Uma representação adequada da situação natural desses veículos requer a correta simulação das condições de escoamento externo (HEGEL; BEARMAN 1995 apud BORSATTI, 2002). A simulação correta do movimento do solo tem influência significativa na estrutura do escoamento externo de um ensaio de ônibus (LAJOS; PRESZLER;

FINTA, 1986). Em caminhões, variações na proximidade do modelo com o solo, como da velocidade relativa veículo-solo podem alterar até 13% no coeficiente médio de pressão na região inferior dos modelos (GARRY, 1986).

É bem conhecido que para o entendimento da aerodinâmica de um veículo ferroviário, há a necessidade de uma simulação correta do movimento do solo, devido à proximidade deste veículo ao solo visto sua relação de escala com seu comprimento característico (KWON et al., 2001; DIUZET, 1986). Alterações de até 10% no coeficiente de arrasto podem ser obtidas em ensaios com piso em movimento neste tipo de veículo (BAKER; BROCKIE, 1991).

Da análise da conjuntura do setor automotivo brasileiro nesta última década nota-se que a engenharia automobilística brasileira vem se desenvolvendo com sucesso. Este resultado pode ser verificado ao analisar o saldo de vendas do mercado automotivo, o aumento do número de projetos nacionais neste setor industrial e o fato dos trabalhos executados na fabricação de veículos de plataformas A e B serem referências mundiais.

A maior parte dos escritórios de desenvolvimento de projetos e pesquisa das montadoras automobilísticas presentes em território nacional estão localizados no Estado de São Paulo, sendo que montadoras dos setores de veículos comerciais e de passeio concentram-se na região da Grande São Paulo.

Apesar do crescimento e desenvolvimento do setor automotivo verificam-se entraves no desenvolvimento de projetos de aerodinâmica veicular no Brasil. Em eventos em que se encontravam engenheiros da mobilidade de diversas montadoras foi verificado que a maior parte de projetos aerodinâmicos desenvolvidos no país é ensaiada em túneis de vento norte americanos e europeus, o que muitas vezes impede a preservação de propriedade intelectual dos projetos e aumenta o custo e o tempo de projeto. Esse fato ocorre devido à inexistência de túneis de vento que possuam condições adequadas para este tipo de ensaio no país. Até o momento nenhum dos cinco túneis de vento existentes no Brasil (UNIVERSIA BRASIL – UFMG TERÁ O SEGUNDO MAIOR TÚNEL DE VENTO DO PAÍS, 2008) possui equipamento para a simulação do movimento relativo veículo-solo, e mesmo para a simulação da rotação das rodas de um veículo ensaiado. Assim, este projeto apresenta com uma nova contribuição no país.

Ao avaliar a infra-estrutura disponível na Escola Politécnica da Universidade de São Paulo e em seus institutos parceiros, verifica-se que há possibilidades de realização de ensaios aerodinâmicos automotivos de qualidade. O IPT-SP possui um túnel de vento, Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica (TVCLA), que apresenta duas seções de testes de 3 x 2 m com uma capacidade de operação atingindo velocidades na ordem de 90 km/h, que foi financiado pela FAPESP (processo 98/15402 – 5).

As condições de operação do TVCLA do IPT-SP se assemelham às adotadas nos túneis de vento utilizados por Fago; Linder e Mahrenholtz (1991), pela Universidade de Cranfield (WIND TUNNELS, 2008) e por Diuzet (1986).

Observando a proximidade geográfica dos grandes centros de desenvolvimento de projetos do setor automobilístico ao Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do IPT e a proximidade institucional da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo com a indústria automobilística, este projeto busca também aproximar estes centros visando o aumento da realização de pesquisas tecnológicas no Estado.

2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal realizar o projeto básico de um aparato que possibilite a simulação do movimento relativo veículo-solo para ensaios em túnel de vento. O equipamento tem a função de anular o desenvolvimento da camada limite sobre sua superfície e reproduzir as condições de rodagem de um veículo em condições naturais, nos aspectos aerodinâmicos.

O aparato a ser projetado tem também por objetivo, garantir com qualidade condições adequadas, para a realização dos seguintes tipos de ensaio:

- esforços sobre modelos em escala reduzida;
- estabilidade de veículos submetidos a ventos diagonais e laterais;
- conforto térmico;
- aero-acústica em modelos em escala reduzida e componentes veiculares; e
- segurança, relacionada à qualidade das condições de condução e de salubridade dos passageiros provocados pelo escoamento externo ao veículo (acúmulo de poeira, lama, geração de pluma de água que impedem a visibilidade do condutor e mesmo recirculação de gases de escape do motor).

De acordo com as necessidades do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo, adotou-se como objetivo complementar ter mobilidade no equipamento. Isto possibilitará sua utilização em ambas as seções do túnel de vento, como também facilitará sua armazenagem, quando não estiver em operação.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Tendo em vista a execução do projeto básico de um equipamento inédito, até então no Brasil, seu desenvolvimento partiu de estudos sobre os principais temas que o envolvem. Nesse sentido, este capítulo é dedicado a apresentação destes temas partindo da descrição de túneis de vento, abordando também os requisitos de ensaios de veículos automobilísticos até a descrição dos principais métodos e equipamentos utilizados em simulações do movimento relativo veículo-solo.

3.1 *O túnel de vento*

O túnel de vento é um equipamento utilizado para a reprodução do escoamento entorno a corpos sólidos imersos num meio fluido (WIND TUNNEL - WIKIPEDIA THE FREE ENCYCLOPEDIA, 2008).

Sua origem veio com o desejo do homem em voar, séculos XVIII e XIX, quando se percebeu que pouco conhecimento existia sobre aerodinâmica. A fim de se obter um maior conhecimento desta área foi iniciada a construção dos primeiros equipamentos de medição de forças e momentos causados pelo vento (CARRIL JÚNIOR, 1995).

Os primeiros experimentadores observaram que estes esforços eram provenientes da velocidade relativa entre o modelo e o vento. E, após tentativas em mensurar estes esforços observou-se uma maior facilidade em fazê-lo com o modelo parado e o ar em movimento.

Inicialmente os ensaios aerodinâmicos eram realizados com a utilização dos próprios escoamentos fornecidos pela natureza, porém devido às variações destes escoamentos decidiu-se que a melhor forma de experimentação seria através da construção de túneis aerodinâmicos impulsionando o ar e mantendo o modelo parado, nos quais seria possível obter controle sobre o escoamento. Assim, desde os seus primeiros projetos, os túneis de vento tiveram funções aeronáutica devido ao interesse da época. Esta área da engenharia direcionou a fabricação e o desenvolvimento destes equipamentos, como ressaltado por Carril Júnior (1995).

Os túneis de vento passaram por constante aperfeiçoamento e variações construtivas que surgiram com a necessidade de sua utilização. Contudo, devido a esta evolução construtiva surgiu a necessidade de se estabelecer classificações para os mesmos.

A principal classificação de túneis de vento é relacionada à velocidade do escoamento proporcionado pelos mesmos, a qual, juntamente com suas características é apresentada a seguir (WIND TUNNEL - WIKIPEDIA THE FREE ENCYCLOPEDIA, 2008):

- Túneis de baixa velocidade - são túneis de vento que operam em velocidades de até 100 m/s ($\text{Mach} < 0,3$).
- Túneis trans-sônicos - São túneis de vento que operam com números de Mach variando de 0,3 a 1,2, os quais correspondem a valores de velocidade muito próximos à velocidade do som.
- Túneis supersônicos - São túneis que operam com números de Mach entre 1,2 e 5.
- Túneis hipersônicos - Esses equipamentos operam com números de Mach de valores entre 5 e 15.

Este trabalho está voltado a um túnel de vento de baixa velocidade, assim não é escopo do mesmo detalhar todos os tipos de túneis de vento. Nesse sentido, apenas os túneis de vento de baixa velocidade serão apresentados adiante.

Os túneis de vento de baixa velocidade possuem uma subclassificação quanto a sua forma construtiva que é a de túneis de vento de circuito aberto e circuito fechado. A Figura 1 e a Figura 2 ilustram estes equipamentos.

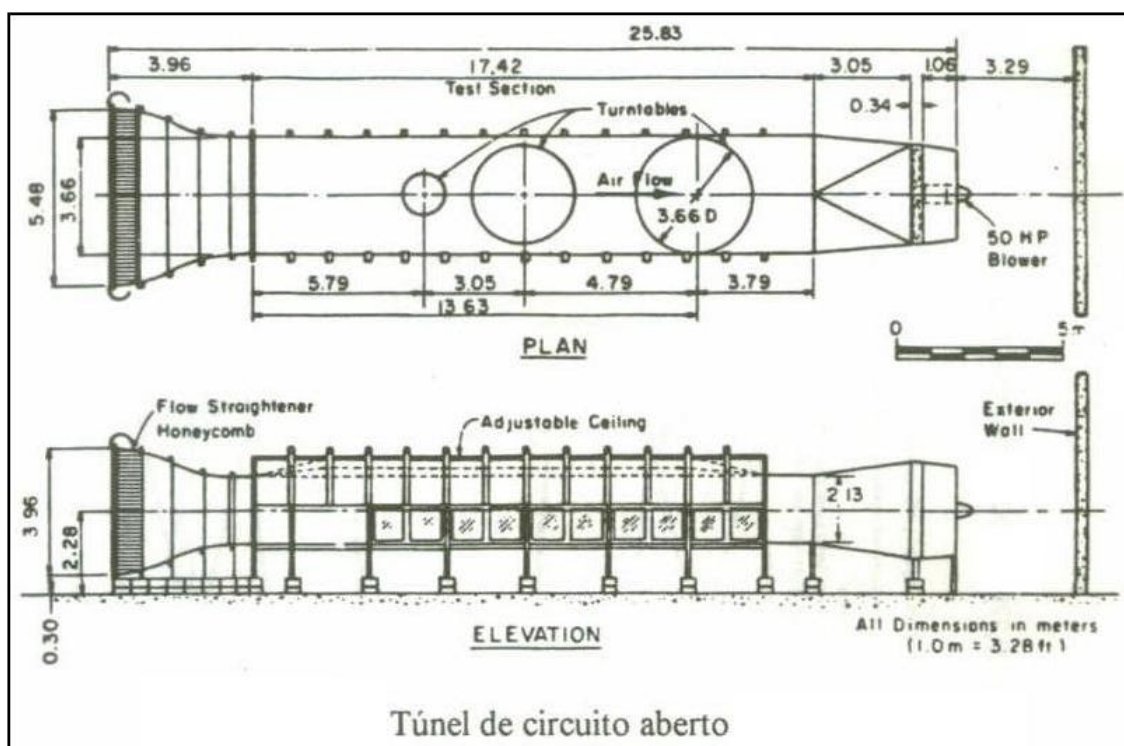


Figura 1: Túnel de viento de circuito abierto

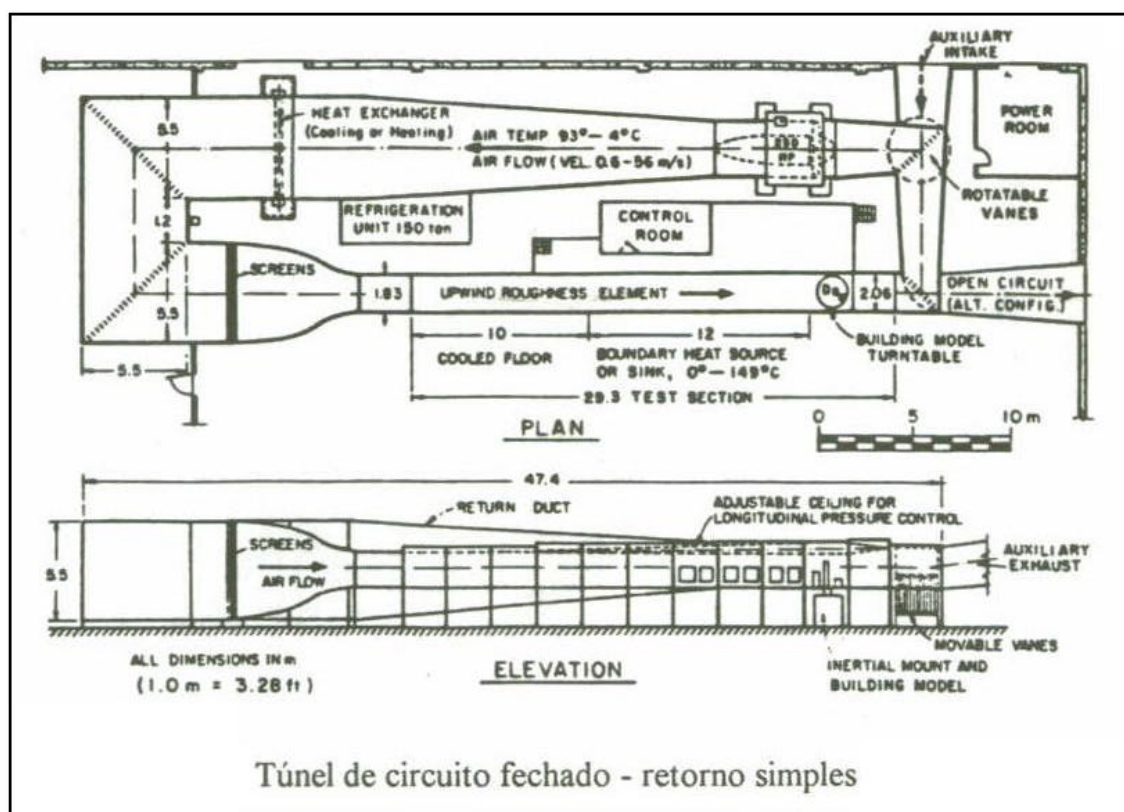


Figura 2: Túnel de viento de circuito fechado

A principal característica do túnel de vento de seção aberta é a de o fluxo de ar utilizado em seu interior ser succionado do meio externo e após ser utilizado na seção de testes ser expelido novamente para este meio. O mesmo é composto por um trecho de contração, seção de testes e difusor. O sistema de propulsão é localizado entre a câmara de ensaio e o difusor.

O túnel de vento de circuito fechado se caracteriza por não renovar a massa de ar que utiliza em seu interior. O mesmo apresenta configuração composta por um trecho de contração, seção de testes, difusor, duto de retorno, câmara estabilizadora e conjunto motor-ventilador.

As principais vantagens de um túnel de circuito aberto são a de ocupar menor espaço que o de circuito fechado e possuir um custo construtivo menor. Sua grande desvantagem em relação ao túnel de vento de circuito fechado é o de consumir maior energia para um dado tamanho de câmara de ensaios e velocidade de escoamento, o que é uma desvantagem considerável para túneis com alta taxa de utilização.

O Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do IPT - SP (TVCLA) é um túnel de vento de circuito aberto, o tópico 3.2 apresenta as características deste equipamento, como não é escopo deste trabalho estudar todos os tipos de túnel de vento, não serão analisados os subsistemas de túneis de vento de circuito fechado, apenas os de circuito aberto.

3.1.1 Os subsistemas do túnel de vento de circuito aberto

O túnel de vento é um equipamento que possui subsistemas comuns entre suas principais formas construtivas, os quais têm funções específicas para seu funcionamento. Partindo disso, este tópico descreve brevemente os principais subsistemas existentes em túneis de vento de circuito aberto.

3.1.1.1 *Contração*

A contração de um túnel de vento tem o objetivo de garantir a qualidade do escoamento e aumentar sua velocidade. Esta qualidade se refere às características do

perfil de velocidades presente na seção de testes, aos desvios da velocidade média, ao ângulo resultante e ao nível de turbulência do escoamento.

Os desvios da velocidade média do escoamento são controlados pela razão de contração do subsistema, que controla também o nível de turbulência. O perfil de velocidades na seção de testes do túnel é controlado pela geometria da contração, no que tange ao seu perfil e comprimento. O ângulo resultante do escoamento é originado predominantemente por desvios de alinhamento do subsistema em questão com a seção de testes.

Os desvios locais da velocidade média são originados por distorções presentes no escoamento, como por exemplo, pode ser citado o efeito das paredes do túnel. Com o desenvolvimento da camada limite sobre a superfície destas paredes, originam-se desvios da velocidade média do escoamento ao longo da seção de testes do túnel de vento. Estes desvios podem ser quantificados através da seguinte relação:

$$\frac{\Delta u}{U_{\infty}} = \frac{(u - U_{\infty})}{U_{\infty}} \quad (3.1.1)$$

Onde:

u – velocidade medida;

U_{∞} - velocidade do escoamento ao longe.

O nível de turbulência pode ser relacionado com a seguinte relação.

$$Tu = \frac{\sqrt{u'^2}}{U_{\infty}} \quad (3.1.2)$$

Onde:

Tu – nível de turbulência;

u'^2 – média do quadrado da velocidade turbulenta medida.

A caracterização da contração é feita através da definição da geometria de seu perfil longitudinal e de sua razão de contração. A razão de contração é definida como a razão entre a área de entrada pela área de sua saída, a qual é representada pela eq. 3.1.3.

$$\kappa = \frac{A_S}{A_N} \quad (3.1.3)$$

Onde:

κ – razão de contração;

A_S – área da saída da contração;

A_N – área da entrada da contração.

De acordo com Hucho (1998) boas aproximações para os desvios locais da velocidade média e para o nível de turbulência podem ser obtidas das respectivas relações:

$$\frac{\Delta u}{U_\infty} \approx \frac{1}{\kappa} \quad (3.1.4)$$

$$Tu_x \approx \frac{1}{\kappa} \quad (3.1.5)$$

3.1.1.2 Seção de testes

A seção de testes é a região utilizada para os experimentos a serem realizados em um túnel de vento, suas características vão de acordo com a finalidade do mesmo. De acordo com Carril Júnior (1995) a definição desta região é o primeiro passo do projeto de um túnel de vento.

Um dos principais fatores que envolvem a definição desta seção corresponde ao efeito de blocagem, que irá definir sua geometria e suas dimensões. O efeito de blocagem se relaciona com a limitação geométrica da seção de testes, o que acaba por interferir no escoamento sobre o corpo ensaiado. Este fenômeno é quantificado pela razão entre a área transversal do corpo ensaiado e a área da seção de testes, representado pela seguinte relação:

$$\phi = \frac{A}{A_N} \quad (3.1.6)$$

Onde:

ϕ – Razão de blocagem;

A – Área frontal do modelo;

A_N – Área transversal da seção de testes.

Hipoteticamente, um ensaio livre deste efeito seria um ensaio numa seção de testes com área de seção transversal infinita, o que é inexecutável. Assim, em ensaios realizados em túneis de vento o tratamento dado à blocagem é o de reduzi-la ao máximo. Assim, visto que este fenômeno é inerente à realização deste tipo de ensaio são realizadas correções nos resultados obtidos do mesmo de forma a aproximá-los das condições reais de rodagem do veículo testado.

Outra característica das seções de testes de túneis de vento de baixa velocidade é a de poderem ser abertas ou fechadas, independente do túnel ser de circuito aberto ou fechado. A seção de testes fechada apresenta, em relação à seção de testes aberta, uma maior liberdade quanto à definição de seu comprimento. Porém, este não pode ser estendido de forma demasiada. A dificuldade em estender demasiadamente este comprimento é o de ocorrer a ampliação da espessura da camada limite desenvolvida nas fronteiras do túnel de vento com o aumento da distância da contração. O espessamento provoca um aumento na velocidade do escoamento na seção média do túnel, reduzindo a seção de testes efetiva. Esse mesmo fenômeno cria um gradiente de velocidades ao longo da seção transversal e um gradiente de pressões negativo no corpo ensaiado. Os efeitos deste comportamento do escoamento podem ser reduzidos por métodos de controle de camada limite, sendo que sua interferência nos resultados de ensaios pode ser amenizada através de relações de correção.

3.1.1.3 Difusor

O difusor é o responsável pela estabilidade temporal do escoamento no interior do túnel. O mesmo subsistema também tem a função de uniformizar a distribuição de velocidades e reduzir as vibrações na seção de testes, as quais são provenientes do

escoamento proporcionado pelo ventilador que apresenta alto nível de distorção e perturbação. Sua geometria provém das características geométricas da seção de testes e do ventilador.

3.1.1.4 Telas e Colméias retificadoras

Na seção de entrada do túnel de vento são instaladas telas protetoras e estabilizadoras, como também colméias retificadoras. As telas de proteção têm a finalidade de evitar que objetos estranhos sejam sugados pelo túnel e possam danificar o ventilador, as colméias retificadoras servem para controlar a uniformidade e estabilidade do escoamento e, as telas estabilizadoras têm o objetivo de uniformizar o escoamento.

3.1.1.5 Ventilador

O ventilador é o dispositivo que irá transformar a energia elétrica de alimentação do equipamento em energia mecânica, fornecendo o empuxo necessário para promover o escoamento no interior do túnel de vento.

Diferentemente dos túneis de vento de circuito fechado os túneis de circuito aberto não possuem guias após o ventilador para eliminar a rotacionalidade do escoamento, já que o fluxo de ar será lançado no ambiente externo ao túnel.

3.2 O Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do IPT-SP

Esta etapa do trabalho se refere à apresentação do Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do IPT. Esta apresentação é baseada no estudo de suas características dimensionais e suas condições de operação.

A necessidade desse estudo é de alta relevância, pois o equipamento projetado neste trabalho tem o objetivo de ser instalado nesse túnel de vento. Portanto, seu conhecimento é de fundamental importância para que este projeto seja viável e atenda a qualidade necessária para a realização de ensaios aerodinâmicos automotivos.

Os dados apresentados são provenientes do relatório final do projeto deste túnel de vento que foi apresentado à FAPESP de autoria do Prof. Dr. Marcos Tadeu Pereira (PEREIRA, 2002), e também, de análises realizadas “in loco” realizadas no decorrer deste trabalho.



Figura 3: O Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica. (OBS: As colméias estavam em processo de instalação nesta foto)

3.2.1 Descrição geral do túnel de vento tratado

O túnel de vento para qual este trabalho foi direcionado é o Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT). O projeto inicial deste túnel de vento partiu do princípio de realizar ensaios para suprir as necessidades de pesquisa e estudos técnicos especializados voltados a análises da então chamada “engenharia de ventos”.

Essa área da engenharia preocupa-se com o efeito dos ventos sobre corpos dispostos a atmosfera terrestre, que tem como característica escoamentos com gradiente de velocidades na cota vertical. Este gradiente se deve a formação da chamada camada limite atmosférica.

Os principais focos de aplicação concentram-se em estudos e análises de estruturas disposta na atmosfera terrestre, dispersão de poluentes e plumas de particulado, aproveitamento energético eólico e, estudos na área automobilística (devido a estes trafegarem dentro da região de camada limite atmosférica, diferentemente da maioria

das aeronaves). Apesar de não ter sido o objetivo inicial deste túnel de vento realizar ensaios aeronáuticos, o projeto inicial deste mesmo túnel foi alterado de forma a possibilitar sua realização de forma adequada. A adaptação do projeto inicial foi feita com a adição de mais uma mesa giratória em uma região próxima à contração do túnel de vento, região esta que apresenta escoamento adequado às características de ensaios aeronáuticos. A seção de testes aeronáutica pode ser observada na Figura 7. A adaptação foi baseada na possibilidade de aumentar a gama de ensaios do túnel de vento atendendo seu objetivo principal de suprir necessidades de pesquisa e estudos técnicos especializados .

O TVCLA classifica-se como um túnel de vento de baixas velocidades com circuito aberto e seção de testes fechada. O mesmo proporciona um escoamento útil de até 25m/s, operando em baixa pressão com capacidade de geração de dois tipos de perfil de velocidades: aeronáutico e de camada limite (PEREIRA, 2002). O ar que é utilizado em seu funcionamento é retirado de seus arredores, sugado através de sua contração até atingir suas seções de teste de onde é expelido para seus arredores.

O mesmo túnel está disposto dentro de um galpão que permite com que variações ambientais externas, no que diz respeito a rajadas de vento e chuvas, se tornem desprezíveis nos ensaios realizados. Este galpão não permite o controle de condições climáticas (não permitindo controle de umidade e temperatura) e controle de ruídos sonoros. Porém, o mesmo ao ser preparado para abrigar o túnel em questão recebeu um forro revestido com um filme de alumínio para amenizar as eventuais variações de temperatura presentes no decorrer de ensaios, as quais alteram os regimes de operação do equipamento.

A disposição deste túnel de vento é apresentada na Figura 4 deste trabalho. Através desta figura se observam os principais componentes deste equipamento: uma seção coletora de ar, onde se encontram dispostos os retificadores de escoamento, um bocal (ou contração), um prolongamento da seção de testes (região de utilizada também para o controle da geração de camada limite) e o ventilador que propulsiona o escoamento.

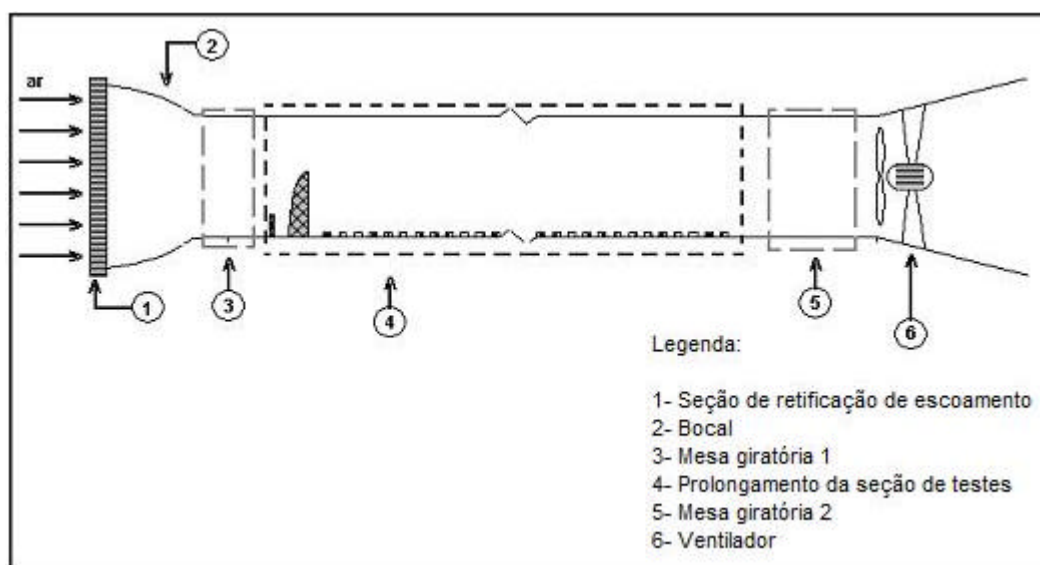


Figura 4: Disposição dos componentes do túnel de vento

Para a realização de testes de camada limite atmosférica este túnel utiliza uma série de dispositivos que se encontram dispostos como representado na Figura 5 e apresentados como mostrado na Figura 6. Faz-se necessário ressaltar que os dispositivos para controle da camada limite atmosférica são móveis, os quais não são instalados em ensaios aeronáuticos.

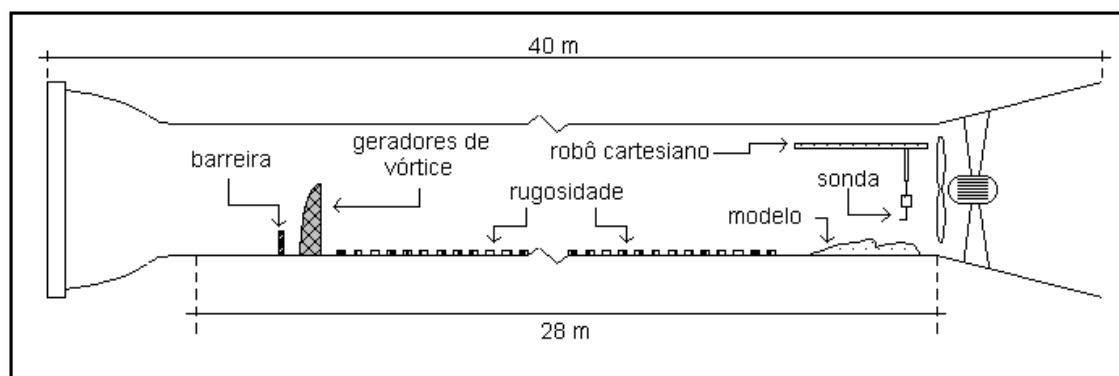


Figura 5: Disposição dos dispositivos para controle da camada limite



Figura 6: Dispositivos de controle de camada limite

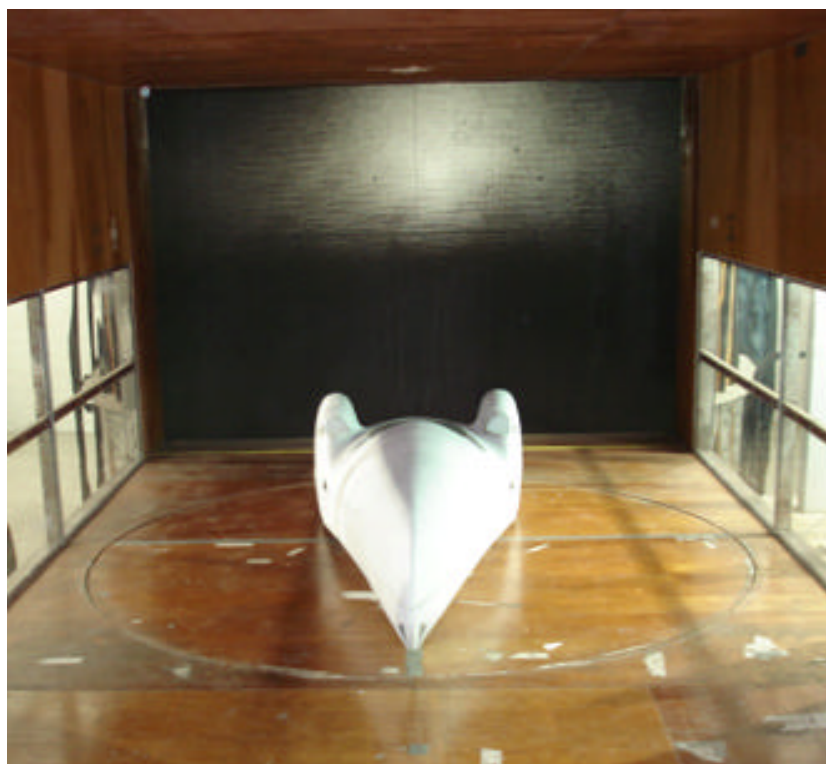


Figura 7: Seção de testes aerodinâmica ensaiando um veículo de ecomaratona

3.2.2 Os subsistemas do TVCLA

Nesta seção serão apresentados os subsistemas do TVCLA do IPT-SP de forma a detalhar suas características físicas.

3.2.2.1 O bocal (contração)

Para o túnel de vento estudado tem-se que sua razão de contração é igual a 3. De acordo com Hucho (1998), tem-se que para túneis de vento de circuito aberto razões de contração entre 2 e 3 são suficientes para garantir um nível de turbulência menor que 0,5%.

3.2.2.2 As seções de testes

As seções de testes deste túnel correspondem a seções de testes fechadas. Estas seções são equipadas cada uma com uma mesa giratória que permite a rotação dos corpos ensaiados sem a necessidade de alterar sua fixação, reduzindo o tempo de interrupção de ensaio.

As seções de testes se encontram nas extremidades do interior do túnel para permitirem condições diferentes de ensaio. A mesa mais próxima da contração permite a realização de ensaios com características aeronáuticas, já a segunda permite a realização de ensaios de camada limite por permitir que os dispositivos de controle sejam instalados no prolongamento da seção. As duas seções são separadas por uma região utilizada para a instalação de geradores de turbulência como pode ser visto na Figura 6, porém esta também serve como seção de testes, pois mantém a seção transversal com dimensões constantes e iguais as das duas seções.

Esta mesma seção de testes apresenta uma área de seção transversal de 6 m^2 com razão da altura pela largura de 0,66 e um comprimento de aproximadamente 36 m. Esta seção devido aos problemas relacionados ao espessamento da camada limite das superfícies, não pode ser utilizada em sua totalidade sem a utilização de métodos de controle de camada limite para ensaios aeronáuticos, os quais não são os mesmos utilizados para a produção de camada limite atmosférica.

A seção de testes fechada permite um escoamento relativamente estável, praticamente inexistindo oscilações de escoamento em baixa frequência. Porém, como mencionado no tópico 3.1.1.2, um problema relacionado a seções de testes fechadas, logo deste túnel, também é o fato de acentuar o efeito de bloqueio.

3.2.2.3 Colméias retificadoras

A seção de retificação de escoamento apresenta 45 km de dutos hexagonais com diagonais transversais de 30 mm e 450 mm de comprimento compondo uma estrutura de 25.000 tubos. Na Figura 8 pode-se visualizar a seção retificadora e no detalhe desta figura os dutos hexagonais.

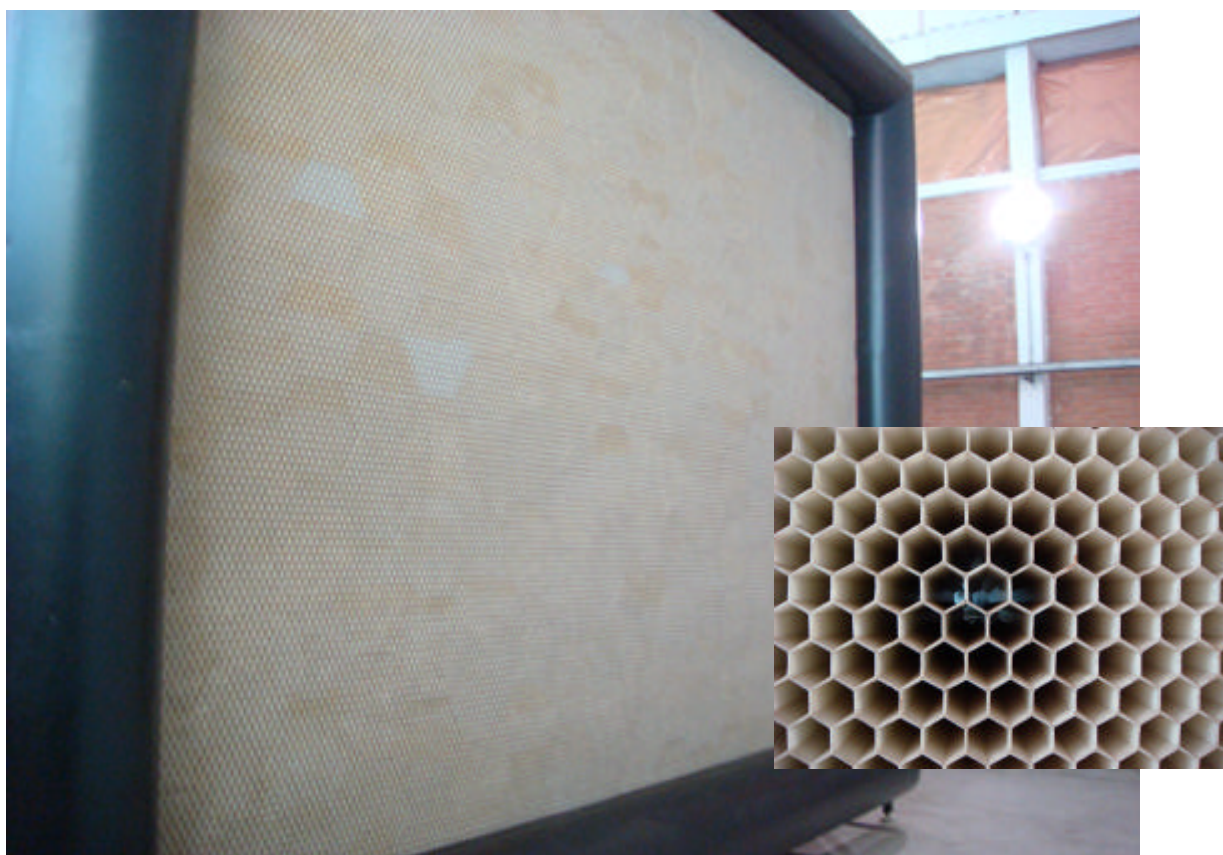


Figura 8: Seção de retificação do escoamento. No detalhe se observam os dutos hexagonais

3.2.2.4 O ventilador

Para a propulsão deste túnel de vento é utilizado um ventilador axial com 8 pás que permitem a variação de seus ângulos de ataque, o que permite uma operação hidraulicamente estável ao longo de toda a faixa de trabalho. O mesmo possui 3 metros de diâmetro e é localizado no final da seção de testes, como pode ser observado na Figura 4. Este dispositivo é propulsionado por um motor que oferece ao túnel de vento uma potência nominal de 175 h.p., o que permite uma velocidade máxima de escoamento de 150 km/h. No entanto, esta é uma condição máxima de trabalho do equipamento, logo não usual. O mesmo opera na mesma velocidade estabelecida em seu projeto, correspondente à velocidade de 25 m/s ou 90 km/h (PEREIRA, 2002). A Figura 9 apresenta este dispositivo de propulsão.

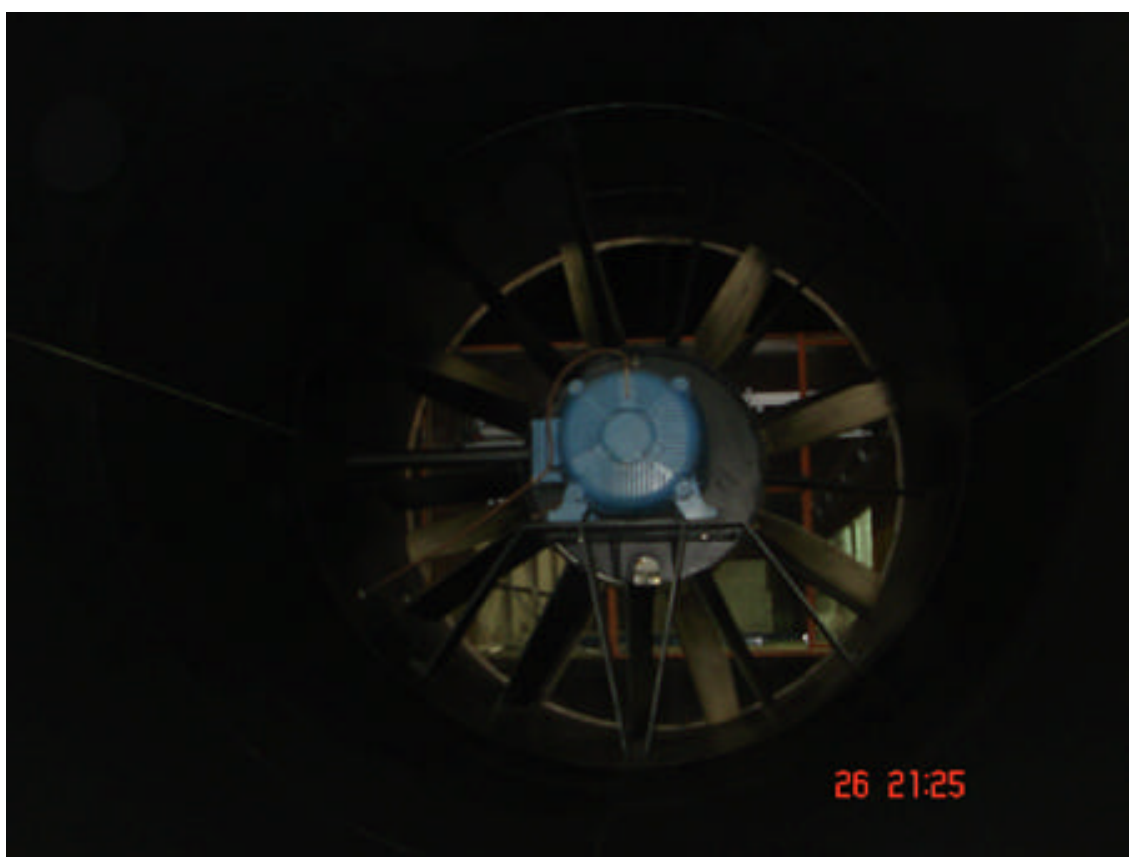


Figura 9: Ventilador

3.3 Ensaio automotivo

Ensaio automotivos em túneis de vento são distintos de ensaios aeronáuticos. Como citado anteriormente, nos primórdios de experimentos da dinâmica dos escoamentos

de ar em torno de corpos imersos os túneis de vento serviram de equipamento de ensaio para o setor aeronáutico. Com o passar do tempo começaram a ser fabricados os túneis de vento exclusivos para o setor automobilístico.

Antes destes equipamentos exclusivos a ensaios automotivos serem construídos, os ensaios veiculares eram realizados em túneis de vento aeronáuticos, o que não garantia uma reprodução adequada do caso natural. Muitas vezes, adaptações eram realizadas a fim de aproximar as condições de ensaio com as encontradas em situações de rodagem natural de veículos terrestres.

As principais preocupações na realização de ensaios automotivos em túneis de vento concentram-se no movimento relativo entre o veículo ensaiado e o piso do túnel e, no efeito de rotação das rodas do mesmo. O fenômeno de blocagem, já existente nos ensaios aeronáuticos não deixa de ser um problema nos ensaios automotivos, porém é inerente a ensaios deste tipo.

Os túneis de vento automotivos começaram a ser construídos posteriormente aos aeronáuticos. Os mesmos, tendo o objetivo de atender as necessidades de ensaios automobilísticos são projetados contendo dispositivos para a simulação do movimento relativo veículo-solo e rotação das rodas modelo, como também, paredes que permitiam um alívio na blocagem projetadas de acordo com as características comuns a este tipo de ensaio (BERRY, 2007).

3.3.1 Requisitos de um ensaio automotivo

Hucho (1998) cita que um túnel de vento apenas simula as condições naturais de rodagem no ensaio, ele não as reproduz exatamente. Como normalmente ocorre em testes e simulações, desvios das condições reais sempre se encontram presentes, os quais não são facilmente quantificáveis. Katz (1995) ressalta que os resultados a serem obtidos em túneis de vento não necessitam ser extremamente próximos do natural, pois isso acarretaria altos custos em equipamentos, o que inviabilizaria os ensaios. Muito embora, necessitam ter acuracidade suficiente para que a análise incremental possa ser realizada com sucesso.

Para a validação e aumento da correlação de ensaios realizados em túneis de vento faz-se uma padronização dos principais parâmetros destes equipamentos, de forma a garantir sua reprodução em locais distintos com uma menor quantidade de erros, e a

aumentar a aproximação do ensaio com a situação real do veículo. A necessidade de avaliar a qualidades dos subsistemas do túnel de vento é que estas são essenciais para viabilizar o projeto do aparato para a simulação do efeito solo, pois o mesmo deve atender as qualidades do escoamento proporcionado pelo túnel de vento em que o equipamento será instalado. Esta consideração de projeto parte dos princípios apresentados na norma AERODYNAMIC Testing of Road Vehicles – Testing Methods and Procedures (1993) para ensaios de veículos automobilísticos.

Como citado nesta mesma norma, os ensaios automotivos não possuem requisitos muito rigorosos no que tange os parâmetros requeridos para sua realização. Porém, de acordo com a necessidade de padronizar os ensaios automotivos, certas características do escoamento na seção de testes são comuns em ensaios de medição de coeficiente de arrasto, como:

- Perfil de velocidades plano
- Desvios locais da velocidade média de até 0,5%
- Ângulos de arfagem e guinada máximos de até 0,5°
- Níveis de turbulência de até 0,5%

Alguns autores recomendam que ensaios automotivos sejam realizados com uma blocagem de 0,05, mas ensaios com razões de 0,10 podem ser realizados ainda de forma coerente com a realidade, sem a necessidade de muitas correções (HUCHO, 1998). No entanto, atualmente ensaios com modelos em escala com até 0,20 de blocagem podem ser realizados, sendo que neste caso são empregadas equações de correção nos resultados obtidos para a correlação com a realidade. Um gráfico da blocagem pela área frontal de um objeto ensaiado para o TVCLA – IPT/SP em questão na faixa de blocagens apresentada é apresentado no gráfico 1.

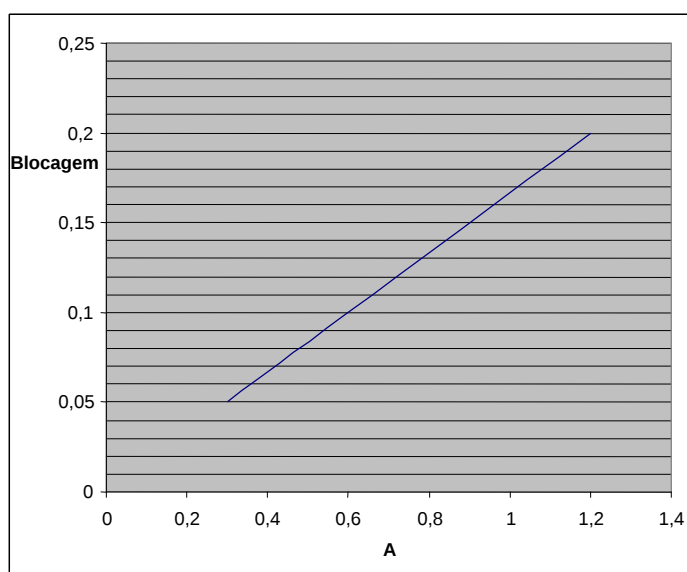


Gráfico 1: Relação entre a blocagem do TVCLA-IPT/SP com a variação da área frontal de um modelo

3.3.2 Modelos em escala

A execução de ensaios com modelos em escala reduzida se relaciona fortemente com o número de Reynolds (Re) do escoamento proporcionado pelos túneis de vento. Há muitos trabalhos que discutem este tipo de ensaio, pois muitos túneis não produzem escoamentos de velocidade suficiente para garantir a equivalência de Re , como também é o caso do túnel estudado neste trabalho. Esta preocupação relacionada às velocidades de operação envolve questões quanto ao custo na realização de ensaios como a dificuldade da correlação destes mesmos quando são buscadas representações de veículos em condições reais de alta velocidade.

A teoria da equivalência de Re mostra que correlações de escoamentos em corpos que apresentem semelhanças dimensionais, porém variações em suas condições de operação (viscosidade, densidade, proporções dimensionais e velocidade) devem possuir o mesmo Re (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2004). No entanto, essa teoria traz um impedimento físico de ensaio quando o mesmo deve ser realizado em condições de operação com número de Mach $> 0,3$, o que invalidaria esta correlação, pois o regime de operação do ensaio seria alterado de subsônico para trans-sônico.

Diante disso, e também tendo em vista os custos mais baixos de operação de ensaios em escala reduzida quando comparado aos ensaios em escala real, muitos

pesquisadores estudam o comportamento de ensaios com Re mais baixos que os necessários segundo a teoria da equivalência do Re para as correlações com situações naturais de rodagem.

Katz (1995) questiona em seu trabalho a possibilidade da correspondência pela equivalência entre os Re e conclui que para Re 's acima de um milhão o uso de modelos em escala reduzida em ensaios pode ser correlacionado com a realidade. O mesmo autor ressalta que para a análise experimental apenas valores incrementais são importantes, pois a obtenção dos valores reais de parâmetros aerodinâmicos através dos resultados encontrados experimentalmente num ensaio em túnel de vento trazem consigo a interferência deste equipamento. Fago; Linder e Mahrenholtz (1991) executaram seus trabalhos de análise dos métodos de simulação do movimento relativo veículo-solo utilizando modelos de corpos rombudos semelhantes a veículos em escala de 1:4 em escoamentos com velocidade de 20 m/s. Esta velocidade equivale a velocidade de rodagem de 18 km/h para veículos reais. Os mesmos autores obtiveram resultados satisfatórios em suas análises, mesmo com condições de operação de baixo número de Re .

Sardou (1986) em seu trabalho fez um estudo da influência dos esforços atuantes em modelos em escala reduzida variando o número de Reynolds. O autor apresenta resultados de ensaios realizados com modelos em três configurações distintas sendo elas:

- simulação real da parte inferior do veículo;
- parte inferior lisa;
- parte inferior lisa com uma curvatura semelhante à de um Venturi.

Na análise dos fenômenos relacionados ao número de Reynolds com estes modelos foram verificados a ocorrência de um decaimento contínuo e linear dos coeficientes de arrasto e sustentação para os dois primeiros modelos. Para o modelo Venturi havia um ponto de transição do Re na velocidade que correspondia a 40 km/h para um veículo de dimensões reais, sendo que as curvas de arrasto e sustentação apresentavam uma descontinuidade, decaindo bruscamente. Fora desta transição, ambas as curvas apresentaram comportamento semelhante aos dois primeiros casos. Sardou (1986) denominou este valor de Re como Re crítico. Este é um parâmetro

importante quando são ensaiados veículos de competição que buscam extrair as vantagens da proximidade do solo com o “efeito solo”. Este conceito foi utilizado no desenvolvimento deste trabalho no estudo de viabilidade da determinação das dimensões mínimas do equipamento.

Nos veículos com simulação real da parte inferior, o autor atribuiu o decaimento contínuo e gradual dos coeficientes pelos fenômenos relacionados à indução aos escoamentos nas superfícies laterais e superior do veículo pela grande dificuldade do ar fluir entre o piso em movimento e esta parte inferior do modelo. Esse decaimento contínuo e linear comprovou a possibilidade de correlacionar os valores obtidos em ensaios com modelos em escala reduzida.

Nos ensaios com veículos ferroviários tal fenômeno não é evidenciado, como observado por Kwon; Park; Lee e Kim (2001) em seus trabalhos. Os autores constatarem que não há alteração significativa no coeficiente de arrasto com variação do Re na realização de ensaios com veículos ferroviários. Neste mesmo sentido, Baker e Brockie (1991) mostram em seus trabalhos que em ensaios de veículos ferroviários há uma variação desprezível em variações do Re . Este mesmo autor observa que o efeito de extrapolação do Re dos modelos em túneis de vento para os valores obtidos com protótipos difere de valores abaixo de 12%, valor considerado excelente para o autor. Esse é um resultado de extrema importância para os casos de ensaios de veículos ferroviários que chegam a ser ensaiados com uma razão de Re (razão entre o valor do ensaio com o real) de 0,01, devido às dimensões do modelo e as potências disponíveis pelos túneis. Dessa forma, estes resultados mostram que correlações com ensaios utilizando modelos em escala reduzida de veículos ferroviários também são válidos.

3.4 Alternativas de métodos para a representação do solo

Este tópico apresenta os principais métodos utilizados para a simulação do movimento relativo veículo-solo em ensaios em túnel de vento de veículos terrestres. No decorrer do texto são apresentados os principais aspectos, configurações, principais vantagens e desvantagens de tais métodos sob as várias necessidades presentes em ensaios realizados em túneis de vento.

Diante das diversas alternativas para os métodos de simulação do movimento relativo veículo-solo, surge uma divisão interna entre estas: o da reprodução do comportamento do veículo na pista e da simulação de fato para tal fenômeno, como mencionado por Hucho (1998).

Na literatura encontra-se que o método mais adequado para a representação de tal fenômeno é o proporcionado pela esteira rolante. Porém, em descrições deste método são destacadas as dificuldades encontradas em seu projeto e fabricação. Assim, de forma a tornar a simulação do movimento relativo veículo-solo menos custosa, outros métodos são estudados.

Para elucidar a necessidade de se utilizar tais métodos fez-se um estudo dos resultados de ensaios com piso estacionário, o qual é apresentado a seguir.

3.4.1 Simulação com piso estacionário

O ensaio com piso estacionário foi utilizado com frequência em ensaios veiculares no início dos estudos de aerodinâmica de veículos terrestres. Muitos estudos foram desenvolvidos para a análise da interferência do piso fixo do túnel de vento nos resultados de ensaios realizados neste tipo de equipamento.

Os resultados realizados em túneis de vento com piso estacionário apresentavam prejuízos consideráveis originados pelo desenvolvimento de uma camada limite sobre este piso, a qual interferia em todo escoamento em torno do veículo. Os ensaios com o piso estacionário também não representavam a rotação das rodas dos veículos, fenômeno de grande influência neste tipo de ensaio.

Numa seção de testes vazia o desenvolvimento da camada limite ocorre da mesma maneira que em uma placa plana. Na camada limite há déficits dos fluxos de massa e quantidade de movimento no escoamento, devido ao comportamento do perfil de velocidades nesta região. Devido a esta perda de massa há a origem de uma distorção no escoamento de todo o túnel de vento, pois o mesmo é deslocado do solo concentrando-se assim na região central da seção transversal do mesmo. A redução de massa na camada limite é representada na Figura 10 e seu relacionamento com as características do escoamento é apresentado através da equação (3.4.1).

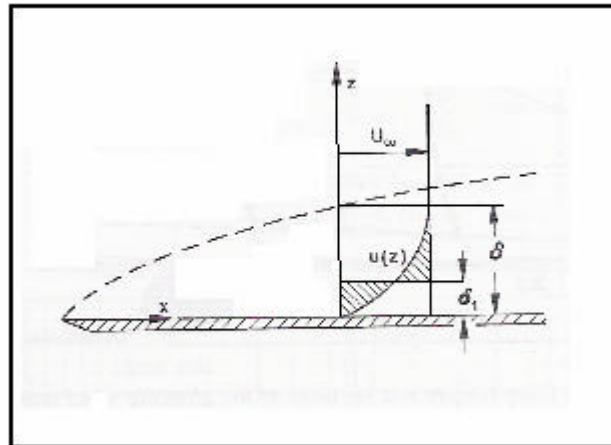


Figura 10: Redução de massa na camada limite

$$d_1 = \int_0^d \left(1 - \frac{u}{U_\infty} \right) dz \quad (3.4.1)$$

onde:

d – espessura da camada limite

d_1 – espessura do deslocamento

$$d_2 = \int_0^d \frac{u}{U_\infty} \left(1 - \frac{u}{U_\infty} \right) dz \quad (3.4.2)$$

onde:

d_2 – espessura da perda de quantidade de movimento

De acordo com este fenômeno, o escoamento passa a apresentar um ângulo de ataque em relação ao escoamento da região central da seção transversal do túnel. Assim, o ensaio de um objeto próximo ao solo, diante de tais fenômenos, não apresenta resultados correspondentes com a realidade. Na presença destes fenômenos são verificados aumentos nas forças de arrasto e de sustentação, mesmo com baixos ângulos de ataque, a Figura 11.

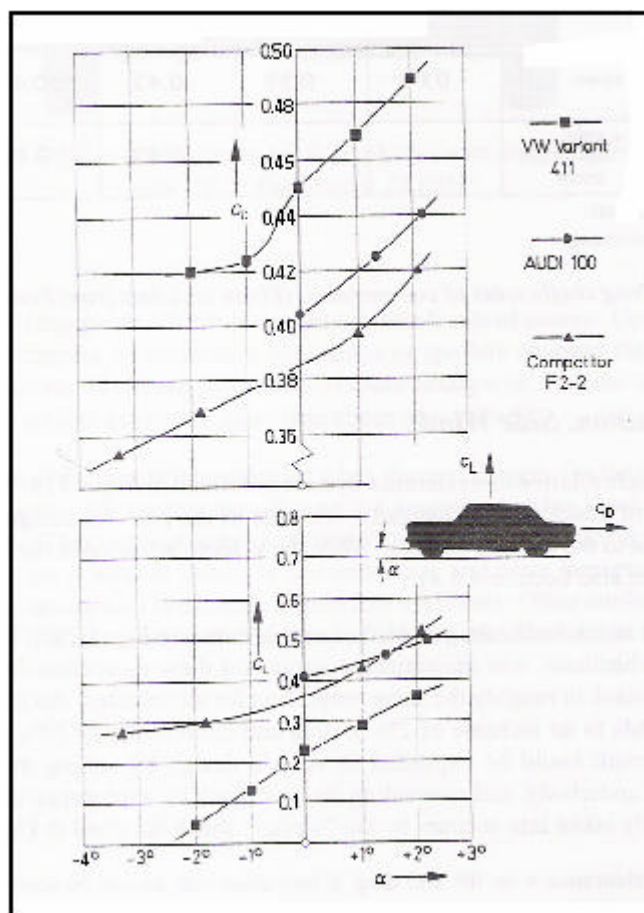


Figura 11: Efeito da variação do ângulo de ataque nos coeficientes de um veículo

A equação 3.4.2 mostra como se determinar analiticamente a perda de quantidade de movimento na camada limite para o caso de uma placa plana bidimensional. Num primeiro instante é de se esperar que no caso da perda de quantidade de movimento do escoamento haja uma redução no arrasto e sustentação do objeto. Porém, como mostrado por Wiedemann apud Hucho (1998), em ensaios com veículos de passeio, o oposto é o que ocorre. Isto se deve ao ângulo de ataque sobre as rodas ser maior com do que sem a camada limite, fenômeno que intensifica os esforços atuantes no objeto de ensaio.

O ensaio com o piso estacionário também apresenta um problema que se relaciona com o descolamento da camada limite do piso quando esta encontra um gradiente de pressão adverso. Isso ocorre normalmente já na frente das rodas, em que o descolamento ocorre na parte de baixo do veículo. Nos casos onde a traseira do veículo é modelada de forma a operar como um difusor, suas características não são

observadas devido ao descolamento citado. Com isso, uma força de arrasto adicional é notada devido às maiores perdas do escoamento na região traseira do veículo.

3.4.2 Modelo espelhado

Para a execução de ensaios com o método do modelo espelhado são necessários dois modelos iguais do corpo a ser ensaiado, os quais deverão ser fixados um ao outro de forma que fiquem simétricos entre si e, ambos simétricos em relação a seção transversal do túnel de vento.

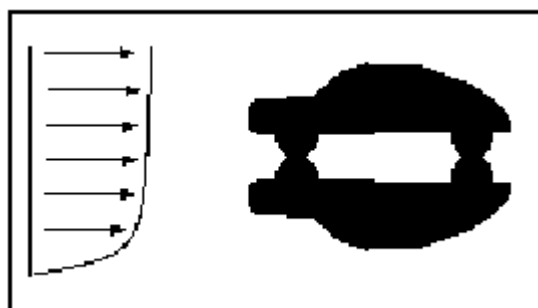


Figura 12: Representação do método do modelo espelhado

Este caso apresenta grande utilidade em simulações computacionais. A grande vantagem deste ensaio é que entre os modelos o escoamento se comporta como um escoamento sem viscosidade apresentando-se plano, o que simula a presença do solo. Neste caso, o escoamento no entorno dos modelos é simétrico.

No entanto, na região de escoamento viscoso formado atrás das rodas, na parte inferior do veículo há a formação de um movimento oscilante na superfície correspondente ao solo. Este fenômeno ocorre de forma mais intensa na região traseira dos modelos. De forma a atenuar tal fenômeno alguns projetistas utilizam uma placa plana, a qual é instalada atrás dos modelos como uma continuação da superfície plana que simula o efeito do solo.

Este método é utilizado em modelos, mas torna-se inviável em protótipos e veículos reais. Os principais problemas de tal ensaio são a necessidade de dois modelos para a simulação, o fato de o túnel de vento precisar ter o dobro da seção transversal necessária para o ensaio de um único modelo e o custo de operação elevado, devido a necessidade de dois modelos. Porém, o principal problema que o inviabiliza é de o

mesmo dobrar a blocagem do ensaio, impedindo-o muitas vezes de ser utilizado (KATZ, 1995).

3.4.3 Esteira Rolante

Este método corresponde à substituição do piso estacionário de um túnel de vento por uma cinta que através de sua movimentação, reproduz o movimento do solo. Neste caso, a reprodução do movimento relativo veículo-solo é evidente, pois o solo estará se movimentando juntamente com o ar.

Para realmente obter uma alta qualidade na reprodução do solo é necessário que o escoamento sobre a esteira seja laminar. No entanto, o aparato recebe um escoamento já distorcido pelo piso a montante do mesmo. De forma, a solucionar este problema muitos projetistas instalam na frente do equipamento um dispositivo de sucção de forma a reduzir a camada limite proveniente do piso do túnel. Muitos destes dispositivos são compostos por placas porosas, perfuradas, fendas ou mesmo "scoop's". Com estes artifícios o escoamento sobre a esteira torna-se praticamente isento de camada limite. A Figura 13 apresenta resultados de uma análise deste efeito de controle da camada limite para várias velocidades de sucção relacionadas à velocidade de operação da esteira.

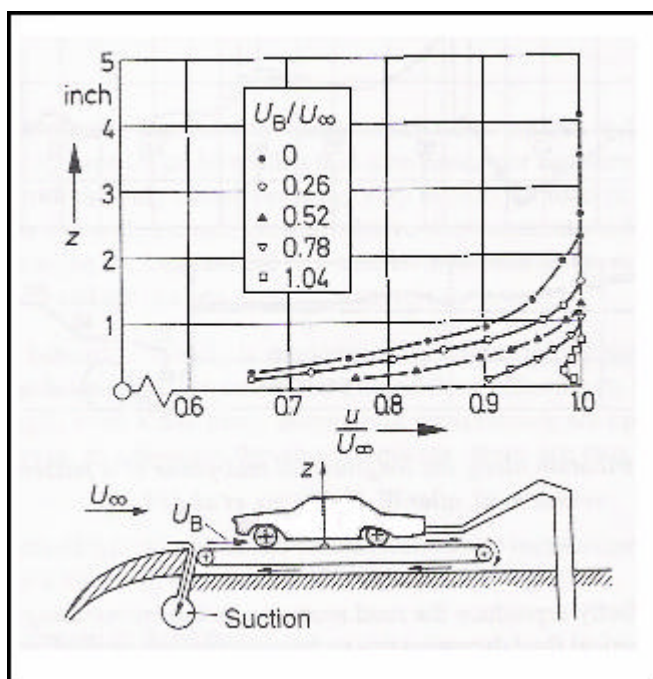


Figura 13: Comportamento da camada limite sobre uma esteira para várias relações de velocidade

Uma grande vantagem da utilização da esteira rolante é a vasta gama de ensaios com representação adequada do solo que esta apresenta. Na literatura são encontrados relatos de ensaios nos mais diversos setores da mobilidade, como: veículos de competições, passeio, comerciais, ferroviários, de lazer (bicicleta), motocicletas, e mesmo aviões quando necessitam de avaliações do escoamento nas condições de decolagem ou aterrissagem.

