



UNIVERSIDADE DA BEIRA INTERIOR
Engenharia



Desenvolvimento e Otimização de Sensores para Ensaio do Motor CFM56-3

Dinarte José França Quintal

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Aeronáutica
(ciclo de estudos integrado)

Orientador: Prof. Doutor Francisco Miguel Ribeiro Proença Brójo
Co-Orientador: Eng. António Miguel Abreu Ribeiro Henriques

Covilhã, abril de 2018

Dedicatória

Aos meus queridos pais, João Quintal e Cecília Quintal, a quem dificilmente poderei expressar por palavras, toda a minha consideração e respeito, pela dedicação e imensa generosidade com que fizeram dos meus, também os vossos objetivos. São e serão sempre a minha referência!

À minha irmã, Marisa Quintal, minha confidente e a quem desejo os maiores sucessos no futuro.

À minha namorada, Djérsica Boldt, companheira de todas as horas e fonte de inspiração.

Ao meu avô paterno, Rogério e ao meu tio-avô, “Zequinha”, de quem guardo as melhores recordações, e que infelizmente não tiveram a oportunidade de testemunhar a etapa mais importante da minha vida acadêmica.

Aos meus avós e tia, em especial à minha adorada avó materna, Bela, por tudo aquilo que fez e faz por mim, e por demonstrar a cada dia que a juventude é um estado de espírito, e não apenas uma fase da vida.

Agradecimentos

Esta dissertação de mestrado é resultado do esforço, da dedicação e da capacidade de superação, por mim apresentadas ao longo do projeto desenvolvido, e representa também, o culminar de um percurso académico bem-sucedido e, para o qual, contribuíram diversas pessoas, a quem gostaria de manifestar o meu mais sincero e profundo agradecimento.

Ao meu orientador, o Professor Francisco Brójo, agradeço pelo apoio incondicional, pela amizade e confiança em mim depositada, ao longo destes últimos anos. Para além de um excelente professor e conselheiro, por quem nutro grande admiração e simpatia, foi também o grande responsável pela minha integração neste projeto. Estou-lhe eternamente grato pelos conhecimentos transmitidos, pela orientação e disponibilidade demonstradas, mas acima de tudo, pelas palavras de incentivo nos momentos de adversidade.

Ao meu co-orientador e responsável de estágio, o Engenheiro António Miguel Henriques, a quem estou extremamente agradecido por toda a atenção, simpatia e interesse demonstrado, durante o estágio e fora dele. Estarei para sempre em dívida consigo, pela partilha de conhecimentos e experiências, pela prontidão com que sempre atendeu os meus pedidos, pela orientação na estruturação deste documento e subsequente revisão do mesmo, mas fundamentalmente, por me ter demonstrado que a exigência, responsabilidade e liderança são compatíveis com a humildade e com o respeito para com os outros.

Ao Engenheiro António Ferreira, pela oportunidade que me concedeu de desenvolver o presente trabalho na Oficina de Motores da TAP Manutenção e Engenharia.

A todas as pessoas com quem trabalhei durante o estágio, e que colaboraram de variadíssimas formas no desenvolvimento deste projeto, em especial, ao Francisco Oliveira, Francisco Azevedo, Ricardo Réfega, Joana Palmeiro e João Avelar, da Equipa de Engenharia da TAP M&E, e ainda, ao Emanuel Ferreira, Pancada Mendes e Tiago Godinho, técnicos de manutenção da Oficina de Motores da TAP M&E, a quem agradeço toda a dedicação e amizade.

Aos meus pais, dificilmente conseguirei agradecer por todo o esforço e sacrifícios realizados, em especial nos últimos anos, para que tivesse a oportunidade de estudar e lutar pelos meus objetivos. Agradeço-vos o apoio incondicional e a compreensão que sempre manifestaram perante as minhas decisões, as palavras de encorajamento e confiança que me fizeram superar diversos obstáculos e evoluir como ser humano, e acima de tudo, agradeço os valores e os ideais transmitidos, e que fizeram de mim a pessoa que sou hoje. À minha mãe uma palavra especial pela ajuda na revisão e formatação de inúmeros trabalhos, entre os quais, a presente dissertação.

À minha irmã, por me ter apoiado incondicionalmente em todos os momentos da minha vida, e por sempre ter vivido e valorizado as minhas conquistas, como se de ambos se tratassem. Agradeço-te, em especial, toda a ajuda na formatação deste documento.

Aos meus Avós e Tia, pela sua amizade e dedicação, e por terem sido fundamentais na minha formação como pessoa.

À minha namorada, pela sua presença assídua nos últimos 2 anos da minha vida, e em especial, por toda a ajuda e atenção dispensadas durante o desenvolvimento deste trabalho. Agradeço-te “mocinha” pelo carinho, dedicação, e acima de tudo, pelo apoio e compromisso permanente em todos os momentos por nós vividos.

Aos meus amigos, Zé Carlos e Marta Baptista, que enquanto colegas de curso transformaram cada desafio, num momento de partilha e boa disposição. Estou-vos grato pela presença constante e pelas palavras de alento nos momentos mais difíceis, pelo carinho e consideração que sempre transmitiram e, pela cumplicidade crescente desenvolvida com os anos.

Aos meus colegas de faculdade, Filipe Andrade, Bruno Garbin, David Ludovino, Ângelo Galvão e Sara Claro, que estiveram presentes nos principais momentos da minha vida académica e, que foram para mim uma segunda família, durante os últimos anos.

Dinarte Quintal

Abril 2018

Resumo

O projeto apresentado neste documento resultou de uma parceria entre a Universidade da Beira Interior e a TAP Manutenção e Engenharia, e teve por objetivo o desenvolvimento de novas soluções de instrumentação para ensaio do reator CFM56-3. Assim, e considerando as estações aerodinâmicas cujos principais parâmetros são desconhecidos ou medidos esporadicamente por falta de instrumentação adequada, o autor optou por centrar-se na obtenção de dados fiáveis de pressão e temperatura na estação aerodinâmica 25. Nesse sentido, e partindo da sonda de pressão e temperatura TP25, adquirida à CFMI e inutilizada face aos problemas estruturais e de instalação apresentados, iniciou-se o presente trabalho, que se desenvolveu em duas etapas.

Numa fase inicial, a sonda TP25 foi descrita em detalhe. Em seguida, e de forma a resolver as principais debilidades da ferramenta, apresentou-se um conjunto de propostas, as quais foram submetidas a uma análise comparativa de onde se obteve a solução de adaptação mais adequada aos requisitos do projeto. Assim, procedeu-se à criação de um primeiro exemplar, o qual sofreu alguns ajustes tendo em vista o aperfeiçoamento do processo de instalação no motor. Finalmente, obteve-se um protótipo otimizado, que partindo da sonda TP25 original, integra tecnologia atual e de fácil manuseamento, suportada por uma estrutura que atesta a consistência do conjunto. As melhorias introduzidas pela modificação proposta, permitem atingir os objetivos delineados, na medida em que a sonda de pressão e temperatura com uma nova interface integrada, agora mais robusta, fiável e funcional, pôde retornar ao serviço no banco de ensaios, contribuindo para a monitorização de desempenho do reator CFM56-3.

Depois de concluída a primeira etapa do trabalho, na qual se obteve uma solução definitiva para a reparação da sonda TP25, foi realizada uma simulação CFD no *Inter-Compressor Duct* do reator CFM56-3, a qual possibilitou a recriação das condições do escoamento considerando, ou não, a presença da sonda em referência. Através da aplicação da ferramenta computacional desenvolvida, pretende-se determinar a influência da forma aerodinâmica da sonda nas medições de pressão e temperatura, e avaliar a necessidade de proceder a alterações na configuração da mesma, como condição para a otimização do seu desempenho. Inicialmente, procedeu-se ao dimensionamento in loco da estrutura envolvente do *Inter-Compressor Duct*, cujas informações técnicas de relevo são mantidas em sigilo pelo fabricante. Posto isto, e recorrendo ao software *CATIA V5*, obtiveram-se as geometrias dos seguintes componentes: *Fan Frame*, *VBV*, *Scoop* e Sonda TP25, fundamentais na definição da região de fluido com a sonda instalada (*ICD Air Volume*) e em condições de escoamento não perturbado (*ICDAV Without Sensor*). A malha aplicada a cada um dos domínios do problema foi desenvolvida com recurso ao *HELIX-OS*, e o software *ANSYS Fluent 16.2* foi utilizado na realização do estudo numérico. Aplicaram-se dois modelos de viscosidade, o *Standard K-e* e o *Realizable K-e*. Relativamente às condições fronteira, a descarga do *Booster* (entrada do domínio) foi definida como *Mass Flow Inlet*, a entrada do HPC (saída do domínio) foi definida como *Pressure Outlet*, e as demais superfícies, incluindo os elementos sensores da sonda (*ICD Air Volume*), como fronteira do tipo *Wall*. Após concluídas as simulações e validado o modelo, obtiveram-se as distribuições dos principais parâmetros termodinâmicos ao longo dos domínios considerados. Os resultados alcançados comprovaram a interferência do corpo da sonda TP25 sobre as características do escoamento, pelo que a sua influência foi quantificada por intermédio do erro de medição de pressão e temperatura, o qual permaneceu abaixo dos 5% e 1.5%, respetivamente. Pôde concluir-se então, que as medições obtidas no *Inter-Compressor Duct*, não estando imunes ao erro, garantem uma monitorização adequada dos principais parâmetros termodinâmicos do motor. Deste modo, não se justifica a otimização da forma aerodinâmica da sonda TP25, dado que as melhorias resultantes dificilmente justificarão os custos associados ao desenvolvimento de um novo protótipo.

Palavras-chave

TAP; CFM56-3; *CATIA V5*; *HELIX-OS*; *ANSYS Fluent*; CFD; *Inter-Compressor Duct*; Sonda TP25

Abstract

The project presented in this document is the result of a partnership between the University of Beira Interior and TAP Maintenance & Engineering and aimed to develop new instrumentation solutions for the CFM56-3 engine testing. Thus, considering the aerodynamic stations whose main parameters are unknown or sporadically measured due to lack of adequate instrumentation, the author chose to focus on obtaining reliable data of pressure and temperature in the aerodynamic station 25. Therefore, and starting from the temperature and pressure probe TP25, acquired from CFMI and rendered useless due to the structural and installation problems that were continuously brought up, the present work was started and developed in two complementary stages.

At an early stage of the work, the TP25 probe was described in detail. Then, to solve the major weaknesses of the tool, a set of proposals were presented and submitted to a comparative study, to obtain the most adequate adaptation solution for the project requirements. Thus, a first prototype was created, which was improved to optimize its installation process in the engine. Then, a final prototype was obtained, which starting from the original configuration of the TP25 probe, integrates current and easy handling technology, supported by a structure which attests the robustness of the whole set. The improvements introduced by the suggested modification, allow to achieve the outlined goals, since the pressure and temperature probe with a new integrated interface, now more robust, reliable and functional, could return to its task in the test bench, contributing to the performance monitoring of the CFM56-3 engine.

After completing the first stage of the work, in which a definitive solution was obtained for the repair of the TP25 probe, a CFD simulation was performed in the Inter-Compressor Duct of the CFM56-3 engine, which enabled the prediction of the fluid flow conditions considering, or not, the presence of the afore mentioned probe. By applying the developed software tool, we wanted to determine the influence of the aerodynamic shape of the probe on the pressure and temperature measurements, and to assess the need to make changes in the configuration of the probe as a condition for the optimization of its performance. Initially, the on-site dimensioning of the surrounding structure of the Inter-Compressor Duct was carried out, whose technical information is kept confidential by the manufacturer. With the *CATIA V5* software, the geometry of the various components was obtained, with relevance to the present study - Fan Frame, VBV, Scoop and TP25 Probe, which enabled the definition of the fluid region with the probe installed (*ICD Air Volume*) and under undisturbed flow conditions (*ICDAV Without Sensor*). The numerical mesh applied to each domain was developed using the *HELYX-OS*, and the *ANSYS Fluent 16.2* software was used to carry out the numerical study. Two viscous models were applied, the *Standard K-e* and the *Realizable K-e*. For the boundary conditions, the Booster discharge (domain entry) was defined as *Mass Flow Inlet*, the HPC inlet (domain exit) was defined as *Pressure Outlet*, and the other surfaces, including the sensing elements of the probe (*ICD Air Volume*), as *Wall* boundary. After the simulations were completed and the model validated, the distributions for the main thermodynamic parameters along the considered domains were presented. The results confirm the interference of the TP25 probe body on the flow characteristics, so its influence was quantified by means of the pressure and temperature measurement error, which remained below 5% and 1.5%, respectively. It can, therefore, be concluded that the measurements obtained from the Inter-Compressor Duct, not being immune to error, ensure adequate monitoring of the main thermodynamic parameters of the engine. Thus, the optimization of the aerodynamic shape of the TP25 probe is not justified, since the improvements will hardly justify the costs associated with the development of a new prototype.

Keywords

TAP; CFM56-3; *CATIA V5*; *HELYX-OS*; *ANSYS Fluent*; CFD; Inter-Compressor Duct; TP25 Probe

Índice

1. Introdução	1
1.1. <i>Revisão Histórica dos Sistemas de Propulsão Aeronáutica</i>	1
1.2. <i>Contextualização do Problema</i>	10
1.2.1. TAP Manutenção & Engenharia	10
1.2.2. O Reator CFM56-3	11
1.2.3. Banco de Ensaios TAP	15
1.2.4. Parceria com a TAP M&E	17
1.3. <i>Objetivos do Trabalho</i>	19
1.4. <i>Estrutura da Dissertação</i>	19
2. Sistemas de Instrumentação Aplicados em Motores a Turbina de Gás	21
2.1. <i>Considerações Gerais de Instrumentação</i>	21
2.2. <i>Sistema de Instrumentação do Reator CFM56-3</i>	22
2.2.1. Aquisição de Dados de Desempenho	22
2.2.2. Limitações/Baixa Fiabilidade do Sistema de Instrumentação	29
2.3. <i>Instrumentos e Técnicas de Medição</i>	33
2.3.1. Instrumentos de Medição de Pressão	33
2.3.2. Instrumentos de Medição de Temperatura	38
3. Sensor de Pressão e Temperatura T25/P25 - Restituição à Condição Funcional	63
3.1. <i>Enquadramento</i>	63
3.2. <i>Configuração Original da Sonda TP25</i>	64
3.2.1. Descrição da Ferramenta	65
3.2.2. Composição Material	65
3.2.3. Gama de Operação/Condições de Funcionamento	66
3.3. <i>Propostas de Resolução</i>	67
3.3.1. Substituição da Linha de Pressão	67
3.3.2. Modificação da Interface Sonda - Suporte do Motor	70
3.4. <i>Análise Comparativa e Tomada de Decisão</i>	77
3.5. <i>Implementação</i>	80
3.5.1. Construção do Protótipo Inicial	80
3.5.2. Refinamento da Solução / Remoção de Interferências	82
3.5.3. Instalação do Protótipo 3D Final	84
3.6. <i>Conclusões / Comentários do Autor</i>	87
4. Simulação Numérica do Escoamento 3D em CFD	89
4.1. <i>Análise de Escoamentos Turbulentos</i>	95
4.1.1. Equações Fundamentais da Dinâmica de Fluidos	95
4.1.2. Discretização Espacial	101
4.1.3. Discretização Temporal	104
4.1.4. Técnicas de Modelação Numérica / Modelos de Turbulência	105
4.2. <i>Objetivos da Simulação em CFD</i>	113
4.2.1. Considerações Iniciais	114

4.3.	<i>Identificação do Domínio do Problema</i>	116
4.4.	<i>Construção do Modelo do Domínio em CAD 3D</i>	118
4.4.1.	Dimensionamento do Inter-Compressor Duct	119
4.4.2.	Criação da Geometria em CAD	121
4.4.3.	Simplificação da Geometria do Inter-Compressor Duct (Defeaturing)	125
4.4.4.	Modelo da Região de Fluido	126
4.5.	<i>Processo de Geração de Malha</i>	128
4.6.	<i>Configuração do Problema (Case Setup)</i>	134
4.6.1.	Modelos Físicos	136
4.6.2.	Propriedades dos Materiais	136
4.6.3.	Condições de Fronteira	138
4.6.4.	Solution Methods, Solution Controls e Monitors	143
4.6.5.	Inicialização da Solução e Configuração do Processo de Cálculo	145
4.7.	<i>Resultados</i>	146
4.7.1.	Convergência	147
4.7.2.	Análise de y^+	151
4.7.3.	Definição dos Planos de Solução	153
4.7.4.	Validação dos Resultados	154
4.7.5.	Campo de Velocidades ao Longo do Domínio	157
4.7.6.	Distribuição de Pressão e Temperatura	161
4.7.7.	Cálculo do Erro de Medição	172
4.7.8.	Conclusões	173
	Bibliografia	175
	Anexo A -Técnicas de Medição de Temperatura	183
A.1.	<i>Termopares</i>	183
A.2.	<i>Dispositivos Termoresistivos - RTD</i>	193
A.3.	<i>Termografia por Infravermelhos</i>	195
	Anexo B - Reparação da Sonda T25/P25	197
B.1.	<i>Composição da Sonda Original</i>	197
B.2.	<i>Materiais Poliméricos Resistentes a Altas Temperaturas</i>	198
B.3.	<i>Conectores Pneumáticos e Elétricos de Engate Rápido</i>	199
	Anexo C - CFM56-3 Inter-Compressor Duct Sizing	203
C.1.	<i>Fan Frame</i>	203
C.2.	<i>Variable Bleed Valve (VBV)</i>	207
C.3.	<i>Scoop</i>	208
C.4.	<i>Pressure and Temperature Sensor TP25</i>	209
	Anexo D - Configuração e Qualidade Global de Malha	211
D.1.	<i>ANSYS Meshing</i>	211
D.2.	<i>SnappyHexMesh via HELYX-OS</i>	216
	Anexo E- Apresentação de Resultados	221
E.1.	<i>Convergência</i>	221
E.2.	<i>Análise de y^+</i>	222
E.3.	<i>Definição dos Planos de Solução</i>	222

Lista de Figuras

<i>Figura 1.1:</i> Wright Flyer of 1903.	3
<i>Figura 1.2:</i> Impacto da aviação comercial à escala global, janeiro de 2012.	6
<i>Figura 1.3:</i> Transporte aéreo enquanto mercado em forte expansão.	6
<i>Figura 1.4:</i> Redução de consumos e emissões poluentes, em motores a turbina de gás.	7
<i>Figura 1.5:</i> Eficiência do ciclo simples de uma turbina de gás em função da razão de pressões e da temperatura de entrada na turbina.	8
<i>Figura 1.6:</i> Evolução da razão de compressão e da TET em função do ano de certificação.	9
<i>Figura 1.7:</i> Grupo TAP - Estrutura acionista atualizada em julho 2017.	10
<i>Figura 1.8:</i> Fotografia da Oficina de Motores da TAP M&E, junho 2016.	11
<i>Figura 1.9:</i> Imagem do Reator CFM56-3.	11
<i>Figura 1.10:</i> Filosofia de construção modular do Reator CFM56-3.	15
<i>Figura 1.11:</i> Banco de Ensaios <i>Indoor</i> nas Instalações da TAP M&E.	16
<i>Figura 1.12:</i> Bancada de Testes TAP M&E com Reator CFM56-3.	16
<i>Figura 2.1:</i> Estações aerodinâmicas do Reator CFM56-3 instrumentadas no BE da TAP M&E. -	23
<i>Figura 2.2:</i> Sensores de Temperatura Total TT12 e Pressão Estática PS12.	23
<i>Figura 2.3:</i> Sensor de Temperatura e Pressão Total TP25.	24
<i>Figura 2.4:</i> Sensor de Temperatura Estática TS3 e Tomada de Pressão Estática PS3 à entrada da Câmara de Combustão.	26
<i>Figura 2.5:</i> Rede de EGT com nove termopares tipo K, instalada no Reator CFM56-3.	26
<i>Figura 2.6:</i> Sensor de Pressão Total PT49.5, instalada no segundo andar estático da LPT.	27
<i>Figura 2.7:</i> Sensores de Pressão Total PT54 e Temperatura Total TT54 à saída da LPT.	28
<i>Figura 2.8:</i> Estações aerodinâmicas do Reator CFM56-3 sem instrumentação fiável.	29
<i>Figura 2.9:</i> Sensor de Temperatura Estática TS17.	29
<i>Figura 2.10:</i> Base da Sonda TP25, com destaque para a região do tubo de pressão suscetível ao dano.	30
<i>Figura 2.11:</i> Sensores de Temperatura Estática TS42 e Pressão Estática PS42.	32
<i>Figura 2.12:</i> Variação do Caudal Mássico e da Pressão Estática, para diferentes números de Mach, em função do estrangulamento induzido pela sonda no escoamento.	33
<i>Figura 2.13:</i> Variação da Pressão Estática para diferentes valores de L/d, em função do número de Reynolds.	34
<i>Figura 2.14:</i> Erro de medição com o diâmetro do orifício, para diferentes números de Mach.	34
<i>Figura 2.15:</i> Efeito da forma da aresta e da orientação da linha média do orifício, na medição de pressão.	34
<i>Figura 2.16:</i> Influência do desalinhamento da sonda nas medições de Pressão Estática.	35
<i>Figura 2.17:</i> Erro de medição induzido pelo ângulo de incidência do escoamento, para diversas configurações de sonda.	36

<i>Figura 2.18:</i> Diagrama típico de um sistema de medição de temperatura.	38
<i>Figura 2.19:</i> Configuração de um dispositivo prático para medição de temperatura partindo de um circuito termoeletrico simples.	44
<i>Figura 2.20:</i> Circuito termoeletrico simples.	45
<i>Figura 2.21:</i> Eliminação da fonte de erro, por deslocamento do termopar parasita para um ambiente de temperatura controlada- junção de referência.	45
<i>Figura 2.22:</i> Lei dos Metais Intermédios.	46
<i>Figura 2.23:</i> Aplicação do bloco isotérmico para atenuação do erro de medição.	46
<i>Figura 2.24:</i> Circuito termoeletrico com $T_R = 0\text{ }^\circ\text{C}$, para medição de temperatura absoluta.	46
<i>Figura 2.25:</i> Diagrama e imagem ilustrativa de um <i>Electronic Ice Point Compensator</i>	47
<i>Figura 2.26:</i> Curva Resistência vs Temperatura para RTD de platina de 100 Ω	52
<i>Figura 2.27:</i> Curva Resistência vs Temperatura para um termistor de 3 k Ω	53
<i>Figura 2.28:</i> Configurações e tipos de encapsulamento de termístores.	53
<i>Figura 2.29:</i> Funcionamento de um sensor ótico FBG.	55
<i>Figura 2.30:</i> Configuração genérica para um sistema de medição TPT.	57
<i>Figura 2.31:</i> Foto pós-teste de uma NGV dupla, com um perfil danificado.	57
<i>Figura 2.32:</i> Declínio das emissões com o tempo para um <i>thermographic phosphor</i>	58
<i>Figura 2.33:</i> Potência irradiada por um corpo com diferentes emissividades.	60
<i>Figura 2.34:</i> Pirômetro OMEGA OS524E Series e Câmara IV TESTO 875i.	60
<i>Figura 2.35:</i> Exemplo de aplicação da termografia por infravermelhos.	61
<i>Figura 3.1:</i> Sonda TP25, com solução de recurso aplicada no BE da TAP M&E.	63
<i>Figura 3.2:</i> Fotografia da sonda TP25 original e respetiva representação em CATIA V5.	64
<i>Figura 3.3:</i> Representação em CAD dos principais componentes da sonda TP25.	65
<i>Figura 3.4:</i> Proposta para substituição parcial da linha pressão.	67
<i>Figura 3.5:</i> Manga expansível em PEEK, para aplicações de alta temperatura.	69
<i>Figura 3.6:</i> Tubo flexível em PTFE.	69
<i>Figura 3.7:</i> Representação dos orifícios na parede do <i>Fan Frame</i>	70
<i>Figura 3.8:</i> Adaptador da Base da Sonda TP25_01.	72
<i>Figura 3.9:</i> Conector de Pressão Padrão e Ficha de Termopar (<i>Miniature Size Flat Two Pin</i>).	72
<i>Figura 3.10:</i> Interface TP25/ES N°01.	72
<i>Figura 3.11:</i> Config. proposta - Interface TP25/ES N°01, instalada no suporte da sonda.	73
<i>Figura 3.12:</i> Adaptador da Base da Sonda TP25_02.	75
<i>Figura 3.13:</i> Staubli <i>Bulkhead Socket</i>	76
<i>Figura 3.14:</i> Esterline SOURIAU <i>Square Flange Receptacle</i>	76
<i>Figura 3.15:</i> Interface TP25/ES N°02.	77
<i>Figura 3.16:</i> Config. proposta - Interface TP25/ES N°02, instalada no suporte da sonda.	77
<i>Figura 3.17:</i> Deslocamento da falange de suporte do recetáculo elétrico.	82
<i>Figura 3.18:</i> Inclinação de 3° na falange de suporte do recetáculo elétrico.	83
<i>Figura 3.19:</i> Deslocamento da falange de suporte do conector de pressão.	83

<i>Figura 3.20:</i> Adaptador da base da sonda antes, e após o refinamento da solução.	83
<i>Figura 3.21:</i> Representação em CAD do protótipo final otimizado.	84
<i>Figura 3.22:</i> Protótipo final, instalado no suporte da sonda TP25.	84
<i>Figura 3.23:</i> Modificação do Esterline SOURIAU <i>Electric Plug</i>	86
<i>Figura 3.24:</i> Modificação do Esterline SOURIAU <i>Electric Plug</i> (continuação).	87
<i>Figura 4.1:</i> As três abordagens da dinâmica de fluidos.	89
<i>Figura 4.2:</i> Aeronave experimental <i>HiMAT</i> , desenvolvida pela NASA.	89
<i>Figura 4.3:</i> Evolução dos modelos CFD aplicados pela Airbus no desenvolvimento de produto	90
<i>Figura 4.4:</i> Supercomputador <i>Albert 3</i> , adaptado para aplicações CFD em grande escala.	90
<i>Figura 4.5:</i> Influência da Dinâmica de Fluidos Computacional em aplicações de engenharia.	91
<i>Figura 4.6:</i> Representação das linhas de escoamento em torno do BMW Sauber F1.09.	92
<i>Figura 4.7:</i> Malha de volumes finitos definida na região exterior do motor e, ao longo das passagens de ar internas do compressor, câmara de combustão e turbina.	92
<i>Figura 4.8:</i> Cálculo do campo de escoamento em torno do caça McDonnell Douglas F-15.	93
<i>Figura 4.9:</i> Desenvolvimento de produto orientado por simulação.	93
<i>Figura 4.10:</i> CFD aplicado na previsão de escoamentos em turbomáquinas.	94
<i>Figura 4.11:</i> O CFD utilizado como complemento à abordagem experimental.	95
<i>Figura 4.12:</i> Equações fundamentais da dinâmica de fluidos.	96
<i>Figura 4.13:</i> Definição de um volume de controle finito, fixo no espaço.	96
<i>Figura 4.14:</i> Exemplo de malha estruturada e não estruturada, em torno de um perfil.	101
<i>Figura 4.15:</i> Malhas Estruturadas (exemplos).	101
<i>Figura 4.16:</i> Malhas Não Estruturadas (exemplos).	102
<i>Figura 4.17:</i> Método das Diferenças Finitas.	103
<i>Figura 4.18:</i> Método dos Volumes Finitos: <i>Cell-centered</i> e <i>Cell Vertex Schemes</i>	103
<i>Figura 4.19:</i> Escoamento laminar e turbulento em redor de um tubo circular.	106
<i>Figura 4.20:</i> Desenvolvimento da camada limite sobre uma placa plana.	106
<i>Figura 4.21:</i> Principais abordagens e respectivos modelos de turbulência.	108
<i>Figura 4.22:</i> <i>Reynolds Averaging</i> - Velocidade média e instantânea para um escoamento turbulento.	109
<i>Figura 4.23:</i> Comparação entre os modelos de turbulência SKE e RKE.	111
<i>Figura 4.24:</i> Comparação entre as principais abordagens de modelação de turbulência.	113
<i>Figura 4.25:</i> CFM56-3 <i>Cross Section</i> - Purgas de ar a jusante da descarga do Booster.	114
<i>Figura 4.26:</i> Vista transversal do <i>Fan Frame / Booster</i>	115
<i>Figura 4.27:</i> Identificação do domínio do problema - <i>ICDAV Without Sensor</i>	117
<i>Figura 4.28:</i> Componentes com influência na configuração do <i>Inter-Compressor Duct</i>	119
<i>Figura 4.29:</i> Modelo 3D da estrutura do <i>Fan Frame</i>	122
<i>Figura 4.30:</i> Representação do componente VBV, via <i>CATIA V5 R20</i>	123
<i>Figura 4.31:</i> Representação do componente <i>Scoop</i> , via <i>CATIA V5 R20</i>	123
<i>Figura 4.32:</i> Sonda de Pressão e Temperatura TP25.	124

<i>Figura 4.33: Representação do Fan Frame Assembly em CAD 3D.</i>	125
<i>Figura 4.34: Inter-Compressor Duct - secção do Fan Frame Assembly considerada na criação do modelo 3D do domínio.</i>	125
<i>Figura 4.35: Inter-Compressor Duct Defeaturing Process.</i>	126
<i>Figura 4.36: Definição do modelo 3D do ICD Air Volume.</i>	127
<i>Figura 4.37: ICD Air Volume integrado na estrutura do Reator CFM56-3C1.</i>	128
<i>Figura 4.38: Malha aplicada ao ICD Air Volume - resultados obtidos no HELYX-OS.</i>	132
<i>Figura 4.39: Residuals Monitor - Convergência da solução.</i>	148
<i>Figura 4.40: Convergência da Pressão Total e da Velocidade, na fronteira Mass Flow Inlet.</i>	149
<i>Figura 4.41: Convergência da Pressão Total e da Velocidade, na fronteira Pressure Outlet.</i>	149
<i>Figura 4.42: Convergência da Pressão e da Temperatura Total na zona de medição TP25.</i>	150
<i>Figura 4.43: Distribuição de y^+ ao longo das paredes do ICD Air Volume.</i>	152
<i>Figura 4.44: Pressure Tube Cross Section Plane.</i>	153
<i>Figura 4.45: Thermocouple Cross Section Plane.</i>	153
<i>Figura 4.46: Pressão Total medida no CFM56-3 vs Valores calculados em CFD.</i>	155
<i>Figura 4.47: Temperatura Total medida no CFM56-3 vs Valores calculados em CFD.</i>	156
<i>Figura 4.48: Velocidade do Escoamento medida no CFM56-3 vs Valores calculados em CFD.</i>	156
<i>Figura 4.49: Contornos da Velocidade do Escoamento ao longo do ICD Air Volume.</i>	157
<i>Figura 4.50: Representação do Campo de Velocidades em torno da Sonda TP25.</i>	158
<i>Figura 4.51: Contornos da Velocidade do Escoamento ao longo do ICDAV Without Sensor.</i>	159
<i>Figura 4.52: Representação dos Vetores de Velocidade ao longo do ICDAV Without Sensor.</i>	160
<i>Figura 4.53: Contornos de Pressão Estática ao longo do ICD Air Volume.</i>	162
<i>Figura 4.54: Contornos de Pressão Estática ao longo do ICDAV Without Sensor.</i>	163
<i>Figura 4.55: Contornos de Pressão Dinâmica ao longo do ICD Air Volume.</i>	164
<i>Figura 4.56: Contornos de Pressão Dinâmica ao longo do ICDAV Without Sensor.</i>	165
<i>Figura 4.57: Contornos de Pressão Total ao longo do ICD Air Volume.</i>	166
<i>Figura 4.58: Contornos de Pressão Total ao longo do ICDAV Without Sensor.</i>	167
<i>Figura 4.59: Contornos de Temperatura Estática ao longo do ICD Air Volume.</i>	168
<i>Figura 4.60: Contornos de Temperatura Estática ao longo do ICDAV Without Sensor.</i>	169
<i>Figura 4.61: Contornos de Temperatura Total ao longo do ICD Air Volume.</i>	170
<i>Figura 4.62: Contornos de Temperatura Total ao longo do ICDAV Without Sensor.</i>	171
<i>Figura A.1: Lei dos Metais Homogêneos, diagrama representativo.</i>	186
<i>Figura A.2: Lei das Tensões Aditivas, diagrama representativo.</i>	187
<i>Figura A.3: Lei das Temperaturas Intermédias, diagrama representativo.</i>	187
<i>Figura A.4: Variação da potência termoelétrica para diversos materiais.</i>	188
<i>Figura A.5: Evolução da e.m.f com a temperatura para vários tipos de termopares.</i>	192
<i>Figura A.6: Variação do coeficiente de Seebeck com a temperatura, para vários tipos de termopar.</i>	192
<i>Figura A.7: Wheatstone Bridge Circuit.</i>	194

<i>Figura A.8: Two Wire RTD Circuit ou Fixed Bridge.</i>	194
<i>Figura A.9: Three Wire RTD Circuit.</i>	194
<i>Figura A.10: Four Wire RTD Circuit.</i>	195
<i>Figura C.1: Fotografias do Fan Frame.</i>	203
<i>Figura C.2: Secção transversal do Fan Frame.</i>	203
<i>Figura C.3: Secção transversal do Inter-Compressor Duct.</i>	204
<i>Figura C.4: Representação da secção transversal da Inner Strut.</i>	205
<i>Figura C.5: Vista lateral da Inner Strut.</i>	206
<i>Figura C.6: Fotos da Variable Bleed Valve.</i>	207
<i>Figura C.7: Dimensionamento da VBV (vista lateral).</i>	208
<i>Figura C.8: Dimensionamento do Scoop P25 (vistas superior e inferior).</i>	208
<i>Figura C.9: Dimensionamento do Scoop P25 (vistas frontal, lateral e isométrica).</i>	208
<i>Figura C.10: Sonda de Pressão e Temperatura TP25 (vistas lateral e superior).</i>	209
<i>Figura D.1: Malha não estruturada ICD Air Volume (Ex.1), obtida no ANSYS Meshing.</i>	212
<i>Figura D.2: Malha não estruturada ICD Air Volume (Ex.2), obtida no ANSYS Meshing.</i>	212
<i>Figura D.3: Refinamento da malha ICD Air Volume, na superfície da Sonda TP25.</i>	213
<i>Figura D.4: Vista da malha ICD Air Volume, na admissão de ar da Sonda TP25.</i>	213
<i>Figura D.5: Refinamento da malha ICD Air Volume, nos elementos sensores da Sonda TP25.</i>	213
<i>Figura D.6: Malha não estruturada ICDAV Without Sensor, obtida no ANSYS Meshing.</i>	215
<i>Figura D.7: Refinamento da malha ICDAV Without Sensor na fronteira Fan Frame Wall.</i>	215
<i>Figura D.8: Vista da malha ICDAV Without Sensor, com incidência na superfície do Scoop.</i>	215
<i>Figura D.9: Malha estruturada ICD Air Volume (Ex.1), obtida no HELYX-OS.</i>	217
<i>Figura D.10: Malha estruturada ICD Air Volume (Ex.2), obtida no HELYX-OS.</i>	217
<i>Figura D.11: Refinamento da malha ICD Air Volume na superfície exterior e na admissão de ar da Sonda TP25.</i>	217
<i>Figura D.12: Malha estruturada ICDAV Without Sensor, obtida no HELYX-OS.</i>	218
<i>Figura D.13: Refinamento da malha ICDAV Without Sensor na Inter-Compressor Duct Wall.</i>	219
<i>Figura D.14: Vista da malha ICDAV Without Sensor, com incidência na superfície do Scoop.</i>	219
<i>Figura D.15: Aumento do refinamento da malha ICDAV Without Sensor na fronteira Inter-Compressor Duct Wall.</i>	219
<i>Figura E.1: Residuals Monitor - Convergência da Solução.</i>	221
<i>Figura E.2: Convergência da Pressão Total e da Velocidade, na fronteira Mass Flow Inlet.</i>	221
<i>Figura E.3: Convergência da Pressão Total e da Velocidade, na fronteira Pressure Outlet.</i>	221
<i>Figura E.4: Distribuição de y^+ ao longo das paredes do ICDAV Without Sensor.</i>	222
<i>Figura E.5: Plano equivalente ao Pressure Tube Cross Section Plane, com tomada de pressão assinalada.</i>	222
<i>Figura E.6: Plano equivalente ao Thermocouple Cross Section Plane, com junção do termopar assinalada.</i>	222

Lista de Tabelas

<i>Tabela 1.1:</i> Dimensões Gerais e Peso do Reator CFM56-3.	12
<i>Tabela 1.2:</i> CFM56-3 <i>Thrust Rates</i>	13
<i>Tabela 2.1:</i> Classificação das Técnicas de Medição de Temperatura.	42
<i>Tabela 3.1:</i> Especificações e Descrição Geral da Ferramenta Original.	65
<i>Tabela 3.2:</i> Composição da Sonda de Pressão e Temperatura TP25.	66
<i>Tabela 3.3:</i> Condições de Funcionamento da Sonda TP25.	66
<i>Tabela 3.4:</i> TT25 medida à entrada do HPC, para diversos CFM56-3 <i>thrust ratings</i>	68
<i>Tabela 3.5:</i> Dimensões e Posicionamento dos Orifícios na Parede do <i>Fan Frame</i>	71
<i>Tabela 3.6:</i> Lista de Fabricantes de Conectores de Engate Rápido.	74
<i>Tabela 3.7:</i> Tabela Comparativa para Tomada de Decisão.	78
<i>Tabela 4.1:</i> Configuração para Geração da Malha e respetiva constituição, via <i>HELIX-OS</i> . --	133
<i>Tabela 4.2:</i> Qualidade Global da Malha - resultados obtidos no <i>ANSYS Fluent</i>	135
<i>Tabela 4.3:</i> Espectro da Qualidade Ortogonal de Malha - <i>Orthogonal Quality</i>	135
<i>Tabela 4.4:</i> Espectro da Assimetria de Malha - <i>Mesh Skewness</i>	135
<i>Tabela 4.5:</i> Parâmetros para a condição de fronteira <i>Mass Flow Inlet</i> - estação 24.	142
<i>Tabela 4.6:</i> Parâmetros para a condição de fronteira <i>Pressure Outlet</i> - estação 25.	142
<i>Tabela 4.7:</i> <i>Under-Relaxation Factors</i> - URF.	144
<i>Tabela 4.8:</i> <i>Surface Monitors</i> para verificação da Convergência da Solução.	145
<i>Tabela 4.9:</i> <i>Cell Wall Distance</i> e valores de y^+ para as diversas Paredes do Domínio.	151
<i>Tabela 4.10:</i> Dados Experimentais do CFM56-3 <i>Corr Engine</i> vs Valores calculados em CFD. --	154
<i>Tabela 4.11:</i> Estimativa do Erro de Medição da Sonda TP25.	172
<i>Tabela A.1:</i> Características Gerais dos Principais Tipos de Termopares.	190
<i>Tabela B.1:</i> Composição Química e Propriedades dos Materiais da Sonda TP25.	197
<i>Tabela B.2:</i> Propriedades e Aplicações de alguns Materiais Poliméricos de Alta Resistência.	198
<i>Tabela B.3:</i> Opção 1 - Staubli HCB 03 <i>Pressure Connector</i>	199
<i>Tabela B.4:</i> Opção 2 - Staubli CBI 03 <i>Pressure Connector</i>	199
<i>Tabela B.5:</i> Opção 3 - Staubli MRA 04 <i>Pressure Connector</i>	200
<i>Tabela B.6:</i> Opção 4 - Parker <i>Pneumatic Quick Coupling</i>	200
<i>Tabela B.7:</i> Opção 5 - Esterline SOURIAU 8533 <i>Series Class K or Similar</i>	201
<i>Tabela C.1:</i> Dimensionamento do Fan Frame por Medição Direta.	204
<i>Tabela C.2:</i> Coordenadas dos pontos usados na aproximação da superfície externa do <i>Center Hub</i>	205
<i>Tabela C.3:</i> Distribuição da espessura do perfil da Strut ao longo da corda.	206

<i>Tabela C.4: Distribuição de espessura para o Upper e Lower Strut Airfoil.</i>	206
<i>Tabela C.5: Distribuição de espessura para o Upper e Lower Strut Airfoil (continuação).</i>	207
<i>Tabela D.1: Configuração e Constituição Geral da Malha ICD Air Volume, obtida no ANSYS.</i>	211
<i>Tabela D.2: Qualidade Global da Malha ICD Air Volume, obtida no ANSYS.</i>	212
<i>Tabela D.3: Configuração, Constituição Geral e Qualidade Global da Malha ICDAV Without Sensor, obtida no ANSYS.</i>	214
<i>Tabela D.4: Configuração, Constituição Geral e Qualidade Global da Malha ICD Air Volume, obtida no HELYX-OS.</i>	216
<i>Tabela D.5: Configuração, Constituição Geral e Qualidade Global da Malha ICDAV Without Sensor, obtida no HELYX-OS.</i>	218

Lista de Gráficos

<i>Gráfico C.1: Spline representativa da superfície externa do Center Hub, utilizada na modelação da respetiva geometria.</i>	205
<i>Gráfico C.2: Comparação entre o perfil obtido por medição direta e os perfis Upper e Lower Strut Airfoils, utilizados na modelação da geometria das Inner Strut.</i>	207

Lista de Acrónimos

ADS	Accessory Drive Section
AGB	Accessory Gear Box
ALF	After Looking Forward
ANSI	American National Standards Institute
BE	Banco de Ensaíos
BPR	Bypass Ratio
CAD	Computer-aided Design
CAE	Computer-aided Engineering
CAM	Computer-aided Manufacturing
CBP	Compressor Bleed Pressure
CC	Combustion Chamber
CDP	Compressor Discharge Pressure
CDT	Compressor Discharge Temperature
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFMI	CFM International
CIT	Compressor Inlet Temperature
CJC	Cold Junction Compensation
CPU	Central Processing Unit
CTR	Correlation Test Report
DNS	Direct Numerical Simulation
EASA	European Aviation Safety Agency
EFC	Engine Flight Cycle
EFH	Engine Flight Hour
EGT	Exhaust Gas Temperature
EGTHD	Exhaust Gas Temperature Hot Day
ERC	National Science Foundation's Engineering Research Center
EVM	Eddy Viscosity Models
FBG	Fiber Brag Grating
FN	Net Thrust
GE	General Electric
GUI	Graphics User Interface
HDS	Horizontal Drive Shaft
HDT	Heat Deflection Temperature
HP System	High Pressure System
HPC	High Pressure Compressor
HPT	High Pressure Turbine
HPTCC	High Pressure Turbine Clearance Control
ICAO	International Civil Aviation Organization
ICD	Inter-Compressor Duct
ICDAV	Inter-Compressor Duct Air Volume
IEC	International Electrotechnical Commission

IGB	Inlet Gear Box
IGV	Inlet Guide Vanes
IPC	Intermediate Pressure Compressor
IV	Radiação Infravermelha
LES	Large Eddy Simulations
LP System	Low Pressure System
LPC	Low Pressure Compressor
LPT	Low Pressure Turbine
MEC	Main Engine Control
MRO	Maintenance and Repair Organizations
N1	Low Pressure Shaft
N2	High Pressure Shaft
NASA	National Aeronautics and Space Administration
NIST	National Institute of Standards and Technology
NTC	Negative Temperature Coefficient
OEM	Original Equipment Manufacturers
OGV	Outlet Guide Vanes
P&W	Pratt & Whitney
PA	Polyamide
PEEK	Polyetheretherketone
PI	Poliimida
PMC	Power Management Control
PMT	Tubo Fotomultiplicador
PTFE	Teflon
RANS	Reynolds-Average Navier-Stokes
RDS	Radial Drive Shaft
RSM	Reynolds Stress Method
SFC	Specific Fuel Consumption
SI	Sistema Internacional de Unidades
SNECMA	Société Nationale d'Etude et Construction de Moteurs d'Aviation
TAP	Transportes Aéreos Portugueses
TAP M&E	TAP Manutenção e Engenharia
TBC	Thermal Barrier Coating
TBSC	Thermal Barrier Sensor Coating
TET	Turbine Entry Temperature
TGB	Transfer Gear Box
TPT	Thermographic Phosphor Thermometry
TRF	Turbine Rear Frame
URF	Under Relaxation Factor
VBV	Variable Bleed Valves
VSV	Variable Stator Vanes

Nomenclatura

Símbolo	Descrição	Unidades
F_s	Impulso ou tração específica	$[N \cdot s/kg]$
SFC	Consumo específico de combustível	$[kg/N \cdot h]$
r_c	Razão global de compressão	$[-]$
\dot{m}_a	Caudal mássico de ar admitido no motor	$[kg/s]$
\dot{m}_f	Caudal mássico de combustível	$[kg/s]$
PT	Pressão total	$[Pa]$
PS	Pressão estática	$[Pa]$
TT	Temperatura total	$[kg/s]$
TS	Temperatura estática	$[kg/s]$
M	Número de Mach	$[-]$
q	Pressão dinâmica ($1/2\rho v^2$)	$[Pa]$
P_{SP}	Pressão estática no orifício de medição	$[Pa]$
P_S^∞	Pressão estática do escoamento junto à parede	$[Pa]$
Δ_p	Diferença entre P_{SP} e P_S^∞	$[Pa]$
Re	Número de Reynolds	$[-]$
V	Velocidade do escoamento	$[m/s]$
d	Diâmetro do orifício de medição	$[mm]$
L	Comprimento característico / Escala de comprimento	$[mm]$
D	Diâmetro da secção transversal	$[mm]$
T_R	Temperatura na junção de referência	$[^\circ C]$
W	Potência emissiva irradiada por unidade de área	$[W/m^2]$
T	Temperatura estática absoluta	$[K]$
OD	Diâmetro externo	$[mm]$
ID	Diâmetro interno	$[mm]$
WT	Espessura da parede	$[mm]$
$d\Omega$	Fronteira do volume de controle	$[-]$
dS	Elemento de superfície	$[-]$
\vec{n}	Vetor unitário normal à superfície do volume de controle	$[-]$
U	Quantidade escalar de uma variável do escoamento	$[-]$
t	Tempo	$[s]$
∇	Gradiente	$[-]$
Q_V	Forças de corpo (<i>Volume Sources</i>)	$[N]$
\vec{Q}_S	Forças de superfície (<i>Surface Sources</i>)	$[N]$
U^*	Quantidade U por unidade de massa	$[-]$
\vec{U}	Vetor de uma variável conservativa do escoamento	$[-]$

\bar{F}_C	Tensor dos fluxos convectivos	[–]
\bar{F}_D	Tensor dos fluxos difusivos	[–]
\vec{Q}_V	Vetor das forças de corpo (<i>Volume Sources Vector</i>)	[N]
\bar{Q}_S	Tensor das forças de superfície (<i>Surface Sources Tensor</i>)	[N]
\vec{f}_e	Vetor das forças externas que atuam sobre o sistema	[N]
p	Pressão estática	[Pa]
E	Energia total por unidade de massa	[J/kg]
$\vec{v}^2/2$	Energia cinética por unidade de massa	[J/kg]
H	Entalpia total ou de estagnação	[kJ/mol]
k	Coefficiente de condutividade térmica	[W/m.K]
\dot{q}_h	Fluxo de calor devido a radiação, reações químicas, etc.	[W/m ²]
\vec{W}	Vetor das variáveis conservativas	[–]
\vec{F}_c	Vetor dos fluxos convectivos	[–]
\vec{F}_v	Vetor dos fluxos viscosos	[–]
\vec{Q}	Termo adicional (<i>Source Term</i>)	[–]
u, v, w	Componentes cartesianos da velocidade	[m/s]
x, y, z	Coordenadas cartesianas do sistema	[m]
n_x, n_y, n_z	Componentes do vetor \vec{n} , nas direções x, y, z	[–]
C	Courant Number	[–]
Pr	Número de Prandtl	[–]
h	Entalpia	[kJ/mol]
K	Energia Cinética de Turbulência	[m ² /s ²]
R_{ij}	Tensor das tensões de Reynolds	[Pa]
S_{ij}	Tensor da taxa de deformação	[1/s]
t_h/c	Espessura da secção relativamente à corda do perfil	[–]
x/c	Posição da secção relativamente à corda do perfil	[–]
N_l	<i>Number of Layers</i>	[–]
$P_{absolute}$	Pressão estática média do problema	[Pa]
M_w	Massa Molecular	[g/mol]
T_s	Temperatura Estática	[K]
c_p	Calor Específico a Pressão Constante	[J/kg.K]
\dot{m}_h	Caudal de Ar Primário	[kg/s]
P_T	Pressão Total ou de Estagnação	[Pa]
T_T	Temperatura Total ou de Estagnação	[K]
\dot{m}	Caudal de ar que atravessa o <i>Inter-Compressor Duct</i> (domínio)	[kg/s]
A	Área da Secção Transversal	[m ²]
P_s	Pressão Estática	[Pa]
d_h	Diâmetro hidráulico	[m]
P	Perímetro da secção transversal	[m]
P_{op}	Pressão de Operação	[Pa]

$P_{e.m.f}$	Força eletromotriz de Peltier	[mV]
E'	Força eletromotriz resultante	[mV]
a_0 a a_n	Coefficientes aplicados na aproximação da relação $E' - T$	[—]
R	Resistência	[Ω]
c	Corda do perfil da <i>strut</i>	[mm]
t_h	Espessura	[mm]
V_{1-R}	E' gerada por um termopar a uma temperatura T_1 , com $T_R = 0^\circ C$	[mV]

Letras Gregas	Descrição	Unidades
η	Eficiência global do ciclo	[%]
τ	Tensão de corte	[Pa]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
α	Ângulo de incidência do escoamento	[°]
α_T	Coefficiente de temperatura positivo (PTC) em RTD	[—]
ε_λ	Emissividade de um corpo [$0 \leq \varepsilon_\lambda \leq 1$]	[—]
λ	Comprimento de Onda Bragg	[nm]
Ω	Volume de controle	[—]
\vec{v}	Vetor velocidade composto por (u, v, w)	[m/s]
κ	Coefficiente de difusividade térmica	[m ² /s]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
$\bar{\tau}$	Tensor das tensões viscosas	[Pa]
τ_{ij}	Componentes do tensor das tensões viscosas	[Pa]
β	Diffusion Number	[—]
δt	Intervalo de tempo (<i>Time Step</i>)	[s]
δx	Intervalo de comprimento	[m]
ε	Taxa de dissipação de turbulência	[m ² /s ³]
ω	Taxa de dissipação por unidade de energia cinética de turbulência (ε/K)	[1/s]
δ_{ij}	Delta de Kronecker (1 se $i = j$, ou 0 se $i \neq j$)	[—]
μ_T	Viscosidade de turbulência (Eddy Viscosity)	[Pa.s]
μ	Viscosidade Dinâmica	[Pa.s]
Δ_f	<i>Final Layer Thickness</i>	[—]
Δ_m	<i>Layer Minimum Thickness</i>	[—]
Δ_s	<i>Layer Stretching</i>	[—]
θ	Termo independente do polinômio de aproximação de $c_{p,ar}$	[K]
α_s	Coefficiente de Seebeck	[$\mu V/^\circ C$]
σ_T	Coefficiente de Thomson	[$\mu V/^\circ C$]
Δ	Difference operator	[—]

Constantes

$\gamma_{ar} = 1.4$	Índice Adiabático do Ar Atmosférico
$\sigma = 5.669 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$	Constante de Stefan-Boltzmann
$\sigma_K = 1.0; \sigma_\varepsilon = 1.3; C_{1\varepsilon} = 1.45;$ $C_{2\varepsilon} = 1.92; C_\mu = 0.09;$	Coefficiente empíricos do modelo $K - \varepsilon$
$R_\mu = 8.314 J/mol . K$	Constante Universal dos Gases
$R_{ar} = 287.058 J/kg . K$	Constante específica do ar ($R_\mu/M_{w_{ar}}$)
$C_0 = 1.05; C_1 = -0.365;$ $C_2 = 0.85; C_3 = -0.39;$	Coefficientes do polinômio de aproximação de $c_{p_{ar}}$
$\mu_0 = 1.716 \times 10^{-5} kg/m . s$	Viscosidade dinâmica de referência
$T_0 = 273.11 K$	Temperatura de referência
$S = 110.56 K$	Constante de Sutherland (<i>Effective Temperature</i>)
$T_R = 0^\circ C$	Temperatura de referência padrão

Estações Aerodinâmicas do Motor CFM56-3

12	Entrada da Fan (<i>Secondary Flow Inlet</i>)
17 [BE da TAP]	Descarga das OGV da Fan (<i>Bypass Duct</i>)
20	Entrada da Fan (<i>Primary Flow Inlet</i>)
21	Entrada do Booster (LPC)
24	Descarga do Booster (LPC)
25	Entrada do Compressor de Alta Pressão (HPC)
30 [BE da TAP]	Descarga do HPC/Entrada da Câmara de Combustão (CC)
40	Saída da CC
42	Descarga da Turbina de Alta Pressão (HPT)
49.5	Segundo Andar Estático da Turbina de Baixa Pressão (LPT)
54 [BE da TAP]	Descarga da LPT/ <i>Exhaust</i>

Capítulo 1

Introdução

1.1. Revisão Histórica dos Sistemas de Propulsão Aeronáutica

Durante vários milhares de anos, o homem observou os céus, e tomando consciência das suas inúmeras capacidades, acalentou o sonho de voar. As primeiras evidências que corroboram esta ideia remontam à mitologia grega, e dão conta da criação de dispositivos, inspirados nas asas dos pássaros, cujo batimento seria responsável por gerar a sustentação e propulsão necessárias para manter um voo estável. Embora o método aplicado não tenha sortido o efeito desejado, a vontade de conquistar os céus manteve-se inabalável [1].

O processo evolutivo que culminou com a invenção do avião, no início do século XX, foi marcado por diversos eventos e descobertas inovadoras que incluem: a compreensão da reação dinâmica entre o ar e as superfícies sustentadoras, o desenvolvimento de motores fiáveis capazes de gerar energia suficiente para impulsionar a célula a que estão acoplados, e ainda a resolução do problema da controlabilidade da aeronave durante o voo [2].

Os estudos desenvolvidos na área da aerodinâmica resultaram do interesse de célebres matemáticos, físicos e engenheiros, dos quais se destacam: Leonardo da Vinci, que entre 1488 e 1514 projetou o paraquedas e algumas máquinas voadoras, com especial relevo para o Ornitóptero, inspirado na estrutura, na forma e no batimento das asas dos pássaros [3]; Galileo Galilei e Christiaan Huygens, que nos séculos XVI e XVII, contribuíram para o entendimento da relação entre a resistência do ar, a área de superfície exposta ao escoamento e a densidade do fluido; Daniel Bernoulli¹ e Leonhard Euler², que durante o século XVIII, definiram a relação entre a pressão e a velocidade, e forneceram informações essenciais ao cálculo das principais forças aerodinâmicas [2].

O cientista e inventor britânico, Sir George Cayley, impulsionado pelos princípios aerodinâmicos comprovados na época, estabeleceu em 1799, a configuração moderna do avião, enquanto dispositivo voador de asa fixa com sistemas individualizados de sustentação, propulsão e controlo [4].

¹ **Daniel Bernoulli** - matemático suíço, responsável pela derivação do Teorema de Bernoulli, em 1738, e que no âmbito da dinâmica de fluidos, estabelece a relação entre a pressão, a velocidade e o potencial gravitacional para um fluido ideal, em regime estacionário.

² **Leonhard Euler** - matemático e físico suíço, cujas equações deduzidas diretamente das Leis de Newton, Equações de Euler, representam a conservação de massa, momento e energia para fluidos compressíveis não viscosos.

No início da década de 1870, Otto Lilienthal, realizou estudos de singular importância no dimensionamento e projeto de asas, cujos resultados foram aplicados por distintos entusiastas e inventores, entre os quais os irmãos Wright, no final do século XIX.

A evolução registada em termos aerodinâmicos permitiu: um maior entendimento dos fenómenos responsáveis pela produção de sustentação; o desenvolvimento de asas mais eficientes; e a mudança de paradigma no que à máquina voadora ideal diz respeito. Assim, os ornitópteros deram lugar aos planadores de asa fixa, aos quais se viriam a adicionar, mais tarde, sistemas propulsivos, como condição para a realização de voos estáveis e sustentados.

Sir Isaac Newton sugeriu, no século XVIII, que uma explosão orientada seria capaz de impulsionar um avião, o que por outras palavras significa, que o ar quente expelido a grande velocidade por um bocal propulsivo, gera a força necessária para fazer avançar uma aeronave. Esta teoria assenta na sua terceira lei, segundo a qual, para cada ação, há uma reação igual e oposta.

Embora no início do século XIX, o voo sustentado de aeródinos³ fosse considerado uma impossibilidade, atendendo ao nível de desenvolvimento tecnológico da época, o elevado potencial aeronáutico dos sistemas de propulsão, não só foi reconhecido e amplamente discutido, como deu aso ao desenvolvimento da máquina a vapor e dos motores de combustão interna, que durante décadas, constituíram as principais fontes de propulsão aeronáutica.

Em 1852, Henri Giffard desenvolveu uma máquina a vapor com três cavalos de potência para impulsionar o seu dirigível. Apesar do sucesso que lhe foi reconhecido, a potência propulsiva gerada não era suficiente para garantir um voo adequado [5]. Em 1868, Frederick Stringfellow criou um motor a vapor para instalação num triplano, e anos mais tarde, em 1894, Hiram Maxim terá construído uma máquina a vapor capaz de propulsionar a sua aeronave ao longo de uma curta distância, sem que se verificasse, contudo, um voo sustentado e controlado. As inúmeras tentativas de aplicação da máquina a vapor no âmbito aeronáutico, não surtiram o efeito desejado uma vez que, a baixa potência produzida e o sobredimensionamento dos referidos motores resultaram invariavelmente, em razões de potência-peso demasiado reduzidas.

Nos fins do século XIX, os motores de combustão interna emergiram enquanto fontes propulsivas altamente promissoras. O seu processo evolutivo conheceu grandes desenvolvimentos quando em 1876, o alemão Nicolaus Otto produziu o primeiro motor a quatro tempos alimentado com combustível líquido.

No início do século XX, os inventores americanos Wilbur e Orville Wright, inspirados pelos recentes desenvolvimentos nas áreas da aerodinâmica e da propulsão, concretizaram algumas

³ **Aeródino** - designam todos os aviões, hidroaviões (de flutuadores ou de casco), giroplanos, helicópteros, ornitópteros, planadores ou papagaios, ou qualquer outra aeronave mais pesada que o ar, quer possua ou não meios próprios de propulsão [121].

experiências que viriam a culminar na concepção de um planador inovador, com o qual realizaram o primeiro voo totalmente controlável. Após os progressos alcançados com o Glider of 1902, Wilbur e Orville Wright projetaram hélices inovadoras, que acopladas a um motor de combustão interna de aproximadamente treze cavalos de potência, desenvolvido pelos mesmos, constituiu o sistema propulsivo que viria a ser utilizado no primeiro avião alguma vez construído. No ano de 1903, em Kill Devil Hills, na Carolina do Norte, e com Orville aos comandos, a aeronave experimental Wright Flyer of 1903 (figura 1.1), transformou-se na primeira máquina mais pesada que o ar, com meios próprios de propulsão, a atingir um voo sustentado e totalmente controlado com um piloto a bordo⁴, demonstrando que os problemas que se oponham ao sucesso das aeronaves e ao progresso da indústria haviam sido superados. Iniciou-se assim, uma nova Era marcada pelo forte desenvolvimento da aviação militar e civil à escala global.

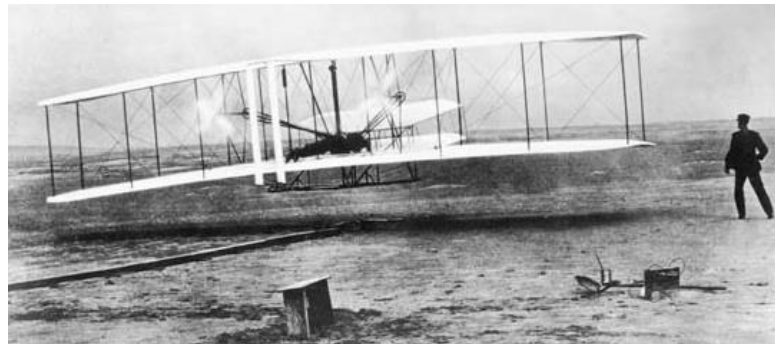


Figura 1.1: Wright Flyer of 1903 [6].

Após o voo bem-sucedido dos irmãos Wright, em 1903, os motores de combustão interna tornaram-se a única fonte propulsiva para aplicações aeronáuticas, pelo menos até meados da década de 1930.

Segunda Guerra Mundial - Desenvolvimento de um novo sistema propulsivo

Na época que antecedeu a Segunda Guerra Mundial, os aviões militares eram impulsionados por motores de combustão interna a pistão, pelo que o poder de aceleração necessário à operação em situações de combate era limitado: pelo tamanho do motor; pela quantidade de energia acumulada no combustível; e pela rapidez com que o combustível podia ser queimado na câmara de combustão. Assim, uma das formas de extrair maior energia destes motores passava pelo aumento das suas dimensões, que por sua vez implicaria um aumento de peso e a redução da manobrabilidade da aeronave, efeito altamente indesejável na aviação militar. Para além das razões potência-peso manifestamente reduzidas, também a eficiência do conjunto propulsor constituía um problema, dada a sua redução com o aumento da velocidade de voo.

⁴ Wright Flyer of 1903 descrito pela Instituição Smithsonian dos EUA, criada em 1846, para amplificação e difusão do conhecimento.

As limitações dos sistemas propulsivos até então utilizados, e as exigências crescentes que se lhes imponham, incentivaram a criação de um novo tipo de sistema propulsivo, que viria a ser denominado por turbina de gás.

Embora o piloto britânico Frank Whittle tenha projetado e patenteado o primeiro motor turbojato em 1930, apontando-o como alternativa viável aos aviões a hélice, foi na Alemanha, e por iniciativa do físico Hans Von Ohain, que surgiu o primeiro motor turbojato verdadeiramente operacional em 1939. O ceticismo demonstrado pelo governo Britânico relativamente ao sucesso do projeto apresentado por Whittle, retardou o desenvolvimento do seu primeiro protótipo, denominado Whittle/Power Jets W.1, cujo voo inaugural terá decorrido em dezembro de 1940. Este motor foi instalado no caça britânico Gloster Meteor E28/39, utilizado pelas Forças Aliadas durante a Segunda Grande Guerra. Por outro lado, Hans Von Ohain terá descrito o seu projeto para um motor semelhante ao de Whittle, em 1933, propondo, no entanto, a utilização de uma turbina centrífuga, conceito até então por explorar [7]. Em parceria com o fabricante Ernest Heinkel, provou a exequibilidade do projeto, que viria a resultar no motor turbojato Heinkel HeS 3, cujo voo inaugural a 27 de agosto de 1939, concedeu à aeronave Heinkel He178, o reconhecimento de primeiro avião a jato da história [8].

No mesmo ano, o trabalho pioneiro desenvolvido por Anselm Franz, responsável pelo departamento de desenvolvimento de turbocompressores da Junkers Engine Company, resultou no primeiro motor a jato operacional produzido em série, o Junkers Jumo 004, cujo protótipo inicial data de outubro de 1940. A primeira utilização deste motor de fluxo axial aconteceu em julho de 1942, no voo inaugural do único avião de combate com propulsão a jato, introduzido com sucesso no decorrer da Segunda Guerra Mundial, o Messerschmitt Me 262s [9].

O Fim da Segunda Guerra Mundial e a Convenção de Aviação Civil Internacional

Após o final da Segunda Guerra Mundial, em 1945, os motores a jato eram já uma realidade explorada na aviação militar, e embora permanecessem muito aquém do grau de eficiência, fiabilidade, ruído e emissões poluentes considerados aceitáveis, a sua aplicação na aviação civil passou a ser equacionada. A divulgação das invenções e dos progressos tecnológicos, ocultados por diversas nações durante o período de guerra, impulsionou o desenvolvimento acelerado dos motores a jato que, em menos de 20 anos, se tornaram a fonte propulsiva de referência, transformando em absoluto a indústria da aviação [5].

No sentido de garantir uma evolução sustentada da aviação civil internacional, promovendo a cooperação entre as nações e estimulando o processo de globalização, sem ameaçar, contudo, a segurança dos povos, foi assinada a Convenção de Aviação Civil Internacional, a 7 de dezembro de 1944. Também conhecida como Convenção de Chicago, entrou em vigor a 4 de abril de 1947, e é constituída por um total de 96 artigos e 18 anexos, cuja elaboração e aprovação tem por objetivo, a obtenção do mais alto grau de uniformização no que se refere às normas, regras, práticas e procedimentos relativos a aeronaves, rotas e serviços auxiliares de navegação aérea.

Nesta Convenção foi criada também a Organização da Aviação Civil Internacional (ICAO), agência especializada das Nações Unidas, responsável por aperfeiçoar os princípios e técnicas de navegação aérea, e estimular o desenvolvimento ordenado da aviação civil, com vista a promover a segurança, a redução de emissões poluentes, o aumento de eficiência e a evolução de todos os aspetos inerentes à aeronáutica civil internacional [10], [11].

O Início da Era do Jato

Os motores a jato desenvolvidos durante a década de 40, apresentavam baixo rendimento, devido ao fato de parâmetros como a razão global de compressão e a temperatura de entrada na turbina, se encontrarem nitidamente limitados pela tecnologia existente.

Em 1950, a construtora americana Pratt & Whitney⁵ (P&W) desenvolveu o seu primeiro turbojato designado J57 (JT3C), cuja elevada durabilidade e as melhorias exibidas ao nível da eficiência termodinâmica - resultantes do aumento da razão global de compressão, justificada pelos progressos tecnológicos e pela utilização de materiais com características melhoradas no desenvolvimento de compressores axiais; fizeram deste projeto um sucesso imediato. Apesar dos avanços percebidos, o P&W J57, enquanto motor a jato simples, mantinha-se como uma solução apropriada para aplicações supersónicas, atendendo ao impulso específico elevado, proporcionado pelas altas velocidades de jato, que se refletiam em elevados níveis de ruído e eficiência propulsiva reduzida. Em outubro de 1958, os motores P&W JT3, versão comercial do J57, que compoñham o sistema propulsivo do Boeing 707, possibilitaram o primeiro voo transatlântico da Pan American World Airways, dando início à denominada Era do Jato [12].

No princípio dos anos 60, o aumento da eficiência termodinâmica foi acompanhado pela adição de um módulo de baixa pressão ao motor a jato, dando origem a uma variante moderna e inovadora do ciclo simples da turbina a gás, denominada *turbofan*⁶. O P&W JT8 desenvolvido em 1960, foi um dos primeiros motores *turbofan* com baixa razão de *bypass*, cujo aumento do caudal de ar admitido e a redução da velocidade média do jato para valores próximos da velocidade de voo induziu: um aumento da eficiência propulsiva, e a diminuição dos níveis de ruído comparativamente aos seus precursores.

Nas décadas de 60 e 70, o setor da aviação comercial assistiu a um grande desenvolvimento, transformando o avião num dos principais meios de transporte de pessoas e mercadorias. O seu impacto à escala global pode ser comprovado pelo número de rotas representado na figura 1.2.

⁵ **Pratt & Whitney** - é uma empresa norte-americana fundada por Frederick Rentschler, em 1925. É subsidiária da United Technologies Corporation, e a sua principal atividade consiste no desenvolvimento e fabricação de motores turboélice, turboeixo e *turbofan*, com aplicação aeronáutica e industrial [122].

⁶ **Motor *turbofan*** - particularmente adequado para elevadas velocidades subsónicas, foi concebido com o intuito de melhorar o rendimento propulsivo do ciclo simples da turbina a gás, através da redução da velocidade média do jato. A adição de uma *Fan* ao motor a jato simples, permite que uma fração do caudal total de ar (*bypass flow*), contorne o núcleo do motor (*core*), gerando impulso adicional à saída do duto de *bypass* (*unmixed flow turbofan*) ou da tubeira de escape (*mixed flow turbofan*).



Figura 1.2: Impacto da aviação comercial à escala global, segundo a base de dados da OpenFlights.org, em janeiro de 2012 [13].

Como se verifica na figura 1.3, o *boom* no transporte aéreo internacional, incentivou a procura por aeronaves de grande porte, capazes de percorrer longas distâncias e transportar mais passageiros e carga.

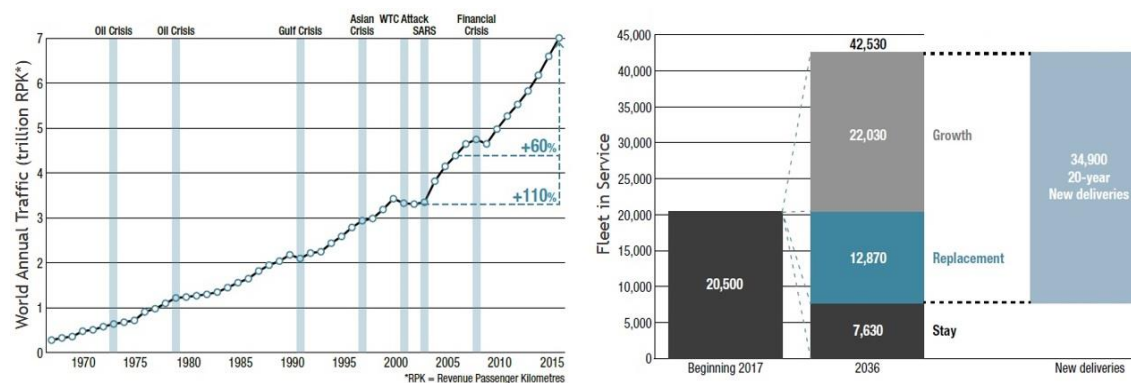


Figura 1.3: Transporte aéreo enquanto mercado em forte expansão: Evolução do transporte de passageiros desde o final da década de 60 (à esquerda); Evolução da frota Airbus em serviço até 2036, considerando aviões de passageiros acima de 100 lugares, ou aviões de carga com mais de 10 toneladas (à direita) [14].

De modo a acompanhar a tendência evolutiva da indústria e as exigências de um mercado em clara ascensão, os principais fabricantes de motores: GE Aviation⁷, Pratt & Whitney e Rolls Royce⁸, procuraram desenvolver soluções eficientes e de fácil manutenção, que possibilitassem primeiramente a redução de custos operacionais, fator preponderante para qualquer operadora aérea atendendo à subida galopante do preço dos combustíveis fósseis, e em segundo lugar o cumprimento das normas e práticas recomendadas, referentes a emissões poluentes, níveis de ruído e segurança, impostas pela ICAO. Nesse sentido, surgiram os motores *turbofan* com alta

⁷ **GE Aviation** - subsidiária da General Electric, foi fundada em 1917. É líder no fornecimento de motores para a aviação comercial, posição alcançada com a entrada em serviço do motor CF6-80C2, em 1985, e reforçada na década de 90 com o GE90. Integra dois consórcios proeminentes: a CFM International com a SNECMA desde 1971, e a Engine Alliance com a Pratt & Whitney desde 1996 [123].

⁸ **Rolls Royce** - multinacional britânica fundada em maio de 1904, por Charles Rolls and Henry Royce. Atua em diversas áreas, desenvolvendo e produzindo turbinas a gás com aplicação em aeronáutica civil e militar, na indústria naval, e na produção de energia. É líder no fornecimento de sistemas de propulsão naval desde 1999, e o segundo maior fabricante de motores para aviação [8], [124].

razão de *bypass*, que apresentando um baixo impulso específico⁹ e um SFC¹⁰ reduzido comparativamente aos demais, permitem aliar a eficiência propulsiva ao cumprimento, das cada vez mais exigentes, normas de proteção ambiental (figura 1.4).

Em 1964, a GE Aviation desenvolveu o motor TF39, o primeiro *turbofan* com alta razão de *bypass* a entrar em produção, e que em 1971 constituiu a base do projeto da família de motores CF6, utilizada numa grande variedade de aeronaves civis. Dois anos mais tarde, em 1966, também a Pratt & Whitney apresentou o seu primeiro motor *turbofan* com alta razão de *bypass*, o JT9D desenvolvido para equipar a primeira versão do Boeing 747. O fabricante britânico, Rolls Royce, direcionou as suas atenções para a produção de novos motores mais eficientes e fiáveis, à semelhança do que havia acontecido com os dois fabricantes americanos. Assim, em 1969 surgiu a família de motores RB211, cuja instalação em diversas aeronaves Boeing, fez da Rolls Royce líder global na construção de motores durante os anos 70. A partir de 1974, a CFM International, parceria estabelecida entre a GE Aviation e a SNECMA¹¹, iniciou o desenvolvimento e produção da bem-sucedida família de motores CFM56, que se mantém operacional até aos dias de hoje. Em 1984, a Pratt & Whitney idealizou e produziu o motor PW4000, e já na década de 90, o seu congénere americano desenvolveu o maior e mais potente motor construído até então, o GE90. Mais recentemente, a Engine Alliance e a Rolls Royce, construíram os motores GP7000 e Trent 900, respetivamente, para integração no Airbus A380.

Desde o seu aparecimento na década de 60, os motores *turbofan* com alta razão de *bypass* foram submetidos a um processo de desenvolvimento sustentado. Assim, os motores de nova geração derivam da otimização e integração de melhorias em projetos anteriores, com o intuito de atingir elevados níveis de desempenho e reduções de custos operacionais, assegurando a fiabilidade, a segurança e a redução da pegada ecológica inerente à sua operação.

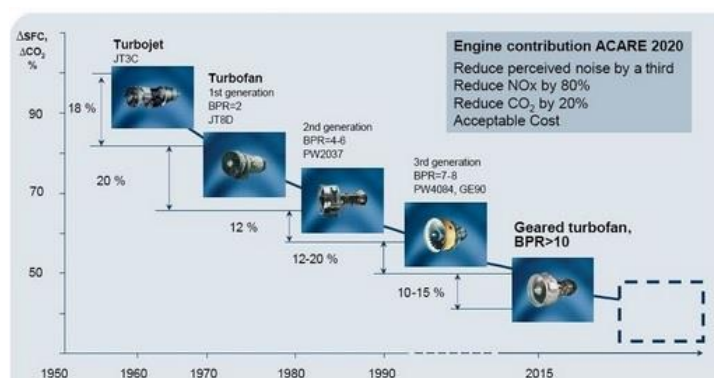


Figura 1.4: Redução de consumos e emissões poluentes, em motores a turbina de nova geração [15].

⁹ F_s [$N.s/kg$] - é o quociente entre a tração produzida e o caudal total de ar admitido no motor.

¹⁰ SFC [$kg/N.h$] - o consumo específico de combustível é utilizado para avaliar o desempenho de motores aeronáuticos, em detrimento do rendimento global. Este parâmetro permite quantificar o consumo de combustível por unidade de tração produzida.

¹¹ SNECMA - Société Nationale d'Étude et Construction de Moteurs d'Aviation, fabricante de componentes aeroespaciais, motores foguete e turbinas de gás, e subsidiária do grupo SAFRAN, desde 2005, sob a designação de SAFRAN Aircraft Engines.

A visão e resiliência dos fabricantes resultaram numa subida progressiva do desempenho das turbinas de gás, as quais registaram entre 1950 e 2000, um incremento de eficiência térmica na ordem dos 30-35 % [16]. Esta evolução deveu-se sobretudo ao aumento de dois parâmetros fundamentais: a razão global de compressão (r_c), e a temperatura de entrada na turbina (TET). A figura 1.5 (a) demonstra a evolução da eficiência global do ciclo (η), em função da razão de pressões, e da natureza do fluido de trabalho, que se tratando do ar atmosférico, apresenta o seguinte índice adiabático de referência, $\gamma_{ar} = 1.4$. Por outro lado, na figura 1.5 (b) é possível verificar a influência que a razão de pressões e a temperatura de entrada na turbina, exercem sobre a eficiência do ciclo termodinâmico de Brayton, subjacente ao funcionamento de qualquer turbina de gás. Para uma dada temperatura de entrada na turbina (TET), o aumento da razão global de compressão (r_c), é acompanhado por um aumento da eficiência global do ciclo (η), até um valor máximo, a partir do qual se verifica uma redução de desempenho.

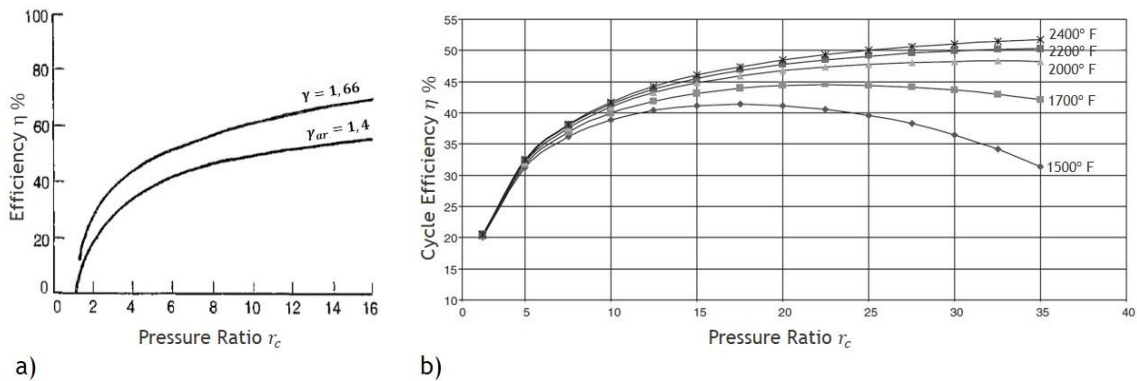


Figura 1.5: a) Eficiência do ciclo simples de uma turbina de gás em função da razão de pressões [17]; b) Variação da eficiência do ciclo com a temperatura de entrada na turbina [16].

Podemos concluir então, que o potencial dos referidos motores aumentou substancialmente durante as últimas décadas, devido [17], [18]:

- Aos progressos tecnológicos e aos estudos realizados na área da aerodinâmica, que culminaram no desenvolvimento de compressores axiais mais eficientes, aos quais surgem associadas elevadas razões globais de compressão (r_c), cuja tendência de crescimento ao longo dos anos pode ser verificada na figura 1.6 (a);
- À evolução da ciência e engenharia dos materiais que através da criação de novos materiais com características melhoradas, da aplicação de revestimentos térmicos, e da inclusão de novos sistemas de arrefecimento nas pás rotativas e nos andares estáticos das turbinas, permitiu aumentar a temperatura de entrada na turbina dos motores aeronáuticos com aplicação civil, em aproximadamente 700 K, relativamente ao primeiro motor a jato idealizado por Whittle em 1940. A evolução da TET aqui mencionada, tem por base os dados disponíveis na figura 1.6 (b).

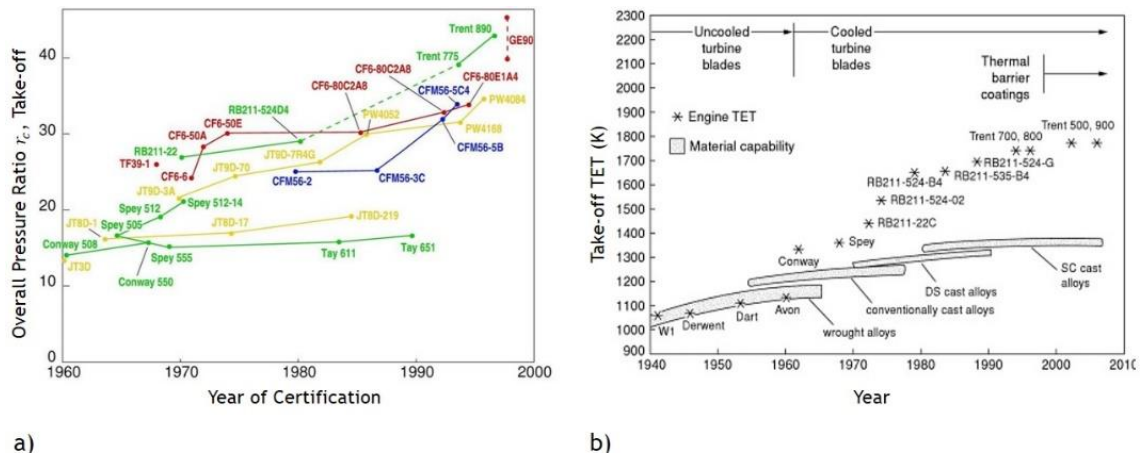


Figura 1.6: a) Razão de compressão de acordo com o ano de certificação [19]; b) Evolução da TET para motores Rolls Royce de aplicação civil, desde 1940 até ao presente [18].

A redução de custos de operação e a conservação de elevados índices de desempenho, são asseguradas pela implementação de planos de manutenção programada aos motores aeronáuticos com aplicação civil, que devem ser integralmente cumpridos durante o seu período de vida útil, estimado por Boyce [16] em pelo menos 30 a 40 anos, para turbomáquinas modernas.

Dada a importância que têm para qualquer sistema propulsivo, a manutenção e a operação devem manter-se relacionadas, na medida em que a operação adequada e responsável dos equipamentos, se traduz na diminuição dos custos com manutenção; e o cumprimento do programa de manutenção facilita a obtenção de bons resultados operacionais. Considerando a diferença entre fabricação e manutenção, e atendendo à importância da segunda na conservação e durabilidade dos equipamentos, surgiram as denominadas MRO¹², organizações cuja certificação e conhecimento detalhado do funcionamento das turbinas de gás lhes permite: inspecionar e detetar causas de deteriorações ou falhas em componentes; planear e executar procedimentos de manutenção, com vista à restituição dos níveis de desempenho dos motores, cumprindo as instruções dos fabricantes, as diretrizes de aeronavegabilidade e as normas de segurança e proteção ambiental impostas pelas organizações internacionais.

“Maintenance is not a glamorous procedure; however, its importance is second to none” [16].

¹² **MRO** - Maintenance and Repair Organizations, são empresas especializadas na prestação de serviços de manutenção programada, preventiva ou corretiva, em aeronaves e respetivos componentes, tais como: motores e trens de aterragem. Nos países europeus, uma MRO deve ser certificada de acordo com a regulamentação EASA Part 145, onde são definidos os requisitos e normas de funcionamento aplicáveis às respetivas organizações, de modo a garantir os mais altos padrões de segurança de voo.

1.2. Contextualização do Problema

1.2.1. TAP Manutenção & Engenharia

A TAP Manutenção e Engenharia (TAP M&E), organização de manutenção do Grupo TAP (figura 1.7), com sede em Lisboa, possui engenheiros e técnicos altamente qualificados, capazes de executar serviços de engenharia e manutenção aeronáutica com qualidade internacionalmente reconhecida, num mercado extremamente exigente onde a segurança é um fator primordial. O Departamento de Manutenção e Engenharia encontra-se devidamente certificado por diversas Autoridades Aeronáuticas Internacionais, e mantém uma estreita relação com os principais fabricantes do setor aeronáutico, dos quais se destacam a Airbus, Boeing e Embraer [20].

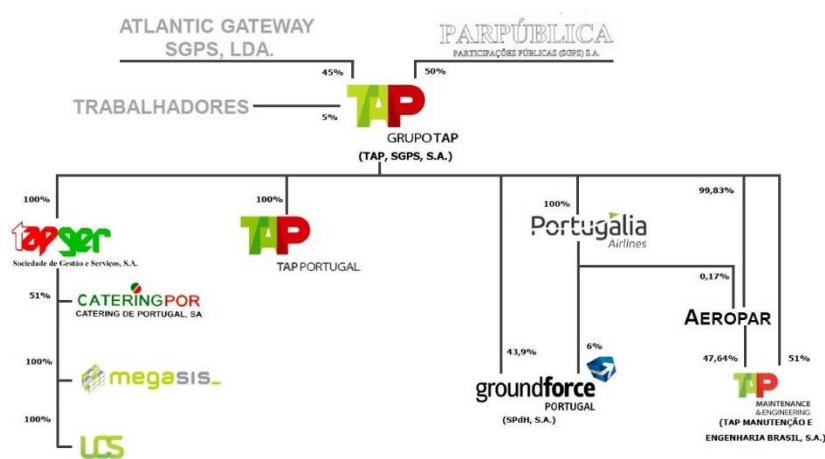


Figura 1.7: Grupo TAP - Estrutura acionista atualizada em julho 2017 [21].

Atendendo à experiência de mais de 70 anos na manutenção da sua própria frota, a TAP M&E alargou a sua atividade a terceiros, oferecendo um conjunto completo e diversificado de soluções: Care²Airframe, Care²Engines, Care²Components dedicados à assistência e manutenção de aviões, motores e componentes, respetivamente; e ainda Care²Engineering, referente à prestação de serviços técnicos e de manutenção, ajustados às necessidades de cada cliente; a preços competitivos, assegurando a proteção do ambiente e a segurança de pessoas e bens [22].

A Oficina de Motores da TAP M&E (figura 1.8), presta serviços de reparação em asa e otimização de desempenho por substituição de componentes, em reatores desenvolvidos por diversos fabricantes, dos quais importa salientar a CFM International, de quem a TAP é cliente desde 1990, operando uma frota de 43 CFM56-5B e 16 CFM56-5C que equipam, respetivamente, a família A320 e os aviões de longo curso A340. A parceria entre as duas empresas foi reforçada em julho de 2016, no Farnborough International Airshow, com o anúncio da aquisição de 83 reatores LEAP-1A, destinados à nova frota de aviões Airbus A320/321neo, que vão permitir designadamente a redução de custos operacionais, e o aumento da fiabilidade de operação, aspetos preponderantes na estratégia de crescimento a longo prazo da companhia [23].



Figura 1.8: Fotografia da Oficina de Motores da TAP M&E, junho 2016.

Enquanto MRO devidamente certificada pela CFM International, a oficina de motores da TAP M&E encontra-se capacitada para a execução de manutenção e reparação em toda a sua plenitude, aos reatores CFM56-3, CFM56-5 e CFM56-7B.

O reator CFM56-3, objeto do presente trabalho, apesar de se encontrar numa fase avançada do seu período de vida útil, denotando uma degradação de desempenho mais acentuada, decorrente de uma utilização exaustiva ao longo dos últimos 30 anos, constitui ainda uma opção viável para operadoras aéreas e *lessors* de motores, a quem a TAP presta serviços de manutenção. Segundo o *TAP Quality Report de 2014*, os motores CFM56-3 intervencionados representaram cerca de 17 % das *shop visits* concretizadas na oficina de motores da TAP M&E, valores apenas superados pelos motores CFM56-5, versões -5B e -5C utilizadas na frota da companhia, com percentagens de 34 % e 28 %, respetivamente [24].

1.2.2. O Reator CFM56-3

O motor CFM56-3 (figura 1.9), é um *turbofan* de alta razão de *bypass* (5:1), com dois veios, fluxo axial e caudais não misturados, desenvolvido na segunda metade dos anos 70, e certificado pela EASA a 12 de janeiro de 1984 [25].

O projeto CFM56-3, da autoria da CFM International S.A, estabeleceu um progresso qualitativo excecional sobre os reatores concebidos durante os anos 60 e princípio dos anos 70, fazendo uso da tecnologia vanguardista disponível na altura.



Figura 1.9: Imagem do Reator CFM56-3 [26].

A constituição básica e a filosofia geral de construção, embora baseadas na família de motores CF6, conferiram ao novo reator uma maior simplicidade e compacidade, alcançadas à custa de uma diminuição no número de peças constituintes (cerca de 40 % menos componentes que o

seu antecessor), e ao uso de materiais mais leves. As dimensões reduzidas e o peso substancialmente inferior (tabela 1.1), garantiram a robustez necessária para que fossem reduzidos para dois, os *frames* responsáveis pelo suporte dos rolamentos e fixação do motor ao mastro da aeronave [27].

Tabela 1.1: Dimensões gerais e peso do reator CFM56-3 [28].

