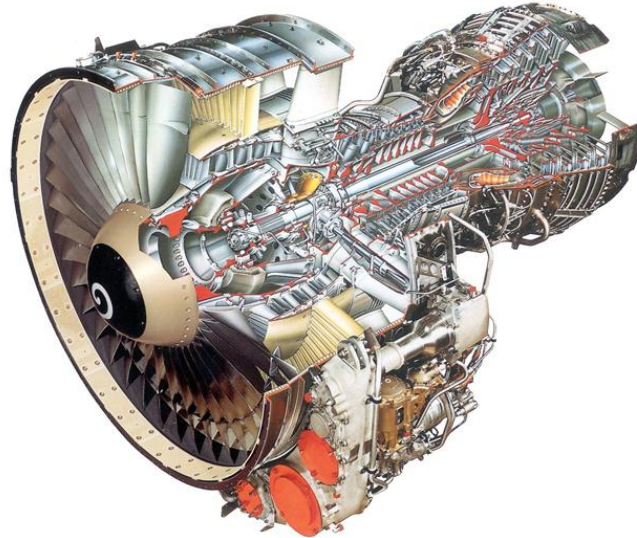




ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Área Departamental de Engenharia Mecânica



Análise de *Performance* da Família de Motores de Avião CFM56

PEDRO MIGUEL ALBINO RIBEIRO
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre
em Engenharia Mecânica

Orientador (es):

Prof. Especialista Paulo de Santamaria Gouveia
Eng.º Francisco Toste de Azevedo

Júri:

Presidente: Prof. Doutor João Carlos Quaresma Dias

Vogais:

Prof. Especialista Paulo de Santamaria Gouveia
Eng.º Francisco Toste de Azevedo
Prof. Doutor Luís Cunha de Eça
Prof. Doutor Jorge Mendonça e Costa

Novembro 2012

Agradecimentos

Esta dissertação não representa apenas o resultado de extensas horas de estudo, reflexão e trabalho durante as diversas fases que a constituem, mas também o culminar de um objectivo académico a que me propus e que não seria possível sem a ajuda de um número considerável de pessoas.

Ao meu orientador, Professor Especialista Paulo de Santamaria Gouveia, agradeço não só toda a amizade, disponibilidade e auxílio na construção deste trabalho, como também por ter sido um excelente professor e conselheiro ao longo deste percurso.

À equipa de engenharia da TAP, em especial ao Eng.º Francisco Azevedo, por me ter dado a oportunidade de estagiar ao longo de seis meses no Centro de Reparação e Ensaio de Motores de Avião.

Aos meus pais, em especial à minha mãe, pela incalculável ajuda no decorrer de todo o curso, na revisão e formatação de inúmeros trabalhos, por estar sempre presente e por me ter incentivado nos momentos mais difíceis.

Aos meus avós, por terem sido parte fundamental na minha formação como pessoa, pelo seu apoio e amizade.

Ao meu irmão, aos meus amigos e colegas de curso, pela sua cumplicidade, por me incentivarem e por fazerem parte da minha vida nos últimos anos.

Pedro Ribeiro

Novembro 2012

*May you live in interesting times,
May you find what you're looking for.*

Resumo

Uma das fases que constitui um programa de desenvolvimento de um motor aeronáutico é a concepção de um modelo de simulação da sua *performance*, com recurso a informação recolhida em ensaios experimentais de grande escala.

Estes ensaios são desenvolvidos em instalações de elevado nível tecnológico, criadas exclusivamente para esta finalidade e às quais apenas os grandes fabricantes têm acesso. O mesmo acontece com todos os resultados obtidos, os detalhes das simulações e os parâmetros de projecto, que são mantidos sigilosamente.

Por outro lado, o local onde se inseriu o desenvolvimento desta dissertação, designadamente o banco de ensaio da TAP, não está previsto para projectar este tipo de equipamentos, o que impossibilita assim o acesso a informação fundamental ao estudo aprofundado dos reactores.

Além disso, devido ao risco de provocar danos irreversíveis aos motores, existe ainda a impossibilidade de os instrumentar com sondas improvisadas pela equipa de engenharia.

Neste sentido, e de forma a ir ao encontro dos parâmetros termodinâmicos pretendidos, o objectivo deste trabalho culminou no desenvolvimento de metodologias de cálculo analíticas que permitissem extrapolar diversas variáveis imensuráveis no ensaio do reactor, especificamente do CFM56-3.

Com todo o percurso de caracterização do ciclo termodinâmico do referido motor, a TAP pretende que, a longo prazo, seja possível desenvolver uma ferramenta que simule a sua *performance* para auxiliar a equipa de engenharia do centro de reparação e ensaio de motores de avião.

Assim, será igualmente abordado o desenvolvimento do modelo termodinâmico do CFM56-3, recorrendo ao *software* GasTurb.

Palavras-chave: Turbinas a Gás, CFM56, Ciclo Termodinâmico, *Performance*

Abstract

One of the stages that constitute a development program of an aeroengine is the conception of a performance simulation model using data collected in large-scale experimental tests.

These tests are performed in high technological facilities built just for this purpose where only the leading manufacturers have access. This is also true for all the results, the simulations details and the design parameters which are kept confidential.

This thesis has been developed in TAP's engine test bed which is not meant to design this type of equipment and thus, making it impossible to access fundamental information to the detailed study of aeroengines.

Furthermore, it is not possible to proceed to its instrumentation with probes created by the engineering team due to the risk of causing irreversible damage to the engines.

So, the scope of this work resulted in the development of analytical methodologies to extrapolate immeasurable variables in engine test, in order to meet the desired thermodynamic parameters of the aeroengine, specifically the CFM56-3.

The long-term TAP's intention is creating a tool that makes possible the performance simulation of this engine, in order to help the engineering team of the repair center and testing of aircraft engines.

Thus, it will also be covered the development of the thermodynamic model of CFM56-3 using GasTurb software.

Keywords: Gas Turbines, CFM56, Thermodynamic Cycle, Performance

Índice

Agradecimentos	iv
Resumo	viii
Abstract	x
Índice de Figuras	xvi
Índice de Tabelas	xviii
Índice de Gráficos	xx
Nomenclatura	xxii
Abreviaturas	xxvi
1 Introdução	1
1.1 Estrutura da Dissertação	4
2 Evolução da Propulsão Aeronáutica	7
2.1 Introdução Histórica	7
3 Teoria Fundamental do Motor de Avião	17
3.1 Critérios Gerais de <i>Performance</i>	17
3.1.1 Impulso	17
3.1.2 Rendimento propulsivo, térmico e global	19
3.1.3 Consumo Específico de Combustível – SFC	20
3.2 Modelo do Gás	21
3.3 Escoamento Compressível	22
3.4 Rendimento dos Componentes do Motor.	23
3.4.1 Rendimento isentrópico.	23
3.4.2 Rendimento politrópico.	25
4 Caso de Estudo – Reactor CFM56-3	27
4.1 Introdução ao Reactor.	27
4.2 Estações Aerodinâmicas	32
4.3 Constituição Geral do CFM56-3	33
4.4 Detalhes do CFM56-3.	39
4.4.1 Mini-Módulo N°1 – <i>Fan e booster</i>	39
4.4.2 Mini-Módulo N°2 – Suporte dos rolamentos N°1 e N°2	40
4.4.3 Mini-Módulo N°3 – IGB	41
4.4.4 Mini-Módulo N°4 – <i>Frame da fan</i>	42
4.4.5 Mini-Módulo N°5 – Rotor do compressor de alta pressão	44

4.4.6	Mini-Módulo N°6 – Estator dianteiro do HPC	46
4.4.7	Mini-Módulo N°7 – Estator traseiro do HPC.	47
4.4.8	Mini-Módulo N°8 – Cárter da câmara de combustão	48
4.4.9	Mini-Módulo N°9 – Câmara de combustão.	49
4.4.10	Mini-Módulo N°10 – <i>Nozzles</i> (NGVs) da HPT	52
4.4.11	Mini-Módulo N°11 – Rotor da HPT	53
4.4.12	Mini-Módulo N°12 – Suporte dos segmentos da HPT.	55
4.4.13	Mini-Módulo N°13 – Rotor e estator da LPT	58
4.4.14	Mini-Módulo N°14 – Veio da LPT	60
4.4.15	Mini-Módulo N°15 – <i>Frame</i> da turbina (TRF)	60
4.4.16	Mini-Módulo N°16 – Caixa de transferência (TGB).	61
4.4.17	Mini-Módulo N°17 – Caixa de acessórios (AGB)	61
4.5	Sistema de ar	62
5	Ensaio do Reactor	69
5.1	Banco de Ensaio	69
5.1.1	Tipos de bancos de ensaio.	70
5.1.2	Limitações	72
5.2	Recolha de Dados Experimentais	74
6	Ciclo Termodinâmico do CFM56-3	79
6.1	Âmbito	79
6.2	Considerações	80
6.2.1	Regime do reactor e ponto de referência	80
6.2.2.	Sistema de arrefecimento – balanços de energia	81
6.2.3	Rendimento de turbinas arrefecidas	83
6.2.4	Rendimento isentrópico dos compressores do CFM56-3.	85
6.2.5	Distribuição entálpica dos andares dos componentes	86
6.2.6	Desempenho da câmara de combustão	87
6.2.7	Perdas mecânicas	87
6.2.8	Razão <i>bypass</i>	88
6.2.9	Pressão entregue pelo HPC	89
6.2.10	Potência consumida pelos acessórios do reactor.	89
6.3	Cálculo dos Parâmetros do Reactor.	90
6.3.1	Método de cálculo – Rendimento Politrópico	90
6.3.2	Método de cálculo – Balanço de Energia.	97
6.3.3	Aplicabilidade dos métodos de cálculo	100
6.3.4	Aplicação e discussão dos resultados.	101
6.3.5	Valores de referência do fabricante.	117
7	Simulação de <i>Performance</i> do Reactor	123
7.1	Introdução e Objectivos.	123
7.2	Ciclo de Referência do CFM56-3	129

8	Conclusões Gerais e Trabalhos Futuros	133
8.1	Conclusões Gerais	133
8.2	Principais Dificuldades	136
8.3	Objectivos Cumpridos	137
8.4	Perspectivas de Trabalho Futuro	139
	Referências Bibliográficas	141
	Anexo I – Dados Experimentais	145
	Anexo II – Relatório Banco de Ensaio – Reactor A	151
	Anexo III – Resultados Simulação	159
	Anexo IV – Propriedades do Modelo do Gás	163
	Anexo V – Dados do Fabricante	167
	Anexo VI – Esquema do Sistema de Ar Completo do CFM56-3	171

Índice de Tabelas

Tabela 4.1 – Opções possíveis do CFM56-3	28
Tabela 4.2 – Módulo Principal da <i>Fan</i>	35
Tabela 4.3 – Módulo Principal do <i>Core</i>	36
Tabela 4.4 – Módulo Principal da LPT	37
Tabela 4.5 – Grupo dos Acessórios	38
Tabela 4.6 – Sistema de ar do CFM56-3	68
Tabela 6.1 – Validação da temperatura T_4	117
Tabela 6.2 - Validação da temperatura T_{44}	119
Tabela 6.3 - Validação da temperatura T_{45}	119
Tabela 6.4 - Validação da temperatura P_{45}	120
Tabela 7.1 – Resumo dos parâmetros do ciclo obtidos por via experimental/calculada ou por via da simulação.	130
Tabela A-I.1 – Dados experimentais do rector A em takeoff	147
Tabela A-I.2 – Dados experimentais do rector B em takeoff	148
Tabela A-I.3 – Dados experimentais do rector C em takeoff	149
Tabela A-III.1 – Dados de entrada do GasTurb.	161

Índice de Gráficos

Gráfico 5.1 – Procedimento de ensaio do reactor A	77
Gráfico 5.2 – Evolução dos indicadores de desempenho do reactor numa aceleração de <i>M. Idle</i> até <i>Takeoff</i>	77
Gráfico 6.1 - <i>T4</i> do reactor A em <i>takeoff</i>	103
Gráfico 6.2 - <i>T4</i> do reactor B em <i>takeoff</i>	103
Gráfico 6.3 - <i>T4</i> do reactor C em <i>takeoff</i>	103
Gráfico 6.4 - <i>mf</i> do reactor A em <i>takeoff</i>	103
Gráfico 6.5 - <i>mf</i> do reactor B em <i>takeoff</i>	103
Gráfico 6.6 - <i>mf</i> do reactor C em <i>takeoff</i>	103
Gráfico 6.7 - <i>T41</i> do Reactor A em <i>takeoff</i>	104
Gráfico 6.8 - <i>T41</i> do Reactor B em <i>takeoff</i>	104
Gráfico 6.9 - <i>T41</i> do Reactor C em <i>takeoff</i>	104
Gráfico 6.10 - <i>T43</i> do Reactor A em <i>takeoff</i>	104
Gráfico 6.11 - <i>T43</i> do Reactor B em <i>takeoff</i>	104
Gráfico 6.12 - <i>T43</i> do Reactor C em <i>takeoff</i>	104
Gráfico 6.13 - <i>T44</i> do Reactor A em <i>takeoff</i>	105
Gráfico 6.14 - <i>T44</i> do Reactor B em <i>takeoff</i>	105
Gráfico 6.15 - <i>T44</i> do Reactor C em <i>takeoff</i>	105
Gráfico 6.16 - <i>T45</i> do Reactor A em <i>takeoff</i>	105
Gráfico 6.17 - <i>T45</i> do Reactor B em <i>takeoff</i>	105
Gráfico 6.18 - <i>T45</i> do Reactor C em <i>takeoff</i>	105
Gráfico 6.19 – Reactor A em <i>takeoff</i>	106
Gráfico 6.20 - Reactor B em <i>takeoff</i>	106
Gráfico 6.21 - Reactor C em <i>takeoff</i>	106
Gráfico 6.22 – Potência das LPTs em <i>takeoff</i>	106
Gráfico 6.23 – Pressão de entrada na LPT - P45	106
Gráfico 6.24 – Rendimento politrópico das turbinas	106
Gráfico 6.25 – R. Isent. das turbinas do Reactor A	107
Gráfico 6.26 - R. Isent. das turbinas do Reactor B	107
Gráfico 6.27 - R. Isent. das turbinas do Reactor C	107
Gráfico 6.28 – Rend. Isent. HPC e LPT – Reactor C	107

Nomenclatura

Símbolo	Unidades SI	Designação
$\dot{\omega}$	[rad/s ²]	Aceleração angular
A_j	[m ²]	Área de saída da tubeira
G_T	[Nm]	Binário da turbina
G_C	[Nm]	Binário do compressor
ΔG	[Nm]	Binário resultante
c_p	[J/kgK]	Calor específico a pressão constante
c_{p_a}	[J/kgK]	Calor específico do ar a pressão constante
c_{p_g}	[J/kgK]	Calor específico dos gases a pressão constante
\dot{m}_{NH}	[kg/s]	Caudal de ar de arrefecimento da <i>nozzle</i> da HPT
\dot{m}_{NL}	[kg/s]	Caudal de ar de arrefecimento da <i>nozzle</i> da LPT
\dot{m}_{Bo}	[kg/s]	Caudal de ar de arrefecimento do <i>bore cooling</i>
\dot{m}_{RH}	[kg/s]	Caudal de ar de arrefecimento do rotor da HPT
\dot{m}	[kg/s]	Caudal mássico de ar
\dot{m}_c	[kg/s]	Caudal mássico de ar do <i>core</i>
\dot{m}_f	[kg/s]	Caudal mássico de combustível
\dot{m}_{std}	[kg/s]	Caudal mássico nas condições dia padrão
\dot{m}_{obs}	[kg/s]	Caudal mássico observado
γ	[-]	Constante adiabática
γ_{ar}	[-]	Constante adiabática do ar
γ_g	[-]	Constante adiabática dos gases de combustão
R	[J/kgK]	Constante do gás
SFC	[g/Ns]	Consumo específico de combustível
h	[J/kg]	Entalpia específica
h_0	[J/kg]	Entalpia específica de estagnação
h_{RH}	[J/kg]	Entalpia específica do ar de arrefecimento rotor da HPT
s	[J/kgK]	Entropia específica
\ln	[-]	Função logarítmica natural
F	[N]	Força de impulso
t	[-]	Limite metalúrgico do material
J	[kg.m ²]	Momento polar de inércia
M	[-]	Número de Mach
PCI	[J/kg]	Poder Calorífico Inferior
\dot{W}_{AGB}	[W]	Potência consumida pela AGB
\dot{W}_{HPC}	[W]	Potência consumida pelo HPC
\dot{P}_a	[W]	Potência de propulsão da aeronave
\dot{W}_{HPT}	[W]	Potência produzida pela HPT
$P_{a_{obs}}$	[Pa]	Pressão atmosférica observada

ΔT_{HPC}	[K]	Varição de temperatura no HPC
dT	[K]	Varição elementar de temperatura
$\Delta h'_0$	[J/kg]	Varição isentrópica de entalpia de estagnação
$\Delta T'$	[K]	Varição isentrópica de temperatura
$\Delta T'_s$	[K]	Varição isentrópica de temperatura num andar
dT'	[K]	Varição isentrópica elementar de temperatura
$N2$	[rad/s]	Velocidade de rotação do veio de alta pressão
$N1$	[rad/s]	Velocidade de rotação do veio de baixa pressão
u	[ms ⁻¹]	Velocidade de rotação linear
c_a	[ms ⁻¹]	Velocidade de ar na admissão do reactor
c	[ms ⁻¹]	Velocidade de escoamento
a	[ms ⁻¹]	Velocidade do som
c_j	[ms ⁻¹]	Velocidade dos gases de escape
V	[m ³]	Volume

Abreviaturas

Abreviatura	Designação
ACC	Active Clearance Control
AGARD	Advisory Group for Aerospace Research and Development
AGB	Accessory Gearbox
APU	Auxiliary Power Unit
CDP	Compressor Discharge Pressure
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFM	Commercial Fan Moteur
CVT	Center Vent Tube
EGT	Exhaust Gas Temperature
GE	General Electrics
HDS	Horizontal Drive Shaft
HPC	High Pressure Compressor
HPT	High Pressure Turbine
HPTCC	High Pressure Turbine Clearance Control
IGB	Inlet Gearbox
IGV	Inlet Guide Vane
ISA	International Standard Atmosphere
LPC	Low Pressure Compressor
LPT	Low Pressure Turbine
MEC	Main Engine Control
NGV	Nozzle Guide Vane
OGMA	Oficinas Gerais de Material Aeronáutico
OGV	Outlet Guide Vane
PCI	Poder Calorífico Inferior
QEC	Quick Engine Change
RAE	Royal Aircraft Establishment
RDS	Radial Drive Shaft
SAE	Society of Automotive Engineers
SFC	Specific Fuel Consumption
SNECMA	Société Nationale d'Étude et de Construction de Moteurs d'Aviation
SOT	Stator Outlet Temperature
TAP	Transportes Aéreos Portugueses
TAT	Turn Around Time
TGB	Transfer Gearbox
TMA	Técnico de Manutenção de Aeronaves
TRF	Turbine Rear Frame
VBV	Variable Bleed Valve
VSV	Variable Stator Vane

Capítulo 1

Introdução

A *performance* de um reactor aeronáutico é o produto final vendido pelo fabricante e pode ser definida como o impulso ou a potência mecânica produzida para um determinado consumo de combustível, peso, emissões, diâmetro e custo. Todos estes parâmetros têm de ser assegurados, garantindo o funcionamento estável e seguro ao longo de todo o *flight envelope* em todas as condições estacionárias e transientes [31].

No desenvolvimento de novos reactores, os fabricantes desenvolvem análises de *performance* complexas, através de uma vasta quantidade de informação recolhida em ensaios experimentais de grande escala, que por sua vez é mantida em segredo absoluto, fora do alcance do público e dos próprios utilizadores.

Na perspectiva de aprofundar o conhecimento dos parâmetros de projecto da família de motores CFM56, e de desenvolver ferramentas de avaliação e previsão do seu desempenho, a TAP propôs que o autor inserisse esta dissertação no âmbito de um estágio curricular nas suas instalações, mais concretamente na oficina de motores e no banco de ensaio, com a finalidade de elaborar uma análise de *performance* especificamente ao *turbofan* CFM56-3.

Com este trabalho, a TAP pretende que, a longo prazo, seja desenvolvida uma ferramenta de simulação expedita que possibilite simular todo o sistema de propulsão, mantendo um nível de precisão satisfatório e uma necessidade de poder computacional acessível.

Isto permitirá que os processos multidisciplinares e as interações entre os componentes do reactor, actualmente visualizados apenas através de testes experimentais de grande escala com custos proibitivos, sejam facilmente observáveis.

Além disso, proporcionará à equipa de engenharia um forte auxílio na previsão dos efeitos de uma determinada reparação, tornando as ordens de trabalho assertivas economizando tempo e recursos em oficina.

Foi neste sentido que o autor iniciou o percurso desta dissertação através da obtenção de formação profissional nas instalações da TAP, de forma a aprofundar os seus conhecimentos em propulsão aeronáutica.

A formação consistiu em dois cursos intensivos de manutenção oficial, cada um deles com a duração de trinta horas, centrados na componente de *hardware* e de sistemas das séries do reator CF6-80.

Atendendo ao facto do CF6-80, tal como o CFM56-3, ter sido fabricado pela *General Electrics*, e portanto, manter a mesma filosofia de construção e as mesmas características gerais, o autor considera que a formação proporcionada pela TAP é parte fundamental desta dissertação no contexto em que potenciou um forte auxílio no estudo do seu protagonista – o CFM56-3. Além disso, o facto de o autor ter tido acesso privilegiado à oficina de motores e de ter mantido um contacto constante com a equipa de engenharia e com os TMAs, permitiu uma elevada compreensão dos aspectos construtivos e dos princípios de funcionamento de múltiplos reactores aeronáuticos.

Relativamente à análise de *performance*, o autor presenciou para este efeito inúmeros ensaios ao reator nas instalações do banco de ensaio da TAP, o que permitiu recolher vários dados experimentais relevantes ao trabalho a desenvolver.

No entanto, desde cedo se percebeu que não seria fácil construir um modelo termodinâmico de todo o sistema propulsivo, essencialmente porque o tipo de motor *turbofan* é particularmente difícil de analisar e impõe várias limitações para o qual o banco de ensaio não foi previsto. Um forte exemplo desta conjuntura revela-se na impraticabilidade de introduzir sondas não previstas pelo fabricante, e portanto, na impossibilidade de obter por via experimental vários parâmetros essenciais ao trabalho pretendido.

Pelo exposto, o autor contactou por escrito mais do que uma vez a *GE* e a *CFM International* com o intuito de obter alguma cortesia por parte destes fabricantes, no sentido de fornecerem informação crucial. Contudo, apesar da persistência e das garantias de confidencialidade, todas as tentativas revelaram-se infrutíferas.

Foi, inclusive, contactada pessoalmente a equipa de engenharia do banco de ensaio da *OGMA*, na perspectiva de colaboração e partilha de informação. Apesar desta se ter mostrado bastante prestável e de ter arriscado a angariação de informação junto de outro fabricante de reactores aeronáuticos, designadamente a *Rolls-Royce*, a resposta foi igualmente negativa.

Somente na fase final desta dissertação surgiu a oportunidade de analisar o ciclo termodinâmico completo do reactor, devido à valiosa angariação de dados do fabricante por parte da TAP.

Levando em consideração os aspectos mencionados, o autor não teve alternativa senão consciencializar-se que o ponto de partida desta dissertação seria o desenvolvimento de metodologias de cálculo que permitissem determinar os vários parâmetros de projecto completamente desconhecidos pela TAP, para mais tarde serem aplicados no desenvolvimento de um simulador de *performance* do CFM56-3.

É de realçar que a equipa de engenharia da oficina de motores mostrou um elevado interesse que esta análise de *performance* incidisse nestas perspectivas de trabalho e deu total liberdade ao autor para descortinar todo o tipo de informação inalcançável pela instrumentação do banco de ensaio.

Além disso, já no decorrer do estágio curricular e de forma a atalhar o produto final pretendido, a TAP decidiu adquirir o *software* GasTurb dedicado à simulação de *performance* de turbinas a gás, desenvolvido por um especialista nesta matéria.

Este *software* terá aplicação numa fase mais avançada do trabalho final, em que utilizará os diversos parâmetros do reactor para construir um modelo termodinâmico que simule a sua *performance*.

Em suma, após introduzido o contexto global no qual o autor se inseriu, apresenta-se de seguida a estrutura considerada para esta dissertação.

1.1 - Estrutura da Dissertação

Esta dissertação é dividida em oito capítulos, tendo este ponto o objectivo de introduzir o âmbito de cada um deles.

Capítulo 2 – Evolução da Propulsão Aeronáutica, tem como principal objectivo resumir historicamente o percurso evolutivo que conduziu à substituição dos motores alternativos pelas turbinas a gás na propulsão aeronáutica, bem como introduzir o conceito deste sistema e as principais características que o transformaram no estado da arte da aviação comercial da actualidade.

Capítulo 3 – Teoria Fundamental do Motor de Avião, surge no sentido em que pelo facto destes equipamentos serem governados pelas leis da mecânica e da termodinâmica, manifestou-se a necessidade de introduzir os conceitos que permitem avaliar a sua *performance*. Além disso, aborda o paradoxo existente entre a expressão do impulso e do rendimento propulsivo que conduziu ao aparecimento dos vários tipos de motores aeronáuticos, dando especial atenção ao *turbofan*.

Este capítulo irá também especificar o modelo do gás aplicado nas metodologias de cálculo desenvolvidas nesta dissertação.

Capítulo 4 – O Reactor CFM56-3, compreende o desenvolvimento e o estudo detalhado do protagonista desta dissertação, designadamente o reactor CFM56-3.

Este sistema propulsivo tem como principal característica a sua constituição modular, que será aqui amplamente estudada de forma a proporcionar um forte entendimento dos aspectos construtivos e dos princípios de funcionamento dos seus dezassete mini-módulos.

Capítulo 5 – Ensaio do Reactor, apresenta o *lay-out* e as características gerais de um dos principais locais de trabalho responsáveis pela possibilidade da realização do estágio do autor – as instalações do banco de ensaio da TAP.

Atendendo a que esta dissertação irá incidir fortemente na análise de dados experimentais, este capítulo irá dar igualmente atenção à apresentação dos dados recolhidos no ensaio dos reactores, bem como apresentar as limitações que foram necessárias considerar.

Capítulo 6 – Ciclo Termodinâmico do CFM56-3, tem a finalidade de determinar as variáveis do reactor em epígrafe que a TAP desconhece e não consegue captar com a instrumentação existente no banco de ensaio e que serão posteriormente fundamentais ao desenvolvimento de um modelo termodinâmico do CFM56-3. Para este efeito, serão desenvolvidas neste capítulo duas metodologias de cálculo que permitem a obtenção expedita de vários parâmetros termodinâmicos.

Além disso, serão especificadas todas as considerações tomadas no seu desenvolvimento analítico, bem como definidos os seus limites de aplicabilidade.

Posteriormente, este capítulo irá dedicar-se à apresentação e discussão de todos os resultados produzidos e desenvolver uma comparação com os dados de referência do fabricante.

Capítulo 7 – Simulação do CFM56-3, irá incidir na simulação do ciclo de referência do reactor beneficiando do *software* GasTurb, ao mesmo tempo que se especifica a configuração adoptada, bem como a origem dos parâmetros utilizados.

Consequentemente, todos os resultados alcançados serão aqui discutidos e comparados com os dados obtidos por via analítica e experimental.

Além disso, será apresentada neste capítulo a metodologia de trabalho indicada para completar o modelo termodinâmico ao nível de simulações *off-design*.

Capítulo 8 – Conclusão, sintetiza as conclusões e as conquistas desta dissertação, para além de fornecer uma lista de sugestões e recomendações de perspectivas de trabalho futuro.

Capítulo 2

Evolução da Propulsão Aeronáutica

Neste capítulo, será desenvolvida uma abordagem histórica relativamente à evolução tecnológica das turbinas a gás que revolucionou a aviação comercial, impulsionou a economia mundial e desenvolveu a relação entre nações.

2.1 - Introdução Histórica

O sonho do Homem de querer voar foi alcançado em Dezembro de 1903 pelos irmãos Wright, através da primeira aeronave motorizada controlável que conseguiu realizar o seu primeiro voo com sucesso e de forma sustentável.

Este êxito prosseguiu com a enorme evolução deste meio de transporte no período compreendido entre 1909 e 1940, em que as aeronaves eram impulsionadas através de um sistema de propulsão que utilizava hélices conduzidas por motores alternativos. Contudo, este sistema atingiu o seu limite de *performance* no fim da Segunda Guerra Mundial, tornando-se urgente a investigação de soluções inovadoras [19].

Uma hipótese seria a aplicação de turbinas a gás; no entanto, um Comité da *National Academy of Sciences* com muito prestígio nesta especialidade, constituído por, entre outros, Theodore von Kármán, C. F. Kettering, Lionel S. Marks e R. A. Millikan, contribuiu com a seguinte opinião relativamente à viabilidade da aplicação de turbinas a gás na propulsão aeronáutica [33]:

“In its present state, and even considering the improvements possible when adopting the higher temperatures proposed for the immediate future, the gas turbine could hardly be considered a feasible application to airplanes mainly because of the difficulty in complying with the stringent weight requirements imposed by aeronautics.

The present internal-combustion-engine equipment used in airplanes weights about 1.1 pounds per horsepower, and to approach such a figure with gas turbine seems beyond the realm of possibility with existing materials. The minimum weight for gas turbines even when taking advantage of higher temperatures appears to be approximately 13 to 15 pounds per horsepower.”

De uma forma geral, uma turbina a gás consiste num compressor acoplado a uma turbina e uma câmara de combustão entre estes dois componentes, tal como demonstrado na Figura 2.1.

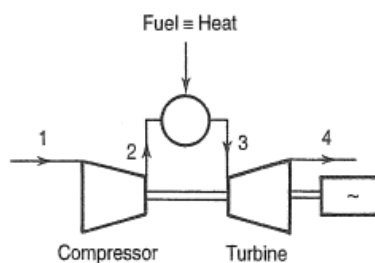


Figura 2.1 – Diagrama esquemático de uma turbina a gás [6]

O objectivo deste sistema é transformar o ar com pouca energia que entra pelo compressor, num gás com elevada pressão e temperatura, ou seja, com muita energia termodinâmica acumulada. Esta energia será por sua vez extraída na turbina e utilizada para diversas aplicações, nomeadamente para conduzir uma carga (alternador eléctrico, hélice propulsora de um navio, etc.) ou para produzir o impulso necessário para mover uma aeronave.

Este último caso é concretizável, através da introdução de uma tubeira à saída da turbina (Figura 2.2) para converter a energia que o gás ainda contém em energia cinética, ou seja, segundo a *Terceira Lei de Newton*, ao acelerar o fluido na sua descarga para a atmosfera, esta derivação do ciclo simples da turbina a gás produzirá impulso [19].

No que diz respeito ao trabalho extraído na turbina, foi consumido por via mecânica para conduzir o compressor.

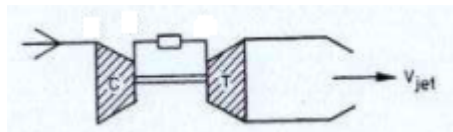


Figura 2.2 – Derivação do ciclo simples da turbina a gás para aplicar em propulsão aeronáutica [7]

No caso ideal, o funcionamento de uma turbina a gás, também denominada por gerador de gases, pode ser termodinamicamente definido através do *Ciclo de Brayton*, onde o fluido de trabalho é comprimido isentropicamente (processo 1-2), queimado a pressão constante no interior da câmara de combustão (processo 2-3), expandido isentropicamente através da turbina (processo 3-4) e finalmente arrefecido isobaricamente até ao estado inicial, tal como demonstra o diagrama *h-s* da Figura 2.3.

