



Dimensionamento de um Túnel de Vento Subsônico Aplicado na Indústria Automotiva

Natan de Castro Ferraz Guimarães
natancfg@gmail.com
AEDB

Mikael William Salvador
mws_dx@hotmail.com
AEDB

Walter Alexandre Ribeiro Saldanha
walteralexsaldanha@gmail.com
AEDB

Farney Coutinho Moreira
farney.coutinho@aedb.br
AEDB

Resumo: Os túneis de vento são amplamente utilizados na indústria Aeroespacial, Naval, Automotiva e de construção civil. Consiste de um equipamento que contém uma câmara onde o modelo a ser estudado é alocado. Um escoamento de ar é então gerado por um sistema propulsor, fazendo com que a corrente atinja o modelo na câmara e os efeitos causados transfiram informações que são captadas e interpretadas pelo sistema de aquisição de dados. Os dados obtidos são utilizados para avaliação de requisitos estruturais, determinação de resistência, otimização de forma e várias outras análises. Porém para que estes dados sejam úteis, critérios fundamentais para o escoamento precisam ser respeitados com rigor. Este artigo apresentará o processo de desenvolvimento de um túnel de vento subsônico de circuito aberto e câmara de testes fechada, projetado especificamente para ensaios em modelos automotivos em escala reduzida. Serão apresentados os principais parâmetros geométricos de construção, as grandezas físicas envolvidas, os métodos de quantificação da energia e perda de carga total no circuito e a sua faixa de operação.

Palavras Chave: Túnel de Vento - Indústria Automotiva - Aerodinâmica - Modelo - Protótipo



1 INTRODUÇÃO

O estudo da aerodinâmica é algo de relativa complexidade na engenharia e apesar de todo o avanço dos métodos computacionais ainda é preciso testes experimentais para se obter informações conclusivas. No entanto muitas vezes a realização de testes experimentais é impossível ou inviável devido às dimensões ou as condições físicas envolvidas. A solução para este caso é reproduzir as condições do fenômeno real em laboratório por meio de simulações em escala. Para isso são necessários equipamentos projetados cuidadosamente para atender à série de parâmetros que relacionam o fenômeno real ao ensaio, e garantir que todas as condições sejam reproduzidas satisfatoriamente, gerando dados confiáveis (HUCHO, 1987).

Com base neste pensamento, este trabalho propõe o dimensionamento de um túnel de vento subsônico voltado para o estudo de aerodinâmica automotiva. Temos por objetivo projetar um equipamento funcional, onde as dimensões e parâmetros de funcionamento nos condicione à executar simulações que reproduzam os efeitos de fenômenos reais e os dados obtidos possam ser úteis em estudos, testes e pesquisas.

1.1 SITUAÇÃO PROBLEMA

Rendimento do automóvel, altos custos de construção de um protótipo em escala real, resistência da estrutura, aerodinâmica, são alguns dos problemas que a indústria automotiva pode enfrentar sem a implementação de testes em túneis de vento.

1.2 JUSTIFICATIVA

Reduzir o custo de testes aerodinâmicos feitos nos automóveis, detalhar os resultados em testes no modelo, melhorando seu rendimento, gastando menos tempo e recurso.

1.3 OBJETIVO

Projetar e dimensionar um túnel de vento que atenda as especificações dos ensaios aerodinâmicos veiculares, possibilitando uma análise mais eficiente dos problemas citados.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta seção serão apresentados uma fundamentação teórica e os cálculos de dimensionamento e perda de carga para cada componente do túnel, tendo como base de estudos alguns artigos e livros pertinentes ao assunto.

2.1 DEFINIÇÃO DE MODELO E PROTÓTIPO

É necessário inicialmente definirmos como ponto de partida um objeto de estudo e as condições físicas reais a serem reproduzidas no equipamento. De acordo com nosso objetivo, o objeto definido é um modelo de automóvel de porte médio da montadora Jaguar Land Rover, modelo Evoque SE. Uma vez definido o objeto de estudo chamamos o elemento em escala real de *protótipo*, e a partir das informações sobre sua geometria obtidos na sua ficha técnica conforme a figura abaixo, podemos definir as dimensões do elemento em escala reduzida, denominado *modelo*.



| COMPRIMENTOS DO VEÍCULO | |
|----------------------------------|-------|
| Comprimento total | 4.370 |
| Distância entre os eixos | 2.660 |
| ALTURA E LARGURA DO VEÍCULO | |
| Altura | 1.635 |
| Bitola dianteira | 1.621 |
| Bitola da roda traseira | 1.629 |
| Largura (retrovisores rebatidos) | 1.985 |
| Largura (com retrovisores) | 2.090 |

Figura 1: Ficha técnica do Range Rover Evoque SE.

Fonte: <<https://www.landrover.com.br/vehicles/range-rover-evoque/specifications.html>>

2.2 SEMELHANÇA DE ESCOAMENTO ENTRE MODELO E PROTÓTIPO

De acordo com Pritchard (2016), para a obtenção de dados confiáveis de um ensaio é necessário que o protótipo e o modelo estejam em uma condição de semelhança dinâmica, isto é, que os dados do protótipo e do modelo sejam coerentemente correlacionados. Dessa forma, existem alguns requisitos importantes que devemos levar em consideração.

A *semelhança geométrica* determina que modelo e protótipo tenham a mesma forma e que todas as dimensões do modelo sejam relacionadas com as dimensões do protótipo, e que dois escoamentos são *cinematicamente semelhantes* quando as velocidades em pontos iguais têm a mesma direção e sentido. Estas semelhanças são diferenciadas apenas por um fator de escala constante (PRITCHARD, 2016).