As principais desvantagens encontradas na utilização de esteiras rolantes são as dificuldades de mensurar as cargas resistentes das rodas, que deverão ser rotacionadas e as possibilidades do desprendimento da esteira devido a baixa pressão na parte inferior de alguns veículos, como citado por Katz (1995).

3.4.4 Sucção simples

Como mencionado anteriormente os dispositivos utilizados para a simulação do efeito solo principiam-se em anular o desenvolvimento de uma camada limite no piso do túnel de vento sob o objeto a ser ensaiado. Uma alternativa para a simulação do efeito em questão corresponde à atenuação da camada limite por uma sucção desta na

frente da seção de testes. Tal aparato é facilmente fabricado, necessita apenas da instalação de uma placa porosa ou perfurada, fenda ou “scoop” na região dianteira da seção de testes e um ventilador para succionar a quantidade de ar necessária. Uma abertura deve ser feita na parte posterior da seção de testes para a devolução da quantidade de ar que foi retirado ao túnel, este artifício é extremamente necessário em túneis de circuito fechado.

Neste caso três grandes desvantagens são apresentadas as quais correspondem ao ângulo de ataque negativo apresentado pela retirada do ar, ao novo desenvolvimento de uma camada limite após a placa de sucção, e ao fato da não uniformidade da sucção do ar o que reproduz uma tridimensionalidade no escoamento que incide sobre o objeto de ensaio.

3.4.5 Sucção distribuída

De forma a prevenir a formação da camada limite após a região de sucção no caso da sucção simples uma alternativa é a instalação de um sistema de sucção em toda a região sob o objeto ensaiado. Existem alguns túneis que adotam os métodos de sucção simples e distribuída em conjunto, como o túnel de vento de Weissach pertencente à Porsche Inc.

O objetivo deste aparato é o de anular o deslocamento da camada limite que se forma na região inferior do objeto ensaiado por sua sucção, de forma uniformemente distribuída. Para esta sucção são utilizadas placas porosas ou perfuradas em toda a área da seção de testes conectadas a uma câmara responsável por uniformizar a pressão necessária.

Este método apresenta duas desvantagens principais. A primeira delas corresponde à dificuldade de se estabelecer um ajuste adequado ao deslocamento da camada limite, o qual pode ser ajustado com o túnel de vento vazio ou com a presença de um modelo. Há uma grande diferença entre os dois métodos sendo que ao ajustá-lo para uma das situações o ensaio acaba por ser prejudicado por alguma singularidade, como o alto, ou mesmo o baixo, deslocamento da camada limite em algumas regiões. A segunda desvantagem corresponde à distribuição não uniforme da camada limite na região sob o modelo, que acaba por originar "curtos circuitos" na câmara de

sucção. Esses fenômenos, ocorrem devido ao surgimento de fluxos de ar secundários no interior da câmara provenientes da distribuição de pressão não uniforme do modelo. Este fenômeno pode gerar até mesmo injeções de ar em alguns locais devido à baixa pressão estática proveniente do escoamento entorno ao veículo.

De forma a solucionar estes escoamentos secundários, alguns engenheiros projetam bocais para serem instalados na superfície de entrada de ar do sistema de sucção para que operem bloqueados. No entanto, para este caso outra dificuldade é apresentada, a impossibilidade de se ajustar a sucção de acordo com a velocidade do escoamento, pois o mesmo sempre deverá estar bloqueado.

Este método se apresenta com uma boa aproximação da realidade, porém sua utilização gera um ângulo de arfagem no escoamento incidente ao modelo. Os componentes necessários para a utilização deste método possuem baixo custo de fabricação e baixa complexidade de fabricação. Porém, o mesmo possui alta complexidade de operação, devido à regulação das velocidades a serem succionadas por seus bocais.

3.4.6 Piso elevado

Uma outra maneira de simular as condições de escoamento entorno a um veículo é o de suspendê-lo num segundo piso acima do já existente no túnel de vento.

O principal aspecto de tal aparato é o de eliminar a camada limite já existente no túnel de vento sob a pena do desenvolvimento de uma nova sobre este segundo piso. Neste método o piso é elevado o suficiente para que a camada limite original do túnel encontre-se abaixo do mesmo.

Uma observação importante é a de que o ângulo de ataque do piso elevado deve ser nulo em relação ao escoamento ao longe. Para atender esta condição uma alternativa é a instalação de um flap no bordo de fuga do segundo piso para balancear as pressões na parte inferior e superior da placa, que devem ser iguais. Para a medição dessas pressões são instaladas tomadas de pressão ao longo da placa para possibilitar o ajuste do ângulo de acordo com o escoamento presente. Uma grande desvantagem deste método é o de necessitar de uma grande área na seção. Assim, este é empregado normalmente em grandes túneis para a simulação de modelos em escala.

Este método é utilizado na dianteira da esteira rolante do túnel da DNW-LTF juntamente com um “scoop” para eliminar a camada limite a montante.

3.4.7 Suspensão do modelo

Neste método o modelo é suspenso na seção de testes do túnel de vento. Dois grandes erros sistemáticos são as principais desvantagens deste método, sendo estes relacionados ao escoamento entre a roda e o piso do túnel e ao escoamento na região sob o modelo. Ambos os erros provem do fato de nos casos reais a roda se encontrar apoiada no solo. Ambos os erros produzem danos demasiados nos resultados do ensaio, que acabam por alterar as forças de arrasto e sustentação do modelo.

Há problemas também, quanto ao aparecimento de um ângulo de ataque no escoamento, que acaba por prejudicar o ensaio de forma considerável. A operação deste método é extremamente instável, gerando resultados com baixa resolução (HUCHO, 1998). No entanto o custo de instalação desse método é relativamente baixo, o que o torna atraente para algumas aplicações.

3.4.8 Injeção distribuída

O princípio deste método é o de anular o deslocamento e a perda da quantidade de movimento da camada limite que se forma na região inferior do objeto ensaiado pela injeção de ar tangencialmente ao piso do túnel de vento. Para esta injeção são utilizados pequenos bocais distribuídos uniformemente em toda a área da seção de testes.

Este método, não permite a simulação do rolamento das rodas e como apresentado por Kwon; Park; Lee e Kim (2001) ele não permite correlação efetiva com a realidade principalmente para veículos muito próximos ao solo e de grande comprimento.

Neste método também existe a alteração do ângulo de ataque no escoamento, que pode ser solucionada com uma pré-sucção do escoamento a frente da seção de testes. Este artifício balanceia a adição de ar proveniente dos bocais de injeção. Para atenuar os efeitos do ângulo de ataque, uma alternativa é a instalação de um flap na região

posterior aos bocais de insuflação. Como citado por Kwon; Park; Lee e Kim (2001), esta solução requer os mesmos cuidados que os descritos na instalação de um flap para o método do piso secundário.

4 SELEÇÃO DO MÉTODO DE ENSAIO

Ao observar o número de métodos de simulação do movimento relativo veículo-solo nota-se o esforço que é feito para providenciar uma melhor qualidade nos ensaios aerodinâmicos veiculares. Este número de métodos provém também, da particularidade que cada um possui alguma deficiência que o impossibilita de ser utilizado em todas as aplicações em que esta simulação é necessária.

Hucho (1998), Katz (1995), Kwon; Park; Lee e Kim (2001) destacam a preferência pela injeção de ar tangencial dentre estes métodos, para ensaios rotineiros. Porém, como destacado por Hucho (1998), este não é um aparato adequado para ensaios de veículos muito próximos ao solo (carros de corrida e esportivos), de baixo arrasto, de sustentação próxima de zero e muito longos como veículos comerciais e trens. No entanto, devido à necessidade apresentada pelo IPT-SP em realizar ensaios de diversas categorias, houve a necessidade de se fazer uma seleção das alternativas apresentadas.

Nesse sentido, para a realização de um projeto adequado à necessidade encontrada foi estabelecida uma metodologia para a seleção das alternativas de métodos de ensaio. A metodologia foi baseada na montagem de uma matriz de decisão, ferramenta utilizada para a comparação das diferentes alternativas propostas através da avaliação de critérios comuns a todas estas.

4.1 *Critérios e pesos para a decisão*

Este tópico apresenta os critérios e pesos utilizados na matriz de decisão criada para selecionar o método de simulação do movimento relativo veículo-solo projetado neste trabalho.

Os pesos foram estabelecidos dentro de uma faixa de valores entre 1 e 10, sendo 1 a menor relevância e 10 a maior.

Os critérios selecionados para a avaliação dos métodos de ensaio propostos para atender a necessidade apresentada foram estabelecidos segundo as características do laboratório de túneis de vento do Centro de Metrologia dos Fluidos (CMF) do IPT.

A seguir são apresentados os critérios e pesos utilizados.

- **Adaptação à infra-estrutura**

Este critério avalia a adaptação do equipamento com a infra-estrutura disponível no CMF do IPT, tendo em vista a preservação da estrutura do TVCLA e da qualidade de ensaio do mesmo aparato. A *adaptação à infra-estrutura* é um critério imprescindível para a parametrização do projeto em questão, o que o atribui o valor de 9 para seu peso.

- **Qualidade da simulação**

Como o critério descrito anteriormente, este visa à análise da qualidade da simulação do movimento relativo veículo-solo do método avaliado. De acordo com a especificação da necessidade deste projeto este critério é ponderado com o valor de 10.

- **Complexidade do projeto**

A *complexidade do projeto* avalia a complexidade do trabalho técnico necessário para a realização do projeto em questão. Observando os aspectos de concepção, modelagens, projeto e execução da fabricação e a calibração do método.

Observa-se que este critério compromete toda a qualidade de execução do projeto. No entanto, este não é um critério de extrema preocupação, pois a Escola Politécnica da USP e o Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo dispõem de recursos técnicos e científicos suficientes para auxiliar no desenvolvimento deste trabalho. Assim, o mesmo recebeu o peso 5.

- **Custo de projeto**

O custo de projeto avalia o custo envolvido em todo o projeto, desde o seu dimensionamento à avaliação de seu funcionamento. Este critério recebeu o peso no valor de 4. Essa ponderação foi escolhida, pois o trabalho em questão visa projetar um equipamento de baixo custo e, observando que este será dimensionado especificamente para operar no TVCLA os métodos disponíveis na literatura tornam-se uma referência não muito adequada para se fazer uma análise de custos.

- **Custo de operação**

O *custo de operação* é um critério que avalia os custos envolvidos na operação do equipamento. Nestes custos são embutidos os relacionados ao consumo energético, aos itens de reposição e às manutenções.

Tal critério é indispensável para a parametrização do projeto, pois reincide diretamente na sua utilização, visto que o mesmo irá compor o preço dos ensaios a serem realizados. Considerando os processos envolvidos na realização de um ensaio num túnel de vento, este recebe o peso 8.

- **Gama de ensaios**

Este critério avalia a diversificação dos tipos de ensaios a serem realizados no equipamento projetado.

Este critério apresenta-se diretamente relacionado com a necessidade deste projeto e define a aplicação do equipamento projetado. Contudo, a *gama de ensaios* apresenta o peso no valor de 10.

- **Complexidade de operação**

A *complexidade de operação* avalia as condições de operação exigidas ao operador do equipamento. O objetivo do projeto nesta questão é proporcionar uma interface de operação da forma mais amigável possível, mantendo o projeto exeqüível a um baixo custo. Assim, a operação do equipamento foi decidida para ter o mesmo padrão de exigência técnica que a operação do TVCLA.

Este mesmo critério contribui efetivamente para a utilização posterior do equipamento, pois irá servir de parâmetro para a definição da duração de ensaio. Assim, este recebeu o peso 6.

4.2 *Matriz de decisão*

Neste tópico é apresentada a matriz de decisão executada no processo descrito no início deste capítulo. As notas foram estabelecidas entre os valores 0 e 10, sendo que estes representaram respectivamente a pior e a melhor avaliação sob determinado critério.

Os métodos listados para a realização da seleção através da montagem da matriz de decisão corresponderam a:

- A. Modelo espelhado
- B. Esteira Rolante
- C. Sucção simples
- D. Sucção distribuída
- E. Piso elevado
- F. Suspensão do modelo
- G. Injeção distribuída

Tabela 1: Matriz de decisão do método a ser utilizado

CRITÉRIOS		ALTERNATIVAS													
n°	P	A		B		C		D		E		F		G	
		N	PxN	N	PxN	N	PxN	N	PxN	N	PxN	N	PxN	N	PxN
1	9	7	63	9	81	6	54	4	36	7	63	8	72	6	54
2	10	4	40	10	100	3	30	6	60	3	30	2	20	8	80
3	5	8	40	3	15	7	35	5	25	7	35	6	30	6	30
4	4	3	12	2	8	7	28	6	24	8	32	9	36	7	28
5	8	4	32	7	56	7	56	6	48	7	56	8	64	6	48
6	10	3	30	10	100	4	40	5	50	2	20	2	20	6	60
7	6	10	60	8	48	8	48	6	36	5	30	7	42	6	36
Total		277		408		291		279		266		284		336	

Como pode ser observada, a alternativa B correspondente ao método da esteira rolante foi a que apresentou o maior saldo de pontos. Assim, de acordo com os critérios estabelecidos este se apresenta como o melhor método para a simulação do movimento relativo veículo-solo para o TVCLA.

5 DETALHAMENTO DO MÉTODO SELECIONADO

A técnica representação do efeito solo com a utilização de uma esteira rolante é longe de ser recente. Hucho (1998) menciona que G.A. Eiffel é considerado o pioneiro em utilizar tal técnica, sendo que em 1934 um relatório de uma esteira rolante foi apresentado por A. Klemm. Ademais, C.Schmid publicou em um artigo o fato da escola de W. Kamm utilizar a técnica para modelos de escala reduzida desde a década de 30.

O método da esteira rolante é criticado por alguns pesquisadores devido à sua dificuldade e complexidade de projeto, além de seu custo relativamente elevado de fabricação, como citado por Kwon et al. (2001). Muito embora este método é utilizado como referência para a avaliação do funcionamento de métodos alternativos, como os citados no tópico 3.4. O mesmo autor menciona neste mesmo trabalho que a esteira rolante reproduz o efeito solo com perfeição.

Ao avaliar a importância deste equipamento, Sardou (1986) encontrou em seu trabalho que diferença em medições de arrasto com esteira rolante ligada e desligada em modelos em escala de veículos de passeio é de 15% do arrasto total do veículo. Sendo estes, resultados obtidos com o Re abaixo do valor crítico. Tal que, suas conclusões foram de que a influência da esteira rolante no ensaio é superior aos efeitos relacionados às características de detalhamento dos modelos utilizados em ensaios automotivos.

O mesmo autor ressalta também, a necessidade de um chão em movimento para a visualização de um escoamento no entorno de um veículo de forma mais fiel às condições de rolagem de um veículo real. A Figura 14 apresenta o comportamento do escoamento no entorno de um veículo com esteira ligada e desligada. A imagem foi obtida de simulações numéricas que foram validadas com ensaios experimentais realizados em tanque de prova.

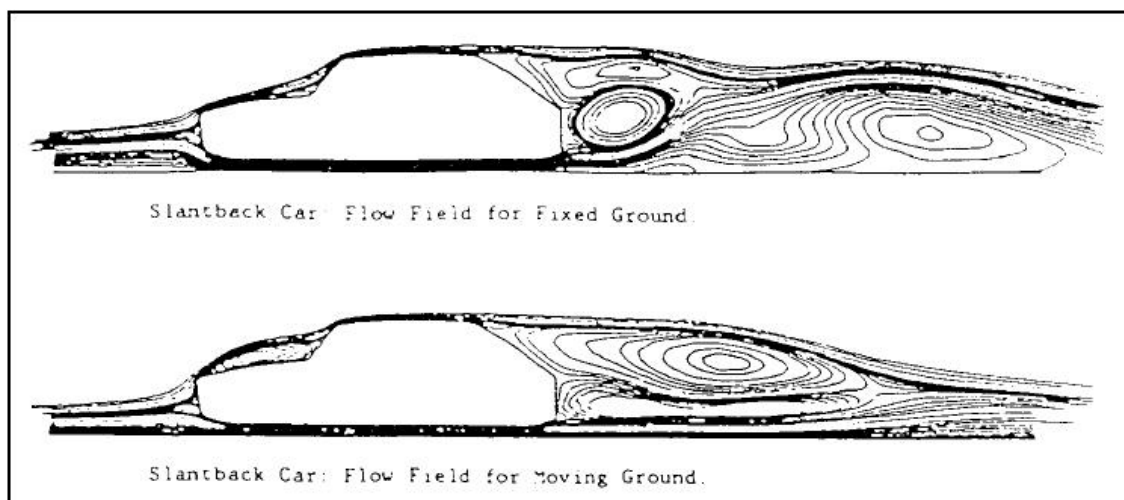


Figura 14: Comportamento do escoamento com esteira desligada (superior) e esteira ligada (inferior)

5.1 Características gerais de uma esteira rolante

Há duas formas de representação do movimento relativo veículo-solo com a utilização de uma esteira rolante. Em uma delas o movimento de rotação das rodas do veículo a ser testado é promovido através do contato das rodas com a cinta e na outra são instalados rotores que movimentam as rodas do veículo de forma desacoplada da movimentação da cinta (HUCHO, 1998). Uma instituição que utiliza a primeira característica é a Wind Shear Inc. (BEER, 2007), a qual é utilizada para ensaios de veículos de “NASCAR”. Muitas outras optam pela segunda característica utilizando rotores como a Pininfarina Inc. (PININFARINA AERODYNAMIC AND AEROACOUSTIC RESEARCH CENTER, 2008), o MIRA Institut (MODEL SCALE AERODYNAMIC WIND TUNNEL, 2008) e o Imperial College (HONDA WIND TUNNEL, 2008).

O conceito básico da esteira rolante é o de um equipamento que tem como sistema principal a movimentação de uma cinta sem fim esbelta sobre uma plataforma de deslizamento, através de uma transmissão por atrito de contato com o uso de rotores. Rotores tensores também são utilizados como atuadores para o controle do posicionamento, tensão e fluência da cinta (ERICKSON, 1987; ROTHBART, 1964; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2007).

Para manter a cinta rente ao piso do túnel de vento durante todo o ensaio são instalados câmaras de sucção abaixo da mesma para que esta fique numa situação de

equilíbrio transversal (HUCHO, 1998; KATZ, 1995). Este sistema de controle de aderência tem o objetivo de evitar eventuais descolamentos da cinta devido às baixas pressões presentes em sua superfície superior, provenientes do escoamento do túnel de vento.

O sistema de aderência da cinta é um conjunto de câmaras de pressão negativa (em relação à pressão estática no interior do túnel), instaladas na região formada entre as suas superfícies com aberturas voltadas à superfície inferior da plataforma de deslizamento.

A plataforma de deslizamento tem por função permitir que a cinta se mantenha plana e na mesma cota que o piso do túnel de vento em toda sua extensão compreendida à região entre os rotores motor e movido. A mesma é composta por placas com aberturas para a entrada do fluxo de ar do sistema de aderência de baixo coeficiente de atrito. A necessidade das placas serem de baixo atrito é devida à grande pressão e a alta velocidade relativa entre as partes em contato que constituem um sistema tribológico.

Além do descolamento da cinta devido às baixas pressões estáticas sobre sua superfície superior, outro fenômeno que deve ser evitado é o seu sobreaquecimento. Este fenômeno pode ocorrer pela dissipação térmica gerada pelo atrito do movimento da cinta sobre a plataforma de deslizamento. O aquecimento da cinta pode ser controlado por um sistema de resfriamento.

Outro subsistema que é encontrado de maneira unânime nas esteiras rolantes encontradas na literatura é o sistema de controle de camada limite (HUCHO, 1998; IMAIZUMI, 1986; KATZ, 1995). O seu objetivo é de eliminar a camada limite desenvolvida à montante da esteira rolante e as demais distorções já advindas do próprio túnel de forma a eliminar interferência destes efeitos no escoamento existente sobre a cinta.

Este sistema normalmente é composto por uma câmara de pressão negativa (em relação à pressão estática no interior do túnel) instalada na região à montante da esteira. A câmara faz ligação com a superfície do túnel de vento através de uma abertura presente em seu piso. Esta câmara é conectada a um sistema de dutos responsável pela sua conexão a um ventilador. O ventilador tem sua região de pressão positiva conectado a um sistema de dutos responsável pelo retorno deste

escoamento ao interior do túnel de vento, para que este último não sofra instabilidades por variação no fluxo de mássico de ar ao longo de sua extensão (HUCHO, 1998).

As esteiras rolantes possuem, em sua maioria, uma estrutura independente da própria estrutura do túnel de vento, sendo constituída principalmente de materiais metálicos, como citado por Diuzet (1986). A estrutura de um equipamento deste tipo tem por função sustentar e posicionar os seus componentes.

5.2 Principais utilizações

Uma grande vantagem da utilização da esteira rolante é a vasta gama de ensaios com representação adequada do solo que esta apresenta. Como destacado por Hucho (1998), na literatura são encontrados resultados de ensaios nos mais diversos setores da mobilidade, como: veículos de competições, passeio, comerciais, ferroviários, de lazer (bicicleta), motocicletas, e mesmo aviões quando necessitam de estudos do efeito solo.

Os principais tipos de ensaio de cada setor da mobilidade são apresentados abaixo:

Aeronaves - Estudos de efeito solo, fenômenos de produção de ruídos e instabilidade turbilhonar nas proximidades do solo e simulações de aterrissagem e decolagem. Uma vantagem na utilização deste equipamento para ensaios aeronáuticos é a da possibilidade de amplificação dos modelos a serem analisados pela retirada da camada limite, como citado por Sardou (1986).

Veículos comerciais e de passeio - Estudos para redução de arrasto, estabilidade lateral, conforto (térmico e sonoro), segurança (despoeiramento, redução da formação de pluma de água), salubridade (recirculação de gases de escape) e estudos de eficiência de trocadores de calor (radiadores e condensadores de refrigeradores)

Veículos de competições - Estudo de técnicas e acessórios utilizados para a redução de arrasto, aumento de estabilidade, produção de “down force”, análise dinâmica em estudos de vibrações (vorticidade induzida) e análise de técnicas de resfriamento do trem de força.

Veículos ferroviários - Análise de técnicas de redução do arrasto, análise de dispositivos de troca de calor e conforto térmico e acústico.

Motocicletas - Análise de técnicas de estabilidade, redução de arrasto, resfriamento do motor, segurança (despoeiramento das lanternas e faróis) e salubridade.

Veículo esportivos propulsionados pela força humana - Estudo de técnicas para a redução de arrasto, como o estudo de posições e vestes utilizadas por ciclistas profissionais.

6 SÍNTESE DE SOLUÇÕES

Após a realização da seleção dos métodos de ensaio utilizados para a representação do movimento relativo veículo-solo foi feita uma análise de configurações estruturais de esteiras rolantes. Esta análise teve o objetivo de selecionar a opção de configuração mais adequada com a estrutura presente nas instalações do túnel de vento.

6.1 *Principais configurações utilizadas pelos projetistas*

O método utilizado para a geração de opções estruturais para a esteira rolante projetada neste trabalho foi baseado em configurações de equipamentos já existentes utilizados nos principais túneis de vento do mundo capacitados a realização de ensaios automotivos. Partindo deste princípio este tópico objetiva-se em apresentar as principais configurações construtivas desses equipamentos relacionando-os com suas principais utilizações.

De acordo com a necessidade presente no Centro de metrologia dos Fluidos do IPT-SP foram procuradas as configurações mais diversas do equipamento projetado que se adequassem a mesma.

Uma configuração de esteira rolante instalada num túnel de vento semelhante ao TVCLA IPT-SP é apresentada por Diuzet (1986). O equipamento apresentado por este autor é instalado no túnel de vento do “*Institut Aérotechnique de Saint-Cyr*”, o qual possui uma seção de testes de 15 m de comprimento com altura variável entre 1,25 m a 1,75 m e largura de 2,20 m o que permite velocidades máximas de operação de 40 m/s para a maior altura e 55 m/s para a menor altura.

A esteira deste túnel de vento apresenta como característica construtiva uma cinta de 3 mm de espessura com 0,6 m de largura e 13,6 m de comprimento, sendo que seu comprimento útil corresponde a 6 m.

Para o controle de tensão da cinta e transmissão de movimento esta é provida de quatro rotores de 400 mm de diâmetro, sendo que o rotor a montante é responsável pela regulação da tensão na cinta e o a jusante é o rotor motor. A cinta é propulsãoada por um motor elétrico de 30 kW, que garante uma velocidade máxima

de 40 m/s. Esta cinta se movimenta sobre trilhos de latão polido, os quais são equipados com cinco câmaras de sucção instaladas nos espaços formados entre eles. Para a retirada do escoamento distorcido pela camada limite do túnel de vento a montante do piso rolante são utilizadas placas perfuradas com sucção, as quais, juntamente com as demais características são apresentadas na Figura 15.

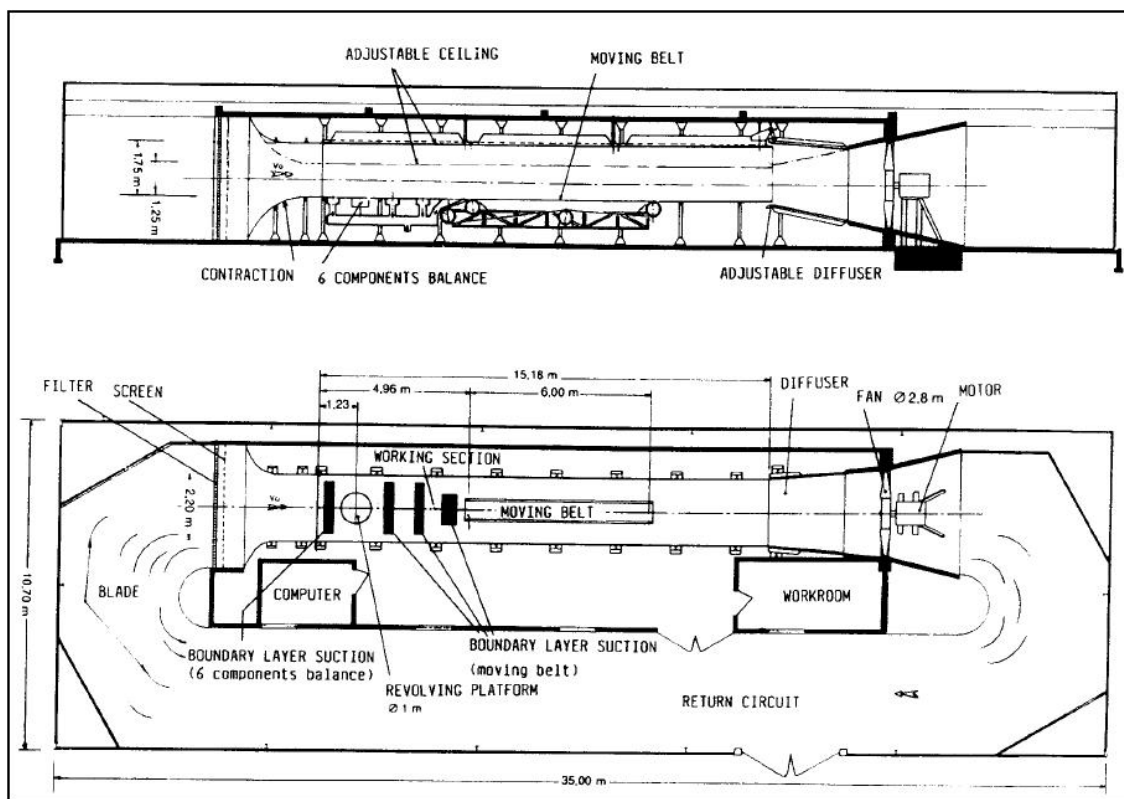


Figura 15: Esquematização do túnel de vento utilizado por Diuzet (1986)

O equipamento descrito tem como principal objeto de ensaio modelos em escala de trens, sendo que este mesmo túnel de vento foi o maior contribuinte para o desenvolvimento do trem de alta velocidade TGV.

Com o objetivo de ensaiar veículos rodoviários e ferroviários foi instalada no túnel de vento de camada limite do “*Institut für Mechanik*”, da “*Universität Hannover*”, uma esteira rolante de 1m de largura e 6,5m de comprimento. O mesmo túnel de vento possui uma seção de testes com 2,4m de largura por 2,12m de altura e 24,0m de comprimento com velocidade máxima de operação de 20m/s.

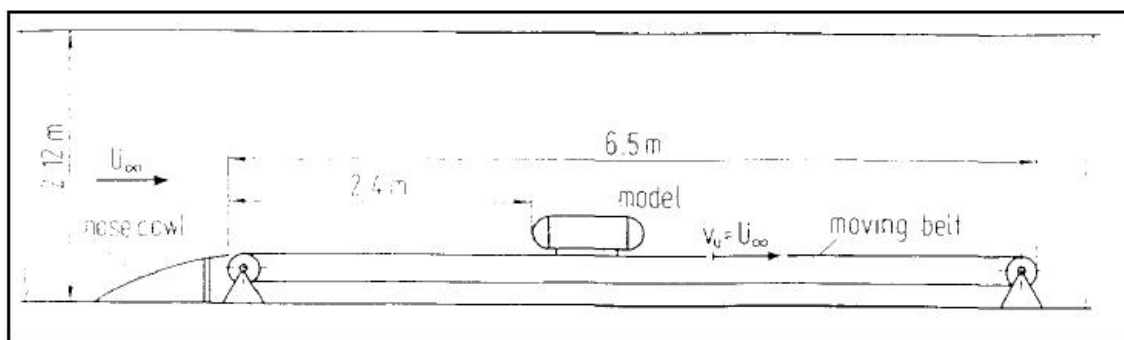


Figura 16: Esquema da esteira do “*Institut für Mechanik*”, da “*Universität Hannover*”

A esteira descrita possui a característica de ter sido montada sobre o piso do túnel de vento, a qual tem a superfície de testes a 360 mm acima do mesmo piso. A Figura 16 apresenta um esquema deste aparato, no qual pode ser observado a instalação de uma superfície curva no seu bordo de ataque a fim de acelerar o escoamento a montante e reduzir a camada limite presente no escoamento. Uma instalação também em um túnel de vento de camada limite é encontrada no túnel de vento de camada limite da “Cranfield University” (WIND TUNNELS, 2008).

Uma alternativa diferente das apresentadas neste trabalho para o controle da camada limite a montante do túnel de vento é apresentada por Burgin, Adey e Beatham (1986), instalada nas esteiras rolantes da “*University of Southampton*” (ver Figura 17). A tomada de ar é feita através de um coletor próximo ao piso do túnel de vento e não por aberturas no piso do túnel como visto anteriormente.

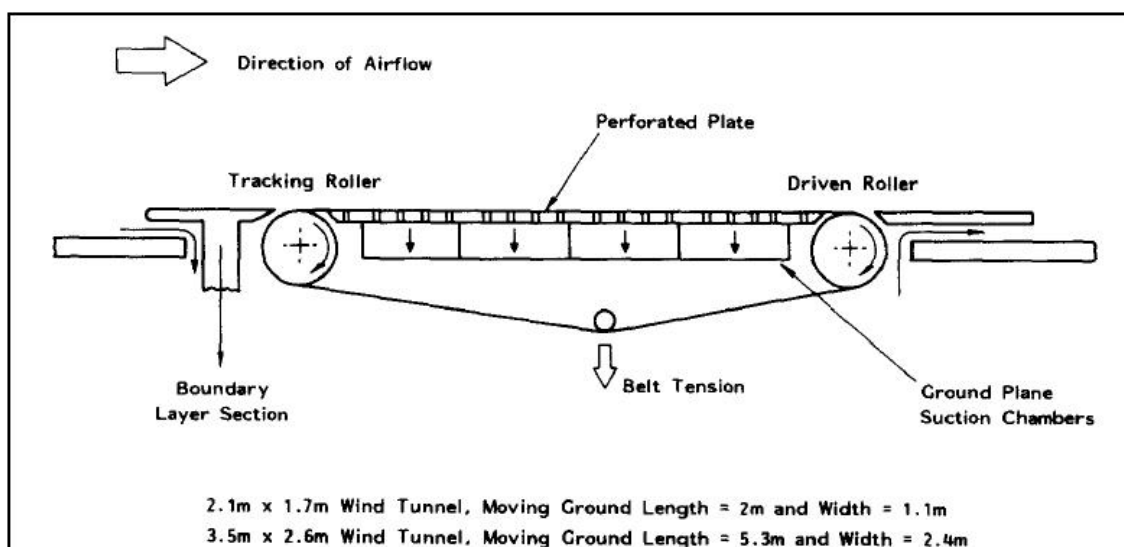


Figura 17: Esquema da esteira rolante da "University of Southampton"

Uma alternativa construtiva proposta por MERCKER apud HUCHO (1998) com o objetivo de aliviar a carga sobre a cinta relacionada à rotação das rodas corresponde a esteira da DNW-LTF esquematizada na Figura 18. Esta esteira rolante foi a primeira a possibilitar a rotação das rodas do veículo ensaiado pelo próprio contato das mesmas com a sua cinta.

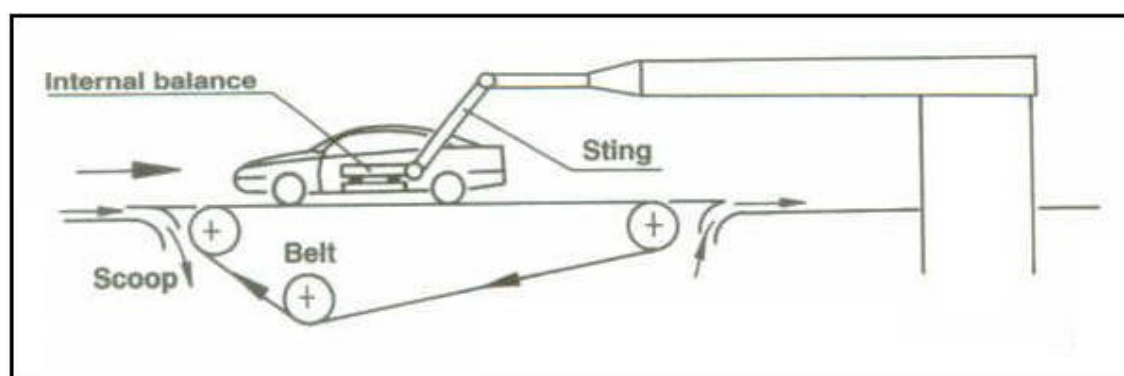


Figura 18: Esteira em contato direto com as rodas do veículo

A inovação que destacou este projeto foi a criação de um sistema de suspensões pneumáticas instalado no veículo, o qual suportado por uma balança do tipo "sting", aliviava a carga das rodas sobre a esteira.

Porém, esta configuração não teve grandes repercussões em projetos posteriores devido a grande dificuldade encontrada para a montagem do veículo real na balança

e a necessidade da instalação de um subsistema de controle pneumático no sistema de alívio de carga das rodas. Uma alternativa a este método foi apresentada por POTTHOFF apud HUCHO (1998) que apresentou uma cinta esbelta que se movimentava entre as rodas do veículo e um sistema responsável pela rotação das rodas independente. A Figura 19 apresenta uma representação esquemática desta solução.

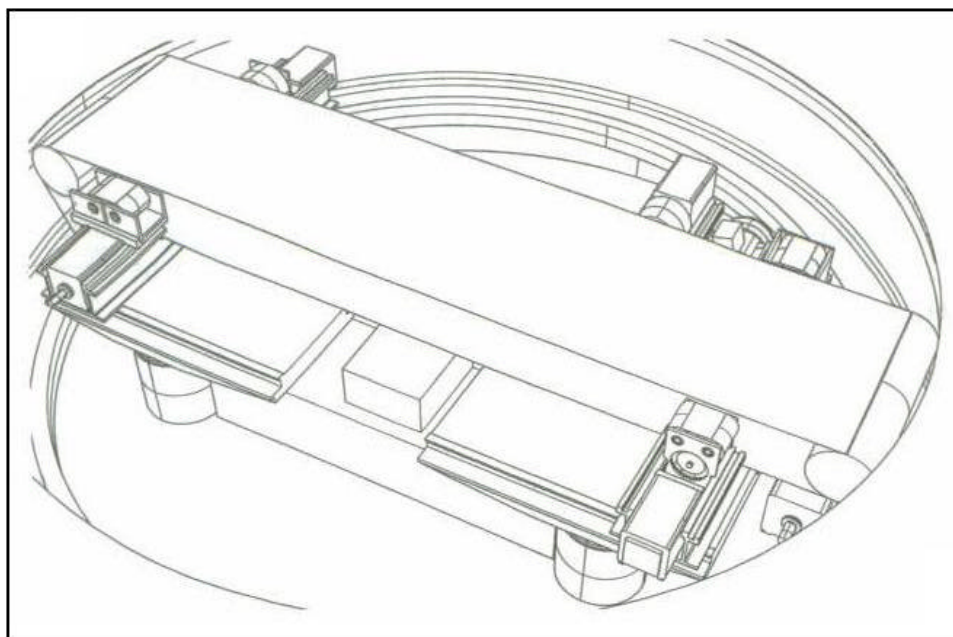


Figura 19: Esteira adotada pela Pininfarina Inc.

Os subsistemas de rotação das rodas são conectados a células de carga possibilitando a realização da medição de esforços. A Figura 20 apresenta alternativas construtivas para este dispositivo.

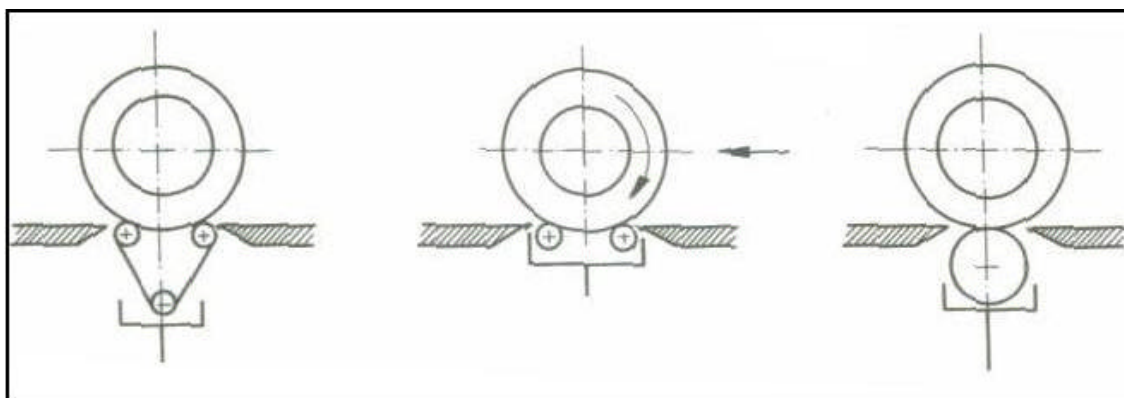


Figura 20: Rotores de roda

Inicialmente esta alternativa foi projetada para ensaios com modelos em escala reduzida e posteriormente foi selecionada em 1995 para ser instalada no túnel de vento de veículos em escala real da Pininfarina Inc. Tal aparato é apresentado na Figura 21: deste trabalho, e o detalhe dos rotores da roda na Figura 22.

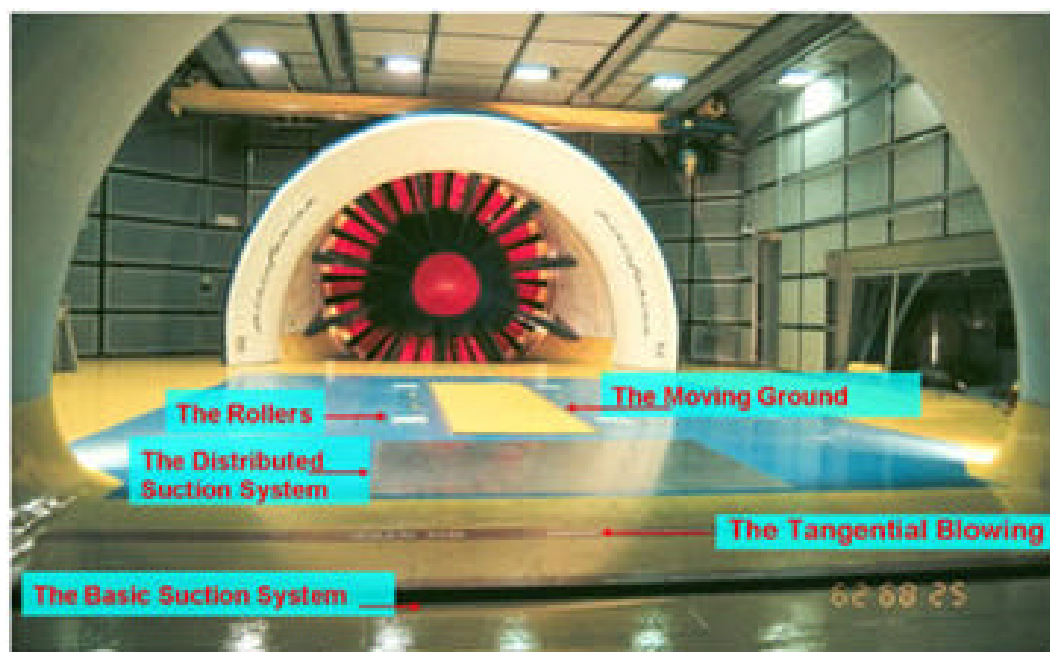


Figura 21: A esteira rolante utilizada pela Pininfarina Inc., o chamado GESS (Ground effect Simulation System)



Figura 22: Rotores de rodas em ensaio

O sistema apresentado possui um sistema primário de sucção do escoamento na entrada da seção de testes de forma semelhante ao mostrado na Figura 17 seguido por um sistema de insuflação de ar tangencialmente ao piso do túnel e este por um sistema de sucção de placas porosas até chegar na própria esteira rolante com seus rotores. Atualmente, a Pininfarina Inc. dispõe de uma nova configuração para sua esteira rolante, a qual foi posta em operação em primeiro de setembro de 2006. Este novo equipamento diferencia-se por utilizar uma combinação de 3 esteiras formando uma letra “T”, o que propiciou sua denominação de “*T-belt*”, como representado na Figura 23.

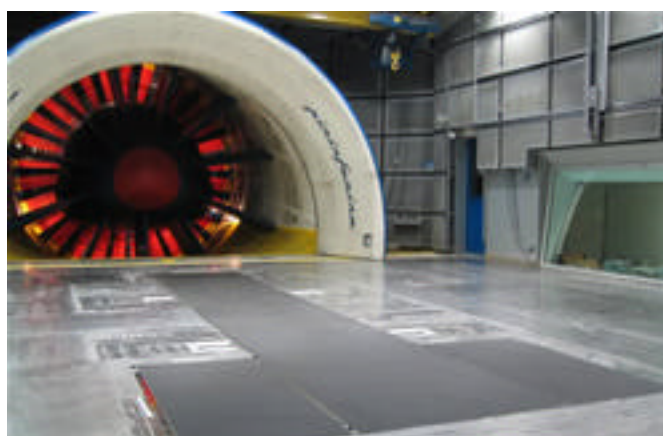


Figura 23: A "T-Belt" da Pininfarina

Este novo equipamento como mencionado por Andréas Pininfarina (PININFARINA AERODYNAMIC AND AEROACOUSTIC RESEARCH CENTER, 2008), presidente do “*Pininfarinas Group*”, possibilitou a empresa a ensaiar carros de corrida

até então não ensaiados. As dimensões deste novo equipamento são 6,7 m de comprimento por 1,0 m de largura na esteira central e 1,5 m de comprimento por 0,75 m de largura nas outras duas esteiras que compõe o “T”. Essas dimensões correspondem a um aumento de 1,5 m no comprimento e a adição das duas outras esteiras em relação a esteira anterior.

Essas novas dimensões da esteira permitem que veículos reais ensaiados possuam 1m de esteira a montante e a jusante. Possibilitou também, o aumento da escala de modelos de trens e caminhões ensaiados o que melhora a acuracidade dos mesmos pelos modelos possuírem mais detalhes. A velocidade máxima de operação do equipamento passou a ser de 250 km/h. Os rotores das rodas também sofreram alterações, sendo que agora possibilitam a rotação das rodas sem a necessidade de alívio de carga à rotação de 250 km/h.

Um grande problema neste caso é a redução da gama de ensaios possíveis com tal aparato, já que a rotação da roda ficaria condicionada para veículos de maior largura que a esteira, o que não é usual para um túnel que irá operar com modelos em escala de valores distintos para cada ensaio.

Diferentemente da Pininfarina Inc. a MIRA uma das empresas líderes em consultoria e testes automotivos adota a configuração de suspensão do modelo com uma balança do tipo “*sting*” e a rotação das rodas do modelo independentemente da movimentação da esteira como pode ser observado na Figura 24. Esta é uma configuração adotada no túnel de vento de modelos em escala da empresa, pois o seu túnel de vento de escala real não possui este equipamento.



Figura 24: Seção de testes do túnel de vento de modelos da MIRA

Com uma configuração semelhante a da MIRA o “*Imperial College*” de Londres utiliza em seu túnel de vento Honda uma esteira de 1,80 m de largura por 2,40 m de comprimento com velocidade máxima de operação de 40m/s. A esteira de forma semelhante a MIRA permite a simulação com rotação do modelo com ângulos de guinada entre -5° a 20° . O equipamento também possui sistema de controle de camada limite a montante do escoamento em dois pontos do piso do túnel de vento. A cinta é mantida rente ao solo com um sistema de sucção automático e é refrigerada a água. A Figura 25 apresenta a seção de testes do túnel de vento.



Figura 25: Modelo em escala de um jaguar sendo ensaiado no túnel de vento do Imperial College – London

Já a Wind Shear Inc., companhia de propriedade do proprietário de equipe de NASCAR Gene Haas em conjunto com a “*Jacobs Engineering Group Inc.*” projetou uma esteira rolante instalada em seu novo túnel de vento de escala real, como apresentado por Berry (2007). A esteira é apresentada nas Figura 26 e Figura 27, em que ainda estava em processo de fabricação. Na imagem pode ser observada a rotação das rodas através do contato destas com a cinta do equipamento, que neste corresponde a uma cinta sem fim de aço de 1 mm de espessura e aproximadamente 9 metros de comprimento.



Figura 26: Esteira da Windshear Inc. para o túnel de vento de escala real em fabricação



Figura 27: Esteira rolante da Windshear Inc.

6.2 Opções de configurações para o TVCLA do IPT-SP

Utilizando como base as configurações utilizadas em outros túneis de vento para a simulação do movimento relativo veículo-solo em ensaios aerodinâmicos (ver tópico 6.1) foram propostas 3 opções de configuração estrutural para a esteira rolante.

Os principais fatores utilizados para a geração destas opções foram as dimensões mínimas da região útil da cinta. Esta abordagem foi adotada por estas dimensões definirem a disposição da esteira rolante no interior do túnel de vento, que por sua vez determina a diversidade de ensaios permitida com este equipamento.

Assim, para a determinação destas dimensões mínimas foi feito um estudo de modelos de veículos que teriam o interesse de ser ensaiados no equipamento projetado. Nesse sentido foram selecionadas categorias de veículos rodoviários e ferroviários e determinadas suas dimensões médias, em que foi possível determinar um fator de redução de escala para cada caso considerando os seguintes fatores:

- coeficiente de blocagem máximo de 20% para as dimensões máximas dos modelos listados;
- velocidade máxima de operação do túnel (25m/s)
- massa específica do ar de $1,184 \text{ kg/m}^3$
- viscosidade dinâmica de $1,002 \times 10^{-3} \text{ N.s/m}^2$

Os resultados deste estudo são apresentados na Tabela 2. Esta tabela apresenta as dimensões dos veículos reais, a redução de escala definida e as dimensões mínimas para a região útil da cinta. Para a definição das dimensões mínimas da cinta foi considerado que a mesma deveria ter um comprimento duas vezes maior que o comprimento do modelo de forma a permitir o estudo da região de esteira formada na região a jusante do modelo.

Tabela 2: Determinação do tamanho mínimo de alternativas de esteira

Veículo	Área front. real	Larg. real	Altura Real	compr. real	Redução Escala	compr. modelo	compr. (folga)	Larg. modelo	Larg. esteira
Carro sedan	2,09	1,62	1,36	3,84	4,0	0,96	1,92	0,405	1,753
Carro grande	2,42	1,82	1,40	4,93	4,0	1,23	2,47	0,455	0,827
Ônibus pass.	8,25	2,50	3,30	12,00	10,0	1,20	2,40	0,250	1,000
Ônibus viag.	10,50	2,50	4,20	15,00	12,0	1,25	2,50	0,208	0,714

Trem (3 vags)	9,90	2,78	3,56	48,00	19,0	2,53		0,146	0,615
Trem (4 vags)	10,83	2,85	3,80	50,30	20,0	2,52		0,143	0,659
Trem (5 vags)	10,83	2,85	3,80	110,15	44,0	2,50		0,065	0,702
Trem (6 vags)	10,83	2,85	3,80	132,00	52,0	2,54		0,055	0,562
Milhagem	0,51	0,90	0,70	3,00	2,5	1,20	2,40	0,360	1,000
Motocicleta	0,89	0,90		1,80	2,0	0,90	1,80	0,450	1,876
Aerodesign	0,04	0,40	1,00	1,50	2,0	0,75	1,50	0,200	2,124
					Resultado:	2,542	0,546		

Pode ser observado que há uma grande variação do tamanho dos modelos quanto ao tipo de ensaio. A escolha de uma esteira de pequenas dimensões acaba por restringir os tipos de ensaios a serem realizados no túnel de vento. Como citado por Diuzet (1986) uma dimensão a ser considerada com cautela deve ser a largura da esteira, pois em seus ensaios ela tornou-se um fator limitante para a determinação das dimensões dos modelos ensaiados.

Com a definição destas dimensões mínimas da região útil da cinta as opções de configuração estrutural para o equipamento foram propostas, as quais são apresentadas nos sub-tópicos a seguir.

6.2.1 Opção A

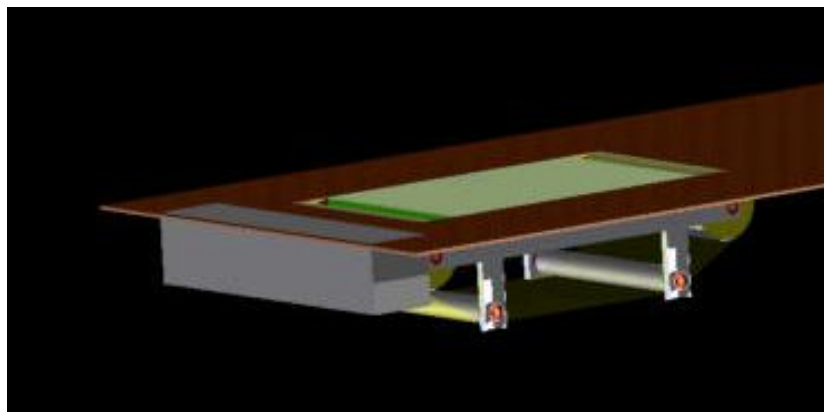


Figura 28: Opção A

A **opção A** corresponde à configuração menos agressiva para o túnel de vento, pois tem o objetivo de ser instalada na região onde se localiza a mesa giratória da seção de testes. A mesma tem a possibilidade de ser móvel permitindo a sua substituição de acordo com o tipo de ensaio a ser realizado no túnel de vento.

A única alteração permanente na estrutura do túnel de vento nesse caso é a necessidade da abertura de um corte retangular entre a contração e a mesa giratória para abrigar o sistema de controle de camada limite. Porém a mesma não deve gerar uma interferência comprometedora ao túnel, pois quando este sistema não for utilizado, a abertura pode ser tampada.

Uma característica importante desta opção é a de a cinta se movimentar na mesma cota que o piso do túnel, o que permite uma maior liberdade para realizar o controle de tensão da cinta. O fato de a mesma ser apoiada no piso do galpão do TVCLA uma maior liberdade estrutural do equipamento, evitando muitas restrições dimensionais, de massa e dinâmicas, como vibração.

A principal vantagem apresentada por esta configuração é a de possibilitar a realização de ensaios com o modelo em ângulos de guinada. Esta característica torna esta opção atraente perante as demais, pois possibilita a ampliação da gama de ensaios a serem realizados com este equipamento.

A maior desvantagem desta configuração é a de ter pequenas dimensões o que devido ao máximo número de Reynolds proporcionado pelo túnel reduziria a gama de ensaios possíveis de serem realizados. Isso relaciona-se ao fenômeno da equivalência de Reynolds como citado em (MUNSON, 2004) que devido ao tamanho muito reduzido dos modelos exigiria uma velocidade de escoamento superior a proporcionada pelo TVCLA do IPT-SP para que o ensaio correspondesse as condições reais reproduzidas em teste.

6.2.2 Opção B

A opção B apresenta uma proposta capaz de conciliar um nível baixo de alterações permanentes no túnel com um equipamento de grandes dimensões. Como pode ser observado na Figura 29, a maior parte da cinta está instalada em cima do piso do túnel de vento exceto pelo trecho que se encontra mais próximo ao trem de força e ao controle de tensão.

A configuração em questão não origina grandes alterações estruturais no túnel de vento, solicitando apenas vigas longitudinais instaladas abaixo do piso e pequenos cortes nele para a conexão das estruturas localizadas nas partes inferiores e superiores do mesmo. Uma outra vantagem desta opção corresponde a liberdade

dimensional da cinta sobre o túnel, a qual pode atingir grandes extensões em seu interior.

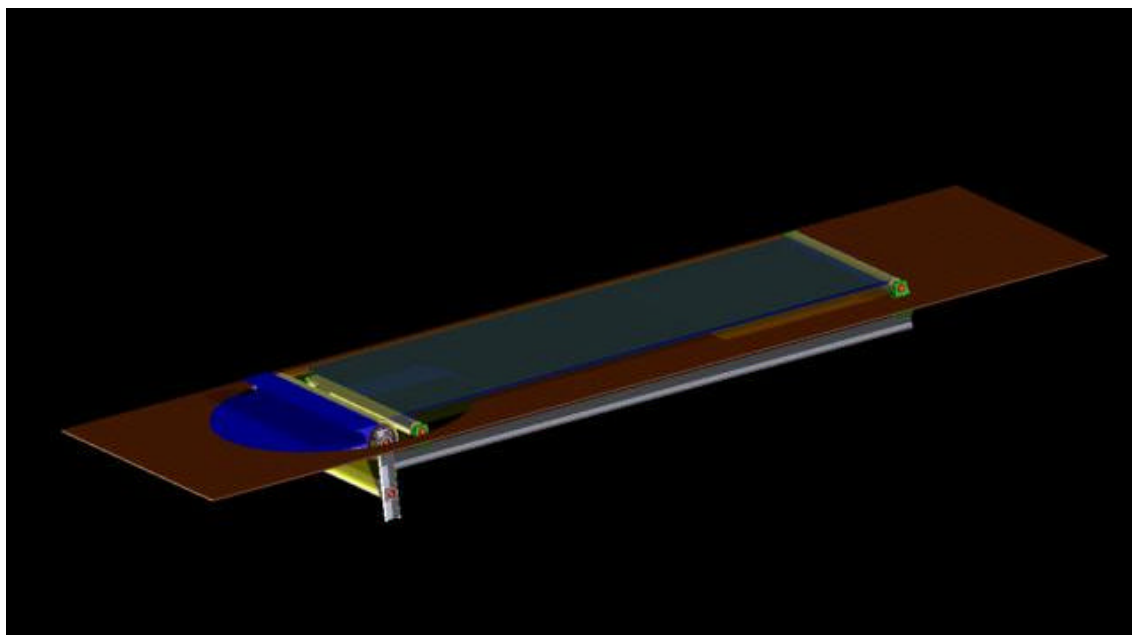


Figura 29: Opção B

Porém, esta opção apresenta desvantagens relacionadas a sua instalação, manutenção e regulação, pois a mesma possui uma configuração estrutural muito complexa, o que demanda esforços consideráveis para sua calibração e ajuste. Outra desvantagem é o fato de reduzir a área disponível da seção de testes, isso ocorre pelo equipamento ser instalado sobre o piso do túnel de vento. Isso, acaba por exigir a redução dos modelos ensaiados para que os mesmos tenham a condição de representar a condições reais a serem testadas, amenizando o fenômeno de bloqueio.

6.2.3 Opção C

A opção C, semelhantemente à opção A, permite uma maior liberdade quanto à massa do equipamento, ao controle de tensão e a estrutura. Essa opção é a mais rígida das três, pois tem o objetivo de ser fixa ao piso do galpão do túnel de vento, sem a necessidade de realizar movimentos relativos ao túnel.

Uma vantagem desta configuração corresponde a suas dimensões que permitem a realização de ensaios com modelos maiores, aumentando a correlação de seus

resultados. Essas dimensões acabam ampliando a gama de ensaios relacionada aos tipos de modelos a serem ensaiados neste túnel.

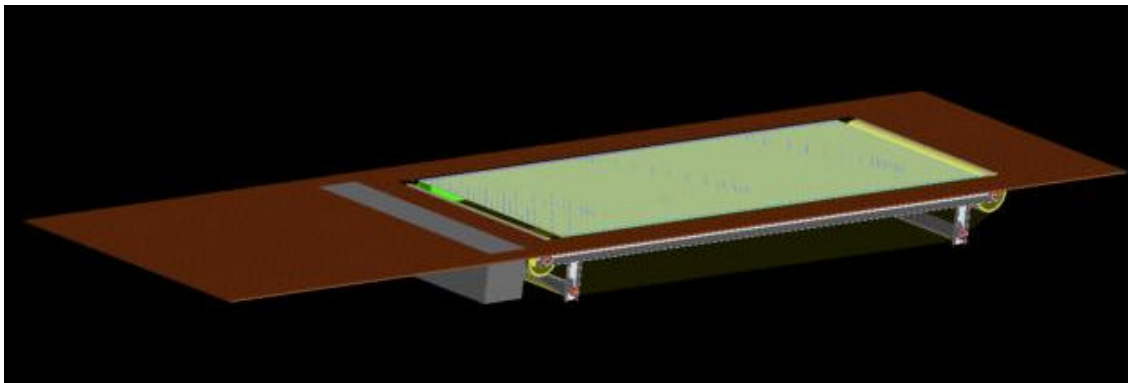


Figura 30: Opção C

No entanto, esta é a proposta que necessita de maiores alterações na estrutura do túnel de vento, sendo que as mesmas podem comprometer esta estrutura permanentemente. Esta opção reduz a gama de ensaios quando comparada com a opção A por não permitir a realização de ensaios de modelos com ângulos de guinada, reduzindo assim a gama de ensaios relacionada a diversidade dos mesmos.

6.3 Seleção da configuração do equipamento

Feita a apresentação das opções de configuração estrutural para a esteira rolante foi feita uma avaliação de forma a selecionar a configuração mais adequada para a necessidade a ser atendida. Esta avaliação foi realizada de forma conjunta com os responsáveis pelo Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do IPT que analisaram as opções segundo os critérios apresentados abaixo:

- Interferência com a estrutura do TVCLA;
- Gama de ensaios;
- Custos operacionais;
- Manutenção e
- Risco do projeto

A avaliação realizada resultou na seleção da opção A como a mais adequada para as necessidades do TVCLA. Os principais critérios que direcionaram esta avaliação foram a gama de ensaios e o risco do projeto. A possibilidade da mesma poder

realizar ensaios com modelos com ângulo de guinada atraiu os dirigentes do túnel pelo fato de já terem recebidos solicitações para realizar este tipo de ensaio. Pelo fato do risco do projeto nesta opção ser menor, visto que este equipamento é inédito no Brasil e as dificuldades de se projetá-lo são grandes, a mesma foi a única das três opções que foi bem avaliada por este critério.

7 DIMENSIONAMENTO

A seleção da configuração da esteira rolante proporcionou início de seu dimensionamento. Tendo em vista desenvolver o projeto básico do equipamento em questão o resultado final desta etapa de projeto é a definição completa das características principais do produto. Segundo Kaminski (2000), projeto básico corresponde ao projeto preliminar, cujo objetivo é estabelecer uma concepção geral para o produto a ser desenvolvido que servirá de base para o projeto executivo ou de fabricação.

Assim, neste capítulo são apresentados todos os métodos, hipóteses, simplificações e modelos usados para o dimensionamento e seleção dos componentes do equipamento.

7.1 Metodologia utilizada

Para o desenvolvimento do projeto básico deste equipamento foi definida uma metodologia. Essa etapa foi necessária devido à grande complexidade do projeto em questão, pelo fato de reunir várias áreas da engenharia mecânica e diversos subsistemas.

Assim, o projeto básico deste equipamento foi dividido entre os principais sistemas que o compõe, sendo estes:

- Sistema de movimentação da esteira: corresponde aos componentes mecânicos que se relacionam diretamente com a movimentação da esteira, são estes: rotores (motor, movido, tensor e de ajuste); trem de força; elementos de fixação para estes sistemas e a própria cinta.
- Estrutura: correspondente ao projeto dos componentes estruturais diretos e indiretos à esteira.
- Sistema de controle de camada limite: corresponde ao dimensionamento da superfície de abertura do piso do túnel, câmara de baixa pressão, dutos, ventilador e distribuidor de retorno, como também a seleção do ventilador e seus respectivos componentes.