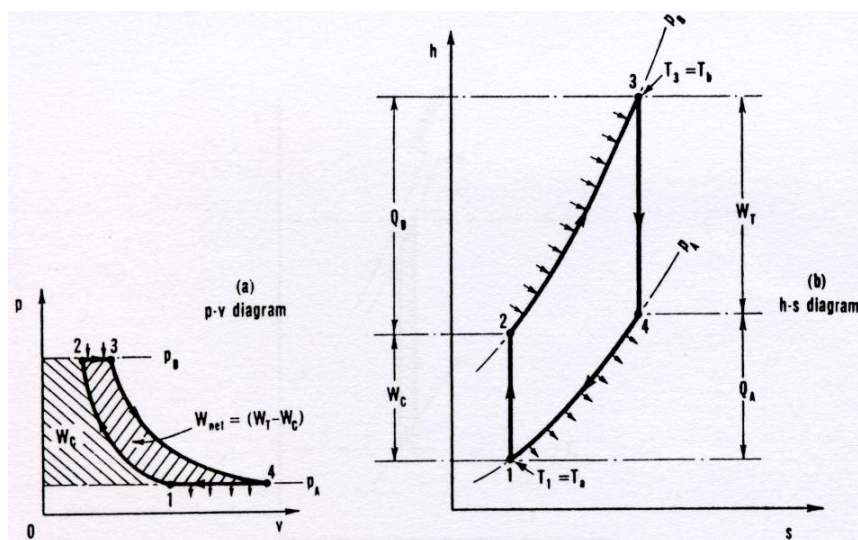


Figura 2.3 – Diagrama *P-V* e *h-s* do Ciclo Ideal de Brayton [10]

De modo a conseguir entender o porquê da opinião desfavorável relativamente à aplicação das turbinas a gás na propulsão aeronáutica, dada pelo prestigiado Comité supracitado, será aqui desenvolvido apenas um breve resumo à análise do *Ciclo Ideal de Brayton*. No entanto, poderão ser encontradas análises mais aprofundadas em várias referências sobre termodinâmica aplicada à engenharia, como por exemplo [23] e [10].

Para este efeito, se for aplicada a equação da energia no estado estacionário a cada um dos componentes, obter-se-ão as respectivas transferências de trabalho e calor por unidade de massa:

$$w_C = w_{12} = -(h_2 - h_1) = -c_p(T_2 - T_1) \quad (2.1)$$

$$q_b = q_{23} = (h_3 - h_2) = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.2)$$

$$w_T = w_{34} = (h_3 - h_4) = c_p(T_3 - T_4) \quad (2.3)$$

Um indicador básico que descreve o ciclo e a sua perfeição termodinâmica é o seu rendimento, dado por:

$$\eta = \frac{\text{trabalho líquido produzido}}{\text{calor fornecido}} = \frac{c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (2.4)$$

Fazendo uso da relação isentrópica P – T:

$$T_2/T_1 = r^{(\gamma-1)/\gamma} = T_3/T_4 \quad (2.5)$$

onde r é a razão de pressões $P_2/P_1 = r = P_3/P_4$. Dito isto, a expressão do rendimento do ciclo é prontamente dada por:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{(1-\gamma)/\gamma} \quad (2.6)$$

Outro indicador de grande relevância é o trabalho por unidade de massa produzido pelo sistema, ou seja, é o parâmetro que permite comparar a energia produzida por unidades de igual dimensão e é dado pela diferença entre o trabalho produzido pela turbina (w_T) e aquele que é consumido pelo compressor (w_C).

$$w = w_T - w_C = c_p(T_3 - T_4) - c_p(T_2 - T_1) \quad (2.7)$$

É lógico que w_T tem de ser superior a w_C e que quanto maior for esta diferença, maior será a energia disponível para conduzir uma carga ou para acelerar um jacto de fluido para produzir impulso.

Esta grandeza pode ser igualmente expressa de forma adimensional por:

$$\frac{w}{c_p T_1} = t \left(1 - \frac{1}{r^{(\gamma-1)/\gamma}} \right) - (r^{(\gamma-1)/\gamma} - 1) \quad (2.8)$$

onde $t = T_3/T_1$ é muitas vezes denominado pelo ‘limite metalúrgico do material’, visto que T_1 é normalmente a temperatura atmosférica [6].

Tal como já foi dito anteriormente, num ciclo simples de turbina a gás, para se produzir uma expansão através da turbina, tem de existir uma razão de pressões que é fornecida pelo compressor. Caso não existisse qualquer perda de energia em nenhum dos componentes do ciclo e a compressão do fluido de trabalho fosse directamente expandida na turbina sem passar pela câmara de combustão, a potência produzida seria exactamente igual à potência absorvida pelo compressor. Assim sendo, caso estes dois componentes estivessem rigidamente acoplados, esta combinação iria apenas promover a sua própria rotação. No entanto, como o objectivo é fazer com que a turbina produza potência excedente para fornecer a uma determinada aplicação, introduzimos energia no fluido através da câmara de combustão.

Na prática, o que foi aqui referido não passa de uma *termotopia*, pois existem sempre irreversibilidades inerentes a qualquer processo termodinâmico real, ou seja, ocorrem sempre perdas de energia no compressor que aumentam a sua potência absorvida e perdas de energia na turbina que diminuem a potência produzida. Dito isto, é indispensável a adição de algum combustível para vencer as perdas de energia, caso contrário o sistema não é auto-sustentável.

Esta parcela de combustível que é introduzida para vencer as perdas de energia, não produz trabalho útil; logo, as irreversibilidades dos componentes apenas contribuem para baixar o rendimento da máquina. A adição de mais combustível irá produzir trabalho útil, contudo, para um determinado caudal de ar, existe um limite de combustível (e consequentemente de trabalho útil) que pode ser fornecido. Esta razão de combustível-ar máxima é função da temperatura de funcionamento das pás da turbina que estão altamente tensionadas devido à força centrífuga, sendo este um valor crítico que não pode ser

ultrapassado. Este valor depende da resistência dos materiais usados na construção da turbina e do tempo útil de vida exigido.

Estes dois factores são portanto os principais parâmetros que afectam a *performance* das turbinas a gás: os rendimentos dos componentes e a temperatura limite de funcionamento da turbina que, quanto maior forem, melhor será a *performance* global da instalação.

Foram precisamente os baixos rendimentos e os materiais muito fracos que provocaram uma série de fracassos nas primeiras tentativas de construir motores com turbinas a gás [6], dando assim razão ao Comité da *National Academy of Sciences*.

Por exemplo, em 1904 dois engenheiros franceses, nomeadamente *Armengaud* e *Lemâle*, construíram um dos primeiros motores com turbinas a gás. No entanto, esse mesmo motor, com um rendimento global estimado entre os 2-3% e com uma temperatura máxima de cerca de 740 K, fazia pouco mais do que rodar-se a si mesmo com uma potência útil praticamente nula [6, 12].

Esta e outras tentativas fracassadas podem ser facilmente compreendidas e justificadas através da Figura 2.4 onde se apresentam os gráficos das expressões previamente analisadas para o *Ciclo Ideal de Brayton*, mais concretamente a expressão do seu rendimento (2.6) e do trabalho útil na forma adimensional (2.8). Tal como é possível constatar, o rendimento é função apenas da razão de pressões e da natureza do fluido de trabalho ($\gamma_{ar} = 1,4$), e o trabalho útil, para além destas duas variáveis, depende também do limite metalúrgico t , e portanto, da temperatura de entrada na turbina.

É evidente pela Figura 2.4 que ao serem aplicadas razões de pressão e limites metalúrgicos muito baixos, tanto o rendimento como o trabalho útil seriam francamente reduzidos. No entanto, também é evidente que estas vicissitudes podem ser fortemente contrariadas, visto estarem, ao contrário dos motores alternativos, muito distantes do seu limite de *performance* e com margens de crescimento dos seus principais indicadores de desempenho muito atractivas.

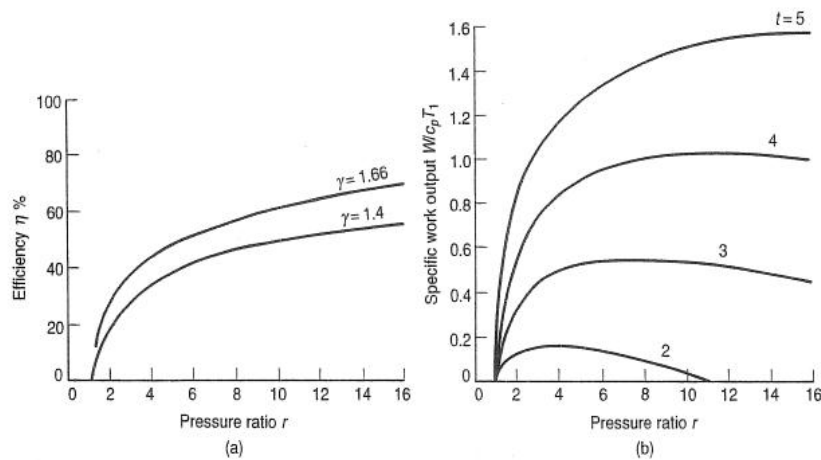


Figura 2.4 – Rendimento (a) e Trabalho específico produzido (b) – Ciclo ideal [6]

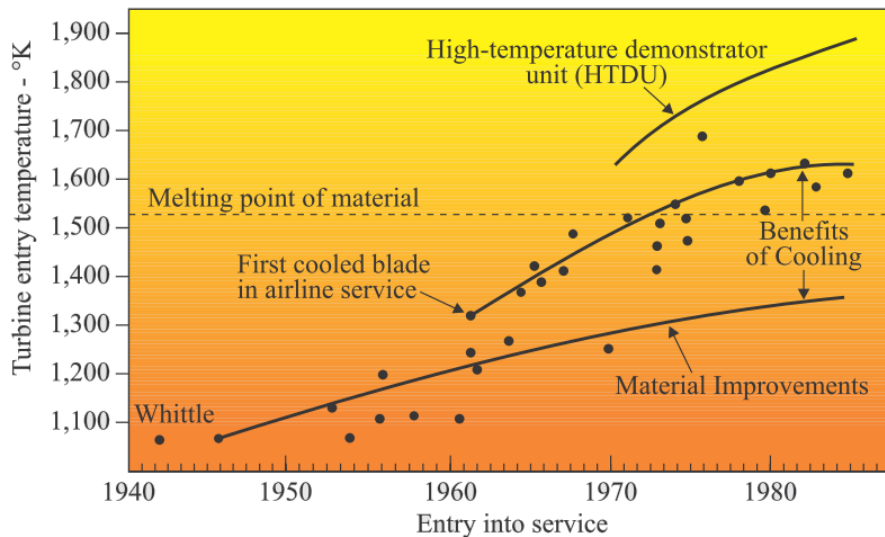


Figura 2.5 – Evolução histórica da temperatura de entrada na turbina com base em informação da *Rolls-Royce* [8]

Para este efeito, para que o potencial destes motores aumentasse substancialmente, bastou esperar que a evolução na ciência da aerodinâmica fosse aplicada à dificuldade de obter no compressor elevadas razões de pressão de forma eficiente, bem como esperar que a evolução na ciência dos materiais permitisse aumentar a temperatura de entrada na turbina, Figura 2.5 [6].

Foi precisamente devido a esta visão e à insistência na tecnologia das turbinas a gás que, no início de 1940 e praticamente em simultâneo, foi inventado o motor a jacto em dois

lugares distintos da Europa, nomeadamente em Inglaterra por Sir Frank Whittle e na Alemanha por Hans von Ohain [19], sendo assim contrariada a opinião formalizada pelos especialistas da *National Academy of Sciences*. Essa invenção transformou-se, sem sombra de dúvidas, no maior impacto que a propulsão aeronáutica sofreu até hoje e que mereceu a seguinte reflexão de Sir Frank Whittle, relativamente à opinião do Comité da *National Academy of Sciences* [32]:

“Good thing I was too stupid to know this!”

Após esta data memorável, as turbinas a gás substituíram completamente os motores alternativos na aviação (excepto nas pequenas aeronaves de baixa potência), não só devido às razões de potência/peso muito superiores, mas também aos vários aspectos benéficos que a sua *performance* adquire com a velocidade de avanço da aeronave e com a altitude de voo [6].

Inicialmente, o motor a jacto foi desenvolvido somente para uso militar. No entanto, a grande evolução tecnológica das turbinas a gás fez com que no início de 1950 surgisse a primeira aeronave civil e que este tipo de motor fosse considerado até à actualidade o motor de eleição na propulsão aeronáutica civil e militar.

Como se não bastasse, em 1991, a *U.S. National Academy of Engineering* considerou Sir Frank Whittle e Hans von Ohain os inventores independentes do motor a jacto, galardoando-os com o prestigiado prémio *Charles Stark Draper* e elogiando-os pelo seu trabalho:

”Their work, the turbojet engine, was completed too late to affect the outcome of the war, but it arrived in time to revolutionize the postwar world of transportation, medicine, and defense. Their work has revolutionized the world’s transportation system, thus boosting the world’s economy and improving the relationship between nations.”

No sector da aviação comercial, onde se incide este trabalho, o *boom* mundial do transporte aéreo criou um mercado com uma necessidade crescente de aeronaves de grande porte com o objectivo de transportar mais passageiros e mais carga. Surgiu portanto a necessidade de um motor com elevada capacidade de propulsão mas com baixos consumos de combustível e manutenção reduzida [19].

Foi neste sentido que apareceu uma variação moderna e inovadora do ciclo simples da turbina a gás, denominada por *turbofan*, sendo inicialmente concebida para melhorar o rendimento propulsivo (ponto 3.1.2) do motor de propulsão através da redução da velocidade média do seu jacto. Este tipo de motor é particularmente adequado para elevadas velocidades subsónicas e consiste basicamente na adição de uma *fan* ao motor a jacto simples, de forma a que uma parcela do caudal de ar total (caudal *bypass*) contorne o *core* do motor antes de ser expelido através de uma tubeira de escape (Figura 2.6).

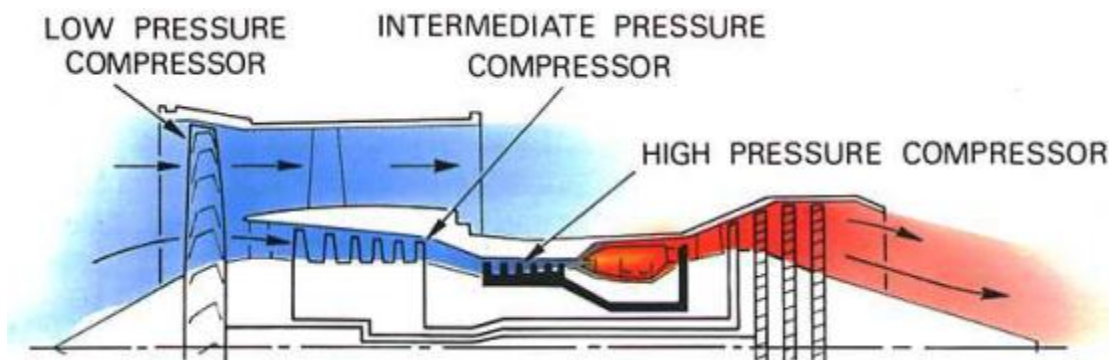


Figura 2.6 – Esquema simplificado de um motor Turbofan [27]

Logo se percebeu que o *turbofan*, por ter velocidades de jacto reduzidas, comparativamente a outros tipos de motor, originava níveis de ruído mais baixos, o que significou um importante factor de distinção quando entrou em circulação um vasto número de aeronaves comerciais.

O motor *turbofan* será estudado com mais detalhe no Capítulo 4, sendo por agora apresentado nas Figuras 2.7 e 2.8 o motor que será o protagonista deste trabalho – *CFM56-3*.

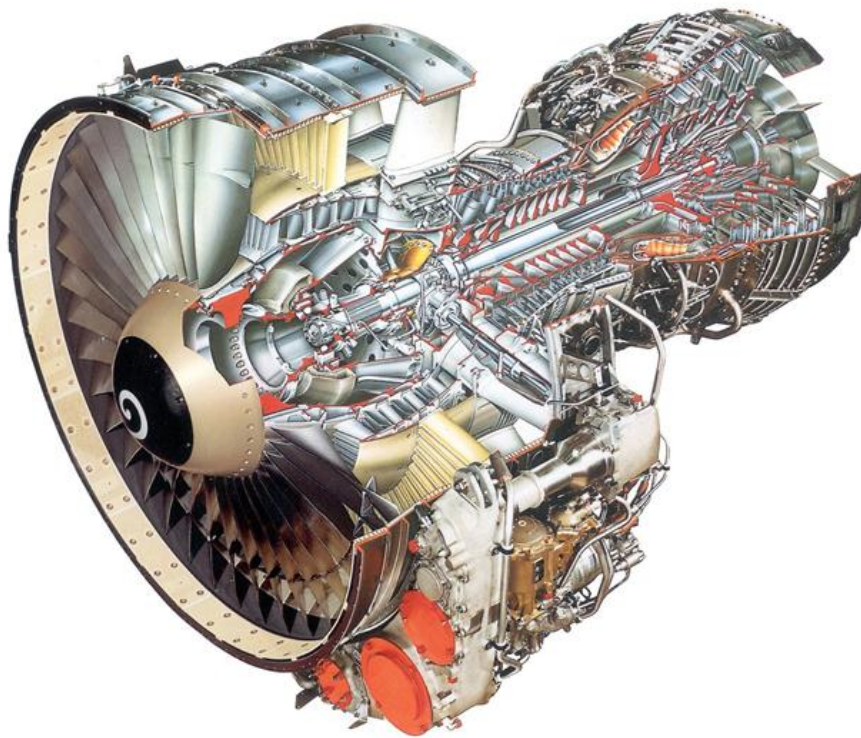


Figura 2.7 – Turbofan CFM56-3[30]

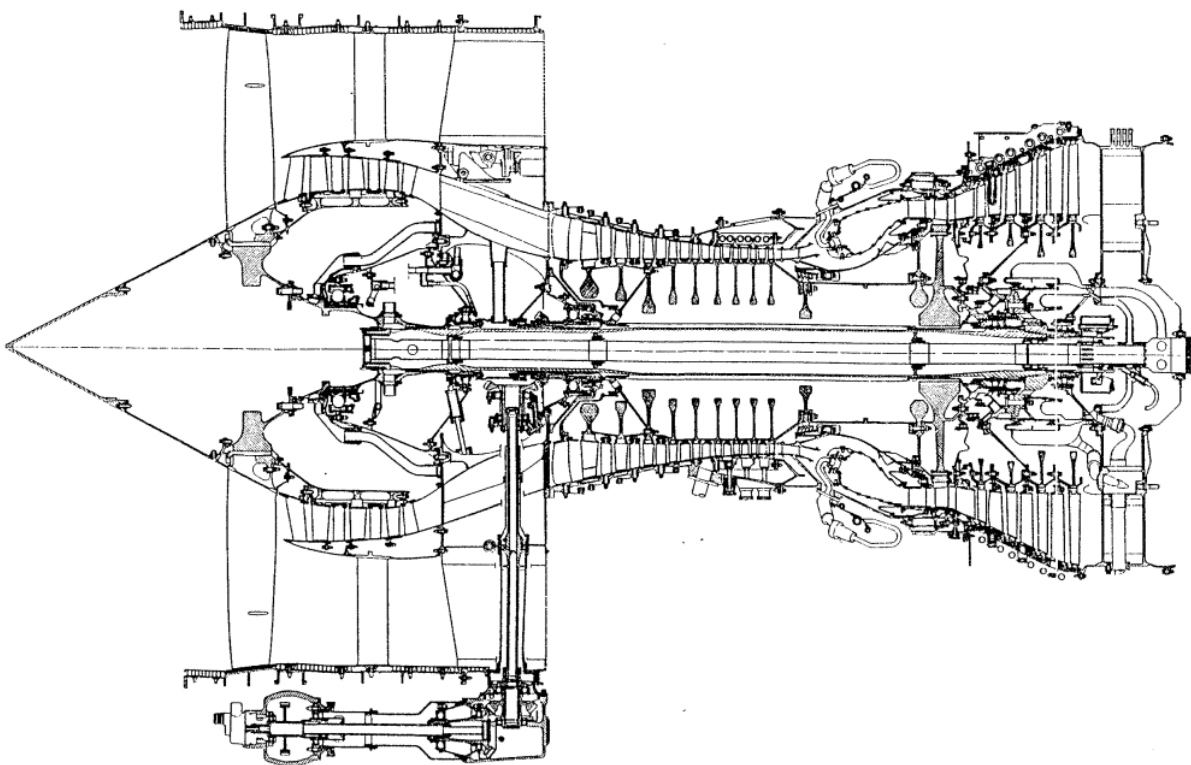


Figura 2.8 – Desenho de definição do CFM56-3 [18]

Capítulo 3

Teoria Fundamental do Motor de Avião

Como sabemos, o funcionamento dos motores a turbinas a gás é governado pelas leis da mecânica e da termodinâmica. Assim sendo, é fundamental introduzir os conceitos que nos permitem avaliar e descrever o comportamento e o desempenho deste tipo de engenhos propulsivos, tais como o impulso, rendimento e consumo específico.

3.1 - Critérios Gerais de *Performance*

3.1.1 - Impulso

Tal como já foi introduzido, as turbinas a gás para aplicação em propulsão aeronáutica diferem principalmente das que são usadas para fornecer potência ao veio no aspecto que a potência útil é produzida sob forma de impulso [6].

Na verdade, o impulso é a razão óbvia para a existência destes motores e não passa de uma simples consequência das *Leis de Newton* que será considerada aqui de forma resumida. Caso se pretenda uma análise mais aprofundada relativamente à criação de impulso, o leitor poderá consultar, por exemplo, a referência [11].

Se se considerar o diagrama esquemático da Figura 3.1 é possível constatar que o ar é admitido pelo motor com uma velocidade C_a igualmente oposta à velocidade de avanço da aeronave. Ao passar pelo motor, o fluxo de ar é acelerado e é expelido através de um jacto com uma velocidade superior C_j [6].

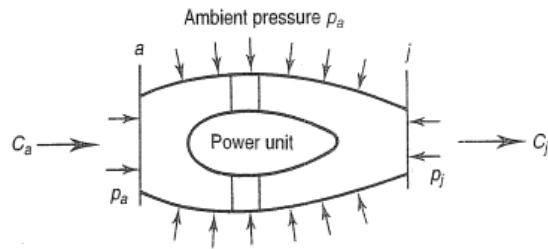


Figura 3.1 – Unidade Propulsiva

Sabendo isto, e considerando que o caudal mássico \dot{m} que atravessa o motor é constante, ou seja, que o caudal de combustível é desprezável pelo facto de ser duas ordens de grandeza inferior ao do ar [7], o impulso líquido F criado devido à variação da quantidade de movimento é dado por [6]:

$$F = \dot{m}(C_j - C_a) \quad (3.1)$$

onde $\dot{m}C_j$ é chamado o impulso bruto e $\dot{m}C_a$ a força de arrasto da admissão.

Quando os gases de escape não são completamente expandidos na tubeira até à pressão atmosférica P_a , a pressão P_j no plano de saída será superior a P_a e haverá portanto um impulso adicional exercido na área de saída do jacto A_j [6]:

$$F = \dot{m}(C_j - C_a) + A_j(P_j - P_a) \quad (3.2)$$

Esta força de impulso é portanto aquela que é usada para sustentar um voo (*Impulso = Arrasto*), para acelerá-lo (*Impulso > Arrasto*) ou para desacelerá-lo (*Impulso < Arrasto*) [17].

Assumindo que nesta análise a expansão na tubeira é feita até à pressão atmosférica e que a equação aplicável é a 3.1, é facilmente concluído que o impulso necessário para conduzir uma determinada aeronave pode ser obtido através de um motor que produza ou pequenos caudais com jactos de elevada velocidade ou grandes caudais com jactos de velocidade reduzida. A combinação destas duas variáveis que origina a solução mais eficiente é abordada e analisada qualitativamente no ponto que se segue (ponto 3.1.2).

3.1.2 - Rendimento propulsivo, térmico e global

O aumento de velocidade que o escoamento sofre entre a entrada e a saída do motor envolve um aumento de energia cinética. É possível determinar este aumento de energia cinética introduzido por unidade de tempo através da seguinte expressão:

$$\Delta \dot{E}_c = \frac{1}{2} \dot{m} (C_j^2 - C_a^2) \quad (3.3)$$

Relativamente à potência associada à propulsão da aeronave, pode ser determinada através do produto entre a velocidade de voo e o impulso líquido, ou seja:

$$\dot{P}_a = C_a \times F = C_a [\dot{m} (C_j - C_a)] \quad (3.4)$$

Dito isto, o rendimento propulsivo compara precisamente a potência entregue ao avião com o aumento de energia cinética por unidade de tempo que o escoamento sofre ao atravessar o motor:

$$\eta_P = \frac{\dot{P}_a}{\Delta \dot{E}_c} = \frac{C_a [\dot{m} (C_j - C_a)]}{\frac{1}{2} \dot{m} (C_j^2 - C_a^2)} \quad (3.5)$$

Simplificando, obtém-se a equação conhecida como a *Equação de Froude*:

$$\eta_P = \frac{2C_a}{C_a + C_j} \quad (3.6)$$

Esta expressão permite concluir que, se a velocidade do jacto for aproximadamente igual à velocidade de avanço da aeronave, a energia cinética do jacto é aproveitada de forma muito eficiente e o rendimento propulsivo irá tender para 100%. Por outro lado, como o impulso líquido é dado por $\dot{m}(C_j - C_a)$, este parâmetro irá infelizmente tender para zero, caso estas velocidades se aproximem [7]. Este paradoxo é a principal razão pelo desenvolvimento da família de várias unidades de propulsão diferentes, identificadas na Figura 3.2 [6].

No caso dos motores com aplicação em aeronaves civis, é extremamente importante que o consumo de combustível seja reduzido, ou seja, que o rendimento propulsivo seja elevado; para aeronaves militares, o requisito principal será uma unidade compacta com um elevado impulso, tolerando-se um rendimento propulsivo mais baixo [7].

É neste sentido que os motores do tipo turboprop para aplicação civil são projectados de forma a obter elevadas razões *bypass*, ou seja, na combinação possível que foi referida no ponto 3.1.1 entre o caudal mássico de ar e a velocidade do jacto para obter um determinado impulso, opta-se por caudais muito elevados com baixas velocidades de escape.

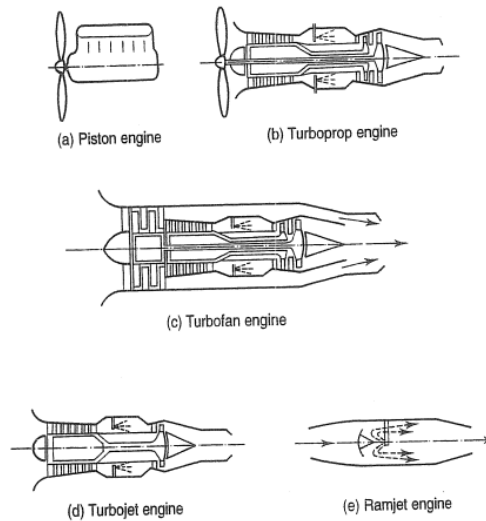


Figura 3.2 – Tipos de motores de propulsão

Como o rendimento propulsivo é uma medida da eficiência com que a unidade propulsiva está a ser utilizada em propulsionar a aeronave e não uma medida da eficiência da conservação da energia, é necessário definir outro parâmetro, designado por rendimento térmico, que relaciona a variação da energia cinética do escoamento ao atravessar o motor e a energia introduzida na queima do combustível:

$$\eta_{th} = \frac{\Delta \dot{E}_c}{\dot{m}_f PCI} \quad (3.7)$$

Relativamente ao rendimento global, é definido pelo quociente entre a potência útil utilizada para vencer o arrasto e a potência térmica fornecida pelo combustível:

$$\eta_o = \frac{C_a \times F}{\dot{m}_f PCI} = \eta_P \times \eta_{th} \quad (3.8)$$

3.1.3 - Consumo Específico de Combustível – SFC

Apesar de ter sido definida a expressão para quantificar o rendimento global do motor (3.8), este parâmetro não consegue fornecer uma medida precisa da sua eficiência, uma vez

que (1) o conceito de impulso torna-se ambíguo para aplicações onde o motor está altamente integrado na fuselagem e (2) o poder calorífico não é necessariamente uma medida apropriada para indicar a energia disponível no combustível, isto porque a energia libertada assume que a combustão é feita em condições *standard* [9].

Deste modo, este conceito ambíguo de rendimento é descartado em virtude do conceito de *consumo específico de combustível* (SFC) que, para motores aeronáuticos, é normalmente definido como o consumo de combustível por unidade de impulso ou, de outra forma, o consumo de combustível necessário para fornecer um determinado impulso líquido durante um determinado tempo:

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{F} \quad (3.9)$$

3.2 - Modelo do Gás

Nesta análise, é assumido que os fluidos de trabalho, ou seja, o ar e os produtos da combustão, são modelados como gases perfeitos no seu equilíbrio termodinâmico. No entanto, sabemos que na realidade, a entalpia e o calor específico do ar a pressão constante (c_p) variam com a temperatura; o mesmo se verifica com os produtos de combustão quando variamos a sua temperatura ou a sua razão combustível-ar.

Assim sendo, é essencial que estas propriedades sejam modeladas de forma cuidada e que as simplificações sejam bem entendidas. Dito isto, ao longo desta análise assume-se que o calor específico dos gases a pressão constante e que o seu índice adiabático se mantêm constantes e que tomam os seguintes valores *standard* [31]:

- Propriedades do Ar: $c_{p_a} = 1005 \text{ J/kgK}$, $\gamma_a = 1,4$
- Propriedades dos Produtos de Combustão: $c_{p_g} = 1150 \text{ J/kgK}$, $\gamma_g = 1,333$

Caso se pretenda uma modelação mais rigorosa dos fluidos de trabalho, bem como conhecer impactos inerentes à sua simplificação, o leitor poderá consultar a referência [31].

3.3 - Escoamento Compressível

Como se sabe, no interior de um reactor o escoamento do fluido de trabalho comporta-se de forma compressível. Deste modo, para além das considerações tomadas no ponto 3.2, é necessário saber como descrever completamente a sua condição e fixar assim o seu estado termodinâmico quando este se encontra em movimento.

Em qualquer ponto de um determinado escoamento compressível, o estado termodinâmico do gás é fixado através da especificação da sua velocidade nesse ponto, bem como de outras duas propriedades termodinâmicas intensivas, tal como a pressão e a temperatura. No entanto, como especificar a velocidade directamente não é por vezes a forma mais conveniente de descrever o escoamento unidimensional, serão aplicadas propriedades que dependam da própria velocidade, nomeadamente a temperatura de estagnação, pressão de estagnação e eventualmente o *Número de Mach* [21].

A introdução destes conceitos pode ser iniciada pela *entalpia de estagnação* (ou *entalpia total*) que, por sua vez é definida como a entalpia obtida quando um escoamento estacionário é trazido ao repouso sem qualquer transferência de calor e trabalho. Ao aplicar a *Primeira Lei da Termodinâmica*, obtém-se a sua expressão:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad (3.10)$$

Como o fluido de trabalho é calorificamente perfeito (i.e. calor específico constante), a expressão anterior pode ser manipulada de forma a originar a *temperatura de estagnação* (ou *total*):

$$T_0 = T + \frac{c^2}{2c_p} \quad (3.11)$$

Por outro lado, a *pressão de estagnação* (ou *total*) é definida como a pressão atingida quando um escoamento estacionário é trazido ao repouso de forma adiabática e reversível, ou seja, isentropicamente. Ao aplicar a relação isentrópica P – T, a pressão total é dada por:

$$P_0 = P \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.12)$$

Relativamente ao *Número de Mach*, é definido como a relação entre a velocidade do escoamento e a velocidade do som e, no caso do gás ser perfeito, pode ser dado através da seguinte expressão:

$$M = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (3.13)$$

Todos estes parâmetros serão importantes posteriormente na análise do ciclo termodinâmico do reactor.

3.4 - Rendimento dos Componentes do Motor

Da mesma forma como foram apresentados os métodos para estimar a eficiência dos motores no ponto 3.1.2, é igualmente importante definir como proceder para avaliar o rendimento dos seus componentes principais, ou seja, do compressor e da turbina. Para este efeito, serão aqui introduzidos os conceitos de rendimento isentrópico e politrópico.