<i>Dimensions and Weights</i>				
Dimensional Data		inch	mm	<p>The image contains two technical drawings of the CFM56-3 engine. The top drawing is a side view labeled 'VIEW A' showing the engine's profile with dimensions: 33.81 (859) for the fan major module length, 93.06 (2,634) for the core major module length, 40.63 (1,032) for the TRF outer flange diameter, and 105.74 (2,686) for the engine overall length. The bottom drawing is a front view labeled 'VIEW A' showing the engine's circular structure with dimensions: 66.386 (1,610) for the fan forward flange diameter, 33.583 (860) for the fan major module length, 34.646 (880) for the core major module length, and 43.898 (1,115) for the LPT major module length.</p>
	Engine Overall Length	98.16	2722	
	Fan Forward Flange Diameter	63.39	1610	
	TRF Outer Flange Diameter	40.63	1032	
	Fan Major Module Length	33.81	859	
	Core Major Module Length	51.60	1310	
LPT Major Module Length	76.17	1935		
Weight Data		lb	Kg	
	Basic Engine Weight Dry	4240	1923	
	Fan Major Module	1536	697	
	Core Major Module	1400	635	
LPT Major Module	812	369		

Também a incorporação de tecnologia desenvolvida originalmente para os reatores militares fabricados pela General Electric (GE), constituiu um importante contributo para o sucesso do projeto, e para o cumprimento dos seguintes objetivos: redução do consumo de combustível, transportabilidade, redução de ruído e baixos níveis de emissão de poluentes.

Outra das particularidades que fez do motor CFM56-3 uma solução atrativa num mercado altamente competitivo, foi a aplicação do conceito de constituição modular (figura 1.10), segundo o qual, o reator é composto por vários módulos independentes devidamente interligados. Este conceito apresenta diversas vantagens, tanto em termos de fabrico: hipótese de separação de tarefas entre a GE e a SNECMA; quanto de manutenção: a substituição de um módulo por outro de reserva, permite garantir a operacionalidade do motor, reduzindo o *turn around time*; a possibilidade de intervencionar parcialmente o reator para aceder a um módulo afetado, sem necessidade de desmontagem extensiva; e a maior facilidade em manter e transportar módulos críticos de reserva, do que um reator completo para canibalizar [27].

O motor CFM56-3 pode ser operado em quatro *thrust ratings* distintos, obtidos por sucessivos desdobramentos de impulso a partir da versão de 23 500 lb, permitindo desta forma a sua instalação em grande parte dos modelos Boeing 737, para os quais foi propositadamente desenvolvido.

Na tabela 1.2, é indicado o impulso à descolagem para cada versão, em condições de dia padrão, segundo a ordem cronológica de entrada em serviço:

Tabela 1.2: CFM56-3 Thrust Rates [28].

<i>Version</i>	<i>T/O Thrust [lb¹³]</i>	<i>Application</i>
CFM56-3-B1	20 000	B737-300 and B737-500
CFM56-3-B2	22 000	B737-300 and B737-500
CFM56-3-C1	23 500	B737-400
CFM56-3-B1 <i>Derated</i>	18 500	B737-500

De acordo com [29], existiam em 2006, cerca de 4500 motores CFM56-3 a operar em 195 companhias aéreas, à escala mundial. A frota referida contava, à data, com mais de 150 milhões de *Engine Flight Hours* (EFH) acumuladas, e cerca de 108 milhões de *Engine Flight Cycles* (EFC), perfazendo uma média de 1.4 EFH (1 hora e 24 minutos) por EFC.

Com base nos valores referidos, a utilização de motores CFM56-3 em larga escala, deverá fazer com que estes mantenham uma importante quota no mercado global de manutenção e reparação até 2021 [29]. Concluído este prazo, e em virtude da deterioração de desempenho acumulada ao longo dos anos, é expectável que as intervenções em oficina se tornem progressivamente menos efetivas, o que por sua vez se repercute no aumento substancial dos custos com manutenção, tendo em vista a restituição dos níveis de desempenho aos *standards* previstos pelo fabricante. Assim, o agravamento na relação custo/benefício levará a que os operadores acabem por proceder ao *phase-out* de alguns dos seus motores, migrando para soluções mais eficientes e com custos de operação e manutenção substancialmente inferiores.

Apesar de não existirem motores CFM56-3 na atual frota da TAP, a oficina de motores da TAP M&E detém certificação, recursos e experiência que viabilizam a execução de todo o tipo de intervenções de manutenção, a qualquer uma das versões do motor, segundo os contratos de manutenção firmados com os seus clientes.

É realizada de seguida uma breve descrição da constituição do reator, proporcionando uma visão geral sobre o seu funcionamento. Nas referências [27], [30], [31] podem ser consultadas informações mais detalhadas sobre o reator CFM56-3, e respetivos componentes.

Constituição Geral do CFM56-3

O motor CFM56-3 (figura 1.10), é constituído por três sistemas fundamentais, cujos principais constituintes serão enumerados de seguida [27].

¹³ **Libra-força** - 1 lb equivale a 4.44822162 N.

O *Low Pressure System (LP system)*, é composto pelos seguintes elementos:

- *Fan*, de andar único, a qual está acoplada ao rotor do *Booster*, com 3 andares, constituindo o *Low Pressure Compressor (LPC)*. Quando a *Fan* e o *Booster* se encontram isolados, são-lhes comumente atribuídas as designações de LPC e IPC (*Intermediate Pressure Compressor*), respetivamente;
- Andar único de *Outlet Guide Vanes (OGV)*, para direcionamento do ar de descarga da *Fan*, também designado caudal de ar secundário;
- Estator do *Booster*, com 4 andares fixos;
- 12 *Variable Bleed Valves (VBV)* dispostas circunferencialmente no *Fan Frame*, entre a saída do *Booster* e a entrada do *High Pressure Compressor (HPC)*, com o objetivo de controlar o caudal de ar à entrada do HPC, evitando o funcionamento anormal do mesmo;
- *Low Pressure Turbine (LPT)*, com 4 andares rotativos e 3 andares estáticos, acoplada ao *Low Pressure Shaft (N1)*, para movimentação da *Fan* e do *Booster*.

O *High Pressure System (HP system)*, é constituído pelos componentes que se seguem:

- Rotor do HPC com nove estágios de compressão;
- 1 andar de *Inlet Guide Vanes (IGV)* à entrada do HPC, direcionam o ar oriundo do *Booster*;
- 3 andares de *Variable Stator Vanes (VSV)* a jusante das IGV, e que com estas compõem o sistema de estatores com incidência variável do HPC;
- 5 andares de estatores fixos a jusante das VSV, sendo o último dos quais designado por OGV do HPC, utilizado para que o ar à saída do 9º andar do HPC prossiga axialmente até à entrada da *Combustion Chamber - CC*;
- CC anular, compacta, com 20 injetores de combustível;
- *Nozzles* da *High Pressure Turbine (HPT)*, de andar único, encaminham o ar altamente turbulento procedente da CC, para a entrada da HPT;
- Rotor da HPT, de andar único, aciona o rotor do HPC, por intermédio do *High Pressure Shaft (N2)*;
- *Nozzles* do 1º andar da LPT, de andar único, direcionam os gases provenientes do rotor da HPT, enviando-os para o primeiro andar rotativo da LPT com a incidência correta.

A *Accessory Drive Section (ADS)*, desempenha uma dupla função, na medida em que, extrai movimento do HPC para acionamento dos acessórios do reator e do avião durante praticamente todo o período de operação, à exceção do arranque (*crank*), altura em que a transmissão do movimento ocorre no sentido inverso, desde o *Starter* até ao HPC. A ADS é constituída pelos seguintes componentes:

- *Inlet Gear Box - IGB*;
- *Radial Drive Shaft - RDS*;
- *Transfer Gear Box - TGB*;
- *Horizontal Drive Shaft - HDS*;
- *Accessory Gear Box - AGB*.

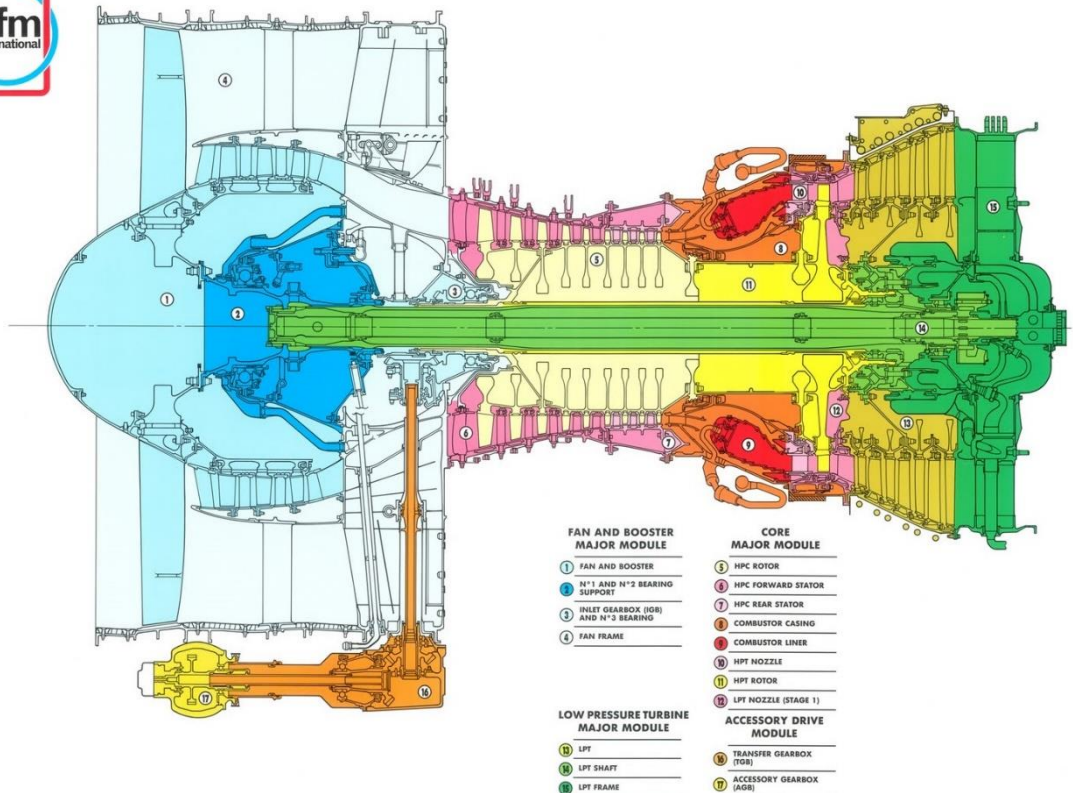


Figura 1.10: Filosofia de construção modular do reator CFM56-3. Adaptado de [31].

Sendo este o motor mais antigo da CFM International (CFMI) intervencionado na oficina de motores da TAP, e atendendo às limitações tecnológicas do MEC¹⁴, à simplicidade das redes, e ao sistema de instrumentação manifestamente reduzido, são esperadas dificuldades acrescidas no âmbito da monitorização de desempenho, dada a escassez de informação obtida em banco de ensaio, referente aos principais parâmetros termodinâmicos do motor.

1.2.3. Banco de Ensaio TAP

A TAP Manutenção e Engenharia possui um banco de ensaios (BE) *indoor* com configuração em L (figura 1.11), composto pelas seguintes estruturas: Sala de Preparação - área onde se procede à verificação de níveis de óleo, mudança de filtros e instrumentação do motor, com o intuito de minimizar os tempos de inatividade na bancada de teste; Sala de Controlo - na qual o motor é inteiramente controlado durante a execução dos testes, e onde se encontram os sistemas de aquisição e processamento de dados; Bancada de Teste (figura 1.12) - secção onde são criadas as condições ótimas para o ensaio do motor, e onde o mesmo permanece acoplado ao suporte de medição de impulso correspondente; e Sala de Equipamentos - para armazenamento de

¹⁴ **Main Engine Control** - unidade hidromecânica que, em função do posicionamento da alavanca de potência e dos parâmetros CDP, CBP, CIT, T20, PS12 e N2, faz variar o fluxo de combustível nas *Fuel Nozzles*, ajusta automaticamente os atuadores das VSV e VBV, e controla o sistema HPTCC, com o objetivo de otimizar o desempenho do motor. O MEC recebe leituras de sensores sob a forma de pressão diferencial, e exerce controlo sobre os diversos sistemas com recurso a servo-válvulas acionadas por combustível, pelo que não existe qualquer feedback que permita monitorizar o seu funcionamento [30].

tanques de combustível, ar comprimido e equipamentos necessários para o fornecimento de energia elétrica ao motor.

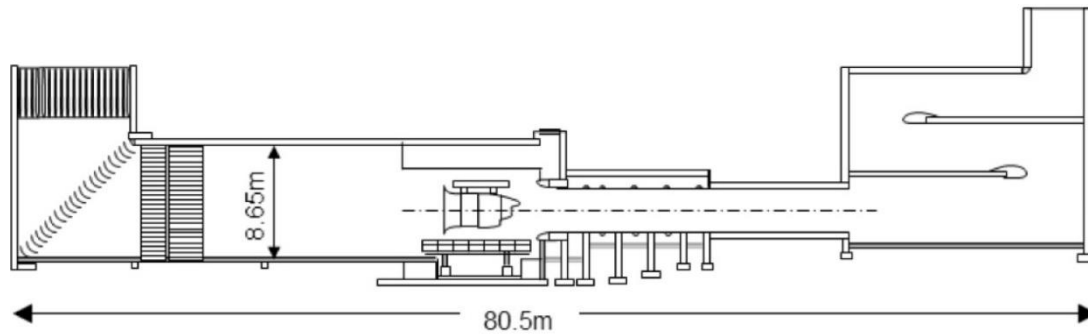


Figura 1.11: Banco de Ensaios *Indoor* nas Instalações da TAP M&E [31].

Estas instalações possuem capacidade e certificação para o ensaio de diversos motores, dos quais se destaca o reator CFM56-3, sendo utilizadas frequentemente para:

- **Execução de Testes Funcionais e de Performance**, após cada intervenção de manutenção preventiva ou corretiva, nos quais os parâmetros estabelecidos pelo *Original Equipment Manufacturer* (OEM) no manual de manutenção do motor: *Bypass Ratio* (BPR), *Engine Inlet Air Mass Flow Rate* (\dot{m}_a), *Fuel Flow* (\dot{m}_f), *Exhaust Gas Temperature* (EGT) *Margin*, *Net Thrust* (FN) *Margin*, *N1/N2 Vibrations*, são medidos pelo sistema de instrumentação do banco. Estes dados são essenciais na aceitação do motor, certificando que os requisitos de desempenho acordados previamente com o cliente foram cumpridos;
- **Realização de Testes de Pré-Indução**¹⁵, nos quais os parâmetros termodinâmicos medidos, ao longo das estações aerodinâmicas do motor, podem ser utilizados por ferramentas de análise de desempenho, auxiliando o planejamento das operações de manutenção.

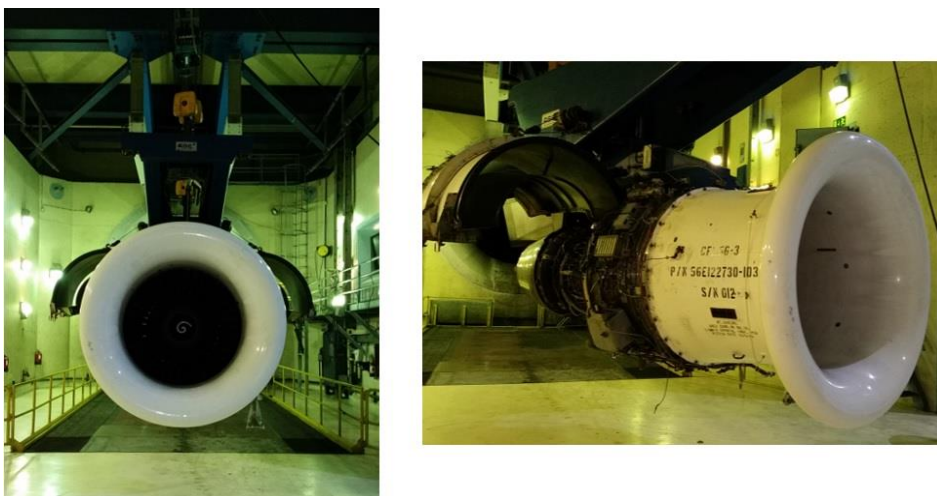


Figura 1.12: Bancada de Testes TAP M&E com reator CFM56-3.

¹⁵ **Teste de Pré-Indução** - todo o ensaio realizado com o intuito de avaliar a real condição do motor antes da intervenção oficial.

1.2.4. Parceria com a TAP M&E

De modo a potenciar os dados de desempenho obtidos em banco de ensaio, e fazendo uso de informações fiáveis e detalhadas presentes nos *Correlation Test Reports* (CTR), a TAP enquanto empresa focada na melhoria contínua da qualidade dos seus serviços, procurou aplicar novas técnicas de diagnóstico que permitissem: a diminuição dos tempos de *troubleshooting*, a otimização das intervenções de manutenção e, conseqüentemente, a melhoria na relação custo/benefício para os seus clientes. Com vista a atingir os objetivos delineados, foi adquirido um *software* de análise de performance, o *GasTurb 11*, que permite simular o ciclo termodinâmico de um motor para o ponto de projeto, e prever o desempenho do mesmo, ao longo de uma vasta gama de condições *off-design*.

O volume de trabalho na Oficina de Motores da TAP M&E, e o cumprimento dos critérios de segurança e qualidade na prestação de serviços, que pautam as ações e a cultura empresarial do grupo TAP, impõem uma grande capacidade de resposta e coordenação ao Departamento de Engenharia. Assim, a realização de projetos complementares, que permitam colmatar algumas lacunas previamente identificadas e otimizar processos produtivos, é por vezes condicionada pela indisponibilidade dos profissionais contratados. Conhecedora desta situação, a TAP M&E em parceria com algumas Universidades do País, nomeadamente a Universidade da Beira Interior (UBI), o Instituto Superior de Engenharia de Lisboa (ISEL) e o Instituto Superior Técnico (IST), iniciou um programa de estágios curriculares com o objetivo de desenvolver uma ferramenta computacional, capaz de determinar as repercussões da deterioração de desempenho dos componentes, na eficiência global dos reatores. Desta forma, o processo de manutenção de motores pode ser otimizado na medida em que, apenas os módulos/componentes degradados ou em eminência de falha serão intervencionados.

Segundo a TAP Portugal [24], entre 2009 e 2013 registou-se uma média anual de 78 reatores CFM56-3 nas instalações da TAP M&E, para intervenções de manutenção. A grande afluência destes motores comparativamente aos demais; as dificuldades na restituição dos parâmetros de desempenho aos valores contratados pelos clientes, em virtude do estado de degradação decorrente das milhares de EFH; e a necessidade de acompanhar as principais MRO, de que são exemplo a Lufthansa Technik e a MTU Aero-engines, no desenvolvimento de abordagens inovadoras, que permitam garantir altos níveis de desempenho a preços competitivos; constituíram os fatores preponderantes para o desenvolvimento dos trabalhos de Ridaura [28] e Martins [31], que ao modelarem o ciclo termodinâmico do reator CFM56-3 em condições *on* e *off-design*, marcaram o início do projeto supracitado.

A criação de um modelo termodinâmico que represente de forma fiável e precisa, o funcionamento de um dado motor ao longo de toda a sua gama de operação, requer o acesso a informações mantidas em sigilo pelos OEM, tais como os mapas e as propriedades termodinâmicas dos componentes. Perante tais condicionantes, a metodologia alternativa

aplicada no desenvolvimento de modelos de simulação de desempenho, consiste na utilização de mapas para componentes genéricos, que uma vez ajustados a dados experimentais medidos em banco de ensaio, passam a representar o funcionamento real de uma configuração específica. Assim, o êxito e a preponderância destas ferramentas computacionais dependem, da instrumentação introduzida ao longo das estações aerodinâmicas do motor, descrita na subsecção 2.2.1, e da precisão das medições obtidas por essa mesma instrumentação.

Ciente das debilidades do sistema de instrumentação do reator CFM56-3, e atendendo à escassez de informações disponibilizadas pela CFMI, a TAP Manutenção e Engenharia, na pessoa do Engenheiro António Ferreira, responsável pela Engenharia e Qualidade da Oficina de Motores, propôs ao autor, o início de um projeto que a médio/longo prazo venha dotar o banco de ensaios de novas soluções de instrumentação, cujas medições contribuam para o refinamento do modelo de desempenho e, conseqüentemente, para a otimização dos procedimentos de manutenção aplicados ao reator CFM56-3.

De acordo com as estações aerodinâmicas identificadas na subsecção 2.2.2, e cujos dados seriam um importante contributo para o conhecimento mais aprofundado do ciclo de funcionamento do motor, o autor, sob orientação do Professor Francisco Brójo, e do responsável de estágio, o Engenheiro Miguel Henriques, decidiu focar o trabalho da presente dissertação de mestrado, na obtenção de dados fiáveis de pressão e temperatura na estação aerodinâmica 25, fundamentais no isolamento termodinâmico entre o *Booster* e o HPC.

O projeto apresentado neste documento desenvolveu-se em duas etapas distintas: numa primeira fase apresentou-se uma solução definitiva para a restituição da sonda TP25¹⁶, à sua condição funcional; a que se seguiu uma etapa complementar, marcada pela criação de um modelo em CFD (*Computational Fluid Dynamics*), dedicado à simulação do escoamento na região de ação da respetiva sonda - *Inter-Compressor Duct*.

De modo a perceber a problemática apresentada pela TAP M&E, e as dificuldades inerentes ao processo de medição de pressão e temperatura à entrada do HPC, foi necessário o autor explorar primeiramente as potencialidades e limitações tecnológicas do sistema de instrumentação instalado no reator CFM56-3, analisando de seguida as principais soluções disponibilizadas pelo mercado de sensores atual, e cuja aplicação na indústria aeronáutica é já uma realidade, ver capítulo 2.

¹⁶ **Sonda TP25** - adquirida pela TAP M&E à CFM International, esta ferramenta de banco de ensaio permite a obtenção de leituras de temperatura e pressão total na estação aerodinâmica 25. Contudo, a baixa fiabilidade das medições obtidas e os sucessivos problemas de instalação, levaram à inutilização da mesma, situação que se manteve até à data de início deste projeto.

1.3. Objetivos do Trabalho

O presente trabalho, a desenvolver na Oficina de Motores da TAP Manutenção e Engenharia, tem como principais objetivos:

- A apresentação de uma proposta de alteração à configuração original do sensor TP25, que permita aumentar a fiabilidade da ferramenta e otimizar o seu processo de instalação, garantindo a precisão e a coerência das medições obtidas;
- Desenvolvimento de um modelo CFD, recorrendo ao *software* comercial *ANSYS Fluent 16.0*, que possibilite a recriação das condições do escoamento na zona de medição da sonda de pressão e temperatura - estação aerodinâmica 25;
- Aplicação da ferramenta computacional desenvolvida, com o intuito de determinar a influência da geometria do equipamento nas medições, e a eventual necessidade de proceder a alterações na configuração da sonda, como condição para a otimização do seu desempenho. Para tal, serão comparados os valores de pressão e temperatura na estação aerodinâmica 25, com e sem o sensor instalado;
- Criar condições para que futuras configurações sejam testadas, caso a distorção induzida no escoamento, pela solução proposta, deturpe os parâmetros termodinâmicos considerados.

O cumprimento das metas acima definidas pelo autor, irá viabilizar o retorno ao serviço da sonda TP25, dotando o banco de ensaios de uma ferramenta adicional a partir da qual, se podem obter dados de desempenho relevantes, referentes ao reator em estudo. Assim, o presente projeto irá contribuir para a otimização dos procedimentos de manutenção aplicados aos motores CFM56-3, intervencionados pela TAP, revelando-se uma mais-valia na conservação dos seus elevados padrões de desempenho, o que por si só, resultará numa redução de custos operacionais, na preservação da sua fiabilidade, e na diminuição da pegada ecológica inerente ao crescimento da indústria aeronáutica.

1.4. Estrutura da Dissertação

No presente capítulo, o autor começa por efetuar uma revisão histórica aos sistemas de propulsão aeronáutica, dando especial relevância ao aparecimento dos motores a turbina de gás, cujas variantes são mencionadas por ordem cronologia de entrada ao serviço. A evolução dos principais parâmetros com influência sobre a eficiência global dos motores é analisada, sendo introduzido, de seguida, o conceito de manutenção enquanto prática fundamental na conservação dos índices de desempenho, na redução de custos de operação e no cumprimento das normas de segurança e de proteção ambiental. Concluída a parte introdutória, segue-se a contextualização do problema, a qual envolve a apresentação da organização de manutenção onde se desenvolveu o trabalho, a descrição geral do reator CFM56-3 que constitui o objeto do presente estudo, e uma breve explicação do projeto, onde são referidas também as principais motivações que apontaram à sua realização. Por fim, os objetivos delineados para a presente

dissertação são também apresentados, e centram-se na reparação da sonda TP25 e na determinação da sua influência sobre as respetivas medições de pressão e temperatura total.

No **Capítulo 2** o sistema de instrumentação integrado no reator CFM56-3 é analisado em detalhe, sendo referidas as estações aerodinâmicas onde a aquisição de dados de desempenho é realizada com sucesso, bem como aquelas que não se encontram instrumentadas, e que desse modo limitam a obtenção de dados experimentais para monitorização do funcionamento do motor. Em seguida, os princípios de funcionamento, as vantagens e as limitações subjacentes às principais técnicas de medição de pressão e temperatura são apresentadas e discutidas, pelo autor. As temáticas aqui apresentadas pretendem, por um lado, conceder ao leitor uma perceção geral sobre as tecnologias aplicadas na monitorização dos principais parâmetros termodinâmicos em turbomáquinas e, por outro, permitir uma comparação entre as técnicas de medição implementadas no reator CFM56-3 e nas turbinas de gás de nova geração.

No **Capítulo 3** o procedimento adotado na restituição da sonda de pressão e temperatura TP25 à sua condição funcional, é descrito em detalhe. Primeiramente, realiza-se um enquadramento do problema, referindo-se as tentativas de resolução aplicadas pelos técnicos do banco de ensaio da TAP M&E. De seguida, a configuração inicial da sonda TP25 é apresentada, mencionando-se a composição material e as condições de funcionamento a que a mesma se encontra sujeita. Na terceira secção, as propostas para resolução das principais debilidades evidenciadas pela ferramenta são apresentadas. Na quarta secção, é efetuada uma análise comparativa das diversas soluções propostas, escolhendo-se aquela que melhor cumpre os requisitos de projeto. A preparação do protótipo inicial para impressão 3D, a otimização do processo de instalação no motor e a impressão do protótipo final pré-produção, são ainda explicados.

O **Capítulo 4** é iniciado com uma breve explicação sobre o desenvolvimento da dinâmica de fluidos computacional e as suas aplicações na indústria. São introduzidas, entretanto, as equações fundamentais da dinâmica dos fluidos, os métodos de discretização espacial e temporal, e ainda as principais técnicas de modelação numérica aplicadas a escoamentos turbulentos. Em seguida, são enumerados os objetivos da simulação CFD e, o domínio do problema é identificado. Posto isto, é descrita a construção do modelo, que inclui as seguintes etapas: dimensionamento da geometria, a sua construção em CAD 3D e a extração da região de fluido, a que se segue, uma explicação detalhada sobre a geração da malha numérica e a configuração do *solver*. Numa fase posterior, a convergência é analisada e os resultados numéricos, obtidos a partir das simulações CFD, são mostrados e discutidos em detalhe. Por fim, e de modo a encerrar o capítulo, são apresentadas as principais conclusões retiradas pelo autor, como consequência de todo o trabalho realizado.

Capítulo 2

Sistemas de Instrumentação Aplicados em Motores a Turbina de Gás

Os sistemas de instrumentação são aplicados desde sempre nas turbinas de gás, com o intuito de se obterem medições precisas de caudais mássicos de ar e combustível, como também das temperaturas e pressões registadas ao longo dos vários componentes [32]. A sua aplicação possibilita a monitorização do funcionamento dos motores e, ao longo dos anos, com o desenvolvimento de dispositivos de controlo hidromecânicos e eletrónicos, têm desempenhado um papel fundamental no aumento dos níveis de desempenho dos motores e, consequentemente, na redução das emissões poluentes.

2.1. Considerações Gerais de Instrumentação

Para que os objetivos do sistema de instrumentação possam ser atingidos, alguns aspetos devem ser levados em conta durante a fase de projeto:

- Em cada estação aerodinâmica deve ser garantida uma medição de pressão e temperatura, na região do escoamento onde se regista o valor médio ponderado do parâmetro que se pretende medir, também denominado *bulk average value*. Um grande desafio atendendo à turbulência do escoamento verificada em turbinas de gás;
- Viabilidade de acesso à região de medição, uma vez que requisitos como a segurança e facilidade de instalação podem não ser cumpridos;
- Outra das considerações a fazer relaciona-se com os valores totais e estáticos de pressão e temperatura que devem ser medidos em cada estação aerodinâmica. Ao longo do motor, os valores de temperatura total são medidos com um nível de precisão razoável, quando um dispositivo de medição é introduzido no campo de escoamento do fluido de trabalho. Por outro lado, a determinação de valores de pressão não se processa de modo tão simples, uma vez que as sondas utilizadas devem estar devidamente alinhadas com o escoamento, de forma a garantir a precisão das medições obtidas.

Atendendo aos parâmetros de desempenho que se pretendem controlar e às condições referidas anteriormente, o pacote de instrumentação para uma determinada turbina de gás pode ser projetado, construído e instalado [32].

Sendo o motor CFM56-3 o objeto do presente trabalho, segue-se uma breve explicação sobre o sistema de instrumentação integrado no mesmo, para aquisição de dados experimentais em banco de ensaio.

2.2. Sistema de Instrumentação do Reator CFM56-3

O motor CFM56-3 foi desenvolvido durante a segunda metade dos anos 70 [27], e está integrado na família de motores *turbofan* de alta razão de bypass mais utilizada em todo o mundo, reconhecimento alcançado em junho de 2016.

O grande sucesso deste motor, ao longo dos mais de 30 anos de utilização, deve-se em grande parte às seguintes propriedades: simplicidade de construção, robustez, fiabilidade e integração de um sistema de instrumentação que permite às unidades de controlo do motor, MEC e PMC (*Power Management Control*), regularem caudais de sangria e de combustível, e ajustarem o posicionamento das VSV em função das condições de funcionamento do motor, otimizando o seu desempenho.

Para além de intervir diretamente no controlo do motor, a instrumentação utilizada permite a monitorização da sua condição em voo ou em banco de ensaio, antes ou após uma intervenção oficial.

Não sendo este um sistema de instrumentação dotado da mais recente tecnologia, em virtude das limitações tecnológicas inerentes ao período do seu desenvolvimento, convém salientar que o mesmo garante, ainda assim, a monitorização dos principais parâmetros de desempenho, definidos pelo OEM como suficientes para cumprir os requisitos de aceitação e assegurar a aeronavegabilidade do motor.

De forma a elucidar o leitor sobre o sistema de instrumentação do motor CFM56-3, serão referidas de seguida as estações aerodinâmicas onde a aquisição de dados de desempenho é realizada com recurso à instalação de sensores de pressão e temperatura. Posteriormente, serão mencionadas as secções do motor não instrumentadas, ou cujos sensores apresentam sucessivos problemas de funcionamento, impondo desta forma limitações na obtenção de dados experimentais, essenciais à realização de uma análise de desempenho mais completa e precisa.

2.2.1. Aquisição de Dados de Desempenho

O sistema de instrumentação integrado no motor CFM56-3 permite a monitorização e controlo do seu funcionamento, ao longo de toda a gama de operação. Para que a sua função possa ser cumprida, a determinação dos principais parâmetros termodinâmicos - pressão e temperatura - é de singular importância pelas razões posteriormente mencionadas.

A medição de pressão é essencial porque: a pressão em cada estação do motor contribui para a determinação do desempenho de cada componente, em termos de razão de pressões e caudal mássico de ar admitido, sendo que este último se baseia na diferença local entre os valores de pressão estática e total; a medição da pressão ambiente possibilita o cálculo do desempenho global do motor ajustado às condições padrão [33].

Da mesma forma, a medição de temperatura permite obter as seguintes informações: a temperatura à entrada e à saída de um componente é necessária na definição da respetiva eficiência e caudal de ar admitido; a medição da temperatura à entrada do motor é essencial na determinação do seu desempenho global ajustado às condições padrão; o caudal mássico numa determinada secção pode ser determinado com recurso à temperatura estática e total medida localmente; o controlo da temperatura é necessário para garantir que o motor não está a operar para além dos seus limites de integridade mecânica [28].

A figura 2.1 ilustra as estações aerodinâmicas equipadas com sensores de pressão e temperatura, para o caso específico do banco de ensaios da TAP M&E [34]:

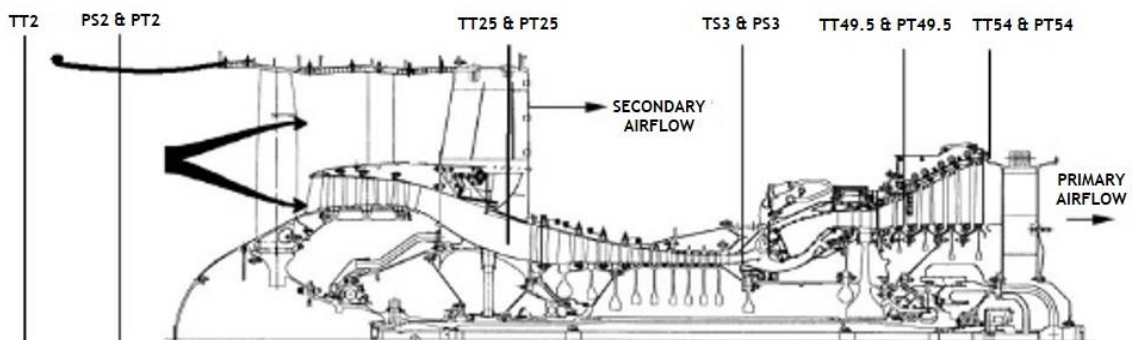


Figura 2.1: Estações aerodinâmicas do reator CFM56-3 abrangidas pelo sistema de aquisição de dados, do banco de ensaios da TAP M&E [34].

Entrada da *Fan* - Estação Aerodinâmica 12/20

Região mais instrumentada do motor CFM56-3. Tal como qualquer turbina de gás, este motor conta com um sensor de pressão estática PS12, também designado PS2, dado que as estações 12 e 20 correspondem à entrada da *Fan* para o caudal secundário e primário, respetivamente.

O sensor de pressão (figura 2.2), localiza-se na região frontal do *Fan Case* e é composto por 4 portas de estática devidamente conectadas por uma linha de pressão, que conduz o sinal pneumático até ao PMC, onde o elemento sensor do tipo *strain gage resistance bridge* converte a pressão de ar numa tensão de saída entre 0 e 50 mV DC [30]. A pressão de ar medida é também direcionada ao MEC para correção do regime do motor em função da altitude [27].



Figura 2.2: Sensor de Temperatura Total TT12 (à esquerda); Sensor de Pressão Estática PS12 (à direita).

Também um sensor de temperatura total TT12 (figura 2.2), está instalado no *Fan Case*. O instrumento de medição integra um invólucro que protege o sensor e mantém um nível reduzido de vibração. Como elemento sensor é utilizado um dispositivo termoresistivo, que recebe uma corrente constante do PMC e, induz uma diferença de potencial de acordo com a temperatura verificada na região de medição [30]. A temperatura medida permite estabelecer o regime do motor com base em N1.

Importa referir ainda que um segundo sensor de temperatura total TT2 (*FIT Sensor*) se encontra instalado. Contudo, o mesmo trata-se de uma unidade hidromecânica, pelo que é utilizado apenas pelo MEC, de modo a determinar o regime do motor com base em N2, não constituindo, portanto, um instrumento de *feedback* em banco de ensaio [27].

Idealmente, um sensor de pressão total PT2 seria instalado nesta região, no entanto, tal não se verifica. Em vez disso, a pressão total à entrada da *Fan* é obtida em função de N1 e da pressão barométrica, recorrendo a uma equação presente no *CFM56-3 Engine Correlation Test Report* [31]. Uma vez calculada PT2, torna-se possível determinar a velocidade do escoamento à entrada da *Fan*, recorrendo à diferença entre PT2 e PS12.

Entrada do HPC - Estação Aerodinâmica 25

A instrumentação presente à entrada e à saída de qualquer módulo de compressão é fundamental para que se possa determinar o seu desempenho, nomeadamente, através do cálculo da sua eficiência termodinâmica e respetiva razão de pressões.

No que diz respeito ao módulo global de compressão do reator CFM56-3, apenas na estação aerodinâmica 25 é admitida a possibilidade de instalação de uma sonda de pressão e temperatura totais TP25 (figura 2.3), para medição dos respetivos parâmetros termodinâmicos.



Figura 2.3: Sensor de Temperatura e Pressão Total TP25.

A sonda adquirida para o efeito é composta por uma base em aço inoxidável 321, e por um corpo imerso no escoamento em Inconel 625 [35], cuja função é a de proteger a tomada de

pressão total PT25 do tipo *beveled edge* e, o termopar tipo K usado na medição da temperatura total TT25.

A instalação da sonda TP25 é opcional, pelo que fica à responsabilidade da equipa de engenharia requerer a montagem da ferramenta, aquando dos testes de aceitação [34]. Atendendo à sua reduzida frequência de utilização, por motivos posteriormente mencionados, podemos concluir que a secção frontal do *core* não se encontra ainda totalmente caracterizada.

De notar que na mesma estação, junto à entrada do compressor de alta pressão, está instalado um sensor de temperatura (*CIT sensor*), que enquanto unidade hidromecânica estabelece apenas contacto com o MEC, permitindo controlar o posicionamento das VBV e VSV, e o fluxo de combustível durante regimes transientes [27].

Entrada da Câmara de Combustão - Estação Aerodinâmica 30

De um modo geral, a instalação de sensores de pressão total no interior de uma câmara de combustão constitui um procedimento demasiado complexo e audaz, dificultado pelos seguintes fatores: as temperaturas registadas são superiores ao ponto de fusão dos materiais utilizados na construção das sondas, pelo que se torna difícil garantir a integridade estrutural das mesmas sem recurso a sistemas de refrigeração altamente eficientes; a forte turbulência induzida no escoamento pelas *Swirl Nozzles*, origina elevados gradientes de pressão e temperatura que facilmente adulteram os valores medidos; a espessura reduzida do *Case* pode não resistir aos esforços, a que o corpo do sensor imerso no escoamento se encontra sujeito.

Assim, pode concluir-se que a baixa confiabilidade dos valores de estagnação obtidos, não justifica que as condições de segurança e a manutenção da integridade estrutural do componente e, conseqüentemente, de todo o motor, sejam comprometidas.

Para fins de análise de desempenho, a pressão total na estação 30, diz respeito à pressão entregue pelo HPC à câmara de combustão [36].

No caso do motor CFM56-3, apesar da pressão total à entrada da câmara de combustão não ser conhecida, a pressão estática PS3 é medida através de uma derivação na linha de pressão do sensor CDP (figura 2.4). Este sensor localizado no MEC, recebe o sinal pneumático proveniente de uma tomada de pressão posicionada imediatamente a jusante das *Fuel Nozzles*, e converte-o em pressão hidráulica [30], usada na regulação do caudal de combustível admitido na CC [27].

A instalação de sondas de temperatura total está também condicionada pelas condições adversas do escoamento, acima referidas. No entanto, e considerando que o conhecimento da temperatura no interior da CC é essencial no cálculo do rendimento térmico do reator, uma sonda com um termopar tipo K (figura 2.4), posicionada transversalmente ao escoamento, é instalada por solicitação da equipa de engenharia, para medição da temperatura estática TS3.



Figura 2.4: Sonda de Temperatura Estática à entrada da Câmara de Combustão TS3 (à esquerda); Tomada de Pressão Estática à entrada da Câmara de Combustão PS3 (à direita).

Segundo Andar Estático da LPT - Estação Aerodinâmica 49.5

O primeiro sensor do sistema de instrumentação do motor CFM56-3, a jusante da câmara de combustão, localiza-se no segundo andar estático da LPT e mede a temperatura total TT49.5, também denominada temperatura dos gases de escape (EGT). Este constitui um dos principais parâmetros de desempenho referidos pelo OEM, e é essencial na determinação da *EGT Margin*, indicador definido pela diferença entre a EGT referida no *Performance Acceptance Check* e o valor obtido em banco de ensaio, e corrigido para condições de dia padrão, ou no caso da TAP M&E, para condições de dia quente (EGTHD) [31].

Atendendo à importância deste parâmetro na análise de desempenho do motor, e dados os gradientes de temperatura motivados pela forte turbulência do escoamento nesta região, os fabricantes de motores concentraram esforços no sentido de desenvolverem uma metodologia de medição, adequada à dimensão e complexidade do desafio. Assim, a solução proposta e amplamente utilizada, inclusive pela CFM International, consiste na medição da temperatura de EGT com recurso a uma rede de termopares (*thermocouple ring assembly*) (figura 2.5).

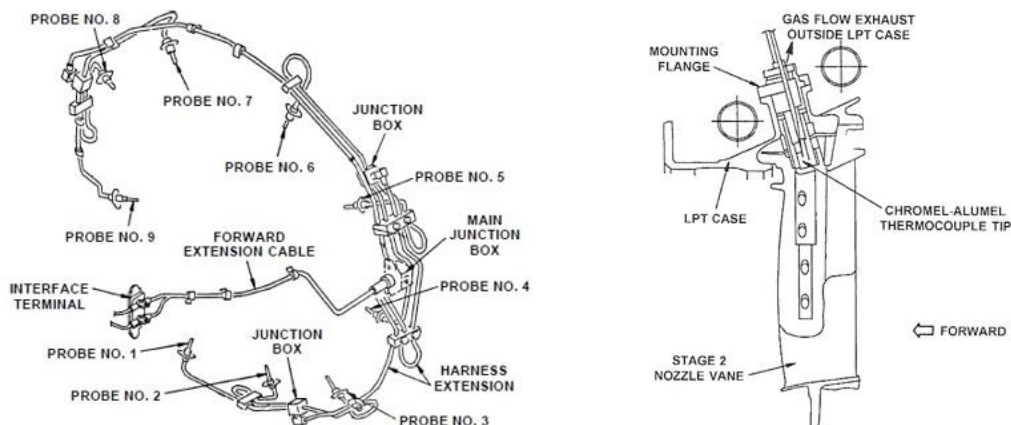


Figura 2.5: Rede de EGT com nove termopares do tipo K (à esquerda); Termopar instalado no interior das *Nozzle Guide Vanes* do segundo andar da LPT, para medição da temperatura total TT49.5 (à direita) [30].

Para o motor CFM56-3, a temperatura de EGT é dada pela média dos valores medidos por nove termopares do tipo K, instalados no interior das *Nozzle Guide Vanes* do segundo andar da LPT.

Neste sistema de medição, os sensores utilizados geram uma tensão proporcional à temperatura verificada junto da união de medição do tipo chromel-alumel. Os sinais emitidos pelos vários termopares são direcionados para a respetiva *Junction Box* secundária, de onde são encaminhados para a *Junction Box* principal. Neste componente, os valores de tensão gerados pelos termopares são combinados, originando uma tensão média de saída que é transmitida ao PMC, e ao sistema indicativo da temperatura de EGT na cabine [30].

Para além da medição de temperatura, também um sensor de pressão total PT49.5 é instalado à entrada do segundo andar da LPT, na posição 3:00 ALF (*After Looking Forward*) [27]. Ao contrário da rede de EGT, considerada uma unidade do motor, o sensor de pressão mencionado trata-se de uma ferramenta de banco de ensaio, apenas utilizada aquando da realização dos testes de pré-indução e aceitação, para efeitos de monitorização de desempenho.

A sonda PT49.5 (figura 2.6), é constituída maioritariamente por uma superliga de cobalto L605, com excelente resistência às elevadas temperaturas e, ao ambiente corrosivo experienciado nesta região do reator. Também o aço inoxidável 321 ou 347 tem aplicação na região do sensor que não se encontra diretamente exposta ao escoamento [37].



Figura 2.6: Sonda de pressão total PT49.5, instalada no segundo andar estático da LPT.

Saída da LPT/Exhaust - Estação Aerodinâmica 54

A última secção do motor, instrumentada com sensores de pressão e temperatura, é a saída da turbina de baixa pressão. As sondas aqui utilizadas são ferramentas de banco de ensaio, pelo que não fazem parte integrante do motor quando este é instalado em asa. Os valores da pressão total PT54, e da temperatura total TT54 são obtidos pela instalação das sondas representadas na figura 2.7, em orifícios devidamente projetados para o efeito, na parte exterior da TRF (*Turbine Rear Frame*).

Embora estes parâmetros não sejam decisivos na certificação da aeronavegabilidade do motor, a sua monitorização é fundamental do ponto de vista da análise de desempenho. A existência de dados experimentais à saída da LPT permite estimar a temperatura à entrada do referido

componente e, conseqüentemente, determinar a eficiência isentrópica e o trabalho produzido pela turbina, segundo Ribeiro [36]; e calcular a velocidade e a pressão dos gases de escape à saída do motor, essenciais na obtenção do impulso gerado pelo caudal primário.



Figura 2.7: Sonda de pressão total PT54 à saída da LPT (à esquerda); e Sensor de temperatura total TT54 à saída da LPT (à direita).

Para além dos sensores representados na figura 2.1, o reator CFM56-3 possui ainda outras unidades integradas, ou ferramentas instaladas em banco de ensaio, que permitem monitorizar parâmetros como: pressão do ar de purga extraído do HPC, pressão e temperatura do óleo, nível de vibrações e velocidade de rotação de N1 e N2 [30].

Depois de referidos os principais parâmetros termodinâmicos medidos ao longo do reator CFM56-3, é possível constatar que o respetivo sistema de instrumentação é escasso e obsoleto, quando comparado com os equipamentos instalados nos demais reatores da família CFM56, e que o nível de instrumentação é desigual nas diversas estações aerodinâmicas do motor.

Por um lado, a entrada da *Fan* e a TRF apresentam instrumentos de medição que permitem determinar, respetivamente, o caudal mássico total de ar à entrada do motor e a velocidade do escoamento à saída do mesmo, variáveis essenciais no cálculo da tração produzida. No que respeita ao ducto de *bypass*, câmara de combustão e turbinas, a instrumentação é praticamente inexistente, pelo que o isolamento termodinâmico dos vários componentes não é praticável.

O conhecimento aprofundado do ciclo termodinâmico do motor é essencial para qualquer prestador de serviços de manutenção e reparação, pois possibilita a previsão do comportamento do mesmo, ao longo de todas as condições de funcionamento, a compreensão das relações entre os seus constituintes e, conseqüentemente, a otimização dos procedimentos de manutenção, que se vão repercutir numa redução de custos para o cliente.

Cientes destas necessidades, os OEM, cujas instalações amplamente instrumentadas permitem a caracterização completa dos seus reatores, tendem a manter em total sigilo os mapas dos componentes, e demais informações de desempenho, que quando difundidas possam lesar os seus próprios interesses [31].

Assim, o sistema de instrumentação integrado pelo fabricante no CFM56-3, permite apenas a determinação, por via direta ou indireta, dos principais parâmetros estabelecidos no manual de manutenção do motor, revelando-se bastante limitativo no fornecimento de informações para fins de análise de desempenho.

2.2.2. Limitações/Baixa Fiabilidade do Sistema de Instrumentação

A TAP M&E, à semelhança de outras MRO, está interessada no desenvolvimento de novos sensores, que possam fornecer informações pertinentes sobre o ciclo termodinâmico do motor. Nesse sentido, foram identificadas na figura 2.8, as estações aerodinâmicas cuja obtenção de dados experimentais é essencial no isolamento e caracterização dos respectivos componentes.

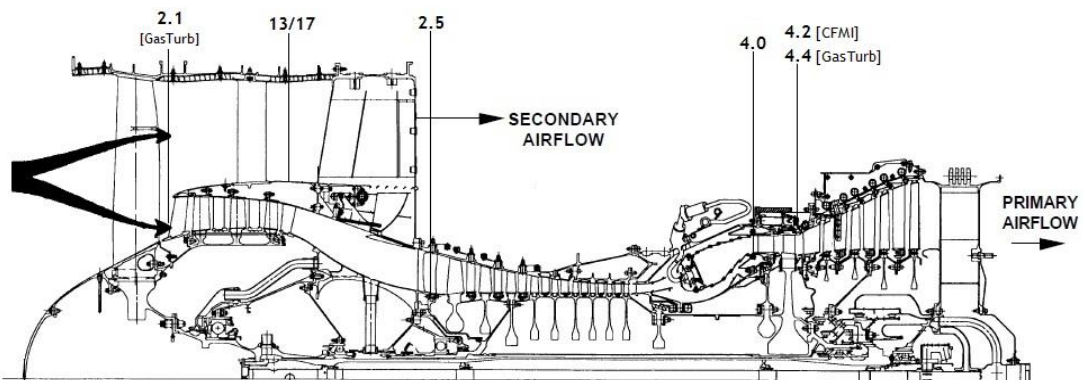


Figura 2.8: Estações aerodinâmicas do reator CFM56-3 sem instrumentação fiável para monitorização de desempenho. Adaptado de [34]

Descarga das OGV da *Fan* - Estação Aerodinâmica 17

O sistema de instrumentação do motor não tem prevista a instalação de qualquer sensor no ducto de *bypass* [28]. Contudo, a TAP desenvolveu internamente um sensor de pressão total PT17 e outro de temperatura estática TS17 (figura 2.9), que permitem quantificar o rendimento da *Fan* e estimar o impulso gerado pelo caudal secundário do motor [34]. O risco associado à instrumentação desta região é relativamente baixo, porque apesar do aumento do arrasto de pressão motivado pela exposição do sensor à elevada velocidade do escoamento, em caso de desintegração, o mesmo será projetado através do ducto de *bypass*, sem prejuízo para o motor [31].

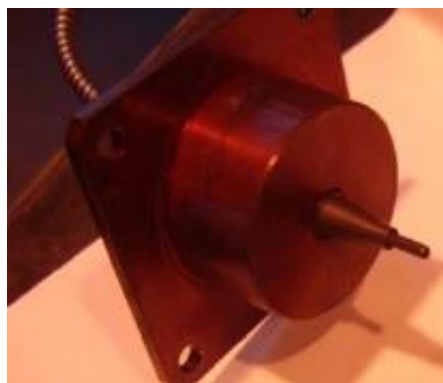


Figura 2.9: Sensor de temperatura estática TS17, desenvolvido por Henriques [34].

Entrada do *Booster* - Estação Aerodinâmica 21

Apesar do caudal mássico total de ar ser calculado à entrada do motor, não existem sensores instalados a montante do *Booster*, que permitam quantificar a massa de ar à entrada do core.

Desta forma, o caudal primário, útil na determinação da temperatura à saída da câmara de combustão, e do caudal de sangria libertado através das VBV [28], apenas pode ser estimado recorrendo à razão de *bypass*, que segundo o fabricante tem um valor de referência igual a 5 [27]. Uma vez que as condições segundo as quais este valor se verifica, não são referidas pelo OEM [31], o caudal primário real será distinto do valor estimado, pelo que a instalação de sensores é condição necessária à atenuação do erro.

Entrada do HPC - Estação Aerodinâmica 25

Esta estação foi já mencionada na subsecção 2.2.1, uma vez que em condições normais, é possível efetuar a instalação de uma sonda de pressão e temperatura TP25, no suporte do *Fan Frame* projetado para o efeito.

De acordo com a base de dados da TAP M&E, apenas em cerca de 9.1 % dos testes realizados existem valores de pressão e temperatura referentes à estação aerodinâmica 25. Considerando que os dados referidos foram obtidos por Ridaura [28] em 2014, e que os testes ao reator CFM56-3 são uma constante no banco de ensaios da TAP, podemos facilmente deduzir que a percentagem atual de ensaios, sem sonda instalada, será substancialmente inferior.

A utilização esporádica da sonda TP25 pode ser explicada com base na baixa confiabilidade dos resultados obtidos, e nos problemas que continuamente foi apresentando. A principal problemática desta ferramenta, indicada na figura 2.10, relaciona-se com o tubo que conecta a tomada de pressão ao suporte do motor, e que dada a sua rigidez, se torna propenso ao dano durante as operações de montagem/desmontagem [34]. Outro dos aspetos a realçar prende-se com as limitações de espaço que dificultam a instalação do sensor, sendo por isso necessário proceder a modificações com o propósito de acelerar e simplificar o procedimento de instalação.



Figura 2.10: Base da sonda TP25, com a região do tubo de pressão suscetível ao dano, indicada a vermelho.

A TAP M&E pode recorrer à metodologia proposta no *Engine Shop Manual*, segundo a qual é possível calcular a temperatura total TT25, em função da velocidade N1 e da temperatura à entrada do motor TT2 [28].

Contudo, a falta de instrumentação nesta estação aerodinâmica continua a ser uma das principais limitações à análise de desempenho do reator CFM56-3, pelo que as soluções prováveis para o referido problema passam pela reparação da sonda original, ou pelo desenvolvimento interno de um novo sensor, mais robusto e funcional.

Saída da Câmara de Combustão - Estação Aerodinâmica 40

A temperatura à saída da câmara de combustão TT4, é o parâmetro termodinâmico mais difícil de medir experimentalmente, devido a dois fatores fundamentais que condicionam o projeto de um hipotético sensor. Primeiramente, o forte gradiente de temperatura verificado no plano de saída da CC, motivado pela turbulência induzida durante a queima do combustível, facilmente adultera os valores medidos. Em segundo lugar, as temperaturas e pressões extremamente elevadas, apenas limitadas pela resistência térmica dos materiais usados na construção das turbinas, vão acrescentar um elevado grau de complexidade ao projeto de um presumível sensor [28].

Assim, a medição da temperatura média total à saída da câmara de combustão TT4, fundamental no estudo das turbinas de gás do ponto de vista termodinâmico, de acordo com Philpot [38], impõe algumas condições por vezes inoportáveis para a maioria das MRO.

O banco de ensaios da TAP M&E não possui o nível de instrumentação apresentado pelas instalações do OEM, usadas no desenvolvimento de novos reatores [28]. Assim, a monitorização da região quente do motor pressupõe um grande investimento no desenvolvimento interno de sensores de alta confiabilidade, preparados para operar em condições austeras. Para além dos custos associados à criação de novas soluções, a possibilidade de danificação do motor deve ser considerada, na eventualidade de uma desintegração do sensor em funcionamento, causar estragos nos componentes a jusante, comprometendo a integridade estrutural do motor [31].

Descarga da HPT - Estação Aerodinâmica 42

A medição da temperatura do escoamento entre turbinas é essencial, não só no isolamento termodinâmico da HPT e da LPT, como também, no estudo da influência que a degradação de cada um dos ditos componentes exerce, sobre o desempenho global do motor.

No entanto, a obtenção de medições precisas de pressão e temperatura nesta estação, constitui um grande desafio, à semelhança do que sucede com qualquer outra medição realizada na zona quente do motor, onde o escoamento turbulento e os valores de pressão e temperatura elevados, exigem a utilização de materiais específicos - Inconel 625, 718, X-750, cuja elevada resistência ao calor, à corrosão e à oxidação são sinónimo de um avultado investimento.

Consciente de que a obtenção de valores reais de pressão e temperatura, à saída da HPT, constitui uma mais-valia na análise do desempenho do motor, a TAP M&E procedeu ao desenvolvimento de sensores, com os quais fosse possível medir a temperatura estática TS42 e a pressão estática PS42 nesta estação [34].



Figura 2.11: Sensores de temperatura estática TS42 (à esquerda), e pressão estática PS42 (à direita), desenvolvidos por Henriques [34].

Dado que o motor em estudo não prevê a introdução de instrumentos de medição nesta região, foi implementada uma solução de recurso, por vezes utilizada em turbinas de gás que não possuem suportes para sustentar instrumentos de medição, e que passou pelo aproveitamento dos dois orifícios utilizados na inspeção por boroscópio, para proceder à instalação das sondas representadas na figura 2.11.

Após construídas, as sondas de pressão e temperatura foram testadas em banco de ensaio, tendo-se verificado que a configuração adotada subestimava em larga medida os valores reais sentidos naquela região do motor. Assim, a baixa confiabilidade dos resultados e a falta de robustez para resistir às severas condições de funcionamento, foram fundamentais para que o departamento de engenharia da TAP inviabilizasse a utilização continuada destes sensores.

Ao longo da presente secção o autor abordou, de forma genérica, o sistema de instrumentação do reator em análise. Numa primeira fase foram enumeradas as estações aerodinâmicas instrumentadas, referindo a tecnologia aplicada em cada caso, bem como a importância dos dados obtidos na análise de desempenho do reator. Em seguida, e de forma a sensibilizar o leitor para a necessidade de introdução de novas soluções de instrumentação no banco de ensaios da TAP M&E, foram mencionadas as estações aerodinâmicas do motor, cujos principais parâmetros de desempenho são desconhecidos ou medidos esporadicamente.

Visto que a estação aerodinâmica 25 é referida na subsecção 2.2.2, e considerando que o autor centrou o seu trabalho na referida região, torna-se essencial que uma revisão literária sobre instrumentos e técnicas de medição aplicadas a turbinas de gás seja realizada, permitindo a idealização de uma solução de instrumentação mais precisa e confiável, ajustada às condições do escoamento e compatível com a interface do banco de ensaios.

2.3. Instrumentos e Técnicas de Medição

Nesta secção serão descritos os diversos dispositivos de medição usados na determinação dos principais parâmetros termodinâmicos - pressão e temperatura - em motores a turbina de gás.

2.3.1. Instrumentos de Medição de Pressão

A pressão estática e total de um fluido em repouso ou em movimento, pode ser medida diretamente com recurso a diversos equipamentos, instalados convenientemente na secção a monitorizar. Quando falamos em dispositivos de medição de pressão, devemos atender ao conjunto formado pelas sondas, introduzidas no campo de escoamento e pelos transdutores de pressão, que mediante um determinado *input* procedente da sonda, geram um sinal de saída capaz de ser processado.

Sondas de Pressão

Dispositivos introduzidos no campo de escoamento, que possibilitam a medição de pressão numa estação aerodinâmica. De forma a garantir a precisão das medições, é fundamental que características como o diâmetro da tomada de pressão e a forma aerodinâmica da sonda, exerçam uma influência mínima no escoamento (figura 2.12) [39].

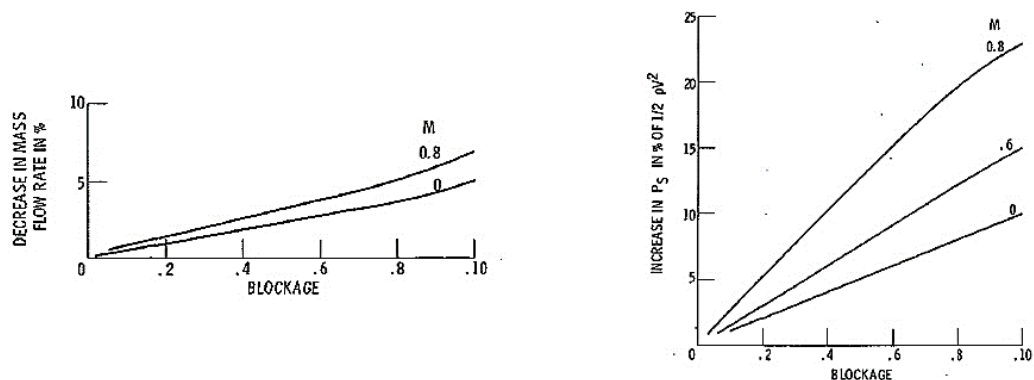


Figura 2.12: Variação do caudal mássico e da pressão estática, para diferentes números de Mach, em função do estrangulamento induzido pela sonda no escoamento [39].

Sondas de Medição de Pressão Estática - as medições de pressão estática são fundamentais e, por isso, amplamente utilizadas nos testes de desempenho em turbinas de gás. O conhecimento dos valores de pressão estática, quando associados aos valores totais de pressão, permitem a determinação da velocidade do escoamento e, conseqüentemente, a determinação por via indireta, do caudal mássico de fluido que atravessa uma secção.

A pressão estática pode ser determinada com recurso a dois métodos distintos [40], [41]:

1. **Wall Taps** - consiste na perfuração da superfície em contacto com a camada limite do escoamento, dando origem a uma cavidade onde a medição é realizada, sem recurso a medidas invasivas. As leituras obtidas diferem dos valores reais, devido às seguintes fontes de erro:
 - a. Recirculação gerada na cavidade de medição (figura 2.13);

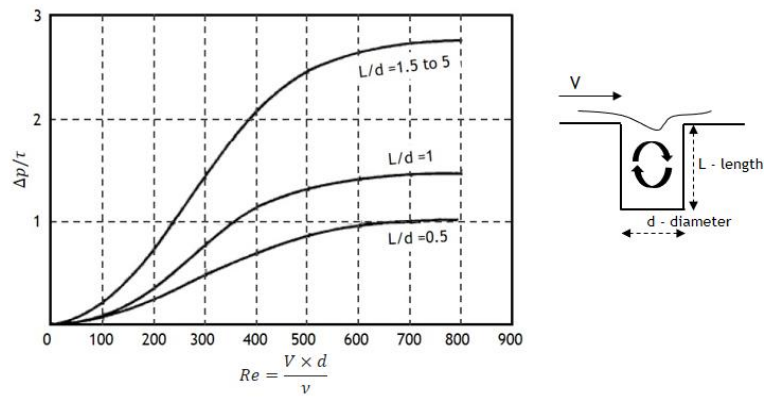


Figura 2.13: Variação da pressão estática para diferentes valores de L/d , em função do Reynolds [42].

b. Efeito do número de Mach e do diâmetro do orifício (figura 2.14);

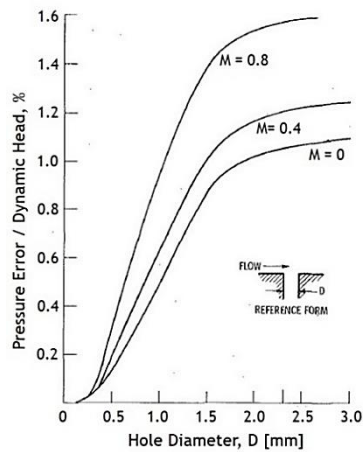


Figura 2.14: Erro de medição em função do diâmetro do orifício, para diferentes números de Mach. Adaptado de [43].

c. Efeitos da Turbulência do Escoamento;

d. Efeito da orientação da linha média do orifício relativamente à superfície e alteração na forma da aresta (figura 2.15);

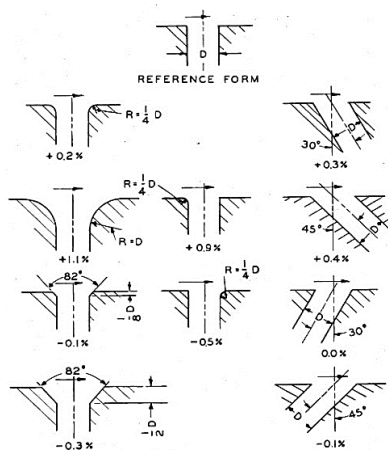


Figura 2.15: Efeito da forma da aresta e da orientação da linha média do orifício, na medição de pressão: erro apresentado como percentagem da pressão dinâmica [43].

2. **Sondas de Pressão Estática** - as medições são efetuadas através da introdução de uma sonda no escoamento, composta por um corpo aerodinâmico perfurado, que se encontra alinhado paralelamente ao escoamento. As sondas utilizadas podem apresentar diversas geometrias, de que são exemplo: *Static Pressure Cylinder*, *Static Pressure Wedge*, *Static Pressure Tube* - *Prandtl Tube*. Os fatores que contribuem para a propagação de erro nas medições nas sondas referidas são:

- a. Desalinhamento da sonda relativamente à direção do escoamento (figura 2.16);

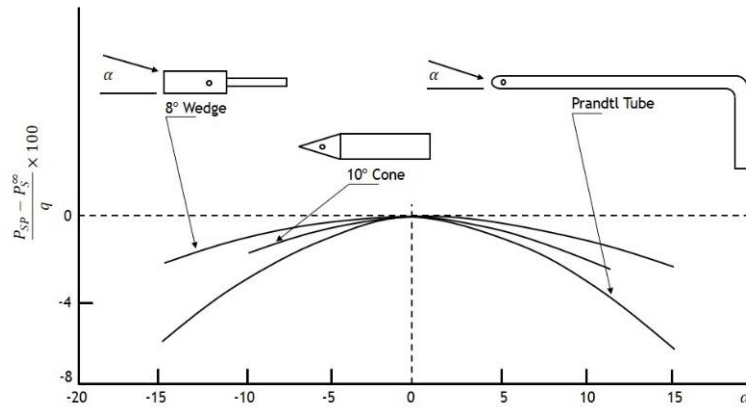


Figura 2.16: Influência do desalinhamento nas medições de pressão estática, para diversas geometrias, em escoamentos de baixa velocidade. Adaptado de [40].

- b. Desenvolvimento da Camada Limite ao longo da sonda.

Sondas de Medição de Pressão Total - dispositivos cujo princípio de funcionamento assenta no método de medição proposto por Pitot em 1732, segundo o qual, um tubo dobrado, com uma extremidade aberta dirigida ao escoamento, e com comprimento de haste suficiente para conduzir ao repouso a massa de ar nela admitida, permite a medição de pressão total no seu ponto de instalação [39].

A utilização deste tipo de dispositivos tem duas grandes limitações: em primeiro lugar, a presença física de um corpo imerso no escoamento, induz perturbações que podem afetar as suas características na região adjacente à tomada de pressão, influenciando, por conseguinte, as medições obtidas. Em segundo lugar, a necessidade de alinhamento do eixo da sonda com a direção das linhas de campo, nem sempre definidas e estáveis, adiciona complexidade ao processo de medição.

De forma a ultrapassar as limitações destes instrumentos foram desenvolvidas diversas configurações, a exemplo das apresentadas na figura 2.17, com o propósito de minimizar a percentagem de erro nas leituras, provocada pelo desalinhamento entre a sonda e o escoamento.

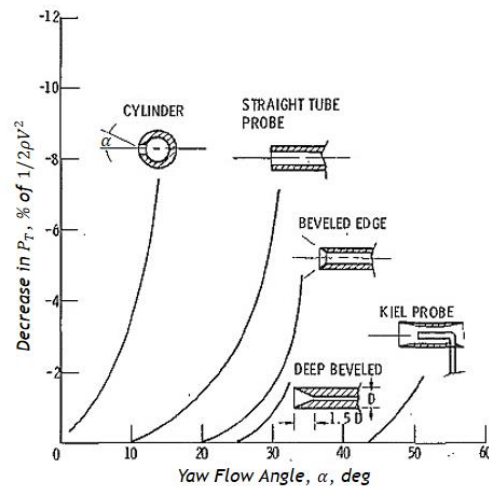


Figura 2.17: Erro de medição induzido pelo ângulo de incidência do escoamento, para diversas configurações de sonda [39].

Transdutores de Pressão

Dispositivos que expostos a um sinal de pressão proveniente da sonda geram um output sob a forma de sinal elétrico, que pode ser processado e armazenado com recurso a sistemas de aquisição de dados. Inicialmente eram utilizados manómetros de pressão, mas a procura por ferramentas com maior capacidade de leitura e a especificidade dos requisitos de instrumentação, levaram ao aparecimento de transdutores elétricos mais fiáveis [39].

Os transdutores de pressão podem ser organizados em duas categorias, de acordo com as condições do escoamento a que são aplicados.

Medição de pressão em estado estacionário - não implica que o escoamento se encontre em repouso, mas sim que as suas características permaneçam estáveis ao longo do tempo. Os transdutores utilizados podem ser instalados numa região de ambiente controlado existente no interior da célula de teste, ou numa zona exterior mais afastada da sonda de medição, permitindo a remoção de incertezas associadas a vibrações e temperaturas, como também amortecer as flutuações de pressão devido ao comprimento da linha de pressão. As medições de pressão estática ou total, em estado estacionário são determinadas pelo tipo de sonda utilizada e pela sua orientação relativamente ao campo de escoamento, pelo que os transdutores utilizados são os mesmos num e noutro caso.

A maioria das medições de pressão em estado estacionário efetuadas no teste de reatores, respeita uma das seguintes configurações [39]:

1. **Transducer Per Channel** - aplicado um transdutor de alta precisão por cada medição de pressão que se pretenda monitorizar;
2. **Mechanical Scanners** - este dispositivo permite que a pressão a ser medida seja conectada a um único transdutor, com recurso a um disco rotativo acionado mecanicamente. O tempo de estabilização mais ou menos longo, associado a cada medição, faz com que este dispositivo apresente uma taxa de leitura reduzida;

3. **Electronic Scanners** - os sinais de saída dos vários transdutores, com informações relativas à pressão nas diversas zonas de medição, passam por um *multiplexer* que os combina num único sinal, transmitindo-o através de um canal de dados. Desta forma, evitam-se os tempos de estabilização e a taxa de leitura será superior à de qualquer sistema referido anteriormente. São exemplo destes equipamentos, os módulos de medição instalados no banco de ensaios da TAP M&E:
- PSI 9016 Ethernet Intelligent Pressure Scanner** - módulo de aquisição de alto desempenho, com 16 transdutores piezoresistivos integrados, utilizado na realização de múltiplas medições de pressão, em gases não corrosivos. Este equipamento agrega um microprocessador de 32 bits, que recebe os dados de calibração e as informações provenientes dos sensores de temperatura, conexos a cada transdutor, e coordena a compensação de temperatura e a correção dos valores medidos, garantindo um elevado nível de precisão ($\pm 0.05\%$ da escala de medição). Apresenta uma taxa de leitura de 100 medições por canal por segundo, sendo os dados transmitidos através de uma interface Ethernet TCP/IP [44].
 - PSI 9021 Ethernet All-Media Intelligent Pressure Scanner** - mantém o mesmo princípio de operação e características similares ao módulo 9016. A principal diferença entre ambos reside no fato do presente equipamento ter sido projetado, de modo a suportar até 12 transdutores independentes [45], do tipo PSI 9400 series, com gamas de funcionamento desde 0-5 até 0-10.000 psi, para medições em formato de pressão absoluta ou diferencial [46].

Os módulos 9016 e 9021 podem ser conectados diretamente a um terminal ou, quando aplicados na monitorização de turbomáquinas, nomeadamente no banco de ensaios da TAP M&E, podem ser integrados como componentes de uma rede inteligente de aquisição de dados designada *NetScanner*.

Medição de pressão em estado transiente - os transdutores de pressão utilizados para esta finalidade são geralmente do tipo piezoelétrico ou semiconductor [41]. Contudo, os transdutores piezoelétricos e passivo resistivos disponíveis em 1965, para além de induzirem perturbações significativas no escoamento, como resultado da sua dimensão, apresentavam também grande sensibilidade a vibrações, à temperatura e à erosão. Em 1968, o desenvolvimento dos primeiros transdutores de pressão em miniatura com diafragma de silício, aptos a serem integrados nas sondas de instrumentação, próximo da região de medição, veio revolucionar o estudo do comportamento dinâmico da pressão. Atualmente, os transdutores do tipo semiconductor detêm frequências naturais superiores a 150 kHz, e são instalados em sondas adaptadas que permitem determinar a pressão em estado transiente e estacionário num único ponto de medição [39].

Os sistemas aplicados na medição de pressão em estado transiente, não são descritos detalhadamente pelo autor, pois tais informações não se revelaram essenciais no âmbito do presente trabalho.

2.3.2. Instrumentos de Medição de Temperatura

A medição de temperatura em cada estação aerodinâmica do motor pode ser realizada por diversos dispositivos, aos quais se encontram subjacentes vários princípios de funcionamento.

Durante as décadas de 80 e 90, os termopares do tipo K assumiram um lugar de destaque no mercado aeronáutico internacional e, particularmente no desenvolvimento de sistemas de instrumentação para motores a reação de alto desempenho, devido à sua extensa gama de operação (0 - 2500 °F) [32], à precisão apresentada e ao baixo custo associado.

Considerações Gerais Sobre o Processo de Medição de Temperatura

A temperatura é um dos parâmetros físicos fundamentais de qualquer sistema, pelo que o seu processo de medição encontra grande aplicabilidade em diversos ramos da indústria, tanto para fins de controlo quanto de monitorização [47].

A obtenção de medições de temperatura com um grau de precisão elevado é essencial em diversos contextos, tais como: no desenvolvimento de componentes elétricos e eletrónicos, e na monitorização e controlo de motores de combustão interna e turbomáquinas [48]. Também na indústria aeronáutica e aeroespacial, os processos de medição de temperatura têm grande importância, nomeadamente, no controlo e monitorização de desempenho de turbinas de gás, onde é essencial o seguimento de parâmetros como: a EGT - permite evitar o sobreaquecimento das turbinas; a *Compressor Inlet Temperature* (CIT) e a *Compressor Discharge Temperature* (CDT) - essenciais à análise do seu desempenho; e a temperatura do óleo - garante as características de lubrificação adequadas ao normal funcionamento do motor [16].

O processo de medição, num contexto generalizado, permite obter informações sobre a magnitude de uma determinada propriedade. No caso da medição de temperatura, são observados diversos fenómenos físicos dependentes desta variável e, cujas alterações podem ser detetadas através da introdução de uma sonda no meio de interesse, relacionando de seguida os efeitos sentidos pelo transdutor, com o valor de temperatura correspondente. Todo este procedimento envolve um conjunto complexo de interações entre o elemento sensor e o meio de interesse, bem como entre os diversos componentes do sistema de medição.

Configuração Genérica de um Sistema de Medição de Temperatura

Na figura 2.18, é apresentada a configuração típica de um sistema de medição de temperatura.

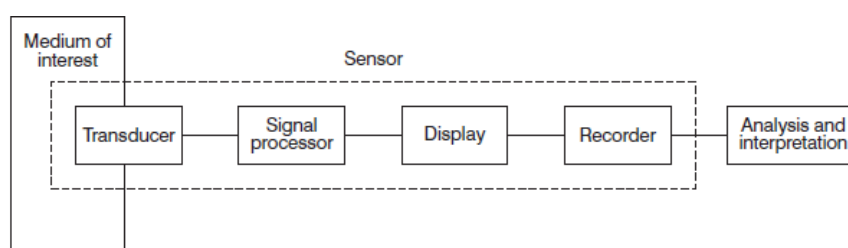


Figura 2.18: Diagrama típico de um sistema de medição de temperatura [49].

O sistema de medição é constituído pelos seguintes componentes:

- **Transdutor** - converte o fenómeno físico dependente da temperatura, num sinal que é função dessa mesma temperatura;
- **Transmissor** - conduz o sinal desde o transdutor onde o mesmo é produzido, até ao sistema de aquisição de dados;
- **Processador de Sinal** - aplica correções aos valores recebidos (quando necessário), faz corresponder as entradas a valores de temperatura presentes em curvas de calibração previamente introduzidas em bases de dados, e aplica algoritmos de controlo;
- **Display** - permite que o sinal processado seja disponibilizado ao operador de forma perceptível;
- **Coletor de Dados (Data Logger)** - conserva os dados referentes a diversas medições, de tal forma que a informação permanece disponível, podendo ser comparada e analisada posteriormente.

Em alguns casos, o armazenamento dos dados pode ser assegurado pelo próprio sistema de medição, enquanto para determinados métodos mais simples, a leitura e respetiva recolha de informação é realizada pelo próprio operador que realiza o procedimento.

Etapas do Processo de Medição de Temperatura

O processo de medição de temperatura é composto pelas seguintes etapas [49]:

1. O objeto ou meio de interesse, cuja temperatura se pretende determinar, é identificado;
2. O transdutor ou o sensor é devidamente instalado de forma a estabelecer contacto com o meio de interesse, no caso das técnicas de medição invasivas;
3. O transdutor converte as alterações de temperatura numa quantidade mensurável;
4. A calibração do sensor é realizada, de modo que a quantidade medida possa ser convertida num valor de temperatura adequado;
5. A temperatura é lida e armazenada para posterior análise e interpretação.

Fatores que Influenciam o Erro Induzido nas Medições

Aquando de uma medição, pode verificar-se uma discrepância entre o valor medido e o valor real de uma variável. Esta diferença, comumente designada por erro de medição, pode ser originada por diversos fatores, dos quais importa destacar [49], [50]:

- **Perturbação da Distribuição de Temperatura** - motivada pela introdução de uma sonda no meio de interesse, ou pela existência de interações térmicas entre um sensor remoto e a aplicação considerada. As medições de temperatura ocorrem tipicamente em sólidos, líquidos e gases, e implicam a transferência de energia sob a forma de calor por convecção, entre o meio de interesse e o sensor; por condução, ao longo do próprio sensor e respetivos suportes e conexões; e por radiação, entre a sonda e a vizinhança. Assim, a magnitude das perturbações induzidas depende dos modos de transferência de calor envolvidos no processo de medição;

- **Incerteza** - decorrente do processo de calibração do sensor, define a proximidade entre a medição obtida e o valor real da temperatura termodinâmica no meio de interesse. Os limites de incerteza para cada tipo de sensor podem ser quantificados através de calibrações regulares, contudo este parâmetro pode sofrer alterações ao longo do período de vida útil do dispositivo de medição;
- **Instabilidade** - associada ao transdutor ou aos dispositivos de medição e processamento de sinal;

Critérios de Seleção da Técnica de Medição

Estima-se que entre 75 % a 80 % do mercado mundial de sensores seja destinado a sistemas de medição de temperatura, pelo que a seleção de um método apropriado para determinada aplicação pode fazer a diferença entre o êxito ou o fracasso do processo de medição [51].

Os critérios a ponderar aquando da escolha de uma técnica de medição de temperatura são os seguintes [50]:

- **Temperatura de Operação** - o sensor selecionado deve apresentar uma gama de funcionamento que lhe permita monitorizar os valores, mínimo e máximo expectáveis numa aplicação;
- **Robustez** - o sensor deve apresentar a resistência mecânica adequada para suportar o ambiente e as condições de pressão, vibração e choque térmico/mecânico a que será sujeito. Adicionalmente, deve ser garantida a compatibilidade entre o dispositivo e o ambiente, por forma a evitar a degradação física e química do mesmo;
- **Perturbação Induzida** - a intensidade das perturbações induzidas pela sonda, na distribuição de temperatura do meio de interesse, deve ser determinada, e caso a sua atenuação não seja concretizável, um outro método de medição deve ser considerado;
- **Sinal de saída** - a maioria dos transdutores utilizados convertem variações de propriedades físicas em sinais elétricos, cuja forma e intensidade varia de acordo com o transdutor utilizado. Alguns transdutores produzem sinais de baixa intensidade suscetíveis a interferências eletromagnéticas, pelo que a sua utilização em ambientes carregados eletricamente propicia o aparecimento de ruído no sinal e, a consequente redução do rigor nas medições obtidas;
- **Sensibilidade** - quanto maior for a variação do sinal de saída de um transdutor, como resposta a uma alteração de temperatura, maior será a sua sensibilidade. Deste modo, a sensibilidade apresentada pela técnica selecionada deverá ser ajustada ao propósito da medição a realizar;
- **Tempo de Resposta** - o tempo de resposta dos diferentes sensores a uma alteração de temperatura é determinado pelas propriedades térmicas da sonda, bem como pelos processos de transferência de calor ocorridos na região de medição. Assim, numa aplicação em regime transiente, a seleção de um dispositivo com uma constante de tempo reduzida, é essencial na monitorização das oscilações de temperatura;

- **Custo** - a variação no custo das diferentes técnicas de medição de temperatura é substancial, com alguns sensores de termografia infravermelha a implicarem um investimento mil vezes superior ao necessário para a aquisição de um termopar e respetivo equipamento de medição. Estas discrepâncias também se verificam entre sensores utilizados para a mesma técnica de medição, onde por exemplo os termopares de platina-ródio custam dez vezes mais que um termopar de constantan mais comum;
- **Dimensão** - o tamanho dos diversos transdutores e equipamentos de processamento e amostragem de resultados varia consideravelmente. Dado que a dimensão do sensor está associada à distorção térmica induzida na região de medição e à robustez do equipamento face às condições de funcionamento, é fundamental que este fator seja considerado principalmente na aplicação de técnicas de medição intrusivas.

A análise aprofundada dos critérios acima mencionados é fundamental em qualquer processo de medição de temperatura, pois traduz-se na seleção de uma técnica de medição adequada às condições do meio de interesse, contribuindo de modo efetivo para a obtenção de valores rigorosos e confiáveis.

Técnicas de Medição de Temperatura

A temperatura, contrariamente à pressão, não pode ser medida diretamente. No entanto, existem diversos fenómenos dependentes da temperatura, tais como: a expansão volumétrica, a resistência elétrica, a termoeletricidade, a fluorescência, as características espectrais, entre outros, que quando observados convenientemente podem ser relacionados com a temperatura. A exploração mais aprofundada destes fenómenos conduziu ao aparecimento de diversos tipos de sensores, capazes de satisfazer as necessidades de uma vasta gama de aplicações.

As técnicas de medição de temperatura disponíveis atualmente podem ser classificadas em três categorias, dependendo da natureza do contacto entre o instrumento de medição e o meio de interesse [51]:

- **Técnicas Invasivas** - o dispositivo de medição encontra-se em contacto direto com o componente ou meio de interesse - gases de escape num bocal propulsivo;
- **Técnicas Semi-Invasivas** - em algumas aplicações é possível aplicar um revestimento à superfície de interesse, cuja sensibilidade a variações de temperatura se traduz na alteração das suas propriedades óticas, facilmente observadas remotamente. Embora a intervenção no meio de interesse seja pouco significativa, alguma perturbação será induzida na distribuição de temperatura;
- **Técnicas Não Invasivas** - o meio de interesse é observado remotamente sem sofrer qualquer tipo de intervenção, através de várias tecnologias tais como: a termografia infravermelha e acústica.

No mercado de sensores atual, existe uma grande variedade de instrumentos e respectivas técnicas de medição de temperatura, que de acordo com as características apresentadas se ajustam às condições de funcionamento e aos requisitos de inúmeras aplicações industriais.

Na tabela 2.1 são mencionadas diversas técnicas de medição de temperatura que podem ser aplicadas, por exemplo, na medição da temperatura da água em reservatórios e sistemas de arrefecimento de motores, ou em processos de maior complexidade, que envolvam a monitorização da temperatura dos gases de escape em motores foguete e, em turbinas de gás estáticas com aplicação em estações de produção de energia [47].

Tabela 2.1: Classificação das técnicas de medição de temperatura [51].

<i>Invasive Techniques</i>	Gas Thermometry
	Liquid-in-Glass Thermometers
	Bimetallic Strip Thermometers
	Bulb and Capillary Sensor
	Thermoresistive Devices
	RTD - Resistance Temperature Detectors
	Thermistors
<i>Semi-Invasive Techniques</i>	Thermoelectric Devices
	Semiconductor Devices
	Fiber Optic Probes
	Capacitance Thermometers
	Noise Thermometry
	Quartz Thermometers
	Thermochromic Liquid Crystals
<i>Non-Invasive Techniques</i>	Termographic Phosphors
	Heat Sensitive Crystalline Solids and Paints
	Infrared Thermography
	Refractive Index Methods
	Absorption and Emission Spectroscopy
Laser-induced Fluorescence	
Acoustic Thermography	

De entre as tecnologias acima referidas, serão descritas de forma mais detalhada aquelas que, na perspetiva do autor, apresentam maior relevância e aplicabilidade na indústria aeronáutica e, em particular, no controlo e monitorização de desempenho de motores a turbina de gás. Assim, serão abordadas as seguintes técnicas de medição de temperatura: Dispositivos Termoelétricos - Termopares, Dispositivos Termoresistivos - RTD (*Resistance Temperature Detectors*) e Termístores, Sondas de Fibra Ótica de Alta Temperatura, *Thermographic Phosphors Thermometry* e Termografia por Infravermelhos.

Dispositivos Termoelétricos - Termopares

Os dispositivos termoelétricos, comumente designados por termopares, são o resultado de diversos estudos teóricos e experimentais, ver subsecção A.1.1 do Anexo A, que durante várias décadas, contribuíram para o desenvolvimento da termoeletricidade.

Princípio de Funcionamento

Os termopares são os sensores de temperatura mais utilizados atualmente, dada a sua extrema versatilidade, robustez e baixo custo. Estes dispositivos têm a capacidade de monitorizar temperaturas entre os -270 e os 3000 °C, e operam segundo o efeito de Seebeck [47], [51].

Um termopar é constituído por dois metais distintos, que mantidos em contacto através de uma união mecânica ou soldada, geram uma força eletromotriz de pequena intensidade (*Seebeck Voltage*), que é função da temperatura [52]. A força eletromotriz (e.m.f) medida nos terminais do termopar, depende não só da temperatura no ponto de contacto entre os termoelementos (junção de medição), como também da temperatura verificada nas extremidades livres do termopar.

A força eletromotriz gerada durante o funcionamento de um termopar, deve-se ao facto de metais diferentes produzirem potenciais distintos, quando sujeitos à mesma diferença de temperatura. Por esta razão os termopares são constituídos por dois metais diferentes, caso contrário, a e.m.f resultante seria nula, como resultado da união de termoelementos com propriedades termoelétricas similares [48].

O funcionamento adequado de um circuito termoelétrico, aplicado na medição de temperatura, depende de dois aspetos fundamentais: as uniões entre os fios do termopar e os terminais do equipamento de medição devem ser mantidas a uma temperatura uniforme, não influenciando a força eletromotriz resultante; e a junção de referência deve permanecer a uma temperatura conhecida, tipicamente $T_R = 0^\circ\text{C}$ de acordo com as tabelas de calibração fornecidas pelos fabricantes, de modo que a e.m.f gerada seja função da temperatura na união de medição.

Apesar de na indústria, o valor padrão de temperatura na junção de referência ser $T_R = 0^\circ\text{C}$, são admitidas variações ao valor referido durante a utilização do termopar. Contudo, a temperatura na junção de referência deve ser conhecida aquando de uma medição, para que a diferença entre a respetiva temperatura e o seu valor padrão, $T_R = 0^\circ\text{C}$, seja compensada na medição final obtida pelo termopar [53].

Em suma, a força eletromotriz resultante num circuito termoelétrico é função da temperatura na junção de medição e dos metais usados no fabrico do termopar. Uma vez conhecida a temperatura de referência e o tipo de termopar, a e.m.f resultante pode ser associada ao valor de temperatura correspondente. Este é o conceito subjacente à utilização de termopares [54].

Circuitos Termoelétricos e Compensação de Fonte Fria

A utilização de termopares, na obtenção de valores de temperatura, pressupõe o entendimento da forma como as junções de metais distintos pode influenciar as medições alcançadas [47]. Nesse sentido, será apresentado um circuito termoelétrico básico (figura 2.19 (a)), composto por dois metais homogêneos distintos sujeitos a um gradiente de temperatura, ao qual serão adicionadas as modificações necessárias à monitorização da respetiva força eletromotriz.

Na figura 2.19 (b), e de acordo com a Lei dos Metais Intermédios, explicada na subsecção A.1.2 do Anexo A, um terceiro metal é introduzido no circuito sem que a força eletromotriz resultante seja alterada, visto que as junções adicionais criadas se encontram à mesma temperatura, T_3 .

De seguida, e por extensão do princípio anteriormente referido, um condutor C, cujas extremidades não experimentam qualquer gradiente térmico, é introduzido sem influenciar a força eletromotriz do circuito (figura 2.19 (c)).

Por fim, na figura 2.19 (d), é apresentada a configuração de um dispositivo prático para medição de temperatura, que para além dos componentes até agora referidos, inclui um voltímetro para medição da diferença de potencial nos terminais do circuito [51].