- Sistema de aderência da cinta: corresponde ao dimensionamento da plataforma de contato, material e perfurações; câmaras de baixa pressão; sistema de válvulas de controle mecânico; sistema de dutos; distribuidor e ventilador.
- Sistema de resfriamento: dimensionamento de um trocador de calor; tubulação; seleção da bomba e do equipamento de resfriamento.

Apesar de estarem descritas de forma separada, as áreas do projeto são inter-relacionadas. A título de exemplo pode-se notar que os esforços provenientes do torque proveniente do motor irão influenciar a estrutura do sistema, que deve sustentar todos os carregamentos solicitantes do sistema e ainda alojar todos os subsistemas de refrigeração, controle de aderência da cinta e controle da camada limite. O diagrama a seguir ilustra este inter-relacionamento entre as partes do projeto.

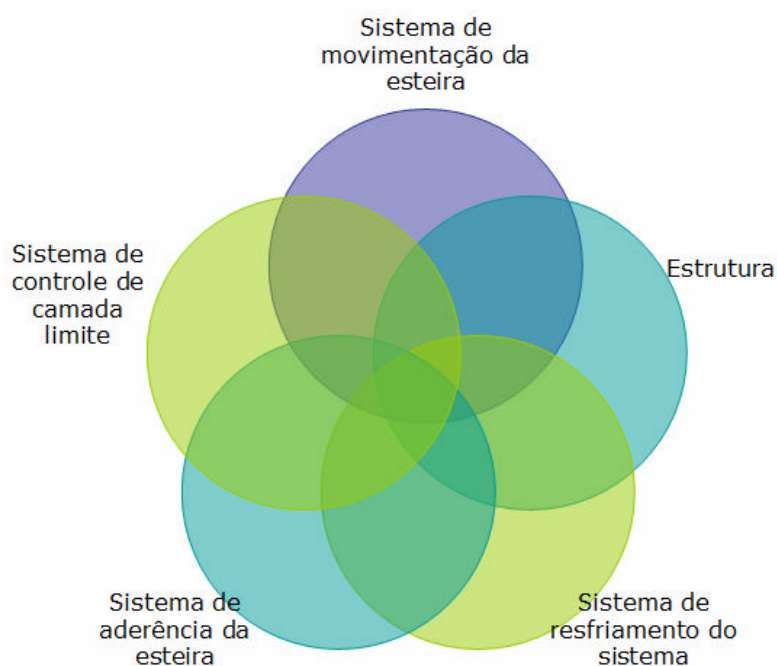


Diagrama 1: Inter-relacionamento entre os sistemas do projeto

7.2 Sistema de movimentação da esteira

Nesta seção do projeto básico são apresentadas todas as etapas que compuseram o desenvolvimento do sistema de movimentação da esteira. São apresentados portanto,

todos os métodos, modelos matemáticos e físicos que determinaram o dimensionamento e seleção de seus componentes.

As etapas do projeto que constituem este sistema são altamente inter-relacionadas e, para seu desenvolvimento diversas iterações dentre todos seus componentes foram realizadas de forma a se obter um sistema otimizado.

7.2.1 Determinação das cargas atuantes na esteira

Para o dimensionamento de todo o sistema de movimentação da esteira foram definidas as cargas atuantes no sistema. As mesmas foram divididas em dois tipos para facilitar sua determinação: as cargas externas e internas.

As cargas externas correspondem aos esforços presentes relacionados a ações externas ao sistema de movimentação da cinta, as quais correspondem às forças de atrito devido ao contato da esteira com a plataforma de deslizamento. Este contato ocorre pelo próprio peso da cinta, que a faz aderir a esta plataforma, bem como pela pressão de sucção gerada pelo sistema de controle de aderência da cinta. É necessário ressaltar que o equipamento não tem como objetivo movimentar ou arrastar algum corpo sobre a mesma, ou mesmo rotacionar as rodas de modelos em escala reduzida. Esta hipótese simplificadora será justificada adiante.

As cargas internas correspondem aos esforços relacionados aos esforços internos exclusivos ao processo de movimentação da cinta, as quais são as forças de inércia dos rotores e às forças de resistência dos rolamentos selecionados.

No projeto desenvolvido neste trabalho foi tomado como premissa que a operação do equipamento deveria ser realizada de forma suave. Dessa forma, procurou-se aliviar as cargas atuantes na esteira condicionando suas atuações às condições de operação:

- Operação de partida – As cargas atuantes correspondem unicamente às cargas de inércia e ao atrito do peso da própria esteira sobre a placa de contato.
- Operação em regime – As cargas presentes neste caso são as de atrito relacionadas ao peso da própria esteira e a devida ao sistema de sucção da esteira.

7.2.1.1 Cargas externas

Como mencionado, para a determinação das cargas externas foi feita a hipótese simplificadora de que o equipamento não irá movimentar ou arrastar algum corpo sobre a sua cinta. Esta hipótese provém do fato de este equipamento estar sendo projetado para operar com balanças do tipo “sting”, como a maioria das esteiras rolantes existentes. Esta balança sustenta o peso de todo o modelo, como ilustrado na Figura 24.

Dessa forma as cargas externas atuantes na cinta correspondem às forças de atrito que a mesma presencia por se movimentar apoiada na plataforma de deslizamento. Para sua determinação as seguintes condições de operação foram adotadas:

- Velocidade de operação da cinta equivalente a velocidade máxima de operação do túnel de vento: 25m/s;
- Superfície de contato da cinta com a plataforma com dimensões de 2365,6mm de comprimento por 550,0mm de largura;
- Seção de testes do túnel de vento vazia;
- Massa específica do ar foi considerada sob as condições de pressão atmosférica de 1,0atm e 25°C resultando no valor de 1,184kg/m³;

Para a determinação das forças de atrito relacionadas à movimentação da esteira sobre a plataforma de deslizamento foi necessária a determinação da pressão necessária para succionar a cinta a fim de mantê-la aderida ao piso do túnel de vento. Como hipóteses simplificadoras para compor o modelo físico utilizado para modelar o comportamento dinâmico da cinta foram consideradas:

- Operação em regime permanente, tanto da esteira rolante quanto do túnel de vento;
- Escoamento incompressível, laminar e uniforme à montante da cinta, desconsiderando a camada limite incidente à esteira, proveniente do túnel de vento;

- Cinta sem vibrações e deslocamentos transversais e verticais, apenas movimento unidimensional no sentido de tração entre os rotores.

Com essas condições de escoamento sobre a esteira a distribuição da pressão sobre sua superfície pode ser calculada com a relação de Bernoulli para escoamento incompressível, para uma mesma linha de corrente, a qual é apresentada logo abaixo. Esta equação é apresentada de forma mais detalhada no tópico 7.3 deste trabalho.

$$p_{e1} + \frac{r \cdot V_1^2}{2} + r \cdot g \cdot z_1 = p_{e2} + \frac{r \cdot V_2^2}{2} + r \cdot g \cdot z_2 \quad (7.2.1)$$

onde:

p_{ei} – pressão estática no ponto i ;

r - massa específica do ar;

V_i – velocidade no ponto i ;

g – aceleração da gravidade;

z_i – cota do ponto i .

Os pontos escolhidos para a determinação da pressão estática sobre a esteira são um ponto hipotético logo abaixo da cinta com fluido estático, sujeito apenas as condições externas ao escoamento do interior do túnel de vento (ponto 1) e um ponto logo acima da superfície da esteira (ponto 2).

Pelo fato de a massa específica do ar ser muito baixa e pela diferença entre as cotas dos pontos 1 e 2 serem pequenas o termo associado à energia potencial gravitacional foi desprezado. E, como o que interessa nesse caso é a diferença de pressão entre as pressões estáticas, pois é esta que será necessária para manter a esteira rente ao solo, a equação anterior pôde ser simplificada para:

$$p_{e1} - p_{e2} = \frac{r \cdot V_2^2}{2} \quad (7.2.2)$$

Desta relação pode ser encontrado o valor 370,0 Pa para esta diferença de pressões. Este resultado sugere, à princípio, que esta seja a intensidade de pressão necessária para equilibrar o movimento vertical da cinta através de sua sucção. No entanto, este

resultado se aplica exclusivamente as condições de operação hipotéticas adotadas no modelo utilizado.

Com a aplicação deste resultado no comportamento do sistema de movimentação, a força de atrito proveniente do contato entre os dois corpos com movimento relativo é exclusivamente causada pela força peso do trecho de cinta que se estende sobre a plataforma. Devido ao modelo utilizado para a determinação dos esforços sobre a cinta, o qual foi utilizado para possibilitar sua seleção (ver item 7.2.2.1), foi feita uma verificação se a mesma iria efetivamente apoiar sobre a plataforma. Para a determinação deste contato foram feitos cálculos para a determinação da flecha da catenária presente no trecho entre os rotores motor e movido.

No cálculo da curva catenária foi utilizada a condição de cabo flexível, em que se considera a resistência a flexão da cinta sendo pequena, no caso, desprezível (Beer; Johnston; Eisenberg, 2006), o que faz com que a força de tração seja sempre direcionada ao longo do cabo. No modelo utilizado considerou-se também que qualquer parte de cabo entre as cargas pode ser considerada como um elemento submetido à ação de duas forças, sendo que as forças internas em qualquer ponto do cabo se reduzem a uma força de tração direcionada ao longo do cabo. Um croqui representando a geometria de uma catenária utilizada por França e Matsumura (2004) é apresentado na Figura 31.

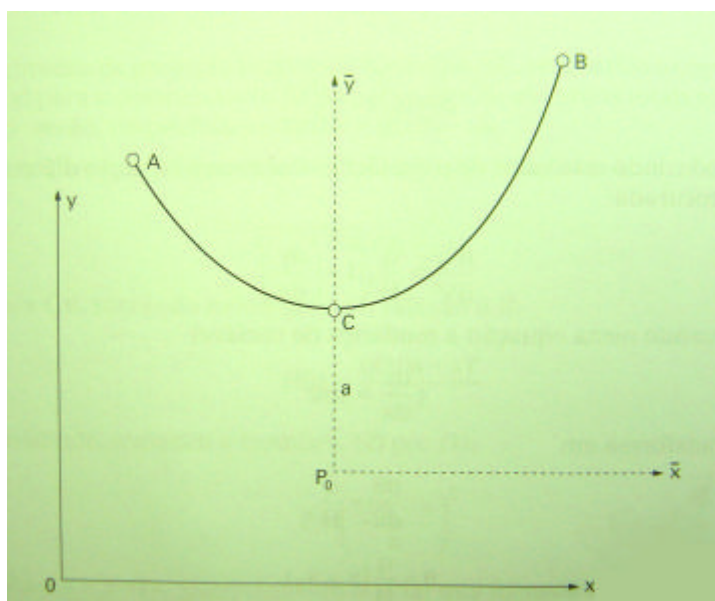


Figura 31: Geometria utilizada para o cálculo da catenária.

Da geometria em questão, extraem-se as equações 7.2.3, 7.2.4 e 7.2.5:

$$x - x_0 = l / 2 \quad (7.2.3)$$

$$\frac{F_2}{q \cdot a} = \cosh\left(\frac{(x - x_0)}{a}\right) \quad (7.2.4)$$

$$flecha = y - y_0 - a \quad (7.2.5)$$

onde:

(x,y) – coordenadas cartesianas do ponto A;

(x₀,y₀)- coordenadas cartesianas do ponto P₀;

a – distância do vértice da catenária (ponto mais baixo) ao eixo $\bar{x}$;

F₂ – tensão presente na cinta (ver item 7.2.2.1);

l – comprimento da cinta.

Para resolver o cálculo iterativo necessário para se determinar a flecha da catenária foi utilizado o “solver” do programa computacional *Microsoft Excel 2007* ®. O resultado foi obtido resolvendo de forma iterativa a eq. 7.2.4 variando o parâmetro da catenária (a), de forma que foi encontrado o valor de 17,7 mm para a flecha do trecho da cinta.

Dessa forma, como a cinta irá se apoiar sobre a esteira é necessário considerar a contribuição da força peso para a força de atrito do sistema. Assim, para o cálculo da força peso do trecho da cinta de interesse foram adotados os seguintes dados:

- Comprimento do trecho corresponde ao comprimento útil da cinta: 2365,6mm;
- Largura da cinta de 550,0mm;
- Espessura da cinta: 1,8mm;
- Massa específica da cinta: 2,4kg/m²;
- Aceleração da gravidade: g = 9,78 m/s².

Os dados correspondentes a cinta equivalem-se a de uma correia transportadora Goodyear EP-80 sem carcaça que será apresentada no item 7.2.2.1.

Com os dados acima pôde ser encontrada a massa deste trecho de esteira no valor de 3,12kg, o que apresentou uma força normal de 30,54 N na superfície da placa.

Assim, com as forças normais apresentadas pôde ser calculada a força de atrito atuante, esta foi retirada da equação 7.2.6 apresentada abaixo, onde o coeficiente de atrito da esteira foi determinado pelo material componente da esteira selecionada, procedimento que é apresentado no tópico 7.2.2.1, com o valor de 0,5.

$$F_{at} = m \cdot N \quad (7.2.6)$$

onde:

F_{at} - força de atrito dinâmica;

m - coeficiente de atrito dinâmico.

Nesse sentido foi encontrado que a força de atrito proveniente da força peso do trecho de esteira que se apóia na plataforma possui o valor de 15,3N.

Questionamentos relacionados à qualidade desse modelo quanto à representação do fenômeno real surgiram durante a modelagem do sistema de movimentação da esteira. Observando o fenômeno de aumento de velocidades do escoamento entorno a um corpo sendo ensaiado, o que reduz a pressão sobre a cinta, é necessário um aumento na pressão de sucção, para que a mesma não descole da plataforma. Este fato também se repete quando são adicionados os fenômenos dinâmicos transversais e verticais na cinta.

Tendo conhecimento da presença destes fenômenos foi adotado um fator de ajuste para a pressão de sucção para que a cinta não descole da plataforma de deslizamento. Essa abordagem foi adotada devido à dificuldade de se modelar o comportamento dinâmico de um caso como este, onde comportamentos dinâmicos, fluidodinâmicos e estruturais interagem efetivamente tridimensionalmente. Uma alternativa para tanto seria a de adotar o Método dos elementos finitos (MEF) para tanto com interação fluidodinâmica proveniente de um código utilizando o Método dos volumes finitos (MVF). Entretanto como discutido por Lodewijks (2008), que apenas analisou o comportamento de correias transportadoras (muito semelhantes ao caso estudado, exceto pela interação fluidodinâmica), resultados válidos do comportamento dinâmico de correias com o MEF de forma tridimensional ainda está em desenvolvimento em centros de pesquisa ao redor do mundo. Dessa forma, esta

alternativa foi descartada e a de adotar um fator de ajuste apresentou-se de forma mais coerente com os objetivos deste trabalho.

Assim, para a determinação deste fator de ajuste foi realizada uma comparação da potência utilizada para a movimentação deste sistema com a potência de uma esteira rolante já existente, com condições de contorno semelhantes ao caso presente neste projeto. O equipamento utilizado para a comparação foi à esteira divulgada no trabalho de Diuzet (1986). Como mencionado, o túnel de vento utilizado por este autor é semelhante ao TVCLA por ser de circuito aberto e seção de testes fechada com seção de testes de 2200 mm de largura por 1750 mm de altura e velocidade de operação de 40 m/s. O mesmo equipamento dispõe de 4 rotores de 400 mm de diâmetro, estrutura metálica, uma cinta de 6000 mm de comprimento, 600 mm de largura e 3 mm de espessura e um motor elétrico de 30,0 kW.

Estes dados da esteira rolante de Diuzet (1986) foram colocados como entrada no modelos matemáticos utilizados para modelar a esteira em questão o que conferiu um valor de aumento de 40,0% no valor anteriormente utilizado. Dessa forma, o sistema de sucção da esteira desenvolvida neste trabalho foi projetada para operar com 40% de excesso de carga o que equivale a uma pressão de 518,0 Pa.

Dessa forma, essa pressão excedente passa a contribuir para a força de atrito atuante entre a cinta e a plataforma de deslizamento. Assim, foi atualizado o cálculo da força normal na plataforma com a integração da pressão encontrada na área de sua superfície. O equacionamento é apresentado a seguir:

$$N = \int_0^2 \int_0^{4,5} P \cdot ds \quad (7.2.7)$$

onde:

N – força normal a ser determinada;

P – pressão sobre a plataforma;

ds – elemento infinitesimal da área.

Como a pressão é uniformemente distribuída na placa a relação acima pôde ser simplificada para:

$$N = P \cdot A \quad (7.2.8)$$

onde:

A – área da placa de contato.

Com isso pode ser encontrada a força normal de 192,6 N que somada com a força normal proveniente da força peso apresenta um valor de 207,8 N. Utilizando a relação 7.2.3 pôde-se determinar a força de atrito total atuante na plataforma com o valor de 103,9 N. Com este resultado, foi possível encontrar o valor para a potência dissipada por atrito na superfície da esteira através da relação 7.2.6, apresentada a seguir:

$$P_d = F_{at} \cdot V_{est} \quad (7.2.9)$$

onde:

P_d - força de atrito dinâmica.

De 8.2.6 foi encontrado o valor de 2597 W para a potência dissipada por atrito na plataforma de deslizamento.

7.2.1.2 Cargas internas

As cargas internas correspondem à inércia dos componentes rotativos que se relacionam diretamente com a movimentação da esteira, os quais são os rotores do conjunto (motor, movido, tensor e ajuste) e seus apêndices, como também a inércia no eixo do motor e seus apêndices. Estas cargas têm uma importância considerável para a seleção do motor, como é mostrado no item 7.2.4.1.

O momento de inércia de um corpo é equivalente ao papel da massa para um mesmo corpo numa analogia das dinâmicas correspondes aos respectivos movimentos rotativos e lineares. “Um corpo em rotação tem a mesma ‘relutância’ em mudar sua velocidade angular que um corpo em translação para mudar sua velocidade linear” (NUSSENZVEIG, 2002). Esta propriedade física pode ser calculada através da relação expressa em 7.2.10.

$$J = \int r^2 \cdot dm \quad (7.2.10)$$

onde:

J - momento de inércia;

r - distância do elemento infinitesimal ao centro de rotação;

dm – massa de um elemento infinitesimal.

No entanto, devido à complexidade geométrica dos componentes rotativos do sistema, a inércia dos mesmos foi calculada utilizando o programa computacional *Autodesk Inventor 2008* ®. Para a certificação destes cálculos do programa foi feita uma comparação com um cálculo analítico de um caso simples de um cilindro maciço, o que possibilitou sua aprovação. Dessa forma os momentos de inércia dos principais componentes rotativos do sistema foram:

Tabela 3: Momento de inércia dos componentes do rotor motor

Rotor motor		
Tambor	1,09E-02	kg.m ²
Eixo	7,12E-03	kg.m ²
Cilindro	3,95E-01	kg.m ²
Polia movida	2,26E-02	kg.m ²
Total	4,14E-01	kg.m ²

Tabela 4: Momento de inércia dos componentes do rotor movido

Rotor movido		
Tambor	1,10E-02	kg.m ²
Cilindro	3,88E-01	kg.m ²
Total	4,02E-01	kg.m ²

Tabela 5: Momento de inércia dos componentes do rotor tensor

Rotor tensor		
Tambor	1,12E-02	kg.m ²
Cilindro	3,95E-01	kg.m ²
Total	4,09E-01	kg.m ²

Tabela 6: Momento de inércia dos componentes do rotor de ajuste

Rotor de ajuste		
Tambor	1,12E-02	kg.m ²
Cilindro	3,95E-01	kg.m ²
Total	4,09E-01	kg.m ²

Tabela 7: Momento de inércia dos componentes do eixo do motor

Eixo motor		
Polia motora	5,29E-04	kg.m ²
Motor	2,80E-02	kg.m ²
Total	2,86E-02	kg.m ²

É importante frisar neste instante que o projeto dos rotores resultou em componentes distintos entre si. Como observado nas tabelas Tabela 3, Tabela 4, Tabela 5 e Tabela 6 o eixo só foi levado em consideração no caso do rotor motor, pois é o único que gira com o seus demais componentes. Isso foi uma alternativa adotada para reduzir a inércia do sistema, como também estender a vida dos componentes da esteira rolante, evitando esforços cíclicos em seus componentes e assim uma eventual falha por fadiga.

Um valor de interesse neste projeto, relacionado à seleção do motor é a inércia equivalente em seu eixo. A mesma tem o significado físico de determinar uma inércia equivalente a toda inércia do sistema acoplada no eixo do motor. A mesma pode ser calculada através da relação 7.2.11.

$$J_{eq} = J_{motor} + \sum \frac{J_i}{n_i^2} \quad (7.2.11)$$

onde:

J_{eq} - momento de inércia equivalente;

J_{motor} - momento de inércia no eixo motor;

J_i – momento de inércia do componente i do sistema;

n_i - relação de transmissão entre o componente i e o eixo motor.

Utilizando a relação 7.2.11 foi obtido o valor de 0,2187kg.m² para o momento de inércia equivalente.

7.2.1.3 Esforços nos regimes de operação

Como citado em 7.2.1 os regimes de operação da esteira rolante foram divididos no regime de partida e regime permanente. No decorrer deste subtópico foram definidas

as cargas atuantes no sistema, e dessa forma têm-se que as cargas atuantes nas diferentes condições de operação são:

- Operação em regime permanente: carga constante de 207,8N.
- Operação em regime de partida: carga dependente da aceleração angular dos elementos rotativos do sistema como mostra a relação 8.2.12. No entanto a mesma tem um momento de inércia equivalente no valor de 0,2187kg.m².

$$T = J_{eq} \cdot a \quad (7.2.12)$$

onde:

T – torque;

a - aceleração angular.

Com será mostrado no item 7.2.4.1, a simulação dinâmica do sistema em regime de partida apresentou uma aceleração angular de aproximadamente 240,0 rad/s², o que causaria uma solicitação no sistema de 50,4 N.m. Transferindo esta grandeza angular para linear, utilizando o braço do rotor motor, encontra-se um valor de 387,7 N de solicitação. No entanto, a condição de partida simulada neste caso foi a de ligação direta do motor, que não será a definitiva do projeto, pois o mesmo utilizará um inversor estático de frequência, o que reduz o valor da aceleração angular para 120 rad/s², e conseqüentemente o esforço para 193,8 N.

Em ambos os casos uma força atuante que não foi mencionada, foi a força de atrito presente nos rolamentos dos rotores. As mesmas são dependentes da velocidade de rotação dos rotores e podem ser descritas com a seguinte relação:

$$M = 10^{-7} \cdot f_0 \cdot \left(n \cdot \frac{\partial q_1}{\partial t} \cdot 60 \cdot 2p \right)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 + f_1 \cdot P_1 \cdot d_m \quad (7.2.13)$$

onde:

f₀, f₁ – são fatores dependentes do tipo de rolamento;

$\frac{\partial q_1}{\partial t}$ - velocidade angular;

d_m – diâmetro médio da pista do rolamento;

n - viscosidade da graxa lubrificante do rolamento;

P_1 – carga aplicada no rolamento.

A fim de simplificar esta relação foi reduzida a:

$$M = c_1 \cdot \left(\frac{\partial q_1}{\partial t} \right)^{\frac{2}{3}} + c_2 \quad (7.2.14)$$

Onde os valores para c_1 e c_2 são dados na Tabela 8 .

Tabela 8: Constantes da relação de atrito interno dos rolamentos

rotor	c1	c2
motor	0,0100	0,5073
movido	0,0057	0,2551
tensor	0,0057	0,2637
ajuste	0,0057	0,2470
equivalente	0,0227	1,2730

Essa força resistiva foi levada em consideração em ambos os regimes de operação do sistema. A mesma equação foi embutida na simulação dinâmica do sistema e no coeficiente de segurança da cinta em regime permanente, como é apresentado em 7.2.2.1.

Dessa forma, no desenvolvimento do projeto foi determinado que a carga que causaria a maior solicitação no sistema seria a de regime, no valor de 207,8 N.

7.2.2 Configuração geométrica da esteira e componentes

A determinação da disposição dos componentes do sistema, como também, o dimensionamento de seus componentes foi feita de modo iterativo com as demais partes do projeto. A definição da configuração geométrica da esteira foi a etapa do projeto que permitiu o dimensionamento de todo o resto do sistema. Sua relevância perante as demais etapas do projeto é a de fornecer as dimensões principais admissíveis do equipamento, que ditam a geometria da maioria dos demais componentes do equipamento.

A configuração geométrica foi definida tendo em vista uma geometria ótima do sistema de movimentação da esteira rolante, atendendo as necessidades dos demais sistemas. Toda a sua concepção teve como objetivo a fabricação dos componentes de todo o equipamento, tornando esta a mais simples de ser realizada diante de suas proposições que foram discutidas no decorrer do projeto. A configuração foi definida como ilustra o esquema na Figura 32.

Na figura, as circunferências correspondem aos rotores e a curva que os conecta a cinta. As letras M, V, Z, e T designam respectivamente os rotores: motor, movido, de ajuste e tensor. A variação nos diâmetros e nas distâncias entre seus centros visa elucidar que o processo de otimização levou em conta a variação independente do diâmetro dos rotores e das distâncias, num geral, para definir a geometria do sistema. A proposta de utilizar 4 rotores provém do fato de possibilitar o abrigo das caixas de sucção da esteira na região inferior a placa de contato sem prejudicar a integridade física da cinta. Essa condição apresenta elevada importância, pois é o subsistema mais volumoso a ser abrigado na região entre as partes superior e inferior da esteira.

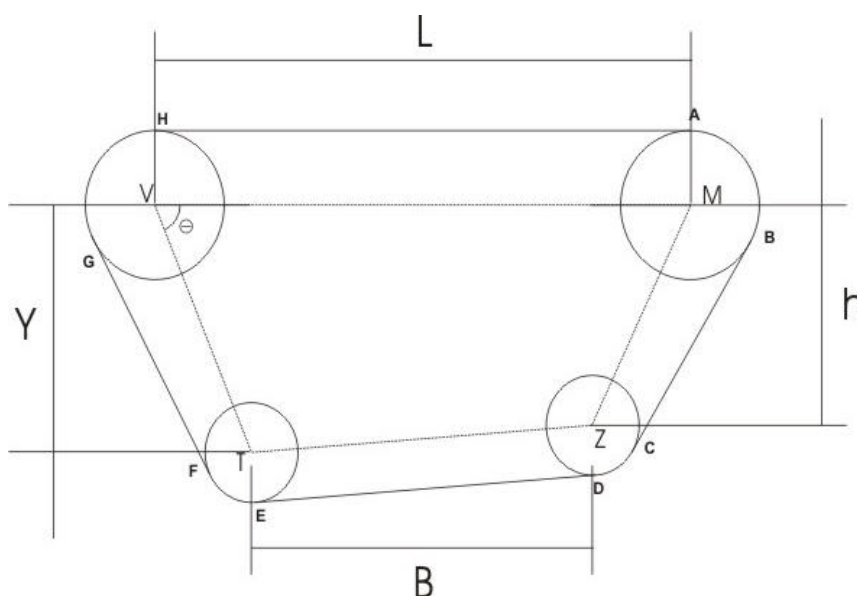


Figura 32: Configuração geométrica do sistema de movimentação da esteira

A adoção de um rotor tensor foi necessária para ajustar a tensão da cinta ao longo da operação do equipamento e de sua vida. Este componente permite auxiliar a estabilização da cinta em eventuais instabilidades de operação do sistema, ajustar à fluência que ocorre na cinta e mesmo ajustar cintas com eventuais imperfeições de fabricação compradas dos fornecedores (visto as características incomuns da

mesma). Como citado por Erickson (1987), o tensor de um sistema pode ser instalado tanto na parte tracionada quanto na região com folga da cinta, tanto na região interna quanto na externa e há uma liberdade quanto à posição ao longo desta. Assim, este rotor foi localizado na região interna da mesma de forma a não prejudicar o espaço de abrigo das caixas de sucção. Sua posição no trecho com folga da esteira se deve a este ser o mais propício para tanto, já que no trecho tracionado iria inviabilizar a parte útil da esteira. Quanto a seu posicionamento mais próximo do rotor movido foi estabelecido por não reduzir demasiadamente o ângulo de abraçamento do rotor motor.

Apesar da configuração geométrica da cinta interferir diretamente em todos os sistemas da esteira rolante, sua definição baseou-se nos cálculos de resistência da cinta e nas limitações geométricas do equipamento. Assim, este sub-tópico apresenta estas relações de maior contribuição para sua definição.

7.2.2.1 Seleção da cinta

No processo de definição da configuração da geométrica da esteira rolante, um dos pontos de grande contribuição foi a seleção de uma cinta capaz de suportar as solicitações do equipamento. Para tanto foi necessária a determinação das cargas atuantes na cinta e dois modelos foram combinados para tanto.

Um dos modelos utilizados para a seleção da cinta projetada foi o mesmo utilizado por Shigley, Mischke e Budynas (2005) para a seleção de correias planas devido à semelhança do comportamento do sistema projetado com este sistema de transmissão. Este item apresenta a descrição do modelo utilizado e seus resultados.

No modelo em questão foi assumido que a força de atrito na esteira é proporcional à força normal através do arco de contato. Para o dimensionamento desta força que origina o modelo utilizado foi buscado uma relação entre as forças no lado apertado e com folga levando em consideração o movimento, ou seja, considerando a força centrífuga na esteira. Para a determinação desta relação o seguinte modelo apresentado na Figura 33 é utilizado.

É válido ressaltar que este modelo desconsidera a flexão da cinta.

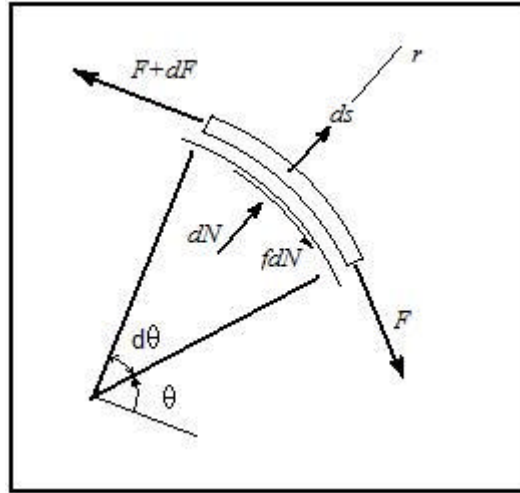


Figura 33: Diagrama de corpo livre de um elemento infinitesimal da esteira

A força diferencial dS deve-se à força centrífuga, dN é a força normal entre a esteira e a polia, e fdN é a força de cisalhamento decorrente do atrito no ponto de deslize. A largura da esteira é representada nos cálculos pela letra b e sua espessura pela letra t . A massa da esteira é m e representada por unidade de comprimento. A força centrífuga é expressa como:

$$dS = (m \cdot r \cdot dq) \cdot r \cdot \omega^2 = m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot dq = m \cdot V^2 \cdot dq = F_C \cdot dq \quad (7.2.15)$$

Sendo que V é a velocidade da esteira. Somando as forças radiantes, pode-se obter:

$$\sum F_r = -(F + dF) \cdot \frac{dq}{2} - F \cdot \frac{dq}{2} + dN + dS = 0 \quad (7.2.16)$$

Ao ignorar os termos de ordem elevada, chega-se que:

$$dN = Fdq - dS \quad (7.2.17)$$

Somando as forças tangencialmente pode-se obter:

$$\sum F_t = -fdN - F + (F + dF) = 0 \quad (7.2.18)$$

A partir do que, incorporando as equações da força centrífuga e da força normal:

$$dF = f \cdot dN = f \cdot F \cdot dq - f \cdot dS = f \cdot F \cdot dq - f \cdot m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad (7.2.19)$$

ou

$$\frac{dF}{dq} - f \cdot F = -f \cdot m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad (7.2.20)$$

A solução para esta equação diferencial linear de primeira ordem não homogênea é:

$$F = Ae^{fq} + mr^2\omega^2 \quad (7.2.21)$$

Em que A é uma constante arbitrária.

Assumindo que q comece no lado bambo, a condição de contorno que F em $q=0$ iguala F_2 produz:

$$A = F_2 - m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad (7.2.22)$$

A solução assim corresponde à:

$$F = (F_2 - m \cdot r^2 \cdot \omega^2) \cdot e^{fq} + m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad (7.2.23)$$

Na extremidade do ângulo de abraçamento (f) correspondente ao lado apertado,

$$F|_{q=0} = F_1 = (F_2 - m \cdot r^2 \cdot \omega^2) \cdot e^{ff} + m \cdot r^2 \cdot \omega^2 \quad (7.2.24)$$

Assim, pode-se escrever:

$$\frac{F_1 - m \cdot r^2 \cdot \omega^2}{F_2 - m \cdot r^2 \cdot \omega^2} = \frac{F_1 - F_C}{F_2 - F_C} = e^{fq} \quad (7.2.25)$$

Onde a partir da equação da força centrífuga essa equação pode ser escrita da forma:

$$F_1 - F_2 = (F_1 - F_C) \frac{e^{f_q} - 1}{e^{f_q}} \quad (7.2.26)$$

As forças F1 e F2 são relacionadas ao torque da polia através da seguinte relação:

$$F_1 - F_2 = \frac{2T}{D} \quad (7.2.27)$$

As forças F1 e F2, correspondentes respectivamente aos lados: apertado e bambo, têm as seguintes propriedades aditivas:

$$F_1 = F_i + F_C + \Delta F' = F_i + F_C + \frac{T}{D} \quad (7.2.28)$$

$$F_2 = F_i + F_C - \Delta F' = F_i + F_C - \frac{T}{D} \quad (7.2.29)$$

Onde:

F_i – tensão inicial;

F_C – tensão circunferencial decorrente da força centrífuga

$\Delta F'$ - tensão decorrente do torque transmitido T

D – diâmetro do cilindro

Manipulando as equações abaixo, pode-se chegar nas seguintes relações, as quais foram utilizadas para determinar o valor de F_i e F2:

$$F_i = \frac{T}{D} \frac{e^{f_q} + 1}{e^{f_q} - 1} \quad (7.2.30)$$

$$F_2 = F_C + F_i \frac{2}{e^{f_q} + 1} \quad (7.2.31)$$

Observando a relação 7.2.30 nota-se um discernimento fundamental no presente modelo, que é o mesmo utilizado em correias planas. Se a tensão inicial F_i for igualada a zero o torque transmitido também terá de se igualar a zero. Dessa forma, sem a tensão inicial não for aplicada, o sistema não transmitirá esforços. Para que o mesmo sistema transmita uma carga elevada F_i também deverá ser elevada, e mantida durante a operação.

Outra grandeza necessária para a determinação das tensões presentes na cinta foi a potência atuante no sistema que pode ser determinada através da seguinte relação:

$$H = H_{nom} \cdot k_s \cdot n_d \quad (7.2.32)$$

Onde:

H – Potência atuante na cinta;

H_{nom} – Potência nominal solicitada pelo sistema;

K_s – fator de projeto;

n_d – fator de segurança.

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), o fator de projeto adequado a este projeto corresponde a 1,2 e o fator de segurança admitido para este projeto foi de 1,1 devido ao ajuste realizado no dimensionamento em comparação com sistema já existente (ver item 7.2.1.1) e a consideração nos cálculos das forças resistivas originadas pelos mancais de rolamento utilizados (ver item 7.2.1.3).

Assim, como definido em 7.2.1.3 a carga máxima atuante no sistema corresponde ao valor de 207,8 N, o que solicita uma potência de 2,8 kW em velocidade máxima de operação (25 m/s).

As variáveis como os ângulos de abraçamento, comprimento da esteira e diâmetro dos rotores compuseram o cálculo dos esforços presentes na cinta através deste modelo descrito. Seus valores foram definidos de maneira iterativa neste processo de determinação da configuração geométrica da cinta. No final de todo o processo de definição desta configuração os resultados apresentados na Tabela 9 foram encontrados para este modelo.

Tabela 9: Grandezas físicas associadas ao dimensionamento das tensões na cinta.

F _c	H _{nom}	T	F ₁ -F ₂	F _i	F ₂	F ₁
[N]	[W]	[N.m]	[N]	[N]	[N]	[N]
825,0	2797,3	25,9	201,4	201,3	925,6	1127,0

É válido mencionar que este modelo foi adotado antes do que considera a resistência a flexão da viga na rotina de iteração devido a sua grande contribuição para as tensões na cinta e por permitir, num primeiro instante, a seleção de uma cinta com a ordem de grandeza dos esforços solicitantes.

O outro modelo utilizado para a determinação das cargas atuantes na cinta considera os esforços da flexão da cinta, ausente no primeiro modelo apresentado. Este acréscimo nas tensões da cinta ocorre de maneira predominante nos trechos onde as cintas estão aderidas aos rotores, onde possuem uma grande deflexão para acompanhar suas curvaturas. Nesse sentido, este modelo que considera as tensões de flexão da cinta é de fundamental importância para a determinação dos diâmetros mínimos dos rotores.

O modelo físico em questão é o modelo clássico de curvatura e deformação longitudinal de uma viga, o mesmo apóia-se nas relações da curvatura de um elemento infinitesimal de viga, o qual é ilustrado na Figura 34. Neste modelo as seguintes hipóteses são adotadas:

- A seção transversal da viga permanece plana durante a deformação;
- O material se encontra dentro do regime elástico de deformação;
- O material possui um regime de deformação elástico linear.

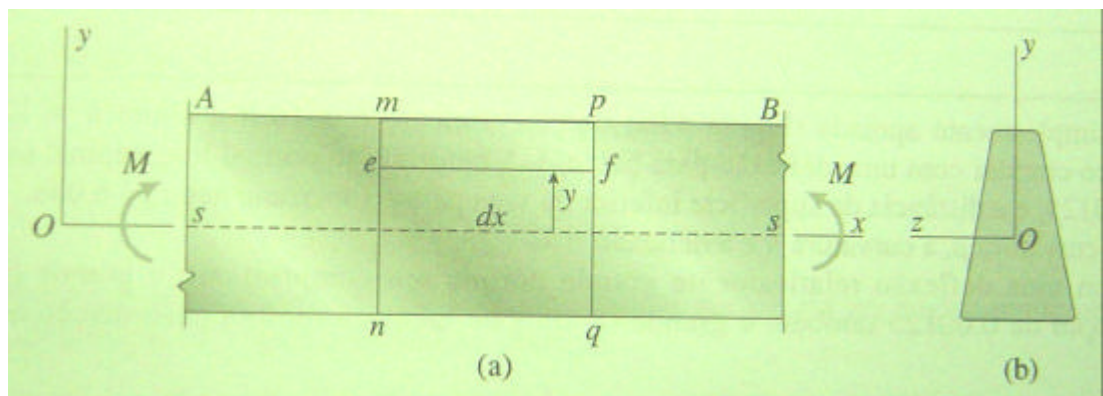


Figura 34: Elemento infinitesimal de viga

Devido às deformações causadas pela flexão as seções transversais mn e pq giram em relação umas as outras sobre eixos perpendiculares aos eixos perpendiculares ao plano xy . Linhas longitudinais na parte inferior da viga são alongadas e na parte superior são diminuídas. Assim, a parte inferior é tracionada e a superior é comprimida.

A linha neutra é representada pelo segmento de reta ss na Figura 35, a qual não sofre deformações e assim seu comprimento original dx é mantido constante. As demais partes da viga não coincidentes com a linha neutra passam a ter o seguinte comprimento apresentado por 7.2.34.

$$L_1 = (r - y) \cdot dq = dx - \frac{y}{r} dx = dx - k \cdot y \cdot dx \quad (7.2.34)$$

onde:

dq - ângulo formado pelos planos formados pelas seções mn e pq .

Com o comprimento equacionado por 7.2.34, pode-se determinar a deformação (d_x) longitudinal de um segmento da viga distante de uma cota y da linha neutra dividindo esta relação pelo comprimento do trecho (dx) antes da deformação.

$$d_x = \frac{dx - k \cdot y \cdot dx}{dx} = 1 - k \cdot y \quad (7.2.35)$$

Dessa relação pode ser encontrada a elongação (e_x) deste segmento através de 7.2.36.

$$e_x = -k \cdot y \quad (7.2.36)$$

Com a eq. 7.2.36 é possível determinar a tensão longitudinal da viga através da relação constitutiva (Teoria de elasticidade clássica – Lei de Hooke generalizada para material homogêneo e isotrópico) longitudinal de uma viga, apresentadas na eq. 7.2.37.

$$e_x = -k \cdot y = \frac{1}{E} \cdot [s_x - u \cdot (s_y + s_z)] \quad (7.2.37)$$

Onde:

E - módulo de elasticidade;

u - módulo de Poisson;

s_i - tensão normal na direção i .

Considerando o estado plano de tensões a eq. 7.2.37 pode ser reduzida a:

$$e_x = -k \cdot y = \frac{1}{E} \cdot s_x \quad (7.2.38)$$

Onde, isolando o raio do rotor (raio de curvatura), chega –se a:

$$r = \frac{E \cdot y}{s_x} \quad (7.2.39)$$

A eq. 7.2.39 somada com as tensões longitudinais, provenientes do primeiro modelo matemático apresentado neste item, aplicadas nos pontos de início de contato da cinta com os rotores foi a relação utilizada para determinar o diâmetro dos rotores no processo de definição das configurações geométricas da esteira rolante. As tensões provenientes do primeiro modelo matemático apresentado podem ser verificadas na eq. 7.2.40 e a equação completa relacionando as tensões atuantes na cinta é fornecida pela eq. 7.2.41.

$$s_x = \frac{F_i}{w \cdot e} \quad (7.2.40)$$

onde:

w – largura a cinta;

e - espessura da cinta;

F_i - força proveniente do primeiro modelo no ponto i .

$$r = \frac{\left(\frac{E \cdot e}{s_x - \frac{F_i}{w \cdot e}} - e \right)}{2} \quad (7.2.41)$$

7.2.2.2 Conformidade geométrica da esteira rolante com a estrutura do túnel de vento

Para a definição das distâncias entre os rotores da esteira rolante foi feita uma análise de conformidade geométrica com a região da estrutura do TVCLA que irá abrigar este equipamento. Os resultados desta análise implicam na determinação dos ângulos de abraçamento da cinta, necessários para a determinação dos esforços atuantes na mesma. Procurou-se, na presente análise, encontrar o maior valor para as dimensões da esteira de forma a ampliar as dimensões dos modelos em escala reduzida a serem ensaiados neste equipamento.

Nesse sentido foram feitas medições na região de interesse da estrutura do túnel de vento, o que permitiu obter as dimensões apresentadas em Figura 38.

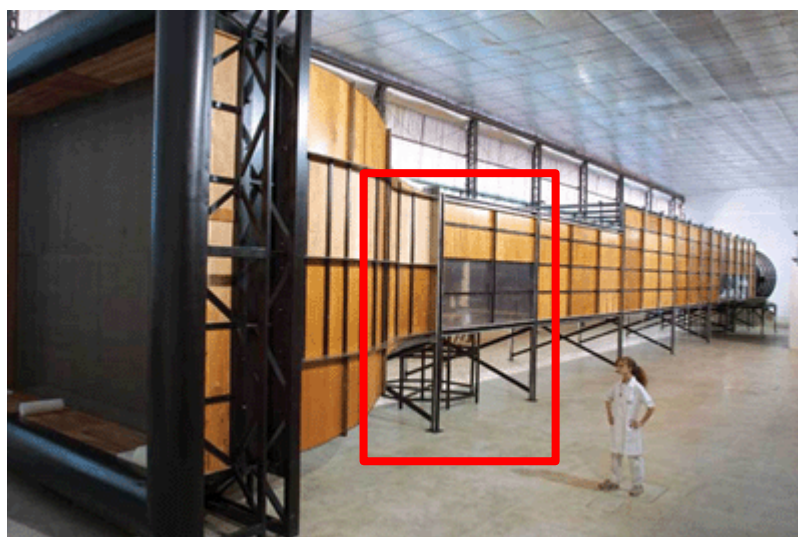


Figura 36: Localização da região de instalação da esteira rolante

Sentido do escoamento
de ar no túnel

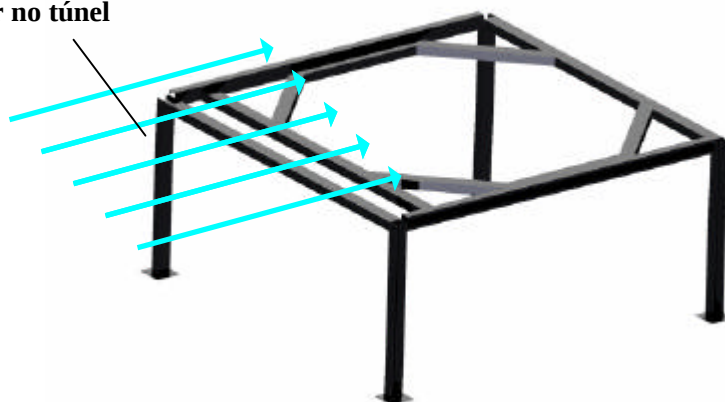


Figura 37: Estrutura da seção de testes aeronáutica do TVCLA

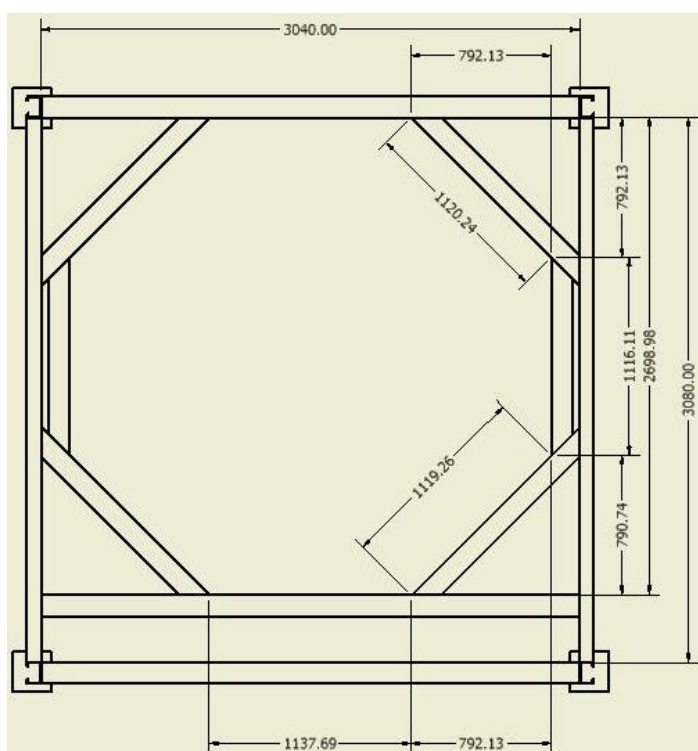


Figura 38: Dimensões da estrutura da seção de testes do TVCLA

A análise de conformidade geométrica baseou-se na permissão da rotação livre da esteira rolante quanto à variação no ângulo de guinada do modelo a ser ensaiado. Nesse sentido foi feita a determinação do menor vão livre disponível na estrutura

ilustrada em Figura 37. Assim, pôde ser determinado o valor de 2679,0mm como distância máxima permitida para abrigar a esteira rolante.

Para que o equipamento não confronte com a estrutura do túnel e até mesmo tenha uma possibilidade de ajuste de posicionamento foi admitido uma distância de folga de 20mm em cada extremidade da esteira rolante. Dessa forma, a distância máxima permitida passou a ter o valor de 2639,0mm. A determinação das dimensões máximas admissíveis para a esteira foi baseada na maior distância da região de acomodação da esteira rolante nesta estrutura, o que corresponde à diagonal do retângulo formado entre os rotores motor e movido, como mostrado na Figura 39. Nesta determinação das dimensões do equipamento a distância máxima admissível foi utilizada como a dimensão máxima permitida para a esteira.

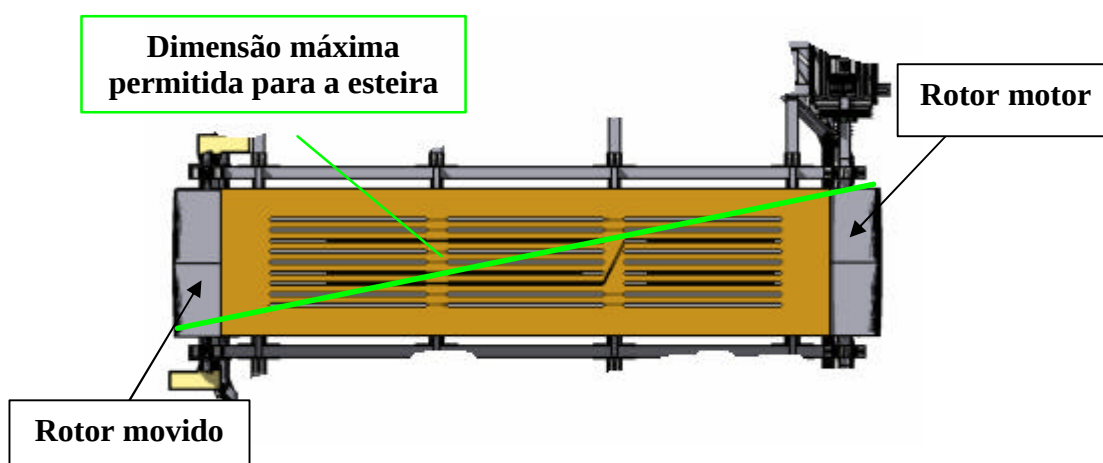


Figura 39: Representação da dimensão máxima permitida à esteira (vista superior)

Para incluir esta característica dimensional na definição da configuração geométrica da esteira a eq. 7.2.42 foi desenvolvida. Esta mesma equação foi incluída no conjunto de equações utilizadas para a definição geométrica em questão.

$$c_{e\max} = \sqrt{D_{adm}^2 - w_{\max}^2} - \frac{f_{motor}}{2} - \frac{f_{movido}}{2} \quad (7.2.42)$$

onde:

$c_{e\max}$ - comprimento máximo da esteira;

$w_{\max}$ - largura máxima da esteira;

D_{adm} - dimensão máxima permitida para a esteira;

f_{motor} - diâmetro máximo do rotor motor;

f_{movido} - diâmetro máximo do rotor movido.

7.2.2.3 Resultado da configuração geométrica

Com as relações obtidas nos itens anteriores foi possível montar um algoritmo de solução numérico através do programa computacional *Microsoft Excel 2007* ®. As relações foram combinadas de forma a permitir uma solução iterativa do problema através do iterador numérico disponível neste programa.

Para a solução destas equações foi mantido fixo o valor da largura da cinta (550,0 mm), valor selecionado de forma a permitir o maior número de ensaios com o equipamento, como mostrado na Tabela 2. Os resultados obtidos com a definição da configuração geométrica da esteira rolante são apresentados na Tabela 10.

Tabela 10: Resultados obtidos da definição geométrica do equipamento

Dimensão	Valor
Comprimento da esteira	2365,6 mm
Ângulo de abraçamento rotor movido	89,9°
Ângulo de abraçamento rotor motor	90,0°
Ângulo de abraçamento rotor tensor	92,5°
Ângulo de abraçamento rotor de ajuste	90,3°
Diâmetro do rotor motor	256,9 mm
Diâmetro do rotor movido	255,7 mm
Diâmetro do rotor tensor	256,9 mm
Diâmetro do rotor de ajuste	256,9 mm

Com a determinação das dimensões dos rotores e a distâncias características do sistema foi selecionada a correia transportadora Goodyear EP-80 (CORREIAS TRANSPORTADORAS E ELEVADORAS EP, 2005).

Uma característica importante desta seleção é a de esta correia não possuir a carcaça que normalmente reveste as correias transportadoras. Essa particularidade foi adotada de acordo com recomendações do fabricante, pois a carcaça atua como uma camada protetora a impactos e corrosivos que podem estar em contato com a correia. A carcaça não contribui de maneira significativa para o aumento da resistência mecânica da cinta. Como as condições de operação e mesmo do ambiente onde a esteira será instalada não a solicitam de maneira semelhante aos casos comuns às

correias transportadoras foi selecionada uma correia sem carcaça. Outra vantagem desta opção é a de possibilitar o uso de uma correia com menor massa específica linear, o que permite a redução do diâmetro dos cilindros rotores. A redução do diâmetro dos rotores acaba por reduzir a inércia do sistema e, assim possibilita a seleção de um motor de menor potência, como será visto no item 7.2.4.1.

As características da correia selecionada são apresentadas no item 7.2.2.1.

Tabela 11: Características da correia selecionada

Espessura	1,8mm
Massa por área	2,4kg/m ²
Módulo de elasticidade	5,93 GPa
Tensão de ruptura	160kN/m
Tipo de emenda	Vulcanizada

É válido ressaltar que estes valores não são os mesmos dispostos no catálogo do fabricante, os valores apresentados para a tensão de ruptura e módulo de elasticidade são 10 vezes superiores aos encontrados em catálogo. Isso se deve ao fato de no catálogo os valores estarem com coeficiente de segurança no valor de 10,0. Todavia, nos cálculos realizados neste projeto adotaram o fator de segurança igual a 2,0.

Com o intuito de avaliar a qualidade do dimensionamento realizado foi verificado o “creep” e o escorregamento da cinta sobre os rotores.

O “creep” corresponde a um movimento devido à variação de tensões presentes na cinta quando ela passa pelos rotores. Quando a cinta passa pelo rotor motor ela é alongada devido ao aumento de tensão durante o percurso sobre a superfície de contato passando de uma intensidade de tensões baixa, presente no lado com folga, para um valor elevado, presente no lado apertado. Já nos demais rotores, o oposto é o que ocorre. Devido a esta deformação sobre os rotores surge uma movimentação relativa entre os elementos, denominado de “creep”.

Outro tipo de movimento que pode estar presentes na cinta em relação aos rotores é o escorregamento. Ambos os fenômenos dependem do ângulo de contato efetivo nos rotores. O “creep” se relaciona com a diferença de tensões entre o lado apertado e o frouxo da cinta, de forma que quanto maior esta diferença, maior é o valor do “creep”. Como citado por Rothbart (1964) o ângulo de contato efetivo aumenta com o aumento das tensões solicitadas, porém quando este aumento é excessivo ocorre o fenômeno de escorregamento da cinta sobre os rotores devido à exigência de um

atrito superior ao atrito estático presente entre os elementos, o que impossibilita o sistema em estudo.

A fim de avaliar este fenômeno no sistema foi utilizado um gráfico apresentado por Erickson (1987) que relaciona a variação de velocidade entre rotores motor e movido com a razão das tensões entre o lado apertado e o lado frouxo do sistema de transmissão por correia. O gráfico mencionado é apresentado no Gráfico 2. Como a esteira rolante apresenta quatro rotores, o “creep” e o escorregamento foram analisados entre o rotor motor e o movido, pois estes são os que compartilham a característica de “lado apertado” da cinta.

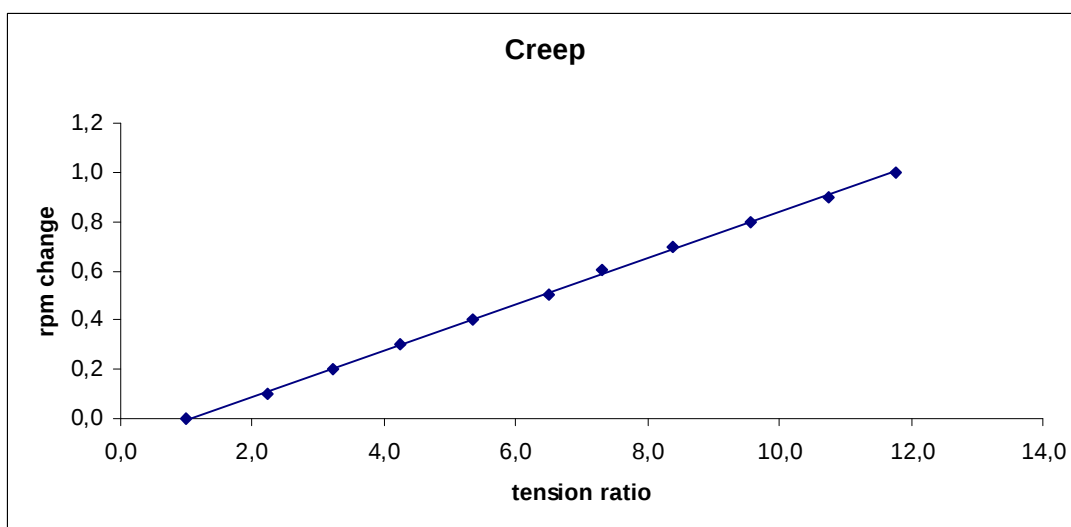


Gráfico 2: Variação de velocidade entre rotores motor e movido do sistema em função da razão de tensões

Através deste gráfico pôde-se encontrar que a variação de velocidades entre o rotor motor e o movido é de 0,015%. Com este resultado nota-se que tal fenômeno pode ser desconsiderado, o que indica que o método utilizado para definir as configurações geométricas da cinta é adequado.

7.2.3 Dimensionamento dos rotores

A determinação das dimensões características do sistema de movimentação da esteira rolante possibilitou o dimensionamento dos rotores utilizados no equipamento. Este sub-tópico tem o objetivo de apresentar o dimensionamento de todos os componentes que integram estes rotores.

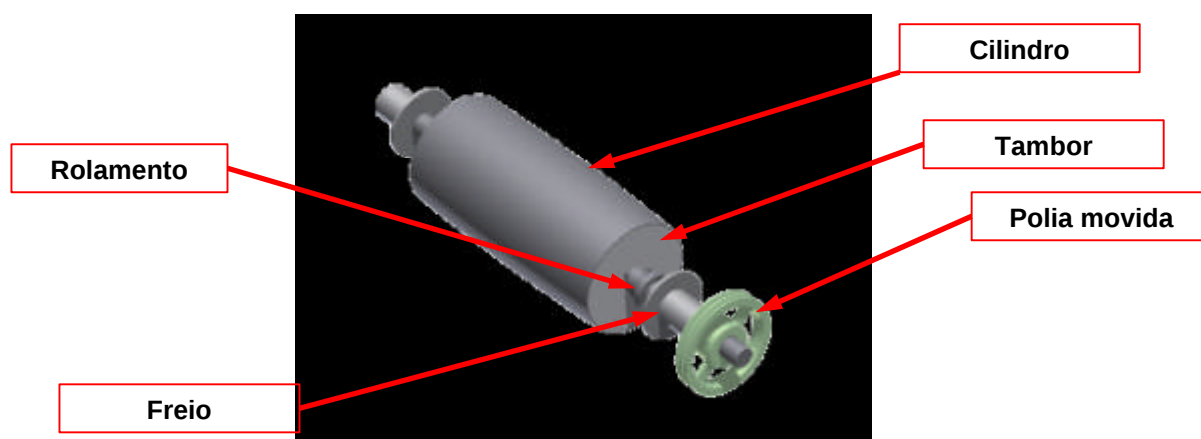


Figura 40: Rotor motor

Os rotores são os componentes responsáveis pela transmissão de potência do trem de força do sistema para a cinta, como também pelo controle de estabilidade de operação da cinta. Os principais componentes que o constituem são:

- Eixo;
- Mancais;
- Tambores;
- Cilindro.

Os dimensionamentos destes elementos de máquina são apresentados a seguir.

7.2.3.1 Dimensionamento dos cilindros

Os cilindros correspondem ao componente do rotor que contata a cinta. O dimensionamento dos mesmos parte dos valores encontrados no sub-tópico 7.2.2 para as dimensões características máximas admissíveis. O projeto destes componentes envolve o estudo de suas características geométricas e uma análise sob o ponto de vista de fabricação. Os cilindros projetados para os rotores, apesar de contribuir, não têm por objetivo contribuir para a resistência estrutural do equipamento.

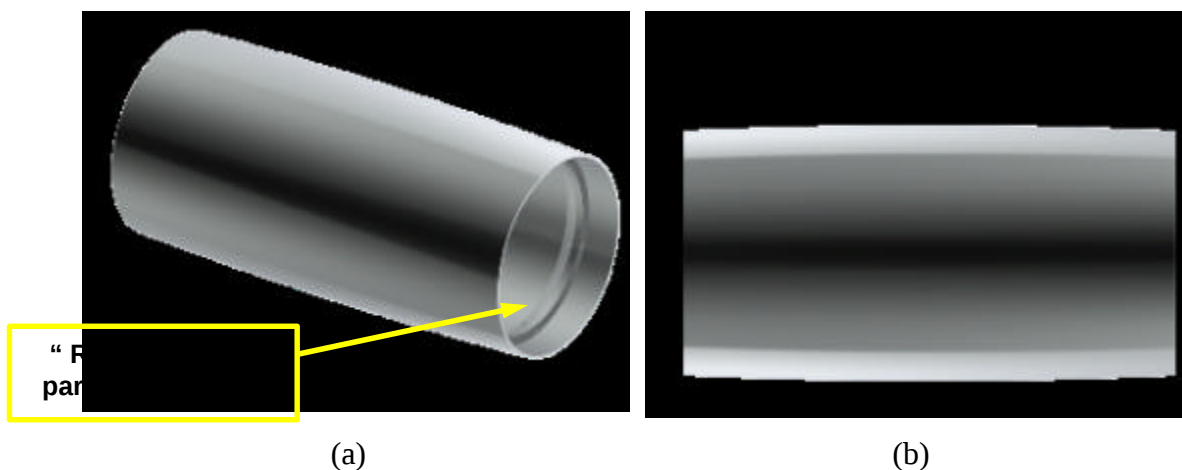


Figura 41: Cilindro do rotor motor

No desenvolvimento deste trabalho uma preocupação surgiu sobre a realização de um dispositivo para manter a cinta centralizada transversalmente nos rotores. Partindo deste questionamento foi encontrado que muitos sistemas de transmissão por correias planas utilizam polias com uma leve curvatura em sua superfície. Erickson (1987) ressalta que rotores de correia plana necessitam desta curvatura em sua superfície externa para manter a correia aderida aos rotores. Essa curvatura corresponde a um abaulamento convexo no sentido longitudinal do cilindro como pode ser observado na Figura 41(b). A mesma se relaciona com o comprimento dos cilindros, a qual deve ter em seu ponto de maior diâmetro (centro) uma diferença em relação a seu ponto de menor diâmetro (extremidades) dada pela eq. 7.2.43 (ROTHBART, 1964).

$$C = \frac{1}{32} \cdot \left(b^{\frac{2}{3}} \right) \quad (7.2.43)$$

onde:

C – diferença dos diâmetros (polegada)

b – comprimento do cilindro (polegada)

O que para o caso presente conferiu um valor de 6,2 mm para esta diferença. Para a determinação desta curvatura foi gerada uma curva suave “*spline*” passando pelos pontos de diâmetro máximo e mínimo numa superfície de revolução com o programa computacional *Autodesk Inventor*®.