3.4.1 - Rendimento isentrópico

O rendimento de qualquer máquina, cuja finalidade é a absorção ou a produção de trabalho, é normalmente expresso através da razão entre a transferência de trabalho efectiva e a ideal. No caso das turbomáquinas, como são equipamentos essencialmente adiabáticos, o processo ideal é denominado por isentrópico, ou seja, adiabático e reversível [6].

Ao fazer uso das propriedades de estagnação de forma a contabilizar qualquer variação de energia cinética entre a entrada e a saída dos componentes, obtém-se para o compressor:

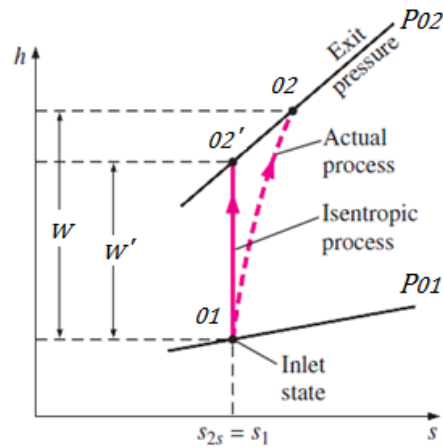


Figura 3.3 – Diagrama h - s com o processo real e o ideal de um compressor [5]

$$\eta_c = \frac{\text{trabalho ideal utilizado na compressão}}{\text{trabalho efectivamente utilizado na compressão}} = \frac{w_i}{w} = \frac{\Delta h'_0}{\Delta h_0} = \frac{T'_{02} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (3.14)$$

De forma similar, tem-se para a turbina:

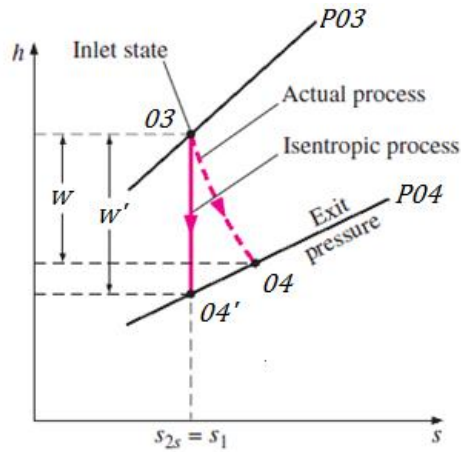


Figura 3.4 - Diagrama h - s com o processo real e o ideal de uma turbina [5]

$$\eta_T = \frac{\text{trabalho efectivamente produzido na expansão}}{\text{trabalho ideal produzido na expansão}} = \frac{w}{w'} = \frac{\Delta h_0}{\Delta h'_0} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T'_{04}} \quad (3.15)$$

3.4.2 - Rendimento politrónico

Quando procedemos ao cálculo do ciclo termodinâmico para várias razões de pressão, é incorrecto considerar que o rendimento isentrópico dos componentes se mantém constante. Na verdade, sucede que o rendimento isentrópico do compressor tende a diminuir e o da turbina a aumentar à medida que se aumenta a razão de pressão para o qual a equipamento foi dimensionado.

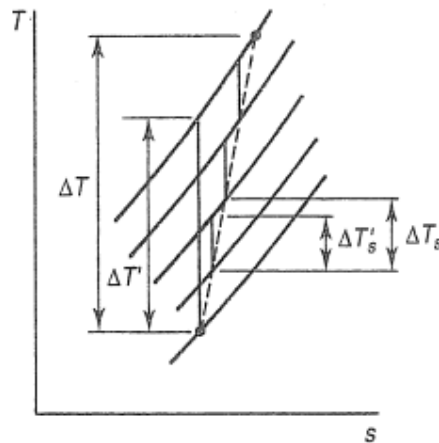


Figura 3.5 – Rendimento Politrónico [6]

Se se considerar um compressor axial com um determinado número de andares de igual *design*, e portanto de igual rendimento isentrópico, é possível concluir, através da Figura 3.5, que devido ao aumento da distância vertical entre duas linhas isobáricas à medida que a entropia aumenta:

$$\sum \Delta T'_s > \Delta T' \quad (3.16)$$

ou seja, o rendimento isentrópico do compressor é menor do que o rendimento isentrópico de um único andar ($\eta_c < \eta_s$) e esta diferença aumentará com o número de andares, ou seja, com a razão de pressão.

Uma explicação física para este fenómeno é que o aumento de temperatura num andar causado pela fricção, resulta em mais trabalho que será necessário introduzir no andar que se segue. Este efeito, denominado por *efeito de pré-aquecimento*, acontece de forma similar na turbina, no entanto, aqui a fricção irá resultar num *re-aquecimento*, visto que a energia será parcialmente recuperada no andar seguinte ($\eta_T > \eta_S$).

Estas considerações levaram ao conceito de rendimento politrópico, definido como o rendimento isentrópico de um andar elementar, de tal forma que é constante ao longo de todo o processo.

Dito isto, no caso do compressor é possível escrever:

$$\eta_{\infty C} = \frac{dT'}{dT} = \text{constante} \quad (3.17)$$

Ao simplificar-se esta expressão e integrar-se entre o ponto de entrada e o de saída do compressor, obtém-se:

$$\eta_{\infty C} = \frac{\ln(P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma}}{\ln(T_2/T_1)} \quad (3.18)$$

De forma idêntica, o rendimento politrópico da turbina é dado por:

$$\eta_{\infty T} = \frac{\ln(T_4/T_3)}{\ln(P_4/P_3)^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (3.19)$$

É importante referir que o rendimento isentrópico e o politrópico apresentam a mesma informação em diferentes formas e que quando o objectivo é proceder a cálculos para várias razões de pressão é correcto usar rendimento politrópico e considerar que se mantém constante [6]. Isto porque este conceito representa o nível a que se encontra a tecnologia e não o comportamento de um determinado componente [22].

Capítulo 4

Caso de Estudo – Reactor CFM56-3

Na medida em que a presente dissertação tem como principal finalidade desenvolver uma análise de *performance* a um motor aeronáutico, é imprescindível a existência de um capítulo dedicado ao estudo e à compreensão do protagonista, mais concretamente ao reactor CFM56-3.

Este capítulo não é, na sua maioria, concebido pelo autor. É baseado e segue o conteúdo da referência [18], reflectindo um trabalho de síntese complexo e apurado. Esta clarificação vem no sentido de evitar a referenciação continuada do documento base ao longo do capítulo, tornando-a assim desnecessária.

4.1 - Introdução ao Reactor

Este reactor é um turbofan de tecnologia avançada, concebido na segunda metade dos anos 70 e certificado em Janeiro de 1984 para ser incorporado especificamente em aviões *Boeing 737*. Foi fabricado pela CFM *International* que é, por sua vez, uma empresa autónoma constituída em partes iguais pela GE *Aircraft Engines*, dos Estados Unidos da América, e pela SNECMA, de França.

É um motor com *bypass* elevado (5 para 1), dois veios, fluxo axial e existe em várias versões com diversos impulsos disponíveis, o que permite a sua instalação em todos os modelos de *Boeing 737*, à excepção do *Boeing 737-200*. A Tabela 4.1 apresenta as opções possíveis, por ordem cronológica de entrada em serviço [18]:

Tabela 4.1 – Opções possíveis do CFM56-3

VERSÃO	IMPULSO (LB)	MODELO B737
CFM56-3-B1	20000	B737-300 e B737-500
CFM56-3 B-2	22000	B737-300 e B737-500
CFM56-3 C-1	23500	B737-400
CFM56-3 B-1 Derated	18500	B737-500

A versão utilizada na frota TAP é o CFM56-3B-2 com 22000 lb de impulso, no entanto, são ensaiadas no banco de ensaio esta e outras versões dos motores dos clientes da TAP Manutenção e Engenharia.

Todas as versões do CFM56-3 têm as mesmas características gerais. Deste modo, os vários impulsos são obtidos a partir da versão de 23500 lb por sucessivos *Derates* (desdobramentos) do impulso do reactor.

Como introdução prévia ao estudo do motor, e para fornecer desde já alguma nomenclatura necessária, faz-se de seguida uma descrição sumária da sua composição. A descrição será feita numa base funcional, com vista a dar uma perspectiva geral de como o reactor funciona.

A turbina de alta pressão (HPT), de andar único, movimenta o compressor de alta pressão (HPC), com 9 andares, formando-se assim o rotor de alta pressão que roda à velocidade N2. Por outro lado, a turbina de baixa pressão (LPT), com 4 andares, movimenta a *fan* de andar único e o compressor de baixa pressão (*Booster*), com 3 andares, formando-se assim o rotor de baixa pressão que roda à velocidade N1.

Como acontece em todos os reactores, existe ainda o respectivo andar estático por cada andar rotativo.

A câmara de combustão é anular e bastante curta, sendo alimentada por 20 injectores de combustível. Devido à queima de combustível no seu interior, a câmara fornece energia ao ar de descarga do HPC. Por aumento de temperatura, os gases da combustão aumentam o seu volume e conseqüentemente de velocidade, indo movimentar ambas as turbinas.

O conjunto do HPC, câmara de combustão e HPT constitui o pacote de alta pressão do reator, também designado por gerador de gás, e denominado na nomenclatura da GE por *Core* (núcleo).

O caudal de ar nos compressores é controlado por 12 válvulas de *bleed* (*Variable Bleed Valves* – VBV), as quais estão localizadas circunferencialmente na estrutura da *fan*, entre o *booster* e o HPC, e por 4 estatores variáveis (*Variable Stator Vanes* – VSV), situados nos primeiros 4 andares estáticos do HPC. Destes 4 andares de estatores variáveis, o primeiro designa-se por IGVs (*Inlet Guide Vanes*). Restam portanto 5 andares de estatores fixos, em que o último, denominado por OGVs (*Outlet Guide Vanes*), está localizado à entrada da câmara de combustão e tem a finalidade de orientar o ar à saída do HPC, de modo a que este entre axialmente.

Um sistema de 3 caixas de engrenagens (IGB, TGB e AGB) e veios de transmissão transmite movimento entre o rotor de alta pressão e os acessórios do reator e do avião que estão instalados na caixa de acessórios (AGB).

Tudo aquilo aqui resumido é apresentado na Figura 4.1.

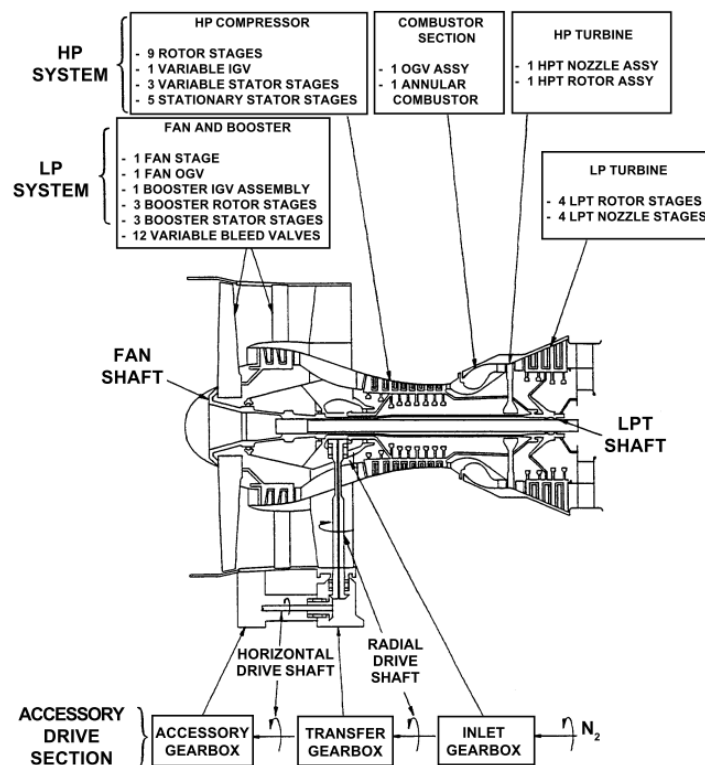


Figura 4.1 – Constituição geral do CFM56-3

O CFM56-3 é um reactor muito compacto e de concepção simplificada, em relação aos reactores da geração do CF6 que em grande parte lhe serviram de base, e beneficia da larga experiência adquirida ao longo dos anos pela GE e pela SNECMA. O pequeno comprimento (2,833 m) do CFM56-3 confere-lhe uma grande rigidez, tendo sido necessário incorporar no reactor apenas 2 estruturas principais (*Frames*):

- *Frame* da fan, à frente
- *Frame* da Turbina (TRF – *Turbine Rear Frame*), atrás.

Uma *frame* é uma estrutura robusta que suporta os rolamentos, os quais por seu turno suportam os rotores. É por estas duas *frames* que o reactor é suspenso no mastro da aeronave pelas chamadas *suspensões do reactor* e que os esforços do reactor são descarregados dos rolamentos para o avião (Figura 4.2).

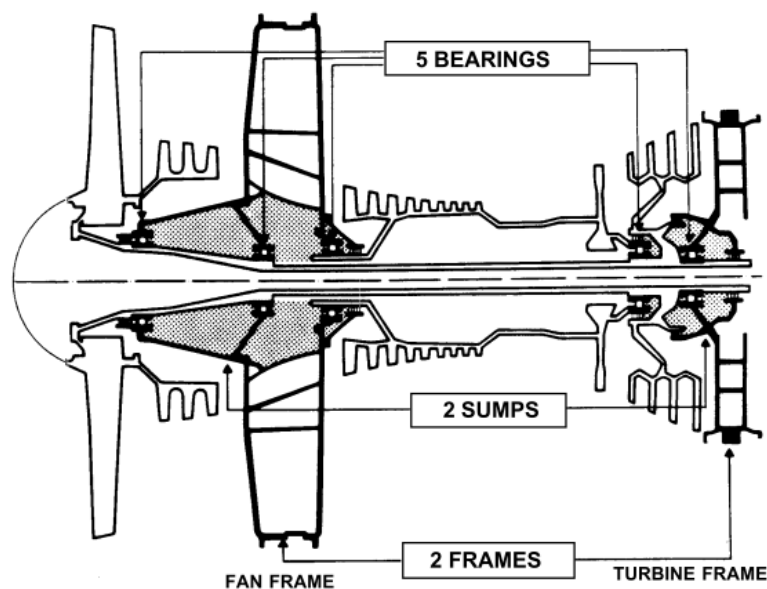


Figura 4.2 – *Frames*, rolamentos e *sumps* do reactor

Os 2 veios do CFM56-3 são suportados por 5 rolamentos, que por sua vez estão agrupados dentro de 2 *sumps* (cavidades ou caixas de rolamentos).

A *sump* dianteira está montada na *frame* da *fan* e contém 3 rolamentos:

- Rolamento N°1 de esferas: é o rolamento de impulso do veio N1; transmite ao *frame* da *fan* cerca de 80% do impulso do reactor;

- Rolamento N°2 de rolos: transmite ao *frame* da *fan* os esforços radiais da *fan* e do *booster* e suporta a extremidade dianteira do veio da LPT (LPT *Shaft*);
- Rolamento N°3 de esferas: é o rolamento de impulso do veio N2 e suporta a extremidade dianteira do HPC sobre o *frame* da *fan*.

A *sump* traseira está montada na TRF e contém os restantes 2 rolamentos:

- Rolamento N°4 de rolos: é um rolamento inter-veios com ambas as pistas a rodar no mesmo sentido, mas com velocidades diferentes; está instalado sobre o veio da LPT e suporta e posiciona a extremidade traseira da HPT;
- Rolamento N°5 de rolos: suporta a extremidade traseira da LPT sobre a TRF e transmite os esforços radiais de ambos os veios do reactor à TRF.

Tal como em qualquer outro reactor, os rolamentos de esferas transmitem cargas axiais dos veios para as *frames*. O somatório dessas cargas é o impulso do reactor. Os rolamentos de rolos transmitem cargas radiais dos veios para as *frames*, acomodam as dilatações axiais dos veios e, de um modo geral, posicionam rigorosamente os veios entre si e em relação às *frames*.

Todos os componentes descritos estão contidos nos cárteres do reactor. Nalguns casos, os cárteres contêm andares estáticos e são como reservatórios de pressão. São desenhados de modo a resistirem à pressão e à temperatura do reactor, para além de lhe atribuírem solidez, continuidade, transmitirem os esforços ao longo da sua estrutura e posicionarem entre si os dois veios e as duas *frames*.

Os componentes acabados de descrever neste capítulo formam de um modo genérico o que se chama vulgarmente de *Hardware do Reactor*.

Todas as unidades eléctricas, pneumáticas, hidráulicas e hidromecânicas que asseguram o funcionamento correcto e o controlo do *hardware* do reactor, denominam-se por *Sistemas* e não serão abordados em detalhe nesta dissertação, bem como o *Quick Engine Change* (QEC) que materializa a interface entre o motor e a aeronave.

4.2 - Estações Aerodinâmicas

O escoamento de ar propulsivo dentro do CFM56-3 realiza-se ao longo de dois trajectos independentes: primário e secundário.

- o caudal primário de ar entra pela entrada de ar, é movimentado pelas pás da *fan* junto à sua base onde sofre um ligeiro aumento de pressão, entra no *booster* onde é pré-comprimido, atravessa o HPC onde sofre o maior aumento de pressão dentro do reactor, realiza a combustão do combustível na câmara, movimenta a HPT e a LPT onde sofre uma expansão e é descarregado através da tubeira de escape;
- o caudal secundário de ar (ou de *bypass*) entra pela entrada de ar, é movimentado pela periferia das pás da *fan* onde sofre um aumento de pressão, passa pelas OGVs da *fan* e é descarregado, sendo responsável por cerca de 80% do impulso do reactor.

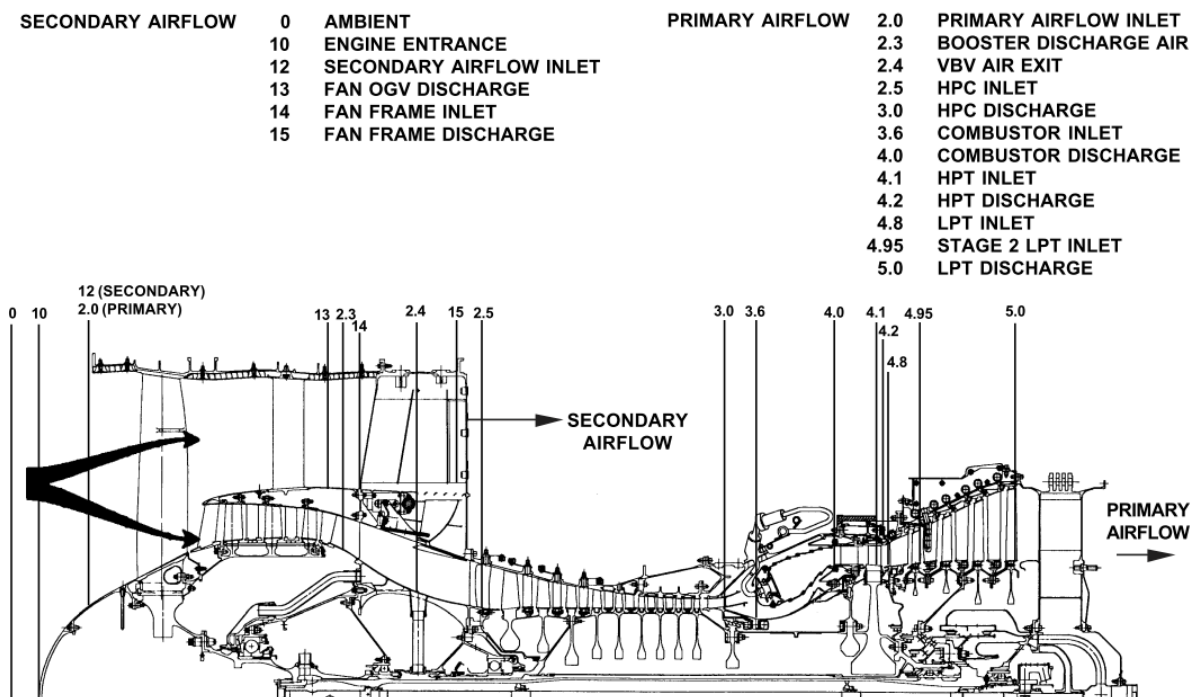


Figura 4.3 – Estações aerodinâmicas

4.3 - Constituição Geral do CFM56-3

A manutenção oficial do CFM56-3, após a sua remoção da aeronave, beneficia do conceito de constituição modular. Significa isto que o reactor é composto por módulos independentes que são “empacotados” para formarem o reactor completo.

Este conceito apresenta várias vantagens, nomeadamente a possibilidade de separar o reactor em módulos e assim permitir um *Turn Around Time* (TAT – tempo em oficina) teoricamente mais curto. Isto porque é possível substituir um módulo por um módulo de reserva, ficando o reactor novamente operacional, enquanto o módulo removido permanece na oficina para reparação.

Por outro lado, com uma constituição modular, em muitos casos é necessário intervencionar parcialmente o reactor para ter acesso ao módulo afectado, não sendo necessária uma desmontagem do reactor extensa ou total.

Além disso, é mais barato ter módulos de reserva do que reactores de reserva. Os módulos que dão mais problemas são já bem conhecidos, pelo que, muitas das vezes, é preferível adquirir esses módulos como reservas em vez de adquirir um reactor completo para canibalizar. Além disso, é mais fácil e mais barato transportar módulos do que transportar reactores completos.

Finalmente, no caso particular do CFM56-3, a constituição modular permitiu também a separação de tarefas no fabrico dos reactores entre a GE e a SNECMA.

O reactor é constituído por 3 módulos principais (*Major Modules*) e por 1 módulo de acessórios (*Accessory Drive*), os quais por sua vez são separáveis num total de 17 mini-módulos (*Minor Modules*). Destes 17 mini-módulos, 10 são substituíveis a nível de troca modular.

Os módulos principais do CFM56-3 são os seguintes (Figura 4.4):

- *Fan*
- *Core*
- LPT

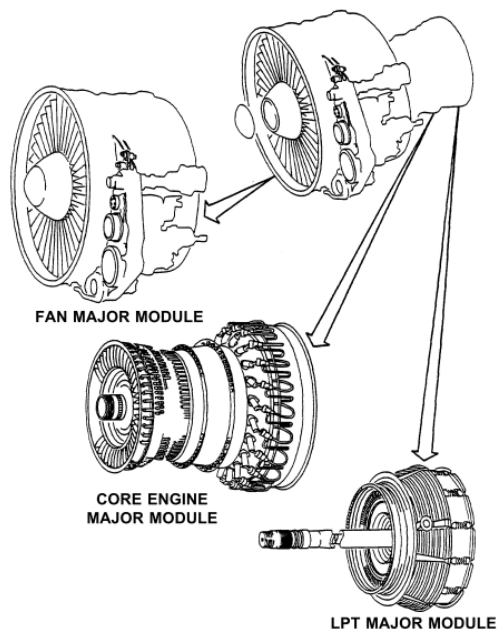


Figura 4.4 – Módulos Principais do CFM56-3

As duas caixas de engrenagens exteriores são agrupadas sob o nome de *Accessory Drive* (módulo dos acessórios), mas não formam um módulo principal nem pertencem a nenhum dos 3 módulos principais do reactor.

A constituição modular completa do CFM56-3 é a que se apresenta nas tabelas e figuras seguintes. Cada tabela/figura refere-se a um módulo principal e a última ao *Accessory Drive*. Em cada tabela/figura o respectivo módulo principal encontra-se desmembrado nos mini-módulos que o constituem.

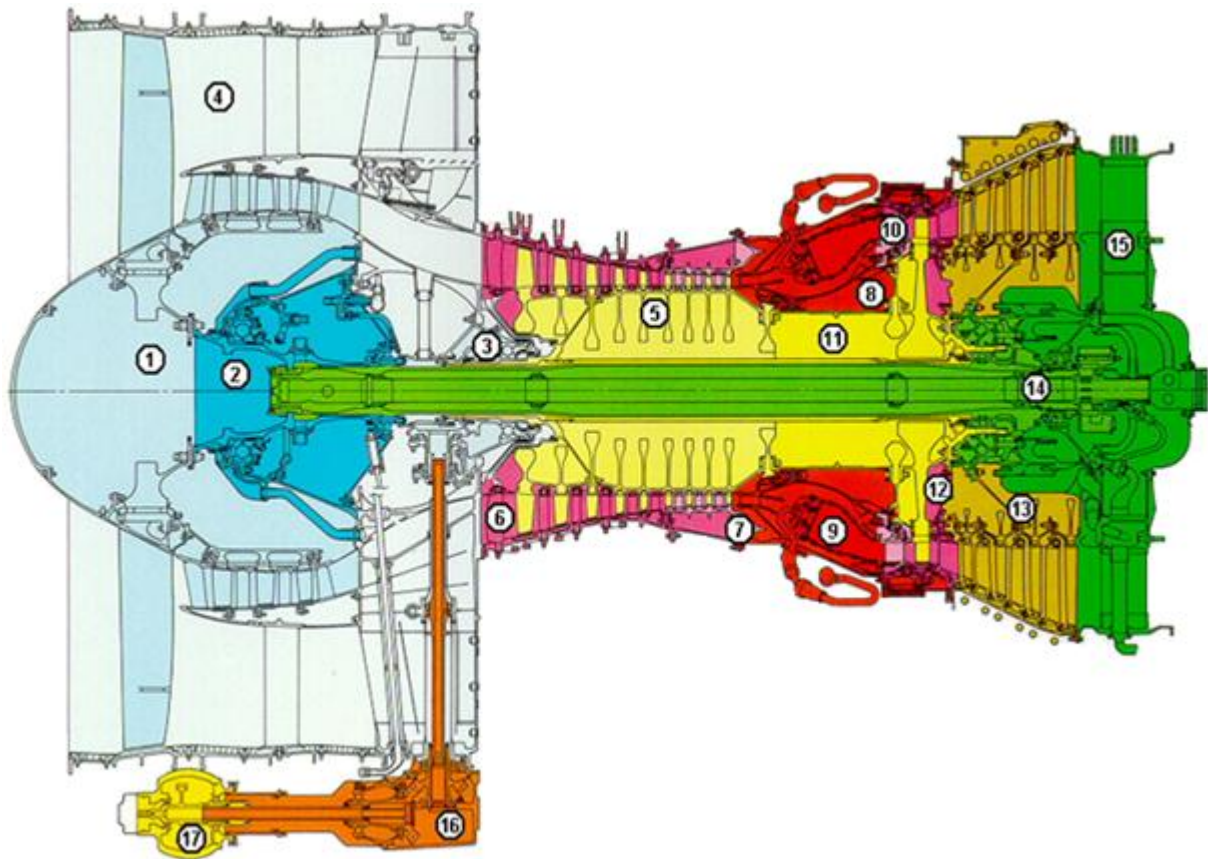


Figura 4.5 – Constituição Geral do CFM56-3

Tabela 4.2 – Módulo Principal da *Fan*

MÓDULO PRINCIPAL DA <i>FAN</i>	
1	<i>Fan e Booster</i>
2	Suporte dos Rolamentos N°1 e N°2
3	IGB Caixa Interna
4	<i>Frame da Fan</i>

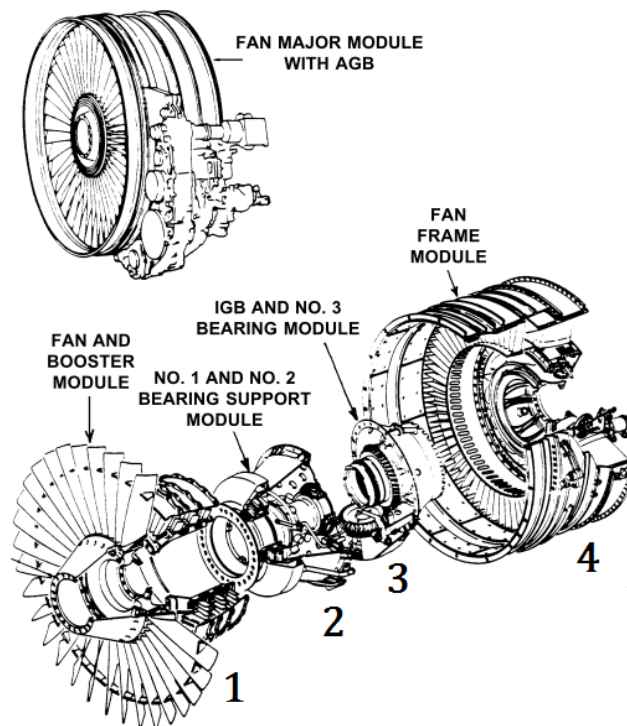


Figura 4.6 – Módulo Principal da *Fan*

Tabela 4.3 – Módulo Principal do *Core*

MÓDULO PRINCIPAL DO <i>CORE</i>
5 – Rotor do Compressor de Alta (HPC)
6 – Estator Dianteiro do Compressor de Alta
7 – Estator Traseiro do Compressor de Alta
8 – Cárter da Câmara de Combustão
9 – Câmara de Combustão
10 – <i>Nozzles</i> (NGVs) da Turbina de Alta
11 – Rotor da Turbina de Alta
12 – Suporte dos Segmentos da HPT/ <i>Nozzles</i> 1º andar da LPT

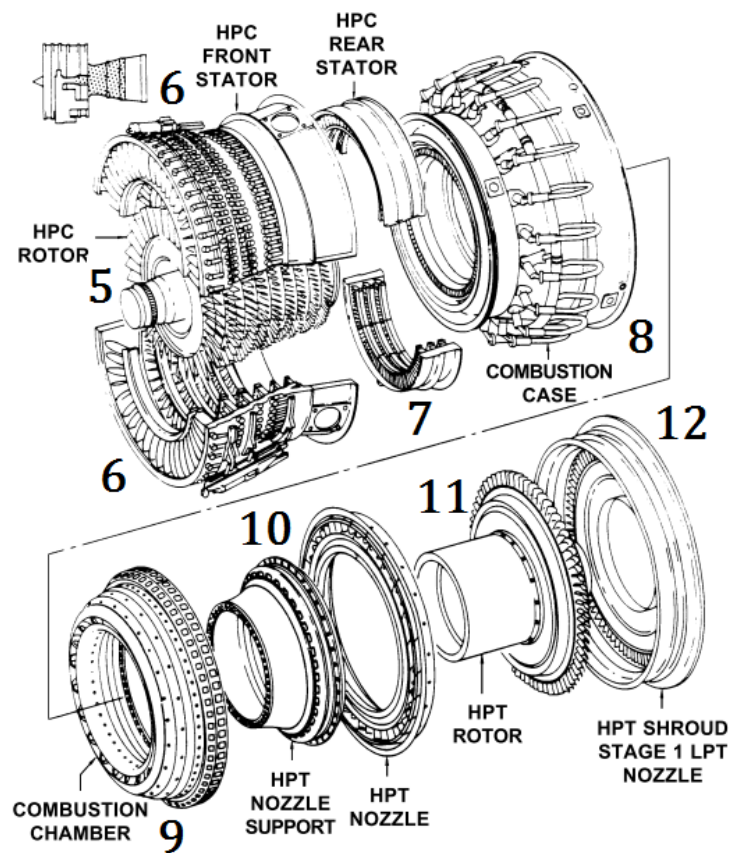


Figura 4.7 – Módulo Principal do Core

Tabela 4.4 – Módulo Principal da LPT

MÓDULO PRINCIPAL DA LPT
13 – Rotor/Estator da Turbina de Baixa
14 – Veio da Turbina de Baixa
15 – <i>Frame</i> da Turbina de Baixa

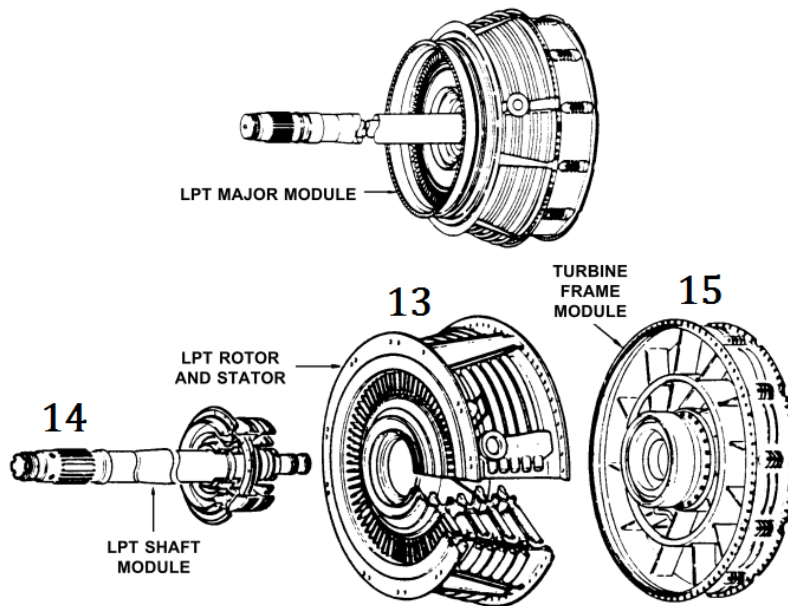


Figura 4.8 – Módulo Principal da LPT

Tabela 4.5 – Grupo dos Acessórios

GRUPO DOS ACESSÓRIOS (ACCESSORY DRIVE)
16 – Caixa de Transferência (TGB)
17 – Caixa de Acessórios (AGB)

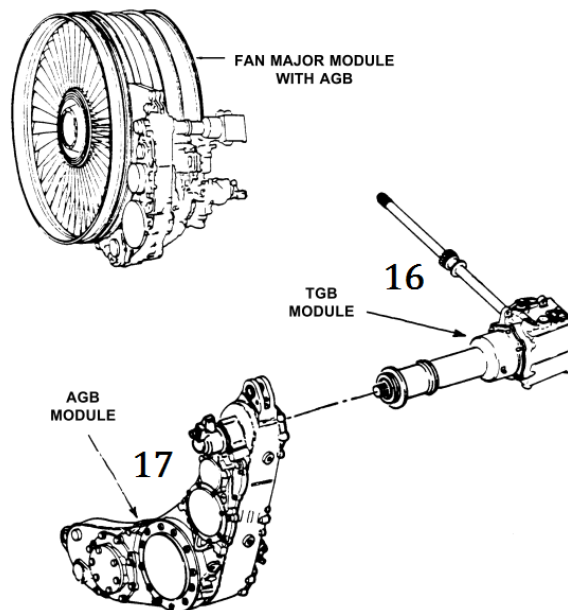


Figura 4.9 – Grupo dos Acessórios

4.4 - Detalhes do CFM56-3

Como é lógico, o projecto do CFM56-3 teve como objectivos reduzir os custos de exploração, de manutenção e minimizar os tempos de paragem do reactor, para que deste modo constituísse uma proposta aliciante num mercado altamente competitivo.