A semelhança cinemática é um requisito importante, mas não assegura a semelhança dinâmica. Para determinar as condições necessárias para se obter uma completa *semelhança dinâmica*, todas as forças (viscosas, de pressão, de tensão superficial, etc.) envolvidas no escoamento devem ser levadas em consideração. Assim, considerando que o escoamento no modelo e no protótipo sejam geometricamente semelhantes, eles também serão dinamicamente semelhantes se o valor do parâmetro independente, $\rho VL/\mu$, for repetido entre modelo e o protótipo (PRITCHARD, 2016).

$$Re_m = Re_p \quad (1)$$

O parâmetro mais importante a ser respeitado no escoamento é o número de Reynolds, sendo ele uma grandeza adimensional que relaciona as forças de inércia e as forças viscosas de um fluido em um escoamento. Desse modo, respeitando o número de Reynolds do escoamento real garantimos que os efeitos causados pelo escoamento no túnel sejam dinamicamente semelhantes. Podemos calculá-lo pela seguinte fórmula:

$$Re_p = \frac{\rho V_{el} L}{\mu} \quad (1.1)$$



Considerando as condições padrão do ar ao nível do mar, temos:

Densidade do ar $[\rho] = 1,225 \text{ kg/m}^3$

Temperatura = 15°C

Viscosidade dinâmica do ar $[\mu] = 1,7894 \cdot 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$

Utilizando como parâmetros de entrada uma velocidade média V_{el} de $22,22\text{m/s}$ e adotando como comprimento característico $[L]$ de $1,635\text{m}$, sendo a altura do veículo (dados da ficha técnica da figura 1), obtivemos o valor do número de Reynolds de **2.487.084,078**.

Ao reduzir a escala do veículo, precisamos nos preocupar em respeitar o número de Reynolds. Como o fluido no escoamento real é o mesmo que no escoamento do túnel, o parâmetro mandatório que precisa ser alterado, juntamente com o comprimento característico, será a velocidade. Utilizando do conceito de simetria da geometria do veículo, foi utilizado um fator de escala $\frac{L_m}{L_p} = \frac{5}{8}$. Dessa forma, podemos obter a velocidade em um ponto equivalente no modelo para que o número de Reynolds e a semelhança seja respeitada. Utilizando a equação (1) é possível encontrar a velocidade necessária.

$$\frac{\rho V_m L_m}{\mu} = \frac{\rho V_p L_p}{\mu} \quad V_m = V_p \cdot \frac{L_p}{L_m} \quad V_m = 22,22 \cdot \frac{8}{5} = 35,55\text{m/s}$$

Assim, foi encontrado uma velocidade de **35,55 m/s** respeitando as condições que foram estabelecidas anteriormente.

2.3 GEOMETRIA DOS ELEMENTOS DO TÚNEL

Para cada modelo de túnel de vento são adotadas regras que definem características geométricas de acordo com sua finalidade (BARLOW, 1999). No entanto, genericamente podemos dividir as partes que compõem o túnel em 5 partes principais: O bocal de contração, a seção de testes, o difusor (ou difusores), a câmara de estabilização e o sistema de propulsão.

Segundo Barlow (1999), cada uma dessas partes tem critérios de construção específicos, no entanto o elemento mais particular é a câmara de testes que deve ter o formato adequado, material adequado, boa visibilidade e espaço suficiente para uma boa alocação do modelo, de forma que não haja interferência no escoamento. A seguir serão mostradas as principais recomendações de projeto para cada um dos componentes do túnel.

2.3.1 SEÇÃO DE TESTES

No escoamento através de modelos de automóveis quase sempre há uma região considerável de separação de fluxo. A seção de testes do túnel deve ser suficiente longa para que este fluxo se encontre antes do fim da seção e o início do difusor. Caso contrário, a pressão nessa região separada ocasionará uma forte influência sobre o arrasto. É recomendável que, por esse motivo, a seção de testes tenha em torno de três vezes o comprimento do modelo utilizado. As paredes também podem gerar efeitos indesejáveis devido à interferência no escoamento sobre o contorno do modelo. Então é preciso manter uma distância adequada entre o modelo e as paredes (BARLOW, 1999).

2.3.2 BOCAL DE CONTRAÇÃO

O bocal de contração é o componente que se localiza antes da entrada da seção de testes. A finalidade deste componente é aumentar a velocidade média do escoamento de ar que passará pelo túnel em um determinado fator de escala (BARLOW, 1999).

Segundo Groff (2000), um parâmetro importante ao dimensionar o bocal de contração é com relação ao seu formato, para que ocorra uma contração com um mínimo de perdas em



função de choques nas paredes. Os valores h_1 e h_2 são as alturas das extremidades de entrada e saída em relação ao ponto médio do bocal. O comprimento L pode ser determinado, tendo uma dimensão de 2 até 25 vezes o valor de h_2 , assim a camada limite não sofrerá alterações que afetem o sistema, diminuindo consideravelmente a perda de carga (GROFF, 2000). Portanto o ponto de inflexão X_m assumirá o valor 0,5, metade do comprimento L .

