



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia

Estudo de Padrões de Rugosidade para a Redução do Arrasto

Hélder Nuno Lopes Parreiras

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Aeronáutica
(Ciclo de Estudos Integrado)

Orientador: Prof. Doutor Miguel Ângelo Rodrigues Silvestre

Covilhã, Outubro de 2014

Aos meus pais, Agostinho e Hermínia

Agradecimentos

Agradeço ao CEIIA (Centro de Excelência e Inovação para a Indústria Automóvel), nas pessoas do Eng. João Mortágua e Eng. Gonçalo Pereira por me terem proposto esta colaboração, pela orientação e pelo apoio ao longo deste projecto. Gostaria ainda de agradecer de forma muito especial ao meu orientador, Prof. Dr. Miguel Silvestre pelos preciosos ensinamentos e apoio incansável que permitiram a realização desta dissertação.

Resumo

Os padrões rugosos alinhados na direcção do escoamento que cobrem a pele de tubarões (riblets), são reconhecidos pela capacidade de redução do arrasto de fricção em regime de escoamento turbulento. No entanto, o mecanismo que explica a sua eficácia não é ainda totalmente compreendido. Esta dissertação foca-se no estudo desses padrões, tendo como principal objecto de estudo a implementação e validação de uma ferramenta numérica capaz de prever a eficácia de diferentes geometrias de riblets na redução do arrasto de fricção.

Os trabalhos numéricos descritos na literatura, adoptam maioritariamente, métodos numéricos computacionalmente bastante exigentes (Direct Numerical Simulation e Large-Eddy Simulation). Nesta dissertação é adoptado um modelo numérico, recorrendo ao *software* comercial Ansys Fluent e a recursos computacionais modestos de modo a permitir a sua utilização em ambiente industrial. Uma vez que o escoamento sobre os riblets é caracterizado por grande anisotropia da turbulência, adoptou-se o modelo de turbulência RSM baseado nas equações de transporte da taxa de dissipação específica ω , uma vez que resolve o escoamento próximo da superfície abdicando da utilização de funções de parede ao mesmo tempo que consegue captar os efeitos da anisotropia. Nesta dissertação é ainda analisada a eficiência dos riblets longitudinalmente senoidais, sendo os resultados contrapostos com os resultados numéricos da bibliografia. São também propostas novas geometrias e é analisado o efeito da assimetria na geometria de riblets na sua eficácia.

Os resultados obtidos são comparados com os resultados numéricos e experimentais da bibliografia revelando concordância nas geometrias analisadas, pelo que o modelo de turbulência adoptado demonstrou ser adequado à modelação de riblets. Entre as geometrias analisadas os melhores resultados para a redução do arrasto de fricção, foram obtidos com a geometria rectangular, alcançando uma redução de arrasto de fricção próxima de 10%. As topologias assimétricas, apesar de não promoverem o aumento de eficiência do mecanismo, permitem construir riblets maiores sem prejudicar significativamente a sua eficácia na redução do arrasto de fricção, o que poderá ser um contributo importante para contornar o problema das dificuldades de produção dos riblets, pelo seu diminuto tamanho, é uma das maiores limitações para a sua aplicação à escala industrial.

Palavras-chave

Padrões Rugosos, Escoamento turbulento, Redução do arrasto, Arrasto de fricção, Modelo de turbulência, RSM

Abstract

The skin of fast-swimming sharks exhibits riblet structures aligned in the direction of flow that are known to reduce skin friction drag in the turbulent-flow regime. However, the explanation for the exact mechanisms that make the skin friction drag lower in by the presence of riblets proposed in the literature is not unanimous. This dissertation is focused on this topic. Its major objective is the implementation of a numerical model that is able to predict the effect of different riblet geometries in skin friction drag reduction.

The numerical work described in the literature, mostly adopt numerical models that require high computational cost (Direct Numerical Simulation and Large-Eddy Simulation). This thesis adopted a numerical model using the commercial software Ansys Fluent and modest computational resources in order to enable its use in an industrial environment. Since the flow over riblets is characterized by strong anisotropy of turbulence, it was adopted the RSM turbulence model based on transport equations of the specific dissipation rate ω (Omega Reynolds Stress Model), given that this turbulence model solves the near-wall flow, not only avoiding the use of wall functions but also modeling the turbulence anisotropy that is the key for capturing the drag reduction effect. The efficiency of sinusoidal riblets is analyzed and the results are compared with the numerical results of the literature. New riblets geometries are also proposed and it's analyzed the effect of asymmetry in the riblets performance.

The performance of well known riblet geometries is simulated and the results are compared with the experimental and numerical results presente in the literature, showing agreement, whereby the adopted turbulence model has proved to be suitable for modeling the flow over riblets. The best results were obtained for rectangular riblets, providing a maximum drag reduction of nearly 10 per cent. Although the asymmetric topologies do not provide a larger skin friction drag reduction, they can be an interesting solution, given that they allow the use of larger riblets while giving equivalente performance. This could be an important contribution to solve one of the biggest riblets limitations to its use in an industrial scale, which is the difficulty to producing riblets at sub-millimetric scale.

Keywords

Riblets, Turbulent flow, Drag reduction, Skin friction drag, Turbulence model, RSM

Índice

1. Introdução.....	1
1.1 Motivação.....	2
1.2 Objectivos.....	2
1.3 Estrutura.....	3
2. Revisão Bibliográfica.....	5
2.1 Fundamentação Teórica.....	6
2.1.1 Camada Limite.....	6
2.1.1.1 Efeito da Viscosidade.....	6
2.1.1.2 Separação.....	7
2.1.2 Regime Laminar, Transição e Regime Turbulento.....	8
2.1.2.1 Regime Laminar.....	8
2.1.2.2 Transição.....	9
2.1.2.3 Regime Turbulento.....	11
2.1.3 Arrasto.....	13
2.1.3.1 Coeficiente de Fricção.....	15
2.2 Métodos de Controlo da Camada Limite.....	15
2.3 Controlo da camada limite por padrões de rugosidade.....	17
2.3.1 Mecanismo de Redução de Arrasto.....	17
2.3.2 Optimização Geométrica.....	20
2.3.3 Riblets Tridimensionais.....	23
2.3.4 Técnicas de produção.....	24
2.4 Simulações Numéricas de Riblets.....	25
3. Modelo Numérico.....	27
3.1 Modelo de Turbulência.....	28
3.1.1 Omega Reynolds Stress Model.....	29
3.2 Volume de Controlo	32
3.2.1 Condições de Fronteira.....	33
3.3 Malha.....	34
3.3.1 Independência de Malha.....	35
3.4 Convergência e Solução.....	35
4. Resultados.....	37
4.1 Notas Introdutórias.....	38
4.2 Validação do Procedimento Numérico.....	39

4.2.1 Riblets Triangulares.....	39
4.2.2 Riblets Rectangulares.....	41
4.2.3 Riblets Côncavos.....	43
4.2.4 Riblets Trapezoidais.....	44
4.3 Geometrias Propostas.....	45
4.3.1 Riblets Trapezoidais Chanfrados.....	45
4.3.2 Riblets Trapezoidais Assimétricos.....	47
4.3.3 Riblets Triangulares Assimétricos.....	48
4.3.4 Riblets Triangulares Assimétricos com espaçamento.....	50
4.3.5 Riblets Semi-Ciculares.....	51
4.3.6 Riblets Quarto-de-Circulo.....	52
4.3.7 Sumário.....	53
4.4 Riblets Senoidais.....	54
5. Conclusão.....	57
Referências.....	59

Lista de Figuras

Figura 2.1: Placa plana alinhada com escoamento uniforme de fluido perfeito [5].....	6
Figura 2.2: Espessura da CL, δ e perfis de velocidade [6].....	6
Figura 2.3: Espessura da camada limite [7].....	7
Figura 2.4: Separação da Camada Limite provocada por uma reversão local do escoamento [8].....	7
Figura 2.5: Efeito qualitativo de um gradiente de pressão sobre a camada limite [5].....	8
Figura 2.6: Perfil de velocidades em regime laminar e em regime turbulento [5].....	10
Figura 2.7: Escoamento provocado por um arame de transição [5].....	10
Figura 2.8: Perfil de velocidades e camada limite em regime laminar (esq.) e turbulento (dir.).....	11
Figura 2.9: Divisões da camada limite em regime de escoamento turbulento [5].....	12
Figura 2.10: Jacto de parede sobre parede plana a) e sobre parede rugosa b) [9].....	13
Figura 2.11: Esquematisação do sopro (a) e sucção (b) [7].....	15
Figura 2.12: Influência de uma concavidade no escoamento sobre superfície curvilínea [12].....	16
Figura 2.13: Altura de deslocamento para escoamento longitudinal (h_{ps}) e para escoamento transversal (h_{pc}) [16].....	17
Figura 2.14: $\Delta h/s$ para riblets rectangulares (a), semi-circulares (b) e triangulares (c). Experimentalmente verifica-se que os riblets com maior altura de deslocamento efectiva (Δh) conseguem maior redução do arrasto de fricção [16].....	18
Figura 2.15: Quasistreamwise vortex – Vórtices que se formam ao redor de um eixo paralelo ao sentido do escoamento.....	18
Figura 2.16: Vórtices na cavidade dos riblets ($s > 30$) (a) e vórtices deslocados verticalmente acima da superfície dos riblets (b) ($s < 30$).....	19
Figura 2.17: Posicionamento dos vórtices longitudinais para riblets com larguras diferentes. [20].....	19
Figura 2.18: Intervalo de projecto da altura dos riblets.....	20
Figura 2.19: Variação da altura de deslocamento efectiva (Δh) para diferentes razões h/s	21
Figura 2.20: Recta de Luchini e resultados experimentais [16].....	21
Figura 2.21: Configurações de riblet em U (a), triangular (b) e rectangular (c) [13].....	22
Figura 2.22: Riblets longitudinalmente rectos (a) e sinusoidais (b) [22].....	22
Figura 2.23: Riblets tridimensionais: Shark Skin (a) [23] e Riblet tridimensional (b) [2].....	23
Figura 2.24: Curva de redução de arrasto para riblets bi (a) e tridimensionais (b) [2].....	23
Figura 2.25: Configuração D-type [24].....	24

Figura 3.1: Modelos próximos da parede (Adaptado de [40]).....	28
Figura 3.2: Volume de Controlo.....	32
Figura 3.3: Secção transversal da malha (a) e pormenor do refinamento na região dos riblets (b).....	34
Figura 3.4: Histórico de evolução dos resíduos ao longo da simulação.....	36
Figura 3.5: Variação do Coeficiente de fricção na superfície dos riblets C'_f ,	36
Figura 4.1: Riblets triangulares.....	39
Figura 4.2: Gráfico da curva de desempenho para riblets triangulares.....	39
Figura 4.3: Gráfico do perfil de C_f na secção transversal da saída do volume de controlo	40
Figura 4.4: Linhas de iso-velocidade sobre riblets triangulares.....	40
Figura 4.5: Riblets Rectangulares.....	41
Figura 4.6: Gráfico das curvas de desempenho para $h/S=0,4, 0,5$ e $0,6$	41
Figura 4.7: Gráfico da influência da espessura, t , na eficiência de riblets rectangulares...	42
Figura 4.8: Gráfico dos perfis de C_f para o caso dos riblets rectangulares de $h/s=0.5$	42
Figura 4.9: Riblets côncavos.....	43
Figura 4.10: Gráfico da curva de desempenho para riblets côncavos.....	43
Figura 4.11: Riblets trapezoidais.....	44
Figura 4.12: Gráfico da curva de eficiência para riblets trapezoidais.....	44
Figura 4.13: Riblets trapezoidais com espessura.....	45
Figura 4.14: Gráfico da influência da razão h/S em riblets trapezoidais com espessura...	45
Figura 4.15: Gráfico da influência do incremento da altura h , no perfil de coeficiente de fricção	46
.....	46
Figura 4.16: Riblets trapezoidais assimétricos.....	47
Figura 4.17: Gráfico das curvas de desempenho para riblets rectangulares, trapezoidais	47
assimétricos e trapezoidais chanfrados.....	47
Figura 4.18: Riblet Triangular Assimétrico.....	48
Figura 4.19: Curvas de iso-velocidade para riblets triangulares assimétricos.....	49
Figura 4.20: Gráfico da influência da razão h/S na performance do riblet triangular	49
assimétrico.....	49
Figura 4.21: Riblets triangular assimétrico com espaçamento.....	50
Figura 4.22: Gráfico da curva de desempenho para riblet triangular assimétrico com	50
espaçamento.....	50
Figura 4.23: Riblets Semi-circulares.....	51
Figura 4.24: Gráfico da curva de eficácia para riblets semi-circulares.....	51
Figura 4.25: Riblets Quarto-de-Circulo.....	52
Figura 4.26: Gráfico da curva de eficácia para riblets quarto-de-circulo.....	52
Figura 4.27: Volume de controlo senoidal adoptado por [14].....	54
Figura 4.28: Volumes de controlo.....	55
Figura 4.29: Contorno da tensão de corte para parede lisa rectilínea a) e senoidal b).....	56

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Distribuição das componentes do arrasto.....	14
Tabela 3.1: Constantes para o modelo Omega RSM.....	31
Tabela 3.2: Dimensões do Volume de Controlo.....	32
Tabela 3.3: condições de fronteira.....	33
Tabela 3.4: Características do fluido.....	33
Tabela 3.5: Condições de Entrada.....	33
Tabela 3.6: Malhas estudadas.....	35
Tabela 4.1: Comparação entre a eficácia dos riblet rectangular e trapezoidal.....	48
Tabela 4.2: Classificação dos riblets por desempenho.....	53
Tabela 4.3: Parâmetros do domínio computacional e eficiência do padrão de rugosidade [22]	54
Tabela 4.4: Resultados numéricos para riblets senoidais.....	55

Nomenclatura

A	Área
U	Velocidade do escoamento
T	Temperatura
u_τ	Velocidade de fricção
h^+	Altura adimensional
s^+	Largura adimensional
h_p	Altura de deslocamento efectiva
Re	Número de Reynolds
y^+	Distância da parede adimensional
D_f	Arrasto de Fricção
C_f	Coefficiente de fricção
γ	Razão dos calores específicos
Δ	Variação finita
δ	Espessura da camada limite
ε	Dissipação turbulenta
ζ	Razão de áreas
η	Eficiência
k	Energia cinética turbulenta
μ	Viscosidade dinâmica
ν	Viscosidade cinemática
τ_w	Tensão de corte de parede
ω	Dissipação específica
ρ	Densidade

Lista de Acrónimos

CFD	Dinâmica de Fluídos Computacional
CL	Camada Limite
DNS	Direct Numerical Simulation
LES	Large eddy simulation
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
VC	Volume de Controlo

Capítulo 1

Introdução

“Ever since there have been people, there have been explorers, looking in places where others had not been before. Not everyone does it, but we are part of a species where some members of the species do, to the benefit of us all.”

- Neil deGrasse Tyson

A natureza é pródiga em exemplos de estruturas, materiais ou superfícies que inspiram o ser humano para um rol infindável de aplicações comerciais.

Através do estudo e compreensão do mecanismo dos fenómenos naturais, o ser humano é capaz de os reproduzir artificialmente para benefício próprio. A eficiência é a principal característica das soluções da natureza: As folhas de um nenúfar, exemplo de uma superfície natural com aplicações comerciais bastante interessantes, apresenta uma estrutura hierárquica que permite obter um comportamento super-hidrofóbico. Esta característica permite que a água deslize facilmente sobre as folhas limpando a sua superfície. A pele dos Geckos (uma espécie de réptil) está organizada seguindo uma estrutura que lhes oferece superaderência permitindo-lhes por exemplo, caminhar sobre paredes verticais.

Na área da mecânica dos fluídos, a natureza também apresenta soluções para a redução da força de arrasto, que se evidencia nos movimentos eficientes de peixes, golfinhos e tubarões. O muco segregado por algumas espécies de peixes permite a redução do arrasto ao mesmo tempo que protege os seus corpos da abrasão marítima e da aderência de microorganismos prejudiciais à sua saúde [1].

Dentro do tema desta dissertação, a pele dos tubarões exhibe denticulos dérmicos alinhados com a direcção do escoamento que são responsáveis pela redução do arrasto de fricção em regime de escoamento turbulento. Estruturas inspiradas nesta característica (riblets¹) mostram-se eficientes na redução do arrasto de fricção alcançando uma eficiência máxima de 10% [2].

¹ Nesta dissertação é adoptado o termo em inglês “riblet”, dado que não existe uma tradução directa e inequívoca desta palavra para a língua portuguesa

1.1 Motivação

Esta dissertação, partiu de um trabalho de cooperação entre a Universidade da Beira Interior e o Centro de Excelência e Inovação para a Indústria Automóvel (CEIIA) que identificou o controlo passivo do escoamento da camada limite como uma área de elevado interesse para a investigação de tecnologias que permitam a redução do arrasto em corpos fuselados.

A optimização aerodinâmica de superfícies com o objectivo de reduzir a força de arrasto é um desafio permanente na indústria aeronáutica de modo a fabricar aeronaves mais eficientes. A maioria dos esforços nesta área é focada na optimização da forma aerodinâmica dos corpos fuselados de modo a reduzir a componente do arrasto mais significativa em aeronaves que é o arrasto de pressão.

No entanto, nos corpos de forma optimizada, o arrasto de fricção representa a maior parte do arrasto parasita pelo que essa componente não deve ser ignorada. Ao nível de uma aeronave esta componente representa cerca de 40% da totalidade da força de arrasto. Nos veículos náuticos esta componente torna-se ainda mais representativa (cerca de 50% nas superfícies em contacto com o fluido (ex. casco de embarcações) e 70% do arrasto total num submarino) pelo que o tema desta dissertação pode ter também aplicações interessantes para a indústria naval.

Esta tese dedica-se ao estudo da redução do arrasto de fricção pela aplicação de padrões rugosos (riblets). Este mecanismo de redução de arrasto despertou bastante interesse na comunidade científica nas décadas de 80 e 90 no entanto sem resultados práticos significantes devido à dificuldade de fabricação de padrões rugosos à escala sub-milimétrica. Pesem estas limitações, existem trabalhos experimentais bastante interessantes. Um destes trabalhos realizado por Szodruch [3] concluiu que a aplicação de um filme de riblets triangular em 70% da superfície de uma aeronave A320 reduz o arrasto de fricção em cerca de 5% o que representa 2% de poupança de combustível [4].

Estes resultados, em conjunto com a contínua evolução dos processos de maquinação, demonstram que esta tecnologia tem um potencial interessante, pelo que a sua aplicação pode vir a ser uma realidade na indústria aeronáutica e naval a médio prazo.

1.2 Objectivos

As principais linhas orientadoras desta dissertação são especificadas a seguir. Juntas, estas formam os objectivos delineados para a concretização deste estudo:

- Reunir um conjunto de informação que explique detalhadamente o mecanismo de redução do arrasto de fricção através da utilização de superfícies rugosas;
- Implementação e validação de uma ferramenta numérica capaz de prever a influência da presença de padrões rugosos na redução do arrasto de fricção;
- Proposta e análise de desempenho de geometrias inovadoras que possam acrescentar valor à aplicação da tecnologia;

1.3 Estrutura

Esta tese está organizada, excluindo o capítulo introdutório, segundo a estrutura apresentada a seguir:

- **Capítulo 2:** Apresenta uma revisão detalhada do tema, incluindo os fundamentos teóricos essenciais à compreensão desta tese de mestrado.
- **Capítulo 3:** Dedicado à descrição do modelo numérico, assim como os modelos de turbulência utilizados. É também apresentada a malha e volumes de controlo adoptados.
- **Capítulo 4:** Os resultados numéricos são apresentados e contrastados com os resultados experimentais da bibliografia. São ainda analisadas soluções inovadoras que visam a optimização e exequibilidade da aplicação desta tecnologia.
- **Capítulo 5:** Neste capítulo são apresentadas as conclusões gerais desta dissertação.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

“The principle is most importante, not the detail.”

- Theodore von Karman

Este capítulo apresenta os conceitos fundamentais para a implementação e análise desta dissertação. Dado a necessidade de uma compreensão geral dos diversos tópicos abordados, a revisão bibliográfica está dividida em quatro secções:

- **Fundamentação Teórica:** Introduce os fundamentos teóricos essenciais para a compreensão e análise desta dissertação.
- **Métodos de Controlo da Camada Limite:** Apresenta uma revisão superficial dos métodos passivos mais comuns para o controlo da camada limite.
- **Controlo da Camada Limite por Padrões de Rugosidade:** Aqui é apresentado, explicado e analisado todo o mecanismo da redução de arrasto pela aplicação de padrões rugosos (*riblets*) que representa o tema central desta dissertação.
- **Simulações Numéricas de Riblets:** Nesta secção são apresentados resultados numéricos presentes na literatura utilizando diferentes métodos numéricos.

2.1. Fundamentação Teórica

2.1.1 Camada Limite

2.1.1.1 Efeito da Viscosidade

Começemos por introduzir o efeito da viscosidade num escoamento, tomando como exemplo um escoamento uniforme (Velocidade = U_∞) de fluido perfeito sobre uma superfície plana (Fig.2.1):

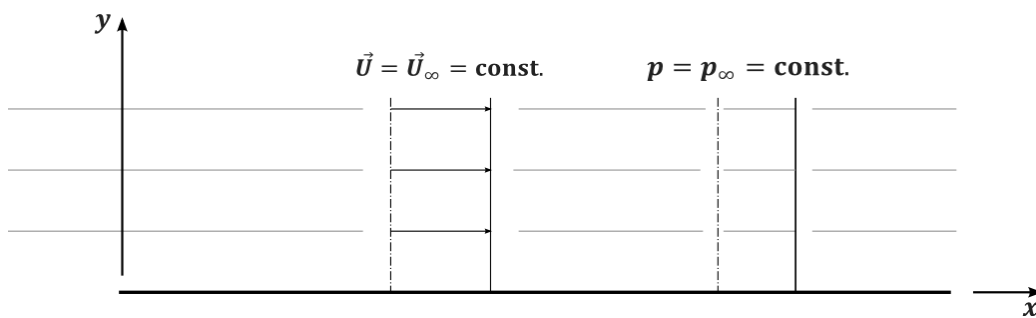


Figura 2.1: Placa plana alinhada com escoamento uniforme de fluido perfeito [5]

Observa-se que na condição de fluido perfeito, as linhas de escoamento rectilíneas e paralelas (perfil de velocidades $U = U_\infty = \text{constante}$ para todo o campo), são constantes ao longo do escoamento.