Tal como já foi referido, para atingir tais objectivos, uma das características importantes do CFM56-3 é a sua constituição modular. Assim sendo, será aqui apresentado o estudo detalhado dos 17 mini-módulos do reactor, bem como a explicação das respectivas funções, para que o leitor se consiga inteirar do funcionamento pormenorizado do CFM56-3 e do seu ciclo termodinâmico.

4.4.1 - Mini-Módulo N°1 – *Fan e booster*

Este é o mini-módulo à entrada do reactor. Está localizado dentro do cárter da *fan*, o qual por seu lado faz parte do Mini-Módulo N°4 – *Frame da Fan*. Basicamente, o Mini-Módulo N°1 é constituído por 3 grupos principais de peças, designadamente o rotor da *fan*, o rotor do *booster* e o estator do *booster*.

Os rotores da *fan* e do *booster* formam um rotor único, já que o *booster* é montado na traseira do disco da *fan*. Este rotor único é montado no veio da *fan*, o qual já faz parte do Mini-Módulo N°2 – Suporte dos Rolamentos N°1 e N°2.

O rotor da *fan* tem como função principal produzir cerca de 80% do impulso do reactor, isto é, cerca de 17500 lb, movimentando uma grande massa de ar secundário e descarregando-o para as OGVs da *fan* e daí para a tubeira de descarga da conduta *bypass*.

O conjunto do rotor e do estator do *booster* recebe uma pequena parte do ar movimentado pela *fan* (caudal primário) e nele efectua uma pré-compressão antes de o entregar ao HPC.

Ambos os rotores são movimentados pelo binário transmitido pelo veio da LPT.

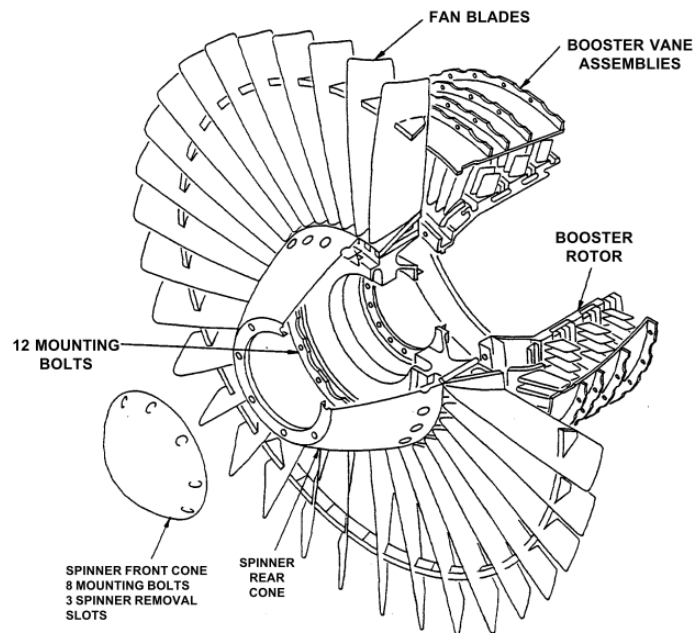


Figura 4.10 – Mini-Módulo N°1 – *Fan e Booster*

4.4.2 - Mini-Módulo N°2 – Suporte dos rolamentos N°1 e N°2

Este mini-módulo encontra-se dentro da cavidade definida pelo *spool* do *booster* e é como o prolongamento do rotor da *fan* e do *booster*, para o ir apoiar no *frame* da *fan* e ligar ao veio da LPT. Divide-se basicamente em 3 grupos principais de peças, nomeadamente: componentes rotativos (veio da *fan*, separador ar/óleo), rolamentos (N°1 e N°2) e componentes estáticos (suportes, vedantes e tubos).

Pela frente do veio da *fan* é montado o rotor da *fan* e do *booster* e por trás é montado o veio da LPT.

Este mini-módulo tem como principais funções dar suporte ao rotor do mini-módulo N°1, ligá-lo ao veio da LPT e transmitir o impulso do rotor de baixa pressão à *frame* da *fan*. Para além disso, este mini-módulo, em conjunto com a IGB e com o *Center Hub* da *frame* da *fan* (ver ponto 4.4.4), materializa a *sump* dianteira, que por sua vez assegura a lubrificação, pressurização, recuperação, dreno e ventilação dos rolamentos N°1, 2 e 3 e das engrenagens cónicas da IGB.

Esta *sump* recebe ar de descarga do *booster* através de tubos de pressurização.

É ainda neste mini-módulo que se faz a leitura do valor da velocidade de rotação N1 e que se localiza o levantamento das vibrações do rolamento N°1.

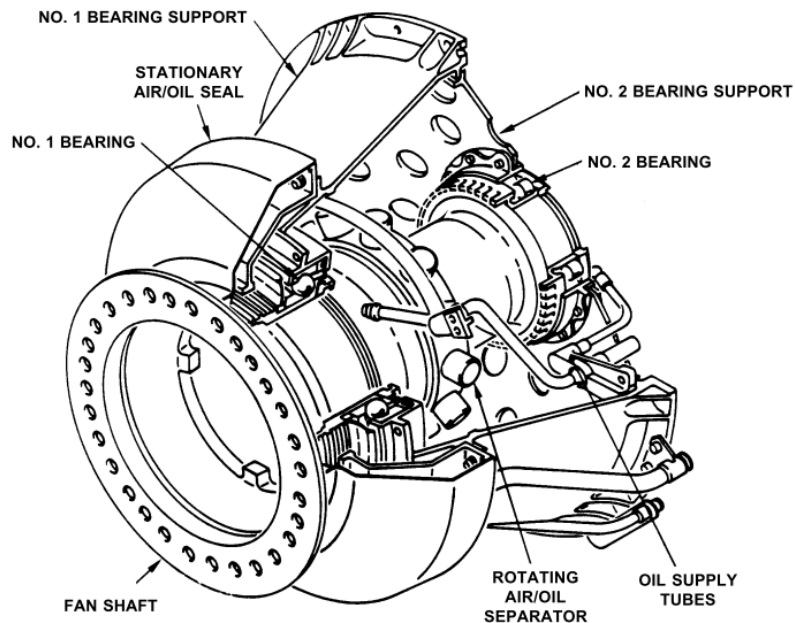


Figura 4.11 – Mini-Módulo N°2 – Suporte dos Rolamentos N°1 e N°2

4.4.3 - Mini-Módulo N°3 – IGB

Este mini-módulo está localizado dentro do *center hub* da *frame* da *fan*, por trás do mini-módulo N°2 e é constituído basicamente por 3 grupos principais de peças: engrenagem cónica horizontal, engrenagem cónica radial e pelo invólucro.

Tem como finalidade efectuar a ligação mecânica entre o rotor do HPC e a TGB/AGB, suportar o rotor de alta pressão (rotor do *core*) na sua extremidade dianteira e transmitir à *frame* da *fan* os respectivos esforços axiais e radiais.

Em conjunto com o mini-módulo N°2 e o *center hub* da *frame* da *fan*, a IGB materializa a *sump* dianteira.

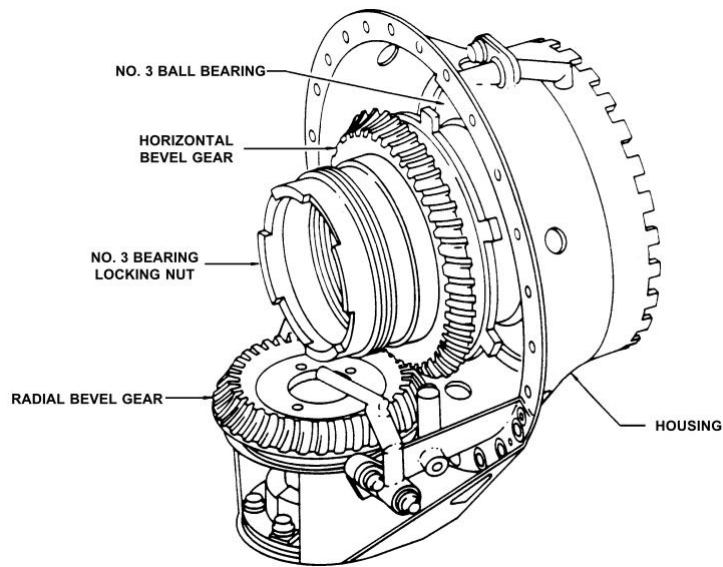


Figura 4.12 – Mini-Módulo N°4 – IGB

4.4.4 - Mini-Módulo N°4 – *Frame da fan*

Este mini-módulo envolve os três mini-módulos precedentes. O nome do mini-módulo é também o nome de um dos seus principais componentes, contendo para além deste, mais três grupos principais de peças: *frame da fan* e VBVs, *cárter da fan*, OGVs da *fan* e sistemas (tubagens e componentes externos).

Na *frame da fan* são montados, pela frente, o estator do *booster*, o mini-módulo N°2, a IGB e a entrada de ar do motor e, por trás, são montados o *core* e o inversor de impulso. No exterior do *cárter da fan* são montadas a TGB e a AGB, além de uma grande quantidade de componentes externos (sistemas) e o QEC.

Este mini-módulo é a estrutura principal na frente do reactor. As suas funções principais são múltiplas: envolver, através do *center hub*, parte da *sump* dianteira; suportar o rotor da *fan* e do *booster*, e a extremidade da frente do veio de LPT, através do suporte dos rolamentos N°1 e N°2; suportar a frente do rotor de alta pressão através da IGB; suportar directamente o estator do HPC e do *booster*; montar as VBVs; dar passagem aos caudais de ar primário e secundário; fornecer pontos de montagem à suspensão da frente, para suspensão do reactor à frente na aeronave e absorção dos esforços de torsão do reactor; fornecer pontos de montagem

aos *thrust links* para transmissão do impulso ao avião; fornecer pontos de apoio e pontos de suspensão à frente para manutenção oficial do reactor e montar a sua entrada de ar.

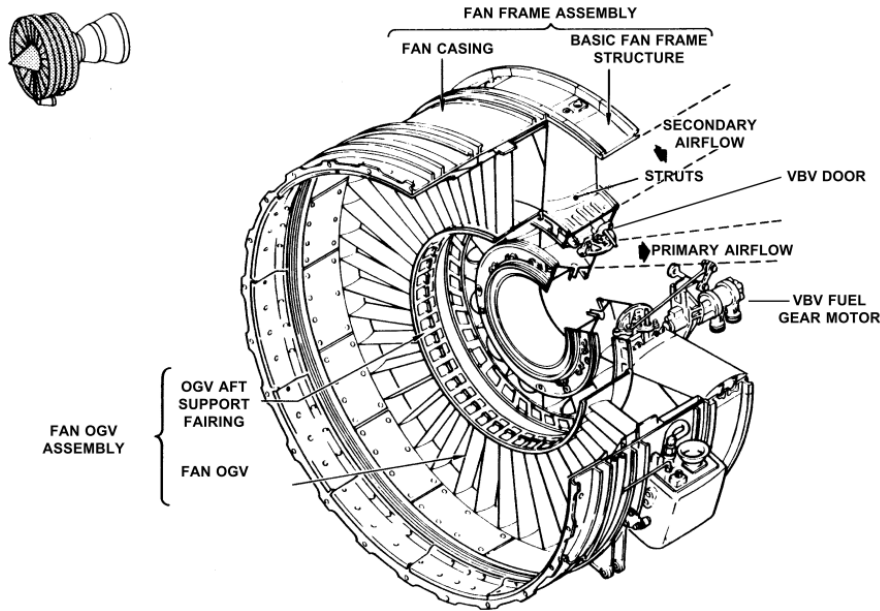


Figura 4.13 – Mini-Módulo N°4 – *Frame da Fan*

A peça *frame da fan* é uma construção estrutural soldada, constituída essencialmente por vários anéis concêntricos, unidos entre si por braços radiais (*struts*) para lhe atribuir resistência. No entanto, todos estes 8 *struts* são ociosos para permitirem a instalação de tubagens e equipamento variado no seu interior. Esta *frame* compreende o *center hub*, a *mid-box* e o *outer case* (Figura 4.14).

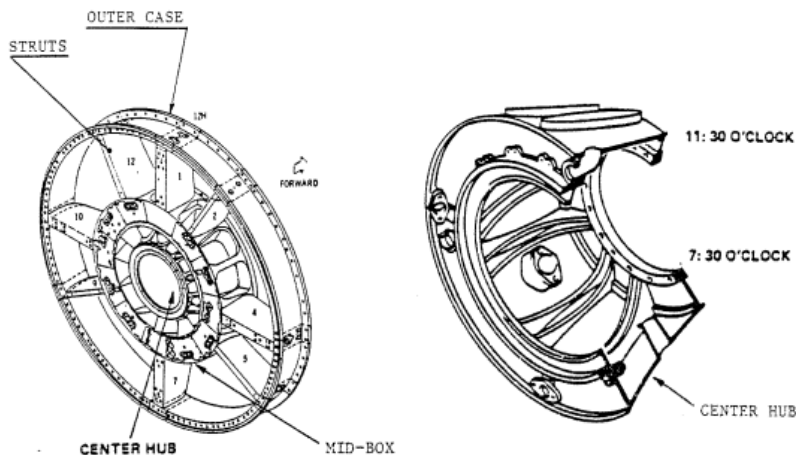


Figura 4.14 – Peça – *Frame da Fan*

O *center hub* (Figura 4.14), para além de ser a estrutura central da *frame* e de acomodar várias peças (como por exemplo o suporte dos rolamentos N°1 e N°2), delimita com a superfície exterior a passagem do caudal de ar primário do *booster* para o HPC, apresentando várias tomadas de ar que serão estudadas no ponto 4.5 detalhadamente.

Quanto à *mid-box*, é a estrutura intermédia da *frame* que divide os caudais de ar primário e secundário, incorporando 12 *mini-struts* com um perfil aerodinâmico simétrico para efectuar a sua ligação com o *center hub*. Dentro da *mid-box*, estas *mini-struts* dividem 12 cavidades dentro das quais estão instaladas as VBVs.

Instalado na flange da frente do *outer case* da *frame*, o cárter da *fan* envolve o rotor da *fan* e contém as suas OGVs. Este cárter é projectado para conter a falha de uma pá da *fan* e os fragmentos secundários daí resultantes. O seu interior é forrado com painéis acústicos para absorção do ruído do caudal de ar secundário.

Quanto às 68 OGVs da *fan*, estão localizadas entre as pás da *fan* e os *struts* radiais e não passam de perfis aerodinâmicos desenhados para eliminar a componente tangencial da velocidade do ar na descarga da *fan*, isto é, endireitar o escoamento, de modo a que o ar saia pela traseira do reactor segundo uma direcção axial, aumentando assim a eficiência do reactor.

4.4.5 - Mini-Módulo N°5 – Rotor do compressor de alta pressão

É necessário introduzir o HPC como um conjunto, já que, ao contrário dos outros mini-módulos rotativos (à excepção da HPT), o HPC é divisível em três mini-módulos, nomeadamente o rotor, o estator dianteiro e o estator traseiro.

Pode-se dizer que o HPC é o coração do reactor, se atender principalmente à dificuldade do seu projecto aerodinâmico. Estabelecendo um paralelo com a vida quotidiana, um compressor está para o ar, assim como uma pessoa está para um automóvel ao empurrá-lo por uma rampa acima! É certamente mais fácil deixar o automóvel deslizar pela rampa abaixo do que empurrá-lo rampa acima. Do mesmo modo, uma turbina é relativamente mais fácil de projectar que um compressor, pois este tem que vencer um gradiente de pressões adverso,

comprimindo o ar de andar para andar, até chegar à pressão máxima, à entrada da câmara de combustão. Dito isto, um bom compressor faz quase necessariamente um bom reactor.

O HPC do CFM56-3 recebe o ar que foi pré-comprimido pelo *booster* e eleva-lhe a pressão significativamente, para descarregá-lo no cárter da câmara de combustão, onde vai efectuar a queima do combustível e também arrefecer os componentes. O ar à saída do HPC é vulgarmente conhecido como o ar de CDP (*Compressor Discharge Pressure*) e é ar descarregado pelo seu 9º andar.

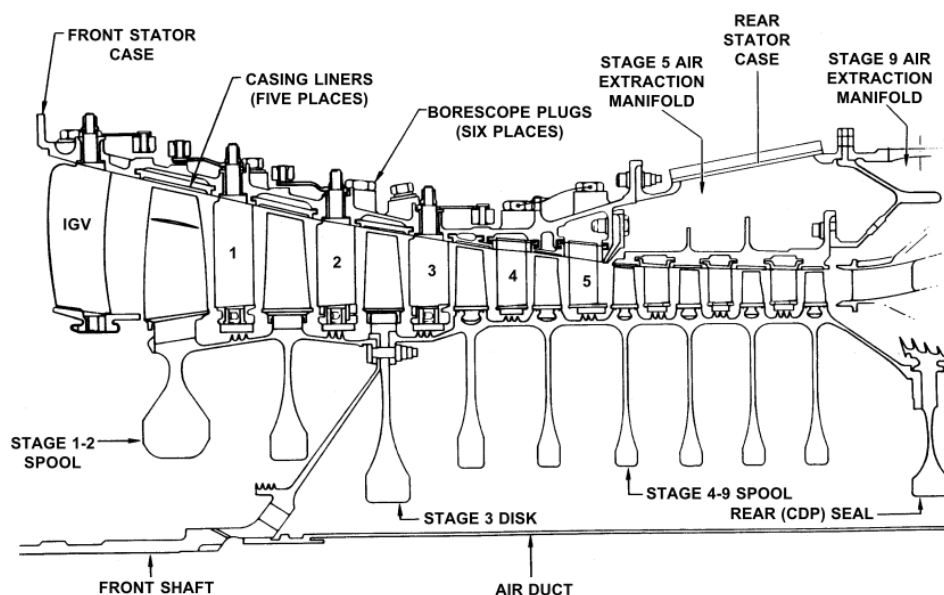


Figura 4.15 – Secção do Compressor de Alta Pressão

O rotor do HPC (Figura 4.16) funciona dentro dos estatores do HPC e está montado à frente na engrenagem cónica horizontal da IGB, e atrás no veio dianteiro da HPT. Este mini-módulo divide-se basicamente em três grupos principais de peças: discos e *spools*, pás e mecanismos de retenção e *air duct*.

O rotor do HPC é o elemento rotativo do compressor e é uma estrutura axial com 9 andares, formada pelo empilhamento de discos e *spools* (tambores). Quanto às pás que irão comprimir o ar, encontram-se montadas na periferia dos *spools*.

O interior do rotor é arrefecido por ar de descarga do *booster* que é captado à saída da frame da *fan*, efectuando o chamado *Bore Rotor Cavity Cooling* (Arrefecimento da Caverna do Rotor).

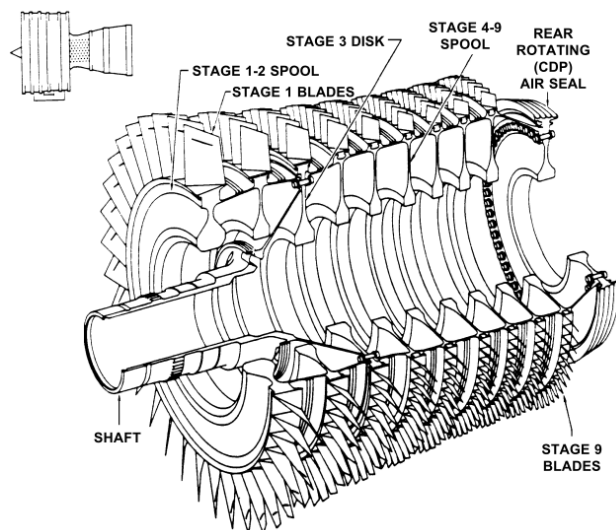


Figura 4.16 – Rotor do HPC

4.4.6 - Mini-Módulo N°6 – Estator dianteiro do HPC

Este mini-módulo é um dos dois estatores do HPC, mas engloba todo o rotor do HPC e mesmo o estator traseiro. Contudo, directamente, engloba apenas os 5 primeiros andares rotativos do rotor do HPC. É divisível em 2 meios cárteres e liga-se pela frente à *frame* da *fan* e por trás ao estator traseiro do HPC e ao cárter da câmara de combustão. Este mini-módulo compreende três grupos de peças principais, designadamente os meios cárteres, as pás (variáveis e fixas) e os mecanismos de actuação.

Uma particularidade deste *core* e, de um modo geral, dos *cores* de filosofia GE, é a partição do estator em duas metades, divididos por duas flanges horizontais.

O estator é indispensável em qualquer compressor axial: orienta o ar à saída de cada andar rotativo, de modo a que a incidência do ar nas pás do andar rotativo seguinte seja apropriada. Além disso, cada andar estático realiza um aumento de pressão ao ar.

O estator dianteiro tem 4 andares variáveis à entrada do HPC (IGVs, VSVs do 1º, 2º e 3º andar), mais 2 andares fixos a seguir (pás do 4º e do 5º andares).

No exterior do estator, existem mecanismos de actuação dos andares variáveis.

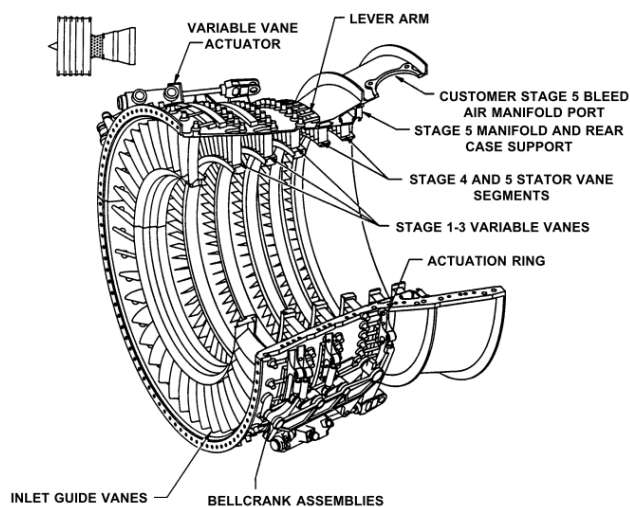


Figura 4.17 – Estator dianteiro do HPC

4.4.7 - Mini-Módulo N°7 – Estator traseiro do HPC

O mini-módulo N°7 é o estator mais pequeno do HPC e localiza-se dentro do estator dianteiro. Também é divisível em dois meios cárteres e engloba apenas os últimos 4 andares rotativos do HPC.

O estator traseiro tem sensivelmente as mesmas características gerais que o estator dianteiro e complementa a sua função, com a óbvia exceção da inexistência de estatores variáveis; suporta apenas as pás dos 6º, 7º e 8º andares.

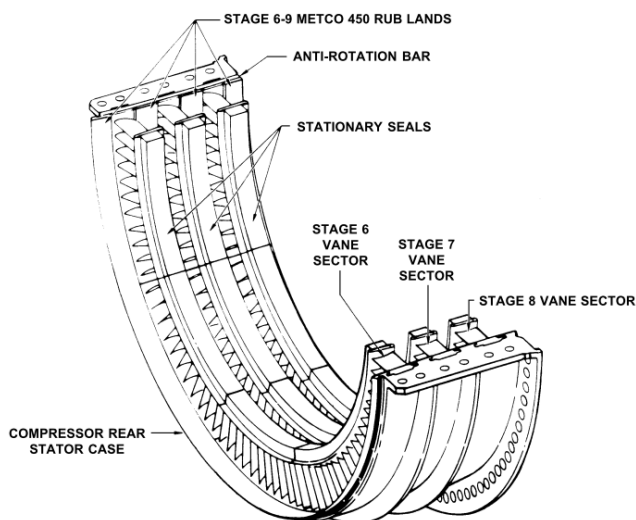


Figura 4.18 – Estator Traseiro do HPC

4.4.8 - Mini-Módulo N°8 – Cárter da câmara de combustão

Este mini-módulo engloba a chamada zona quente do reactor, que é formada pelo cárter propriamente dito, pela câmara de combustão, *nozzles* da HPT, rotor da HPT e pelo mini-módulo N°12. É montado na traseira dos estatores dianteiros e traseiro do HPC. Na sua flange traseira é montado o estator da LPT.

O cárter da câmara de combustão é portanto montado entre estes dois componentes e é como se fosse a sua interface estrutural, transmitindo esforços entre eles. Forma o caminho de passagem do ar de descarga do HPC para a câmara de combustão através das OGVs do compressor e do difusor. Já depois da câmara de combustão, este mini-módulo encaminha os gases de combustão para as *nozzles* da HPT.

Por intermédio de vedantes, controla o caudal de ar para a queima e os caudais de arrefecimento da câmara e dos mini-módulos da HPT. É um componente importante no jogo de pressões de ar que afecta o carregamento axial da HPT.

No seu exterior é montado o sistema de fornecimento e de drenagem do combustível (*fuel manifold*), as *fuel nozzles* e as velas de ignição. No seu interior são instalados ou existem o mini-módulo da câmara de combustão (N°9), o das *nozzles* da HPT(N°10), o rotor da HPT (N°11) e suporte dos segmentos da HPT/*nozzles* do 1º andar da LPT (N°12).

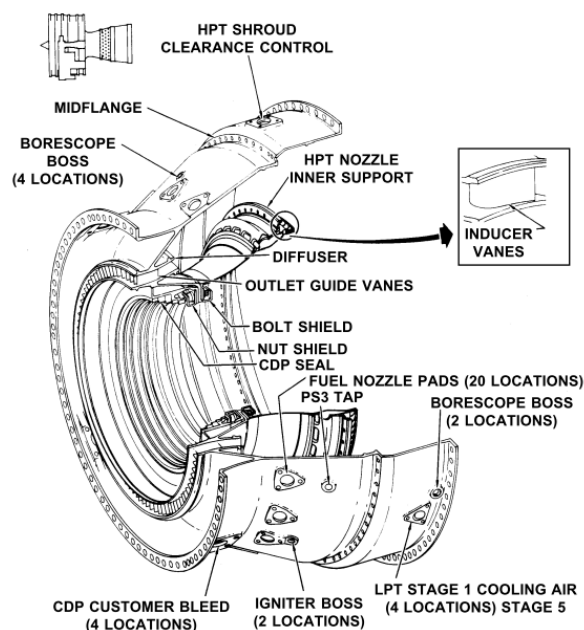


Figura 4.19 – Cárter da Câmara de Combustão

Na parte dianteira do cárter existem as OGVs do HPC, que são na verdade o andar estático do seu 9º andar. A sua função é retirar a componente tangencial à velocidade do ar de descarga do HPC. Quer isto dizer que as OGVs fazem com que o ar entre no cárter o mais axialmente que foi possível, pois a câmara de combustão é muito sensível ao perfil do escoamento do ar. Para complemento desta acção, logo a seguir às OGVs existe um difusor onde o ar de descarga do HPC perde velocidade e ganha uma sobrepressão, o que é também benéfico para o funcionamento da câmara. Os efeitos combinados das OGVs e do difusor criam uma zona de estabilidade à entrada da câmara de combustão, que contribui para o seu funcionamento estável e evita o sopro da chama e, conseqüentemente, o apagar do reactor. Após passar pelas OGVs e pelo difusor, o ar entra na cavidade principal do cárter, onde se encontra a câmara de combustão.

4.4.9 - Mini-Módulo N°9 – Câmara de combustão

A câmara de combustão do CFM56-3 é anular e bastante curta e, tal como o seu nome indica, é o local no reactor onde se procede à queima do combustível no seio do ar. Ao ser queimado, o combustível liberta energia sob a forma de calor, o qual é transferido para o ar que passa por dentro da câmara. A câmara de combustão é o único local onde se fornece energia, não só ao reactor como a todo o avião (considerando o APU desligado).

Grande parte dessa energia é transformada em impulso. A parte restante (excluindo perdas e caudais de arrefecimento) alimenta o reactor e o avião sob as mais diversas formas, tais como electricidade, pressão hidráulica, pressão de ar, calor, etc.

O ar, à saída da câmara, sai “mais energético” do que quando entrou. A energia transferida para o ar é de seguida fornecida em grande parte às turbinas as quais, por sua vez, movimentam os compressores que fornecem mais ar para queimar à câmara de combustão, e assim sucessivamente sem interrupção.

A peça *dome* é a principal componente estrutural da câmara e é onde existem 20 aberturas que correspondem aos injectores de combustível. Em cada uma dessas aberturas estão localizados vários componentes, tais como a *swirl nozzle* e um *venturi*.

O *venturi* é constituído por uma passagem convergente/divergente e pela *swirl nozzle* secundária, dando passagem à mistura de combustível e ar da *swirl nozzle* primária em rotação, acelerando-a.

Quanto à *swirl nozzle* secundária é formada por uma roseta de tubos radiais inclinados em sentido contrário ao dos furos da *swirl nozzle* primária. Por estes tubos é injectado ar a rodar em sentido contrário à mistura combustível/ar que sai da garganta.

Esta configuração produz uma turbulência violenta e provoca a vaporização completa do combustível (atomização), formando-se uma nuvem de gotículas de combustível em suspensão no ar, só assim sendo possível fazer a queima do combustível.

Para além disto, devido à grande velocidade de injeção, o ar da *swirl nozzle* secundária cria uma zona de baixa pressão em frente ao injector de combustível. Esta zona é chamada a zona primária de combustão e é o ponto mais quente do reactor. Pelo facto de nesta zona a pressão ser ligeiramente mais baixa que nos pontos circundantes, é criada uma bolsa de recirculação em frente de cada injector que contribui para a estabilização da chama e aumenta o tempo de residência (tempo que a gota de combustível demora dentro da câmara), factores estes que melhoram a eficiência da queima.