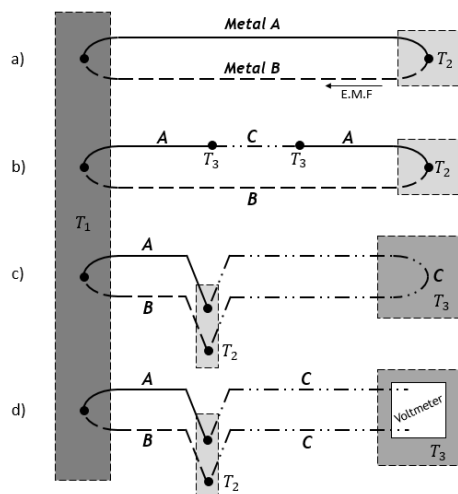


Figura 2.19: a) Circuito termoelétrico simples. b) Introdução de um metal intermédio, sem alteração da e.m.f resultante. c) Circuito termoelétrico equivalente ao representado em b). d) Circuito prático para medição da e.m.f gerada por um termopar. Adaptado de [51].

A integração de instrumentos de medição de tensão, tais como: voltímetros analógicos e digitais, e multímetros digitais, permite que a e.m.f resultante do circuito termoelétrico seja medida e associada aos valores de temperatura correspondentes. No entanto, a fiabilidade e o grau de exatidão das medições efetuadas estão dependentes de algumas condicionantes: junções termoelétricas indesejadas; manutenção da temperatura de referência num valor conhecido; e compensação da temperatura indicada devido a alterações na temperatura de referência, que não sendo devidamente ponderadas e corrigidas, aumentam a propensão ao erro durante o seu período de funcionamento [51], [54].

Em medições de temperatura menos exigentes, onde um termopar é diretamente conectado a um voltímetro (figura 2.20), erros associados à criação de junções termoeletricas indesejadas podem acontecer.

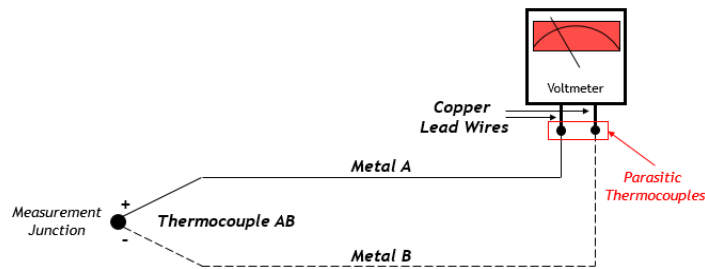


Figura 2.20: Circuito termoeletrico simples. Adaptado de [54].

No caso de um termopar do tipo T (*copper-constantan*), a junção entre o fio de constantan e o terminal do voltímetro, habitualmente em cobre, origina um termopar parasita com influência sobre a força eletromotriz resultante medida no equipamento (figura 2.21 (a)). De modo a eliminar a fonte de erro, o termopar adicional é deslocado para um ambiente de temperatura controlada, constituindo uma junção de referência (figura 2.21 (b)). Assim, a ligação do circuito ao instrumento de medição passa a ser assegurada por duas ligações cobre-cobre e, a junção de referência convenientemente mantida a uma temperatura de 0 °C, permite que a força eletromotriz resultante do circuito seja apenas função da junção de medição [47].

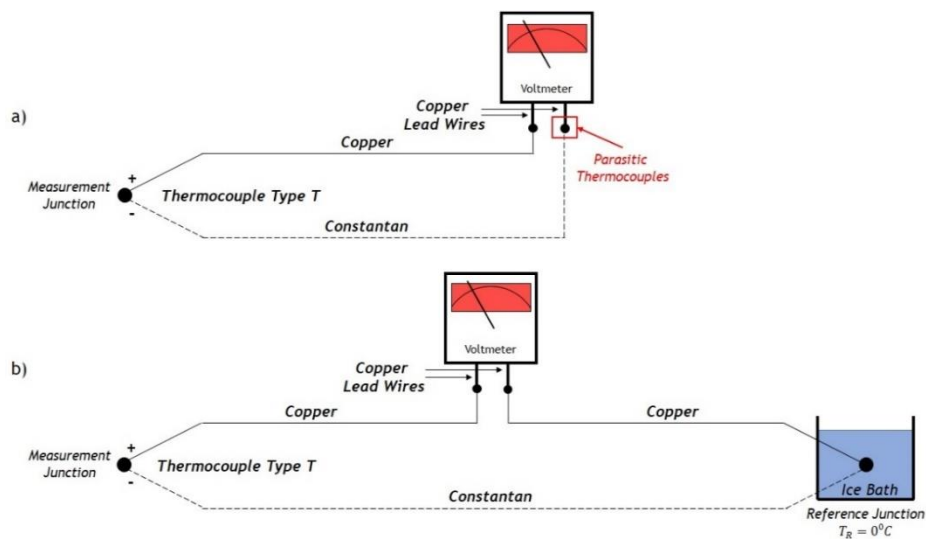


Figura 2.21: a) Aparecimento de termopar parasita em circuito termoeletrico simples com termopar do tipo T. b) Circuito representado em a), acrescido de junção de referência $T_R = 0^\circ\text{C}$. Adaptado de [47].

Em circuitos cujos termopares aplicados não são do tipo T impõem-se cuidados acrescidos, na medida em que o aparecimento de novas junções termoeletricas indesejáveis se pode repercutir na exatidão das medições de temperatura obtidas. Deste modo, quando aos terminais de um termopar AB é adicionado um fio condutor em cobre, com propriedades termoeletricas distintas das apresentadas pelos elementos A e B, criam-se termopares parasitas, cujas Tensões de Seebeck correspondentes podem induzir erros de medição [55].

Contudo, e segundo a Lei dos Metais Intermédios, enunciada na subsecção A.1.2 do Anexo A, é possível introduzir um terceiro metal num circuito termoeétrico, sem que se registre alteração na e.m.f resultante, desde que as uniões adicionais sejam mantidas à mesma temperatura [56].

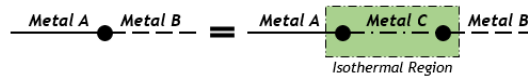


Figura 2.22: Lei dos Metais Intermédios. Adaptado de [56].

Assim, a influência das uniões adicionais é eliminada das medições e, a e.m.f determinada pelo equipamento, dependerá apenas da diferença de temperatura entre a união de medição e o bloco isotérmico, onde são mantidas as uniões A/Copper e B/Copper, ver figura 2.23.

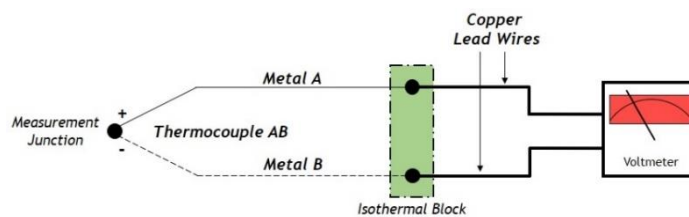


Figura 2.23: Aplicação do bloco isotérmico para atenuação do erro de medição. Adaptado de [57].

Em termos práticos, quando o objetivo passa por obter o valor da temperatura absoluta na junção de medição, uma união termoeétrica é adicionada ao circuito, por introdução de um elemento condutor A entre o elemento condutor B e o fio de cobre. A união de referência gerada por este método, e mostrada na figura 2.24, é mantida à temperatura de 0 °C, pelo que a força eletromotriz resultante será função da temperatura absoluta na união de medição [57].

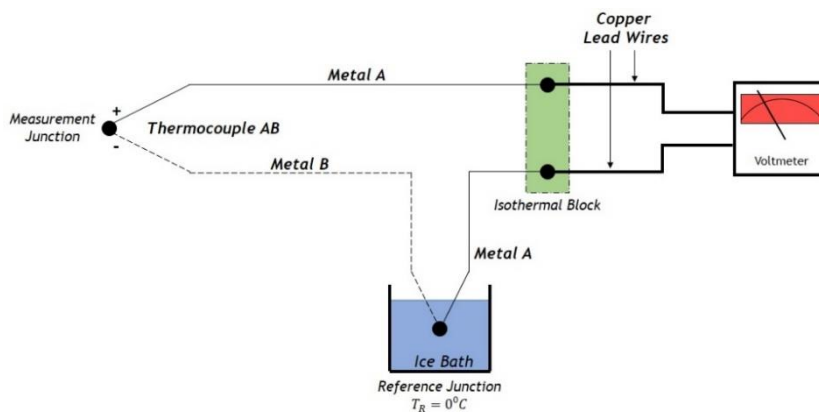


Figura 2.24: Circuito termoeétrico com junção de referência a 0 °C, permite obter valores de temperatura absoluta na junção de medição. Adaptado de [57].

Na aplicação de circuitos termoeétricos é necessário que a temperatura de referência seja conhecida, uma vez que os termopares, contrariamente aos demais sensores de temperatura, geram uma força eletromotriz dependente da diferença de temperatura entre as suas uniões. Desta forma, a temperatura na junção de medição será o resultado da soma da temperatura na união de referência, com a variação de temperatura associada à e.m.f resultante determinada pelo instrumento de medição [53].

Em sistemas de medição utilizados para fins laboratoriais, ou em operações de curta duração que envolvam um número reduzido de termopares, a manutenção da junção de referência a uma temperatura constante, estabelecida para o valor padrão da indústria $T_R = 0^\circ\text{C}$, ou para qualquer temperatura convenientemente controlada, é prática recorrente [48], [57].

Na instrumentação industrial, onde a utilização de banhos de água destilada para controlo da temperatura da junção de referência, não constitui uma solução em virtude do número de sensores aplicados, e em aplicações comerciais, nas quais a manutenção da junção de referência a uma temperatura constante não é conveniente, são utilizados dispositivos como: o *electronic ice bath* - placa com temperatura controlada mantida a 0°C , e à qual permanece conectada a união de referência do circuito termoeletrico; o *electronic ice point compensator* (figura 2.25); e o *cold junction compensator*, tratando-se os dois últimos, de dispositivos eletrónicos cujo funcionamento assenta na compensação de junção fria [47].

A compensação de junção fria consiste na medição da temperatura do bloco isotérmico, onde se encontra a junção de referência, por um termistor, RTD ou diodo. Em seguida, um circuito eletrónico do tipo *bridge circuit*, gera uma tensão residual proporcional à diferença entre a temperatura da junção de referência, medida pelo sensor termoresistivo, e o seu valor padrão $T_R = 0^\circ\text{C}$. Esta tensão é depois adicionada à e.m.f gerada pelo termopar, de modo que a força eletromotriz resultante medida pelo sistema, será equivalente à obtida caso a junção de referência estivesse fisicamente a 0°C [57]. O dispositivo de compensação de temperatura é normalmente instalado junto aos terminais de entrada do instrumento de medição [51].

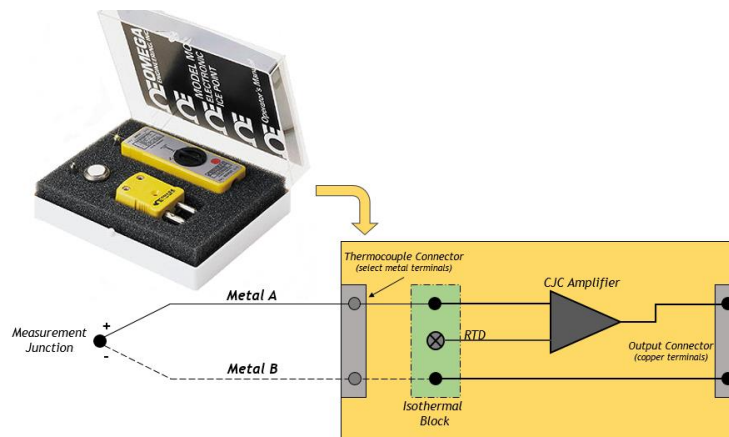


Figura 2.25: Diagrama simplificado de um *Electronic Ice Point Compensator* (em baixo à direita), e imagem real do dispositivo MCJ-K da Omega, a título de exemplo (acima). Adaptado de [47], [58].

Tipos de Termopar

Em teoria, um termopar pode ser obtido sempre que as uniões de dois metais quaisquer sejam mantidas a diferentes temperaturas, originando uma força eletromotriz de pequena intensidade, resultante do gradiente de temperatura verificado. No entanto, apenas algumas combinações de metais se demonstram adequadas para utilização enquanto termopares, em processos de medição de temperatura [53].

Os fatores a considerar na seleção das combinações metálicas mais apropriadas e a classificação dos termopares, segundo os materiais utilizados, podem ser consultados nas subsecções A.1.3 e A.1.4 do Anexo A, respetivamente.

Os termopares com maior aplicabilidade nos processos de medição de temperatura são:

- **Termopar Tipo T** - termopares cobre/constantan são geralmente utilizados em medições de alta precisão para temperaturas entre os -250 °C e os 350 °C, em atmosferas inertes ou oxidantes. Acima dos 400 °C, a rápida oxidação do termoelemento de cobre e os cuidados adicionais exigidos pela elevada condutividade térmica do mesmo, reduzem o potencial de utilização deste tipo de termopar;
- **Termopar Tipo J** - comumente designados termopares ferro/constantan, foram durante anos os termopares padrão para a maioria das aplicações industriais, devido ao seu baixo custo e elevado coeficiente de Seebeck. Podem ser utilizados em segurança e, com degradação mínima, em atmosferas redutoras entre os 0 e os 550 °C. Um termopar tipo J produz leituras precisas durante 1000 horas, quando sujeito a uma temperatura contínua de 760 °C;
- **Termopar Tipo E** - termopares chromel/constantan apresentam baixa condutividade térmica, elevada resistência à corrosão e, o coeficiente de Seebeck mais elevado de entre os termopares aqui considerados, pelo que a sua utilização no intervalo de -250 a 900 °C, é considerada sempre que uma e.m.f superior seja necessária. Para aplicações a baixa temperatura os termopares do tipo E são os mais adequados, pois geram um sinal de saída de intensidade superior ao apresentado pelos demais dispositivos da sua classe;
- **Termopar Tipo K** - os termopares chromel/alumel são particularmente indicados para utilização em atmosferas oxidantes. As características exibidas fizeram deles os substitutos naturais dos termopares tipo J, em grande parte das aplicações industriais, razão pela qual são atualmente os dispositivos termoelétricos mais utilizados. Para além de apresentarem a maior resistência à oxidação de entre os termopares constituídos por metais de base, são também aqueles com melhor desempenho para medições entre os 650 e os 1200 °C. Para valores de temperatura inferiores revelam alguma instabilidade. Um termopar tipo K produz leituras precisas durante 1000 horas, quando sujeito a uma temperatura contínua de 1150 °C;

Em aplicações onde as temperaturas esperadas exijam materiais com um ponto de fusão mais elevado, recorre-se habitualmente a termopares do **Tipo S e R**, compostos por platina e ródio em diferentes proporções, e cuja estabilidade funcional entre os 400 e os 1600 °C, é superior ao de qualquer outra combinação de metais utilizada [48], [51], [53].

Na tabela A.1 do Anexo A, são mencionadas algumas das principais características associadas aos termopares acima referidos, das quais importam salientar: a composição, os limites de funcionamento, a e.m.f resultante, o custo e o código de cores ANSI utilizado.

Proteção de Termopares e Tipos de Junções

Em muitas aplicações é necessário que os fios metálicos que constituem os termopares sejam isolados química e eletricamente, relativamente ao meio de interesse.

Considerando que as medições de temperatura com recurso a termopares são realizadas nas mais variadas condições de pressão e temperatura, e em atmosferas de constituição variada onde a presença de agentes corrosivos e abrasivos é uma constante, foram desenvolvidos tubos de proteção e isolantes químicos e elétricos, ver subsecção A.1.5 do Anexo A, para que os termopares e termoelementos associados, mantenham um desempenho adequado perante os diversos ambientes de operação.

A utilização de um tubo de proteção pressupõe uma resistência térmica adicional entre o termopar e o meio de interesse, para além de provocar o aumento da transferência de calor por condução, ao longo do próprio revestimento, pelo que se torna mais difícil aproximar a junção de medição da temperatura a ser medida. O tempo necessário para que a diferença de temperatura entre a junção de medição e o meio de interesse seja minimizada, depende da utilização de metais de proteção com condutibilidade térmica elevada, e ainda do tipo de configuração utilizada na junção do termopar [53].

Os termopares com revestimento apresentam um de três tipos de junções [54]:

- **Grounded Junction** - os fios do termopar encontram-se fisicamente conectados à parede interna do tubo de proteção. A boa taxa de transferência de calor traduz-se num tempo de resposta inferior ao exibido pela junção do tipo *ungrounded*. Configuração indicada para aplicações de alta pressão, com gases/líquidos corrosivos, em repouso/movimento;
- **Ungrounded Junction** - a falta de contacto entre a junção de medição e as paredes de revestimento, permite o isolamento elétrico do termopar e aumenta o tempo de resposta comparativamente com a junção do tipo *grounded*. Configuração recomendada para meios corrosivos com pressão elevada, onde a insulação elétrica do termopar é essencial;
- **Exposed Junction** - o termopar prolonga-se para além da extremidade do tubo de proteção. A exposição da junção de medição ao meio de interesse, garante um tempo de resposta inferior ao apresentado por qualquer outro tipo de junção, mas condiciona a sua utilização a aplicações não corrosivas de baixa pressão.

Precisão

A precisão de um termopar é determinada pela pureza do termoelemento utilizado e pelas características da junção de medição.

Cada tipo de fio apresenta os seus limites de erro, de acordo com a homogeneidade do material que o compõe. Assim, a aplicação de tolerâncias reduzidas durante a fabricação e teste destes componentes, determina a criação de termopares mais exatos e com melhor desempenho [47].

Também a junção do termopar condiciona a exatidão apresentada, uma vez que o material de adição usado em junções soldadas; a conservação de um contacto térmico adequado entre a união dos termoelementos e o meio de interesse; e a redução das perdas de calor por condução entre a junção e os fios do termopar, vão determinar a proximidade entre a temperatura medida e a temperatura real do meio, estabelecendo assim o rigor de medição [53].

Vantagens

Os termopares são habitualmente referidos como sensores de temperatura padrão para aplicações nas mais diversas áreas, devido a uma série de vantagens comparativamente com os demais sensores disponíveis no mercado [48].

A simplicidade destes dispositivos permite que os mesmos sejam produzidos numa vasta gama de tamanhos, com diâmetros a variar entre 0.010” e 0.25”, pelo que se tornam excelentes opções quando a aplicação de micro-sensores é imprescindível [47].

A diversidade de revestimentos desenvolvidos e os tipos de junções existentes, quando associados a termoelementos de varias dimensões, resultam na criação de sondas resistentes ao choque e a vibrações, com elevada sensibilidade, baixo tempo de resposta, e capacidade para suportar condições de funcionamento extremas [48], [52].

Embora não tão exatos quanto os sensores termoresistivos, os termopares podem ser utilizados para monitorização de temperaturas entre os -270 e os 3000 °C, sem recurso a fontes de energia externas, e a um custo substancialmente inferior [51].

Desvantagens

Os termopares são dispositivos versáteis, porém, existem algumas particularidades relativas ao seu funcionamento, que devem ser consideradas sob pena de influenciarem o seu desempenho.

Em sistemas desta natureza, a compensação de junção fria (CJC), é essencial na obtenção de uma força eletromotriz resultante, coerente com a temperatura absoluta do meio de interesse, contribuindo significativamente para o grau de exatidão do termopar [48].

A e.m.f produzida por um termopar não é proporcional à temperatura medida. Assim, e considerando que os termopares são constituídos por uma grande diversidade de metais, e que cada combinação gera uma e.m.f característica para a mesma diferença de temperatura, então a relação e.m.f - temperatura para cada tipo de termopar, ver subsecção A.1.6 do Anexo A, deve ser determinada experimentalmente [53].

Para além da não linearidade apresentada, o sinal de saída de um termopar apresenta baixa intensidade, geralmente na ordem dos 10 - 80 $\mu V/^{\circ}C$, pelo que é necessária a utilização de técnicas de eliminação de ruído exterior, complementadas com o uso de instrumentos de medição de grande resolução, tais como os voltímetros e multímetros digitais [51].

Dispositivos Termoresistivos - RTD

Os RTD são dispositivos de medição de temperatura, amplamente utilizados em aplicações industriais, cujo princípio de funcionamento assenta na variação previsível e aproximadamente linear da resistência elétrica de um metal condutor, com a temperatura [54].

A preservação das características fundamentais de um RTD, tais como: a linearidade, a precisão e o coeficiente de resistência positivo - aumento da resistência elétrica com a temperatura, é garantida pela utilização de metais puros, como a platina, na produção de elementos resistivos.

Este tipo de sensor é constituído por um longo filamento metálico de diâmetro reduzido, disposto em forma de serpentina ou bobine, e envolto por um substrato de cerâmica ou vidro. Dada a fragilidade do dispositivo, é usual a aplicação de um material metálico de revestimento, por exemplo o Inconel, que fornece suporte e proteção ao sensor [47].

Em teoria, qualquer condutor poderia ser utilizado na medição de temperatura, no entanto, fatores como: o custo, o coeficiente de resistência à temperatura, a resistência à oxidação e as limitações do processo de manufatura, reduzem substancialmente a escolha [51]. Assim, os materiais mais adequados na construção de elementos termoresistivos, em função das características apresentadas, são referidos na subsecção A.2.1 do Anexo A.

Limites Operacionais e Precisão dos RTD

Os RTD de platina são tipicamente utilizados para temperaturas entre os -260 e os 962 °C, possuem um coeficiente de resistência de 0.00385 ohm/°C e resistência de 100 ohm a 0 °C, de acordo com os padrões da IEC (International Electrotechnical Commission).

Enquanto sensores resistivos, os RTD necessitam que uma corrente elétrica seja injetada no circuito, por ação de uma fonte de energia externa, de modo que a diferença de potencial gerada através da resistência, seja associada ao valor de temperatura correspondente. Se a intensidade da corrente que percorre o circuito for demasiado elevada, torna-se inevitável a dissipação de energia ao longo do elemento resistivo, num processo designado por *self heating*. A sua redução é conseguida por uma diminuição na intensidade da corrente, ou através da utilização de elementos com resistências nominais elevadas de 500 e 1000 ohm a 0 °C.

Para além do impacto do fenómeno acima mencionado na precisão dos RTD, também a resistência dos cabos elétricos que conectam o RTD ao circuito de medição pode condicionar o desempenho destes sensores, introduzindo erros adicionais nas medições de temperatura obtidas. Em elementos RTD de platina com resistências reduzidas, na ordem de 100 ohm, o erro gerado pela resistência elétrica dos cabos, será substancialmente superior ao verificado num elemento de 1000 ohm, integrado no mesmo circuito e perante as mesmas condições.

A precisão atingida pelos RTD de platina industriais varia entre os ± 0.01 °C e os ± 0.2 °C, para um intervalo de temperatura de 0 a 300 °C.

De forma a atenuar os erros decorrentes dos efeitos referidos, foram desenvolvidos circuitos de medição de temperatura, ver subsecção A.2.2 do Anexo A, que permitem atingir vários níveis de precisão, minimizando o ruído e aumentando a fiabilidade das leituras [47], [51], [54].

Vantagens

Os RTD apresentam algumas vantagens relativamente aos restantes sensores de temperatura [48]. Estes elementos resistivos, e em particular os RTD de platina, são comumente utilizados devido à elevada estabilidade, exatidão, resistência química e à corrosão, e capacidade para operar numa vasta gama de temperaturas.

Comparativamente aos termopares e termístores, os dispositivos termoresistivos de platina produzem um sinal de saída que varia de forma aproximadamente linear com a temperatura. Esta tendência, representada na figura 2.26, é justificada pela grande estabilidade da platina e pela solidez do seu coeficiente de resistência, propriedades que derivam do grau de pureza e repetibilidade deste material [51], [52].

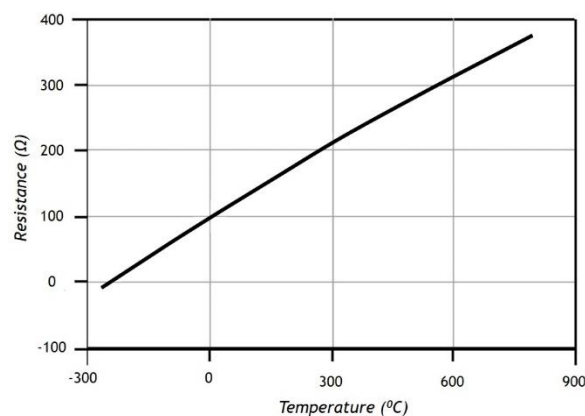


Figura 2.26: Curva Resistência vs Temperatura para RTD de platina de 100Ω , com $\alpha_T = 0.00385$ [52].

Desvantagens

Estes sensores são mais caros do que termístores e termopares, e a sua capacidade de resposta é inferior por comparação com os demais.

O seu funcionamento adequado está dependente de uma fonte de energia externa, da compensação da resistência adicional imposta ao circuito pelos cabos de transmissão de sinal e ainda, da minimização dos efeitos de *self-heating* no elemento, que invariavelmente introduzem erros nas medições de temperatura obtidas.

Em comparação com os termístores, dispositivos que atuam segundo o mesmo princípio de operação, os RTD geram variações de resistência inferiores quando sujeitos à mesma variação de temperatura, pelo que são mais suscetíveis à influência de perturbações externas [48], [54].

Dispositivos Termoresistivos - Termístores

Os termístores são sensores termoresistivos, pelo que o seu princípio de operação é idêntico ao referido para os sensores RTD. Estes dispositivos são compostos por semicondutores sensíveis à temperatura, que exibem grandes variações de resistência elétrica quando expostos a pequenas alterações de temperatura. No entanto, e tal como é possível comprovar na figura 2.27, esta relação não é linear, pelo que não pode ser caracterizada por um coeficiente único, contrariamente ao verificado para os RTD de platina [54].

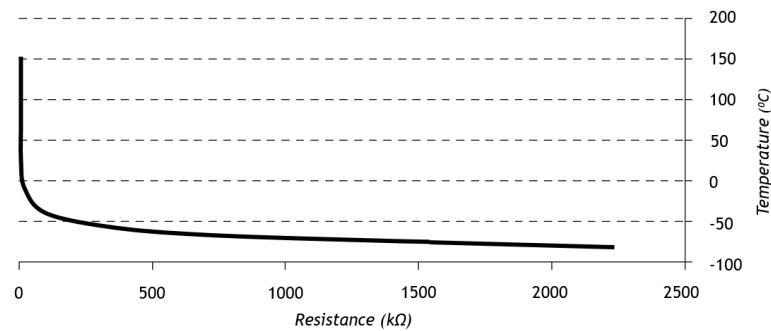


Figura 2.27: Curva Resistência vs Temperatura para um termistor de 3 kΩ [47].

Os materiais semicondutores habitualmente utilizados, detêm um coeficiente de temperatura negativo (NTC), isto é, a resistência elétrica diminui com o aumento da temperatura [48].

Os termístores são produzidos a partir de misturas de óxidos de níquel, manganésio, ferro, cobre, cobalto, magnésio, titânio e outros metais, a que se associam ainda materiais cerâmicos modificados. Estes dispositivos estão disponíveis em várias configurações (figura 2.28): termístores do tipo gota, tubo, anilha e disco, com dimensões a partir dos 0.07 mm de diâmetro. O encapsulamento de termístores em tubos de aço inox, resina epoxídica e vidro é uma possibilidade, conferindo ao sensor maior resistência e capacidade para operar sob condições austeras [51].



Figura 2.28: Principais configurações e tipos de encapsulamento de termístores [59].

Limites Operacionais e Precisão

Os termístores são utilizados para intervalos de temperatura entre os -80 e os 150 °C, embora existam semicondutores específicos com intervalos de operação de magnitude superior.

A gama de funcionamento de um termistor é determinada pela sua capacidade em gerar variações de resistência mensuráveis, para uma dada variação de temperatura, respeitando as limitações de dissipação de energia que impedem a ocorrência de *self heating*.

A tendência demonstrada pelos termístores no que se refere à relação resistência / temperatura, faz destes dispositivos a escolha natural para aplicações a baixa temperatura, e onde a amplitude térmica reduzida ± 10 °C, exija equipamentos com maior sensibilidade.

A precisão de um termistor é influenciada por fatores como [47]:

- **Processo de fabricação do material semiconductor** - quanto mais apertadas forem as tolerâncias do processo de manufatura, mais precisos serão os termístores resultantes;
- **Seleção do circuito de medição** - embora a resistência elevada dos semicondutores elimine a necessidade de aplicação de um *four-wire bridge circuit*, é necessária a escolha adequada da intensidade de corrente injetada no circuito, à semelhança do que acontece com os RTD. Se a corrente que atravessa o termistor for insuficiente, o sinal de saída pode ser influenciado pelo ruído exterior e, se por outro lado, a corrente injetada for excessiva, a dissipação de calor através do elemento ultrapassa os limites estabelecidos, provocando erros de medição;
- **A linearização do sinal de saída** - não sendo o termistor um dispositivo linear, é requerida a aplicação de algoritmos para a criação de uma escala de saída linearizada, procedimento que aumenta a incerteza nas medições.

Apesar da influência dos fatores referidos, os termístores podem atingir níveis de precisão muito elevados, na ordem dos ± 0.01 °C a ± 0.05 °C, embora as soluções disponíveis comercialmente exibam um rigor de ± 1 °C [51].

Vantagens

Os termístores são dispositivos de medição de temperatura simples, que podem ser facilmente integrados em circuitos de medição do tipo *two-wire circuit*, uma vez que a resistência adicional dos cabos elétricos é irrelevante, quando comparada com a elevada resistividade dos semicondutores usados.

A possibilidade de serem produzidos com dimensões reduzidas, faz com que estes dispositivos possam responder mais rapidamente a variações de temperatura, pelo que a sua sensibilidade é elevada e o seu tempo de resposta relativamente curto [48].

O recurso a semicondutores, em detrimento de metais de elevada pureza, permite que os termístores apresentem grandes variações de resistência com a temperatura, a um custo reduzido [54].

Desvantagens

Os termístores são sensores mais frágeis do que os RTD e termopares, e estão mais suscetíveis à descalibração provocada por alterações nas propriedades dos semicondutores [48], [51].

Estes sensores apresentam um intervalo de funcionamento reduzido, não estando aptos para aplicações de elevada temperatura. Tal como os RTD, também os termístores requerem a injeção de corrente elétrica no circuito, através de uma fonte de energia externa, pelo que estão sujeitos a imprecisões por sobreaquecimento do elemento resistivo, no caso da corrente injetada ser desadequada às necessidades do sistema de medição [54].

A variação da resistência de um termístor apresenta um comportamento não linear e, como tal, há necessidade de proceder à aplicação de técnicas de linearização do sinal de saída, de forma a obter medições exatas [52].

Sondas De Fibra Ótica De Alta Temperatura

A aplicação de fibra ótica no desenvolvimento de sensores teve como principal objetivo a criação de novas tecnologias, capazes de garantir maior robustez e fiabilidade na monitorização de diferentes parâmetros físicos, sob condições de funcionamento extremas, tais como, as verificadas na secção quente das turbinas de gás [60].

Assim, realizaram-se diversos estudos, com vista ao aproveitamento das propriedades da fibra ótica no desenvolvimento de sensores de alta temperatura, para aplicação no controlo de processos de combustão e na monitorização da temperatura de componentes de turbinas [51].

Os sensores óticos podem ser classificados como *intrínsecos* - quando a fibra é utilizada como sensor e meio de transmissão da informação, ou *extrínsecos* - a fibra apenas transmite o sinal de luz entre a fonte e o meio a ser monitorado, ou a partir deste até ao sistema de deteção.

De entre os diversos sensores de fibra ótica, os mais comumente utilizados são os FBG (*Fiber Bragg Grating*) (figura 2.29). Quando sujeitos a um espectro de feixes de luz, estes dispositivos refletem a radiação com um comprimento de onda específico (comprimento de onda Bragg), que pode sofrer variações como resposta a alterações de temperatura e/ou deformação [61].

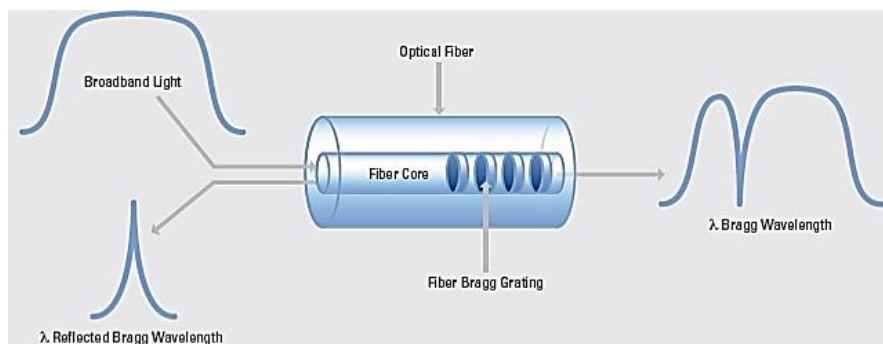


Figura 2.29: Funcionamento de um sensor ótico FBG [61].

Limite Operacional e Precisão

A evolução da tecnologia de fibra ótica conduziu ao desenvolvimento de diversos sensores com configurações distintas, e cujo princípio de funcionamento assenta na observação dos seguintes fenómenos óticos: reflexão ótica, dispersão, interferência, absorção, fluorescência e geração de radiação térmica [51]. Assim, os limites de operação destes instrumentos são estabelecidos de acordo com a sua tipologia.

Os sensores do tipo FBG possuem capacidade para exposição de longo prazo a temperaturas de até 1000 °C, sem revestimento de proteção [60]. No entanto, existem sensores de fibra ótica no mercado, com capacidade para operar em intervalos de temperatura de 100 a 4000 °C.

A precisão destes sensores está dependente do tipo de transdutor usado, contudo, reportou-se um nível de rigor de ± 1 °C, para medições realizadas com *sapphire rod device*¹⁷ a 1000 °C [51].

Vantagens

Os sensores de fibra ótica apresentam múltiplas vantagens relativamente às demais técnicas intrusivas de medição de temperatura.

Enquanto dispositivos óticos, estes sensores são imunes aos efeitos de interferência eletromagnética, pelo que não necessitam de isolamento elétrico. De acordo com esta característica, os sensores de fibra ótica podem ser aplicados em ambientes fortemente carregados eletricamente, ou onde a ocorrência de descargas elétricas é uma possibilidade.

A imunidade química destes dispositivos permite a sua operação em condições extremas e, o diâmetro reduzido apresentado pelos filamentos de fibra ótica possibilita a sua fácil integração sem alterações estruturais significativas.

O uso de sensores de fibra ótica do tipo *Fiber Bragg Grating* permite a integração de múltiplos sensores numa única fibra, sem que haja necessidade de inúmeras fontes de alimentação [60].

Thermographic Phosphors Thermometry

A luminescência é um fenómeno produzido por diversas fontes de energia que não o calor, distinguindo-se, portanto, da incandescência, da radiação de corpo negro e, de qualquer outro efeito que provoque a emissão de radiação, por um material a alta temperatura [62].

A *Thermographic Phosphors Thermometry* (TPT), método assim designado devido à utilização de substâncias fluorescentes (*phosphors*) enquanto sensores de temperatura, tem como base de funcionamento a dependência térmica das características emissivas de alguns materiais.

¹⁷ **Haste de safira monocristalina** - componente integrado em sondas de fibra ótica de alta temperatura, e cuja função é a de captar a energia radiante proveniente do meio de interesse, encaminhando-a para a fibra ótica, através da qual é transmitida ao detetor.

Esta técnica, apesar de semi-invasiva, pois pressupõe a adição de um revestimento de *phosphor* e subsequente observação remota do fenómeno de luminescência, apresenta-se como uma solução bastante atrativa na medição de temperatura em superfícies, e detém grande importância e aplicabilidade na indústria aeronáutica [51]. Na figura 2.30 encontra-se esquematizado um sistema de medição de temperatura com recurso a *thermographic phosphor*.

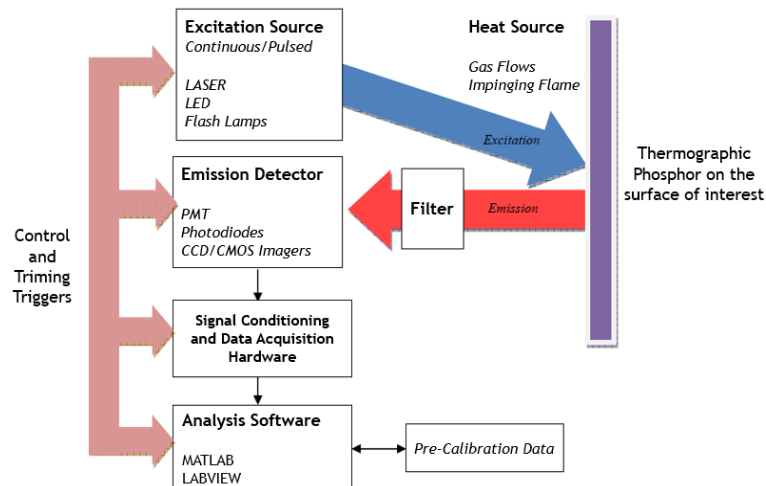


Figura 2.30: Configuração genérica para um sistema de medição TPT [62].

Durante décadas, algumas organizações e universidades, tais como: a NASA, a Rolls Royce, a Pratt and Whitney, o Imperial College, a Universidade de Cranfield, o VKI for Fluid Dynamics, entre outros, têm contribuído significativamente para a evolução da *thermographic phosphor thermometry*, nomeadamente, através dos projetos desenvolvidos por A.L. Heyes, C.H. Sieverding e J.F. Brouckaert, no sentido de promover a aplicação do referido método, na monitorização e inspeção não destrutiva de componentes, em turbinas de gás.

O desempenho de uma turbina de gás é fortemente influenciado pela temperatura à entrada da turbina, pelo que é essencial que este parâmetro se mantenha a um nível tão elevado quanto possível. Atualmente, as temperaturas atingidas na secção quente do *core* excedem o ponto de fusão dos materiais que constituem os seus elementos, pelo que a aplicação de técnicas de medição como a TPT, na gestão térmica das *Vanes* e das pás da turbina, torna-se essencial ao normal funcionamento destes motores [62]-[64].



Figura 2.31: Foto pós-teste de uma *Nozzle Guide Vane* dupla, com um perfil danificado [64].

As turbinas de gás modernas incorporam revestimentos térmicos de matriz cerâmica: *thermal barrier coatings* (TBC), nos seus componentes, conferindo-lhes maior resistência à corrosão e capacidade para operar a elevadas temperaturas [64]. Se a esta camada for adicionada uma segunda, composta por um fosfor como o Dy:YAG¹⁸, obtém-se um revestimento térmico sensível à temperatura: *thermal barrier sensor coating* (TBSC), cuja variação de luminescência pode ser associada à temperatura superficial dos componentes, através de dois procedimentos comumente utilizados.

A primeira abordagem, centra-se nas alterações do espectro de emissão, como resultado de variações induzidas pela temperatura, na distribuição de eletrões ao longo de uma superfície. O segundo procedimento, designado por *multi-phonon quenching model*, tem como princípio de operação a emissão de um feixe de luz, e observação da taxa de decadência das emissões emanadas pelo composto fluorescente, presente no revestimento superficial de um dado componente [63].

Este segundo método pressupõe a aplicação de um revestimento térmico sensível à temperatura, na superfície do objeto cuja temperatura se pretende medir. Em seguida, uma sonda de fibra ótica é utilizada para direcionar um pulso de luz, emitido por laser, até à região de medição. A luz incidente ativa a substância fluorescente, promovendo a excitação dos seus átomos a estados de energia superiores, a que se segue a libertação de fotões, impulsionada pelo retorno dos eletrões de valência de cada átomo, ao estado fundamental [64].

O fenómeno induzido na superfície de interesse é dependente da temperatura, portanto, se a decadência das emissões - variação da luminescência com o tempo, é caracterizada por uma função exponencial (figura 2.32), então a sua constante de tempo pode ser usada na derivação da temperatura [63].

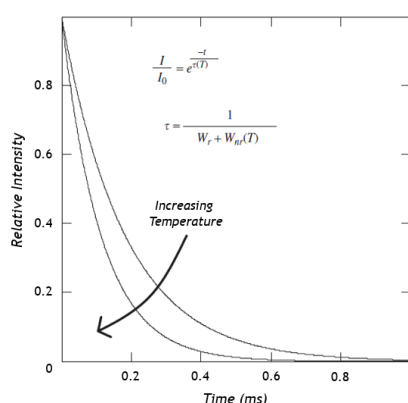


Figura 2.32: Declínio das emissões em função do tempo para um *thermographic phosphor* [63].

¹⁸ **Dy:YAG** - *dysprosium-doped yttrium aluminum garnet*, é um material fluorescente, pelo que produz luminescência quando exposto a uma luz com comprimento de onda específico [64]. Dada a capacidade para produzir medições a elevadas temperaturas, é fortemente utilizado em revestimentos de componentes, para posterior aplicação em termometria por *Thermographic Phosphors*.

O sinal de luminescência emitido pela superfície do componente é captado pela sonda, transmitido através de um filamento de fibra ótica e, detetado por um tubo fotomultiplicador (PMT). Com auxílio de um osciloscópio, o sinal proveniente do PMT é convertido em formato digital para posterior armazenamento [64].

Limites Operacionais e Precisão

A *Thermographic Phosphors Thermometry* é um método de medição de temperatura que recorre a materiais fluorescentes de base cerâmica, bastante estáveis e com pontos de fusão elevados, que podem ser aplicados na medição de temperaturas até aos 2000 °C. Os limites de operação para cada material são estabelecidos, de acordo com a capacidade da mesma em produzir variações de luminescência com a temperatura, que possam ser detetadas e medidas convenientemente [63].

Recorrendo a esta técnica, e mais concretamente ao modo de observação da taxa de decadência das emissões em materiais luminescentes, é possível atingir sensibilidades na ordem dos 0.05 °C, e um rigor de medição superior a ± 1 °C [51].

Vantagens

A TPT permite a execução de medições mais abrangentes, na medida em que a temperatura de qualquer ponto ao longo de uma superfície pode ser determinada, por oposição às medições localizadas obtidas com a instalação de termopares, RTD e termístores. A robustez e estabilidade dos materiais utilizados, permite a aplicação desta técnica em ambientes, cujas condições extremas não seriam suportadas pelas demais sondas de temperatura invasivas [50], [63].

Outra das mais-valias apresentadas pelo método refere-se à sua independência relativamente à emissividade dos corpos, cuja temperatura está a ser monitorizada [51].

No trabalho desenvolvido por Tobin et al [65], ficou demonstrada a viabilidade de aplicação da TPT na monitorização da temperatura em turbinas, para velocidades no eixo de até 10500 rpm, e temperatura máxima de 1000 °C. Esta característica constitui um dos principais fatores diferenciadores relativamente às demais técnicas invasivas ou semi-invasivas.

Termografia por Infravermelhos

A termografia por infravermelhos (IV) é uma técnica de medição não invasiva, que permite obter valores de temperatura através da aquisição e processamento da radiação térmica emitida pelos corpos, na região infravermelha do espectro eletromagnético.

“Infrared radiation is the energy radiated by the surface of an object whose temperature is above absolute zero. The emitted radiation is a function of the temperature of the material; the higher the temperature, the greater the intensity of the infrared energy emitted.” [66]

Para além da temperatura, também a emissividade¹⁹ exerce influência sobre a intensidade da radiação IV emitida por um objeto. Esta propriedade é característica do estado superficial do corpo emissor e, é sensível às alterações de textura, composição e microestrutura do mesmo.

A aplicação da tecnologia infravermelha na medição de temperatura tem por base a Eq. 2.1, designada Equação de Stefan-Boltzmann, a qual permite determinar a potência irradiada pela superfície de um corpo em função da respetiva emissividade e temperatura [54], de acordo com a tendência apresentada na figura 2.33.

$$W = \varepsilon_{\lambda} \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (2.1)$$

W - Potência emissiva irradiada por unidade de área [W/m^2];

ε_{λ} - Emissividade [$0 \leq \varepsilon_{\lambda} \leq 1$];

σ - Constante de Stefan-Boltzmann = $5.669 \times 10^{-8} W/m^2K^4$.

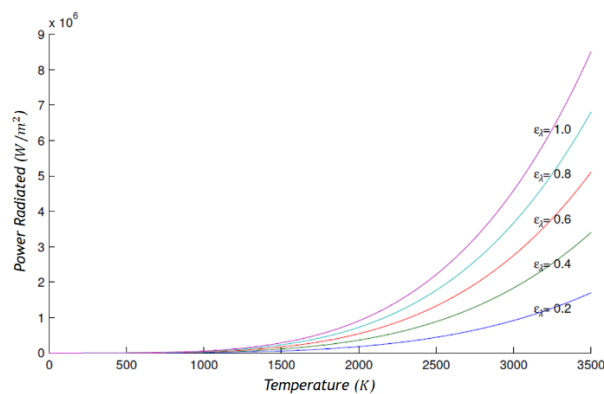


Figura 2.33: Lei de Stefan-Boltzmann - potência irradiada por um corpo com diferentes emissividades [66].

Os equipamentos de infravermelhos mais simples são denominados pirómetros (figura 2.34 (a)), e produzem um único sinal de saída através da utilização de apenas um elemento sensor. Existem, contudo, as câmaras de infravermelhos (figura 2.34 (b)), que integrando múltiplos sensores, produzem imagens detalhadas da fonte, cuja temperatura se pretende medir.



Figura 2.34: a) Pirómetro OMEGA OS524E Series [58]; b) Câmara IV de imagem térmica TESTO 875i [67].

¹⁹ Emissividade (ε_{λ}) - definida formalmente para um comprimento de onda λ , como a razão entre a energia de radiação emitida por um corpo e a radiação que seria emitida por um corpo negro (transmissividade e refletividade nulas), à mesma temperatura [66]. Este parâmetro varia entre 0 e 1 (corpo negro).

As imagens adquiridas com a utilização de câmaras de infravermelhos são convertidas em imagens visíveis (termogramas) (figura 2.35), pela atribuição de diferentes cores aos níveis de energia infravermelha irradiada. Assim, torna-se possível mapear a distribuição de energia térmica ao longo da superfície de interesse, e se necessário, obter informações quantitativas de temperatura [51], [66].

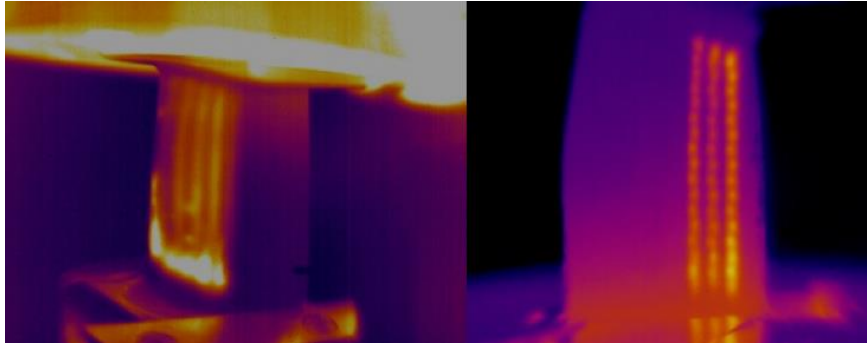


Figura 2.35: Estudo da Rolls Royce - Análise ao sistema de arrefecimento interno de uma pá de turbina, com base em termografia por infravermelhos [68].

Um sistema de medição de temperatura por infravermelhos é composto por: uma fonte ou alvo da medição; o ambiente - meio pelo qual a energia de radiação é transmitida; e o dispositivo de medição - inclui um sistema ótico, um detetor de radiação ou transdutor, e um sistema de amplificação, controlo, amostragem e armazenamento de dados [50].

O fator de diferenciação entre os vários sistemas de termografia por infravermelhos, reside no método aplicado pelo detetor de radiação, para fazer corresponder a energia irradiada a um sinal de temperatura mensurável. Assim, os detetores de radiação utilizados podem ser agrupados em três categorias principais, mencionadas na subsecção A.3.1 do Anexo A.

Limites Operacionais e Precisão

A termografia por infravermelhos não pressupõe o contacto direto com o meio de interesse, mas sim, uma observação remota da radiação por ele emitida. Como tal, a sua gama de operação estabelecida entre os -220 e os 5700 °C, é mais extensa do que a apresentada pelas demais técnicas de medição de temperatura, anteriormente referidas neste documento.

No que se refere à precisão das medições obtidas, os equipamentos comerciais com detetor de radiação do tipo pirómetro ótico com filamento de tungsténio, apresentam tipicamente um rigor de ± 1 °C a 775 °C e de ± 5 °C a 1225 °C. Os dados obtidos para alguns detetores térmicos, apontam para um erro de aproximadamente 0.2 % da faixa total de temperatura medida. Os valores mencionados são meramente indicativos, podendo sofrer alterações caso se verifique: atenuação da radiação entre a fonte e o equipamento de medição, deteção de radiação de fundo refletida no alvo, incertezas na emissividade do alvo e, erros provocados pelo equipamento [51].

Vantagens

A termografia por infravermelhos, à semelhança das demais técnicas de medição não intrusivas, deve ser aplicada por um operador experiente e, com um conjunto de competências específicas, cujo domínio do método e da tecnologia, permita a obtenção de medições de temperatura fiáveis e com a máxima exatidão.

Esta técnica, quando convenientemente aplicada, apresenta inúmeras vantagens relativamente às demais tecnologias de medição de temperatura [50], [66]:

- Enquanto tecnologia não-invasiva, pode ser utilizada na monitorização térmica de corpos em movimento, ou em aplicações de alta temperatura ou quimicamente reativas, onde a instalação de sondas de temperatura é impraticável;
- Dado que a medição é realizada remotamente e, como tal, não pressupõem a introdução de sensores no meio de interesse, a distorção induzida na distribuição de temperatura é desprezável, e os efeitos sobre o alvo inexistentes;
- Para além de medições pontuais de temperatura, este método permite a obtenção de imagens térmicas 2D, com a distribuição de temperatura ao longo da superfície de interesse;
- A termografia por infravermelhos não apresenta efeitos de radiação indesejáveis, tais como os associados à obtenção de imagem por raios-X, pelo que esta técnica é adequada para uso prolongado ou repetitivo.

Todas as técnicas de medição, e em particular as desenvolvidas em detalhe pelo autor, permitem que a temperatura de qualquer corpo, seja determinada através da sua relação de dependência com fenómenos físicos mensuráveis.

A medição de temperatura, enquanto prática necessária para a monitorização e controlo de processos industriais, determinação da eficiência de máquinas térmicas e aferição do estado de funcionamento de turbomáquinas, levou ao desenvolvimento de novas soluções, com limites de operação mais abrangentes e a robustez necessária para suportar as condições de funcionamento das mais diversas aplicações, em contexto industrial.

Capítulo 3

Sensor de Pressão e Temperatura T25/P25 - Restituição à Condição Funcional

No presente capítulo será apresentada de forma detalhada, a metodologia experimental adotada pelo autor, na restituição da sonda de pressão e temperatura T25/P25, à sua condição funcional. Este trabalho foi desenvolvido nas instalações da TAP M&E, sitas no Aeroporto Humberto Delgado, em Lisboa.

3.1. Enquadramento

A TAP M&E adquiriu no passado, uma sonda de pressão e temperatura T25/P25 junto da CFMI. A ferramenta, projetada por C. E. Kennedy em 1981, apresentou desde cedo algumas fragilidades prontamente identificadas pelos técnicos do BE.

A falta de espaço na região de instalação da sonda, associada à utilização de um tubo de pressão rígido, que conecta a tomada de pressão ao suporte do motor, resultou invariavelmente na rotura do mesmo, durante as operações de montagem e desmontagem [34].

De forma a manter a sonda operacional, os técnicos do BE tentaram encontrar uma solução provisória, representada na figura 3.1, e que consistiu na utilização de um tubo flexível em *nylon* para unir as duas extremidades do tubo metálico original.

A solução obtida não se revelou funcional, uma vez que a união sobreposta não apresenta a resistência necessária para evitar a separação dos tubos e, o ponto de fusão do *nylon* é demasiado baixo para resistir às temperaturas sentidas nas proximidades do HPC, local onde se mantém a linha de pressão durante a realização do teste ao motor.



Figura 3.1: Sonda TP25, com solução de recurso aplicada pelos técnicos do banco de ensaios da TAP M&E.

Assim, e considerando que os valores obtidos nesta estação não fazem parte dos parâmetros exigidos para aceitação do motor, optou-se por retirar a sonda TP25 de funcionamento.

Mais recentemente, e na sequência do projeto de desenvolvimento de uma ferramenta de previsão de desempenho, mencionado e descrito na subsecção 1.2.4, foram identificadas algumas secções do reator CFM56-3, cujo conhecimento dos principais parâmetros termodinâmicos contribuiria de forma decisiva no refinamento do modelo de desempenho, criando condições para que a ferramenta mencionada contribua ativamente na definição das operações de manutenção, aplicadas aos motores intervencionados pela empresa.

Entre as principais zonas do reator, identificadas pela TAP M&E, encontra-se a estação aerodinâmica 25, pelo que a restituição da sonda TP25 à sua condição funcional, se tornou uma prioridade para o Departamento de Engenharia da Oficina de Motores.

Nas secções seguintes, será explicado o processo de modificação/reparação da sonda original, a partir do qual se obteve uma solução fiável e funcional, cujas medições alcançadas são fundamentais no isolamento termodinâmico entre o *Booster* e o HPC, permitindo o cálculo da eficiência isentrópica do compressor de alta pressão, a determinação da respetiva razão de pressões, e o estudo da influência de cada componente no desempenho global do motor.

3.2. Configuração Original da Sonda TP25

O processo de alteração da sonda de pressão e temperatura TP25, iniciou-se com a compilação da documentação técnica relativa à sua geometria, composição e gama de funcionamento.

Assim, foi reunida toda a informação necessária para o desenvolvimento de um protótipo, que partindo da configuração inicial da sonda (figura 3.2 (a)), e considerando as condições de operação e requisitos de instalação, resultasse numa solução melhorada, precisa e funcional.

Uma vez que a sonda de teste é considerada uma ferramenta de banco de ensaio, foi possível ao autor aceder aos desenhos técnicos [35] da mesma, fornecidos pela CFMI aquando da sua aquisição. A consulta destes documentos evitou o dimensionamento manual da geometria, e permitiu a representação rigorosa da sonda TP25 (figura 3.2 (b)), segundo as especificações de projeto, utilizando o *software* comercial multiplataforma (CAD/CAM/CAE) *CATIA V5*.

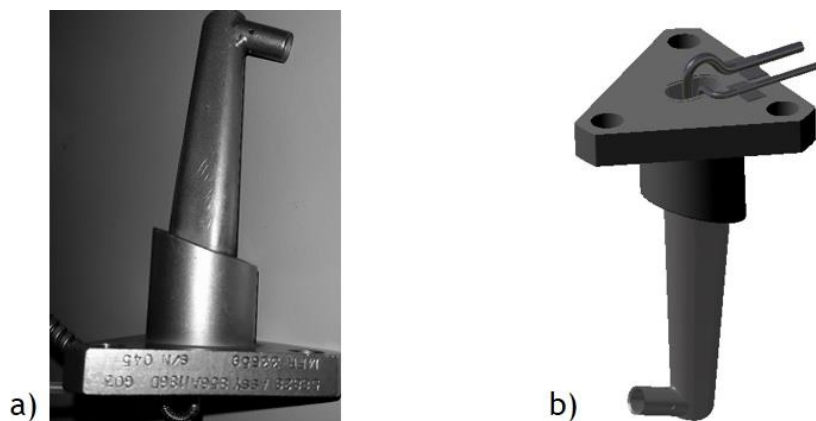


Figura 3.2: a) Fotografia da sonda TP25 original; b) Representação da configuração em *CATIA V5*.

3.2.1. Descrição da Ferramenta

A sonda de pressão e temperatura TP25_ASSY 856A1186 G03 é composta por dois componentes estruturais designados: flange de suporte/base e corpo da sonda, ver figura 3.3, que se encontram unidos por um cordão de soldadura, dando origem a uma peça única. A base da sonda possui uma flange com 3 furos, espaçados de forma desigual, de modo a garantir uma única posição de montagem no suporte do *Fan Frame*. O corpo da sonda representa a porção da ferramenta imersa no escoamento, e tem como função suportar e proteger os dois principais constituintes do sistema de medição: a tomada de pressão e o termopar tipo K, através dos quais são obtidas as medições de pressão e temperatura, respetivamente.



Figura 3.3: Representação em CAD dos principais componentes da sonda TP25.

Tabela 3.1: Especificações e descrição geral da ferramenta original. Adaptado de [69].

<i>Tool Version</i>	<i>Overall Dimensions</i>	<i>Weight</i>	<i>Effectivity</i>	<i>Purpose/Use</i>
856A1186 G03	Diameter: 58.93 mm	0.4 Kg	CFM56-2A	Test bed tool used to obtain temperature and pressure measurements at aerodynamic station 25 - HPC inlet.
	Height: 81 mm		CFM56-2B	
	Width: 47.31 mm		CFM56-2C	
			CFM56-3	

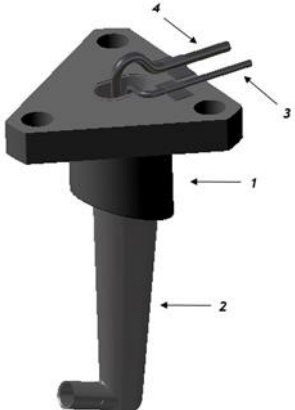
3.2.2. Composição Material

Aquando do projeto de um novo componente, a seleção de materiais constitui um procedimento de particular importância, na medida em que os mesmos devem reunir um conjunto de propriedades que lhes permitam suportar as condições de funcionamento expectáveis.

Centrando agora a atenção no presente caso, no qual se pretendem introduzir modificações num componente pré-existente, o método de seleção de materiais pode seguir uma de duas vias: o material proposto coincide com o definido pelo fabricante na produção do componente, e desta forma a resistência da adaptação às condições de funcionamento está garantida; ou um novo material que se entenda mais adequado é selecionado, considerando as suas propriedades mecânicas e térmicas, e ainda a compatibilidade com os materiais utilizados no componente original.

De modo a definir os materiais usados no fabrico da sonda TP25, realizou-se uma caracterização qualitativa e quantitativa da sua constituição, recorrendo a um *X-Ray Fluorescence Analyser*. A composição apresentada na tabela 3.2, obtida com recurso ao processo não intrusivo de identificação de ligas metálicas referido, coincide com as informações presentes nos desenhos técnicos da ferramenta [35], a que o autor posteriormente teve acesso.

Tabela 3.2: Composição da sonda de pressão e temperatura TP25 [35].

Nº	Component	Material	Standard	Remarks	3D Model
1	Sensor Support	Stainless Steel 321	SAE AMS 5510 AFNOR Z10CNNb18		
2	Sensor Rake	Inconel 625	SAE AMS 5599 AFNOR NC22DNb		
3	Pressure Tube	Stainless Steel 321	SAE AMS 5510 AFNOR Z10CNNb18	OD ²⁰ = 1.59 mm WT ²¹ = 0.254 mm	
4	Thermocouple Wire Shield Tube	Stainless Steel 321	SAE AMS 5510 AFNOR Z10CNNb18	OD = 2.36 mm WT = 0.254 mm	

Na tabela B.1 do Anexo B, é exibida a composição química dos materiais constituintes da sonda TP25 original, bem como as respetivas propriedades físicas e térmicas mais relevantes, que permitem compreender e justificar a sua utilização no fabrico da ferramenta em estudo.

3.2.3. Gama de Operação/Condições de Funcionamento

Estas informações representam um dos principais requisitos de projeto, condicionando a escolha dos materiais, a tecnologia aplicada e, conseqüentemente, os custos de produção.

A ferramenta em questão será instalada à entrada do HPC, região do motor onde se verificam temperaturas e pressões relativamente reduzidas, tais como as mostradas na tabela 3.3:

Tabela 3.3: Condições de funcionamento da sonda TP25 [70].

Thermodynamic Parameter	Operating Range
Core Engine Inlet Temperature (T25)	-20 a 350 °F +/- 2 °F -29 a 177 °C +/-1 °C
Core Engine Inlet Pressure (P25)	2.3 a 3 bar 33.4 a 43.5 psia 2.3x10 ⁵ a 3x10 ⁵ Pa

²⁰ OD - Outside Diameter [mm].

²¹ WT - Wall Thickness [mm].

3.3. Propostas de Resolução

A apresentação de soluções que permitam a aquisição de medições fiáveis na estação aerodinâmica 25 e, cuja simplicidade de instalação contribua para a redução dos tempos de preparação dos motores CFM56-3, constitui o grande objetivo desta secção.

De forma a satisfazer as pretensões da TAP M&E, e considerando os problemas associados à sonda original, referidos na secção 3.1, o autor propôs duas abordagens distintas com vista a promover a restituição da ferramenta à sua condição funcional.

Atendendo ao bom estado de conservação da sonda de pressão e temperatura, sem sinais visíveis de desgaste por erosão, as soluções apresentadas apostam na preservação do corpo aerodinâmico da sonda (*sensor rake*) e, na introdução de pequenas/grandes modificações ao nível da base da mesma (*sensor support*), como forma de se obter uma sonda de teste mais robusta, fiável e funcional.

3.3.1. Substituição da Linha de Pressão

A primeira solução proposta consiste na substituição do tubo metálico rígido que se encontra danificado na configuração original, por um tubo flexível produzido de material polimérico de alta resistência, capaz de suportar as condições de operação esperadas nesta região do motor.

Esta hipótese, apresentada na figura 3.4, implica a remoção parcial do tubo metálico original, de tal forma que a nova linha de pressão flexível seja integrada no interior do corpo da sonda, garantindo-se assim a integridade e a estanquicidade da união.



Figura 3.4: Proposta para substituição parcial da linha pressão.

Com a introdução desta pequena modificação garante-se o funcionamento da sonda após o processo de instalação, momento no qual a ação condicionada dos técnicos resultou invariavelmente na danificação da ferramenta, devido às restrições de espaço e à rigidez da linha de pressão original.

A implementação da solução aqui apresentada, pressupõe a escolha do material a utilizar no fabrico do novo tubo de pressão. Assim, realizou-se uma pesquisa de mercado, no sentido de identificar alguns materiais poliméricos, que de uma forma geral apresentassem as seguintes características: resistência a temperaturas elevadas, baixo coeficiente de atrito, boa resistência química, módulo de elasticidade reduzido e baixa densidade quando comparados com qualquer material metálico típico.

Alguns dos materiais propostos implicam custos significativos em virtude das características apresentadas e do desempenho elevado em condições de funcionamento extremas. Contudo, os valores envolvidos representam uma pequena fração do investimento total necessário, caso uma nova sonda TP25 fosse adquirida à CFMI.

Na tabela B.2 do Anexo B, são apresentadas as principais propriedades mecânicas e térmicas, bem como a aplicabilidade de diversos materiais poliméricos elegíveis para utilização na nova linha de pressão. De modo a escolher o material mais adequado para a aplicação em causa, o autor deu especial atenção às seguintes propriedades: ponto de fusão, gama de operação, temperatura máxima de funcionamento em contínuo e *Heat Deflection Temperature*.

Considerando as condições de funcionamento presentes na tabela 3.3, constituem alternativa ao aço inox 321, utilizado no tubo de pressão original, os seguintes materiais: Polyetheretherketone (PEEK), Polyimide (PI) e Teflon (PTFE). Contudo, e de acordo com a tabela 3.4, onde constam algumas medições efetuadas pela sonda TP25, as temperaturas de serviço máximas, registadas à entrada do HPC, mantiveram-se substancialmente abaixo dos valores mencionados no manual de manutenção do motor, pelo que todos os materiais identificados e integrados na tabela B.2 do Anexo B, podem ser aplicados numa solução definitiva.

Tabela 3.4: TT25 medida pela sonda à entrada do HPC, para diversos *CFM56-3 thrust ratings*. (Retirado da base de dados da TAP M&E)

Date	Test No.	Engine Type	TT25 at main engine thrust ratings [°C]		
			M/C #1 Perf	T/O Perf	M/C #2 Perf
22/09/2010	2010/xxx		102.85	107.30	102.97
28/10/2010	2010/088	CFM56-3C	97.16	101.57	97.60
28/10/2010	2010/089		98.81	103.07	98.91
11/11/2010	2010/091		96.66	100.93	96.60

Importa referir que a Poliamida (PA) e o PEEK têm utilização regular na oficina de motores da TAP M&E, pela sua disponibilidade imediata, associada à compatibilidade com as condições de funcionamento esperadas, fazem destas as alternativas ideais para a adaptação em estudo.

A Poliamida, vulgarmente denominada *Nylon*, é amplamente utilizada no fabrico dos tubos calibrados que ligam as entradas de pressão das *Coupling Plates*, presentes no suporte do motor, aos transdutores eletrónicos, existentes na sala de controlo do banco de ensaio. Este material foi usado também, pelos técnicos do BE, na solução provisória referida na secção 3.1.

Por outro lado, o PEEK, fortemente aplicado na indústria aeronáutica, é utilizado pelo setor elétrico da oficina de motores da TAP M&E, no isolamento das redes elétricas dos motores intervencionados.

Assim, a aplicação dos materiais identificados, na substituição da linha de pressão, pode ser concretizada por uma de duas formas:

Linha de Pressão N°01

A linha de pressão original é substituída por um tubo calibrado em *nylon*. De seguida, uma manga de proteção em PEEK semelhante à da figura 3.5, cuja resistência térmica e estrutural permite suportar as temperaturas verificadas nas imediações do HPC, é utilizada de forma a isolar conjuntamente a nova linha de pressão e o fio do termopar. Deste modo, obtém-se uma extensão única com dois terminais que, quando conectados aos respetivos recetores do suporte do motor, garantem a continuidade do sinal elétrico e pneumático entre a sonda e os transdutores instalados na sala de controlo do BE.



Figura 3.5: Manga expansível em PEEK, para aplicações de alta temperatura.

Linha de Pressão N°02

O tubo de pressão original é substituído por um tubo em PTFE, idêntico ao representado na figura 3.6. Neste caso, a utilização da malha de proteção é desnecessária visto que a temperatura máxima de serviço para este produto é de 260 °C e o ponto de fusão do material é atingido aos 335 °C, segundo a Professional Plastics [71].



Figura 3.6: Tubo flexível em PTFE.

Apesar de ambas as soluções serem exequíveis, a **Linha de Pressão N°01**, apresenta-se como a proposta mais económica, atendendo a que os materiais necessários se encontram disponíveis no setor elétrico e no banco de ensaios da TAP M&E. Por outro lado, a **Linha de Pressão N°02**, não obstante a sua evidente simplicidade, pressupõe a requisição de material específico ao departamento de logística, que não o tendo disponível, deverá adquiri-lo aos fornecedores.

3.3.2. Modificação da Interface Sonda - Suporte do Motor

As soluções apresentadas de seguida, para restituição da sonda T25/P25 ao seu estado normal de funcionamento, pressupõem a introdução de modificações significativas à base da sonda, pelo que se revelam menos conservadoras do que as adaptações descritas na subsecção 3.3.1.

Desta forma, todas as configurações aqui sugeridas pelo autor têm como finalidade acrescentar valor à sonda original, permitindo que os problemas de instalação e a falta de robustez sejam ultrapassados, e que novas medições de pressão e temperatura à entrada do HPC sejam obtidas, para os diversos motores CFM56-3 testados em banco de ensaio.

Numa primeira fase, a sonda foi instalada no *Fan Frame*. De seguida, e com a ferramenta posicionada sobre o suporte, equacionou-se a hipótese de proceder à remoção do prolongamento do tubo de pressão e do fio do termopar, que se encontram para além da base do sensor, e que constituem uma das problemáticas que se pretende solucionar.

Verificou-se ainda, que na parede metálica do *Fan Frame* adjacente ao suporte da sonda, existem dois orifícios de diferentes dimensões, mostrados na figura 3.7, que podem ser aproveitados na idealização de uma adaptação funcional para a ferramenta de teste.

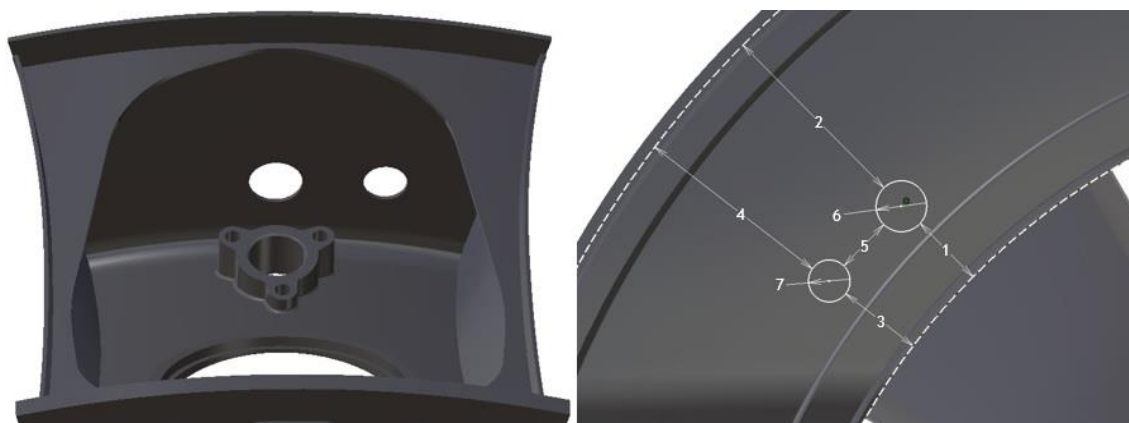


Figura 3.7: Representação dos orifícios na parede do *Fan Frame*.

A descrição das cotas representadas na figura 3.7, bem como as respetivas dimensões, necessárias à definição do posicionamento dos orifícios referidos, podem ser encontradas na tabela 3.5.

Tabela 3.5: Dimensões e posicionamento dos orifícios na região adjacente ao suporte da sonda.

Nº	Dimension Description	Nominal Dimension [mm]
1	Major Hole to Mid Box Inner Diameter	36.20
2	Major Hole to Mid Box Outer Diameter	97.00 ^{+0.5 mm} _{-0.5 mm}
3	Minor Hole to Mid Box Inner Diameter	41.10
4	Minor Hole to Mid Box Outer Diameter	96.10 ^{+0.5 mm} _{-0.5 mm}
5	Distance Between Holes	27.75
6	Major Hole Diameter	24.45
7	Minor Hole Diameter	20.10

Partindo da análise concretizada na zona de instalação da sonda e mantendo presentes os objetivos a atingir com este projeto, foram apresentadas as seguintes configurações:

Interface TP25/ES N°01

A primeira proposta consiste na integração de uma adaptação à base da sonda de pressão e temperatura TP25, sem que, contudo, a sua geometria original sofra qualquer alteração relativamente às especificações técnicas do fabricante.

Nesse sentido, a solução apresentada implica a agregação de três componentes à configuração original da sonda, que são:

- Adaptador da Base da Sonda TP25_01;
- Conector de Pressão Padrão para Motores CFM56;
- Ficha de Termopar do Tipo *Miniature Size Flat Two Pin*, produzido pela Omega.

O **Adaptador da Base da Sonda TP25_01** (figura 3.8), é uma estrutura metálica em aço inox 321 ou 347, solidária com a base da sonda de teste, que apresenta dois prolongamentos cujo objetivo é o de sustentar o conector de pressão e a ficha do termopar, mantendo-os alinhados com os orifícios da parede metálica do *Fan Frame*, representados na figura 3.7.

Este componente possui ainda uma abertura hexagonal que permite a passagem do tubo de pressão e do fio do termopar, provenientes do interior do corpo da sonda; e três orifícios de fixação, coincidentes com os furos da base da sonda e do suporte localizado no *Fan Frame*, que garantem a consistência e robustez do conjunto aquando da sua instalação.

Caso se pretenda assegurar a possibilidade de separação do adaptador da base da sonda, relativamente à geometria original da mesma, evitando a ocorrência de danos, então a fixação entre os dois componentes mencionados deve ser realizada com recurso a silicone RTV, resistente a altas temperaturas e a tensões de origem mecânica e térmica. Se, por outro lado, a união rígida e permanente dos componentes constituir uma alternativa mais viável, poder-se-á recorrer ao processo de soldadura, disponível na Oficina de Motores da TAP M&E.

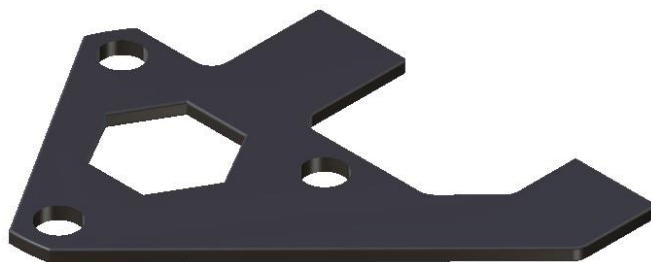


Figura 3.8: Adaptador da Base da Sonda TP25_01.

O conector de pressão proposto, e designado pelo autor, **Conector de Pressão Padrão para Motores CFM56** (figura 3.9), é idêntico ao já utilizado pela CFMI quer na linha de pressão da sonda original, quer na maioria das conexões de pressão existentes nos motores CFM56.

A **Ficha de Termopar do Tipo *Miniature Size Flat Two Pin*** (figura 3.9), produzida pela OMEGA e selecionada para integrar esta configuração, constitui a principal solução aplicada no banco de ensaios da TAP M&E, designadamente nos equipamentos de medição de temperatura usados nos motores CFM56-3.

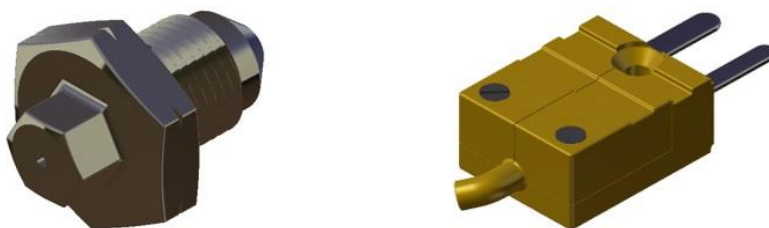


Figura 3.9: Conector de Pressão Padrão para Motores CFM56 (à esquerda); Ficha de Termopar do Tipo *Miniature Size Flat Two Pin* (à direita).

Tal como podemos verificar, a **Interface TP25/ES N°01**, representada nas figuras 3.10 e 3.11, recorre a conectores idênticos aos previamente utilizados na sonda original. Contudo, a resolução do problema da linha de pressão e o aumento da robustez do instrumento de medição são garantidos pela introdução de um novo componente, projetado para suportar e posicionar convenientemente o tubo de pressão, o fio do termopar, e os respetivos conectores que garantem a continuidade dos sinais elétrico e pneumático entre a sonda e o suporte do motor.

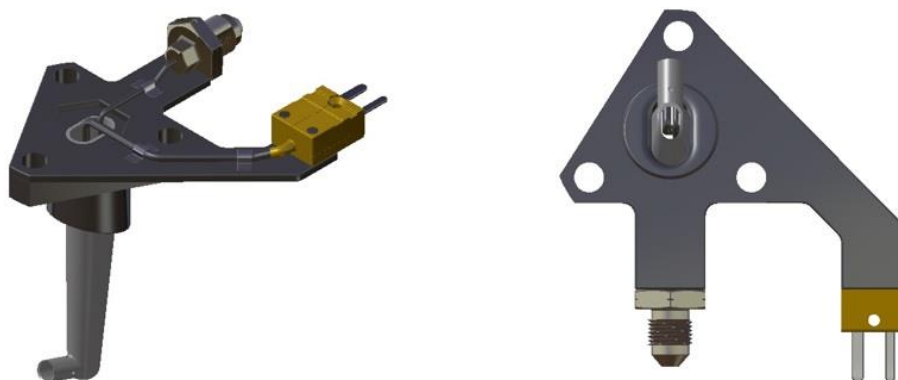


Figura 3.10: Interface TP25/ES N°01.

A simplicidade aparente da adaptação proposta, aliada à utilização de conectores de pressão e temperatura com grande aplicabilidade no setor, fazem desta uma solução plausível, mas conservadora, para o problema em causa (figura 3.11).

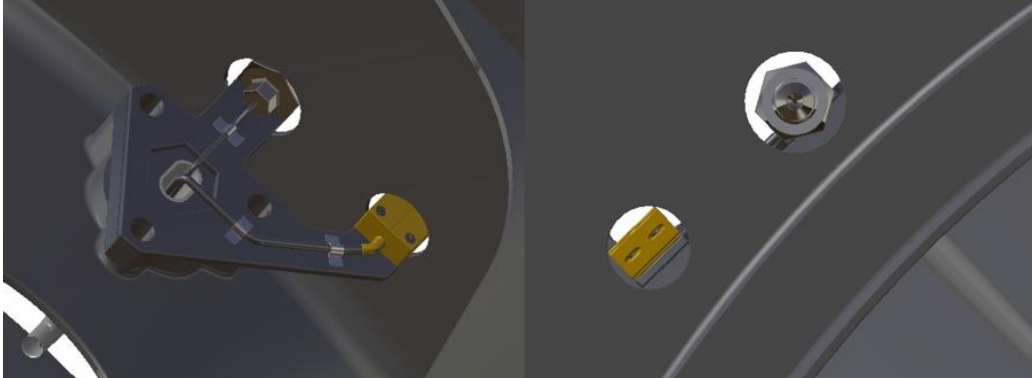


Figura 3.11: Configuração proposta - Interface TP25/ES N°01, instalada no suporte da sonda.

Existem, porém, alguns aspetos a ter em consideração, uma vez que os mesmos podem dificultar ou, no limite, inviabilizar a implementação da presente configuração. Em primeiro lugar, o tipo de conector de pressão utilizado exige que, aquando da instalação da sonda, a rosca permaneça concêntrica com o orifício da parede do *Fan Frame*, e a flange do mesmo seja posicionada para além da face externa da parede já referida, de modo a ser possível aplicar o torque de aperto necessário para garantir a estanquicidade da união.

Também o princípio de funcionamento da ficha do termopar pode revelar-se incompatível com a disposição sugerida, dado que a coesão da união na presença de vibrações é garantida pela aplicação de frenagem, procedimento que se pode tornar insustentável dada a difícil acessibilidade à região de instalação da sonda.

Assim, podemos concluir que apesar de simples e exequível, esta configuração não demonstra ser funcional, atendendo às complicações de montagem indicadas, que se vão repercutir num aumento do tempo de preparação do motor.

Interface TP25/ES N°02

A proposta que se segue, surge como alternativa à Interface TP25/ES N°01 e constitui a última etapa de um processo iterativo, que tem como objetivo melhorar significativamente a condição da sonda e garantir um procedimento de instalação simplificado, facilitando o trabalho dos técnicos durante a preparação dos motores para teste em banco de ensaio.

Aproveitando as ilações retiradas da proposta anterior, e tendo em vista o cumprimento das metas previamente definidas, o autor realizou um estudo de mercado no âmbito dos conectores de engate rápido aplicados em sistemas de medição de pressão e temperatura, no sentido de proceder à substituição dos conectores obsoletos e pouco funcionais, utilizados pelo fabricante

na construção da sonda original, por novas soluções com maior robustez e qualidade, produzidas com recurso a materiais de alto desempenho e à mais recente tecnologia.

Prospecção de Mercado - Conectores Pneumáticos e Elétricos de Engate Rápido

O trabalho de pesquisa realizado pelo autor levou em consideração as condições de funcionamento esperadas na região de instalação da sonda, presentes na tabela 3.3, e ainda as restrições de espaço ao nível dos orifícios da parede do *Fan Frame*, ver tabela 3.5, que limitam a dimensão máxima do conector pneumático e do recetáculo elétrico que se pretende aplicar.

Inicialmente consultaram-se os catálogos dos fabricantes, cujas soluções desenvolvidas encontram forte aplicabilidade na indústria aeronáutica.

Tabela 3.6: Lista de Fabricantes de Conectores de Engate Rápido - *Quick Disconnect Fittings*.

<i>Connector Type</i>	<i>Pressure Quick Coupling</i>	<i>Temperature Connector</i>
<i>List of Suppliers</i>	Eaton www.eaton.com	Glenair www.glenair.com
	Staubli www.staubli.pt	Omega www.omega.com
	Parker (Snap Tite) www.snap-titequickdisconnects.com	Esterline SOURIAU www.esterline-connection-technologies.com

De entre os fornecedores referidos na tabela 3.6, encontram-se a Snap Tite e a Omega, empresas responsáveis pelo desenvolvimento da maioria dos conectores pneumáticos e elétricos aplicados no banco de ensaios da TAP M&E. Também a Esterline SOURIAU se encontra bastante presente na indústria, designadamente no fornecimento de unidades de medição e componentes elétricos integrados nos motores da família CFM56.

Após uma primeira análise aos produtos desenvolvidos pelas diversas empresas, realizou-se uma pré-seleção das soluções que, na perspetiva do autor, constituem alternativas válidas às instaladas pela CFMI na ferramenta original. Assim, as informações técnicas e os desenhos dos conectores pneumáticos e elétricos compatíveis com a adaptação em estudo, encontram-se disponíveis para consulta na secção B.3 do Anexo B.

Depois de comparadas as dimensões e características técnicas, e avaliadas as diferentes tipologias de ligação *socket/plug*, para os diversos conectores considerados, o autor selecionou as opções Staubli HCB 03 *Pressure Connector* e Esterline SOURIAU 8533 *Series Class K*, exibidas nas tabelas B.3 e B.7 do Anexo B, por entender que as mesmas constituem as soluções mais funcionais e ajustadas aos requisitos operacionais e dimensionais, anteriormente identificados nas tabelas 3.3 e 3.5, respetivamente.

De modo a promover a integração dos ditos componentes, conector pneumático e recetáculo elétrico, associados à linha de pressão e ao termopar tipo K, projetou-se uma estrutura metálica de suporte, análoga à apresentada na proposta anterior, para fixação à base da sonda.

Assim, a Interface TP25/ES N°02 agora apresentada, recomenda que à sonda original sejam adicionados três componentes principais:

- Adaptador da Base da Sonda TP25_02;
- Staubli *Bulkhead Socket* HCB 03.2250/J/KR/BM;
- Esterline SOURIAU *Square Flange Receptacle* 8533 0 K S 08 03 P N.

O **Adaptador da Base da Sonda TP25_02** (figura 3.12), tem como função assegurar a integridade estrutural e a robustez da adaptação proposta, garantindo ainda a possibilidade de desmontagem total ou parcial do conjunto, em caso de substituição de componentes por motivos de avaria ou desgaste.

Esta estrutura metálica inclui: quatro orifícios, cujas dimensões e disposição espacial se mantêm inalteradas, relativamente ao Adaptador da Base da Sonda TP25_01; e dois brackets de suporte, que acoplados às falanges de apoio existentes no socket de pressão e no recetáculo elétrico, por intermédio de uniões aparafusadas, permitem o correto posicionamento dos referidos componentes.

Relativamente ao procedimento de fixação do adaptador à base da sonda, as opções variam entre a aplicação de silicone de alta temperatura, para uma solução reversível com preservação da ferramenta original, ou o recurso a uma união soldada, mais robusta e permanente.

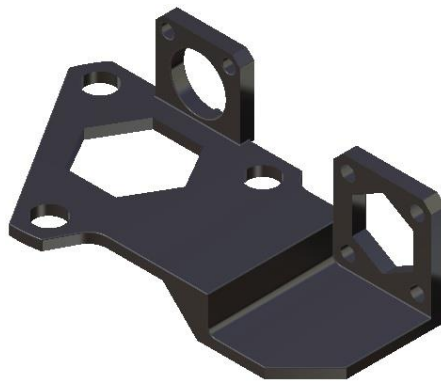


Figura 3.12: Adaptador da Base da Sonda TP25_02.

O **Staubli *Bulkhead Socket* HCB** (figura 3.13), é um conector de engate rápido do tipo baioneta, resistente a alta pressão e temperatura e, cujo fácil manuseamento permite reduzir a complexidade de instalação da sonda e, por consequência, o tempo de preparação do motor.

A qualidade dos materiais utilizados, o rigor de construção e a aplicação de um dispositivo auto-travante, são características que permitem assegurar a estanquicidade e estabilidade da

conexão, contribuindo de forma decisiva para a coerência das medições obtidas durante os ensaios.



Figura 3.13: Staubli *Bulkhead Socket* HCB 03.2250/J/KR/BM.

O Esterline SOURIAU *Square Flange Receptacle* (figura 3.14), é um conector elétrico compatível com o termopar do tipo K instalado na sonda TP25, devido ao facto de serem disponibilizados diversos contatos por parte do fabricante, nomeadamente os do tipo chromel e alumel. Este componente foi selecionado e incluído na atual configuração por diversas razões: a utilização de aço inoxidável no fabrico do recetáculo confere maior resistência mecânica do que a exibida pelas fichas de termopar, até então utilizadas; a gama de funcionamento exibida faz desta solução, a mais indicada para suportar as condições de temperatura associadas aos regimes de funcionamento do motor testados em banco de ensaio.

Para além da capacidade para operar face às condições esperadas, este tipo de conector elétrico está equipado com dispositivos de segurança, tais como: o sistema de bloqueio, que garante a consistência da união na presença de vibrações elevadas; e o sistema de master key, pelo qual o socket e o *plug* apresentam uma única posição de montagem, evitando erros de ligação entre os contatos correspondentes, numa filosofia *fail proof*.

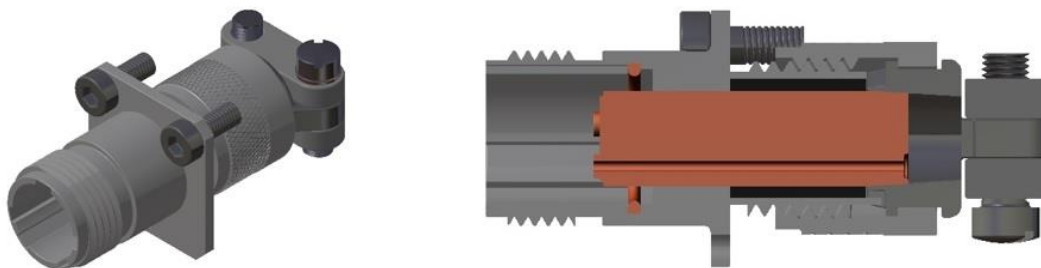


Figura 3.14: Esterline SOURIAU *Square Flange Receptacle* 8533 0 K S 08 03 P N.

Os conectores pneumático e elétrico, sugeridos na **Interface TP25/ES N°02** (figura 3.15), são instalados à face da parede metálica do *Fan Frame*, mantendo-se alinhados com os orifícios correspondentes. Desta forma, a instalação da sonda de teste deverá ocorrer sem interferências, possibilitando a ligação do socket de pressão e do recetáculo elétrico aos respetivos terminais, responsáveis pelo direcionamento dos sinais pneumático e elétrico até aos transdutores e daí, ao sistema de aquisição de dados.

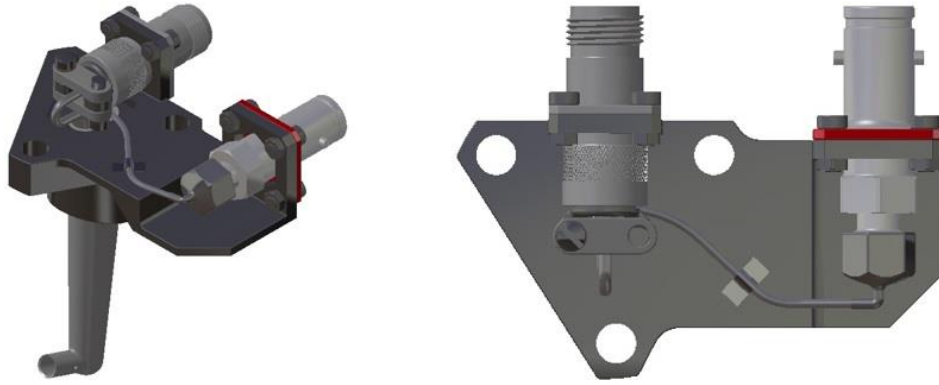


Figura 3.15: Interface TP25/ES N°02.