Outro questionamento sobre deste componente abordou o método de fixação ao tambor que o mesmo utilizaria. A solução encontrada levou em consideração o método de fabricação deste componente para criar um “ressalto” na superfície interna do mesmo.

A fabricação do componente foi considerada pelo fato de este ser inteiriço e de dimensões elevadas perante os demais componentes do sistema, o que gera uma preocupação quanto a seu custo. Dessa forma, foi proposto que o mesmo seja fabricado a partir de um tubo padrão Schedule 10”-160-5, que apresenta dimensões adequadas para se fabricar este componente. A necessidade de se reduzir o diâmetro interno já existente no tubo de dimensões padrões é de reduzir o momento de inércia do sistema e também criar um rebaixo por onde os tambores possam ser fixados. A Figura 41 ilustra esse “ressalto”.

O material utilizado nos tubos foi aço AISI 1008 por apresentar um baixo custo e alta disponibilidade no mercado.

7.2.3.2 Seleção do freio

A seleção de um sistema de frenagem para o equipamento foi necessária para situações de parada emergenciais, caso ocorram. O processo de seleção deste sistema partiu de uma análise fundamental da metodologia do projeto de freios utilizando os critérios apresentados por Shigley, Mischke e Budynas (2005), em que prosseguiu mesclando os métodos utilizados por (SIME DO BRASIL LTDA., 2008).

Para a realização desta seleção foi tomada como premissa a utilização de um sistema de freio a disco. Essa atitude foi embasada nas vantagens de funcionamento apresentadas pelos freios a disco diante de condições adversas de operação, como na presença de líquidos e materiais particulados. Nesse sentido, como o sistema de frenagem tem também o objetivo de operar em situações emergenciais e como não se sabe com antecedência quais seriam estas condições de operação destes freios, o sistema de frenagem a disco foi adotado por ser a opção mais segura estudada.

O princípio de funcionamento de um freio a disco baseia-se na atuação de uma pinça que pressiona um material de fricção contra a superfície de um disco que roda solidário a um eixo.

Para a determinação dos esforços solicitantes ao sistema de frenagem foi necessário obter a intensidade do torque de frenagem. Para tanto foi utilizada a relação apresentada na eq. 7.2.44.

$$T_{fr} = J_{emotor} \cdot \frac{\Delta V}{r \cdot \Delta t} \quad (7.2.44)$$

onde:

T_{fr} - torque de frenagem,

J_{emotor} - inércia do sistema equivalente no eixo do rotor motor;

ΔV - variação da velocidade da cinta;

Δt - intervalo de tempo de frenagem;

r - raio máximo do rotor motor.

O momento de inércia utilizado na eq. 7.2.44 foi calculado a partir da eq. 7.2.11, que apresentou o valor de 1,71 kg.m². A variação de velocidade e o intervalo de tempo assumido foram de respectivamente 25,0 m/s e 1,0 s. Assim foi obtido o valor de 10,99 N.m para o Torque de frenagem necessário no sistema.

Para determinar o diâmetro do disco a ser utilizado no sistema de frenagem Shigley, Mischke e Budynas (2005) utilizam dois critérios:

- Desgaste uniforme;
- Pressão uniforme.

Em ambos os casos a pastilha utilizada foi considerada como sendo anular, a qual tem sua geometria representada na Figura 42. Em ambos os critérios foram adotados os seguintes valores como dados de entrada do problema:

- Ângulo $q_1 = 45^\circ$;
- Ângulo $q_2 = 135^\circ$;
- Raio menor da sapata $r_i = 50$ mm;
- Raio maior da sapata $r_o = 90$ mm;
- Coeficiente de atrito $f = 0,5$.

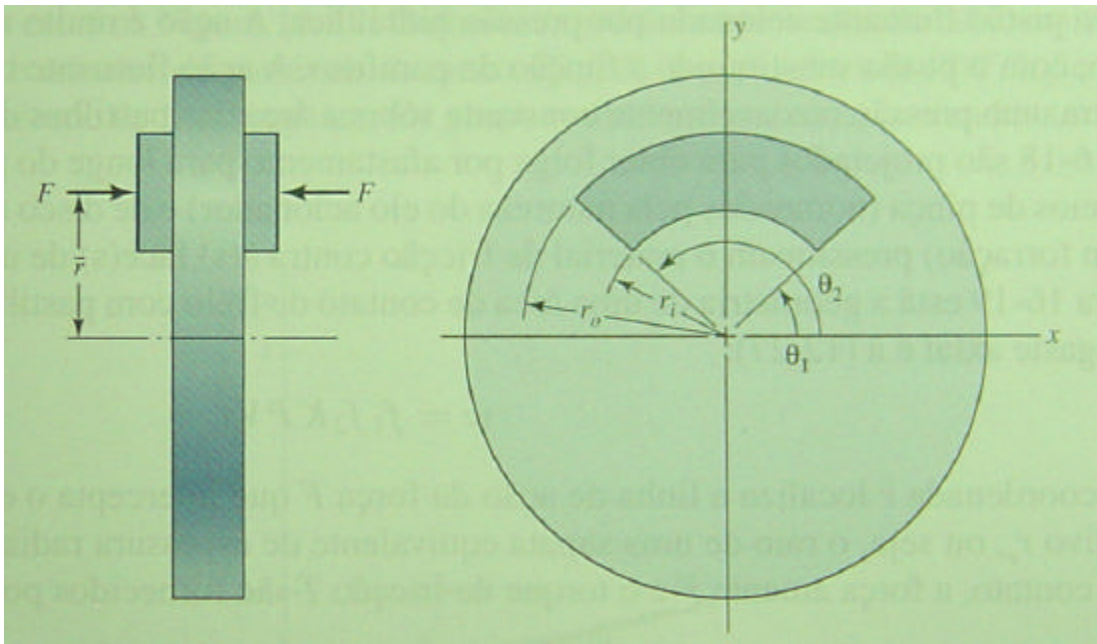


Figura 42: Geometria da área de contato de pastilha anular de um freio de pinça

Na condição de desgaste uniforme as relações apresentadas pela eq. 7.2.45 e eq. 7.2.46 forma utilizadas para determinar os valores dos raios efetivo (r_e) e raio de ação da força de frenagem ($\bar{r}$).

$$r_e = \frac{ro + ri}{2} \quad (7.2.45)$$

$$\bar{r} = \frac{\cos q_1 - \cos q_2}{q_2 - q_1} \cdot \frac{ro + ri}{2} \quad (7.2.46)$$

Estas equações diferem das utilizadas para o método da pressão uniforme, apresentadas pelas eq. 7.2.47 e 7.2.48.

$$r_e = \frac{2}{3} \cdot \frac{ro^3 - ri^3}{ro^2 - ri^2} \quad (7.2.47)$$

$$\bar{r} = \frac{\cos q_1 - \cos q_2}{q_2 - q_1} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{ro^3 - ri^3}{ro^2 - ri^2} \quad (7.2.48)$$

Com estas relações foram encontrados os valores apresentados na Tabela 12.

Tabela 12: Resultados do dimensionamento dos freios

Desgaste uniforme: Raio efetivo	70 mm
Desgaste uniforme: Raio de aplicação da força de frenagem	63 mm
Pressão uniforme: Raio efetivo	72 mm
Pressão uniforme: Raio de aplicação da força de frenagem	65 mm

Esses valores não diferem muito dos valores fornecidos por Freios pneumáticos a disco (2008), o qual apresenta, para a mesma intensidade do torque de frenagem, um disco de 150 mm de diâmetro.

Como alternativa para o sistema de frenagem a ser selecionado o fabricante Sime do Brasil Ltda. indica a opção de acionamento pneumático. Observando a disponibilidade de ar comprimido no CMF – IPT, esta alternativa foi aceita no projeto.

Pela utilização deste equipamento possuir um baixo torque de frenagem, o freio selecionado para este caso foi o da linha M, modelo MU com atuação pneumática e liberação por mola. O mesmo utilizará um disco de 150 mm de diâmetro, que com uma pressão de operação de 4 bar oferece um torque de frenagem de 13 N.m.

7.2.3.3 Dimensionamento dos tambores

Os tambores como mostrado na Figura 40 são os componentes do rotor que fazem a conexão estrutural do cilindro ao eixo. Sua função principal é a de transmitir os esforços solicitantes do cilindro ao eixo e vice-versa no caso do rotor motor, e nos demais rotores é de posicionar o cilindro de forma concêntrica ao eixo.

A geometria dos componentes destes componentes variou de acordo com o rotor. O dimensionamento dos tambores foi revisado constantemente durante o desenvolvimento do projeto, principalmente na investigação da partida do motor, como apresentado no sub item 7.2.4.1.2, pois foi necessária a redução da inércia do sistema. A Figura 43 apresenta a configuração básica de um destes tambores.

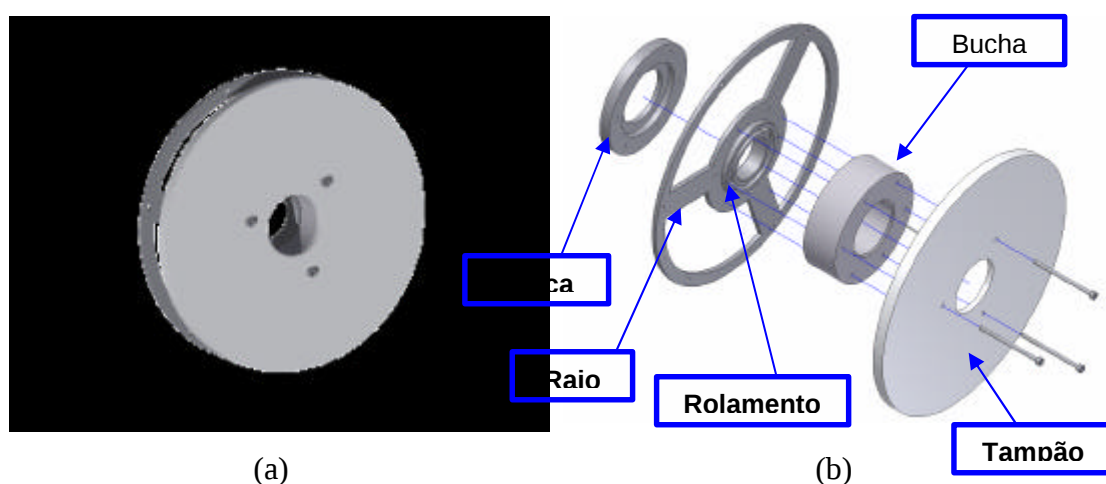


Figura 43: Tambor do rotor movido

O dimensionamento destes tambores partiu das dimensões fornecidas pelos cilindros, pois os tambores, como podem ser observados na Figura 40, se fixam no ressalto interno destes componentes. Desta dimensão foi projetado o raio deste componente, que no caso do rotor motor é responsável por transmitir a potência do eixo para o cilindro.

É necessário ressaltar neste ponto que os rotores diferenciam-se em sua concepção principalmente pelo fato de que o único rotor com eixo rotativo ser o rotor motor, os demais são estacionário em relação à estrutura principal do equipamento. Entretanto, para fins de redução de custo e praticidade de fabricação a espessura de todos os raios foi projetada para ser igual a do raio do rotor motor, o que deve transmitir torque.

O dimensionamento do raio partiu de uma análise de flexão de seus raios internos, com posterior análise de flambagem dos mesmos e em seguida verificando a possível falha de seu anel, o qual conecta o raio ao cilindro por fixação de parafusos. Assim, os seguintes cálculos foram realizados:

Para flexão foi calculada a maior tensão admissível na base do raio interno. O mesmo foi aproximado por uma ida engastada e o critério para determinar esta tensão admissível foi que a mesma tensão deveria ser menor que a tensão de limite de escoamento (s_{esc}) do material dividida por um fator de segurança (FS, no caso com o valor de 5,5). A tensão calculada levou em consideração que o torque de frenagem, maior esforço no componente, seria suportado por um único braço.

$$s_{fl} = \frac{-6 \cdot T_{fr}}{e \cdot h^2} \leq \frac{s_{esc}}{FS} \quad (7.2.49)$$

onde:

s_{fl} - tensão na base do raio interno;

e – espessura do raio;

h – largura do raio interno.

Com este cálculo, utilizando como material o aço AISI 1008, devido a sua grande disponibilidade no mercado e baixo custo, foram encontrados os valores de 4,0mm para a espessura do raio e 8,0 mm para a largura do braço. Porém para fins estéticos, o tambor original utilizou um raio interno com 20,0 mm de largura.

Para verificar a esbeltez deste raio inteiro foi feito o cálculo de sua flambagem com a verificação do fenômeno mesmo que um único raio interno suportasse a maior carga radial imposta no cilindro. Para a realização desta verificação de flambagem o raio foi considerado como uma viga de onde pode ser determinada a carga crítica do sistema e assim determinado um coeficiente de segurança para este sistema. A eq. (7.2.50) apresenta este cálculo.

$$FS = \frac{p^2 \cdot E \cdot h \cdot b^3 \cdot F_{r\max}}{12 \cdot l} \quad (7.2.50)$$

onde:

E – módulo de elasticidade do material;

l – comprimento do raio;

$F_{r\max}$ – força radial máxima imposta pelo sistema.

Com esta relação foi encontrado o valor do fator de segurança equivalente a 4,4.

Para avaliar a fixação deste raio com o ressalto interno do cilindro, a mesma foi analisada segundo os critérios de cisalhamento do parafuso, falha do raio por tração e cisalhamento, em que seus cálculos são representados respectivamente pelas eq. (7.2.51), (7.2.52) e (7.2.53). Os parafusos selecionados para esta fixação forma parafuso M5x20 de cabeça hexagonal, para os mesmos foi utilizado o aço AISI 4340.

$$t_{par} = \frac{4 \cdot F_{par}}{p \cdot f_{par}^2} \leq t_{adm} = \frac{s_{esc}}{3} \Rightarrow FS = \frac{s_{esc}}{\frac{12 \cdot F_{par}}{p \cdot d^2}} \quad (7.2.51)$$

onde:

F_{par} – força aplicada no parafuso;

f_{par} – diâmetro do parafuso;

t_{par} - tensão de cisalhamento do parafuso;

t_{adm} - tensão de cisalhamento admissível.

$$FS = \frac{s_{esc}}{\frac{F_{par}}{(w_{anel} - f_{par}) \cdot e}} \quad (7.2.52)$$

onde:

w_{anel} – largura do anel de fixação dos parafusos.

$$FS = \frac{s_{esc}}{\frac{2 \cdot F_{par}}{(p \cdot r_a - n \cdot f_{par}) \cdot e}} \quad (7.2.53)$$

onde:

r_a – raio de fixação dos parafusos.

Destas relações foram encontrados os FS encontrados são apresentados na .

Tabela 13: Resultados da análise de falha do raio dos tambores

Cisalhamento do filete	316,0
Falha do raio por tração	64,5
Falha do raio por cisalhamento	1280,0

Com estes resultados, pode-se constatar que seu dimensionamento foi adequado.

Os demais componentes do tambor são a bucha, a rosca, o rolamento e o tampão. A seleção de rolamentos é tratada a parte neste relatório.

A bucha tem a função de abrigar o elemento de fixação no caso do rotor motor, o qual corresponde a uma chaveta DIN 6885 PSB 73-290.754. Nos demais casos a

mesma serve para permitir o posicionamento do tampão em relação ao raio, como também para alojar o rolamento através de uma fixação por interferência. Dessa forma, em todos estes casos, foi utilizado o material Alumínio 6066 para estes componentes.

O tampão tem a função de vedar a região interna do cilindro, para não conectar a região interna com a externa do túnel de vento, evitando assim um fluxo de ar secundário. Este componente, também tem a função de auxiliar no posicionamento de concentricidade da bucha com o cilindro. Para o seu dimensionamento foi utilizado como material o plástico polipropileno laminado, por possuir uma baixa massa específica e ser de baixo custo.

A rosca tem o objetivo de permitir a fixação dos componentes integrantes do tambor entre si através de furos roscados por onde serão fixados os parafusos fixadores destes componentes. Nos tambores dos rotores movido, tensor e ajuste, a rosca também tem por objetivo fixar o rolamento por interferência, em que a possibilidade aperto com os demais componentes do tambor com esta rosca atua como um elemento de posicionamento axial para o rolamento. Estes componentes podem ser observados na vista explodida do rotor movido na Figura 43 (b).

7.2.3.4 Dimensionamento dos eixos

Shigley, Mischke e Budynas (2005) definem eixo como um membro rotativo, geralmente de seção transversal circular, utilizado para transmitir potência ou movimento. Este elemento de máquina provê a linha de centro de rotação, ou oscilação, de elementos como engrenagens, polias volantes, manivelas, rodas dentadas e similares, como também, controla a geometria de seus movimentos.

Os mesmos autores ressaltam que o projeto de um eixo envolve muito trabalho preliminar, sendo que os elementos que devem ser apoiados ou fixados no mesmo devem ser previamente estimados, já que o mesmo é desenvolvido de forma interativa com os demais componentes do sistema, os quais se encontram diretamente relacionados com o mesmo.

O dimensionamento dos eixos foi feito em termos das seguintes análises (quando necessárias, pois análise por fadiga e confiabilidade foi condicionada apenas ao eixo do rotor motor):

1. Deflexão e rigidez:
 - a. Deflexão flexional
 - b. Inclinação em mancais
2. Tensão e resistência
 - a. Resistência estática
 - b. Resistência de fadiga
 - c. Confiabilidade

A geometria dos eixos dimensionados neste trabalho foi a de cilindros escalonados. Essa opção partiu da proposição de que os elementos de máquina conectados ao mesmo fossem posicionados com precisão, o que é provido satisfatoriamente por ressalto.

O projeto de um eixo até então inexistente, como no caso presente, parte da análise de tensões presentes no eixo utilizando as cargas atuantes neste elemento pelas demais partes do sistema mecânico, que este se encontra (SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005). Isto foi feito definido de maneira iterativa as suas geometrias calculando as tensões presentes em pontos de seções críticas de forma a determinar os valores mínimos dos diâmetros nestas seções.

Antes mesmo da determinação dos deslocamentos e deformações presentes nos eixos foram determinadas as formas de fixação e transmissão de torque (quando necessária) e posicionamento dos demais elementos sustentados pelos eixos. Das alternativas de fixação e transmissão de torque apresentadas por Shigley, Mischke e Budynas (2005) foram selecionadas as fixações por chavetas, ajuste de pressão e contração, e por pino.

7.2.3.4.1 Restrições geométricas

Ao considerar as restrições geométricas no dimensionamento dos eixos, duas etapas foram necessárias. A primeira, consistiu em dimensionar os elementos que foram fixados ou apoiados nos eixos, como polias e tambores, para as potências e velocidades especificadas. Estes elementos irão impor os carregamentos e

amplificações no diâmetro de forma a considerar rasgos de chavetas e demais singularidades relacionadas a seus travamentos e posicionamentos. O segundo consistiu em calcular as deflexões e tensões presentes nos eixos.

Como mencionado por Shigley, Mischke e Budynas (2005) a distorção é inevitável em corpos materiais, assim no projeto dos eixos, os mesmos foram dimensionados de forma que esta particularidade não prejudicasse a funcionalidade dos mesmos. Para os mancais selecionados (rolamentos de esferas) o catálogo SKF Inc. (2003) recomenda que a máxima inclinação permitida no ponto de posicionamento dos mancais esteja entre os valores de 2 a 10 minutos angulares.

Para o cálculo da deflexão inicialmente foi feito o dimensionamento de um eixo de diâmetro uniforme que satisfaça as restrições de distorção. Visto que as inclinações dos mancais são limitantes, considerou-se a inclinação nos pontos dos mancais como a encontrada num caso de apoio simples.

Para tanto foram feitos cálculos da distorção na situação de maior solicitação para cada eixo. Esses cálculos foram determinados calculando a Linha elástica do equipamento, que se iniciou com a determinação dos carregamentos atuantes no mesmo e a determinação da distribuição de momentos fletores nos mesmos, já que é a maior solicitação presente no eixo. A seguir são apresentados os croquis de cada eixo, suas respectivas cargas solicitantes, as equações da linha elástica e os diagramas de momento fletor nas direções transversais do eixo. Ressalta-se que em todos os casos não houve a presença de esforços axiais, o que simplificou os cálculos desenvolvidos. Para todos os casos o material utilizado para o eixo foi o aço AISI 1045.

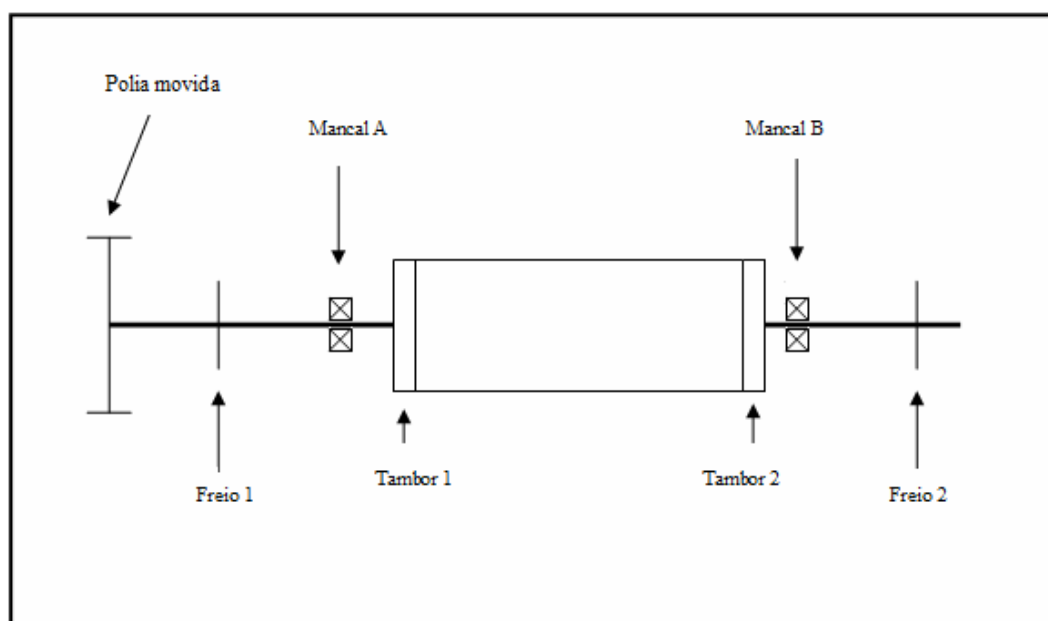


Figura 44: Croqui do rotor motor

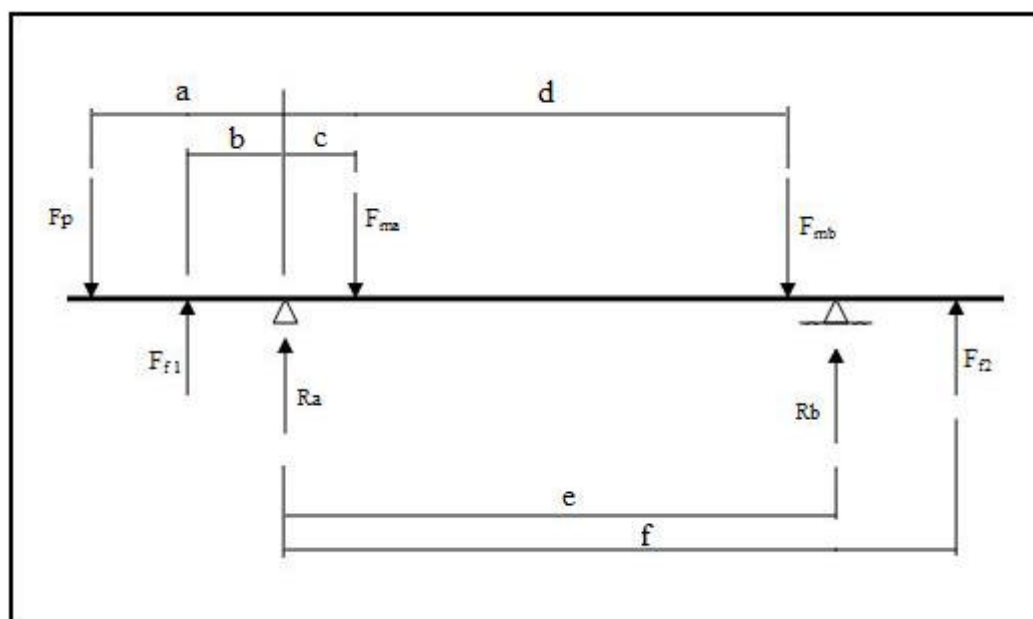


Figura 45: Modelo físico adotado para o cálculo do eixo do rotor motor

Tabela 14: Esforços presentes no eixo do rotor motor

Descrição do esforço	Forças verticais [N]	Forças horizontais [N]
Força da polia movida (F_p)	879,2	251,5
Força do freio 1 (F_{f1})	0,5	0,5
Reação do mancal a (R_a)	2182,6	1486,2
Força do tambor a (F_{ma})	925,6	1127,0
Força do tambor b (F_{mb})	925,6	1127,0

Reação do mancal b (Rb)	546,7	1018,2
Força do freio 2 (Ff2)	0,5	0,5

$$v'(x) = \frac{1}{EI} \cdot \left[\frac{F_p \cdot \langle x \rangle^2}{2} - \frac{F_{f1} \cdot \langle x - (a-b) \rangle^2}{2} - \frac{R_a \cdot \langle x - a \rangle^2}{2} + \frac{F_{m1} \cdot \langle x - (a+c) \rangle^2}{2} + \dots \right]$$

$$\left[\dots \frac{F_{m2} \cdot \langle x - (a+d) \rangle^2}{2} - \frac{R_b \cdot \langle x - (a+e) \rangle^2}{2} + C_1 \right] \quad (7.2.54)$$

$$v(x) = \frac{1}{EI} \cdot \left[\frac{F_p \cdot \langle x \rangle^3}{6} - \frac{F_{f1} \cdot \langle x - (a-b) \rangle^3}{6} - \frac{R_a \cdot \langle x - a \rangle^3}{6} + \frac{F_{m1} \cdot \langle x - (a+c) \rangle^3}{6} + \dots \right]$$

$$\left[\dots \frac{F_{m2} \cdot \langle x - (a+d) \rangle^3}{6} - \frac{R_b \cdot \langle x - (a+e) \rangle^3}{6} + C_1 \cdot x + C_2 \right] \quad (7.2.55)$$

$$C_1 = \frac{1}{6e} \cdot [F_p \cdot ((a+e)^3 + a^3) - F_{f1} \cdot ((b+e)^3 - b^3) + F_{m1} \cdot (e-c)^3 + F_{m2} \cdot (e-d)^3 - R_a \cdot (e-d)^3]$$

(7.2.55.a)

$$C_2 = \frac{1}{6} \cdot [F_{f1} \cdot b^3 - F_p \cdot a^3] - C_1 \cdot a \quad (7.2.55.b)$$

Tabela 15: Dimensões características necessárias para o cálculo do eixo do rotor motor [mm]

a	b	c	d	E	f
284	105	95	565	660	765

Onde C1 e C2 foram obtidos colocando como condição de contorno, deslocamentos nulos nos mancais.

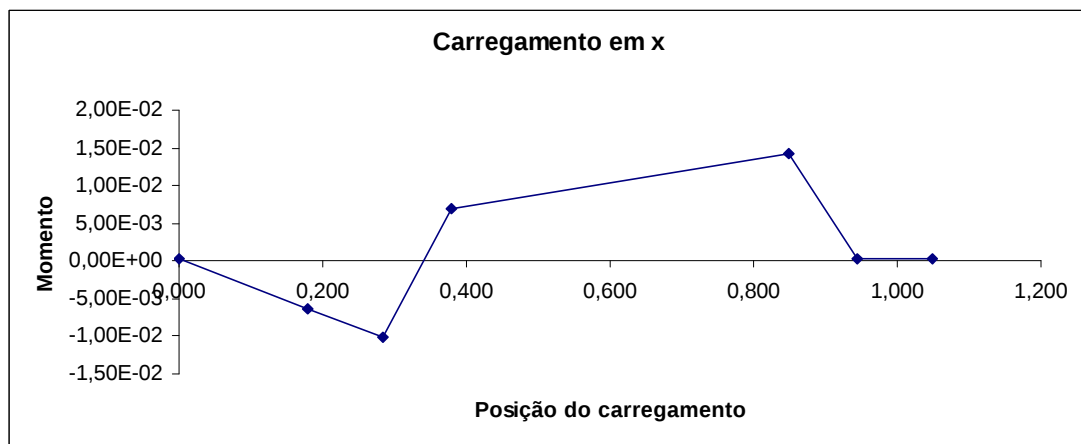


Gráfico 3: Distribuição do momento fletor no eixo do rotor motor proveniente de carregamentos horizontais

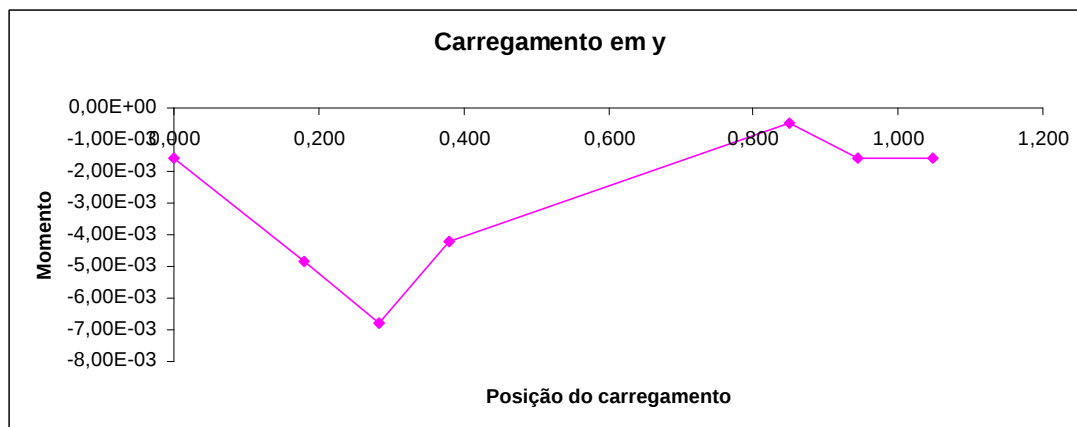


Gráfico 4: Distribuição do momento fletor no eixo do rotor motor proveniente de carregamentos verticais

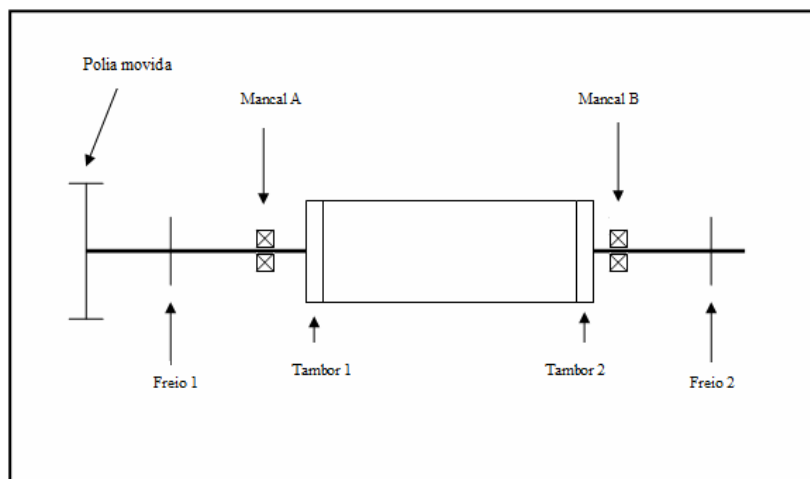


Figura 46: Croqui dos rotores movido, tensor e de ajuste

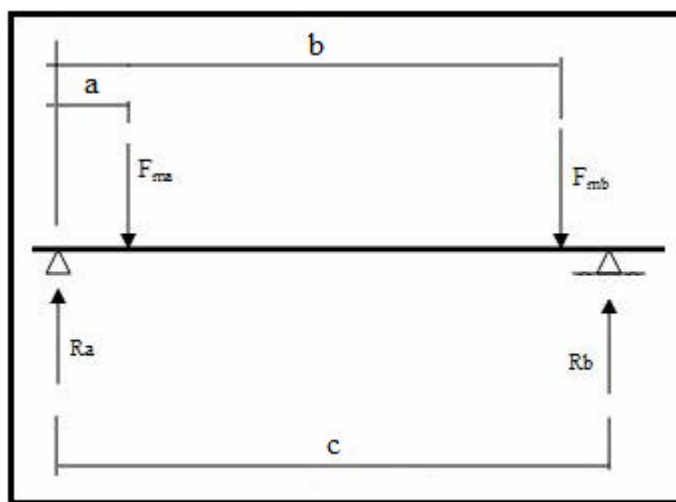


Figura 47: Modelo físico adotado para o cálculo dos eixos exceto o do rotor motor

Tabela 16: Esforços presentes no eixo do rotor movido

Descrição do esforço	Forças verticais [N]	Forças horizontais [N]
Reação do mancal a (Ra)	925,6	923,6
Força do tambor a (Fma)	925,6	923,6
Força do tambor b (Fmb)	925,6	923,6
Reação do mancal b (Rb)	925,6	923,6

$$v'(x) = \frac{1}{EI} \cdot \left[-\frac{R_a \cdot \langle x \rangle^2}{2} + \frac{F_{m1} \cdot \langle x-a \rangle^2}{2} + \frac{F_{m2} \cdot \langle x-b \rangle^2}{2} + C_1 \right] \quad (7.2.56)$$

$$v(x) = \frac{1}{EI} \cdot \left[-\frac{R_a \cdot \langle x \rangle^3}{6} + \frac{F_{m1} \cdot \langle x-a \rangle^3}{6} + \frac{F_{m2} \cdot \langle x-b \rangle^3}{6} - \frac{R_b \cdot \langle x-c \rangle^3}{6} + C_1 \cdot x + C_2 \right] \quad (7.2.57)$$

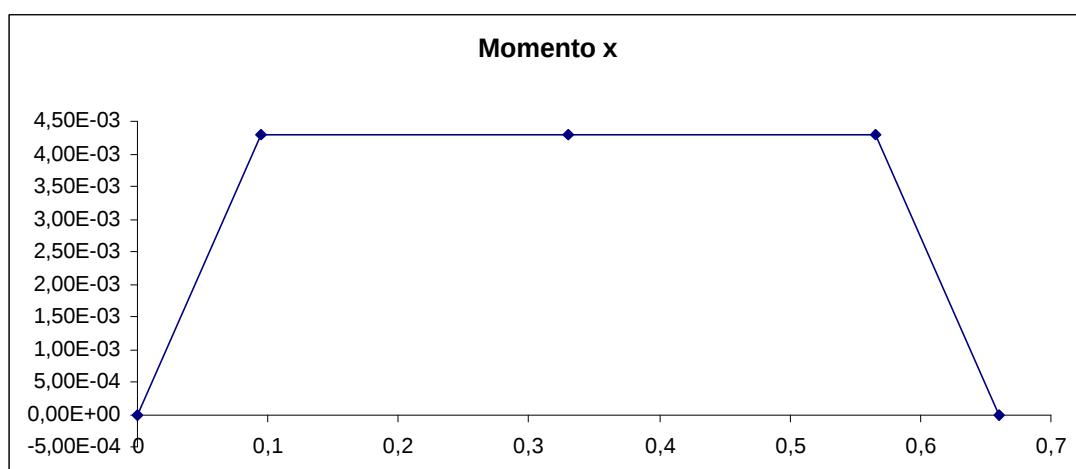
$$C_1 = \frac{1}{6c} \cdot [F_{m2} \cdot (c-b)^3 - R_a \cdot (c-a)^3] \quad (7.2.57a)$$

$$C_2 = -C_1 \cdot a \quad (7.2.57b)$$

Tabela 17: Dimensões características necessárias para o cálculo do eixo do rotor movido, tensor e de ajuste [mm]

a	b	c
95	565	660

As eq. 7.2.56 eq. 7.2.57 foram utilizadas também para os cálculos da linha elástica do eixo do rotor tensor e do de ajuste.

**Gráfico 5: Distribuição do momento fletor no eixo do rotor movido proveniente de carregamentos horizontais**

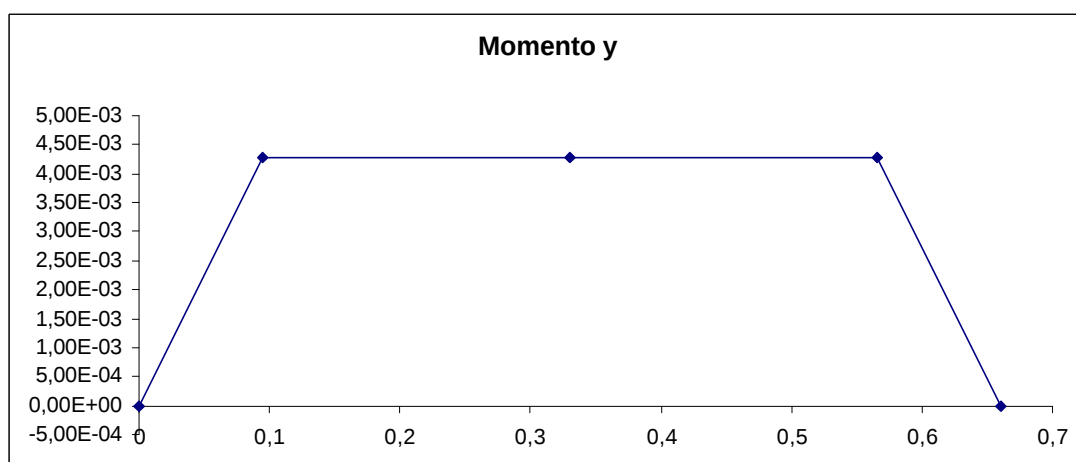


Gráfico 6: Distribuição do momento fletor no eixo do rotor movido proveniente de carregamentos verticais

Tabela 18: Esforços presentes no eixo do rotor tensor

Descrição do esforço	Forças verticais [N]	Forças horizontais [N]
Reação do mancal a (Ra)	964,4	924,7
Força do tambor a (Fma)	964,4	924,7
Força do tambor b (Fmb)	964,4	924,7
Reação do mancal b (Rb)	964,4	924,7

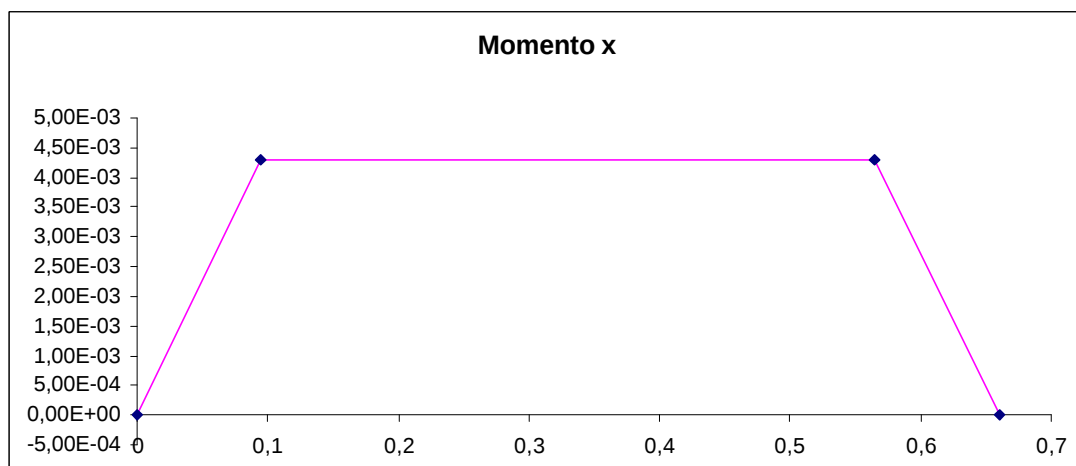


Gráfico 7: Distribuição do momento fletor no eixo do rotor tensor proveniente de carregamentos horizontais

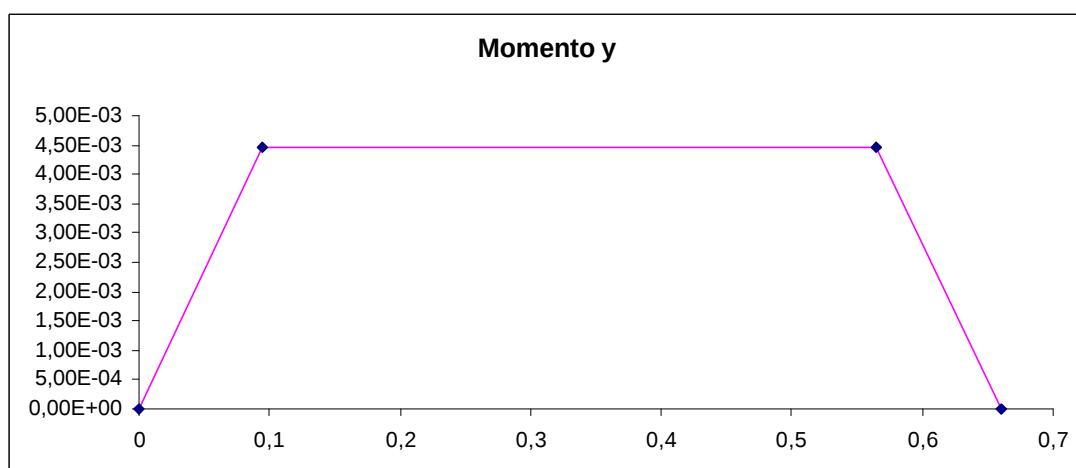


Gráfico 8: Distribuição do momento fletor no eixo do rotor tensor proveniente de carregamentos verticais

Tabela 19: Esforços presentes no eixo do rotor de ajuste

Descrição do esforço	Forças verticais [N]	Forças horizontais [N]
Reação do mancal a (Ra)	886,7	924,7
Força do tambor a (Fma)	886,7	924,7
Força do tambor b (Fmb)	886,7	924,7
Reação do mancal b (Rb)	886,7	924,7

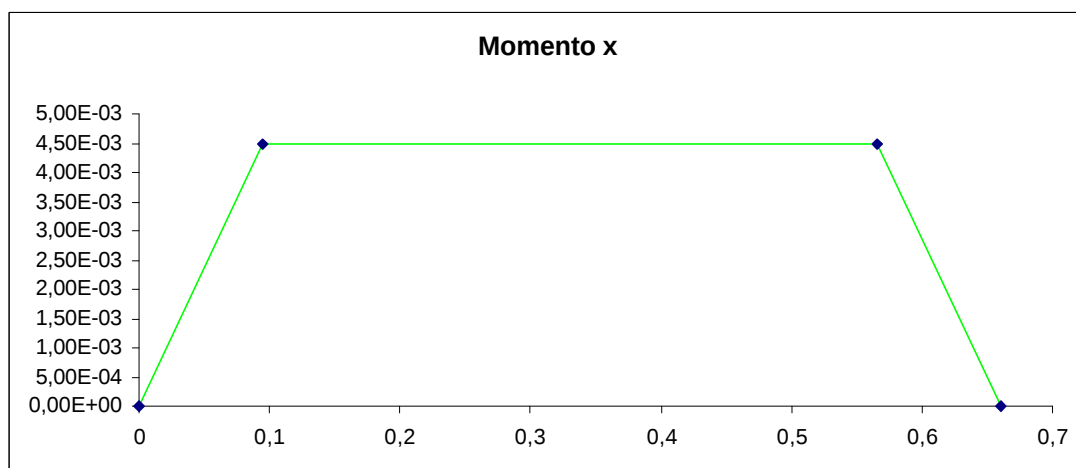


Gráfico 9: Distribuição do momento fletor no eixo do rotor de ajuste proveniente de carregamentos horizontais

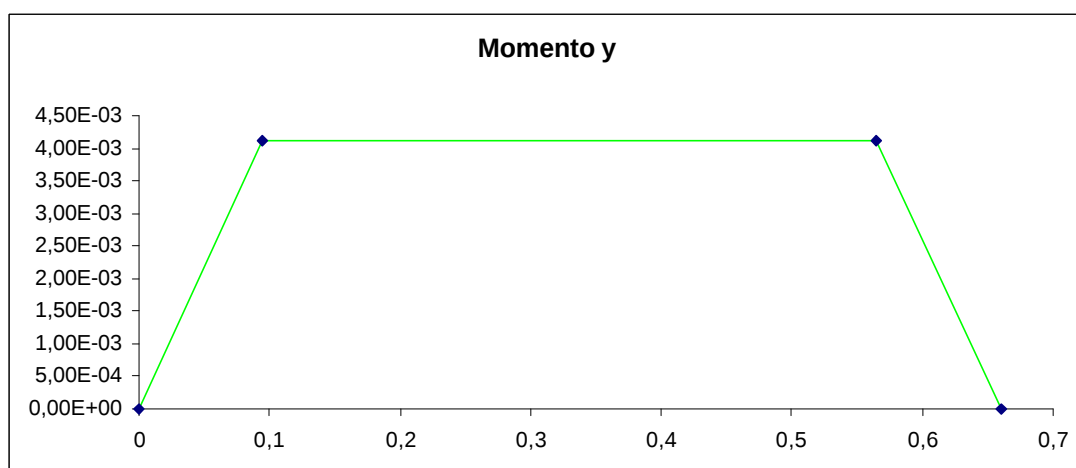


Gráfico 10: Distribuição do momento fletor no eixo do rotor de ajuste proveniente de carregamentos verticais

A destes dados com as relações eq. 7.2.54 e eq. 7.2.56 foi possível determinar o valor de um diâmetro mínimo de cada eixo para que os mesmos possam atender a especificação do fabricante de rolamentos relacionada a sua inclinação. Os valores destes diâmetros são apresentados na Tabela 20.

Tabela 20: Diâmetros mínimos para os eixos

Eixo do rotor	Diâmetros [mm]
Motor	47
Movido	38
Tensor	38
de ajuste	38

Após a realização destes cálculos para a determinação da deflexão do eixo foi feito uma análise estática dos mesmos. Para este fim foram feitos cálculos da resistência a flexão dos eixos em seus pontos de maior solicitação (encontrados pelos diagramas de momento fletor apresentados em Gráfico 3, Gráfico 4, Gráfico 5, Gráfico 6, Gráfico 7, Gráfico 8, Gráfico 9 e Gráfico 10) determinando assim um diâmetro de eixo suficiente para suportá-la com um fator de segurança igual a 2,0. A Tabela 21 apresenta estes resultados os quais foram calculados em todos os casos no ponto de fixação do “mancal a” ilustrado na Figura 44 e na Figura 46, pois o mesmo correspondeu aos respectivos pontos de maior solicitação.

Tabela 21: Resultado dos diâmetros dos eixos obtidos por carregamento estático

Eixo do rotor	diâmetros
Motor	0,0064
Movido	0,0002
Tensor	0,0002
de ajuste	0,0002

Devido ao eixo do rotor motor sofrer a solicitação de carregamentos dinâmicos foi necessária a determinação do valor de um diâmetro mínimo para que este componente capaz de suportar os mesmos. Dessa forma foi utilizado um dos métodos de resistência de fadiga apresentados por Shigley, Mischke e Budynas (2005).

O método utilizado para tanto foi o critério de falha de Soderberg por ser o mais conservador e vastamente utilizado pelos projetistas, como mencionado pelo mesmo autor. Para a determinação do diâmetro do eixo, este critério utiliza a relação apresentada na eq. 7.2.58.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot n}{p} \cdot \left[\left(K_f \cdot \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \left(K_{fs} \cdot \frac{T_{fr}}{s_{esc}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (7.2.58)$$

onde:

n – fator de segurança a fadiga;

K_f - fator de concentração de tensão fletor;

M_a - momento fletor alternado;

K_{fs} - fator de concentração de tensão à torção;

S_e - Provém da equação de Marim, apresentada na eq.

(7.2.59).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot (0,504 \cdot s_{ut}) \quad (7.2.59)$$

onde:

k_i – são fatores apresentados a seguir, ao longo do texto;

s_{ut} - tensão limite de ruptura do material do eixo.

7.2.3.4.2 Fator de superfície k_a

Este fator de modificação depende da qualidade do acabamento da superfície da peça real e da resistência à tração do material que a constitui. O mesmo é fornecido pela relação:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (7.2.60)$$

Onde os parâmetros a e b são fornecidos na Tabela 22.

Tabela 22: Fatores para cálculo do fator de superfície

Acabamento superficial	Índice	Fator a	Expoente b
Retificado	1	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	2	4,51	-0,265
Laminado a quente	3	57,7	-0,718
Como forjado	4	272	-0,995

No caso do eixo motor, como o ponto de maior solicitação foi uma região onde se encontra instalado o rolamento e este é fixado no eixo por interferência o mesmo possui o índice 1 com o fator a de 1,58 e b -0,085.

7.2.3.4.3 Fator de tamanho k_b

Shigley, Mischke e Budynas (2005) trazem as seguintes relações para o fator de tamanho para eixos rotativos sob carregamentos de torção e flexão.

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} & \text{sendo : } 2,79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1,51 \cdot d^{-0,157} & \text{sendo : } 51 < d \leq 254\text{mm} \end{cases} \quad (7.2.61)$$

7.2.3.4.4 Fator de carregamento k_c

Quando ensaios de fadiga são realizados com flexão rotativa, axial (de puxar-empurrar) e carregamento torcional, os limites de resistência diferem, com S_{ut} . Assim, Shigley, Mischke e Budynas (2005) trazem os valores médios dos fatores de carregamento através das seguintes relações:

$$k_c = \begin{cases} 1,00 \text{ para } _ \text{ flexão} \\ 0,85 \text{ para } _ \text{ axial} \\ 0,59 \text{ para } _ \text{ torção} \end{cases} \quad (7.2.62)$$

No caso presente o k_c utilizado foi de 1,0.

7.2.3.4.5 Fator de temperatura k_d

O fator de temperatura considera as alterações nas propriedades mecânicas do material que compõe o eixo com a temperatura de operação do eixo. É conhecido que com a operação de elementos como este a temperaturas baixas a ambiente há uma maior propensão a falha por fratura frágil do material (falha por fadiga), já com a operação em temperaturas acima da do eixo ambiente a propensão maior de falha passa a ser a fluência, pois a tensão limite de escoamento decai consideravelmente como aumento da temperatura.

Uma forma de determinar este fator para elementos de aço é fornecida por Shigley, Mischke e Budynas (2005) através da relação:

$$k_d = 0,975 + 0,432 \cdot (10^{-3}) \cdot T_F - 0,115 \cdot (10^{-5}) \cdot T_F^2 + 0,104 \cdot (10^{-8}) \cdot T_F^3 - 0,595 \cdot (10^{-12}) \cdot T_F^4 \quad (7.2.63)$$

Onde, T_F deve ser a temperatura de operação em graus Fahrenheit. No caso presente com a operação ocorrendo a 25°C o k_d utilizado foi de 1,002.

7.2.3.4.6 Fator de confiabilidade k_e

Este fator leva em conta o espalhamento dos dados experimentais obtidos da determinação do limite de resistência à fadiga de aços e ferros forjados. Para tanto o mesmo é obtido através da seguinte relação:

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot z_a \quad (7.2.64)$$

Onde z_a corresponde ao fator da função cumulativa de distribuição normal (gaussiana), o coeficiente 0,08 corresponde ao desvio padrão do espalhamento dos dados experimentais.

7.2.3.4.7 Fator de efeitos diversos k_f

O fator k_f destina-se a fazer uma consideração no cálculo do limite de resistência à fadiga devido a todos os demais efeitos que podem estar presentes devem ser considerados, já que nem sempre os seus valores estão disponíveis. O valor de k_f foi embutido no fator de segurança do dimensionamento do eixo para fadiga, o que neste caso o valor de k_f para a eq. (7.2.59) foi estabelecido como 1,0.

7.2.3.4.8 Fator de concentração de tensão e sensibilidade ao entalhe

A existência de descontinuidades e irregularidades na uma peça, tais como furos, reentrâncias ou entalhes, aumenta as tensões teóricas significativamente nas vizinhanças da descontinuidade. Para a determinação deste fenômeno da concentração de tensões é determinado um fator de correção representado por K_t . Porém, a sensibilidade à concentração de tensões varia com as características dos materiais que compõe o elemento de máquina. Assim, para atender essas características utiliza-se o fator K_f , que é uma redução do fator K_t , o qual é denominado de fator de concentração de tensão à fadiga.

O mesmo é definido através da seguinte relação:

$$K_f = \frac{\text{tensão}_{\text{máxima em material entalhado}}}{\text{tensão em material sem entalhe}} \quad (7.2.65)$$

A sensibilidade ao entalhe é definida pela equação:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad (7.2.66)$$

No desenvolvimento deste trabalho foi primeiramente determinado K_t , a partir da geometria da peça, com posterior especificação do material, em que se encontra “q” e assim pode-se selecionar K_f pela relação:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1) \quad (7.2.67)$$

A determinação de q provém da equação de Neuber modificada por Heywood, a qual é dada por:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (7.2.68)$$

onde:

$\sqrt{a}$ - constante de Neuber;

r – raio de filete.

A constante de Neuber pode ser obtida através das relações apresentadas na Tabela 23.

Tabela 23: Relações para determinar a constante de Neuber

Atributo	Constante de Neuber em $\text{in}^{0,5}$ e Sut em kpsi
Liso	$\sqrt{a} = 0,246 - 0,308 \cdot 10^{-2} S_{ut} + 0,151 \cdot 10^{-4} S_{ut}^2 - 0,267 \cdot 10^{-7} S_{ut}^3$
Furo transversal	5/Sut
Ombro	4/Sut
Fenda	3/Sut

No caso o valor utilizado para a definição da constante de Neuber foi com o atributo de um ombro, pois o eixo é escalonado para posicionar o rolamento axialmente.

Utilizando a eq. 7.2.58 reunida com a equação de Marim eq. 7.2.59 foi realizado um cálculo iterativo para a determinação do valor de um diâmetro mínimo para resistir os carregamentos cíclicos do sistema. Nestes cálculos foi adotado um valor de 5,0 para o coeficiente de segurança à fadiga que determinou um valor de 11,21 mm para o diâmetro do eixo do rotor motor. Neste cálculo foi feita uma análise da confiabilidade do sistema, que sua influência foi inserida através do fator k_e na

equação de Marim. No cálculo que propiciou a determinação do valor citado para o diâmetro máximo do eixo sob fadiga foi estabelecida uma confiabilidade no sistema de 99,9999%.

Dessa forma, como o valor deste diâmetro necessário para obedecer as condições de operação impostas pelo fabricante de rolamentos exige um diâmetro maior, o mesmo foi adotado, o qual corresponde a 47,0 mm. Com os resultados obtidos os valores dos diâmetros dos eixos do sistema são os mesmos valores obtidos para o cálculo da deflexão do eixo, os quais são apresentados na Tabela 20.

7.2.3.5 Seleção dos rolamentos

Com o objetivo de obter um equipamento de custo baixo e com uma boa estabilidade operacional, tanto em regime de operação de partida como permanente foi definido que os mancais a serem utilizados nos rotores do equipamento seriam mancais de rolamento. Dentro desta classe de mancais, novamente a fim de reduzir custos de fabricação e manutenção foi definido que seriam utilizados rolamentos de esferas rígidos. Com o intuito de reduzir a frequência de manutenção destes componentes foi decidido utilizar rolamentos vedados com placas de proteção.

SKF Inc. (2003) menciona que os rolamentos rígidos de esferas são particularmente versáteis, sendo que seu projeto é simples e não são do tipo separável. Os mesmos são adequados para velocidades extremamente elevadas, resistentes no funcionamento e requerem manutenção mínima.

No entanto pelo fato de os mesmos serem rígidos eles não permitem uma distorção acentuada do eixo em seus pontos de instalação, em que para seu funcionamento adequado exigem ângulos de inclinação máxima entre os valores de 2 a 10 minutos angulares (SKF INC., 2003). Esses valores admitidos a estes tipos de rolamento foram responsáveis pela definição do diâmetro dos eixos dos rotores neste projeto como pode ser visto no item 7.2.3.4. Reciprocamente, a definição dos diâmetros dos eixos dos rotores permitiu a seleção dos rolamentos, apresentados neste item.

Para a seleção dos rolamentos foi necessária a determinação da carga equivalente atuante no mesmo, a mesma foi determinada utilizando a eq. 7.2.69. Esta relação é utilizada quando a carga axial presente no mancal é muito menor que a radial, ou mesmo, inexistente, como no caso presente.

$$P = F_R \quad (7.2.69)$$

onde:

P – Carga equivalente;

F_R – Força radial atuante no mancal.

Com a determinação da carga equivalente no sistema foi possível a pré-seleção de mancais adequados ao sistema, que possibilitou a análise dinâmica do sistema. Com esta pré-seleção foi possível encontrar valores para as capacidades de carga dinâmica para os rolamentos (C), a qual corresponde a carga atuante no rolamento para que o mesmo resista a 1 milhão de rotações. Com este valor é possível determinar a vida e horas através da eq. 7.2.70.

$$L = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p}{r \cdot 60} \quad (7.2.70)$$

onde:

L – vida do rolamento em horas;

R – rotações do mancal em RPM.

A Tabela 24 apresenta o resultado da seleção dos rolamentos, em que são mostradas as cargas equivalentes de cada mancal, suas identificações, capacidade de carga dinâmica e a duração do mesmo em horas de operação.

Tabela 24: Resultados da seleção dos rolamentos

Eixo do rotor	P [N]	Descrição	C [N]	L [h]
motor	2250	SKF 6010 2Z	22900	9507
movido	1309	SKF 6008 2Z	17800	22680
tensor	1364	SKF 6008 2Z	17800	20048
de ajuste	1308	SKF 6008 2Z	17800	22740

7.2.4 Trem de força

Este sub-tópico se preocupa com o sistema motriz da esteira rolante, no qual são apresentados os processos de seleção do motor e sistema de transmissão de potência.

Durante o desenvolvimento desta etapa do projeto houve uma preocupação com o comportamento do sistema em regime de partida que foi analisado através de uma simulação dinâmica que será apresentada a seguir.

7.2.4.1 Seleção do motor

A movimentação da cinta sobre a placa de deslizamento é proporcionada por um motor elétrico devido a sua mobilidade e estabilidade de operação. Dentro das categorias deste tipo de elemento motriz foi feita a opção de se utilizar um motor assíncrono de gaiola. Esta escolha partiu da utilização de equipamentos desta mesma classificação no TVCLA IPT e também, da exposição dada por WEG (2006), o qual o apresenta como o tipo de motor mais empregado em qualquer aplicação industrial, devido à sua construção robusta e simples, além de ser a solução mais econômica, tanto em termos de motores como de comando e proteção.

Estabelecendo as condições de operação do mesmo no Laboratório de Túneis de Vento do IPT determinou-se que este deve ser um motor elétrico de baixa tensão, no caso 220 V. A frequência da linha elétrica disponível no laboratório é de 60 Hz.

Como citado por WEG (2006) a correta seleção do motor implica que o mesmo satisfaça as exigências requeridas pela sua aplicação específica, o que corresponde a:

- acelerar a carga em tempo suficientemente curto para que o aquecimento não venha a danificar as características físicas dos materiais isolantes;
- funcionar no regime especificado sem que a temperatura de suas diversas partes ultrapasse a classe do isolante, ou que o ambiente possa vir a provocar a destruição do mesmo;
- sob o ponto de vista econômico, funcionar com valores de rendimento e fator de potência dentro da faixa ótima para a qual foi projetado.

Neste projeto, devido à necessidade de variação de velocidade de operação da cinta será utilizado um inversor estático de frequência, o qual atua como uma fonte de frequência variável para o motor, permitindo um ajuste contínuo de velocidade e conjugado. Porém sua seleção não foi realizada neste trabalho.

7.2.4.1.1 Características técnicas

Na seleção de motores é importante considerar as características técnicas de aplicação e as características de carga, no que se refere a aspectos mecânicos. Assim, a seguir são descritas as características mecânicas necessárias para a seleção do motor a ser utilizado.

7.2.4.1.1.1 Conjugado de partida

Conjugado requerido para vencer a inércia estática da máquina e produzir movimento. Para que uma carga, partindo da velocidade zero, atinja a sua velocidade nominal, é necessário que o conjugado do motor seja sempre superior ao conjugado da carga.

7.2.4.1.1.2 Conjugado de aceleração

Conjugado necessário para acelerar a carga à velocidade nominal. O conjugado do motor deve ser sempre maior que o conjugado de carga, em todos os pontos entre zero e a rotação nominal. No ponto de interseção das duas curvas, o conjugado de aceleração é nulo, ou seja, é atingido o ponto de equilíbrio a partir do qual a velocidade permanece constante. Este ponto de intersecção entre as duas curvas deve corresponder à velocidade nominal.