A relação óptima de ar/combustível denomina-se por razão estequiométrica e, nessas condições, todo o combustível e todo o oxigénio do ar são consumidos. Se, do ponto de vista da transferência de energia, é aconselhável ter razões ar/combustível próximas da razão estequiométrica, para o material das paredes da câmara as temperaturas daí resultantes são muito penalizantes ou impossíveis de suportar. Assim, na prática, a câmara utiliza cerca do dobro da quantidade de ar que é definida pela razão estequiométrica na zona primária de combustão. Mesmo assim, torna-se ainda necessário proteger e arrefecer as paredes da câmara e arrefecer a chama, antes que esta toque nas *nozzles* ou nas pás da HPT.

Para arrefecer o interior das paredes da câmara e evitar que a chama lhes toque, usa-se um processo denominado por *film cooling* (arrefecimento por camada limite). Com este processo, toda a superfície é coberta com uma fina camada de ar do 9º andar do HPC, relativamente frio. Esta camada de ar remove o calor absorvido por radiação e protege as paredes dos gases quentes. Para o *film cooling* no CFM56-3 se realizar, o ar é introduzido por pequenos furos existentes no degrau entre dois painéis adjacentes.

Para arrefecer a chama antes que esta chegue às *nozzles* da HPT, introduz-se ar de diluição na zona posterior da câmara, chamada zona de diluição ou zona secundária. O ar de diluição é uma grande quantidade de ar que está em excesso e que é misturado com os gases de combustão a fim de obter o perfil de temperaturas adequado à entrada da HPT, com vista a não encurtar o seu tempo de vida.

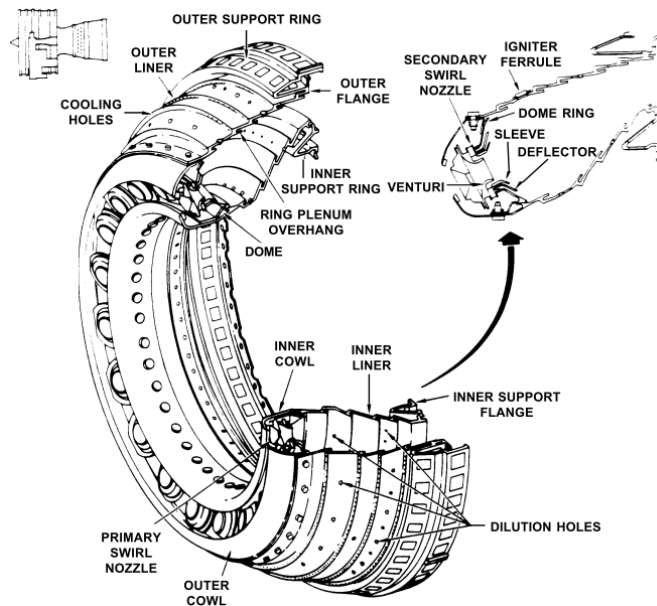


Figura 4.20 – Câmara de Combustão

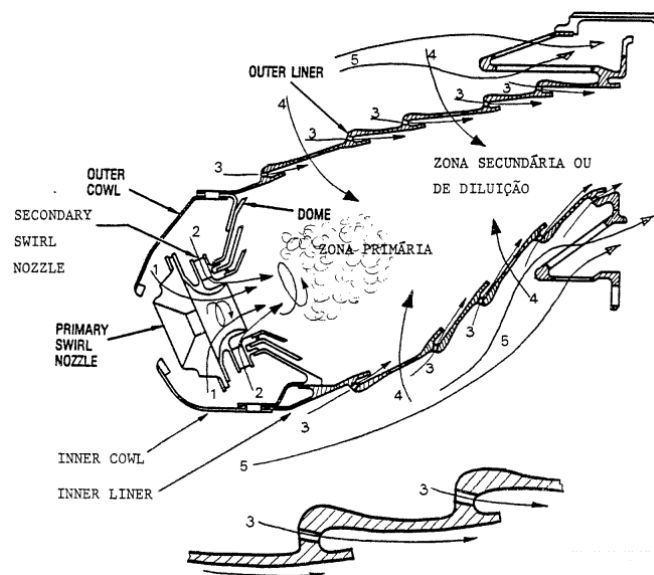


Figura 4.21 – Fluxos de ar da Câmara de Combustão. 1 – Ar Primário para a combustão; 2 – Ar Secundário para a combustão; 3 – Ar de Arrefecimento (*Film Cooling*); 4 – Ar de Diluição; 5 – Ar de *Bypass* à Câmara para arrefecimento da HPT

4.4.10 - Mini-Módulo N°10 – Nozzles (NGVs) da HPT

As *nozzles* da HPT, também conhecidas por NGVs são perfis aerodinâmicos muito robustos, com grande curvatura, agrupados em segmentos de duas unidades, formando na essência o mini-módulo N°10.

A sua função principal é transformar o escoamento axial de gases que chega da câmara de combustão num escoamento quase tangencial, com aumento da velocidade absoluta e diminuição da pressão, e enviá-lo para o rotor da HPT, de encontro às suas pás com uma incidência óptima. Isto significa que os gases de combustão se desviam quase em ângulo recto e aceleram. O desvio e a aceleração conseguidos na prática têm um limite, pois, a partir de certo valor, a eficiência da HPT baixa, considerando os restantes parâmetros constantes. Deste modo, existe um valor máximo de energia que pode ser captado eficientemente por um andar de turbina com dadas características.

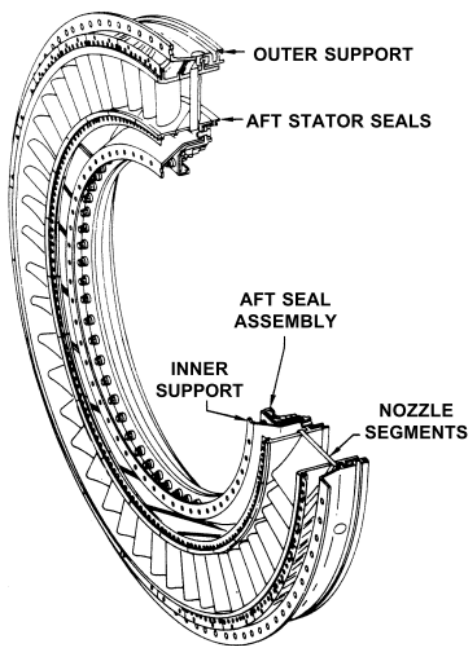


Figura 4.22 – Nozzles da HPT

As *nozzles* da HPT é dos mini-módulos o que mais sofre com a temperatura elevada e com o efeito erosivo dos gases de escape. Soluções parciais ao alcance do projectista são o recurso a ligas avançadas e a revestimentos resistentes à temperatura, erosão e corrosão. Porém, mesmo assim, é necessário arrefecer o material. Caso contrário, a vida das peças seria

demasiado curta. É essencial, pois, incorporar no projecto mecanismos de arrefecimento, com vista a evitar uma falha catastrófica e a prolongar a vida do material.

No CFM56-3, o perfil e as plataformas das NGVs são arrefecidos com ar de descarga do HPC que fez *bypass* à câmara de combustão. Este ar é muito quente comparado com a temperatura ambiente, mas é suficientemente frio para arrefecer as NGVs.

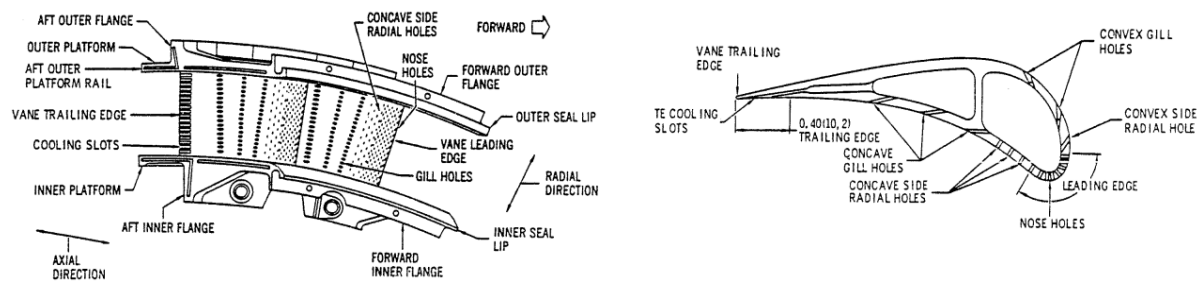


Figura 4.23 – Detalhes das NGVs e respectivos furos de arrefecimento

Ao percorrer o interior das NGVs, o ar retira-lhes calor por convecção, saindo de seguida pelos furos de arrefecimento e chocando com o caudal de gases de combustão. Este caudal obriga o ar de arrefecimento a colar-se à superfície do perfil, formando uma película de ar. Esta película, mais fria que os gases, protege o perfil das temperaturas elevadas e da erosão (*film cooling*). A localização, número e disposição dos furos são factores importantes na criação eficiente desta película. Por exemplo, no bordo de ataque, os furos são em maior número e mais concentrados, pois o impacto dos gases de combustão tende a romper a película de ar de arrefecimento. Além disso, um grande número de furos arrefece a parede do perfil mais uniformemente, reduzindo os gradientes térmicos entre pontos próximos na parede.

4.4.11 - Mini-Módulo Nº11 – Rotor da HPT

A HPT do CFM56-3 é uma turbina de andar único e o seu rotor é constituído principalmente pelos seguintes elementos: pás da HPT, disco, vedante rotativo frontal, veio dianteiro e veio traseiro.

A HPT destina-se a converter a energia térmica em energia mecânica, por intermédio de um processo de expansão, ao fazer incidir os gases de combustão nas pás da HPT, depois de

terem sido orientados pelas NGVs. A função da HPT é extrair aos gases apenas a quantidade de energia estritamente necessária para movimentar o HPC, a AGB e, logo de seguida, entregar os gases à LPT o mais eficientemente possível.

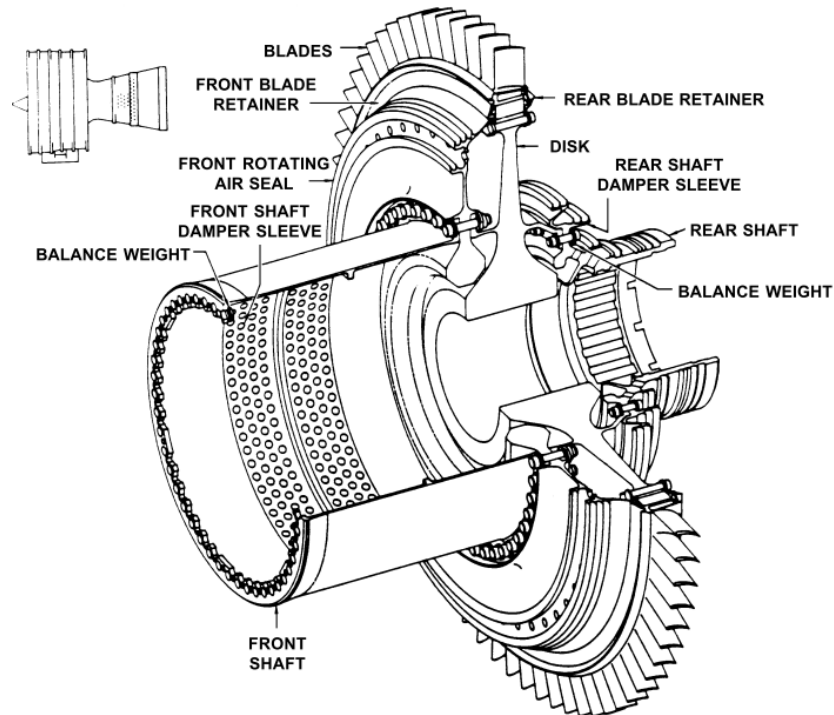


Figura 4.24 – Rotor da HPT

No interior das 72 pás individuais, existe um sistema de passagens em serpentina desenhado para permitir um arrefecimento eficiente do perfil aerodinâmico, como foi descrito no ponto 4.4.10 para as NGVs.

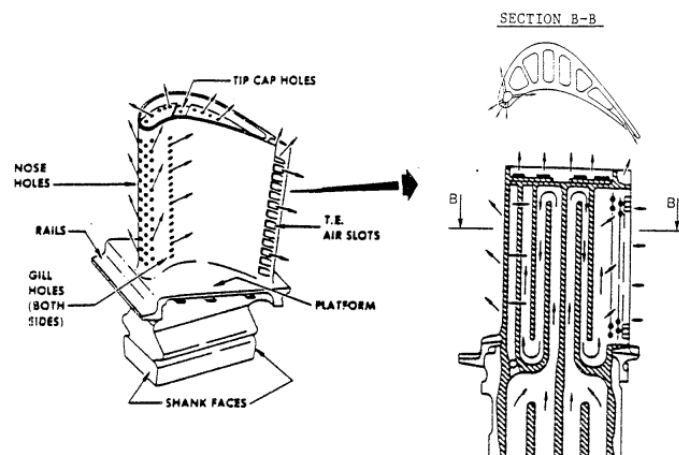


Figura 4.25 – Detalhe das pás da HPT e do respectivo arrefecimento

Como estas pás não têm segmentos na sua extremidade radial (*outer shroud*), a sua forma é muito mais robusta que a das pás que os têm. Por outro lado, a inexistência de *outer shroud* torna mais complexo o controle de folga entre a ponta das pás e os segmentos, pois não é possível a tradicional vedação com “facas”. Deste modo, para efectuar o controlo de folgas em funcionamento, o CFM56-3 emprega um sistema de controlo de folgas activo controlado por uma válvula especial, denominada por válvula HPTCC. Este sistema será descrito mais detalhadamente no ponto seguinte (ponto 4.4.12).

4.4.12 - Mini-Módulo N°12 – Suporte dos segmentos da HPT/nozzles do 1º Andar da LPT

Este mini-módulo, pertencente ainda ao *core*, forma a interface entre o *core* e a LPT. Tem duas funções principais: estabelecer e controlar a folga em funcionamento entre o topo das pás da HPT e os segmentos da HPT (*tip clearance*); suportar as *nozzles* do 1º andar da LPT e os vedantes que efectuam a vedação com o rotor da HPT e o rotor da LPT.

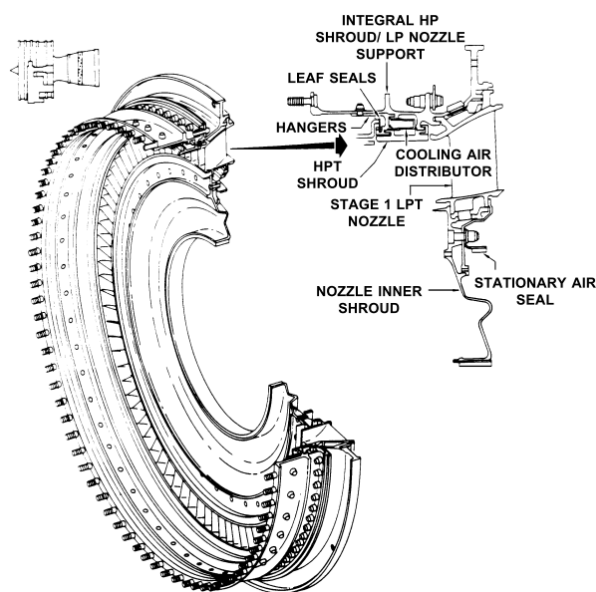


Figura 4.26 – Mini-Módulo N°12

A folga em funcionamento entre o topo das pás do rotor e o cárter (*tip clearance*) é muito importante para a *performance* de qualquer turbina e, conseqüentemente, para a *performance* do reactor. Manter a *tip clearance* o mais apertada possível em regime de cruzeiro é um requisito fundamental para a operação económica do reactor. Um problema

básico é que as variações radiais das dimensões do cárter e do rotor são em geral maiores que a *tip clearance* desejável em funcionamento do reactor. Assim, no projecto do reactor, há que considerar e projectar mecanismos que controlem a *tip clearance*.

O leitor poderá entender melhor a importância desta questão se recordarmos que a função de qualquer turbina é extrair o máximo de energia aos gases da combustão que actuam as suas pás. Se parte destes gases se escaparem pelo topo das pás sem as fazer actuar, devido a uma folga exagerada, há energia que se perde, o EGT sobe e o SFC também, tornando o reactor menos eficiente. Pelo contrário, se a folga diminui a tal ponto que o rotor tem roçamentos (*rusts*) fortes no cárter, pode haver uma falha catastrófica. No mínimo, o roçamento originará uma degradação definitiva da folga (aumento de folga), já que houve maquinação do material. A resolução do problema complica-se ainda mais pois a folga não é estática, mas varia constantemente em função de um conjunto de variáveis, tais como: respostas térmicas do estator e do rotor, cargas centrífugas do rotor, cargas devidas ao impulso, às cargas aerodinâmicas, às manobras do avião, guinadas e esforços na aterragem, ovalização e falta de concentricidade entre o cárter e o rotor, etc.

Durante os regimes transientes (acelerações e desacelerações), as respostas térmicas do cárter e do rotor (dilatações) e as cargas centrífugas sobre os discos e as pás do rotor (alongamentos) são, das variáveis enunciadas, os factores mais importantes que influenciam a variação da folga. Em geral, as respostas térmicas do cárter e do rotor são diferentes devido à diferença de massas entre os componentes, circulação de caudais de ar de arrefecimento, transferência de calor e materiais dos componentes. Mesmo considerando só o rotor, as pás reagem quase imediatamente a uma variação de temperatura enquanto que o disco, devido à sua massa elevada, só mais tarde reagirá.

No início de uma aceleração, a resposta térmica do cárter ao aumento de temperatura dos gases de combustão é muito mais rápida que a do rotor. Isto é, o cárter dilata mais que o rotor por acção do aumento de temperatura. Porém, no início da aceleração, o alongamento radial do rotor devido às cargas centrífugas é muito mais importante que a sua dilatação térmica. Se a folga entre o rotor e o cárter à montagem foi muito reduzida, ocorrerão *rusts* na parte inicial da aceleração, por sobreposição do efeito centrífugo do rotor sobre o efeito

térmico do cárter. Só relativamente mais tarde é que a dilatação térmica dos discos e das pás se fará sentir.

No início de uma desaceleração vinda de um elevado regime prolongado, o rotor está quente e dilatado e a sua massa tem uma grande reserva de calor. Ao reduzir a velocidade, o rotor vai encolher radialmente principalmente porque as cargas centrífugas diminuem. Ao mesmo tempo, como a temperatura diminui, o cárter vai contrair rapidamente por ter uma resposta térmica rápida. Se houver nesse momento uma reaceleração brusca (*hot reburst*), como é o caso de uma aterragem abortada (*go-around*), há grande possibilidade de ocorrência de *rubs* porque o rotor, ainda quente e dilatado, vai alongar rapidamente por acção da força centrífuga sobre os discos e pás.

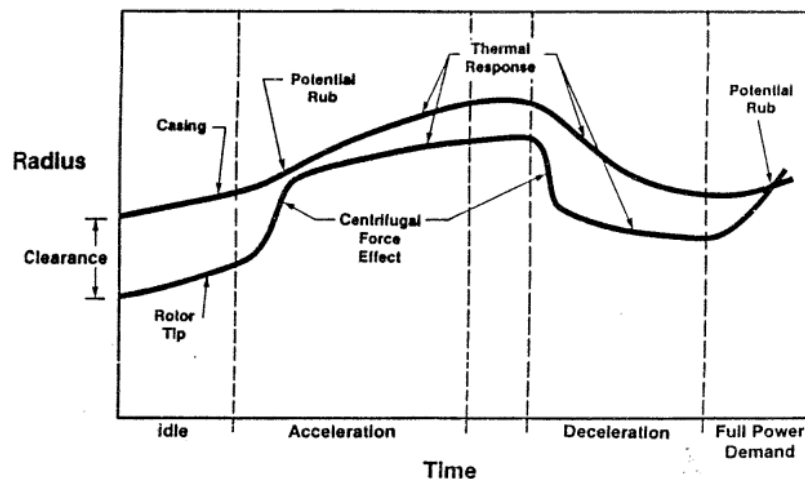


Figura 4.27 – Variação da Tip Clearance com os regimes transientes

Compreende-se assim que, para manter as folgas apertadas em cruzeiro e mesmo assim evitar a potencial ocorrência de *rubs*, torna-se necessário um sistema eficiente de controlo da *tip clearance*. Foi assim que nasceu o sistema ACC (*Active Clearance Control*).

O funcionamento do sistema ACC baseia-se numa válvula “inteligente” (válvula HPTCC), que manuseia ar dos 5º e 9º andares do HPC. Esta válvula selecciona e envia para o mini-módulo N°12 ou apenas ar do 5º andar, ou apenas ar do 9º andar, ou uma mistura dos dois, estando, como é óbvio, cada tipo de ar a uma determinada temperatura. Este ar é injectado e distribuído de encontro ao *shroud*/suporte das nozzles, arrefecendo-o mais ou menos e controlando assim a sua dilatação. Como os segmentos da HPT estão suspensos no *shroud*/suporte das nozzles, a acção do ar da ACC vai controlar activamente a *tip clearance*.

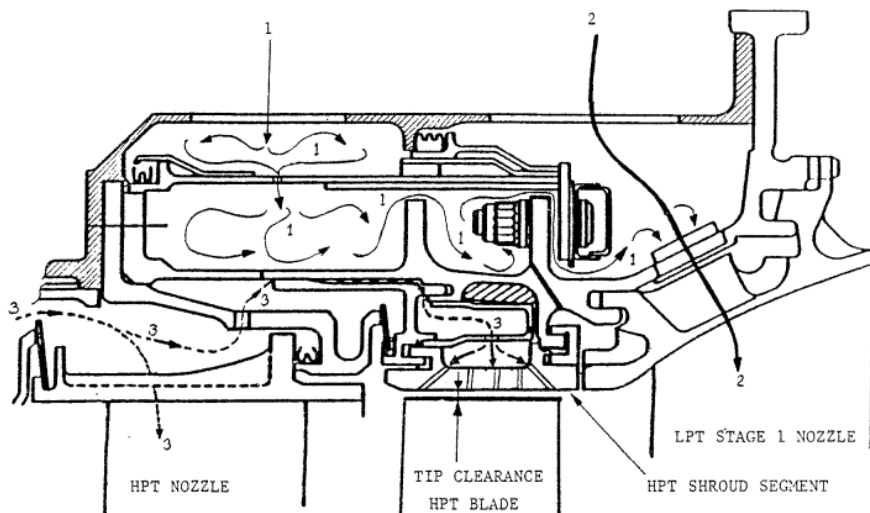


Figura 4.28 – Sistema de Controlo da Tip Clearance da HPT. 1 – Ar Proveniente da válvula HPTCC; 2- Ar de bleed do 5º andar do HPC; 3 – Ar do 9º andar do HPC

4.4.13 - Mini-Módulo Nº13 – Rotor e estator da LPT

A função da LPT é extrair a energia aos gases da combustão a fim de obter o binário para movimentar o *booster* e a *fan*. Ao deixar a HPT, o caudal primário está ainda com uma pressão e temperatura elevadas. Ao fluir pelas passagens convergentes das *nozzles* do 1º andar da LPT, os gases perdem pressão mas a sua velocidade aumenta. Esta energia cinética, aplicada às pás da LPT, é transformada em binário que movimenta o veio da LPT que, por sua vez, movimenta o *booster* e a *fan*.

As *nozzles* da LPT instaladas dentro do cárter são as dos andares 2, 3 e 4. As *nozzles* estão agrupadas em segmentos, muito semelhantes para todos os andares, e tal como já se referiu, destinam-se a encaminhar os gases do andar rotativo precedente para o andar rotativo seguinte com a máxima eficiência.

No segundo andar existem 20 segmentos com 6 pás cada. Nove destes segmentos são especiais, pois uma das suas pás é oca. O seu perfil é perfurado com 4 furos no lado côncavo e no interior é instalada uma das 9 sondas de EGT. O ar entra pelos furos do perfil, sobe pelo interior e vai banhar a sonda.

Mais tarde, esta sonda será importante para a obtenção de medições de temperatura no banco de ensaio da TAP.

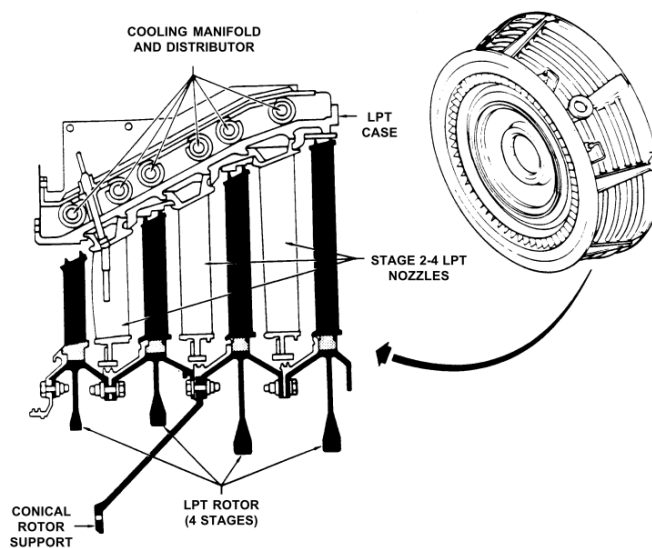


Figura 4.29 – Rotor e Estator da LPT

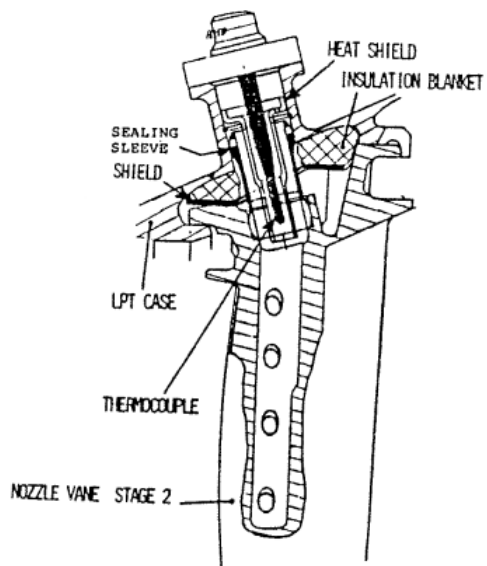


Figura 4.30 – Sonda de EGT no estator do 2º andar da LPT

4.4.14 - Mini-Módulo N°14 – Veio da LPT

O veio da LPT liga o rotor da LPT ao veio da *fan*, transmitindo desta forma o binário da LPT à *fan* e ao *booster*. Os seus vedantes de ar e de óleo limitam a *sump* traseira, onde existem os rolamentos N°4 e N°5. O rolamento N°4 apoia a traseira do rotor do *core* sobre o veio da LPT; o rolamento N°5 apoia a LPT na *frame* traseira (TRF). No interior do veio da LPT, o CVT (*Center Vent Tube*) funciona como conduta de encaminhamento do ar de ventilação de ambas as *sumps* para o exterior do reactor, após ter sido separado do óleo nos separadores rotativos ar/óleo de ambas as *sumps*.

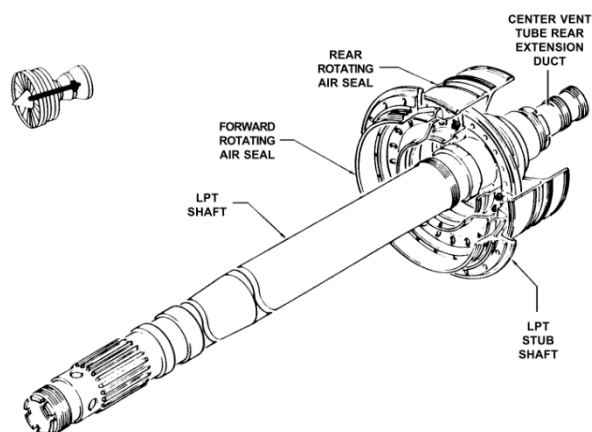


Figura 4.31 – Veio da LPT

4.4.15 - Mini-Módulo N°15 – Frame da turbina (TRF)

A TRF (*Turbine Rear Frame*) ou simplesmente *frame* da turbina, é a estrutura principal na traseira do reactor e por este é suspenso atrás, no mastro da aeronave. A TRF é montada por trás do rotor/estator da LPT e dá apoio à traseira da LPT através do rolamento N°5, suportando os seus esforços radiais. Alguns componentes da TRF fazem parte da *sump* traseira, e nos seus braços radiais (*struts*) estão instalados os vários componentes de óleo necessários para a lubrificação dos rolamentos da *sump*.

As *struts* são inclinadas para acomodarem os alongamentos de origem térmica sem se originarem tensões demasiado elevadas.

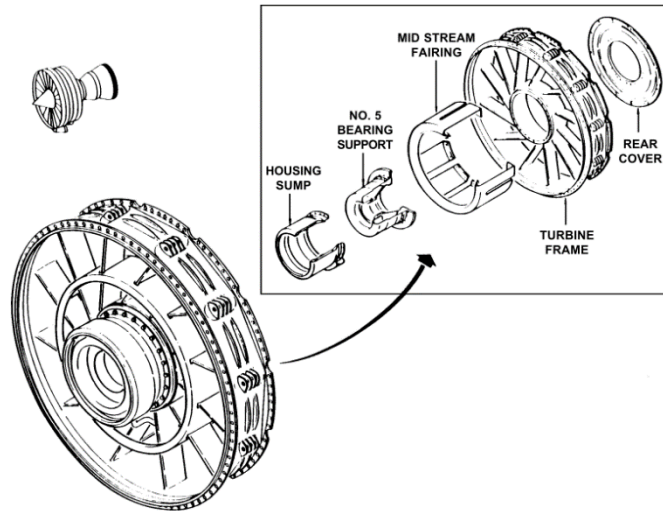


Figura 4.32 – Mini-Módulo N°15 – *Frame* da Turbina (TRF)

4.4.16 - Mini-Módulo N°16 – Caixa de transferência (TGB)

A TGB (Figura 4.9) é uma caixa montada no exterior da *frame* da *fan*. Um veio radial (RDS), localizado no interior de uma das *struts* da *frame* da *fan*, faz a ligação mecânica entre a TGB e a IGB. Na TGB, um par de carretos cónicos muda em 90° a direcção do movimento, reduzindo a velocidade de rotação. Um veio horizontal (HDS) faz a ligação mecânica entre a TGB e a ABG.

A função principal da TGB, em funcionamento normal do reactor, é receber o binário da IGB e transmiti-lo à ABG. Durante o arranque do reactor, obviamente a função inverte-se.

4.4.17 - Mini-Módulo N°17 – Caixa de acessórios (AGB)

A AGB destina-se a suportar e movimentar os acessórios do reactor e do avião. Para além disso, desmultiplica adequadamente a velocidade de rotação para movimentar cada acessório dentro da sua gama de velocidades de operação.

Os acessórios necessários à operação do reactor são instalados na face traseira da AGB (Bomba de Combustível, *Main Engine Control* – MEC, Permutadores de Calor, etc.) e na face dianteira (*Starter* e Alternador de Controlo). Os acessórios necessários à operação da aeronave são todos instalados na face dianteira da AGB (Bomba Hidráulica, etc.).

4.5 - Sistema de Ar

Um reactor, como o CFM56-3, é uma máquina termodinâmica que baseia o seu funcionamento no manuseamento de ar, onde a maior parte é utilizada para produzir impulso.

A restante massa de ar não chega por seu turno a contribuir directamente para a propulsão do reactor, tendo outras finalidades igualmente importantes, tal como o arrefecimento de diversos componentes, a pressurização das *sumps*, controlo de folgas, pressurização da cabine da aeronave, etc. [18].

Assim, para que seja possível desenvolver uma análise termodinâmica ao reactor, é necessário determinar quantitativamente todos estes caudais de ar, bem como os seus circuitos.

Infelizmente, devido não só à impossibilidade de medição destes caudais pela elevada complexidade geométrica do reactor, mas também pelo facto de todos estes parâmetros fazerem parte do *know-how* dos fabricantes e, portanto, serem mantidos em segredo absoluto, revelou-se impossível determinar com precisão todo o circuito de ar, sendo a única solução recorrer a uma estimativa através da consulta da bibliografia da especialidade que se encontra aberta ao público.

Numa primeira instância, é importante o leitor inteirar-se do circuito de ar em si, começando por entender a filosofia de funcionamento das *sumps*: como se sabe, para apoiar um determinado veio, são usados rolamentos que, por sua vez, necessitam de óleo para funcionarem adequadamente. Para que o óleo injectado no rolamento não se perca, pondo assim o funcionamento do reactor em perigo, são instaladas duas caixas que englobam o rolamento, tal como demonstra a Figura 4.33.