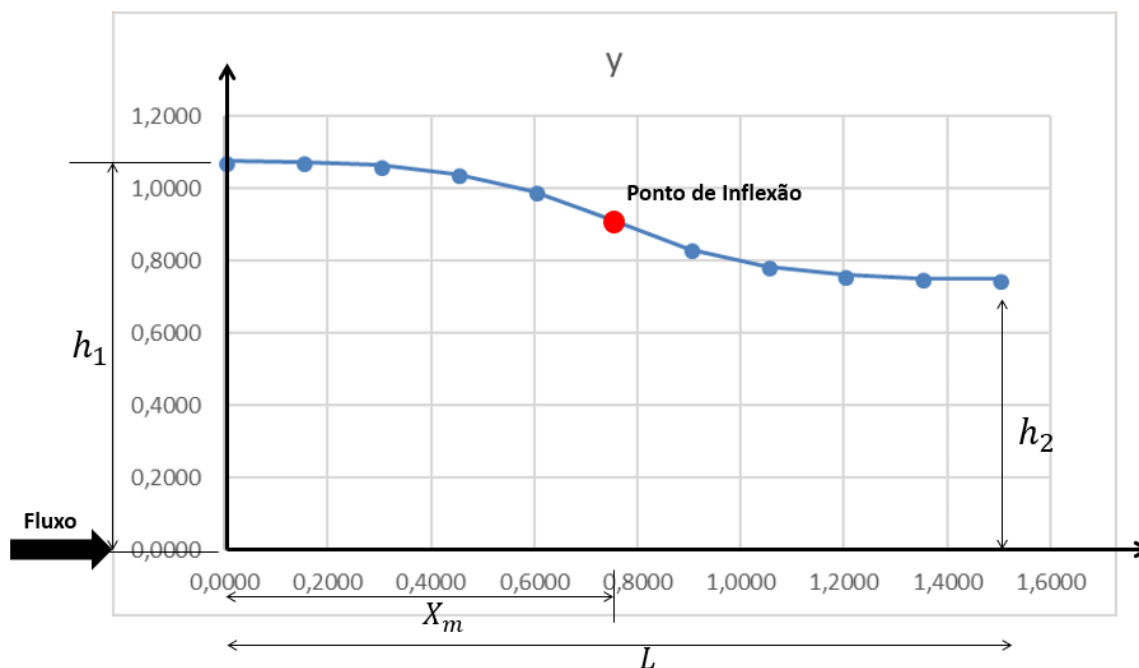


Figura 2: Curva do Bocal de contração

Fonte: Autores

Utilizamos as equações a seguir para determinar o valor de y , que é a altura em relação ao ponto médio do bocal. Para x maior que X_m aplicamos a equação (2) e para x menor que X_m aplicamos a equação (3). Desta forma obtemos o perfil do bocal de contração.

$$y = (h_1 - h_2) \left[1 - \frac{1}{X_m^2} \left(\frac{x}{L_n} \right)^3 \right] + h_2 \quad (2)$$

$$y = \frac{(h_1 - h_2)}{(1 - X_m^2)} \left(\frac{x}{L_n} \right)^3 + h_2 \quad (3)$$

2.3.3 DIFUSORES

Os difusores têm a finalidade de desacelerar o fluxo que sai pela seção de teste para que a pressão estática seja recuperada com a menor perda de energia possível. Geralmente, é desejável reduzir a velocidade na menor distância possível sem incorrer na separação do fluxo. Os parâmetros principais para um difusor são o ângulo de expansão cônica equivalente e a relação da área (BARLOW, 1999).

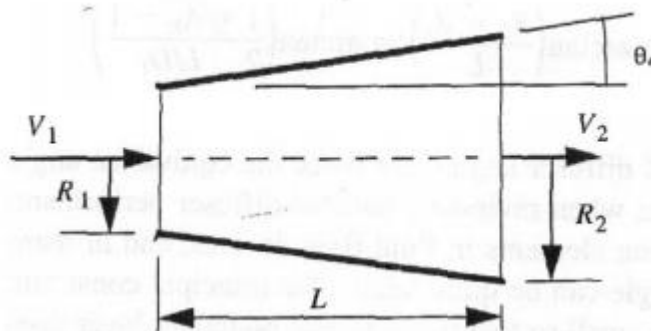


Figura 3: Parâmetros do Difusor.

Fonte: Barlow, (1999)

Segundo Barlow (1999), o ângulo cônico equivalente é definido da seguinte forma. Sendo o diâmetro hidráulico de entrada $D1$ o mesmo da saída da seção de testes, assumimos que $R1$ seja a metade do diâmetro hidráulico de entrada $D1$, $R2$ metade do diâmetro hidráulico de saída $D2$ e A_r seja a razão $A2 / A1$. O ângulo de expansão cônica equivalente é dado por:

$$\theta_r = \tan^{-1} \left(\frac{R_2 - R_1}{L} \right) \therefore L = \frac{R_2 - R_1}{\tan \theta_r} \quad (4)$$

De acordo com Barlow (1999), a restrição principal no ângulo é que ele seja suficientemente pequeno para que a camada limite turbulenta não se separe. A prática atual exige um ângulo de cone equivalente de 3° a 7° , sendo possível encontrar uma eficiência de 90% (GROFF, 2000).

Para obter maiores proporções de contração, é utilizado um difusor de ângulo aberto entre as duas metades do difusor. Estes são tipicamente difusores com uma relação de área na faixa de 2-4 e um ângulo de abertura de $\cong 22,5^\circ$ (BARLOW, 1999). No entanto, segundo Pereira (2011), para determinar um comprimento e uma geometria favorável para a construção, o diâmetro de saída do último difusor precisa ter dimensão semelhante ao diâmetro de entrada do bocal de contração.

2.3.4 ELEMENTOS DE ESTABILIZAÇÃO

Os elementos de estabilização têm a função de corrigir a turbulência antes da entrada do ar no bocal de contração. São utilizados para esse fim, geralmente colmeias e telas (ou grades). Chamamos de câmara de estabilização a combinação destes elementos em uma determinada seção do túnel (PEREIRA, 2011).

Colmeias: As colmeias são células simétricas que corrigem o fluxo na entrada do ar, tornando os filamentos paralelos quando o escoamento as atravessa, deixando o escoamento laminar. Existem vários modelos, tendo cada uma delas um fator de perda correspondente a sua geometria (BARLOW, 1999).



| Tipo de Colmeia | Fator de perda de carga |
|-----------------|-------------------------|
| a | 0,30 |
| b | 0,22 |
| c | 0,20 |

Figura 4: Modelos de Colmeia.