Conclui-se que a presente configuração (figura 3.16), revela melhorias significativas relativamente ao formato original da sonda TP25, na medida em que viabiliza a implementação de tecnologia atual, mais fiável e de simples manuseamento, suportada por uma estrutura metálica que atesta a consistência do conjunto, e contribui para a simplificação do seu procedimento instalação.

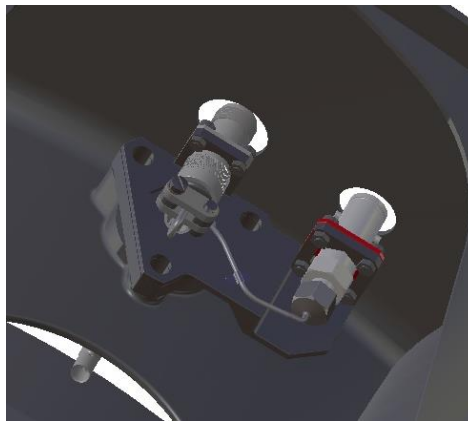


Figura 3.16: Configuração proposta - Interface TP25/ES N°02, instalada no suporte da sonda.

3.4. Análise Comparativa e Tomada de Decisão

As soluções apresentadas pelo autor têm como principal objetivo resolver os problemas da sonda de pressão e temperatura T25/P25, há muito identificados e referenciados pela TAP M&E.

Nesse sentido, é fundamental que todas as configurações sejam ponderadas, de modo a identificar aquela que melhor cumpra os requisitos de projeto e que se possa revelar uma mais-valia na monitorização de desempenho dos motores CFM56-3, em banco de ensaio.

De forma a escolher a solução ótima para o problema apresentado, é necessária a realização de uma análise comparativa das várias configurações, que leve em consideração a tecnologia aplicada, os custos de implementação, a simplicidade do processo de instalação, a fiabilidade das medições, entre outros.

Assim, são apresentados na tabela 3.7, os vários parâmetros que contribuíram para a tomada de decisão, e que fundamentam a escolha de uma proposta em detrimento das demais.

Tabela 3.7: Tabela comparativa para tomada de decisão.

	Substituição da Linha de Pressão		Modificação da Interface Sonda - Suporte do Motor	
	Linha de Pressão N°01	Linha de Pressão N°02	Interface TP25/ES N°01	Interface TP25/ES N°02
Recursos Necessários	<ul style="list-style-type: none"> Sonda TP25 original; Tubo calibrado em Nylon, 0.0625" ID (Banco de Ensaios TAP M&E); Manga expansível em PEEK (setor elétrico Oficina de Motores TAP M&E). 	<ul style="list-style-type: none"> Sonda TP25 original; Tubo em PTFE - Teflon natural, 0.062" ID x 0.125" OD x 100 ft. 	<ul style="list-style-type: none"> Sonda TP25 original; Adaptador da Base da Sonda TP25_01 em aço inox 321 ou 347; Conetor de pressão padrão para motores CFM56; Ficha de termopar <i>Miniature Size Flat Two Pin</i>; Silicone RTV resistente a alta temperatura (opcional); <i>Nichrome Straps</i>. 	<ul style="list-style-type: none"> Sonda TP25 original; Adaptador da Base da Sonda TP25_02 em aço inox 321 ou 347; Conetor de pressão Staubli <i>Bulkhead Socket + Plug HCB 03</i>; Conetor elétrico Esterline SOURIAU <i>Square Flange Receptacle + Plug 8533 series</i>; Silicone RTV resistente a alta temperatura (opcional); <i>Nichrome Straps</i>.
Introdução de Tecnologia Atual	Não	Não	Não	Sim
Complexidade da Geometria	Reduzida	Reduzida	Moderada	Elevada
Fiabilidade das Medições	Reduzida	Reduzida	Moderada	Elevada
Propensão ao Dano	Moderada	Moderada	Reduzida	Reduzida
Facilidade de Instalação	Moderada	Moderada	Reduzida	Elevada
Custos com Material / Mão de Obra	Baixo	Intermédio	Intermédio	Alto
Sistema de Segurança Contra Falhas	Elementar (Frenagem)	Elementar (Frenagem)	Elementar (Frenagem)	Avançado (Sistema Auto - travante / Bloqueio e Sistema de Master Key)

Do ponto de vista económico, a primeira adaptação designada **Linha de Pressão N°01** surge como a mais vantajosa de entre as soluções apresentadas, visto que as alterações à configuração original da sonda são irrelevantes, e que o material necessário para a sua concretização se encontra disponível na Oficina de Motores e no BE da TAP M&E.

A **Interface TP25/ES N°02** encontra-se, por sua vez, no extremo oposto, enquanto proposta com o custo de desenvolvimento mais elevado, resultado da maior complexidade, qualidade e da integração de soluções tecnologicamente avançadas que a distinguem das demais configurações.

Embora o custo de desenvolvimento e produção seja um fator a ponderar aquando da tomada de decisão, convém salientar que o investimento associado a cada proposta, a existir, será substancialmente inferior ao custo de aquisição de uma nova sonda, também ela sujeita às limitações funcionais e tecnológicas da ferramenta já existente. Assim, este parâmetro será tido como um indicador de interesse para a empresa, não constituindo, porém, um fator eliminatório.

No que se refere ao desempenho e funcionalidade da ferramenta, parâmetros fundamentais na seleção da configuração a implementar, podemos facilmente aferir que todas as propostas apresentam melhorias, quando comparadas com a sonda original, sendo umas mais evidentes e efetivas que as restantes.

As propostas associadas à substituição da linha de pressão original, designadas pelo autor **Linha de Pressão N°01 e N°02**, constituem soluções conservadoras e geometricamente simplificadas, centradas na resolução imediata do problema apresentado pela sonda de pressão e temperatura TP25. As configurações referidas, propõem a substituição parcial do tubo de pressão original, por duas soluções melhoradas, resistentes a esforços e adequadas às condições de operação sem, contudo, estar prevista qualquer alteração nos restantes componentes da sonda. Assim, a adaptação obtida, num ou noutro caso, será menos suscetível ao dano e mais simples de instalar do que a ferramenta original, preservando ainda assim, a baixa fiabilidade das medições, resultante da aplicação de conetores elétricos e pneumáticos obsoletos e pouco funcionais, já implementados na configuração original, e cuja integridade das conexões perante a existência de vibração é garantida por frenagem.

A terceira proposta, designada **Interface TP25/ES N°01** pressupõe a introdução de modificações significativas junto da base da sonda, pelo que apresenta uma geometria mais complexa que as duas referidas anteriormente. Apesar desta configuração manter os conetores aplicados inicialmente pela CFMI, é expectável um aumento da estabilidade das medições e a redução significativa da propensão ao dano, motivadas pela introdução de uma estrutura metálica responsável pelo suporte e imobilização da linha de pressão. O posicionamento dos conetores no adaptador da base da sonda, determinado pelo princípio de funcionamento inerente a cada um, revelou-se incompatível com as restrições de espaço existentes, promovendo dificuldades acrescidas no processo de instalação, que se vão repercutir no aumento dos tempos de preparação dos motores.

A **Interface TP25/ES N°02**, consiste na quarta e última proposta apresentada, e trata-se da configuração mais complexa, dispendiosa e tecnologicamente avançada, de entre as diversas hipóteses equacionadas. As melhorias substanciais introduzidas pela presente adaptação, traduzem-se não só na resolução do problema da fragilidade do tubo de pressão original, como também, na precisão das medições obtidas e na simplicidade de instalação da sonda, aquando da preparação dos motores. Assim, o aumento do desempenho e da funcionalidade da ferramenta, devem-se às modificações significativas integradas pelo autor na configuração atual, e das quais se destacam: o aperfeiçoamento do adaptador metálico já utilizado na Interface TP25/ES N°01, que redundou numa estrutura mais robusta e com uma filosofia de fixação de conetores mais consistente; e a integração de novos conetores de engate rápido (pneumático e elétrico) mais robustos, fiáveis, práticos, munidos de sistemas avançados de segurança contra falhas e produzidos com recurso a materiais de alta qualidade.

Após análise detalhada das várias hipóteses equacionadas, conclui-se que a **Interface TP25/ES N°02** se afigura como a solução de adaptação ótima, para uma ferramenta de medição que se pretende fiável, robusta e funcional. A sua implementação a partir da geometria original da sonda TP25 permite:

- Evitar a sua inutilização devido a quebras ou ao mau funcionamento da linha de pressão e/ou fio do termopar;
- Alterar a interface sonda/suporte do motor, utilizando conetores de engate rápido, que simplificam o processo de montagem e facilitam o trabalho dos técnicos do BE;
- Reduzir a influência de fatores externos nos valores de temperatura e pressão medidos;
- Obter dados precisos e fiáveis para utilização em simulações e previsões de desempenho.

3.5. Implementação

3.5.1. Construção do Protótipo Inicial

Uma vez concluída a fase de projeto conceptual e detalhado, procedeu-se à criação de um protótipo que permitisse certificar que a adaptação proposta, Interface TP25/ES N°02, constitui efetivamente uma solução prática e satisfatória para o problema em estudo.

Nesse sentido, e aproveitando as potencialidades do *software CATIA V5*, empregue durante a fase de desenvolvimento de produto, imprimiu-se um protótipo 3D à escala real, posteriormente utilizado na simulação do processo de instalação no suporte da sonda TP25.

O procedimento de preparação da geometria para obtenção do protótipo inicial, foi composto pelas seguintes etapas:

- Representação tridimensional da geometria dos diversos componentes que constituem a configuração proposta, guardando-os de seguida em ficheiros individuais com o formato *CATPart*. Incluem-se todos os ficheiros necessários à reprodução quer da geometria original da sonda, quer dos componentes adicionais que integram a referida adaptação;

- De seguida, e recorrendo ao módulo *Assembly Design* do *software CATIA V5*, criou-se um ficheiro no formato *CATProduct*, para o qual foram importados todos os componentes, e onde se definiram os constrangimentos necessários à definição total do produto final;
- Ainda no módulo *Assembly Design*, o desenho de conjunto resultante, guardado no formato *CATProduct*, é convertido em *CATPart*, por forma que a configuração representativa da Interface TP25/ES N°02 seja reconhecida como uma peça única. Este procedimento é assegurado pela função *Generate CATPart from Product*, disponível no separador *Tools*, da barra de ferramentas do *CATIA V5*;
- Uma vez obtido o ficheiro *CATPart* com a representação da configuração final, foi possível guardá-lo em formato *STL*, compatível com o *software* da impressora 3D.

O ficheiro *STL* com o primeiro protótipo da Interface TP25/ES N°02, foi enviado para impressão no Instituto Superior Técnico, de onde seguiu para as instalações da TAP M&E, a fim de ser testado no motor.

Embora tratando-se de um protótipo inicial, a solução obtida apresentou um nível de detalhe bastante aceitável, que associado às formas geométricas e às dimensões apresentadas, denotou grande concordância com a geometria da sonda original.

A qualidade da aproximação obtida e o rigor de construção evidenciado, apenas foi possível atendendo à utilização dos desenhos técnicos da ferramenta [35]. Relativamente ao socket de pressão e ao recetáculo elétrico, importa também referir que a sua reprodução foi realizada com base nas figuras e informações técnicas, obtidas nos catálogos dos fabricantes e que se encontram resumidas nas tabelas B.3 e B.7 do Anexo B, respetivamente.

Apesar do elevado grau de exigência imposto pelo autor na modelação dos componentes, existe, contudo, alguma incerteza relativamente ao seu posicionamento, dado que a disposição espacial e a orientação dos conectores são determinadas pela localização dos orifícios no *Fan Frame*, sendo esta informação omitida pela CFMI.

Uma vez que os desenhos técnicos do motor são muito limitados no que respeita a este tipo de informações, as cotas necessárias à recriação da zona de instalação da sonda em *CATIA*, foram obtidas por medição direta, apesar das condicionantes e da precisão limitada dos instrumentos de medição utilizados.

Em procedimentos experimentais desta natureza, onde as tolerâncias dimensionais são reduzidas e a disposição dos componentes no espaço se deve ajustar ao posicionamento das estruturas adjacentes, a obtenção de uma geometria final otimizada, resulta geralmente de um processo iterativo mais ou menos complexo.

O protótipo da Interface TP25/ES N°02 foi instalado no motor, tendo-se detetado pequenas interferências entre o corpo da sonda adaptada e os orifícios do *Fan Frame*, que condicionaram a montagem da ferramenta. Embora as retificações necessárias não tenham implicado alterações profundas à configuração proposta, foram fundamentais no cumprimento de um dos principais requisitos do projeto: a criação de uma ferramenta funcional e de simples instalação.

3.5.2. Refinamento da Solução / Remoção de Interferências

As interferências detetadas aquando do ensaio do protótipo inicial, acarretaram a inclusão de pequenas modificações, com vista a permitir que o processo de montagem e desmontagem da ferramenta possa decorrer com normalidade e sem qualquer impedimento.

Assim, a configuração Interface TP25/ES N°02 sofreu as seguintes alterações:

- Deslocamento vertical da flange de suporte do recetáculo elétrico em 2.5 mm, na direção da base do sensor, ver figura 3.17, evitando assim a possibilidade de contacto entre o conetor e o orifício correspondente, localizado na parede do *Fan Frame*;

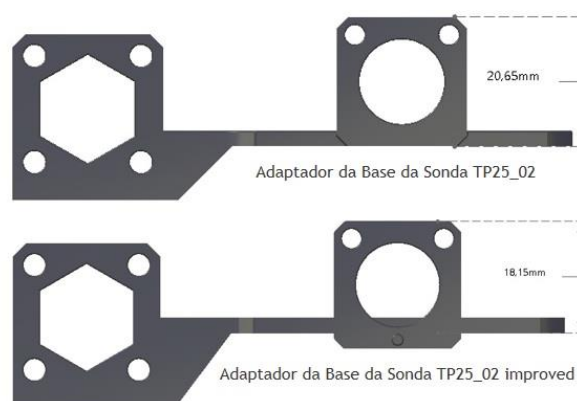


Figura 3.17: Deslocamento da flange de suporte do recetáculo elétrico.

- Atendendo às evidentes restrições de espaço nesta região, que dificultam o posicionamento do recetáculo elétrico e a respetiva conexão com o *plug*, e considerando que a espessura da base da sonda se deve manter inalterada por decisão do autor, a solução encontrada consistiu em adicionar à alteração anterior, uma inclinação de 3° à flange de suporte já referida, ver figura 3.18. Esta modificação permitiu um deslocamento adicional da região de acoplamento entre o recetáculo e o *plug*, de aproximadamente 3.5 mm. A folga resultante desta dupla alteração assegura a funcionalidade da configuração;

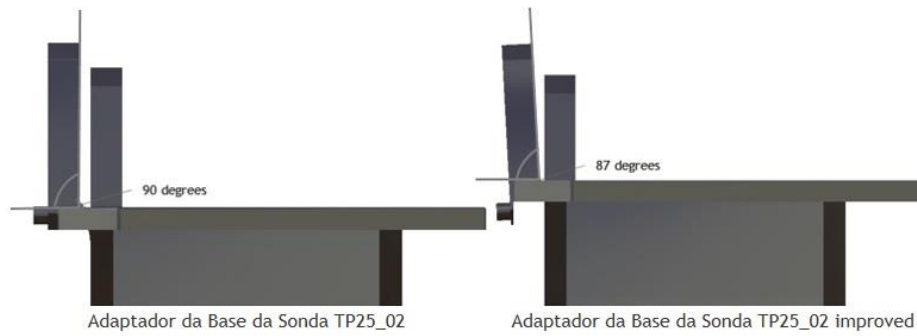


Figura 3.18: Inclinação de 3° na flange de suporte do recetáculo elétrico.

- De modo a garantir a concentricidade entre o conector de pressão e a abertura na parede do *Fan Frame*, deslocou-se a respetiva flange de suporte cerca de 3.45 mm no sentido descendente, ver figura 3.19, relativamente à posição da mesma no protótipo inicial.

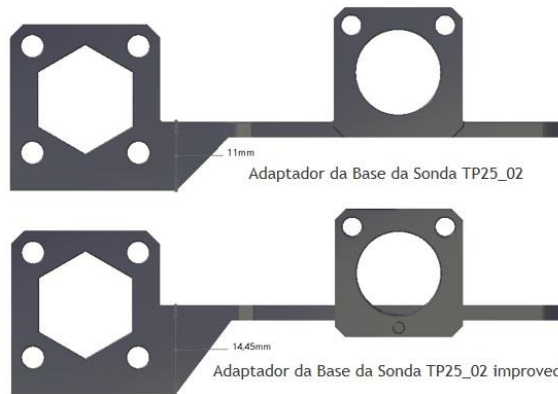


Figura 3.19: Deslocamento da flange de suporte do conetor de pressão.

O Adaptador da Base da Sonda TP25_02 (figura 3.20 (a)), usado no protótipo inicial, foi sujeito às alterações acima referidas, dando origem a uma versão melhorada, designada Adaptador da Base da Sonda TP25_02 *improved* (figura 3.20 (b)), que permitiu otimizar o posicionamento dos conectores e agilizar o processo de instalação.

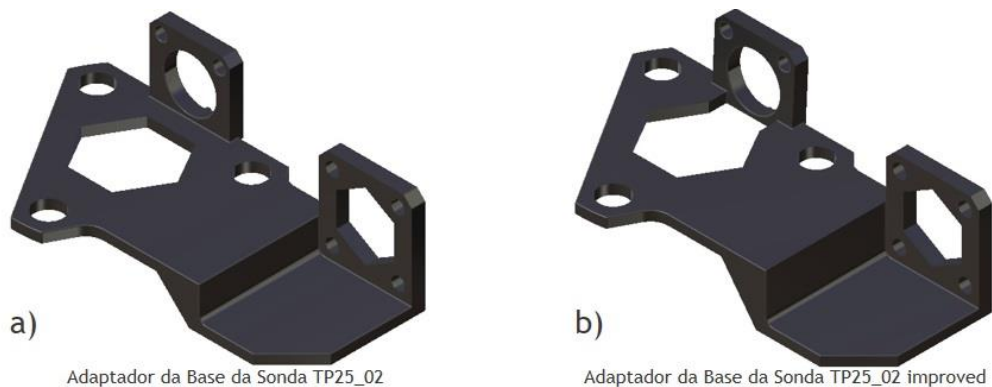


Figura 3.20: Adaptador da base da sonda antes (a), e após (b) o refinamento da solução.

Concluídos os ajustes à geometria do protótipo inicial, e recorrendo ao procedimento explicado na subsecção 3.5.1, procedeu-se à impressão do protótipo final otimizado, mostrado na figura 3.21 e designado pelo autor, Interface TP25/ES N°02_ *improved*.

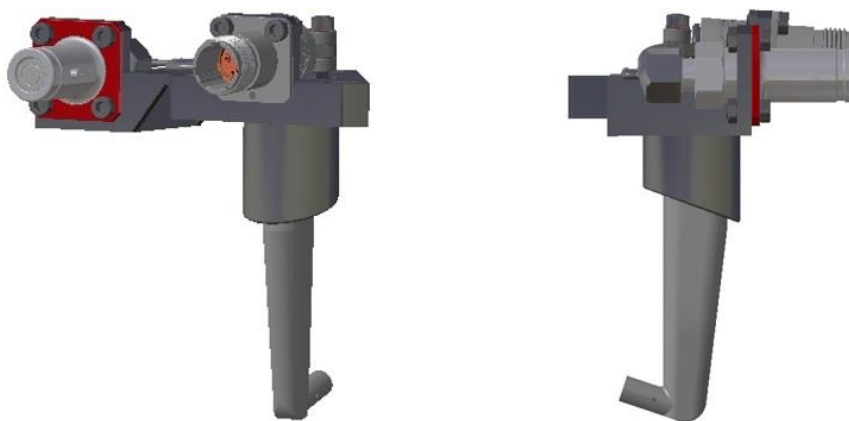


Figura 3.21: Representação em CAD do protótipo final otimizado - Interface TP25/ES N°02_improved.

3.5.3. Instalação do Protótipo 3D Final

O protótipo final, Interface TP25/ES N°02_improved, foi recebido nas instalações da TAP M&E e instalado no suporte da sonda TP25, como demonstra a figura 3.22, sem que se verificasse qualquer sinal aparente de interferência que pudesse inviabilizar a sua entrada em serviço.

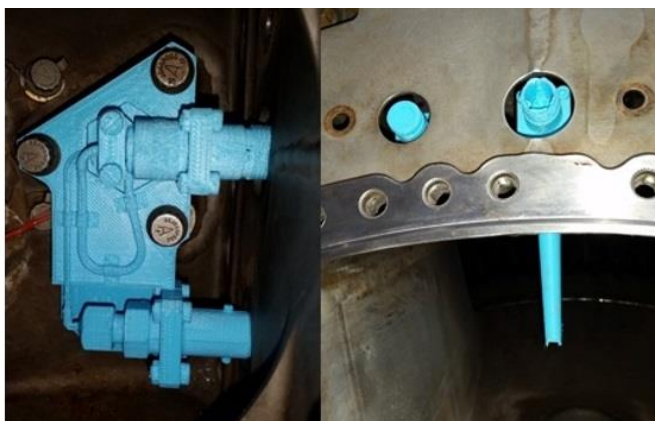


Figura 3.22: Protótipo final - Interface TP25/ES N°02_improved, instalado no suporte da sonda TP25.

Embora a folga existente entre os conectores da sonda e os orifícios de posicionamento seja suficiente para garantir a instalação e conseqüente remoção dos mesmos, é notória a falta de concentricidade na área de alojamento do recetáculo elétrico, de onde resulta uma região de distanciamento mínimo, que pode complicar a conexão entre o recetáculo elétrico integrado na sonda, e o respetivo *plug*.

A situação referida resulta de uma série de fatores, dos quais se destacam: o posicionamento do suporte da sonda, a espessura da base da sonda, as dimensões do recetáculo, a preservação da geometria original da ferramenta que, em conjunto, determinaram o posicionamento exibido na figura 3.22, como o mais adequado face às restrições de espaço evidenciadas.

Atentando no posicionamento final da sonda e, observando as características do *plug* elétrico presentes na tabela B.7 do Anexo B, verificou-se que a adaptação deste componente às condições de instalação, é condição necessária para garantir o seu funcionamento e,

consequentemente, o sucesso da adaptação Interface TP25/ES N°02 *improved*, desenvolvida pelo autor no presente capítulo.

Modificação do Conetor de Engate Rápido - Esterline SOURIAU *Electric Plug*

A pretensão de fazer uso da estrutura adjacente ao suporte da sonda, como forma de otimizar o processo de instalação da ferramenta e simplificar a realização das respetivas ligações, adicionou alguma complexidade ao projeto.

As principais dificuldades registaram-se aquando do processo de fixação e posicionamento do recetáculo elétrico, que pelas razões já mencionadas, obrigaram à alteração da geometria do *plug* correspondente. Nesse sentido, foi idealizada uma modificação ao componente original, tendo em vista o seu prolongamento, a redução do diâmetro externo e a diminuição da espessura do casquilho.

Concluída a fase de planeamento, deu-se início ao processo de manufatura do *plug* modificado, o qual se encontra representado nas figuras 3.23/3.24 e, é composto pelas seguintes etapas:

1. Partindo do Esterline SOURIAU *Electric Plug* (figura 3.23 Step1 (a)), procedeu-se à redução do diâmetro externo ($\emptyset d$) da secção frontal do componente, ver figura 3.23 Step1 (b), da qual resultou uma diminuição na espessura da parede do mesmo, essencial no aproveitamento da folga existente entre o orifício do *Fan Frame* e a secção roscada do recetáculo, para concretizar a ligação necessária à continuidade do sinal termoelétrico proveniente do termopar. Também a região posterior do *plug* original com diâmetro externo ($\emptyset D$), sofreu um aligeiramento, ver figura 3.23 Step1 (b);
2. Posteriormente, e recorrendo a uma barra de aço inoxidável 304 com secção circular, maquinou-se um novo casquilho em torno mecânico, por aplicação da seguinte metodologia:
 - 2.1. Inicialmente, a barra de aço inox com um diâmetro normalizado foi torneada, removendo-se o material em excesso, ao longo de uma distância equivalente ao comprimento do novo casquilho, e até que o diâmetro externo pretendido para o componente fosse atingido;
 - 2.2. De seguida, criou-se uma região recartilhada em aproximadamente 2/3, daquela que viria a ser a superfície externa do novo casquilho. Posto isto, o segmento metálico com o comprimento e diâmetro estabelecidos na fase de projeto, foi separado do material remanescente;
 - 2.3. Utilizando uma ponteira de cobalto, extraiu-se material na região central do segmento obtido no passo anterior. Obteve-se assim, uma estrutura tubular com diâmetro interno equivalente ao diâmetro externo da secção posterior do *plug*, mencionado em 1;
3. Efetuou-se o encastramento dos componentes alcançados nos passos 1 e 2, procedimento do qual resultou um *plug* prolongado, que se ajusta às necessidades da presente aplicação e, que desta forma facilitará o trabalho dos técnicos durante a instalação da sonda, e conseqüente conexão das linhas pneumática e elétrica;

4. Seguiu-se a produção do invólucro (*backshell*), no qual será integrada uma abraçadeira metálica (*clamp*), cujo objetivo é o de assegurar o acondicionamento do fio do termopar, mantendo a estabilidade entre os filamentos de chromel e alumel, e os pins de contacto correspondentes, instalados no núcleo do *plug*;
 - 4.1. Partindo de uma barra de aço inoxidável 304, e aplicando procedimentos equivalentes aos descritos em 2.1 e 2.2, obteve-se uma primeira aproximação para a geometria da *backshell*;
 - 4.2. De seguida, e usando a técnica aplicada em 2.3, efetuou-se a extração do material em excesso ao longo do primeiro terço do componente. Nesta secção, abriu-se uma rosca interna, responsável por garantir a união entre a *backshell* e o *plug* prolongado obtido no passo 3;
 - 4.3. No segmento maciço da *backshell*, onde não decorre qualquer intervenção, foi criado um furo passante pelo qual será introduzido o cabo do termopar, a fim de estabelecer contacto com os respetivos pins de chromel e alumel;
 - 4.4. Concluído o interior do componente, realizou-se a remoção de material junto da extremidade traseira do mesmo, de forma a definir a estrutura de fixação da *clamp*;
5. Uma vez finalizada a *backshell*, pôde-se executar a sua montagem no componente obtido em 3, dando por concluído o *plug* modificado do conetor elétrico.



Figura 3.23: Modificação do Esterline SOURIAU Electric Plug.



Figura 3.24: Modificação do Esterline SOURIAU *Electric Plug* (continuação).

3.6. Conclusões / Comentários do Autor

A Interface TP25/ES N°02 *improved* resultou de um processo de otimização, aplicado à proposta de adaptação escolhida aquando da tomada de decisão, e no qual se executaram pequenos ajustes à respetiva geometria, por forma a adequar a disposição dos principais componentes ao posicionamento da estrutura envolvente. As alterações executadas reduziram a probabilidade de interferência durante a instalação da ferramenta, e a modificação do plug elétrico, motivada pelas evidentes restrições de espaço, permitiu simplificar a sua conexão com o respetivo recetáculo, garantindo a aplicabilidade da adaptação e a exequibilidade do conceito.

O protótipo final, denominado Interface TP25/ES N°02 *improved*, permite atingir os objetivos definidos no início do presente capítulo, uma vez que a fixação da linha de pressão ao adaptador da base impede que a mesma seja submetida a esforços excessivos aquando da montagem da sonda ou da realização dos ensaios, reduzindo a propensão ao erro e resolvendo o problema da fragilidade da linha de pressão original; a utilização de conectores de engate rápido práticos e robustos assegura a estabilidade e o rigor das medições, impedindo a influência de fatores externos nas leituras de pressão e temperatura; a configuração apresentada torna o processo de montagem e desmontagem da sonda mais expedito, simplificando o trabalho dos técnicos do BE na preparação do motor.

Importa referir que após a conclusão do protótipo 3D final, era objetivo do autor proceder à sua construção, de modo que a sonda de pressão e temperatura TP25, com a nova interface

integrada, retornasse ao serviço no banco de ensaios da TAP M&E. Contudo, a concretização desta fase não se verificou no decorrer do estágio, por dois motivos principais:

- A integração de novos conectores de engate rápido, sem aplicação frequente na Oficina de Motores da TAP M&E, impediu a celeridade na construção da ferramenta, em virtude do tempo de espera associado à aquisição e entrega do material necessário;
- A identificação de um problema de falta de continuidade no fio do termopar, até então desconhecido por parte dos técnicos do banco de ensaio, suscitou a dúvida quanto à necessidade de efetuar a substituição do termopar instalado, procedimento que viria atrasar todo o processo.

Dado que a restituição da sonda TP25 à sua condição funcional constituiu apenas a primeira etapa do projeto desenvolvido nas instalações da TAP M&E, e atendendo que o protótipo 3D final foi concluído com sucesso, optou-se por prosseguir para a fase subsequente do trabalho, em teoria mais complexa e morosa, sugerindo que a construção da Interface TP25/ES N°02 *improved* seja integrada num trabalho futuro. Iniciou-se então o desenvolvimento do modelo CFD, dedicado à simulação do escoamento em torno da sonda referida, e cuja descrição detalhada consta do capítulo 4.

Capítulo 4

Simulação Numérica do Escoamento 3D em CFD

Em 1950, a dinâmica de fluidos computacional, enquanto ciência que permite prever transferências de massa e energia, reações químicas e fenômenos físicos relacionados com o escoamento de fluidos, não se apresentava da forma como hoje a conhecemos.

Até 1960, o estudo e prática da dinâmica de fluidos eram realizados com recurso a duas abordagens: experimental (desenvolvida durante o século XVII na França e Inglaterra) e teórica (criada durante os séculos XVIII e XIX).

Durante as décadas de 60 e 70, as necessidades da comunidade aeroespacial, aliadas à chegada dos primeiros computadores de alta velocidade, incitaram o desenvolvimento de algoritmos numéricos para resolução de problemas físicos por meio computacional, dos quais resultou uma nova abordagem que viria revolucionar a prática da dinâmica de fluidos (figura 4.1) [72], [73].

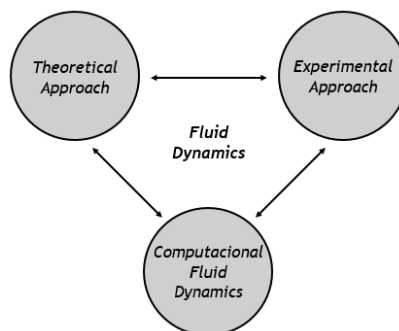


Figura 4.1: As três abordagens da dinâmica de fluidos. Adaptado de [72].

Já na segunda metade da década de 70, a utilização de CFD na resolução de problemas aerodinâmicos começou a ganhar expressão, nomeadamente através do projeto experimental HiMAT (*Highly Maneuverable Aircraft Technology*), concebido pela NASA com o objetivo de testar conceitos de alta manobrabilidade em caças de nova geração (figura 4.2) [74].



Figura 4.2: Aeronave experimental HiMAT, desenvolvida pela NASA no final da década de 1970. Adaptado de [75].

No início da década de 1980, a resolução das equações de Euler aplicadas a escoamentos primeiramente bidimensionais (2D), e mais tarde tridimensionais (3D), tornou-se exequível. Em virtude dos avanços tecnológicos, e graças ao aprimoramento das técnicas numéricas utilizadas, registaram-se as primeiras simulações de escoamentos invíscidos em torno de aeronaves ou no interior de turbomáquinas. Anos mais tarde, o foco centrou-se na simulação consideravelmente mais exigente de escoamentos viscosos, regidos pelas equações de Navier-Stokes, e em consequência disso, surgiram diversos modelos de turbulência com diferentes graus de precisão e complexidade numérica, referidos posteriormente neste documento (figura 4.3) [76].

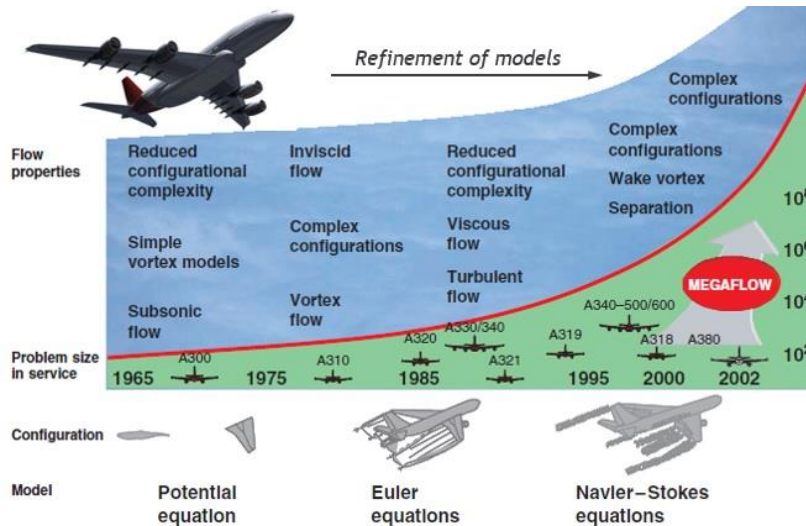


Figura 4.3: Evolução dos modelos aplicados pela Airbus no desenvolvimento de produto, ao longo dos últimos 40 anos [77].

A dinâmica de fluidos computacional registou grandes desenvolvimentos, particularmente durante a década de 90, motivados pela chegada dos supercomputadores (figura 4.4), e máquinas avançadas com grande capacidade de armazenamento e processamento de dados.



Figura 4.4: BMW Sauber F1 Team Albert 3 - Supercomputador Intel de alta tecnologia, adaptado para aplicações CFD em grande escala, produzido em 2008 [78].

Nos dias de hoje, a versatilidade e precisão das metodologias CFD permitem a resolução de escoamentos tridimensionais de complexidade crescente, razão pela qual alguns *softwares*

computacionais de cálculo de escoamentos 3D têm vindo a adquirir grande preponderância na indústria, integrando todas as etapas envolvidas nos processos de engenharia: Estudos conceptuais; Desenvolvimento e projeto detalhado de produto; Otimização; Troubleshooting; Modificação de projetos (figura 4.5) [73].

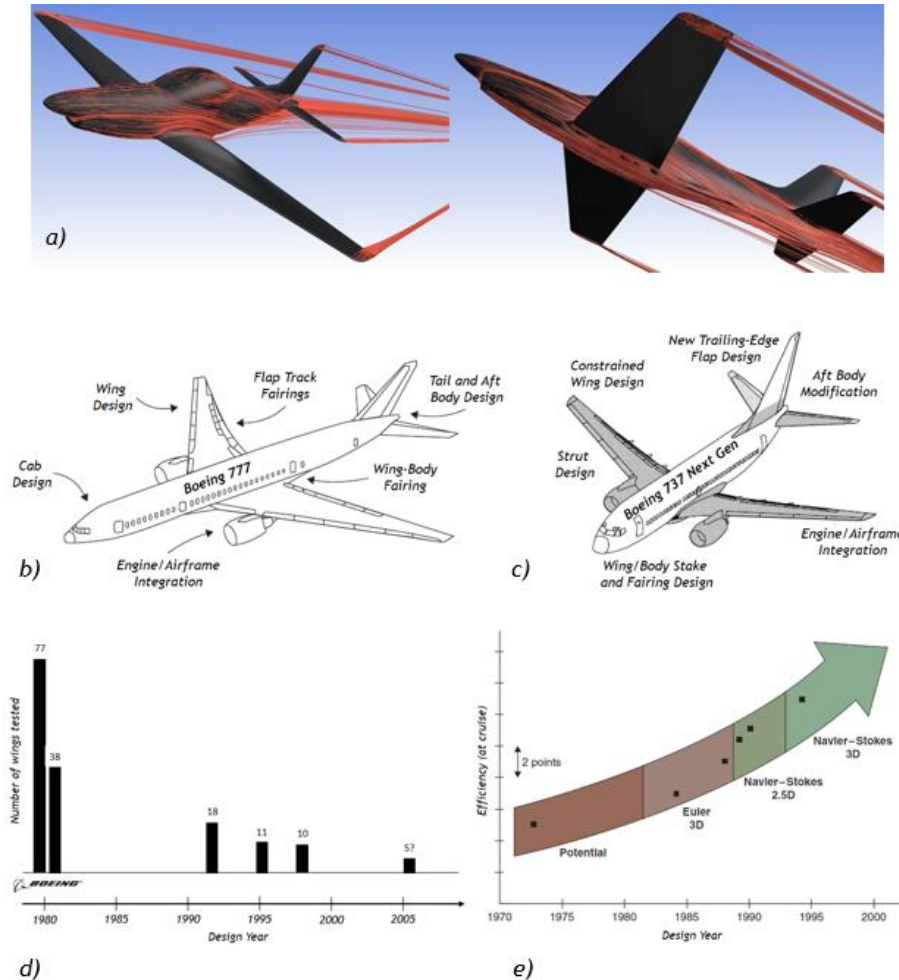


Figura 4.5: Influência da Dinâmica de Fluidos Computacional em aplicações de engenharia: a) Projeto conceptual de uma aeronave monolugar com motor turboélice [79]; b) e c) Principal papel do CFD no desenvolvimento dos Boeing 777 e 737 Next Gen, respetivamente [80]; d) Influência do CFD na redução dos testes experimentais de asas, ao longo dos últimos 40 anos, na Boeing Commercial Airplanes [80]; e) Impacto do CFD no desempenho das Fans desenvolvidas pela SNECMA [77].

Impacto da Dinâmica de Fluidos Computacional na Indústria

Embora o seu desenvolvimento tenha sido impulsionado pela comunidade aeroespacial, a dinâmica de fluidos computacional na era moderna, é transversal a todas as áreas de intervenção humana, designadamente na resolução de problemas que envolvam o movimento de fluidos. Assim, o CFD encontra aplicabilidade em diversos setores da indústria, dos quais se podem salientar [72], [81]:

Indústria Automóvel e de Motores - onde a dinâmica de fluidos computacional é utilizada na simulação de escoamentos externos em torno de automóveis e, escoamentos de ar no interior de motores. A integração desta ferramenta na fase de projeto permite compreender fenómenos físicos relacionados com escoamentos, tais como: turbulência, geração e propagação de

vórtices, que em seguida permitem a obtenção de configurações mais eficientes do ponto de vista aerodinâmico (figura 4.6), com melhor desempenho e menor pegada ecológica.

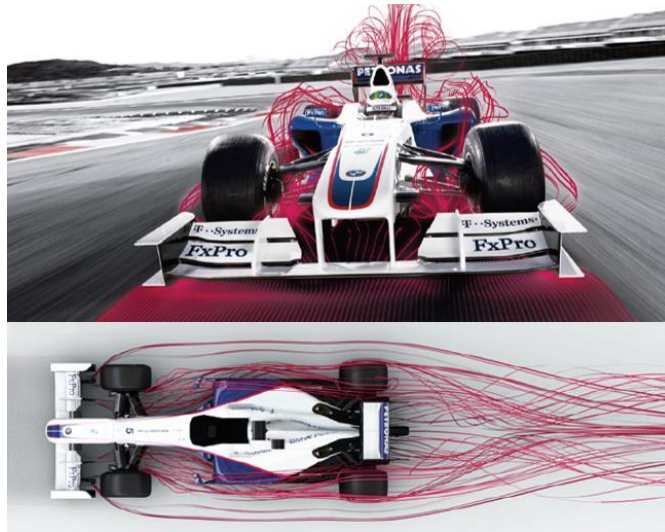


Figura 4.6: Representação das linhas de escoamento em torno do *BMW Sauber F1.09* [78].

O cálculo do escoamento no interior de um motor de combustão interna a quatro tempos, com ciclo de funcionamento de Otto, é exemplificado no trabalho de Griffin et al [82], e constitui a primeira aplicação de CFD em problemas desta natureza. A malha de volumes finitos (figura 4.7), desenvolvida por investigadores do ERC²² da Universidade Estadual do Mississippi, precedeu a análise do escoamento externo e interno ao longo de uma turbina de gás, e demonstra a sofisticação das aplicações CFD na era moderna. Os trabalhos citados, revelam a incontestável preponderância da dinâmica de fluidos computacional na indústria automóvel e de turbinas de gás.



Figura 4.7: Malha de volumes finitos definida na região exterior do motor e, ao longo das passagens de ar internas do compressor, câmara de combustão e turbina [72].

²² ERC - National Science Foundation's Engineering Research Center for Computational Field Simulations.

Arquitetura e Engenharia Naval - a dinâmica de fluidos computacional é sobejamente utilizada na simulação de campos de escoamento em torno de navios, submarinos e outros veículos subaquáticos. A resolução de problemas desta natureza, é fundamental na obtenção de informações que contribuam para a criação de veículos hidrodinamicamente mais eficientes.

Indústria Aeronáutica e Aeroespacial - a resolução de problemas aerodinâmicos é desde sempre, um dos principais obstáculos ao avanço desta indústria, pelo que a capacidade de prever fenómenos físicos associados ao escoamento em torno de aeronaves e respetivos motores, com grande precisão e fiabilidade, veio proporcionar uma nova abordagem aos problemas da dinâmica de fluidos, que vai além da experiência (figura 4.8).

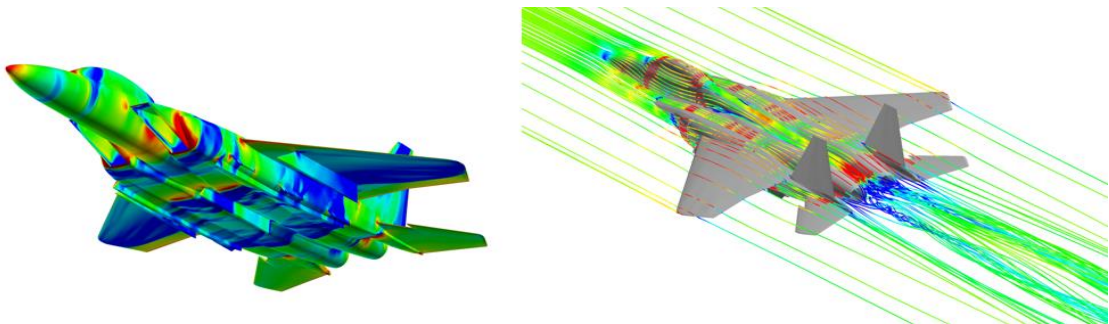


Figura 4.8: Cálculo do campo de escoamento em torno do caça táctico, McDonnell Douglas F-15 Eagle [83].

O desenvolvimento de produto orientado por simulação (figura 4.9) foi fundamental, nomeadamente na idealização e conceção do vaivém espacial por parte da NASA, cujo programa data de 1980. A abordagem puramente experimental não seria suficiente para garantir o sucesso do projeto, uma vez que os túneis de vento e tecnologias associadas não permitem a reprodução simultânea dos elevados números de Mach e temperaturas do campo de escoamento, experienciados por estes veículos ao longo do seu envelope de voo.

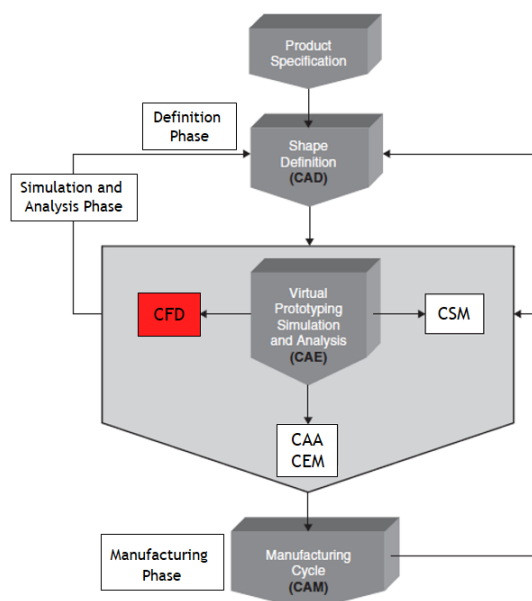


Figura 4.9: Desenvolvimento de produto orientado por simulação - Etapas do processo produtivo [76].

Assim, o CFD constitui a principal ferramenta para projeto destes e de outros veículos, razão pela qual adquiriu tamanha importância na prática moderna da dinâmica de fluidos.

Adicionalmente, a dinâmica de fluidos computacional pode ser usada na **indústria de manufatura**: no que se refere ao enchimento de moldes e à produção de materiais cerâmicos; em **engenharia civil**: na previsão das consequências associadas a intervenções em rios e lagos, bem como na criação de redes de abastecimento de água; em **engenharia ambiental**: sistemas de climatização e circulação de ar através de edifícios; na **indústria petroquímica**: exploração de petróleo e construção de gasodutos; e na previsão de escoamentos em **turbomáquinas** (figura 4.10): compressores, turbinas e geradores para produção de energia elétrica.

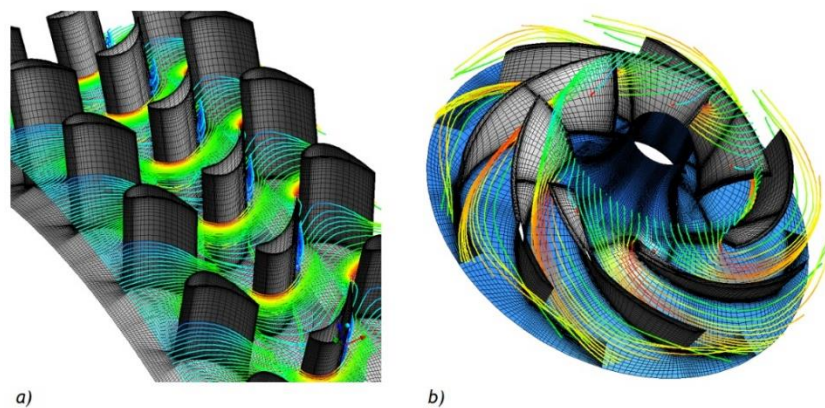


Figura 4.10: CFD aplicado na previsão de escoamentos em turbomáquinas: a) linhas do campo de escoamento através de 1.5 andares de uma turbina axial; b) caudal mássico através do impulsor (disco) de um compressor centrífugo [84].

A aplicação da dinâmica dos fluidos computacional, enquanto ferramenta de projeto comum a diversas áreas da engenharia, deve-se fundamentalmente à sua capacidade de prever características e propriedades críticas dos escoamentos, tais como [73]:

- Distribuições de pressão, velocidade e temperatura;
- Forças de sustentação e arrasto;
- Composição de espécies resultantes de reações químicas, combustão;
- Emissão de poluentes, razão combustível-ar, entre outros.

Para além da importância adquirida pelo CFD enquanto ferramenta de projeto, a capacidade de reduzir fenómenos físicos a quantidades, recorrendo a operações matemáticas e algoritmos numéricos complexos, fazem desta uma ferramenta de investigação e pesquisa com grande preponderância. As experiências e simulações numéricas realizadas em CFD permitem a recriação dos campos de escoamento e, conseqüente compreensão dos aspetos físicos a eles associados, de modo muitas vezes inatingível com recurso a experimentos laboratoriais.

Desta forma, a dinâmica de fluidos computacional assume-se como um complemento às abordagens já existentes - teórica e experimental, desempenhando um papel de relevo na resolução de problemas da dinâmica de fluidos (figura 4.11).

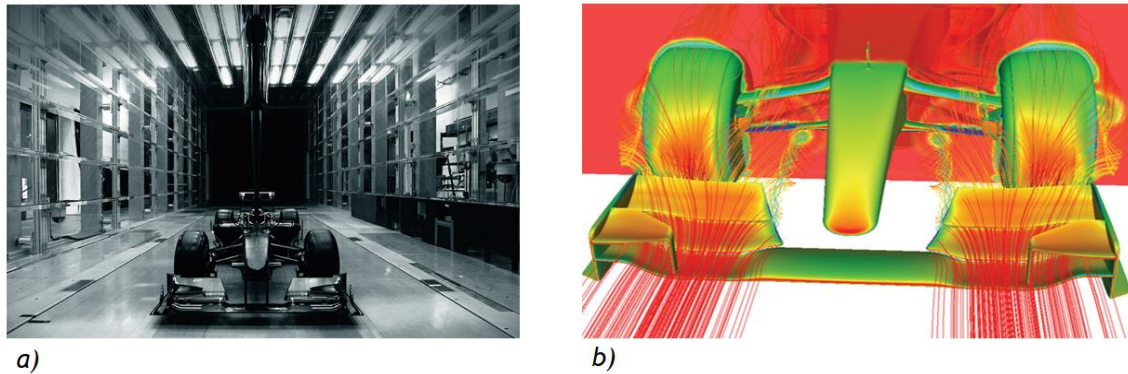


Figura 4.11: A dinâmica de fluidos computacional, utilizada pela *Sauber F1 Team*, como complemento à abordagem experimental: a) Modelo à escala real, preparado para a realização de testes de desempenho aerodinâmico em túnel de vento [85]; b) Simulação do escoamento em torno da asa dianteira de um F1 [78].

As inúmeras potencialidades do CFD, deixam antever que o futuro da dinâmica de fluidos passa pela definição de um equilíbrio entre as diversas abordagens, de forma que as ferramentas de análise de escoamentos tridimensionais possam contribuir na interpretação dos resultados obtidos experimentalmente, da mesma forma que estes são fundamentais na validação dos modelos numéricos aplicados em CFD [72].

Nos dias de hoje, a resolução de campos de escoamento tridimensionais, envolvendo geometrias complexas, encontra-se disseminada pelas diversas áreas da indústria, e envolve a concordância entre o conhecimento humano e a capacidade computacional dos supercomputadores modernos em resolver malhas com milhões de elementos. No entanto, e apesar do estado de desenvolvimento dos métodos numéricos atuais, seria precipitado considerar a dinâmica de fluidos computacional uma tecnologia estável e maturada dada a quantidade de questões em aberto, e cujas respostas constituem o objetivo do trabalho realizado por cientistas e investigadores nas seguintes áreas: turbulência, modelação de combustão, transferência de calor, métodos de discretização e técnicas de resolução de escoamentos viscosos [76].

4.1. Análise de Escoamentos Turbulentos

4.1.1. Equações Fundamentais da Dinâmica de Fluidos

Antes de se proceder à derivação das equações fundamentais que governam o movimento de um fluido, é conveniente clarificar o significado do termo dinâmica de fluidos.

A dinâmica de fluidos designa a investigação do movimento interativo entre uma grande quantidade de partículas, sejam elas moléculas ou átomos. Para tal, pressupõe-se que a densidade do fluido é elevada o suficiente para que este seja considerado um meio contínuo, no qual o mais ínfimo elemento possui o número de partículas necessárias à especificação das respetivas velocidade e energia cinética médias. Nestas condições, torna-se possível definir propriedades como: velocidade, pressão, temperatura, densidade e demais quantidades de relevo para cada elemento de fluido [76].

A derivação das principais equações da dinâmica de fluidos assenta no pressuposto de que o comportamento dinâmico de um fluido é determinado por três princípios fundamentais, também designados por leis da conservação [86].

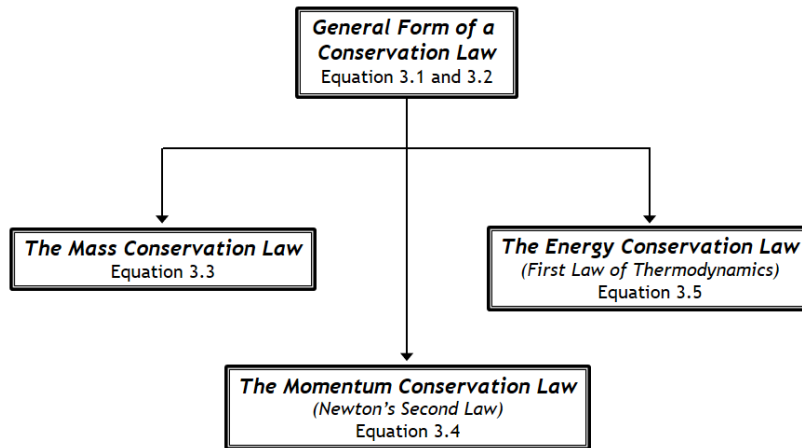


Figura 4.12: Equações fundamentais da dinâmica de fluidos [77].

A conservação de um determinado parâmetro do escoamento significa que a sua variação total no interior de um volume arbitrário, pode ser expressa pelo efeito resultante: da quantidade desse parâmetro transportado através da fronteira do volume de controle; e da ação das forças e fontes internas, e das forças externas que atuam sobre o sistema [76].

Matematicamente, as leis da conservação referidas podem ser derivadas a partir de uma expressão geral que descreve o comportamento de uma quantidade escalar qualquer (U), numa região limitada do campo de escoamento, designada por volume de controle finito.

Considere-se o campo de escoamento representado na figura 4.13:

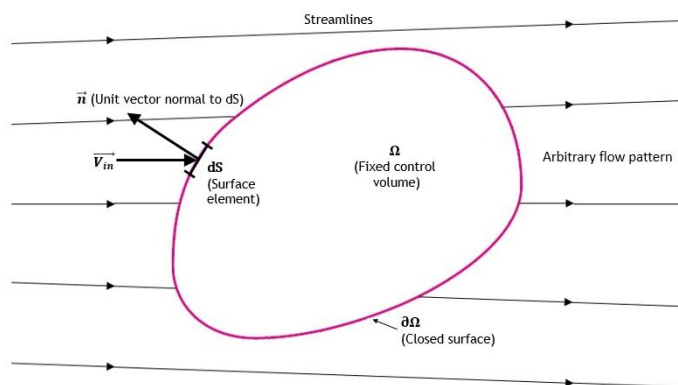


Figura 4.13: Definição de um volume de controle finito, fixo no espaço. Adaptado de [76], [81].

A lei da conservação aplicada a uma quantidade escalar U por unidade de volume, determina que a sua variação em ordem ao tempo, isto é [76]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U \, d\Omega$$

é igual à soma das contribuições devido a:

- **Fluxo Convectivo** - porção da quantidade U que entra no volume de controle através da fronteira, com velocidade \vec{v} :

$$-\oint_{\partial\Omega} U(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS$$

- **Fluxo Difusivo** - associado ao movimento molecular num fluido em repouso, expresso pela Lei do Gradiente de Fick:

$$\oint_{\partial\Omega} \kappa\rho[\nabla(U/\rho) \cdot \vec{n}] dS$$

- **Forças de Corpo, Q_V e Forças de Superfície, \vec{Q}_S :**

$$\int_{\Omega} Q_V d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{Q}_S \cdot \vec{n}) dS$$

Assim, a fórmula geral para a Lei da Conservação de uma quantidade escalar U é dada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} U d\Omega + \oint_{\partial\Omega} [U(\vec{v} \cdot \vec{n}) - \kappa\rho(\nabla U^* \cdot \vec{n})] dS = \int_{\Omega} Q_V d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{Q}_S \cdot \vec{n}) dS \quad (4.1)$$

onde $U^* = U/\rho$.

No caso da variável conservativa ser um vetor \vec{U} , a Eq. 4.1 mantém-se válida, contudo os fluxos convectivo e difusivo passam a ser representados pelos tensores \vec{F}_C e \vec{F}_D respetivamente. As forças de corpo transformam-se no vetor \vec{Q}_V , e as forças de superfície no tensor \vec{Q}_S . Considerando as alterações referidas, a equação da Lei da Conservação para uma quantidade vetorial \vec{U} pode ser escrita na forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{U} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} [(\vec{F}_C - \vec{F}_D) \cdot \vec{n}] dS = \int_{\Omega} \vec{Q}_V d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{Q}_S \cdot \vec{n}) dS \quad (4.2)$$

As Eqs. 4.1 e 4.2 representam a lei da conservação na forma integral, pelo que: não estando presentes quaisquer forças de corpo, a variação da quantidade conservativa (U) depende apenas do fluxo que atravessa as fronteiras do volume de controle; as equações permanecem válidas na presença de discontinuidades no interior do volume de controle, tais como: separação e propagação de ondas de choque.

Os códigos CFD atuais baseiam-se, na sua maioria, na forma integral das equações de transporte, em virtude da sua maior abrangência. Contudo, os algoritmos numéricos aplicados pelo *software ANSYS Fluent 16.0*, utilizado na realização do presente trabalho, resolvem as referidas equações na forma diferencial, assumindo um escoamento com propriedades diferenciáveis que se traduz num meio contínuo. Ainda assim, a derivação das expressões para as leis da conservação da dinâmica dos fluidos, será concretizada partindo das Eqs. 4.1 e 4.2 na sua forma integral [76], [81].

Lei da Conservação de Massa

A lei da conservação de massa para fluidos com uma única fase, determina que a massa não pode ser criada nem destruída nesse sistema. Não há contribuição do fluxo difusivo, uma vez que qualquer variação de massa implicaria o deslocamento de partículas de fluido.

Considerando o modelo de volumes finitos fixos no espaço, representado na figura 4.13, é possível derivar a equação da continuidade, substituindo a variável conservativa (U) pela densidade do fluido (ρ) na equação geral da lei da conservação, Eq. 4.1.

Assim, obtém-se a forma integral da equação da continuidade, Eq. 4.3, representativa da **Lei da Conservação de Massa**:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho(\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS = 0 \quad (4.3)$$

Lei da Conservação do *Momentum*

A lei da conservação do *momentum* refere que a variação do *momentum* é causada pela força resultante que atua sobre o elemento de massa. Importa referir que o fluxo difusivo é nulo, na medida em que não existe difusão de *momentum* num fluido em repouso, e que as forças atuantes sobre o volume de controle podem ser de dois tipos: forças de corpo - atuam diretamente sobre a massa do elemento, como por exemplo a força gravitacional e de coriólis; e as forças de superfície - atuam sobre a superfície do volume de controle resultando da distribuição de pressão e da ação das tensões normais e de corte sobre as áreas limite do elemento considerado.

Aplicando um processo análogo ao utilizado para a Lei da Conservação de Massa, e considerando o produto da densidade pela velocidade ($\rho\vec{v}$) como a quantidade conservada, é possível obter a Eq. 4.4 que expressa a **Lei da Conservação do *Momentum***.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho\vec{v} \, d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho\vec{v}(\vec{v} \cdot \vec{n}) \, dS = \int_{\Omega} \rho\vec{f}_e \, d\Omega - \oint_{\partial\Omega} p\vec{n} \, dS + \oint_{\partial\Omega} (\vec{\tau} \cdot \vec{n}) \, dS \quad (4.4)$$

Lei da Conservação da Energia

O princípio subjacente à derivação da equação da energia é a primeira lei da termodinâmica, segundo a qual, a variação total de energia no interior de um volume de controle resulta do trabalho realizado pelas forças que atuam sobre esse volume, e do fluxo de calor transferido através da sua fronteira.

A dedução da equação da energia segue o mesmo procedimento adotado para as Leis da Conservação anteriores, considerando a energia total por unidade de volume (ρE) como quantidade conservada. A energia total (E) por unidade de massa é obtida adicionando a energia interna por unidade de massa, à energia cinética por unidade de massa ($\vec{v}^2/2$).

Contrariamente ao verificado nas equações da conservação de massa e momento, o fluxo difusivo é considerado na dedução da lei da conservação da energia. O fluxo difusivo representa a difusão de calor por condução molecular, resultante da existência de um gradiente de temperatura no interior do volume de controle, e é expresso pela Lei de Fourier.

A Lei da Conservação da Energia é representada pela Eq. 4.5:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \rho E d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \rho H(\vec{v} \cdot \vec{n}) dS = \oint_{\partial\Omega} k(\nabla T \cdot \vec{n}) dS + \int_{\Omega} (\rho \vec{f}_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h) d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) \cdot \vec{n} dS \quad (4.5)$$

Depois de derivadas separadamente as leis da conservação de massa, momento e energia, é possível agregá-las num único sistema, de modo a obter as equações principais da dinâmica dos fluidos, a partir das quais se pode caracterizar e prever o comportamento dinâmico de um escoamento.

Nesse sentido, procedeu-se à manipulação da Eq. 4.2, representativa da Lei Geral da Conservação para uma quantidade vetorial, introduzindo: o vetor dos fluxos convectivos (\vec{F}_c), que abrange também os termos de pressão $p\vec{n}$ e $p(\vec{v} \cdot \vec{n})$ das equações do *momentum* e energia respetivamente; o vetor dos fluxos viscosos (\vec{F}_v), composto pelas tensões viscosas integrantes das equações do *momentum* e energia, e pela difusão de calor por condução molecular representada pela Lei de Fourier na equação da energia; e um termo adicional \vec{Q} , constituído pelo trabalho realizado pelas forças de corpo sobre o volume de controle nas equações do momento e energia, a que se junta a contribuição do aquecimento volumétrico decorrente da absorção/emissão de radiação e ocorrência de reações químicas com efeito na energia interna do sistema.

Na sequência das alterações processadas, as Eqs. 4.3, 4.4 e 4.5 podem ser conjugadas num sistema de equações do tipo [76]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{W} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} (\vec{F}_c - \vec{F}_v) dS = \int_{\Omega} \vec{Q} d\Omega \quad (4.6)$$

Onde:

$$\vec{W} = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho w \\ \rho E \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

$$\vec{F}_c = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V + n_x p \\ \rho v V + n_y p \\ \rho w V + n_z p \\ \rho H V \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

com $V \equiv \vec{v} \cdot \vec{n} = n_x u + n_y v + n_z w$

$$\vec{F}_v = \begin{bmatrix} 0 \\ n_x \tau_{xx} + n_y \tau_{xy} + n_z \tau_{xz} \\ n_x \tau_{yx} + n_y \tau_{yy} + n_z \tau_{yz} \\ n_x \tau_{zx} + n_y \tau_{zy} + n_z \tau_{zz} \\ n_x \theta_x + n_y \theta_y + n_z \theta_z \end{bmatrix} \quad (4.9)$$

$$\text{com} \begin{cases} \theta_x = u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz} + k \frac{\partial T}{\partial x} \\ \theta_y = u\tau_{yx} + v\tau_{yy} + w\tau_{yz} + k \frac{\partial T}{\partial y} \\ \theta_z = u\tau_{zx} + v\tau_{zy} + w\tau_{zz} + k \frac{\partial T}{\partial z} \end{cases}$$

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho f_{e,x} \\ \rho f_{e,y} \\ \rho f_{e,z} \\ \rho f_e \cdot \vec{v} + \dot{q}_h \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Para fluidos Newtonianos, ou seja, fluidos para os quais as relações viscosas são válidas, as equações que descrevem o comportamento dinâmico do escoamento são designadas **Equações de Navier-Stokes** - Eqs. 4.6, e representam um sistema de cinco equações com cinco variáveis conservativas ($\rho, \rho u, \rho v, \rho w, \rho E$) nas três dimensões do espaço.

Existem, contudo, duas variáveis desconhecidas adicionais, p e T , cuja determinação passa pela adição de duas equações que representam relações termodinâmicas entre as variáveis de estado. Posto isto, é necessária a definição do coeficiente de viscosidade dinâmica (μ), e o coeficiente de condutividade térmica (k), de modo a obter um sistema de equações determinado, através do qual possam ser calculadas as variáveis do escoamento.

Para escoamentos com números de Reynolds elevados, onde a predominância das forças de inércia sobre as forças viscosas resulta na formação de uma camada limite extremamente fina, quando comparada com a dimensão do corpo, é possível simplificar o sistema de equações obtido anteriormente, omitindo o vetor dos fluxos viscosos (\vec{F}_v). Assim, os efeitos viscosos são desprezados, e as equações de governo na sua forma simplificada, designadas por **Equações de Euler** - Eq. 4.11, descrevem apenas o transporte convectivo das variáveis do escoamento para fluidos invíscidos:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{\Omega} \vec{W} d\Omega + \oint_{\partial\Omega} \vec{F}_c dS = \int_{\Omega} \vec{Q} d\Omega \quad (4.11)$$

As equações de Navier-Stokes e de Euler governam o escoamento de fluidos viscosos e invíscidos respetivamente, e apresentam-se na forma de sistemas de equações, nos quais são integradas as Leis da Conservação - princípios fundamentais que determinam o comportamento de qualquer escoamento. Assim, as Eqs. 4.6 e 4.11 compõem a base da dinâmica dos fluidos, e a sua resolução constitui o principal objetivo da dinâmica de fluidos computacional.

4.1.2. Discretização Espacial

A resolução eficiente das equações do movimento, e consequente determinação das variáveis conservativas, pressupõe que o espaço físico no qual o escoamento se desenvolve, seja dividido num número significativo de elementos, através de um processo designado por geração de malha. Este procedimento é essencial na configuração de qualquer análise CFD, visto que a precisão dos resultados de uma simulação depende grandemente das propriedades e da qualidade global da malha obtida [77].

A malha gerada pode ser de dois tipos: estruturada ou não estruturada, dependendo da complexidade da geometria que se pretende discretizar, do grau de proficiência do utilizador, do prazo para concretização da mesma e dos recursos computacionais disponíveis (figura 4.14).

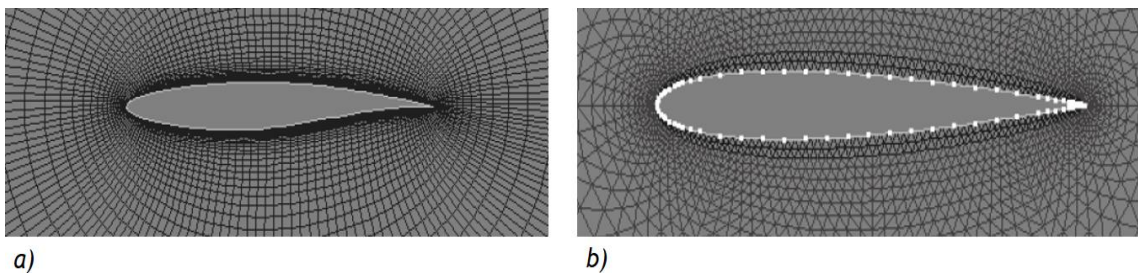


Figura 4.14: Exemplo de uma malha estruturada a) e não estruturada b), em torno de um perfil [87].

Numa malha estruturada (figura 4.15), os elementos gerados são quadriláteros (2D) e hexaedros (3D). As malhas deste tipo apresentam como principal vantagem o acesso expedito à memória do computador, dado que o sistema de identificação aplicado a cada célula da malha permite o acesso às células adjacentes, de forma rápida e simplificada. No entanto, a dificuldade de implementação de malhas estruturadas em geometrias complexas, pode implicar a segmentação das mesmas em blocos mais simples, seguida da geração de malha, num processo mais moroso designado por abordagem *multigrid* ou *multiblock*, ver figura 4.15 (c).

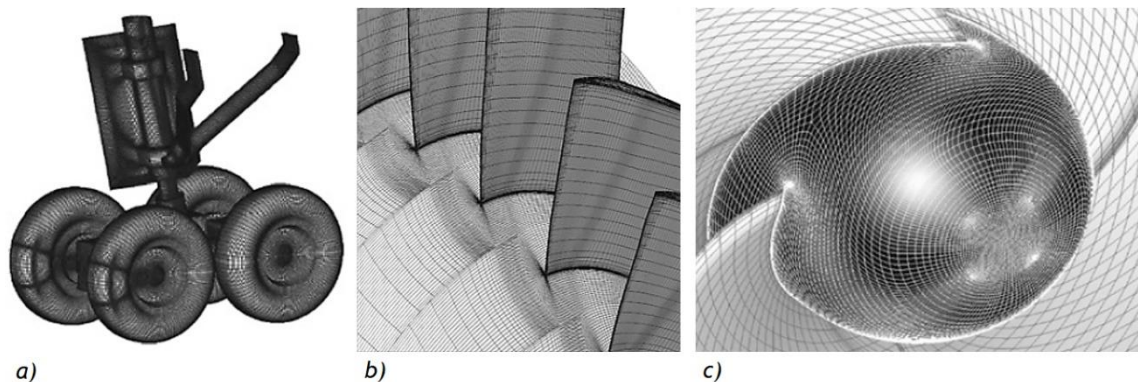


Figura 4.15: Malhas Estruturadas: a) Malha de superfície para um trem de aterragem; b) Malha ajustada a um corpo curvilíneo, com fronteira periódica; c) *Multigrid* aplicada ao impulsor da bomba de hidrogénio do lançador europeu Ariane 5 [77].

As malhas não estruturadas (figura 4.16) compostas por elementos triangulares (2D) e tetraédricos (3D), apresentam maior flexibilidade e requerem menos intervenção por parte do

utilizador quando comparadas com as malhas estruturadas (figura 4.15). Em alguns casos, são aplicadas malhas não estruturadas mistas, nas quais são utilizados quadriláteros ou hexaedros na zona de desenvolvimento da camada limite, e triângulos ou tetraedros nas demais regiões, de forma a aumentar a precisão e reduzir o número de células da malha.

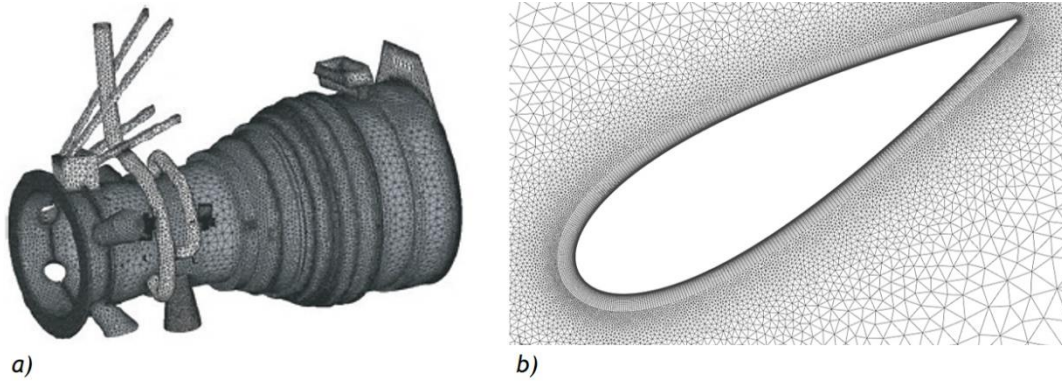


Figura 4.16: Malhas Não Estruturadas: a) Malha tetraédrica aplicada a um motor a jato; b) Malha híbrida, composta por células estruturadas junto à superfície do perfil, para resolução da camada limite, e por células não estruturadas ao longo do restante domínio [77].

Independentemente do tipo de malha aplicado ao domínio do problema em análise, é fundamental verificar: a inexistência de lacunas ou sobreposição entre elementos adjacentes, que possam ocasionar cálculos desajustados e erros de geração de malha; a suavidade na transição entre camadas, na medida em que variações abruptas no volume e na razão de aspecto de células contíguas podem afetar a qualidade global da malha e, conseqüentemente, a precisão dos resultados [76], [86].

Depois de concluída a definição da malha, as equações do transporte podem ser discretizadas, de modo que os integrais e derivadas parciais sejam transformados em operações algébricas equivalentes, envolvendo as variáveis do escoamento para cada elemento do domínio [77].

Os métodos de discretização das equações do transporte mais utilizados em simulações computacionais na área dos fluidos são [88]:

- **Método das Diferenças Finitas** - aplica uma expansão em Série de Taylor das derivadas das variáveis do escoamento, ver figura 4.17. Este método é caracterizado pela simplicidade, precisão e capacidade de realizar aproximações de ordem elevada, embora a sua utilização seja apenas compatível com malhas estruturadas. Atualmente o método das diferenças finitas é aplicado em geometrias simples, e por vezes na simulação de escoamentos turbulentos com recurso ao modelo DNS (*Direct Numerical Simulation*);

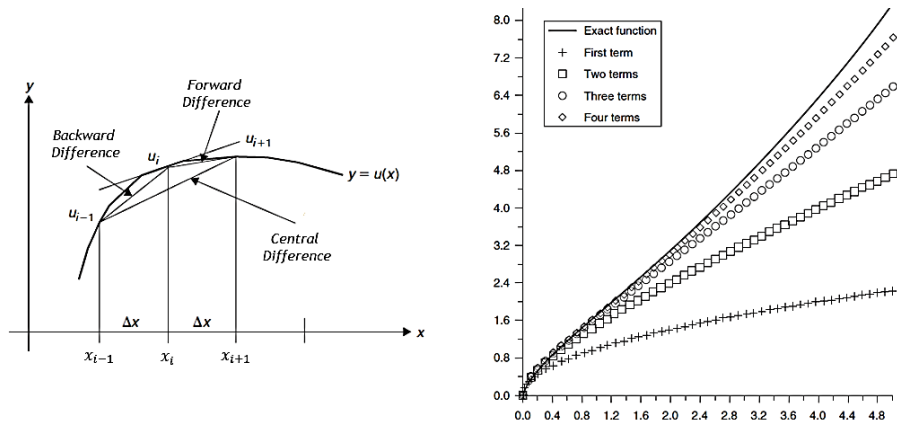


Figura 4.17: Método das Diferenças Finitas: Interpretação geométrica do método, para derivadas de primeira ordem (à esquerda); Expansão em Série de Taylor da função $u(x)$, até à quinta ordem (à direita) [77].

- Método dos Volumes Finitos** - usa diretamente as Equações de Navier-Stokes na sua forma integral. Este método divide o espaço físico (domínio do problema) em um número arbitrário de poliedros, designados volumes de controlo, cuja definição pode ser concretizada por uma de duas formas distintas (figura 4.18): *Cell Centered Scheme* - as variáveis do escoamento são armazenadas no centro da célula, pelo que o volume de controle é idêntico à célula da malha; *Cell Vertex Scheme* - as variáveis são armazenadas nos nós da malha. O método dos volumes finitos é substancialmente mais flexível do que o método das diferenças finitas, podendo ser utilizado com malhas estruturadas e não estruturadas.

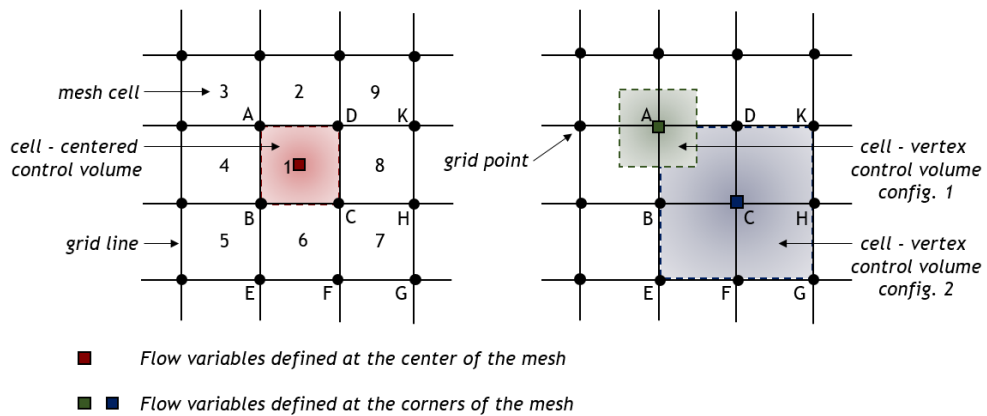


Figura 4.18: Método dos Volumes Finitos: Discretização do domínio segundo o *Cell-centered scheme* (à esquerda), ou o *Cell-vertex scheme* à direita. Adaptado de [77].

A aplicação dos métodos de discretização numérica previamente mencionados, resulta num conjunto de expressões algébricas discretas, que quando agregadas num sistema de equações constituem um *numerical scheme* [77].

Os *numerical schemes* utilizados na execução da discretização espacial, para ambos os métodos acima mencionados, podem ser de dois tipos [86]:

- **Central Schemes** - cujo princípio consiste em estimar as variáveis conservativas à esquerda e à direita do volume de controle, avaliando assim o fluxo nas imediações do mesmo. O reduzido tempo de utilização de CPU constitui uma grande vantagem comparativamente aos *Upwind Schemes*;
- **Upwind Schemes** - possui maior capacidade na detecção de descontinuidades e permitem a resolução da camada limite em malhas com menos elementos. No entanto, quando utilizados para segunda ordem ou superior, a precisão da discretização é afetada pela aplicação de limitadores, que apesar de necessários para evitar oscilações próximas a descontinuidades fortes, deterioram a convergência da solução e aumentam o custo computacional.

Até ao momento foram abordadas as duas fases que compõem o processo de discretização espacial de um problema, no contexto da dinâmica dos fluidos: inicialmente referiu-se ao processo de geração de malha, pelo qual o domínio pode ser transformado num conjunto de elementos discretos; e em seguida foram enumerados os métodos de discretização das equações do transporte, bem como os *numerical schemes* associados.

Embora as equações do transporte possam ser resolvidas diretamente em estado estacionário, a maioria dos problemas na natureza envolvem escoamentos transientes, cuja solução num dado ponto varia em função do tempo. Desta forma, surgiram os métodos de discretização temporal que serão referidos de seguida.

4.1.3. Discretização Temporal

Por aplicação do designado *method of lines*, a discretização espacial e a integração temporal podem acontecer em separado, dada a independência das variáveis espaciais e temporais das equações do transporte [76].

Assim, a discretização temporal pode ocorrer antes ou depois da discretização espacial ser concluída, utilizando um de dois métodos distintos [86]:

- **Explicit Scheme Method** - este método não é necessariamente estável, pelo que a escolha do *time step* não pode ser realizada de forma arbitrária. Existem, contudo, duas variáveis designadas *Courant Number* - Eq. 4.12, e *Diffusion Number* - Eq. 4.13, que permitem analisar se a discretização estabiliza ou não, mediante o cumprimento dos critérios de *Courant* e *Von Neumann*. O facto de cada variável poder ser determinada diretamente a partir de valores conhecidos, reduz o custo computacional por *time step*, e constitui uma grande vantagem do presente método.

$$C = \frac{v \delta t}{\delta x} \quad (4.12)$$

$$\beta = \frac{\kappa \delta t}{\delta x^2} \quad (4.13)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} C < 1 \\ \beta < \frac{1}{2} \vee C < 2\beta \end{array} \right.$$

- **Implicit Scheme Method** - é mais estável do que o método anterior para um intervalo alargado de *time steps*, e agrega rotinas de cálculo iterativo apropriadas para a resolução de problemas em estado estacionário. Embora estável, este método é mais difícil de implementar e apresenta um custo computacional por *time step* superior ao *Explicit Scheme Method*, devido ao facto da equação de discretização apresentar três variáveis desconhecidas, o que impede a determinação direta de cada variável por *time step*.

Considerando a extensão e complexidade desta temática, é aconselhada a consulta das referências recomendadas, de modo a obter esclarecimentos adicionais acerca dos métodos de discretização espacial e temporal, aplicados à análise de escoamentos.

4.1.4. Técnicas de Modelação Numérica / Modelos de Turbulência

A dinâmica de fluidos computacional é uma ciência que permite prever o comportamento dinâmico dos escoamentos, bem como simular e determinar os fenómenos físicos a eles associados.

Para que tal seja possível, os métodos numéricos aplicados pelas ferramentas CFD substituem os integrais e derivadas parciais das Eqs. 4.6 e 4.11 por formas algébricas discretizadas, que quando resolvidas permitem a obtenção de números para as variáveis conservativas do escoamento em cada ponto do domínio, previamente discretizado no tempo e no espaço.

O resultado final de uma simulação CFD consiste num conjunto de valores que podem ser utilizados para obtenção de uma descrição quantitativa do problema em análise [72].

“Todas as ciências matemáticas assentam na relação entre leis da física e leis dos números, pelo que o objetivo das ciências exatas consiste em reduzir os problemas da natureza à determinação de quantidades, recorrendo a operações com números.”

James Clerk Maxwell, 1856

O cálculo das variáveis conservativas para escoamentos invíscidos e laminares não apresenta dificuldades acrescidas, atendendo à rapidez e simplicidade com que os algoritmos numéricos resolvem as equações do transporte para este tipo de escoamentos.

A simulação de escoamentos turbulentos, por outro lado, constitui um procedimento muito mais complexo, e requer a aplicação de uma abordagem distinta, em virtude do comportamento aleatório e imprevisível da turbulência, demonstrado na figura 4.19 [86].

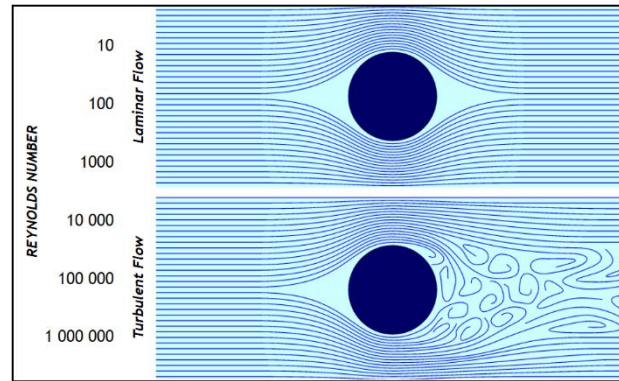


Figura 4.19: Escoamento laminar e turbulento em redor de um tubo de secção transversal circular [89].

A modelação de escoamentos turbulentos constitui uma área bastante vasta do conhecimento, pelo que se torna impossível referir de forma pormenorizada, todos os aspetos relevantes sobre esta temática, no presente documento.

Assim, o foco deste subcapítulo centra-se na enumeração das principais características da turbulência, a que se seguem as equações de turbulência e uma breve descrição das técnicas que permitem a modelação e previsão de escoamentos turbulentos, com especial incidência nos modelos RANS utilizados neste trabalho.

Características da Turbulência

A turbulência é uma característica importante dos escoamentos, e está presente em muitas aplicações, especialmente no que se refere a fenómenos naturais (figura 4.20).

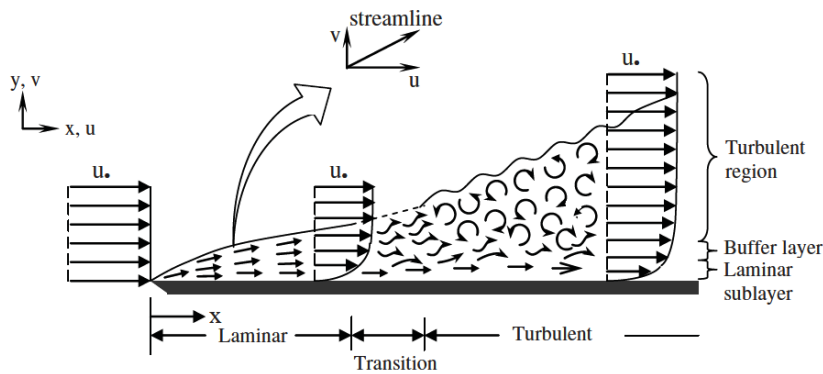


Figura 4.20: Desenvolvimento da camada limite sobre uma placa plana [87].

Para muitos, a turbulência é vista como um estado de desordem ou caos, impossível de prever. Contudo, a sua descrição está longe de ser simples e direta, revelando-se muito mais ampla e menos intuitiva dada a complexidade deste fenómeno [86].

“A turbulência é um movimento tridimensional dependente do tempo, no qual a propagação e difusão de vórtices produz flutuações de velocidade, transversais a todos os comprimentos de onda, entre um mínimo estabelecido pelas forças de origem viscosa, e um máximo

definido pelas condições de fronteira do escoamento. É o estado natural dos fluidos, à exceção daqueles que se encontram a baixos números de Reynolds.”

Peter Bradshaw

Devido à presença de turbulência, ocorrem importantes fenômenos de transporte, pelo que quanto maior a intensidade de turbulência, mais significativo será o transporte num escoamento.

Equações de Turbulência

O primeiro parâmetro a ser estimado durante a análise de um escoamento é o número adimensional de Reynolds, que relaciona as forças de inércia com as forças viscosas através da Eq. 4.14 [81]:

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (4.14)$$

onde, V e L são a velocidade característica e a escala de comprimento, respetivamente.

$0 < Re < 1$: escoamento laminar altamente viscoso;

$1 < Re < 100$: escoamento laminar, com dependência elevada do número de Reynolds;

$100 < Re < 10^3$: escoamento laminar;

$10^3 < Re < 10^4$: transição para turbulento;

$10^4 < Re < 10^6$: escoamento turbulento, moderadamente dependente do número de Reynolds;

$10^6 < Re < \infty$: escoamento turbulento, ligeiramente dependente do número de Reynolds;

Estes intervalos são meramente indicativos, podendo sofrer alterações de acordo com a geometria do escoamento, a rugosidade da superfície e as flutuações do escoamento à entrada do volume de controle.

A viscosidade cinemática (ν), dada pela razão entre a viscosidade dinâmica (μ), e a densidade (ρ), é representada na Eq. 4.15:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.15)$$

Outro parâmetro de interesse é o número adimensional de Prandtl (Pr), que relaciona a viscosidade cinemática (ν) com a difusividade térmica (κ), e é expresso pela Eq. 4.16:

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} \quad (4.16)$$

Por fim, devem ser tidas em consideração as equações de Navier-Stokes, Eqs. 4.6, que representam a condição de um fluido em movimento, não obstante as mesmas não se encontrarem ainda completamente resolvidas.

A imprevisibilidade da turbulência, já aqui referida, motivou o desenvolvimento de modelos específicos, ao longo dos anos, com o intuito de se obterem informações úteis e previsões fiáveis sobre o comportamento dos escoamentos turbulentos [5].

São descritas de seguida, as principais abordagens e respetivos modelos usados em engenharia, ver figura 4.21, por ordem decrescente de recursos computacionais necessários [73], [76], [86].

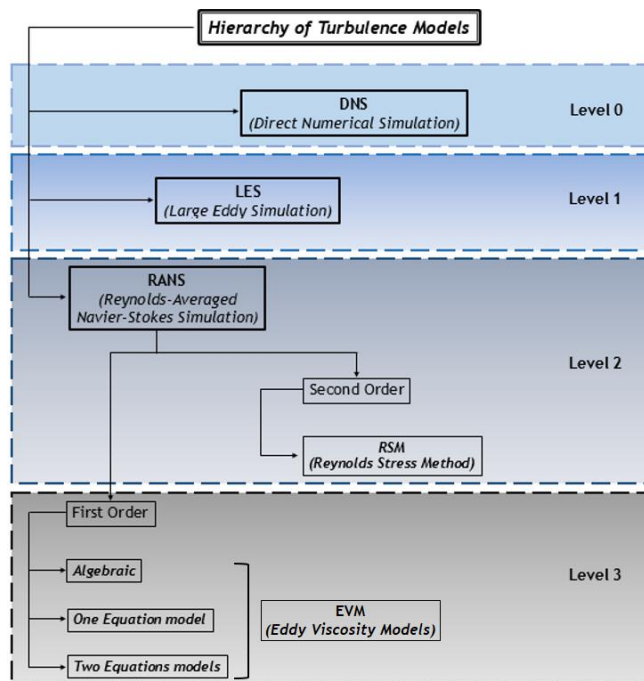


Figura 4.21: Hierarquia dos modelos de turbulência, por ordem decrescente de recursos computacionais. Adaptado de [76].

A abordagem **DNS** (*Direct Numerical Simulation*) permite a resolução direta das Equações de Navier-Stokes que governam o escoamento. Teoricamente, este tipo de simulação possibilita a determinação de qualquer flutuação verificada no movimento de um fluido, sem necessidade de modelação. No entanto, o tempo necessário e os recursos computacionais requeridos são demasiado elevados e quase proibitivos. A escala de resolução espacial é de cerca de $Re^{9/4}$ e o tempo de CPU de aproximadamente Re^3 , pelo que o aumento do número de Reynolds exige um refinamento da malha, a redução do *time step*, e conseqüente recurso a computadores de alto desempenho com grande capacidade de processamento.

Embora esta abordagem seja pouco prática, no que se refere à análise de escoamentos em aplicações industriais, a sua utilização pode ser considerada: na resolução de escoamentos a baixo Reynolds; como ferramenta para compreensão de estruturas turbulentas, bem como das transições laminar-turbulento; e ainda no desenvolvimento e calibração de novos modelos de turbulência.