Apesar destas caixas estarem instaladas com vedantes que dificultam a fuga de óleo entre a caixa e o veio, o óleo continuará a atravessar os vedantes (numa quantidade muito inferior, obviamente). Assim, o segredo deste sistema está na pressurização no espaço compreendido entre as duas caixas com ar extraído do caudal primário, para que a sobrepressão consiga inverter o sentido do escoamento da fuga dos vedantes. Para acentuar ainda mais este efeito, e aumentar o diferencial de pressões, existem aberturas na caixa

interior com acesso directo à pressão ambiente, criando uma corrente de ar do exterior da caixa para o seu interior.

Como estas aberturas estão no próprio veio rotativo, é instalado um separador ar/óleo que funciona com base na diferença de densidades e de viscosidades entre o ar e o óleo, ou seja, por acção da força centrífuga as gotas de óleo são projectadas para o interior da *sump* enquanto que o ar se escapa para o exterior através do CVT; este caudal é denominado por caudal de ventilação [18].

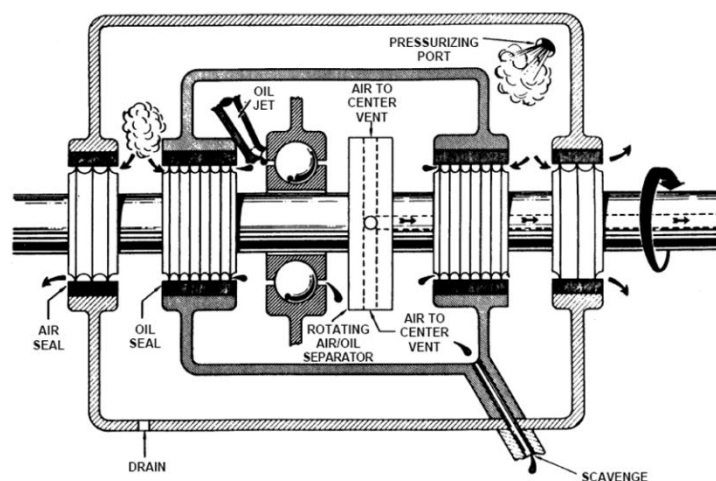


Figura 4.33 – Filosofia de funcionamento de uma *sump* [18]

A *sump* dianteira é pressurizada com ar de descarga do *booster*, tal como demonstra a Figura 4.34 de forma detalhada. Para além disto, existe também uma purga de ar de arrefecimento, denominada por *bore cooling*, que é conduzida para o interior do rotor do HPC.

Quanto à *sump* traseira, também esta é pressurizada com ar de descarga do *booster* (Figura 4.36) que é encaminhado pelo centro do motor.

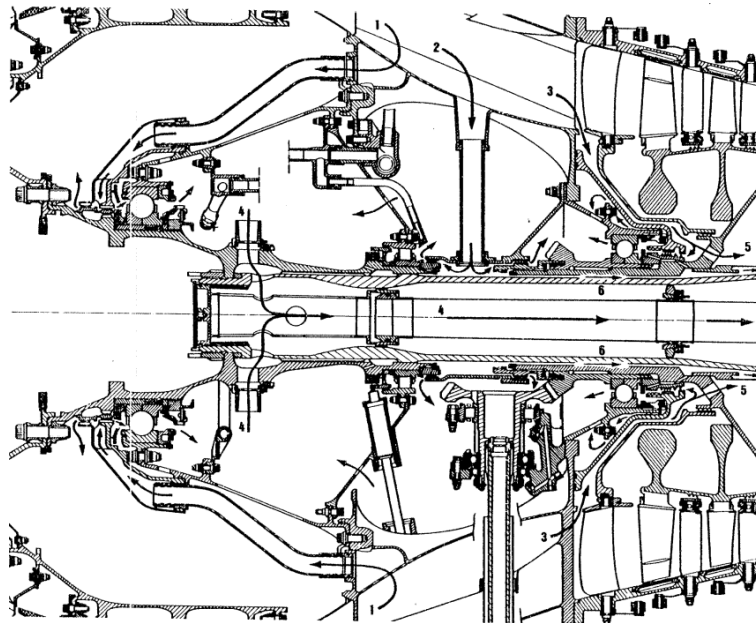


Figura 4.34 – Purgas de ar a jusante do *booster*. 1 – Pressurização da *sump* dianteira; 2 – Pressurização da *sump* dianteira e entrada no caminho para a *sump* traseira; 3 – Pressurização da *sump* dianteira; 4 – Ventilação; 5 – *Bore cooling*; 6 – Pressurização da *sump* traseira

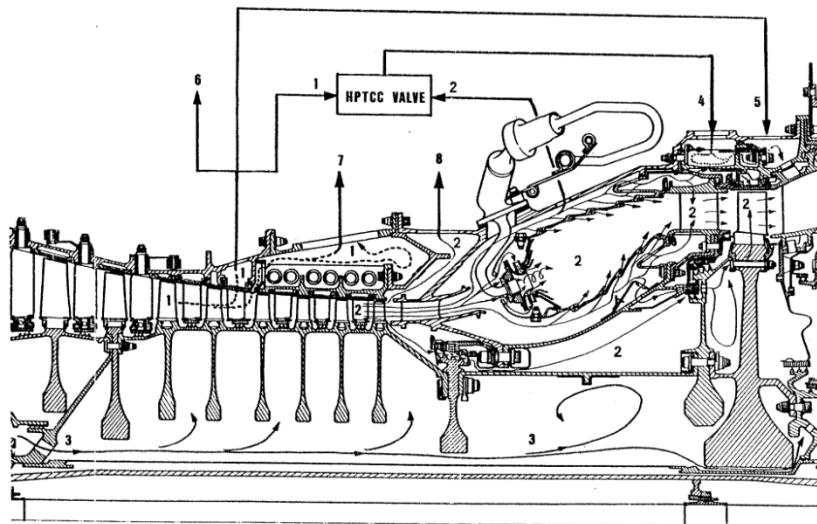


Figura 4.35 – Sistema de ar no centro do motor. 1 – Ar do 5º andar do HPC; 2 – Ar do 9º andar do HPC (CDP); 3 – *Bore cooling*; 4 – Ar de controlo de folgas; 5 – Ar do 5º andar do HPC; 6 – Purga para o arranque do motor; 7 – Purga do 5º andar do HPC para o avião; 8 – Purga do 9º andar do HPC para o avião

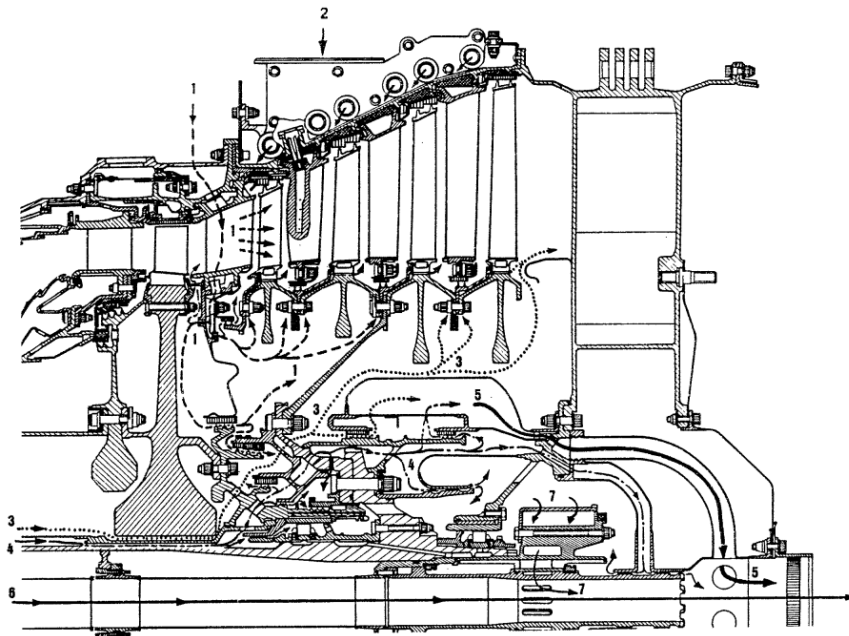


Figura 4.36 – Sistema de ar na traseira do motor. 1 - Arrefecimento das *nozzles* do 1º andar e cavidade dianteira da LPT; 2 – Arrefecimento exterior do cárter da LPT; 3 – *Bore cooling*; 4 – Pressurização da *sump* traseira; 5 – Saída da purga para o exterior; 6 – Ventilação da *sump* dianteira; 7 – Ventilação da *sump* traseira

Do ponto de vista térmico, certas peças do reactor não manterão as suas características de projecto, caso o reactor não possua um sistema de arrefecimento eficiente.

O caudal de *bore cooling*, após entrar no interior do rotor do HPC tal como foi referido anteriormente, irá arrefecer por convecção os discos do HPC, limitando também as suas dilatações térmicas. De seguida, é despejado na cavidade traseira da LPT correspondente aos discos dos 3º e 4º andares.

Quanto ao ar de CDP à saída do HPC, para além de participar na queima do combustível, também irá arrefecer vários componentes. Este ar de CDP que se destina ao arrefecimento irá envolver a câmara de combustão arrefecendo o exterior das paredes por convecção e o seu interior por *film cooling*. Parte deste ar segue em frente e entra para o interior das *nozzles* da HPT, arrefecendo-as e saindo depois para o caudal primário pelos seus inúmeros furos de arrefecimento. Uma outra parte do ar de CDP, segue para a cavidade da HPT onde arrefece componentes como a alma do disco da HPT e as suas pás, saindo também pelos furos destas para o caudal primário.

Para além do ar de arrefecimento retirado do 9º andar do HPC, existe também ar do seu 5º andar. Este ar é encaminhado para a traseira do cárter da câmara de combustão e irá arrefecer a parte traseira da alma do disco da HPT, os discos traseiros da LPT e ainda as *nozzles* do 1º andar da LPT, juntando-se posteriormente ao caudal primário.

Em reactores aeronáuticos, tal como o CFM56-3, as picagens de ar anteriormente referidas podem ir até 25% do caudal de ar primário que entra no *core* [26].

No caso das *nozzles*, por serem andares estáticos, têm a possibilidade de receber caudais de arrefecimento superiores comparativamente aos andares rotativos e de incorporar configurações internas de arrefecimento mais complexas. Ambos estes efeitos contribuem para eficiências de arrefecimento mais elevadas nos andares estáticos, originando caudais de arrefecimento típicos entre os 6 e 8% do caudal de ar que entra no *core*, enquanto que, no caso das pás rotativas, raramente excedem os 5% (Figura 4.37) [26].

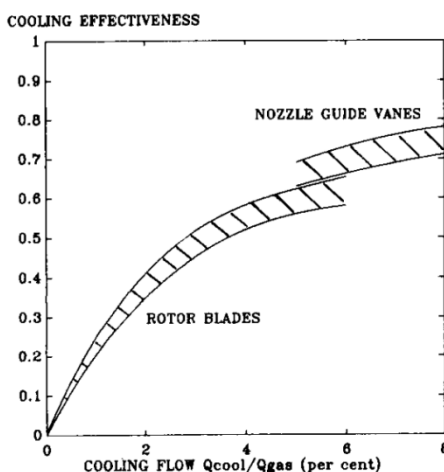


Figura 4.37 – Valores típicos de caudais de arrefecimento para pás estáticas e rotativas [26]

Esta capacidade adicional de arrefecimento é extremamente importante para as NGVs visto serem elas que sofrem o ambiente térmico mais severo. Já as pás rotativas, beneficiam do efeito positivo de se encontrarem em rotação, e portanto, fugirem do escoamento que sai das pás estáticas, reduzindo a temperatura de estagnação relativa à pá. O que foi dito pode ser expresso através de uma simples aproximação empírica muitas vezes divulgada na bibliografia da especialidade [26]:

$$T_{R_{max}} \sim 0,93T_{4.1} \quad (4.1)$$

A mesma ordem de valores para as picagens de ar é também avançada por Walsh e Fletcher [31] através da Figura 4.38, tendo esta ilustração a vantagem de apresentar os caudais de arrefecimento típicos em função da temperatura de saída do respectivo estator e, portanto, concluir que as necessidades de caudal de arrefecimento no caso da NGV da LPT serão mais baixas: aproximadamente 2% do caudal do *core*¹.

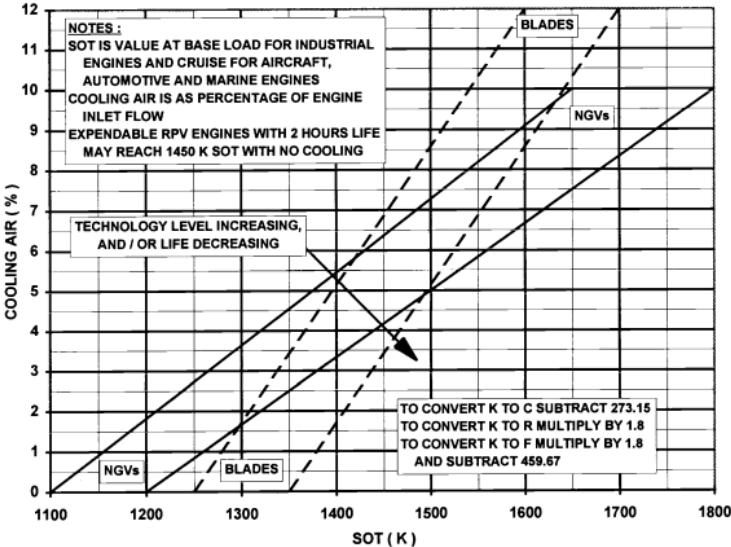


Figura 4.38 – Caudais de arrefecimento de pás estáticas e rotativas de turbinas em função da SOT [31]

Em suma, para além dos caudais de arrefecimento das pás fixas e móveis das turbinas, é fundamental quantificar quantitativamente as restantes picagens de ar que têm lugar a montante do HPC, designadamente as destinadas ao *bore cooling*, à válvula HPTCC e às *sumps*. Estas picagens irão ser posteriormente contabilizadas na análise termodinâmica do ciclo do reactor, procedendo aos respectivos balanços de energia.

Tal como referido anteriormente, pelo facto destas picagens ocorrerem no mesmo local do reactor e de não voltarem ao caudal primário, sendo libertadas para a atmosfera, é possível quantificá-las todas na mesma variável (\dot{m}_{Bo}), a fim de simplificar a nomenclatura dos modelos de cálculo desenvolvidos no Capítulo 6.

¹ O caudal de ar que entre no *core* é o caudal de ar que entra no módulo do *core* propriamente dito, ou seja, no HPC.

O valor percentual da referida variável, juntamente com as restantes picagens, terá de ir ao encontro do valor supracitado de caudal de ar máximo total para fins não propulsivos que é tipicamente extraído, nomeadamente 25%.

Dito isto, e tendo em conta a bibliografia da especialidade que foi referida, foram assumidos os valores apresentados na Tabela 4.6 para o sistema de ar do CFM56-3 quando este se encontra em elevados regimes de funcionamento².

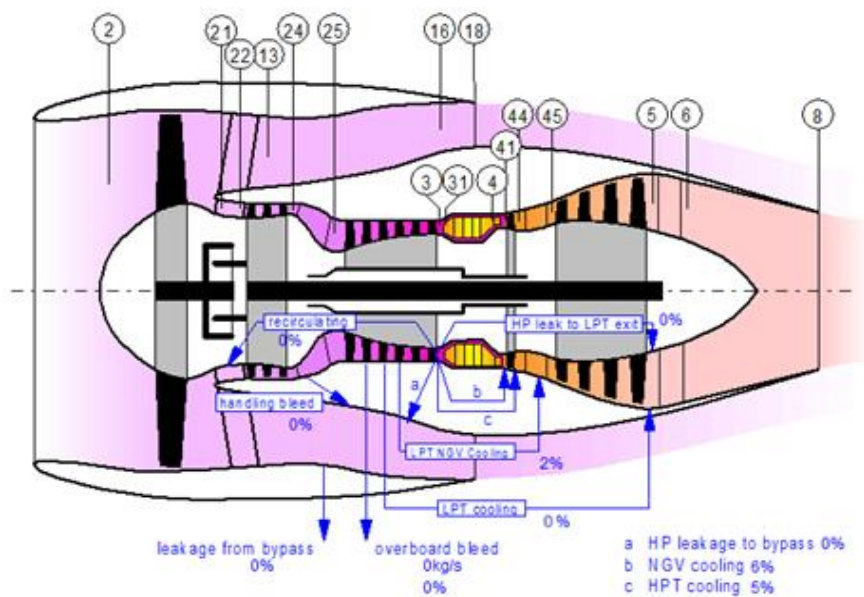


Figura 4.39 – Representação esquemática do sistema de ar do CFM56-3

Tabela 4.6 – Sistema de ar do CFM56-3

PICAGENS CFM56-3		
DESCRIÇÃO	CAUDAL (%)	PONTO EXTRACÇÃO
Bore Cooling + Sumps + HPTCC	10	Descarga do Booster
NGVs HPT	6	9º Andar HPC
Rotor HPT	5	9º Andar HPC
NGVs LPT	2	5º Andar HPC

Caso o leitor pretenda conhecer o sistema de ar completo do CFM56-3 deverá consultar o Anexo VI.

² Serão abordadas no capítulo 6 as condições e as restrições à aplicação dos valores que foram assumidos.

Capítulo 5

Ensaio do Reactor

Este capítulo introduz o *lay-out* e as características gerais de um dos principais locais de trabalho no desenvolvimento desta dissertação – as instalações do banco de ensaio da TAP.

Atendendo a que esta dissertação irá incidir fortemente na análise de dados experimentais, este capítulo irá dar igualmente atenção à apresentação dos dados recolhidos no ensaio dos reactores, bem como apresentar as limitações que foram necessárias considerar.

5.1 - Banco de Ensaio

De uma forma geral, o projecto detalhado e o programa de desenvolvimento de um novo reactor leva entre 3 a 7 anos, desde o seu início à sua entrada em serviço. Tal como é de imaginar, não é possível projectar um produto deste elevado nível tecnológico à primeira abordagem, ou seja, o seu desenvolvimento envolve centenas de horas de ensaios aos motores, bem como vários testes individuais aos respectivos componentes. Daqui são introduzidas várias modificações ao projecto, de forma a que este se aproxime o mais possível das especificações originais [31].

Após a entrada em serviço do reactor, este tipo de instalações tem a finalidade principal de garantir segurança, sendo o motor sujeito a um teste de aceitação para confirmar que se encontra de acordo com o nível de reparação e/ou que garante níveis de *performance* aceitáveis, comparativamente aos valores *standard*. Para além disto, testa a integridade mecânica do aparelho, incluindo fugas hidráulicas, parafusos desapertados e os níveis de vibração [20].

O ensaio dos reactores pode e deve contribuir para a detecção de falhas existentes, conduzindo a atenção directamente para as devidas reparações e eliminando testes desnecessários [20].

Os dados obtidos experimentalmente nestes ensaios avaliam quantitativamente as margens disponíveis do reactor, sendo muito importantes para estabelecer estimativas de quando este irá exigir paragens para reparações ou para melhorias de *performance*, bem como identificar as respectivas causas [20]. É precisamente nestes dados experimentais, mais concretamente nas medições termodinâmicas obtidos nas instalações do banco de ensaio da TAP, que esta dissertação incide, sendo importante identificar neste capítulo o material disponível bem como as suas limitações.

5.1.1 - Tipos de bancos de ensaio

Existem instalações de ensaio de reactores em altitude e ao nível do mar, em que as primeiras têm como objectivo reproduzir condições reais de voo (altitude e *Número de Mach*) [31].

No que diz respeito ao segundo caso, os bancos de ensaio ao nível do mar podem ser divididos em dois grupos: exteriores e interiores. Uma unidade exterior consiste basicamente num suporte ao ar livre que apoia o reactor e fornece diversas medições, tais como impulso, pressões, temperaturas, etc., e tem forçosamente que estar livre de obstruções para assegurar a validade destas e para evitar a distorção do escoamento à entrada que poderá afectar a *performance* do reactor. Para além disto, tem de ser mantida a uma elevação do solo adequada de forma a eliminar interferências [1].

Na Figura 5.1 é apresentado o *lay-out* comum de uma instalação exterior equipada com uma malha em forma de esfera para prevenir perturbações atmosféricas, tal como ventos cruzados, que afectam os resultados dos testes efectuados [31].



Figura 5.1 – Banco de ensaio exterior nas instalações da Rolls-Royce [1]

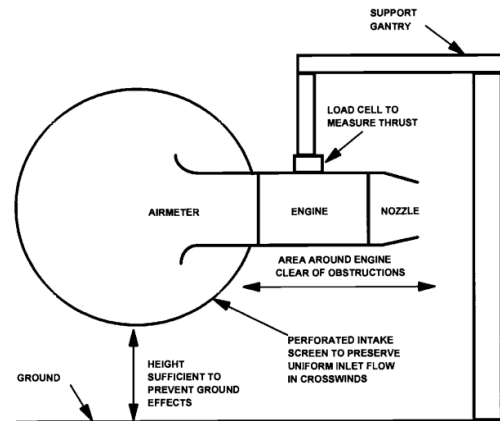


Figura 5.2 – Disposição esquemática de um banco de ensaio exterior [31]

No caso particular da TAP, o banco de ensaio encontra-se ao nível do mar e está num espaço confinado, ou seja, é interior. Esta instalação é simplesmente um compartimento com um canal de entrada e um canal de saída, uma sala de controlo e uma área para a preparação dos reactores.

A disposição da referida câmara de ensaio é idêntica à que se apresenta na Figura 5.3.



Figura 5.3 – Banco de Ensaio Interior

Durante o ensaio, o motor é totalmente controlado a partir da sala de controlo que é apresentada na Figura 5.4, onde também estão instalados os sistemas de aquisição de dados.



Figura 5.4 – Sala de controlo do banco de ensaio da TAP

5.1.2 - Limitações

Atendendo a que esta dissertação dará principal atenção à análise dos dados experimentais recolhidos no banco de ensaio da TAP, é pertinente apresentar as limitações que foram necessárias enfrentar e, conseqüentemente, que o leitor terá que considerar.

Até mesmo especialistas como Kurkze na referência [24], admitem que os *turbofans* são reactores particularmente difíceis de analisar, pelo facto de ser muito complicado determinar com precisão o caudal de ar que entra no *core*. Este caudal seria fundamental para calcular a temperatura à saída da câmara de combustão.

Como se sabe, a temperatura à saída da câmara de combustão é um parâmetro fundamental na análise termodinâmica de uma turbina a gás, isto porque define o início da expansão, ou seja, define o trabalho disponível. No entanto, é também um dos parâmetros mais difíceis de obter por via experimental, senão mesmo o mais difícil.

Para além dos fortes gradientes de temperatura à qual a saída da câmara de combustão está sujeita [26], é um ponto onde se atingem temperaturas e pressões extremamente elevadas. Deste modo, são necessárias sondas bastante elaboradas que consigam suportar condições adversas.

Como se pode imaginar, este tipo de equipamento só está disponível em instalações muito bem equipadas a nível tecnológico, pertencentes aos próprios fabricantes, e que são de uma forma geral exploradas com o objectivo de desenvolver novos reactores. Dito isto, é compreensível que a TAP não disponha de tal equipamento, até porque os fabricantes não têm qualquer interesse em expor ao público em geral parâmetros de projecto de forma deliberada.

O que foi referido ainda se agrava quando existe a impossibilidade de correr o risco de danificar os reactores, ou seja, se for introduzida uma sonda improvisada pela TAP (e portanto à sua responsabilidade), e essa mesma sonda ceder, o que acontece é que irá embater em todos os componentes que se encontram a jusante e a rodar com velocidades muito elevadas. É fácil concluir que esta situação iria representar um enorme prejuízo que a TAP não quer nem pode assumir, eliminando a possibilidade de qualquer tipo de tentativa de retirar dados experimentais sem ser através de sondas previstas pelas respectivas entidades.

O que foi referido relativamente à temperatura de saída da câmara de combustão, é igualmente válido para qualquer estação aerodinâmica da HPT, ou até mesmo à entrada da LPT, tornando-se impossível isolar estes dois componentes apenas com as sondas que a TAP dispõe.

No ponto 4.5 foi também referido que seria essencial conhecer o sistema de ar parasita de todo o reactor, ou seja, conseguir quantificar os caudais de ar que são retirados para as *sumps* e para o arrefecimento de determinados componentes.

Apesar das condições adversas à resistência térmica dos materiais serem mais favoráveis àquelas anteriormente abordadas, a complexidade geométrica e o difícil acesso aos canais de circulação do ar também conduziram à impossibilidade de instrumentar o reactor.

Em virtude de tudo o que foi mencionado, levou o autor a contactar directamente os fabricantes referidos no ponto 4.1 com o objectivo de obter informações e a receber a consequente indiferença por parte dos mesmos.

De modo a alcançar as expectativas da TAP e a conseguir alargar os seus conhecimentos sobre o reactor, bem como os dos especialistas da oficina de motores, o único caminho viável foi estimar e calcular todos os parâmetros necessários à análise termodinâmica pretendida, tendo sempre como base a bibliografia da especialidade e os respectivos conceitos científicos.

Para além disto, na elaboração desta dissertação, não se pôs em causa os valores facultados pelo banco de ensaio, pelo facto do autor não ter tido outra opção senão acreditar nos dados experimentais.

No entanto, esta consideração foi feita de forma consciencializada, uma vez que o banco de ensaio das instalações da TAP se encontra calibrado pela entidade de direito e, portanto, em conformidade com todos os requisitos exigidos para garantir a aeronavegabilidade de um reactor. Por outro lado, se este banco de ensaio está de acordo com toda a legislação aeronáutica extremamente rigorosa, certamente que os seus valores experimentais são suficientemente credíveis para aplicar nesta dissertação e para que as expectativas da TAP sejam garantidas.

5.2 - Recolha de Dados Experimentais

Após terem sido mencionadas as limitações dos dados experimentais recolhidos nas instalações do banco de ensaio da TAP, é fundamental apresentar quais os dados que irão ser utilizados nesta dissertação. Assim, apresenta-se na Figura 5.5 as principais estações aerodinâmicas de recolha de dados, nomeadamente de pressões e temperaturas:

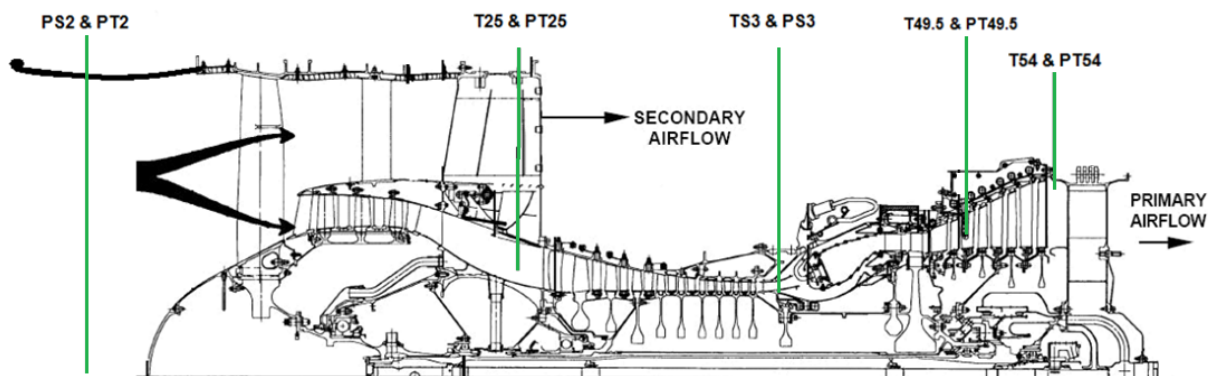


Figura 5.5 – Principais estações aerodinâmicas de recolha de dados experimentais num reactor CFM56-3

No decorrer do ensaio de cada reactor, para além das medições apresentadas na Figura 5.5, são ainda recolhidos dados relativos à rotação N1 e N2, ao caudal de combustível, impulso, consumo específico de combustível e caudal mássico total de ar.

Todos estes dados foram registados segundo a segundo no ensaio de três reactores de modelo CFM56-3C1 (23500 lb de impulso) que irão ser, doravante, designados por reactor A, B e C.

Como cada ensaio tem uma duração aproximada de duas horas, e como a frequência de amostragem é muito elevada, compreende-se que se tornou impraticável apresentar nesta dissertação as cerca de 250.000 medições experimentais efectuadas no decorrer deste trabalho. Deste modo, e para que a sua análise não seja desnecessariamente repetitiva, é apresentada no Anexo I apenas uma pequena amostra dos dados cujo tratamento e selecção foram executados pelo autor.

Ao consultar o Anexo I, o leitor tem a oportunidade de constatar que existem parâmetros observados, parâmetros para o dia padrão e ainda parâmetros de sigla K3.

Relativamente aos parâmetros observados, são aqueles que realmente estão a ser verificados no instante da medição. No entanto, como as condições ambiente têm um grande impacto na *performance* de um reactor [31], é necessário corrigir as medições de forma a que os resultados se tornem comparáveis com outros motores ou com os respectivos critérios de aceitação [15]. Este facto conduz à necessidade de corrigir os parâmetros observados para aqueles que seriam verificados, caso as condições atmosféricas ao nível do mar fossem as de

um dia padrão, que segundo a ISA é dado para uma temperatura e pressão ambiente de 288,15 K e 101,325 kPa, respectivamente [31].

As correcções aos caudais mássicos (tanto de ar como de combustível) são realizadas através da seguinte expressão [31]:

$$\dot{m}_{std} = \frac{\dot{m}_{obs} \sqrt{\frac{T_{a_{obs}}}{T_{ISA}}}}{\frac{P_{a_{obs}}}{P_{ISA}}} \quad (5.1)$$

e as velocidades de rotação são dadas por:

$$N_{1_{std}} = \frac{N_{1_{obs}}}{\sqrt{\frac{T_{a_{obs}}}{T_{ISA}}}} \quad (5.2)$$

Quanto aos parâmetros apresentados no Anexo I, que dispõem da sigla *K3*, são os que introduzem correcções para a humidade, condensação e outros efeitos da instalação que afectam a *performance* do reactor. Estas correcções são efectuadas com coeficientes definidos pela CFM no procedimento de ensaio do CFM56-3 [4] e são processadas automaticamente pelo banco de ensaio. Assim sendo, não irão ser aqui apresentadas por fugirem ao contexto desta dissertação.

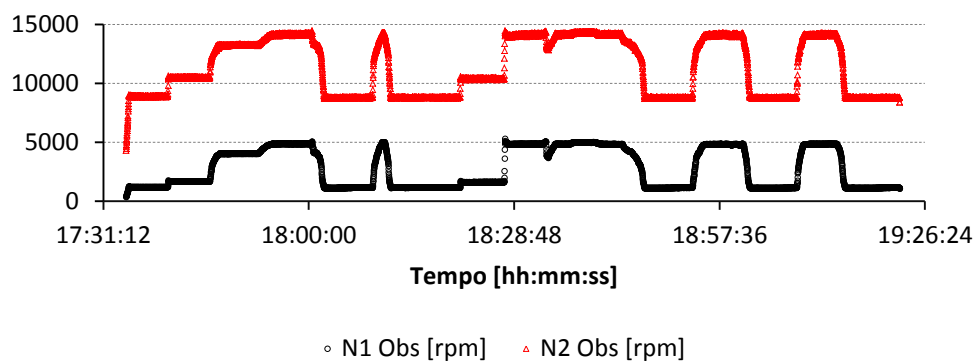
Para além do que foi mencionado, a referência [3] recomenda o procedimento de ensaio ideal do reactor, isto é, o regime de acelerações, desacelerações e estacionários que devem ser respeitados, de forma a verificar o seu estado funcional.

O Gráfico 5.1 apresenta, a título de exemplo, o procedimento concreto que foi seguido no ensaio experimental do reactor A. Neste gráfico, o leitor tem a oportunidade de constatar

que, no decorrer do ensaio, o reactor é submetido a vários regimes de aceleração e desaceleração.