Fonte: Barlow, (1999).

Os principais parâmetros geométricos da colmeia são: seu comprimento $[L_h]$, O diâmetro hidráulico da célula $[D_h]$, e a sua porosidade $[\beta]$. De acordo com Pereira (2011), a porosidade de uma colmeia é definida como sendo a razão entre a área real da seção transversal do fluxo e a área total da seção transversal:

$$\beta_h = \frac{A_{fluxo}}{A_{total}} \quad (5)$$

É recomendável que o valor da porosidade seja $\geq 0,8$. Outra relação importante é a razão entre o diâmetro hidráulico da célula e o comprimento das paredes, sendo recomendado que esta relação se mantenha com o valor entre 6 e 8 (PEREIRA, 2011).

$$6 \leq \frac{L_h}{D_h} \leq 8 \quad (6)$$

Essas configurações geralmente matem um coeficiente de perda de carga próximo a 0,5, o que é considerado aceitável e não atrapalha na viabilidade da construção do túnel.

Telas: Para melhorar a qualidade do escoamento, tal como a colmeia, também podem ser utilizadas telas de estabilização. Porém a colmeia não proporciona uma velocidade padronizada. Desta forma o uso da tela faz com que o filamento de ar mais rápido se expanda, diminuindo a velocidade, enquanto o filamento de ar mais lento se contrai, aumentando-a. Assim a tela padroniza a velocidade do escoamento, mas causa uma perda de carga considerável (BARLOW, 1999).

Em razão da conservação de energia as telas são comumente instaladas em uma seção onde a corrente se manifesta em menor velocidade (PEREIRA,2011). Assim como a colmeia, existe uma recomendação empírica para o valor de algumas relações entre os elementos da tela, são eles:

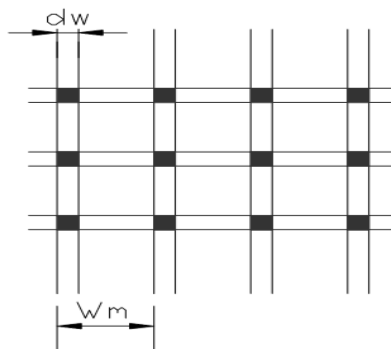


Figura 5: Tela de Estabilização.

Fonte: Pereira (2011).



A densidade da malha inversa representa as divisões de malha da tela W_m como mostrado na figura acima e na equação (7):

$$W_m = \frac{1}{\rho_m} \quad (7)$$

Segundo Pereira (2011), podemos calcular a porosidade considerando a densidade da malha da tela, conforme mostrado na equação (8).

$$\beta_s = (1 - d_w \cdot \rho_m) \quad (8)$$

Onde ρ_m é a densidade da malha, d_w é o diâmetro do arame. De acordo com Pereira (2011), a porosidade da tela deve ficar entre os valores abaixo, assim garantindo uma diminuição da turbulência.

$$0,58 \leq \beta_s \leq 0,8$$

2.4 SISTEMA DE PROPULSÃO

O sistema de propulsão é elemento responsável por gerar o fluxo de ar. Ele deve ser dimensionado com a potência necessária para vencer a perda de carga causada pelos outros componentes e manter as condições de escoamento desejadas na seção de testes.

Segundo Pereira (2011), é recomendado que a razão entre a área da seção transversal do ventilador A_f e a da seção de testes A_s assuma um valor entre 2 e 3:

$$2 < \frac{A_f}{A_s} > 3$$

É importante identificarmos qual a máquina de fluxo adequada para a vazão mássica no sistema do túnel. De acordo com Henn (2012), podemos utilizar a figura abaixo para identificar o tipo de máquina de fluxo que atende aos parâmetros do projeto:

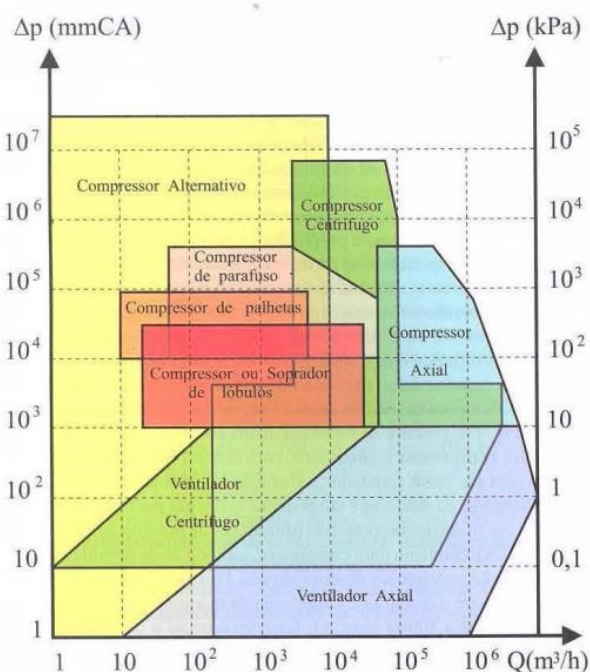


Figura 6: Campo de aplicação de ventiladores e compressores.

Fonte: Henn, (2006)



A escolha do sistema de propulsão adequado, com exceção de casos especiais em que o projeto exige características muito específicas e não há opções comerciais, é feita cruzando as características do circuito (perda de carga em função da vazão) com os dados do catálogo oferecido pelo fabricante.