A metodologia **LES** (*Large Eddy Simulations*) baseia-se no pressuposto de que as escalas de turbulência inferiores apresentam características mais bem definidas e independentes do

escoamento, do que os grandes vórtices que transportam a energia de turbulência. Assim, as *Large Eddy Simulations* calculam as grandes escalas de turbulência com grande precisão, e em seguida recriam e aproximam os efeitos causados pelos vórtices de menor dimensão.

Apesar destas simulações permitirem a utilização de malhas menos refinadas e a análise de escoamentos a números de Reynolds superiores, os elevados custos computacionais de processamento, tornam a sua execução demasiado dispendiosa para a maioria das aplicações. Esta ferramenta pode, no entanto, beneficiar a engenharia em situações onde é necessária a simulação detalhada de problemas complexos, tais como: escoamentos em câmaras de combustão e motores, transferências de calor, escoamentos rotacionais, entre outros.

Atualmente, a ferramenta CFD mais utilizada na análise de escoamentos turbulentos consiste na abordagem **RANS** (*Reynolds-Averaged Navier-Stokes*), pela qual são resolvidas as Equações de Navier-Stokes para os valores médios das variáveis conservativas (figura 4.22).

De acordo com esta metodologia, e ainda numa fase inicial da análise do escoamento, as equações do transporte aplicadas a fluidos Newtonianos, Eqs. 4.6, devem ser escritas na forma diferencial [76]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho v_i) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_j v_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho v_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j}(v_i \tau_{ij}) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k \frac{\partial T}{\partial x_j}\right)$$

Posteriormente, é aplicada uma abordagem proposta por Reynolds, em 1895, segundo a qual, as variáveis do escoamento são decompostas em duas componentes: média e variável.

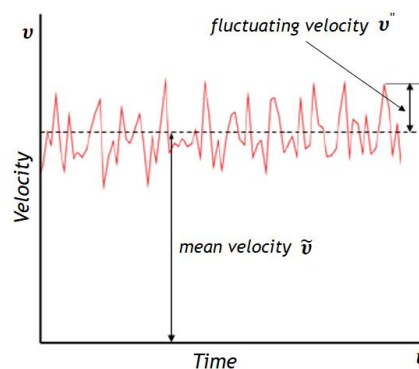


Figura 4.22: *Reynolds Averaging* - Velocidade média e instantânea para um escoamento turbulento [87].

Depois de realizada a decomposição de Reynolds, os componentes médios das variáveis do escoamento são introduzidos nas Eqs. 4.17, obtendo-se deste modo as designadas RANS:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{v}_i) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{v}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{v}_j \tilde{v}_i) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tilde{\tau}_{ij} - \bar{\rho} \tilde{v}_i \tilde{v}_j) \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{E}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{v}_j \tilde{E}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} - \bar{\rho} \tilde{v}_j \tilde{h}'' + \tilde{\tau}_{ij} \tilde{v}_i'' - \bar{\rho} \tilde{v}_j \tilde{K} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tilde{v}_i (\tilde{\tau}_{ij} + R_{ij})]$$

As Eqs. 4.18 são idênticas às equações de Navier Stokes (Eqs. 4.17), com exceção do termo R_{ij} , que constitui o Tensor das Tensões de Reynolds e representa a transferência de momento devido às variações de intensidade de turbulência.

$$R_{ij} = -\bar{\rho} \tilde{v}_i \tilde{v}_j'' = \begin{bmatrix} -\bar{\rho} \tilde{u}''^2 & -\bar{\rho} \tilde{u}'' \tilde{v}'' & -\bar{\rho} \tilde{u}'' \tilde{w}'' \\ -\bar{\rho} \tilde{u}'' \tilde{v}'' & -\bar{\rho} \tilde{v}''^2 & -\bar{\rho} \tilde{v}'' \tilde{w}'' \\ -\bar{\rho} \tilde{u}'' \tilde{w}'' & -\bar{\rho} \tilde{v}'' \tilde{w}'' & -\bar{\rho} \tilde{w}''^2 \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

O termo adicional presente nas equações RANS, agrega seis incógnitas introduzidas pelo processo de decomposição de Reynolds, pelo que a modelação da turbulência de acordo com esta metodologia exige a determinação destas variáveis desconhecidas.

De forma a resolver R_{ij} (Eq. 4.19), foram criados diversos modelos de turbulência que se encontram divididos em dois níveis básicos, como demonstrado na figura 4.21: Modelos EVM (*Eddy Viscosity Models*) de Primeira Ordem e Modelo RSM (*Reynolds Stress Model*) de Segunda Ordem.

O modelo RSM resolve o tensor das tensões de Reynolds de forma direta, a partir das equações do transporte, embora alguns termos devam ser modelados empiricamente. O seu grau de complexidade consideravelmente superior ao apresentado pelos modelos EVM, requer maior capacidade de processamento e memória. Embora criado com a finalidade de evitar os problemas e limitações identificadas nos modelos de primeira ordem, nem sempre este modelo fornece melhores resultados, para além de ser mais difícil de convergir do que os modelos EVM.

Este modelo revela-se útil na modelação de escoamentos turbulentos tridimensionais de alta complexidade tais como os experienciados no interior de câmaras de combustão [73], [90].

Os modelos EVM representam a forma mais simples de resolver as tensões de Reynolds presentes nas equações RANS. Estes modelos assentam na *Boussinesq Hypothesis*, que em 1877 surgiu como uma das contribuições mais significativas na modelação da turbulência, e segundo a qual a tensão de corte está relacionada com a taxa média de deformação, através da viscosidade de turbulência (μ_T). Este parâmetro, contrariamente à viscosidade dinâmica (μ), não representa qualquer característica física do fluido e é função das condições locais do escoamento [76].

A *Boussinesq Eddy Viscosity Hypothesis* é representada pela seguinte expressão:

$$R_{ij} = -\bar{\rho}\widetilde{v_i v_j} = \mu_T \left(\frac{\partial \widetilde{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \widetilde{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} K \delta_{ij} - \frac{2}{3} \mu_T \frac{\partial \widetilde{v}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4.20)$$

Do ponto de vista da Engenharia, este conceito revela-se bastante atrativo, na medida em que a determinação das tensões de Reynolds encontra-se apenas dependente de uma variável desconhecida - viscosidade de turbulência (μ_T).

Os modelos de turbulência EVM de primeira ordem disponíveis no *software ANSYS Fluent* são enumerados em seguida, por ordem crescente de exigência computacional: modelo de uma equação - Spalart Allmaras (SA); modelos de duas equações - Família $K - \varepsilon$ (*Standard*, *Realizable* e RNG) e Família $K - \omega$ (*Standard*, BSL e SST). Para uma comparação detalhada dos modelos de turbulência aqui referidos, consultar [91].

A seleção de um modelo deve ser feita convenientemente e dependendo da simulação a desenvolver, uma vez que as suas propriedades se adequam a condições de escoamento particulares. Assim, um modelo de turbulência pode conduzir a simulações fiáveis e precisas numa dada situação, revelando-se totalmente desajustado e impreciso para outra [86].

Não obstante a variedade de modelos EVM de primeira ordem existentes, as simulações concretizadas neste trabalho foram obtidas por aplicação dos modelos de duas equações *Standard $K - \varepsilon$* (SKE) e *Realizable $K - \varepsilon$* (RKE), comparados na figura 4.23.

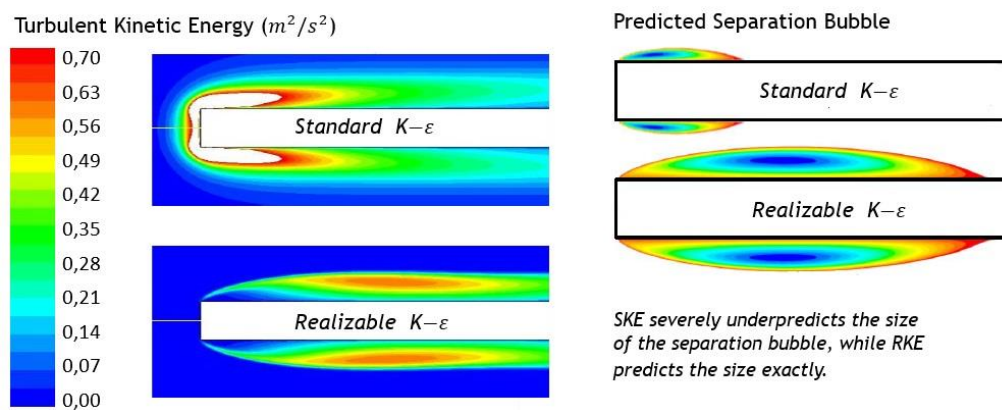


Figura 4.23: Comparação entre os modelos de turbulência *Standard $K - \varepsilon$* e *Realizable $K - \varepsilon$* [73].

A origem dos modelos de turbulência $K - \varepsilon$ remonta ao trabalho desenvolvido por Chou [92], ao qual sucederam diversas formulações, tendo sido as mais significativas propostas por Jones e Launder [93] e Launder e Sharma [94].

Estes modelos são os mais amplamente utilizados de entre os modelos EVM de duas equações, segundo os quais, a viscosidade de turbulência (μ_T) é calculada a partir da resolução das equações do transporte para a energia cinética de turbulência (K) e para a taxa de dissipação de turbulência (ε) [76], [91]:

- **Equação do Transporte para a Energia Cinética de Turbulência (K)**

$$\rho \frac{\partial K}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + \mu_T S^{*2} - \rho \varepsilon \quad (4.21)$$

onde $\sigma_K = 1.0$ e $S^* = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$.

- **Equação do Transporte para a Taxa de Dissipação de Turbulência (ε)**

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{K} (C_{1\varepsilon} \mu_T S^{*2} - \rho C_{2\varepsilon} \varepsilon) \quad (4.22)$$

onde $C_{1\varepsilon} = 1.45$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

Adicionalmente, podem relacionar-se os parâmetros anteriores através da equação para a viscosidade de turbulência (μ_T):

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{K^2}{\varepsilon} \quad (4.23)$$

onde $C_\mu = 0.09$.

Modelo *Standard K – ε*

Modelo de turbulência $K – \varepsilon$ padrão, cuja versatilidade, robustez e precisão razoável para uma vasta gama de aplicações, suscitam uma implementação massiva na análise de problemas em engenharia.

Este modelo é válido para escoamentos turbulentos totalmente desenvolvidos, para além de integrar submodelos para combustão, compressibilidade, entre outros.

As principais limitações do presente modelo relacionam-se com o baixo desempenho na simulação de escoamentos com gradientes de pressão elevados, separação acentuada, grande vorticidade e linhas de escoamento com grande curvatura. Os parâmetros do modelo são obtidos empiricamente através de experiências de referência em escoamentos simples.

Modelo *Realizable K – ε*

Apresenta-se como variante ao modelo SKE, na medida em que a única diferença entre ambos, se relaciona com o método subjacente à derivação da equação para a taxa de dissipação de turbulência (ε), Eq. 4.22.

O modelo RKE é adequado na modelação de escoamentos de corte complexos onde se verifique: taxa de deformação elevada, vorticidade moderada, formação de turbilhões e escoamentos de transição localizados, envolvendo separação e perda em difusores com grande ângulo de parede.

O seu desempenho superior para escoamentos que envolvem rotação, camadas limite sobre influência de gradientes de pressão adversos, separação e recirculação, faz deste um modelo de escolha preferencial, em detrimento do já referido modelo SKE.

O modelo RKE integra a par com o modelo SST $K - \omega$, as escolhas recomendadas para a modelação de turbulência em problemas padrão da dinâmica dos fluidos [73], [90].

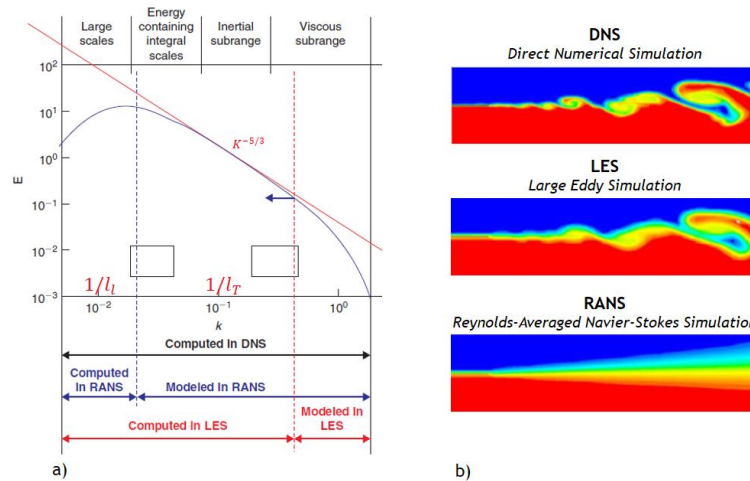


Figura 4.24: Comparação entre as principais técnicas de modelação de turbulência: a) Espectro de energia de turbulência e gama de operação para as abordagens DNS, LES e RANS [77]; b) Nível de detalhe obtido para as estruturas turbulentas, quando aplicadas as abordagens referidas [73].

Resumidamente, os modelos de turbulência de primeira e segunda ordem aqui referidos, integrantes da abordagem RANS, requerem uma capacidade computacional substancialmente inferior à exigida pelas abordagens DNS e LES. Tal facto deve-se à utilização de malhas menos refinadas, e à modelação integral do movimento turbulento utilizando valores médios para as variáveis do escoamento, ver figura 4.24 (a).

Embora o nível de detalhe obtido para as estruturas turbulentas seja limitado, ver figura 4.24 (b), a precisão e fiabilidade demonstradas fazem dos modelos RANS, os mais utilizados para aplicações em engenharia.

4.2. Objetivos da Simulação em CFD

Com a realização da presente simulação CFD, pretende-se ver cumpridos os seguintes objetivos:

- Simulação do escoamento de ar do caudal primário ao longo do *Inter-Compressor Duct*, com ênfase para o seu comportamento ao redor da sonda de pressão e temperatura TP25;
- Obtenção dos valores expectáveis de pressão e temperatura total junto dos elementos sensores da sonda TP25, e determinação do campo de velocidades e da distribuição de pressão e temperatura ao longo da estação em estudo, em regime de *take-off*;
- Validação do modelo CFD criado, por comparação dos valores obtidos, com parâmetros termodinâmicos recolhidos experimentalmente em banco de ensaio, ou calculados através do *software* de análise de desempenho *GasTurb*;

- Estimar o erro de medição associado às perturbações induzidas no escoamento, pela configuração atual da sonda;
- Propor alterações à geometria do equipamento, caso se justifique, de modo a otimizar o seu desempenho, e a minimizar a influência do mesmo no meio circundante.

4.2.1. Considerações Iniciais

Os estudos realizados na indústria aeronáutica, e em particular aqueles que envolvem o contacto direto com equipamentos tecnologicamente avançados e de grande complexidade, de que são exemplo as turbinas de gás, são muitas vezes condicionados pela falta de acesso a informações técnicas relevantes, cuja confidencialidade tende a ser mantida pelos fabricantes. Desta forma, a realização de simulações como a apresentada de seguida neste documento, está dependente do estabelecimento de premissas que permitam ultrapassar a falta de dados e, possibilitem a simplificação do problema em análise, conservando, no entanto, a sua viabilidade e rigor científico.

Premissa 1 - Dada a escassez de informação referente ao sistema de ar do motor CFM56-3, e considerando que estes parâmetros fazem parte do *know-how* dos OEM, revelou-se de todo impossível determinar com precisão o caudal de ar extraído da descarga do *Booster* para pressurização das *Sumps*, arrefecimento do rotor do HPC e controlo de folgas na HPT (HPTCC).

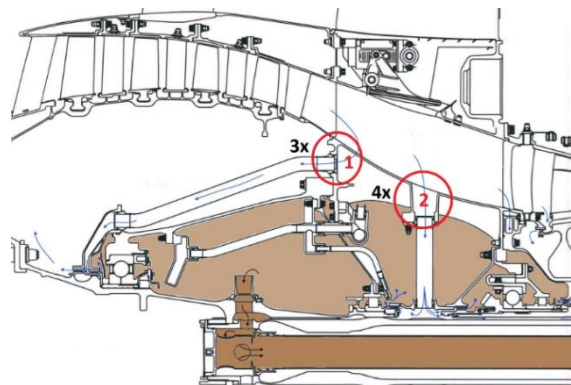


Figura 4.25: Purgas de ar a jusante da descarga do *Booster*: 1 - Pressurização da *Sump* dianteira; 2 - Pressurização da *Sump* dianteira e, pressurização e ventilação da *Sump* traseira. Adaptado de [95].

De acordo com Philpot [38], em reatores aeronáuticos tal como o CFM56-3, o caudal de ar para fins não propulsivos (o caudal de descarga do *Booster* e o caudal extraído do HPC para arrefecimento das pás estáticas e rotativas da HPT e das *Nozzle Guide Vanes* da LPT), pode atingir cerca de 25 % do caudal primário que entra no *core*.

Segundo Ribeiro [36], 10 % do caudal primário é extraído à saída do *Booster* para os efeitos já mencionados anteriormente, o que para um caudal primário de 52.84 kg/s representa aproximadamente 5.28 kg/s. Considerando uma distribuição equitativa do caudal de ar pelas 12 secções que compõem o ducto entre compressores, obtém-se um caudal mássico de ar à entrada de cada secção de 4.403 kg/s. Atendendo a que o diagrama do sistema de ar do motor,

representado na figura 4.25, integra 7 condutas de purga distribuídas pelas 12 secções já referidas, facilmente se conclui que cada conduta escoo cerca de 0.754 kg/s de ar, admitindo que todas apresentam a mesma área de secção transversal.

Então, sabendo que a secção do *Fan Frame* na qual se procederá à simulação apresenta uma das picagens de ar supracitadas, pode afirmar-se que cerca de 17.1 % do caudal total de ar que entra no ducto é extraído para arrefecimento do *core*, pressurização das *Sumps* e suprimento de ar à válvula HPTCC.

Uma análise profunda à geometria do *Fan Frame*, suscitou dúvidas ao autor quanto à fiabilidade dos valores estimados. Com o auxílio do Eng^o Francisco Azevedo, profundo conhecedor dos motores CFM intervencionados na oficina de motores da TAP M&E, concluiu-se que o caudal extraído através da secção de interesse, não deverá ultrapassar os 3 % do caudal mássico de ar total admitido na referida fração, mesmo quando considerados regimes elevados de funcionamento do motor. Este valor é substancialmente inferior ao acima mencionado, pelo que se pode considerar desprezável, sem que daí advenham graves repercussões nos resultados do trabalho. Assim, e para efeitos de simulação, não será considerada a conduta de purga nº 2, indicada na figura 4.25, mantendo-se o caudal constante ao longo do *Inter-Compressor Duct*.

Premissa 2 - A segunda simplificação assumida pelo autor durante o processo de simulação relaciona-se com a orientação do campo de escoamento à entrada do *Inter-Compressor Duct*. Não estando disponível qualquer informação sobre o perfil de velocidade do escoamento turbulento à saída do *Booster*, assumiu-se uma direção de propagação normal à superfície de entrada do volume de controle, como demonstrado na figura 4.26. Esta simplificação é sustentada pela existência de um andar estático, *Booster Vane Assembly*, imediatamente a montante da secção de interesse, cuja função passa por defletir o ar de modo que este se propague segundo uma direção axial à saída do *Booster*, eliminando a componente tangencial da velocidade induzida pelo 4^o andar rotativo do minimódulo 1 - *Fan e Booster*.

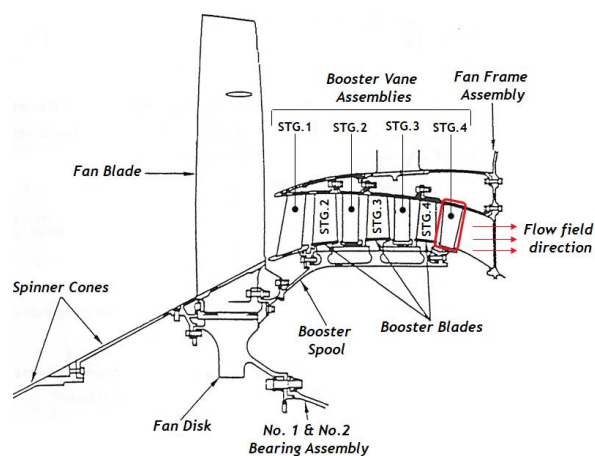


Figura 4.26: Vista transversal do *Fan Frame / Booster*, com destaque para a direção de propagação do ar, assumida pelo autor, a jusante do 4^o andar de pás estáticas do *Booster*. Adaptado de [27].

4.3. Identificação do Domínio do Problema

A realização de qualquer análise com recurso à dinâmica de fluidos computacional, requer a identificação do espaço físico de interesse, no qual se desenvolve o escoamento em estudo.

O principal desafio nesta fase, consiste em definir de forma adequada o início e o fim do domínio computacional, de modo que o mesmo possa ser isolado do restante sistema, cuja modelação não apresenta qualquer benefício.

Assim, o domínio do problema *Inter-Compressor Duct Air Volume*, doravante designado *ICD Air Volume*, compreende não só a área de ação da sonda de pressão e temperatura TP25, como também toda a região do escoamento envolvente, circunscrita pelas seguintes superfícies de fronteira:

- **Mass Flow Inlet** - superfície localizada imediatamente a jusante da descarga do *Booster*, coincidente com a estação aerodinâmica 24, para a qual estão disponíveis informações de desempenho para o ponto de projeto do motor CFM56-3, obtidas na dissertação de Martins [31], e cuja origem remonta ao Relatório do Teste de Correlação, emitido pela CFMI, aquando da certificação do banco de ensaios da TAP M&E para este tipo de motores. Esta fronteira estabelecida a montante da sonda TP25, define o início do domínio computacional;
- **Pressure Outlet** - esta superfície está orientada paralelamente à fronteira acima referida, e situa-se a jusante da região de medição da sonda, imediatamente antes das IGV do HPC. As condições de fronteira aqui estabelecidas foram calculadas pelo autor, partindo dos dados adquiridos por Martins [31], e considerando as recomendações presentes na bibliografia da especialidade e na diminuta informação fornecida pelo fabricante. A fronteira mencionada estabelece o fim do domínio computacional considerado para este estudo, visto que, qualquer expansão do mesmo obrigaria a um profundo conhecimento das características e do desempenho do HPC, componente crítico do motor, cujas informações são mantidas sigilosamente;
- **Wall** - lateralmente o escoamento é limitado pelas seguintes fronteiras: **Inter-Compressor Duct Wall** - composta pela superfície externa do *Center Hub* (parte inferior), pela superfície das *Inner Struts* N°11 (lado esquerdo) e N°12 (lado direito), pela superfície interna da *Mid Box*, e pelas superfícies da VBV e do *Scoop* (parte superior); **TP25 Sensor Body Wall** - superfície exterior do corpo da sonda, que circunscribe o volume ocupado pelo instrumento de medição, e possibilita a sua dedução ao domínio do problema; **P25 Pressure Tube External Wall** - superfície exterior do tubo de pressão que se encontra em contacto com o escoamento, no interior da admissão de ar da sonda; **T25 Thermocouple Shield Wall** - superfície externa do tubo de proteção do termopar em contacto com o escoamento, no interior da admissão de ar da sonda. As fronteiras *TP25 Sensor Body Wall*, *P25 Pressure Tube Wall* e *T25 Thermocouple Shield Wall* são consideradas em separado pelo autor, de modo a permitir a atribuição de diferentes

níveis de refinamento de malha; **P25 Pressure Device** - superfície representativa da tomada de pressão, para a qual se pretendem obter medições válidas; e ainda **T25 Thermocouple Junction** - superfície correspondente à união de medição do termopar, cuja temperatura se pretende determinar.

Atendendo a que um dos objetivos delineados para a presente simulação, ver secção 4.2, consiste na determinação do erro de medição induzido pela configuração da sonda TP25, importa referir que tal só será possível, quando comparados os valores de pressão e temperatura medidos pela sonda, com os valores homólogos verificados na mesma região do espaço, sem que o equipamento se encontre instalado, ou seja, em condições de escoamento não perturbado. Desta forma, dever-se-á considerar ainda uma variante ao domínio do problema inicialmente identificado, designado *Inter-Compressor Duct Air Volume Without Sensor*, futuramente mencionado *ICDAV Without Sensor*, e cujas superfícies de fronteira são: **Mass Flow Inlet**, **Pressure Outlet** e **Inter-Compressor Duct Wall**.

Na figura 4.27 são identificadas as superfícies de fronteira que permitem isolar o *ICDAV Without Sensor* do *Fan Frame Assembly*.

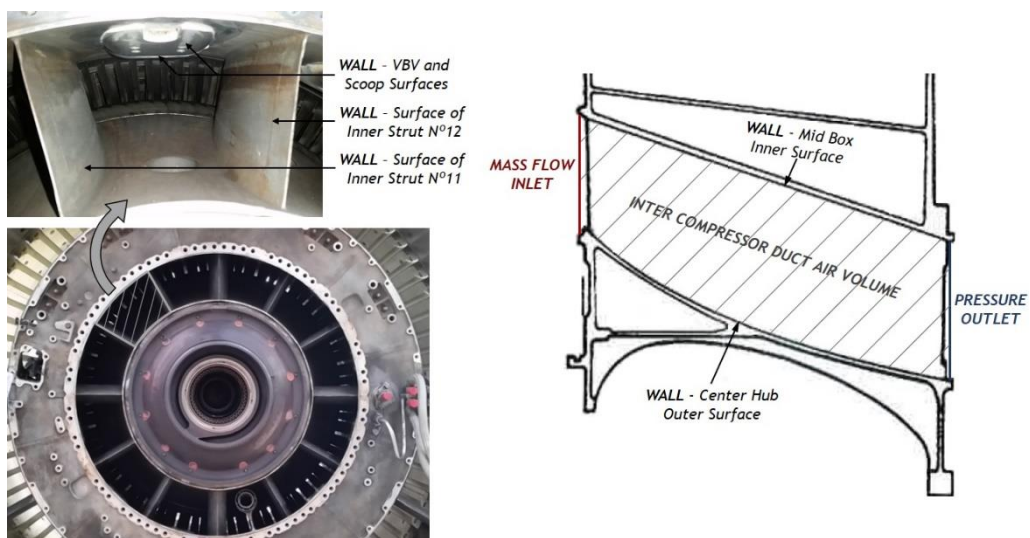


Figura 4.27: *ICDAV Without Sensor*, respectiva localização no *Fan Frame* e, indicação das fronteiras que circunscrevem o volume de interesse.

Note-se que, tanto o *ICD Air Volume* como a sua variante sem sonda TP25 instalada - *ICDAV Without Sensor*, serão aplicados no presente estudo. Dado que a principal diferença entre ambos está associada à inclusão, ou não, da geometria da sonda TP25 como parte do domínio do problema, o autor optou por descrever detalhadamente as etapas relacionadas com a simulação numérica do escoamento no *ICD Air Volume*, por entender que a metodologia aplicada ao *ICDAV Without Sensor* resulta de uma simplificação dos processos implementados no primeiro caso.

4.4. Construção do Modelo do Domínio em CAD 3D

Uma vez definidos os objetivos da simulação e identificado o domínio computacional do problema, segue-se a fase de criação da geometria, com recurso a um *software* de CAD 3D, a partir da qual se possa extrair a região do fluido, cujo comportamento dinâmico se pretende analisar.

Atendendo à localização do domínio, explicada em detalhe na secção anterior, verificou-se a necessidade de modelar não só a estrutura do *Fan Frame*, como também dos componentes que lhes estão associados (*Scoop* e *VBV*) e que contribuem para a complexidade da geometria do *Inter-Compressor Duct*.

À semelhança do sucedido com outros estudos desta natureza, também neste caso o autor se deparou com alguns constrangimentos, no que se refere à disponibilização de dados e desenhos técnicos dos componentes, devido à confidencialidade mantida pelos fabricantes de motores quanto a esta temática. Perante tais dificuldades, e mantendo como prioridade a construção de um modelo preciso e realista, o autor considerou a possibilidade de aplicar um dos procedimentos auxiliares a seguir mencionados, com vista à obtenção das informações relevantes para a modelação da geometria:

- ***Fan Frame 3D Scanning*** - digitalização tridimensional do *Fan Frame* recorrendo ao *scanner* 3D Artec Spider, propriedade da UBI. Este equipamento de alta resolução, apresenta uma excelente precisão quando utilizado com objetos de dimensões reduzidas, e coloca à disposição do utilizador inúmeras possibilidades de aplicação em engenharia inversa, nomeadamente através da digitalização de uma geometria existente, seguida de importação para um *software* CAD, onde se podem proceder a modificações de forma a atingir as melhorias esperadas. Contudo, este equipamento não é indicado para objetos de grandes dimensões, tais como o *Fan Frame*, devido ao baixo campo de visão apresentado. Outro dos inconvenientes prende-se com o facto das dimensões do *Inter-Compressor Duct*, domínio do problema que surge como uma de 12 secções do *Fan Frame*, inviabilizarem o uso do aparelho para captação das superfícies internas do mesmo.
- **Dimensionamento do CFM56-3 *Inter-Compressor Duct*** - dimensionamento do *Fan Frame* e demais componentes com influência na geometria do *Inter-Compressor Duct*, através de um processo de medição direta, complementado com informações técnicas do motor, obtidas nas instalações da TAP Manutenção e Engenharia.

A necessidade de deslocação do *scanner* 3D, exemplar único na UBI, até às instalações da TAP M&E e, conseqüente permanência em função da disponibilidade dos componentes necessários à construção do modelo, a que se associou a dúvida quanto à eficácia do equipamento na captação das paredes do ducto, levaram o autor a optar pelo dimensionamento por medição direta de toda a estrutura envolvente, seguida da construção da respetiva geometria em CAD.

4.4.1. Dimensionamento do *Inter-Compressor Duct*

Numa fase preliminar do trabalho o autor procurou, junto do departamento de Inspeção Dimensional da Oficina de Motores da TAP M&E, reunir toda a informação técnica de relevo, disponibilizada pelo fabricante, a fim de ser utilizada na construção de um modelo preciso e realista para o domínio do problema em análise.

A consulta do *Engine Shop Manual* [96]-[98] e do *Component Maintenance Manual* [99], [100] do motor CFM56-3 produziu efeitos práticos, na medida em que permitiu a obtenção de diversos desenhos técnicos, cujas cotas e respetivas tolerâncias se destinam à inspeção dimensional dos vários componentes, aquando dos procedimentos de manutenção. Não obstante a importância adquirida por esta documentação, importa referir que as dimensões nela mencionadas pelo fabricante, se revelaram insuficientes para a criação das referidas geometrias em CAD.

De modo a ultrapassar as dificuldades inerentes à escassez de informação, procedeu-se ao dimensionamento *in loco*, de toda a estrutura circundante do domínio, e que engloba os componentes representados na figura 4.28.

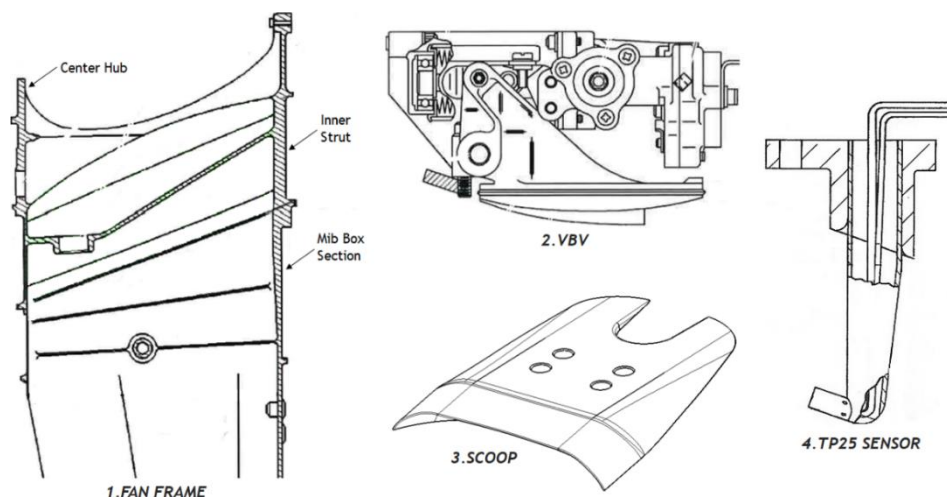


Figura 4.28: Componentes dimensionados, e cujas geometrias influem a configuração do *Inter-Compressor Duct*: *Fan Frame* [96], *VBV* [99], *Scoop* [100] e *T25/P25 Sensor* [35].

À priori, a caracterização integral do *Fan Frame* apresentava-se como a etapa mais demorada e exigente da fase de dimensionamento, atendendo às dimensões do componente e à sua aparente complexidade.

Primeiramente obtiveram-se as medidas principais do *Fan Frame*, de que se destacam os diâmetros nominais e a espessura das superfícies da *Mid Box* e do *Center Hub*, presentes na tabela C.1 do Anexo C.

Em seguida, e perante a impossibilidade de determinar de forma exata o perfil da superfície externa do *Center Hub* (figura C.3 do Anexo C), definiram-se pontos coincidentes com a referida superfície, e cuja posição se estabeleceu em função da parede interna da *Mid Box*, com

incidência constante de 18.5° , ver tabela C.2 do Anexo C. Por interpolação dos pontos acima referidos, obteve-se uma *spline* com a forma aproximada da superfície externa do *Center Hub* (gráfico C.1 do Anexo C), utilizada posteriormente na modelação da respetiva geometria.

Por fim, interessa salientar que à semelhança do sucedido para a superfície anterior, também o perfil aerodinâmico aplicado às *Inner Struts N°11* e *N°12* (figura C.4 do Anexo C), foi obtido por aproximação, visto não estarem disponíveis quaisquer informações relativas à configuração das mesmas. Assim, optou-se por aplicar uma abordagem análoga à descrita anteriormente, porém ligeiramente mais complexa.

Assumindo um perfil simétrico, obteve-se a correspondente distribuição de espessura ao longo da corda, ver tabela C.3 do Anexo C, para um segmento transversal da *Inner Strut*, equidistante entre a superfície interna da *Mid Box* e a superfície externa do *Center Hub*, recorrendo à medição direta da *Inner Strut N°11*, de um motor CFM56-3C1 intervencionado na Oficina de Motores da TAP M&E. Os valores de espessura obtidos para as diversas secções do perfil, bem como o seu posicionamento em relação ao bordo de ataque, foram adimensionalizados de seguida, obtendo-se dois novos parâmetros (t_h/c) e (x/c), que representam a espessura e a posição relativas de cada secção respetivamente, e cujo valor é função da corda do perfil.

Uma vez conhecidos os valores para a corda da *Inner Strut* junto às superfícies interna da *Mid Box* e externa do *Center Hub*, aplicaram-se os parâmetros anteriormente definidos, obtendo-se as distribuições de espessura para o *Upper Strut Airfoil* e o *Lower Strut Airfoil*, ver tabelas C.4 e C.5 do Anexo C. A interpolação dos pontos presentes nas tabelas, permitiu gerar os perfis das extremidades da *Inner Strut* (gráfico C.2 do Anexo C), utilizados na modelação da geometria do componente.

Concluído o dimensionamento do *Fan Frame*, as atenções concentraram-se nos demais elementos que lhe estão associados, e que condicionam a geometria do domínio: a VBV (figuras C.6 e C.7 do Anexo C) e o *Scoop* (figuras C.8 e C.9 do Anexo C). De forma a agilizar o processo de medição e caracterização dos componentes referidos, foram requisitados exemplares dos mesmos junto do departamento de Logística, na Oficina de Motores da TAP M&E, que prontamente acedeu ao pedido disponibilizando todo o material necessário, o qual permaneceu sob a responsabilidade do autor até à conclusão da geometria.

A sonda de pressão e temperatura TP25 integra o lote de elementos com influência direta sobre o domínio do problema, pelo que a modelação da sua geometria é de extrema importância. Tendo em conta que este equipamento não constitui um componente básico do motor, mas sim uma ferramenta de banco de ensaio, foi possível ao autor aceder aos desenhos técnicos da mesma [35], fornecidos pela CFMI, aquando da sua aquisição. Embora se tenha evitado o dimensionamento manual da ferramenta mencionada, encontram-se na figura C.10 do Anexo C, as principais dimensões nominais aplicadas na criação da respetiva geometria.

Todas as dimensões obtidas por medição direta, e que constam do Anexo C, são suscetíveis ao erro por influência de diversos fatores, de entre os quais se destacam: desgaste do material - as medições obtidas caracterizam os respectivos componentes aquando do processo de medição, podendo verificar-se ligeiras discrepâncias, relativamente às dimensões nominais de projeto definidas pelo fabricante, em função do tempo de serviço, ambiente de utilização e estado de degradação do motor; precisão dos instrumentos de medição utilizados; incertezas e limitações associadas ao processo de dimensionamento manual dos componentes.

No sentido de minimizar o erro e viabilizar a criação de um modelo preciso e fiável, o autor fez uso de equipamentos de medição digitais e, contou com a orientação do técnico de manutenção Emanuel Ferreira, cuja disponibilidade e competência foram fundamentais para o sucesso deste procedimento.

Depois de executado o dimensionamento da estrutura envolvente do *Inter-Compressor Duct*, processo concretizado em aproximadamente uma semana, e que resultou da aplicação de um método de medição direta complementado com informações provenientes do fabricante, seguiu-se a fase de construção da geometria em CAD 3D.

4.4.2. Criação da Geometria em CAD

A fase de construção da geometria em CAD, é de crucial importância na realização de uma simulação CFD, determinando o nível de precisão obtido na configuração do domínio do problema.

Uma vez identificado o volume de interesse, e concluído o processo de dimensionamento, iniciou-se a modelação da geometria dos diversos componentes já referidos, com recurso ao *software* de CAD, *CATIA V5 R20*. A escolha desta ferramenta deveu-se a três razões principais: utilização recorrente do *software* por parte do autor, que se traduz num maior conhecimento acerca do seu funcionamento comparativamente com as restantes opções do mercado; disponibilização de uma vasta gama de ferramentas que possibilitam a construção e otimização das mais variadas geometrias; e a afirmação do presente *software* como líder para a indústria aeronáutica nas áreas de CAD/CAE/CAM.

A forma mais simples de abordar o problema, consistia na identificação das superfícies de cada componente com influência na geometria do *Inter-Compressor Duct*, seguida da respetiva modelação. Desta forma, obter-se-ia apenas uma representação da área envolvente à região do fluido que se pretende simular, evitando a reprodução de uma estrutura tridimensional complexa na sua totalidade, e minimizando o tempo empregue na sua execução.

No entanto, o autor optou por uma abordagem mais difícil e morosa que envolveu a modelação integral da geometria do *Fan Frame*, *VBV*, *Scoop* e sonda *T25/P25*, seguida da agregação dos ditos elementos num único sistema físico designado por *Fan Frame Assembly*.

Fan Frame

O *Fan Frame* é uma estrutura soldada, constituída fundamentalmente por vários anéis concêntricos unidos entre si por braços radiais (*Struts*), e cujas principais funções incluem: o suporte de componentes como o rotor da *Fan* e do *Booster*, a extremidade dianteira do veio da LPT e do rotor de alta pressão e, ainda, o estator do HPC e do *Booster*; fornecer pontos de montagem à suspensão dianteira do motor e aos *Thrust Links* que garantem a transmissão do impulso ao avião; permitir a montagem das *Variable Bleed Valves* e dos *Scoops*; e ainda possibilitar a passagem dos caudais de ar primário e secundário [27].

Atendendo às múltiplas funcionalidades deste componente, facilmente se justifica a complexidade aparente da sua geometria, razão pela qual a respetiva representação constituiu a etapa mais desafiante e exigente de todo o processo de modelação em CAD.

Os principais detalhes e particularidades deste componente foram representados pelo autor, nomeadamente na região de fronteira do domínio, sendo que o grau de precisão atingido pela geometria final do *Fan Frame*, resultou da combinação entre os dados e extrapolações presentes no Anexo C, e o aproveitamento das ferramentas e funcionalidades à disposição do utilizador nas aplicações *Part Design* e *Wireframe and Surface Design*, presentes no separador *Mechanical Design* do software *CATIA V5 R20*.

Na figura 4.29 está representada a secção do *Fan Frame* considerada no presente estudo, composta pelo *Center Hub*, as 12 *Inner Struts* e a *Mid Box*.

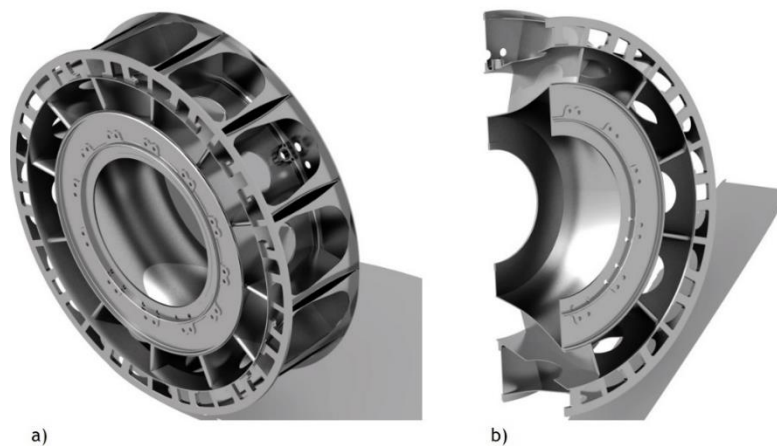


Figura 4.29: Modelo 3D da estrutura do *Fan Frame* em aço: a) Vista isométrica do componente; b) Secção transversal com destaque para a zona de instalação da sonda TP25.

Variable Bleed Valve e Scoop

As *Variable Bleed Valves* (VBV) são componentes instalados na estrutura do *Fan Frame*, e que quando atuadas permitem controlar o caudal de ar à entrada do compressor de alta pressão, evitando que o mesmo entre em perda (figura 4.30).

Os *Scoops* por sua vez, são elementos estáticos montados na superfície interna da *Mid Box*, com o intuito de: promover a evacuação de gelo e demais detritos sólidos pelas aberturas circulares da *Mid Box*, aquando da abertura das VBV; e evitar as zonas de recirculação e separação do escoamento a jusante das VBV, quando estas se encontram fechadas para regimes elevados de funcionamento do motor (figura 4.31) [27].

Dado se tratarem de componentes facilmente acessíveis na Oficina de Motores da TAP M&E, e em virtude da sua dimensão e complexidade reduzidas, o processo de modelação das referidas geometrias tornou-se substancialmente mais simples que o verificado para o caso do *Fan Frame*.

A solução aplicada na criação da geometria para as VBV, consistiu na importação de imagens à escala real, para a vista frontal, de topo e lateral do componente, devidamente posicionadas segundo os planos ZY, XY e XZ, respetivamente. Este procedimento foi realizado na aplicação *Photo Studio* do separador *Infrastructure*, e permitiu ao autor conciliar as informações do Anexo C, com os limites exteriores do componente presentes nas três vistas auxiliares.



Figura 4.30: *Variable Bleed Valve*, representação do componente em aço, via *CATIA V5 R20*.

Relativamente ao *Scoop*, componente com a configuração mais simples de entre os vários reproduzidos, procedeu-se à modelação com base nas informações do Anexo C, e na observação direta do exemplar disponibilizado pelo departamento de logística, ao autor.



Figura 4.31: *Scoop*, representação do componente em alumínio, via *CATIA V5 R20*.

As representações dos componentes acima referidos (figuras 4.30 e 4.31), foram iniciadas na aplicação *Photo Studio* e, posteriormente desenvolvidas com recurso às ferramentas dos módulos *Part Design* e *Wireframe and Surface Design*, já aqui mencionados.

Sonda de Pressão e Temperatura T25/P25

A secção do motor cujo escoamento se pretende simular, representa a zona de ação da sonda de temperatura e pressão T25/P25, pelo que a sua modelação em CAD é essencial à constituição do desenho de conjunto para o *Fan Frame Assembly*, a partir do qual será definido o domínio computacional do problema.

Assim, e partindo da nova proposta de configuração para a sonda T25/P25: Interface TP25/ES N°02 *improved* (figura 4.32), apresentada e analisada pelo autor no terceiro capítulo deste trabalho, obteve-se a representação do último elemento necessário à criação do modelo completo em CAD (figura 4.33).

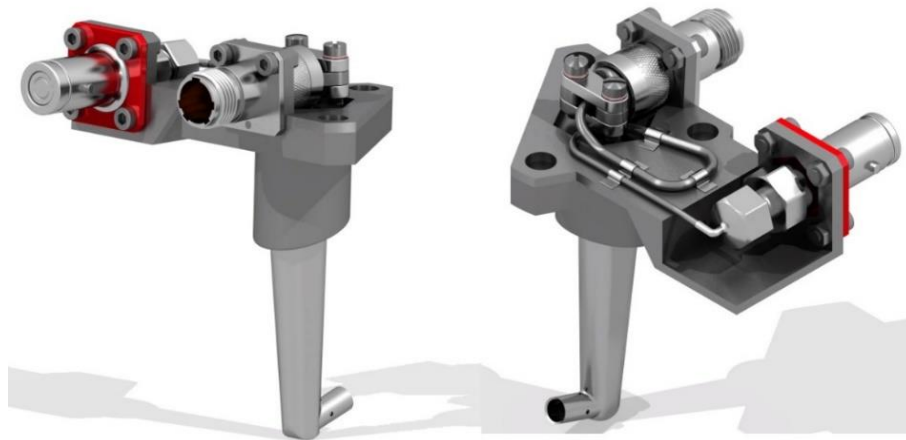


Figura 4.32: Sonda de Pressão e Temperatura TP25 - configuração proposta pelo autor, Interface TP25/ES N°02 *improved*.

Fan Frame Assembly

Finalizada a modelação da geometria, procedeu-se à instalação dos diversos componentes (*Fan Frame*, VBV, *Scoops* e sonda T25/P25), de acordo com a configuração e constituição geral do motor CFM56-3. Este processo foi concretizado na aplicação *Assembly Design*, e pressupôs o cumprimento das seguintes etapas: importação do ficheiro *CATPart* do *Fan Frame*; importação do ficheiro *CATPart* da VBV e do *Scoop*, seguido de replicação dos componentes perfazendo as 12 unidades instaladas radialmente pelas 12 secções do *Fan Frame*; e importação do ficheiro *CATProduct* da Sonda de Pressão e Temperatura T25/P25.

A disposição dos componentes no espaço foi assegurada pela definição de constrangimentos entre as partes, e resultou numa representação realista e tão rigorosa quanto possível, de um dos componentes estruturais mais importantes do motor - *Fan Frame Assembly* (figura 4.33).



Figura 4.33: Representação do *Fan Frame Assembly* em CAD 3D: vista isométrica (esquerda); vista frontal do *Inter-Compressor Duct* (direita superior); e vista em detalhe da zona de instalação da sonda TP25.

Concluído o modelo em CAD para a estrutura integral do *Fan Frame Assembly*, e considerando que o suporte para instalação da sonda T25/P25 se encontra na posição 10:30 ALF, apenas será considerada para fins de simulação, a secção compreendida entre as *Inner Struts* N°11 e N°12, designada por *Inter-Compressor Duct* (figura 4.34).

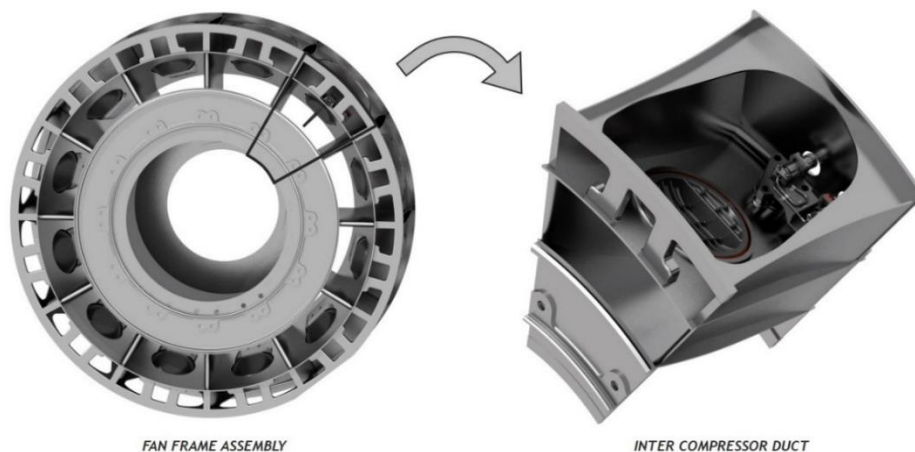


Figura 4.34: *Inter-Compressor Duct* - secção do *Fan Frame Assembly* considerada na criação do modelo 3D do domínio.

É de salientar ainda, que o trabalho de modelação em CAD, fundado nas informações presentes no Anexo C, visou a criação de um modelo rigoroso e representativo do domínio do problema, o qual foi obtido com sucesso ao fim de aproximadamente um mês.

4.4.3. Simplificação da Geometria do *Inter-Compressor Duct* (*Defeaturing*)

O procedimento designado por *defeaturing*, é indicado no processamento de geometrias complexas, onde a remoção de detalhes desnecessários ao modelo 3D (parafusos, chanfros, entre outros), o tornam mais simples e adequado para efeitos de análise e simulação.

Após a finalização da geometria, todos os detalhes apresentados pelos componentes ou superfícies, com implicação direta na configuração do *Inter-Compressor Duct*, e que à priori

não se demonstraram relevantes ou com influência nos resultados esperados, foram suprimidos antes do processo de geração de malha.

A figura 4.35 estabelece um termo de comparação entre a geometria original do *Inter-Compressor Duct* e a geometria simplificada do mesmo, resultante do processo de *defeaturing*.



Figura 4.35: *Inter-Compressor Duct Defeaturing Process*: geometria original (esquerda) versus geometria resultante do processo de simplificação aplicado (direita), com vista a reduzir os tempos de simulação.

Uma vez excluídos os pormenores dispensáveis, obteve-se uma geometria simplificada, à qual estão associados tempos de geração de malha e de simulação inferiores.

4.4.4. Modelo da Região de Fluido

Partindo da geometria simplificada do *Inter-Compressor Duct* (figura 4.35), o autor procedeu à definição do domínio computacional do problema - espaço físico limitado, no qual se desenvolve o escoamento cujo comportamento dinâmico se pretende simular.

Para o problema em estudo, o volume de interesse é composto pela região interna do *Inter-Compressor Duct* que rodeia a sonda TP25, e onde se desenvolve o escoamento de ar do caudal primário procedente da descarga do *Booster*, antes da admissão no HPC.

O espaço físico referido constitui o domínio a discretizar durante o processo de geração de malha e, como tal, o seu isolamento relativamente ao restante sistema é fundamental. Para que isso aconteça, é necessário que o volume de interesse seja estabelecido em função das superfícies de fronteira, identificadas e explicadas em detalhe na secção 4.3.

O modelo 3D do *ICD Air Volume* foi definido do seguinte modo (figura 4.36):

1. Em primeiro lugar, definiu-se a superfície de entrada de ar que determina o início do domínio computacional, designada *Mass Flow Inlet*;
2. Determinou-se, de seguida, a superfície *Pressure Outlet*, situada a jusante da região de medição da sonda, e que estabelece o fim do domínio do problema;

3. Uma vez estabelecido o início e o fim do domínio computacional, prosseguiu-se com a definição da superfície parcial da *Inter-Compressor Duct Wall*, considerando apenas as paredes metálicas da *Mid Box*, *Center Hub* e *Inner Struts N°11 e N°12*;
4. Adicionou-se à geometria anterior, a superfície do *Scoop* e da *VBV* com influência na configuração do domínio do problema, obtendo assim o modelo 3D do *ICDAV Without Sensor*;
5. Dado que a sonda de pressão e temperatura *TP25* desempenha um papel fundamental na presente simulação, verificou-se a necessidade de extrair ao modelo obtido, o volume referente ao corpo da sonda imerso no escoamento. Assim, retirou-se à superfície de fronteira até então definida, a área correspondente à intersecção entre o corpo da sonda *TP25* e a superfície interna da *Mid Box*. Deste procedimento resultou a superfície integral da *Inter-Compressor Duct Wall*;
6. Por fim, e recorrendo à ferramenta *Tessellate*, disponível na aplicação *Shape Sculptor* do software *CATIA V5R20*, foram extraídas as superfícies referentes às fronteiras: *TP25 Sensor Body Wall*, *P25 Pressure Tube External Wall*, *T25 Thermocouple Shield Wall*, *P25 Pressure Device* e *T25 Thermocouple Junction*. Estas fronteiras, quando adicionadas às superfícies *Mass Flow Inlet (Step 1)*, *Pressure Outlet (Step 2)* e *Inter-Compressor Duct Wall (Step 5)*, compõem o *ICD Air Volume*.

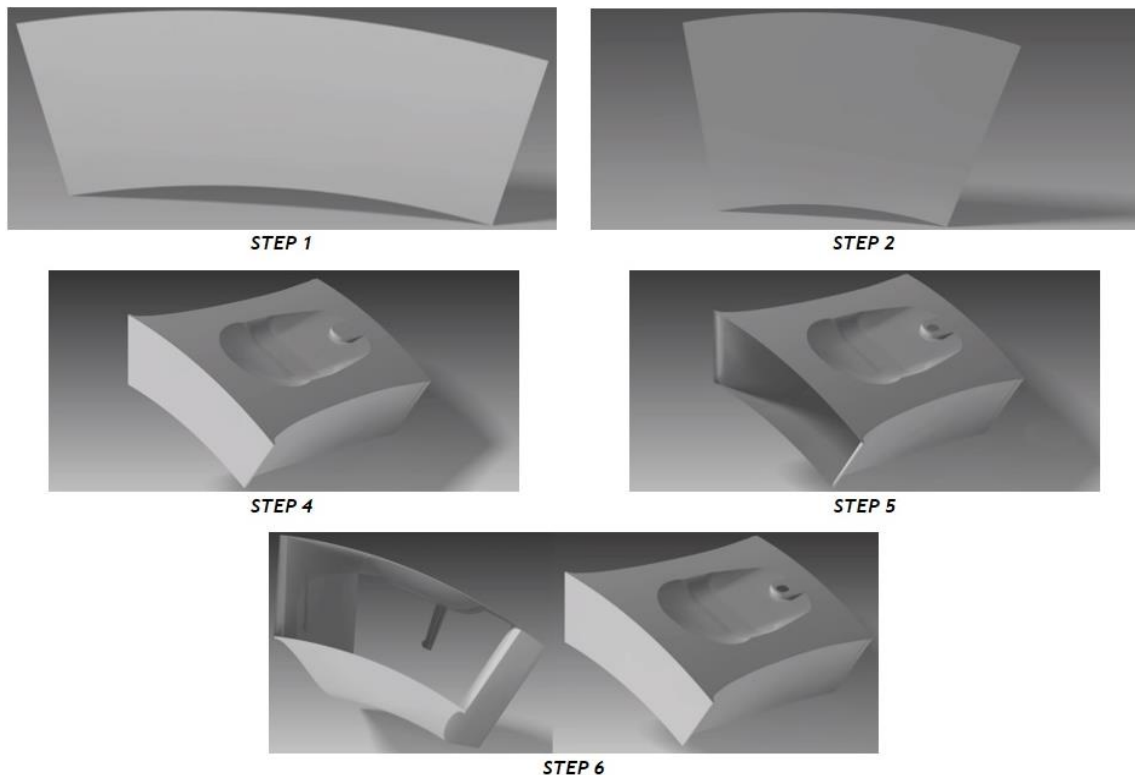


Figura 4.36: Definição do modelo 3D do *ICD Air Volume* - domínio computacional do problema, para o qual serão resolvidas as equações da dinâmica de fluidos.

As metodologias aplicadas e descritas nesta secção, resultaram na definição do *ICD Air Volume*, representado na figura 4.37, e previamente identificado como o domínio do problema.

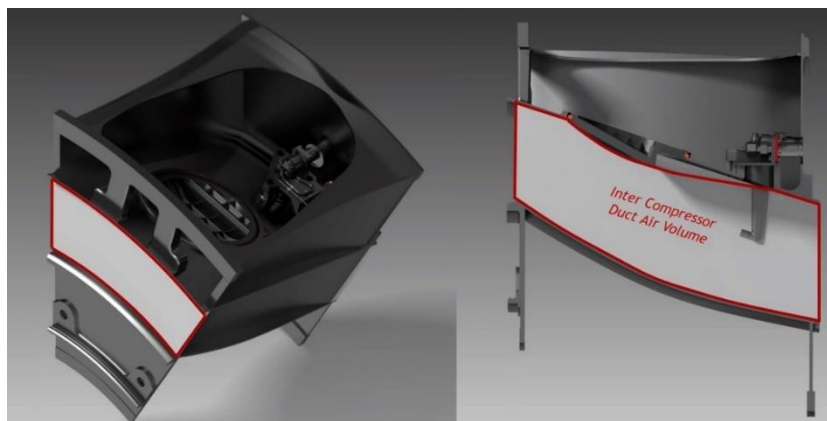


Figura 4.37: Modelo em CAD 3D do domínio computacional integrado na estrutura do motor CFM56-3C1.

Uma vez concluída a definição do domínio que permitirá simular o comportamento do escoamento em torno da sonda TP25, é agora necessário proceder à determinação do *ICDAV Without Sensor*, de forma a criar condições para que o escoamento não perturbado no interior do *Inter-Compressor Duct*, seja simulado e analisado, garantindo assim o cumprimento de todos os objetivos propostos para o presente estudo.

Relativamente ao *ICD Air Volume*, esta variante do domínio do problema não considera a influência da sonda TP25 no escoamento, uma vez que, a respetiva geometria não é incluída na atribuição das superfícies de fronteira ao volume de interesse. Dado que esta se apresenta como a única diferença entre ambos os modelos do domínio aqui mencionados, podemos facilmente concluir que os processos aplicados na construção do *ICDAV Without Sensor*, e que incluem o dimensionamento da estrutura adjacente ao domínio, a sua recriação em CAD e consequente simplificação (*defeaturing*), e a extração da região de fluido; são em tudo semelhantes aos descritos para o *ICD Air Volume*, excetuando-se as operações relacionadas com a geometria da sonda TP25, que para o domínio simplificado, não serão consideradas.

Finalizada esta fase do trabalho, encontram-se totalmente definidos os modelos em CAD 3D, não apenas para o *ICD Air Volume*, como também para o *ICDAV Without Sensor*, podendo iniciar-se então a geração de malha.

4.5. Processo de Geração de Malha

A criação da malha apresenta-se como a etapa mais importante de uma simulação CFD, na medida em que a qualidade da malha se encontra intimamente relacionada com a fiabilidade dos resultados obtidos [86].

A malha, enquanto resultado de um processo de discretização aplicado ao domínio do problema, tem por objetivo fornecer uma distribuição de elementos no espaço, para os quais serão resolvidas as equações da dinâmica dos fluidos. Assim, quanto mais refinada a malha, melhor será a resolução de todas as propriedades do escoamento.

No entanto, importa referir que a um acréscimo do número de elementos, está associado um inevitável aumento do custo computacional e do tempo de simulação. Desta forma, devem considerar-se parâmetros da malha, tais como: o tamanho dos elementos, a sua razão de aspeto e a razão de expansão entre camadas adjacentes, de modo a alcançar o melhor compromisso entre o refinamento da malha, o custo computacional e a precisão dos resultados [5].

Esta etapa foi iniciada recorrendo ao *software ANSYS Meshing*, cuja utilização prévia em âmbito académico, permitiu a familiarização do autor com as suas principais rotinas e funcionalidades. Dada a maior complexidade da geometria na região de ação da sonda TP25, e depois de aplicados diversos algoritmos, verificou-se que a criação de uma malha não estruturada, para além de exigir menor intervenção por parte do utilizador, permitiu atingir níveis de qualidade de malha superiores em regiões do domínio com formas complexas e de dimensão reduzida.

Os parâmetros de entrada utilizados na geração da malha referida, as informações relativas à qualidade da mesma, e ainda, algumas imagens representativas da malha numérica obtida, com especial relevo para a zona de medição da sonda TP25, estão disponíveis na subsecção *D.1.1* do Anexo D. Ainda no mesmo Anexo, ver subsecção *D.1.2*, podem ser consultadas todas as informações sobre a geração de malha em *ANSYS Meshing*, para o domínio simplificado do problema - *ICDAV Without Sensor*.

Antes de proceder à importação da malha obtida para o *ANSYS Fluent*, e na tentativa de conciliar a qualidade global da malha com a redução do número de elementos e consequente diminuição do custo computacional, o autor optou por repetir o processo utilizando o gerador de malha *SnappyHexMesh*, via *HELIX-OS*. Esta escolha baseou-se nos trabalhos de Fonte [101] e Oliveira [5], os quais referem algumas vantagens do *HELIX-OS* relativamente a outros geradores de malha, tais como: *ANSYS Meshing*, *ICEM* e *Pointwise*. Entre as principais valências desta ferramenta, destacam-se: os tempos de geração de malha inferiores e uma interface gráfica simplificada e intuitiva, que permite ao utilizador definir e controlar de forma mais expedita o refinamento de qualquer secção da malha.

O *HELIX-OS* é uma interface gráfica com o utilizador (GUI), de código fonte aberto, desenvolvido pela *ENGYS*, com o intuito de facilitar a utilização do programa de CFD, *OpenFOAM*. Esta interface permite a realização de diversas tarefas de pré e pós processamento, substituindo a complexidade de definição dos *Cases* com recurso a linguagem C++, por um ambiente gráfico intuitivo e fácil de utilizar. Uma vez associado ao *software OpenFOAM*, o *HELIX-OS* não se encontra disponível para *Windows*, em versão gratuita. Assim, a solução encontrada nesta fase, passou pela utilização do *software Oracle VM Virtual Box*, que uma vez instalado num computador com sistema operativo *Windows*, possibilitou a criação de uma máquina virtual com sistema *Linux*, no qual o *HELIX-OS* pôde ser utilizado livremente.

Numa fase anterior à definição dos parâmetros de geração de malha, foi necessário que cada uma das superfícies/fronteiras do domínio computacional, definidas na subsecção 4.4.4, fossem guardadas individualmente em ficheiros do tipo *STL*. As fronteiras *Mass Flow Inlet*, *Pressure Outlet* e *Inter-Compressor Duct Wall*, foram extraídas diretamente para o formato *STL*, partindo do ficheiro em *CATIA V5* com o modelo 3D do *Inter-Compressor Duct* (figura 4.35). Atendendo que a metodologia aplicada na modelação da geometria da sonda TP25 divergiu da utilizada para a restante estrutura, tornou-se indispensável o aproveitamento das ferramentas *Tessellate* e *Export*, disponíveis na aplicação *Shape Sculptor* do *CATIA V5*, e a partir das quais foi possível extrair e converter as restantes fronteiras para formato *STL*.

Depois de concluída esta fase, e de todas as superfícies/fronteiras terem sido convertidas, importa referir que as mesmas não se encontram ainda aptas para importação, devido ao facto dos ficheiros criados em *CATIA V5* serem do tipo *STL Binary*, enquanto o *HELIX-OS* é apenas compatível com ficheiros do tipo *STL ASCII*. De modo a solucionar os problemas de compatibilidade existentes, utilizou-se o *software Blender*, que uma vez instalado no sistema operativo *Linux*, permitiu a importação dos ficheiros *STL* no formato *Binary*, convertendo-os em ficheiros no formato *ASCII*. Este procedimento foi executado separadamente para cada um dos ficheiros *STL* referentes às fronteiras do domínio.

A geração de malha para o *ICDAV Without Sensor*, pressupõem que as fronteiras do domínio sejam também guardadas em ficheiros *STL ASCII*, compatíveis com o *HELIX-OS*, num processo análogo ao acima descrito e aplicável apenas às superfícies: *Mass Flow Inlet*, *Pressure Outlet* e *Inter-Compressor Duct Wall*.

Posto isto, estavam reunidas as condições para dar início à configuração da malha no *HELIX-OS*. Em primeiro lugar, definiu-se o *Base Mesh Type* como Automático, e o *Base Mesh Spacing* com o valor 0.008 m, no separador *Base Mesh*. Desta forma, estabeleceu-se automaticamente um volume de malha com resolução uniforme de 0.008 m, e cujos limites serão impostos pela geometria importada. O valor utilizado foi determinado pelo autor atendendo às dimensões do domínio computacional, aos valores de referência apresentados em trabalhos realizados nesta área, e ao facto da sua substituição por valores inferiores, não ter evidenciado melhorias substanciais na malha obtida.

De seguida, no separador *Geometry*, procedeu-se à importação dos ficheiros *STL ASCII* com as superfícies de fronteira, considerando as dimensões em mm. Uma vez concluído este processo, passaram a constar da *Geometry Tree* as diversas superfícies independentes, para as quais se definiram separadamente, os parâmetros relativos ao nível de refinamento, à adição de *layers* e à extração de linhas de contorno.

O nível de refinamento permite definir o tamanho dos elementos de malha, tendo como referência o valor definido no separador *Base Mesh*. O controlo do refinamento de malha junto

de cada superfície é assegurado por dois parâmetros: o *minimum refinement level* - corresponde ao nível mínimo de refinamento garantido para uma superfície específica; e o *maximum refinement level* - refere-se ao nível máximo de refinamento passível de ser atingido para uma superfície, em função da curvatura local apresentada. Quanto maior for o nível de refinamento, menores serão os elementos, e maior será o tempo e custo computacional associados à geração de malha. Assim, o propósito destes parâmetros consiste em permitir ao utilizador, o refinamento das áreas onde são expectáveis variações abruptas das propriedades do escoamento, como se verifica na região de ação da sonda TP25. As restantes zonas, de que são exemplo as fronteiras: *Mass Flow Inlet*, *Pressure Outlet* e *Inter-Compressor Duct Wall*, podem manter um nível de refinamento inferior, de modo a evitar a criação de elementos excessivos, sem que tal se justifique.

No que se refere à adição de *layers* que permitam a resolução da camada limite turbulenta, é fundamental por um lado, estabelecer de forma criteriosa as regiões da malha onde as mesmas devem ser introduzidas, e por outro, estimar a espessura das células da primeira camada, de modo que a distância adimensionalizada entre a parede e o centroide das células adjacentes, representada pelo valor y^+ , se mantenha numa gama admissível. O *HELIX-OS* apresenta quatro parâmetros que permitem gerir a criação de *layers*: *Number of Layers* (N_l) - determina o número de camadas a introduzir junto à parede, região onde se verificam gradientes elevados, e cujo refinamento local contribui não só para um aumento da qualidade da malha, como também para a obtenção de uma boa aproximação da evolução da camada limite; *Final Layer Thickness* (Δ_f) - é a razão entre a altura da última camada, e o tamanho da célula adjacente à superfície do modelo, também referido como *Surface Mesh Size* (*SMS*); *Layer Minimum Thickness* (Δ_m) - corresponde à espessura mínima admissível, e abaixo da qual a criação de uma camada será automaticamente abortada. Este parâmetro, à semelhança do anterior, é definido em função do *Surface Mesh Size* (*SMS*); e o *Layer Stretching* (Δ_s) - razão entre as espessuras de duas camadas consecutivas, que permite aferir a taxa de expansão das *layers* partindo da superfície do modelo [102]. Para proceder à definição de *layers*, o autor recorreu maioritariamente aos parâmetros *Number of Layers*, *Final Layer Thickness* e *Layer Stretching*, dado que os mesmos permitem não só definir o perfil de crescimento das camadas, como também calcular a espessura da primeira camada, fundamental no ajuste dos valores de y^+ .

Ainda no separador *Geometry*, procedeu-se por fim à extração das linhas de contorno, referidas no *HELIX-OS* como *Feature Lines*. Para isso, é selecionada uma das superfícies/fronteiras presentes na *Geometry Tree*, e através da ferramenta *Extract*, são identificadas e extraídas as respetivas linhas de contorno, para um *feature angle* definido pelo utilizador. Este procedimento repetiu-se para todas as superfícies, e auxiliou o *SnappyHexMesh*, gerador de malhas subjacente ao *HELIX-OS*, na criação de um melhor refinamento ao longo das arestas vivas da geometria.

A última fase da configuração de malha residiu na definição do *Material Point*, isto é, o posicionamento de um ponto arbitrário no interior da região de fluido a discretizar. Para fazê-lo, o autor selecionou um ponto no interior do *ICD Air Volume*, a partir do qual será gerada a malha, respeitando os limites impostos pelas fronteiras do domínio.

Uma vez cumpridas as tarefas anteriormente referidas, é dado por concluído o processo de configuração, e pode iniciar-se a geração de malha no separador *Mesh*. O *HELIX-OS* dá início ao cálculo iterativo da malha numérica, do qual resultará uma malha estruturada, geralmente sem erros associados, e devidamente ajustada aos parâmetros introduzidos pelo utilizador.

Embora na opinião do autor o *HELIX-OS* se apresente como um *software* mais intuitivo e eficaz do que o *ANSYS Meshing*, nomeadamente na criação de malhas estruturadas, importam referir alguns desafios e contrariedades, principalmente numa fase inicial de adaptação a esta ferramenta. Aquando da primeira tentativa de geração de malha, surgiu no ambiente gráfico do *HELIX-OS*, um cubo contendo o modelo do domínio computacional, no qual se pretendia que a malha fosse gerada. Após alguma pesquisa verificou-se que o erro apresentado se deve à existência de descontinuidades na fronteira do domínio, pelo que a coincidência entre as zonas de contacto das superfícies fronteira, e a inexistência de lacunas nessas mesmas superfícies, são condições indispensáveis para a obtenção de uma malha desprovida de erros. Assim, o autor procedeu a uma análise das diversas superfícies de fronteira, tendo detetado e em seguida eliminado uma interrupção na *TP25 Sensor Body Wall*. Registaram-se, também, alguns contratempos na adição de *layers* junto às fronteiras que definem a geometria da sonda. Segundo o autor, estas dificuldades encontram-se relacionadas com a maior complexidade da referida geometria, principalmente junto à secção de medição onde se associam grandes curvaturas a dimensões extremamente reduzidas. As demais contrariedades foram superadas pelo autor, após um processo iterativo complexo e moroso, que envolveu a criação de diversas configurações, e do qual resultou uma malha estruturada (figura 4.38), com qualidade adequada às exigências do presente trabalho.

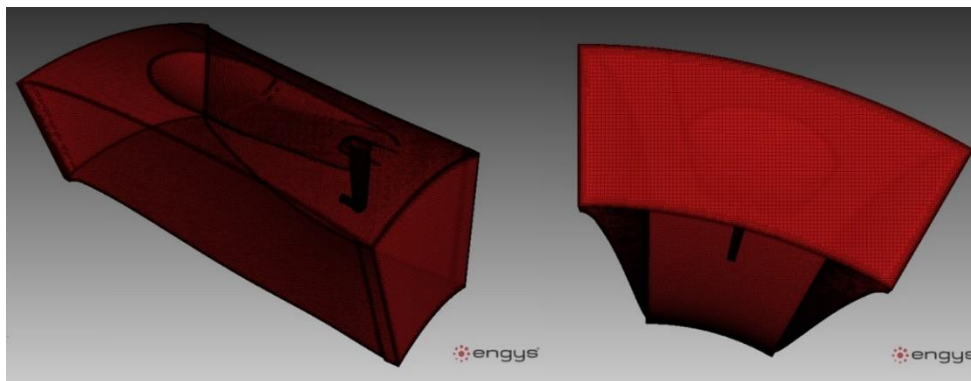


Figura 4.38: Malha estruturada aplicada ao *ICD Air Volume* - resultados obtidos no *HELIX-OS*.

A configuração utilizada na definição da malha representada na figura 4.38, e os resultados em termos de composição e tempo de geração da mesma, constam da tabela 4.1.

Tabela 4.1: Parâmetros de entrada para geração da malha, e respetiva constituição obtida no *HELIX-OS*.

Boundary Type	Base Mesh Spacing [m]	Refinement Level		Layers			
		Min	Max	N_l	Δ_f	Δ_m	Δ_s
Mass Flow Inlet		2	3	0	N/D	N/D	N/D
Pressure Outlet		2	3	0	N/D	N/D	N/D
Inter-Compressor Duct Wall		3	5	4	N/D	0.4	1.20
TP25 Sensor Body Wall	0.008	5	7	3	0.6	N/D	1.20
P25 Pressure Tube External Wall		8	9	4	0.8	N/D	1.20
T25 Thermocouple Shield Wall		8	9	4	0.8	N/D	1.20
P25 Pressure Device		9	9	5	0.6	N/D	1.20
T25 Thermocouple Junction		10	10	5	0.6	N/D	1.20

Feature Lines	Level	Cell Size [mm]
Mass Flow Inlet Line	5	0.25000
Pressure Outlet Line	5	0.25000
Inter-Compressor Duct Line	5	0.25000
TP25 Sensor Body Line	8	0.03125
P25 Pressure Tube External Line	8	0.03125
T25 Thermocouple Shield Line	8	0.03125
P25 Pressure Device Line	9	0.01562
T25 Thermocouple Junction Line	10	0.00781

Number of cells: 2 440 077 Number of points: 3 303 654 Mesh Generation Time [s]: 8 800

A malha final, representada na figura 4.38, foi alcançada recorrendo a uma máquina virtual limitada a 5GB RAM, e pode ser analisada em detalhe na subsecção *D.2.1* do Anexo D, onde são apresentados: os parâmetros de entrada para geração de malha, a constituição geral da mesma, e ainda, algumas vistas detalhadas da distribuição espacial dos elementos junto das principais fronteiras do domínio.

Na subsecção *D.2.2* do Anexo D, pode ser consultada toda a informação relativa à malha gerada no *HELIX-OS*, partindo do modelo 3D do *ICDAV Without Sensor*, e para o qual foram cumpridas todas as tarefas de configuração e geração de malha, referidas ao longo desta secção.

Uma vez finalizada a malha, e ainda no sistema operativo *Linux*, deverá proceder-se à conversão do ficheiro de malha do *OpenFOAM*, num formato compatível com o *ANSYS Fluent*, por aplicação do código *foamMeshToFluent*.

4.6. Configuração do Problema (*Case Setup*)

A configuração do *Case* iniciou-se imediatamente após a obtenção do ficheiro de malha, aplicado ao domínio do problema - *ICD Air Volume*. O *software* utilizado nesta fase, e com o qual se concretizou a simulação pretendida, foi o *ANSYS Fluent 16.0* - programa de CFD dotado de modelos físicos convenientemente validados, que permitem a obtenção de resultados rápidos e precisos para uma vasta gama de escoamentos, testados em ambiente virtual, e que em função das suas potencialidades, constitui uma ferramenta amplamente utilizada no desenvolvimento e análise de produto, em diversas áreas da indústria [90].

Ao iniciar o *ANSYS Fluent*, é exibida uma janela designada *Fluent Launcher*, onde devem ser especificadas as opções relativas às dimensões espaciais consideradas (*Dimension*), à visualização (*Display Options*), ao modo de cálculo (*Single or Double Precision*) e ao tipo de processamento (*Serial or Parallel*) aplicado durante toda a simulação. Atendendo a que a presente simulação tem por base uma malha tridimensional, e pretende resolver o escoamento nas três dimensões do espaço, a opção 3D foi eleita no separador *Dimension*. Relativamente ao modo de cálculo, selecionou-se a opção *Double Precision*, devido ao facto do problema em causa incluir regiões com escalas de comprimento díspares, para as quais o modo *Single Precision* pode não ser adequado e suficientemente preciso. Por fim, o autor estabeleceu o tipo de processamento a aplicar durante a simulação, preferindo o uso de *Parallel Processors*, opção a que se associam tempos de cálculo significativamente inferiores aos registados para *Serial Processors*. O número de processos relacionados com a escolha anterior, foram definidos para 8, valor coincidente com o número de processadores disponíveis no computador. Concluída a personalização do *Fluent Launcher*, prosseguiu-se para o GUI do *ANSYS Fluent*.

Iniciado o *ANSYS Fluent*, realizou-se a importação da malha obtida no *HELIX-OS*, e cujo processo de configuração, criação e conversão foi explicado na secção 4.5. Após leitura do ficheiro, e consequente representação da malha no ambiente gráfico do *software*, o autor procedeu à verificação da qualidade global da malha, dada a sua importância na convergência da solução e na precisão e fiabilidade dos resultados. Em primeiro lugar avaliou-se a existência de irregularidades na constituição da malha, originadas por eventuais incompatibilidades entre o gerador de malha e o solver, mas tal não se verificou. Em seguida, e com recurso à funcionalidade *Report Quality*, do separador *General*, foram exibidos os principais critérios que permitem aferir a qualidade da malha, entre eles a razão de aspeto (*Aspect Ratio*), a qualidade ortogonal (*Orthogonal Quality*) e a assimetria (*Mesh Skewness*). Nesta fase, o autor detetou alguns problemas relacionados com os dois últimos parâmetros, dado que os valores apresentados pelo *ANSYS Fluent* (tabela 4.2), não coincidiam com os números obtidos aquando da verificação da malha no *HELIX-OS*. De modo a compreender o motivo das discrepâncias detetadas, o autor procedeu à importação de malhas criadas no mesmo gerador, com diferentes valores de qualidade ortogonal e assimetria, contudo, o problema persistiu. É de salientar que a situação reportada pode consistir numa divergência decorrente do processo de conversão do

formato *OpenFOAM* para o formato *ANSYS Fluent*, e que a mesma foi também mencionada por Fonte [101] e Oliveira [5], sem consequências de maior nos resultados dos respetivos trabalhos. Na tabela 4.2 são mencionados os valores limite registados para a razão de aspeto, qualidade ortogonal e assimetria da malha:

Tabela 4.2: Qualidade global da malha - resultados obtidos no *ANSYS Fluent*.

Boundary Type	Orthogonal Quality		
	Min	Max	Average
Mass Flow Inlet	0.06343	1.00000	0.96433
Pressure Outlet	0.43270	1.00000	0.97786
Inter-Compressor Duct Wall	0.08536	1.00000	0.95409
Inter-Compressor Duct Air Volume	0.06343	1.00000	0.90250
TP25 Sensor Body Wall	0.35371	1.00000	0.93735
P25 Pressure Tube External Wall	0.70702	1.00000	0.95147
T25 Thermocouple Shield Wall	0.64942	1.00000	0.93978
P25 Pressure Device	0.91081	0.99998	0.96891
T25 Thermocouple Junction	0.87907	1.00000	0.94125
		NET:	0.90453
Minimum Orthogonal Quality:	0.06343		
Maximum Mesh Skewness:	0.93		
Maximum Aspect Ratio:	40.95		

Apesar de se terem registado 173 células com qualidade ortogonal inferior a 0.15, importa salientar que as mesmas representam apenas 0.007 % do número total de células geradas, e que o valor médio da qualidade ortogonal da malha é de 0.90453, num intervalo compreendido entre 0 e 1, onde valores próximos de 0 correspondem a uma baixa qualidade da malha, de acordo com a tabela 4.3.

Tabela 4.3: Espectro da Qualidade Ortogonal de Malha - *Orthogonal Quality* [73].

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very Good	Excellent
0 - 0.001	0.001 - 0.14	0.15 - 0.20	0.20 - 0.69	0.70 - 0.95	0.95 - 1.00

Relativamente à assimetria da malha, verificou-se que o valor máximo atingido foi de 0.93, num intervalo compreendido entre 0 e 1, onde os valores próximos de 1 correspondem a uma baixa qualidade da malha, de acordo com a tabela 4.4.

Tabela 4.4: Espectro da Assimetria de Malha - *Mesh Skewness* [73].

Excellent	Very Good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0 - 0.25	0.25 - 0.50	0.50 - 0.80	0.80 - 0.94	0.95 - 0.97	0.98 - 1.00

Por fim, a razão de aspeto máxima para a presente malha é de 40.95, valor próximo do apresentado por Oliveira [5], e contido no seguinte intervalo de referência $5 < AR < 100$.

No que se refere à malha obtida para o *ICDAV Without Sensor*, os valores registados para a qualidade ortogonal média, assimetria máxima e razão de aspeto máxima foram 0.90608, 0.93 e 40.95, respetivamente. Todos os resultados obtidos via *ANSYS Fluent*, e que atestam a qualidade global das malhas geradas no presente estudo, encontram-se disponíveis no Anexo D.

4.6.1. Modelos Físicos

O *ANSYS Fluent* apresenta capacidades de modelação abrangentes para uma ampla gama de problemas, incluindo a resolução de escoamentos incompressíveis e compressíveis, laminares e turbulentos, em estado estacionário ou transiente. A sua grande versatilidade deve-se à integração de uma grande variedade de modelos físicos, que quando devidamente conjugados, permitem atender às necessidades e características de cada problema [90].

Na presente simulação foram ativados dois tipos de modelos, recorrendo ao separador *Models*:

- **Modelo de Energia:** a sua ativação permite que a equação da energia seja considerada na previsão da energia associada a variações de temperatura, em processos de combustão e transferência de calor;
- **Modelo de Viscosidade:** modelos robustos e precisos, por intermédio dos quais os escoamentos invíscidos, laminares e turbulentos podem ser estudados. Tratando-se o ar de um fluido de baixa viscosidade, e atendendo às condições físicas verificadas no interior do *Inter-Compressor Duct*, facilmente se concluiu sobre a natureza turbulenta do escoamento. Assim, depois de analisados os diversos modelos de turbulência disponíveis no *Fluent*, e considerando o nível de precisão pretendido, os recursos computacionais e o tempo disponível para conclusão das simulações, o autor optou por aplicar os modelos *Standard $K - \epsilon$* e *Realizable $K - \epsilon$* com a opção *Standard Wall Treatment* ativa. As constantes associadas aos respetivos modelos foram mantidas nos valores padrão.

4.6.2. Propriedades dos Materiais

Depois de acionados os modelos físicos adequados, é necessário proceder à definição dos materiais e das respetivas propriedades físicas. Este procedimento foi realizado através do separador *Materials*, no qual se atribuiu ao volume de interesse um único elemento: o ar. Para o material em questão, foram adotadas algumas das propriedades padrão sugeridas pela base de dados do *Fluent*, enquanto outras foram ajustadas pelo autor, de acordo com o âmbito da simulação.

Densidade ρ [kg/m³]: *ideal-gas law*

A definição desta propriedade está assente nos cálculos do ciclo termodinâmico de referência para o motor CFM56-3, presentes no trabalho de Martins [31], e cujos resultados obtidos constituíram também a base para atribuição das condições do escoamento nas fronteiras do domínio. Sabendo a velocidade do escoamento na secção de entrada (133.86 m/s), e

determinando a temperatura estática (361.06 K) a partir do seu valor de estagnação, foi possível calcular o número de Mach nesta região do domínio, o qual se fixou em 0.35. Para Mach superior a 0.3, a densidade encontra-se sujeita a variações, e é governada pela lei dos gases ideais aplicada a escoamentos compressíveis subsônicos, Eq. 4.24:

$$\rho = \left(\frac{P_{absolute}}{R_{ar} T_S} \right) \quad (4.24)$$

Onde, $P_{absolute}$ representa o valor de pressão estática próximo da pressão média do problema, e T_S corresponde à temperatura estática variável ao longo do domínio.

Calor Específico a Pressão Constante c_p [J/kg.K]: Polynomial

Não se tratando de um parâmetro que varie significativamente, o mesmo pode ser determinado para as condições do escoamento numa secção específica do domínio, e assumido como constante nas demais. No entanto, e de forma a contribuir para uma caracterização rigorosa do fluido de trabalho, o autor preferiu considerar a dependência do referido parâmetro relativamente à temperatura. Para isso, introduziu-se um polinómio de terceiro grau com coeficientes constantes, que permite ao *ANSYS Fluent* calcular o calor específico em função da temperatura ($c_{p_{ar}}$), para qualquer elemento do domínio, através da Eq. 4.25:

$$c_{p_{ar}} = (C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3) \times 1000 \quad (4.25)$$

Onde: $\theta = T_S(K)/1000$; $C_0 = 1.05$; $C_1 = -0.365$; $C_2 = 0.85$; $C_3 = -0.39$ e $c_{p_{ar}}$ em J/kg.K.

Viscosidade dinâmica μ [kg/m.s]: Sutherland

Esta propriedade do fluido assume um papel fundamental no comportamento dinâmico do escoamento, pelo que a sua definição deve acomodar os eventuais efeitos provocados por variações de temperatura. Assim, aplicou-se a relação entre a viscosidade dinâmica e a temperatura de um gás ideal (Eq. 4.26), proposta em 1893 por William Sutherland, e denominada *Lei de Sutherland* [90].

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T_S}{T_0} \right)^{3/2} \frac{T_0 + S}{T_S + S} \quad (4.26)$$

Onde:

μ - Viscosidade dinâmica [kg/m.s];

T_S - Temperatura estática [K];

$\mu_0 = 1.716 \times 10^{-5} \text{ kg/m.s}$ - Viscosidade dinâmica de referência;

$T_0 = 273.11 \text{ K}$ - Temperatura de referência;

$S = 110.56 \text{ K}$ - Constante de Sutherland.

Condutividade Térmica k [W/m.K] e Massa Molecular M_w [g/mol]: constant

As propriedades mencionadas foram mantidas de acordo com a base de dados do *Fluent*, pelo que os valores utilizados foram 0.0242 W/m.K e 28.966 g/mol, respetivamente.

4.6.3. Condições de Fronteira

A atribuição das condições de fronteira constitui provavelmente a etapa mais importante de todo o trabalho, na medida em que a convergência e a precisão dos resultados da simulação são influenciados pela qualidade e fiabilidade dos dados, referentes às variáveis do escoamento nas fronteiras do domínio.

Tal como já foi referido na subsecção 4.2.1, a maioria dos dados de desempenho dos motores a turbina de gás, constituem o *know-how* dos respetivos fabricantes e, como tal, tendem a manter-se confidenciais. Desta forma, torna-se extremamente complexo obter uma noção exata da evolução dos principais parâmetros termodinâmicos - pressão e temperatura - ao longo do motor, e a partir dos quais seria possível determinar o seu desempenho. Ciente das dificuldades, e considerando a especificidade da secção em estudo, o autor procedeu à consulta da base de dados do banco de ensaios da TAP M&E, na tentativa de obter informações experimentais relativas à descarga do *Booster* (estação aerodinâmica 24) e à entrada do HPC (estação aerodinâmica 25), que permitissem a caracterização das fronteiras do domínio.

Da consulta realizada, constataram-se os seguintes factos: inexistência de dados termodinâmicos à entrada e à saída do *Booster*, que por consequência não permitem a determinação das condições de fronteira à entrada do domínio (estação aerodinâmica 24), situação decorrente das limitações identificadas no sistema de instrumentação do motor CFM56-3, e mencionadas na subsecção 2.2.2 deste documento; e uma amostra reduzida de dados de pressão e temperatura na zona de ação da sonda TP25, originada por uma baixa utilização do equipamento, e agravada pela reduzida taxa de sucesso na aquisição de dados experimentais, aquando da sua instalação. Perante tais condicionantes, a alternativa encontrada baseou-se no trabalho desenvolvido por Martins [31], que por refinamento da solução proposta por Ridaura [28], definiu o ciclo termodinâmico de referência para o motor CFM56-3. De notar que os valores de pressão, temperatura e caudal verificados nas diversas estações aerodinâmicas, derivam de dados fiáveis disponíveis no *Correlation Test Report*, emitido pela CFMI aquando da certificação do banco de ensaios da TAP para o referido motor.

Segundo Martins [31], o caudal total de ar admitido \dot{m}_a é de 313.80 kg/s, e a razão de *bypass* do motor CFM56-3 é de aproximadamente 4.94:1, pelo que se conclui que o caudal de ar primário \dot{m}_h na descarga do *Booster* será de sensivelmente 52.84 kg/s. Ainda de acordo com os mesmos resultados, os valores totais de temperatura T_T e pressão P_T à entrada do volume de interesse são de 369.92 K e 221113 Pa, respetivamente.

Partindo dos valores acima mencionados, e recorrendo à bibliografia e às indicações do fabricante, podem-se calcular agora os parâmetros de entrada para as condições de fronteira aplicadas ao problema em estudo.