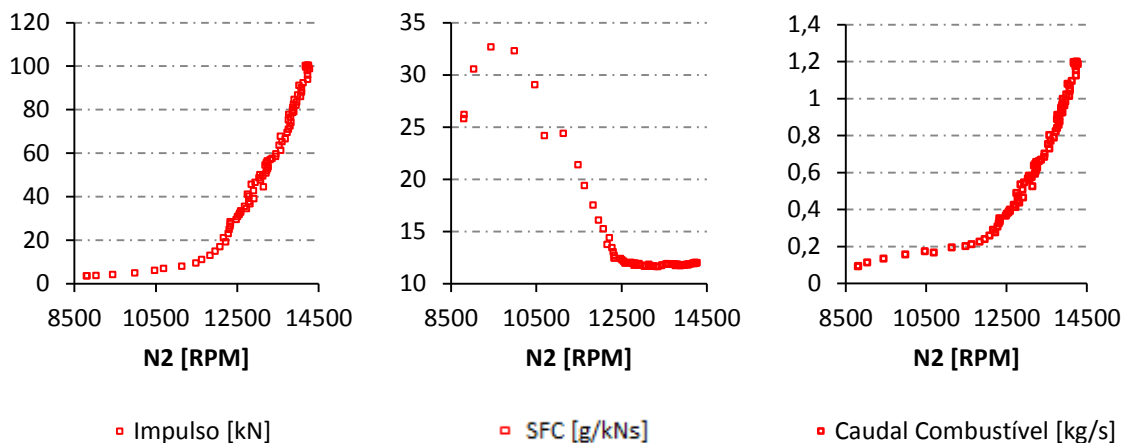
No que diz respeito aos regimes estacionários, são representados pelos períodos em que o reactor não varia a sua velocidade de rotação, ou seja, pelas linhas horizontais. Estas parcelas da amostra terão grande interesse nesta dissertação, tal como será explicado pelo autor no ponto 6.2.1.

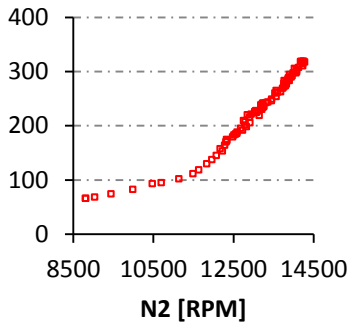
Gráfico 5.1 – Procedimento de ensaio do reactor A



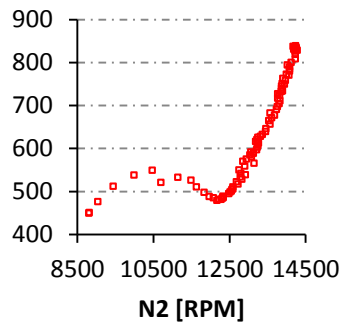
Por fim, é apresentada no Gráfico 5.2 a evolução dos dados recolhidos em banco de ensaio, numa aceleração desde o regime de *Minimum Idle* até *Takeoff*, apenas com o objectivo do leitor se inteirar da ordem de grandeza dos vários indicadores de desempenho do reactor envolvidos nesta dissertação.

Gráfico 5.2 – Evolução dos indicadores de desempenho do reactor numa aceleração de *M. Idle* até *Takeoff*

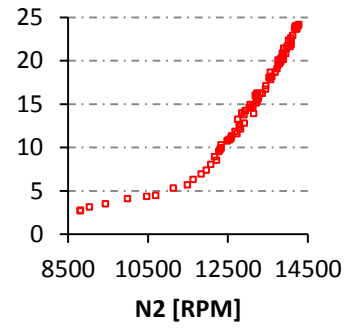




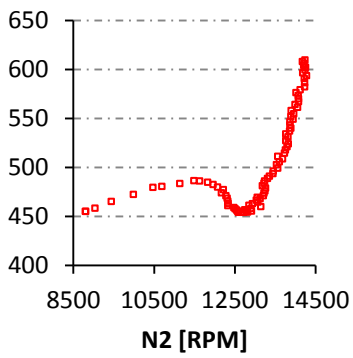
▣ Caudal de Ar [kg/s]



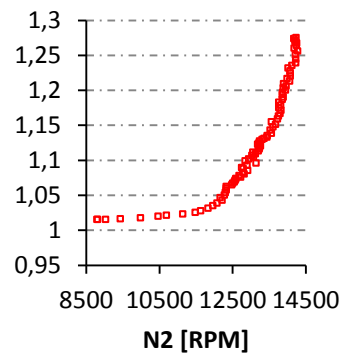
▣ T49.5 [°C]



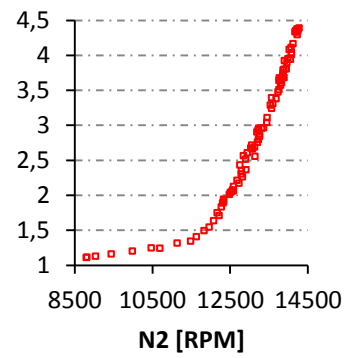
▣ P3 [bar]



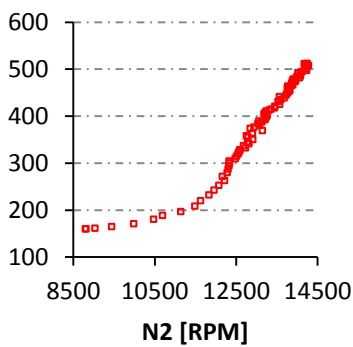
▣ T54 [°C]



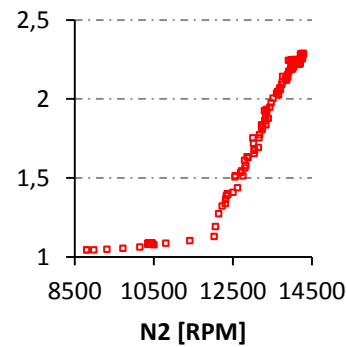
▣ PT54 [bar]



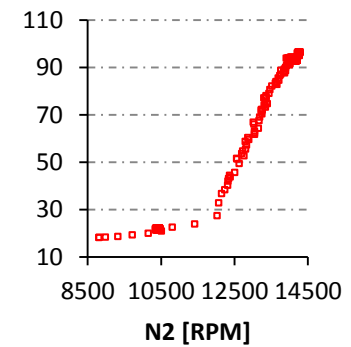
▣ PT49.5 [bar]



▣ T3 [°C]



▣ PT25 [bar]



▣ T25 [°C]

Capítulo 6

Ciclo Termodinâmico do CFM56-3

Através do desenvolvimento de duas metodologias de cálculo, este capítulo tem a finalidade de determinar as variáveis do reactor em epígrafe que a TAP desconhece e não consegue captar com a instrumentação existente em banco de ensaio. Todos os resultados produzidos serão aqui apresentados e discutidos.

6.1 - Âmbito

No desenvolvimento de novos motores aeronáuticos, os fabricantes desenvolvem modelos complexos onde simulam a sua *performance*. Tal como se pode imaginar, estes modelos são criados através de uma vasta informação recolhida e acumulada por intermédio de ensaios experimentais em instalações às quais, de uma forma geral, apenas os próprios fabricantes têm acesso [14].

Como é lógico, e como foi realçado no ponto 5.1.2, esta preciosa informação é mantida em segredo, bem como os detalhes das simulações e dos parâmetros de projecto [14].

No entanto, existem muitas partes interessadas em conhecer melhor os reactores e todo o conhecimento inerente a estes “monstros” tecnológicos. Por exemplo, no meio académico, é sempre bem-vindo ao ensino o acesso a modelos de ciclos aerotermodinâmicos reais. Por outro lado, na indústria, operadores como a TAP têm todo o interesse nesta informação a fim de melhorar os meios de manutenção e aplicar no diagnóstico da monitorização da saúde do reactor [14 e 29].

É neste sentido que uma das expectativas do autor e da TAP seja desenvolver nesta dissertação um modelo de *performance* do CFM56-3, o que por sua vez implica que se conheça o ciclo termodinâmico do reactor.

Assim, este capítulo tem como principal objectivo identificar as variáveis que a TAP desconhece e às quais não tem acesso e ainda conseguir vencer as limitações impostas pelas instalações do banco de ensaio caracterizando todo o ciclo termodinâmico do reactor.

6.2 - Considerações

6.2.1 - Regime do reactor e ponto de referência

Quando se refere que o objectivo deste capítulo é conseguir caracterizar o ciclo termodinâmico do reactor, o leitor tem de estar consciencializado que este irá diferir em cada regime de rotação. Por isso, é fundamental seleccionar o que melhor representa o reactor, ou de outro modo, o que é considerado o ciclo de projecto (ponto de referência).

Segundo Kurzke [14], o ponto de referência ideal é precisamente o ponto em que o projecto do ciclo do reactor se baseou, no entanto, qualquer ponto correspondente a um regime de rotação elevada é adequado a este propósito. Um regime elevado poderá ser considerado, por exemplo, quando o reactor se encontra em *takeoff* ou em *maximum continuous* e, para além de assim se evitar a introdução de imprecisões nas medições efectuadas, simplifica-se consideravelmente o processo de cálculo, tal como se irá verificar no ponto 6.3.3.

Após ter sido seleccionada a rotação indicada, é fundamental manter o reactor em equilíbrio, evitando regimes transientes. Caso contrário, se ocorrer, por exemplo, uma aceleração, é adicionado combustível extra à câmara de combustão, conduzindo a uma temperatura de entrada na turbina superior e ao conseqüente aumento da queda de temperaturas disponível. Este aumento irá disponibilizar mais potência do que a necessária para conduzir o compressor e, portanto, um aumento de rotação até que os binários entrem novamente em equilíbrio. Uma desaceleração tem precisamente o efeito contrário [29].

No caso de uma aceleração, o seu binário é dado pela seguinte expressão:

$$\Delta G = G_T - G_C \quad (6.1)$$

ou por via termodinâmica:

$$\Delta G = \frac{\dot{m}c_{p_g} \Delta T_T - \dot{m}c_{p_a} \Delta T_C}{2\pi N} \quad (6.2)$$

Quanto à aceleração do rotor, é posteriormente obtida através da *Segunda Lei de Newton*, integrando o binário de aceleração em ordem ao tempo [29]:

$$\Delta G = J\dot{\omega} \quad (6.3)$$

Face ao mencionado, é fácil concluir que ao seleccionar os períodos do ensaio em que o reactor se encontra em estado estacionário, os binários de aceleração são nulos, bem como a variação dos parâmetros do reactor no tempo.

6.2.2 - Sistema de arrefecimento – balanços de energia

Tendo em consideração o sistema de ar amplamente detalhado no ponto 4.5, é fundamental definir como é que este irá interferir no estudo a desenvolver.

Segundo M. G. Philpot [26], na análise de ciclos termodinâmicos, é normalmente assumido que os caudais de ar de arrefecimento que se juntam ao escoamento principal antes de um determinado rotor de uma turbina, contribuem efectivamente para o trabalho produzido por essa mesma turbina (i.e. caudais de arrefecimento das NGVs).

No que diz respeito aos caudais de arrefecimento das pás rotativas das turbinas, considera-se que reentram no ciclo a jusante do respectivo andar e, portanto, não produzem trabalho nesse mesmo andar. Assim, para efeitos de cálculo do trabalho produzido, o caudal de ar a considerar inclui o escoamento principal, juntamente com todas as picagens que se juntaram ao escoamento nas pás antecedentes.

Para além disto, o facto de haver uma mistura (considerada perfeita) de caudais com temperaturas distintas, exige um balanço de energia para determinar a temperatura correcta do caudal de ar.

Nesta mistura, assume-se que o caudal de ar de arrefecimento não está sujeito a qualquer perda de calor até ser novamente introduzido no escoamento principal, logo, a sua temperatura total é igual à temperatura no ponto de extracção do compressor.

Esta simplificação é claramente excessiva, no entanto, o erro envolvido é insignificante [26].

Tomando como exemplo o andar estático da HPT, e sabendo que o respectivo ar de arrefecimento tem origem à saída do HPC (estação 3), o balanço de energia é dado por [26]:

$$\dot{m}_{4.1}c_{p_{4.1}}T_{4.1} = \dot{m}_4c_{p_4}T_4 + \dot{m}_{NH}c_{p_3}T_3 \quad (6.4)$$

A estação 4 é à entrada do andar estático da HPT e a 4.1 é à entrada do seu rotor³.

Todas estas simplificações foram processadas de forma a não criar modelos muito complexos e, conseqüentemente, difíceis de aplicar. Isto porque, segundo Kurzke [14], não é de todo recomendado proceder neste sentido caso não se tenha informação fidedigna relativamente a detalhes do sistema de ar, tais como as perdas por fricção dos discos no ar envolvente, etc.

Por exemplo, o caudal de ar de arrefecimento das pás do rotor tem de ser acelerado até à velocidade da própria pá, o que por sua vez exige o trabalho específico dado por $u^2/2$. Este trabalho específico poderia ser contabilizado num balanço de energia através do aumento de entalpia que provoca:

$$h_{RH} = h_3 + \frac{u^2}{2} \quad (6.5)$$

No entanto, é comum ignorar tanto o trabalho específico necessário para acelerar este caudal como o seu aumento de entalpia, visto assumir-se que ambos estes efeitos se anulam. Deste modo, não é correcto contabilizar o trabalho específico e em simultâneo desprezar o aumento de entalpia correspondente [24].

³ No desenvolvimento desta dissertação foi considerada a numeração aconselhada pela norma SAE ARP 755C para identificar as diversas estações aerodinâmicas do reactor.

6.2.3 - Rendimento de turbinas arrefecidas

Levando em consideração o que foi mencionado no ponto 3.4 sabe-se que o rendimento de uma turbina é sempre definido como o quociente entre o trabalho efectivamente produzido e o trabalho que eventualmente seria produzido caso a turbina fosse ideal.

Contudo, o processo de arrefecimento das pás das turbinas, complica consideravelmente o cálculo do seu rendimento, nomeadamente pelo facto do fluido não entrar todo pelo mesmo local, nem todo com a mesma energia disponível [24].

Pelo exposto, poderá tornar-se ambíguo e sem significado, referir valores de rendimento, caso não esteja definido como é que os mesmos são calculados. Um forte exemplo do que foi referido pode ser ilustrado pelo rendimento da mesma máquina tomar valores entre os 88% e os 91%, dependendo do método de cálculo aplicado [16].

Logo, de modo a evitar ambiguidades e esclarecer o procedimento empregue nesta dissertação, é apresentada na Figura 6.1 uma ilustração esquemática de uma turbina de andar único e com um sistema de arrefecimento típico, e na Figura 6.2 o respectivo diagrama entalpia-entropia.

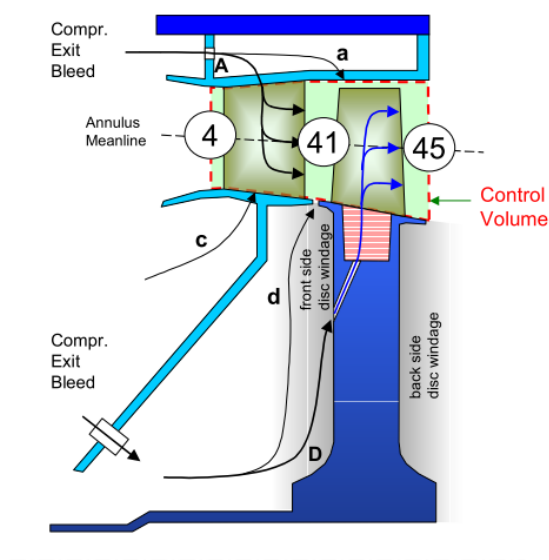


Figura 6.1 – Esquema de uma turbina de andar único com um sistema de arrefecimento típico [24]

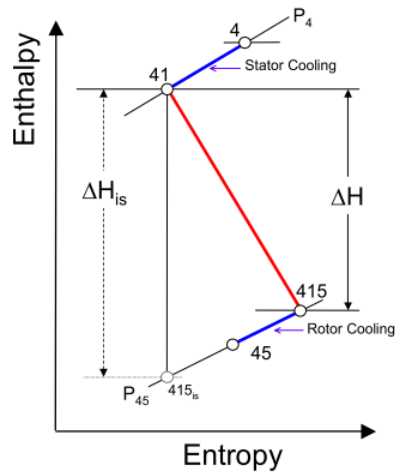


Figura 6.2 – Diagrama Entalpia-Entropia para uma turbina arrefecida de andar único [24]

Tal como é possível constatar pela Figura 6.2, é assumido que a pressão total permanece constante com a introdução do ar de arrefecimento, ou seja, P_{41} iguala P_4 . Relativamente ao processo de expansão efectivo, terá início na estação 41, cuja temperatura será dada através das considerações tomadas no ponto 6.2.2, e originará as propriedades dadas pela estação virtual 415 que, por sua vez, representa o ponto antes de se contabilizar o balanço de energia provocado pelo caudal de arrefecimento do rotor.

De acordo com Kurzke [24], as pequenas fugas de ar com origem, por exemplo, nos caudais de arrefecimento dos discos das turbinas, não são normalmente consideradas no cálculo das temperaturas devido à insignificância da sua energia útil. Deste modo, não entram para o cálculo do processo de expansão.

Com estas aproximações o processo de expansão no rotor arrefecido é idêntico ao de uma turbina não arrefecida e o número usado para estimar quantitativamente o seu rendimento pode ser entendido como tal [24].

O que foi mencionado aplica-se perfeitamente à HPT por ser uma turbina arrefecida de andar único. Relativamente à LPT, apesar de ser uma turbina de 4 andares, apenas o primeiro andar estático está sujeito a arrefecimento. Deste modo, o processo de cálculo do seu rendimento também fica simplificado, não sendo necessário introduzir diferenças ao método abordado anteriormente, ou seja, a temperatura de entrada no rotor é obtida através de um balanço de energia e a temperatura de saída é fornecida por um sensor colocado à saída do último andar rotativo.

6.2.4 - Rendimento isentrópico dos compressores do CFM56-3

Tendo em vista a importância que o sistema de compressão tem no ciclo de um reactor, faz todo o sentido determinar a sua eficiência, bem como indicar o método e as considerações aplicadas.

Apesar do conceito de rendimento isentrópico já ter sido detalhado no ponto 3.4, o autor considerou fundamental referir como este foi adaptado ao caso prático e concreto do CFM56-3, face os meios disponíveis.

De acordo com as limitações referidas no ponto 5.1.2 e que foram impostas no desenvolvimento desta dissertação, o leitor está ciente que é de todo impossível isolar a *fan* e o *booster* para estimar o rendimento de cada um destes componentes. Assim sendo, como estes dois módulos estão rigidamente ligados (i.e. funcionam ambos à mesma rotação) e originam a compressão de baixa pressão, o autor decidiu calcular o rendimento isentrópico directamente de todo este processo.

$$\eta_{LPC} = \frac{T'_{25} - T_{02}}{T_{25} - T_{02}} \quad (6.6)$$

Em que T'_{25} resulta da aplicação da expressão 3.12:

$$T'_{25} = T_{02} \left(\frac{P_{25}}{P_2} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (6.7)$$

Na verdade, os parâmetros termodinâmicos medidos experimentalmente na estação aerodinâmica 25 não foram fáceis de obter. Isto porque se trata de uma sonda opcional que raramente é montada devido à sua elevada tendência de ceder. Deste modo, os dados apresentados neste trabalho só foram conseguidos graças à disponibilidade e dedicação dos TMAs do banco de ensaio perante a importância de se isolar a compressão de baixa e alta pressão.

Caso contrário, para além das expressões aqui apresentadas não terem qualquer aplicação prática, a ausência dos dados supracitados iriam comprometer o êxito dos métodos de cálculo desenvolvidos nesta dissertação.

Dado o exposto, o rendimento isentrópico do HPC tem origem na expressão que se segue.

$$\eta_{HPC} = \frac{T'_3 - T_{25}}{T_3 - T_{25}} \quad (6.8)$$

onde T'_3 é o resultado da aplicação da expressão 3.12:

$$T'_3 = T_{25} \left(\frac{P_3}{P_{25}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (6.9)$$

6.2.5 - Distribuição entálpica dos andares dos componentes

Tal como já foi abordado anteriormente, no processo de compressão, o fluido de trabalho é inicialmente acelerado pelas pás do rotor do compressor e depois desacelerado pelas passagens estáticas de forma a converter a energia cinética em pressão estática. Este processo é repetido em vários andares no sentido de obter a pressão final desejada.

Por outro lado, no caso de uma turbina e, portanto, no processo de expansão, a energia contida no fluido será extraída em cada um dos andares rotativos com o intuito de produzir trabalho mecânico.

Deste modo, o fluido é sujeito a várias variações de temperatura e consequentemente de entalpia, ao longo dos vários andares do CFM56-3.

Segundo H. Cohen, G. F. C. Rogers e H. I. H. Saravanamuttoo [6], um dos esforços dos projectistas de uma turbina incide precisamente no pressuposto que a sua eficiência será máxima quando o trabalho, e portanto a variação de temperaturas, é dividida igualmente entre os andares do componente, ou seja:

$$\Delta T_{LPT} = 4\Delta T_{sLPT} \quad (6.10)$$

O mesmo acontece num compressor, onde o aumento de temperatura de um determinado andar poderá variar bastante com a sua geometria, dependendo da sua aplicação. No caso de andares subsónicos, valores como 10 a 30 K são normais. Por outro lado, no caso de andares transónicos de elevado desempenho podem atingir aumentos de 45 K, ou mais [6].

$$\Delta T_{HPC} = 9\Delta T_{sHPC} \quad (6.11)$$

Esta consideração será muito importante nos métodos de cálculo a desenvolver nesta dissertação, de forma a conseguir determinar variáveis desconhecidas.

6.2.6 - Desempenho da câmara de combustão

A câmara de combustão é um dos componentes que terá impacto neste estudo termodinâmico, sendo portanto necessário analisar a sua influência.

Assim sendo, pelo que foi mencionado no ponto 4.4.9, sabe-se que o ar é entregue pelo HPC à câmara de combustão por intermédio de um arranjo de circuitos complexos. Esta solução, para além de promover a recirculação e a turbulência necessárias ao bom funcionamento do processo de queima e de garantir o arrefecimento imprescindível da câmara de combustão, irá provocar uma perda de carga ao escoamento.

Do ponto de vista do ciclo termodinâmico, esta perda de pressão é uma perda parasítica. No entanto, do ponto de vista prático e de acordo com M. G. Philpot [26], é um parâmetro vital ao funcionamento do reactor e à manutenção da sua integridade física.

Por isso, é comum os projectistas assegurarem perdas de 4 a 5% da pressão de entrada na câmara de combustão, sendo que valores abaixo de 4% poderão pôr em causa a segurança do equipamento [26]. O mesmo valor de 5% é avançado por Kurzke [24].

Relativamente ao rendimento da câmara de combustão, está praticamente sempre muito próximo dos 100%, à excepção de quando o reactor se encontra em regimes de funcionamento muito baixos, tal como *idle* (e muitas das vezes nem assim) [26].

Por fim, resta introduzir o valor do poder calorífico inferior do combustível a utilizar que, segundo o procedimento do banco de ensaio [4] do fabricante do reactor, é cerca de 43380 kJ/kg.

6.2.7 - Perdas mecânicas

A transmissão da potência necessária para conduzir o compressor é feita directamente da turbina através de um veio, ou seja, sem recorrer a qualquer tipo de engrenagens. Assim, todas as perdas mecânicas devem-se ao atrito nos rolamentos e ao atrito do ar envolvente.

Este tipo de irreversibilidades são muito reduzidas e é muito habitual assumir que somam apenas 1% da potência necessária para conduzir o compressor [6].

6.2.8 - Razão *bypass*

Como se sabe, um dos aspectos constructivos do CFM56-3 é a sua razão *bypass* em condições de projecto ser igual a 5. No entanto, e tal como se referiu no ponto 5.1.2, não foi possível colocar sondas de forma a quantificar e confirmar este parâmetro em cada regime do reactor, o que exigiu considerá-lo como um valor fixo nos casos de estudo que irão ser desenvolvidos no ponto 6.3.

Apesar desta consideração estar muito perto da realidade, é importante salientar que o autor tem consciência que poderão existir pequenas variações de motor para motor. Basta, por exemplo, que a corda média das 38 pás constituintes da *fan* varie ligeiramente.

Deste modo, a fim de prever e afastar a possibilidade do impacto destas pequenas variações introduzirem incorrecções, salienta-se que, segundo M. G. Philpot [26], esta variável não é de todo preocupante, visto o estudo paramétrico da Figura 6.3 demonstrar que a influência da razão *bypass*, bem como da razão de pressões da *fan*, baixa com a sua diminuição. M. G. Philpot [26] chega mesmo a referir que com um aumento da razão *bypass* de 5 para 15, a variação no SFC é de 12%.

Logo, como as pequenas variações a que o autor faz referência são na ordem das décimas, não é de esperar qualquer tipo de incorrecção devido a esta consideração.

O mesmo foi concluído por A. J. B. Jackson na sua tese de doutoramento *Optimisation of Aero and Industrial Gas Turbine Design for the Environment* [13].

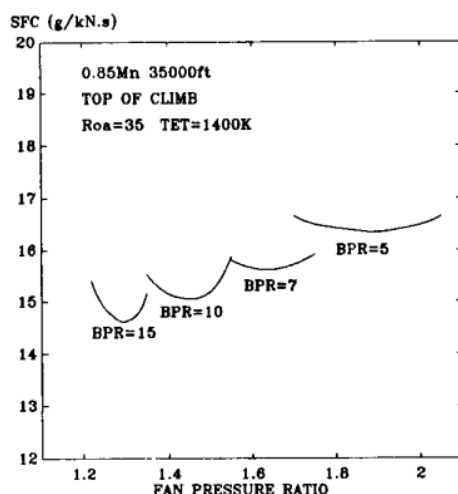


Figura 6.3 – Optimização da Razão de Pressões da *Fan* [26]

6.2.9 - Pressão entregue pelo HPC

Tal como foi apresentado no ponto 5.2, um dos parâmetros termodinâmicos recolhidos experimentalmente no banco de ensaio da TAP é a pressão entregue pelo HPC à câmara de combustão, mais concretamente, a pressão que se encontra na estação aerodinâmica 3.

No entanto, as sondas que estão instaladas no reactor permitem apenas a medição da pressão estática P_3 e não da pressão de estagnação P_{03} que, por sua vez, é indispensável à determinação de outros parâmetros, tais como, o rendimento isentrópico do HPC.

Como a saída do HPC está equipada com um difusor (ponto 4.4.8) que tem como objectivo transformar a energia cinética em pressão estática, o autor assumiu que a componente dinâmica do escoamento é nula e que, portanto, a pressão de estagnação é aproximadamente igual à pressão estática, ou seja:

$$c_3 \approx 0 \quad \therefore \quad P_{03} \approx P_3$$

Como será constatada numa fase mais avançada desta dissertação (ponto 6.3.4), a diferença entre P_{03} e P_3 será pequena e poderá ser considerada desprezável.

O que foi aqui referido só é válido para a pressão, visto a temperatura medida nesta estação ser a de estagnação.

6.2.10 - Potência consumida pelos acessórios do reactor

Apesar de não serem descritas detalhadamente nesta dissertação por estarem fora do seu contexto, todas as unidades eléctricas, pneumáticas, hidráulicas e hidromecânicas que asseguram o funcionamento correcto e o controlo do *hardware* do reactor, são unidades que consomem trabalho mecânico.

Deste modo, para se desenvolver os respectivos balanços de energia de forma correcta e precisa, é fundamental considerar a potência que lhes é dedicada. Segundo Kurzke [24], esta potência necessária para conduzir os acessórios do reactor é cerca de 0,2% da potência produzida pela turbina de alta pressão, ou seja, cerca de 40 kW.

6.3 - Cálculo dos Parâmetros do Reactor

6.3.1 - Método de cálculo – Rendimento Politrópico

Face à necessidade de caracterizar o ciclo do reactor, e tendo em vista as considerações mencionadas anteriormente, resta ao autor apresentar o método de cálculo desenvolvido nesta dissertação com o intuito de determinar os parâmetros termodinâmicos em falta.

Este método, tal como o seu nome indica, é baseado no conceito de rendimento politrópico, já introduzido no ponto 3.4.2.

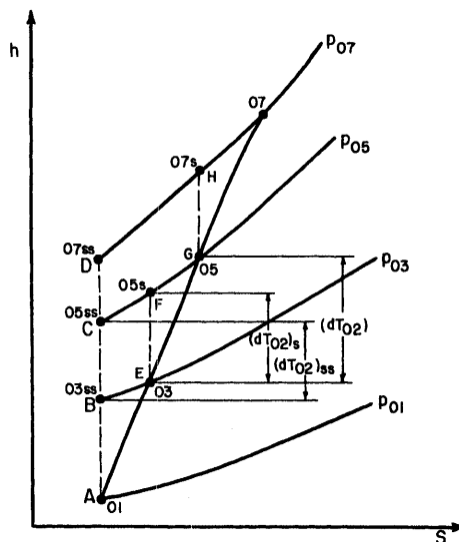


Figura 6.4 – Diagrama $h-s$ de um processo de compressão num compressor de andares múltiplos [17]

O que será aqui demonstrado é a utilidade deste conceito na prática e a sua aplicação no caso concreto do estudo do CFM56-3.

Pela Figura 6.4, e tal como já foi anteriormente referido, devido à divergência das linhas isobáricas, a compressão isentrópica de todos os andares ($AB+BC+CD$) irá exigir menos trabalho do que a compressão dos andares individuais ($AB+EF+GH$), logo, se se tiver como objectivo conseguir representar o processo de compressão real, o resultado será mais aproximado da realidade caso se considere ($AB+EF+GH$) [17].

Assim sendo, é visível que quanto maior for o número de sub-processos de compressão (divisões), melhor será a aproximação, ou seja, se em vez de se dividir o processo em três

parcelas (AB, EF, GH), o mesmo for dividido em n andares elementares dT' , é possível obter uma representação do processo real através de uma integração.

O que foi aqui dito é ilustrado na Figura 6.5 pelas linhas de cor vermelha, sendo igualmente válido para o caso de uma expansão numa turbina.

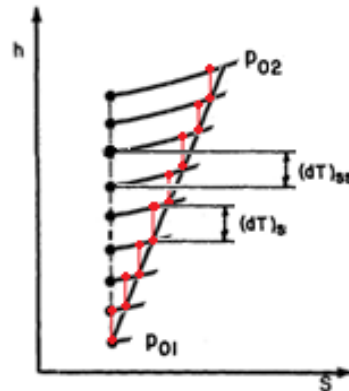


Figura 6.5 – Divisão de um processo de compressão em n andares elementares

Pelo exposto, e pelo facto do rendimento politrópico ser constante ao longo de todo o processo [6], é possível escrever a seguinte igualdade para a LPT:

$$\eta_{\infty LPT} = \frac{\ln(T_{54}/T_{45})}{\ln(P_{54}/P_{45})^{(\gamma_g-1)/\gamma_g}} = \frac{\ln(T_{54}/T_{49.5})}{\ln(P_{54}/P_{49.5})^{(\gamma_g-1)/\gamma_g}} \quad (6.12)$$

ou seja, o rendimento politrópico dos quatro andares da turbina de baixa pressão, será igual se o cálculo for efectuado apenas com os últimos três andares.

Para além disto, como este conceito representa o nível tecnológico de um determinado componente e não o seu comportamento [22], o autor pode assumir que, no decorrer do desenvolvimento do reactor, a tecnologia aplicada na HPT foi idêntica à tecnologia da LPT:

$$\eta_{\infty LPT} = \eta_{\infty HPT} \quad (6.13)$$

É importante relembrar que o grande interesse de conseguir extrapolar o comportamento de toda a LPT e da HPT, utilizando apenas informação dos últimos três andares da turbina de baixa pressão, deve-se à inexistência de sondas a montante da estação aerodinâmica 49.5, sendo que é indispensável desenvolver este método de forma a que seja dependente apenas dos dados disponibilizados pelo banco de ensaio da TAP e que foram apresentados no ponto 5.2.

Dito isto, e para que seja possível um rápido entendimento dos balanços de massa e de energia que se seguem, apresenta-se na Figura 6.6 o diagrama $h-s$ das expansões que o gás sofre nas duas turbinas, bem como o respectivo esquema dos escoamentos na Figura 6.7.