O sistema de propulsão geralmente é o último elemento a ser dimensionado, pois é necessário antes obter os valores de perda de carga de cada elemento do circuito para estimar a potência necessária à máquina. De acordo com Henn (2006), utilizando as equações (9) e (10) podemos estimar a potência no eixo P_e em Watt a partir da vazão Q em m^3/s e a energia requerida por unidade de massa H em J/Kg.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho} \quad (9)$$

$$P_e = \rho Q H \quad (10)$$

2.5 PERDAS DE CARGA

Em cada um dos elementos, exceto para a hélice ou ventilador, é comum dizer que ocorre uma perda de energia. Na verdade, há uma transformação de energia de forma mecânica para calor que resulta na elevação da temperatura do fluido e dos sólidos com os quais está em contato. A transformação de energia ocorre devido à ação viscosa entre o fluido e os limites sólidos. Nós nos referiremos a essa transformação de energia mecânica como “perda”. A perda de carga em um determinado componente do túnel é dada como a redução de pressão causada no fluxo após o escoamento atravessar esse componente (BARLOW, 1999).

Segundo Pereira (2011), a perda relacionada ao decréscimo de pressão em um componente i pode ser obtida pela seguinte expressão:

$$\Delta P_i = 0,5\rho_i C_i^2 K_i \quad (11)$$

Onde C_i é a velocidade média na seção de entrada do componente i e K_i é o fator de perda de carga do componente i .

No entanto, devido à geometria particular de cada componente, o fator de perda K_i é calculado com expressões distintas para cada um deles. De maneira análoga, termos genéricos como o diâmetro hidráulico D_H , número de Reynolds R_e , fator de atrito f , assumem valores particulares para cada um dos componentes. De acordo com Barlow (1999), variáveis de entrada, como velocidade e pressão dinâmica, também variam de um componente para o outro, sendo a velocidade de saída do componente anterior adotada como a velocidade de entrada do componente em questão, de acordo com a montagem. Diferentemente, nos elementos de estabilização, o termo velocidade de saída não se aplica, sendo a velocidade de entrada do componente posterior a estes a mesma que a de saída do componente anterior.

Apesar de cada elemento de estabilização ter sua própria quantificação de perda de carga, precisamos considerar também a perda de carga do comprimento que contempla a câmara de estabilização, tratando-a como uma seção de área constante, semelhante à câmara de testes. Na tabela 1 estão listadas as principais equações utilizadas neste trabalho para o cálculo de coeficiente de perda para cada um dos componentes. É importante ressaltar que estas não são equações definitivas. Por se tratar em sua grande maioria de dados empíricos, existem várias formulações na literatura, além de vários termos com valor tabelado empiricamente.


Tabela 1: Tabela de fórmulas para cálculo de coeficiente de perda

| COMPONENTE | EXPRESSIONES PARA CALCULAR O FATOR DE PERDA "K" | |
|-------------------------|--|--|
| Seção de testes | $K_{Tst} = f \frac{L_{Tst}}{Dh_{Tst}}$ | $f = [2 \log_{10}(Re \sqrt{f_{Rel}}) - 0,8]^2$ |
| Bocal de contração | $K_{nt} = 0,32 f_{av} \frac{L_n}{D_S}$ | $f = [2 \log_{10}(Re \sqrt{f_{Rel}}) - 0,8]^2$ |
| Colméia | $\lambda_h = \begin{cases} 0,375 \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,4} R_{rd}^{0,1} & \text{for } R_{rd} \leq 275 \\ 0,214 \left(\frac{\Delta}{D_h}\right)^{0,4} & \text{for } R_{rd} > 275 \end{cases}$ | $K_b = \lambda_h \left(\frac{L_b}{D_h} + 3\right) \left(\frac{1}{\beta_h}\right)^2 + \left(\frac{1}{\beta_h} - 1\right)^2$ |
| Tela | $K_{Rn} = \left[0,785 \left(1 - \frac{Re}{354}\right) + 1,01\right]$ | $K_m = K_{mesh} K_{Rn} \sigma_s + \frac{\sigma_s^2}{\beta_s^2}$ $K_{Mesh} = 1,3$ |
| Camara de Estabilização | $K_{camara} = f \frac{L_{camara}}{Dh_{camara}}$ | $f = [2 \log_{10}(Re \sqrt{f_{Rel}}) - 0,8]^2$ |
| Difusores | $K_f = \left(1 - \frac{1}{A_{rel Dif^2}}\right) \frac{f}{8 \text{ sen} \theta}$ $K_{exp} = ke \theta r \left(\frac{A_{rel Dif} - 1}{A_{rel Dif}}\right)^2$ | $K_{dif} = K_f + K_{exp}$ $f = [2 \log_{10}(Re \sqrt{f_{Rel}}) - 0,8]^2$ $ke = 0,00002337 \theta^6$ |

Fonte: Autores

3 CÁLCULO DAS PERDAS DE CARGA

Como em qualquer projeto de engenharia, o dimensionamento foi feito de forma iterativa, sendo necessário fazer reajustes e recalculas os resultados a cada pequena modificação. Para otimizar este trabalho, desenvolvemos uma automatização através de programação no software Excel. Os resultados são calculados de acordo com as equações apresentadas na tabela 1, e em cada aba do programa foi inserido as equações específicas de cada componente do túnel. Então, ao inserir os dados de entrada de cada componente serão gerados os resultados específicos de cada um.