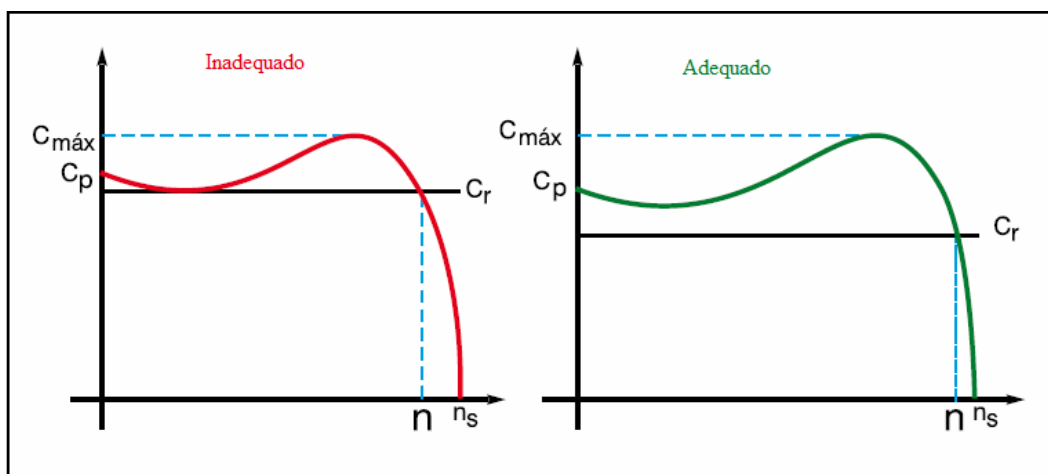


Figura 48: Curva de desempenho do motor com a curva do conjugado requerido pelo sistema

onde:

$C_{\text{máx}}$ = conjugado máximo

C_p = conjugado de partida

C_r = conjugado resistente

n_s = rotação síncrona

n = rotação nominal

O conjugado de aceleração assume valores bastante diferentes na fase de partida. O conjugado médio de aceleração (C_a) obtém-se a partir da diferença entre o conjugado do motor e o conjugado resistente da carga.

7.2.4.1.1.3 Conjugado nominal

O conjugado nominal corresponde ao momento linear necessário para mover a carga em condições de funcionamento à velocidade de operação. O mesmo conjugado pode ser constante ou variar entre amplos limites. Para conjugados variáveis, o conjugado máximo deve ser suficiente para suportar picos momentâneos de carga.

7.2.4.1.1.4 Regime de partida

Durante o desenvolvimento deste trabalho uma preocupação envolveu o método de partida do equipamento. As eventuais instabilidades deste procedimento operacional poderiam comprometer a instrumentação utilizada nos ensaios, ou mesmo inviabilizar sua operação. Dessa forma foi estabelecido de antemão que o sistema iria partir com a situação de menor solicitação exequível, o que corresponde a uma partida com o sistema de controle de aderência da cinta desativado.

Em WEG (2006) um fator limitante para a seleção do motor é imposto envolvendo o regime de partida do sistema. O mesmo se deve ao valor elevado da corrente de partida dos motores de indução, sendo que o tempo gasto na aceleração de cargas de inércia apreciável resulta na elevação rápida da temperatura do motor. Assim, o fabricante de motores apresenta uma relação que define um valor mínimo para a potência do motor em função da inércia equivalente no eixo do motor, a mesma é apresentada na eq. 7.2.71.

$$J = 0,04 \cdot P^{0,9} \cdot p^{2,6} \Rightarrow P = \sqrt[10]{\frac{1}{0,04 \cdot p^{2,6}}} \quad (7.2.71)$$

onde:

P – potência mínima do motor [kW];

p – pares de pólos do motor;

J – inércia equivalente do sistema no eixo do motor [kg.m²].

Utilizando a eq. 7.2.11 foi encontrado o valor de 0,219 kg.m² para a inércia equivalente no eixo do motor, o valor de p foi de 1, pela necessidade de ser utilizado um motor de 2 pólos no sistema, como tratado no item 7.2.4.3. Estes valores solicitaram um motor com a potência mínima de 6,61 kW, o que determinou que mínimo valor para o motor deveria ser de 7,5 kW.

Com a condição de partida estabelecida no projeto e com as cargas externas determinadas no item 7.2.1.1, verificou-se que o motor de 7,5 kW apresenta características técnicas favoráveis a operação do sistema, sendo que o conjugado nominal é superior a carga máxima solicitada pelo sistema em regime permanente, a qual tem o valor de 4,79 N.m.

7.2.4.1.2 Análise do sistema de partida

A fim de ter o conhecimento do comportamento do sistema de partida foi realizada uma simulação dinâmica do sistema utilizando o programa computacional livre Scilab 5.0.2. Esta análise teve o objetivo de analisar o comportamento da dinâmica vibracional torcional do equipamento de maneira simplificada e de obter o tempo de resposta da esteira quando o motor for conectado direto na linha.

Para o desenvolvimento desta análise foi adotada a seguinte metodologia:

- Composição de um modelo físico para a simplificação do modelo real através do método dos grafos;
- Montagem de um modelo matemático a partir dos esforços atuantes no sistema;
- Simulação através do programa computacional Scilab 5.0.2 ® com o sistema de diagramas de blocos;
- Determinação das frequências naturais através de linhas de comando do sistema.

O modelo físico do sistema foi um sistema bidimensional composto pela polia motora e movida do sistema, sendo que a polia movida possuía a inércia equivalente de todo restante do equipamento calculada pela eq. 7.2.11. No mesmo modelo foi desconsiderada a dinâmica transversal do sistema e eventuais escorregamentos da cinta. A Figura 49 representa este modelo.

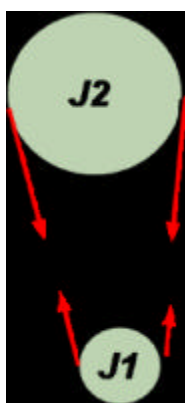


Figura 49: Modelo físico utilizado na simulação dinâmica

Para definir a atuação forçada do sistema foi determinado um polinômio que correspondia a curva do motor. Este polinômio foi proveniente de uma interpolação da curva do motor fornecida por WEG (2006) realizada através do programa computacional *Microsoft Excel 2007* ®. A curva de interpolação, juntamente com seu polinômio é apresentada no Gráfico 11.

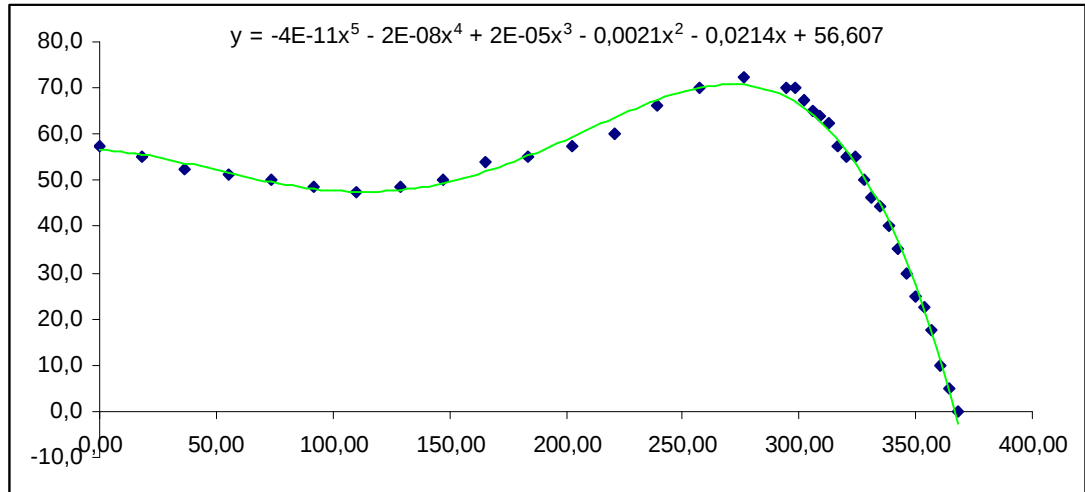


Gráfico 11: Interpolação da curva do motor selecionado

Do modelo físico e da equação de interpolação da curva do motor foi composto o modelo matemático do sistema que é apresentado nas equações

$$J_1 \cdot \frac{\partial^2 q_1}{\partial t^2} = -r_1 \cdot (c_1 + c_2) \cdot \frac{\partial q_1}{\partial t} - r_1 \cdot (k_1 + k_2) \cdot q_1 + r_2 \cdot (c_1 + c_2) \cdot \frac{\partial q_2}{\partial t} + r_2 \cdot (k_1 + k_2) \cdot q_2$$

$$+ a \cdot \left(\frac{\partial q_1}{\partial t} \right)^5 + b \cdot \left(\frac{\partial q_1}{\partial t} \right)^4 + c \cdot \left(\frac{\partial q_1}{\partial t} \right)^3 + d \cdot \left(\frac{\partial q_1}{\partial t} \right)^2 + e \cdot \left(\frac{\partial q_1}{\partial t} \right) + f \cdot \left(\frac{\partial q_1}{\partial t} \right)^0$$

(7.2.72)

$$J_2 \cdot \frac{\partial^2 q_2}{\partial t^2} = +r_1 \cdot (c_1 + c_2) \cdot \frac{\partial q_1}{\partial t} + r_1 \cdot (k_1 + k_2) \cdot q_1 - r_2 \cdot (c_1 + c_2) \cdot \frac{\partial q_2}{\partial t}$$

$$- r_2 \cdot (k_1 + k_2) \cdot q_2 - \left(\frac{\frac{\partial q_1}{\partial t}}{\left| \frac{\partial q_1}{\partial t} \right| + 1} \right) \left(10^{-7} \cdot f_0 \cdot \left(n \cdot \frac{\partial q_1}{\partial t} \cdot 60 \cdot 2p \right)^{\frac{2}{3}} \cdot d_m^3 + f_1 \cdot P_1 \cdot d_m \right)$$

(7.2.73)

Para a simulação foi utilizado o método de diagrama de blocos disponível no programa, sendo que o sistema montado é apresentado na Figura 50. Nesta simulação

foi utilizado um passo de integração de 0,001 s, o que resultou na resposta do sistema apresentada no Gráfico 12.

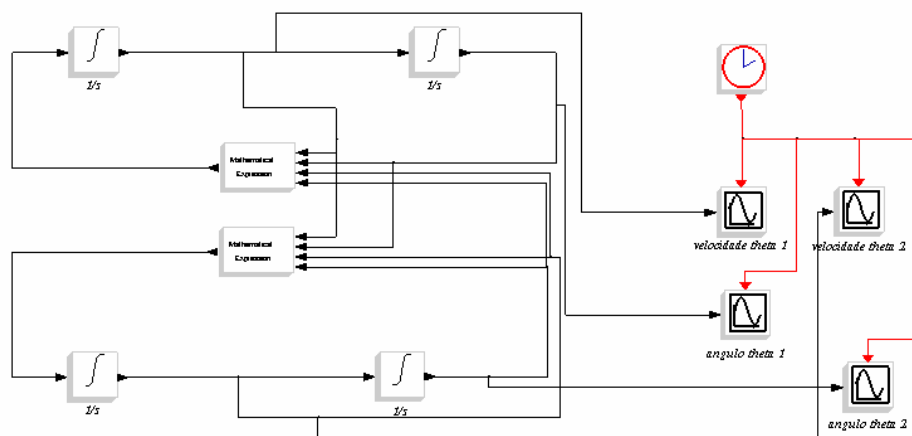


Figura 50: Diagrama de blocos utilizado na simulação dinâmica do sistema

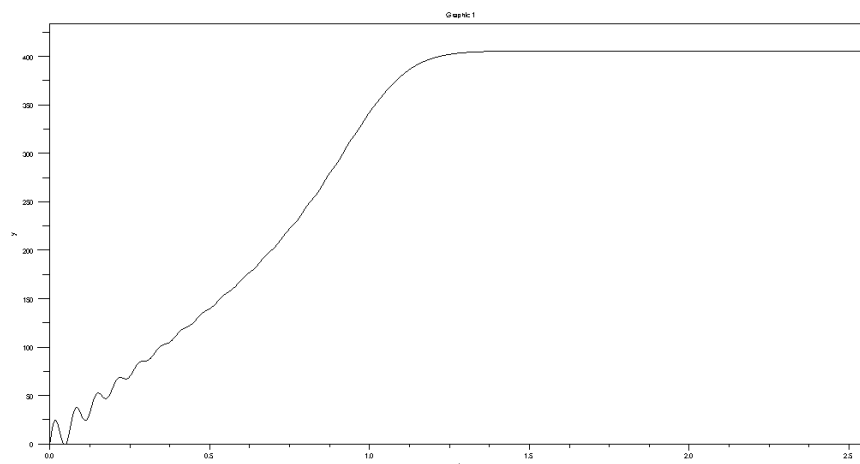


Gráfico 12: Comportamento vibracional torcional do sistema (Velocidade [rad/s] x tempo em [s])

Com esta resposta obtida pode ser verificado que o sistema tem capacidade de partir com facilidade caso seja conectado diretamente na linha, visto que o mesmo atinge o ponto de operação com 2,5 s. Nota-se no Gráfico 12 que há uma oscilação considerável no sistema quando o mesmo encontra-se em baixas rotações, comportamento devido ao sistema possuir uma de suas duas frequências naturais (4×10^{-7} rad/s e 95,5 rad/s).

Assim, constata-se que o motor escolhido apresenta um funcionamento adequado no equipamento. Dessa forma, o motor elétrico, trifásico, de frequência de 60 Hz, 2 pólos e 7,5 kW de potência nominal do modelo *Motor Elétrico Trifásico de Alto Rendimento 'Plus'* ® da WEG ® foi selecionado para propulsionar a esteira rolante. A Figura 51 ilustra este equipamento selecionado.



Figura 51: Motor selecionado

7.2.4.2 Seleção do sistema de transmissão por correias

De acordo com a potência solicitada em projeto é obtida a potência projetada a partir da seguinte relação:

$$HP_p = HP_m \cdot F.S. \quad (7.2.74)$$

onde:

HP_m – Potência do motor = 7,5 kW

F.S. – Fator de segurança = 1,0

HP_p – Potência projetada = 7,5 kW

Partindo de Gates Company Inc. (2008) pode-se selecionar o perfil das correias a serem utilizadas entrando com os valores da potência projetada e com a rotação da polia motora. Deste catálogo retira-se que o perfil da correia deve ser o perfil A.

Deste mesmo catálogo, interpolando os dados de uma tabela de seleção do diâmetro mínimo para a polia motora, pode-se encontrar que este deve ser de 2,6 polegadas correspondendo a 66,04 mm. No entanto, para facilitar a seleção da mesma foi utilizado o valor de 70 mm para este diâmetro.

Para determinar o diâmetro da polia maior a ser utilizada fez-se o seguinte cálculo:

$$D = i_c \cdot d = 3,0 \cdot 70,0 = 210,0mm \quad (7.2.75)$$

onde:

d - diâmetro da polia motora;

D - diâmetro da polia movida;

i_c – relação de transmissão utilizada.

A relação de transmissão utilizada correspondeu ao valor de 3,0. Este valor foi adotado de acordo com a necessidade do sistema partindo da velocidade disponibilizada pelo motor utilizado. Neste projeto, a relação de transmissão no valor de 3 foi adotada, ao invés de se aumentar o número de pólos do motor, pelo fato de exigir um menor custo e menores solicitações estruturais no equipamento. Como o trem de força já teria de utilizar um sistema de transmissão por correias devido às características construtivas do equipamento foi escolhido aumentar a polia motora do sistema ao invés de selecionar um motor com maior número de pólos.

Com os valores encontrados foi determinada a distância entre eixos das polias. O cálculo realizado considerou a configuração estrutural do equipamento e também, condições adequadas de manutenção do sistema, o que resultou no valor de 1107,6 mm. Desse valor, calcula-se o comprimento das correias a serem utilizadas:

$$L = 2 \cdot C + \frac{p}{2} \cdot (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot C} \quad (7.2.76)$$

Onde:

L – comprimento experimental da correia

C – distância entre eixos das polias da transmissão;

Onde foi obtido o valor de 2659,5 mm. Sabe-se que os comprimentos de correias são normalizados, dessa forma foi necessário procurar uma especificação que mais se aproximasse do valor encontrado e através de Gates Company Inc. (2008) pôde-se encontrar o valor de $L = 2700$ mm para a correia do tipo A-105, a qual foi selecionada. Observando a diferença entre o valor dimensionado e o normalizado de

comprimento da correia foi necessário corrigir o valor da distância entre eixos. Dessa forma, o valor dessa nova distância foi encontrado pela seguinte relação (GATES COMPANY INC., 2008):

$$Dc = \frac{A - h \cdot (D - d)}{2} \quad (7.2.77)$$

$$A = Lc - \frac{p}{2} \cdot (D + d) \quad (7.2.78)$$

Onde:

Dc- Distância entre centros atualizada

h – fator de correção da distância entre centros (GATES COMPANY INC., 2008).

Dessas relações pôde-se encontrar o valor de 1128 mm para a nova distância entre eixos.

Para determinar a validade do dimensionamento foi necessário o cálculo da velocidade tangencial das correias as quais segundo a ref. 3 não podem ultrapassar o valor de 30 m/s. Dessa forma faz-se o cálculo para a polia motora de maior diâmetro que nos fornece o resultado de 12,44 m/s através da seguinte relação fornecida por Gates Company Inc. (2008).

$$V = \frac{d \cdot rpm_{menor}}{19100} \quad (7.2.78)$$

7.2.4.2.1 Determinação do número de correias

Após a determinação dos tipos de correia a serem utilizadas foi necessário determinar o número destes elementos que suportariam os esforços do sistema. Assim, foi calculada a potência transmitida por correia através da seguinte relação:

$$hp = (hpb + hpa) \cdot Fc \cdot Fg \quad (7.2.79)$$

onde:

hp – potência transmitida por correia

hpb – potência básica

hpa – potência adicional

Fc – fator de correção de comprimento

Fg – Fator de correção de arco de contato

Os valores acima foram retirados de Industrial Gates Company Inc. (2008) com os respectivos valores de 1,25 HP; 0,63 HP; 1,12; 0,99. Desses valores pode-se obter que $hp = 2,084$ que ao dividir a potência total a ser transmitida por este valor nos fornece o valor de 1,958. Porém, como o número de correias deve ser natural, aproximamos esse valor para o número natural superior mais próximo deste valor, no caso 2.

Assim, foram selecionadas duas correias em “V” Hi-Power II A-105 da Gates Company Inc. para o sistema de transmissão por correias do equipamento.

7.2.4.3 Dimensionamento das polias



Polia movida



Polia motora

Figura 52: Polias dimensionadas

Após a seleção das correias foi necessário dimensionar as polias do sistema de transmissão. Essa atitude foi tomada para se ter uma maior confiabilidade destes

componentes quando comprados ou mesmo encomendados no processo de montagem do equipamento. Para dimensionar essas polias foram utilizadas dimensões padronizadas de canais de polias para o perfil de correia selecionada fornecidas por Gates Company Inc. (2008). A Figura 55 apresenta as dimensões padrões dos canais de polias utilizadas com correias de perfil “A”.

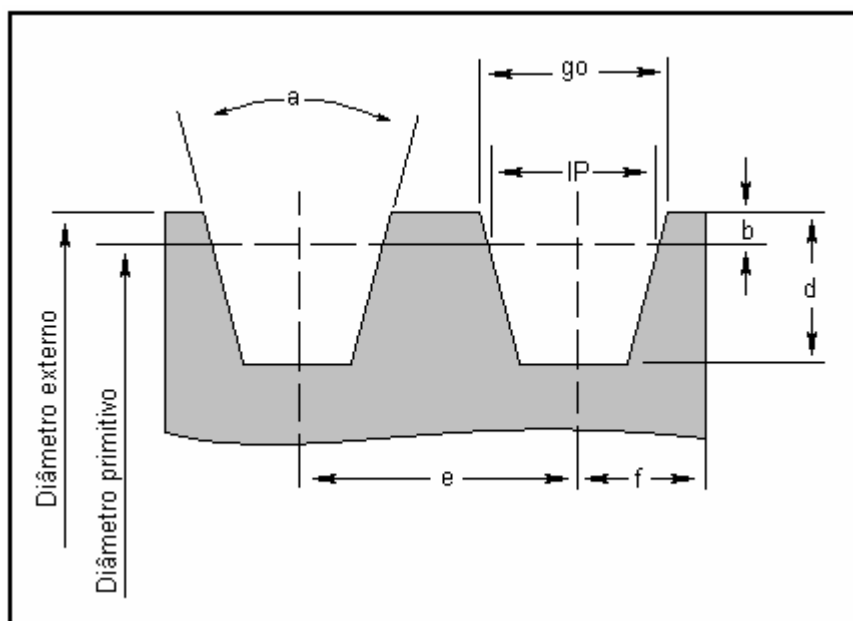


Figura 53: Representação das dimensões dos canais das polias

Tabela 25: Diâmetros primitivos das polias [mm]

Polias	d	D
Diâmetros primitivos	70,0	210,0

Tabela 26: Dimensões características dos canais das polias

a	go [mm]	d [mm]	2b [mm]	e [mm]	f [mm]
38°	12,80 +/- 0,13	12,45 +/- 7,87	6,35	15,87 +/- 7,87	9,52 +0,18 -0,00

De forma a reduzir o momento de inércia da transmissão foram projetados raios para a polia movida, pois essa apresenta dimensões elevadas quando comparada com a polia motora, o que possibilita a fabricação de raios no processo de fundição.

Para realizar esse dimensionamento foi considerado que um único raio deveria ser capaz de suportar todo o esforço exigido pela transmissão, e este foi modelado como

uma viga em balanço sujeita flexão com uma força aplicada na sua extremidade livre. Essa força corresponde ao torque presente nesta polia dividido por seu raio. A seção transversal do raio dimensionado corresponde a um retângulo de largura “h” e espessura “a”.

$$s_{base} = \frac{6 \cdot T}{a \cdot h^2} \leq s_{esc} \quad (7.2.80)$$

onde:

T – Torque do sistema de transmissão;

s_{base} - tensão na base do raio.

Das relações acima e considerando o material da polia movida como ferro fundido nodular , em que a tensão limite de escoamento é de 30 MPa foi possível obter os valores de “h” e “a” correspondentes 30,0 mm e 10,0 mm respectivamente.

7.3 Sistemas de sucção

Neste tópico serão apresentados os fundamentos teóricos que foram utilizados para o desenvolvimento do projeto e estudo dos sistemas de sucção da esteira rolante. A denominação “sistemas de sucção” busca reunir o sistema de aderência da cinta e o sistema de controle de camada limite num único tópico devido à suas semelhanças teórico-fundamentais. Dessa forma, os fundamentos teóricos de ambos os sistemas são apresentados de maneira conjunta, e de acordo com a necessidade de se fazer um tratamento particular de cada um deles, as abordagens são tratadas em sub-tópicos.

Os sistemas de sucção vão além dos dispositivos responsáveis pela tomada de ar na região da esteira. Eles também são constituídos pelos dutos distribuidores (as câmaras de sucção), e pelo ventilador responsável pela movimentação do fluido. A vazão de ar é proporcionada, em cada sistema, por um ventilador independente, e que retira ar das suas respectivas câmaras de sucção. O controle para cada câmara, que pode exigir um ajuste individual e fino, é realizado por uma regulação de válvulas.

A seguir são apresentados, de forma breve, os fundamentos teóricos e as etapas utilizadas no projeto dos sistemas de sucção.

7.3.1 Modelagem do escoamento

No cálculo de um sistema de distribuição de um fluido escoando, quando desprezados os efeitos viscosos, os efeitos de compressibilidade e em regime permanente, as equações de Bernoulli são em geral aplicadas adotando-se sua forma simplificada. Estas equações já foram utilizadas para o cálculo das cargas atuantes na cinta a fim de modelar seu sistema de movimentação, como apresentado no tópico 7.2.

Com as condições de contorno apresentadas é possível realizar a dedução destas equações através da integração das equações do movimento de uma partícula fluida ao longo de uma linha de corrente que resulta na Equação de Bernoulli.

Ao observar que as equações de movimento de uma partícula fluida são governadas pelos campos de pressão e gravidade obtém-se que as relações de Bernoulli correspondem ao equilíbrio termodinâmico do sistema representado pelos termos – pressão como força específica atuante no sistema (termo p), energia cinética específica (termo $\frac{\rho \cdot V^2}{2}$) e energia potencial específica (termo $\rho \cdot g \cdot z$). Os quais unidos integram a equação de Bernoulli:

$$p + \frac{\rho \cdot V^2}{2} + \rho \cdot g \cdot z = cte. \quad (7.3.1)$$

Howell; Sauer Jr. e Coad (1997) partem do mesmo princípio descrito acima para a realização do dimensionamento de um sistema de condicionamento de ar, porém utilizam uma nomenclatura diferente. Pelo fato de o sistema de sucção ter ar como fluido de transporte, o método utilizado por estes autores foi o adotado neste trabalho devido a sua semelhança e praticidade. Estes mesmos autores denominam a energia mecânica total de uma seção transversal como pressão total. Uma simplificação adotada num sistema de transporte de ar é de desconsiderar o termo referente à energia potencial específica devido a sua baixa contribuição para a equação da energia, resultando na equação 7.3.2.

$$p_t = p_s + p_v \quad (7.3.2)$$

onde:

p_t - pressão total;

p_s - pressão estática;

p_v - pressão dinâmica.

$$p_v = r \cdot \frac{V^2}{2} \quad (7.3.3)$$

Assim com a simplificação adotada, para qualquer região de escoamento interno de um duto a pressão total pode ser obtida pela soma da pressão estática com a pressão dinâmica, visto a relação 7.3.2 (HOWELL; SAUER JR.; COAD, 1997).

7.3.2 Perda de carga e perda de pressão

No entanto, sabe-se que a Primeira Lei da Termodinâmica possui uma nova variável adicionada à equação de Bernoulli, o termo Δp , que considera as transformações de energia em geração de calor. Este termo corresponde à adição das irreversibilidades presentes no escoamento, o que relaciona-o à Segunda Lei da Termodinâmica. As irreversibilidades do escoamento buscam cobrir a perda de energia associada ao atrito existente no fluxo que por vezes gera turbilhonamentos, induzindo maiores perdas. Assim, a equação de Bernoulli, para sistemas com atrito, estabelecida entre duas seções de um conduto (1 e 2) fica igual a:

$$p_1 + \frac{r \cdot V_1^2}{2} + r \cdot g \cdot z_1 = p_2 + \frac{r \cdot V_2^2}{2} + r \cdot g \cdot z_2 + \Delta p \quad (7.3.4)$$

Em qualquer sistema de escoamento interno a pressão total sempre decai na direção do escoamento provocada pelas perdas, enquanto que as pressões estáticas e dinâmicas podem decair ou crescer, sendo estas mutuamente dependentes (HOWELL; SAUER JR.; COAD, 1997).

Para seções transversais constantes, com trechos retos as perdas são devido ao atrito viscoso e são denominadas respectivamente de perda de pressão distribuída. Ocorrem também, perdas de pressão em mudanças de área de seção transversal, alterações de direção ou ainda quando há obstruções no interior do escoamento, que são identificadas por perdas singulares. Estas perdas são apresentadas nos tópicos seguintes.

7.3.2.1 *Perda de pressão distribuída*

A perda de pressão distribuída (ou perda de carga) deve-se ao atrito superficial interno do duto. Essa perda por atrito pode ser calculada utilizando-se o diagrama de Moody (ver ANEXO – DIAGRAMA DE MOODY) e da relação 7.3.5.

$$\Delta p_{fr} = f_D \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \cdot p_v \quad (7.3.5)$$

onde:

f_D - fator de atrito

L- comprimento do trecho

D - diâmetro do duto

7.3.2.2 *Perda de pressão singular*

A perda de pressão singular ou localizada é originada principalmente por singularidades que provocam a alteração da direção ou área de seção transversal do escoamento, como já dito. Para sua determinação são utilizados coeficientes que relacionam a variação da pressão no escoamento ao passar pela singularidade com a pressão dinâmica na seção transversal de referência. A relação 7.3.6 apresenta a determinação deste coeficiente.

$$C = \frac{\Delta p_j}{r \left(\frac{V^2}{2} \right)} = \frac{\Delta p_j}{p_v} \quad (7.3.6)$$

onde:

C – coeficiente de perda de carga;

Δp_j - variação na pressão total ao passar por uma singularidade.

Os coeficientes de perda singular são obtidos através de ensaios experimentais, os quais são realizados em condições específicas padronizadas. Idelcik (1979) foi um dos grandes colaboradores na determinação destes fatores e seu trabalho é vastamente usado em projetos de engenharia, os coeficientes obtidos pelo mesmo obedecem certas restrições geométricas as quais correspondem às utilizadas em seus ensaios. Uma destas restrições que merece destaque é a de que a distância entre uma singularidade a outra deve ser mínima de 6 diâmetros hidráulicos do duto à montante. Nesse sentido, quando estes coeficientes forem utilizados estas condições devem ser respeitadas. No entanto, isso nem sempre é possível, e uma alternativa para tanto é de utilizar simulações computacionais numéricas para a determinação da perda de pressão de todo o sistema. Contudo, os dados experimentais são muitas vezes utilizados como parâmetros para a determinação de aproximações deste valor, principalmente para o conhecimento do sistema em estágios preliminares de um projeto, visto sua aplicabilidade mais acessível.

7.3.2.3 Perda de pressão total

A perda de pressão total de um sistema pode ser calculada com a soma dos efeitos de atrito com o das singularidades. A relação 7.3.7 apresenta o cálculo a ser feito.

$$\Delta p = \left(\frac{1000 \cdot f \cdot L}{D} + \sum C \right) \cdot r \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (7.3.7)$$

7.3.3 Simulações fluidodinâmicas

Durante o desenvolvimento do dimensionamento dos sistemas de sucção foi necessária a utilização de ferramentas de simulação computacionais numéricas para a obtenção de parâmetros de projeto. Assim, este sub-tópico busca apresentar a fundamentação teórica que caracterizou os modelos utilizados neste trabalho.

7.3.3.1 A dinâmica dos fluidos computacional

A dinâmica dos fluidos computacional DFC (ou no inglês CFD, *Computational Fluid Dynamics*) é a área da computação científica que estuda métodos computacionais para a simulação de fenômenos que envolvem fluidos em movimento com ou sem trocas de calor (FORTUNA, 2000). A técnica possui ampla capacidade de resolução de problemas, e abrange uma vasta gama de aplicações industriais e não industriais (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007).

Os códigos de DFC são estruturados em algoritmos numéricos relacionados ao comportamento de escoamentos fluídicos. Todos os códigos desta área são baseados três etapas principais, são elas: pré-processamento, o processamento ou simulação e o pós-processamento.

A etapa de pré-processamento consiste na definição da geometria (o domínio computacional), na geração da malha (subdivisão do domínio em subdomínios menores e não sobrepostos, também chamados de células ou mesmo de volumes de controle), seleção de modelos físicos e químicos que são necessários para o caso simulado, definição das propriedades do fluido e a especificação das condições de contorno nas células que coincidem com as fronteiras do domínio.

A etapa de simulação pode ser baseada numa das três grandes linhas de desenvolvimento até então: diferenças finitas, elementos finitos e métodos espectrais. De uma forma geral a etapa de simulação envolve três estágios principais em sua evolução que correspondem à aproximação das variáveis desconhecidas por meio de funções simplificadas, à discretização pela substituição de aproximações nas equações governantes do escoamento e à solução das equações algébricas. O pós-processamento corresponde à etapa de interpretação dos resultados provenientes da simulação. Devido à complexidade do comportamento da dinâmica de escoamentos fluídicos, o pós-processamento pode ser realizado de diversas formas, como por visualização de vetores, contorno de superfícies de intensidades constantes e traço de linhas de corrente e materiais particulados, como também pela impressão dos resultados numéricos de informações de interesse.

Das principais correntes principais relacionadas à DFC a mais utilizada atualmente corresponde à relacionada à técnica de elementos finitos. No caso da DFC esta corrente se subdivide nos Métodos dos Volumes Finitos (MVF) e dos Elementos Finitos (MEF), os últimos, mais utilizados para a simulação de casos estruturais.

7.3.3.2 O Método dos Volumes Finitos

O Método dos Volumes Finitos adota a discretização direta das equações governantes do escoamento em suas formas integrais.

As equações governantes do comportamento de um escoamento fluídico na forma integral relacionam as taxas de variação de quantidades dentro de um determinado volume de controle com as taxas desta quantidade transportada através das superfícies deste volume e as taxas de produção desta quantidade dentro deste volume de controle. A eq. 7.3.8 combinada com a Figura 54 ilustra esta relação, onde Γ é a constante da difusão da grandeza escalar ϕ no meio fluido e S é a taxa de produção da grandeza no volume.

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \cdot \left(\int_V r \cdot f \cdot dV \right) \cdot dt + \int_{\Delta t} \int_{\partial V} (r \cdot \vec{u} \cdot f - \Gamma \cdot \nabla f) \times d\vec{A} \cdot dt = \int_{\Delta t} \int_V S \cdot dV \cdot dt \quad (7.3.8)$$

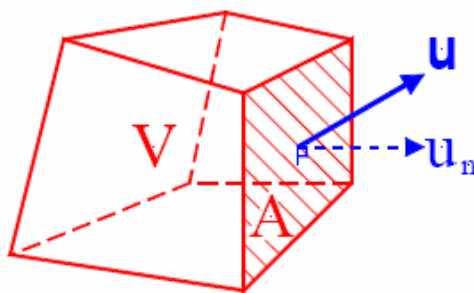


Figura 54: Volume de controle

As equações governantes de um escoamento fluídico são apresentadas através das equações 7.3.9, 7.3.10, 7.3.11, 7.3.12 e 7.3.13, que representam respectivamente as relações de conservação de massa, de momento nas coordenadas cartesianas “x”, “y”, “z”, de energia, onde o termo Φ é a função de dissipação. Estas relações são apresentadas na forma diferencial para um sistema conservativo.

$$\frac{\partial r}{\partial t} + \text{div}(r \cdot \bar{u}) = 0 \quad (7.3.9)$$

$$\frac{\partial(r \cdot u)}{\partial t} + \text{div}(r \cdot u \cdot \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(m \cdot \text{grad}(u)) + S_x \quad (7.3.10)$$

$$\frac{\partial(r \cdot v)}{\partial t} + \text{div}(r \cdot v \cdot \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(m \cdot \text{grad}(v)) + S_y \quad (7.3.11)$$

$$\frac{\partial(r \cdot w)}{\partial t} + \text{div}(r \cdot w \cdot \bar{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(m \cdot \text{grad}(w)) + S_z \quad (7.3.12)$$

$$\frac{\partial(r \cdot i)}{\partial t} + \text{div}(r \cdot i \cdot \bar{u}) = -p \cdot \text{div}(\bar{u}) + \text{div}(k \cdot \text{grad}(T)) + S_i + \Phi \quad (7.3.13)$$

Para o encadeamento destas equações é utilizada uma equação de estado da forma $p = r(R, T)$. Ao realizar a integração destas equações para todos os volumes elementares, definidos na discretização do domínio, é obtido o sistema de equações algébricas que aproxima o comportamento do escoamento estudado.

As equações governantes apresentadas anteriormente são baseadas nas equações de Navier-Stokes, que podem ser aplicadas ao meio fluido considerado como um meio contínuo. Dessa forma, as mesmas não reproduzem os fenômenos provenientes da dinâmica molecular de um escoamento, como a turbulência. Visto que o fenômeno da turbulência é importante para o projeto desenvolvido neste trabalho o próximo tópico apresenta de forma sucinta como este problema é acoplado nas equações governantes apresentadas possibilitando a obtenção de resultados mais satisfatórios com os escoamentos reais.

7.3.3.2.1 Modelos de turbulência

Todos os escoamentos encontrados em projetos de engenharia tornam-se instáveis acima de certos valores do número de Reynolds (VERSTEEG e MALALASEKERA, 2007). Os escoamentos com baixos Re são laminares e em altos Re tornam-se turbulentos. Neste último caso, movimentos caóticos e aleatórios se desenvolvem gerando alterações contínuas nos campos de velocidade e pressão com o passar do tempo.

Sendo a turbulência um problema de muitos, mas não todos, projetos de engenharia, o estudo deste tema não é um caso de interesse apenas teórico. Portanto, para a

representação de tais fenômenos foram, e ainda são, criados alguns modelos de turbulência. Para todos os casos simulados neste trabalho foi utilizado o modelo de turbulência k-e “*Realizable*”, o qual é descrito brevemente no sub-item a seguir.

7.3.3.2 Modelo de turbulência k-e “*Realizable*”

Este modelo faz parte de uma família de modelos de turbulência baseados numa média aproximada das equações de Navier-Stokes, a qual é denominada de Média de Reynolds das equações de Navier-Stokes (RANS, *Reynolds-Average Navier Stokes*). Nas equações da família RANS grandezas escalares das equações governantes do escoamento são decompostas em função de seus valores médios e de seus termos de flutuação. As quais podem ser decompostas segundo a eq. 7.3.14, onde $\bar{f}$ é o valor médio e f' é a flutuação relacionada ao escoamento turbulento.

$$f = \bar{f} + f' \quad (7.3.14)$$

Ao substituir esta relação nas equações governantes do escoamento são obtidas as seguintes relações em notação indicial:

$$\frac{\partial r}{\partial t} + \frac{\partial(r \cdot u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (7.3.15)$$

$$\frac{\partial(r \cdot u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(r \cdot u_i \cdot u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t} \left[m \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} d_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial(-r \cdot \overline{u_i' u_j'})}{\partial x_j} \quad (7.3.16)$$

A tensão de Reynolds $-\overline{r \cdot u_i' u_j'}$ é um termo adicional que representa os efeitos da turbulência, a qual, no caso do modelo k-e, pode ser aproximada utilizando a hipótese de Boussinesq, apresentada na eq. 7.3.17.

$$-r \cdot \overline{u_i' u_j'} = m_T \cdot \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \quad (7.3.17)$$

A viscosidade turbulenta m_T , como mostrado por FLUENT 6.3 (2006) é dada pela eq. 7.3.18 para o modelo de turbulência k-e “*Realizable*”.

$$m_T = f \left(\frac{r \cdot k^2}{e} \right) \quad (7.3.18)$$

A energia cinética turbulenta k, e a taxa de dissipação de turbulência e são dadas pelas relações apresentadas nas eq. 7.3.19 e 7.3.20.

$$k = \frac{\overline{u_i' u_j'}}{2} \quad (7.3.19)$$

$$e = u \cdot \frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \cdot \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i} \right) \quad (7.3.20)$$

O modelo de turbulência k-e “*Realizable*” foi escolhido para o desenvolvimento das simulações deste trabalho por ser um modelo robusto e de boa convergência. Sua formulação apresenta resultados mais satisfatórios que o modelo k-e “*Standard*” e o mesmo se apresenta mais robusto que o modelo k-e “*RNG*”. Este modelo apresenta uma performance superior para escoamentos que envolvem escoamentos com rotações, camada limite com gradientes adversos de pressão abruptos, escoamentos com separação e recirculação (FLUENT 6.3, 2006). O método baseado na Média de Reynolds é suficiente para os casos simulados que se apresentam em regime permanente com escoamentos incompressíveis.

7.3.4 Projeto dos dutos

Para o projeto dos sistemas de sucção foram adotadas regras utilizadas em redes de distribuição de ar, propostas por Howell; Sauer Jr. e Coad (1997), e descritas a seguir:

1. Transportar o ar de forma mais direta possível visando obter os resultados mínimos com a maior economia de material, potência e dinheiro possível.
2. Evitar transições bruscas no escoamento e, quando necessárias usar dispositivos com defletores.
3. Utilizar dutos de materiais lisos
4. Evitar a obstrução dos dutos e obter uma trajetória com curvaturas mais suaves quanto possível.

7.3.5 Metodologia do projeto de dutos

Partindo das regras relacionadas no sub-tópico 7.3.4 está apresentada a seguir uma metodologia para o projeto de dutos deste estudo:

1. Estudo do ambiente de instalação do sistema de distribuição;
2. Esboço do sistema de distribuição enfatizando a alocação espacial do mesmo e o uso de dutos circulares;
3. Divisão do sistema em regiões de variação dos dutos numerando-os;
4. Dimensionamento dos dutos;
5. Detalhar o sistema, redimensionando-o quando necessário.

7.3.6 Seleção de ventilador

A resistência ao movimento imposta pelo sistema de distribuição de ar deve ser superada pela própria energia mecânica do escoamento, a qual é suprida neste caso por um ventilador.

A função de um ventilador é, pois, fornecer esta energia necessária para mover uma dada quantidade de ar por um sistema de ventilação a ele conectado. Parte desta energia é fornecida na forma de aumento da pressão estática, necessária para vencer as perdas do sistema, e parte na forma de pressão dinâmica, necessária para manter o ar em movimento (HERNANDEZ NETO; TRIBESS; VOLPE; FIORELLI, 2002).

A seleção de um ventilador requer o conhecimento das perdas de pressão do sistema e as características do ventilador. Nesse sentido, as perdas de pressão devem ser conhecidas de forma a representar as características da rede de dutos a montante e a

jusante do ventilador. As peculiaridades do escoamento, quando existentes também devem ser conhecidas, principalmente as que podem interferir no funcionamento do ventilador, como a variação de pressão do sistema ao longo da operação (HOWELL; SAUER JR.; COAD, 1997).

O conhecimento do sistema permite a composição de sua curva de perda de pressão que corresponde a um gráfico desta variável em função de sua vazão. Juntamente com a curva característica da pressão total do ventilador pode-se determinar o ponto de operação do sistema, que corresponde ao ponto de intersecção destas duas curvas. A Figura 55 ilustra o ponto de operação de um sistema.

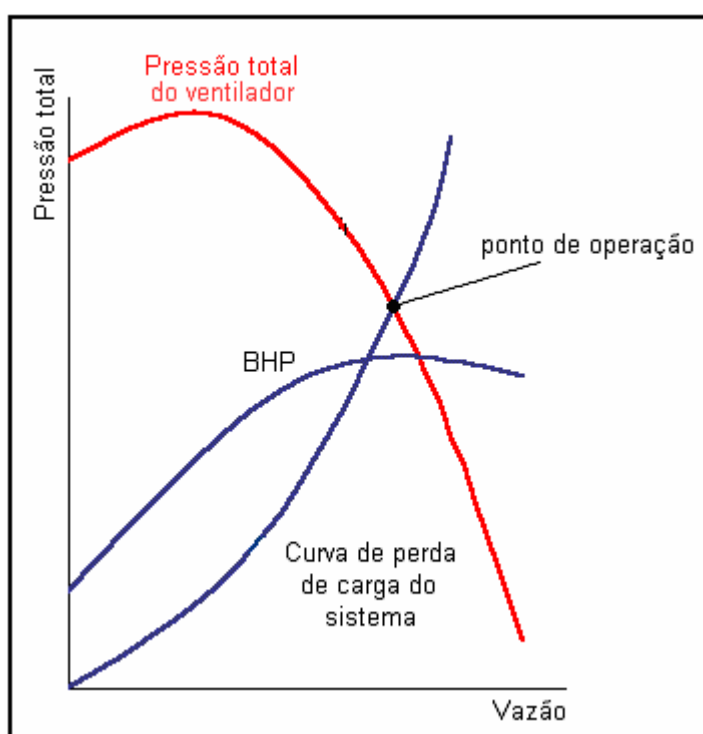


Figura 55: Ponto de operação de um ventilador

Em sistemas onde há mais de um ponto de operação a faixa de funcionamento deve ser determinada para selecionar um ventilador que opere adequadamente dentro desta faixa.

7.3.7 Sistema de aderência da cinta

O sistema de aderência da cinta, como mencionado no capítulo 5, tem como objetivo manter a cinta do equipamento aderida à plataforma de deslizamento através da

criação de um diferencial de pressão negativo entre a superfície inferior da cinta e superior da plataforma. Para tanto o seu dimensionamento traz a configuração geométrica de uma rede de dutos e a seleção de um ventilador.

O dimensionamento adequado deste sistema terá como resultado também a altura mínima necessária entre os trechos superior e inferior da cinta, que irá abrigar os dispositivos.. Este é o sistema mais volumoso a ser abrigado na região entre as partes superior e inferior da cinta, o qual é indispensável para o seu funcionamento como citado por Katz (1995).

Durante o desenvolvimento deste trabalho um questionamento surgiu em relação a necessidade de se utilizar a sucção. Apesar da afirmação de Katz (1995), mencionada anteriormente, o fato de Berry (2007) anunciar que o seu equipamento estudado utilizava um método inverso (insuflação) colocou em dúvida o uso do sistema de sucção. Nesse sentido, a fim de avaliar a necessidade de se projetar este sistema foi feito um cálculo para analisar o comportamento transversal da cinta quando submetida à pressão estática do TVCLA quando este estiver operando em suas condições máximas (velocidade de 25 m/s). Assim foi calculada a flecha da catenária da cinta, o mesmo cálculo apresentado no item 7.2.1.1, porém com a adição dos efeitos desta pressão estática. A realização destes cálculos apresentou um valor de 261,9 mm para a flecha da catenária, correspondendo a uma elevação da cinta de aproximadamente 10% de seu comprimento útil, o que mostra que o dimensionamento de um sistema de sucção é necessário.

O projeto deste sistema seguiu a metodologia descrita no tópico 7.3.5. Assim, este tópico será dividido em itens correspondentes aos estágios apresentados desta metodologia.

7.3.7.1 Estudo do ambiente de instalação

O dimensionamento em questão iniciou com o estudo do ambiente em que o sistema de sucção será instalado, o laboratório de túneis de vento do CMF - IPT.

A principal função desta sucção é gerar um diferencial de pressão negativo na superfície inferior da cinta. Assim a variável de interesse é a pressão estática, outras como temperatura e umidade, nas condições de trabalho no laboratório não têm comportamento prejudicial ao sistema.

O sistema de aderência experimenta ao longo de sua extensão valores distintos de pressão estática externa. Isso se deve ao fato de partes do mesmo ser localizadas no interior do túnel de vento e partes no ambiente externo ao túnel. As partes internas ao túnel de vento experimentam uma pressão estática negativa. Para o dimensionamento do sistema foi considerado que o túnel trabalhava em suas condições de máxima vazão, ou seja, operando com velocidade média de 25 m/s, fornecendo um diferencial de pressão em relação ao meio externo da ordem de 518 Pa sob as condições normais de operação do laboratório.

7.3.7.2 Concepção do sistema

A concepção do sistema de sucção levou em conta a simetria das ramificações presentes no sistema de forma a evitar a formação de caminhos críticos e a utilização de “*dampers*” para sua calibração. O dimensionamento deste sistema teve como meta o equilíbrio das perdas de pressão destas ramificações reduzindo complicações posteriores relacionadas a exigências de balanceamento.

Outras metas adotadas no projeto foram: a utilização de dutos circulares - segundo recomendações de Howell; Sauer Jr. e Coad (1997), a montagem utilizando itens de geometria simples, preferencialmente já existentes, de forma a não criar empecilhos construtivos na etapa de fabricação do mesmo.

Tendo em vista estas metas, a metodologia prosseguiu elaborando um croqui com a descrição dos principais componentes do sistema: uma plataforma de deslizamento, três câmaras de sucção, quatro trechos de dutos semi-flexíveis, três válvulas borboleta - para o controle do escoamento de maneira diferenciada entre as câmaras, um distribuidor de três vias paralelas, um difusor – para conectar o distribuidor ao ventilador, um ventilador, uma contração - para conectar o retorno do ventilador, um difusor com seção transversal variável – para retornar o escoamento ao interior do túnel. A Figura 56 apresenta o croqui do sistema.

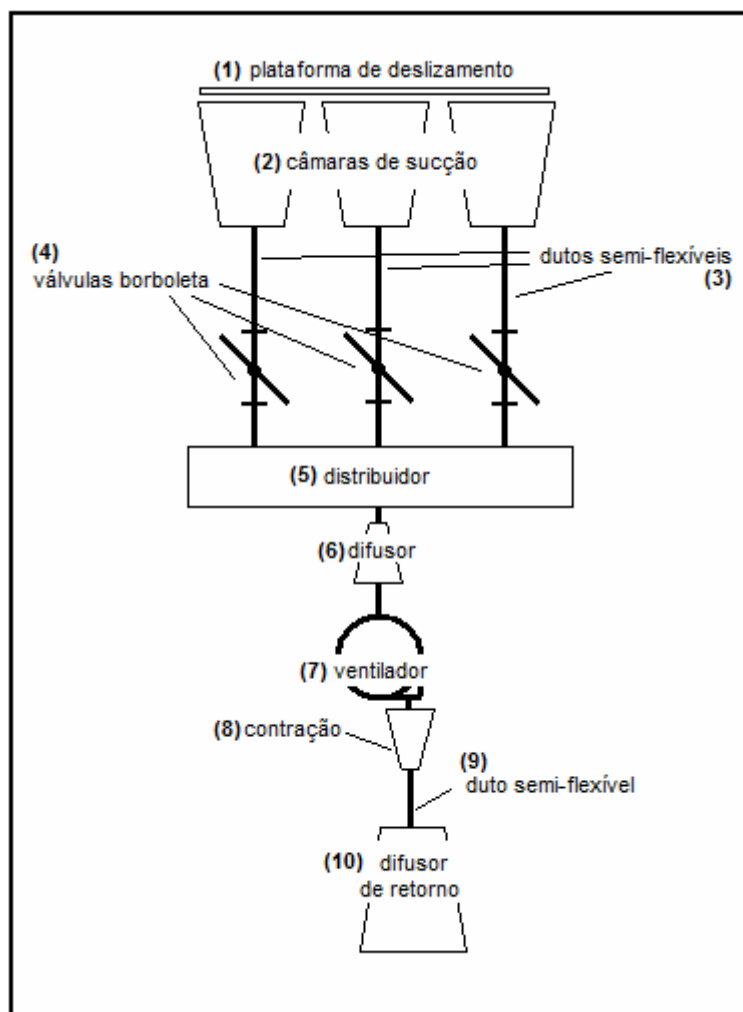


Figura 56: Croqui do sistema de aderência da cinta

Seguindo recomendação da metodologia, o sistema foi dividido em duas regiões: a montante e a jusante do ventilador. Isso facilita a determinação da pressão estática a ser fornecida pelo ventilador. As regiões de variação do diâmetro dos dutos ou presença de singularidades foram numeradas de acordo com os itens da Figura 56.

Uma das preocupações iniciais presentes no dimensionamento de todo o sistema correspondeu à forma de entrada de ar que tem como objetivo criar uma depressão na região entre a plataforma de deslizamento e a cinta proporcionando aderência entre ambas.

Analisando uma condição idealizada de aderência perfeita entre plataforma e cinta não haveria fluxo de ar no sistema, e consequentemente o dimensionamento considerando escoamento de ar seria simplificado, pois o principal componente a ser calculado seria o ventilador, prevendo fornecer pressão suficiente para criar o

diferencial de pressão desejado. Ainda com esta suposição, o ventilador poderia ser conectado a uma câmara de sucção responsável por distribuir a pressão negativa na região de interesse. Porém, isto não ocorre de fato, conforme pode ser verificado pelas dificuldades que Mariani (2000) encontrou no desenvolvimento de seu trabalho relacionadas à vedação de seu equipamento.

Portanto, a condição idealizada de vazão nula foi declinada e passou-se a adotar as relações presentes nas normas NBR 16.401 (2008) e NBR 14.880 (2008) para modelar o escoamento de ar a ser considerado. As relações presentes em ambas as normas permitem o cálculo do vazamento em sistemas de distribuição de ar. A região entre a plataforma de deslizamento e a cinta é uma das regiões críticas do equipamento devido ao comportamento dinâmico da última envolvendo aspectos de natureza fluido-mecânicas, térmicas e estruturais. Preocupações quanto a oscilações e descolamento da cinta em relação à plataforma não foram sanadas por completo no desenvolvimento do projeto, o que gera um questionamento sobre o resultado a ser obtido no processo de aderência.

Entretanto, a fim de simplificar e possibilitar a modelagem, a determinação do limite de vazamento admissível foi estimado como sendo equivalente a uma fresta máxima por onde seria estabelecida a entrada de ar. Isso possibilitou, juntamente com o conhecimento do diferencial de pressão necessário, a determinação da vazão máxima presente no sistema de aderência através da eq. 7.3.21.

$$Q = 0,827 \cdot S \cdot P^{\frac{1}{N}} \quad (7.3.21)$$

onde:

Q – vazão [m³/s;]

S – área de abertura da fresta [m²];

P – diferencial de pressão necessário [Pa];

N – índice de aspecto.

Na situação modelada, os valores adotados para as variáveis foram:

- 0,00405 m² , para a área da fresta
- 148 Pa, para o diferencial de pressão
- 1,6 para o índice de aspecto (ABNT, 2008)

Resultando em uma vazão máxima de $0,076 \text{ m}^3/\text{s}$ para cada ramificação do sistema. Esse dado, apesar de exigir confirmação experimental, nesta etapa de projeto é válido e adequado para o dimensionamento do sistema de sucção, possibilitando a determinação das perdas de pressão dos componentes do sistema e a seleção do ventilador.

7.3.7.3 Dimensionamento dos componentes

Para o dimensionamento dos componentes do sistema foram criadas três etapas de desenvolvimento, as quais corresponderam à definição geométrica, a otimização da distribuição de pressões na plataforma de deslizamento e o cálculo dos coeficientes de perda singular.

A definição geométrica permitiu a concepção dos componentes que integram o sistema de dutos, que teve como meta a utilização de itens já existentes no mercado. Essa preocupação teve em vista, evitar a fabricação de itens fora de especificação, o que elevaria o custo do projeto.

A etapa de otimização foi necessária para que a distribuição de pressões na plataforma de deslizamento fosse a mais uniforme possível. Esta uniformidade é um fator que poderá comprometer a dinâmica transversal da cinta em seu trecho útil.

Os cálculos dos coeficientes de perda singular do sistema foram imprescindíveis para dimensionamento dos dutos, para o levantamento da curva do sistema e, assim, a seleção do ventilador. Para a determinação destes coeficientes dois procedimentos foram utilizados, simulações utilizando programas de DFC (para o trecho otimizado) e resultados de ensaios experimentais.

7.3.7.3.1 Definição geométrica

Com o conjunto de dutos esboçado, a concepção geométrica a rede de dutos a ser dimensionada foi criada. As etapas seguintes detalharam as características funcionais e construtivas dos componentes integrando-os na rede.

Como citado em 7.3.7.2 os dutos tem início com uma entrada de ar correspondente a uma fenda proveniente da cinta e da plataforma de deslizamento. O fluxo de ar

prossegue por esta abertura até transpassar a plataforma de deslizamento e atingir o interior de uma das câmaras de sucção.

A plataforma de deslizamento é um componente chave de todo o equipamento, pois é o único que interage com 4 dos 5 sistemas principais deste equipamento, os quais são: movimentação, aderência, resfriamento e estrutura. As características deste componente foram definidas durante o desenvolvimento do dimensionamento de todos os subsistemas citados, o que não exclui o sistema de aderência.

As principais características deste componente são de possuir um baixo coeficiente de atrito, (para reduzir as cargas externas atuantes na cinta), promover uma superfície plana para a cinta se apoiar, ser condutor de calor (visto que o mesmo compõe o trocador de calor), possuir regiões de abertura (por onde possa ser feita a sucção do volume de ar necessário para o sistema de aderência) e não apresentar movimento relativo com a estrutura (deve permitir um sistema de fixação).

Do ponto de vista do sistema de aderência, a plataforma deve possuir regiões de abertura para a entrada do volume de ar necessário para manter a cinta aderida. Essas regiões de abertura confrontam diretamente com o sistema de resfriamento do equipamento, pois definem a configuração de seu trocador de calor. Assim, estas regiões de abertura foram definidas de maneira conjunta com o dimensionamento do trocador do calor do sistema de resfriamento, como é apresentado no item 7.4.2.1. As aberturas desta plataforma foram definidas como três conjuntos de 10 fendas de 5 mm de largura por 578 mm de comprimento, este último correspondente ao comprimento interno das câmaras de sucção.

A opção por estes conjuntos de fendas foi consequência destas possibilitarem a acomodação dos tubos do trocador de calor. Esta configuração possibilita que estes tubos sejam isolados térmicamente na região que tem contato com o fluxo de ar succionado pelo sistema de aderência.. A plataforma de deslizamento é apresentada na Figura 57, onde o destaque detalha suas fendas.

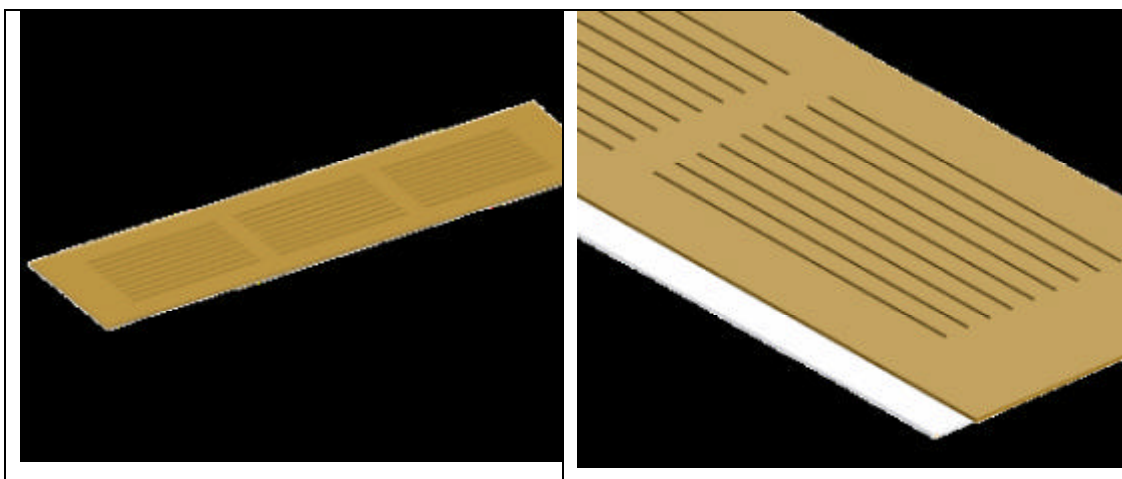


Figura 57: Plataforma de deslizamento

A passagem do escoamento de ar por estas fendas não se limita somente à espessura da plataforma (6 mm), mas também percorre a altura do isolamento térmico no interior do trocador de calor e a espessura da base plástica deste, distância que corresponde a 64 mm, ou seja 6 mm mais 58 mm (isolamento mais base plástica). O detalhamento deste dispositivo é apresentado no item 7.4.2.1, e uma ilustração deste trecho descrito é apresentada na Figura 58.

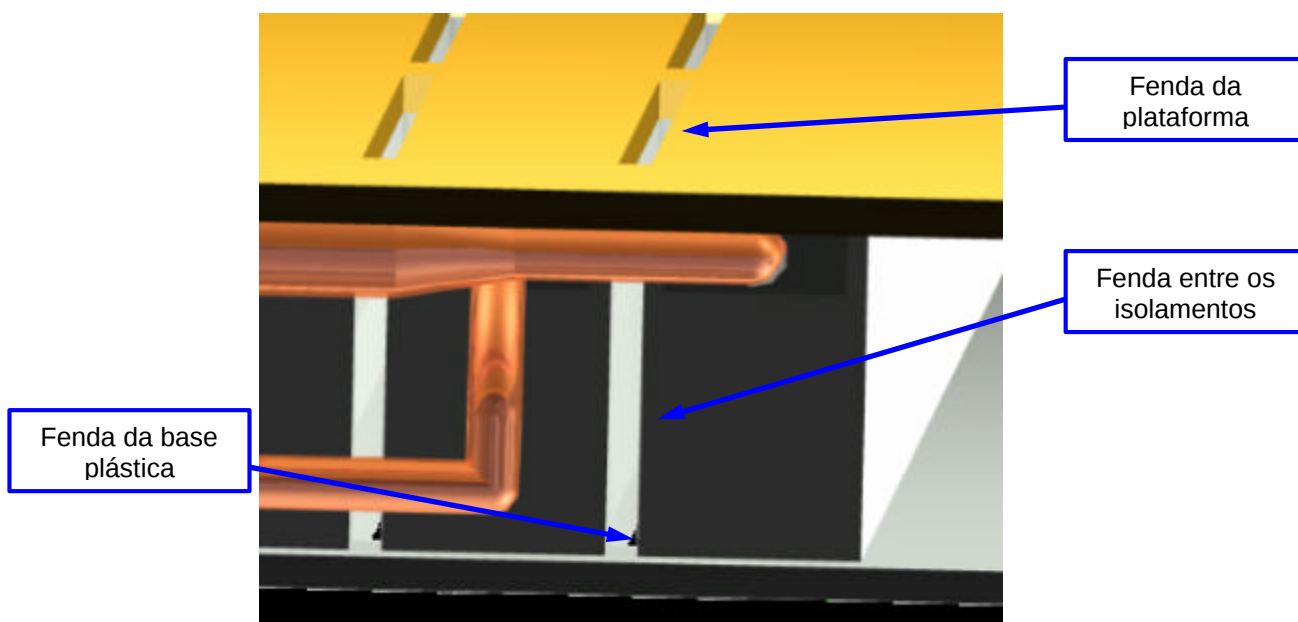


Figura 58: Fendas do trocador de calor

Após a passagem do fluxo de ar pelas frestas, ele entra nas câmaras de sucção. Estas câmaras foram projetadas com a função de realizar a transição da seção transversal

do sistema de dutos, de retangular para circular, e de colaborar com a uniformização do fluxo de ar na plataforma de deslizamento. Com o objetivo de reduzir as dimensões deste componente ele foi composto por uma coifa e uma tela instalada em seu interior, ver Figura 59.