Pelo contrário, em condições de fluido real verifica-se que o escoamento em contacto com uma parede adere a esta, este fenómeno é chamado de **condição de não escorregamento** [5].

Deste modo, ao entrar em contacto com a placa, a velocidade do elemento do escoamento que entra previamente em contacto com a superfície (velocidade na parede, U_{wall}) decresce imediatamente para um valor nulo, desencadeando a ocorrência de tensões de corte (τ) que levam à diminuição da velocidade desde a velocidade do escoamento não perturbado U_∞ até zero, na parede.

O efeito da condição de não escorregamento, imposta pela presença de uma parede, vai propagar-se continuamente a elementos do fluido cada vez mais afastados da parede pelo sucessivo surgimento das tensões de corte viscosas entre os elementos que deslizam uns sobre os outros a diferentes velocidades. Como resultado, a região junto da parede sólida, onde se manifestam efeitos quantificáveis de tensões de corte ao nível molecular, vai aumentar continuamente de espessura ao longo do escoamento. É a chamada camada limite (CL), ilustrada na Fig.2.2:

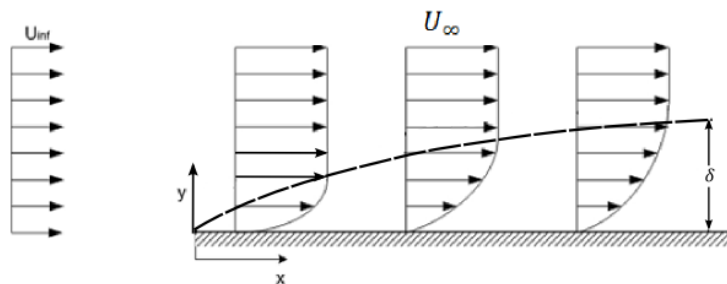


Figura 2.2: Espessura da CL, δ e perfis de velocidade [6]

2.1.1.2 Separação

Recorrendo à Fig.2.3, define-se como **espessura da camada limite (δ)** a distância em y , medida entre a parede até ao ponto onde o deslocamento relativo entre elementos de fluido seja praticamente insignificante ($\frac{U(y)}{U_\infty} = 98\%$). A partir de $y = \delta$ os efeitos das tensões de corte tornam-se desprezáveis e o escoamento pode ser tratado como um fluido perfeito.

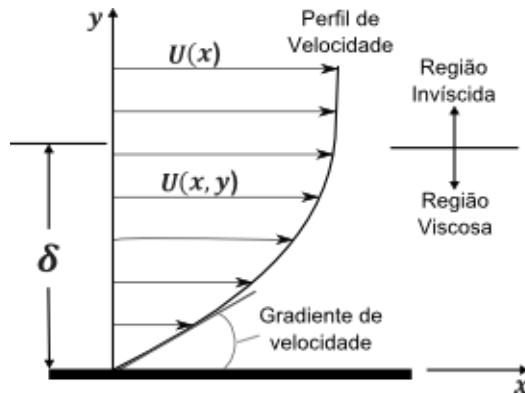


Figura 2.3: Espessura da camada limite [7]

Apesar de muito pequena espessura relativa, a camada limite influencia de forma determinante as características do escoamento em torno de qualquer corpo, não só pela introdução do arrasto de fricção como pelo facto de, em gradiente de pressão adverso, se poder separar da superfície, alterando de forma muito pronunciada a configuração do escoamento.

Se o gradiente adverso for suficientemente intenso e actuar durante um intervalo de comprimento suficiente, os elementos do fluido próximos da parede serão de tal forma desacelerados que podem passar a fluir no sentido contrário ao escoamento exterior evidenciando uma reversão no escoamento ou separação da camada limite (Fig. 2.4)

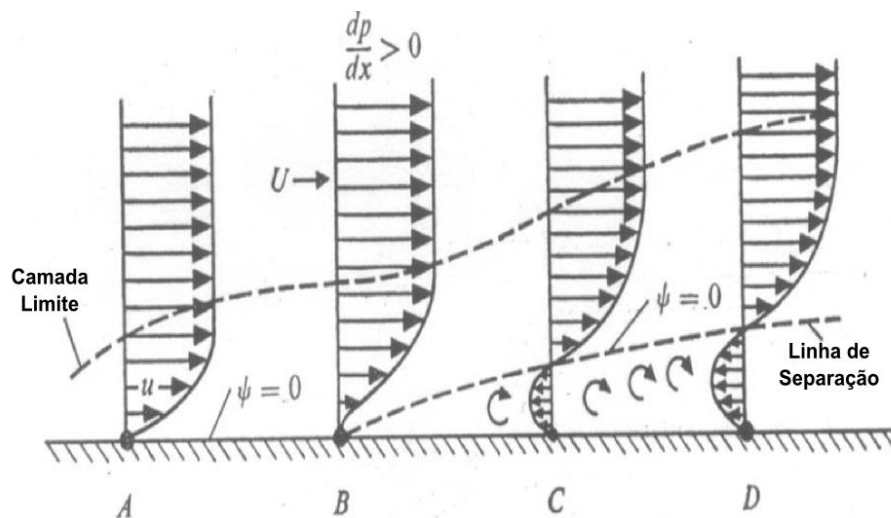


Figura 2.4: Separação da Camada Limite provocada por uma reversão local do escoamento [8]

O ponto de separação é identificado como o ponto de tensão de corte de parede nula, onde a montante e a jusante do escoamento $\tau_w < 0$ e $\tau_w > 0$ respectivamente. Do ponto de vista da separação, é como se a parede sólida tivesse sido deslocada desde a sua posição para uma posição fictícia, coincidente com a linha de corrente média que parte do ponto de separação. A distância da parede, segundo y designa-se por espessura do deslocamento, δ^* .

Em consequência da separação, no extradorso de um perfil alar verifica-se a diminuição na sustentação comparativamente à que poderia ser alcançada num escoamento de fluido perfeito (O que se verifica devido às sucções mais baixas no extradorso associadas a uma menor curvatura das trajectórias imposta pelas superfícies de deslocamento das camadas de corte separadas) e a elevada resistência ao avanço (arrasto) em resultado de uma esteira de grande espessura aos quais estão associados deficits de quantidade de movimento elevados [5].

Por conseguinte, a manipulação da camada limite de modo a atrasar, ou até mesmo, evitar a separação do escoamento torna-se de capital importância com vista à optimização do desempenho de qualquer corpo em movimento num fluido real. De referir ainda que a actuação de um gradiente adverso é condição necessária mas não suficiente para ocorrer a separação, uma vez que esta resulta de um balanço entre o gradiente de pressão e de efeitos difusivos associados ao transporte de quantidade de movimento do exterior da camada limite em direcção da parede por efeito da viscosidade. O que contraria o efeito do gradiente adverso no que toca à promoção da separação.

2.1.2 Regime Laminar, Transição e Regime Turbulento

2.1.2.1 Regime Laminar

No regime laminar o fluido move-se em camadas sem que ocorra mistura nem variação de velocidade numa dada camada. Em suma as partículas movem-se de forma ordenada. Este regime de escoamento pode ser definido como aquele no qual o fluido se move como uma camada escorregando sobre a adjacente havendo unicamente troca de quantidade de movimento através de tensões de corte que se devem ao gradiente de velocidades entre elas.

- Forma dos perfis de velocidade

Neste regime os perfis de velocidade têm grande dependência do gradiente de pressão no escoamento como ilustrado na Fig.2.5:

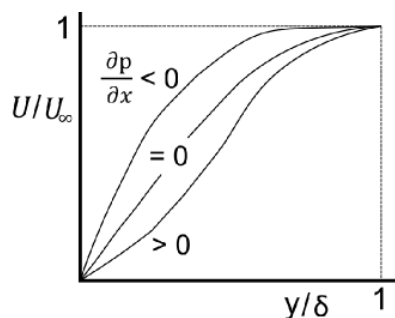


Figura 2.5: Efeito qualitativo de um gradiente de pressão sobre a camada limite [5]

Deste modo, gradientes de pressão favoráveis tendem a diminuir o factor de forma (Eq. 2.1) e a aumentar o coeficiente de fricção (Eq. 2.2)

$$H = \frac{\delta^*}{\theta} \quad (2.1)$$

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2} \quad (2.2)$$

Logicamente, para gradiente de pressão adverso ocorre um aumento do factor de forma e um decréscimo na tensão de corte. É também visível, como abordado na secção anterior, que para um gradiente de pressão suficientemente adverso, pode ocorrer uma reversão no escoamento culminando na separação do mesmo.

- Efeito da pressão sobre a taxa de crescimento da CL

Analisemos a influência de um gradiente de pressão diferente de zero sobre a razão de crescimento da CL laminar, que em gradiente de pressão nulo, aumenta apenas por difusão da quantidade de movimento. A equação da continuidade fornece o valor de V para uma determinada distância, y da parede.

$$V = - \int_0^y \frac{dU}{dx} dy \quad (2.3)$$

Da equação (Eq.2.3) conclui-se que um escoamento acelerado segundo x , produzirá, em geral, uma contribuição negativa para a velocidade e vice-versa. Assim, em gradiente de pressão adverso a taxa de crescimento da CL será maior, uma vez que a convecção transversal se soma à difusão. Em gradiente favorável, em que os efeitos são opostos, a taxa de crescimento será menor. Se o gradiente for suficientemente favorável, a convecção para a parede poderá prevalecer sobre a difusão e a camada limite diminuir de espessura ao longo do escoamento.

2.1.2.2 Transição

O processo da alteração de escoamento laminar para turbulento na camada limite é chamado de **transição**. A ocorrência deste fenómeno pode dar-se de várias formas, entre as quais:

- Transição natural

A número de Reynolds elevados, os escoamentos em fluido real são, geralmente, turbulentos, sendo a transição de regime laminar para turbulento, a consequência da amplificação de pequenas perturbações naturalmente existentes no meio ambiente e impostas sobre a camada de corte. Estas podem ser devidas a irregularidade da superfície, vibrações mecânicas, ondas de pressão associadas a ruído acústico, etc. A proximidade da parede amortece as perturbações mas, à medida que a camada limite se torna mais espessa, ou se a camada de corte se descola da parede como costuma ocorrer em

perfis alares que operam a números de Reynolds baixos (na ordem de 10), ou de forma idêntica a um fenômeno de ressonância, o escoamento revelar receptividade à pequena perturbação, pelo que poderá ser de tal modo amplificada que, ao cabo de um processo altamente não linear, se verifique uma degenerescência do escoamento laminar em turbulento. Por outro lado, se esta perturbação for amortecida, por um gradiente de pressão favorável que diminua a espessura da camada limite, o escoamento poderá permanecer no regime laminar.

- Transição forçada

Existem dois motivos que fundamentam os benefícios em forçar a transição num escoamento em torno de superfícies aerodinâmicas, o primeiro é atrasar (ou inibir) a separação do escoamento, uma vez que a camada limite turbulenta é mais “resistente” à separação por exibir menores deficits de quantidade de movimento na proximidade da parede, o que resulta numa reversão de velocidade junto da parede (Fig.2.6).

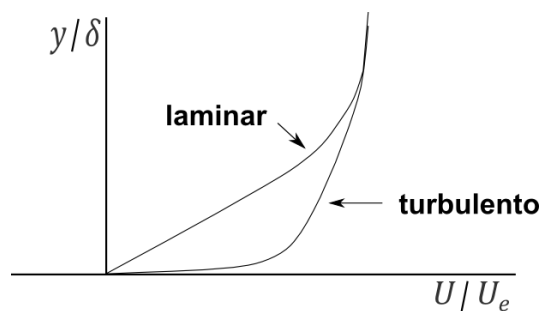


Figura 2.6: Perfil de velocidades em regime laminar e em regime turbulento [5]

A segunda razão justifica-se pela tentativa de operacionalizar a simulação de modelos reduzidos em laboratório, de forma a obter semelhança com a dinâmica do escoamento no protótipo à escala real, forçando a transição de modo a que esta ocorra no mesmo ponto em que é de prever que se venha a verificar naturalmente no protótipo.

Um método muito usual para se obter a transição em aerodinâmica de baixa velocidade consiste em utilizar um arame de transição que desencadeia um escoamento igual ao representado na Fig. 2.7:

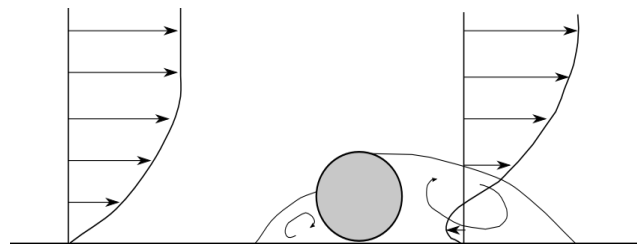


Figura 2.7: Escoamento provocado por um arame de transição [5]

A perturbação causada no escoamento pelo arame, força a transição do escoamento pela indução de um perfil de velocidades com ponto de inflexão, altamente instável e com deficits significativos de quantidade de movimento.

2.1.2.3 Regime Turbulento

Em regime turbulento o escoamento é irregular. Neste regime é possível observar flutuações caóticas caracterizadas por frequência e amplitude elevadas. Devido à sua natureza aleatória o tratamento analítico da turbulência tem necessariamente de ser feito por métodos estatísticos. No escoamento em regime turbulento foram-se turbilhões (movimento circular aleatório, diferente de vórtice onde o movimento é organizado) que se entrelaçam.

Daqui resulta que num campo tridimensional (onde os gradientes de velocidade são elevados), a energia cinética associada às flutuações de velocidade (energia cinética turbulenta) é continuamente transferida dos turbilhões de maiores dimensões (com flutuações de baixa frequência) para turbilhões de cada vez de menores dimensões (alta frequência) através de um processo essencialmente invíscido de estiramento de vórtice.

O escoamento em regime turbulento é também caracterizado pela grande capacidade de mistura (difusão) que resulta do transporte de grande quantidade de fluido ao longo de comprimentos significativos. No final do processo de transferência de energia das grandes para as pequenas escalas por estiramento dos vórtices (ao nível dos pequenos turbilhões) a frequência angular é de tal modo elevada que as tensões de corte de origem viscosa são significativas. Estas tensões viscosas produzem trabalho de deformação que aumenta a temperatura do fluido à custa de uma diminuição da energia cinética turbulenta.

Um campo turbulento é assim essencialmente dissipativo, pelo que para não desvanecer será necessário fornecer-lhe continuamente energia mecânica que pode ser fornecida por uma camada de corte, como acontece na camada limite [5].

Em regime turbulento, a camada limite é caracterizada por forte instabilidade como ilustrado na Fig.2.8:

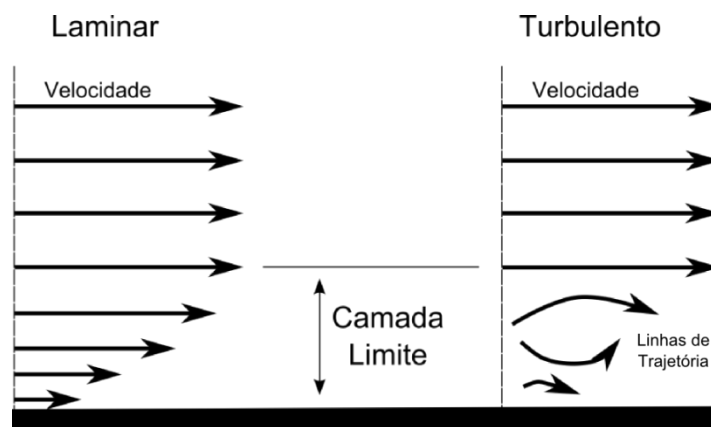


Figura 2.8: Perfil de velocidades e camada limite em regime laminar (esq.) e turbulento (dir.)

Esta é constituída por duas camadas características distintas. A camada interior, em condições de equilíbrio, e uma camada exterior onde os efeitos de memória desempenham um papel determinante. A cota que diferencia as duas camadas é obtida experimentalmente, sendo esta fronteira definida como a cota até à qual as relações inspiradas em argumentos de equilíbrio produzam uma boa aproximação aos resultados experimentais.

- Camada Interior

A camada interior de uma camada limite turbulenta pode ser considerada como subdividida em três subcamadas:

- **Subcamada linear** em que as únicas tensões de corte significativas são de nível laminar.
- **Camada tampão**, em que coexistem tensões de corte de nível laminar e turbulento. Podemos considerar ainda uma **subcamada viscosa**, em que as tensões de corte são significativas.
- Uma **camada de parede**, em que as tensões de corte são quase exclusivamente turbulentas.

Uma vez que o transporte entre a camada da parede e as regiões vizinhas é desprezável, por ser uma região em que se define equilíbrio local, a camada da parede apresenta as mesmas características em qualquer escoamento sobre uma superfície sólida, seja este um escoamento exterior tipo camada limite ou um escoamento interior na entrada ou numa região de escoamento totalmente desenvolvido.

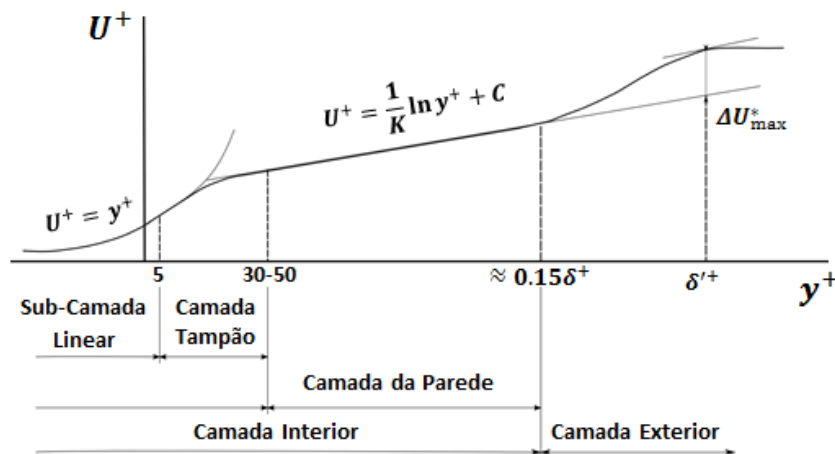


Figura 2.9: Divisões da camada limite em regime de escoamento turbulento [5]

- Camada Exterior

A camada exterior é controlada por turbilhões de grandes dimensões que, subsistindo a muitas e sucessivas etapas do processo de estiramento de vórtices ao longo da cascata de energia, têm capacidade para transportar informação a grande distância, sendo assim responsáveis pela capacidade de memória do escoamento turbulento.

- Influência da rugosidade

Na presença de uma superfície rugosa, a distribuição de velocidades será naturalmente afectada pela dimensão, geometria e densidade da distribuição de rugosidades, desde que estas ultrapassem a cota superior da subcamada linear. Como é característico em qualquer corpo não-fuselado, na presença de um elemento de rugosidade instala-se uma sobrepressão na face frontal da rugosidade e uma sucção na face posterior, pelo que é fácil de constatar que a natureza invíscida associada a este diferencial de pressões prevaleça sobre a resistência de nível viscoso. Nestas condições, a viscosidade deixa de ser um parâmetro controlador do campo de velocidades que passará a ser governado pela dimensão característica da rugosidade padrão, ϵ . Quando se verificam estas condições, o regime de escoamento diz-se completamente rugoso.

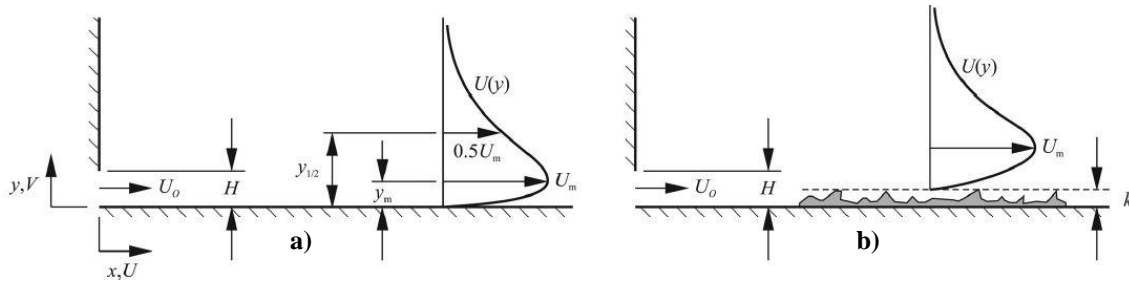


Figura 2.10: Jacto de parede sobre parede plana a) e sobre parede rugosa b) [9]

O escoamento em regime completamente rugoso é bastante afectado pelo Reynolds da rugosidade (Eq.2.4):

$$Re_\varepsilon = u_\tau \varepsilon / \nu \quad (2.4)$$

Onde a viscosidade cinemática, ν é definida por:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.5)$$

Pelo que experimentalmente se observa:

1. As rugosidades completamente imersas na subcamada linear, para as quais $Re_\varepsilon < 5$, não afectam o escoamento, pelo que este se comporta como se desenvolvesse ao longo de uma superfície lisa.
2. O regime rugoso, em que os efeitos da rugosidade são de tal modo elevados que o escoamento se processa independentemente da viscosidade, ocorre para $Re_\varepsilon > 70$.
3. Na gama intermédia $5 < Re_\varepsilon < 70$ as características do escoamento dependem simultaneamente da viscosidade como da rugosidade.