DADOS INICIAIS DE PROJETO DO TÚNEL DE VENTO

| | VALORES | UNIDADES |
|---------------------------------------|------------|-------------------|
| Rugosidade do alumínio | 0,00005 | m |
| Velocidade na seção de testes | 35,55 | m/s |
| Área da seção de testes | 2,25 | m ² |
| Massa específica do ar: | 1,225 | kg/m ³ |
| Viscosidade dinâmica do ar: | 1,79E-05 | Pa.s |
| Pressão atmosférica: | 101.325,00 | Pa |
| Fator de escala do modelo | 5 | |
| Vazão: | 79,9875 | m ³ /s |
| Pressão dinâmica na seção de ensaios: | 774,08 | Pa |
| Pressão estática na seção de ensaios: | 99.141,28 | Pa |
| Número de Reynolds do modelo: | 4,87E+05 | |
| Velocidade equivalente do protótipo: | 25,04 | Km/h |

Prof. Msc. Farney Coutinho (2018)



| | | | | | | | | | |
|-----|-------------------------|----------------|------------------|---------|------|-------------------------|-----------|-----------------|---|
| ... | DADOS DE ENTRADA | SEÇÃO DE TESTE | BOCAL DE ENTRADA | COLMÉIA | TELA | CÂMARA DE ESTABILIZAÇÃO | DIFUSOR 1 | DIFUSOR WID ... | + |
|-----|-------------------------|----------------|------------------|---------|------|-------------------------|-----------|-----------------|---|

Figura 7: Planilha de cálculos de Perdas de carga

Fonte: Autores

A fim de verificar a coerência dos resultados gerados pela planilha, foram utilizados dados de túneis já dimensionados em outros estudos. Foi inserido na planilha as dimensões e parâmetros de entrada estabelecidos por Almeida (2016) e Coutinho (2014), para que houvesse a comparação dos valores de perda de carga obtidos, como pode ser visto na tabela 2. Dessa forma, garantimos que a programação foi feita corretamente.



Tabela 2: Comparação dos resultados para a validação do programa

| | Resultados UNIARP | Resultados Programa |
|-----------------------------|--------------------------|----------------------------|
| | $\Delta P(\text{Pa})$ | $\Delta P(\text{Pa})$ |
| Bocal de contração | 0,824 | 0,493 |
| Seção de teste | 4,804 | 3,191 |
| Difusor | 0,727 | 1,130 |
| Telas | 1652,162 | 1655,382 |
| Colmeia | 24,292 | 24,417 |
| Câmara de estabilização | 0,548 | 0,330 |
| PERDA DE CARGA TOTAL | 1683,357 | 1684,941 |

| | Resultados UFRJ | Resultados Programa |
|-----------------------------|------------------------|----------------------------|
| | $\Delta P(\text{Pa})$ | $\Delta P(\text{Pa})$ |
| Bocal de contração | 0,061 | 0,034 |
| Seção de teste | 4,905 | 4,788 |
| Difusor grande angular | 93,080 | 89,826 |
| Difusor | 5,110 | 5,426 |
| Telas | 25,052 | 16,703 |
| Colmeia | 2,410 | 3,087 |
| Câmara de estabilização | 0,063 | 0,053 |
| PERDA DE CARGA TOTAL | 130,681 | 119,917 |

Fonte: Autores

4 ANÁLISE DOS DADOS E RESULTADOS

De acordo com a proposta inicial e com base nas informações levantadas na bibliografia, apresentamos o dimensionamento e as fórmulas envolvidas para cada tipo de componente.

4.1 COMPONENTES DIMENSIONADOS

Os componentes do túnel foram desenhados no software Catia de acordo com os critérios de projeto que foram abordados no subitem 2.3.

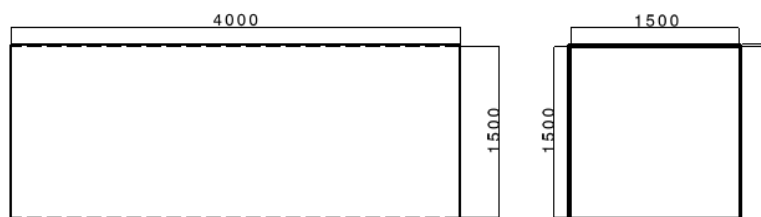


Figura 8: Seção de teste

Fonte: Autores

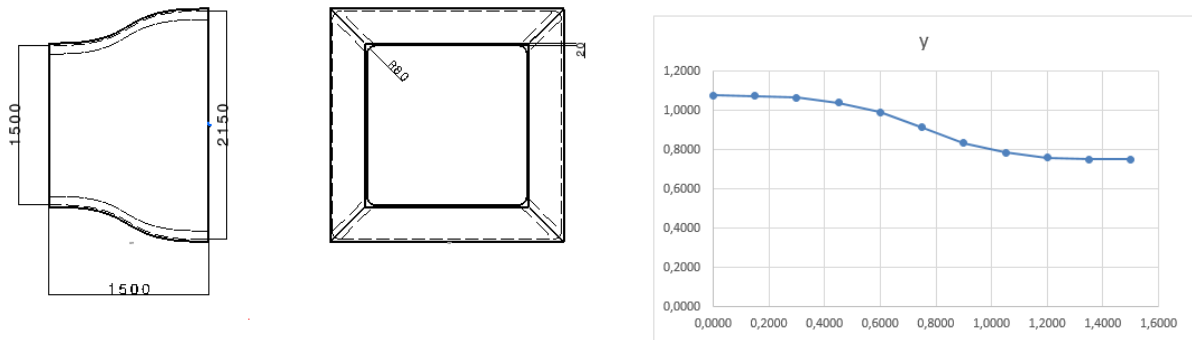


Figura 9: Bocais de Contração

Fonte: Autores

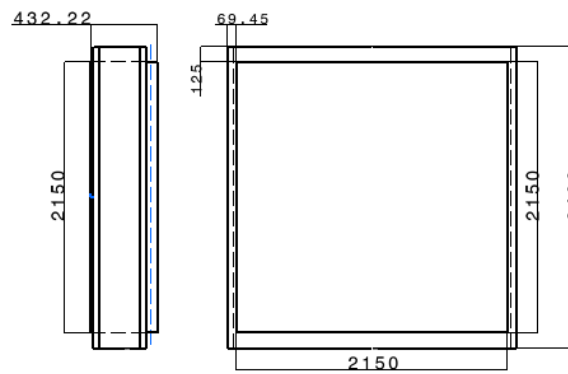


Figura 10: Câmara de Estabilização (tela e colmeia inseridos)