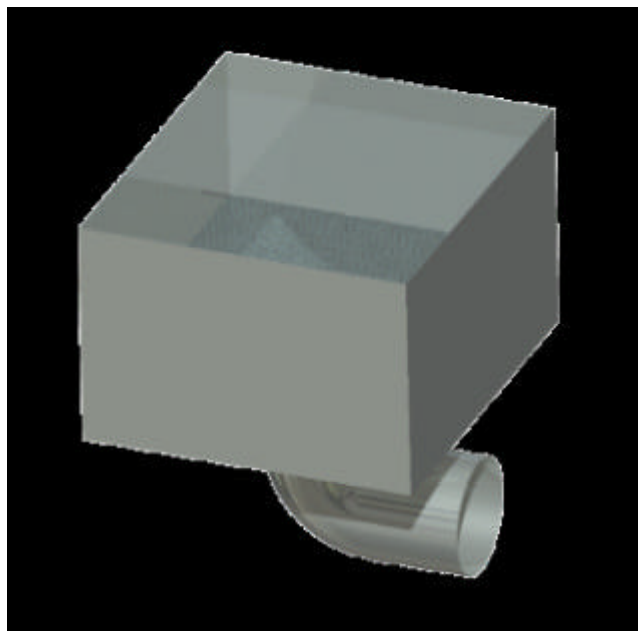


Figura 59: Câmara de sucção com o cotovelo instalado

A opção de utilizar três câmaras possibilita o ajuste do sistema de aderência em três posições distintas (extremidades e interior), e permite uma simetria geométrica da região de entrada das mesmas, o que reduz as perdas que ocorrem no escoamento (IDELCIK, 1979). Suas dimensões foram definidas a partir do primeiro estágio da estrutura, como apresentado em 7.5.1. A tela instalada no interior deste componente aumenta a perda mas auxilia a uniformização do escoamento. O diâmetro da saída circular da câmara de sucção foi definido conjuntamente com o dimensionamento dos dutos semi-flexíveis responsáveis pela conexão deste componente ao distribuidor. O diâmetro dos dutos definiu o diâmetro do cotovelo instalado na saída desta câmara, e corresponde a 150 mm (6").

O cotovelo instalado logo após a saída da coifa tem a função de direcionar os dutos semi-flexíveis para o exterior da região formada entre as superfícies da cinta, visto que estes últimos não possuem rigidez suficiente para permanecerem com posicionamento geométrico fixo de forma independente e permanente. A opção em

utilizar dutos semi-flexíveis resultou da necessidade do equipamento realizar movimentos de rotação, não permitindo adoção de dutos rígidos, que dificultariam estes movimento. Observa-se que o ventilador deve estar fixo ao piso do galpão. Os dutos semi-flexíveis estão apresentado na Figura 60.



Figura 60 : Duto semi-flexível selecionado

Como já mencionado estes dutos conectam as câmaras de sucção ao distribuidor para reunir os fluxos de ar provenientes das três câmaras em um único.. Esta opção tem o objetivo de reduzir custos e tornar a operação deste sistema mais prática. A redução do custo é proporcionada por ser utilizado apenas um ventilador.

Na reunião dos três dutos através do distribuidor verificou-se que há necessidade de balanceamento para obter vazões iguais em cada duto. Este balanceamento foi feito com a utilização de uma placa perfurada na entrada central do distribuidor. Assim, o distribuidor foi projetado com a reunião dos componentes: cotovelo, junção de três vias, placa perfurada e difusor.. A Figura 61 ilustra a reunião de todos estes componentes integrando o distribuidor.

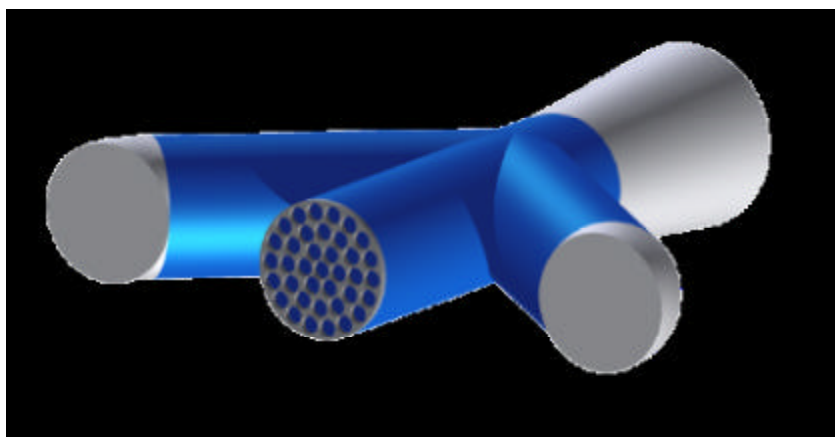


Figura 61: Distribuidor

Para possibilitar ajustes de vazões de ar em cada uma das câmaras, estão previstas válvulas do tipo borboleta a serem instaladas nos trechos de dutos rígidos da entrada do distribuidor. A Figura 62 apresenta este sistema de ajuste juntamente com o distribuidor.



Figura 62: Distribuidor com sistema de ajuste

Após a passagem do fluxo de ar pelo distribuidor, este segue para ventilador e daí para uma contração que o encaminha a um duto semi-flexível e novamente vai até o difusor de retorno, que o devolve para o interior do túnel de vento. Este difusor foi dimensionado para possibilitar que o escoamento retorne de maneira distribuída ao interior do túnel, conforme apresentado na Figura 63.

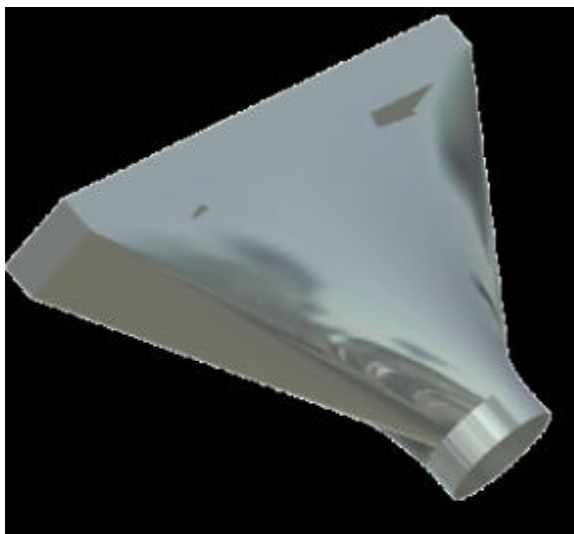


Figura 63: Difusor de retorno

7.3.7.3.2 Otimização da distribuição de pressões na plataforma de deslizamento

Durante o desenvolvimento do dimensionamento do sistema de aderência houve uma preocupação de como avaliar o seu funcionamento. O processo de dimensionamento adotado é semelhante ao utilizado em sistemas de ar condicionado, que tem como resultado proporcionar a vazão de ar necessária. Porém, este resultado não garante que tenha capacidade de realizar sua principal função, succionar a cinta. Assim para avaliar o funcionamento foi proposta a realização de simulações utilizando programas de DFC .

Análises paramétricas dos componentes da entrada do sistema de aderência que conduzem o ar foram realizadas. Os componentes da entrada são: a plataforma de deslizamento, as frestas do trocador de calor e a câmara de sucção com sua tela.

A análise paramétrica consistiu no estudo da influência da variação de dimensões características da câmara de sucção: o ângulo de abertura de sua região de transição geométrica de seções transversais, a altura da região de seção retangular, e a variação da área aberta da tela instalada em seu interior. A metodologia adotada para a realização desta análise foi dividida em três níveis, os quais apresentam característica seletiva, de forma que a análise de um nível posterior, parte do melhor resultado

obtido no nível anterior. Os critérios de avaliação dos resultados foram adotados de acordo com a as suas sensibilidades, sendo estes refinados conforme a evolução do estudo. Os níveis desta análise, juntamente com seus critérios são descritos a seguir:

- a. Análise do desvio padrão e da amplitude máxima dos valores de pressão estática do ar sobre a tela da câmara de sucção variando o ângulo de abertura de sua região de transição. Seleção de um ângulo de abertura que apresentasse o menor desvio padrão e menor amplitude para valores da pressão estática.
- b. Análise da distribuição de pressão estática do ar nas frestas da plataforma de deslizamento variando o comprimento da seção retangular. Seleção do comprimento que apresente a distribuição de pressões mais uniforme entre os casos analisados.
- c. Análise do desvio padrão da distribuição de pressão estática nas frestas da plataforma de deslizamento variando a área aberta da tela. Seleção de uma proporção de áreas abertas da tela que garantisse os menores desvios padrões nas regiões analisadas.

Os níveis de análise foram definidos na ordem dos itens acima, pois a princípio foi considerada que esta seria a ordem decrescente de influência das variações paramétricas na distribuição de pressões na plataforma de deslizamento.

As simulações também auxiliaram na determinação da perda de pressão do escoamento de ar através dos componentes analisados. Também possibilitaram a determinação de um coeficiente de perda para este conjunto de componentes. Isso foi necessário, pois a configuração geométrica deste conjunto é muito particular, a qual se desvia de resultados experimentais, como os fornecidos por Idelcik (1979).

7.3.7.3.2.1 Simulações

Esta etapa de simulações teve início com a constituição dos modelos físicos dos componentes analisados neste processo de otimização, isto ocorreu com a definição de um domínio geométrico correspondente ao meio fluido que envolve os componentes. Para definição de domínios foram geradas geometrias correspondentes às regiões internas dos componentes analisados em cada alternativa estudada. Um exemplo de domínio do problema é ilustrado na Figura 64.

É importante frisar que os domínios correspondem a um quarto da região interna dos componentes estudados. Essa abordagem foi adotada para reduzir o custo de processamento computacional e possibilitar o estudo de domínios com discretizações mais refinadas, tendo em vista a sua simetria geométrica.

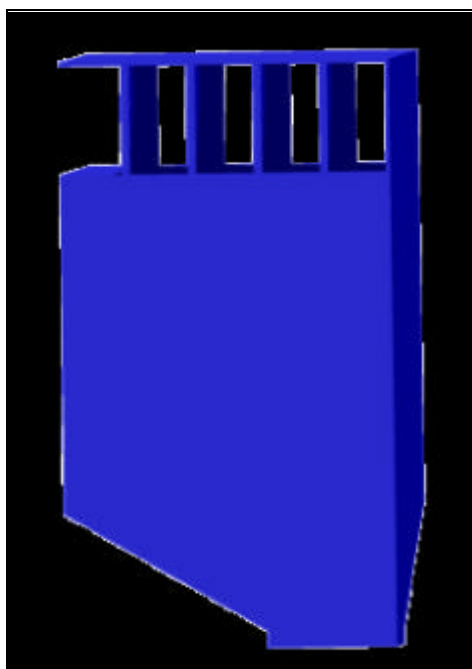


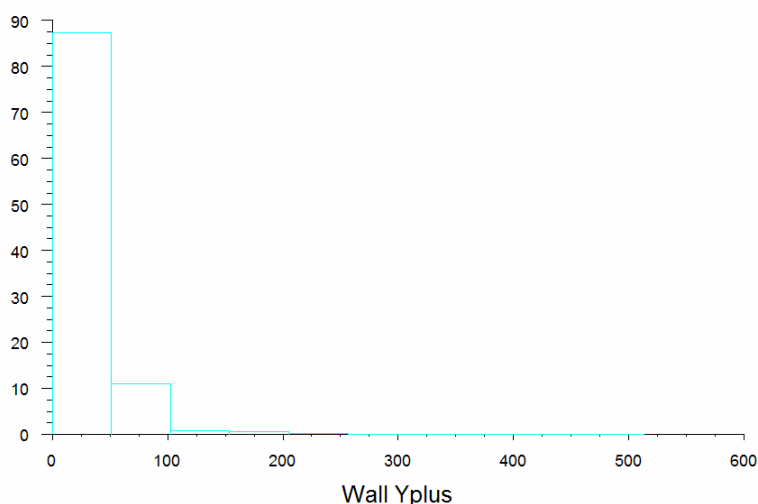
Figura 64: Exemplo de domínio utilizado nas simulações

Após as definições dos domínios de simulação foram feitas suas discretizações através da geração de malhas volumétricas. Estas foram geradas seguindo um padrão uniforme para todos os casos a fim de reduzir a interferência de desta etapa de preparação para a simulação nos resultados das análises. Isso foi possível devido à similaridade geométrica dos casos e pelo fato de apresentarem pequenas variações dimensionais. A variação das malhas de um caso analisado a outro se deu basicamente a variação do número de elementos da discretização da diferença de volume de cada caso.

No processo de geração de malhas foi dada ênfase na adoção de elementos hexaédricos e prismáticos em relação aos elementos tetraédricos. No entanto, em todos os casos foi necessária a utilização de elementos destes tipos na região do domínio a jusante da tela, pois havia a transição da seção retangular para circular. Essa preferência por malhas estruturadas conformes é devida a sua maior robustez,

que possibilita uma convergência mais rápida e uniforme dos casos. Assim, malhas mistas foram compostas para os casos estudados.

As dimensões dos elementos destas malhas variaram de 2 a 5 mm de tamanho característico. A região de maior refino correspondeu à entrada com elementos de 2 por 5 mm variando na região a montante com um fator de crescimento de 10% até atingirem seu tamanho máximo de 5 por 5 mm. A qualidade da malha gerada pode ser observada na Figura 65, em que a distribuição do y^+ nas paredes é apresentada. Fluent 6.3 (2006) recomenda que a maior parte dos elementos da parede de um sistema contenha um y^+ dentro do valor de 300 para simulações utilizando o modelo de turbulência k-e, que é o caso deste projeto.



Histogram of Wall Yplus

Dec 10, 2008
FLUENT 6.3 (3d, dp, pbns, rke)

Figura 65: Histograma da distribuição do y^+ nas paredes das malhas geradas

As malhas utilizadas neste trabalho foram geradas no programa computacional *Gambit 2.2.30*, da *Ansys Inc.* Neste mesmo programa além das malhas foram definidas também as condições de contorno do domínio, compondo assim o modelo físico a ser simulado. A Figura 66 apresenta um exemplo de malha utilizada nas análises com suas condições de contorno indicadas.

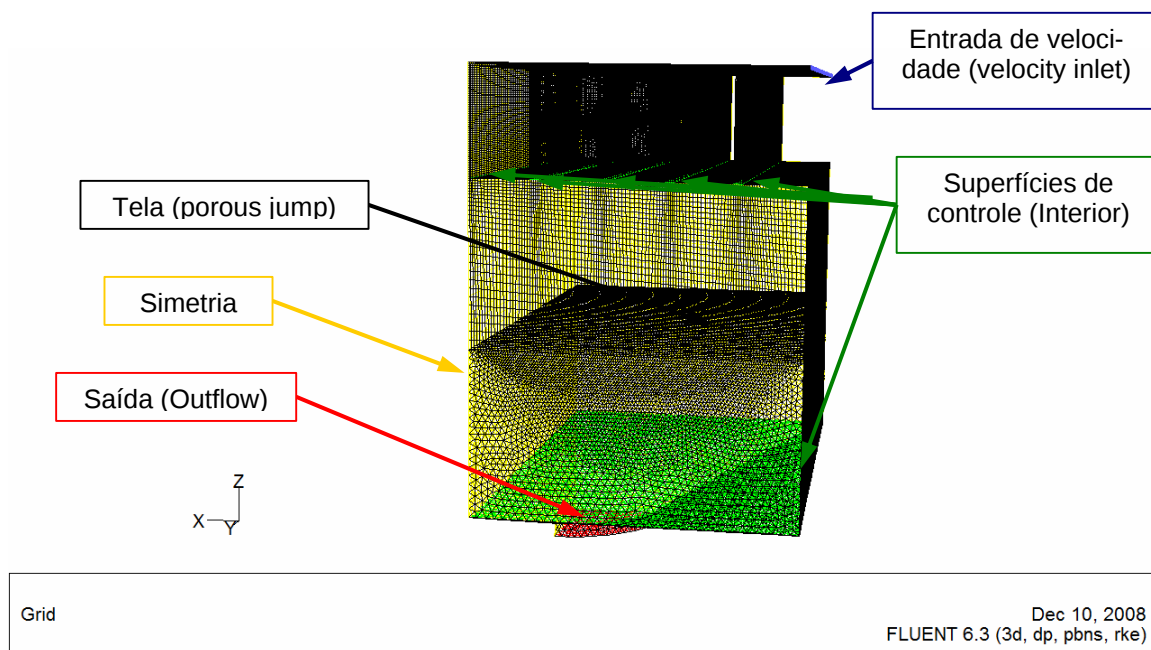


Figura 66: Malha utilizada na análise do sistema de aderência

As condições de contorno do sistema são apresentadas na Tabela 27, o valor da velocidade para todos os casos foi o mesmo equivalente a 31,47 m/s com fluxo normal a superfície de entrada. A intensidade de turbulência nesta região de entrada foi considerada a mesma do túnel de vento, 0,5%, e o diâmetro hidráulico desta seção teve o valor de 4 mm. As definições da tela foram definidas como: permeabilidade da face de $0,0357 \text{ m}^2$, espessura de 5 mm e coeficiente “*porous jump*” de 0,00485 1/m. Estas definições da tela foram alteradas somente nos casos em que estes parâmetros foram analisados.

Tabela 27: Definições das condições de contorno utilizadas

Entrada	Velocity Inlet	Entrada do fluxo de ar com a definição de uma velocidade de entrada.
Saída	Outflow	Anula os gradientes da grandeza escalar analisada (no caso, velocidade)
Simetria	Simetry	Anula os fluxos normais a sua superfície
Superfícies de controle	Interior	Constitui-se como integrante do meio fluido
Tela	Porous-Jump	Aproximação de meios porosos que não necessitam de uma investigação do escoamento em seu interior

As simulações desta etapa do dimensionamento do conjunto de dutos foram realizadas com o uso do programa computacional comercial *Fluent* 6.3.26, o qual utiliza o Método dos Volumes Finitos da DFC apresentado em 7.3.3.2. O mesmo foi

selecionado pela sua disponibilidade na Escola Politécnica da USP e pela robustez de seus algoritmos. O programa é citado na maioria dos artigos técnicos científicos que utilizam métodos computacionais comerciais no seu desenvolvimento.

No processamento o acoplamento pressão velocidade adotado foi o “SIMPLE”, discretização “PRESTO” para a pressão, e interpolação “UPWIND” de segunda ordem. Os gradientes foram calculados pelo teorema de Gauss-Green baseados nos nós das células. O programa foi utilizado em sua versão de precisão dupla. O modelo de turbulência adotado foi, em todos os casos, o k-e “*Realizable*” com a função de parede “*Non-Equilibrium Wall Functions*”.

O critério de convergência assumido foi o de resíduos de 0,00001 para todas as equações, e o acompanhamento da evolução da pressão estática média na superfície de controle próxima a saída, ver Figura 66. Os resultados obtidos convergiram com aproximadamente 1900 iterações.

7.3.7.3.2.2 Análise dos resultados da simulação

As análises foram realizadas conforme a metodologia proposta no sub-item 7.3.7.3.2., adotando três níveis que correspondem respectivamente aos três critérios relacionados.

No primeiro nível, a análise foi feita variando-se o ângulo de abertura da região de transição da câmara de sucção. Os ângulos de abertura selecionados corresponderam a 90°, 120° e 130°, sendo o comprimento da seção quadrada mantido constante com o valor de 300 mm e a tela posicionada no meio deste trecho (distância de 150 mm da superfície de mudança de seção transversal).

Os resultados obtidos deste caso são apresentados na

Tabela 28. Com o objetivo de tornar mais prática a interpretação dos resultados, estes foram normalizados em relação ao menor valor de cada tipo de critério, que é o desejado. Assim, o Gráfico 13 apresenta os resultados normalizados para o primeiro nível da análise para os três ângulos de abertura analisados.

Tabela 28: Resultados do primeiro nível da análise

Ângulo analisado	Perda de pressão	Amplitude de variação	Desvio padrão	Amplitude normalizada	Desv. Pad. Normalizado
[°]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[]	[]
90	55,97	5,15	0,31	1,14	1,03
120	57,59	5,12	0,33	1,13	1,11
130	58,01	4,53	0,30	1,00	1,00

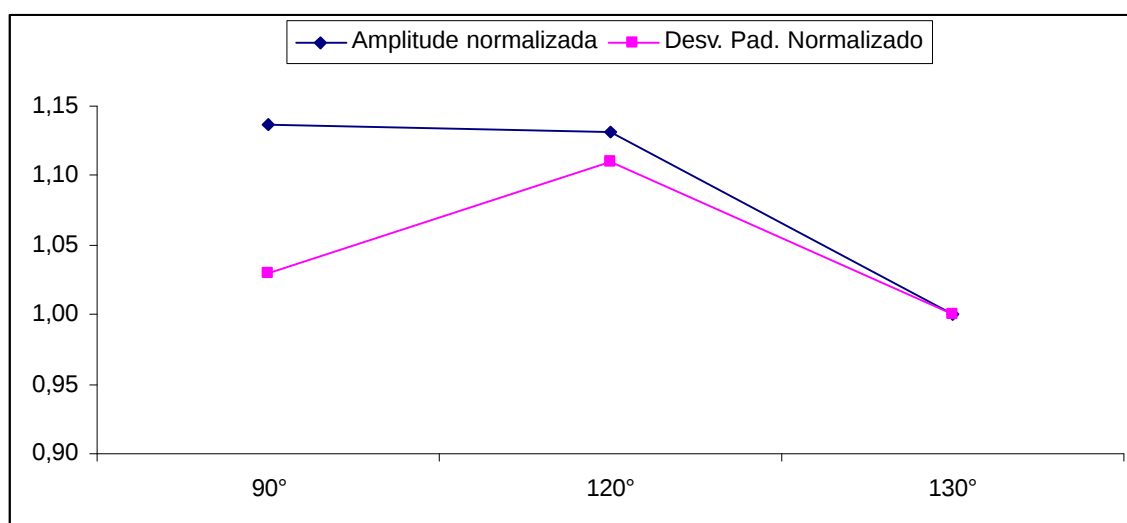


Gráfico 13: Resultados normalizados do primeiro nível da análise

Observando os resultados obtidos, pode-se verificar que os menores valores tanto para o desvio padrão quanto para a amplitude máxima de variação da pressão estática encontrados são provenientes do sistema que possui um ângulo de abertura de 130°. Faz-se necessário notar que o mesmo ângulo não foi o que apresentou a menor perda de pressão, ver

Tabela 28. Porém, isso não interferiu na escolha do ângulo de abertura de 130°, pois a análise realizada tem o objetivo de selecionar a alternativa que apresente a melhor distribuição de pressões na superfície da plataforma de deslizamento.

Com a seleção do ângulo de abertura, foi analisada a influência da variação do comprimento da seção transversal retangular da câmara na distribuição de pressões, o que corresponde ao nível dois da análise. Novamente aqui foram comparados três casos distintos, os quais corresponderam aos comprimentos de 100, 200 e 300 mm.. A opção em comparar duas situações com comprimentos menores que o fixado no nível de análise anterior, foi motivada pela busca de compactação da câmara que ocupa um grande volume na região formada entre as superfícies da cinta. O volume deste componente foi um dos parâmetros necessários para definir a altura do primeiro estágio da estrutura, ver 7.5.1.

Da mesma forma que no nível anterior, a tela foi posicionada na cota média do trecho retangular para os três casos, e correspondentes a respectivamente a 50, 100 e 150 mm.

Nesta análise, seguindo a metodologia proposta, foi feita uma comparação da distribuição de pressão estática nas frestas da plataforma de deslizamento, buscando-se encontrar a mais uniforme dentre os casos. Este critério foi utilizado, pois a sensibilidade dos resultados provenientes da região da tela, como feito no nível anterior, apresentarem uma variação muito baixa de um caso a outro, não sendo uma base de comparação tão clara. Assim foi feita análise nas superfícies de controle correspondentes às frestas da plataforma de deslizamento, o que exigiu a coleta de um número maior de dados. Estas superfícies de controle são mostradas na Figura 66.

Os resultados do segundo nível de análise são apresentados na Tabela 29. Com o objetivo de facilitar a interpretação dos resultados, estes foram normalizados em relação ao valor da média de cada caso. O Gráfico 14 apresenta os resultados para os três comprimentos.

Tabela 29: Resultados do segundo nível de análise

Caso	Fresta 1	Fresta 2	Fresta 3	Fresta 4	Fresta 5	Média
[mm]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
100	2,8389	1,3368	0,1128	-0,2680	2,3406	1,2722
200	5,7400	4,2800	2,8500	2,8100	5,2100	4,1780
300	1,2887	1,0934	0,7781	0,4623	2,5660	1,2377

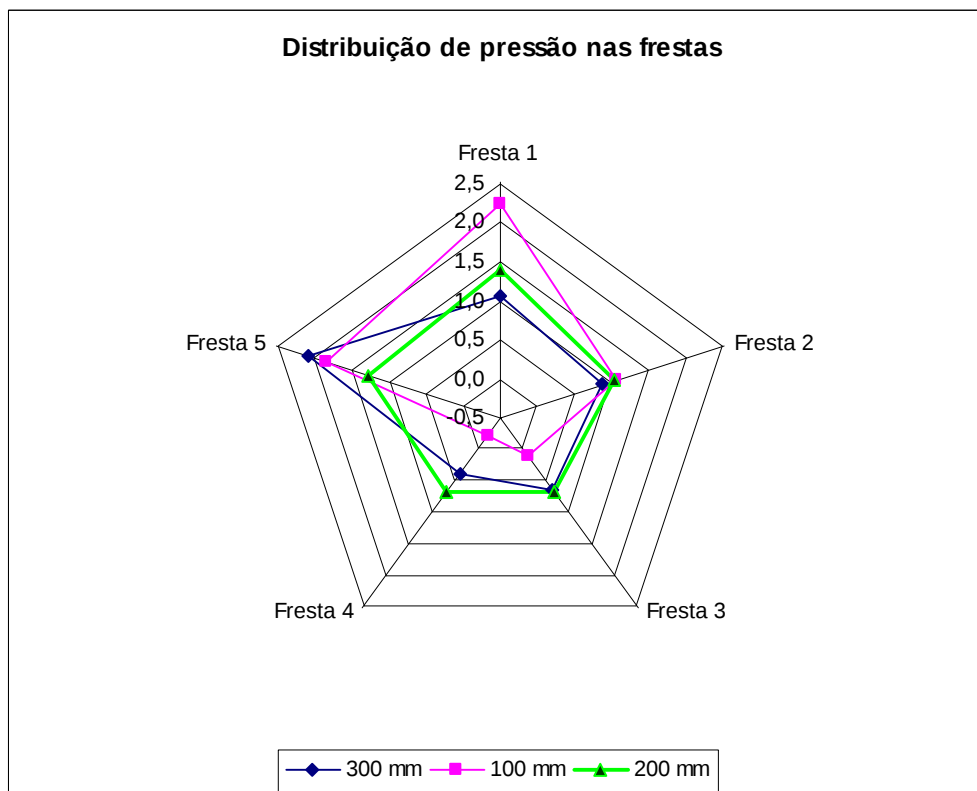


Gráfico 14: Resultados do segundo nível de análise

Observando os resultados obtidos, nota-se que a configuração da câmara que tem 200 mm de comprimento em sua seção retangular apresenta uma distribuição de pressões mais uniforme que os outros dois casos. Dessa forma, este valor do comprimento foi o selecionado.

O terceiro nível da análise paramétrica avaliou o desvio padrão das distribuições de pressões nas frestas da plataforma de deslizamento. Este critério foi estabelecido, pois a sensibilidade da análise dos resultados dos valores médios da distribuição de pressões nas faces das frestas, como feito no segundo nível foi muito baixa. Os valores da porcentagem de área aberta da tela analisados corresponderam a 40%, 50% e 60%.

Os resultados desta análise são apresentados na Tabela 30. Também aqui os resultados foram normalizados para auxiliar a sua interpretação, adotando-se o menor valor de encontrado, correspondente ao resultado da Fresta 3 do caso de 40% de área

aberta. O Gráfico 15 apresenta os resultados normalizados deste terceiro nível de análise.

Tabela 30: Resultados do terceiro nível de análise

Caso	Fresta 1	Fresta 2	Fresta 3	Fresta 4	Fresta 5	DP
	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
40%	0,9917	1,3512	0,9516	1,0136	1,3482	60,9900
50%	1,0048	1,3630	0,9530	1,0157	1,3469	60,9800
60%	1,3406	1,4109	0,9957	1,1812	1,5565	60,3100
Caso	Valores normalizados para as frestas					
	Fresta 1	Fresta 2	Fresta 3	Fresta 4	Fresta 5	
40%	1,0421	1,4199	1,0000	1,0652	1,4168	
50%	1,0559	1,4323	1,0015	1,0674	1,4154	
60%	1,4088	1,4827	1,0463	1,2413	1,6357	

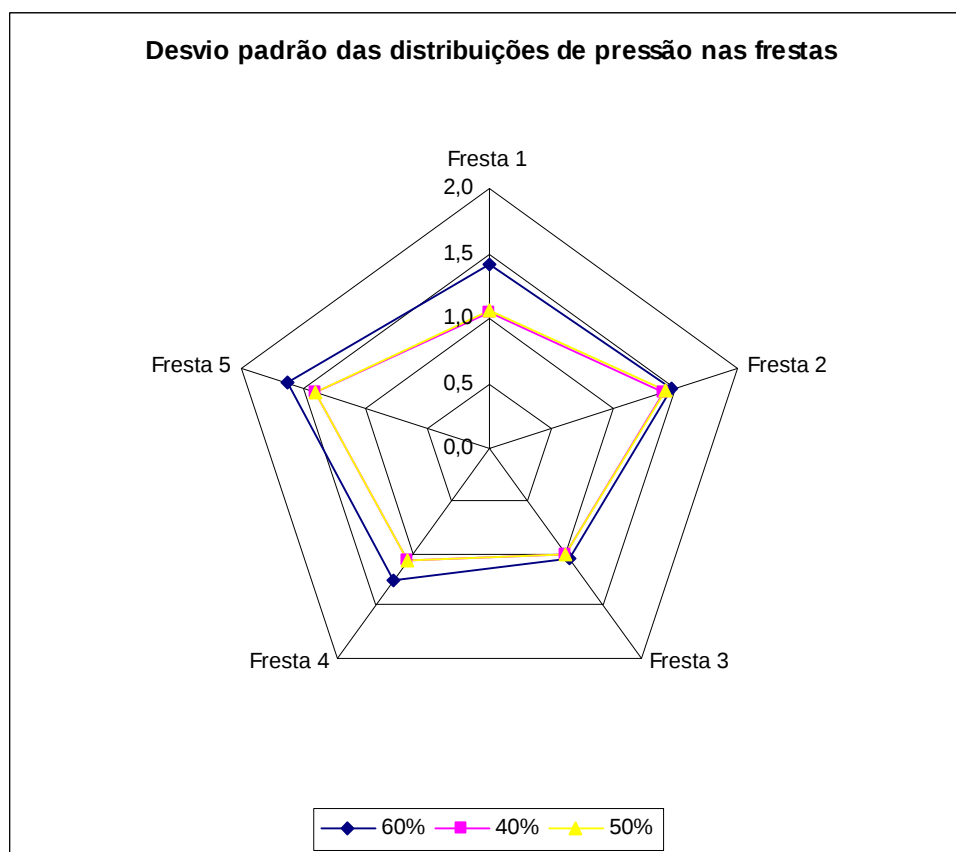


Gráfico 15: Resultados do terceiro nível de análise

Observando os resultados obtidos nota-se que os casos de 40% e 50% apresentam os menores desvios padrões nas frestas da plataforma de deslizamento. No entanto, a diferença entre os valores destes dois casos é muito baixa, não apresentando uma base de comparação muito expressiva para fazer uma seleção adequada. Assim, foi

considerado que os dois casos apresentavam uma capacidade de distribuição de pressão semelhante.

Entretanto, para a continuidade do projeto foi necessária a definição de uma porcentagem de área aberta para a tela. Apesar da avaliação da perda de pressão do sistema não ser o objetivo da análise paramétrica realizada, esta foi definida como critério de desempate e foi selecionada 50% de porcentagem de área aberta para a tela. Esta alternativa escolhida apresenta uma perda de pressão menor na região de entrada do sistema de dutos que a porcentagem de 40% de área aberta, como visto na Tabela 30.

Assim, como resultado final, foi dimensionada a câmara de sucção com um ângulo de abertura de 130°, com 200 mm de comprimento em seu trecho de seção transversal retangular, e a tela em seu interior apresenta uma área aberta de 50% de sua área total. A mesma é ilustrada na Figura 59 apresentada anteriormente.

7.3.7.3.3 Determinação dos coeficientes de perda singular

A determinação dos coeficientes de perda singular dos componentes do sistema tem a importância fundamental para o levantamento da curva do sistema, como apresentado em 7.3.7.5. Essa curva é montada através da determinação de valores da pressão necessária para possibilitar o funcionamento do sistema ao se variar a sua vazão. Esses valores formam um conjunto de pontos por onde é traçada uma curva de interpolação e assim, determinar a curva do sistema, ver 7.3.7.4. Para a determinação destas pressões é calculada a queda de pressão total do sistema (perda de carga total) fornecida pela eq. 7.3.7, e para esta mesma são necessários os coeficientes de perda singular.

O coeficiente dos componentes da entrada do sistemas de duto foram obtidos em conjunto através dos resultados das simulações numéricas apresentadas no sub-item 7.3.7.3.2. Para sua determinação foi feita a manipulação da eq. 7.3.6 chegando a eq. 8.3.22, em que a velocidade utilizada foi a velocidade média da entrada da câmara de sucção, correspondente a 31,47 m/s, o que resultou num coeficiente de 0,104.

$$c = \frac{2 \cdot \Delta P}{r \cdot V^2} \quad (7.3.22)$$

Seguindo a linha dos dutos, foi calculado o coeficiente de perda do cotovelo que é instalado logo na saída da câmara de sucção, como os demais componentes deste sistema, exceto os dutos semi-flexíveis, seu valor foi determinado através dos dados apresentados por Howell; Sauer Jr. e Coad (1997). Suas características geométricas e seu coeficiente são apresentados na Tabela 31.

Tabela 31: Características do cotovelo

Diâmetro [pol.]	6,0
Raio de curvatura [mm]	76,2
Ângulo de curvatura [°]	90
Coeficiente de perda singular	0,71

Em todo o sistema de dutos dimensionado foi selecionada um mesmo duto semi-flexível. Sua seleção partiu dos cálculos de perda singular existentes neste componente devido as ondulações presentes em sua extensão. Os cálculos destas perdas foram provenientes de Idelcik (1979) através de parâmetros relacionados ao número e Reynolds e as dimensões características do duto. Suas características físicas, que são iguais para os quatro trechos utilizados no equipamento, são apresentadas na Tabela 32. O tipo de duto semi-flexível selecionado corresponde ao produzido pelo fabricante Suprimas Indústria e Comércio de Tubos Flexíveis Ltda. do modelo Supri PVC.

Tabela 32: Características dos dutos semi-flexíveis

Comprimento dos lances [m]	4,8
Diâmetro [pol.]	6
Pressão admissível [Pa]	56782
Coeficiente de perda singular	0,61

O dimensionamento do distribuidor combinou quatro itens padrões utilizados em sistemas de dutos de projetos de ventilação e condicionamento de ar, como mencionado no sub-item 7.3.7.3.1. Assim, neste componente as características de cada um destes itens padrões são apresentadas de maneira independente. Os mesmos são apresentados na seguinte ordem: cotovelos, placa perfurada, junção de três vias e difusor.

Na entrada do distribuidor de três vias que integra o escoamento são instalados dois cotovelos de 45° de curvatura nos ramos inclinados para alinhar os dutos de entrada provenientes das câmaras de sucção para a instalação das válvulas borboleta. Suas

características geométricas e o seu coeficiente de perda singular são apresentados na Tabela 33.

Tabela 33: Características dos cotovelos do distribuidor

Diâmetro [pol.]	6,0
Raio de curvatura [mm]	76,2
Ângulo de curvatura [°]	45
Coeficiente de perda singular	0,426

Para balancear a perda nos três ramos da junção de três vias foi instalada uma placa perfurada no ramo central desta junção. Suas características são apresentadas na Tabela 34, e as da junção de três vias na Tabela 35.

Tabela 34: Placa perfurada do distribuidor

Diâmetro [mm]	152
Diâmetro dos furos [mm]	10,0
Razão de área aberta	0,8
Coeficiente de perda singular	0,39

Tabela 35: Características da junção de três vias

Diâmetro dos dutos [mm]	152,0
Comprimento dos trechos [mm]	500,0
Ângulo das partes inclinadas [°]	45
Coeficientes de perda singular (principal - ramificações)	0,58 - 0,97

Para possibilitar a conexão do ventilador com o sistema foi proposta a instalação de um difusor logo na saída do distribuidor. Essa alternativa construtiva foi proposta para permitir a variação do diâmetro do duto de saída do distribuidor ao diâmetro da abertura de baixa pressão do ventilador. As características deste distribuidor são apresentadas na Tabela 36.

Tabela 36: Características do difusor de conexão distribuidor – ventilador

Diâmetro maior [mm]	200,0
Diâmetro menor [mm]	152,0
Comprimento [mm]	276,0
Coeficiente de perda singular	0,61

Para não causar um déficit mássico no escoamento interior ao túnel de vento, este sistema de dutos deve possibilitar o retorno da vazão do sistema de aderência da cinta ao interior do túnel. Assim, esta parte do sistema de dutos se iniciou com a

instalação de uma contração, que tem por função permitir a transição do diâmetro da abertura de alta pressão do ventilador com o duto semi-flexível que o conecta ao difusor de retorno. As características desta contração são apresentadas na Tabela 37.

Tabela 37: Características da contração de conexão ventilador duto semi-flexível

Diâmetro maior [mm]	254,0
Diâmetro menor [mm]	152,0
Comprimento [mm]	102,0
Coefficiente de perda singular	0,06

Concluindo a parte de retorno e mesmo o sistema de dutos do sistema de aderência da cinta foi selecionado um difusor para conectar o mesmo ao túnel. Suas características são apresentadas na Tabela 38.

Tabela 38: Características do difusor de retorno

Trecho prismático [mm] (LxWxH)	129 x 845,4 x 50
Comprimento da transição [mm]	413,0
Diâmetro da região circular [pol.]	6,0
Coefficiente de perda singular	0,48

7.3.7.4 Levantamento da linha de perda de pressão do sistema

Após o dimensionamento dos componentes do sistema foi realizado o levantamento de sua linha de perda de pressão, correspondente a resistência ao escoamento proporcionado pelo sistema de dutos. Para esta atividade foram utilizadas as condições de operação descritas em 7.3.7.1 e 7.3.7.2

A perda de pressão distribuída foi também calculada e determinada neste levantamento, para tanto foi utilizado o comprimento da linha de centro das ramificações do sistema e um coeficiente de atrito de 0,006, obtido através do diagrama de Moody (ver ANEXO – DIAGRAMA DE MOODY) considerando o sistema composto por dutos lisos para Re de $9,9 \times 10^4$. Este levantamento resultou na curva apresentada na Figura 67.

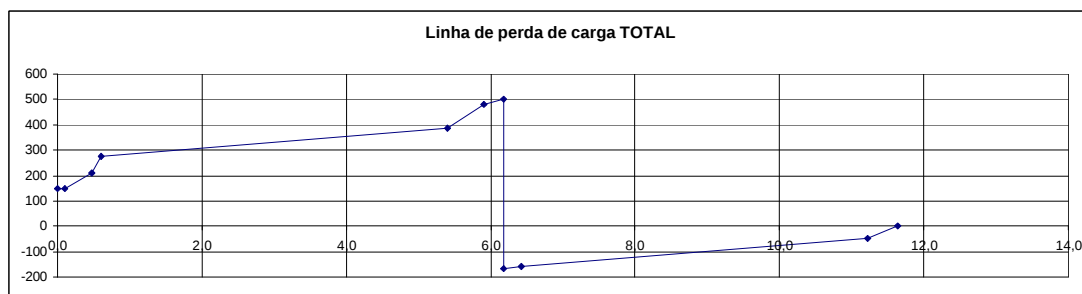


Figura 67: Linha de perda de pressão do sistema

7.3.7.5 Seleção do ventilador

Para o dimensionamento do ventilador foi feito inicialmente o levantamento da curva do sistema, correspondente a perda de pressão do sistema de acordo com a variação de vazão no mesmo. Para tanto foram tomados dados a respeito da pressão de resistência ao escoamento no sistema de acordo com vazões pré-estabelecidas e com estes dados, construído um gráfico de dispersão. A dispersão encontrada permitiu o levantamento de uma função que o interpolasse e assim, pôde-se determinar a curva do sistema. O Gráfico 16 apresenta esta curva encontrada seguindo de sua equação (eq. 7.3.23).

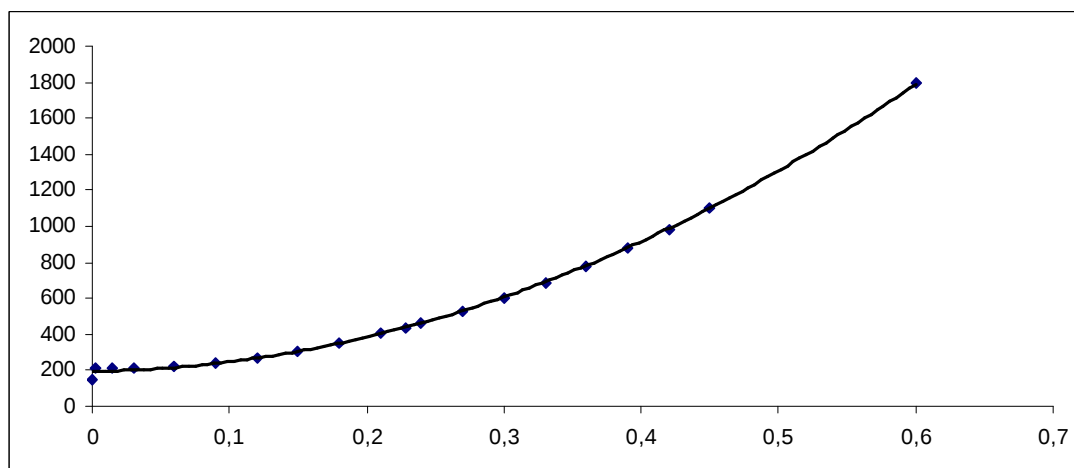


Gráfico 16: Curva do sistema

$$P = 9614,7.Q^2 + 148 \quad (7.3.23)$$

Onde:

P – pressão estática do sistema

Q – Vazão

Como mencionado em 7.3.6 para a seleção de um ventilador é necessário o conhecimento de sua curva de desempenho. Para tanto, foi feita o levantamento de potenciais alternativas deste equipamento consultando o catálogo Asten & Cia. Ltda. (2008). O material em questão fornece as características operacionais de ventiladores centrífugos e radiais de diversas configurações. Porém, para fornecer as especificações técnicas exigidas pelo sistema em questão: Vazão de $13,09 \text{ m}^3/\text{min}$ e $66,8 \text{ mmca}$, somente os ventiladores radiais do modelo SIROCO de 1500 W e 2250 W atendiam esta condição. Nesse sentido, o ventilador de menor potência foi selecionado tendo em vista a redução dos custos fixos e operacionais do sistema.

Após esta seleção foi feito o levantamento da curva de desempenho do ventilador, a qual é fornecida por Eletromecânicos (2008) para o equipamento em questão trabalhando a uma rotação de 3440 rpm. A Gráfico 17 apresenta esta curva (rosa) juntamente com a curva do sistema (azul) e a curva de desempenho com a rotação do ventilador controlada (verde). Esta curva, juntamente com a curva do sistema apresentou como ponto de operação a vazão de $18,69 \text{ m}^3/\text{min}$ e pressão de $104,7 \text{ mmCA}$, indesejável para as condições ideais do sistema. Assim, foi necessária a realização de um controle na rotação do ventilador de forma a adequar o seu funcionamento com as características funcionais do sistema.

Para a realização deste controle foi feito um cálculo das condições de operação do ventilador utilizando as seguintes relações de semelhança fornecidas por Lauria (2008).

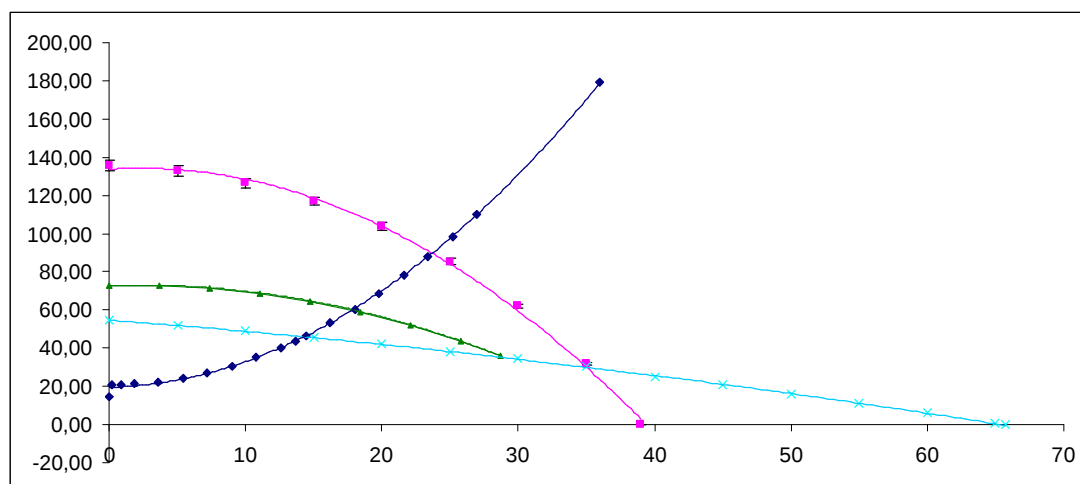


Gráfico 17: Curvas de operação

$$\frac{Pr_m}{Pr_p} = \frac{n_m^2}{n_p^2} \quad (7.3.24) \quad \text{e} \quad \frac{Q_m}{Q_p} = \frac{n_m}{n_p} \quad (7.3.25)$$

onde:

Pr – pressão estática;

n – rotação;

sufixo m – modelo;

sufixo p – protótipo.

A nova rotação do que seria o modelo neste caso foi obtida a partir de iterações numéricas para que o ponto de operação do sistema coincidissem como ponto almejado. Para as iterações foi utilizando a ferramenta “solver” do programa computacional *Microsoft Excel 2003* com um erro admissível de 1% e precisão de 10^{-7} . Com este algoritmo de solução pôde-se chegar que o ventilador deve operar com rotação de 2535 rpm para atender o sistema.

Dessa forma, o sistema dimensionado adota o ventilador radial ASTEN SIROCO com 1500 W de potência nominal operando a 2535 rpm.

7.3.8 Sistema de controle de camada limite

O sistema de controle de camada limite é extremamente necessário em simulações com o método da esteira rolante, como mencionado por Hucho (1998) e Katz (1995). O mesmo corresponde a uma abertura de sucção de camada limite disposta na região

posterior da esteira, que possui o objetivo de eliminar esta singularidade desenvolvida pelo próprio piso do túnel de vento localizado a montante da esteira rolante.

A necessidade de se realizar este procedimento provém da própria definição da funcionalidade da esteira rolante, descrita no capítulo 2. Esta, corresponde em anular a formação da camada limite na região correspondente ao solo em ensaios veiculares, propiciando a simulação do movimento relativo veículo-solo. A esteira rolante promove a anulação da formação da camada limite no escoamento que se localiza acima de sua cinta por esta se movimentar na mesma velocidade do escoamento, que se apóia na condição de não escorregamento. Nesse sentido, para que não esteja presente uma camada limite na superfície da cinta é necessário que a mesma receba um escoamento sem uma camada limite já formada. Portanto é necessária a realização de um controle da camada limite já formada pelo escoamento do interior do túnel de vento incidente à cinta.

O desenvolvimento do sistema de controle de camada limite se iniciou com a sua concepção, que se baseou na idealização de um mecanismo para promover esta extração, com posterior dimensionamento. Durante este dimensionamento foi feita uma análise do funcionamento deste sistema variando uma singularidade do seu mecanismo definido, o qual foi combinado com um sistema de dutos semelhante ao utilizado no sistema de aderência da cinta. A concepção deste sistema permitiu a seleção de um ventilador para o mesmo. Estas etapas são apresentadas de forma detalhada ao longo do texto deste sub-tópico.

7.3.8.1 *Fundamentação teórica*

Schlichting e Gersten (2000) apresentam em seu livro quatro formas de se realizar o controle de camada limite sobre uma superfície sólida: movimentação da superfície sólida, fenda de sucção, insuflação e sucção tangencial e sucção e insuflação contínua.

A movimentação da superfície sólida é mencionada como o método ótimo, para a realização do controle de camada limite, pelos autores referenciados logo antes. Esta qualificação é dada, pois este método se baseia na condição fundamental para a formação da camada limite, a condição de não escorregamento das moléculas de

fluido adjacentes a superfície. A camada limite corresponde a um gradiente de velocidades proveniente da diferença das velocidades da fronteira evolvente de um escoamento com ele próprio. Se a diferença de velocidades entre ambos não existir, a camada limite conseqüentemente não se forma. Assim, neste método é realizada a movimentação da superfície sólida que faz fronteira com o escoamento. Este é o princípio de funcionamento da esteira rolante.

A fenda de sucção se baseia na alteração do perfil de velocidades externo a superfície, a qual este método se aplica através da atuação de um “sorvedouro” de fluido. Este método é aplicado em casos onde se deseja evitar o descolamento da camada limite e não a sua anulação.

No método de insuflação e sucção tangencial também consistem em evitar a separação da camada limite. A insuflação propicia este efeito com o suprimento de uma energia cinética adicional ao escoamento tangencial a superfície. Já a sucção extrai o escoamento de menor energia tangencial à superfície, antes que ocorra a separação.

O procedimento de insuflação e injeção contínua consistem nos mesmos princípios energéticos do método de atuação tangencial, no entanto este já propicia o controle do desenvolvimento da camada limite. A insuflação contínua tem aplicação a sistemas em que se desejam controlar as tensões de cisalhamento na superfície de fronteira, como em casos de redução de arrasto.

A área de instalação deste sistema corresponde a uma abertura disponível na estrutura do TVCLA próxima a região de camada limite, ver Figura 68. A superfície do túnel de vento que se apóia sobre a mesma corresponde à junção entre sua contração e o piso da seção de testes aeronáutica. Essa singularidade estrutural impede a utilização de uma tomada de ar tangencial, por não permitir o rebaixamento da superfície da contração. Assim, os métodos tangenciais foram logo descartados, além de não garantirem a funcionalidade desejada, pois são destinados a evitar o descolamento da camada limite. Por este mesmo motivo a fenda de sucção também foi descartada.



Figura 68: Região de instalação do sistema de controle de camada limite

O espaço disponível para a promoção deste controle é impeditivo para a movimentação da superfície fronteira com o escoamento. Dessa forma o método escolhido foi à sucção contínua, visto que a insuflação contínua poderia introduzir o fenômeno reverso à camada limite na superfície da cinta.

7.3.8.2 Concepção do sistema

A principal preocupação surgida no desenvolvimento deste sistema foi a definição de um mecanismo compacto que permitisse a realização da extração de um fluxo de ar de uma maneira uniforme. Para solucionar este problema foi proposto um mecanismo baseado no utilizado por Imaizumi (1995) em seu sistema de controle de camada limite. O mesmo é mostrado na Figura 69.

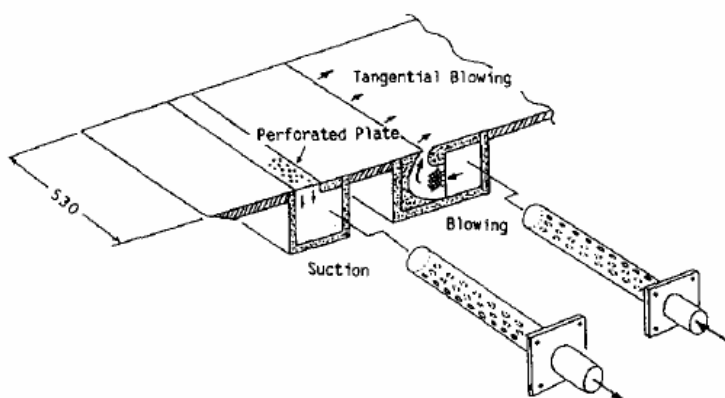


Figura 69: Mecanismo utilizado por Imaizumi (1995)

Este mecanismo se principia na sucção de um fluxo de ar através de uma placa perfurada conectada a uma câmara do tipo plenum que é compactada com a

utilização de um tubo perfurado. Este tubo auxilia na uniformização do fluxo de ar na superfície de abertura do túnel de vento.

Para a realização deste fluxo de ar secundário foi proposto um sistema de dutos semelhante ao utilizado no sistema de aderência da cinta. Neste caso, o sistema de dutos foi composto por um conjunto de dutos circulares rígidos e componentes utilizados em sistemas de dutos de condicionamento de ar, entre eles, cotovelos e uma junção em “Y”. A Figura 70 apresenta um croqui ilustrando este sistema de dutos.

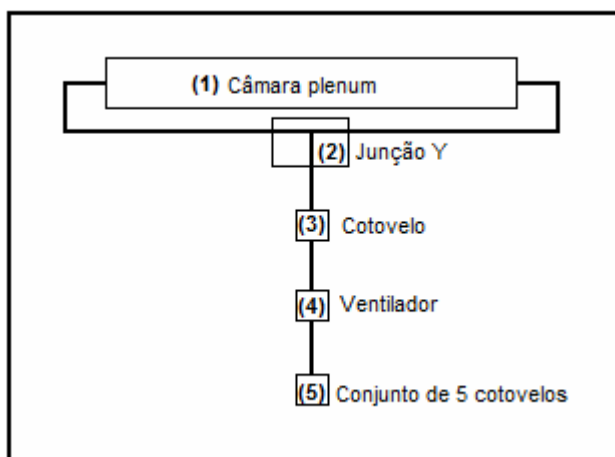


Figura 70: Croqui do sistema de dutos do sistema de controle de camada limite

Para a determinação da velocidade necessária de extração de ar para este sistema foi utilizada a relação apresentada na eq. 7.3.26 fornecida por Schlichting e Gersten (2000). Esta relação é aplicada aos sistemas de controle de camada limite por sucção contínua, sendo esta uma relação puramente local independente do histórico anterior da camada limite.

$$v_w(x) = \frac{u}{y} \cdot \ln \left(1 - \frac{u}{U(x)} \right) \quad (7.3.26)$$

Assim, foi determinada que para uma velocidade tangencial ao piso do túnel de 99% da velocidade do escoamento ao longe a uma cota de 0,1 mm deste mesmo piso, seria necessária uma velocidade de extração equivalente a 0,7 m/s. As dimensões da

abertura do túnel de vento para realizar esta extração foram definidas com os valores de 2500 mm por 250 mm o que solicitou uma vazão de 48,1 m³/min. ao sistema.

7.3.8.3 Dimensionamento dos componentes do sistema

Tendo em vista as características estabelecidas na concepção do sistema foi iniciado o dimensionamento de seus componentes, em que foram criadas três etapas de desenvolvimento. Estas etapas corresponderam à definição geométrica do sistema, análise de configuração da câmara do tipo plenum e o cálculo dos coeficientes de perda singular.

A etapa de análise foi necessária, pois a configuração geométrica da câmara não é convencional, sendo uma combinação de componentes projetados exclusivamente para este equipamento. A análise teve em vista a obtenção de uma distribuição de velocidades uniforme na região de abertura do piso do túnel de vento. Esta característica é fundamental para garantir a funcionalidade deste sistema.

Os cálculos dos coeficientes de perda singular do sistema foram realizados através de dois procedimentos, novamente de forma semelhante ao feito para o sistema de aderência: simulações utilizando programas de DFC (para o trecho analisado) e resultados de ensaios experimentais.

7.3.8.3.1 Definição geométrica

A definição geométrica permitiu a determinação das características dos componentes que integram o sistema de dutos, que teve como meta a utilização de itens já existentes no mercado, da mesma forma que no caso do sistema de aderência.

Como mostrado no item 7.3.8.2, este sistema de dutos se iniciou com a entrada de um fluxo de ar na câmara do tipo plenum. A câmara dimensionada neste trabalho apresentou como diferença ao mecanismo proposto por Imaizumi (1995), a utilização de uma placa porosa, ao invés de uma placa perfurada, e um recuo na câmara para a instalação do tubo perfurado. A mesma é apresentada na Figura 71.

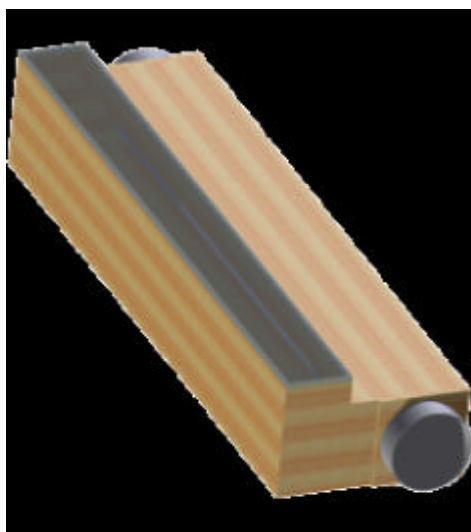


Figura 71: Câmara do tipo plenum dimensionada no projeto

A opção por uma placa porosa ao invés de uma placa perfurada foi proveniente da primeira promover uma distribuição mais uniforme do escoamento em sua superfície. Para tanto foi selecionada uma placa porosa disponível no mercado, correspondente a uma PE/PU de 12 mm de espessura com aproximadamente 4 células de abertura por centímetro linear, comercializada pelo fabricante *Filltrus Indústria e Comércio Ltda.* O fabricante da mesma fornece o valor de uma queda de pressão nesta placa de 0,3 mmca para uma vazão de $41,5 \text{ m}^3/\text{min.m}^2$, o que utilizando a eq. 7.3.22 pode ser encontrado um coeficiente de perda singular de 10,5. Esta placa selecionada é apresentada na Figura 72.



Figura 72: Placa porosa

Após a entrada do escoamento por esta câmara o mesmo é conduzido por um sistema de dutos rígidos, como mencionado no item 7.3.8.2. A saída dos tubos perfurados é

conduzida a uma junção do tipo “Y” que foi acoplada a dois cotovelos de 45° de abertura para possibilitar uma configuração mais compacta deste sistema. A Figura 73 apresenta esta junção, a qual tem o objetivo de possibilitar escoamentos de mesma vazão em seus dois ramos.



Figura 73: Junção do tipo "Y"

Após essa confluência de escoamentos promovida por esta junção descrita o sistema é composto por trechos de dutos retos e cotovelos, que permitem a condução do escoamento até o ventilador e deste para seu retorno no interior do túnel.

7.3.8.3.2 Análise da configuração da câmara do tipo plenum

Após a definição geométrica do sistema de entrada do fluxo de ar do sistema de controle de camada limite, houve uma preocupação sobre funcionamento do mesmo. Nesse sentido foi proposta a realização de uma análise através de simulações utilizando programas de DFC para a avaliação do funcionamento dos componentes integrantes da câmara do tipo plenum. Os componentes da câmara correspondem à combinação da placa porosa, dos tubos perfurados e da caixa que reúne os demais. Esta análise foi desenvolvida com a comparação de resultados de três casos distintos, em que as regiões de área aberta do tubo perfurado foram variadas. Esta análise teve como objetivo encontrar a configuração do sistema que permitisse a melhor distribuição de velocidades na região da placa porosa. Juntamente com esta análise foram determinadas as quedas de pressão neste sistema e assim, determinados os coeficientes de perda.

7.3.8.3.2.1 Simulações

Esta etapa de simulações se iniciou com a constituição do modelo físico do conjunto de componentes que constitui a câmara do tipo plenum. Este modelo é baseado no Método dos Volumes Finitos da DFC apresentado no item 7.3.3.2. Sua definição se inicia com a definição de um domínio geométrico correspondente ao meio fluido do sistema. Dessa forma, na definição deste domínio foi gerada uma geometria correspondente a região interna da câmara. O domínio utilizado nas simulações é ilustrado na Figura 64. O mesmo corresponde a metade da região interna dos componentes. Essa abordagem foi adotada para se reduzir o custo de processamento computacional e possibilitar uma discretização mais refinada, tendo em vista a sua simetria transversal.

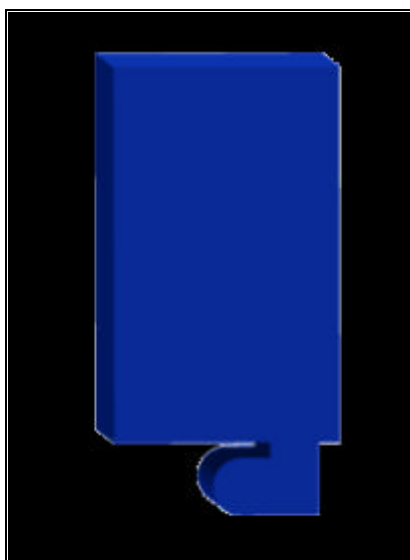


Figura 74: Exemplo de domínio utilizado nas simulações

Após a definição do domínio de simulação foi feita a sua discretização volumétrica através da geração de uma malha. A mesma foi gerada com ênfase em uma composição por elementos hexaédricos e prismáticos em relação aos elementos tetraédricos, semelhantemente aos casos do sistema de aderência da cinta. Este procedimento permitiu a composição de uma malha de 815.715 elementos hexaédricos com 848.286 nós.