2.1.3 Arrasto

A resistência ou arrasto de um corpo em movimento num fluido é a componente da força que actua na direcção oposta à direcção do deslocamento do corpo. Esta força pode ser convenientemente expressa de forma adimensional pelo coeficiente de arrasto (Eq. 2.6):





$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 A} \quad (2.6)$$

Onde D é a magnitude da força de arrasto, ρ a densidade do fluido, U_∞ a velocidade do escoamento e A , a área da superfície

O arrasto evidencia-se essencialmente de duas formas, arrasto de fricção (*skin friction drag*) e arrasto de pressão (*pressure ou form drag*) [10].

A Tabela 2.1 relaciona a percentagem de arrasto característica com a forma do corpo imerso no escoamento:

Tabela 2.1: Distribuição das componentes do arrasto

Forma e Escoamento	Arrasto de pressão	Arrasto de fricção
	~0%	~100%
	~10%	~90%
	~90%	~10%
	~100%	~0%

Observa-se que corpos mais “espessos”, onde ocorre separação do escoamento, têm uma componente maior de arrasto de pressão, enquanto que corpos mais delgados apresentam uma componente maior de arrasto de fricção.

O arrasto de pressão é a resultante na direcção do escoamento da integração da pressão que actua sobre a superfície ou segundo a componente normal a esta. O arrasto devido à sustentação, ou arrasto induzido está associado com a razão de energia mecânica utilizada para gerar uma esteira de vórtices que se desenvolve quando o corpo tem sustentação. Este manifesta-se como parte do arrasto de pressão como acontece também com o arrasto de onda (*wave drag*) devido à dissipação de energia mecânica associada a uma onda de choque que pode aparecer em voo a números de Mach suficientemente altos.

O arrasto de fricção é o resultado da integração da tensão de corte da parede em toda a superfície molhada na direcção da velocidade do escoamento de aproximação, podendo ser expresso pela (Eq. 2.7):

$$D_{\text{skin friction}} = \int \tau_w \, dA \tag{2.7}$$

Onde A corresponde à área molhada da superfície e τ_w (Eq. 2.8):

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \tag{2.8}$$

Pode-se concluir, então, que o arrasto de pressão pode ser reduzido manipulando a forma da superfície e o arrasto de fricção através das variáveis que governam a tensão de corte na parede τ_w .

A tensão de corte na parede τ_w , pode ainda ser expressa pelo coeficiente de fricção C_f (Eq. 2.9):

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U_\infty^2 \tag{2.9}$$

2.1.3.1 Coeficiente de Fricção

O coeficiente de fricção é baseado em dados obtidos experimentalmente em placas planas com diferentes rugosidades. Para placas planas imersas em escoamento completamente turbulento, o coeficiente de atrito pode ser calculado recorrendo à fórmula de empírica de Prandtl (Eq. 2.10):

$$C_f = 0,074 \cdot Re^{-\frac{1}{5}} \quad (2.10)$$

O coeficiente de fricção é característico de cada par de materiais, e não uma propriedade intrínseca do material. Depende de muitos factores tais como a temperatura e rugosidade da superfície.

2.2. Métodos de Controlo da Camada Limite

O controlo da camada limite permite benefícios extremamente interessantes no ponto de vista da redução do arrasto de uma superfície. Através da manipulação da camada limite é possível reduzir significativamente a força de arrasto ou aumentar a sustentação de um corpo [5].

Entre os métodos mais tradicionais de controlo da camada limite destacam-se o sopro e a sucção. Ambos os métodos são ilustrados na Fig. 2.11:

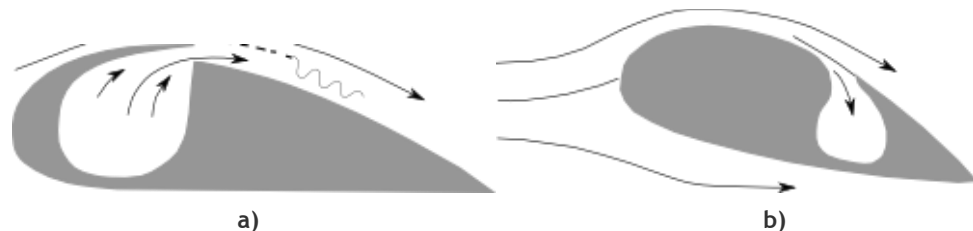


Figura 2.11: Esquemática do sopro (a) e sucção (b) [7]

Estes mecanismos visam, em geral, retardar a separação da camada limite no extradorso de asas. No sopro o fluido é acelerado junto da parede de forma a aumentar a quantidade de movimento próxima da parede, impedindo a reversão e separação da camada limite. Este tipo de perfil de velocidades (que manifesta um ponto de inflexão) é instável, pelo que, após um curto intervalo de comprimento, a camada limite transita para turbulenta. Ainda assim, este método consegue retardar, ou até mesmo prevenir a separação. Na sucção, uma ou várias “fendas de sucção” são instaladas ao longo do perfil resultando numa uniformização do perfil de velocidades ao sugar o volume de ar próximo da parede, cujo déficit de quantidade de movimento, o aproxima da reversão e conseqüente separação, prevenindo não só a separação como a degenerescência para regime turbulento mesmo para número de Reynolds elevado. Recentemente tem sido estudada a hipótese de combinar, de forma inteligente, o sopro e a sucção de forma a tornar o processo ainda mais eficiente [11]. Por exemplo, sugando em voo de cruzeiro para estender a região de camada limite laminar e soprando em voo lento para retardar separação e perda.

Outro método bastante recorrente no controlo da camada limite é a utilização de geradores de vórtices (placas pequenas aplicadas no extradorso da asa de uma aeronave). Estes atuam de forma a promover a mistura entre o ar do escoamento livre (com maior quantidade de movimento) e da camada limite (com menor quantidade de movimento) de modo a transferir quantidade de movimento e

energia cinética turbulenta. Este processo é comumente chamado “energização da camada limite”. Sabe-se que com o aumento da quantidade de movimento na camada limite, o gradiente de velocidade na vizinhança da parede mantém-se pelo que aumenta a resistência à separação, permitindo o aumento do coeficiente de sustentação da asa.

A implementação de concavidades numa superfície (ex. bola de golfe) constituem um mecanismo interessante para redução do arrasto de pressão. Como ilustrado na Fig.2.12 as concavidades são responsáveis por forçar a transição do regime de escoamento e o transporte convectivo de momento para a região próxima da parede (associado à viscosidade turbulenta) permitindo retardar (ou mesmo evitar, dependendo da geometria do corpo) a separação.

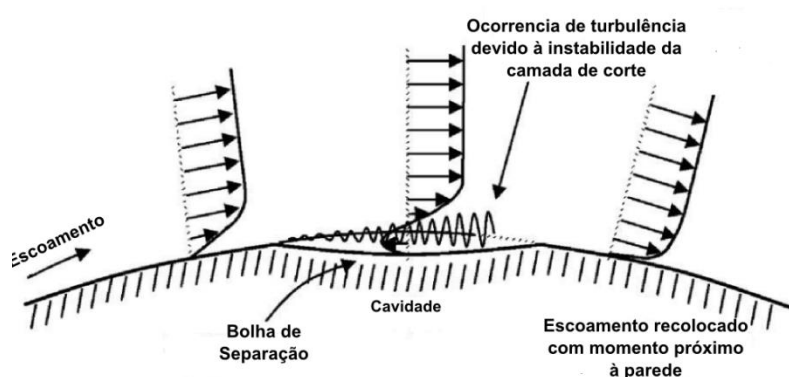


Figura 2.12: Influência de uma concavidade no escoamento sobre superfície curvilínea [12]

Os métodos apresentados acima operam essencialmente de forma a prevenir a separação e consequentemente reduzir o arrasto de pressão. O controlo da camada limite por padrões de rugosidade, que é o principal objecto de estudo desta dissertação, tem como objectivo reduzir o arrasto de fricção através de uma implementação cuidada de padrões rugosos na superfície orientados na direcção do escoamento. Este mecanismo tem especial interesse de aplicação em superfícies onde o arrasto de fricção seja bastante significativo. Este conceito pode ser observado na natureza, particularmente nas escamas que compõem a pele de tubarões que nadam a grande velocidade. A pele destes peixes (“*shark skin*”) exhibe interessantes estruturas (*riblets*) alinhadas na direcção do escoamento que reduzem as flutuações turbulentas na direcção transversal, o que significa um decréscimo na transferência de quantidade de movimento e de energia cinética turbulenta da região acima da superfície destas estruturas para a região próxima da parede, apresentando como consequência, um decréscimo no gradiente de velocidade junto da parede, e, consequentemente, da tensão de corte da parede (τ_w), resultando na redução do arrasto de fricção. Os resultados experimentais presentes na literatura apontam para uma redução de arrasto entre 5 a 10% dependendo da geometria dos *riblets* [13].

2.3 Controlo da camada limite por padrões de rugosidade

2.3.1 Mecanismo de Redução de Arrasto

O controlo da camada limite por padrões de rugosidade é um método de redução de arrasto que utiliza padrões rugosos (*riblets*) alinhados na direcção do escoamento de forma a reduzir a componente do arrasto que é consequência da interacção das forças viscosas com a área molhada. Nos escoamentos em *riblets* observa-se uma redução das flutuações turbulentas próximas da parede quando comparado com o escoamento sobre uma placa lisa, o que significa um decréscimo na transferência de momento turbulento acima da superfície dos riblets e como consequência, um decréscimo na tensão de corte da parede (τ_w) resultando finalmente, na redução de arrasto de fricção como se constata na Eq. 2.7.

No entanto, a explicação exacta do mecanismo que suprime a turbulência na presença de *riblets* não é consensual [14].

Podemos dividir as explicações proposta pela literatura em dois grandes grupos: Um grupo afirma que os riblets impedem o movimento transversal do escoamento (cross-flow motion) dificultando ou até mesmo bloqueando o aparecimento de flutuações turbulentas nesta direcção, ou seja, dificulta o surgimento da componente w' . Este fenómeno impede a reposição de fluido próximo da parede que é ejectado durante o processo de produção de turbulência, o que explica a redução de transferência de momento para próximo da parede, resultando no decréscimo de τ_w [15]. Bechert [16] introduziu o conceito de “altura de deslocamento” (protrusion height, h_p) (Fig. 2.13). Define-se a altura de deslocamento como a distância entre o topo dos riblets e a origem (média) do perfil de velocidades. Esta altura é uma propriedade geométrica específica de cada configuração de riblet e está directamente relacionada com a sua eficácia (quanto maior, maior o seu desempenho, uma vez que para este requisito, o perfil de velocidades é mais delgado na superfície dos riblets, significando menor tensão de corte na parede). Na prática, a altura de deslocamento mede o pseudo-deslocamento vertical do escoamento provocado pela presença do riblet. Contudo, apesar desta teoria apresentar boa concordância com os resultados experimentais, não é totalmente convincente. Imagine-se, a título de exemplo, uma superfície formada por vários bicos sem um arranjo preferencial. Estes bicos apresentam uma altura de deslocamento considerável sem que tal implique uma redução de arrasto na superfície.

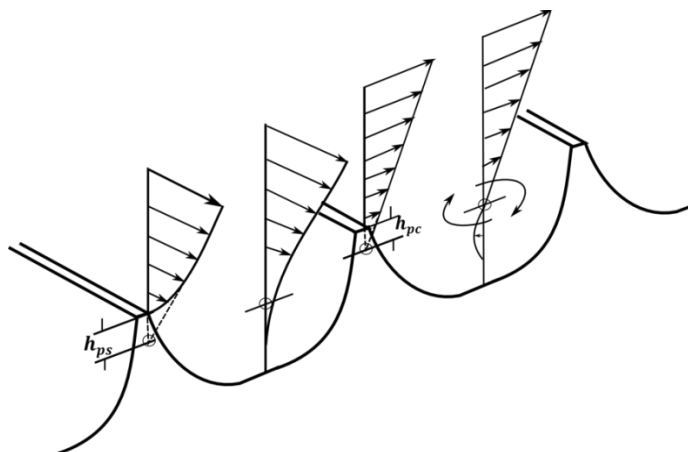


Figura 2.13: Altura de deslocamento para escoamento longitudinal (h_{ps}) e para escoamento transversal (h_{pc}) [16]

Este aparente contra-senso explica-se pelo facto de não só a altura de deslocamento do escoamento longitudinal (h_{ps}) afectar o seu desempenho, como também, a altura de deslocamento do escoamento transversal (h_{pc}) ser bastante significativa. A diferença Δh expressa por $\Delta h = h_{ps} - h_{pc}$ apresenta uma melhor correlação com eficácia de cada tipologia de riblet [18].

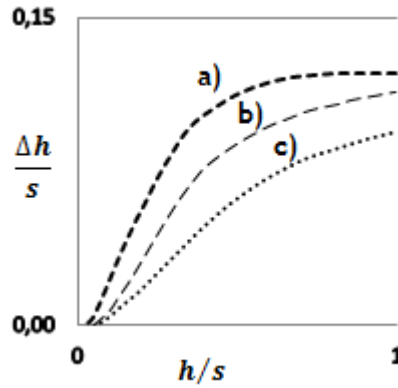


Figura 2.14: $\Delta h/s$ para riblets rectangulares (a), semi-circulares (b) e triangulares (c). Experimentalmente verifica-se que os riblets com maior altura de deslocamento efectiva (Δh) conseguem maior redução do arrasto de fricção [16]

A Fig.2.14 (onde h representa a altura do riblet e s a largura) relaciona a diferença de altura de deslocamento típica de cada geometria, onde se pode observar que quanto maior Δh_p maiores são as perspectivas de desempenho. Estes resultados são interessantes na medida em que desmistificam a ideia intuitiva de que uma configuração com menor área molhada seria necessariamente mais eficiente.

O segundo grupo defende que a interação dos *riblets* com os vórtices que se formam ao longo do eixo no sentido do escoamento (quasi-streamwise vortex) (Fig. 2.15) é responsável pela redução de arrasto [14].

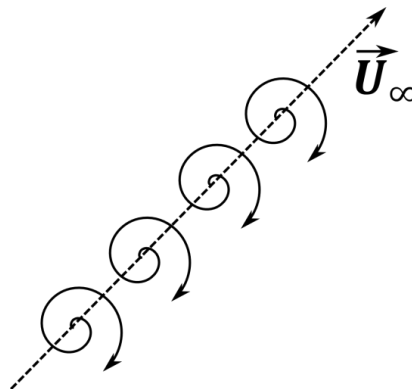


Figura 2.15: Quasistreamwise vortex - Vórtices que se formam ao redor de um eixo paralelo ao sentido do escoamento

A estes vórtices estão associadas a criação de zonas com elevado coeficiente de fricção na camada limite turbulenta, uma vez que são responsáveis por trazer fluido de alta velocidade na direcção da parede durante a ocorrência dos eventos turbulentos [17]. Choi [17] propõe uma hipótese que surge de um compromisso entre os dois grupos: o autor afirma que os *riblets* restringem o movimento transversal dos vórtices reduzindo assim, a fricção entre o fluido e a parede. Choi [18] propõe um mecanismo, no qual os vórtices são deslocados para longe da parede. Isto explica um decréscimo de performance dos *riblets* para $s^+ > 20\sim 25$ por permitir que os vórtices se instalem nas cavidades como ilustra a Fig. 2.16.

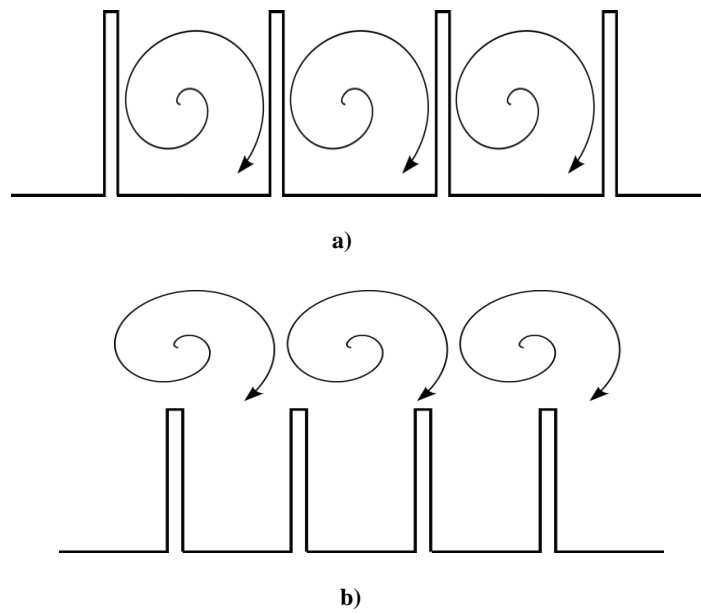


Figura 2.16: Vórtices na cavidade dos riblets ($s^+ > 30$) (a) e vórtices deslocados verticalmente acima da superfície dos riblets (b) ($s^+ < 30$)

Esta hipótese é baseada na teoria de que o diâmetro dos vórtices é $d^+ \sim 30$. Pollard [19] reafirma a hipótese que a presença de *riblets*, efectivamente desloca os eventos de produção de turbulência para longe da parede, resultando em tensões de corte de magnitude inferior ao nível da superfície. O fenómeno de deslocamento dos riblets foi registado por Lee & Lee [20]:

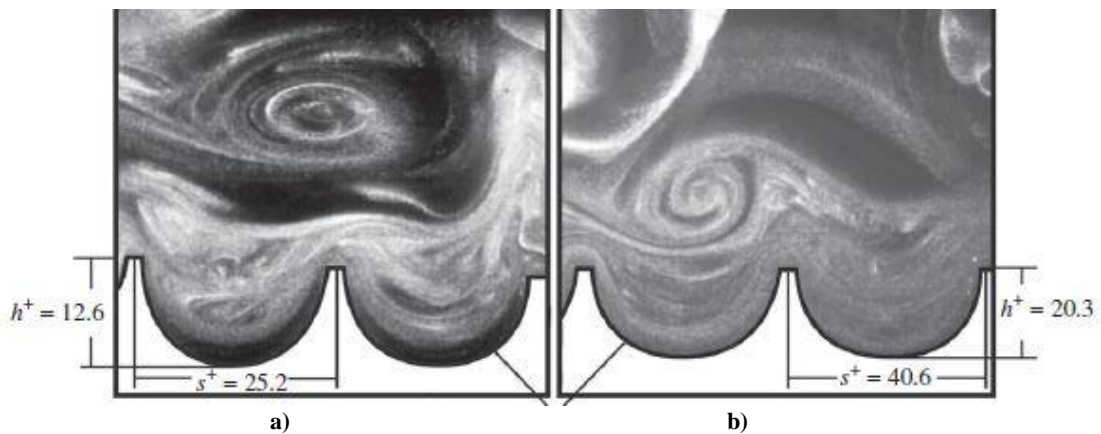


Figura 2.17: Posicionamento dos vórtices longitudinais para riblets com larguras diferentes. [20]

Na Fig.2.17 a) o vórtice permanece bastante deslocado da cavidade do riblet não perturbando significativamente o escoamento no interior da cavidade, na figura b) onde S^+ é superior a 30 ($s^+ > 40$), a cavidade do riblet é visivelmente influenciada pelo vórtice e pelo seu escoamento transversal.

2.3.2 Optimização Geométrica

A optimização geométrica da configuração a utilizar é de capital importância de modo a garantir a eficiência do mecanismo. Como referido na secção anterior, estas estruturas actuam na zona da subcamada viscosa onde as tensões de corte são bastante significativas. A literatura refere igualmente que as rugosidades completamente imersas na subcamada linear não afectam significativamente o escoamento, pelo que este se comporta como se desenvolvesse ao longo de uma superfície lisa. Deste modo é possível definir um intervalo de operação como ilustrado na Fig. 2.18:

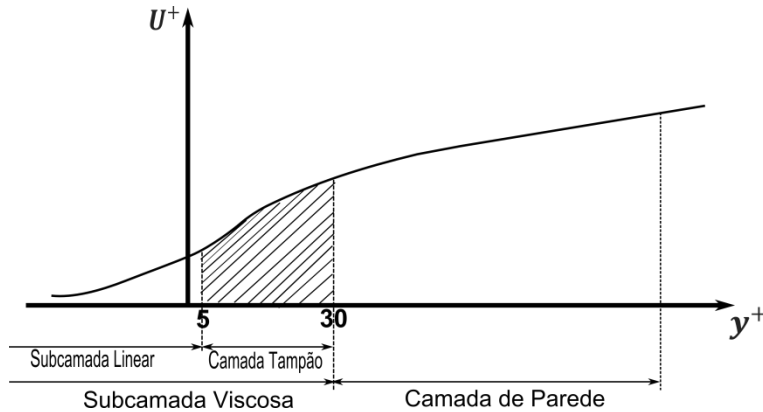


Figura 2.18: Intervalo de projecto da altura dos riblets

A zona a tracejado indica que os *riblets* devem ser projectados para uma altura adimensional h^+ entre 5 e 30 unidades de parede, correspondente à *camada tampão* (*buffer layer*):

$$5 < h^+ = \frac{h \cdot u_\tau}{\nu} < 30 \quad (2.11)$$

Onde h é a altura do topo do riblet, e ν a viscosidade dinâmica e u_τ a velocidade de fricção (Eq. 2.12).