Determinação dos Parâmetros de Entrada para as Condições de Fronteira

Caudal Mássico \dot{m} [kg/s]

Sabendo que na estação aerodinâmica 24, o caudal primário de 52.84 kg/s é encaminhado por 12 divisões com área transversal equivalente, então o caudal assumido pelo autor à entrada de cada divisão, e nomeadamente na superfície de fronteira que define o início do *ICD Air Volume*, foi de 4.403 kg/s. De acordo com a primeira premissa, apresentada na subsecção 4.2.1, não foi considerada a conduta de pressurização das *Sumps*, pelo que o caudal se manteve constante ao longo de todo o domínio.

$$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{25} = 4.403 \text{ kg/s}$$

Direção de Propagação do Escoamento

Conforme o enunciado pelo autor na segunda premissa da subsecção 4.2.1, assumiu-se uma direção de propagação do escoamento normal à superfície de fronteira, para as estações aerodinâmicas 24 e 25, embora na última esta informação seja pertinente, apenas quando verificada a ocorrência de *backflow*.

Temperatura Total ou de Estagnação T_T [K]

No que se refere à temperatura total do escoamento, não são expectáveis variações ao longo do domínio, uma vez que não há realização de trabalho pelo ou sobre o sistema; a temperatura a que se encontra o escoamento no *Inter-Compressor Duct*, não difere significativamente da temperatura verificada nas regiões circundantes, pelo que as transferências de energia sob a forma de calor com o exterior são desprezáveis.

$$T_{T_{24}} = T_{T_{25}} = 369.92 \text{ K}$$

Pressão de Estagnação P_T [Pa]

Segundo a CFMI, a geometria apresentada pelo *Inter-Compressor Duct* induz uma perda de carga ΔP na ordem dos 2 %, pelo que a pressão total na estação aerodinâmica 25, deverá ser inferior à verificada para a entrada do domínio. Assim:

$$P_{T_{25}} = P_{T_{24}} \times (1 - \Delta P) = 216690.74 \text{ Pa}$$

Área da Secção Transversal [m²]

A evolução da área da secção transversal ao longo do domínio do problema, permite concluir que a geometria do *ICD Air Volume* é análoga à de um ducto convergente-divergente. Na superfície de fronteira que define o início do domínio, a área da secção transversal é máxima $A_{24} = 0.016780 \text{ m}^2$. Em seguida, registou-se uma diminuição ininterrupta da secção transversal do ducto, que culminou na secção de área mínima $A_{min} = 0.014403 \text{ m}^2$, localizada a aproximadamente 78.8 % do comprimento do domínio. A partir desta região, a tendência inverteu-se, atingindo-se na superfície de saída um valor de $A_{25} = 0.015005 \text{ m}^2$.

Velocidade do Escoamento v [m/s]

Em seguida, e de modo a determinar os valores de temperatura estática T_s e pressão estática P_s para as estações aerodinâmicas 24 e 25, procedeu-se ao cálculo da velocidade do escoamento v , para as referidas fronteiras. Nesse sentido, e recorrendo às Eqs. 4.27 a 4.30:

- **Equação da Continuidade**

$$\dot{m} = \rho \times A \times v \quad (4.27)$$

- **Equação de Estado dos Gases Perfeitos**

$$\rho = \frac{P_s}{R_{ar} T_s} \quad (4.28)$$

- **Temperatura de Estagnação**

$$T_T = T_s + \frac{v^2}{2c_p} \quad (4.29)$$

- **Relação entre Pressões e Temperaturas para Processos Isentrópicos**

$$\left(\frac{P_T}{P_s}\right) = \left(\frac{T_T}{T_s}\right)^{\frac{\gamma_{ar}}{\gamma_{ar}-1}} \quad (4.30)$$

Deduziu-se uma expressão que permitiu o cálculo da velocidade do escoamento v em função das variáveis previamente determinadas: temperatura de estagnação T_T , pressão de estagnação P_T e caudal mássico \dot{m} , dada pela Eq. 4.31:

$$\dot{m} = P_T / \left(R_{ar} \left(T_T - \frac{v^2}{2c_p} \right) \left(\frac{T_T}{T_T - \frac{v^2}{2c_p}} \right)^{\frac{\gamma_{ar}}{\gamma_{ar}-1}} \right) \times A \times v \quad (4.31)$$

Foram obtidos os seguintes valores de velocidade: $v_{24} = 133.86 \text{ m/s}$ e $v_{25} = 156.17 \text{ m/s}$.

Temperatura Estática T_s [K] e Pressão Estática P_s [Pa]

Uma vez determinada a velocidade do escoamento para as estações 24 e 25, e por aplicação direta da Eq. 4.29, foram alcançados os seguintes valores de temperatura estática: $T_{s24} = 361.06 \text{ K}$ e $T_{s25} = 357.86 \text{ K}$.

Do mesmo modo, e recorrendo à Eq. 4.30, obtiveram-se os respetivos valores para a pressão estática: $P_{s24} = 203132.68 \text{ Pa}$ e $P_{s25} = 192965.01 \text{ Pa}$.

Diâmetro Hidráulico d_h [m]

Durante esta etapa da configuração do problema, considerou-se ainda a ocorrência de turbulência nas secções de entrada e saída do domínio, pelo que foram atribuídas condições de fronteira adicionais às variáveis do modelo de turbulência. Recorreu-se, portanto, a um dos métodos de especificação das condições de fronteira disponibilizados pelo *ANSYS Fluent*,

através do qual se definiram a intensidade de turbulência e o diâmetro hidráulico para a secção de entrada (estação aerodinâmica 24) e de saída (estação aerodinâmica 25).

Atendendo a que o escoamento admitido no *Inter-Compressor Duct* provém de um processo de compressão tipicamente turbulento, e perante inexistência de dados experimentais que permitam constatar a intensidade de turbulência, optou-se por manter este parâmetro no seu valor padrão de 5 %. O diâmetro hidráulico (d_h), foi determinado para as referidas estações aerodinâmicas, por aplicação da Eq. 4.32:

$$d_h = \frac{4A}{P} \quad (4.32)$$

Onde:

A - Área da secção transversal;

P - Perímetro da secção em contacto com o escoamento;

Dado que o perímetro exterior das superfícies de fronteira à entrada e à saída do domínio é $P_{24} = 0.56283 \text{ m}$ e $P_{25} = 0.49593 \text{ m}$, respetivamente, tornou-se possível calcular os diâmetros hidráulicos correspondentes: $d_{h_{24}} = 0.119 \text{ m}$ e $d_{h_{25}} = 0.121 \text{ m}$.

Definição da Pressão de Operação

O ajuste da pressão de operação realiza-se através da opção *Operating Conditions*, presente nos separadores *Boundary Conditions* ou *Cell Zone Conditions*. A pressão de operação representa um valor absoluto de referência, relativamente ao qual são medidos todos os valores de pressão que constam das condições iniciais e de fronteira, bem como aqueles que integram os resultados das simulações, apresentados pelo *ANSYS Fluent*. Este parâmetro tem como principal função evitar erros de arredondamento, em situações onde as variações de pressão dinâmica no fluido são reduzidas, quando comparadas com os valores de pressão absoluta experienciados no domínio do problema [73].

Na presente simulação, a pressão de operação (P_{op}) foi definida para o valor médio da pressão estática verificada entre o início (estação 24) e o fim (estação 25) do domínio (Eq. 4.33).

$$P_{op} = \frac{P_{S_{24}} + P_{S_{25}}}{2} = 198048.85 \text{ Pa} \quad (4.33)$$

Na configuração do presente modelo, e visto estar na presença de um domínio com apenas uma entrada e uma saída, o autor fez uso dos três tipos de condição de fronteira que, atendendo às informações obtidas no trabalho de Martins [31], melhor permitiram caracterizar o escoamento.

Mass Flow Inlet

Especialmente indicada para escoamentos compressíveis, esta condição de fronteira foi estabelecida na superfície que define o início do domínio (tabela 4.5). A pressão total ou de estagnação foi ajustada em função do caudal mássico estabelecido.

Tabela 4.5: Parâmetros para a condição de fronteira *Mass Flow Inlet* - estação aerodinâmica 24.

<i>Mass Flow Inlet</i>		
<i>Tab</i>	<i>Parameter Designation</i>	<i>Input</i>
Momentum	Reference Frame	Absolute
	Mass Flow Specification Method	Mass Flow Rate
	Mass Flow Rate	4.403 kg/s (constant)
	Supersonic/Initial Gauge Pressure ²³	0 Pa (constant)
	Direction Specification Method	Normal To Boundary
	Turbulence Specification Method	Intensity and Hydraulic Diameter
	Turbulent Intensity	5 %
Thermal	Hydraulic Diameter	0.119 m
	Total Temperature ²⁴	369.92 K

Pressure Outlet

Através da qual se definiu o caudal mássico esperado, e a pressão estática à saída do domínio (tabela 4.6). O valor de pressão introduzido refere-se à diferença entre a pressão de operação (P_{op}) e a pressão estática local ($P_{S_{25}}$).

Tabela 4.6: Parâmetros para a condição de fronteira *Pressure Outlet* - estação aerodinâmica 25.

<i>Pressure Outlet</i>		
<i>Tab</i>	<i>Parameter Designation</i>	<i>Input</i>
Momentum	Gauge Static Pressure	-5083.84 Pa
	Backflow Direction Specification Method	Normal to Boundary
	Target Mass Flow Rate	4.403 kg/s (constant)
	Upper Limit of Absolute Pressure	303975 Pa (constant)
	Lower Limit of Absolute Pressure	101325 Pa (constant)
	Turbulence Specification Method	Intensity and Hydraulic Diameter
	Backflow Turbulent Intensity	5 %
Thermal	Backflow Hydraulic Diameter	0.121 m
	Backflow Total Temperature	369.92 K

Wall

Atribuída às restantes superfícies de fronteira, mantendo-se as definições padrão.

De notar, que à exceção das superfícies que representam as zonas de medição de temperatura e pressão da sonda TP25, todas as demais fronteiras que circunscrevem o *Inter-Compressor Duct*, apresentam uma temperatura total de 369.92 K.

²³ *Supersonic/Initial Gauge Pressure* - pressão estática do escoamento localmente supersônico. Para escoamento subsônico este parâmetro não tem relevância.

²⁴ *Total Temperature* - para escoamentos compressíveis - $M > 0.3$, este parâmetro corresponde à temperatura total ou de estagnação. Apenas se utilizam valores estáticos para escoamentos incompressíveis.

4.6.4. *Solution Methods, Solution Controls e Monitors*

Nesta secção, serão referidas as principais tarefas necessárias à resolução de qualquer simulação CFD, que incluem, entre outras: a seleção dos *Solution Methods* e *Spatial Discretization Schemes* associados; o arranjo dos *Solution Controls*; e a criação dos *Monitors* [86]. A definição dos métodos e parâmetros subjacentes a cada uma das referidas tarefas é concretizada no módulo *Solution* do *ANSYS Fluent*, e permitirá ao autor estabelecer não só o processo de cálculo aplicado durante a simulação, como também, verificar e controlar a convergência do processo iterativo, até à obtenção de uma solução final precisa e robusta.

Solution Methods

A especificação dos parâmetros para o separador *Solution Methods*, varia de acordo com o *solver* definido pelo utilizador. Dado que para o problema em estudo se escolheu o *pressure-based solver*, por constituir a opção mais indicada na resolução de escoamentos com números de Mach entre 0 e 3 [73], surge agora a necessidade de definir dois campos principais referentes aos *Solution Methods*: o *Pressure-Velocity Coupling Scheme* e o *Spatial Discretization Method*.

No que se refere ao primeiro parâmetro, o autor optou por seleccionar a opção *SIMPLE*, frequentemente utilizada numa vasta gama de aplicações.

Relativamente à especificação do esquema de discretização espacial, foram adotadas duas abordagens. Primeiramente, efetuou-se uma simulação recorrendo a esquemas de discretização de primeira ordem, com a seguinte configuração: *Least Squares Cell Based* para *Gradient*, *Standard* para *Pressure* e *First Order Upwind* para os restantes parâmetros. A simulação referida deverá apresentar uma convergência monotónica e suave, contudo, a precisão dos resultados é normalmente reduzida, pelo que será necessária a redefinição dos esquemas de discretização para uma ordem superior, neste caso, *Second Order Upwind* - esquema amplamente utilizado para escoamentos compressíveis. A concretização deste procedimento tende a resultar numa solução convergente, com resultados mais precisos [5]. Assim, obteve-se uma segunda configuração, com *Least Squares Cell Based* para *Gradient*, *Second Order* para *Pressure*, e *Second Order Upwind* para os restantes parâmetros.

Solution Controls

Os *Under-Relaxation Factors* (URF), contêm os fatores para todas as equações resolvidas aquando da utilização do *pressure-based solver*, e permitem controlar a influência do resultado de uma variável, no seu resultado subsequente, reduzindo a variação induzida a cada iteração [86].

Estes parâmetros adquirem grande importância na estabilização do processo iterativo, podendo ser ajustados, de forma a reduzir o número de iterações necessárias à obtenção de uma solução final independente [5].

Os URF foram definidos para valores próximos da configuração padrão proposta pelo *ANSYS Fluent*. Em seguida, realizou-se uma simulação, de modo a verificar a ocorrência de erros que justificassem a redução dos referidos parâmetros. Não se tendo registado quaisquer problemas ao nível da convergência da solução, e sabendo que a configuração implementada se adequa a uma série de aplicações, o autor optou por não efetuar alterações adicionais.

Assim, os URF aplicados às variáveis do escoamento, na presente simulação, encontram-se enumerados na tabela 4.7.

Tabela 4.7: Under-Relaxation Factors.

URF			
Pressure	0.3	Turbulent Kinetic Energy	0.8
Density	1	Turbulent Dissipation Rate	0.8
Body Forces	1	Turbulent Viscosity	1
Momentum	0.7	Energy	1

Monitors

Os *Monitors* permitem a monitorização dinâmica da convergência da solução, recorrendo à verificação dos *Residuals*, *Surface Integrals*, entre outros.

O *Residual Monitor* possibilita a definição de valores de tolerância específicos, que aquando do processo de cálculo iterativo são continuamente verificados, com o intuito de determinar a convergência das equações da conservação para todas as células do domínio. Quando os *Residuals* atingem os valores de tolerância estabelecidos pelo utilizador, é expectável que a solução numérica atinja o equilíbrio e assim a convergência seja garantida [90]. Embora a utilização do *Residual Monitor* não seja condição suficiente para a obtenção de resultados fiáveis e precisos, é de extrema importância que os critérios estabelecidos pelo utilizador sejam respeitados, e os valores alcançados [86]. O *Absolute Convergence Criterion* foi aplicado pelo autor, e os valores dos *Residuals* definidos para E^{-3} , à exceção do *Energy Residual* fixado em E^{-6} .

Os *Surface Monitors*, por sua vez, são aplicados no seguimento de variáveis/quantidades físicas ou funções relevantes, verificadas nas fronteiras ou em qualquer superfície do domínio. Surgem como complemento ao *Residual Monitor* na confirmação da convergência da solução, na medida em que permitem a constatação da permanência dos valores para as quantidades de interesse, aquando da redução dos *Residuals* aos valores estabelecidos pelo utilizador [90]. Para a presente simulação, o autor definiu os *Surface Monitors* necessários ao acompanhamento da tendência evidenciada pelas variáveis velocidade, temperatura total e pressão total, em algumas superfícies estratégicas do domínio.

Os *Surface Monitors* definidos encontram-se na tabela 4.8.

Tabela 4.8: *Surface Monitors* aplicados na verificação da convergência da solução.

<i>Surface Monitors</i>			
<i>Monitor Designation</i>	<i>Report Type</i>	<i>Variables Monitored</i>	<i>Surfaces</i>
T25 Total Temperature		Total Temperature	T25 Thermocouple Junction
P25 Total Pressure		Total Pressure	P25 Pressure Device
Inlet Velocity	Area-Weighted Average	Velocity Magnitude	Mass Flow Inlet
Inlet Total Pressure		Total Pressure	Mass Flow Inlet
Outlet Velocity		Velocity Magnitude	Pressure Outlet
Outlet Total Pressure		Total Pressure	Pressure Outlet

4.6.5. Inicialização da Solução e Configuração do Processo de Cálculo

A inicialização da solução ocorre depois da configuração do solver e da definição dos parâmetros de verificação de convergência, referidos anteriormente. Este processo é executado no separador *Solution Initialization* do módulo *Solution*, e assegura que todas as variáveis do escoamento são inicializadas antes do começo das iterações. Isto significa, que para cada célula da malha, são atribuídos valores às variáveis, a partir dos quais é iniciado o processo de cálculo iterativo. Quanto mais realista e próxima da solução final for a estimativa inicial, menos iterações serão necessárias para atingir a convergência [73].

A opção *Hybrid Initialization*, foi implementada aquando da primeira fase de simulações, marcada pela aplicação dos sistemas de discretização de primeira ordem. Dado que não se registaram problemas de convergência, o autor utilizou a solução final das simulações supracitadas na inicialização das simulações subsequentes, desta feita, recorrendo a esquemas de discretização de ordem superior.

Ainda antes de ser iniciado o processo de cálculo, é aconselhada a realização de um *Check Case*, pois isso garante a inexistência de erros na configuração do problema (*Case*), e a prontidão do modelo para que se dê início à simulação [5]. Por fim, iniciou-se o cálculo iterativo da solução, que para o presente caso, poderia atingir um valor máximo de 1000 iterações.

A configuração do *Case* apresentada pelo autor, aplica-se ao *ICD Air Volume*, enquanto domínio computacional do problema. No entanto, se o ficheiro de malha a importar para o *ANSYS Fluent* estiver associado ao domínio - *ICDAV Without Sensor*, então algumas adaptações devem ser concretizadas, nomeadamente no que se refere à atribuição das condições de fronteira e à definição dos *Surface Monitors*.

A primeira alteração dar-se-ia ao nível da subsecção 4.6.3, pois, para o volume de interesse em questão, devem ser mantidos os parâmetros para as fronteiras *Mass Flow Inlet*, *Pressure Outlet* e *Inter-Compressor Duct Wall*, eliminando-se as superfícies relacionadas com a sonda TP25. Também na subsecção 4.6.4 seriam necessários ajustes ao nível dos *Surface Monitors* definidos pelo autor, dado que as variáveis temperatura total e pressão total junto dos elementos sensores da sonda TP25, ver tabela 4.8, não podem ser monitorizadas para o domínio referido.

4.7. Resultados

A simulação numérica em CFD, desenvolvida na sequência do projeto prático realizado na TAP Manutenção e Engenharia, foi concretizada no prazo de aproximadamente dez meses e envolveu um conjunto de tarefas com duração e complexidade variáveis, explicadas em detalhe ao longo do presente capítulo.

Durante o período referido, o autor deparou-se com uma série de contrariedades, na sua maioria associadas aos seguintes procedimentos: obtenção de uma malha suficientemente refinada e com a qualidade necessária para que a solução obtida estabilizasse, tornando-se independente do nível de refinamento - *Mesh Independent Solution*, e que adicionalmente se aproximasse da solução exata do problema, minorando o erro de discretização; e configuração do *Case*, processo no qual a seleção das propriedades dos materiais e dos modelos de turbulência, a atribuição das condições de fronteira e a definição dos critérios de convergência a utilizar, vão influenciar a propagação do erro, determinando a precisão dos resultados.

Assim, e até que se obtivesse uma configuração adequada às exigências do problema, foram necessárias inúmeras simulações, cujo objetivo passava pela recriação do escoamento de ar do caudal primário ao longo do *Inter-Compressor Duct*, de modo a obter uma aproximação, tão rigorosa quanto possível, para os valores de referência dos parâmetros termodinâmicos - pressão e temperatura, disponíveis no trabalho de Martins [31], para as secções aerodinâmicas 24 e 25 do reator em estudo. Embora os resultados finais apresentem um erro associado, decorrente da aplicação de métodos discretos na resolução de problemas físicos complexos, importa salientar que a sua existência é parte integrante da solução e, como tal, a fiabilidade do estudo e as conclusões que dele possam resultar não são colocadas em causa, desde que o erro permaneça dentro dos limites de tolerância admissíveis.

Nesta secção serão apresentados os resultados para as variáveis cujo comportamento se pretende simular, entre a saída do *Booster* e a entrada do HPC do reator CFM56-3. Os resultados finais são compostos por 4 simulações: duas das quais aplicando os modelos de turbulência *Standard $K - \epsilon$* e *Realizable $K - \epsilon$* ao domínio *ICD Air Volume*, e as demais, usando os mesmos modelos de turbulência aplicados ao domínio *ICDAV Without Sensor*. De modo a evitar uma amostragem de resultados demasiado extensa, apenas serão apresentados os gráficos referentes à simulação com o modelo *Realizable $K - \epsilon$* para o domínio *ICD Air Volume*, encontrando-se os demais resultados associados ao domínio do problema sem sonda TP25 instalada, no Anexo E deste documento.

Uma vez concluído o processo de cálculo deverá realizar-se uma análise de convergência, de forma a concluir se a solução convergiu efetivamente. Esta surge como a primeira fase de pós processamento e abrange a monitorização do histórico dos *Residuals*, o seguimento das variáveis de interesse através dos *Surface Monitors* e a verificação da conservação de massa ao

longo do domínio. Também nesta secção serão concretizadas as seguintes etapas: análise de y^+ , de modo a perceber se este parâmetro se encontra no intervalo admissível, dependendo da abordagem utilizada na recriação do perfil da camada limite; definição dos planos de solução no interior do volume de controle, para representação da distribuição de pressão e temperatura, e do campo de velocidades ao longo do domínio, com especial incidência para a região de atuação da sonda; validação dos resultados numéricos, por comparação dos resultados obtidos com os valores de pressão e temperatura medidos experimentalmente para o *Correlation Engine*; avaliação da distribuição de pressão e temperatura ao longo do *Inter-Compressor Duct*, com e sem a sonda TP25 instalada; comparação dos valores de pressão e temperatura medidos pela sonda, com os valores homólogos obtidos em condições de escoamento não perturbado, por forma a viabilizar a determinação do erro de medição, associado às perturbações induzidas pelo equipamento referido no escoamento.

Embora a velocidade do escoamento não constituísse, à priori, um dos parâmetros de interesse no âmbito do trabalho, o campo de velocidades ao longo do domínio acabou por ser incluído, pois demonstra a distorção induzida pelo corpo da sonda no caudal de ar primário.

As simulações realizadas no decorrer deste projeto foram executadas remotamente, com recurso a um cluster de 32 processadores e 128GB de memória RAM, sendo que cada solução foi obtida em média, após 2 horas de cálculo iterativo. Todos os resultados e gráficos (*contours*, *vectors*, *pathlines*) apresentados, foram conseguidos através das ferramentas de pós-processamento do *ANSYS Fluent*, que para as necessidades do presente trabalho se revelaram bastante satisfatórias.

4.7.1. Convergência

A análise de convergência surge como o primeiro procedimento a realizar após a conclusão do processo de cálculo, e embora não permita, por si só, garantir a precisão da solução, assegura a coerência entre os resultados e os parâmetros definidos pelo utilizador, aquando da configuração do *Case*.

Em primeiro lugar, a avaliação da convergência deve atender ao histórico dos *Residuals*, de modo a constatar se os critérios previamente definidos foram alcançados durante o cálculo da solução. Dado não existirem critérios absolutos, que quando alcançados possam atestar a convergência de qualquer solução, constitui uma prática recomendável monitorizar as quantidades de interesse definidas na subsecção 4.6.4, através dos *Surface Monitors* e verificar a conservação de massa através do domínio do problema, recorrendo aos *Flux Reports*.

Uma vez averiguados os indicadores de convergência aqui mencionados, poderá ocorrer uma de duas situações: redefinição dos critérios de convergência, reduzindo-se a ordem de grandeza dos *Residuals*, e continuação do processo de cálculo iterativo, no caso de existirem evidências de instabilidade numérica da solução e divergência nos *Residuals*; ou a conclusão do processo

iterativo seguida da análise dos resultados obtidos, justificada pela diminuição dos *Residuals* até à ordem de grandeza definida, acompanhada pela estabilização das variáveis de interesse e pela conservação global do escoamento.

As simulações concretizadas no decorrer do projeto foram iniciadas recorrendo a sistemas de discretização de primeira ordem (*First Order Upwind Scheme*), de onde se obteve uma primeira aproximação para os resultados do problema, utilizada de seguida, na inicialização das variáveis conservativas a partir das quais se prosseguiu o processo iterativo, desta feita, aplicando esquemas de discretização de ordem superior. De acordo com o ANSYS [73], os *Second Order Upwind Schemes* geram resultados mais próximos da solução exata do problema do que os *First Order Upwind Schemes*, pelo que os esquemas de discretização de segunda ordem foram utilizados na obtenção dos resultados finais, apresentados e discutidos posteriormente.

Histórico dos *Residuals*

Os *Residuals* medem o desequilíbrio da solução numérica obtida a cada iteração, e a sua monitorização tem por objetivo identificar o momento no qual as equações da conservação são cumpridas para todas as células do domínio, considerando uma tolerância específica (*Residual*).

No presente estudo, os critérios de convergência definidos apontam para a redução dos *Residuals* até E^{-3} , com exceção para os *Energy Residuals*, cujo valor aconselhado é de E^{-6} quando aplicado um *pressure-based solver*.

Na figura 4.39 é possível verificar que aquando da aplicação do *First Order Upwind Scheme*, o valor dos *Residuals* convergiu para os critérios definidos após 200 iterações, e a convergência monotónica foi também alcançada. No que se refere ao *Second Order Upwind Scheme*, a tendência evidenciada assemelhou-se à referida anteriormente, verificando-se uma sequência decrescente suave para todos os *Residuals* após a iteração 300, sendo que a convergência da solução foi obtida para um total de aproximadamente 450 iterações.

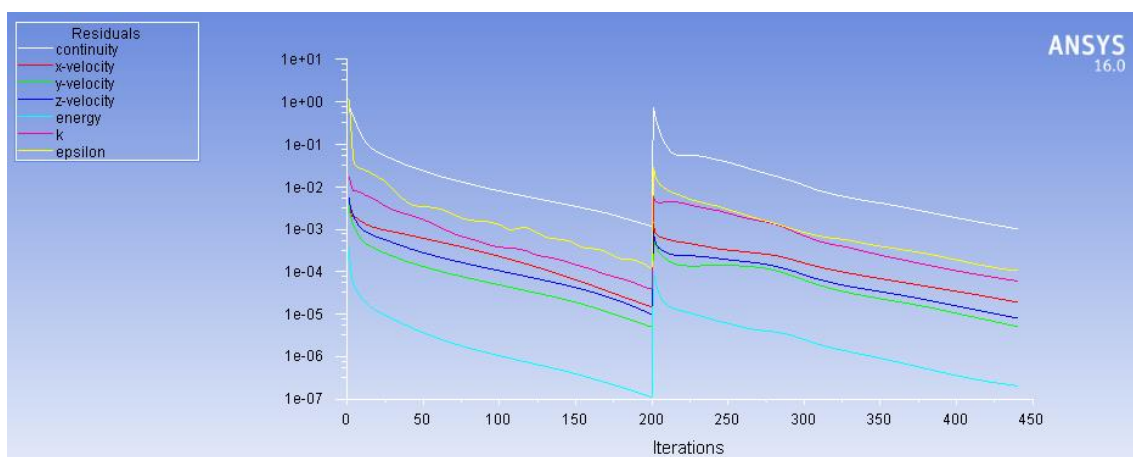


Figura 4.39: *Residuals Monitor* - Convergência da solução.

Embora a redução de três ordens de grandeza na magnitude dos *Residuals* possa apontar para a convergência da solução, tal não significa que a mesma seja fiável e precisa, pelo que serão verificados de seguida os restantes indicadores de convergência.

O histórico dos *Residuals* para a simulação do escoamento através do domínio *ICDAV Without Sensor*, aplicando o mesmo modelo de turbulência e esquema de discretização, encontra-se representado na figura E.1 do Anexo E.

Surface Monitors

Os *Surface Monitors* são utilizados no seguimento de variáveis ou quantidades de interesse durante o processo de cálculo iterativo e, conjuntamente com o histórico dos *Residuals*, permitem determinar, aquando do cumprimento dos critérios de convergência, se as ditas variáveis se encontram estabilizadas, indicando assim a obtenção de uma solução independente.

Durante as simulações realizadas, o autor seguiu o comportamento das principais variáveis de interesse em regiões específicas do domínio, as quais foram definidas durante a configuração do *Case*, de acordo com o apresentado na tabela 4.8. A evolução dos parâmetros - pressão total, temperatura total e velocidade - apresentada nas figuras 4.40 a 4.42, contribuiu de forma decisiva para a confirmação da convergência da solução, ditando assim o final do processo iterativo.

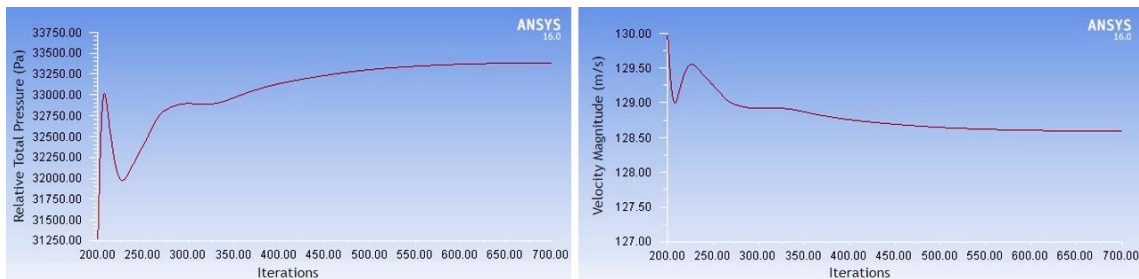


Figura 4.40: Convergência da Pressão Total (esquerda) e da Velocidade (direita), na superfície de fronteira *Mass Flow Inlet*.

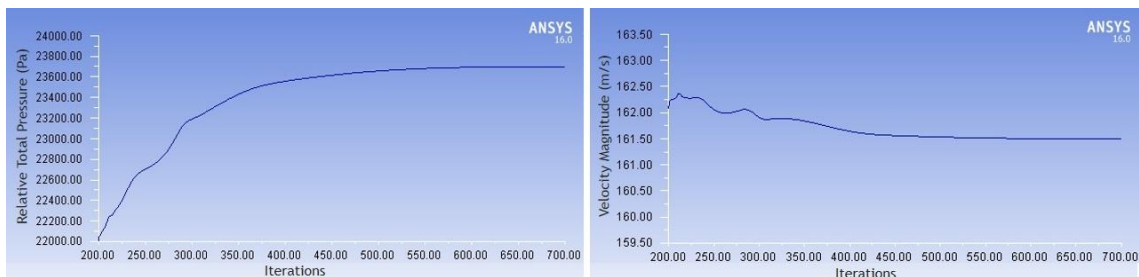


Figura 4.41: Convergência da Pressão Total (esquerda) e da Velocidade (direita) na superfície de fronteira *Pressure Outlet*.

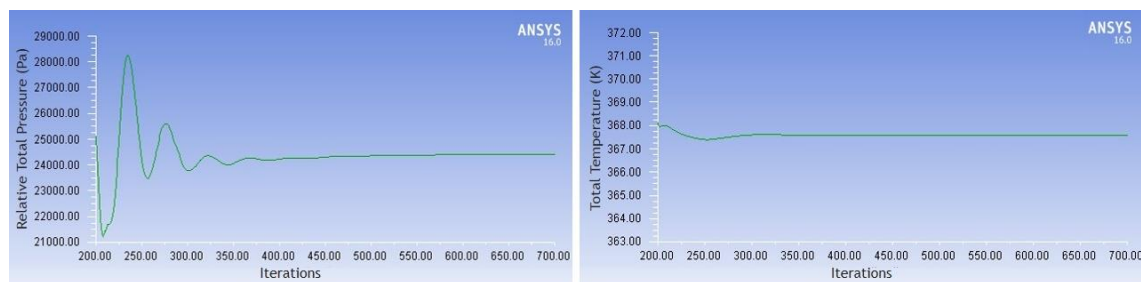


Figura 4.42: Convergência da Pressão Total (esquerda) e da Temperatura Total (direita) na zona de medição da sonda TP25.

Note-se que a evolução registada para todas as variáveis aqui apresentadas, apenas considera a etapa do processo de cálculo onde são aplicados os sistemas de discretização de segunda ordem, ou seja, a partir da iteração 200.

Depois de analisado o comportamento evidenciado pelos vários parâmetros à entrada e à saída do domínio (figuras 4.20 e 4.21), como também na zona de medição da sonda (figura 4.22), facilmente se conclui que quando os *Residuals* atingem os critérios de convergência (após 450 iterações), as variações apresentadas pelas quantidades de interesse não são significativas e, como tal, a convergência da solução pode ser confirmada.

Para o domínio *ICDAV Without Sensor*, foram igualmente definidas as variáveis de interesse mencionadas na tabela 4.8, com exceção para as associadas à sonda TP25, cuja geometria não integra o domínio do problema. As figuras E.2 e E.3 do Anexo E, demonstram a estabilização da pressão total e da velocidade para as superfícies de fronteira *Mass Flow Inlet* e *Pressure Outlet*, assegurando assim a convergência da solução.

Conservação do Fluxo de Massa

A verificação da conservação global do escoamento consta dos principais indicadores de convergência. De acordo com o ANSYS [90], para haver conservação do fluxo de massa, a variação do caudal mássico (*mass imbalance*), deverá ser inferior a 0.5 % do fluxo total que transpõe o domínio do problema, ou em alternativa, inferior a 1 % do menor caudal que atravessa a sua fronteira. Assim, para uma solução convergente, o fluxo de massa que entra no sistema deve ser igual ao que sai do mesmo. Se forem detetadas variações superiores às aqui mencionadas, os critérios de convergência dos *Residuals* devem ser reduzidos em pelo menos uma ordem de grandeza, até que a conservação global do escoamento se verifique.

Para o presente estudo, a diferença entre o caudal à entrada e à saída do domínio foi de $2.375 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$, pelo que o desequilíbrio de massa é aproximadamente igual a 0, comprovando-se a convergência e o rigor da solução.

O mesmo sucedeu para o *ICDAV Without Sensor*, para o qual o desequilíbrio de massa registado foi de $2.499 \times 10^{-6} \text{ kg/s}$, ou seja, há conservação do fluxo de massa, e como tal, a solução convergiu.

4.7.2. Análise de y^+

Na simulação de escoamentos turbulentos a camada limite é constituída por regiões distintas, das quais importa salientar: a subcamada viscosa (*viscous sublayer*), adjacente à fronteira do sistema, e a camada turbulenta (*log-layer*), que se desenvolve a partir da previamente referida.

Nas imediações da parede, os gradientes solução são elevados, pelo que o rigor dos cálculos realizados nesta região do domínio, é fundamental para o sucesso das simulações. Assim, e dependendo dos modelos de turbulência aplicados na simulação do escoamento, podem ser-lhes associadas duas estratégias de modelação do perfil da camada limite: utilização de funções de parede, ou a resolução da subcamada viscosa.

Dado que na presente simulação foi utilizado o modelo *Realizable $K - \epsilon$* , o autor optou pela utilização da primeira abordagem, a partir da qual, o perfil de velocidades adquire uma forma tipicamente verificada numa vasta gama de escoamentos, e cujo comportamento linear na camada viscosa, transita para uma evolução logarítmica ao nível da camada turbulenta.

A aplicação de *Standard Wall Functions*, e consequente determinação das condições de parede, é indicada quando o centroide da célula de malha adjacente à parede, se localiza na *log-layer*. Em termos práticos, quer isto dizer que o valor recomendado para y^+ deve estar contido no intervalo entre 30 e 300²⁵.

Na tabela 4.9 podem ser verificadas as distâncias mínima, média e máxima entre o centro da célula da primeira camada e a parede do sistema, para cada uma das fronteiras do tipo *Wall*. Associados às dimensões referidas, surgem os respetivos valores de y^+ , cuja distribuição espacial ao longo das superfícies do domínio é representada na figura 4.43.

Tabela 4.9: *Cell Wall Distance* e valores de y^+ para as diversas paredes do domínio.

<i>Yplus Evaluation</i>						
<i>Wall Designation</i>	<i>Cell Wall Distance [mm]</i>			<i>y⁺ values</i>		
	<i>Min</i>	<i>Max</i>	<i>Average</i>	<i>Realizable $K - \epsilon$ second order</i>		
	<i>Min</i>	<i>Max</i>	<i>Average</i>	<i>Min</i>	<i>Max</i>	<i>Average</i>
Inter-Compressor Duct Wall	0.01143	0.58891	0.08283	0.21	512.01	58.01
TP25 Sensor Body Wall	0.00597	0.19516	0.04847	0.05	137.21	41.81
P25 Pressure Tube External Wall	0.00546	0.02037	0.01389	0.05	8.62	3.40
T25 Thermocouple Shield Wall	0.00287	0.02077	0.01232	0.04	6.23	2.12
P25 Pressure Device	0.00595	0.00919	0.00723	0.73	2.31	1.69
T25 Thermocouple Junction	0.00291	0.00528	0.00352	0.64	3.03	2.17
				NET:		57.74

²⁵ y^+ - valor adimensional que representa a distância normal entre o primeiro *grid point* e a parede do sistema.

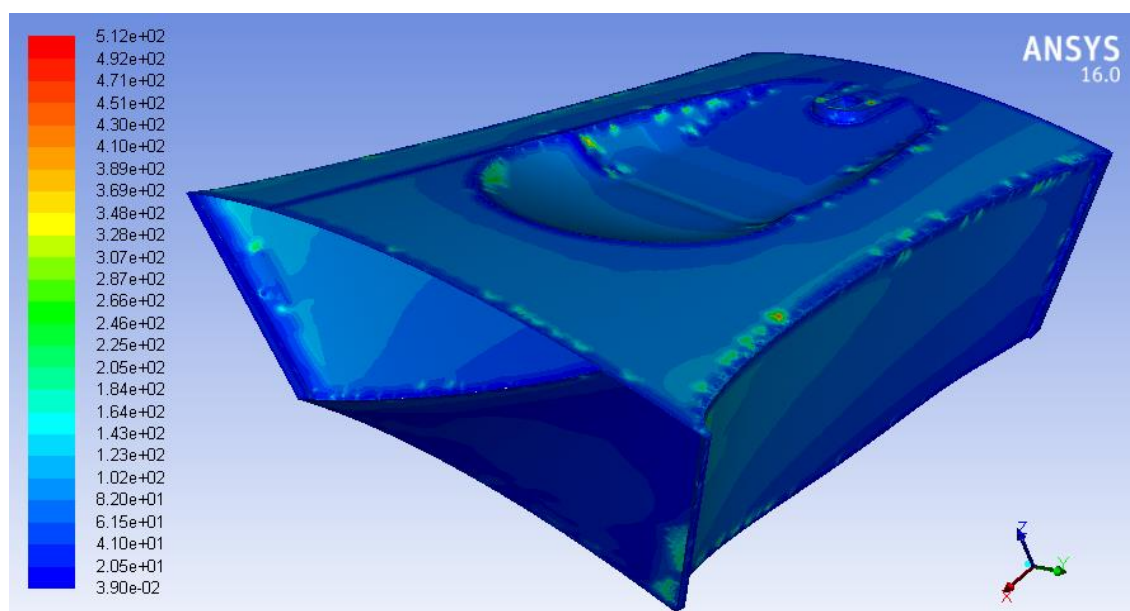


Figura 4.43: Distribuição de y^+ ao longo das paredes do ICD Air Volume.

Como se pode confirmar na figura 4.43, os valores de y^+ encontram-se, de um modo geral, dentro do intervalo de referência mencionado, e o valor médio registado em todas as paredes do domínio foi de 57.74. Existem, no entanto, áreas isoladas e de fraca expressão onde y^+ transpõe os limites estabelecidos.

Em primeiro lugar, podem destacar-se pequenas regiões na fronteira *Inter-Compressor Duct Wall*, onde os valores atingidos ultrapassam o limite superior recomendado. Esta situação decorre do atual nível de refinamento da malha, e a sua resolução implica o refinamento da mesma nas zonas já mencionadas, o que por sua vez se irá traduzir num aumento da complexidade da malha e do custo computacional, sem que daí advenham alterações significativas nos resultados obtidos.

No que se refere à região de medição da sonda TP25, obtiveram-se valores reduzidos de y^+ , tal como demonstrado na tabela 4.9. Esta tendência resulta das dimensões reduzidas do termopar e da tomada de pressão, associadas ao elevado nível de refinamento imposto pelo autor, como forma de garantir uma boa aproximação da malha à geometria desta região do domínio. Note-se que o refinamento da malha foi reduzido e a espessura das *inflation layers* sucessivamente aumentada, tendo em vista o aumento do valor de y^+ . Dado que as tentativas realizadas não surtiram o efeito desejado, e atendendo a que a área de superfície de parede com valores de y^+ exteriores ao intervalo de referência não representa uma fração significativa do domínio, mantiveram-se as configurações utilizadas até então.

Na figura E.4 do Anexo E, é mostrada a distribuição de y^+ ao longo da parede do domínio *ICDAV Without Sensor*. Globalmente os valores encontram-se dentro do intervalo recomendado, sendo que o valor médio registado para y^+ foi de 57.64, ou seja, aproximadamente igual ao obtido para o domínio anterior.

4.7.3. Definição dos Planos de Solução

A amostragem de resultados sob a forma de gráficos de contorno, linhas de campo de escoamento, vetores, entre outros, pode ser concretizada em superfícies existentes no modelo 3D do domínio, ou em planos contidos no mesmo e definidos pelo utilizador após a simulação.

No presente trabalho foram definidos dois planos no interior do volume de controle, alinhados longitudinalmente com o escoamento, e nos quais serão apresentados os resultados relativos ao comportamento das variáveis de interesse, ao longo do *ICD Air Volume*. Assim, a distribuição de pressão estática, dinâmica e de estagnação será exibida no plano solução - *Pressure Tube Cross Section Plane* (figura 4.44), enquanto que a distribuição de temperatura estática e total será apresentada no plano solução - *Thermocouple Cross Section Plane* (figura 4.45). Desta forma, tornar-se-á possível analisar o comportamento dos principais parâmetros termodinâmicos, junto dos respetivos equipamentos de medição.

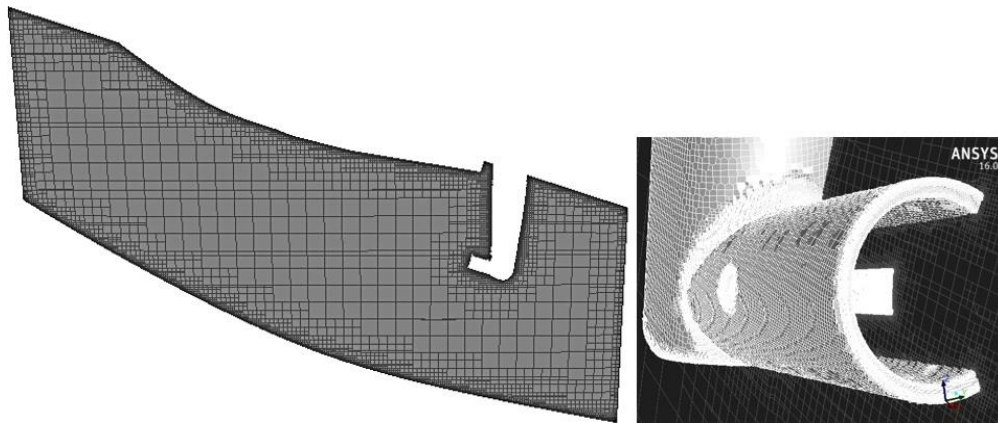


Figura 4.44: Pressure Tube Cross Section Plane.

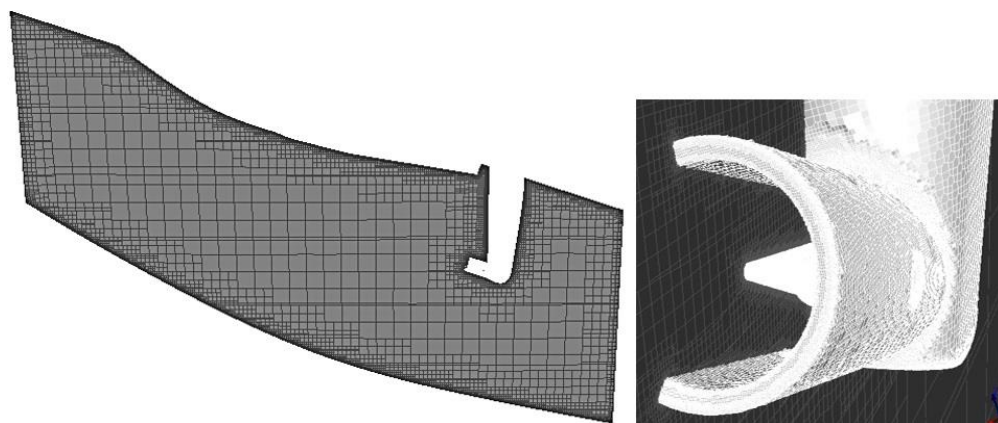


Figura 4.45: Thermocouple Cross Section Plane.

Para o *ICDAV Without Sensor*, procedeu-se de modo idêntico, gerando dois planos equivalentes aos anteriormente referidos, e que estão representados nas figuras E.5 e E.6 do Anexo E. Dado que neste caso os planos definidos não são afetados pela geometria da sonda TP25, procedeu-se à identificação das posições do domínio habitualmente ocupadas pela tomada de pressão e pela união de medição do termopar, e para as quais serão determinados os valores de pressão e temperatura total, respetivamente, em condições de escoamento não perturbado.

4.7.4. Validação dos Resultados

A validação é realizada após a verificação da convergência da solução, e tem por objetivo determinar a precisão dos resultados de uma simulação, comparando-os com valores de referência provenientes de uma fonte fidedigna ou medidos experimentalmente.

O principal objetivo do autor passava pela utilização exclusiva de dados experimentais fiáveis, como base para o desenvolvimento do modelo CFD descrito ao longo deste capítulo, contudo, as restrições impostas pelos fabricantes à disponibilização de informações de desempenho relativas aos seus produtos; a inexistência de medições em base de dados associadas à entrada e à saída do *Booster*, provocada pelas limitações do sistema de instrumentação do motor, ver subsecção 2.2.2; e a amostra reduzida de valores de pressão e temperatura na região de atuação da sonda TP25, obrigaram a uma mudança de estratégia, no sentido de garantir a credibilidade dos dados de referência utilizados.

Assim, os resultados apresentados neste estudo, foram validados por comparação com os principais parâmetros verificados na região de interesse, e obtidos por Martins [31], aquando da definição do ciclo termodinâmico de referência do reator CFM56-3. Importa referir que os valores de referência derivam de dados de desempenho fiáveis, medidos para o motor de correlação, e que constam do CTR emitido pela CFMI aquando da certificação do banco de ensaios da TAP, para o reator supracitado.

Na tabela 4.10 são especificados os valores de referência para os diversos parâmetros considerados, bem como os valores calculados e respetivos erros de aproximação, decorrentes das simulações do escoamento com a sonda TP25 instalada - *ICD Air Volume*, e em condições de escoamento não perturbado - *ICDAV Without Sensor*.

Tabela 4.10: Dados experimentais do CFM56-3 *Correlation Engine* vs Valores calculados pelo modelo CFD.

PARAMETER DESIGNATION	EXPERIMENTAL DATA	SIMULATION RESULTS			
	CFM56-3 Correlation Engine	<i>Realizable $K - \epsilon$ second order</i>			
		<i>ICD Air Volume</i>		<i>ICDAV Without Sensor</i>	
		Calculated Value	Simulation Error	Calculated Value	Simulation Error
PT_in [Pa]	221113.00	231267.85	4.59 %	231065.85	4.50 %
PT_25 [Pa]	-----	222329.85	-----	220958.55	-----
PT_out [Pa]	216690.74	221656.85	2.29 %	221856.85	2.38 %
TT_in [K]	369.92	369.92	0.00 %	369.92	0.00 %
TT_25 [K]	369.92	367.58	0.63 %	369.75	0.05 %
TT_out [K]	369.92	370.09	0.05 %	370.07	0.04 %
V_in [m/s]	133.86	128.70	3.85 %	128.83	3.76 %
V_25 [m/s]	-----	169.86	-----	163.20	-----
V_out [m/s]	156.19	161.56	3.44 %	161.67	3.51 %

Dado que apenas são conhecidos os valores de referência para a pressão total, temperatura total e velocidade à entrada e à saída do domínio, facilmente se conclui que o erro de aproximação para os resultados das simulações, não pode ser calculado para a região de atuação da sonda TP25, com exceção para a temperatura, a qual deverá manter-se constante de acordo com as indicações do fabricante. Assim, o comportamento da pressão total e da velocidade de referência entre os limites do domínio, ver figuras 4.46 e 4.48, será representado por funções de aproximação lineares com declive negativo e positivo, respetivamente.

Na figura 4.46 é possível comparar os resultados das simulações CFD, com os valores da pressão total de referência nos limites do domínio. Na descarga do *Booster* (início do domínio), os valores calculados por ambos os modelos apresentam um erro de aproximadamente 4.5 %, enquanto que à entrada do HPC (saída do domínio), o erro de aproximação é inferior e tende para 2.3 %. Adicionalmente, a evolução da pressão total, obtida por interpolação das medições pontuais realizadas no escoamento, pode ser comparada e analisada. Note-se que os resultados da simulação aplicada ao domínio *ICDAV Without Sensor* revelam maior concordância com os valores de referência, do que os obtidos para o *ICD Air Volume*.

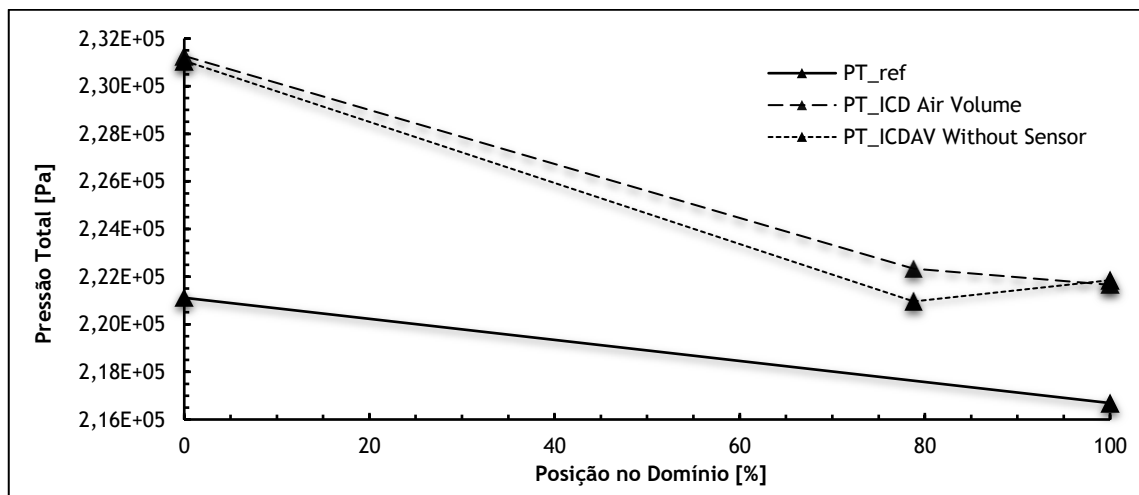


Figura 4.46: Pressão Total medida no reator CFM56-3 vs Valores calculados pelo modelo CFD.

A temperatura total, cuja evolução é representada na figura 4.47, assume-se como o parâmetro termodinâmico para o qual existe maior proximidade entre os valores calculados nas simulações e os dados de referência. Tal como se pode constatar na mesma figura, os valores de temperatura total calculados na simulação do escoamento para o *ICDAV Without Sensor*, não apresentam alterações significativas relativamente aos dados de referência. No que diz respeito à simulação com a sonda TP25 instalada - *ICD Air Volume*, é notória a aproximação dos resultados aos valores experimentais, sendo que o erro máximo se verifica na região de instalação da sonda, e atinge o valor de 0.6 %.

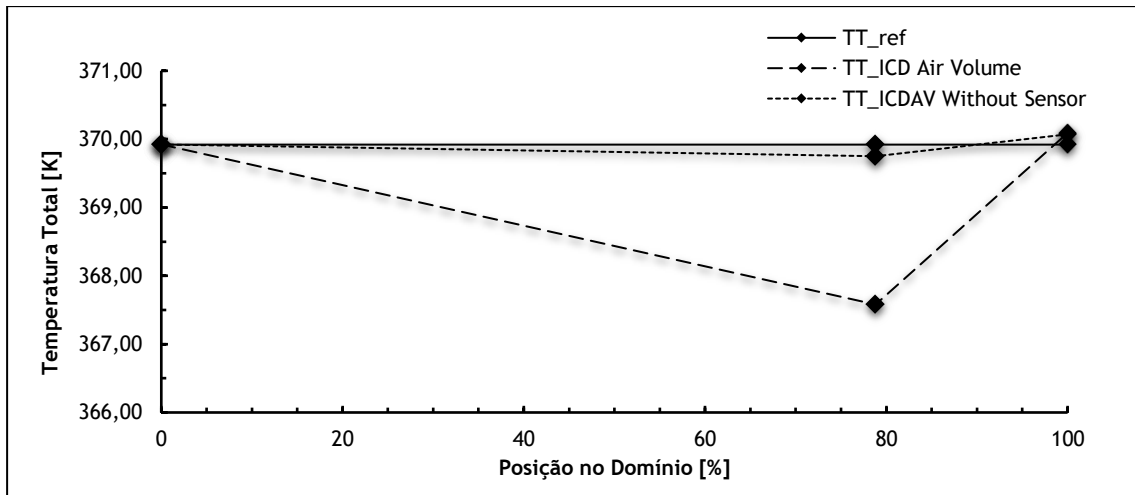


Figura 4.47: Temperatura Total medida no reator CFM56-3 vs Valores calculados pelo modelo CFD.

A velocidade do escoamento através do domínio foi outro dos parâmetros considerados na validação dos resultados, encontrando-se a comparação entre os valores simulados e os dados de referência, representada na figura 4.48. A velocidade calculada à entrada do domínio é sensivelmente igual para ambos os modelos, e o erro de aproximação é de 3.8 %. Relativamente à saída do domínio, regista-se novamente uma grande semelhança entre os valores calculados, sendo que os mesmos tendem a aproximar-se ligeiramente dos valores de referência, reduzindo-se assim o erro para cerca de 3.5 %. Tal como mencionado para os demais parâmetros, também para a evolução da velocidade ao longo do domínio, se obteve uma melhor aproximação em condições de escoamento não perturbado - *ICDAV Without Sensor*.

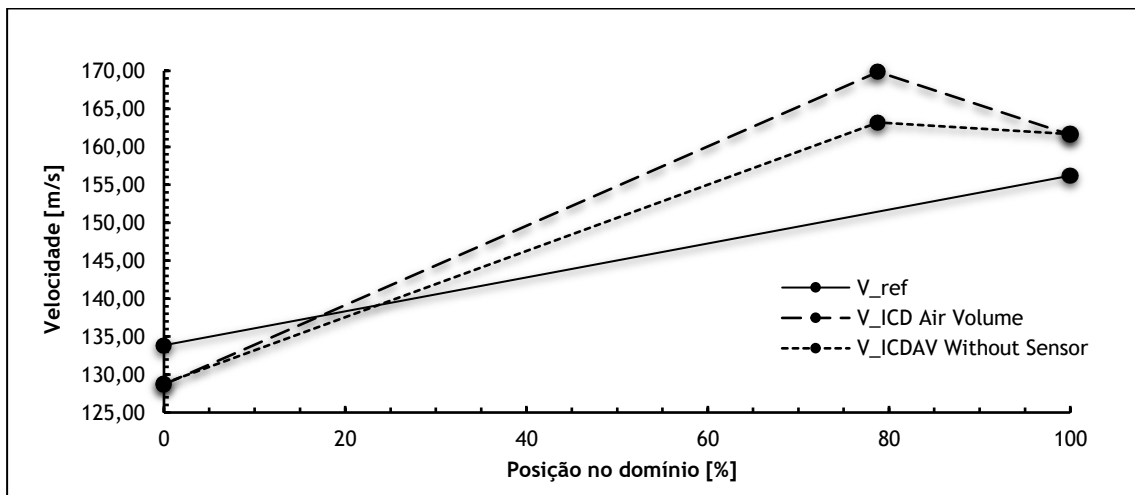


Figura 4.48: Velocidade do escoamento medida no reator CFM56-3 vs Valores calculados pelo modelo CFD.

De um modo geral, podemos concluir que o comportamento apresentado pelas variáveis de interesse - pressão total, temperatura total e velocidade - para as simulações aplicadas aos domínios *ICD Air Volume* e *ICDAV Without Sensor*, seguiu a tendência evidenciada pelos dados experimentais, e que o grau de aproximação entre os valores calculados e os dados de referência é bastante aceitável, confirmando a precisão e a fiabilidade dos resultados finais.

4.7.5. Campo de Velocidades ao Longo do Domínio

Concluída a verificação de convergência e a validação de resultados, segue-se a representação do campo de velocidades para as simulações com a sonda TP25 instalada - *ICD Air Volume*, e em condições de escoamento não perturbado - *ICDAV Without Sensor*.

Embora a apresentação de resultados tenha como principais objetivos: a realização de uma análise comparativa da distribuição de pressão e temperatura, considerando, ou não, a sonda TP25 como parte integrante do domínio; e a determinação do erro de medição de pressão e temperatura total, resultante das perturbações induzidas no escoamento pela forma aerodinâmica da sonda mencionada, o autor considerou relevante o seguimento da velocidade do escoamento para os domínios em causa, por entender que o estudo desta variável contribuirá de forma decisiva, para a compreensão do comportamento demonstrado pelos parâmetros termodinâmicos referidos, e discutidos posteriormente na subsecção 4.7.6 deste documento.

Assim, será analisada a evolução da velocidade por toda a extensão do *ICD Air Volume*, concedendo especial atenção ao campo de velocidades na região adjacente à sonda TP25, onde são esperadas alterações às linhas do campo de escoamento. De seguida, far-se-á uma avaliação aos contornos da velocidade através do *ICDAV Without Sensor*, de forma a estabelecer um termo de comparação entre os resultados de ambos os domínios em análise.

Os contornos da velocidade do escoamento ao longo do *ICD Air Volume* (figura 4.49), demonstram um aumento gradual da velocidade a partir da descarga do *Booster* (início do domínio), tendência que se mantém face à convergência do ducto e que apenas é interrompida pela presença do corpo da sonda TP25, imerso no escoamento.

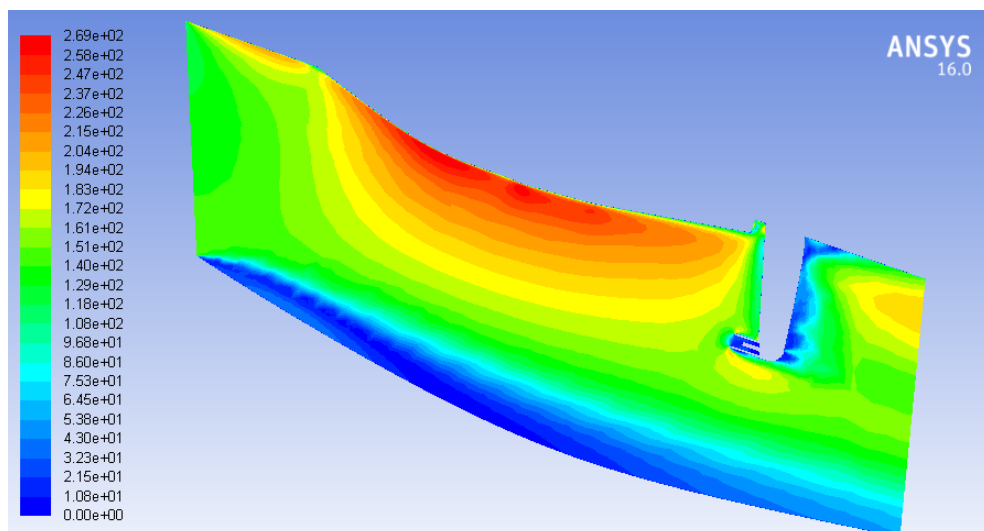


Figura 4.49: Contornos da velocidade do escoamento v [m/s] ao longo do *ICD Air Volume*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Note-se que a velocidade máxima do escoamento (268.76 m/s), é verificada para uma zona do domínio onde a face interna da *Mid Box*, com incidência constante de 18.5° , é descontinuada,

dando lugar a duas superfícies de maior curvatura referentes à *VBV* e ao *Scoop*. Por outro lado, o escoamento propaga-se a velocidades reduzidas (0 a 53.8 m/s) em duas áreas específicas do domínio: na região contígua à superfície externa do *Center Hub*, para a qual os valores variam entre os 10.8 e os 53.8 m/s, e onde se regista uma primeira zona de recirculação com origem junto da entrada do domínio, e cujo aparecimento se deve ao ângulo formado entre a superfície mencionada e a direção de propagação do escoamento, definida e justificada pelo autor na subsecção 4.2.1; e ainda na região adjacente ao corpo da sonda TP25, em particular nas proximidades da tomada de pressão, onde o escoamento é praticamente levado ao repouso.

Sendo a sonda TP25 o objeto principal do presente trabalho, importa que uma análise detalhada à variação das linhas de campo em torno da mesma seja realizada, pois revelar-se-á bastante útil no estudo da influência da forma aerodinâmica da sonda sobre o comportamento do escoamento, que para o presente caso, será determinada por intermédio da variação de pressão e temperatura total, entre as medições dos elementos sensores e os valores dos respetivos parâmetros em condições de escoamento não perturbado.

Assim, e considerando a figura 4.50, podemos verificar que a velocidade do escoamento diminui a montante da sonda, embora não existam sinais evidentes de estagnação aquando do contacto entre o escoamento e o equipamento de medição. Sendo o corpo da sonda constituído por um perfil simétrico alinhado com a direção preferencial do escoamento, é expectável que o ponto de estagnação se encontre no bordo de ataque do perfil, coincidindo com o seu eixo de simetria. Uma vez que a apresentação do campo de velocidades decorre no plano de simetria da tomada de pressão, que dista 1.4 mm do posicionamento lógico para o ponto de estagnação do escoamento, é compreensível que o referido fenómeno não seja observável nas figuras.

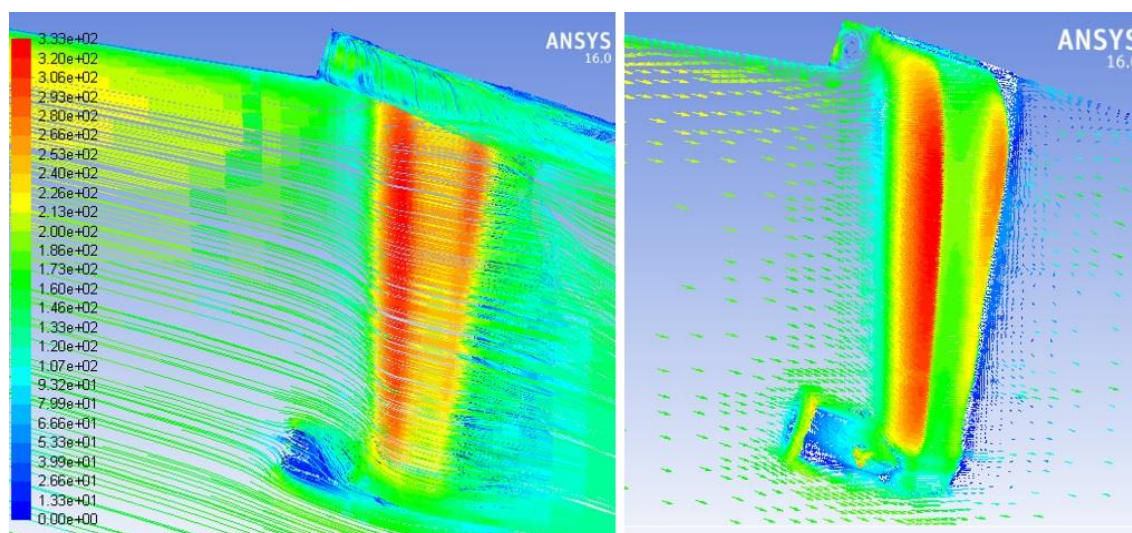


Figura 4.50: Representação do campo de velocidades em torno da sonda TP25: linhas de escoamento (à esquerda) e vetores de velocidade (à direita).

Uma vez defletidas as linhas do escoamento, verifica-se um aumento substancial da velocidade ao longo do primeiro terço do corpo da sonda, seguido de um ligeiro abrandamento que se

agudiza imediatamente após o bordo de fuga do perfil. Nesta região, a velocidade registada varia entre os 10.8 e os 53.8 m/s, seguindo-se uma aceleração do escoamento no sentido de recuperar o perfil de velocidade existente a montante da sonda, o qual se mantém até à entrada do HPC (saída do domínio).

Importa referir ainda que entre o *Scoop* e o corpo da sonda, junto à superfície interna da *Mid Box*, existe uma variação abrupta na geometria do domínio, que promove a separação local do escoamento e o conseqüente aparecimento de uma zona de recirculação. Este fenómeno pode ser observado na figura 4.50, e está associado a regiões de baixa pressão do fluido de trabalho.

Ainda relativamente ao domínio *ICD Air Volume*, há a destacar a admissão de ar da sonda TP25, e mais concretamente a periferia dos elementos sensores (tomada de pressão e união do termopar), como as regiões do domínio onde o escoamento se encontra mais próximo do repouso, sendo que os valores registados variam entre 0 e 13.3 m/s, exclusive.

A partir da análise à figura 4.51, facilmente se constata que a tendência apresentada pela velocidade do escoamento, ao longo da maior parte do domínio *ICDAV Without Sensor*, se aproxima da verificada para o *ICD Air Volume*. Assim, o campo de velocidades na descarga do *Booster* e através da secção convergente do ducto, é idêntico para ambos os domínios; o valor da velocidade máxima (269.18 m/s) é próximo do apurado para o *ICD Air Volume*, e foi registado na mesma região; e o escoamento propaga-se a velocidades inferiores, nas proximidades da superfície externa do *Center Hub* (10.8 a 53.8 m/s), e a jusante do *Scoop* (10.8 a 32.3 m/s), sendo que em ambas as regiões se desenvolvem zonas de recirculação, à semelhança do que havia sido já referido para o domínio anterior.

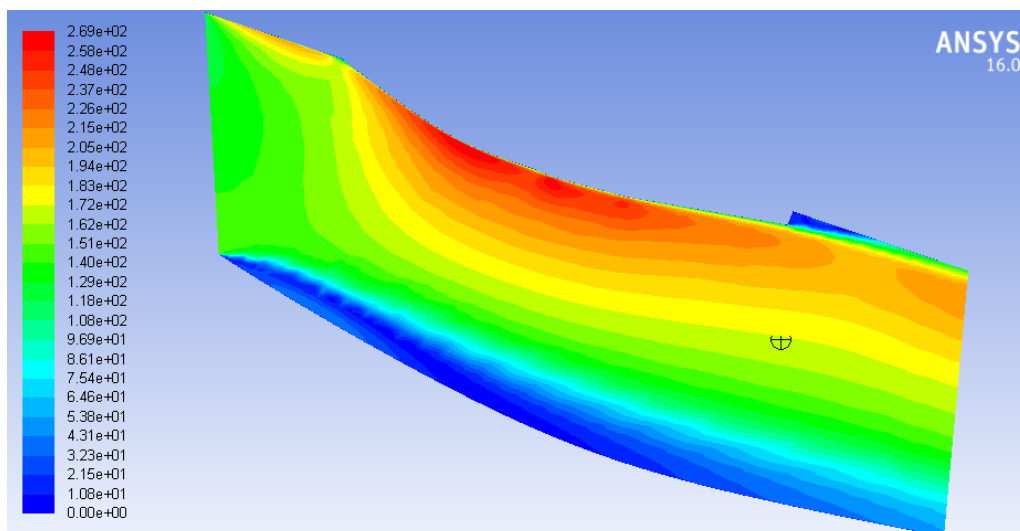


Figura 4.51: Contornos da velocidade do escoamento v [m/s] ao longo do *ICDAV Without Sensor*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Apesar da similitude entre o comportamento da velocidade do escoamento para ambos os domínios em análise, existem, contudo, algumas diferenças motivadas pela existência, ou não,

de um corpo sólido imerso no meio de interesse. Como é possível constatar na figura 4.52, a sonda TP25 não é considerada parte integrante do domínio *ICDAV Without Sensor*, pelo que, o caudal de ar propaga-se através do ducto em condições de escoamento não perturbado e, como tal: não se verificam fortes gradientes de velocidade ou alterações abruptas da direção das linhas de campo, na região do escoamento habitualmente ocupada pela sonda TP25; e não são visíveis áreas do escoamento com velocidade nula ou próxima de 0 m/s, com exceção para a porção de fluido contida na camada limite turbulenta.

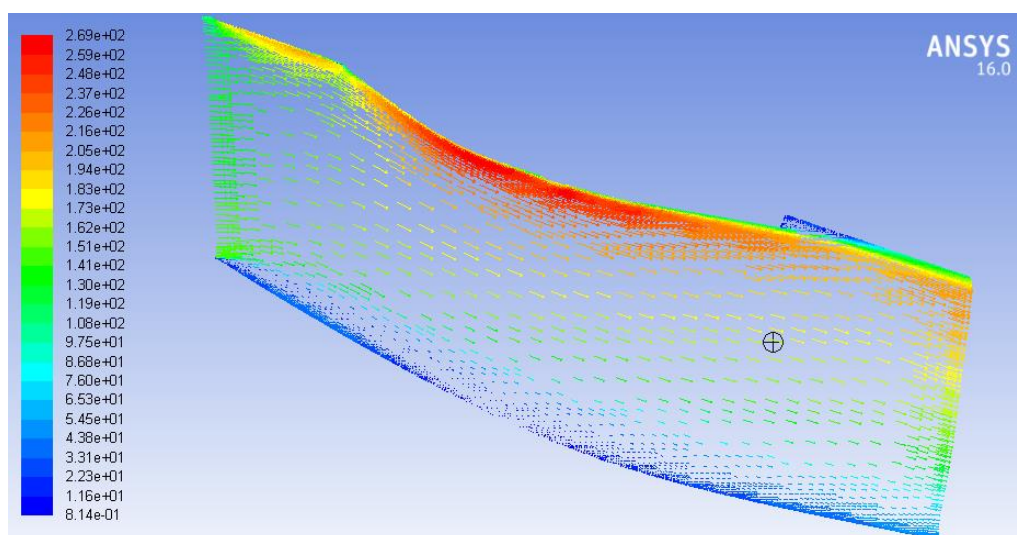


Figura 4.52: Representação dos vetores de velocidade do escoamento ao longo do *ICDAV Without Sensor*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Do ponto de vista tridimensional, os valores médios da velocidade do escoamento na descarga do *Booster*, na secção de área transversal mínima ($\approx 78.8\%$ do comprimento do ducto) e na entrada do HPC são respetivamente, 128.70 m/s, 169.86 m/s e 161.56 m/s para o *ICD Air Volume* e 128.83 m/s, 163.20 m/s e 161.67 m/s para o *ICDAV Without Sensor*. Através dos valores obtidos podemos retirar as seguintes conclusões: a evolução da velocidade segue os padrões normais de um escoamento subsónico num ducto convergente-divergente; e a divergência dos valores da velocidade do escoamento na secção de área transversal mínima, para os domínios considerados, atesta a influência da geometria da sonda TP25 nas características do escoamento, uma vez que o estrangulamento adicional do ducto, provocado pela presença da sonda, tem de ser compensado com o aumento da velocidade do escoamento, de forma a cumprir o princípio da conservação de massa.

Concluída a análise à evolução da velocidade do escoamento ao longo do *Inter-Compressor Duct*, com e sem a sonda TP25 instalada, vamos agora centrar-nos nos principais parâmetros termodinâmicos do sistema (pressão e temperatura), cuja distribuição por toda a extensão do domínio será observada e discutida de seguida.

4.7.6. Distribuição de Pressão e Temperatura

A distribuição de pressão total e temperatura total ao longo dos domínios *ICD Air Volume* e *ICDAV Without Sensor*, constitui o principal foco de interesse da presente amostragem de resultados. Em primeiro lugar, e comparando a disposição das linhas isobáricas e isotérmicas para cada um dos domínios considerados, será possível definir qualitativamente o grau de influência da sonda TP25 no comportamento dos parâmetros termodinâmicos supracitados.

Adicionalmente, os valores de pressão total e temperatura total, ao nível dos elementos sensores da sonda, poderão ser determinados com base nas respetivas distribuições através do *ICD Air Volume*, e de seguida comparados com os valores homólogos, obtidos na mesma região espacial do domínio *ICDAV Without Sensor*, desta feita, em condições de escoamento não perturbado. Assim, o erro de medição induzido pelo corpo da sonda poderá ser calculado, e se necessário, algumas medidas poderão ser discutidas, tendo em vista a otimização da forma aerodinâmica da sonda TP25.

Embora a sonda TP25 seja utilizada na medição de valores totais ou de estagnação, importa referir que aos mesmos estão associadas duas componentes: a estática e a dinâmica, pelo que a sua contribuição deverá ser considerada. Desta forma, serão apresentados os gráficos de contorno que ilustram a evolução da pressão estática (P_S) e da pressão dinâmica (q) para ambos os domínios, seguindo-se a representação da pressão total ou de estagnação (P_T), que teoricamente resulta da soma das duas componentes mencionadas anteriormente. Uma abordagem idêntica será aplicada à análise da temperatura, a qual será iniciada com uma breve descrição do comportamento da temperatura estática (T_S), sucedida da distribuição da temperatura total ou de estagnação (T_T) para cada um dos domínios em análise.

Note-se que os gráficos de contorno de pressão estática e total, apresentam escalas de pressão relativa, cujos valores têm como referência a pressão de operação do problema (198048.85 Pa), definida pelo autor na subsecção 4.6.3. No entanto, durante a discussão dos resultados, e mantendo o critério adotado ao longo do trabalho, apenas serão mencionados valores de pressão absoluta em unidades SI.

Pressão Estática (P_S)

A figura 4.53 representa a distribuição da pressão estática através do *ICD Air Volume*, e revela um decréscimo contínuo do referido parâmetro, que se inicia na descarga do *Booster* junto à superfície interna da *Mid Box*, e se mantém durante a primeira metade do domínio. Posto isto, é revertida a tendência demonstrada, verificando-se um ligeiro aumento nos valores da pressão estática que, entretanto, se mantém aproximadamente constante até à entrada do HPC, com exceção para a região ocupada pela sonda TP25 e respetiva área adjacente, onde se registam flutuações de pressão significativas.

A montante da sonda TP25 é registado um incremento nos valores de pressão, sendo que o aumento mais pronunciado ocorre nas proximidades do bordo de ataque do corpo da sonda e na admissão da mesma, regiões do escoamento onde a massa de ar do caudal primário se encontra mais próximo do repouso. Por outro lado, a região imediatamente a jusante do equipamento de medição regista uma queda momentânea de pressão, rapidamente contrariada pelo realinhamento das linhas do campo de escoamento.

O valor máximo de pressão estática (266611 Pa) foi obtido à entrada do domínio, na área contígua à parede interna da *Mid Box*, onde as linhas do escoamento sofrem um desvio acentuado relativamente à direção preferencial verificada à saída do *Booster Vane Assembly*. Contrariamente ao observado nesta região, os valores de pressão estática são substancialmente mais baixos nas seguintes zonas do domínio: zonas de recirculação previamente identificadas na subsecção 4.7.5 e que inevitavelmente surgem associadas a regiões de baixa pressão; e zonas pontuais da superfície da VBV e do *Scoop* com maior curvatura, onde se observaram os valores máximos para a velocidade do escoamento. Quanto ao valor mínimo da pressão estática (140116 Pa), o mesmo foi registado junto da aresta da admissão de ar da sonda, que atendendo às suas dimensões reduzidas não é visível na figura 4.53.

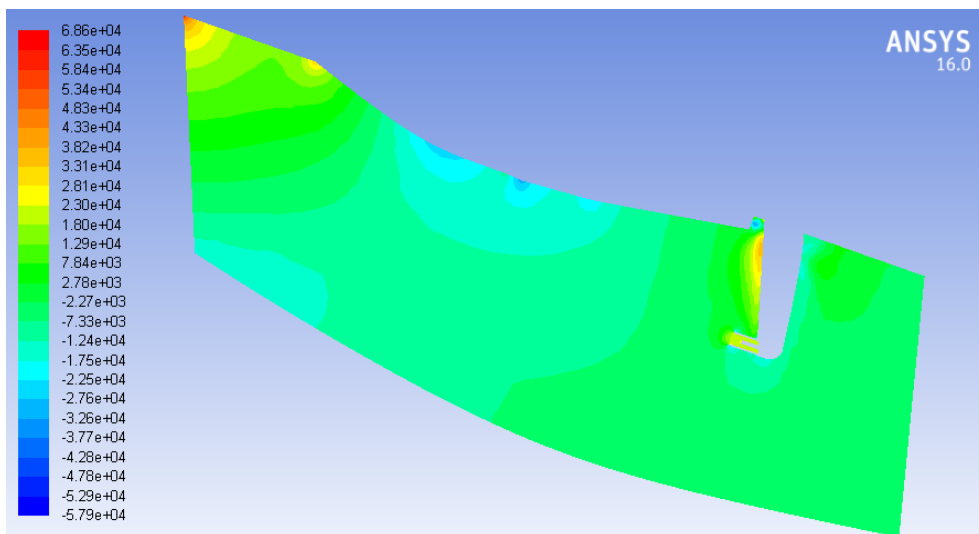


Figura 4.53: Contornos de pressão estática (P_s) ao longo do *ICD Air Volume*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Através de uma breve análise à figura 4.54, facilmente se comprova que a evolução da pressão estática ao longo do *ICDAV Without Sensor*, ou seja, em condições de escoamento não perturbado, é aproximadamente igual à mencionada anteriormente para o *ICD Air Volume*.

A pressão estática máxima (266432 Pa), idêntica à acima referida, foi registada para a mesma região e marca o princípio do percurso descendente apresentado pelo parâmetro indicado. Já na segunda metade do domínio, o valor da pressão estabiliza e permanece sensivelmente inalterado ao longo da secção divergente do ducto, sem que neste caso se verifiquem oscilações relevantes, provocadas pela presença de um corpo sólido imerso no escoamento.

No *ICDAV Without Sensor*, a região de pressão estática mínima transita da periferia da sonda TP25 para o local de máxima velocidade do escoamento, também identificado no domínio anterior como uma zona de baixa pressão. Assim, o valor mínimo registado (166399 Pa), permanece ligeiramente acima do calculado para o *ICD Air Volume*.

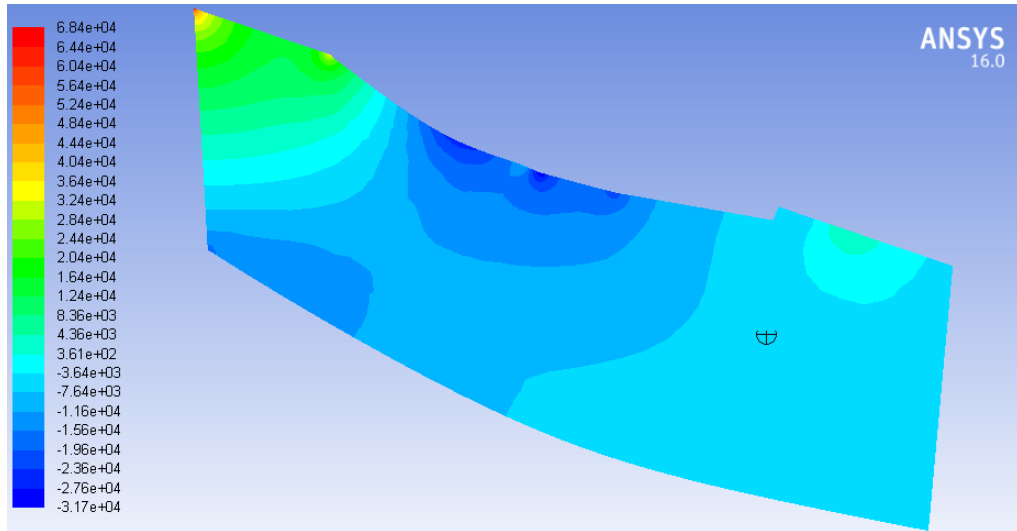


Figura 4.54: Contornos de pressão estática (P_s) ao longo do *ICDAV Without Sensor*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Globalmente, podemos concluir que o comportamento da componente estática da pressão é semelhante para os domínios considerados. Há que destacar, contudo, a zona de ação da sonda TP25, onde são percebidas algumas variações de pressão relativamente ao escoamento livre simulado no *ICDAV Without Sensor*, e que sugerem alterações às características do escoamento.

Pressão Dinâmica (q)

Nas figuras 4.55 e 4.56 são apresentadas as distribuições de pressão dinâmica por toda a extensão dos domínios *ICD Air Volume* e *ICDAV Without Sensor*, respetivamente. Antes demais, e de modo a facilitar a compreensão do comportamento evidenciado pela componente dinâmica da pressão ao longo do *Inter-Compressor Duct*, convém manter presente a expressão: $q = \frac{1}{2} \rho v^2$, onde q [Pa] representa a pressão dinâmica e v [m/s] a velocidade do escoamento.

Assim, e atendendo a que o parâmetro agora em análise varia com o quadrado da velocidade, para cada elemento do domínio, é expectável que a disposição das linhas isobáricas esteja em concordância com os contornos de velocidade observados e discutidos na subsecção 4.7.5.

Na figura 4.55, a disposição das linhas isobáricas através do *ICD Air Volume*, denotam um aumento da pressão dinâmica, iniciado à entrada do domínio e motivado pelo incremento da velocidade subsónica do escoamento, como forma de assegurar um caudal primário constante através da secção convergente do ducto.

No entanto, há a registar uma queda de pressão significativa na região adjacente à superfície da sonda TP25, e em particular na admissão de ar da mesma, decorrente do bloqueio induzido pela presença de um corpo imerso no escoamento, o qual promove uma redução drástica da velocidade, e a conseqüente descida no valor da componente dinâmica da pressão. Note-se que a jusante da sonda, na região divergente do domínio e onde as linhas de campo retomam o seu curso normal, a pressão dinâmica acompanha o aumento da velocidade do escoamento, embora os valores registados se mantenham abaixo dos determinados a montante do dito equipamento.

O valor máximo de pressão dinâmica (64908 Pa), foi registado na proximidade da superfície da VBV e do *Scoop*, região onde se atinge a velocidade máxima do escoamento, tal como referido na subsecção 4.7.5. Seguindo a mesma lógica, é expectável que as regiões de baixa pressão dinâmica estejam associadas a velocidades de escoamento reduzidas ou nulas, tal como acontece junto da superfície externa do *Center Hub*, à qual está associada uma das duas zonas de recirculação referidas aquando da análise dos contornos de velocidade; na zona contígua à superfície do corpo da sonda, nomeadamente na segunda zona de recirculação e no bordo de fuga do perfil; e em especial na admissão de ar do instrumento de medição, mais concretamente junto dos elementos sensores, onde o escoamento se encontra próximo do repouso, e como tal, a pressão dinâmica atinge o seu valor mínimo (≈ 0 Pa).

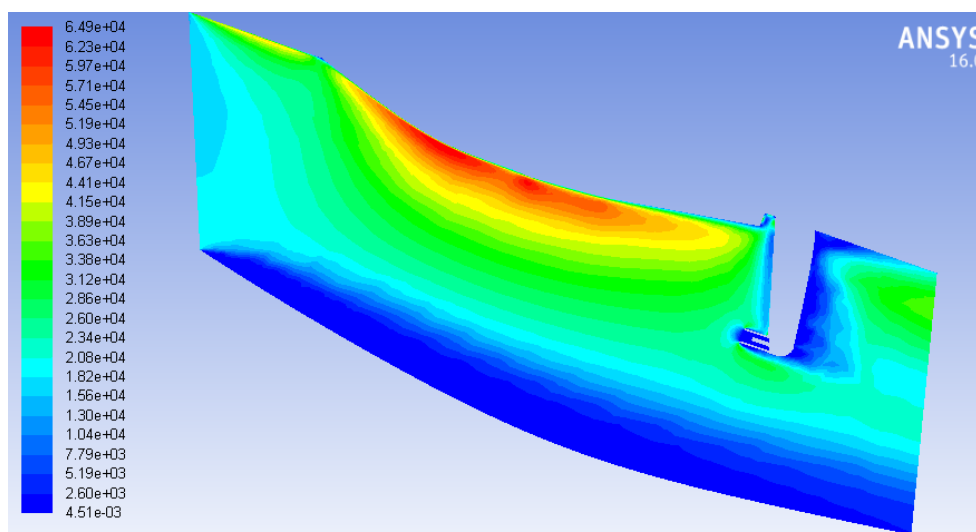


Figura 4.55: Contornos de pressão dinâmica (q) ao longo do *ICD Air Volume*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Através da análise à figura 4.56, onde é representado o comportamento da pressão dinâmica ao longo do *ICDAV Without Sensor*, é possível constatar que a disposição das linhas isobáricas está em consonância com o campo de velocidades do domínio, representado na figura 4.51 sob a forma de um gráfico de contorno, e que o comportamento da componente dinâmica da pressão para ambos os domínios em análise, apresenta semelhanças evidentes, com exceção para a zona de ação da sonda TP25.

A pressão dinâmica máxima (65002 Pa), registada na mesma região do domínio, apresenta um valor muito próximo do obtido para o *ICD Air Volume*.

No domínio *ICDAV Without Sensor* não parecem existir gradientes de pressão elevados, motivados pela alteração súbita das características do escoamento e, como tal, assiste-se a uma maior estabilidade nos valores da pressão dinâmica do que a apresentada no *ICD Air Volume*, designadamente nas proximidades da sonda TP25.

O facto de a geometria da sonda não interferir com a disposição das linhas isobáricas do *ICDAV Without Sensor*, faz com que a pressão dinâmica mínima seja sentida junto da superfície externa do *Center Hub* e a jusante do *Scoop* (segunda zona de recirculação), contrariamente ao apurado para o *ICD Air Volume*.

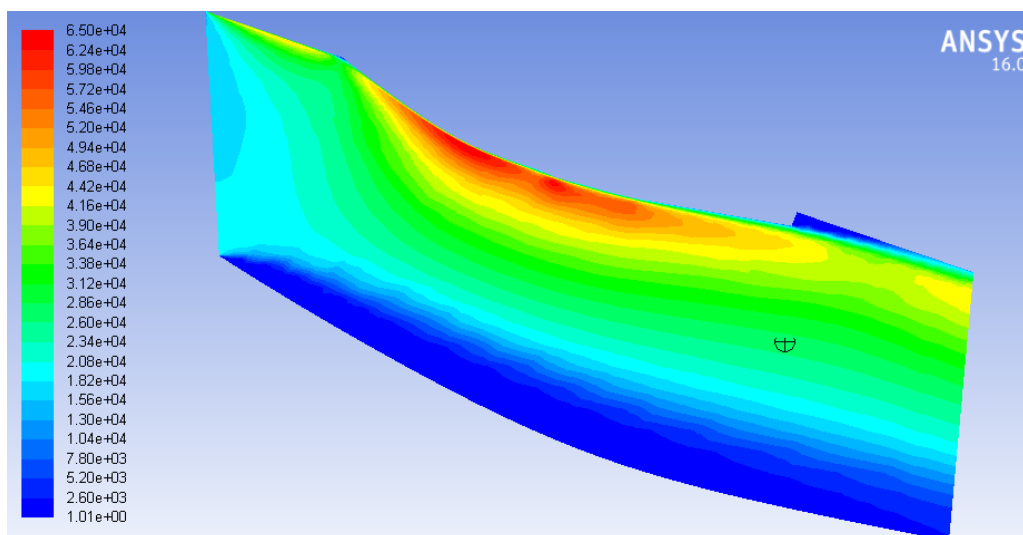


Figura 4.56: Contornos de pressão dinâmica (q) ao longo do *ICDAV Without Sensor*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Finalizada a análise ao comportamento demonstrado pelas componentes estática e dinâmica da pressão para os domínios *ICD Air Volume* e *ICDAV Without Sensor*, o autor procederá agora à discussão dos resultados obtidos para a distribuição de pressão total ou de estagnação em cada um dos domínios acima mencionados. Recorde-se que este parâmetro termodinâmico é monitorizado pela sonda TP25 e, portanto, terá uma importância decisiva na determinação da influência exercida pela forma aerodinâmica deste equipamento, sobre o meio de interesse.