Os volumes dos elementos utilizados variaram de 20 mm^3 até 25339 mm^3 , sendo a região de maior refino a localizada a jusante da placa porosa (interior da câmara e a

menos refinada a correspondente ao interior do túnel de vento. A qualidade da malha gerada pode ser observada na Figura 75, em que a distribuição do y^+ nas paredes é apresentada. Fluent 6.3 (2006) recomenda que a maior parte dos elementos da parede de um sistema contenha um y^+ dentro do valor de 300 para simulações utilizando o modelo de turbulência k-e, que neste projeto corresponde a 54,8%. Essa distribuição de menores valores para o y^+ corresponde a região próxima a da câmara, pois a malha gerada para o interior do túnel que ocupa a maior parte do domínio foi feita de forma grosseira para reduzir o custo e tempo de processamento do caso. O trecho interior do túnel de vento neste domínio utilizado correspondeu a 50% das dimensões de sua seção transversal para simular a dissipação do efeito de sorvedouro do sistema de controle no escoamento ao longe.

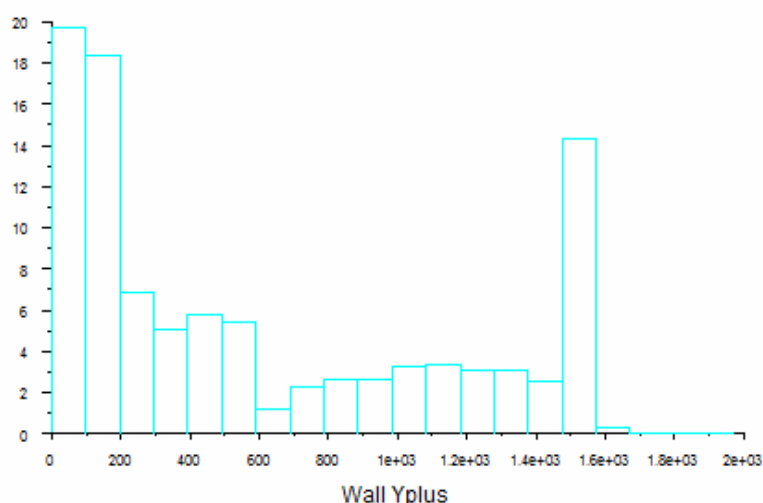


Figura 75: Histograma da distribuição do y^+ nas paredes da malha gerada

A Figura 66 apresenta um exemplo de malha utilizada nestas análises com suas condições de contorno.

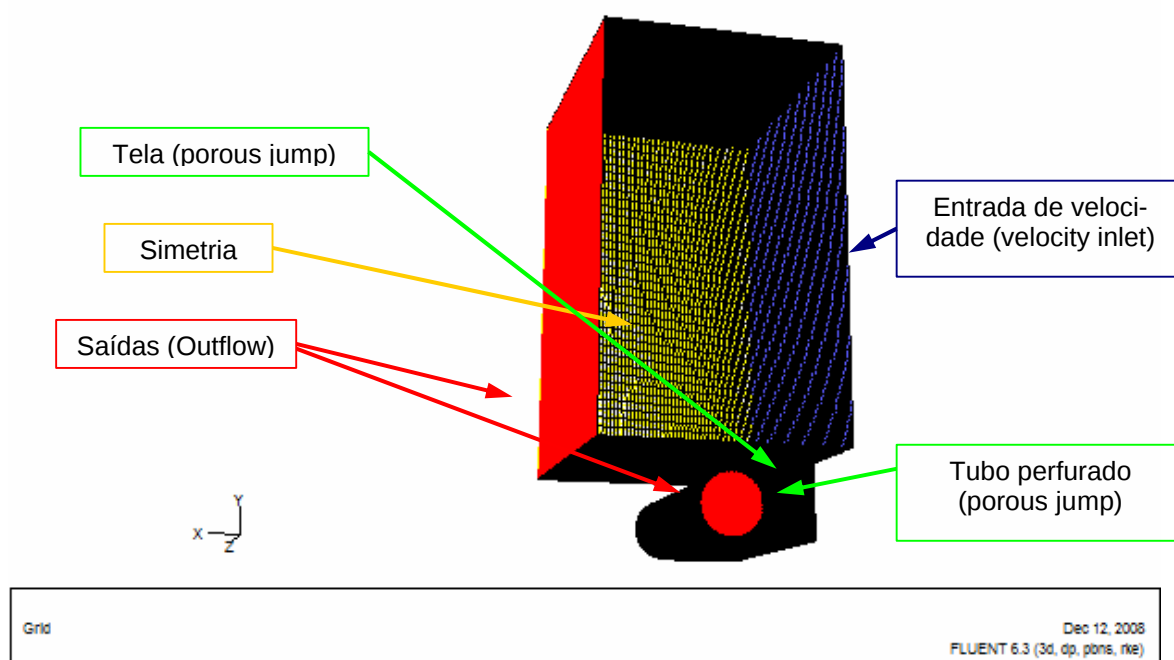


Figura 76: Malha utilizada na análise do sistema de controle de camada limite

Os tipos de condições de contorno do sistema são os mesmos utilizados na simulação do sistema de aderência da cinta, exceto por neste caso não existirem superfícies de controle. A velocidade na entrada do escoamento foi definida como a velocidade máxima de operação do túnel de vento, 25 m/s. A intensidade de turbulência nesta região de entrada foi considerada como 0,5% e o diâmetro hidráulico desta seção teve o valor de 2,4 m.

Neste sistema, uma particularidade foi de o mesmo possuir duas saídas, o que foi necessário se definir a fração parcela que cada uma deveria ter da vazão de entrada. Assim, a vazão do sistema de controle de camada limite correspondeu a 5,35% da vazão total de entrada e o restante ficou para a saída do trecho do túnel de vento. As definições da tela foram definidas como: permeabilidade da face de $0,3 \text{ m}^2$, espessura de 12 mm e coeficiente “porous jump” de 0,126 1/m. A definição da porcentagem de área aberta dos trechos do tubo perfurado correspondeu ao parâmetro variado na análise.

As simulações desta etapa do dimensionamento do sistema de dutos foram realizadas com o uso do programa computacional comercial *Fluent* 6.3.26, da mesma forma que no sistema de aderência da cinta, ver 7.3.7.3.2.1.

No processamento o acoplamento pressão velocidade adotado foi o “SIMPLE”, discretização “PRESTO” para a pressão, e interpolação “UPWIND” de segunda ordem. Os gradientes foram calculados pelo teorema de Gauss-Green baseados nos nós das células. O programa foi utilizado em sua versão de precisão dupla. Como modelo de turbulência foi adotado para todos os casos o modelo k-ε “Realizable” com a função de parede “Non-Equilibrium Wall Functions”.

O critério de convergência adotado em todos os casos foi o de obter resíduos de 0,0001 para todas as equações e o acompanhamento da evolução da pressão estática média na superfície de controle próxima a saída, conforme pode ser observado na Figura 66. Os resultados obtidos convergiram com aproximadamente 1200 iterações.

7.3.8.3.2.2 Análise dos resultados da simulação

A análise foi realizada investigando a qualidade da distribuição de velocidades na superfície correspondente à abertura do piso do túnel de vento, onde é instalada a placa porosa. Nesta análise foram feitas variações da porcentagem de área aberta das regiões perfuradas do tubo. A Figura 77 ilustra estas regiões, em que as porcentagens de área aberta foram variadas.

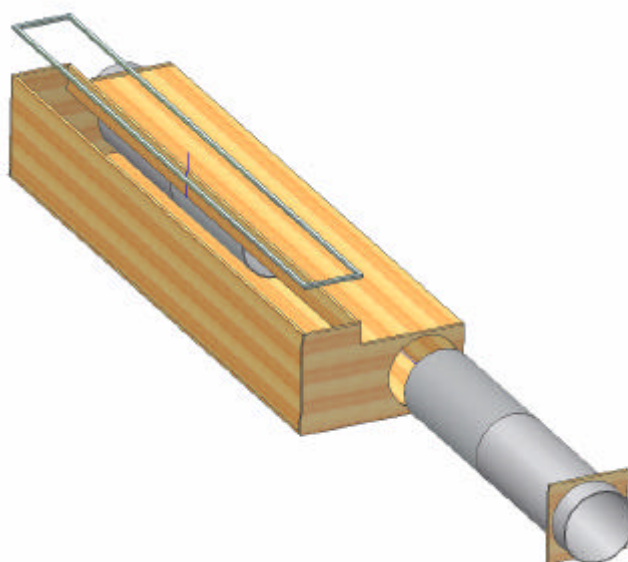


Figura 77: Vista explodida da câmara e tipo plenum

Para a realização desta análise foram estudados três casos distintos, os quais corresponderam a: tubo com porcentagem de área aberta constante ao longo de seu

comprimento (caso 1), tubo com menor porcentagem de área aberta na região externa (caso 2) e tubo com menor porcentagem de área aberta na região interna (caso 3). Os critérios para investigar os resultados das simulações foram a amplitude máxima de variação da velocidade na superfície de abertura, seu desvio padrão e a distribuição dos contornos de velocidade nesta superfície apresentados graficamente pelo programa. Para contrastar os resultados numéricos obtidos, os mesmos foram normalizados com base no menor valor dos três casos. Assim, a Tabela 39 e o Gráfico 18 apresentam estes resultados. A Figura 78, Figura 79 e a Figura 80 apresentam os contornos da distribuição de velocidades na superfície de abertura. A orientação destas imagens pode ser obtida confrontando os eixos das coordenadas cartesianas presentes nas mesmas com os eixos presentes na Figura 66.

Tabela 39: Resultados da análise

Caso analisado	Amplitude de variação	Desvio padrão	Amplitude normalizada	Desv. Pad. Normalizado
	[Pa]	[Pa]	[]	[]
1	7,11	1,40	1,00	1,01
2	7,23	1,39	1,02	1,00
3	7,25	1,40	1,02	1,00

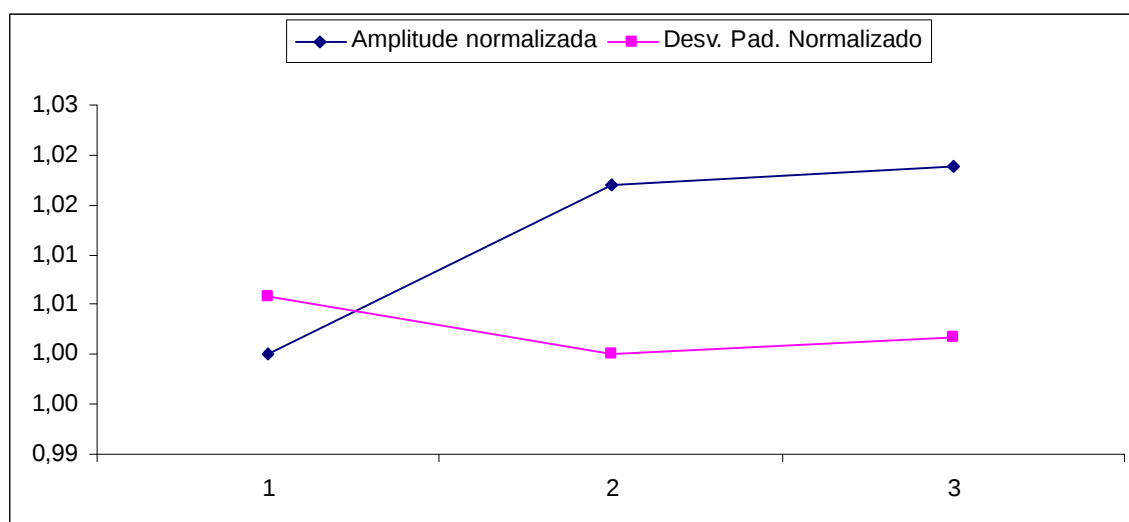


Gráfico 18: Resultados da análise

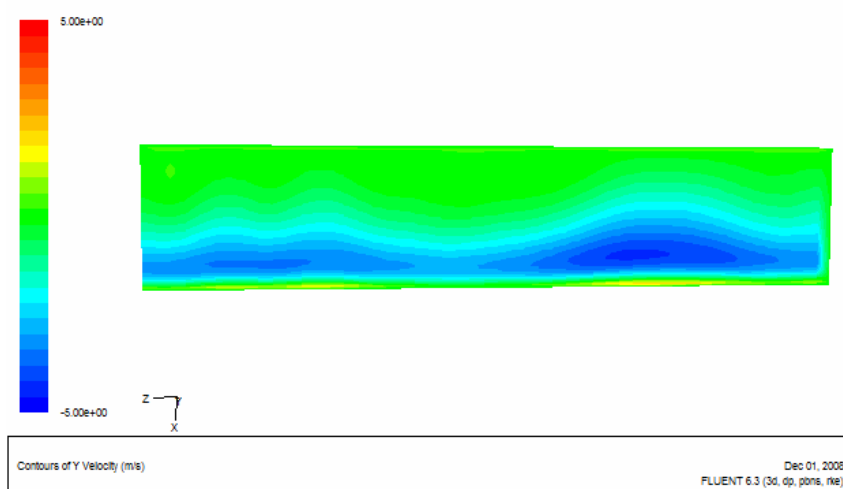


Figura 78: Contornos da distribuição de velocidades do caso 1

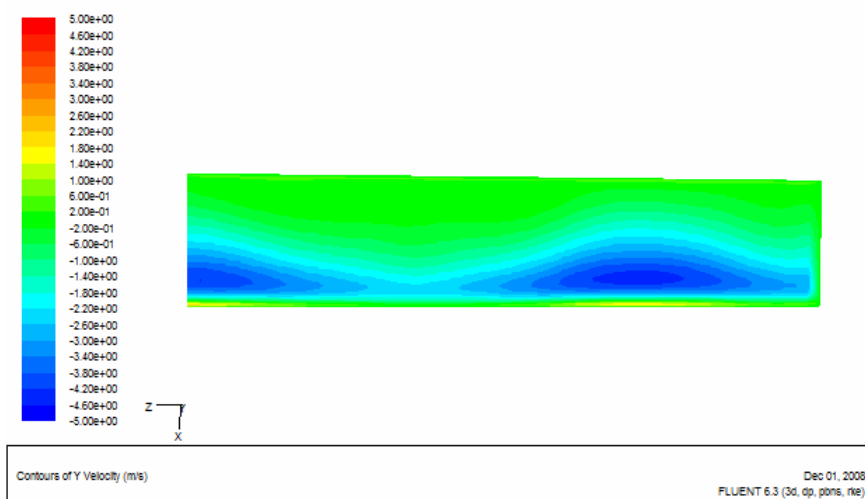


Figura 79: Contornos da distribuição de velocidades do caso 2

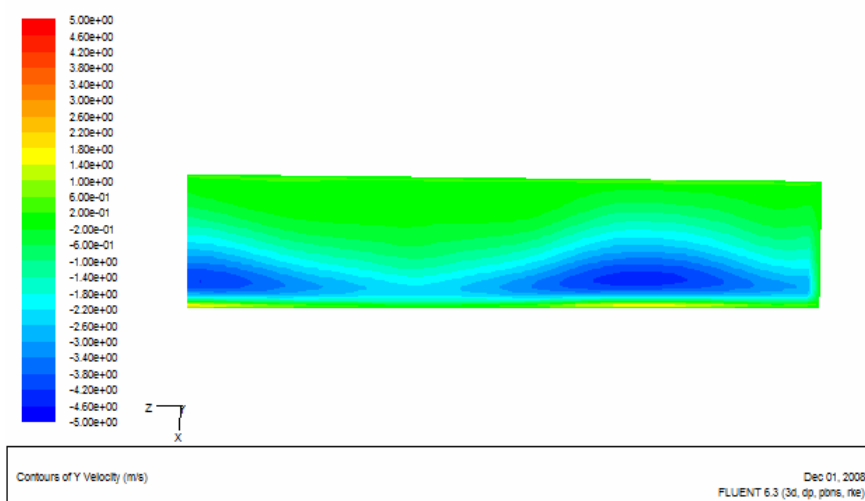


Figura 80: Contornos da distribuição de velocidades do caso 3

Observando os resultados obtidos, nota-se que o caso 2 apresenta o menor desvio padrão encontrado no sistema, o qual é parâmetro fundamental para avaliar a funcionalidade do problema. Analisando os contornos de velocidade, observa-se que os casos 2 e 3 apresentam uma distribuição de velocidades mais comportada que o caso 1. Assim, o caso 2 foi selecionado como o mais adequado para a constituição do equipamento, utilizando um tubo com regiões de área aberta distintas ao longo de seu comprimento sendo que a região interna deve apresentar uma maior porcentagem de área aberta.

É importante frisar que os cálculos realizados na otimização deste sistema com o MVF foi apenas comparativa, sendo que a área aberta dos tubos não foi definida de uma maneira conclusiva, apenas comparativa. Nesse sentido recomenda-se que uma análise mais detalhada deste sistema seja realizada numa etapa posterior do projeto do equipamento.

7.3.8.3.3 Determinação dos coeficientes de perda singular

O coeficiente de perda dos componentes da entrada do duto foram obtidos em conjunto através dos resultados das simulações numéricas apresentadas no sub-item 7.3.8.3.2. Para sua determinação adotou-se a eq. 7.3.22, em que a velocidade utilizada foi a necessária para o controle de camada limite, e que correspondente a 0,7 m/s, resultando no coeficiente de 559.

$$c = \frac{2 \cdot \Delta P}{r \cdot V^2} \quad (7.3.22)$$

Seguindo a linha dos dutos, foi calculado o coeficiente de perda dos cotovelos utilizados na conexão com os dutos. Estes são iguais e seus valores numéricos estão apresentados na Tabela 31.

Tabela 40: Características dos cotovelos

Diâmetro [pol.]	12,0
Raio de curvatura [mm]	152
Ângulo de curvatura [°]	90
Coeficiente de perda singular ²	0,71

O dimensionamento da junção do tipo “Y” combinou dois itens padrões utilizados em sistemas de dutos de projetos de ventilação e condicionamento de ar, como

mencionado no sub-item 7.3.8.3.1. Assim, neste componente as características de cada um destes itens padrões são apresentadas de maneira independente.

Na entrada da junção são instalados dois cotovelos de 45° de curvatura para alinhar os dutos de entrada provenientes da câmara. Suas características geométricas e o seu coeficiente de perda singular são apresentados na Tabela 33 e as da junção de duas vias na Tabela 35.

Tabela 41: Características dos cotovelos do distribuidor

Diâmetro [pol.]	12
Raio de curvatura [mm]	152
Ângulo de curvatura [°]	45
Coeficiente de perda singular	0,426

Tabela 42: Características da junção de duas vias

Diâmetro dos dutos[mm]	304
Comprimento dos trechos [mm]	315
Ângulo das partes inclinadas [°]	45
Coeficientes de perda singular	0,56

Concluindo a parte de retorno e mesmo o sistema de dutos do sistema de aderência da cinta foi selecionado um difusor para conectar o mesmo ao túnel. Suas características são apresentadas na Tabela 38.

Tabela 43: Características do difusor de retorno

Trecho prismático [mm] (LxWxH)	305 x 845 x 129
Comprimento da transição [mm]	82
Diâmetro da região circular [pol.]	12
Coeficiente de perda singular	0,34

7.3.8.4 Seleção do ventilador

Para o dimensionamento do ventilador foi feito inicialmente o levantamento da curva do sistema, correspondente a perda de pressão do sistema de acordo com a variação de vazão no mesmo. Para tanto foram tomados dados a respeito da pressão de resistência ao escoamento no sistema de acordo com vazões pré-estabelecidas e com estes dados, construído um gráfico de dispersão. A dispersão encontrada permitiu o levantamento de uma função que o interpolasse e assim, pôde-se determinar a curva

do sistema. O Gráfico 16 (eixo da ordenadas pressão [mmca] e eixo das abscissas vazão [m^3/min]) apresenta esta curva encontrada correspondente a eq. 7.3.27.

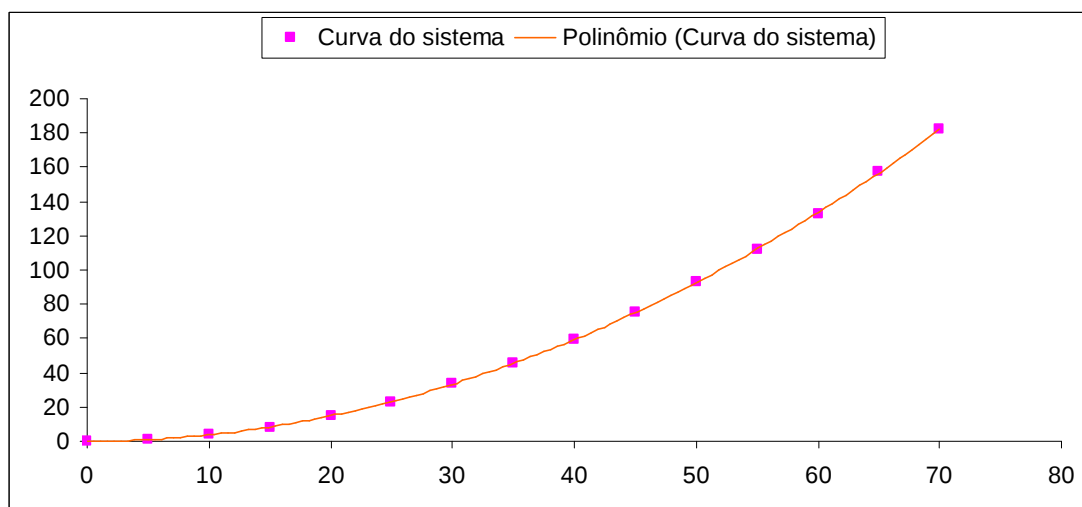


Gráfico 19: Curva do sistema

$$P = 0,0372.Q^2 - 0,0079.Q + 0,0646 \quad (7.3.27)$$

Onde:

P – pressão estática do sistema

Q – Vazão

Como mencionado em 7.3.6 para a seleção de um ventilador é necessário o conhecimento de sua curva de desempenho. Para tanto, foi feita o levantamento de potenciais alternativas deste equipamento consultando os catálogos Asten & Cia. Ltda. (2008) e Aeromack Comércio e indústria Ltda (2008). O material em questão fornece as características operacionais de ventiladores centrífugos e radiais de diversas configurações. Porém, para fornecer as especificações técnicas exigidas pelo sistema em questão: Vazão de $48,12 \text{ m}^3/\text{min}$ e $85,84 \text{ mmca}$, somente os ventiladores radiais do modelo SIROCO de 3700W e 5520W atendiam esta condição. Nesse sentido, o ventilador de maior potência foi selecionado por possibilitar um ajuste de aumento de capacidade, o que não seria possível com o de menor potência.

No processo de seleção dos ventiladores foram feitos os levantamentos das curvas de desempenho dos dois ventiladores. O Gráfico 17 apresenta estas curvas.

Para a realização deste controle foi feito um cálculo das condições de operação do ventilador utilizando as relações de semelhança fornecidas por Lauria (2008), de forma semelhante ao feito para o sistema de aderência da cinta.

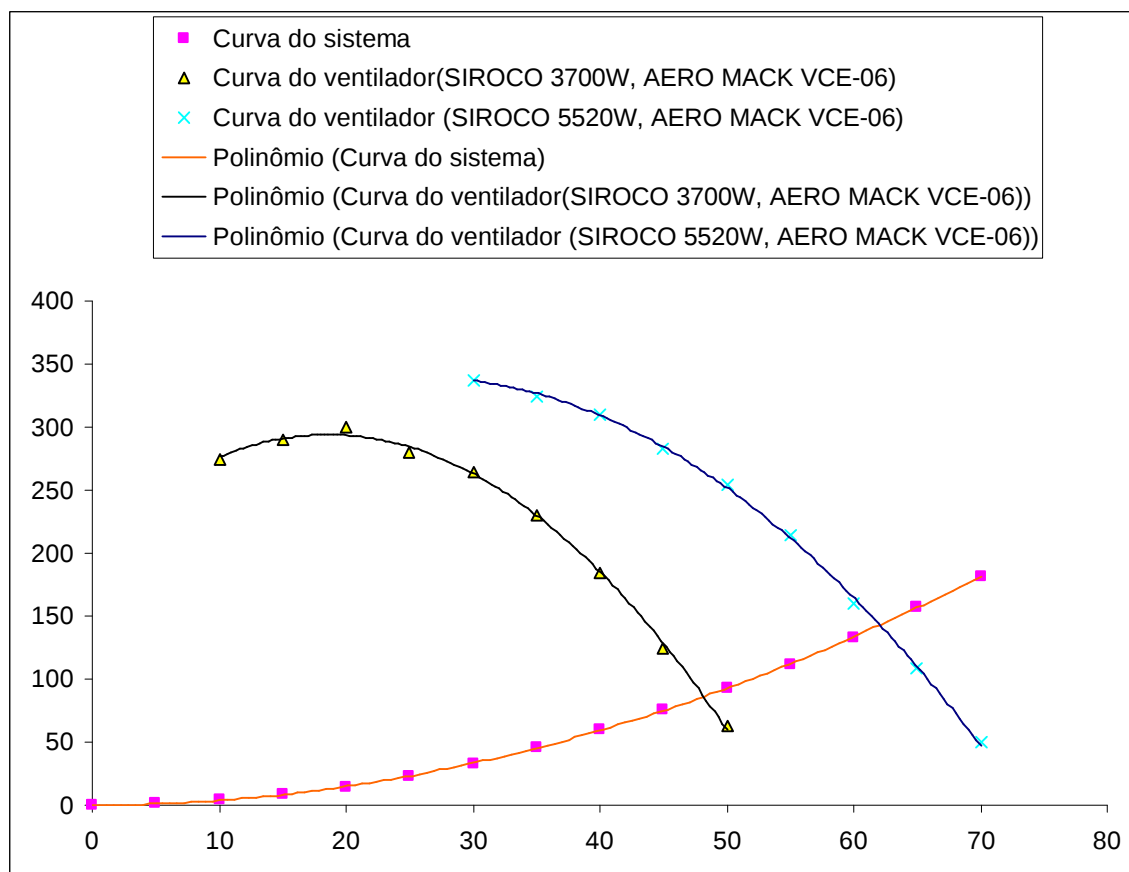


Gráfico 20: Curvas de operação

Assim, foi possível selecionar um ventilador radial, SIROCO, *AEROMACK VCE-07*®, de 5520 W de potência nominal operando a 1992 rpm.

7.4 Sistema de resfriamento

O sistema de resfriamento tem o objetivo principal de garantir que o equipamento projetado opere dentro de condições térmicas adequadas ao seu funcionamento, como em qualquer outro equipamento que necessite ter sua temperatura controlada. No entanto, os equipamentos de refrigeração têm também o objetivo de inibir a formação de uma camada limite térmica sobre a superfície da esteira rolante. A formação de uma camada limite térmica sobre o equipamento poderia alterar o escoamento sobre a cinta prejudicando a qualidade da simulação do movimento relativo veículo-solo.

Esta etapa do projeto consistiu no dimensionamento de um trocador de calor e na seleção de um chiller. Estes dois elementos são seus principais constituintes, sendo sua conexão feita através de mangueiras flexíveis isoladas termicamente, de forma a permitir a realização dos movimentos de rotação e elevação requeridos ao equipamento, os que na utilização de tubos rígidos seriam impedidos. Faz-se necessário ressaltar que o dimensionamento presente não selecionou estas mangueiras e seu isolamento, recomendando-se sua realização numa etapa posterior deste projeto.

O dimensionamento de um trocador de calor foi necessário, pois a forma construtiva proposta para a esteira rolante impôs restrições geométricas particulares para este componente. O mesmo está intimamente relacionado ao sistema de aderência da cinta, pois compõe a entrada das câmaras de sucção, ver 7.3.7.3.1. Esta relação muito próxima traz complicações ao processo de refrigeração, pois o fluxo de ar de aderência acaba sendo refrigerado desnecessariamente, reduzindo a efetividade do primeiro.

Durante o dimensionamento do sistema de refrigeração, uma preocupação surgiu sobre a forma de determinar a quantidade de energia a ser removida de todo o equipamento. Essa informação foi imprescindível para o desenvolvimento desta etapa do projeto, pois determinou a capacidade de refrigeração necessária, possibilitando a seleção de um chiller. A proposta utilizada para se determinar esta quantidade de energia foi a de determinar toda a energia que entra na esteira rolante. Assim, foi criado um volume de controle envolvendo todos os seus componentes de onde foi obtido que o valor deste montante de energia corresponde a soma da potência nominal do motor e dos dois ventiladores, correspondendo a um valor de 16.720 W.

Uma condição imposta ao dimensionamento desta etapa do projeto foi a de operar com água gelada. Esta opção foi adotada para reduzir os custos e aumentar a praticidade operacional do equipamento.

7.4.1 Seleção do chiller

Com a determinação do montante de energia a ser retirado foi possível selecionar um chiller para promover a refrigeração do equipamento. Como mencionado na introdução deste tópico, o mesmo deve fornecer ao água gelada como fluido de refrigeração.

Ao investigar os equipamentos disponíveis no mercado sob estas condições foi selecionado o *process fluid chiller PS060A da Liebert*. Este equipamento é apresentado na Figura 81.



Figura 81: Chiller selecionado

Este chiller oferece uma capacidade de refrigeração de 16,8 kW, fornecendo 0,64 L/s de água a 10°C, em redes de tubos e dutos que ofereçam uma queda de pressão inferior a 91,3 kPa. Um exemplo de uma configuração típica de instalação é apresentada na Figura 82.

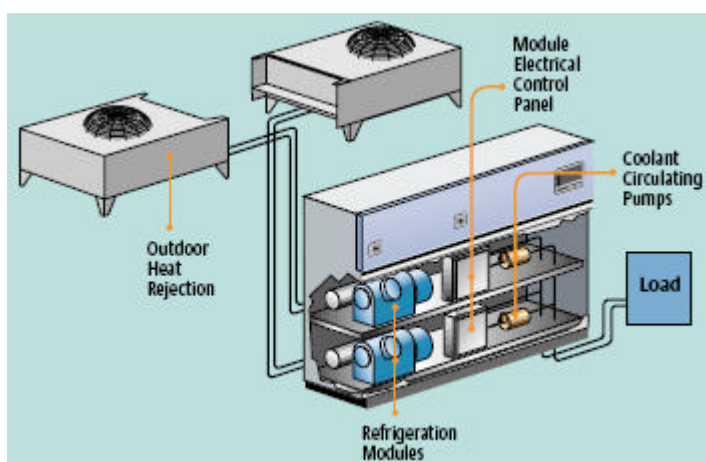


Figura 82: Configuração de instalação do chiller

7.4.2 Dimensionamento do trocador de calor

Uma abordagem mais profunda no projeto do sistema de refrigeração foi dada ao dimensionamento de um trocador de calor que atendesse as características geométricas e construtivas da esteira rolante. Num primeiro instante foi feita a seleção de um trocador de calor semelhante ao utilizado em projetos de refrigeração do tipo “teto irradiante” (ver Figura 83, trocador de calor comercializado pela Trox do Brasil), que apresentava muitas características de interesse a este trabalho, como: possibilitar sua instalação numa superfície plana de troca de calor e utilizar água como fluido refrigerante. No entanto, esta opção foi desconsiderada em etapas posteriores do desenvolvimento, pois apresentava impedimentos espaciais. Muito embora, a concepção de seu funcionamento foi preservada.



Figura 83: Trocador de calor do tipo "teto irradiante"

Assim, iniciou-se o processo de dimensionamento do trocador de calor, no qual foram analisadas duas configurações geométricas distintas: uma com as tubulações conectadas em série, semelhante à utilizada no trocador mostrado na Figura 83 (serpentina), e a outra com os tubos em paralelo. A análise dos dois casos foi feita em dois estágios, o primeiro com o cálculo dos coeficientes de perda de carga e o segundo com a determinação do coeficiente de troca de calor por convecção.

Antes de iniciar esta análise foi feita a definição geométrica e construtiva dos trocadores de calor e seus demais componentes como aletas, isolamentos e reforços estruturais, que é apresentada no item a seguir.

7.4.2.1 Definição geométrica

A região de troca de calor do sistema foi definida à superfície superior da plataforma de deslizamento, pois esta corresponde à fonte de calor mais intensa do equipamento e também por possibilitar o controle do desenvolvimento da camada limite térmica sobre a cinta. Assim, o trocador de calor de calor foi dimensionado para ser instalado nas proximidades deste componente, permitindo uma maior efetividade da refrigeração.

A definição desta localidade apresentou uma complicação ao desenvolvimento de quatro dos cinco sistemas da esteira rolante. Esta complicação tem a ver com a proximidade do trocador à plataforma de deslizamento, (mencionada em 7.3.7.3.1 como um componente chave ao projeto), a qual tem como função permitir o deslizamento da cinta sobre sua superfície e a passagem do fluxo de ar do sistema de aderência. Assim, a plataforma de deslizamento passou a ser componente integrante do sistema de refrigeração.

A definição do material deste componente procurou reunir os critérios: baixo custo, baixo coeficiente de atrito e alta condutividade térmica. Pela necessidade em possuir uma alta condutividade térmica e baixo custo, foi definida a classe de materiais metálicos para a constituição da plataforma, e quando considerado o critério de baixo coeficiente de atrito foi proposta a utilização de latão.

Para a fixação do trocador de calor na superfície plana da plataforma foram estimadas aletas de alumínio, as quais têm a função de permitir a acomodação dos tubos do trocador de calor. Estas mesmas aletas tem também a função de atuarem como amplificadores da superfície de troca de calor. Este mecanismo de amplificação de superfície foi baseado nos projetos do tipo “teto irradiante” mostrado anteriormente, suas aletas podem ser observadas na Figura 83.

Entretanto a opção de se utilizarem aletas, criou um empecilho construtivo na plataforma de deslizamento, pois estas deveriam permitir a passagem do fluxo de ar do sistema de aderência da mesma forma que a plataforma.

Como mencionado em 7.3.7.3.1, a passagem deste fluxo de ar traz uma desvantagem a este sistema de refrigeração, pois o fluxo também trocava calor com os tubos do trocador de calor, apesar de também retirar calor da plataforma de deslizamento (o

que é muito bom). As aletas propostas auxiliariam esta perda de efetividade do trocador se o fluxo de ar entrasse em contato com elas, pois a superfície de troca entre o trocador e este fluxo de ar seria ampliada. Assim, a fim de eliminar este problema foram propostas a criação de fendas na plataforma de deslizamento para a passagem de ar, de forma que entre as mesmas pudessem ser instalados isolamentos térmicos nos tubos aletados do trocador de calor.

Para realizar este isolamento térmico estima-se um material de baixa condutibilidade térmica. Este mesmo isolamento deve se estender à região inferior das aletas realizando o isolamento térmico nesta direção, que está voltada a estrutura do equipamento. A Figura 84 apresenta estes componentes ligados ao trocador de calor.

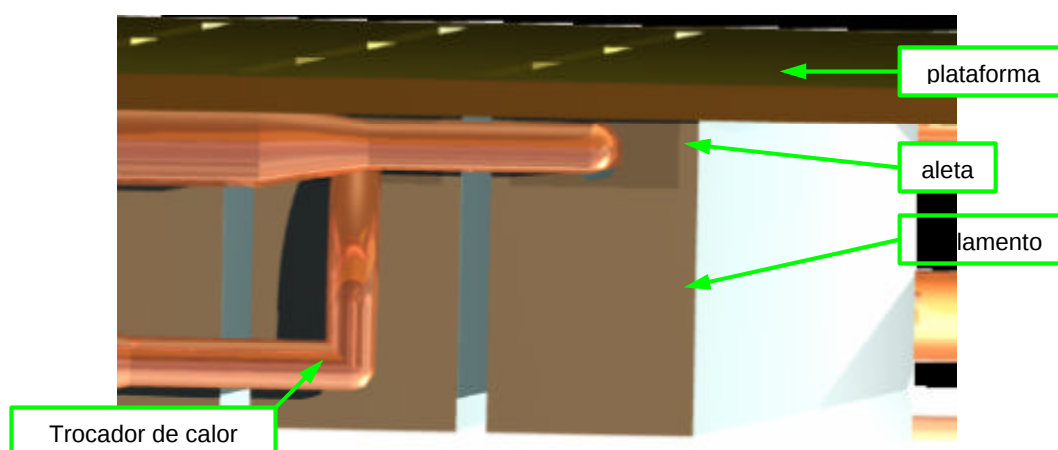


Figura 84: Aletas e isolamento do trocador de calor

Para a fixação destes componentes, foi projetada uma placa plástica, também com o objetivo de aumentar a rigidez estrutural do conjunto. A espessura da plataforma de deslizamento foi definida (6 mm) para acomodar cabeças de parafusos chanfrados, não permitindo que os mesmos entrem em contato com a cinta. Estes parafusos chanfrados têm o objetivo de garantir a montagem deste conjunto de componentes entre si. A montagem dos mesmos na estrutura é feita com a fixação da base plástica. A Figura 85 apresenta a disposição destes componentes entre si.

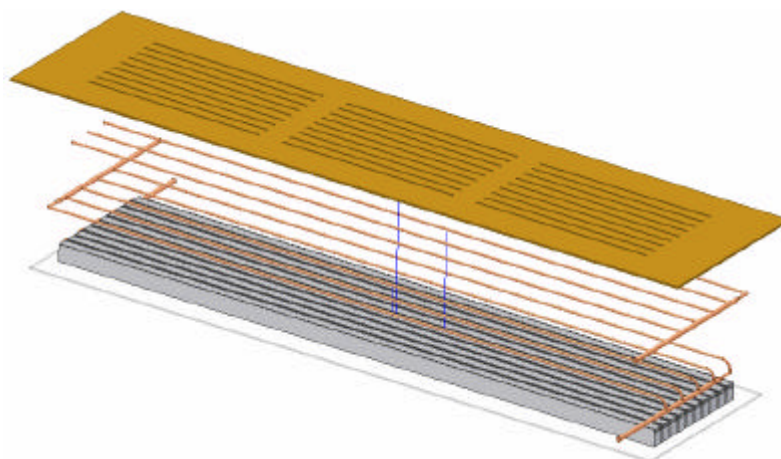


Figura 85: Trocador de calor e seus componentes

7.4.2.2 *Análise do trocador de calor*

Para a realização da análise do trocador de calor foram geradas duas alternativas geométricas. Como mencionado na introdução deste tópico, a primeira foi um sistema de dutos onde os tubos são dispostos em série e a segunda os mesmos tubos são arranjados em paralelo.

A primeira alternativa foi baseada no trocador de calor utilizado dêem projetos do tipo “teto irradiante”, composto por uma serpentina de tubos de parede fina e material de alta condutividade térmica, no caso cobre. Sua utilização tem a deficiência em manter uma distribuição de temperatura uniforme de forma bidimensional sobre a plataforma de deslizamento. Isso ocorre, pois o líquido refrigerante esquentando gradativamente a cada tubo de troca de calor, assim a região de entrada da serpentina sempre é mais fria que a região de saída.

A segunda alternativa foi proposta a fim de eliminar este diferencial de temperatura criado na utilização de uma serpentina. O escoamento de fluido refrigerante (no caso água gelada) em tubos paralelos com sentidos de escoamento alternados torna a distribuição de temperaturas mais homogênea sobre a plataforma. No entanto, esta configuração de trocador de calor não se encontra disponível no mercado, assim foi necessário o seu dimensionamento.

A definição geométrica desta segunda alternativa de trocador de calor foi composta pela reunião de componentes de geometria semelhante aos utilizados em sistemas de dutos de condicionamento de ar. Para possibilitar o escoamento em sentidos

alternados o trocador de calor foi formado pela combinação de dois ramos que são conectados entre si nas regiões de suas entradas e saídas.

O tubo de entrada de cada ramo é composto por uma combinação de distribuidores do tipo “T” (responsáveis pela distribuição do escoamento principal), uma contração e um cotovelo (ambos para possibilitar a conexão do tubo de entrada com o último tubo paralelo). Esta parte do trocador é mostrada na Figura 86.

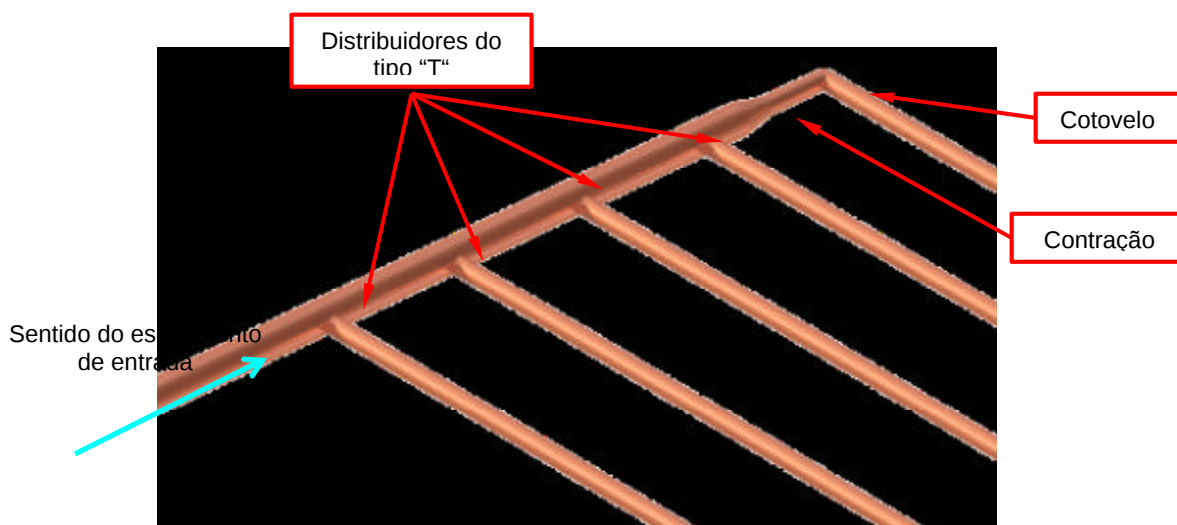


Figura 86: Região de entrada do ramo da segunda alternativa de trocador de calor

O tubo de saída dos ramos é semelhante ao de entrada, porém o mesmo é disposto de uma forma oposta ao de entrada para balancear a perda de carga de cada tubo paralelo, e assim as suas vazões. A conexão da saída dos tubos de troca de calor com o tubo de saída é feita por um conjunto de cotovelos de 90° de curvatura, essa configuração foi feita para possibilitar a montagem dos dois ramos de sentidos de escoamento opostos. Esta região de saída é mostrada na Figura 87. A montagem destes dois ramos com os demais componentes do sistema é mostrada na Figura 85.

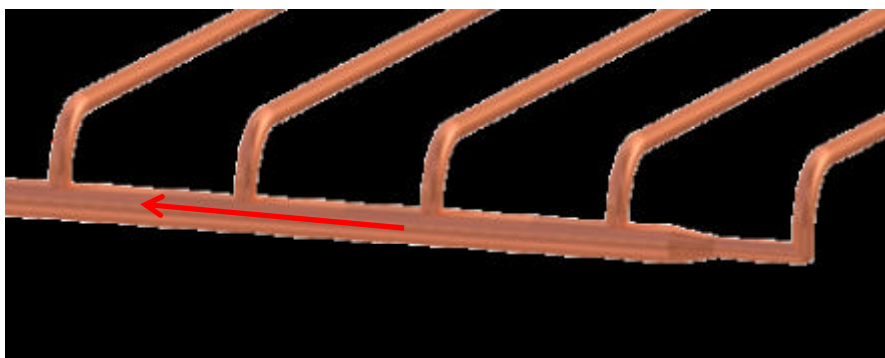


Figura 87: Trecho de saída do ramo da segunda alternativa

Para analisar estas duas alternativas de trocador de calor foram adotados dois critérios de seleção, o primeiro foi a perda de carga e o segundo o coeficiente de troca de calor por convecção.

A análise da perda de carga das alternativas foi feita com a comparação dos coeficientes de perda de carga singular total de cada alternativa. A determinação deste coeficiente para a primeira foi feita com a combinação da eq. 7.4.1 fornecida por Idelcik (1979).

$$c = 0,082 + 2 \cdot \left(\frac{l_0}{D_H} + 0,035 \cdot \frac{R_0}{D_H} \cdot d^0 \right) \cdot f \quad (7.4.1)$$

Os significados das variáveis desta equação são apresentados na Figura 88, exceto f que corresponde ao coeficiente de perda de carga distribuída, que foi dado pelo valor de 0,02 relacionado a superfície lisa de cobre. A eq. 7.4.1 fornece o coeficiente de perda de carga singular para cada trecho em “U” da serpentina, assim para determinar o valor deste coeficiente para todo o sistema o valor de um trecho foi multiplicado por 5, o que forneceu o valor total de 42,6. Este valor foi obtido considerando um diâmetro interno de tubo de 10 mm. Para a vazão fornecida pelo chiller selecionado este resultado corresponde a uma perda de pressão de 1414,7 kPa, o qual exige a instalação de uma bomba hidráulica para suprir a demanda da quantidade de movimento. Essa necessidade provém do fato de o chiller ser capaz de suprir água gelada a uma rede que apresente uma perda de carga de até 91,3 kPa.

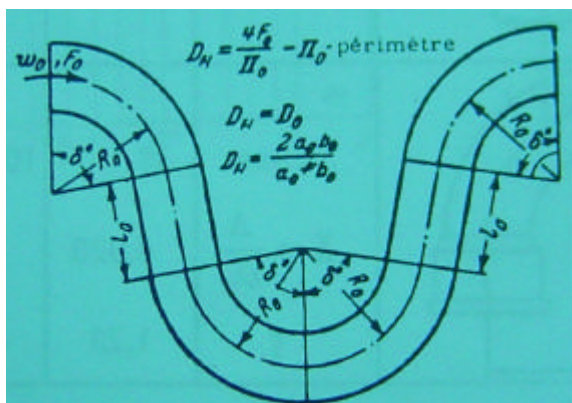


Figura 88: Trecho de serpentina

A determinação dos coeficientes de perda de carga singular para a segunda alternativa foi feita de modo semelhante ao feito nos sistemas de dutos dos sistemas de aderência e controle de camada limite. Os resultados destes coeficientes obtidos para cada componente do sistema são mostrados juntamente com suas características geométricas nas tabelas a seguir.

Tabela 44: Características dos distribuidores do tipo “T”

Diâmetro do duto principal [mm]	15
Diâmetro do duto secundário [mm]	8,56
Coeficientes de perda de carga singular (principal / ramificação)	0,64 / 1,64

Tabela 45: Características da contração de conexão do tubo de entrada com o último tubo paralelo

Diâmetro maior [mm]	15
Diâmetro menor [mm]	8,56
Comprimento [mm]	18,3
Coeficiente de perda de carga singular	0,045

Tabela 46: Características do cotovelo do último tubo paralelo

Diâmetro [mm]	8,56
Raio de curvatura [mm]	4,28
Ângulo de curvatura [°]	90
Coeficiente de perda de carga singular	0,71

Tabela 47: Características dos cotovelos do tubo de saída

Diâmetro [pol.]	8,56
Raio de curvatura [mm]	25,6
Ângulo de curvatura [°]	90
Coeficiente de perda de carga singular	0,1

Tabela 48: Características do difusor na conexão do primeiro tubo paralelo com o tubo de saída

Diâmetro maior [mm]	15
Diâmetro menor [mm]	8,56
Comprimento [mm]	18,3

Coeficiente de perda de carga singular	0,045
--	-------

Tabela 49: Características das junções do tipo “T”

Diâmetro do duto principal [mm]	15
Diâmetro do duto secundário [mm]	8,56
Coeficientes de perda de carga singular (principal / ramificação)	0,64 / -0,09

Para intensificar a troca de calor nesta segunda alternativa seus tubos paralelos foram compostos por tubos ranhurados comercializados pela empresa Termomecanica São Paulo S.A. A Figura 89 apresenta este tipo de tubo. O mesmo possui uma rugosidade interna de 0,2 mm que corresponde a uma rugosidade relativa de 0,0234.

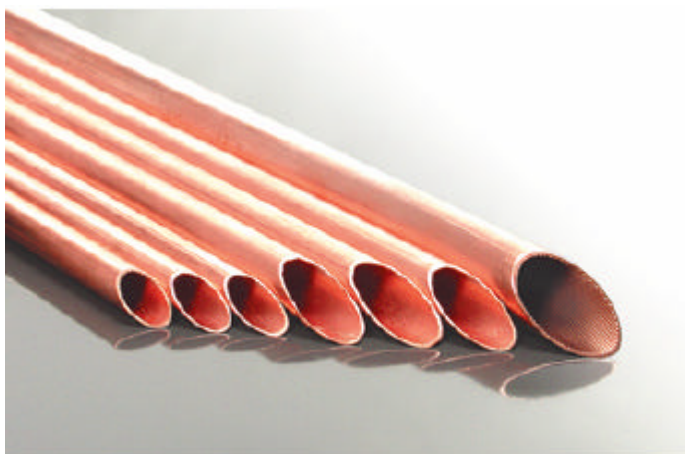


Figura 89: Tubos ranhurados

Pelo fato de esta alternativa dispor seus tubos em paralelo a determinação da perda de carga total do sistema foi calculada em base ao trecho de maior perda de carga, que forneceu um valor de 14,3 kPa. Esta perda de carga não exige uma bomba hidráulica extra para fornecer uma maior quantidade de movimento ao escoamento da água gelada, sendo que o mesmo pode ser promovido pelo próprio chiller.

Ao analisar a efetividade destes trocadores de calor foi feita uma comparação dos valores do coeficiente de troca de calor por convecção médios que os mesmos apresentam. Para a realização desta análise a comparação foi feita entre um tubo de troca de calor de cada caso e o coeficiente foi calculado através da relação de Petukhov apresentada na eq. 7.4.2. Esta relação foi selecionada para este cálculo diante das várias disponíveis para cálculos do número de Nusselt, pois Incropera e Dewitt (2002) a indicam como uma relação adequada para escoamentos com altos Re 's fornecendo erros menores que 10%.

$$NU_D = \frac{h_m \cdot D}{k} = \frac{\frac{f}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = h_m = \frac{\frac{f}{8} \cdot Re \cdot Pr \cdot k}{1,07 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right) \cdot D} \quad (7.4.2)$$

Onde:

Pr – número de Prandtl;

D – diâmetro interno do tubo;

k – condutividade térmica do fluido e

h_m – coeficiente de troca de calor por convecção.

O resultado deste estágio da análise forneceu os resultados de 26.400 para a primeira e 6.482 para a segunda alternativa, para os coeficientes de troca de calor médios. Essa diferença de um caso a outro se dá à segunda alternativa ter uma vazão 10 vezes menor em um tubo que no primeiro caso. Com este estágio de análise foi possível determinar que a variação máxima de temperatura na primeira alternativa seria de 1,5°C e na segunda de 5,5°C. No entanto, como a segunda se encontra com os trechos numa configuração em contra-corrente esta temperatura será reduzida a sua metade, equivalente a 2,8°C.

Com os resultados dos dois estágios da análise foi feita a seleção da segunda alternativa como o trocador de calor mais adequado para a esteira rolante. Esta alternativa apresenta uma maior vantagem ao projeto por ter menores custos fixos e de operação por não necessitar de uma bomba hidráulica extra, como no caso da primeira. A sua desvantagem relacionada ao coeficiente de troca de calor por convecção não a desaprovou, pois a diferença a sua diferença de temperatura na plataforma de deslizamento é não é muito diferente da primeira. Vale ressaltar também que a configuração do mecanismo de troca de calor promovido por esta alternativa não origina uma bidimensionalidade na distribuição de temperaturas sobre a plataforma de deslizamento, fenômeno indesejado no equipamento.

7.5 Estrutura

A estrutura da esteira rolante tem o objetivo principal de garantir o posicionamento de todos os componentes dos demais sistemas mantendo a configuração geométrica que foi estabelecida no dimensionamento de cada um. Nesse sentido, a mesma deve suportar todos os esforços provenientes destes sistemas sem que sua deformação, quando solicitada, interfira no funcionamento destes sistemas.

Esta abordagem causa a impressão de que a estrutura foi um sistema que foi deixado para o final deste projeto, não interferindo no dimensionamento destes sistemas quando em desenvolvimento. Porém, quando se observa que a mesma tem por função permitir que a esteira rolante realize o movimento de rotação (possibilitando ensaios com modelos em ângulo de guinada), de translação (permitindo que a mesma seja removível da seção de testes), seja retrátil verticalmente (para a sua instalação e desinstalação na seção de testes) e fixe o mecanismo de tensionamento, nota-se que não foi o que ocorreu. Como os demais sistemas a estrutura interagiu neste desenvolvimento simultâneo do projeto, o que será apresentado neste tópico.

O dimensionamento da estrutura se iniciou com sua definição geométrica, procurando uma geometria capaz de abrigar todos os demais sistemas e permitir a realização dos movimentos necessários. Em seguida foram projetados os mecanismos de movimentação do equipamento que possibilitou uma atualização da definição geométrica adotada anteriormente. Contudo, iniciou-se o cálculo dos esforços atuantes nos componentes da estrutura, o qual foi realizado através do método dos elementos finitos.

Uma consideração que foi adotada durante o desenvolvimento deste dimensionamento se relaciona ao tipo de fixação e a geometria das vigas que compõem esta estrutura. A mesma corresponde a definição de que a estrutura projetada utilizou a fixação por parafusos e para aumentar a rigidez desta fixação optou-se pela utilização de vigas de perfis quadrados. Esta opção pela fixação por parafusos provém da condição de facilitar a fabricação da estrutura do equipamento, pois evita as eventuais distorções originadas por um processo de soldagem e permite a utilização de materiais distintos em sua composição, como partes em alumínio e partes em aço (o que seria impossível num processo de soldagem).

7.5.1 Definição geométrica da estrutura

Como mencionado na introdução do tópico presente o dimensionamento da estrutura iniciou-se com sua definição geométrica a fim de acomodar todos os sistemas apresentados anteriormente. Num ciclo de projeto, as dimensões geométricas do equipamento surgem do processo de otimização geométrica de sua região útil, apresentado em 7.2.2. Posteriormente o sistema de aderência da cinta e o de resfriamento forneceram a sua contribuição e o fechamento foi dado pelos mecanismos de movimentação adjuntos a estrutura, os quais são apresentados em 7.5.2. Como em qualquer projeto mecânico estas dimensões foram ajustadas em cada ciclo de projeto e neste sub-tópico serão apresentadas apenas os resultados provenientes da geometria da estrutura.

O resultado do processo de otimização geométrica do trecho útil da cinta possibilitou a definição da distância entre eixo dos rotores motor e movido. Desta dimensão foi iniciada a definição geométrica do primeiro estágio da estrutura, que foi feita de forma conjunta os componentes de fixação dos rotores. Entre esta dimensão foi acomodado o sistema de aderência da cinta, particularmente as câmaras de sucção. Na verdade, a distância entre os eixos dos rotores propiciou a definição do comprimento destas mesmas câmaras. Este comprimento foi obtido da distância entre os rotores subtraída de um valor para uma distância de folga das câmaras com os rotores, como também da largura dos perfis de viga que se localizam entre as mesmas.

O sistema de resfriamento colaborou para a configuração deste estágio ao definir a altura das vigas que conectavam a viga de suporte dos rotores motor e movido com a viga que fixava as câmaras de sucção. Para definir a distância entre o rotor movido e o rotor tensor foi utilizada a dimensão dos atuadores lineares selecionados no sistema de tensionamento da cinta os mesmos são apresentados no sub-tópico 7.5.2. O primeiro estágio da estrutura também foi composto por dois cilindros de aço utilizados para possibilitar a movimentação do rotor tensor. A Figura 90 apresenta este primeiro estágio da estrutura.

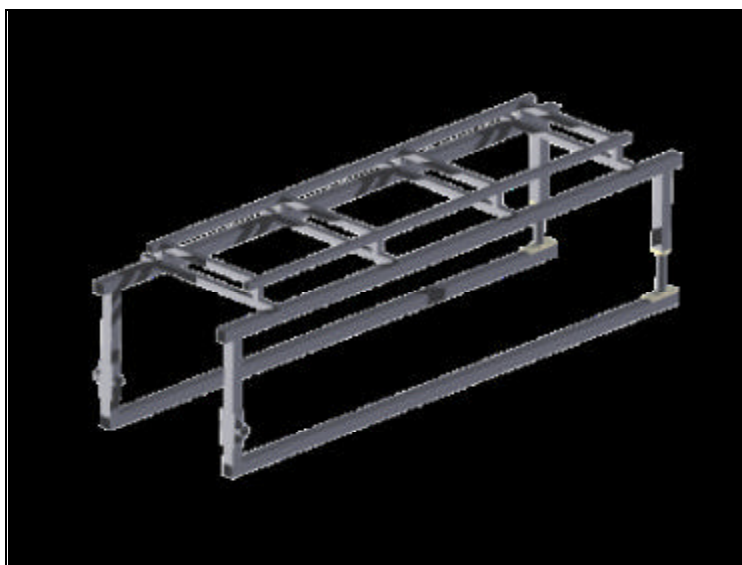


Figura 90: Primeiro estágio da estrutura

Entre o primeiro estágio da estrutura e o estágio que se encontra em contato com o solo se situa o que foi chamado de segundo estágio da estrutura. Este último tem como principal função possibilitar o movimento de rotação do equipamento.

O segundo estágio da estrutura da esteira rolante foi definido partindo-se das dimensões do primeiro estágio com as dimensões dos rodeiros selecionados para a rotação da estrutura. A seleção destes rodeiros é apresentada no sub-tópico 7.5.2. Para o suporte dos rodeiros nesta estrutura foi definida uma estrutura octogonal, para distribuir melhor a carga no trilho circunferencial que se apóia no terceiro estágio. Na definição desta geometria foi determinado o raio de giro da esteira e as coordenadas cartesianas de seu centro em relação à extremidade da cinta mais próxima a polia movida do sistema de transmissão. A mesma geometria foi dimensionada de forma que o seu centro coincidisse com as coordenadas horizontais do centro do raio de giro, caso contrário, a rotação da esteira rolante não seria possível.

Este estágio também teve por função acomodar o motor e possibilitar a troca da cinta caso seja necessária a sua substituição. Dessa forma foi projetado um apêndice estrutural que possibilitou a acomodação do suporte de posicionamento do motor. Para possibilitar a substituição da cinta, este segundo estágio da estrutura foi projetado de forma a permitir a utilização de vigas removíveis em um de seus lados. Neste caso, o lado em que estas vigas foram alocadas correspondeu ao lado oposto ao que é instalado o motor, por conter menos obstáculos que eventualmente poderiam

obstruir a passagem para a remoção da mesma. Dessa forma, para que a retirada da cinta pudesse ser feita por um dos lados da estrutura, o lado oposto ao da remoção foi reforçado com um sistema de “mãos francesas” para permitir que ao ser retirada a mesma estrutura não entortasse. A Figura 91 ilustra este segundo estágio acomodando o primeiro, e a Figura 92 apresenta as vigas removíveis deslocadas da estrutura abrindo caminho para a remoção da cinta.



Figura 91: Segundo estágio da estrutura

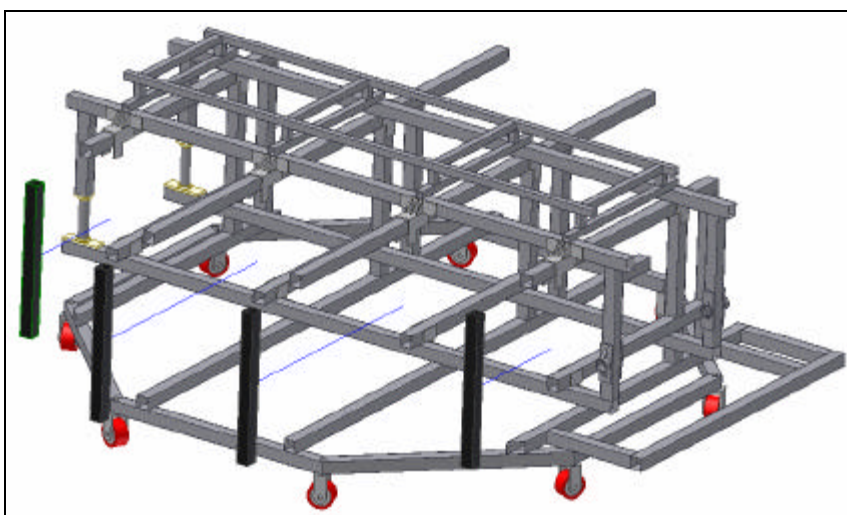


Figura 92: Sistema de remoção da cinta

O terceiro estágio da estrutura, como mencionado logo acima, faz a conexão do segundo estágio da esteira com o piso do galpão do túnel de vento. Este estágio tem como principal função promover a movimentação retrátil da estrutura, que é realizada pela atuação de um conjunto de 16 cilindros pneumáticos, os quais são selecionados no sub-tópico 7.5.2. O presente estágio também suporta o trilho por

onde correm os rodeiros do segundo estágio. Este trilho corresponde a uma superfície circunferencial em que seu raio médio corresponde ao raio de giro do equipamento. Para garantir a rigidez estrutural deste estágio suas laterais foram treliçadas. A translação deste equipamento, necessária para sua instalação e desinstalação, é promovida por rodízios, os quais foram selecionados no sub-tópico 7.5.2. A Figura 93 apresenta este estágio estrutural em questão.



Figura 93: Terceiro estágio da estrutura

Concluindo esta etapa de definição geométrica da estrutura é apresentado o seu quarto estágio. O mesmo tem por função promover a vedação do equipamento com o recorte já disponível no piso do túnel de vento. Este estágio é composto por uma plataforma circular de madeira que apresenta uma abertura para o trecho útil da cinta, e por uma estrutura leve de alumínio que conecta esta plataforma circular com o segundo estágio da estrutura. A largura de seus perfis foi selecionada de forma a coincidir com as vigas do segundo estágio que fazem conexão com este estágio presente, possibilitando assim, uma fixação mais rígida entre estes. A Figura 94 apresenta este estágio.