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (2.12)$$

A secção anterior refere que a eficiência do mecanismo está também relacionada com o deslocamento dos vórtices para uma região acima dos riblets, impedindo que estes se instalem nas cavidades. Este requisito é garantido ao projectar a largura de cada riblet s , inferior ao diâmetro característico dos vórtices.

$$s^+ = \frac{s \cdot u_\tau}{\nu} < d^+ \sim 30 \quad (2.13)$$

Depois de impostos os limites geométricos para a altura e para a largura, o grande desafio passa por criar uma relação h/s que garanta o melhor desempenho. Esta surge de uma relação de compromisso entre a altura de deslocamento e a área molhada da superfície.

A Fig.2.19 ilustra a diferença $\Delta h_p / s$, entre a altura de deslocamento do escoamento longitudinal (h_{pl}) e a altura de deslocamento do escoamento transversal (h_{pc}), adimensionalizada pela largura do riblet, para uma geometria de *riblet* rectangular.

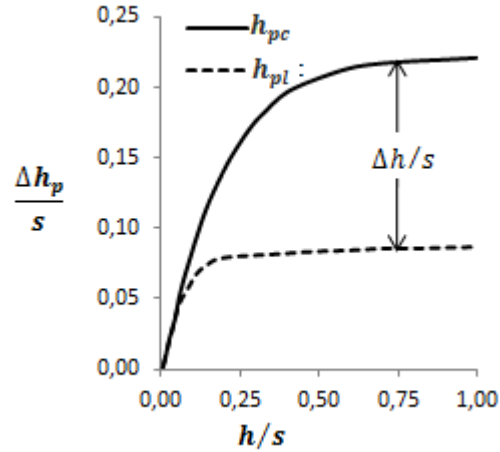


Figura 2.19: Variação da altura de deslocamento efectiva (Δh) para diferentes razões h/s (adaptado de [16])

A zona do gráfico onde $\Delta h_p / s$ é máxima oferece melhores garantias de redução do arrasto, contudo é necessário ter em consideração o incremento da área molhada. Esta relação de compromisso resulta de dados experimentais uma vez não foi possível, até ao momento obter um modelo teórico. Luchini [21] propôs a equação (Eq. 2.14) que relaciona a geometria do riblet e altura de deslocamento efectiva com o ganho na redução do arrasto:

$$\frac{\Delta\tau}{\tau_0} = \frac{0.785(\Delta h/s)s^+}{(2C_f)^{-1/2} + 1.25} \quad (2.14)$$

Onde $\Delta\tau$ representa a diferença entre a tensão de corte de parede nas riblet e a tensão de corte numa placa lisa de igual dimensão, τ_0 refere-se à tensão de corte na placa lisa e C_f ao coeficiente de fricção. Como se pode observar na Fig.2.20, esta equação apenas apresenta consistência para uma gama de largura de riblet pequena, não capturando a degradação de eficiência do mecanismo para riblets mais largos.

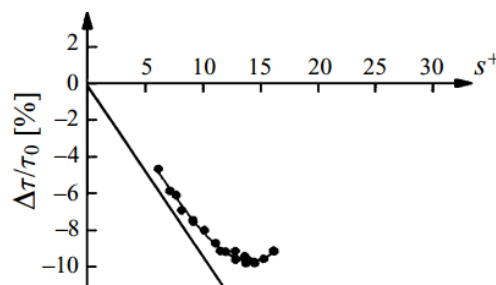


Figura 2.20: Recta de Luchini e resultados experimentais [16]

Na literatura, as configurações mais frequentes são riblets côncavos (em U) (a), triangulares (b) e rectangular (c), representados na Fig. 2.21:

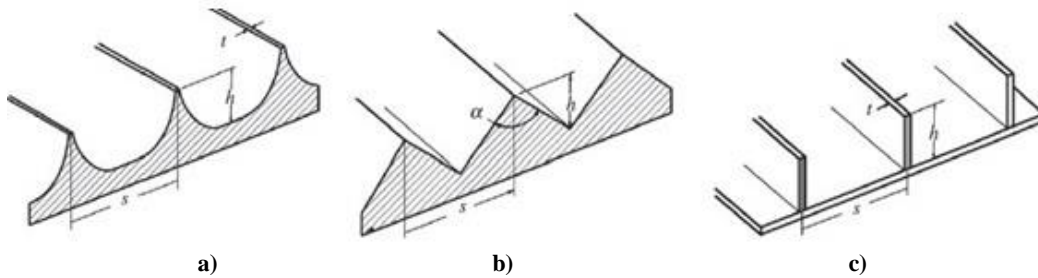


Figura 2.21: Configurações de riblet em U (a), triangular (b) e rectangular (c) [13]

Os resultados mais promissores de redução do arrasto foram obtidos para a geometria rectangular, atingindo uma redução na ordem dos 10% para a razão $h/s=0,5$ e espessura $t/s=0,02$. Importa referir que quanto mais fina a espessura, melhor é o desempenho. No entanto a espessura está logicamente limitada pela precisão do mecanismo de produção e pela integridade estrutural da parede da própria riblet. Os riblets côncavos apresentam redução de arrasto de aproximadamente 7% para a razão $h/s=0,7$. Por fim os riblets triangulares conseguem a redução mais modesta (5%) para a razão $h/s=0,86$ ($\alpha \approx 54^\circ$) [13].

Recentemente Saugaut et Charron [14] através de resultados numéricos, afirmam que, aplicando uma geometria senoidal, no sentido longitudinal do escoamento é possível obter redução de arrasto aproximadamente 50% superior, quando comparado com os riblets longitudinalmente rectos, esquematizados na Fig.2.21:

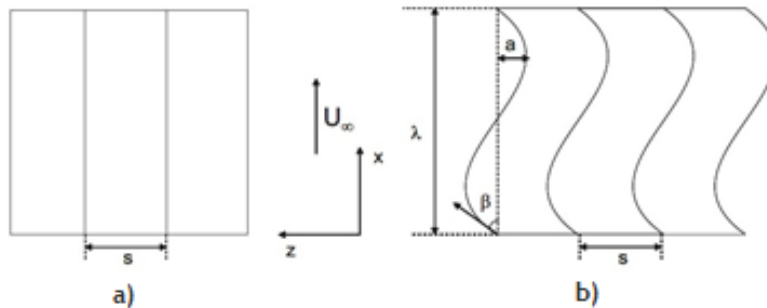


Figura 2.22: Riblets longitudinalmente rectos (a) e sinusoidais (b) [22]

O autor argumenta que aplicando uma geometria longitudinal sinusoidal é possível obter os mesmos benefícios obtidos usando uma parede oscilante [22].

Observa-se que nos riblets senoidais, a redução no arrasto depende fortemente do comprimento de onda da senóide. Para um comprimento de onda, $\lambda/\delta = 3,22$ (onde λ representa o comprimento de onda e δ é metade da altura entre a placa lisa e a altura entre o topo e a cavidade do riblet) não é observada qualquer redução de arrasto (pelo contrário, o método é prejudicial), no entanto, para um valor superior $\lambda/\delta = 6$, é alcançada uma redução de arrasto de 7,4% quando para o mesmo caso, utilizando riblets rectos o ganho é de 5,4%. Esta diferença evidencia aproximadamente 40% de ganho e, segundo o autor, é possível aumentar este valor com uma correcta adaptação da parametrização. O tratamento estatístico da turbulência mostra ainda a redução das flutuações e a diminuição da intensidade turbulenta no escoamento transversal que é responsável pela contribuição turbulenta no arrasto de fricção.

2.3.3 Riblets Tridimensionais

Os riblets que compõem a pele de tubarões são segmentos curtos não contínuos na direção do escoamento (Fig.2.23 a)). Estas estruturas têm sido replicadas experimentalmente de modo a perceber se a sua tridimensionalidade tem alguma contribuição para a redução de arrasto que não exista nos riblets bidimensionais [13].

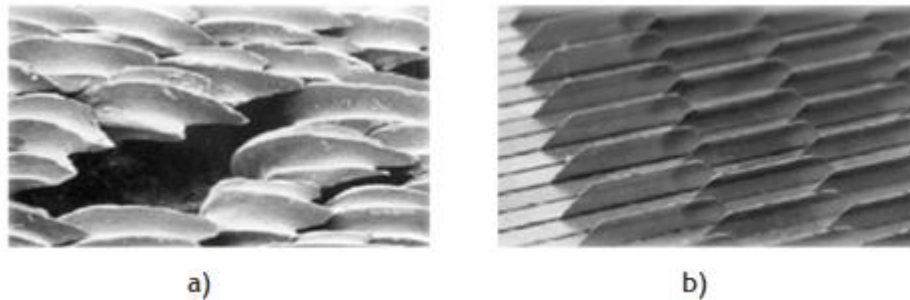


Figura 2.23: Riblets tridimensionais: Shark Skin (a) [23] e Riblet tridimensional (b) [2]

Contudo, os estudos com riblets de geometria tridimensional até agora publicados não favorecem a redução de arrasto quando comparados com as estruturas bidimensionais. A Fig.2.24 compara os resultados obtidos para um riblet bidimensional (a) e tridimensional (b) [18]. Adoptando estas diferentes tipologias de riblet, o autor esperava alcançar o mesmo deslocamento vertical do vórtice e o mesmo efeito de bloqueio do movimento transversal do escoamento com menos efeito na origem média do perfil de velocidades transversal (altura de deslocamento transversal, h_{pc}).

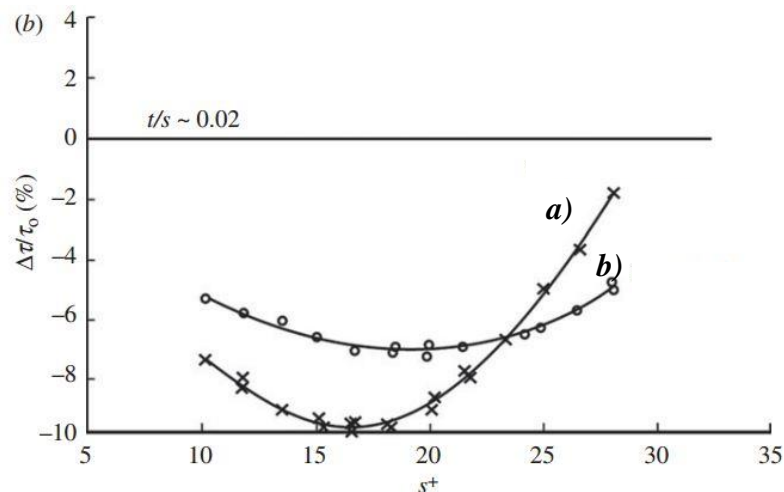


Figura 2.24: Curva de redução de arrasto para riblets bi (a) e tridimensionais (b) [2]

Seria de esperar que os riblets, ao permitirem ajustar a sua geometria ao número de Reynolds local ao longo da placa pudessem trazer algum benefício, no entanto os resultados obtidos demonstram que os riblets tridimensionais são menos sensíveis à variação da largura, no entanto apresentam pior eficácia na redução do arrasto de fricção dado que permitem o reaparecimento do vórtice nas regiões de descontinuidade longitudinal.

Choi et al. [24] propôs uma configuração designada por D-Type. Neste padrão são dispostas cavidades de forma intervalar na direção transversal ao escoamento como ilustrado na Fig.2.25.

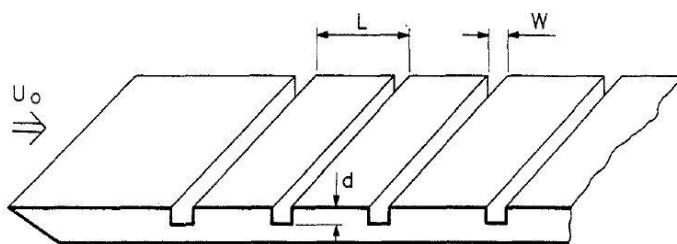


Figura 2.25: Configuração D-type [24]

O objectivo desta configuração é reduzir o arrasto baseando-se num escoamento de vórtice, estável, que se desenvolve dentro da cavidade e que absorve e reorganiza a turbulência. No entanto, pese a rotação do vórtice ser lenta e a velocidade constante na maioria do tempo, observa-se uma aceleração de tempo a tempo que sugere actividade turbulenta similar a explosões (“bursts”) no interior ou nas proximidades da cavidade. No entanto a frequência deste fenómeno repete-se bastante menos que o esperado quando comparado com a camada limite turbulenta sobre uma placa lisa.

Embora, nas cavidades, parâmetros como a intensidade turbulenta ou o perfil de velocidades, se assemelhe bastante aos observados nas superfícies com riblets, os resultados mostram uma redução de arrasto bastante desanimadora na ordem de 1%.

Ainda dentro do domínio dos riblets tridimensionais, diversos autores analisaram escoamentos sobre réplicas de escamas de tubarões [23]. Os resultados são interessantes de forma a entender o comportamento do escoamento sobre estas superfícies mas não se obteve melhoria no desempenho.

2.3.4 Técnicas de produção

A produção de superfícies cobertas por *riblets* para estudo ou aplicações de larga escala tem sido um dos grandes desafios da aplicação do método. Uma vez que, técnicas como o fabrico à escala microscópica são desajustadas para produção em grande escala devido aos custos associados. Os *riblets* mergulhados em escoamentos cujo fluido é ar requerem que a largura seja, tradicionalmente inferior a 1mm, o que é devido à baixa viscosidade do ar e à elevada velocidade que o túnel de vento necessita de operar de modo a obter tensões de corte passíveis de serem medidas (embora esta medida seja meramente indicativa, uma vez que a geometria depende não só do número de Reynolds como da velocidade média do escoamento). De modo a contornar esta limitação, Bechert [16] desenvolveu o seu trabalho experimental em riblets usando um canal de óleo (*oil channel*) pois este fluido é bastante mais viscoso, a velocidade do escoamento pode ser consideravelmente mais baixa, permitindo que os *riblets* usados no trabalho experimental possam ter uma largura num intervalo de valores entre 3 a 5mm.

As técnicas de produção industrial mais frequentes carecem de precisão necessária para o fabrico de *riblets* com qualidade suficiente para serem utilizados em escoamentos de ar a velocidades elevadas. Através de um computador CNC (*small-scale computer numerically controlled*) fabricaram-se *riblets* rectangulares com largura de apenas 38 μ m e altura de 90 μ m [25]. Walsh [26] fabricou riblets côncavos e triangulares em alumínio com largura à escala sub-milimétrica.

Outro método de produção é construir o riblet por elementos [16]. Uma vez que o componente da altura dos riblets é fabricado em separado, este pode ser construído através de técnicas de rolamento (*rolling techniques*), evitando erros típicos de fresagem que destroem a qualidade do riblet. Ainda dentro dos processos de laminação, Klocke [27] fabricou riblets côncavos (em U) com 162 μ m de altura e 340 μ m de largura através de laminação de ligas de titânio.

A produção industrial de riblets tem o seu exemplo mais célebre no filme de vinyl fabricado pela empresa M3 [28]. Este filme foi aplicado em varias superfícies de teste como tubagens [29], placas planas em túnel de vento [30] e fuselagem de aeronaves. Lee [31] produziu um filme idêntico a partir de óleo de silicone (polydimethylsiloxane, PDMS) tendo produzido riblets triangulares com 180 μ m de altura e 300 μ m de largura.

Os melhores resultados foram obtidos através de processos abrasivos por Denkena [32] que conseguiu produzir riblets triangulares com altura de 20 μ m e largura de $s=40\mu$ m.

2.4 Simulações Numéricas de Riblets

Na literatura existem diversas abordagens numéricas para resolver o escoamento em riblets. Entre os modelos de turbulência mais utilizados está o modelo DNS (Direct Numerical Simulation) que resolve directamente as equações de Navier-Stokes dependentes do tempo. Este método é uma ferramenta numérica poderosa capaz de prever todas as flutuações no fluido, no entanto, a sua utilização é proibitiva para a maioria dos computadores, estando assim a sua utilização limitada a super computadores capazes de suportar o modelo. Entre os autores que utilizam o modelo DNS, Choi [18] estudou o escoamento sobre riblets triangulares com $\alpha=50^\circ$ e $\alpha=60^\circ$ (ângulo correspondente ao vértice do triângulo) tendo verificado redução do arrasto de fricção entre 5 a aproximadamente 6% para $s^+ \approx 20$. Neste trabalho Choi, utilizou um volume de controlo rectangular onde a base é uma superfície coberta por riblets e o topo uma superfície lisa. A redução no arrasto de fricção é calculada comparando o coeficiente de fricção de ambas as superfícies. Resultados semelhantes foram obtidos por Goldstein [33] que estão em concordância com os resultados experimentais de Walsh [26 e 34] e Bechert [16]. Ainda utilizando DNS, El Samni et al. [35] obteve 11% de redução de arrasto de fricção ($s^+ = 18$) usando riblets rectangulares com $h/s = 0,5$ e $t/s = 0,02$, onde t representa a espessura da parede do riblet.

Peet e Saugaut [14] utilizaram o modelo Large Eddy Simulation [LES]. Este método resolve as grandes escalas (turbilhões) com grande precisão, aproximando depois os efeitos das pequenas escalas de forma fidedigna, permitindo minimizar o custo computacional. Com este modelo, verificou-se redução de arrasto de fricção igual a 5,4% usando riblets triangulares com $\alpha=60^\circ$.

O modelo Reynolds Stress Model (RSM) resolve as equações RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) através das equações de transporte dos tensores de Reynolds em conjunto com uma equação para a taxa de dissipação. Este modelo foi adoptado por Zhang [36] tendo verificado 4,6% de redução no arrasto de fricção ($S^+ \approx 15$) riblets triangulares com $\alpha = 60^\circ$.

Por fim Djenidi e Antonia [37] adoptaram o modelo de turbulência Low-Re $k - \epsilon$ para prever a redução de arrasto de fricção em escoamento sobre riblets triangulares. Este modelo de duas equações resolve duas equações de transporte para determinar a variável de transporte K (energia cinética turbulenta) e ϵ (dissipação turbulenta). O autor obtém resultados modestos ($\approx 1\%$) que não estão em concordância nem com os resultados experimentais da bibliografia nem com os diversos resultados numéricos publicados. Uma das razões para estes resultados reside no facto deste modelo assumir a hipótese de isotropia da viscosidade turbulenta (que por outras palavras, significa que a razão entre os tensores de Reynolds e a taxa de deformação é igual em todas as direcções), enquanto que no escoamento em riblets a viscosidade turbulenta é manifestamente anisotrópica.

Capítulo 3

Modelo Numérico

“Regarding computing as a straightforward routine, some theoreticians still tend to underestimate its intellectual value and challenge, while practitioners often ignore its accuracy and overrate its validity”

- C. K. Chu

-

Este capítulo apresenta o procedimento numérico adoptado e está dividido em 4 secções:

- **Modelos de Turbulência:** Nesta razão é feita uma breve introdução ao modelo de turbulência adoptado.
- **Volume de Controlo:** É apresentado o volume de controlo assim como as condições de fronteira adoptadas.
- **Malha:** Nesta secção é apresentada a malha adoptada e o estudo de independência de malha
- **Convergência e Solução:** Nesta secção são apresentados os critérios de convergência adoptados

3.1 Modelo de Turbulência

O escoamento sobre *riblets* é caracterizado por uma significativa anisotropia da turbulência. Esta característica impossibilita a utilização de modelos de turbulência de 1 e 2 equações. Por este motivo, entre os modelos disponibilizados pelo software Ansys Fluent, optou-se por utilizar o modelo Reynolds Stress Model (RSM).

Contudo, o modelo de turbulência RSM não é dos mais eficazes na região onde o escoamento não é completamente turbulento [36]. A mudança de escoamento próximo da parede é bastante significativa, especialmente na subcamada viscosa, onde o número de Reynolds é pequeno e a turbulência não é completamente desenvolvida. Por conseguinte, o modelo RSM não deve ser aplicado directamente nesta região [38]. Existem dois métodos para solucionar este problema [38]: o primeiro é o recurso a funções de parede. Neste método os efeitos da viscosidade nas regiões mais próximas da parede (camadas tampão e subcamada viscosa, $y^+ < 30$) não são resolvidas, ao invés são usadas fórmulas semi-empíricas designadas “funções de parede” de modo a resolver a região afectada entre a parede e a zona completamente turbulenta (Fig.3.1) [39]. Uma vez que os riblets actuam na subcamada viscosa, a utilização de funções de parede não é recomendável. Como alternativa aplicou-se o modelo de turbulência Omega Reynolds Stress que é um modelo RSM baseado na equação para a taxa de dissipação específica, ω (para uma descrição mais detalhada consultar [40] e [41]).

A vantagem da utilização da equação da energia cinética turbulenta é permitir uma maior precisão da solução na região próxima da parede uma vez que resolve o escoamento em toda a sua extensão, evitando a utilização de funções de parede.