Fonte: Autores

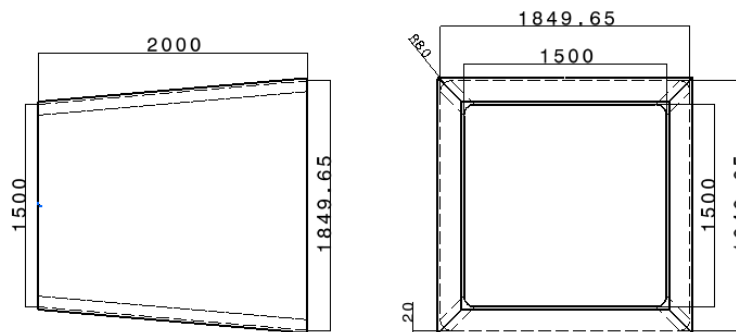


Figura 11: Difusor 1

Fonte: Autores

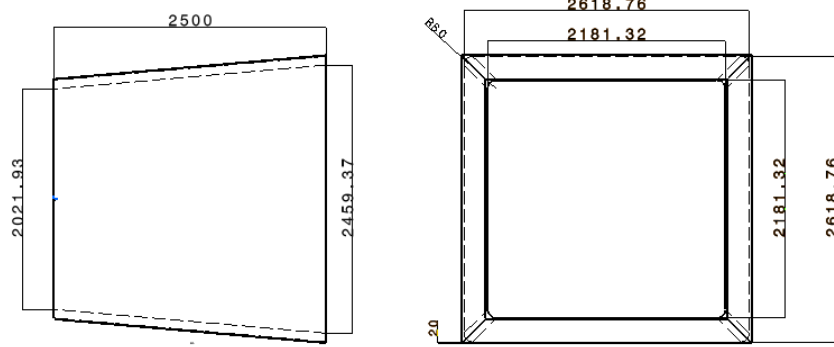


Figura 12: Difusor 2

Fonte: Autores

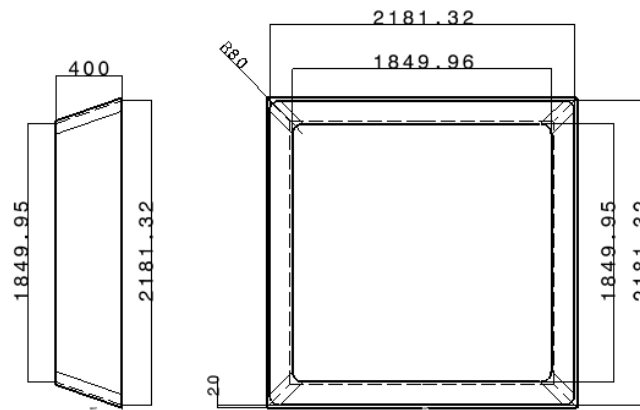


Figura 13: Difusor de Grande Ângular

Fonte: Autores

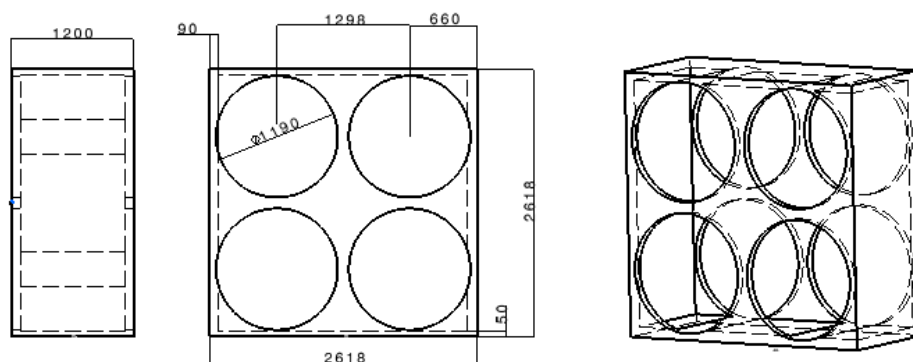


Figura 14: Câmara de Exaustores

Fonte: Autores

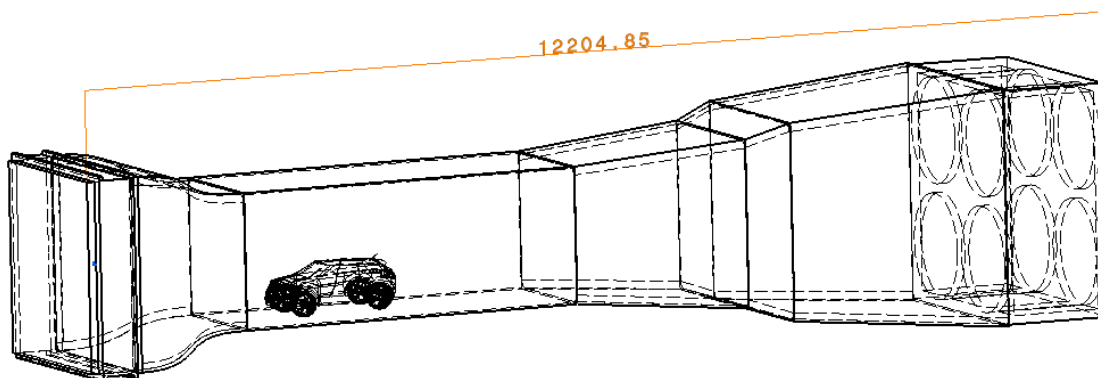


Figura 15: Perspectiva Isométrica do Túnel

Fonte: Autores

4.2 PERDA DE CARGA DOS COMPONENTES

Com a validação da planilha utilizando os trabalhos que foram citados na tabela 2, inserimos os dados do túnel e encontramos os resultados específicos de cada componente dimensionado.