Pressão Total ou de Estagnação (P_T)

A figura 4.57, representa a distribuição da pressão total ao longo do domínio, aquando da instalação da sonda TP25. De um modo geral, a disposição das linhas isobáricas sugere um aumento progressivo da pressão total, partindo da superfície externa do *Center Hub* e evoluindo na direção normal à propagação das linhas do campo de escoamento. Esta tendência é notada através da secção convergente do domínio, compreendida entre a descarga do *Booster* e o bordo de ataque da sonda TP25. A jusante da sonda é identificada uma queda de pressão, junto

da superfície posterior da mesma, seguida de um ligeiro aumento da pressão total, que se aproxima assim do valor esperado à entrada do HPC.

A pressão total ou de estagnação máxima (279182 Pa) é observada à entrada do domínio, junto da superfície interna da *Mid Box*, região onde se havia registado anteriormente o valor máximo da pressão estática do escoamento. No que se refere às zonas de baixa pressão podem ser mencionadas: as duas zonas de recirculação; a região a jusante da sonda e próxima da sua superfície; e ainda a zona adjacente à aresta da admissão de ar da sonda, não visível na figura 4.57, e onde à semelhança do que se verificou para a componente estática, também a pressão total ou de estagnação atinge o seu valor mínimo (158078 Pa).

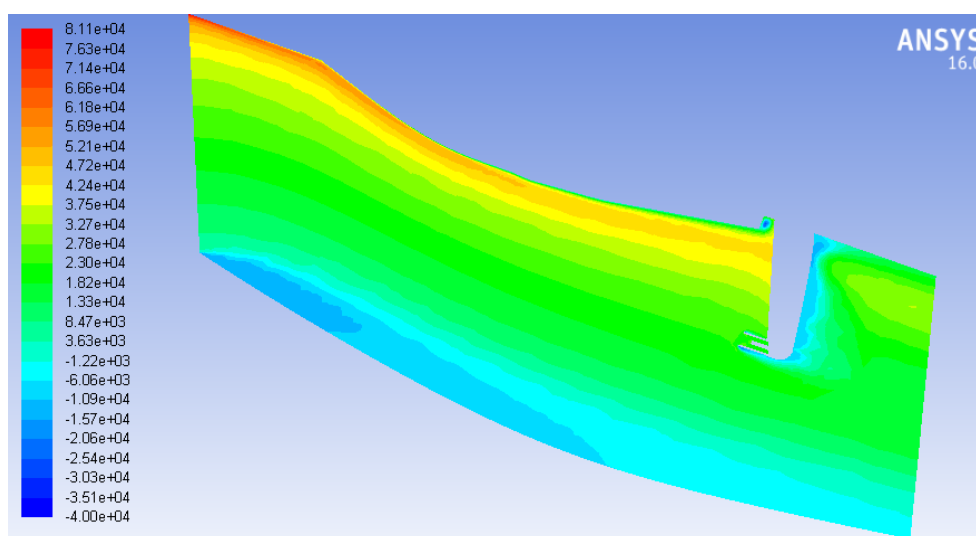


Figura 4.57: Contornos de pressão total/estagnação (P_T) ao longo do *ICD Air Volume*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Na figura 4.58 pode ser observada a disposição das linhas isobáricas através do *ICDAV Without Sensor*, ou seja, em condições de escoamento não perturbado. Globalmente, o comportamento da pressão total pode ser equiparado ao observado anteriormente para o domínio *ICD Air Volume*, contudo, existem algumas alterações pontuais que devem ser consideradas, nomeadamente, no que se refere à região habitualmente ocupada pela sonda TP25.

Dado que o *ICDAV Without Sensor* recria as condições de escoamento livre (sem equipamento de medição instalado), não se verificam alterações substanciais de pressão na região habitualmente ocupada pela sonda TP25 e, como tal, a tendência apresentada pelo parâmetro termodinâmico em estudo é observada por toda a extensão do domínio, e não apenas numa fração restrita do mesmo, tal como a mencionada anteriormente para o *ICD Air Volume*.

A pressão total ou de estagnação máxima (279012 Pa) é idêntica à obtida para o *ICD Air Volume*, e está associada à mesma região do domínio. Relativamente às regiões de baixa pressão, importam mencionar as zonas de recirculação a jusante do *Scoop* e na região contígua à superfície externa do *Center Hub*, sendo que na última se regista a pressão de estagnação

mínima (181260 Pa). O valor obtido é superior ao apurado no *ICD Air Volume*, não se encontrando associado à periferia da admissão de ar da sonda, uma vez que a mesma não integra o domínio *ICDAV Without Sensor*.

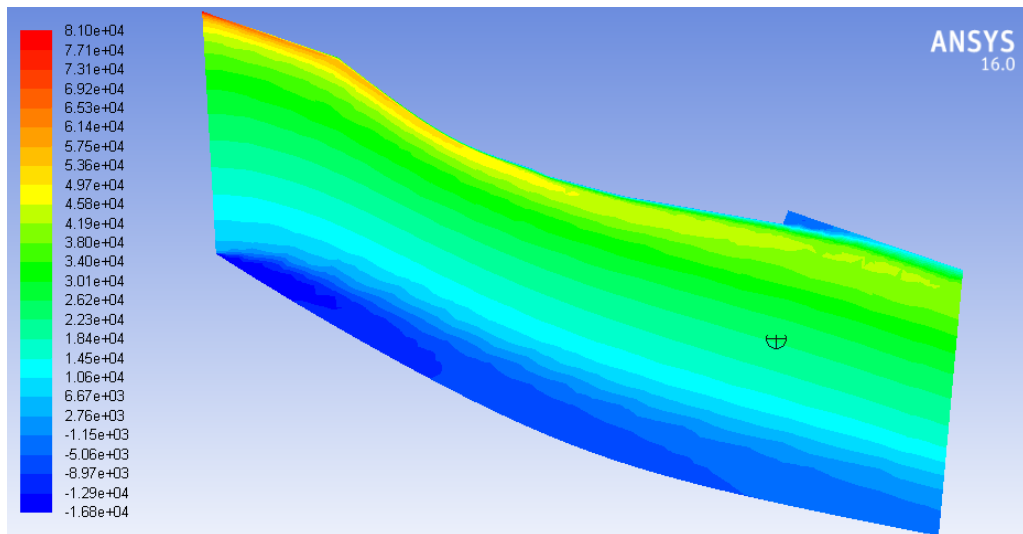


Figura 4.58: Contornos de pressão total/estagnação (P_T) ao longo do *ICDAV Without Sensor*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

Analisando agora a pressão de estagnação através dos seus valores médios ponderados pela área de secção transversal, na descarga do *Booster*, na tomada de pressão da sonda TP25 e na entrada do HPC, obtiveram-se respetivamente 231268 Pa, 222330 Pa e 221657 Pa para o *ICD Air Volume* e 231066 Pa, 220959 Pa e 221857 Pa para o *ICDAV Without Sensor*. Importa salientar que para ambos os domínios em análise se comprova a concordância dos valores referentes à descarga do *Booster* e à entrada do HPC.

Em seguida, pode verificar-se que para o *ICD Air Volume* existe uma redução do valor da pressão de estagnação entre a descarga do *Booster* e a tomada de pressão, seguida de um decréscimo menos acentuado, entre a última secção mencionada e a entrada do HPC. Por outro lado, no *ICDAV Without Sensor* regista-se uma redução da pressão de estagnação entre a entrada do domínio e a tomada de pressão, a que se segue um ligeiro aumento até à entrada do HPC.

A diferença entre o valor medido junto à tomada de pressão da sonda TP25 e o valor efetivo registado na mesma região do espaço em condições de escoamento não perturbado, está na base do desvio apurado para a evolução da pressão de estagnação ao longo dos domínios em análise, e indicia um eventual erro de medição associado às perturbações induzidas pela forma aerodinâmica da sonda no escoamento.

Concluído o estudo à distribuição da pressão total e respetivas componentes estática e dinâmica, proceder-se-á agora à análise da evolução da temperatura estática e total para ambos os domínios, por forma a determinar se as alterações às características do escoamento, já comprovadas anteriormente, se repercutem também nas medições de temperatura.

Temperatura Estática (T_s)

Previamente à análise da distribuição da temperatura estática através do *ICD Air Volume* (figura 4.59), e do *ICDAV Without Sensor* (figura 4.60), importa salientar que o estudo efetuado aos contornos da velocidade do escoamento, presente na subsecção 4.7.5, contribuirá para uma melhor perceção da disposição das isotermas através de cada um dos domínios de interesse.

Como se poderá constatar através dos respetivos gráficos de contorno, a temperatura total do escoamento mantém-se aproximadamente constante ao longo da secção do reator CFM56-3 considerada. Assim, e considerando a equação 4.29, que expressa a relação entre a temperatura total, a sua componente estática e a velocidade do escoamento, facilmente se conclui que a temperatura estática deverá apresentar uma evolução que permita compensar as flutuações de velocidade, por forma a garantir uma distribuição sensivelmente homogénea da temperatura total, por toda a extensão do domínio.

A distribuição das linhas isotérmicas apresentada na figura 4.59, demonstra uma redução progressiva da temperatura estática, que se inicia à entrada do domínio e se propaga através do *Inter-Compressor Duct*. Este comportamento é apenas descontinuado na periferia da sonda TP25, a montante da mesma, onde se regista um aumento significativo da temperatura, naturalmente associado à redução da velocidade do escoamento aqui verificada. A jusante do equipamento de medição, a temperatura estática inicialmente elevada sofre uma diminuição considerável, à medida que o escoamento descola do corpo da sonda e retoma a sua direção preferencial, processo no qual é recuperado o perfil de temperatura existente antes das perturbações induzidas, e que se mantém até à entrada do HPC.

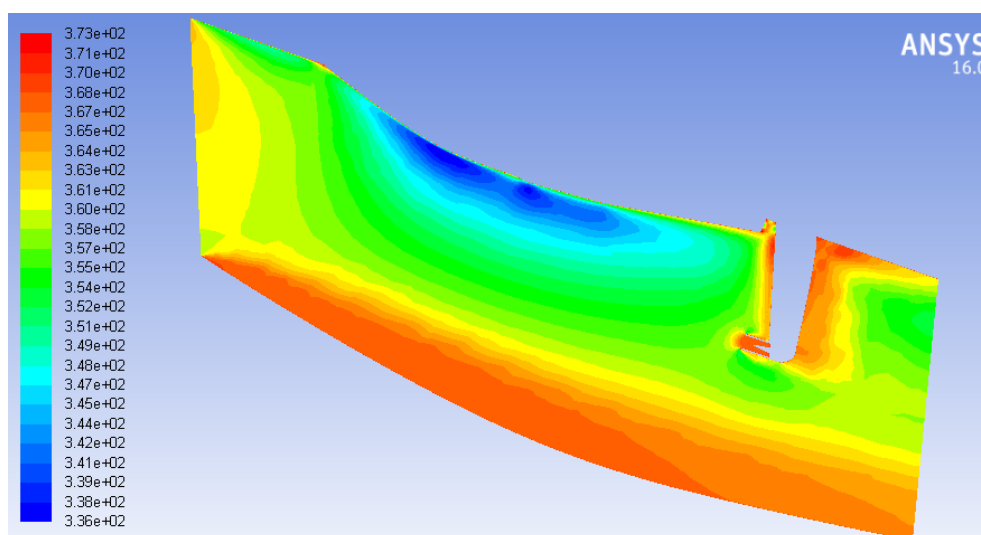


Figura 4.59: Contornos de temperatura estática (T_s) ao longo do *ICD Air Volume*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

A temperatura estática atinge valores mais elevados nas regiões do domínio onde o escoamento se encontra próximo do repouso ou possui velocidades reduzidas. Podem referir-se assim: a região contígua à superfície externa do *Center Hub*, com destaque para a zona de recirculação

com início junto da descarga do *Booster*; a zona do escoamento a montante e a jusante da sonda TP25, e particularmente a sua admissão de ar, onde o escoamento se encontra próximo do repouso; e ainda a região a jusante do *Scoop* e próxima da superfície interna da *Mid Box*, onde se desenvolve a segunda zona de recirculação, e à qual está associado o valor máximo de temperatura estática (372.8 K).

Aplicando o mesmo raciocínio, os valores inferiores de temperatura estática devem estar relacionados com as regiões do domínio para as quais a velocidade do escoamento é superior, o que no presente caso acontece na zona adjacente à superfície da VBV e do *Scoop*, onde se regista o valor mínimo da componente estática da temperatura (336.4 K).

Na figura 4.60, comprova-se que a distribuição da pressão estática através do *ICDAV Without Sensor* está em consonância com a verificada para o *ICD Air Volume*, ao longo da maior parte do domínio. Pode constatar-se, contudo, que as principais diferenças no que à disposição das linhas isotérmicas diz respeito, estão associadas à região do domínio de interesse onde o equipamento de medição pode ou não se encontrar instalado.

Dado que o domínio *ICDAV Without Sensor* recria as condições de escoamento não perturbado ao longo do *Inter-Compressor Duct*, é possível observar um decréscimo da temperatura estática através da secção convergente do ducto, até ao momento em que a mesma estabiliza e adota um perfil que se mantém inalterado até à entrada do HPC. Deste modo, não são evidentes quaisquer variações às características do escoamento, que possam repercutir-se sob a forma de gradientes de temperatura elevados, na região habitualmente afetada pela imersão do corpo da sonda TP25.

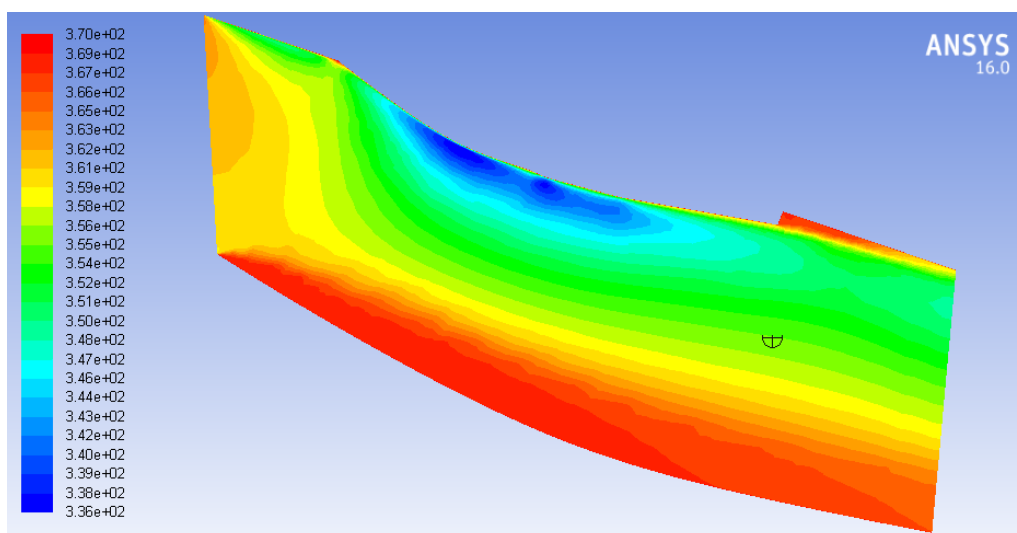


Figura 4.60: Contornos de temperatura estática (T_s) ao longo do *ICDAV Without Sensor*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

O valor máximo de temperatura estática (369.9 K), embora ligeiramente inferior ao obtido para o *ICD Air Volume*, é registado para a mesma região do domínio. Note-se que a região adjacente

à sonda TP25, onde foram identificadas temperaturas elevadas no domínio anterior, apresentam em condições de escoamento não perturbado valores de temperatura consideravelmente inferiores. Também a temperatura estática mínima (336.3 K) sugere a concordância entre ambos os domínios, uma vez que os valores registados são idênticos e estão associados à mesma zona do escoamento.

Temperatura Total (T_T)

Partindo da componente estática da temperatura, cuja distribuição foi previamente analisada, e adicionando a contribuição da velocidade do escoamento na transferência de energia sobre a forma de calor, obtém-se o segundo parâmetro termodinâmico monitorizado pela sonda TP25, designado temperatura total ou de estagnação.

A distribuição da temperatura total ao longo do *ICD Air Volume* (figura 4.61), demonstra que o parâmetro termodinâmico em estudo se mantém aproximadamente constante, uma vez que a amplitude térmica entre as regiões de menor e maior temperatura é relativamente reduzida.

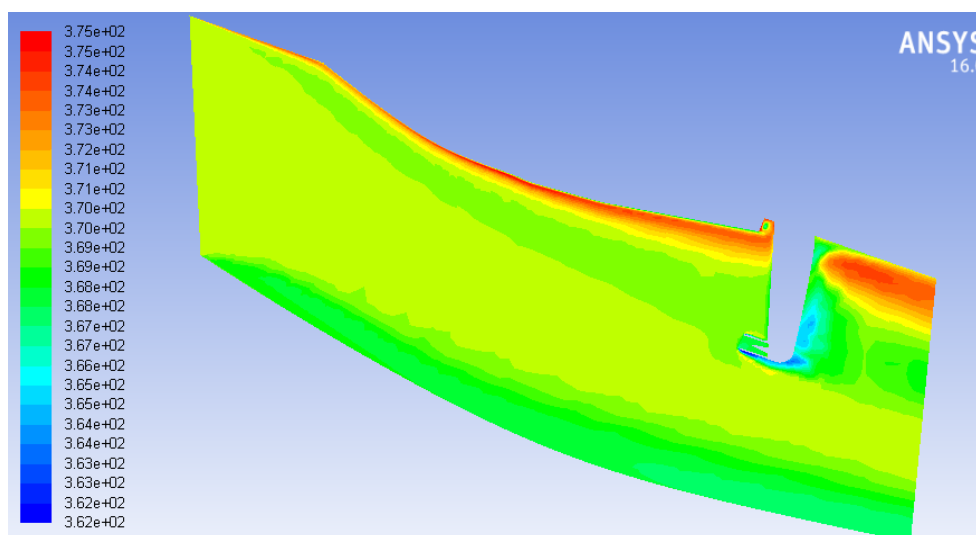


Figura 4.61: Contornos de temperatura total/estagnação (T_T) ao longo do *ICD Air Volume*, para o reator CFM56-3 em regime de descolagem.

O equilíbrio apresentado pela temperatura total, deve-se fundamentalmente ao efeito provocado pela velocidade do escoamento sobre as zonas onde a componente estática da temperatura é reduzida. De um modo geral, as zonas onde o escoamento tende para o repouso, apresentam uma temperatura estática elevada, à qual se acrescenta a contribuição da velocidade, que sendo pouco significativa, se repercute numa temperatura total ligeiramente superior à sua componente estática. Por outro lado, as zonas de baixa temperatura estática, caracterizadas por velocidades do escoamento elevadas, tendem a apresentar uma temperatura total consideravelmente superior, provocada pela contribuição mais significativa da velocidade. Assim, o efeito compensatório da velocidade permite que os gradientes mais acentuados, registados na distribuição da componente estática da temperatura, acabem por ser amenizados aquando da representação da temperatura total ou de estagnação. Apesar dos

valores serem aproximadamente constantes, existem ainda assim pequenas alterações ao perfil de temperatura junto da sonda TP25, nomeadamente nas proximidades da admissão de ar e na região a jusante da mesma, onde a temperatura total é inferior à média registada para o *ICD Air Volume*.

A temperatura total máxima (375.2 K) é obtida junto da superfície da VBV e do *Scoop*, região onde o baixo valor da temperatura estática é contrariado pela velocidade do escoamento. Por outro lado, a temperatura total mínima (361.7 K) é verificada nas proximidades da aresta da admissão de ar da sonda, região marcada pela baixa velocidade do escoamento, e para a qual foi também percebida a menor pressão total em todo o domínio.

Na figura 4.62 é representada a distribuição de temperatura total, em condições de escoamento não perturbado, por toda a extensão do *ICDAV Without Sensor*. Tal como se apurou anteriormente para o *ICD Air Volume*, os valores da temperatura permanecem equilibrados ao longo do domínio em análise, de tal forma que a amplitude térmica registada é de apenas 9 K.

Comparativamente com o *ICD Air Volume*, a região de temperatura total máxima (375 K) mantém-se e, por outro lado, a temperatura total mínima (366.4 K) é agora verificada na zona de recirculação a jusante do *Scoop*, onde se verifica uma variação repentina da geometria do *Inter-Compressor Duct*. Note-se que a alteração da zona de menor temperatura decorre do facto de no domínio *ICDAV Without Sensor*, não ser considerada a instalação da sonda TP25, a qual não exerce para este caso, qualquer influência sobre a distribuição da temperatura total.

Globalmente, a componente estática da temperatura tem uma grande influência na distribuição da temperatura total, contudo, o fator velocidade não deve ser desconsiderado, dada a sua preponderância nos valores de estagnação obtidos para certas zonas do domínio.

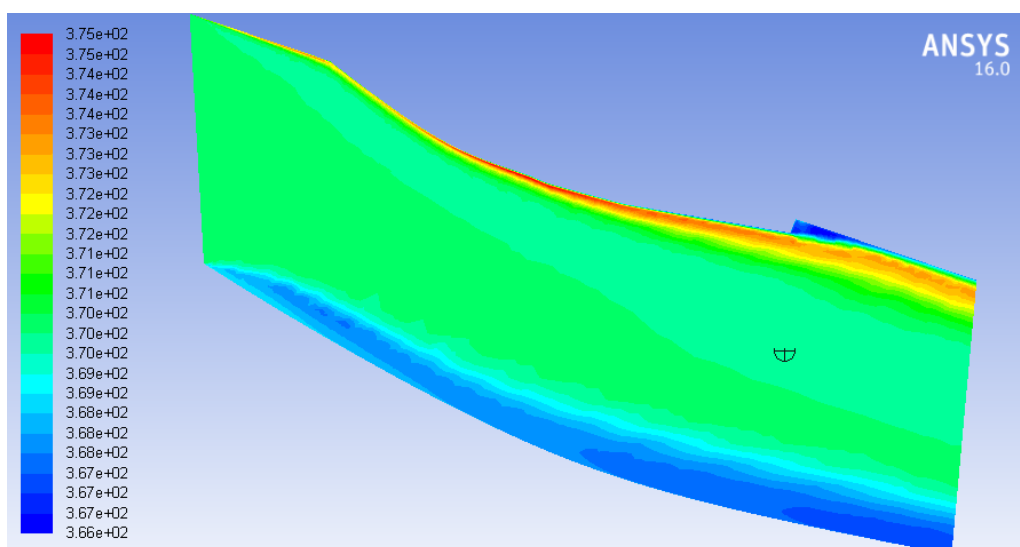


Figura 4.62: Contornos de temperatura total/estagnação (T_T) ao longo do *ICDAV Without Sensor*, para o reator CFM356-3 em regime de descolagem.

Numa perspetiva tridimensional do domínio, e recorrendo aos valores médios da temperatura de estagnação, ponderados pela área de secção transversal para a descarga do *Booster*, união de medição do termopar e entrada do HPC, obtiveram-se respetivamente 369.92 K, 367.58 K e 370.09 K para o *ICD Air Volume* e 369.92 K, 369.75 K e 370.07 K para o *ICDAV Without Sensor*. Note-se que à semelhança do verificado para a velocidade do escoamento e pressão total, também para a temperatura de estagnação se comprova a consonância dos valores referentes à descarga do *Booster* e à entrada do HPC, para ambos os domínios considerados.

Através dos valores acima indicados, é possível identificar uma tendência no que se refere à evolução da temperatura de estagnação. Quer para o *ICD Air Volume* quer para o *ICDAV Without Sensor*, assiste-se a um ligeiro abaixamento da temperatura de estagnação entre a descarga do *Booster* e a união de medição do termopar, seguido de um aumento até à entrada do HPC, por forma a recuperar o valor da temperatura registado na secção de entrada do domínio.

Embora a tendência acima mencionada se aplique a ambos os domínios, há que apontar para a diferença entre o valor medido na união do termopar e o valor real da temperatura total, registado na mesma região do espaço em condições de escoamento não perturbado. A discrepância nos valores referidos, resulta da influência da forma aerodinâmica da sonda TP25 nas características do escoamento, e remete para o cálculo do erro de medição correspondente.

4.7.7. Cálculo do Erro de Medição

O erro associado às medições de pressão total e temperatura total, obtidas pela sonda TP25, será calculado com base na análise comparativa da distribuição dos referidos parâmetros termodinâmicos através dos domínios *ICD Air Volume* (com sonda) e *ICDAV Without Sensor* (escoamento não perturbado), ver subsecção 4.7.6.

Embora os resultados apresentados neste documento tenham sido alcançados com recurso ao modelo de turbulência *Realizable $K - \epsilon$* , convém lembrar que também o modelo *Standard $K - \epsilon$* foi aplicado na simulação do escoamento ao longo dos domínios referidos. Assim, podem ser observados na tabela 4.11, os erros de medição da sonda TP25, calculados a partir dos valores obtidos com recurso aos dois modelos de turbulência.

Tabela 4.11: Estimativa do erro de medição da sonda TP25.

THERMODYNAMIC VARIABLES	TEMPERATURE/PRESSURE DISTORTION INDUCED BY TP25 PROBE			
	Standard $K - \epsilon$ second order		Realizable $K - \epsilon$ second order	
	ICD Air Volume (Actual Value)	ICDAV Without Sensor (Real Value)	ICD Air Volume (Actual Value)	ICDAV Without Sensor (Real Value)
TP25_Total Pressure [Pa]	232915.85	222355.99	222329.85	220958.55
Measurement Error		4.75 %		0.62 %
TP25_Total Temperature [K]	363.69	369.32	367.58	369.75
Measurement Error		1.52 %		0.59 %

Note-se que o erro de medição é dado pela diferença entre os valores de pressão total e temperatura total medidos junto dos respectivos elementos sensores da sonda TP25 (*actual value*), e o valor exato dos referidos parâmetros, registados na região do domínio habitualmente ocupada pela tomada de pressão e pela união do termopar, em condições de escoamento não perturbado (*real value*).

Tal como se pode verificar através dos valores da tabela 4.11, o erro de medição tanto para a pressão como para a temperatura é consideravelmente superior quando utilizado o modelo *Standard $K - \epsilon$* . Contudo, e atendendo que as simulações CFD desenvolvidas com base em ambos os modelos de turbulência produziram aproximações idênticas aos dados de referência do motor de correlação, torna-se complicado determinar para qual dos modelos a estimativa do erro é mais realista.

Independentemente do modelo mais adequado às características do escoamento em causa, importa apenas destacar que, de acordo com os valores obtidos no presente trabalho, o erro de medição causado pela inserção da sonda TP25 no meio de interesse será: $< 5\%$ para a pressão total e $\leq 1.5\%$ para a temperatura total.

4.7.8. Conclusões

Após a análise realizada à distribuição dos principais parâmetros termodinâmicos ao longo do *Inter-Compressor Duct*, considerando, ou não, a instalação da sonda TP25, pode agora o autor concluir que no geral, foram atingidos todos os objetivos delineados no início do projeto.

Em primeiro lugar, foram recriadas as condições do escoamento de ar do caudal primário, por toda a extensão do volume de interesse, recorrendo ao desenvolvimento de um modelo CFD, o qual foi validado com sucesso através da comparação dos valores calculados para as principais variáveis, com os dados experimentais do motor de correlação, previamente reunidos.

Em seguida, e partindo do modelo criado, obtiveram-se as representações para a evolução da pressão e temperatura total, cuja análise revelou uma distorção na distribuição destes parâmetros termodinâmicos, devido a perturbações causadas pela imersão da sonda no escoamento.

Assim, e fazendo uso dos valores calculados junto da tomada de pressão e da união do termopar, estimaram-se os erros de medição de pressão e temperatura, apresentados na tabela 4.11, os quais permitiram retirar as seguintes ilações: existe interferência do corpo da sonda TP25 sobre as características do escoamento; a diferença entre o valor medido no elemento sensor e o valor exato obtido em condições de escoamento não perturbado, indica que a sonda TP25 está a sobrestimar a pressão total e a subestimar a temperatura total; não é necessária a otimização da forma aerodinâmica da sonda TP25, dado que a sua configuração atual garante uma monitorização adequada dos principais parâmetros termodinâmicos do motor, com uma

margem de erro reduzida ($< 5\%$), e que as melhorias decorrentes de eventuais alterações dificilmente justificarão os custos associados ao desenvolvimento e consequente produção de um protótipo.

Por fim, importa mencionar que o erro de medição determinado neste trabalho, por meio de simulação CFD, não considera fatores como: instabilidades no funcionamento dos transdutores e demais constituintes do sistema de medição; incertezas associadas ao processo de calibração dos instrumentos; precisão e limitações relacionadas com as técnicas de medição, as quais foram referidas no capítulo 2.

Bibliografia

- [1] National Aeronautics and Space Administration, «History of Flight - If These Airplanes Could Talk», NASA, Pasadena CA, USA, EP-2010-12-460-HQ, 2010.
- [2] Tom D. Crouch, Walter James Boyne, e Roger E. Bilstein, «History of flight», *Encyclopædia Britannica*. Encyclopædia Britannica Inc., 2016 [Online]. Disponível em: <https://www.britannica.com/technology/history-of-flight>. [Acedido: 05-Out-2016]
- [3] The American Institute of Aeronautics and Astronautics, «History of Flight Timeline», 2016. [Online]. Disponível em: <https://www.aiaa.org/SecondaryTwoColumn.aspx?id=5674>. [Acedido: 05-Out-2016]
- [4] Tom D. Crouch, «Sir George Cayley - British Inventor and Scientist», *Encyclopædia Britannica*. Encyclopædia Britannica Inc., 2016 [Online]. Disponível em: <https://www.britannica.com/biography/Sir-George-Cayley>. [Acedido: 06-Out-2016]
- [5] J. Oliveira, «CFD Analysis of the Combustion of Bio-Derived Fuels in the CFM56-3 Combustor», Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2016.
- [6] National Aeronautics and Space Administration, «History of Flight - First Flyers», NASA, Pasadena CA, USA, EP-2010-12-461-HQ, 2010.
- [7] G. Jones, *The Jet Pioneers: The Birth of Jet-powered Flight*. London, UK: Methuen London, 1989.
- [8] R. Parker e G. Fedder, «Aircraft Engines: A Proud Heritage and an Exciting Future», *Aeronaut. J.*, vol. 120, n. 1223, pp. 131-169, 2016.
- [9] C. B. Meher-Homji, «The Development of the Junkers Jumo 004B - The World's First Production Turbojet», *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 119, n. 4, pp. 783-789, 1997.
- [10] J. B. Gouveia, «Os Anexos Técnicos à Convenção De Chicago de 1944 e a Ordem Jurídica Portuguesa», Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, Portugal, 2005 [Online]. Disponível em: http://www.fd.unl.pt/Anexos/Conteudos/JBG_ATCC.pdf
- [11] International Civil Aviation Organization, «Convention on International Civil Aviation», ICAO, Montreal, Canada, Doc 7300/9, 2006 [Online]. Disponível em: https://www.icao.int/publications/Documents/7300_9ed.pdf
- [12] Pratt & Whitney, «J57 (JT3) ENGINE», 2016. [Online]. Disponível em: http://www.pw.utc.com/J57_JT3_Engine. [Acedido: 02-Nov-2016]
- [13] OpenFlights, «Airport, Airline and Route Data», 2016. [Online]. Disponível em: <https://openflights.org/data.html>. [Acedido: 05-Nov-2016]
- [14] Airbus, *Global Market Forecast Growing Horizons 2017/2036*. Blagnac Cedex, France: Airbus S.A.S, 2017.
- [15] MTU Aero Engines, «MTU Aero Engines - Investor and Analyst Day 2007», em *MTU Investor and Analyst Day*, 2007.

- [16] M. P. Boyce, *Gas Turbine Engineering Handbook*, 2nd ed. Houston TX, USA: Gulf Professional Publishing, 2002.
- [17] H. Cohen, G. F. C. Rogers, e H. I. H. Saravanamuttoo, *Gas Turbine Theory*, 4th ed. Harlow Essex, UK: Longman Group Limited, 1996.
- [18] R. C. Reed, *The Superalloys - Fundamentals and Applications*. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 2006.
- [19] E. M. Greitzer, Z. S. Spakovszky, e I. A. Waitz, «Trends in Thermal and Propulsive Efficiency», 2007. [Online]. Disponível em: <http://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node84.html>. [Acedido: 14-Nov-2016]
- [20] TAP Portugal, «TAP Manutenção e Engenharia», 2016. [Online]. Disponível em: <http://www.tapportugal.com/Info/pt/sobre-tap/grupo-tap/tap-manutencao-engenharia>. [Acedido: 25-Jan-2016]
- [21] TAP Portugal, «Estrutura Acionista», 2017. [Online]. Disponível em: <http://www.tapportugal.com/Info/pt/sobre-tap/grupo-tap/estrutura-acionista>. [Acedido: 13-Out-2017]
- [22] TAP Maintenance & Engineering, «MRO Services», 2016. [Online]. Disponível em: [https://www.tap-mro.com/Pages/Our Services/Services.aspx](https://www.tap-mro.com/Pages/Our%20Services/Services.aspx). [Acedido: 25-Jan-2016]
- [23] Jamie Jewell, Charles Soret, e Rick Kennedy, «TAP Portugal Places CFM LEAP-1A Engine Order», 2016. [Online]. Disponível em: <https://www.cfmaeroengines.com/press-articles/tap-portugal-places-cfm-leap-1a-engine-order/>. [Acedido: 15-Jul-2016]
- [24] TAP Portugal, «TAP Quality Report - Company Confidential», Lisboa, Portugal, 2014.
- [25] European Aviation Safety Agency, «EASA E.066 CFM International S.A. - CFM56-2/-3 series engines», EASA, Cologne, Germany, TCDS No. E.066, 2008.
- [26] CFM International, «The Right Products at The Right Time - A Brief History of CFM», 1996. [Online]. Disponível em: <https://www.cfmaeroengines.com/about/history/>. [Acedido: 14-Out-2017]
- [27] J. M. D. Leite, *CFM56-3 Basic Engine B737-300*, 3rd ed. Lisboa, Portugal: TAP Air Portugal, 1992.
- [28] J. A. R. Ridaura, «Correlation Analysis Between HPC Blade Chord and Compressor Efficiency for the CFM56-3», Dissertação de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal, 2014.
- [29] Anonymous, «CFM56-3 Maintenance Analysis & Budget», *Aircraft Commerce*, n. 45, pp. 18-28, 2006.
- [30] CFM International, *CFM56-3 Training Manual*. Cincinnati OH, USA: CFMI, 1995.
- [31] D. A. R. Martins, «Off-Design Performance Prediction of the CFM56-3 Aircraft Engine», Dissertação de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Portugal, 2015.

- [32] D. W. Haas, «The Instrumentation Design and Control of a T63-A-700 Gas Turbine Engine», Dissertação de Mestrado, Naval Postgraduate School, Monterey CA, USA, 1996.
- [33] P. P. Walsh e P. Fletcher, *Gas Turbine Performance*, 2nd ed. Oxford, UK: Blackwell Science Ltd., 2004.
- [34] A. Henriques, «Análise da Influência dos Procedimentos de Manutenção do Motor CFM56-3 no seu Desempenho em Banco de Ensaio», Relatório de Estágio, TAP Manutenção & Engenharia, Lisboa, Portugal, 2011.
- [35] R. G. Hyde, C. E. Kennedy, e J. Lutzweit, «Temperature & Pressure Sensor T25/P25 - DWG No 856A1186». CFM International, 1981.
- [36] P. Ribeiro, «Análise de Performance da Família de Motores de Avião CFM56», Dissertação de Mestrado, Instituto Superior de Engenharia de L, Lisboa, Portugal, 2012.
- [37] K. L. Fox e J. Lutzweit, «Pressure Sensor PT49.5 - DWG No 856A1466 G03». CFMI, 1987.
- [38] M. G. Philpot, «Practical Considerations in Designing the Engine Cycle». Royal Aerospace Establishment, Farnborough, UK, 1992.
- [39] E. C. Armentrout e J. C. Kicks, «Pressure Instrumentation for Gas Turbine Engines – a Review of Measurement Technology», *J. Eng. Power*, vol. 101, pp. 373-383, 1979.
- [40] D. F. Kurtulus, «Static Pressure Measurements». Middle East Technical University, Ankara, Turkey, 2009 [Online]. Disponível em: <http://ocw.metu.edu.tr/mod/resource/view.php?id=1127>. [Acedido: 24-Ago-2016]
- [41] D. W. Fleeger e N. J. Seyb, «Aerodynamic Measurements in Turbomachines», Advisory Group for Aerospace Research & Development, Neuilly Sur Seine, France, AGARD-AG-207, 1973.
- [42] R. Shaw, «The Influence of Hole Dimensions on Static Pressure Measurements», *J. Fluid Mech.*, vol. 7, n. 4, pp. 550-564, 1960.
- [43] Roy E. Rayle, «An Investigation of the Influence of Orifice Geometry on Static Pressure Measurements», Dissertação de Mestrado, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge MA, USA, 1949.
- [44] Pressure Systems, «Ethernet Intelligent Pressure Scanner 9016», Pressure Systems Inc., Hampton VA, USA, Rep. No. 0698.
- [45] Pressure Systems, «Ethernet All-Media Intelligent Pressure Scanner 9021», Pressure Systems Inc., Hampton VA, USA, Rep. No. 0698.
- [46] Esterline - Pressure Systems, «Digitally Compensated All-Media Pressure Transducer 9400 Series», Pressure Systems Inc., Hampton VA, USA, Rep. No. 0904.
- [47] M. S. Cottrell, «Temperature Measurement». Missouri University of Science and Technology, Rolla MO, USA, 2006 [Online]. Disponível em: <https://web.mst.edu/~cottrell/ME240/Resources/Temperature/Temperature.pdf>. [Acedido: 22-Mar-2016]

- [48] D. Cigoy, «How to Select the Right Temperature Sensor», Keithley Instruments Inc., Cleveland OH, USA, Rep. No. 2816-0207, 2007.
- [49] P. R. N. Childs, «General Temperature Measurement Considerations», em *Practical Temperature Measurement*, Brighton, UK: Butterworth-Heinemann, 2001, pp. 16-68.
- [50] P. R. N. Childs, «Temperature», em *Practical Temperature Measurement*, Brighton, UK: Butterworth-Heinemann, 2001, pp. 1-15.
- [51] P. R. N. Childs, J. R. Greenwood, e C. A. Long, «Review of Temperature Measurement», *Rev. Sci. Instrum.*, vol. 71, n. 8, pp. 2959-2978, 2000.
- [52] M. Bogdan e M. Vintan, «Selecting the Right Sensor for Temperature Measurement», pp. 1-4, 2010.
- [53] W. F. Roeser, «Thermoelectric Thermometry», *J. Appl. Phys.*, vol. 11, n. 6, pp. 388-407, 1940.
- [54] A. Bhatia, «Principles and Methods of Temperature Measurement». CED Engineering - Continuing Education and Development Inc., New York, USA [Online]. Disponível em: <https://www.cedengineering.com/userfiles/Principles and Methods of Temperature Measurement.pdf>. [Acedido: 22-Mar-2016]
- [55] Texas Instruments, «Precision Analog Applications Seminar: Thermocouple Application». Texas Instruments Inc., Dallas TX, USA, 2006 [Online]. Disponível em: <http://www.ti.com/lit/ml/slyp161/slyp161.pdf>. [Acedido: 17-Mar-2017]
- [56] D. Potter, «Measuring Temperature with Thermocouples», National Instruments Corporation, Austin TX, USA, Application Note 043, 1996.
- [57] Bob Perrin, «The Basics of Thermocouples», *Circuit Cellar Online*, 1999. [Online]. Disponível em: <http://circuitcellar.com/cc-blog/the-basics-of-thermocouples/>. [Acedido: 18-Mar-2017]
- [58] OMEGA Engineering, «Miniature Electronic Ice Point Compensator MCJ-K». [Online]. Disponível em: <https://www.omega.com/pptst/MCJ.html>. [Acedido: 06-Abr-2017]
- [59] U.S. Sensor Corporation, «What Is a Thermistor?», 2017. [Online]. Disponível em: <http://www.ussensor.com/technical-info/what-is-a-thermistor>. [Acedido: 08-Mai-2017]
- [60] G. W. Hunter, J. D. Lekki, e D. L. Simon, «Development and Testing of Propulsion Health Management», em *Workshop on Integrated Vehicle Health Management and Aviation Safety*, 2012, pp. 1-6.
- [61] National Instruments, «Fundamentals of Fiber Bragg Grating Optical Sensing», *NI White Papers*, 22-Jan-2016 [Online]. Disponível em: <http://www.ni.com/white-paper/11821/pt>
- [62] A. H. Khalid e K. Kontis, «Thermographic Phosphors for High Temperature Measurements: Principles, Current State of the Art and Recent Applications», *Sensors*, vol. 8, n. 9, pp. 5673-5744, 2008.

- [63] A. L. Heyes, «On the Design of Phosphors for High-Temperature Thermometry», *J. Lumin.*, vol. 129, n. 12, pp. 2004-2009, 2009.
- [64] T. P. Jenkins, S. W. Allison, e J. I. Eldridge, «Measuring Gas Turbine Engine Component Temperatures Using Thermographic Phosphors», *SPIE Newsroom*, 20-Mar-2013 [Online]. Disponível em: <http://www.spie.org/x92998.xml>
- [65] K. W. Tobin, S. W. Allison, M. R. Cates, G. J. Capps, D. L. Beshears, M. Cyr, e B. W. Noel, «High-Temperature Phosphor Thermometry of Rotating Turbine Blades», *AIAA J.*, vol. 28, n. 8, pp. 1485-1490, 1990 [Online]. Disponível em: <https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/3.25242>. [Acedido: 24-Mar-2016]
- [66] R. Usamentiaga, P. Venegas, J. Guerediaga, L. Vega, J. Molleda, e F. G. Bulnes, «Infrared Thermography for Temperature Measurement and Non-Destructive Testing», *Sensors*, vol. 14, n. 7, pp. 12305-12348, 2014.
- [67] Testo, «Testo 875i Thermal Imager», Testo SE & Co., Lenzkirch, Germany, Data Sheet No. 0981 8814/msp/l/06.2017, 2017.
- [68] Arrow Technical Services Ltd, «Rolls Royce - Turbine Blade Analysis Using Thermal Imaging». [Online]. Disponível em: <http://www.arrowtechnical.com/project/rolls-royce-turbine-blade-analysis-using-thermal-imaging/>. [Acedido: 05-Mai-2017]
- [69] CFM International, «Manufacturer's Support Equipment: Temperature and Pressure Sensor T25/P25 - 856A1186», em *CFM56 Illustrated Tool and Equipment Manual*, Cincinnati OH, USA: CFMI, 1998, pp. 1-2.
- [70] CFM International, «Engine Test Testing 000 - General, Subtask 72-00-00-760-078», em *CFM56-3 Engine Shop Manual*, Cincinnati OH, USA: CFMI, 2015, pp. 1305-1309.
- [71] Professional Plastics, «Plastic Tubing & Hose - Flexible and Rigid Tubing», 2016. [Online]. Disponível em: <https://www.professionalplastics.com/PLASTIC-TUBING>. [Acedido: 25-Fev-2016]
- [72] J. D. Anderson, «Philosophy of Computational Fluid Dynamics», em *Computational Fluid Dynamics: The Basics With Applications*, College Park MD, USA: McGraw-Hill, 1995, pp. 3-36.
- [73] ANSYS, «Introduction to ANSYS Fluent 16.0 - Introduction to the CFD Methodology / Turbulence Modelling». ANSYS Inc., Canonsburg PA, USA, 2015.
- [74] P. E. Ceruzzi, *Beyond the Limits: Flight Enters the Computer Age*. Cambridge MA, USA: MIT Press, 1989.
- [75] M. Conner, «Highly Maneuverable Aircraft Technology (HiMAT) - Image Gallery», 1980. [Online]. Disponível em: <https://www.nasa.gov/centers/armstrong/multimedia/imagegallery/HiMAT>. [Acedido: 02-Ago-2017]
- [76] J. Blazek, *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, 1st ed. Baden-Daettwil, Switzerland: Elsevier, 2001.

- [77] C. Hirsch, *Numerical Computation of Internal & External Flows*, 2nd ed., vol. 1. Brussels, Belgium: Butterworth-Heinemann, 2007.
- [78] T. Larsson, «2009 Formula One Aerodynamics: BMW Sauber F1.09 - Fundamentally Different», em *4th European Automotive Simulation Conference*, 2009, pp. 1-7.
- [79] Dejan Nozak, «Conceptual Design of a Single Seat Multirole Turboprop Aircraft», 2012. [Online]. Disponível em: <http://www.simtec.gr/university-of-ljubljana-faculty-of-mechanical-engineering/>. [Acedido: 03-Ago-2017]
- [80] F. T. Johnson, E. N. Tinoco, e N. J. Yu, «Thirty Years of Development and Application of CFD at Boeing Commercial Airplanes, Seattle», *Comput. Fluids*, vol. 34, n. 10, pp. 1115-1151, 2005.
- [81] Frank M. White, *Fluid Mechanics*, 7th ed. Kingston RI, USA: McGraw-Hill, 2011.
- [82] M. D. Griffin, R. Diwakar, J. D. Anderson, e E. Jones, «Computational Fluid Dynamics Applied to Flows in an Internal Combustion Engine», em *16th Aerospace Sciences Meeting*, 1978, p. 19.
- [83] ISCFDC - Israeli CFD Center, «Meshing Complex Geometries», 2016. [Online]. Disponível em: <http://www.iscfdc.co.il/?q=media-gallery-F15>. [Acedido: 03-Ago-2017]
- [84] Pointwise Inc., «Gridgen Automates Turbomachinery Meshing», 2005. [Online]. Disponível em: <http://www.pointwise.com/apps/turbo.shtml>. [Acedido: 03-Ago-2017]
- [85] Sauber Motorsport AG, «Sauber F1 Team Wind Tunnel», 2003. [Online]. Disponível em: <https://www.sauberf1team.com/corporate/factory>. [Acedido: 09-Ago-2017]
- [86] R. S. Gonçalves, «3D CFD Simulation of a Cold Flow Four-Stroke Opposed Piston Engine», Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2014.
- [87] A. Sayma, *Computational Fluid Dynamics*, 1st ed. Brighton, UK: BookBoon, 2009.
- [88] J. Tu, G.-H. Yeoh, e C. Liu, *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*, 2nd ed. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [89] Reactor Physics, «Laminar Flow vs. Turbulent Flow», 2016. [Online]. Disponível em: <http://www.reactor-physics.com/engineering/fluid-dynamics/laminar-flow-vs-turbulent-flow/>. [Acedido: 12-Ago-2017]
- [90] SAS IP Inc., «ANSYS Help Viewer Release 16.0». ANSYS Inc., 2014.
- [91] J. E. Bardina, P. G. Huang, e T. J. Coakley, «Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development», NASA Ames Research Center, Moffett Field CA, USA, Report No. NASA TM 110446, 1997.
- [92] P. Y. Chou, «On Velocity Correlations and the Solutions of the Equations of Turbulent Fluctuation», *Q. Appl. Math.*, vol. 3, n. 1, pp. 38-54, 1945.
- [93] W. P. Jones e B. E. Launder, «The Calculation of Low-Reynolds Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence», *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 16, pp. 1119-1130, 1973.

- [94] B. E. Launder e B. I. Sharma, «Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc», *Lett. Heat Mass Transf.*, vol. 1, n. 2, pp. 131-138, 1974.
- [95] CFM International, «CFM56-5B Cross Section». CFMI, Cincinnati OH, USA, 2003.
- [96] CFM International, «Task 72-23-01 - Inspection 001», em *CFM56-3 Engine Shop Manual*, Cincinnati OH, USA: CFMI, 2015, pp. 813-817.
- [97] CFM International, «Task 72-23-01 - Repair 022», em *CFM56-3 Engine Shop Manual*, Cincinnati OH, USA: CFMI, 2015, pp. 904-926.
- [98] CFM International, «Task 72-23-01 - Repair 030», em *CFM56-3 Engine Shop Manual*, Cincinnati OH, USA: CFMI, 2015, pp. 904-924.
- [99] Honeywell, «Temporary Revision No. 75-61», em *Component Maintenance Manual*, Morris Plains NJ, USA: Honeywell International Inc., 2012.
- [100] CFM International, «CFM56-3 Illustrated Parts Catalog 72-23-00», CFMI, Cincinnati OH, USA, Doc No. CFMI-TP.PC.08, 2011.
- [101] C. Fonte, «Design of a Low Consumption Electric Car Prototype», Dissertação de Mestrado, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2015.
- [102] P. Geremia e E. de Villiers, «A Comprehensive Tour of snappyHexMesh with HELYX-OS», em *HPC Enabling of OpenFOAM for CFD Applications - Workshop*, 2012.
- [103] J. Sólyom, *Fundamentals of the Physics of Solids Volume 2: Electronic Properties*. Budapest, Hungary: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009.
- [104] M. N. Avadhanulu e P. G. Kshirsagar, «Thermoelectricity», em *A Textbook of Engineering Physics*, New Delhi, India: S. Chand & Company. LTD, 2014, pp. 430-449.
- [105] P. A. Kinzie, *Thermocouple Temperature Measurement*. Arcadia CA, USA: John Wiley & Sons Inc., 1973.
- [106] REOTEMP Instrument Corporation, «Types of Thermocouples - Comparison of Thermocouple Types», 2011. [Online]. Disponível em: <http://www.thermocoupleinfo.com/thermocouple-types.htm>. [Acedido: 05-Mai-2017]
- [107] OMEGA Engineering, «Thermocouples: Wire Color Codes and Limits of Error», 2017. [Online]. Disponível em: <https://www.omega.com/techref/colorcodes.html>. [Acedido: 05-Mai-2017]
- [108] National Institute of Standards and Technology, «NIST ITS-90 Thermocouple Database», 1999. [Online]. Disponível em: https://srdata.nist.gov/its90/main/its90_main_page.html. [Acedido: 05-Mai-2017]
- [109] Agilent Technologies, «Practical Temperature Measurements», Agilent Technologies Inc., Santa Clara CA, USA, Application Note 290, 2012.
- [110] VDM Metals, «VDM Alloy 625 - Nicrofer 6020 hMo», VDM Metals GmbH, Werdohl, Germany, Data Sheet No. 4118 Revision 01, 2017.

- [111] MatWeb, «Inconel Alloy 625», MatWeb, LLC, Data Sheet No. NINC33/17402, 2017 [Online]. Disponível em: <http://www.matweb.com>
- [112] MatWeb, «Stainless Steel Type 321», MatWeb, LLC, Data Sheet No. MQ321C/12817, 2017 [Online]. Disponível em: <http://www.matweb.com>
- [113] MatWeb, «Stainless Steel Type 347», MatWeb, LLC, Data Sheet No. MQ347AO/12851, 2017 [Online]. Disponível em: <http://www.matweb.com>
- [114] MatWeb, «MatWeb, Souce for Materials Information», 2016. [Online]. Disponível em: <http://www.matweb.com/index.aspx>. [Acedido: 25-Fev-2016]
- [115] Goodfellow, «Standard Price List for All Polymers», Goodfellow Cambridge Limited, Huntingdon, England, 2017 [Online]. Disponível em: http://www.goodfellow.com/pdf/2923_1111010.pdf
- [116] Staubli, «HCB All Fluids», Staubli International AG, Faverges, France, Catalog No. C150.03eA, 2014.
- [117] Staubli, «CBI - Regulagem de temperatura», Staubli International AG, Faverges, France, Catalog No. RD41001100A, 2015.
- [118] Staubli, «MRA Micro Quick-Release Coupling Compressed Air», Staubli International AG, Faverges, France, Catalog No. RA3000300A, 2015.
- [119] Parker, «Quick Coupling Products», Parker Hannifin Corporation, Minneapolis MN, USA, Catalog 3800/USA 19M 02/14 QCD AP, 2014.
- [120] SOURIAU, «High Temperature Fire Wall Connectors», Esterline Technologies Corporation, Versailles, France, Catalog No. WCA853WUSEN02, 2015.
- [121] Conselho Nacional do Ar, «Decreto N°20:062 de 13 de Julho - Regulamento de Navegação Aérea», em *Diário do Governo*, Lisboa, Portugal: Imprensa Nacional, 1931, pp. 1457-1458 [Online]. Disponível em: www.leideportugal.com/primeira-serie/decreto-n-o-20062-246906. [Acedido: 10-Out-2017]
- [122] J. Boyer, «Pratt & Whitney, a United Technologies Company». East Hartford CT, USA, 2015.
- [123] GE Aviation, «Aviation History», 2017. [Online]. Disponível em: <https://www.geaviation.com/company/aviation-history>. [Acedido: 10-Out-2017]
- [124] Rolls-Royce plc, «Rolls-Royce History Timeline», 2017. [Online]. Disponível em: <http://www.rolls-royce.com/about/our-story/rolls-royce-history-timeline.aspx>. [Acedido: 10-Out-2017]

Anexo A

Técnicas de Medição de Temperatura

A.1. Termopares

A.1.1. Princípios de Termoeletricidade

Em 1821, Thomas Johann Seebeck descobriu que uma corrente elétrica se propaga continuamente através de um circuito fechado, composto por dois metais distintos, quando as uniões entre ambos são mantidas a diferentes temperaturas - *Seebeck Effect* [53].

Os primeiros estudos realizados para determinação dos efeitos termoelétricos apresentaram resultados qualitativos, e não quantitativos, uma vez que as relações entre as quantidades mensuráveis - corrente elétrica, resistência e diferença de potencial - num circuito elétrico, foram apenas devidamente clarificadas por George S. Ohm, em 1826.

Embora o conhecimento da localização da força eletromotriz num circuito termoelétrico, bem como do mecanismo pelo qual o calor é convertido em energia elétrica, não seja necessário para efetuar medições de temperatura com um termopar, existem, contudo, alguns conceitos sobre esta matéria tais como: *Peltier Effect* e *Thomson Effect*, que facilitam o estudo dos termopares relativamente às características apresentadas e ao comportamento em operação.

Em 1834, Jean-Charles Peltier observou que quando uma corrente passa através da junção de dois materiais diferentes numa determinada direção, a união aquece, emitindo calor. Do mesmo modo, quando a passagem de corrente acontece no sentido inverso, o calor é absorvido e a união arrefece - *Peltier Effect*. Peltier observou ainda que para uma dada corrente, a taxa de calor absorvida ou emitida na junção de dois materiais varia com a potência termoelétrica, característica que depende dos metais utilizados e não da sua forma ou dimensão.

No ano seguinte, Quintus Icilius viria a demonstrar que a taxa de calor referida é proporcional à corrente que atravessa a junção. A força eletromotriz de Peltier²⁶ na junção de dois metais quaisquer, a qualquer temperatura, pode ser determinada através da Eq. A.1:

$$P_{e.m.f} = T \frac{dE'}{dT} \quad (A.1)$$

²⁶ **Peltier e.m.f** - força eletromotriz de Peltier, é dada pela taxa a que o calor é absorvido ou gerado, quando uma corrente com a intensidade de 1 Ampere passa através de uma junção de dois metais diferentes. A sua magnitude varia entre 0 e 0.1 Volt, para metais habitualmente utilizados em medições de temperatura [53].

Em 1851, W. Thomson recorreu a princípios termodinâmicos e às características até então conhecidas sobre o comportamento dos termopares, para concluir que o processo de transferência de calor na união de dois metais dissimilares, proposto por Peltier, não constituía o único processo reversível de transferência de calor verificado num circuito termoelétrico. Segundo Thomson, a passagem de corrente em alguns materiais homogêneos provoca a libertação ou absorção de calor ao longo do mesmo, dependendo se a corrente se propaga da extremidade quente para a extremidade fria ou no sentido inverso, respetivamente - Thomson Effect. Este efeito de aquecimento/arrefecimento é reversível, e ocorre apenas para alguns metais, quando na presença de um gradiente térmico.

A teoria termoelétrica não permite que a magnitude do coeficiente de Thomson seja determinada diretamente para um metal individual, pelo que habitualmente se calcula a diferença entre os coeficientes de dois metais distintos, recorrendo à Eq. A.2:

$$\sigma_{T_A} - \sigma_{T_B} = T \frac{d^2 E'}{dT^2} \quad (\text{A.2})$$

As experiências e os estudos conduzidos por Peltier e Thomson, no âmbito dos efeitos provocados pelos processos reversíveis de transferência de calor em circuitos termoelétricos, permitiram que fossem retiradas as seguintes ilações [47], [53], [103]:

- A direção e magnitude da força eletromotriz gerada numa junção de dois metais distintos, dependem dos metais utilizados e da temperatura;
- A direção e magnitude da força eletromotriz entre dois pontos dependem do metal, da temperatura e da diferença de temperatura entre esses dois pontos;
- $P_{e.m.f}$ e σ_T dependem da temperatura (T), contudo, a sua relação de dependência com a temperatura não pode ser determinada teórica ou experimentalmente. Assim, não é possível estabelecer uma relação definitiva entre a força eletromotriz resultante (E') e a temperatura (T). Embora algumas hipóteses desenvolvidas tenham conduzido a equações representativas da relação entre ambas as variáveis para um intervalo limitado de temperaturas, a correspondência entre os valores de E' e T para qualquer par de metais condutores, deve ser obtida experimentalmente para intervalos reduzidos, onde a dependência entre as variáveis é aproximadamente linear.

A.1.2. Leis Fundamentais

As investigações desenvolvidas no campo dos circuitos termoelétricos resultaram na formulação de uma série de factos ou leis, que podem ser reduzidos a três princípios fundamentais:

- Lei dos Circuitos Homogêneos;
- Lei dos Metais Intermédios;
- Lei das Temperaturas Intermédias.

Embora as duas últimas leis tenham sido determinadas pela aplicação de princípios termodinâmicos a circuitos termoelétricos, importa salientar que qualquer um dos fundamentos

aqui mencionados foram estabelecidos experimentalmente, pelo que a sua aceitação é essencial nas medições de temperatura que seguem o fenómeno descoberto por Seebeck [53].

Para que as leis mencionadas possam ser devidamente compreendidas, evitando quaisquer ambiguidades, é importante que alguns termos sejam clarificados e que uma convenção de sinal seja estabelecida. Assim, devem ser consideradas as seguintes premissas [53], [54]:

- Os metais que constituem um circuito termoelétrico encontram-se no estado sólido, salvo indicação em contrário;
- Um par de condutores elétricos capazes de produzir uma força eletromotriz, quando os pontos de contacto entre ambos são expostos a diferentes temperaturas, designa-se por termopar;
- A e.m.f resultante, desenvolvida por termopares utilizados em medições de temperatura, atinge valores entre 1 e 7 milivolts quando a diferença de temperatura entre as suas junções é de 100 °C;
- Se num circuito termoelétrico simples a corrente se propaga do metal A para o metal B, na junção fria ou de referência, então A é termoelectricamente positivo relativamente a B. Assim, teremos o termopar AB, e o valor da força eletromotriz correspondente tem sinal positivo. De forma análoga, o valor da força eletromotriz no termopar BA é negativo;
- Na determinação da e.m.f de um termopar em função da temperatura, uma junção é mantida à temperatura de referência, por exemplo 0 °C, enquanto a outra se encontra à temperatura correspondente à e.m.f medida;
- Seja T_1 a temperatura no ambiente 1, e T_2 a temperatura no ambiente 2;
- Seja V_{1-R} a tensão produzida pelo termopar a uma temperatura T_1 , quando a junção de referência se encontra à temperatura de referência padrão - $T_R = 0$ °C;
- Seja V_{1-2} a diferença entre V_{1-R} e V_{2-R} ;
- Por convenção, as tabelas com as relações e.m.f - temperatura para os diversos termopares são construídas de modo que temperaturas superiores conduzam a um potencial termoelétrico superior. Considerando que na criação das tabelas, $T_R = 0$ °C, os fios A e B do termopar são conectados ao dispositivo de medição, de tal forma que: é medida uma e.m.f positiva quando a temperatura da junção de medição é superior a T_R , ou seja, uma temperatura positiva; e é medida uma e.m.f negativa quando a temperatura na junção de medição é inferior a T_R e, como tal, uma temperatura negativa.

Lei dos Circuitos Homogéneos

“An electric current cannot be sustained in a circuit of a single homogeneous metal, however varying in section, by the application of heat alone” [104]

Segundo este princípio, a soma algébrica das forças eletromotrizes num circuito composto por um metal homogéneo é zero, mesmo quando o fio é sujeito a variações de temperatura e de área de secção transversal.

Assim, se um ponto de contacto entre dois metais distintos for mantido a uma temperatura T_1 , e a outra junção estiver a uma temperatura T_2 , a força eletromotriz gerada é independente do gradiente de temperatura e da sua distribuição ao longo dos fios que constituem o termopar (figura A.1).

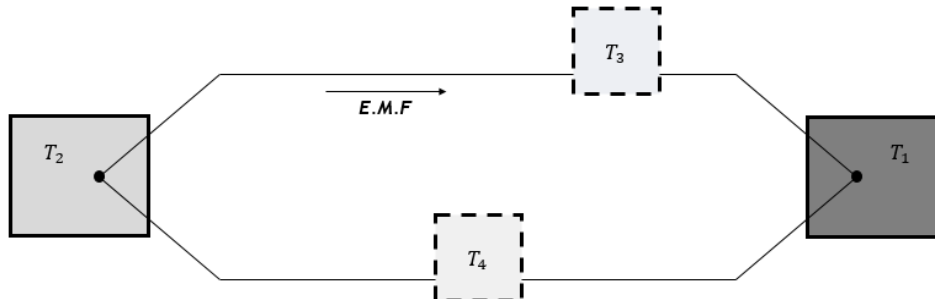


Figura A.1: T_3 e T_4 não afetam a e.m.f total produzida pelo circuito. Adaptado de [54].

Lei dos Metais Intermédios

Esta lei pode ser citada de diferentes formas, e embora a ideia subjacente a todas elas se mantenha, o princípio dos circuitos homogêneos, pode ou não ser incluído em algumas das descrições.

A descrição que se segue resulta da aplicação da segunda lei da termodinâmica a um circuito termoeletrico:

“The algebraic sum of the thermoelectromotive forces in a circuit composed of any number of dissimilar metals is zero, if all of the circuit is at uniform temperature.” [53]

Caso a soma das forças eletromotrizes seja diferente de zero, uma corrente percorrerá o circuito, provocando o aquecimento de determinadas regiões e o conseqüente arrefecimento de outras, situação que se traduz na transferência de calor de uma fonte de temperatura mais baixa para outra com temperatura superior, sem a aplicação de trabalho externo. Este processo contraria as dinâmicas da segunda lei da termodinâmica. Aplicando esta lei a um circuito homogêneo conclui-se que, se os metais entre pontos de contacto são homogêneos, a soma das e.m.f será zero, desde que as junções entre os mesmos se encontrem à mesma temperatura.

Segundo a Lei dos Metais Intermédios, é também possível que um dispositivo de medição de tensão seja adicionado em qualquer ponto de um circuito, sem que a força eletromotriz resultante seja alterada, desde que as uniões entre os fios do circuito e os terminais do dispositivo sejam mantidas à mesma temperatura.

Ainda de acordo com este princípio, é possível afirmar que a força eletromotriz gerada por qualquer termopar AC, cujas junções estejam sujeitas a duas temperaturas T_1 e T_2 , é igual à soma algébrica da força eletromotriz gerada por um termopar composto pelo metal A e por um metal B e por outro, composto pelos metais B e C, com as suas junções a T_1 e T_2 (figura A.2).

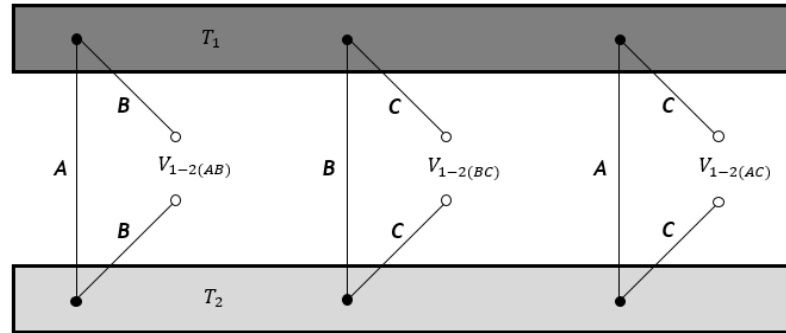


Figura A.2: Lei das Tensões Aditivas, diagrama representativo. Adaptado de [54].

Assim, a e.m.f resultante do termopar AC é dada por:

$$V_{1-2(AC)} = V_{1-2(AB)} + V_{1-2(BC)} \quad (\text{A.3})$$

Este fundamento, também designado por Lei das Tensões Aditivas, permite que conhecendo a e.m.f gerada entre vários metais A, B, C, D e um metal de referência, habitualmente a platina dado o seu elevado ponto de fusão e estabilidade, seja possível determinar a e.m.f gerada para qualquer combinação destes metais [53], [54].

Lei das Temperaturas Intermédias

“If identical thermocouples measure the temperature difference between T_1 and T_2 , and the temperature difference between T_2 and T_3 , then the sum of the corresponding voltages $V_{1-2} + V_{2-3}$ must equal the voltage V_{1-3} generated by an identical thermocouple measuring the temperature difference between T_1 and T_3 .” (figura A.3) [54]

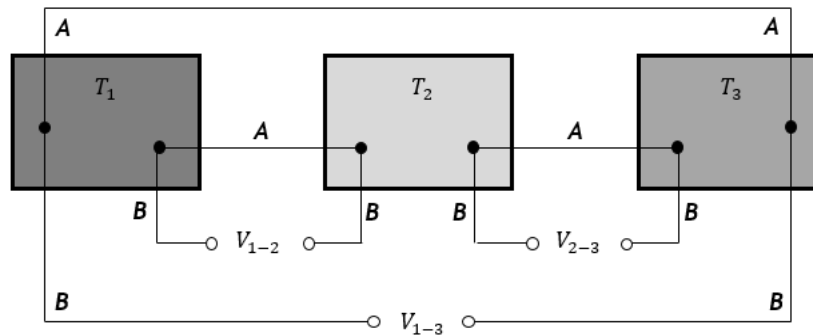


Figura A.3: Lei das Temperaturas Intermédias, diagrama representativo. Adaptado de [54].

Assim a e.m.f resultante é dada por:

$$V_{1-3} = V_{1-2} + V_{2-3} \quad (\text{A.4})$$

As leis acima descritas constituem os princípios fundamentais da medição de temperatura com termopares e, quando combinadas, resultam na seguinte conclusão: A soma algébrica das forças eletromotrizes geradas por qualquer circuito, composto por um determinado número de metais homogêneos distintos, é função apenas das temperaturas verificadas nas uniões. Assim, se apenas uma junção for mantida a uma temperatura diferente da temperatura de referência, então a e.m.f gerada pelo circuito, será função da temperatura sentida nessa mesma junção.

A.1.3. Seleção de Materiais Termoelectricamente Compatíveis

Para além da necessária compatibilidade química entre os metais utilizados em cada combinação, é de particular importância a determinação da força eletromotriz gerada pelos diversos termoelementos relativamente a um material padrão, quando a junção de referência é mantida a 0 °C e, a junção de medição é submetida a valores crescentes de temperatura [51]. A evolução da e.m.f com a temperatura, também designada por variação da potência termoeétrica, encontra-se ilustrada na figura A.4:

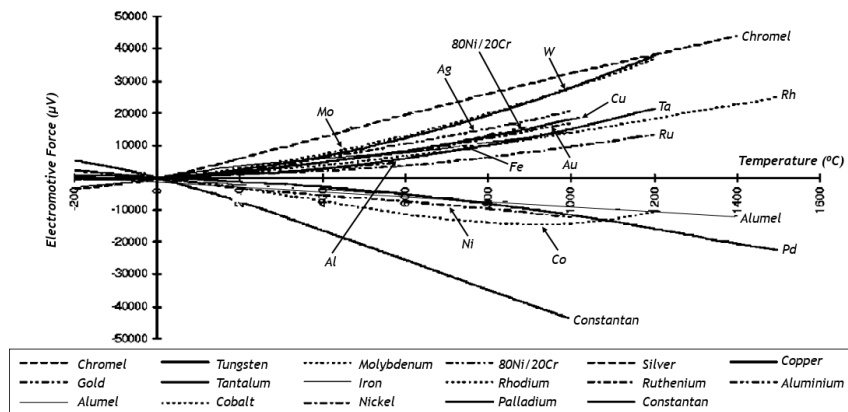


Figura A.4: Variação da potência termoeétrica com referência à platina para diversos materiais [51].

Tendo por base o desempenho de cada metal com relação à platina, torna-se possível selecionar os pares mais adequados de acordo com a diferença termoeétrica entre ambos. Assim, a obtenção de termopares otimizados pressupõe a seleção de um metal termoelectricamente positivo e de outro termoelectricamente negativo, que resulte numa diferença termoeétrica significativa entre um e outro [54].

Embora o potencial termoeétrico de cada metal seja o principal fator a considerar na seleção de combinações metálicas adequadas, os diversos tipos de termopares daí resultantes devem respeitar os seguintes princípios [53]:

- A força eletromotriz resultante deve aumentar continuamente, com o aumento da temperatura ao longo de toda a faixa de operação do termopar, e a sua magnitude necessita ser suficientemente elevada para que uma medição exata seja garantida;
- Os termopares devem ser resistentes à oxidação e corrosão provocada pelo ambiente circundante;
- O ponto de fusão dos metais utilizados deve ser superior à temperatura máxima a que o termopar será submetido em funcionamento.

A.1.4. Classificação dos Termopares

Os diferentes termopares disponíveis no mercado podem ser classificados de acordo com os metais utilizados, nas seguintes categorias: *Metais Nobres*, *Metais de Base*, *Metais Refratários* ou de *Elevada Temperatura* e *Não Metais*.

Os metais nobres são relativamente inertes, pelo que a sua utilização em termopares é considerada pela grande estabilidade química e potência termoelétrica apresentada.

Alguns metais básicos de que são exemplo: o cobre, o ferro, o níquel, o alumínio, o cromo e ligas derivadas destes mesmos metais, podem ser utilizados na produção de materiais tais como: o chromel, o alumel e o constantan, cujas características termoelétricas são especialmente indicadas para aplicações com temperaturas baixas a moderadas.

Os metais refratários tais como: o tungsténio, o rênio e respetivas ligas metálicas, apresentam pontos de fusão extremamente elevados, pelo que são utilizados em termopares destinados a aplicações de elevada temperatura. Estes metais oxidam facilmente, pelo que não devem ser expostos a atmosferas e agentes oxidantes, de modo a preservarem as suas propriedades termoelétricas.

Existem ainda Não Metais como o carbono, o boro e alguns dos seus compostos que podem ser utilizados no fabrico de termopares. No entanto, a fragilidade e baixa resistência à tração destes compostos implicam a criação de termopares com maior secção transversal [51].

Apesar da vasta gama de combinações disponíveis para o fabrico de termopares, cujas características para cerca de 150 se encontram tabeladas por Kinzie [105], apenas 12 são reconhecidas pela *Instrument Society of America* - ISA [54].

A designação e composição dos termopares encontram-se devidamente estabelecidas por normas internacionais. No entanto, os códigos de cores que permitem a distinção de cada tipo de termopar apresentam variações significativas, sendo os de maior relevo definidos pelo *American National Standards Institute* - ANSI Code, e pela *International Electrotechnical Commission* - IEC Code.

Tabela A.1: Características gerais dos principais tipos de termopares [51], [106]-[108].

Thermocouple Type	Alloy Combination		Thermocouple Temperature Range (°C)	Output E.M.F (mV)	Standard Limits of Error (above 0 °C)	Cost	Stability Over the Temperature Range	ANSI Color Code	
	+ Lead	- Lead						+ Lead/- Lead	Outer Cover
<i>T</i>	Copper Cu	Constantan Cu-Ni	-270 - 400	-6.258 - 20.872	Whichever is greater ± 1.0 °C or ± 0.75 % ²⁷	Low	Low	Blue/Red	Blue
<i>J</i>	Iron Fe (magnetic)	Constantan Cu-Ni	-210 - 1200	-8.095 - 69.553	Whichever is greater ± 2.2 °C or ± 0.75 %	Low	Low	White/Red	Black
<i>E</i>	Chromel Ni-Cr	Constantan Cu-Ni	-270 - 1000	-9.835 - 76.373	Whichever is greater ± 1.7 °C or ± 0.5 %	Low	Low to Mid	Purple/Red	Purple
<i>K</i>	Chromel Ni-Cr	Alumel Ni-Al (magnetic)	-270 - 1372	-6.458 - 54.886	Whichever is greater ± 2.2 °C or ± 0.75 %	Low	Low	Yellow/Red	Yellow
<i>N</i>	NICROSIL Ni-Cr-Si	NISIL Ni-Si-Mg	-270 - 1300	-4.345 - 47.513	Whichever is greater ± 2.2 °C or ± 0.75 %	Low	Mid to High	Orange/Red	Orange
<i>S</i>	Platinum - 10% Rhodium Pt-10%Rh	Platina Pt	-50 - 1768	-0.236 - 18.693	Whichever is greater ± 1.5 °C or ± 0.25 %	High	High	Black/Red	Green
<i>B</i>	Platinum - 30% Rhodium Pt-30%Rh	Platinum - 6% Rhodium Pt-6%Rh	0 - 1820	0 - 13.820	0.5 % over 800 °C	High	High	Gray/Red	Gray
<i>C</i>	Tungsten - 5% Rhenium W-5% Re	Tungsten - 26% Rhenium W-26% Re	0 - 2320	0 - 37.066	Whichever is greater ± 4.5 °C or ± 1.0 %	High	High	White/Red	White/Red Stripe

²⁷ **Percent of scale value** - é dado pelo produto entre a temperatura medida, acima dos 0 °C, e a percentagem tabelada. Caso o valor calculado seja superior ao erro base, dado na tabela em graus celsius, então esse passa a ser o erro de medição considerado [47].

A.1.5. Tubos de Proteção e Isolantes Químicos e Elétricos

Os materiais habitualmente utilizados no isolamento elétrico e químico dos fios de termopar são: PVC - Policloreto de Vinil - para temperaturas entre -30 e 105 °C; PTFE - Teflon - para temperaturas entre -273 e 250 °C; *Fibra de Vidro* - para temperaturas entre -50 e 400 °C; e PI - Poliimida - para temperaturas entre -269 e 400 °C [51].

Sempre que as temperaturas expectáveis durante o funcionamento do termopar forem superiores às temperaturas limite de operação para os isolantes referidos, a utilização de tubos de proteção surge como uma alternativa viável, garantindo a conservação das características termoelétricas dos termoelementos, independentemente das condições de operação.

Quando são usados tubos de proteção metálica, o termopar é envolvido por um isolante mineral, tipicamente o óxido de magnésio, que garante o isolamento elétrico dos termoelementos e os protege da contaminação. Os revestimentos de proteção metálica possuem uma temperatura limite de funcionamento de 1250 °C e são produzidos nos seguintes materiais: Aço Inoxidável; Inconel - indicado para atmosferas oxidantes; Crómio/Ferro - aplicações em atmosferas com elevado teor de enxofre; e Níquel ou Ferro - para medições que envolvam metais fundidos.

A proteção de termopares pode ainda ser conseguida através de revestimentos cerâmicos, de que são exemplo: o Vidro Borossilicato - usado para temperaturas até 600 °C; a Sílica Fundida - pode ser usada em atmosferas oxidantes com temperaturas inferiores a 1050 °C; e as Porcelanas Refratárias - garantem estabilidade e impermeabilidade a gases, para temperaturas até 1550 °C.

Em caso de exposição a ambientes extremamente hostis, a proteção do termopar é realizada por encapsulamento duplo, com a utilização de um tubo cerâmico no interior de um tubo metálico, de modo a assegurar a impermeabilidade a gases de alta temperatura, e a garantir uma maior resistência térmica, mecânica e à corrosão [53].

A.1.6. Relação E.M.F / Temperatura e Coeficiente de Seebeck

No processo de medição, a força eletromotriz gerada pelo termopar pode ser convertida no valor de temperatura correspondente, por um de dois métodos: recorrendo à tabela de calibração fornecida pelo fabricante, onde constam os valores de e.m.f gerados pelo tipo de termopar utilizado, ao longo de toda a sua faixa de operação; ou através da aproximação da relação e.m.f - temperatura usando uma função polinomial de ordem n , ver Eq. A.5, ajustada ao tipo de termopar utilizado [56], [108].

$$T = a_0 + a_1 E' + a_2 E'^2 + \dots + a_n E'^n \quad (A.5)$$

Onde:

T - Temperatura [°C];

E' - e.m.f gerada pelo termopar [mV];

a_0 a a_n - Coeficientes específicos para cada tipo de termopar [$4 \leq n \leq 14$]²⁸;

À medida que n aumenta, a precisão do polinómio é melhorada, dado que os valores calculados tendem para os determinados experimentalmente, e que constam nas tabelas dos fabricantes.

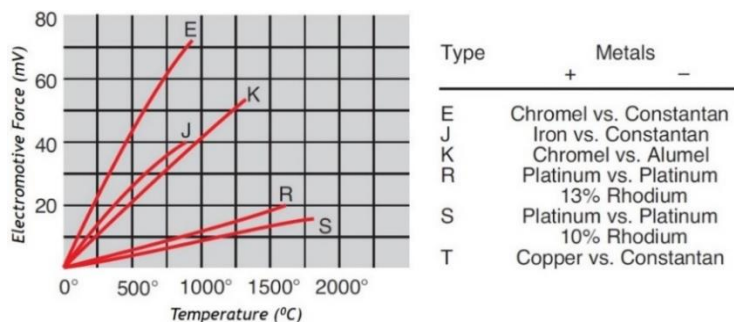


Figura A.5: Evolução da e.m.f resultante com a temperatura para os principais tipos de termopares [109].

Se o intervalo de operação de um termopar for seccionado, a força eletromotriz resultante comporta-se de forma aproximadamente linear, pelo que é possível determinar a constante de proporcionalidade, designada por coeficiente de Seebeck (α_s) [52].

$$\Delta E' \approx \alpha_s \Delta T \quad (A.6)$$

Onde:

$\Delta E'$ - Variação da e.m.f;

ΔT - Variação de temperatura;

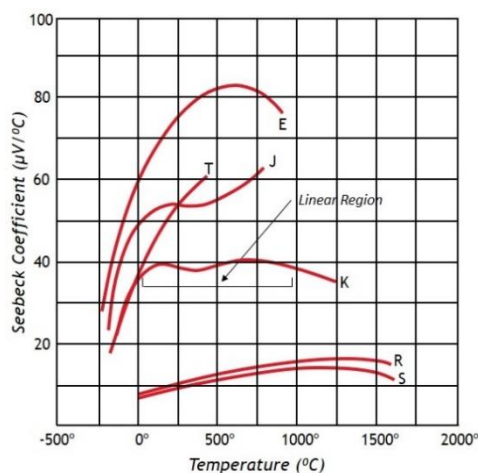


Figura A.6: Variação do coeficiente de Seebeck com a temperatura, para vários tipos de termopar [109].

Quando na figura A.6, o coeficiente de Seebeck (α_s) assume um valor constante, representado por uma linha horizontal, então o termopar em questão comporta-se como um dispositivo linear para o intervalo de temperatura onde esta tendência é observada (figura A.5). Considerar a variação de α_s entre 0 e 1000 °C, para termopares tipo K [109].

²⁸ Coeficientes disponibilizados pelo NIST - *National Institute of Standards and Technology*. A conversão da e.m.f em valores correspondentes de temperatura (IST-90), é assegurada por equações polinomiais de ordem n , tal que $n \leq 14$.

A.2. Dispositivos Termoresistivos - RTD

A.2.1. Metais e Ligas Utilizados na Construção de RTD

Um circuito aplicado na medição de temperaturas com RTD, mede variações na resistência elétrica do elemento termoresistivo, como resposta a uma alteração de temperatura [16].

Apenas alguns metais puros e certas ligas de qualidade uniforme, que apresentam resistências elétricas crescentes com o aumento da temperatura, reúnem as propriedades necessárias para utilização no fabrico de RTD. De entre os principais materiais destacam-se [16], [51], [54]:

- **Cobre** - possui um custo reduzido e, é utilizado para temperaturas entre -100 e 100 °C;
- **Níquel** - este metal e respetivas ligas têm um custo reduzido, quando comparados à platina. O níquel dispõe de um coeficiente de resistência elevado e de alta resistência elétrica, embora esta propriedade seja sensível à deformação e varie de forma não linear com a temperatura. É aplicado para as mesmas condições de temperatura que o cobre;
- **Balco** - liga metálica 70 % Ni/30 % Fe, exhibe uma variação de resistência aproximadamente linear entre os -40 e os 120 °C, pelo que nesta gama de operação, a um aumento de temperatura corresponde um aumento proporcional da resistência elétrica do elemento;
- **Platina** - metal geralmente utilizado na produção de RTD, devido às suas características singulares. Possui um coeficiente de resistência bem definido, apresenta uma relação resistência - temperatura linear, é mecânica e eletricamente estável, é resistente à corrosão, à contaminação por agentes químicos e à exposição a ciclos térmicos contínuos.

As propriedades referidas, aliadas à hipótese de transformação destes materiais em filamentos de baixo diâmetro, fazem deles os mais adequados para a construção dos elementos RTD.

A.2.2. Circuitos de Medição de Temperatura

A medição de temperatura com RTD pressupõe a integração de um elemento termoresistivo num circuito de *bridge*, cuja complexidade varia com o grau de exatidão pretendido.

O circuito mostrado na figura A.7 é composto por quatro resistências: duas resistências conhecidas, R_1 e R_2 , um elemento de resistência desconhecida R_x - RTD, e uma resistência variável R_3 ; por uma fonte de tensão; e por um aparelho de medição: voltímetro digital ou galvanómetro. As ramificações do circuito, R_1/R_2 e R_3/R_x , são ligadas através dos respetivos extremos a uma fonte de tensão externa. Um terceiro ramal - *bridge*, composto pelo dispositivo de medição, é ligado aos vértices remanescentes das ramificações principais. A resistência variável R_3 é ajustada, até que a tensão nos extremos da *bridge* apresente o mesmo valor e, conseqüentemente, a diferença de potencial registada nos terminais do equipamento de medição seja nula [54]. Nestas circunstâncias R_1/R_2 e R_3/R_x encontram-se em equilíbrio, e como tal, é possível determinar R_x e proceder à calibração do sensor.

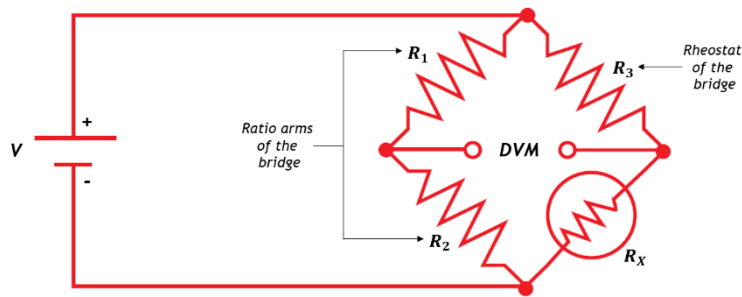


Figura A.7: *Wheatstone Bridge Circuit*. Adaptado de [109].

O primeiro método, designado por *two wire RTD circuit* ou *fixed bridge* (figura A.8), destina-se a aplicações onde a exatidão não é um fator primordial [47]. Neste caso, a corrente é forçada a passar pelo RTD, medindo-se a diferença de potencial resultante. Apesar de ser um circuito simples e de fácil aplicação, a resistência elétrica dos dois cabos que mantêm o elemento resistivo ligado ao equipamento é considerada, introduzindo um erro de medição adicional [48].

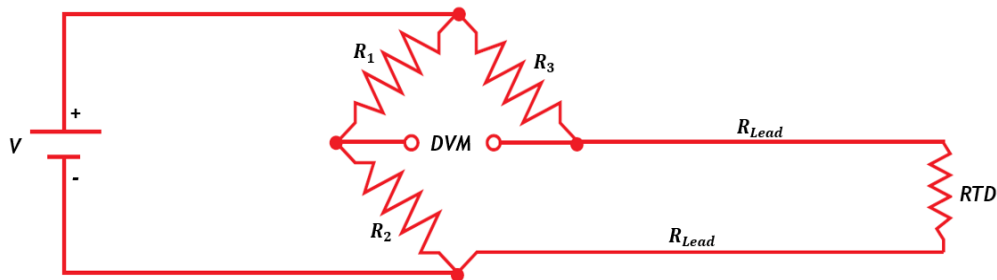


Figura A.8: *Two Wire RTD Circuit* ou *Fixed Bridge*. Adaptado de [109].

O segundo método, denominado *three wire RTD circuit* (figura A.9), deriva da configuração previamente apresentada. Neste circuito, é adicionado um cabo na ramificação de R_x , outro na ramificação de R_3 , e um terceiro que liga ambas as ramificações referidas ao terminal do equipamento de medição. Assim, se as resistências em cada ramo forem iguais, vão anular-se mutuamente e, a elevada impedância do equipamento de medição fará com que a resistência do terceiro cabo não influencie as medições de temperatura [54].

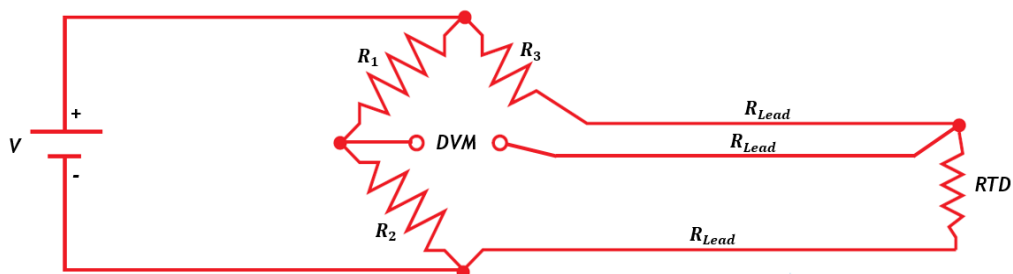


Figura A.9: *Three Wire RTD Circuit*. Adaptado de [109].

O terceiro e último método, designado por *four wire RTD circuit* (figura A.10), apresenta o melhor desempenho de entre as configurações apresentadas, eliminando as incertezas de medição associadas à resistência elétrica dos cabos utilizados [51]. Nesta configuração, a

corrente que passa através do elemento resistivo circula por um par de cabos, enquanto a diferença de potencial gerada nos terminais do RTD é medida com recurso a um segundo par. Desta forma, a resistência elétrica dos cabos é totalmente compensada, garantindo a independência e exatidão das medições obtidas [48].

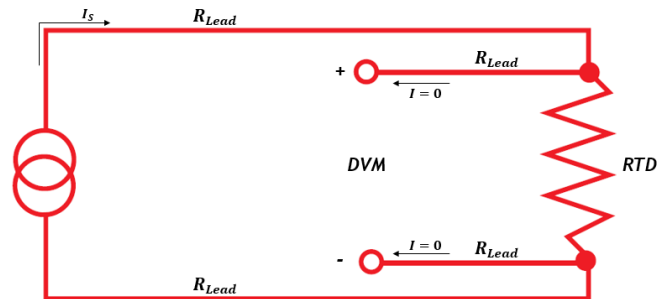


Figura A.10: Four Wire RTD Circuit. Adaptado de [109].