De modo a utilizar este modelo eficientemente é necessário adoptar uma malha adequada a numero de Reynolds baixos que garanta a distancia adimensional entre a parede e o primeiro nó, $y^+ < 1$ [40].

$$y^+ = \frac{y \cdot u_\tau}{\nu} \quad (3.1)$$

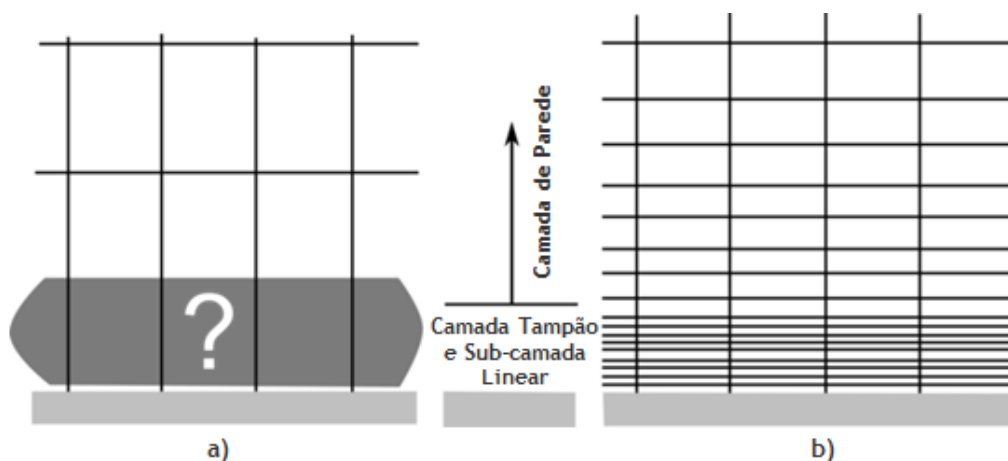


Figura 3.1: Modelos próximos da parede (Adaptado de [40])

3.1.1 Omega Reynolds Stress Model

Dentro da ampla gama de modelos numéricos oferecidos pelo *Ansys Fluent*, o modelo RSM é de todos o mais elaborado. Este modelo resolve as equações RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes) através das equações de transporte dos tensores de Reynolds em conjunto com uma equação para a taxa de dissipação. Isto significa a necessidade de 5 (cinco) equações de transporte adicionais para escoamentos 2D e 7 (sete) para escoamentos tri-dimensionais que garantem maior potencial de precisão na maioria dos escoamentos analisados. Uma vez que as estruturas analisadas são caracterizadas por forte anisotropia. O modelo RSM apresenta ainda uma vantagem bastante significativa em relação aos modelos de 1 ou 2 equações uma vez que abandona a hipótese de viscosidade turbulenta isotrópica. Uma descrição mais detalhada do modelo pode ser encontrada em [40].

As equações de transporte dos tensores de Reynolds podem ser escritas da seguinte forma (Eq.3.3):

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Derivada Local}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u'_k \overline{u'_i u'_j})}_{C_{ij} \equiv \text{Convecção}} = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} [\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p (\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)]}_{D_{T,ij} \equiv \text{Difusão Turbulenta}} \\
 & + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right]}_{D_{L,ij} \equiv \text{Difusão Molecular}} - \underbrace{\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)}_{P_{ij} \equiv \text{Produção de Tensão}} - \underbrace{\rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta})}_{G_{ij} \equiv \text{Produção}} \\
 & + \underbrace{p \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}_{\phi_{ij} \equiv \text{Tensor de Pressão}} - \underbrace{2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}}_{\varepsilon_{ij} \equiv \text{Dissipação}} - \underbrace{2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \varepsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \varepsilon_{jkm})}_{F_{ij} \equiv \text{Produção por rotação do Sistema}}
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Onde os termos C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} e F_{ij} não necessitam de ser modelados, os restantes são descritos a seguir:

- Difusão Turbulenta, $D_{T,ij}$:

A difusão turbulenta é obtida após simplificação do gradiente de Darly e Harrow [40], pelo que vem:

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) \tag{3.3}$$

Onde a viscosidade turbulenta, μ_t é definida como:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.4}$$

- Produção, \mathbf{G}_{ij} :

$$\mathbf{G}_{ij} = -\frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \left(g_i \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) \quad (3.5)$$

- Tensor de Pressão, ϕ_{ij} :

O termo ϕ_{ij} assume capital importância de modo a garantir resultados coerentes. Nesta dissertação foi adoptado o modelo Omega Reynolds Stress Model (ou Stress-Omega RSM), pelo que a modelação do tensor ϕ_{ij} é baseado nas equações do modelo $k - \omega$. Consequentemente as constantes utilizadas serão as mesmas do referido modelo com a adição das constantes C_1 e C_2 . O modelo é definido como mostrado a seguir:

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} \quad (3.6)$$

Onde:

$$\phi_{ij} = -C_1 \rho \beta_{RSM}^* \omega \left[\overline{u'_i u'_j} - 2/3 \delta_{ij} k \right] - \hat{\alpha}_0 [P_{ij} - 1/3 P_{kk} \delta_{ij}] - \hat{\beta}_0 [D_{ij} - 1/3 P_{kk} \delta_{ij}] - k \hat{\gamma}_0 [S_{ij} - 1/3 S_{kk} \delta_{ij}] \quad (3.7)$$

$$D_{ij} = -\rho \left[\overline{u'_i u'_m} \frac{\partial u_m}{\partial x_j} + \overline{u'_j u'_m} \frac{\partial u_m}{\partial x_i} \right] \quad (3.8)$$

$$\beta_{RSM}^* = \beta^* f_{\beta^*} \quad (3.9)$$

$$\hat{\alpha}_0 = \frac{8 + C_2}{11} \quad (3.10)$$

$$\hat{\beta}_0 = \frac{8C_2 - 2}{11} \quad (3.11)$$

$$\hat{\gamma}_0 = \frac{60C_2 - 4}{55} \quad (3.12)$$

As constantes C_1 e C_2 são definidas como:

$$C_1 = 1.8$$

$$C_2 = 0.52$$

De modo a melhorar a precisão dos resultados, é activado o amortecimento viscoso [*viscous damping*] que permite resolver a sub-camada viscosa. O amortecimento viscoso melhora a predição de resultados na região próxima da parede uma vez que reduz as flutuações médias, sendo que as equações para obter as novas constantes $\hat{\alpha}$, $\hat{\alpha}$, $\hat{\gamma}$ e C_1 são alteradas:

$$\hat{\alpha} = \frac{1 + \hat{\alpha}_0 Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \quad (3.13)$$

$$\hat{\beta} = \hat{\beta}_0 \frac{Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \quad (3.14)$$

$$\hat{\gamma} = \hat{\gamma}_0 \frac{0.007 + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \quad (3.15)$$

$$C_1 = 1.8 \left[\frac{5/3 + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \right] \quad (3.16)$$

- Dissipação ϵ_{ij} :

A taxa de dissipação é modelada de acordo com o modelo de Sakar [40]:

$$\epsilon_{ij} = \frac{2}{3} \delta_{ij} (\rho \epsilon + 2\rho \epsilon M_t^2) \quad (3.17)$$

Onde o numero de Mach turbulento é expresso por:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (3.18)$$

As constantes utilizadas nas equações que governam o modelo Stress-Omega RSM estão descritas na **Tab.3.1**:

Tabela 3.1: Constantes para o modelo Omega RSM

C_1	C_2	α_∞^*	α_∞	β_∞^*	β_i	R_β	R_k	R_ω	ζ^*	M_{t0}	σ_k	σ_ω
1.8	0.52	1	0.52	0.09	0.072	8	6	2.95	1.5	0.25	2	2

3.2. Volume de Controlo

O volume de controlo adoptado encontra-se ilustrado na **Fig.3.2**. Juntamente com o referencial ortonormado utilizado. A mesma estrutura foi adoptada para todos os tipos de *riblets* analisados. Como se vê na figura, o volume de controlo é composto por:

- Uma parede superior, no topo, que é uma parede lisa;
- Uma parede inferior, a qual é formada por um conjunto de 8 *riblets*;
- Duas fronteiras laterais;
- Uma fronteira a montante, coincidente com o plano xy ;
- Uma fronteira a jusante.

Esta configuração com duas paredes permite numa única simulação obter valores para o coeficiente de fricção, C_f tanto para a parede lisa quanto para a superfície dos *riblets*, permitindo economizar recursos computacionais ao mesmo tempo que se obtém uma análise mais precisa dos resultados. De modo a precaver a interferência entre os domínios a altura do volume de controlo deve medir pelo menos 10 (dez) vezes a altura dos *riblets* [42].

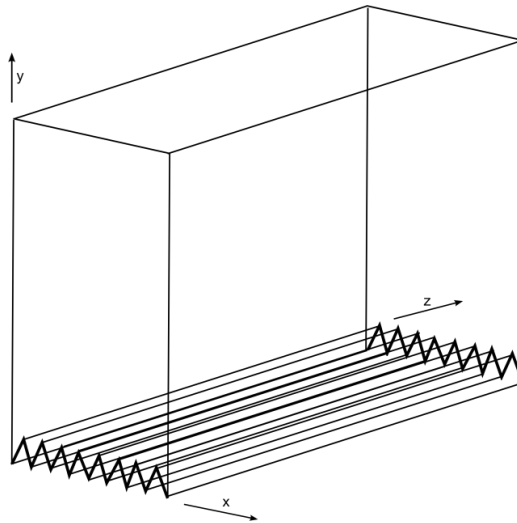


Figura 3.2: Volume de Controlo

As dimensões do volume de controlo adoptado para todos os *riblets* são apresentadas na **Tab.3.2**:

Tabela 3.2: Dimensões do Volume de Controlo

X [m]	Y [m]	Z [m]
0,0004	0,004	0,075

3.2.1 Condições de Fronteira

Ao volume de controlo associaram-se as condições de fronteira de parede (*wall*) no domínio superior e inferior (placa lisa e *riblets* respectivamente), aos domínios laterais a condição de simetria (*symmetry*) enquanto a entrada e a saída têm a condição de entrada de velocidade e saída de escoamento respectivamente (*velocity inlet* e *outflow*). A **Tab.3.3** resume as características de cada fronteira associada:

Tabela 3.3: condições de fronteira

Condição de Fronteira	Descrição
Entrada de Velocidade (<i>velocity inlet</i>)	Adoptada para definir a velocidade do escoamento juntamente com todas as propriedades escalares relevantes na entrada do escoamento
Saída de Escoamento (<i>outflow</i>)	Adoptada para modelar a saída do escoamento onde a velocidade e a pressão na saída não são conhecidos antes da solução do problema.
Parede (<i>Wall</i>)	Adoptada para limitar uma região sólida. Por defeito apresenta a condição de não-eskorregamento
Simetria (<i>symmetry</i>)	Adoptada quando a geometria em análise apresenta simetria. Pode também ser utilizada para modelar paredes invíscidas em escoamento viscoso.

Para caracterizar o escoamento foram usados os parâmetros mostrados na **Tab.3.4**:

Tabela 3.4: Características do fluido

Fluído	Ar
Densidade, ρ	1,225 Kg/m^3
Temperatura, T	288,16 K
Viscosidade Dinâmica, μ	1.7894e-05 $Kg/m \cdot s$
Razão dos calores específicos, γ	1.4

Sendo que as condições na entrada do volume do controlo são especificadas na **Tab.3.5**. De referir que a velocidade de entrada pertence a um intervalo de valores, uma vez que faz-se variar a velocidade de entrada de modo a obter diferentes valores de s^+ , necessários para construir a curva de desempenho da redução do arrasto de fricção no escoamento em *riblets*.

Tabela 3.5: Condições de Entrada

Intervalo Típico de Velocidade, U	[80, 220] m/s
Energia Cinética Turbulenta, k	1,0 m^2/s^2
Taxa de Dissipação Específica, ω	1,0 s^{-1}

3.3 Malha

Os resultados da simulação numérica incidem principalmente sobre a região da sub-camada viscosa, deste modo a malha necessita ser bastante refinada nas regiões próximas às paredes. De modo a obter resultados coerentes é necessário garantir que $y^+ < 1$ como referido na secção 3.1. Esta condição é necessária para garantir a malha é suficientemente refinada, permitindo que o modelo numérico seja capaz de resolver as regiões mais próximas da parede. Assim, é necessário refinar cuidadosamente a malha no topo dos riblets como ilustrado na Fig.3.3 b), onde y^+ é maior [38].

Para este efeito foi adoptada uma malha não-estruturada (uma vez que esta configuração é mais eficiente a nível computacional salvaguardando a precisão e coerência da solução [38]) na qual a distância entre o primeiro nó e a parede mede 0,01mm, com uma taxa de crescimento de 1,2 até um limite máximo do tamanho de célula igual a 0,2mm nas regiões mais afastadas da parede onde a malha pode ser mais grosseira sem que isso afecte os resultados [36].

Uma outra variável importante no projecto da malha é a qualidade ortogonal. A qualidade ortogonal da malha é medida entre 0 e 1 sendo que os valores próximos de zero significam baixa qualidade. As malhas adoptadas ao longo deste trabalho têm a qualidade ortogonal mínima de 0.55. Este parâmetro não incide directamente sobre a precisão dos resultados contudo é um factor importante de modo a garantir a convergência da simulação. De referir ainda que as malhas utilizadas foram geradas recorrendo ao *software* PointwiseV17. A Fig.3.3 ilustra a secção transversal (a):

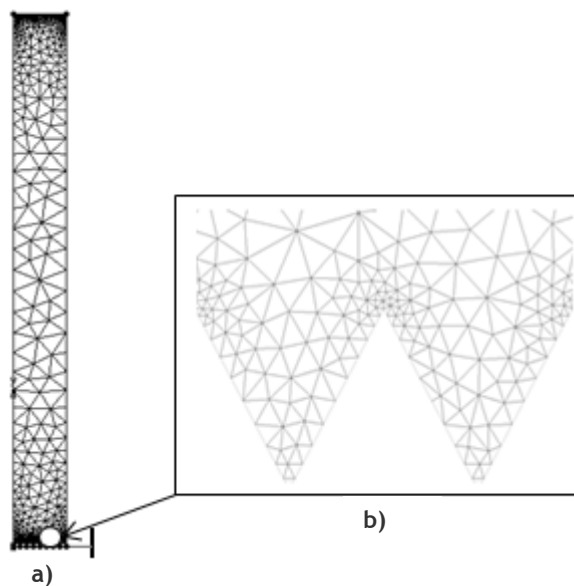


Figura 3.3: Secção transversal da malha (a) e pormenor do refinamento na região dos riblets (b)

3.3.1 Independência de Malha

O estudo de independência de malha é importante para garantir a precisão de resultados associado a um tempo computacional aceitável. O número de elementos foi gradualmente aumentado nas direções x, y e z, respeitando o conjunto de Eq. 3.19:

$$N_x N_y N_z = N_{xyz} \quad (3.19a)$$

$$\sqrt[3]{2} N_x \sqrt[3]{2} N_y \sqrt[3]{2} N_z = 2 N_{xyz} \quad (3.19b)$$

$$\sqrt[3]{2} (\sqrt[3]{2} N_x) \sqrt[3]{2} (\sqrt[3]{2} N_y) \sqrt[3]{2} (\sqrt[3]{2} N_z) = 4 N_{xyz} \quad (3.19c)$$

⋮

Foram analisadas 5 (cinco) malhas. As suas dimensões são apresentadas na Tab.3.6 (onde C_f representa o coeficiente de fricção na parede plana e C'_f o coeficiente de fricção na superfície dos riblets) demonstra os resultados para o coeficiente de fricção na superfície lisa e para a superfície dos riblets. A diferença de resultados da malha D para a malha E, não é significativa ($\approx 2\%$), no entanto o gasto computacional para a malha E é bastante superior, pelo que se optou por utilizar a malha D com 220890 elementos.

Tabela 3.6: Malhas estudadas

i	Malha	N_x	N_y	N_z	N_{xyz}	C_f	C'_f	$\Delta C_f / C_{f_i}$	$\Delta C'_f / C'_{f_i}$
1	A	96	35	38	44585	0,003237	0,001618	-	-
2	B	128	44	48	79524	0,003009	0,001475	7,0%	8,8%
3	C	160	56	60	134048	0,002884	0,001384	4,2%	6,2%
4	D	192	70	75	220890	0,002806	0,001330	2,7%	3,5%
5	E	292	88	95	371394	0,002746	0,001303	2,1%	2,0%

3.4. Convergência e Solução

Assumiu-se como critério de convergência, que a simulação está convergida quando o monitoramento das variáveis sobre análise apresentar uma oscilação que possa ser considerada residual. Considera-se a oscilação residual quando:

$$C_{f,n+1} - C_{f,n} \approx 1 * 10^{-5} \quad (3.20)$$

A Fig.3.4 ilustra o histórico de convergência dos resíduos, desde o início da simulação até atingir o critério de convergência:

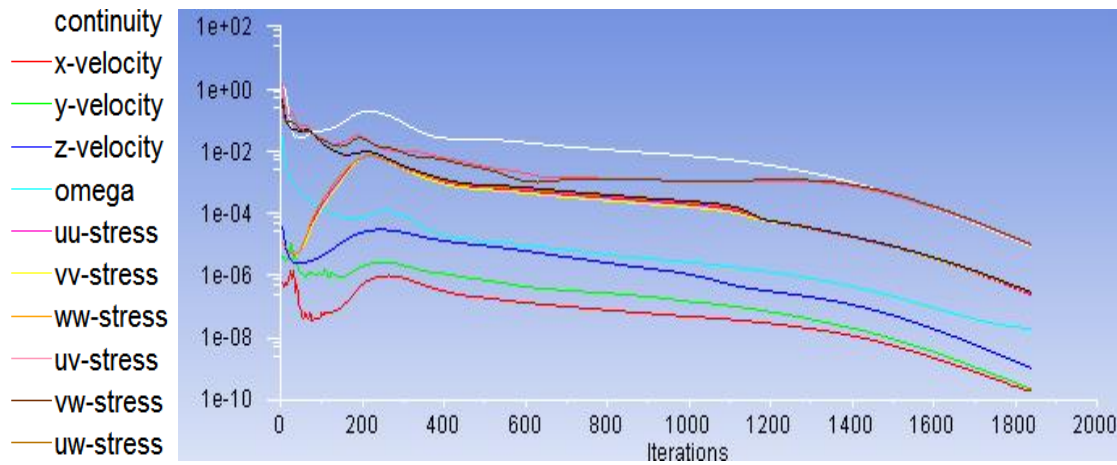


Figura 3.4: Histórico de evolução dos resíduos ao longo da simulação

Ao longo da simulação é também feito o monitoramento das variáveis analisadas como exemplificado no gráfico da Fig.3.5, onde é visível que a solução está completamente estabilizada para o critério de convergência adoptado:

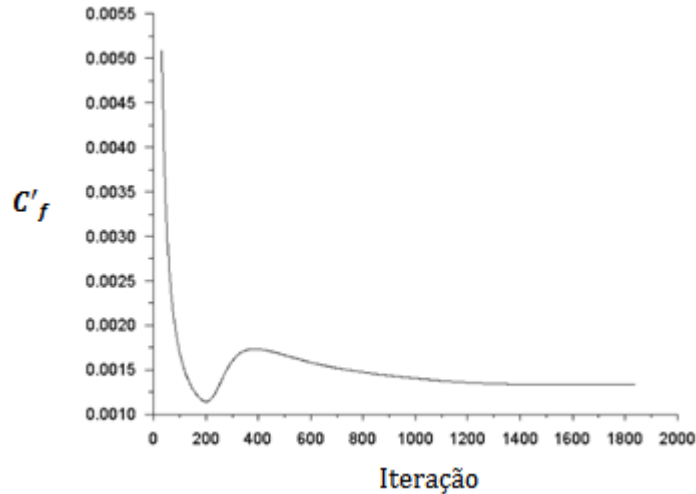


Figura 3.5: Variação do Coeficiente de fricção na superfície dos riblets C'_f , ao longo da simulação ($Re = 10^5$)

Capítulo 4

Resultados

“Testing is a process of gathering information by making observations and comparing them to expectations.”

- Dale Emer

Este capítulo apresenta os resultados obtidos através do procedimento numérico adoptado e está dividido em 4 secções:

- **Notas introdutórias:** É feita uma breve introdução ao procedimento matemático, necessário para a compreensão dos resultados.
- **Validação do procedimento numérico:** São apresentados os resultados obtidos para os riblets replicados e os resultados são contrastados com os resultados experimentais da bibliografia.
- **Geometrias propostas:** Nesta secção são apresentadas 6 novos riblets. É também analisada a sua eficácia na redução do arrasto de fricção
- **Riblets Senoidais:** São apresentados os resultados para riblets longitudinalmente senoidais. Os resultados são contrapostos com os resultados numéricos da bibliografia.

4.1. Notas Introdutórias

Como referido no capítulo anterior, o volume de controlo é formado por uma superfície plana e uma superfície composta por riblets na base. A eficiência dos riblets é calculada comparando o arrasto de fricção da superfície plana e da superfície com riblets:

$$\eta [\%] = \frac{D_f - D'_f}{D_f} \cdot 100 \quad (4.1)$$

Onde, o arrasto de fricção na parede (D_f) e na superfície com riblets (D'_f) são definidos pelas equações 4.2a) e 4.2b), respectivamente:

$$D_f = \int \tau_w \partial A \quad (4.2a)$$

$$D'_f = \int \tau'_w \partial A' \quad (4.2b)$$

Onde, τ_w representa a tensão de corte na parede (Eq.2.9). De referir que as variáveis com o índice (') referem-se aos valores calculados para a superfície com riblets.

Através das equações (Eq.4.1) e (Eq.2.9), manipulando as variáveis, a eficiência vem:

$$\eta [\%] = \frac{\tau_w \cdot A - \tau'_w A'}{\tau_w \cdot A} \cdot 100 = \frac{C_f - \zeta \cdot C'_f}{C_f} \cdot 100 \quad (4.3)$$

Onde, ζ corresponde à razão de área molhada das superfícies:

$$\zeta = \frac{A'}{A} \quad (4.4)$$

Uma vez que a eficiência depende da geometria dos riblets, de forma a construir a curva de eficiência é necessário calcular as características geométricas adimensionais dos riblets: altura h^+ (Eq. 2.11) e largura s^+ (Eq. 2.13)

4.2. Validação do Procedimento Numérico

4.2.1. Riblets Triangulares

O padrão triangular (Fig.4.1) é o mais utilizado na bibliografia sendo adoptado na maioria dos trabalhos numéricos e experimentais devido à sua geometria simples, de fácil fabricação e análise. Os melhores resultados para esta topologia foram obtidos por Bechert [16] alcançando uma redução do arrasto máxima (η) igual a $\approx 5\%$ usando um ângulo $\alpha \approx 60^\circ$ e $S^+ \approx 17$.