Tabela 3: Perda de carga dos componentes e perda de pressão real do sistema

| | ΔP (Pa) | % |
|---|-----------------|-----------------|
| Bocal de entrada | 1,0277 | 0,07% |
| Seção de teste | 14,3236 | 0,94% |
| Difusor | 13,1973 | 0,86% |
| Telas | 1394,2863 | 91,38% |
| Colmeia | 102,6944 | 6,73% |
| Câmara de estabilização | 0,3426 | 0,02% |
| PERDA DE CARGA TOTAL | 1525,872 | Pa |
| | ΔP (Pa) | mmH2O |
| Perda componentes do túnel ΔP (total) | 1525,8718 | 155,5956 |
| Recuperação de pressão ΔP (rec) | 334,5846 | 34,1181 |
| PERDA DE PRESSÃO REAL ΔP(total) | 1860,46 | 189,7138 |

Fonte: Autores

4.3 ESCOLHA DO SISTEMA DE PROPULSÃO

De posse dos valores da perda de carga total no sistema e vazão necessária na seção de testes é possível calcular a potência de eixo P_e necessária ao elemento de propulsão. Utilizando as equações (9) e (10) temos a potência de eixo necessária ao sistema de propulsão: (1 HP é equivalente a 745,7 W).

$$P_e = \Delta P_{total} Q \qquad P_e = 148818,1954W$$

$$P_e = \frac{148818,1954}{745,7} \qquad P_e = 199,568HP$$

Foi também levantada a curva do sistema, variando a vazão em 11 pontos, conforme a figura abaixo. Dessa forma é possível comparar a curva do sistema com a curva dos exaustores e assegurar que ele atende ao ponto de trabalho do projeto (ponto amarelo da curva). Portanto para satisfazer este projeto é necessário um sistema com potência de eixo de 199,568 HP e uma pressão de 1,860 KPa para gerar uma vazão de 79,99 m³/s na câmara de testes. É comum utilizar, como sugere o desenho do túnel dimensionado, uma associação em paralelo de



elementos para se alcançar valores que individualmente não podem ser alcançados pelos exaustores convencionais.

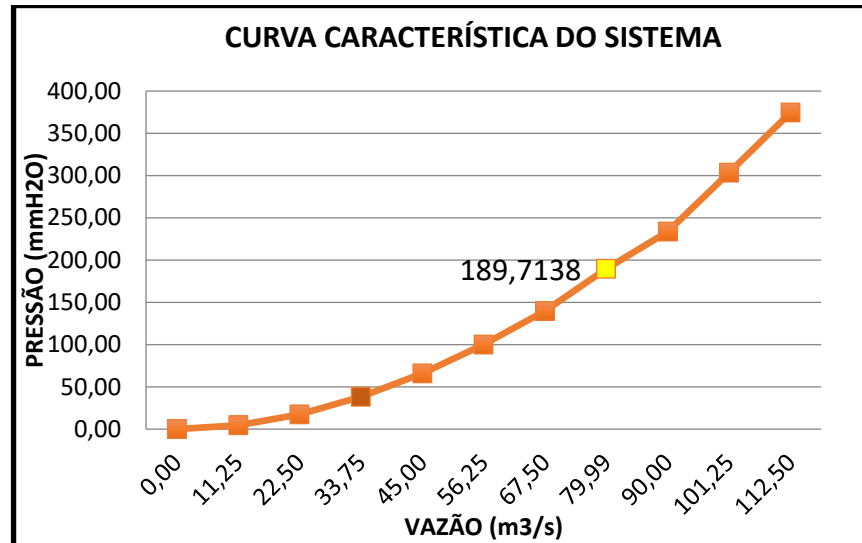


Figura 16: Curva característica do sistema

Fonte: Autores

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho apresentamos o dimensionamento de um túnel de vento subsônico de circuito aberto, visando atender às condições que permitem testes em modelos de automóveis em escala reduzida. Foram apresentados os principais aspectos construtivos e a aplicação das técnicas abordadas na literatura referenciada para se obter o perfil e as dimensões de cada elemento. Foram calculadas as perdas de carga de cada um dos componentes e levantada a curva do sistema para definição da potência necessária ao sistema de propulsão.

O sistema de propulsão não foi especificado neste trabalho, sendo apontados apenas os critérios mínimos necessários para que atenda ao funcionamento do túnel. As especificações e o desenvolvimento do sistema elétrico e de aquisição de dados são uma proposta de trabalhos futuros.

6 REFERÊNCIAS

ALMEIDA, Juliano Leite. Projeto Mecânico de um Túnel de Vento Para Ensaio Aerodinâmico em Laboratório, Universidade Alto Vale Rio do Peixe – UNIARP.

BARLOW, Jewel B.; RAE, William H.; POPE, Alan. Low Speed Wind Tunnel Testing 3rd edition, New York, John Wiley & Sons, 1999.

COUTINHO, Felipe Rodrigues. Projeto de um Túnel de Vento Subsônico do Tipo Soprador, Universidade Federal Do Rio De Janeiro, 2014. Disponível em: <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10012170.pdf>>. Acesso em: 5 jun. 2018.

FOX, Robert W.; MCDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. Introdução à mecânica dos fluidos. 8 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

GROFF, J. E. A.; ALÉ, J. V. Projeto de Túnel de Vento Subsônico de circuito aberto. Rio Grande do Sul: PUC-RS, 2000.

HENN, Henrico Antônio Lopes. Máquinas de Fluxo 3rd ed, Santa Maria, USFM, 2012.

HUCHO, Wolf Heinrich. Aerodynamics of Road Vehicles: From Fluid Mechanics to Vehicle Engineering. Butterworth-Heinemann, 1987.

PEREIRA, Justin D. Wind Tunnels: Aerodynamics, Models, And Experiment, Nova Science Publishers, Inc, 2011.