Figura 94: Quarto estágio da estrutura

7.5.2 Mecanismos de movimentação da estrutura

Como mencionado na introdução deste tópico, a estrutura também tem a função de ser retrátil, transladar, rotacionar e acomodar os componentes do sistema de tensionamento da cinta. Assim, este sub-tópico apresenta o projeto dos mecanismos envolvidos nestes sistemas.

7.5.2.1 Sistema de elevação

Para a elevação da estrutura foi projetado um sistema de elevação com a atuação de cilindros pneumáticos. Esta escolha partiu do fato de o laboratório que abriga o TVCLA ter ar comprimido disponível, e os novos sistemas de automatização das seções de teste do túnel estarem sendo fabricados com mecanismos de elevação semelhantes.

Para a seleção dos cilindros pneumáticos deste sistema foi inicialmente verificada a altura máxima disponível para abrigá-los, a qual correspondia à distância entre a viga mais próxima ao solo e a viga da parte móvel do terceiro estágio da estrutura. Essa distância que possui um valor de 250 mm correspondeu à altura máxima para um cilindro pneumático em sua posição retraída.

Uma preocupação que foi levada em consideração durante o processo de seleção dos cilindros foi a perda de pressão da linha de transmissão do ar de alimentação dos mesmos. Em busca de solucionar este problema foi definida uma disposição dos cilindros atuadores de uma forma simétrica na estrutura, sendo que o duto de ar

comprimido principal do sistema deve passar antes por um distribuidor de 8 vias que depois é bipartido para alimentar cada cilindro.

A característica do sistema adotada para se livrar dos desbalanceamentos estáticos originado pela assimetria do centro de massa do equipamento (que deve variar de posição conforme o mesmo gira para a realização de ensaios com ângulo de guinada) é a de distribuir dois pares de cilindros alinhados guiados por um tarugo cilíndrico de aço nas laterais do terceiro estágio da estrutura. Para tanto os cilindros foram selecionados com uma capacidade de carga de elevação superior a massa do equipamento. Esta característica é apresentada na Figura 94.

O curso dos cilindros selecionados foi definido no valor de 100 mm por ser a variação de altura necessária para o equipamento “driblar” a estrutura da seção de testes aeronáutica do TVCLA. Assim, partindo destas considerações e parâmetros de projeto puderam ser selecionados 16 cilindros pneumáticos de dupla ação com amortecimento regulável nas posições finais com capacidade de carga de 1178N a 6 bar e curso de 100 mm, correspondentes aos cilindros DNC-50-100-PPV da FESTO Automação Ltda.

7.5.2.2 Sistema de rotação

Para a rotação do equipamento foi projetado um mecanismo de transmissão por engrenagens que é fixado entre o segundo e terceiro estágio da estrutura. O dimensionamento deste mecanismo se iniciou com a seleção dos rodeiros que vinculam os estágios citados.

Para isso, foram selecionados os menores rodeiros disponíveis no mercado que suportassem o carregamento solicitado. O carregamento atuante em cada rodeiro foi estabelecido com um fator de segurança 4 em relação ao carregamento estático a ser suportado a cada componente deste. Assim, foram selecionados 8 rodeiros FM42UPN com rodas R42UPN da RODIMAG EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA. Os mesmos possuem uma capacidade de carga de 250 kg, possuem mancais de náilon, com rodas de poliuretano injetado, adequado para a superfície de contato presente (RODIMAG EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA., 2008).

Após a seleção destes componentes foi dimensionado um mecanismo de transmissão por engrenagens para a rotação estrutural. O mesmo se iniciou com a determinação do torque necessário para rotacionar o equipamento, que foi calculado pelo atrito necessário para realizar este movimento gerado pelos rolos selecionados. Para esta determinação foi assumido que o diâmetro primitivo da coroa do sistema seria equivalente ao diâmetro externo do trilho de sustentação do segundo estágio da estrutura.

O processo de dimensionamento deste sistema prosseguiu com um processo iterativo que buscava selecionar um servo-motor de baixa potência capaz de suportar o torque necessário ao se variar o diâmetro primitivo do pinhão. O resultado deste processo possibilitou a seleção de um servo motor EMMS-AS-140-M-RMB da Festo Automação Ltda. que fornece um torque de 25,48 N.m, enquanto o sistema exige um torque de 17,95 N.m com a utilização de um pinhão de 25 mm de diâmetro primitivo e módulo de 1,25 mm.

7.5.2.3 Sistema de tensionamento

O dimensionamento do sistema de tensionamento da cinta foi realizado com a definição de seu mecanismo de funcionamento e seleção dos atuadores lineares responsáveis pelo posicionamento do rotor tensor. O mecanismo deste sistema foi definido por um mecanismo do tipo canal, onde foram projetadas duas buchas que deslizam sobre seus respectivos pinos guias correspondentes aos trechos de cilindros de aço do segundo estágio da estrutura.

A sustentação e movimentação deste sistema é proporcionada por uma ação conjunta da cinta e dos atuadores lineares. Estes últimos foram selecionados partindo dos valores dos esforços exigidos pelo eixo do rotor tensor, valores estes que são provenientes da tensão atuante na cinta. Os atuadores selecionados corresponderam a dois atuadores lineares com encoder AB30-C da Indústria e Comércio Ltda., os quais possuem uma capacidade de carga à tração de 3000 N e à compressão de 6000 N, o que garante um fator de segurança maior que 2 ao sistema. A Figura 95 ilustra este sistema de tensionamento.

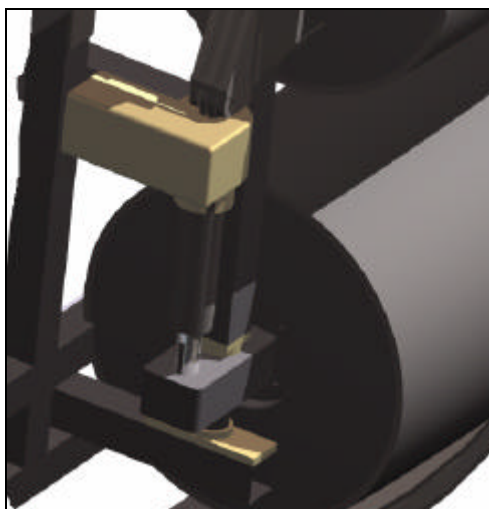


Figura 95: Sistema de tensionamento

7.5.2.4 Sistema de translação

Para promover a translação da esteira foi definido que este movimento seria proporcionado pela ação de um operador, o qual a empurraria para um determinado local de acordo com sua necessidade. Assim, para possibilitar este movimento foram selecionados 4 rodízios do tipo GPX83VR com rodas do tipo R83VR da RODIMAG EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA. Os mesmos possuem uma capacidade de carga de 700 kg, possuem mancais de rolamento de esferas. A capacidade de carga destes componentes foi definida com um fator de segurança de 4, como feito na seleção dos rodeiros do mecanismo de rotação.

7.5.3 Cálculos dos esforços estruturais

Concluindo a etapa de dimensionamento da estrutura foi realizada a verificação da funcionalidade da mesma através de cálculos das tensões e deformações presentes na mesma. Nestes cálculos foi feita uma variação dos perfis de vigas que compõe as mesmas.

Os cálculos estruturais realizados neste projeto foram do tipo estático, sendo os carregamentos provenientes do sistema de movimentação da cinta, como também da massa de todos os equipamentos. Para a realização destes cálculos foram realizadas simulações computacionais numéricas utilizando o Método dos Elementos Finitos com o programa *Ansys versão 10*.

A análise dos esforços estruturais ficou restrita ao primeiro, segundo e terceiro estágio da estrutura, pois os mesmos são os que têm solicitações estruturais consideráveis no projeto. O quarto estágio não foi simulado, pois sua função estrutural é de somente suportar a plataforma circular de vedação que somente realiza esforços de compressão em suas vigas verticais. Assim foi considerado que o mesmo iria suportar os esforços sem maiores problemas.

Nesse sentido, este sub-tópico se inicia com uma breve revisão teórica sobre o Método dos Elementos Finitos, prosseguindo com as definições utilizadas nas simulações e seus resultados.

7.5.3.1 O Método dos Elementos Finitos

A análise estrutural de um sistema se classifica como um problema da mecânica dos meios contínuos. Para muitos casos uma análise deste tipo torna-se simples ao utilizar as teorias propostas pela Mecânica dos Sólidos, com suas hipótese e simplificações. No entanto, em problemas complexos, cálculos analíticos tornam-se difíceis e pouco práticos de serem realizados, que acabam por solicitar a realização de cálculos iterativos entre elementos estruturais.

O avanço da tecnologia computacional permitiu o desenvolvimento de programas que obtêm soluções numéricas aproximadas para este tipo de problema, dentre estes programas se destacam os baseados no Método do Elementos Finitos (MEF). Reddy (1993) menciona que o MEF se apóia num tripé representado pelas seguintes características:

- Domínios geométricos complexos são representados por um conjunto de sub-domínios geometricamente simples, os elementos finitos;
- Sobre cada elemento, as funções de aproximação são derivadas usando o princípio de que qualquer função contínua pode ser representada por uma combinação linear de polinômios;
- Equações algébricas de coeficientes indeterminados são solucionadas ao satisfazerem as equações governantes, muitas vezes numa forma integrada, sobre cada elemento.

Os elementos finitos são chamados também de intervalos e os nós são chamados de pontos geométricos do intervalo. As funções embutidas em cada intervalo levam em conta apenas os nós de cada elemento, os quais se comunicam os demais. Essas funções são chamadas de funções de aproximação de elementos finitos.

O mesmo autor ressalta a importância das seguintes questões:

- O domínio pode ser discretizado com tipos diferentes de elementos, porém neste caso são necessárias funções distintas para cada tipo de elemento.
- As equações governantes de um problema são geralmente complexas. Normalmente, equações diferenciais.
- O número e a localização dos nós dependem da geometria dos elementos, da ordem dos polinômios de aproximação e da forma integral das equações. Para representar a solução requerida em torno dos valores dos nós, deve ser obtida diretamente a solução obtida nos nós.
- A conexão dos elementos principia-se no fato que os valores da solução nos nós coincidentes são contínuos.
- Para a solução de um problema utilizando o MEF as condições de contorno e as iniciais devem ser impostas antes da etapa de processamento.

Os erros deste Método podem ser provenientes de três fontes distintas, que correspondem à aproximação do domínio, a aproximação da solução e a computação numérica. Estimar erros não é algo simples, sobre certas condições estes podem ser estimados para um dado elemento ou problema.

A aplicação de tal método é realizada em três etapas:

- 1) Pré-processamento: definição do problema, onde as etapas principais são:
 - Definição dos nós;
 - Definição dos elementos, seus tipos, propriedades geométricas e materiais;
- 2) Solução: correspondente ao processamento das funções de elementos finitos.
- 3) Pós-processamento: Processamentos posteriores envolvidos na visualização e obtenção dos resultados das etapas anteriores, como:
 - Listagem de deslocamentos nodais;
 - Forças e momentos nos nós, elementos;
 - Diagramas de tensão e deflexão;

O MEF possibilita também a resolução de problemas de transferência de calor, fluidodinâmicos, análise estrutural dinâmica, de acústica e mesmo eletromagnéticos.

7.5.3.2 Simulações

As simulações realizadas neste trabalho foram feitas com o programa comercial Ansys versão 10. Nas mesmas foram adotados os mesmos tipos de elementos e material.

Os elementos utilizados corresponderam ao elemento denominado pelo programa como “BEAM 4”, os quais correspondem a elementos tridimensionais, uniaxiais, com capacidade de tração, compressão, torção e flexão. Estes elementos permitem a movimentação de seus nós nos 6 graus de liberdade cartesianos, e permitem a configuração de sua seção transversal com o fornecimento de informações geométricas como momentos de inércia, área e dimensões máximas dos perfis. A opção por estes elementos foi feita tendo em vista a praticidade dos mesmos para a realização de análises variando algumas características das vigas, como suas dimensões, que necessitava apenas da redefinição de suas propriedades geométricas de entrada. A Figura 96 apresenta uma representação deste elemento selecionado com alguns de seus parâmetros geométricos.

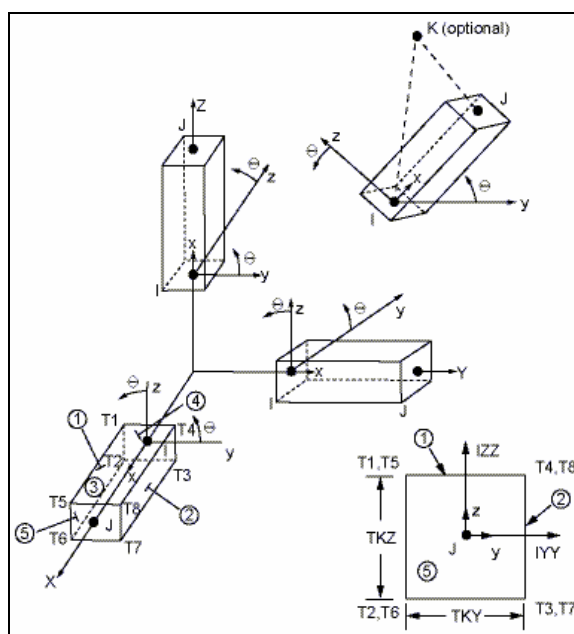


Figura 96: Elemento selecionado "BEAM4"

Estes elementos possuem dois nós localizados em suas extremidades, Ansys 10 Documentation (2005) cita que não há a necessidade de se segmentar este elemento para obter uma solução mais detalhada do problema. Assim, na definição da geometria a ser analisada os nós corresponderam aos pontos de intersecção das vigas como pode ser observado no sub-item 7.5.3.2.1.

Na simulação do primeiro e segundo estágio da estrutura foi utilizado também um elemento de ligação rígida entre alguns pontos da estrutura. Isso foi feito pela fato de a representação geométrica do problema ser feita através de linhas, no programa, o que não levou em conta a espessura das vigas na sua configuração. Dessa forma, as vigas que entram em contato entre si deveriam se cruzar em um nó para fazerem a conexão, o que em vigas paralelas geraria linhas coincidentes. Assim, para o espaçamento destas vigas e levando em conta a largura dos perfis foram utilizados os elementos denominados no programa como MPC184 configurado como uma viga rígida.

As propriedades do material utilizado nas simulações foram as do aço AISI 1008, essa opção foi feita, pois o mesmo apresenta um baixo custo e uma alta disponibilidade no mercado.

As simulações realizadas foram separadas em dois casos, o primeiro reuniu o primeiro e o segundo estágio da estrutura e o segundo analisou o terceiro estágio. A união dos dois primeiros estágios foi feita tendo em vista que uma análise abordando somente o primeiro caso seria inconsistente com o caso real, pois o mesmo sempre está conectado ao segundo estágio. Estes casos são apresentados nos itens a seguir.

7.5.3.2.1 Caso 1

Este primeiro caso buscou avaliar a funcionalidade da região de solicitações mais diversas do equipamento, a estrutura compreendida da união do primeiro com o segundo estágio. Esta análise se iniciou com a definição dos nós do sistema e suas coordenadas. Para tanto foi feita uma identificação destes pontos, pelo seu grande número (116 pontos) através de uma imagem gerada em CAD, a qual é apresentada na Figura 97. A listagem dos pontos com suas coordenadas cartesianas definidas em

relação ao nó 1 e aos eixos ilustrados na Figura 97 são apresentados na Tabela 50, as mesmas estão em metros.

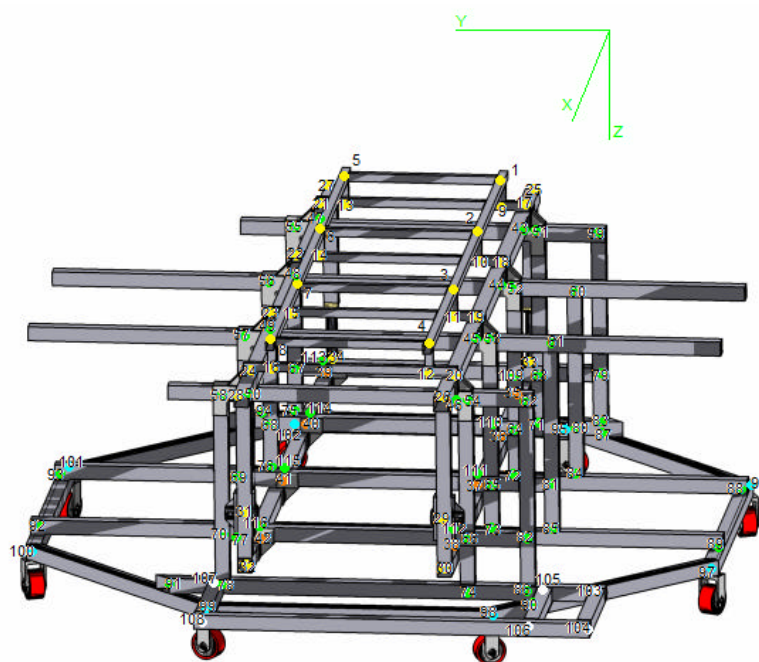


Figura 97: Identificação dos nós da estrutura

Tabela 50: Nós do caso 1

		x	y	z
N	1	0,0000	0,0000	0,0000
N	2	0,6598	0,0000	0,0000
N	3	1,3196	0,0000	0,0000
N	4	1,9794	0,0000	0,0000
N	5	0,0000	0,5200	0,0000
N	6	0,6598	0,5200	0,0000
N	7	1,3196	0,5200	0,0000
N	8	1,9794	0,5200	0,0000
N	9	0,0000	0,0000	-0,0862
N	10	0,6598	0,0000	-0,0862
N	11	1,3196	0,0000	-0,0862
N	12	1,9794	0,0000	-0,0862
N	13	0,0000	0,5200	-0,0862
N	14	0,6598	0,5200	-0,0862
N	15	1,3196	0,5200	-0,0862
N	16	1,9794	0,5200	-0,0862
N	17	0,0000	-0,0950	-0,0862
N	18	0,6598	-0,0950	-0,0862
N	19	1,3196	-0,0950	-0,0862
N	20	1,9794	-0,0950	-0,0862
N	21	0,0000	0,6150	-0,0862
N	22	0,6598	0,6150	-0,0862
N	23	1,3196	0,6150	-0,0862

N	24	1,9794	0,6150	-0,0862
N	25	-0,1721	-0,0950	-0,0862
N	26	2,1635	-0,0950	-0,0862
N	27	-0,1721	0,6150	-0,0862
N	28	2,1635	0,6150	-0,0862
N	29	2,1635	-0,0950	-0,5142
N	30	2,1635	-0,0950	-0,6892
N	31	2,1635	0,6150	-0,5142
N	32	2,1635	0,6150	-0,6892
N	33	-0,1721	-0,0950	-0,6892
N	34	-0,1721	0,6150	-0,6892
N	35	0,0000	-0,0950	-0,6892
N	36	0,6598	-0,0950	-0,6892
N	37	1,3196	-0,0950	-0,6892
N	38	1,9794	-0,0950	-0,6892
N	39	0,0000	0,6150	-0,6892
N	40	0,6598	0,6150	-0,6892
N	41	1,3196	0,6150	-0,6892
N	42	1,9794	0,6150	-0,6892
N	43	0,0000	-0,0950	-0,1362
N	44	0,6598	-0,0950	-0,1362
N	45	1,3196	-0,0950	-0,1362
N	46	1,9794	-0,0950	-0,1362
N	47	0,0000	0,6150	-0,1362
N	48	0,6598	0,6150	-0,1362
N	49	1,3196	0,6150	-0,1362
N	50	1,9794	0,6150	-0,1362
N	51	0,0000	-0,1200	-0,1362
N	52	0,6598	-0,1200	-0,1362
N	53	1,3196	-0,1200	-0,1362
N	54	1,9794	-0,1200	-0,1362
N	55	0,0000	0,6900	-0,1362
N	56	0,6598	0,6900	-0,1362
N	57	1,3196	0,6900	-0,1362
N	58	1,9794	0,6900	-0,1362
N	59	0,0000	-0,3700	-0,1362
N	60	0,6598	-0,3700	-0,1362
N	61	1,3196	-0,3700	-0,1362
N	62	1,9794	-0,3700	-0,1362
N	63	0,0000	-0,1200	-0,6142
N	64	0,6598	-0,1200	-0,6142
N	65	1,3196	-0,1200	-0,6142
N	66	1,9794	-0,1200	-0,6142
N	67	0,0000	0,6900	-0,6142
N	68	0,6598	0,6900	-0,6142
N	69	1,3196	0,6900	-0,6142
N	70	1,9794	0,6900	-0,6142
N	71	0,0000	-0,1200	-0,7962
N	72	0,6598	-0,1200	-0,7962
N	73	1,3196	-0,1200	-0,7962
N	74	1,9794	-0,1200	-0,7962

N	75	0,0000	0,6900	-0,7962
N	76	0,6598	0,6900	-0,7962
N	77	1,3196	0,6900	-0,7962
N	78	1,9794	0,6900	-0,7962
N	79	0,0000	-0,3700	-0,6142
N	80	0,6598	-0,3700	-0,6142
N	81	1,3196	-0,3700	-0,6142
N	82	1,9794	-0,3700	-0,6142
N	83	0,0000	-0,3700	-0,7962
N	84	0,6598	-0,3700	-0,7962
N	85	1,3196	-0,3700	-0,7962
N	86	1,9794	-0,3700	-0,7962
N	87	0,0000	-0,3623	-0,7962
N	88	0,6598	-0,8869	-0,7962
N	89	1,3196	-0,8869	-0,7962
N	90	1,9794	-0,3623	-0,7962
N	91	1,9794	0,6060	-0,7962
N	92	0,6598	1,3569	-0,7962
N	93	1,3196	1,3569	-0,7962
N	94	0,0000	0,8322	-0,7962
N	95	-0,1325	-0,2297	-0,7962
N	96	0,5247	-0,8869	-0,7962
N	97	1,4547	-0,8869	-0,7962
N	98	2,1119	-0,2297	-0,7962
N	99	2,1119	0,6997	-0,7962
N	100	1,4547	1,3569	-0,7962
N	101	0,5247	1,3569	-0,7962
N	102	-0,1325	0,6997	-0,7962
N	103	1,9794	-0,5626	-0,7962
N	104	2,4074	-0,5626	-0,7962
N	105	1,9794	-0,3876	-0,7962
N	106	2,4074	-0,3876	-0,7962
N	107	1,9794	0,6997	-0,7962
N	108	2,4074	0,6997	-0,7962
N	109	0,0000	-0,0950	-0,6142
N	110	0,6598	-0,0950	-0,6142
N	111	1,3196	-0,0950	-0,6142
N	112	1,9794	-0,0950	-0,6142
N	113	0,0000	0,6150	-0,6142
N	114	0,6598	0,6150	-0,6142
N	115	1,3196	0,6150	-0,6142
N	116	1,9794	0,6150	-0,6142

Com estes dados, os mesmos nós foram conectados e as condições de contorno foram aplicadas. As mesmas corresponderam à fixação dos nós 95, 96, 97, 98, 99, 100, 101 e 102, os quais correspondem aos pontos onde são instalados os rodeiros. As cargas aplicadas no sistema corresponderam às proporcionadas pelo sistema de movimentação (relacionadas aos esforços provenientes da tensão da cinta e a força

de atrito atuante na plataforma de deslizamento) e o peso do motor, as quais são apresentadas na Figura 98, juntamente com as condições de contorno.

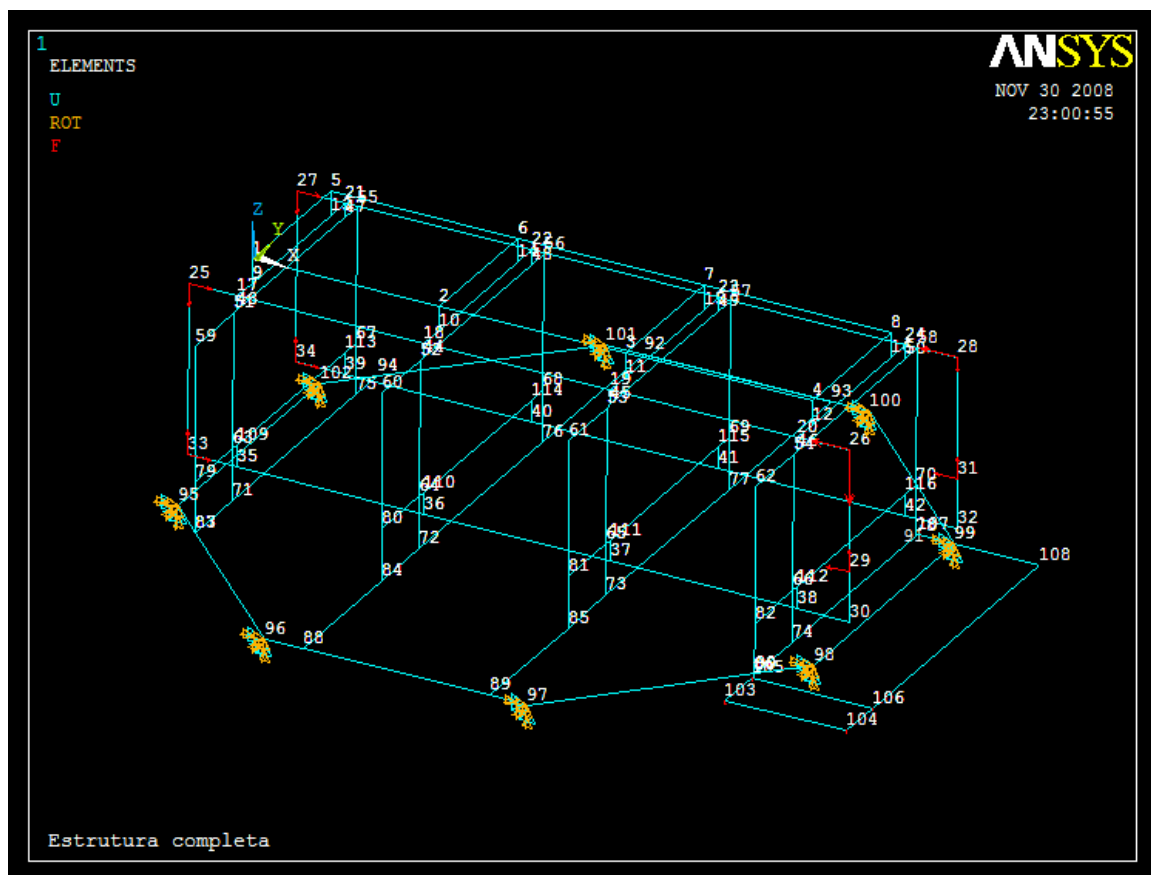


Figura 98: Condições de contorno e cargas aplicadas no caso 1

Neste caso, durante a análise da funcionalidade da estrutura foram feitas duas simulações variando a geometria dos perfis das vigas que compunham estes estágios, uma com todas as vigas com perfis uniformes de lados 30 x 30 mm e espessura de parede de 1 mm e outra com uma combinação de perfis de seção 30 x 30 mm e 50 x 50 mm com 1 mm de espessura de parede. A primeira simulação apresentou uma deformação de 1,2 mm na região de suporte dos rotores motor e movido e a segunda de 0,3 mm nesta mesma região. Esta região serviu de base de comparação para os dois casos, pois um desalinhamento na cinta poderia danificar severamente o equipamento. Assim, como um maior deslocamento foi encontrado na configuração combinada de perfis, esta foi a selecionada definido estes dois estágios da estrutura. As tensões não foram um fator seletivo neste processo, pois seu valor resultante da simulação correspondeu a menos de 25% da tensão limite de escoamento do aço

AISI 1008 nas duas simulações realizadas. A Figura 99 apresenta as deformações da estrutura e a Figura 100 apresenta as tensões atuantes na mesma.

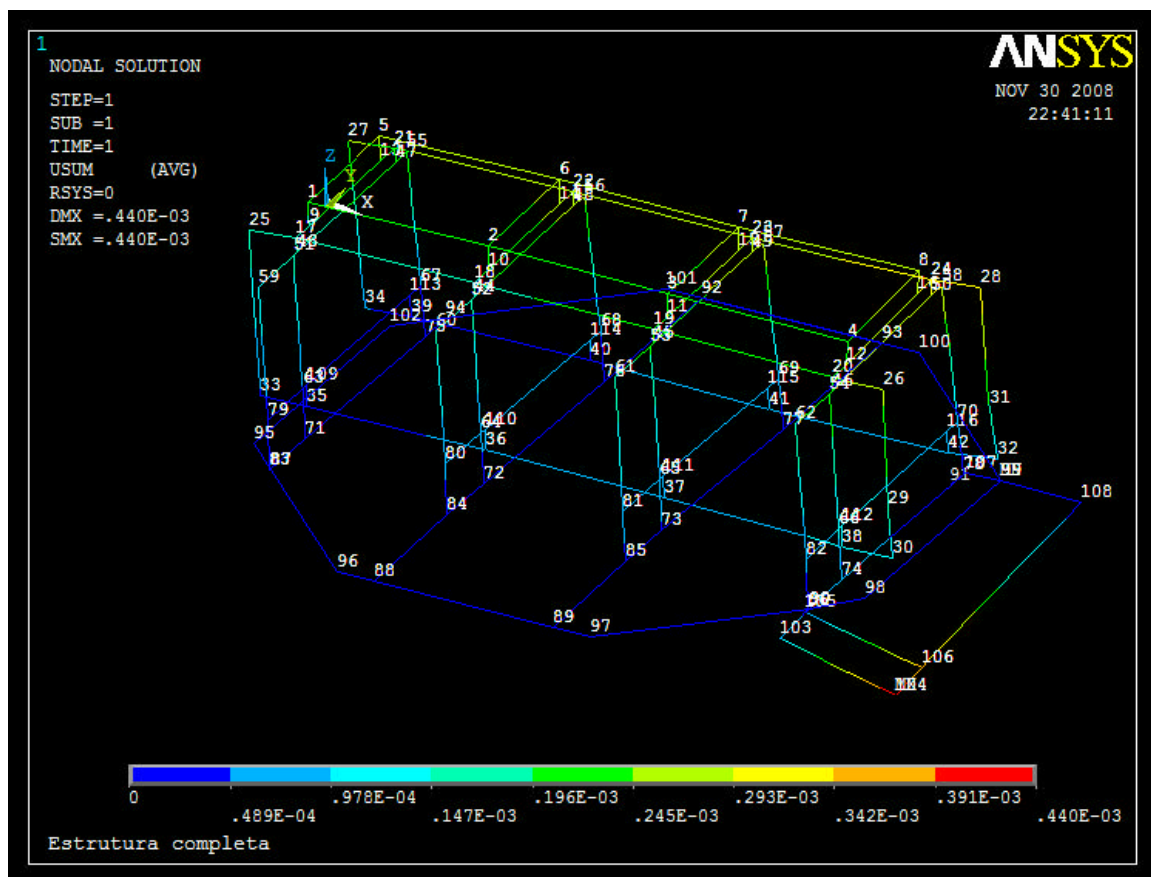


Figura 99: Deformações máximas da estrutura do caso 1

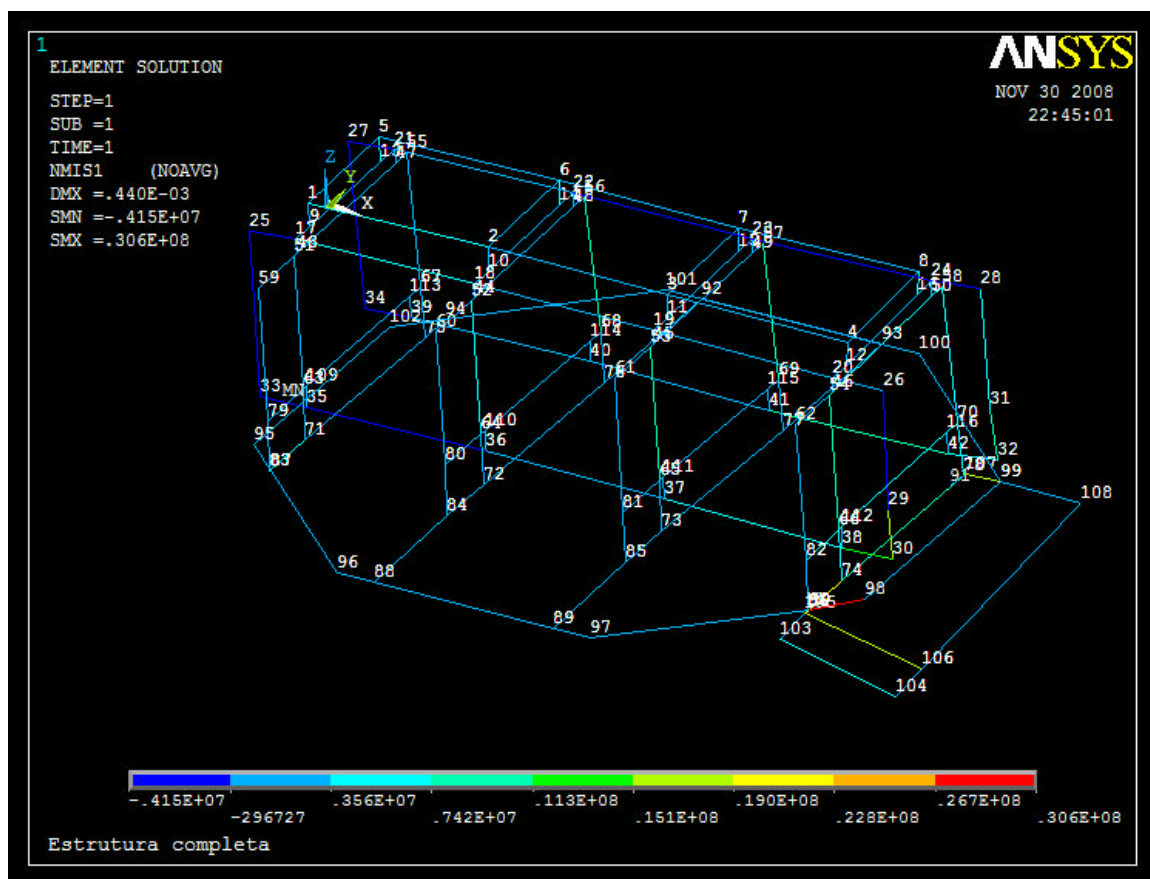


Figura 100: Tensões máximas atuantes na estrutura do caso 1

7.5.3.2.2 Caso 2

Este segundo caso buscou avaliar a funcionalidade da região de maiores solicitações do equipamento, a estrutura compreendida pelo terceiro estágio. Sua análise se iniciou com uma simplificação geométrica do caso analisado, a mesma correspondeu a uma análise de apenas uma das laterais do presente estágio, devido a sua simetria. Como condição de carregamento foi aplicada uma força concentrada no ponto médio de seu trecho longitudinal equivalente ao peso total estimado do equipamento (1000 N). Essa abordagem foi feita, pois a posição dos rodeiros no trilho suportado por esta estrutura terem posição variadas de acordo com o tipo de ensaio a ser realizado no equipamento.

Assim foi feita a definição dos nós do sistema e suas coordenadas. A listagem dos pontos com suas coordenadas cartesianas definidas em relação ao nó 1 é apresentada na Tabela 51, as mesmas estão em metros.

Tabela 51: Nós do caso 2

		x	y	z
N	1	0,0000	0,0000	0,0000
N	2	0,4373	0,0000	0,0000
N	3	0,5048	0,0000	0,0000
N	4	0,6398	0,0000	0,0000
N	5	0,7748	0,0000	0,0000
N	6	0,7795	0,0000	0,0000
N	7	0,0000	0,0000	0,1850
N	8	0,4373	0,0000	0,1850
N	9	0,5723	0,0000	0,1850
N	10	0,7073	0,0000	0,1850
N	11	0,7748	0,0000	0,1850
N	12	0,7795	0,0000	0,1850
N	13	0,7841	0,0000	0,0000
N	14	0,9191	0,0000	0,0000
N	15	1,0541	0,0000	0,0000
N	16	1,1216	0,0000	0,0000
N	17	1,5589	0,0000	0,0000
N	18	0,7841	0,0000	0,1850
N	19	0,8516	0,0000	0,1850
N	20	0,9866	0,0000	0,1850
N	21	1,1216	0,0000	0,1850
N	22	1,5589	0,0000	0,1850

Com estes dados, os mesmos nós foram conectados e as condições de contorno foram aplicadas. As mesmas corresponderam à fixação do movimento de translação dos nós 1 e 17 os quais correspondem aos pontos onde são instalados os rodízios. A carga atuante neste estágio é apresentada na Figura 101, juntamente com as condições de contorno.

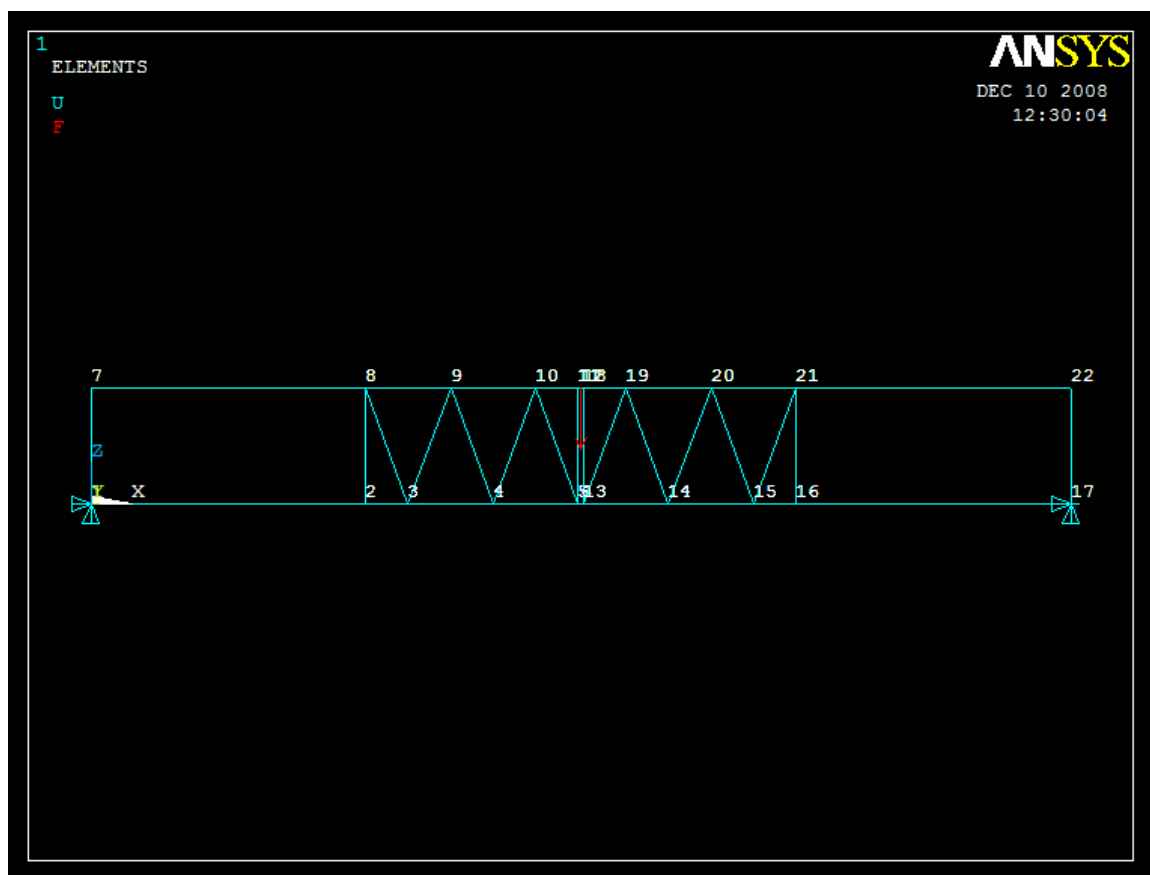


Figura 101: Condições de contorno e carga aplicada no caso 2

Neste caso, durante a análise da funcionalidade da estrutura foi feita apenas uma simulação. As vigas utilizadas nesta mesma foram as de perfis quadrados de seção 50 x 50 mm com 1 mm de espessura de parede. A simulação apresentou uma deformação máxima de 1,5 mm na próxima aos rodízios, não demonstrando assim maiores problemas para o equipamento.

As tensões não foram um fator preocupante neste processo, pois seu valor resultante da simulação correspondeu a menos de 50% da tensão limite de escoamento do aço AISI 1008. Considerando que a carga aplicada se concentra no meio da viga de maior comprimento e a mesma é quatro vezes superior a carga total suportada pela lateral do quarto estágio, pode-se dizer que o fator de segurança deste trecho é de no mínimo 8. A Figura 102 apresenta as deformações da estrutura, comparada com a situação sem carregamento e a Figura 103 apresenta as tensões atuantes na mesma.

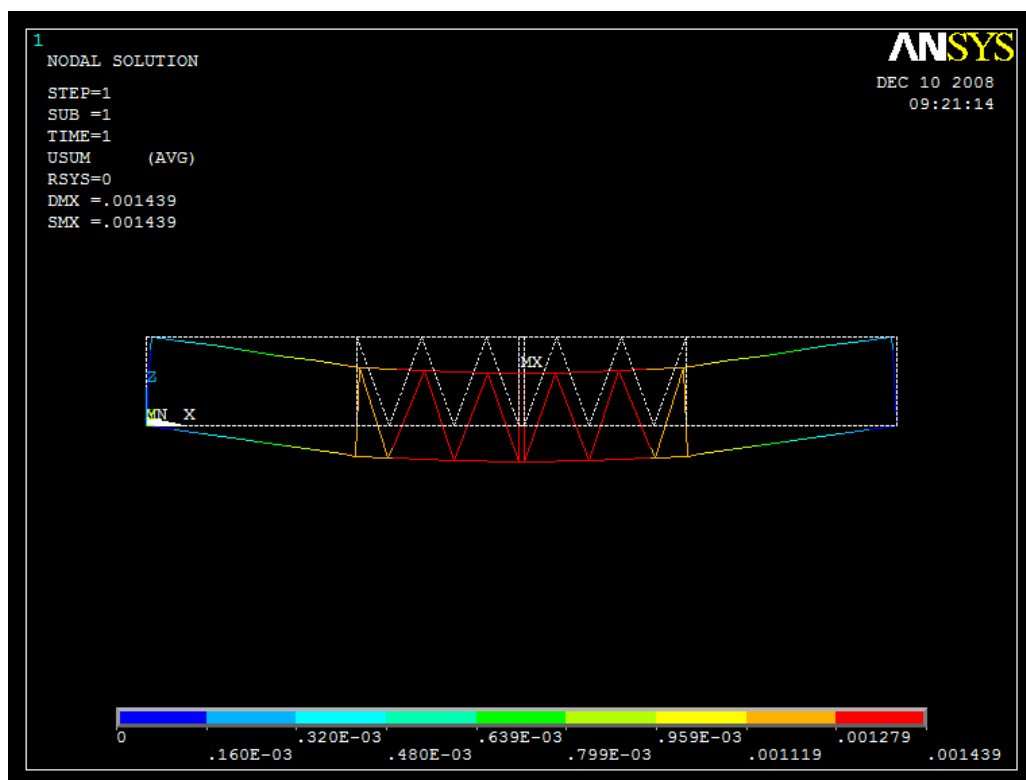


Figura 102: Deformações máximas da estrutura do caso 2

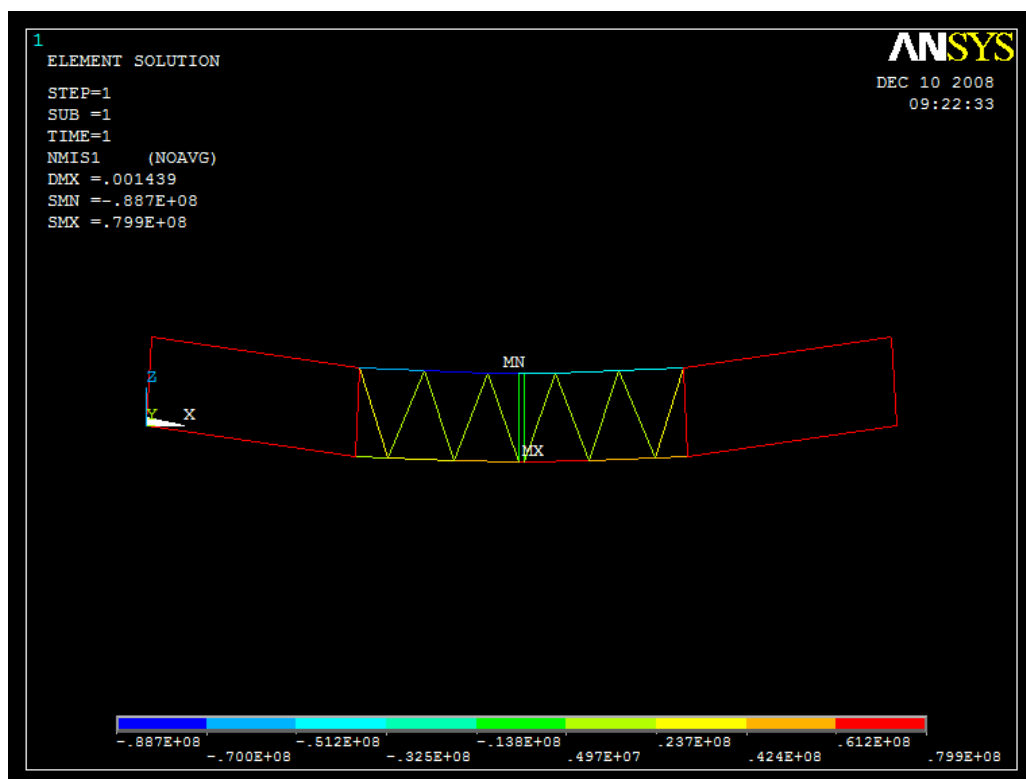


Figura 103: Tensões máximas atuantes na estrutura do caso 2

8 CONCLUSÕES

O projeto desenvolvido neste trabalho permitiu o fornecimento de informações para a fabricação de uma esteira rolante para o Túnel de Vento de Camada Limite Atmosférica do IPT. Através da abordagem dada esta fabricação poderá ser realizada a um baixo custo.

Este aparato implantado possibilitará a ampliação da gama de ensaios aerodinâmicos realizados no país, contribuindo efetivamente para esta área da engenharia visto que ele é inédito no Brasil. Uma vista geral do equipamento concluído é apresentado na Figura 104 e na Figura 105.

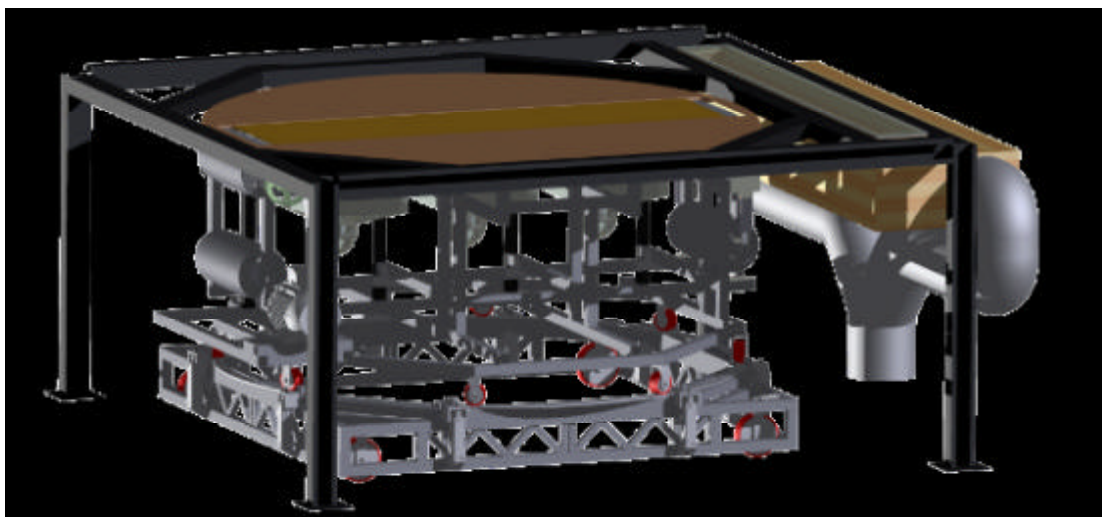


Figura 104: Equipamento concluído (lado do trem de força)

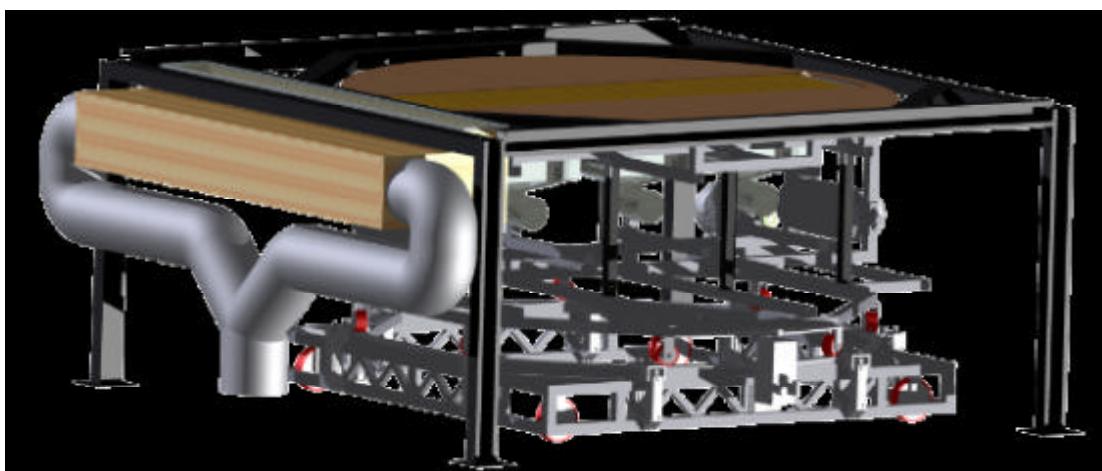


Figura 105: Equipamento concluído (lado do sistema de rotação)

O estágio de projeto atingido forneceu o dimensionamento dos principais componentes dos sistemas, no entanto, para a sua fabricação é recomendada mais uma revisão geral no projeto, pois já foram realizadas três até o presente momento. Para este mesmo fim, é necessário o projeto dos seguintes componentes:

- Fixadores da estrutura;
- Fixadores do trocador de calor;
- Vedações da esteira com a sua mesa giratória;
- Aletas e isolamento do trocador de calor;
- Revestimento de borracha dos cilindros dos rotores;
- Itens de posicionamento do equipamento em relação ao solo;
- Base de apoio dos rodízios do sistema de translação da estrutura.

Como continuidade de pesquisa para este projeto são sugeridos os seguintes temas:

- Controle de malha fechada do sistema de aderência da cinta;
- Controle de malha fechada do sistema de controle de camada limite;
- Estudo de materiais alternativos para a plataforma de deslizamento (até então de latão) , como revestimento de materiais de baixo coeficiente atrito em chapas de alumínio.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACOMETAL. São Paulo. Apresenta recursos. Disponível em: <
<http://www.acometal.com.br/>>. Acesso em: 16 de abril de 2008.

AEROMACK INDÚSTRIA E COMÉRCIO LTDA. Catálogo geral de ventiladores do fabricante Aeromack Indústria e Comércio Ltda. 2008. 20p.

AMERICAN CONFERENCE OF GOVERNMENTAL INDUSTRIAL HYGIENISTS. **Industrial ventilation**. 23 ed. 1998. Cincinnati. 3-1 a 3-24 pp.

AERODYNAMIC Testing of Road Vehicles – Testing Methods and Procedures. Society of Automotive Engineers: Road Vehicle Aerodynamics Forum Committee, 1993. Document Number J2084.

ANSYS 10 Documentation. Guia do usuário do programa Ansys versão 10. 2005.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR14880**: Saídas de emergência em edifícios – Escadas de segurança – Controle da fumaça por pressurização. ABNT/CB-24 - Comitê brasileiro de segurança contra incêndio. São Paulo, 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR16401-3**: Instalações de ar-condicionado - sistemas centrais e unitários - parte 3: qualidade do ar interior. ABNT/CB-55 - Refrigeração, ar-condicionado, ventilação e aquecimento. São Paulo, 2008.

ASTEN & CIA. LTDA. **Eletromecânicos**. Catálogo de equipamentos eletromecânicos do fabricante Asten & Cia. Ltda. 2008. pp.243.

BAKER, C. J.; BROCKIE, N. J. **Wind tunnel tests to obtain train aerodynamic drag coefficients: Reynolds number and ground simulation effects**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, volume 38. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1991. pp. 23-28.

BEER, G.; WATSON, J.O. **Introduction to Finite and Boundary Element Methods for Engineers**. Inglaterra: John Wiley & Sons Ltd, 1992, 509p.

BEER, F. P.; JOHNSTON, E. R.; EISENBERG, E. R. **Mecânica vetorial para engenheiros - Estática**. 7. ed. Rio de Janeiro: Mc Graw Hill, 2006. 624p.

BERRY, Richard. **Advanced Wind Tunnel**. CNC Machinig Magazine, volume 11; número 37. Haas Automation Inc. Oxnard, CA. 2007.

BORSATTI, Eugênio José. **Projeto e construção de uma esteira rolante e sistema controle da camada limite para câmara de ensaios de túnel de vento**, 2002.

BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. 25 ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda; 2005. 962p.

BURGIN,K.; ADEY, P.C.; BEATHAM,J.P. **Wind Tunnel tests on road vehicles models using a moving belt simulation of ground effect**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, volume 22. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1986. pp. 227-236.

CARRIL JÚNIOR, C. F.. **Projeto, construção e calibração de um túnel de vento**. Dissertação de mestrado apresentada à Escola Politécnica da USP. São Paulo, 1995. p. 100.

COGOTTI, A. **Ground effect simulation for full scale cars in Pininfarina wind tunnel**, SAE paper No. 950996, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1995.

DIUZET, Michel. **The moving-belt of the I.A.T. long teste section wind tunnel**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, volume 22. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1986. pp. 237-244.

ELOFSSON, P.; BANNISTER, M. **Drag reduction Mechanisms Due to Moving Ground and Wheel Rotation in Passenger Cars**, SAE paper No. 2002-01-0531, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 2002.

ERICKSON, W.D. **Belt Selection and application for engineers**. Marcel Dekker Inc., New York, 1987.

FAGO,B.; LINDER,H.; MAHRENHOLTZ, O. **The effect of ground simulation on the flow around vehicles in wind tunnel testing**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, volume 38. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1991. pp. 47-57.

FESTO AUTOMAÇÃO LTDA. **Servo motors EMMS-AS**. Catálogo de servo-motores do fabricante Festo Automação Ltda. 2008. 15p.

FLUENT 6.3, User's Guide. Guia do usuário do programa computacional Fluent 6.3.26, 2006.

FORTUNA, A. O. **Técnicas Computacionais para a Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações**. São Paulo: EDUSP; 2000; 426p.

FRANÇA, L. N. F.; MATSUMURA, A. Z. **Mecânica Geral**, São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda. ; 2004; 235 p.

GARRY, K.P. **Some effects of ground clearance and ground plane boundary layer thickness on the mean base pressure of a bluff vehicle type body**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, volume 62. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1996. pp. 1-10.

GATES COMPANY INC. **Industrial power transmission systems: Products and lists prices**. Catálogo geral de transmissões por correias da Gates Company .Inc. 2008.

GERE, James M.; **Mecânica dos materiais**, São Paulo: Pioneira Thomson Learning; 2003; 698p.

GOODYEAR INC. **Catálogo correias pylon**. Catálogo de correias transportadoras do fabricante Goodyear Inc. 2005. pp. 2.

GOODYEAR INC. **Correias transportadoras e elevadoras EP**. Catálogo de correias transportadoras do fabricante Goodyear Inc. 2005. pp. 17.

HEGEL, I., BEARMAN, P. W. **Effect of Ground Motion and Wind Turbulence on the Aerodynamic Force Coefficients of a Basic Bluff Body**. Royal Aeronautical Society, 1995.

HERNANDEZ NETO, A.; TRIBESS, A.; VOLPE, E. V.; FIORELLI, F. A. S. **Máquinas térmicas: Experiências de laboratório**. Apostila didática. 3 ed. Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2002.

HONDA WIND TUNNEL. Londres (Inglaterra). Apresenta recursos e atividades desenvolvidas. Disponível em: < <http://www3.imperial.ac.uk/hondawindtunnel> > Acesso em: 17 de abril de 2008.

HOWELL, R.H.; SAUER JR. H.J.; COAD, W.J. **Principles of heating ventilating and air conditioning**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1997.

HUCHO, Wolf-Heinrich. **Aerodynamics of road vehicles**. Society of automotive engineers, 1998; 918p.

IDELCIK, I.E. **Memento des pertes de charge: Coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement**. Eyrolles Editeur Paris. 1979.

IMAIZUMI, Tetsuo. **On the method of multi-suction-and-blowing griund plane in automotive wind tunnels**. JSAE of Japan. Japão. 1996. pp. 145-149.

KAMINSKI, Paulo Carlos. **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade**. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.. Rio de Janeiro, 2000.

KATZ, Joseph. **Race cars aerodynamics**. Bentley Publishers, 1995, 270p.

KWON, Hyeok-bin; PARK, Young-Whe; LEE, Dong-ho; KIM, Mon-Sang. **Wind tunnel experiments on Korean high-speedtrains using various ground simulation techniques**. Journal of wind engeneering and industrial aerodynamics, 2001; 1179-1195p.

LAJOS, T.; PRESZLER, L; FINTA, L. **Effect of Moving Ground Simulation on the Flow Past Bus Models**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, volume 22. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1986. pp. 271-277.

LAKATOS, E. M.; MARCONI, M.A. **Metodologia do trabalho científico**. Atlas. São Paulo, 1995.

LAURIA, Douglas. **Máquinas de Fluxo**. Apostila didática. Escola Politécnica da USP, São Paulo, 2008.

LODEWIJKS, G. **Two decades dynamics of belt conveyor systems**. Delf University of Technology, artigo técnico. Holanda, 2008.

MARIANI, A. L. C. **Estudo experimental de escoamentos turbulentos em passagens curtas com sensores múltiplos multidirecionais**. 2000. Tese (Doutorado). Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2000.

MARKS, Lionael S. **‘Mechanical engineers’ Handbook**. 5ed. 1952, New York. 854 - 1077 pp.

MODEL SCALE AERODYNAMIC WIND TUNNEL. Warwickshire (Inglaterra). Apresenta recursos e atividades desenvolvidas. Disponível em: <http://www.mira.co.uk/Facilities/Model_Scale_Aerodynamic_Wind_Tunnel.htm>. Acesso em: 16 de abril de 2008.

MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda; 2004; 572 p.

NUSSENZVEIG, M. **Curso de física básica: 1 Mecânica**, São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda; 2002; 328 p.

ONLINE MATERIALS INFORMATION RESOURCE – MATWEB. Base de Dados de Propriedades Mecânicas de Materiais. 2008. Disponível em: <www.matweb.com>. Acesso em: 18 de maio de 2008.

PEREIRA, M. T. **Túnel de vento de camada limite atmosférica – Relatório Final**, Projeto FAPESP número 98/15402 – 5. São Paulo, 2002.

PININFARINA AERODYNAMIC AND AEROACOUSTIC RESEARCH CENTER. Torino (Itália). Apresenta recursos e atividades desenvolvidas. Disponível em: <http://arc.pininfarina.com/english/impianti_gess.html>. Acesso em: 16 de abril de 2008.

REDDY, J. N. **An introduction to the finite element method**. 2 ed. McGraw-Hill International Editions, 1993, 684p.

RODIMAG EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS LTDA. **Catálogo**. Catálogo geral de produtos do fabricante Rodimag Equipamentos Industriais Ltda. 2008. 83p.

ROTHBART, H. A. **Mechanical Design and systems handbook**. Dean, College of Science and Engineering Fairleigh Dickinson University Teaneck, New Jersey, 1964. pp. 29.15 – 29.16.

SARDOU, M. **Reynolds effect’ and ‘moving ground effect’ tested in a quarter scale wind tunnel over a high speed moving belt**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics. Elsevier Science Publisher B.V., Amsterdam, 1986. pp. 245-270.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. Bookman, Porto Alegre, 2005. 960 p.

SIME DO BRASIL LTDA. **Freios pneumáticos a disco**. Catálogo de freios pneumáticos a disco do fabricante Sime do Brasil. 2008. pp.36.

SKF INC. **Catálogo geral skf**. Catálogo de rolamentos do fabricante SKF Inc. 2003.

TERMOMECAÂNICA SÃO PAULO S.A. **Tubos de cobre ranhurados**. Catálogo de tubos de cobre ranhurados do fabricante Termomecânica São Paulo S.A. 2008. pp. 4.

UNIVERSIA BRASIL – UFMG TERÁ O SEGUNDO MAIOR TÚNEL DE VENTO DO PAÍS. São Paulo. Apresenta projeto em desenvolvimento. Disponível em: <http://www.universia.com.br/noticia/materia_dentrodocampus.jsp?not=42027> . Acessado em: 21 de agosto de 2008.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **A introduction to computational fluid dynamics**. 2 ed. London: Person Education Limited; 2007; 257 p.

WIEDEMANN, J. **The influence of ground simulation and Wheel rotation on aerodynamic drag optimization-potential for reducing fuel consumption**, SAE paper No. 960672, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., 1996.

WIND TUNNELS. Cranfield (Inglaterra). Apresenta recursos e atividades desenvolvidas. Disponível em: <<http://www.cranfield.ac.uk/soe/facilities/page5281.jsp>>. Acesso em: 17 de abril de 2008.

WIND TUNNEL - WIKIPEDIA THE FREE ENCYCLOPEDIA. Apresenta definições sobre o tema. Disponível em: <http://en.wikipedia.org/wiki/Wind_tunnel>. Acesso em: 21 de abril de 2008.