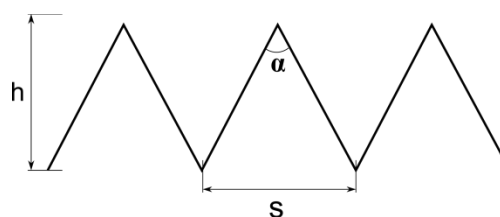


Figura 4.1: Riblets triangulares

O gráfico da Fig.4.2 apresenta os resultados obtidos numericamente e compara-os com os resultados experimentais obtidos por Bechert [16]. Estes apresentam boa concordância na previsão da dimensão ótima do riblet. Sendo que as diferenças são ligeiras, o desempenho dos riblets é ligeiramente subestimado para s^+ de menor dimensão e sobrestimado à medida que esta dimensão aumenta. O ponto ótimo de redução de arrasto, obtido numericamente, verifica-se para uma largura adimensional $s^+=17,7$. Este ponto ótimo é bastante próximo do experimental. A redução do arrasto de fricção obtida numericamente aponta para uma eficiência do riblet triangular ligeiramente superior, 5,2% contra 5% da previsão experimental.

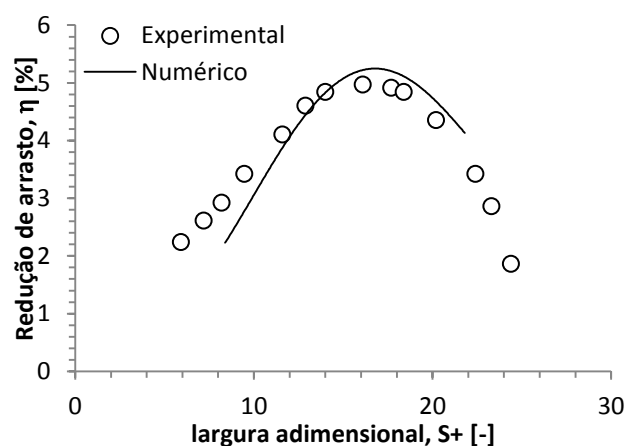


Figura 4.2: Gráfico da curva de desempenho para riblets triangulares

O gráfico da Fig.4.3 ilustra a razão entre o perfil do coeficiente de fricção na saída do volume de controlo (C'_{fs}) e o coeficiente de fricção nos riblets (C'_f). Deste gráfico conclui-se que:

- i) O riblet é imerso, quase na sua totalidade, numa zona onde o coeficiente de fricção é menor que o coeficiente de fricção característico da superfície plana, o que permite reduzir o arrasto apesar do incremento da área molhada. Para esta topologia do *riblet*, $\zeta \approx 2$;
- ii) O coeficiente de fricção é bastante elevado no topo dos riblets pelo que a sua espessura deve ser a mais reduzida possível;
- iii) Existe coerência entre o coeficiente de fricção teórico e numérico para a superfície plana calculado a partir da equação de Prandtl (Eq.2.10):

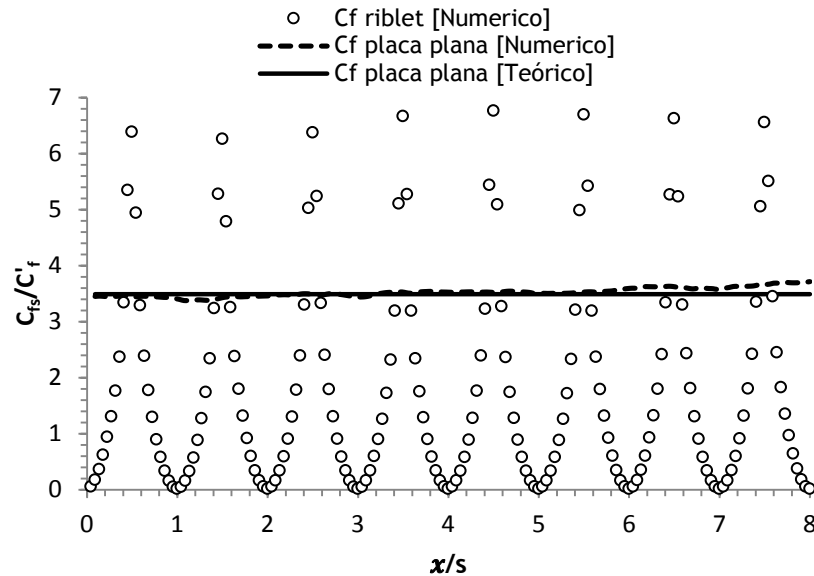


Figura 4.3: Gráfico do perfil de C_f na secção transversal da saída do volume de controlo

A Fig.4.4 complementa o gráfico da Fig.4.3 e representa o perfil de velocidades sobre a superfície dos riblets. Observa-se que na cavidade do padrão rugoso a velocidade é bastante reduzida (inferior a 5% da velocidade média do escoamento, U_∞) o que se traduz num coeficiente de fricção bastante reduzido. No entanto, na região perto do cume, o gradiente de velocidades (dU / dy) é bastante pronunciado. Conclui-se que o incremento de área no cume, é inversamente proporcional ao desempenho do riblet, uma vez esta região está exposta a tensões de corte elevadas.

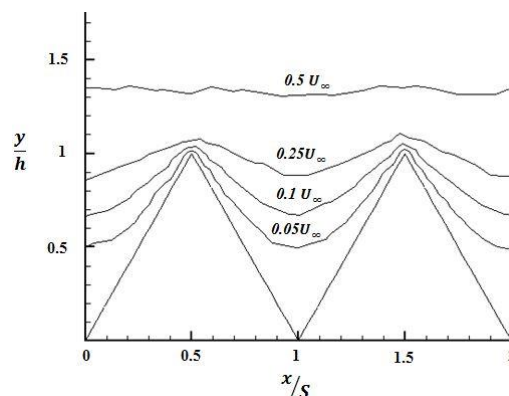


Figura 4.4: Linhas de iso-velocidade sobre riblets triangulares

4.2.2. Riblets Rectangulares

A geometria rectangular apresenta os melhores resultados tanto numéricos quanto experimentais atingindo 10% de redução do arrasto de fricção [13]. Uma vez que o afilamento deste padrão é de 0° a altura de deslocamento efectivo h_p , é a maior possível. Pelo que em concordância com a literatura, o potencial de redução do arrasto para riblets rectangulares é máximo.

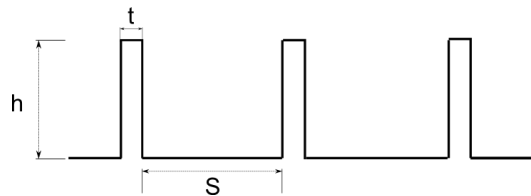


Figura 4.5: Riblets Rectangulares

O gráfico da Fig.4.6 exibe os resultados aqui obtidos numericamente e apresenta a comparação com os dados experimentais de Bechert [10], onde é notória a grande similaridade entre ambas as curvas de desempenho para $h/S=0,5$. Importa salientar que para uma razão h/S diferente, os resultados são prejudicados. No caso de $h/S=0,4$, a perda de eficiência está associada a uma menor altura de deslocamento efectivo, o que significa um gradiente de velocidades próximo da parede (dU/dy) mais elevado, resultando em maior tensão de corte nesta região. Em $h/S=0,5$ o aumento da altura de deslocamento efectiva não é significativo para colmatar o aumento da área molhada e o aumento do gradiente de velocidades na extremidade. Neste caso, as diferenças entre os resultados das previsões numéricas e da experimentação, são ligeiras. O desempenho dos riblets é ligeiramente subestimado para s^+ de menor dimensão e sobrestimado à medida que s^+ aumenta, tal como se havia verificado para a simulação do desempenho dos riblets triangulares (ver Fig.4.2). Para esta geometria, $s^+ = 19$ é o óptimo previsto, enquanto o experimental é de 17,5. Esta diferença está coerente com o favorecimento que a previsão numérica parece dar à medida que s^+ aumenta. O valor de desempenho máximo previsto, $\eta = 10\%$ é aproximadamente coincidente com o medido.

Estes resultados ilustram exemplarmente que o ponto óptimo de redução do arrasto é uma relação de compromisso entre a altura de deslocamento, o aumento de área molhada e geometria dos riblets.

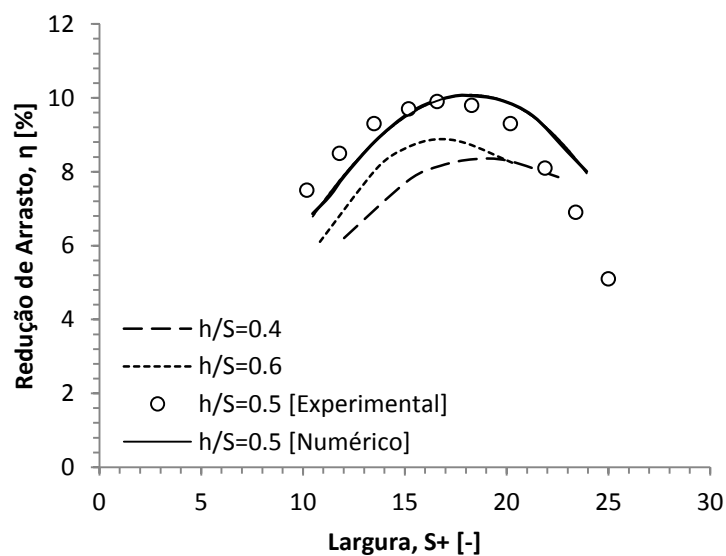


Figura 4.6: Gráfico das curvas de desempenho para $h/S=0,4$, $0,5$ e $0,6$

Como é possível observar no gráfico da Fig.4.7, esta topologia é bastante afectada pela espessura (onde a tensão de corte na parede é bastante pronunciada). O aumento da espessura do riblet de $t/S=0,02$ para $t/S=0,04$ apresenta um decréscimo de eficiência de 10,1 para 7,6%, resultado em conformidade com os dados experimentais obtidos por Bechert [16]. À semelhança das simulações já apresentadas, aqui também o desempenho dos riblets é ligeiramente subestimado para s^+ de menor dimensão e sobrestimado à medida que a dimensão s^+ aumenta (após o ponto de redução do arrasto óptimo). Esta tendência, apesar de ser um ligeiro afastamento do comportamento real dos riblets, revela ser consistente em todas as simulações. Pelo que, se torna possível a extrapolação muito próxima do comportamento real duma nova geometria a partir dos resultados da simulação efectuada segundo o procedimento numérico utilizado.

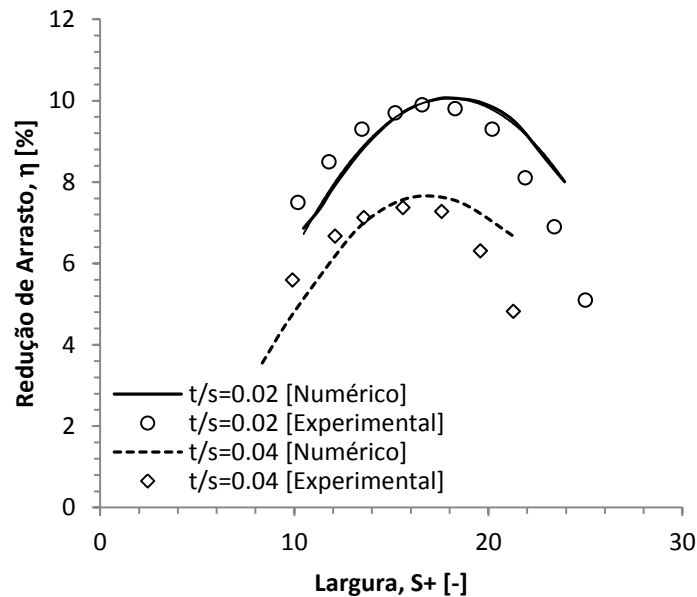


Figura 4.7: Gráfico da influência da espessura, t , na eficiência de riblets rectangulares

O facto da eficiência desta topologia ser altamente dependente da espessura do riblet, torna este padrão pouco interessante em termos de produção industrial, devido à sua difícil implementação e perspectivas de curta durabilidade. Por fim, o gráfico da Fig.4.8 apresenta o perfil de coeficiente de fricção na superfície do riblet e da superfície plana. Mais uma vez, o C_f para a superfície plana apresenta grande concordância com o valor teórico.

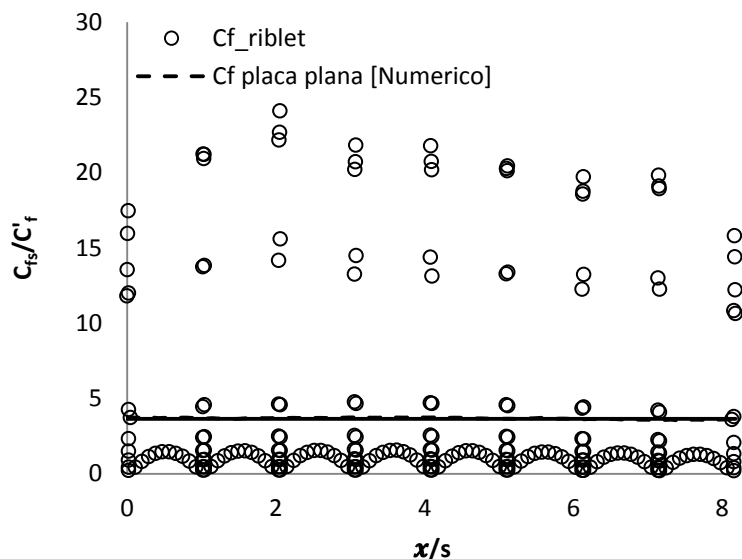


Figura 4.8: Gráfico dos perfis de C_f para o caso dos riblets rectangulares de $h/s=0.5$

4.2.3. Riblets Côncavos

Esta topologia, ilustrada na Fig.4.9 apresenta um conceito mais viável em termos de produção industrial quando comparado com a geometria rectangular. Apesar da razão t/S adoptada ser a mesma utilizada nos riblets rectangulares esta geometria apresenta um afilamento de 10% e apresenta uma concavidade semi-circular.

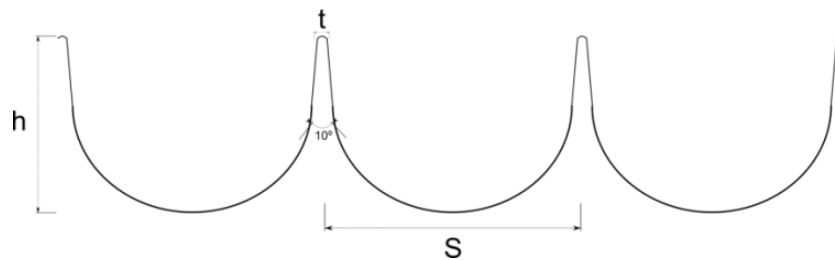


Figura 4.9: Riblets côncavos

Os resultados numéricos (gráfico da Fig.4.10) revelam que o desempenho dos riblets é subestimado para os riblets de menor dimensão e sobrestimado à medida que a dimensão s^+ aumenta tal como acontece nas geometrias anteriormente analisadas. Nesta tipologia, este comportamento é bastante evidente. A explicação para este comportamento, pode estar na dificuldade em replicar a geometria, com total exactidão, com a informação geométrica disponibilizada na bibliografia. Este riblet reduz o arrasto de fricção aproximadamente 8.5% ($s^+ = 17$), resultado relativamente próximo do máximo atingido pela geometria rectangular apresentado no ponto anterior.

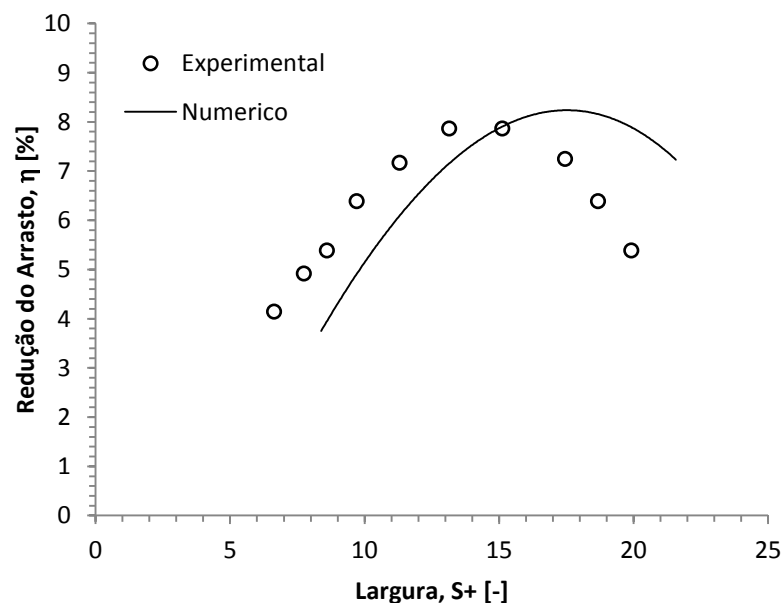


Figura 4.10: Gráfico da curva de desempenho para riblets côncavos

4.2.4. Riblets Trapezoidais

A geometria trapezoidal (Fig.4.11) é proposta pela bibliografia [16] como uma possível solução para aplicação em indústria aeronáutica uma vez que possui uma geometria simples que não se diferencia muito da geometria óptima (rectangular). Outro factor importante para aplicação na indústria aeronáutica reside no facto de que se o material utilizado for transparente esta topologia, poderá não interferir com a inspecção das superfícies.

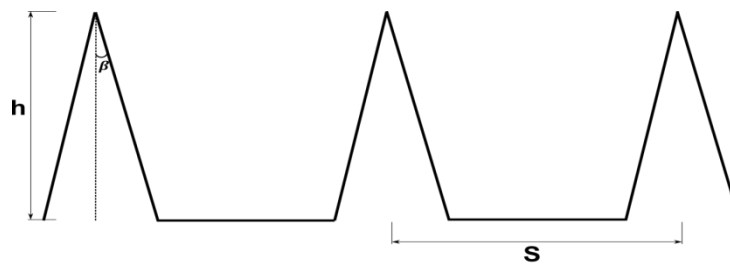


Figura 4.11: Riblets trapezoidais

A zona triangular apresenta um ângulo β relativamente pequeno ($\beta=15^\circ$), o que garante uma altura de deslocamento efectiva perto da alcançada com os riblets rectangulares. Os resultados numéricos (gráfico da Fig.4.12), corroborados pelos experimentais confirmam a boa eficiência máxima desta topologia (7,7% de redução do arrasto de fricção para $s^+=19$). Uma vez mais, observa-se que o desempenho da geometria é subestimado para s^+ menor que o ponto óptimo, e sobrestimado para valores superiores.

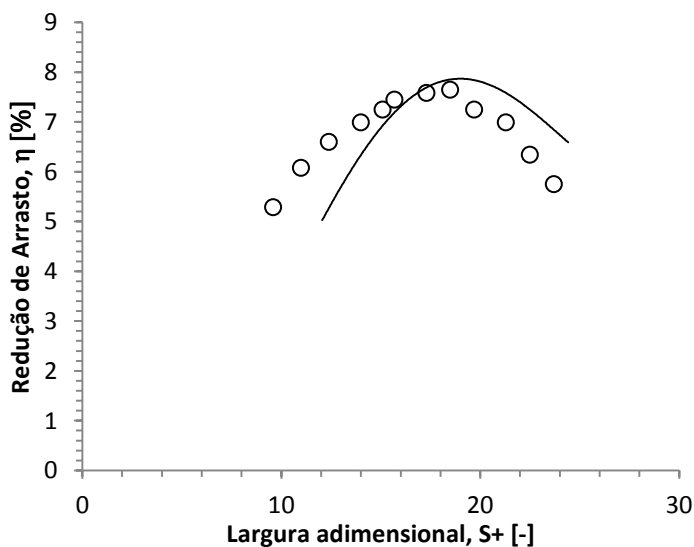


Figura 4.12: Gráfico da curva de eficiência para riblets trapezoidais

4.3. Geometrias Propostas

4.3.1 Riblets Trapezoidais Chanfrados

Esta geometria (Fig.4.13) surge como uma simbiose da geometria trapezoidal com a geometria rectangular numa perspectiva de implementação da estrutura das paredes dos riblets. Ao contrário dos riblets trapezoidais este não apresenta o topo em gume mas sim com uma espessura $t = 0,02s$. Por sua vez, devido à espessura finita do topo, o ângulo β é reduzido de 15° para 10° de modo a aumentar a eficiência.

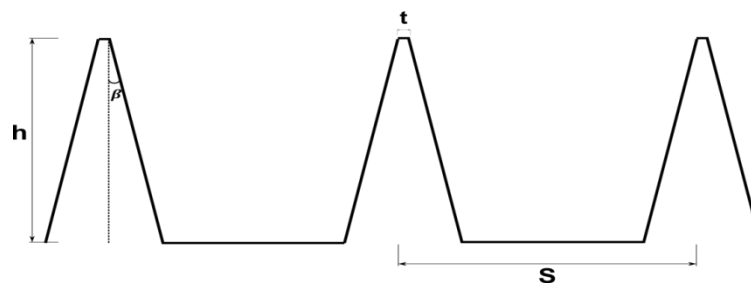


Figura 4.13: Riblets trapezoidais chanfrados

Como ilustrado no gráfico da Fig.4.14, para $h/s = 0,5$ (mesma razão utilizada nos riblets rectangulares e trapezoidais) a geometria apresenta uma eficiência igual a 7,4%, bastante próxima à da geometria anterior apesar do incremento da espessura.