A.3. Termografia por Infravermelhos

A.3.1. Tipologia dos Detetores de Radiação

De acordo com o princípio utilizado na conversão da radiação IV emitida por um corpo, em um sinal de temperatura mensurável, os detetores de radiação podem ser agrupados em três categorias:

- **Pirómetro ótico com filamento de tungsténio** - um filamento de tungsténio aquecido eletricamente é colocado no plano da objetiva e, em seguida, um filtro é instalado entre a lâmpada e a ocular garantindo a obtenção de uma imagem monocromática. Quando o pirómetro é direcionado para o objeto de interesse, o filamento da lâmpada sobrepõe-se ao alvo e, através do ajuste da corrente que passa através do tungsténio, é possível regular o brilho do fio de modo que este se desvaneça na imagem de fundo. Com um equipamento calibrado, a medição de temperatura pode ser obtida;
- **Detetores térmicos** - convertem a radiação eletromagnética absorvida em calor, provocando um aumento da temperatura do detetor, que se vai repercutir na variação de propriedades físicas dependentes da temperatura, tais como: a resistência elétrica, a e.m.f termoelétrica e a polarização elétrica. Estas propriedades são dependentes da temperatura pelo que permitem a sua medição. Habitualmente utilizados em aplicações de baixa temperatura onde o fluxo de radiação é limitado;
- **Detetores fotoelétricos** - medem a excitação direta de eletrões, conduzidos a estados de maior energia, face à incidência de fotões.

A diversidade de princípios aplicados na monitorização da radiação térmica emitida por um corpo impõe que, aquando da seleção de um sistema de medição por infravermelhos, sejam considerados os seguintes critérios: intervalo de temperatura, sensibilidade, condições atmosféricas, força do sinal ótico, tempo de resposta, entre outros [51].

Anexo B

Reparação da Sonda T25/P25

B.1. Composição da Sonda Original

Tabela B.1: Composição química e propriedades físicas e térmicas dos materiais elegíveis [110]-[113].

<i>Materials</i>		<i>INCONEL Alloy 625</i>	<i>Stainless Steel 321</i>	<i>Stainless Steel 347²⁹</i>	
<i>Properties</i>	<i>Component Elements</i>	Carbon, C	≤ 0.10 %	≤ 0.08 %	≤ 0.08 %
		Chromium, Cr	20 - 23 %	17 - 19 %	17 %
		Iron, Fe	≤ 5.0 %	65.45 - 73.6 %	68 %
		Manganese, Mn	≤ 0.5 %	≤ 2.0 %	≤ 2.0 %
		Nickel, Ni	≥ 58 %	9.0 - 12 %	11 %
		Phosphorous, P	≤ 0.015 %	≤ 0.045 %	≤ 0.045 %
		Silicon, Si	≤ 0.50 %	≤ 1.0 %	≤ 1.0 %
		Sulfur, S	≤ 0.015 %	≤ 0.030 %	≤ 0.030 %
		Titanium Ti	≤ 0.40 %	0.40 %	---
		Nb + Ta	3.15 - 4.15 %	---	0.8 %
		Aluminum, Al	≤ 0.4 %	---	---
		Cobalt, Co	≤ 1.0 %	---	---
		Molybdenum, Mo	8.0 - 10 %	---	---
<i>Materials</i>		<i>INCONEL Alloy 625</i>	<i>Stainless Steel 321</i>	<i>Stainless Steel 347</i>	
<i>Properties</i>	<i>Physical Properties</i>	Density (g/cm ³)	8.47	8.00	8.00
		Tensile Strength	≥ 760 MPa	585 MPa	620 MPa
		Yield Strength	≥ 380 MPa	240 MPa	240 MPa
		Ultimate Elongation	35 %	55 %	50 %
		Tensile Modulus	209 GPa	193 - 200 GPa	195 GPa
	<i>Thermal Properties</i>	Melting Point	1290 - 1350 °C	1400 - 1425 °C	1400 - 1425 °C
		Maximum Service Temperature	< 600 °C (soft annealed conditions - grade 1) 600 - 1000 °C (solution treated - grade 2)	870 °C (Continuous) 925 °C (Intermittent)	870 °C (Continuous) 925 °C (Intermittent)

²⁹ **Aço Inox 347** - apesar de não integrar a composição da sonda TP25 original, o mesmo foi indicado pelo fabricante como alternativa ao aço inox 321, atendendo ao desempenho e às propriedades físicas e térmicas apresentadas. Assim, a sua utilização será naturalmente considerada pelo autor, no decorrer do projeto, caso o material preferencial não se encontre disponível nas oficinas da TAP.

B.2. Materiais Poliméricos Resistentes a Altas Temperaturas

Tabela B.2: Propriedades e aplicabilidade de alguns materiais poliméricos de alta resistência [71], [114], [115].

Polymeric Material Designation	Mechanical and Thermal Properties							Applications / Other Characteristics
	Density (g/cm ³)	Young Modulus (Gpa)	Tensile Strength (Mpa)	Melting Point (°C)	Operating range (°C)	Max. Continuous Operating Temp. (°C)	Heat ³⁰ Deflection Temp. (°C)	
Nylon - Polyamide (PA 6)	1.13	2.6 - 3.0	78	220	-40 - 160	N/D	200 °C at 0.45 MPa	<ul style="list-style-type: none"> Hydraulic and pneumatic flexible tubing; High mechanical resistance / Resistant to abrasion.
Polyetheretherketone (PEEK)	1.32	3.7 - 4.0	70 - 100	334	-100 - 310	250	> 260 °C at 0.45 MPa	<ul style="list-style-type: none"> Aerospatial and aeronautical industry application / Wire and cable encapsulation or insulation; High performance thermoplastic: strong, high chemical and temperature resistance, low flammability / Structurally stronger than PTFE.
Polyimide (PI)	1.42	2.0 - 3.0	70 - 150	N/D	-269 - 400	260	360 °C at 1.8 MPa	<ul style="list-style-type: none"> Electrical wire insulation for probe test equipment; Flexible / Heat and chemical resistant / Expensive.
Polysulphone (PSU)	1.24	2.48	70	185	≤ 180	150	174 °C at 1.8 MPa	<ul style="list-style-type: none"> Instrumentation and sensor housing application; Excellent dimensional stability / High strength.
Polyvinylidene Fluoride (PVDF)	1.78	1.0 - 3.0	25 - 60	168	-40 - 150	135	120 °C to 150 °C at 0.45 MPa	<ul style="list-style-type: none"> Tubing application / Electric wire insulation; High temperature, chemical and mechanical resistance / Good electrical insulation / Expensive.
Teflon (PTFE)	2.16	0.39 - 0.6	20 - 35	335	-270 - 260	180	120 °C at 0.45 MPa	<ul style="list-style-type: none"> Tubing Manufacturing for Industrial Applications with extreme conditions / High temperature electrical insulation; Outstanding chemical resistance / Non-Flammable / Lowest Friction Coefficient for solid material / Fluoropolymer with highest operating temperature.

³⁰ **Heat Deflection Temperature (HDT)** - medida da capacidade de um polímero para suportar uma determinada carga, a temperaturas elevadas. Segundo o *ASTM D648 test*, a HDT é dada pela temperatura à qual um provete de teste, sujeito a um carregamento específico (0.46 MPa ou 1.8 MPa), sofre uma flexão com flecha máxima de 0.25 mm.

B.3. Conectores Pneumáticos e Elétricos de Engate Rápido

Tabela B.3: Opção 1 - Staubli HCB 03 Pressure Connector [116].

Technical Features		
Material:	316L Stainless Steel	
Bore Diameter:	3 mm	
Máx Working Pressure:	350 bar	
Operating Temperature: (depending on the seal material)	Fluorocarbon (FPM): -10 °C to 200 °C Perfluoroelastomer (FFKM): 0 °C to 250 °C Fluorosilicon (FMQ): -40 °C to 175 °C	
Component	Dimensions [mm]	Model Drawing
Bulkhead Socket <i>P/N: HCB 03.2250/J/KR/BM</i>	Thread NPT 1/8 A 16.5 C 24 L 24.5 L1 18 L2 13.5 L3 9.5 L_total 47.5 H_flats 14	<p>Model drawing of the HCB 03 Bulkhead Socket. The drawing shows a side view of the socket with various dimensions labeled: A (total length), C (equivalent), L1, L2, L3, L (total length), H, and H2. The part is labeled 'HCB 03'.</p>
Plug <i>P/N: HCB 03.7250/J</i>	Thread NPT 1/8 Dia. 19 L 35.5 L1 18 L2 9.5 L_total 14	<p>Model drawing of the HCB 03 Plug. The drawing shows a side view of the plug with dimensions labeled: L1, L2, L, L_total, H, and Ø D.</p>

Tabela B.4: Opção 2 - Staubli CBI 03 Pressure Connector [117].

Technical Features		
Material:	316L Stainless Steel	
Bore Diameter:	3 mm	
Máx Working Pressure:	50 bar	
Shut-off:	Double	
Operating Temperature: (depending on the seal material)	Fluorocarbon (FPM): -10 °C to 200 °C Perfluoroelastomer (FFKM): 0 °C to 250 °C Ethylene Propylene (EPDM): -20 °C to 200 °C	
Component	Dimensions [mm]	Model Drawing
Socket <i>P/N: CBI 03.1200/IA/JV</i>	Thread NPT 1/8 Dia.1 15 Dia.2 17 L1 46.5 H_flats 13	<p>Model drawing of the CBI 03 Socket. The drawing shows a side view of the socket with dimensions labeled: H/planos, Ø D2, Rosca, L1, and Ø D1.</p>
Plug <i>P/N: CBI 03.5150/IA/JV</i>	Thread G 1/8 L1 46 L2 8 H1_flats 13 H2_flats 15	<p>Model drawing of the CBI 03 Plug. The drawing shows a side view of the plug with dimensions labeled: H1/planos, H2/planos, Rosca, S max., L1, and L2.</p>

Anexo B | Reparação da Sonda T25/P25

Tabela B.5: Opção 3 - Staubli MRA 04 Pressure Connector [118].

Technical Features		
Material:	Socket: Nickel-plated brass with wear part in stainless steel Plug: Nickel-plated brass	
Bore Diameter:	4 mm	
Máx Working Pressure:	15 bar (standard)	
Shut-off	Single	
Operating Temperature: (depending on the seal material)	Fluorocarbon (FPM): -10 °C to 150 °C Ethylene Propylene (EPDM): -20 °C to 150 °C	
Component	Dimensions [mm]	Model Drawing
Panel Mounted Socket P/N: MRA 04.2250	Thread NPT 1/8 Dia. 22 dia. 16 L 42 L1 22 L2 10 L_total 52 H_flats 19	
Plug P/N: MRA 04.6250	Thread NPT 1/8 L 51.5 L1 10 L_total 51.5 H_flats 14	

Tabela B.6: Opção 4 - Parker Pneumatic Quick Coupling [119].

Technical Features		
Material:	Brass with a corrosion resistant valve, stainless steel locking balls and valve spring	
Bore Diameter:	1/8"	
Máx Working Pressure:	250 psi	
Operating Temperature: (depending on the seal material)	Standard: -40 °F to 250 °F Fluorocarbon (FPM): -30 °F to 400 °F Ethylene Propylene (EPDM): -65 °F to 400 °F	
Component	Dimensions [mm]	Model Drawing
Coupler P/N: HF-121-2MP	Thread 1/8-27 NPTF Dia. 16 L 38.1 H_flats 14	
Nipple P/N: HF-124-2MP	Thread 1/8-27 NPTF Dia. 13 L 26.9 H_flats 11.2	

Tabela B.7: Opção 5 - Esterline SOURIAU 8533 Series Class K or Similar [120].

Technical Features		
Class	K	
Material:	Shell: Stainless Steel / Plating: Passivated / Seal: Silicone elastomer	
High Vibration Resistant:	Random 5 Hz to 2000 Hz at 1G ² /Hz (2 x 8 hours)	
High Temperature Resistant:	-65 °C a 200 °C	
Fireproof:	6 min under a 1100 °C flame	
Component	Dimensions [mm]	Model Drawing
Square Flange Receptacle SOURIAU ID P/N: 8533 0 K S 08 03 PN Or TAP M&E Item ID P/N: EN2997 S0 08 03 MN	Thread ½" - 20 UNF Dia. A Máx 14.27 Dia. B Máx 1.7 C Máx 20.75 D 15.09 Dia. E 3.1/3.3	
Plug SOURIAU ID P/N: 8533 4 K S 08 03 SN Or TAP M&E Item ID P/N: EN2997 K6 08 03 FN	B Thread ½" - 20 UNF Dia. A Máx 21.30	

Anexo C

CFM56-3 Inter-Compressor Duct Sizing

C.1. Fan Frame

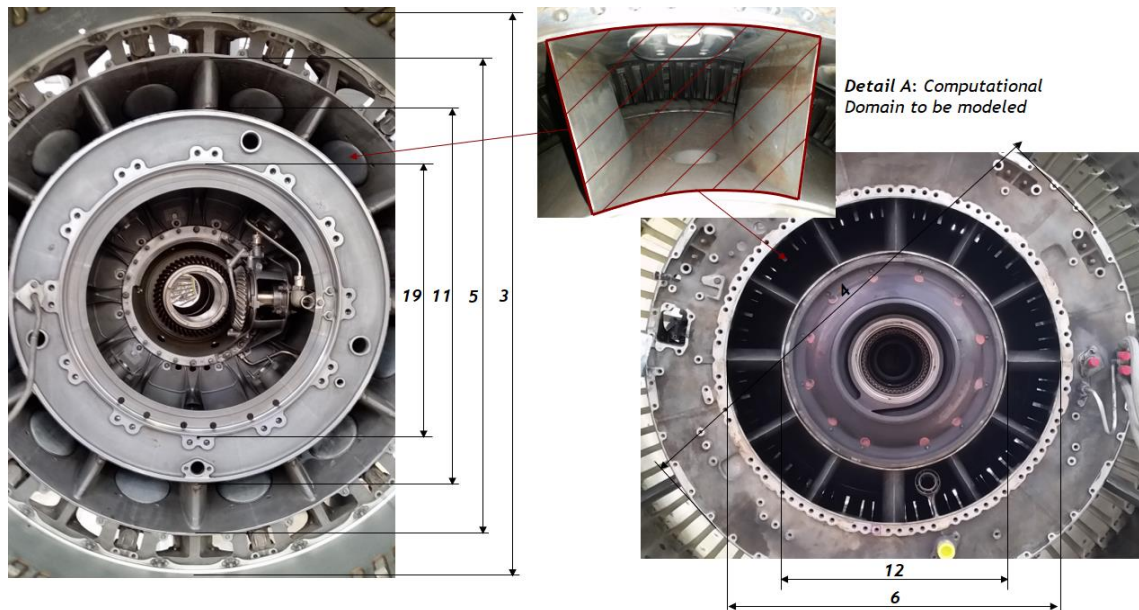


Figura C.1: Fotografias do Fan Frame: vista frontal (esquerda), vista traseira (direita) e identificação do domínio do problema.

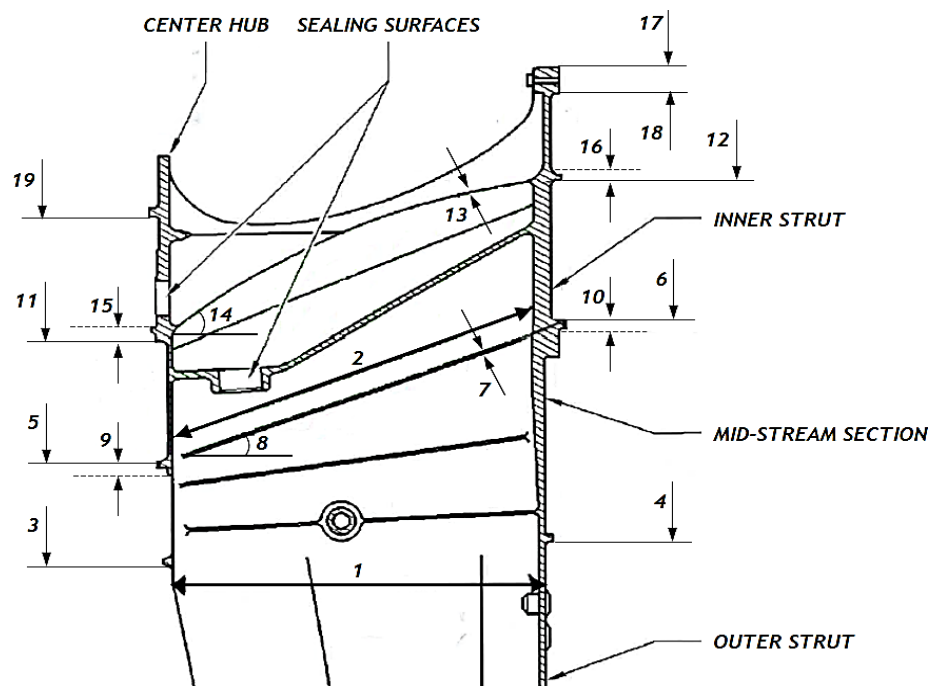


Figura C.2: Secção transversal do Fan Frame. Adaptado de [96].

Tabela C.1: Dimensionamento do *Fan Frame* por medição direta, complementada com informações da CFM International* [96], [98].

Part Designation	Section Number	Figure	Dimensions [mm]		
<i>Fan Frame</i> Length	1	C.2	277,90		
Inter-Compressor Duct Length	2	C.2	293,17		
Mid Box	Overall Diameter Front Section *	3	C.1/C.2	978,12	
	Overall Diameter Rear Section	4	C.2	959,46	
	Inner Diameter Front Section *	5	C.1/C.2	838,23	
	Inner Diameter Rear Section *	6	C.1/C.2	651,45	
	Inner Surface Thickness	7	C.2	3,00	
	Inner Surface Slope Angle *	8	C.2	18,58°	
	Flange A Thickness	9	C.2	3,01	
	Flange B Thickness	10	C.2	3,94	
	Center Hub	Outer Diameter Front Section *	11	C.1/C.2	661,44
		Outer Diameter Rear Section *	12	C.1/C.2	441,71
Outer Surface Thickness		13	C.2	3,00	
Outer Surface Inlet Slope Angle		14	C.2	34,00°	
Flange C Thickness		15	C.2	3,25	
Flange D Thickness		16	C.2	3,33	
Flange E Inner Diameter *		17	C.2	278,88	
Flange E Outer Diameter *		18	C.2 </td <td>315,48</td>	315,48	
Flange F Outer Diameter *		19	C.1/C.2	482,14	

C.1.1. Center Hub Outer Surface Profile Approximation

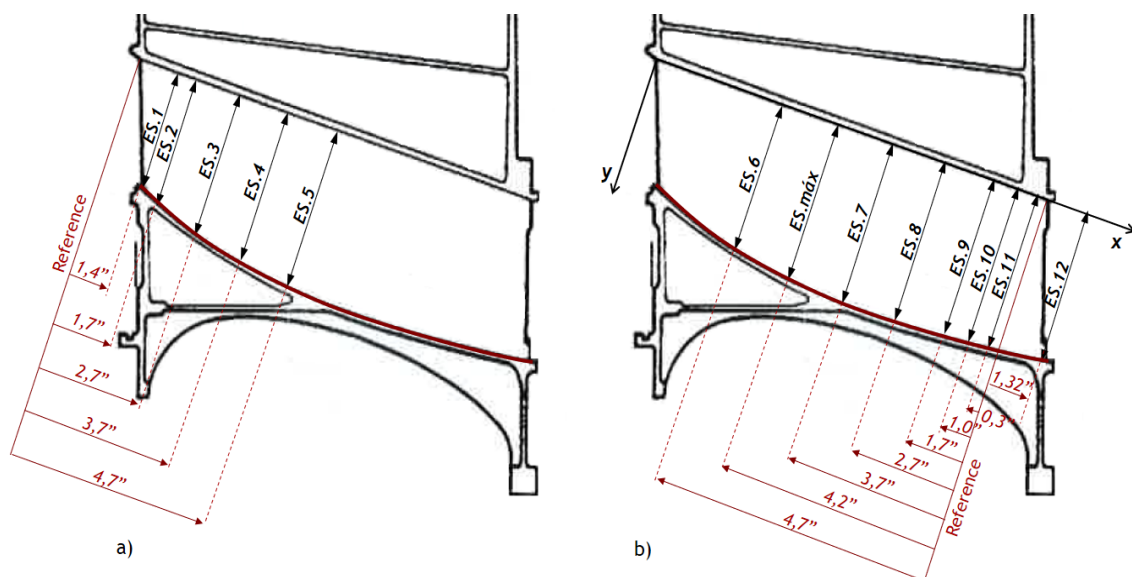


Figura C.3: Secção transversal do *Inter-Compressor Duct*. Metodologia aplicada na aproximação do perfil da superfície externa do *Center Hub*, representado na imagem pela *spline* a vermelho. Adaptado de [97].

Tabela C.2: Coordenadas da “nuvem” de pontos utilizada na aproximação da superfície externa do *Center Hub*. O eixo xx coincide com a superfície interna da *Mid Box*, com incidência constante de 18.5 °, e o eixo yy é normal à referida superfície, ver figura C.3 (b).

<i>Measured Surface Profile</i>			
Section	Figure	x [mm]	y [mm]
ES.1	C.3 a)	35,500	81,320
ES.2	C.3 a)	43,180	82,930
ES.3	C.3 a)	68,580	89,940
ES.4	C.3 a)	93,980	95,810
ES.5	C.3 a)	119,380	101,040
ES.6	C.3 b)	173,790	108,530
ES.máx	C.3 b)	186,490	109,800
ES.7	C.3 b)	199,190	109,630
ES.8	C.3 b)	224,590	109,250
ES.9	C.3 b)	249,990	107,870
ES.10	C.3 b)	267,770	105,970
ES.11	C.3 b)	285,550	104,650
ES.12	C.3 b)	326,580	99,410

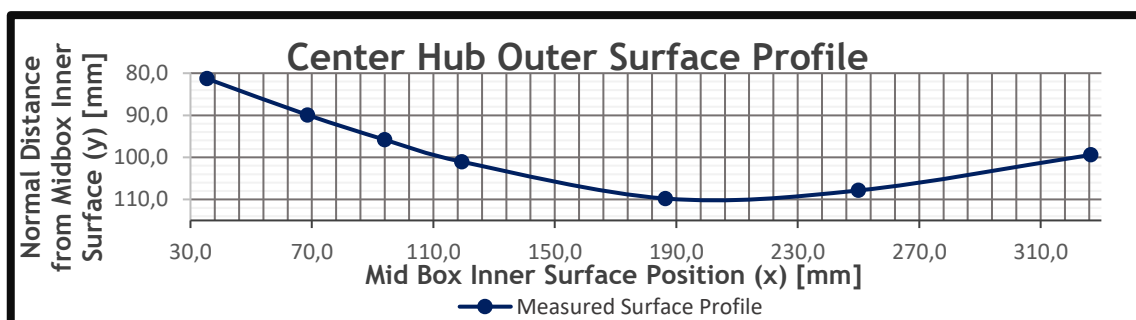


Gráfico C.1: *Spline* obtida por interpolação dos pontos referidos na tabela C.2, permitiu obter um perfil aproximado da superfície externa do *Center Hub*, utilizado posteriormente na modelação da respetiva geometria.

C.1.2. Struts Airfoil Sizing

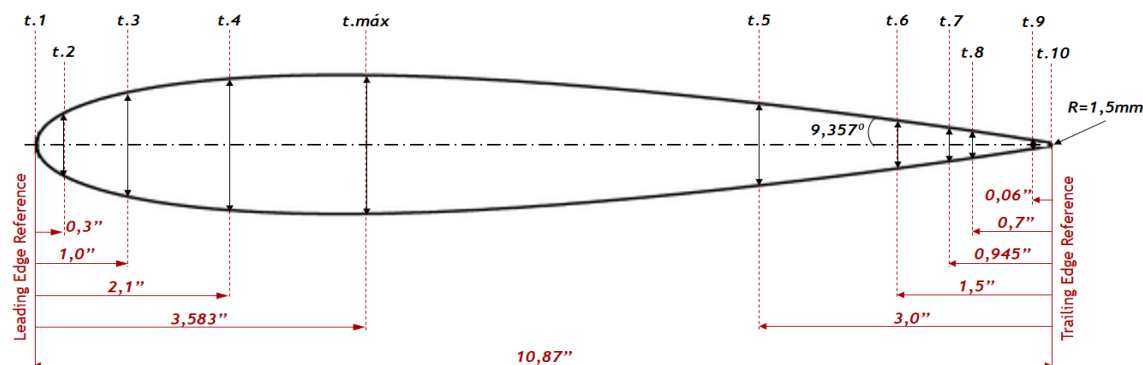


Figura C.4: Imagem representativa da secção transversal da *Inner Strut*. Dimensionamento de um perfil simétrico semelhante ao aplicado na conceção do referido componente estrutural.

Tabela C.3: Distribuição da espessura do perfil ao longo da corda, obtida por medição direta na oficina de motores da TAP M&E. Os valores (t_h/c) e (x/c) representam a espessura e posição relativas de cada secção, respetivamente, pelo que o seu valor varia de acordo com a corda do perfil. Dimensões em [mm].

Measured Airfoil Data							
Chord (c)	Section Number	Figure	Thickness (t_h)	$t_h/2$	Position (x)	t_h/c	x/c
276,047	t.1	C.4	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
	t.2	C.4	13,740	6,870	7,620	0,050	0,028
	t.3	C.4	21,160	10,580	25,400	0,077	0,092
	t.4	C.4	27,050	13,525	53,340	0,098	0,193
	t.máx	C.4	29,850	14,925	91,000	0,108	0,330
	t.5	C.4	23,060	11,530	199,847	0,084	0,724
	t.6	C.4	14,280	7,140	237,947	0,052	0,862
	t.7	C.4	8,800	4,400	252,047	0,032	0,913
	t.8	C.4	7,750	3,875	258,267	0,028	0,936
	t.9	C.4	3,000	1,500	274,547	0,011	0,995
t.10	C.4	0,000	0,000	276,047	0,000	1,000	

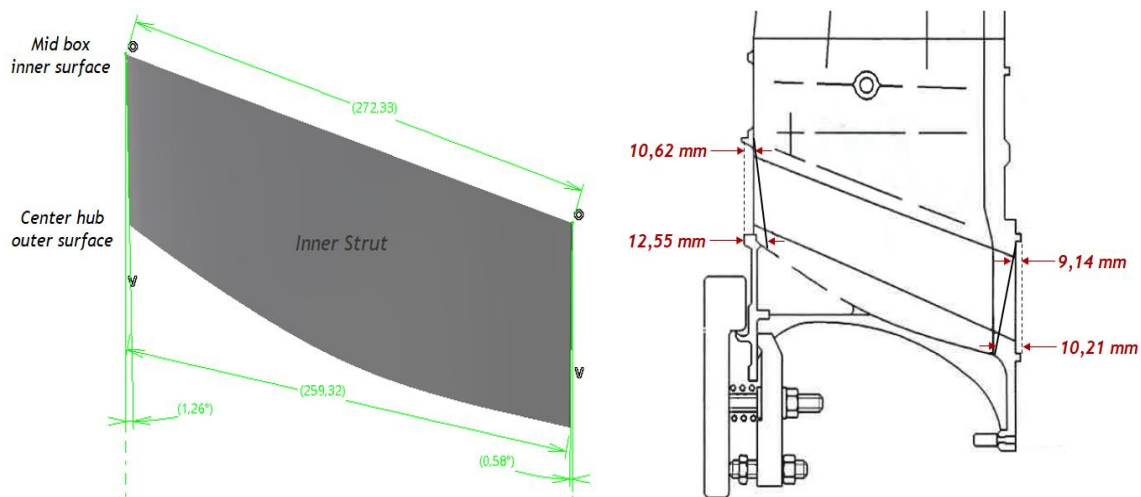


Figura C.5: Vista lateral da *Inner Strut*. A corda junto à superfície interna da *Mid Box* (corda_raíz) é distinta da corda junto à superfície externa do *Center Hub* (corda_ponta), originando um afilamento (corda_ponta/corda_raíz) de aproximadamente 0.95. Adaptado de [97].

Tabela C.4: Distribuição de espessura para o *Upper Strut Airfoil*, perfil definido junto à superfície interna da *Mid Box* com corda de 272.33 mm, e para o *Lower Strut Airfoil*, perfil com corda de 259.32 mm posteriormente transposto para a superfície externa do *Center Hub*. Os valores [mm] obtidos para cada secção, resultam da aplicação de (t_h/c) e (x/c), presentes na tabela C.3, à corda dos perfis referidos.

Same Airfoil for different chord								
Section Number	Upper Strut Airfoil				Lower Strut Airfoil			
	Chord (c)	Thickness (t_h)	$t_h/2$	Position (x)	Chord (c)	Thickness (t_h)	$t_h/2$	Position (x)
t.1	272,33	0,000	0,000	0,000	259,32	0,000	0,000	0,000
t.2		13,555	6,777	7,517		12,908	6,454	7,158
t.3		20,875	10,437	25,058		19,878	9,939	23,861

Tabela C.5: Distribuição de espessura para o *Upper Strut Airfoil*, perfil definido junto à superfície interna da *Mid Box* com corda de 272.33 mm, e para o *Lower Strut Airfoil*, perfil com corda de 259.32 mm posteriormente transposto para a superfície externa do *Center Hub*. Os valores [mm] obtidos para cada seção, resultam da aplicação de (t_h/c) e (x/c) , presentes na tabela C.3, à corda dos perfis referidos (continuação).

Same Airfoil for different chord

Section Number	Upper Strut Airfoil				Lower Strut Airfoil			
	Chord (c)	Thickness (t_h)	$t_h/2$	Position (x)	Chord (c)	Thickness (t_h)	$t_h/2$	Position (x)
t.4		26,685	13,343	52,621		25,411	12,706	50,109
t.máx		29,448	14,724	89,774		28,042	14,021	85,487
t.5		22,749	11,375	197,154		21,663	10,832	187,740
t.6		14,088	7,044	234,740		13,415	6,707	223,532
t.7		8,681	4,341	248,650		8,267	4,133	236,778
t.8		7,646	3,823	254,787		7,281	3,640	242,621
t.9		2,960	1,480	270,847		2,818	1,409	257,915
t.10		0,000	0,000	272,327		0,000	0,000	259,324

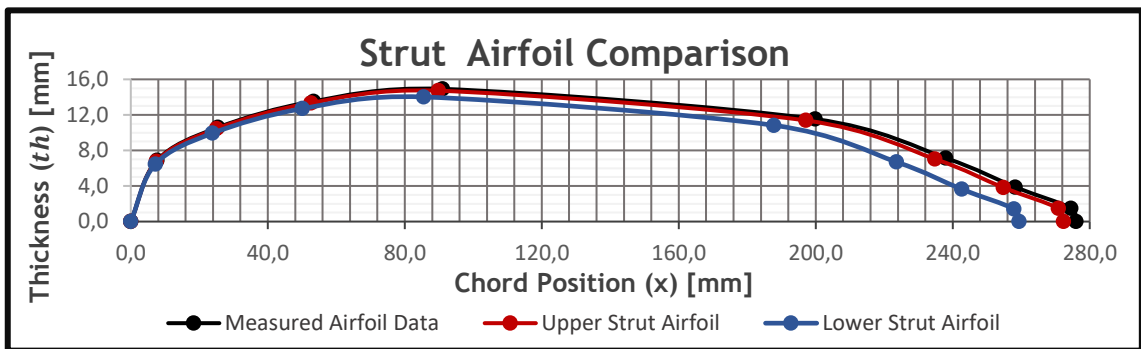


Gráfico C.2: Comparação entre o perfil obtido por medição direta (*measured airfoil data*) e os perfis gerados por interpolação dos pontos das tabelas C.4 e C.5 (*Upper and Lower Strut Airfoil*), utilizados na modelação da geometria da *Inner Strut*.

C.2. Variable Bleed Valve (VBV)

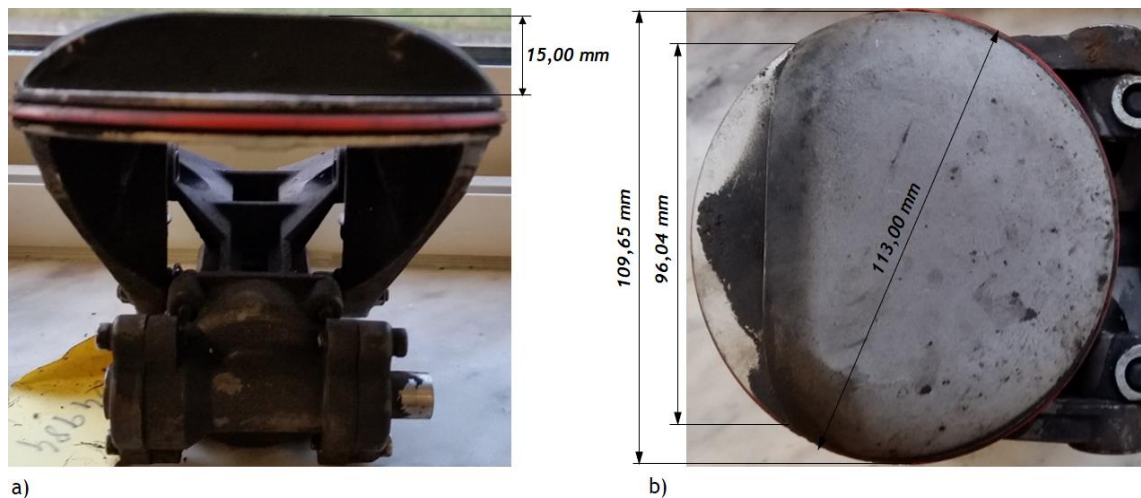


Figura C.6: Fotos da *Variable Bleed Valve* (SNECMA P/N:301-792-802-0), usada na modelação da respetiva geometria em CAD 3D: a) vista frontal; b) vista superior.

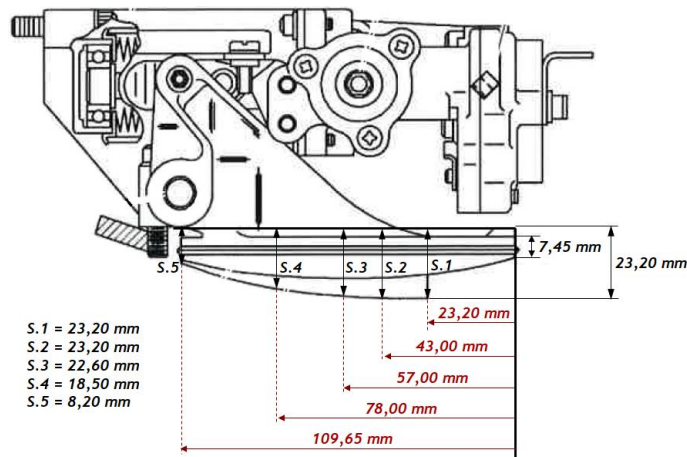


Figura C.7: Vista lateral da *Variable Bleed Valve*, presente no manual de manutenção do componente, à qual se associam algumas das dimensões obtidas pelo autor, com recurso a medição direta, e que foram utilizadas pelo mesmo na modelação da presente geometria. Adaptado de [99]

C.3. Scoop

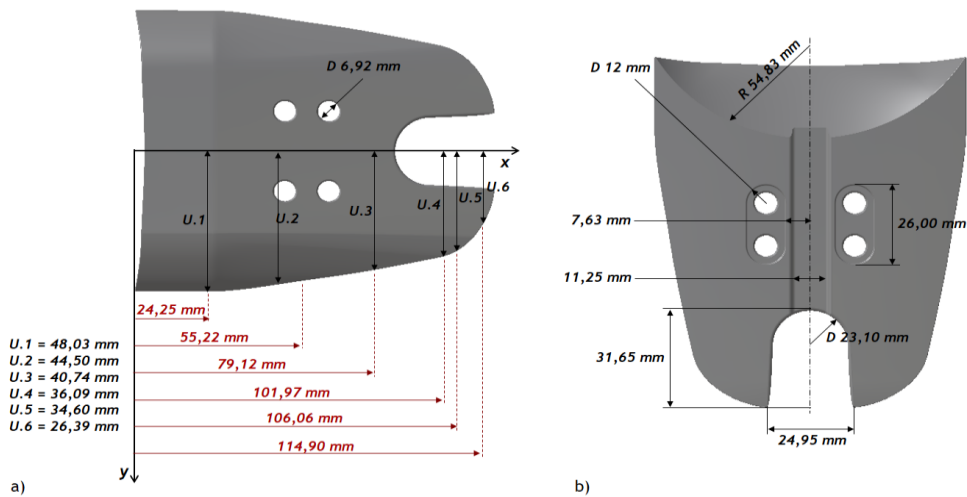


Figura C.8: Dimensionamento do Scoop P25 (P/N:335-108-102-0): a) vista superior do Scoop com dimensões do perfil exterior, ao longo do eixo xx; b) vista inferior do componente e respetivas cotas principais.

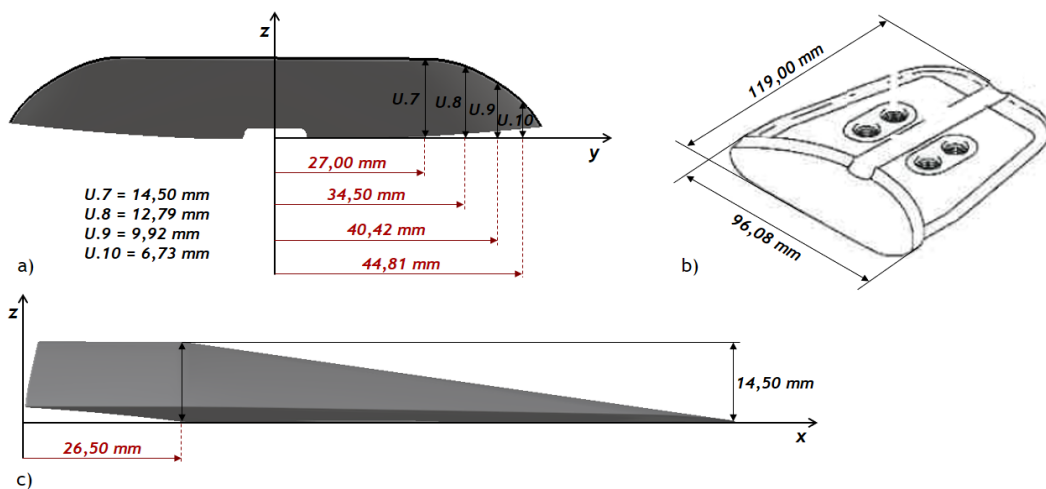


Figura C.9: Dimensionamento do Scoop P25 (P/N:335-108-102-0): a) vista do perfil frontal do Scoop; b) vista isométrica com as principais dimensões nominais; c) vista lateral. Adaptado de [100].

C.4. Pressure and Temperature Sensor TP25

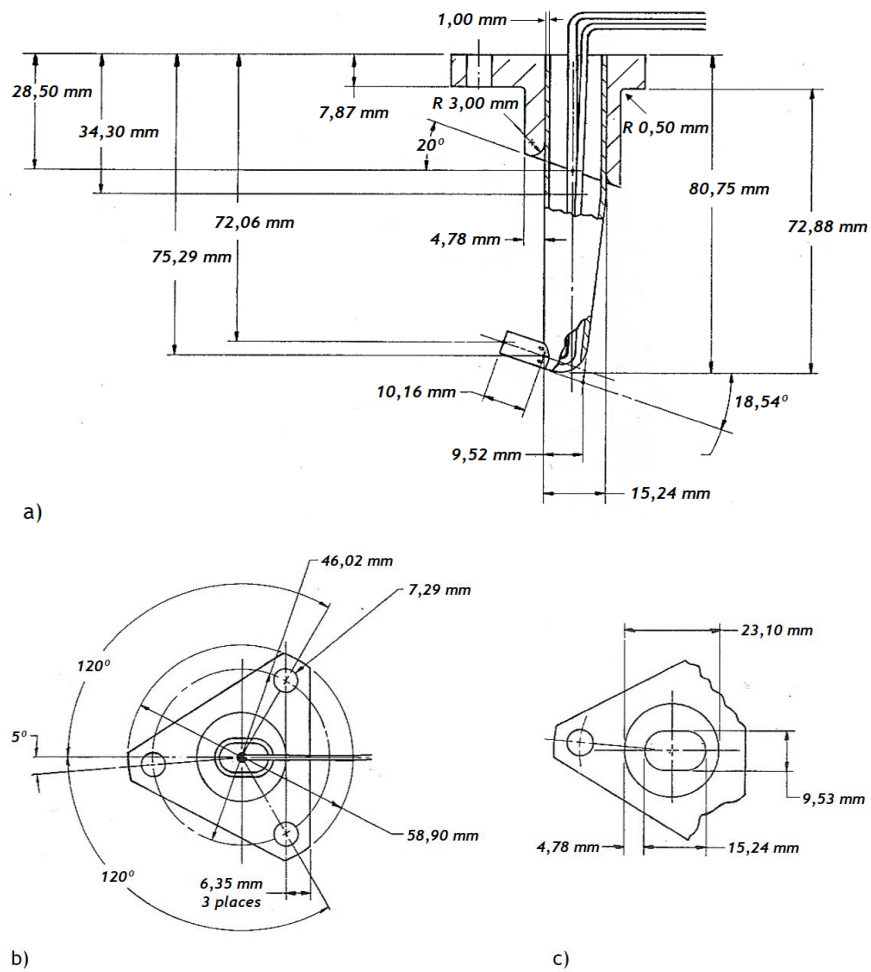


Figura C.10: Sonda de Pressão e Temperatura TP25: a) vista lateral da sonda; b) vista superior da base; e c) vista em detalhe da base do equipamento. As cotas apresentadas na imagem referem-se às principais dimensões nominais aplicadas na modelação da geometria em CAD 3D. Adaptado de [35].

Anexo D

Configuração e Qualidade Global de Malha

D.1. ANSYS Meshing

D.1.1. Inter-Compressor Duct Air Volume

Tabela D.1: Parâmetros de entrada e constituição geral da malha *ICD Air Volume*, obtida no ANSYS.

MESH GENERAL DETAILS		METHOD DETAILS		
Defaults		Definition		
Physics Preference:	CFD	Method:	Tetrahedrons	
Solver Preference:	Fluent	Algorithm:	Patch Independent	
Relevance:	5	Advanced		
Sizing		Defined by:	Max Element Size	
Use Adv. Size Functions:	ON: Proximity and Curvature	Max Element Size:	3 mm	
Relevance Center:	Fine	Feature Angle:	30°	
Smoothing:	High	Mesh Based Defeaturing:	ON	
Transition:	Slow	Refinement:	Prox. and Curvature	
Span Angle Center:	Fine	Curvature Normal Angle:	13°	
Curvature Normal Angle:	13°	Smooth Transition:	ON	
Prox. Size Function Sources:	Faces and Edges	Growth Rate:	1.2	
Inflation		SIZING DETAILS		
Use Automatic Inflation:	All Faces in Chosen Named Selection		Face Sizing 1	Face Sizing 2
Named Selections:	Fan Frame Wall	Geometry	67 faces	24 faces
Inflation Option:	First Layer Thk.	Definition		
First Layer Height:	0.6 mm	Type:	Element Size	Element Size
Maximum Layers:	4	Element Size:	0.1 mm	1.5 mm
Growth Rate:	1.2	Behaviour:	Soft	Soft
Inflation Algorithm:	Post	Curvature Normal Angle:	Default	Default
Collision Avoidance:	Stair Stepping	Growth Rate:	Default	Default
Use Post Smoothing:	Yes	Local Min Size:	0.05 mm	0.1 mm
Smoothing Iterations:	5	MESH GENERAL CONSTITUTION		
Cells: 6 163 792	Points: 1 367 650	Check: OK	Meshing Time[s]: 2 845	

Anexo D | Configuração e Qualidade Global de Malha

Tabela D.2: Qualidade global da malha *ICD Air Volume*, obtida no ANSYS.

MESH QUALITY ON FLUENT			
Boundary Type	Orthogonal Quality		
	Min	Max	Average
Mass Flow Inlet	0.31992	0.89893	0.75994
Pressure Outlet	0.27152	0.92685	0.76896
Fan Frame Wall	0.12898	0.98935	0.83855
Sensor Wall	0.38481	0.91994	0.77591
P25 Testing Probe	0.42766	0.89779	0.77335
T25 Testing Probe	0.45769	0.86190	0.77635
		NET:	0.82451
Maximum Mesh Skewness:	0.86420		
Maximum Aspect Ratio:	33.455		

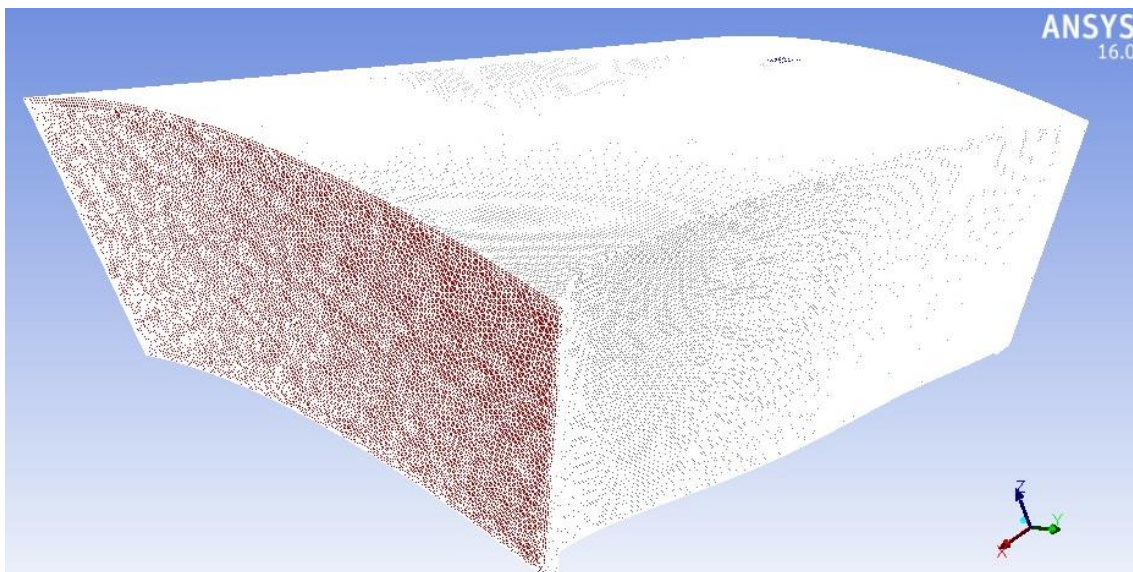


Figura D.1: Malha não estruturada *ICD Air Volume*, com a fronteira *Mass Flow Inlet* destacada a vermelho.

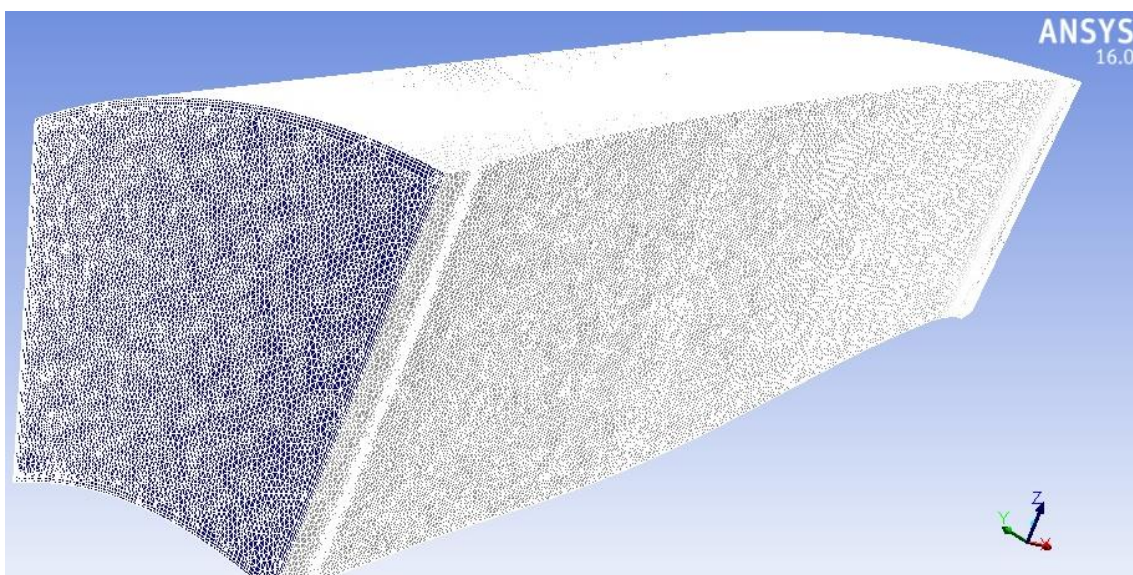


Figura D.2: Malha não estruturada *ICD Air Volume*, com a fronteira *Pressure Outlet* destacada a azul.

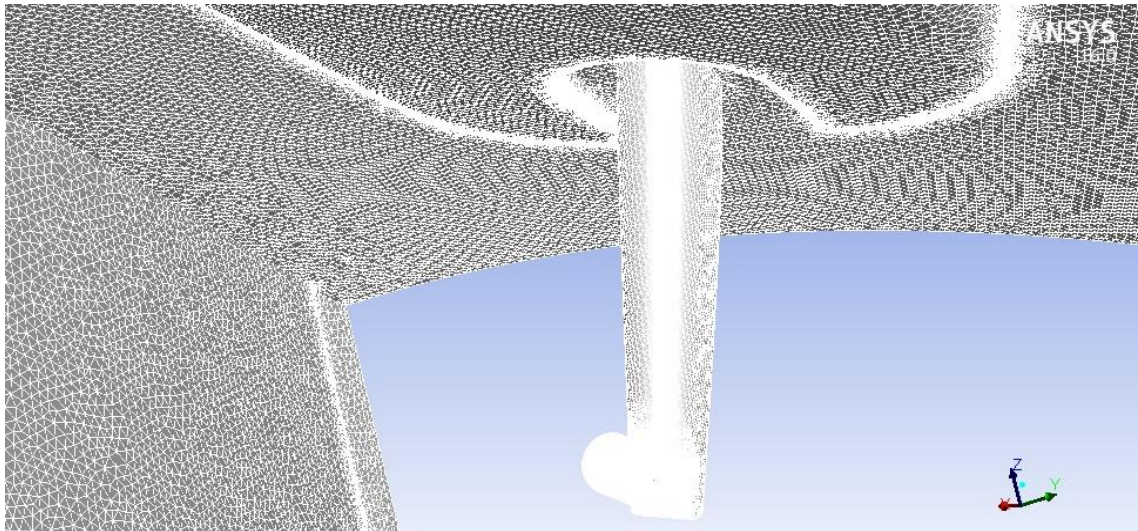


Figura D.3: Refinamento local da malha *ICD Air Volume*, na superfície da sonda TP25.

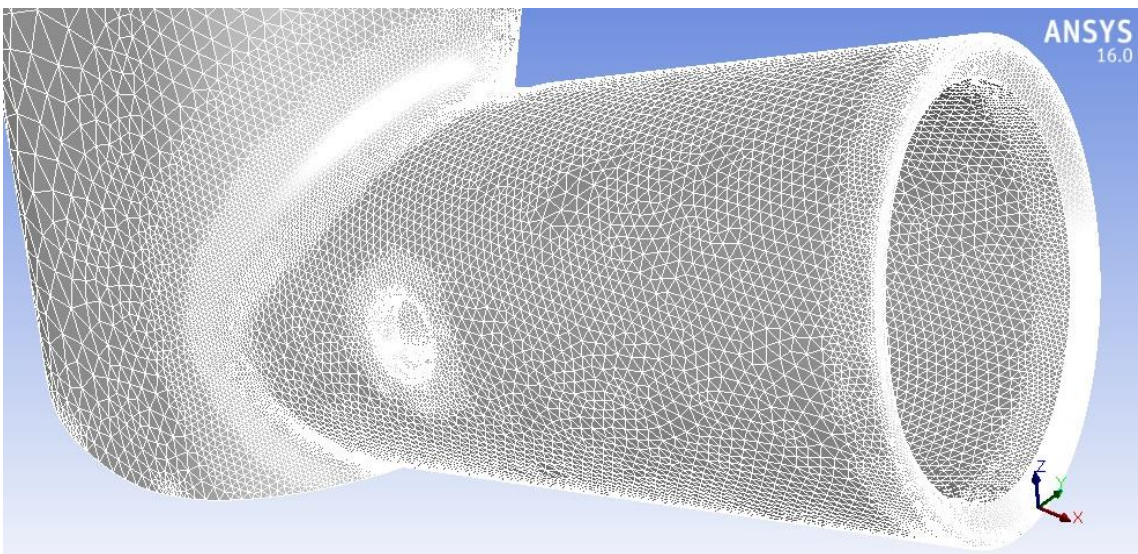


Figura D.4: Vista detalhada da malha *ICD Air Volume*, junto da admissão de ar da sonda TP25.

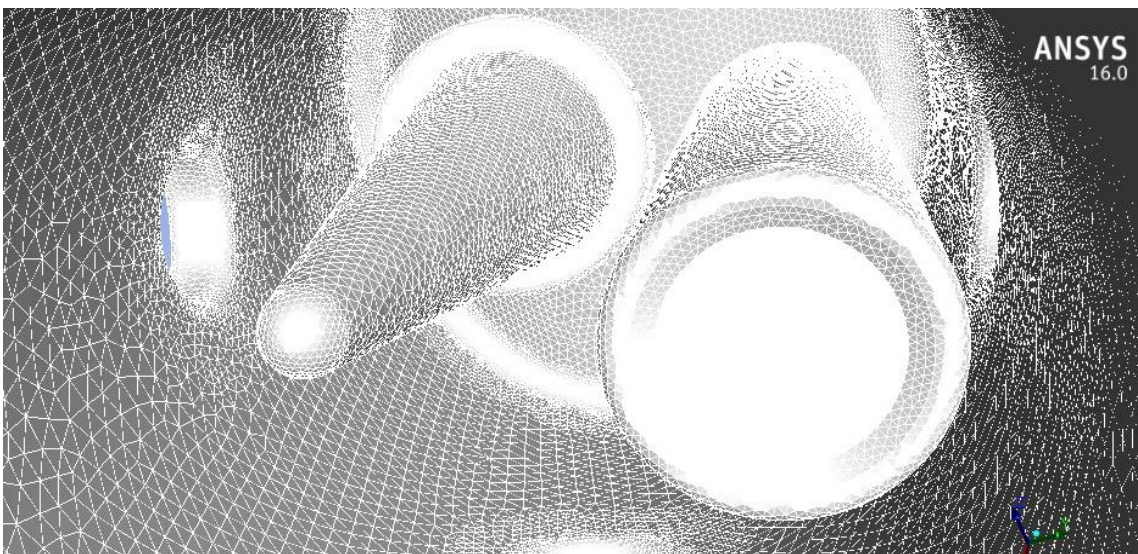


Figura D.5: Refinamento local da malha *ICD Air Volume*, em torno da união de medição do termopar (à esquerda) e da tomada de pressão (à direita) da sonda TP25.

D.1.2. *Inter-Compressor Duct Air Volume Without Sensor*

Tabela D.3: Parâmetros de entrada, constituição geral e qualidade global da malha *ICDAV Without Sensor*, obtida no *ANSYS*.

MESH GENERAL DETAILS		METHOD DETAILS	
Defaults		Definition	
Physics Preference:	CFD	Method:	Tetrahedrons
Solver Preference:	Fluent	Algorithm:	Patch Independent
Relevance:	10		
Sizing		Advanced	
Use Adv. Size Functions:	ON: Proximity and Curvature	Defined by:	Max Element Size
Relevance Center:	Coarse	Max Element Size:	3 mm
Smoothing:	High	Feature Angle:	30°
Transition:	Slow	Mesh Based Defeaturing:	ON
Span Angle Center:	Fine	Refinement:	Prox. and Curvature
Curvature Normal Angle:	15°	Curvature Normal Angle:	13°
Prox. Size Function Sources:	Faces and Edges	Smooth Transition:	ON
		Growth Rate:	1.2
Inflation			
Use Automatic Inflation:	All Faces in Chosen Named Selection		
Named Selections:	Fan Frame Wall		
Inflation Option:	First Layer Thk.		
First Layer Height:	0.6 mm		
Maximum Layers:	4		
Growth Rate:	1.2		
Inflation Algorithm:	Post Layer Compression		
Collision Avoidance:	Layer Compression		
Use Post Smoothing:	Yes		
Smoothing Iterations:	5		
MESH GENERAL CONSTITUTION			
Cells: 1 737 005	Points: 458 892	Check: OK	Meshing Time[s]: -----
MESH QUALITY ON FLUENT			
Boundary Type	Orthogonal Quality		
	Min	Max	Average
Mass Flow Inlet	0.21564	0.87853	0.71980
Pressure Outlet	0.33858	0.87764	0.72775
Fan Frame Wall	0.22333	0.98342	0.82157
		NET:	0.80392
Maximum Mesh Skewness:	0.83376		
Maximum Aspect Ratio:	83.9909		

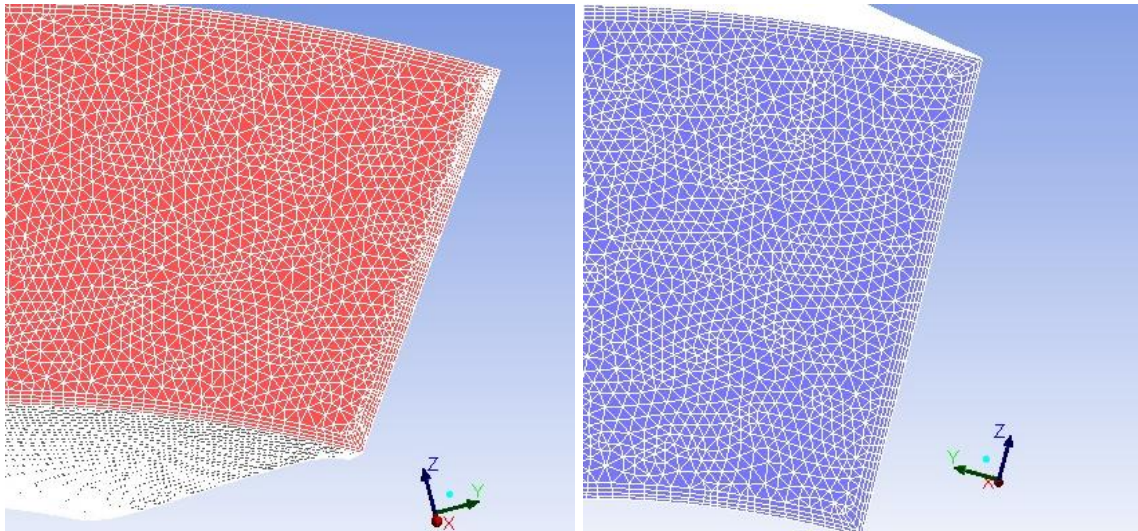


Figura D.6: Malha não estruturada *ICDAV Without Sensor*, com relevo para as fronteiras *Mass Flow Inlet* (a vermelho) e *Pressure Outlet* (a azul), e para as *inflation layers* junto à superfície externa do domínio.

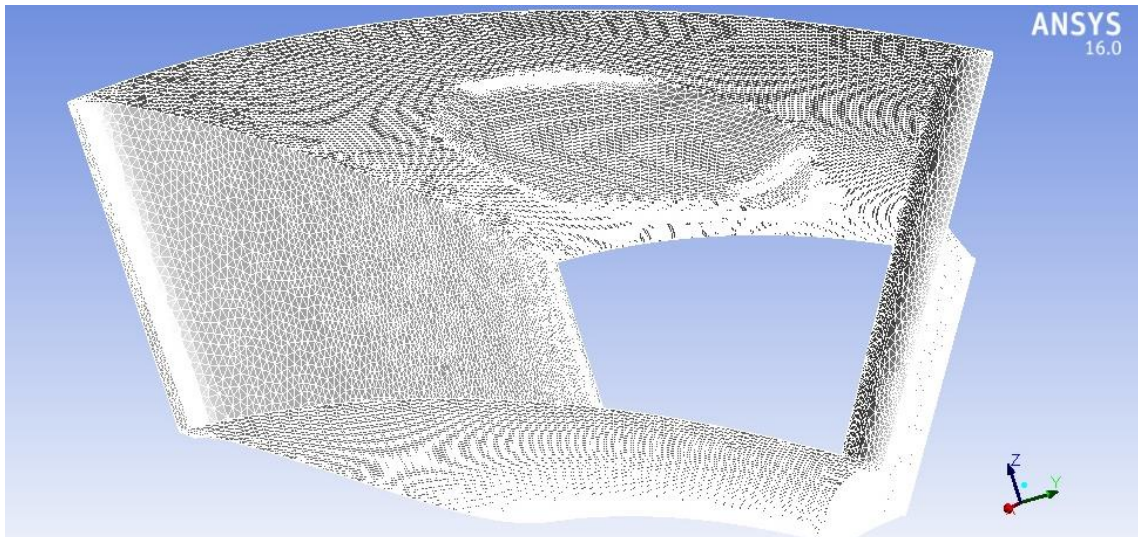


Figura D.7: Refinamento local da malha *ICDAV Without Sensor* na superfície de fronteira *Fan Frame Wall*.

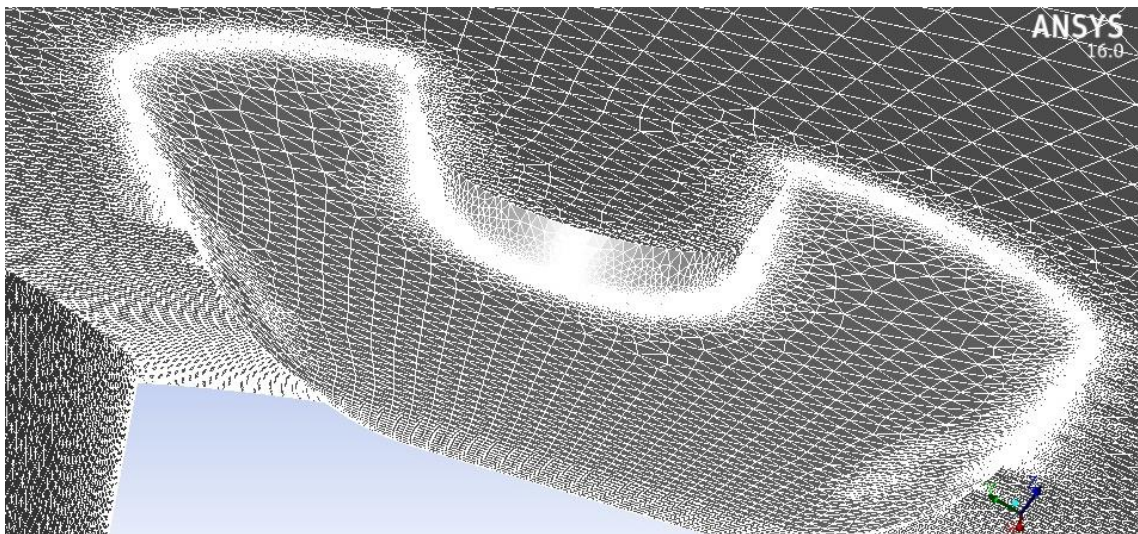


Figura D.8: Vista detalhada da malha *ICDAV Without Sensor*, com incidência na superfície do *Scoop* adjacente ao suporte da sonda TP25.

D.2. SnappyHexMesh via HELYX-OS

D.2.1. Inter-Compressor Duct Air Volume

Tabela D.4: Parâmetros de entrada, constituição geral e qualidade global da malha *ICD Air Volume*, obtida no *HELIX-OS*.

MESH DEFINITION PARAMETERS							
Boundary Type	Base Mesh Spacing [m]	Refinement Level		Layers			
		Min	Max	N_l	Δ_f	Δ_m	Δ_s
Mass Flow Inlet		2	3	0	N/D	N/D	N/D
Pressure Outlet		2	3	0	N/D	N/D	N/D
Inter-Compressor Duct Wall		3	5	4	N/D	0.4	1.20
TP25 Sensor Body Wall	0.008	5	7	3	0.6	N/D	1.20
P25 Pressure Tube External Wall		8	9	4	0.8	N/D	1.20
T25 Thermocouple Shield Wall		8	9	4	0.8	N/D	1.20
P25 Pressure Device		9	9	5	0.6	N/D	1.20
T25 Thermocouple Junction		10	10	5	0.6	N/D	1.20

Feature Lines	Level	Cell Size [mm]
Mass Flow Inlet Line	5	0.25000
Pressure Outlet Line	5	0.25000
Inter-Compressor Duct Line	5	0.25000
TP25 Sensor Body Line	8	0.03125
P25 Pressure Tube External Line	8	0.03125
T25 Thermocouple Shield Line	8	0.03125
P25 Pressure Device Line	9	0.01562
T25 Thermocouple Junction Line	10	0.00781

MESH GENERAL CONSTITUTION			
Cells: 2 440 077	Points: 3 303 654	Check: OK	Meshing Time[s]: 8 800

MESH QUALITY ON FLUENT			
Boundary Type	Orthogonal Quality		
	Min	Max	Average
Mass Flow Inlet	0.06343	1.00000	0.96433
Pressure Outlet	0.43270	1.00000	0.97786
Inter-Compressor Duct Wall	0.08536	1.00000	0.95409
Inter-Compressor Duct Air Volume	0.06343	1.00000	0.90250
TP25 Sensor Body Wall	0.35371	1.00000	0.93735
P25 Pressure Tube External Wall	0.70702	1.00000	0.95147
T25 Thermocouple Shield Wall	0.64942	1.00000	0.93978
P25 Pressure Device	0.91081	0.99998	0.96891
T25 Thermocouple Junction	0.87907	1.00000	0.94125
		NET:	0.90453
Maximum Mesh Skewness:	0.93		
Maximum Aspect Ratio:	40.95		

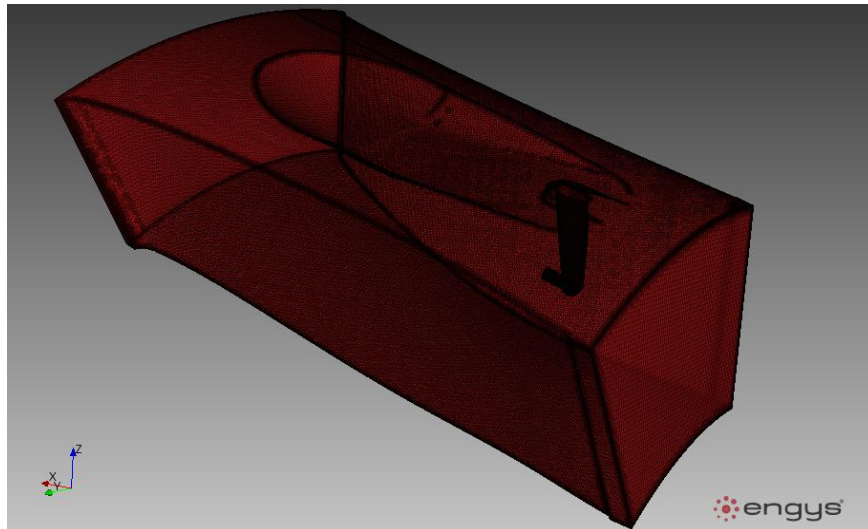


Figura D.9: Perspetiva isométrica da malha estruturada *ICD Air Volume*, obtida no HELYX-OS.

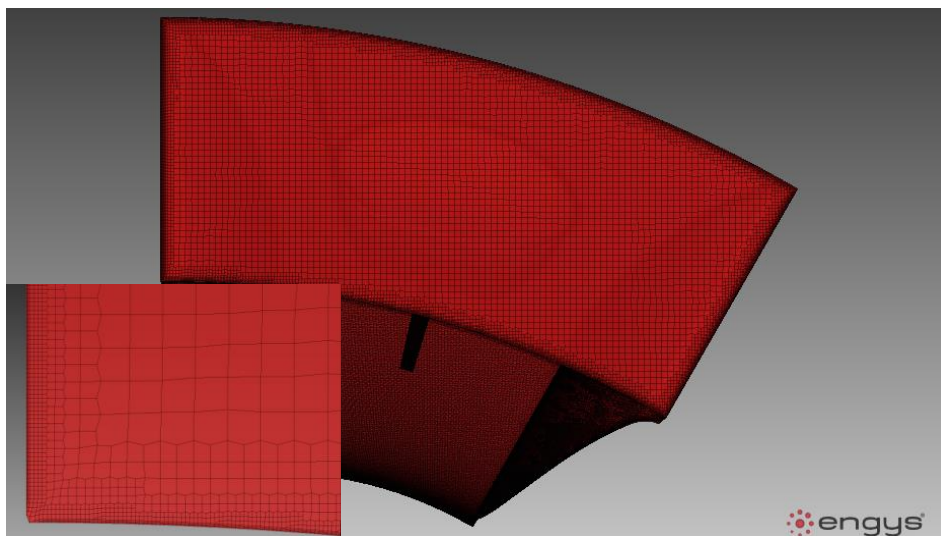


Figura D.10: Malha estruturada *ICD Air Volume*, com destaque para o refinamento e adição de *layers*, junto da superfície externa do domínio.

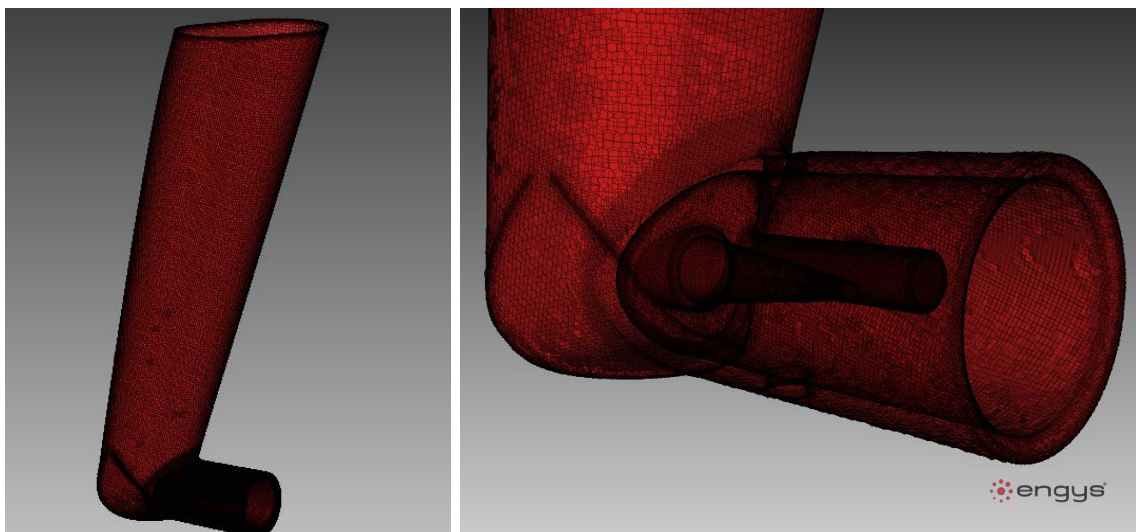


Figura D.11: Refinamento local da malha *ICD Air Volume* na superfície exterior do corpo da sonda TP25 (à esquerda), e vista detalhada da zona de admissão de ar/secção de medição (à direita).

D.2.2. *Inter-Compressor Duct Air Volume Without Sensor*

Tabela D.5: Parâmetros de entrada, constituição geral e qualidade global da malha *ICDAV Without Sensor*, obtida no *HELIX-OS*.

MESH DEFINITION PARAMETERS							
Boundary Type	Base Mesh Spacing [m]	Refinement Level		Layers			
		Min	Max	N_l	Δ_f	Δ_m	Δ_s
Mass Flow Inlet	0.008	2	3	0	N/D	N/D	N/D
Pressure Outlet		2	3	0	N/D	N/D	N/D
Inter-Compressor Duct Wall		3	5	4	N/D	0.4	1.20

Feature Lines	Level	Cell Size [mm]
Mass Flow Inlet Line	5	0.25000
Pressure Outlet Line	5	0.25000
Inter-Compressor Duct Line	5	0.25000

MESH GENERAL CONSTITUTION			
Cells: 1 597 817	Points: 2 087 437	Check: OK	Meshing Time[s]: 2341

MESH QUALITY ON FLUENT			
Boundary Type	Orthogonal Quality		
	Min	Max	Average
Mass Flow Inlet	0.06344	1.00000	0.96429
Pressure Outlet	0.43278	1.00000	0.97780
Inter-Compressor Duct Wall	0.08536	1.00000	0.95433
Inter-Compressor Duct Air Volume	0.06344	1.00000	0.90408
		NET:	0.90608
Maximum Mesh Skewness:	0.93		
Maximum Aspect Ratio:	40.95		

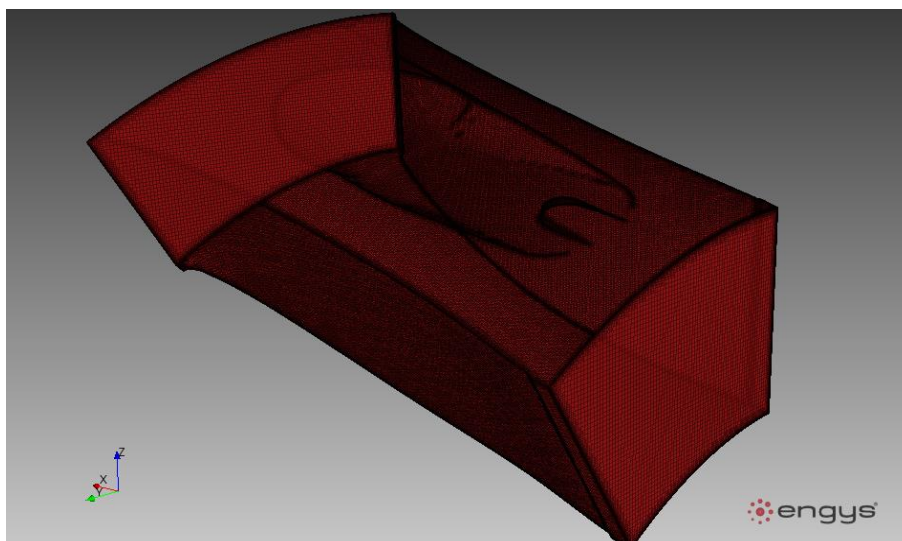


Figura D.12: Perspetiva isométrica da malha estruturada *ICDAV Without Sensor*, obtida no *HELIX-OS*.

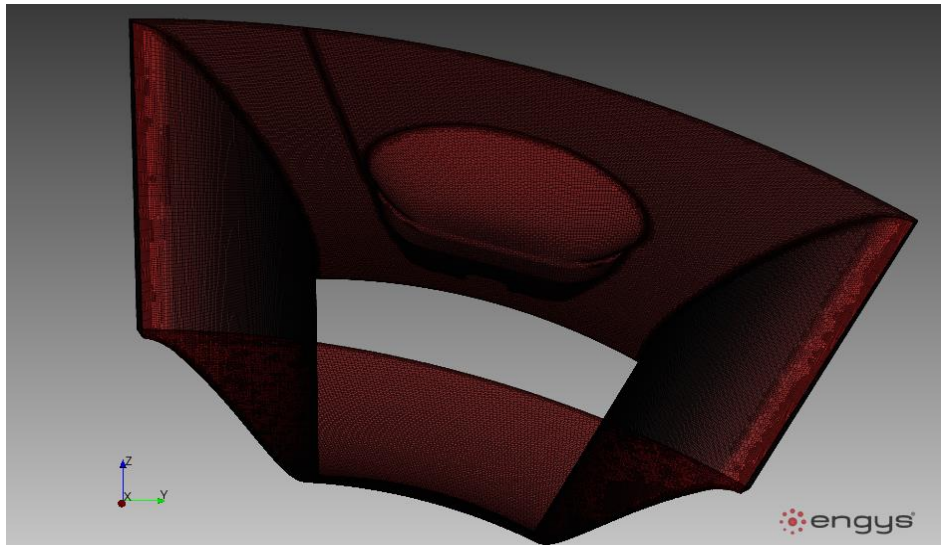


Figura D.13: Refinamento local da malha *ICDAV Without Sensor*, na superfície *Inter-Compressor Duct Wall*.

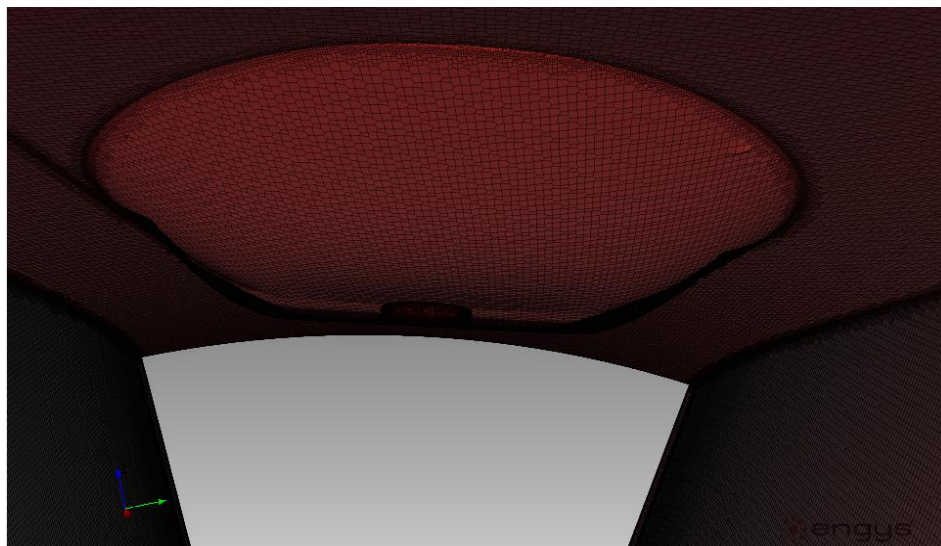


Figura D.14: Vista detalhada da malha *ICDAV Without Sensor*, com incidência sobre a superfície do *Scoop*.

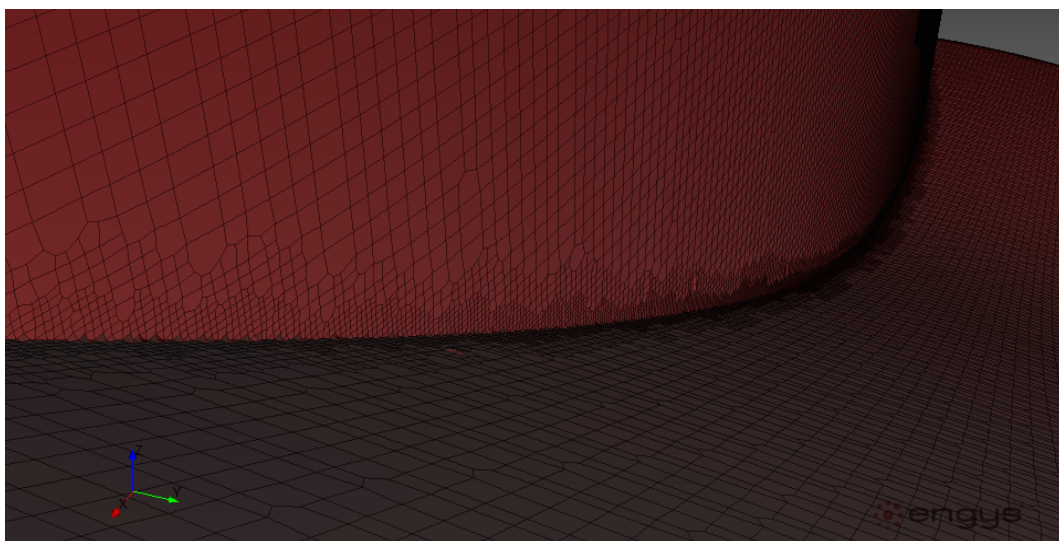


Figura D.15: Aumento do refinamento da malha *ICDAV Without Sensor* na superfície de fronteira *Inter-Compressor Duct Wall*, como forma de adaptação às arestas e à curvatura da geometria.

Anexo E

Apresentação de Resultados - *Inter-Compressor Duct Air Volume Without Sensor*

E.1. Convergência

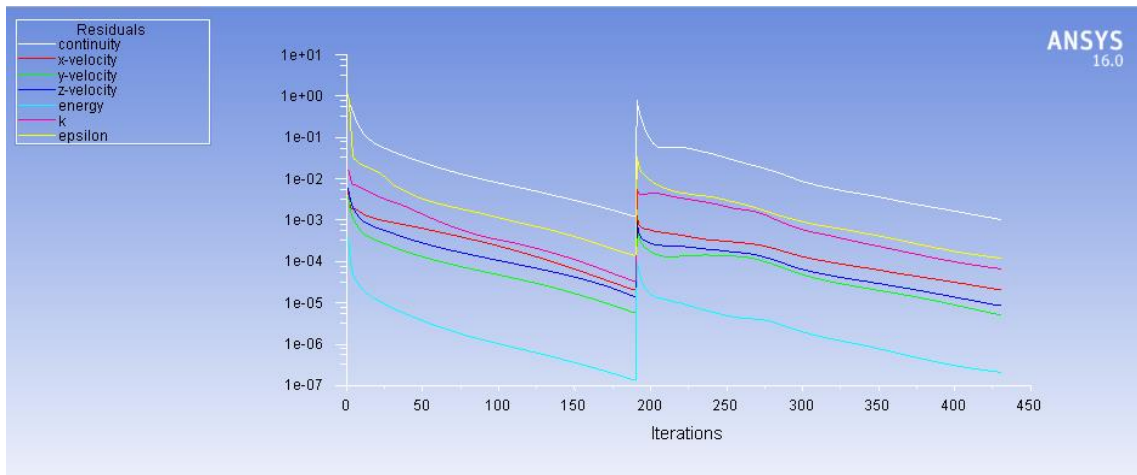


Figura E.1: *Residuals Monitor* - Convergência da Solução.



Figura E.2: Convergência da Pressão Total (esquerda) e da Velocidade (direita), na superfície de fronteira *Mass Flow Inlet*.

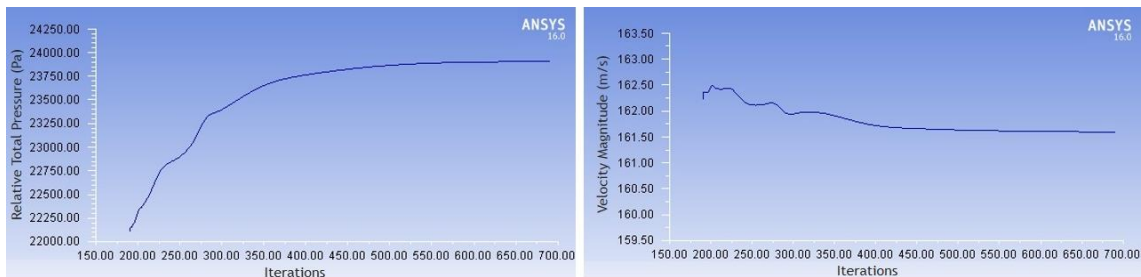


Figura E.3: Convergência da Pressão Total (esquerda) e da Velocidade (direita), na superfície de fronteira *Pressure Outlet*.

E.2. Análise de y^+

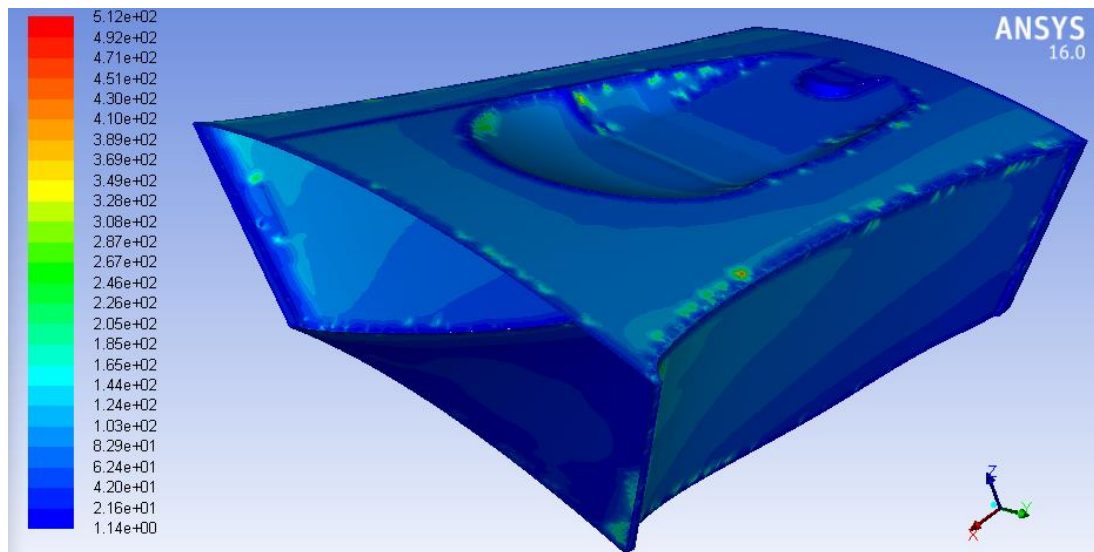


Figura E.4: Distribuição de y^+ ao longo das paredes do ICDAV Without Sensor.

E.3. Definição dos Planos de Solução

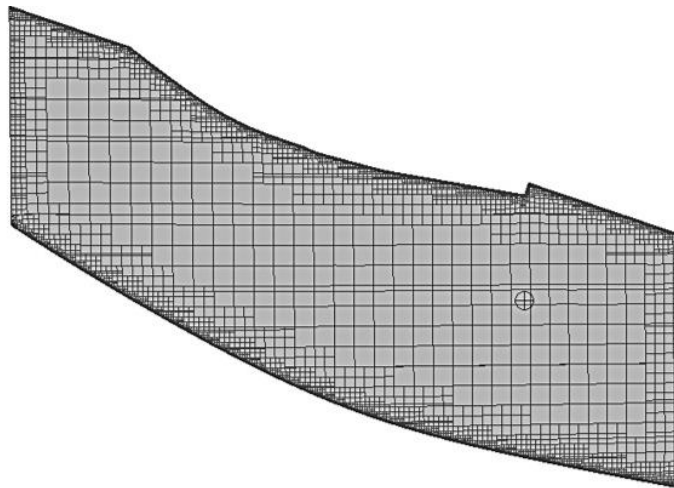


Figura E.5: Plano equivalente ao *Pressure Tube Cross Section Plane*, com tomada de pressão assinalada.

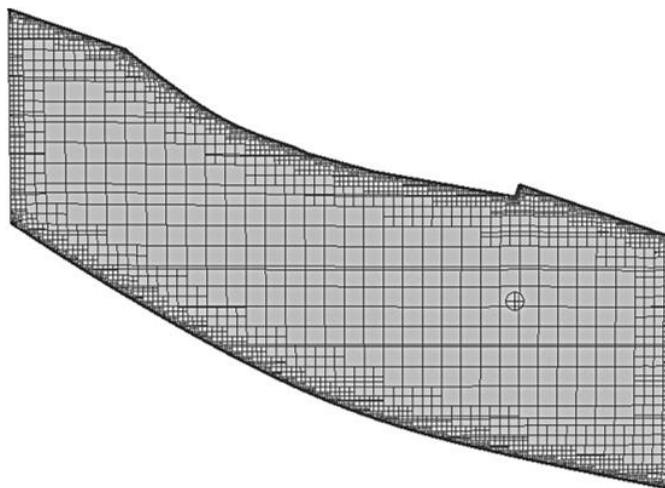


Figura E.6: Plano equivalente ao *Thermocouple Cross Section Plane*, com junção do termopar assinalada.