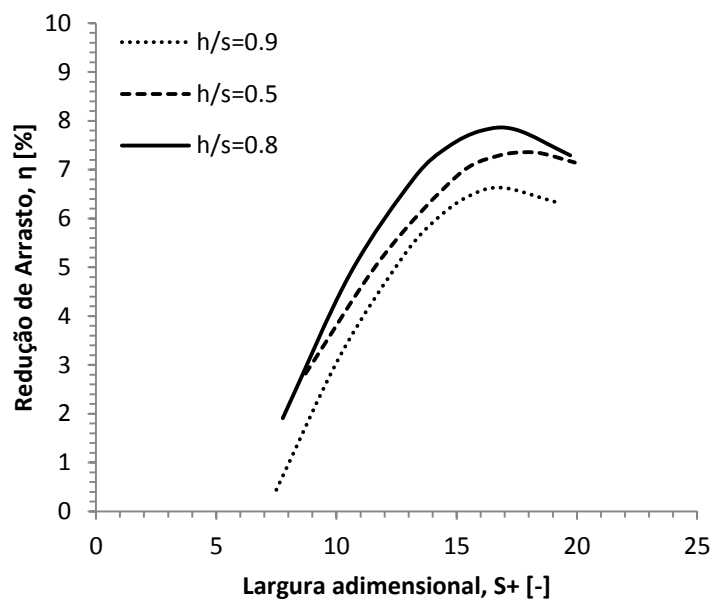


Figura 4.14: Gráfico da influência da razão h/S em riblets trapezoidais com espessura

As curvas de desempenho demonstram que esta topologia apresenta eficiência a máxima para h/s próximo de 0,8. Este resultado tem algum interesse uma vez que para $h/s > 0,5$ a geometria rectangular perde eficiência ao contrário do que sucede neste caso. A explicação para este resultado centra-se em dois factores: a área molhada na geometria proposta é menor quando comparada com a geometria rectangular para a mesma razão h/s , o que torna o riblet menos sensível ao aumento de altura. Por outro lado o facto do riblet trapezoidal ter afilamento vai reduzir a largura na região da base. Esta característica geométrica impele os grandes vórtices a posicionarem-se numa região mais afastada da superfície. Este fenómeno é mais pronunciado quanto maior for a altura. No entanto interessa ressaltar que a partir de uma determinada altura (dependente da geometria), o aumento da área molhada não compensa o ganho na redução do C_f . Conclui-se que quanto menos afiladas forem as paredes do riblet, menor é o valor óptimo da razão h/S .

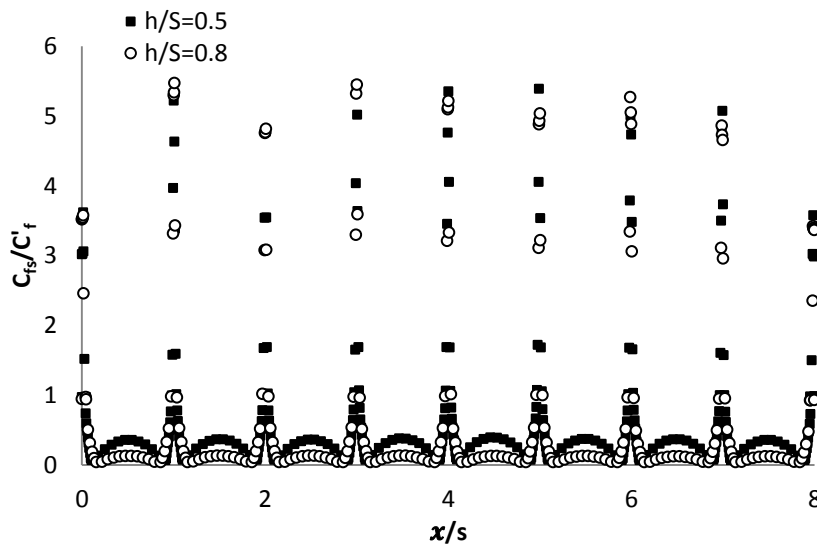


Figura 4.15: Gráfico da influência do incremento da altura h , no perfil de coeficiente de fricção

O gráfico da Fig.4.15 ilustra especialmente bem este fenómeno. Na base do riblet, o coeficiente de fricção é muito menor para $h/S=0.8$ uma vez que o vórtice está numa posição mais afastada. Por sua vez, seria de esperar que o coeficiente de fricção no topo do riblet para $h/S=0.8$ fosse superior ao C_f para $h/S=0.5$. De facto, isto não se verifica uma vez que, ao serem forçados os vórtices a permanecer numa região mais afastada da parede, permite resguardar esta zona da deposição de momento convectado da região exterior da camada limite. No caso dos riblets rectangulares, os vórtices (streamwise vortex) conseguem posicionar-se numa região mais próxima da base e por esta razão, estes são mais sensíveis ao aumento da altura.

4.3.2. Riblets Trapezoidais Assimétricos

A utilização de riblets assimétricos é uma característica ainda não explorada na literatura. Uma vez que o riblet rectangular garante eficiência máxima, faz sentido analisar geometrias onde uma parede seja rectilínea e a parede oposta seja como no riblet triangular, circular ou outro de modo a obter um padrão eficiente que consiga contornar os obstáculos de produção e durabilidade dos riblets rectangulares. Neste sentido é analisado a geometria trapezoidal assimétrica como ilustrado na Fig.4.16

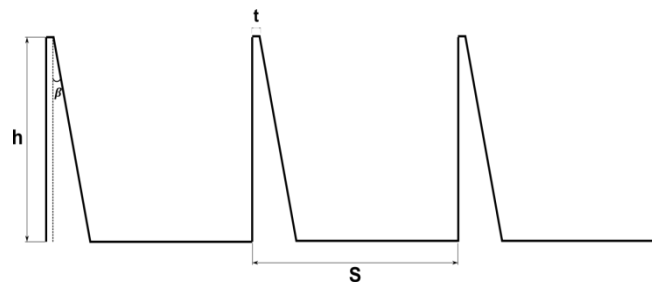


Figura 4.16: Riblets trapezoidais assimétricos

No gráfico da Fig.4.17 são comparadas as curvas de desempenho para riblets rectangulares, trapezoidais chanfrados e trapezoidais assimétricos, ambos com os parâmetros $h/S=0,5$ e $t/S=0,02$ com $\beta = 10^\circ$:

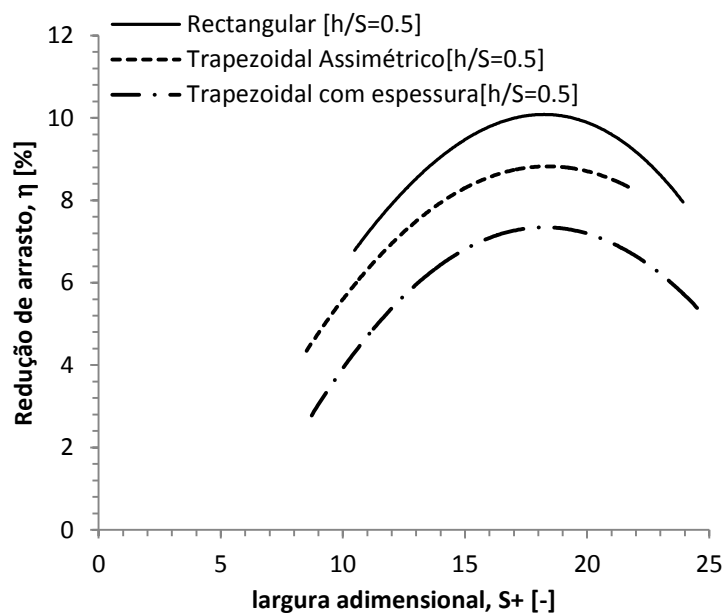


Figura 4.17: Gráfico das curvas de desempenho para riblets rectangulares, trapezoidais assimétricos e trapezoidais chanfrados

Interessa observar que, paradoxalmente, o riblet com melhor desempenho (Tab.4.1) corresponde ao que tem maior área molhada (para a mesma razão h/S e t/S). Como discutido anteriormente, este resultado esclarece que o aumento do ângulo de afilamento do riblet é mais prejudicial para a sua performance do que a área molhada. Conclui-se que a geometria assimétrica pode ser bastante interessante dado que permite que um dos lados seja recto (permitindo altura de protrusão máxima) enquanto o lado oposto é afilado/circular, permitindo que o riblet tenha um valor de altura h , maior (para desempenho semelhante), e, mesmo assim, sendo a secção da parede afilada, tornando-o mais resistente e exequível em termos de aplicação industrial.

Tabela 4.1: Comparação entre a eficácia dos riblet rectangular e trapezoidal

Geometria	$\zeta [A/A']$	$\eta [\%]$
Rectangular	1,98	10,1
Trapezoidal Assimétrica	1,90	8,8
Trapezoidal Chanfrado	1,82	7,4

4.3.3 Riblets Triangulares Assimétricos

Seguindo a filosofia da subsecção anterior, decidiu-se analisar o caso limite de uma topologia triangular assimétrica, (como a representada na Fig.4.18) resultante duma geometria trapezoidal assimétrica com máximo β e sem qualquer espessura t . O objectivo desta solução é fazer com que a altura de deslocamento média característica do riblet aumente devido à face recta e que a maior proximidade dos cumes dos triângulos permita que os vórtices transversais tendam a ser deslocados na direcção ascendente afastando-os da concavidade do riblet de modo a diminuir a tensão de corte de parede média na superfície rugosa.

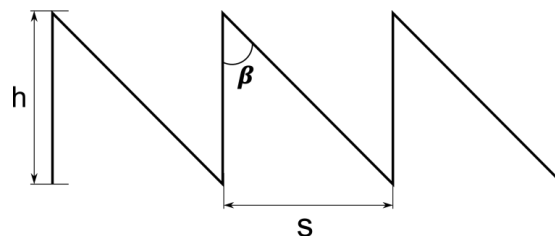


Figura 4.18: Riblet Triangular Assimétrico

Na Figura 4.19 observa-se que, de facto, estes objectivos são concretizados. No entanto, o facto de o incremento de área ser bastante significativo e β ter um valor elevado (o que implica uma maior área no cume com tensões de corte τ_w muito elevadas), os resultados para performance do riblet não são totalmente satisfatórios.

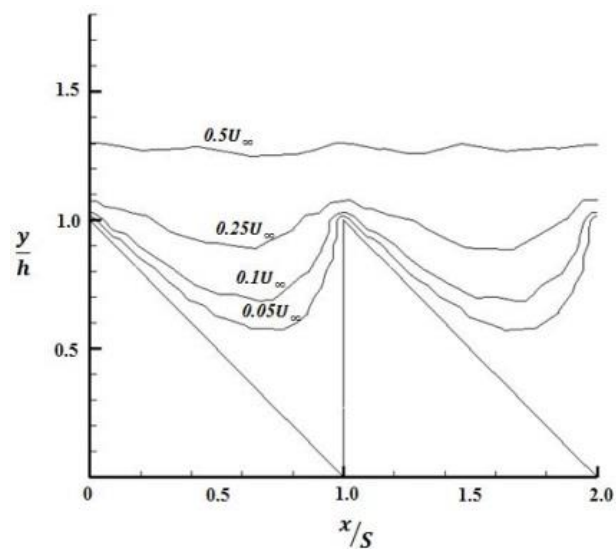


Figura 4.19: Curvas de iso-velocidade para riblets triangulares assimétricos

A solução para otimizar esta geometria passa por aumentar a altura, de modo a que o ângulo seja mais reduzido no cume, onde as tensões de corte de parede são mais pronunciadas. O desempenho máximo é obtido para uma razão $h/S=1$ atingindo uma redução de arrasto próxima de 5%. Na prática, existe uma queda de desempenho de cerca de 0,3% em relação ao riblet triangular simétrico, no entanto esta variação não é significativa, sendo que a topologia assimétrica tem a vantagem de ser maior e mais resistente o que facilita a sua eventual produção.

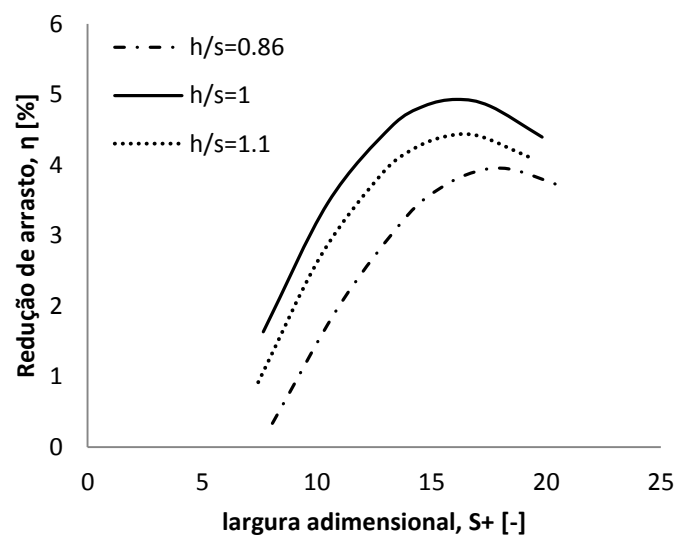


Figura 4.20: Gráfico da influência da razão h/S na performance do riblet triangular assimétrico

4.3.4 Riblets Triangulares Assimétricos com espaçamento

Uma geometria intermédia, onde o riblet é composto por uma parte triangular assimétrica e a outra metade por uma geometria rectangular e $\beta = 30^\circ$, é apresentada a seguir (Fig.4.21):

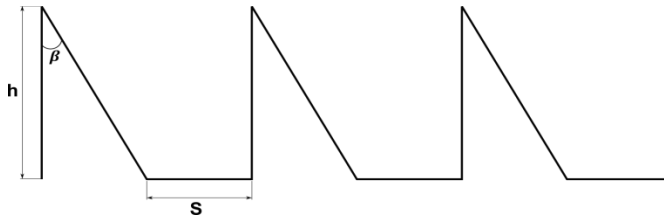


Figura 4.21: Riblets triangular assimétrico com espaçamento

Como ilustrado no gráfico da Fig.4.22, esta geometria apresenta um claro benefício em relação aos restantes riblets triangulares atingindo um desempenho de redução do arrasto igual a 6,5% (cerca de 1,2% superior ao riblet triangular):

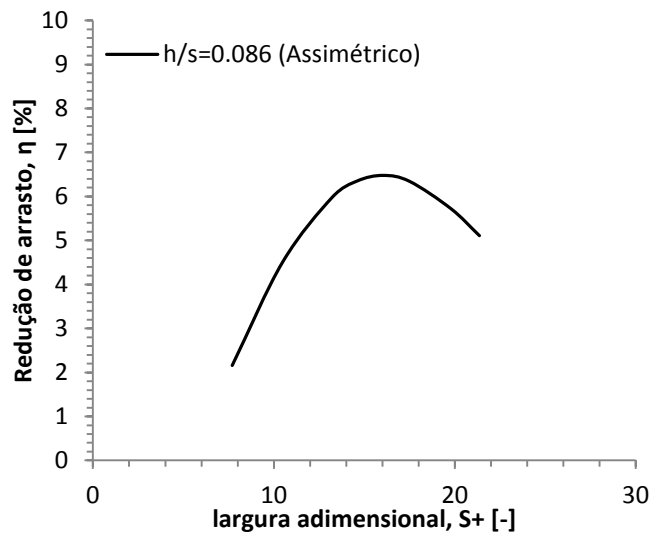


Figura 4.22: Gráfico da curva de desempenho para riblet triangular assimétrico com espaçamento

4.3.5. Riblets Semi-Circulares

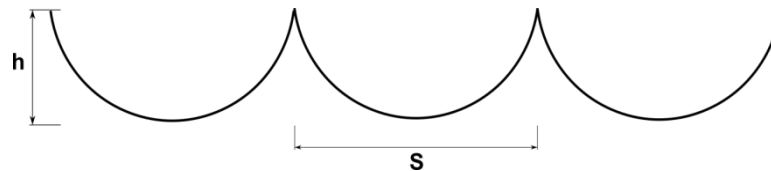


Figura 4.23: Riblets Semi-circulares

A topologia semicircular (Fig. 4.23) apresenta o menor incremento de área molhada entre todas as analisadas neste trabalho. Contudo, a eficiência desta geometria (cerca de 6.2% de redução no arrasto de fricção) fica aquém das expectativas dado que o facto da razão altura/espacamento ser relativamente pequeno permite que exista um gradiente de velocidades significativo em grande parte da área molhada.

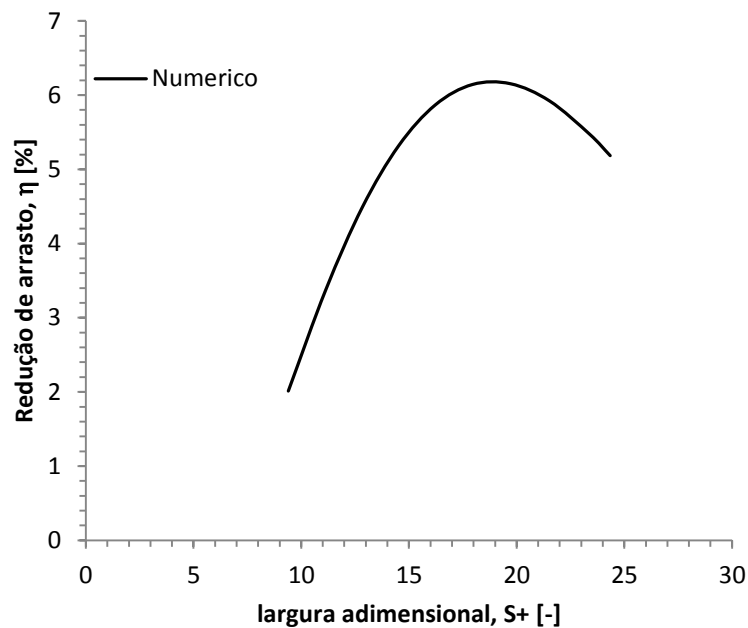


Figura 4.24: Gráfico da curva de eficácia para riblets semi-circulares

4.3.6. Riblets Quarto-de-Circulo

Aplicando assimetria no riblet semi-circular é construído um riblet composto por um quarto de círculo e por uma parede recta (Fig.4.25)

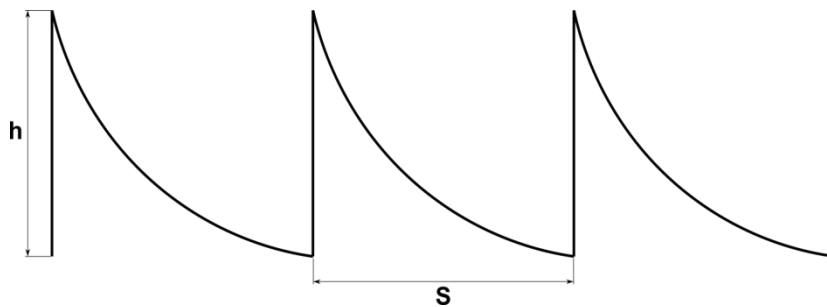


Figura 4.25: Riblets Quarto-de-Circulo

O objectivo desta geometria é criar um padrão próximo do triangular assimétrico. No entanto, uma vez que a parede é curvilínea, é de esperar uma melhor eficiência, já que no topo do riblet onde τ_w é mais pronunciado a área é reduzida. Os resultados obtidos são apresentados no gráfico da Fig.4.26:

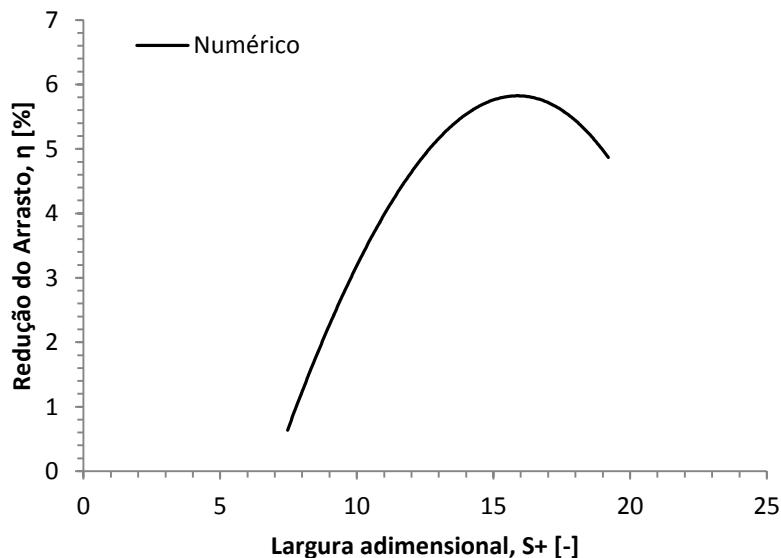




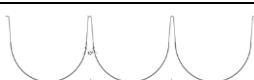





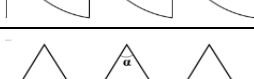
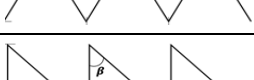
Figura 4.26: Gráfico da curva de eficácia para riblets quarto-de-circulo

Esta geometria tem uma eficiência máxima na redução do arrasto de fricção de aproximadamente 5,8% para uma largura adimensional igual a 15,5. Uma vez que o cume do riblet é mais estreito quando comparado com o riblet triangular assimétrico, esta geometria apresenta melhor resultado, contra o máximo de 5% dessa geometria. No entanto, provavelmente devido ao aumento da área molhada a sua eficiência é ligeiramente inferior aos riblets semi-circulares.

4.3.7. Sumário

A Tab. 4.2 apresenta, de forma sintetizada a classificação por desempenho das geometrias analisadas assim como a razão do incremento na área molhada das diferentes geometrias de riblets. De entre os riblets estudados, o riblet com geometria rectangular garante os melhores resultados (aproximadamente 10% de redução do arrasto de fricção). No entanto esta geometria é pouco viável em termos industriais devido à sua muito pequena espessura. Uma forma de contornar este problema poderá ser a aplicação de riblets assimétricos. Como está explicito na tabela, estes riblets permitem um aumento de área molhada sem prejudicarem significativamente a eficácia.

Tabela 4.2: Classificação dos riblets por desempenho

Geometria	ζ	$\sim s^+$	η
	1,98	19	10,1%
	1,90	18	8,8%
	1,92	17	8,5%
	1,77	19	7,7%
	2,31	17	7,4%
	2,37	16	6,5%
	1,57	18	6,2%
	2,57	16	5,9%
	2,00	18	5,2%
	2,41	16	4,8%

4.4. Riblets Senoidais

Na literatura [14, 22] uma nova abordagem propõe a redução de arrasto através da utilização de paredes com oscilação de alta frequência. O objectivo desta solução é fazer os vórtices deslocarem-se de forma senoidal, o que reduz a sua magnitude e, consequentemente, a sua capacidade para produzir turbulência na região próxima da parede, diminuindo o arrasto de fricção.

Na maioria das aplicações experimentais é impossível fornecer oscilação a uma superfície. Neste sentido Yves, Sagaut e Charron [22] propõem a aplicação de riblets dispostos de forma senoidal, ao longo da direcção do escoamento, de forma a criar uma técnica passiva que obtenha sensivelmente o mesmo efeito que a parede oscilante. Assim, ao combinar a aplicação de riblets com a orientação senoidal seria expectável que a performance fosse optimizada. Pelo que, com uma correcta parametrização geométrica a eficiência dos riblets poderia ser optimizada em 40%, segundo estes autores. A parametrização e os resultados aí obtidos numericamente usando o modelo de Smagorinsky (LES) são indicados na tabela abaixo:

Tabela 4.3: Parâmetros do domínio computacional e eficiência do padrão de rugosidade [22]

Caso	s/δ	h/δ	a/δ	λ/δ	η [%]
Recto	0,1164	0,1	0	0	5,4
Sinusoidal I	0,1164	0,1	0,1	3,22	-0,5
Sinusoidal II	0,1164	0,1	0,19	6	7,4

O tratamento estatístico da turbulência demonstrou que esta topologia reduziu as flutuações transversais v' e em particular w' que é, segundo a publicação, responsável pela contribuição turbulenta no arrasto viscoso.

No entanto, os resultados obtidos nesse estudo requerem alguma atenção em dois pontos essenciais:

- i) Os autores afirmam que a redução do arrasto viscoso é determinada pela supressão das flutuações v' e w' . No entanto, segundo a mesma publicação, estas flutuações são significativamente reduzidas nos dois casos usando riblets senoidais e só optimiza um deles apresenta um desempenho significativo (ver na Tab.4.3, o caso senoidal II). Mesmo admitindo que esta condição é necessária, conclui-se que não é suficiente para garantir a redução do arrasto.
- ii) O volume de controlo utilizado nesse trabalho numérico (Fig.4.27) apresenta uma forma senoidal. Esta configuração pode desvirtuar a veracidade dos resultados, uma vez que o escoamento do topo (placa lisa) é significativamente afectado (Fig.4.29). Deste modo o método para deduzir a redução do arrasto utilizada pelos autores não pode ser considerado válido.

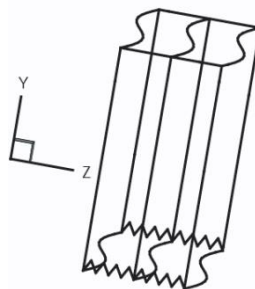


Figura 4.27: Volume de controlo senoidal adoptado por [14]

De forma a comprovar a influência do volume de controlo senoidal na tensão de corte da placa lisa, optou-se por recriar as mesmas simulações em quatro volumes de controlo:

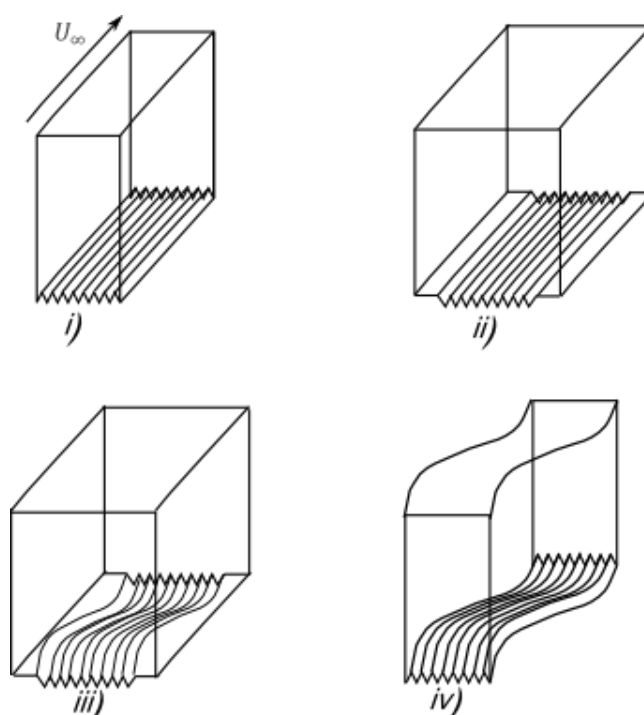


Figura 4.28: Volumes de controlo

Os quatro volumes são projectados com os mesmos parâmetros. O objectivo é criar um volume de controlo que apresente uma superfície com riblets senoidais e uma parede (placa lisa) que não seja afectada pela estrutura do volume de controlo.

O volume *i)* é o modelo típico utilizado nos anteriores casos numéricos, composto por uma parede inferior rugosa (riblets triangulares) e uma parede lisa (parede superior). A eficiência do método resulta da comparação do coeficiente de fricção da parede lisa com o da parede rugosa.

O volume de controlo *ii)* segue o mesmo modelo com duas placas invíscidas colocadas em ambos os lados da superfície com riblets. O objectivo é comparar os resultados deste volume de controlo com o volume de controlo *i)* de modo a analisar a influência das placas adicionais nos resultados. O volume de controlo *iii)* é composto, na base, por 8 riblets senoidais e duas placas invíscidas de modo a permitir que a superfície superior (que simula uma parede lisa) seja rectilínea.

Por fim, o volume de controlo *iv)* replica o VC utilizado na publicação.

Simulando os quatro volumes para as mesmas condições de fronteira obtiveram-se os seguintes resultados:

Tabela 4.4: Resultados numéricos para riblets senoidais

VC	Caso	s/δ	h/δ	a/δ	λ/δ	C'_f	C_f	ζ	η
<i>i</i>	Recto	0,1164	0,1	0	0	0,004907	0,01035	2,00	5,2
<i>ii</i>	Recto	0,1164	0,1	0	0	0,004902	0,01035	2,00	5,3
<i>iii</i>	Senoidal	0,1164	0,1	0,19	6	0,005011	0,01034	2,05	0,6
<i>iv</i>	Senoidal	0,1164	0,1	0,19	6	0,005712	0,01525	2,05	7,5

Da **Tab.4.4** conclui-se que os volumes de controlo *i*) e *ii*) apresentam o mesmo coeficiente de fricção tanto na parede quanto na superfície rugosa, pelo que a adição das placas invíscidas adicionais não influênciam significativamente os resultados. Os volumes de controlo *iii*) e *iv*) apresentam uma disparidade entre os seus resultados. No entanto é notório que o volume de controlo *iv*) apresenta um coeficiente de fricção muito maior na superfície lisa, consequência da sua forma senoidal, enquanto os restantes três volumes apresentam um coeficiente de fricção na parede lisa aproximadamente igual.

Calculando a eficiência do modelo *iv*) com o modelo *i*) obtém-se uma melhoria de 44%, bastante próxima à apresentada pelo autor (40%). No entanto, importa salientar que o coeficiente de fricção nos riblets senoidais é maior que nos riblets rectos. Pelo que, a melhoria do método não se deve à redução do C_f nesta topologia, mas sim ao aumento de C_f na superfície lisa (usada para o cálculo da eficiência) consequência da desvirtuação do escoamento devido à forma do volume de controlo:

$$\frac{\eta_{VC_1} - \eta_{VC_4}}{\eta_{VC_1}} \cdot 100 = 44\%$$

Se compararmos o desempenho do volume de controlo *ii*) (recto) com o volume de controlo *iii*) (senoidal), onde o escoamento da superfície superior não é perturbado pela forma senoidal do volume de controlo obtém-se:

$$\frac{\eta_{VC_3} - \eta_{VC_2}}{\eta_{VC_3}} \cdot 100 = -48\%$$

Ou seja, em termos absolutos, os riblets senoidais apresentam um prejuízo de 48% na redução do arraste de fricção. A **Fig.4.29** corrobora esta argumentação. Na **Fig.4.29 a)** os contornos mostram a evolução da tensão de corte na parede ao longo de uma placa lisa seguindo o sentido do escoamento, por seu lado na **Fig.4.29 b)**, τ_w evolui de uma forma completamente caótica devido à descaracterização do escoamento pela forma senoidal do volume de controlo.

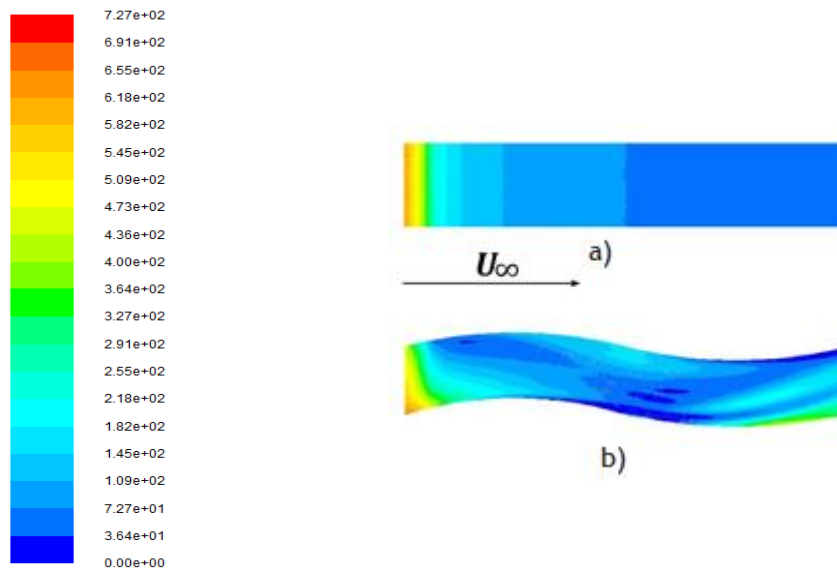


Figura 4.29: Contorno da tensão de corte para parede lisa rectilínea a) e senoidal b)

Capítulo 5

Conclusão

“The logic of validation allows us to move between the two limits of dogmatism and scepticism.”

- Paul Ricoeur

Esta dissertação teve como principal objectivo a implementação e validação de uma ferramenta numérica capaz de simular fielmente o efeito de padrões de rugosidade (riblets) na redução do arrasto de fricção em regime de escoamento turbulento.

O modelo numérico foi utilizado na simulação de quatro geometrias de riblets caracterizadas experimentalmente na literatura. Os resultados obtidos numericamente apresentam grande consistência com os resultados experimentais pelo que se considera o modelo validado. Nas simulações apresentadas no capítulo anterior, observa-se que o desempenho dos riblets é ligeiramente subestimado para s^+ de menor dimensão e sobrestimado à medida que a dimensão s^+ aumenta. Esta tendência, apesar de ser um ligeiro afastamento do comportamento real dos riblets, revela ser consistente em todas as simulações. Pelo que, se torna possível a extrapolação muito próxima do comportamento real duma nova geometria a partir dos resultados da simulação efectuada segundo o procedimento numérico utilizado.

Foi também objectivo desta dissertação a proposta e de novas geometrias inexistentes na bibliografia. Neste sentido foram propostos e analisados seis novos riblets.

Os resultados obtidos permitem concluir que a eficiência dos riblets dependa de uma relação de compromisso entre três factores. Primeiro, a geometria do riblet deve obedecer a um intervalo de valores. Os resultados demonstram que o valor da altura do riblet deve estar compreendido entre 5 e 20 unidades de parede ($5 < h^+ < 20$). Por sua vez, a largura não deve ser superior a 20 unidades de parede ($s^+ < 20$) de modo a impedir que o vórtice se instale nas concavidades resguardando esta zona da deposição de momento convectado da região exterior da camada limite. Segundo, o afilamento no topo do riblet. Uma vez que esta região é caracterizada por gradientes de velocidade elevados, a tensão de corte na parede é muito pronunciada. Deste modo, paredes rectas serão mais eficazes. Por último a área molhada. Cada padrão rugoso apresenta um incremento na área molhada quando comparado com uma superfície lisa. Apesar dos resultados demonstrarem que riblets com menos área não são forçosamente mais eficientes, esta característica também tem influência na eficácia.

Dentro das várias geometrias analisadas, o riblet rectangular obteve os melhores resultados, alcançando aproximadamente 10% de redução do arrasto de fricção na relação óptima $h/S=0,5$ e uma espessura igual a 2% da largura. Apesar desta geometria apresentar o melhor desempenho, a sua frágil configuração (no estudo numérico a espessura utilizada foi $t = 1\mu\text{m}$, altura $h = 25\mu\text{m}$ e largura $s = 50\mu\text{m}$) torna a sua aplicação pouco viável. Os restantes riblets reduzem o arrasto de fricção num intervalo entre 5 a 10%. Apesar de mais viáveis, uma vez mais, a aplicação destes padrões está limitado à precisão da produção.

A aplicação de riblets assimétricos pode ser uma solução para contornar esta limitação. Dando como exemplo os riblets de padrão triangular ($h = 40\mu\text{m}$ e largura $s = 50\mu\text{m}$) com o ângulo $\alpha = 27^\circ$, atinge 5,2% de redução do arrasto. Riblets triangulares assimétricos ($h = 50\mu\text{m}$ e largura $s = 50\mu\text{m}$) com $\alpha = 45^\circ$ atingem uma eficiência na redução do arrasto de fricção igual a 4,9%. Em suma, o aumento de 25% da altura do riblet resulta numa perda residual na eficácia. Por sua vez os riblets triangulares assimétricos com espaçamento ($h = 40\mu\text{m}$ e largura $s = 50\mu\text{m}$) apresentam as mesmas limitações de manufactura dos riblet triangulares, no entanto o seu desempenho melhora aproximadamente 1,3%, reduzindo o arrasto de fricção em 6,5%. Conclui-se que a proposta de assimetria em riblets é um caminho interessante para contornar as dificuldades de produção.

Tendo sido analisada a geometria de riblets triangulares com ondulação senoidal ao longo do escoamento, os resultados não apontam para qualquer benefício na redução do arrasto, antes pelo contrário, a performance do padrão analisado é drasticamente reduzida ao contrário do que sugere a bibliografia. Daqui se conclui que a diminuição das flutuações turbulentas pela aplicação de riblets, que é mais significativa nesta topologia, não é condição suficiente para garantir a redução do arrasto de fricção

Referências

- [1] SHEPHARD, Kerry L. Functions for fish mucus. *Reviews in fish biology and fisheries*, 1994, 4.4: 401-429.
- [2] BECHERT, D. W.; BRUSE, M.; HAGE, W. Experiments with three-dimensional riblets as an idealized model of shark skin. *Experiments in fluids*, 2000, 28.5: 403-412.
- [3] SZODRUCH, J. Viscous drag reduction on transport aircraft. *AIAA paper*, 1991, 91-0685.
- [4] BRUSE, M. 'Zur strömungsmechanik wandreibungsvermindernder riblet-oberflächen', PhD Thesis, 1990, Technical University Berlin, Germany
- [5] BREDERODE, Vasco de, *Fundamentos de aerodinâmica incompressível*, 1st ed., Ed. Lisboa, Portugal, 1997.
- [6] SCHLICHTING, Herrmann; GERSTEN, Klaus; GERSTEN, Klaus. *Boundary-layer theory*. Springer, 2000.
- [7] YOUNG, Alec D. Boundary layers. *NASA STI/Recon Technical Report A*, 1989, 91: 39725.
- [8] ANDERSON JR, John David. *Fundamentals of aerodynamics*. Tata McGraw-Hill Education, 1985.
- [9] ROSTAMY, N., et al. The effect of surface roughness on the turbulence structure of a plane wall jet. *Physics of Fluids (1994-present)*, 2011, 23.8: 085103.
- [10] HOUGHTON, Edward Lewis; CARPENTER, Peter William. *Aerodynamics for engineering students*. Butterworth-Heinemann, 2003.
- [11] KAUSHARI, A. Boundary layer control using smart materials. *Research project is funded by ADA under DISMAS scheme*, 2005.
- [12] BEARMAN, P. W.; HARVEY, J. K. Control of circular cylinder flow by the use of dimples. *AIAA journal*, 1993, 31.10: 1753-1756.
- [13] DEAN, Brian; BHUSHAN, Bharat. Shark-skin surfaces for fluid-drag reduction in turbulent flow: a review. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 2010, 368.1929: 4775-4806.

- [14] PEET, Yulia; SAGAUT, Pierre; CHARRON, YVES. Towards Large Eddy Simulations of Turbulent Drag Reduction Using Sinusoidal Riblets.
- [15] ROBINSON, Stephen K. Coherent motions in the turbulent boundary layer. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1991, 23.1: 601-639.
- [16] BECHERT, D. W., et al. Experiments on drag-reducing surfaces and their optimization with an adjustable geometry. *Journal of Fluid Mechanics*, 1997, 338: 59-87.
- [17] CHOI, Kwing-So. Near-wall structure of a turbulent boundary layer with riblets. *Journal of fluid mechanics*, 1989, 208: 417-458.
- [18] CHOI, Haecheon; MOIN, Parviz; KIM, John. Direct numerical simulation of turbulent flow over riblets. *Journal of fluid mechanics*, 1993, 255: 503-539.
- [19] POLLARD, Andrew. Near-wall turbulence control. In: *Flow Control*. Springer Berlin Heidelberg, 1998. p. 431-466.
- [20] LEE, S.-J.; LEE, S.-H. Flow field analysis of a turbulent boundary layer over a riblet surface. *Experiments in fluids*, 2001, 30.2: 153-166.
- [21] LUCHINI, Paolo; TROMBETTA, Giuseppe. Effects of riblets upon flow stability. *Applied scientific research*, 1995, 54.4: 313-321.
- [22] PEET, Yulia; SAGAUT, Pierre; CHARRON, Yves. Turbulent drag reduction using sinusoidal riblets with triangular cross-section. *AIAA paper*, 2008, 3745.
- [23] ZHANG, De-Yuan, et al. Numerical simulation and experimental study of drag-reducing surface of a real shark skin. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 2011, 23.2: 204-211.
- [24] CHOI, K.-S.; FUJISAWA, N. Possibility of drag reduction using d-type roughness. *Applied scientific research*, 1993, 50.3-4: 315-324.
- [25] JUNG, Yong Chae; BHUSHAN, Bharat. Biomimetic structures for fluid drag reduction in laminar and turbulent flows. *Journal of Physics: Condensed Matter*, 2010, 22.3: 035104.
- [26] WALSH, Michael J. Turbulent boundary layer drag reduction using riblets. In: *AIAA, Aerospace Sciences Meeting*. 1982.
- [27] KLOCKE, Fritz; FELDHAUS, Björn; MADER, Sebastian. Development of an incremental rolling process for the production of defined riblet surface structures. *Production Engineering*, 2007, 1.3: 233-237.
- [28] MARENTIC, Francis J.; MORRIS, Terry L. *Drag reduction article*. U.S. Patent No 5,133,516, 1992.

- [29] KOURY, E.; VIRK, P. S. Drag reduction by polymer solutions in a riblet-lined pipe. *Applied scientific research*, 1995, 54.4: 323-347.
- [30] HAN, Manhee, et al. Fabrication of a micro-riblet film and drag reduction effects on curved objects. In: *TRANSDUCERS, Solid-State Sensors, Actuators and Microsystems, 12th International Conference on, 2003*. IEEE, 2003. p. 396-399.
- [31] LEE, Sang-Joon; CHOI, Yong-Seok. Decrement of spanwise vortices by a drag-reducing riblet surface. *Journal of Turbulence*, 2008, 9.
- [32] DENKENA, Berend; KÖHLER, Jens; WANG, Bo. Manufacturing of functional riblet structures by profile grinding. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, 2010, 3.1: 14-26.
- [33] GOLDSTEIN, D.; HANDLER, R.; SIROVICH, L. Direct numerical simulation of turbulent flow over a modeled riblet covered surface. *Journal of Fluid Mechanics*, 1995, 302: 333-376.
- [34] WALSH, M. J.; LINDEMANN, A. M. *Optimization and application of riblets for turbulent drag reduction*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1984.
- [35] EL-SAMNI, O. A.; CHUN, H. H.; YOON, H. S. Drag reduction of turbulent flow over thin rectangular riblets. *International Journal of Engineering Science*, 2007, 45.2: 436-454.
- [36] ZHANG, H. Y., et al. Numerical study of turbulent drag reduction over riblet surface. In: *Proceedings of the International Offshore and Polar Engineering Conference*. 2008. p. 441-445.
- [37] DJENIDI, L.; ANTONIA, R. A. Riblet flow calculation with a low Reynolds number $\kappa\text{-}\epsilon$ model. *Applied scientific research*, 1993, 50.3-4: 267-282.
- [38] ZHOU, GJ, *Fluid Mechanics*, Higher Education Press, 1996, China.
- [39] Inc. ANSYS. Ansys Fluent user's guide. November 2011
- [40] Inc. ANSYS. Ansys Fluent theory guide. November 2011
- [41] WILCOX, David C., et al. *Turbulence modeling for CFD*. La Canada, CA: DCW industries, 1998.
- [42] LAUNDER, Brian Edward; LI, S. P. *On the prediction of riblet performance with engineering turbulence models*. Springer Netherlands, 1993.