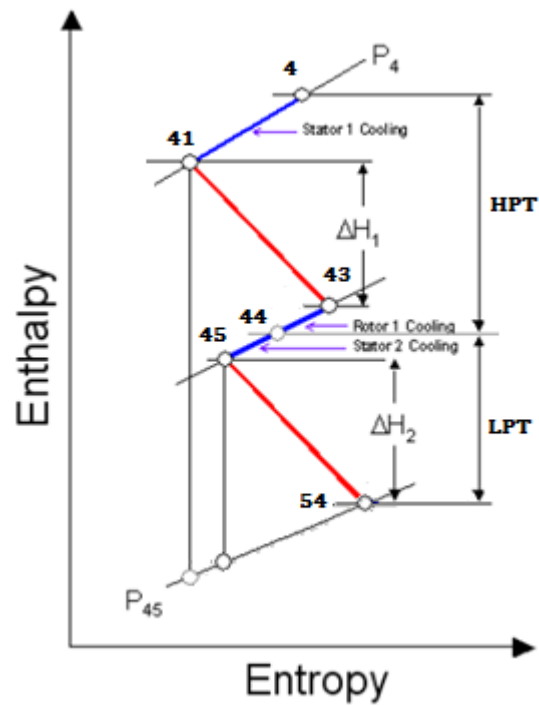


Figura 6.6 – Diagrama $h-s$ do processo de expansão do gás na HPT e LPT

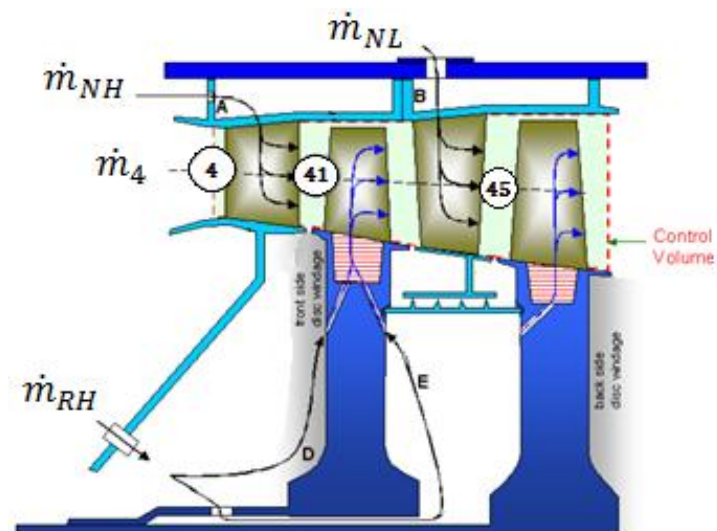


Figura 6.7 – Esquema das estações aerodinâmicas da HPT e LPT com os respectivos balanços de massa

Levando em consideração o que foi mencionado no ponto 6.2.8, conclui-se que o caudal de ar ingerido pelo *core* do reator em regime estacionário é dado por:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}}{\mu} \quad (6.14)$$

Dito isto, e perante o sistema de ar apresentado no ponto 4.5, sabe-se que o caudal do *core* \dot{m}_c irá sofrer uma picagem \dot{m}_{Bo} dirigida à válvula HPTCC e ao arrefecimento dos tambores do reator e das suas *sumps* (*bore cooling*), ou seja, o caudal que efectivamente entra no HPC é :

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_c - \dot{m}_{Bo} \quad (6.15)$$

Por sua vez, do ar que é entregue pelo HPC à câmara de combustão, retira-se três picagens para o arrefecimento de três constituintes do CFM56-3, nomeadamente: pás estáticas da LPT (\dot{m}_{NL}), pás estáticas da HPT (\dot{m}_{NH}) e rotor da HPT (\dot{m}_{RH}).

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_{25} - \dot{m}_{NL} - \dot{m}_{NH} - \dot{m}_{RH} \quad (6.16)$$

Após a câmara de combustão, o fluido de trabalho deixa de ser ar comprimido e passa a uma mistura devido à queima do caudal de combustível \dot{m}_f , ou seja:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_f \quad (6.17)$$

No entanto, segundo Kurzke [24], é correcto considerar que existem fugas do fluido de trabalho altamente pressurizado para zonas de menor pressão, mais concretamente nos vedantes entre as partes estáticas e as partes móveis do HPC e da HPT, e que estas fugas igualam o combustível introduzido na câmara de combustão, originando:

$$\dot{m}_4 \approx \dot{m}_3 \quad (6.18)$$

É lógico que se trata de uma aproximação, no entanto, irá trazer a grande vantagem de tornar o método de cálculo completamente independente da medição do caudal de combustível, tal como será detalhado posteriormente.

Segue-se a estação de entrada no rotor da HPT que, segundo as considerações tomadas no ponto 6.2.2 terá o acréscimo do ar de arrefecimento das suas pás estáticas, designadamente:

$$\dot{m}_{41} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{NH} \quad (6.19)$$

Por sua vez, antes deste último caudal passar pelas pás estáticas da LPT, ser-lhe-á adicionado o ar de arrefecimento das pás móveis da turbina de alta pressão:

$$\dot{m}_{44} = \dot{m}_{41} + \dot{m}_{RH} \quad (6.20)$$

Para concretizar os balanços de massa, falta apenas definir o caudal que irá realizar trabalho no rotor da LPT:

$$\dot{m}_{45} = \dot{m}_{44} + \dot{m}_{NL} \quad (6.21)$$

Como foi assumido no ponto 6.2.4 que as variações entálpicas das turbinas e dos compressores estão equitativamente distribuídas pelos vários andares, é possível determinar a queda entálpica total que o gás irá sofrer na LPT através da aplicação da *Primeira Lei da Termodinâmica*:

$$\Delta h_{LPT} = \frac{c_{p_g}(T_{495} - T_{54})}{3} \times 4 = c_{p_g}(T_{45} - T_{54}) \quad (6.22)$$

Desta forma, é possível obter a temperatura de estagnação T_{45} à entrada do rotor da LPT, ou seja, aplica-se a média da queda entálpica dos seus três últimos andares para extrapolar o quarto andar.

Neste cálculo, o autor teve consciência que ao trabalhar com temperaturas de estagnação, elimina-se a incerteza da localização precisa do sensor da temperatura de EGT (T_{495}) apresentado na Figura 4.30, ou seja, basta ter conhecimento que este se encontra equipado no segundo andar estático da LPT.

Isto porque, pelo facto de não existir transferências de calor e trabalho nas tubeiras, a temperatura de estagnação é constante segundo o eixo axial do estator, não sendo necessário especificar se a extracção do gás, efectuada com o objectivo de banhar o termopar, foi feita no início, meio ou fim da pá fixa.

Dito isto, depois de se obter T_{45} e tendo em consideração o esquema da Figura 6.7, é possível prosseguir com um simples balanço de energia para determinar a temperatura de estagnação a montante do estator da LPT (T_{44}):

$$\dot{m}_{45}c_{p_g}T_{45} = \dot{m}_{44}c_{p_g}T_{44} + \dot{m}_{NL}c_{p_a}T_{HPC(5)} \quad (6.23)$$

Este último balanço de energia deve-se à introdução de ar de arrefecimento no escoamento principal que, por sua vez, tem origem no 5º andar do HPC e que provoca o aparecimento de uma nova variável – a temperatura do ar comprimido por cinco estágios do compressor de alta pressão ($T_{HPC(5)}$).

Este novo parâmetro poderá ser facilmente estimado através da expressão que se segue, assumindo novamente as reflexões do ponto 6.2.4.

$$\Delta h_{HPC} = \frac{c_{p_a}(T_3 - T_{25})}{9} \times 5 = c_{p_a}(T_{HPC(5)} - T_{25}) \quad (6.24)$$

Posteriormente, é necessário proceder a outro balanço de energia com o intuito de estimar a temperatura à saída do rotor da HPT, antes de lhe ter sido adicionado o caudal de ar de arrefecimento das suas pás móveis (T_{43}).

$$\dot{m}_{44}c_{p_g}T_{44} + \dot{W}_{HPT} = \dot{m}_{41}c_{p_g}T_{41} + \dot{m}_{RH}c_{p_a}T_3 \quad (6.25)$$

Como $\dot{W}_{HPT} = \dot{m}_{41}c_{p_g}(T_{41} - T_{43})$, a expressão anterior pode ser simplificada:

$$\dot{m}_{44}c_{p_g}T_{44} = \dot{m}_{41}c_{p_g}T_{43} + \dot{m}_{RH}c_{p_a}T_3 \quad (6.26)$$

Estão assim estabelecidas as condições para aplicar o conceito de rendimento politrópico já referido anteriormente, mais concretamente aplicar a expressão 6.12 para encontrar a pressão de estagnação à entrada da LPT (P_{45}) e a expressão 6.13 para revelar a temperatura à entrada do rotor da HPT (T_{41}).

$$\eta_{\infty LPT} = \eta_{\infty HPT} \Rightarrow \frac{\ln(T_{54}/T_{495})}{\ln(P_{54}/P_{495})^{(\gamma_g-1)/\gamma_g}} = \frac{\ln(T_{43}/T_{41})}{\ln(P_{43}/P_{41})^{(\gamma_g-1)/\gamma_g}} \quad (6.27)$$

É fundamental referir mais uma vez que não se consideram as perdas de carga no balanço de energia efectuado no primeiro andar estático da LPT, ou seja, na passagem da estação aerodinâmica 44 para a 45. Apenas se considera este tipo de irreversibilidade na conduta posicionada entre as turbinas que, segundo Walsh e Fletcher [31], assume valores entre 0,5% e 2,5%.

Relativamente à obtenção da temperatura total à entrada do rotor da HPT (T_{41}), resta apenas destacar que na aplicação da expressão 6.27, a pressão P_{41} é introduzida segundo as observações deduzidas no ponto 6.2.6, isto é, sabendo que a perda de pressão inerente ao processo de combustão é de 5%:

$$P_{41} = 0,95 \times P_3 \quad (6.28)$$

Por fim, depois destes parâmetros estarem definidos, a temperatura do escoamento à saída da câmara de combustão (T_4) é calculada através de mais um balanço de energia com o caudal de arrefecimento das *nozzles* da HPT.

$$\dot{m}_{41}c_{p_g}T_{41} = \dot{m}_4c_{p_g}T_4 + \dot{m}_{NH}c_{p_a}T_3 \quad (6.29)$$

Todo este procedimento, conduz à possibilidade de estimar o consumo instantâneo de combustível do reactor durante o ensaio e validá-lo com o valor que é efectivamente medido pelas sondas do banco.

$$\dot{m}_3c_{p_a}T_3 + \dot{m}_fPCI = (\dot{m}_f + \dot{m}_3)c_{p_g}T_4 \quad (6.30)$$

Foi neste sentido, que se desenvolveu um método de cálculo independente da medição do caudal de combustível.

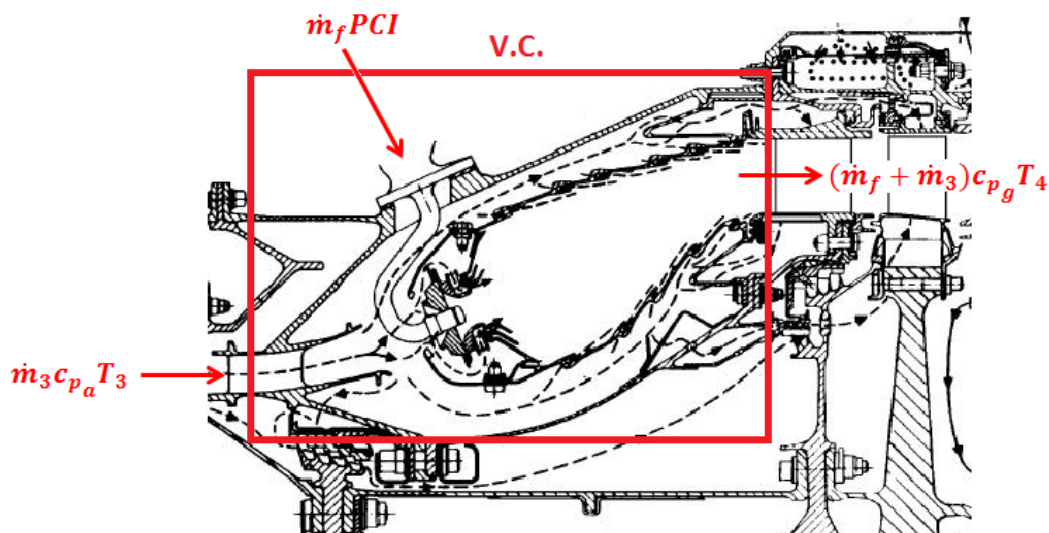


Figura 6.8 – Volume de Controlo da Câmara de Combustão

6.3.2 - Método de cálculo – Balanço de Energia

No ponto anterior foi desenvolvida uma metodologia de cálculo que permite determinar vários parâmetros termodinâmicos do reactor até agora completamente desconhecidos.

Precisamente por serem variáveis desconhecidas, e devido à impossibilidade de se obter confirmações por via experimental e por via de confirmação dos fabricantes, corre-se o risco da metodologia aplicada conduzir a resultados que faltem à verdade.

Mesmo apesar do método de cálculo anterior permitir validar o parâmetro final (caudal de combustível consumido pelo reactor), é fundamental prever que as variáveis colaterais poderão não se encontrar dentro do domínio esperado. Por outras palavras, e a título de exemplo, apesar do valor do consumo de combustível resultar correctamente num erro relativo desprezível de 2%, não significa que uma eventual temperatura à saída da câmara de combustão de 1500 K esteja correcta, visto que um erro poderá estar a ser compensado por outro.

Para além do que foi aqui referido, não é de todo adequado deixar os tão desejados resultados finais, dependentes apenas da mesma metodologia de cálculo, sendo esta baseada num conceito (rendimento politrópico) que poderá não se adaptar à realidade de um reactor aeronáutico, munido de pás arrefecidas, gradientes térmicos e de outras múltiplas variáveis que influenciam o processo.

É neste sentido que se introduz aqui um método de cálculo alternativo, que possibilita a análise de alguns indicadores do desempenho e do sucesso (ou não) do que foi desenvolvido *a priori*.

Ao contrário do método anterior, em que a metodologia é extrapolar a evolução que ocorre nas turbinas até se chegar à câmara de combustão e assim se encontrar os parâmetros essenciais à caracterização do ciclo do reactor, neste caso, o procedimento será isolar determinados componentes e recorrer à *Primeira Lei da Termodinâmica* para proceder ao balanço de energia.

É certo que já se utilizava balanços de energia anteriormente, no entanto só em casos pontuais e com a finalidade de determinar o impacto dos caudais de arrefecimento nas temperaturas do escoamento principal.

Aqui, o balanço de energia será numa escala superior, tal como se verifica na Figura 6.9 onde se define o volume de controlo a estudar, designadamente todo o rotor de alta pressão, ou seja, turbina e compressor de alta pressão com a câmara de combustão pelo meio.

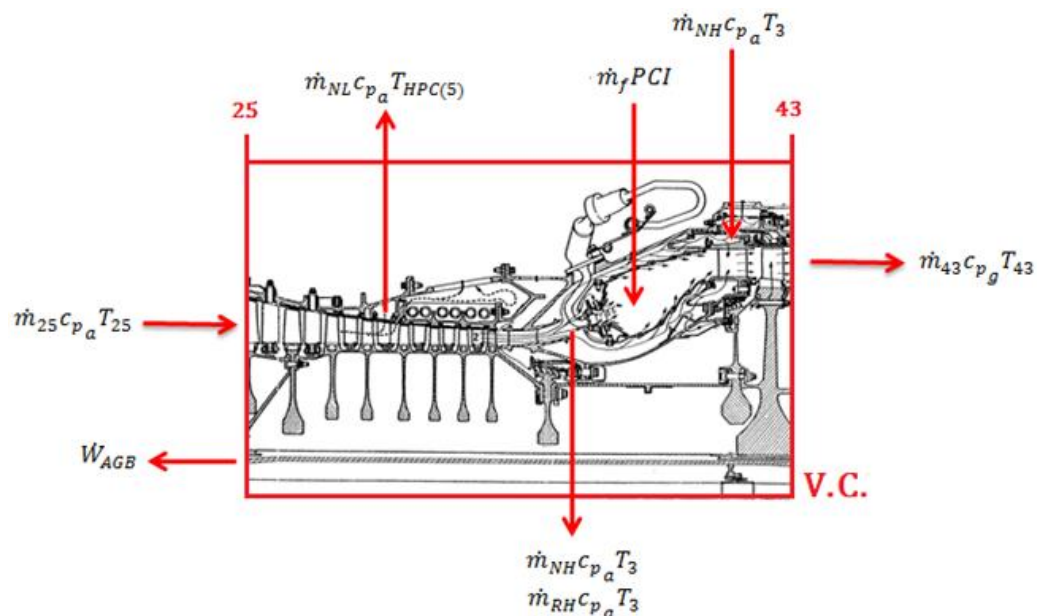


Figura 6.9 – Volume de Controlo – Rotor de Alta Pressão

De acordo com o volume de controlo definido na Figura 6.9, e considerando todos os fluxos de energia que têm lugar nas fronteiras do rotor de alta pressão, a *Primeira Lei da Termodinâmica* irá culminar na expressão que se segue⁴.

$$\dot{m}_{25}c_{p_a}T_{25} + \dot{m}_f PCI + \dot{m}_{NH}c_{p_a}T_3 = \dot{m}_{NL}c_{p_a}T_{HPC(5)} + \dot{m}_{NH}c_{p_a}T_3 + \dot{m}_{RH}c_{p_a}T_3 + \dot{m}_{43}c_{p_g}T_{43} + \dot{W}_{AGB} \quad (6.31)$$

Ao analisar esta expressão, e assumindo o mesmo sistema de ar que foi descrito no ponto 4.5 e as considerações apresentadas no ponto 6.2, o leitor pode constatar que a única incógnita será a temperatura virtual à saída do rotor da HPT, ou seja, T_{43} .

4 É de relembrar que já foi referido no ponto 3.4.1 que as turbomáquinas, tal como se considera aqui, são essencialmente adiabáticas.

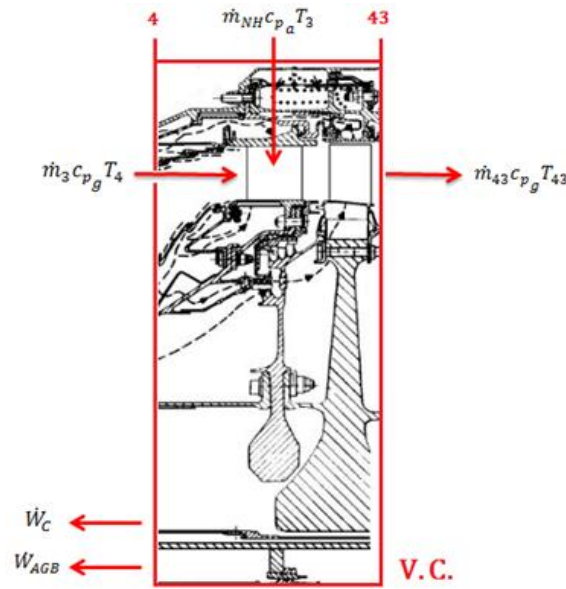


Figura 6.10 – Volume de Controlo - HPT

Após isolar-se e obter-se T_{43} , é possível definir outro volume de controlo, mas que desta vez isole apenas a HPT, tal como demonstrado na Figura 6.10.

Desta forma, é possível através de outro balanço de energia chegar à expressão abaixo apresentada e determinar a temperatura à saída da câmara de combustão, nomeadamente a temperatura T_4 .

$$\dot{m}_3 c_{p_g} T_4 + \dot{m}_{NH} c_{p_a} T_3 = \dot{W}_{HPC} + \dot{W}_{AGB} + \dot{m}_{43} c_{p_g} T_{43} \quad (6.32)$$

Em que a potência consumida pelo compressor de alta pressão é dada por:

$$\dot{W}_{HPC} = \frac{\dot{m}_{25} c_{p_a} (T_3 - T_{25}) - \dot{m}_{NL} c_{p_a} (T_3 - T_{HPC(5)})}{\eta_{mec}} \quad (6.33)$$

Com a temperatura da câmara de combustão, basta avaliar quantitativamente o impacto que o caudal de ar de arrefecimento das pás estáticas da HPT irá provocar no escoamento principal e obter assim a temperatura T_{41} .

$$\dot{m}_{41} c_{p_g} T_{41} = \dot{m}_3 c_{p_g} T_4 + \dot{m}_{NH} c_{p_a} T_3 \quad (6.34)$$

Por fim, resta apenas referir que este método, ao contrário do anterior, não permite isolar as turbinas relativamente à informação das pressões, em virtude de se estar a trabalhar apenas com a componente térmica do reactor. No entanto, o leitor irá verificar no ponto 6.3.4,

durante o desenvolvimento das conclusões e apresentação dos resultados, que esta metodologia de cálculo será muito importante no auxílio do método anterior e estará intrinsecamente ligada ao seu aperfeiçoamento.

6.3.3 - Aplicabilidade dos métodos de cálculo

Pela observação do desenvolvimento das metodologias de cálculo, é perceptível que foram impostas várias condições que garantem uma boa caracterização dos parâmetros do ciclo termodinâmico do reactor. Deste modo, facilmente se deduz que caso determinadas condições não sejam cumpridas, a confiança nos resultados ver-se-á comprometida.

Dito isto, de forma a evitar incorrecções que introduzam erros de dimensão inaceitável, é imperativo compreender a aplicabilidade do trabalho desenvolvido e os principais motivos.

Foi salientado no ponto 6.2.1 que é muito importante estudar o reactor quando este se encontra num regime estacionário elevado. Caso esta condição não seja respeitada, surgirão inúmeras questões que influenciam o desempenho do reactor mas que não foram consideradas. Um forte exemplo pode ser ilustrado através do simples facto da existência de um excesso de combustível, provocado por um regime transiente, originar um binário excedente que impossibilita por completo igualar as potências dos compressores e das turbinas, ou seja, todas as expressões apresentadas para determinar os balanços de energia deixam de ser aplicáveis.

Como se não bastasse, segundo H. I. H. Saravanamuttoo [29], pelo facto do binário resultante ser a diferença entre duas grandezas de igual magnitude, uma pequena variação poderá resultar numa grande alteração do binário disponível para uma aceleração, ou seja, em regimes transientes é fundamental garantir estimativas muito precisas, tanto para o binário do compressor como para o da turbina, o que se torna especialmente difícil em regimes baixos.

Também Kurzke [14], avisa que os erros introduzidos nas medições são muito superiores quando efectuadas em baixas velocidades de rotação, devendo ser evitadas.

Para além do que foi referido, o autor relembra que na descrição dos detalhes do CFM56-3, foi mencionada a existência de 12 VBV's entre o *booster* e o HPC, que basicamente têm a função de controlar o caudal de ar do *core*. Na verdade, é possível

constatar que este sistema de controlo não foi incluído nos métodos de cálculo. Isto porque estas válvulas estão completamente fechadas em altos regimes e deixam de ser um parâmetro com influência.

Por outro lado, quando as rotações baixam, as válvulas começam a abrir para evitar um fenómeno denominado por *stall*, alterando por completo as considerações tomadas na caracterização do caudal nas várias estações aerodinâmicas do reactor, ou seja, todo o sistema de ar definido no ponto 4.5 estará incorrecto.

Tudo aquilo aqui exposto foi comprovado pelo autor através dos péssimos resultados produzidos pelas metodologias de cálculo quando as devidas considerações não são cumpridas. É possível avançar que, nestas condições, e de forma a avisar o leitor, os erros ascendem a 50%.

Por outro lado, o autor adianta que o erro cometido na aplicação da análise analítica ao regime *maximum continuous* resulta em erros de igual grandeza àqueles que irão ser apresentados e discutidos no ponto seguinte (6.3.4) para regime *takeoff* (regime elevado), ou seja, perfeitamente aceitáveis.

6.3.4 - Apresentação e discussão dos resultados

Após a conclusão do desenvolvimento das duas metodologias de cálculo, é fundamental confirmar se estas seguem o comportamento esperado e se os resultados produzidos caem dentro dos valores aceitáveis.

É neste sentido, que será aqui desenvolvida a apresentação gráfica dos dados obtidos, iniciando-se a sua discussão com as temperaturas à saída da câmara de combustão dos reactores A, B e C em *takeoff*, conforme Gráficos 6.1, 6.2 e 6.3.

É importante relembrar que ambos os métodos de cálculo foram aplicados em regime estacionário e que a amostragem dos dados experimentais é feita de segundo a segundo. Assim sendo, é expectável que a variação dos parâmetros no tempo seja nula, ou seja, que os gráficos apresentem um comportamento horizontal.

Para além do que foi mencionado, e entrando em concreto na análise dos Gráficos 6.1, 6.2 e 6.3, verifica-se que os resultados obtidos para a temperatura produzida pela câmara de

combustão através de dois caminhos distintos, designadamente o método do rendimento politrópico e do método do balanço de energia (método alternativo), traduzem-se em valores muito próximos.

No caso do Reactor A, a temperatura T_4 atinge em média um valor de 1626 K para o primeiro método e 1609 K para o método alternativo, ou seja uma diferença absoluta de 17 K que, em termos relativos, representa apenas cerca de 1%.

Quanto ao Reactor B, a temperatura T_4 baixa ligeiramente para, em média, 1601 K e 1587 K respectivamente, mantendo a boa aproximação já verificada entre as duas metodologias.

Apenas no Reactor C é que se evidencia uma maior discrepância nos valores calculados, nomeadamente 1558 K para o método do rendimento politrópico e 1594 K para o método alternativo, ou seja, 36 K de diferença.

É muito provável que esta desigualdade seja causada pela diminuição da temperatura T_4 para 1558 K, comparativamente aos reactores anteriores. Isto porque a temperatura determinada através do método alternativo mantém a mesma linha de valores. No entanto, o autor irá analisar esta questão de forma detalhada após uma análise global aos resultados.

Em suma, pela observação dos valores referidos juntamente com figuras típicas sobre a evolução histórica da temperatura produzida pela câmara de combustão (tal como a Figura 2.5), é possível constatar que os resultados não fogem à realidade. O autor tem consciência que este tipo de figuras é apenas de carácter informativo e generalista de forma a não entrar em detalhes técnicos, no entanto, é perfeitamente adequado para comprovar que não se está a cometer um erro colossal no cálculo de uma temperatura normal para um reactor desenvolvido na segunda metade da década de 70.

Gráfico 6.1 - T_4 do reactor A em *takeoff*

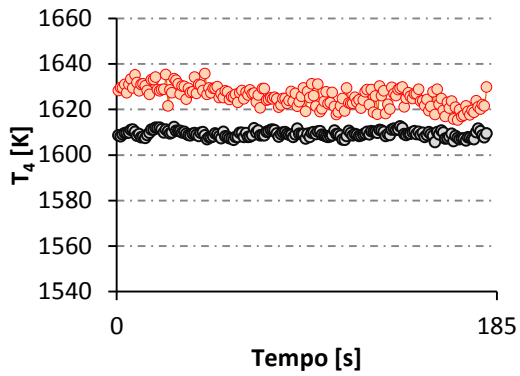


Gráfico 6.2 - T_4 do reactor B em *takeoff*

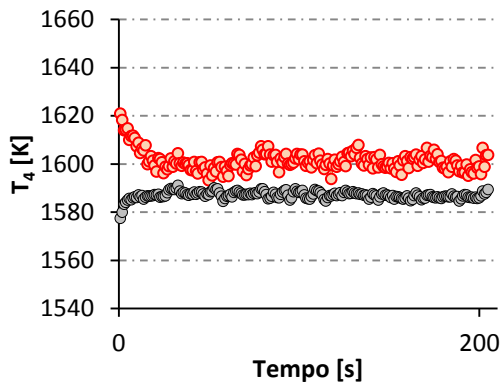
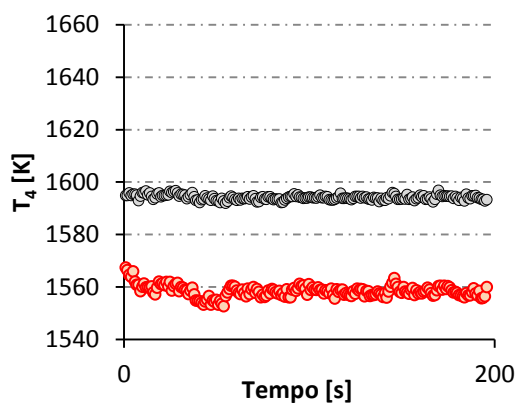


Gráfico 6.3 - T_4 do reactor C em *takeoff*



○ T4 - Método Rendimento Politrópico
 ○ T4 - Método Balanço Energia

Gráfico 6.4 - \dot{m}_f do reactor A em *takeoff*

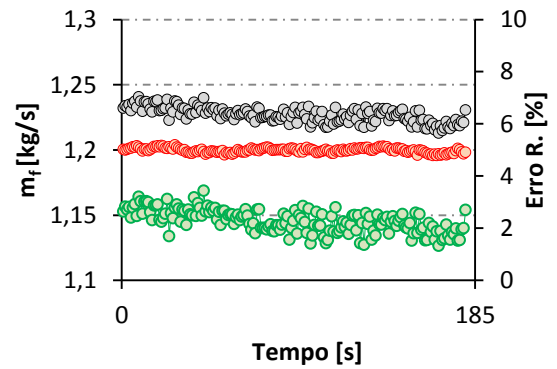


Gráfico 6.5 - \dot{m}_f do reactor B em *takeoff*

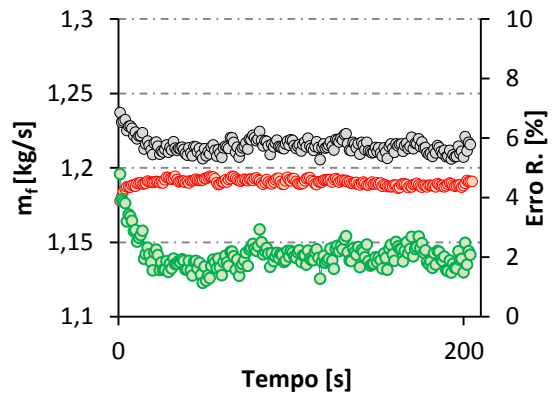
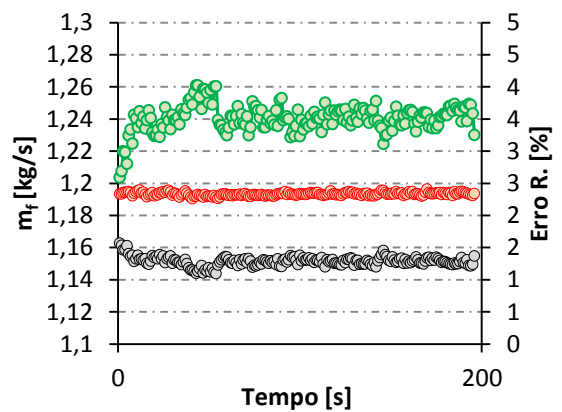


Gráfico 6.6 - \dot{m}_f do reactor C em *takeoff*



○ Caudal Combustível - Calculado
 ○ Caudal Combustível - Medido
 ○ Erro Relativo

Gráfico 6.7 - T_{41} do Reactor A em *takeoff*

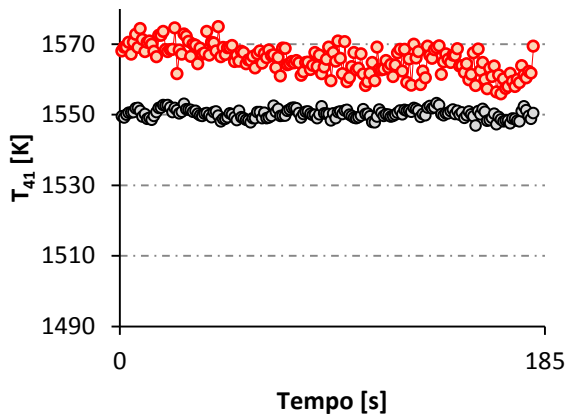


Gráfico 6.10 - T_{43} do Reactor A em *takeoff*

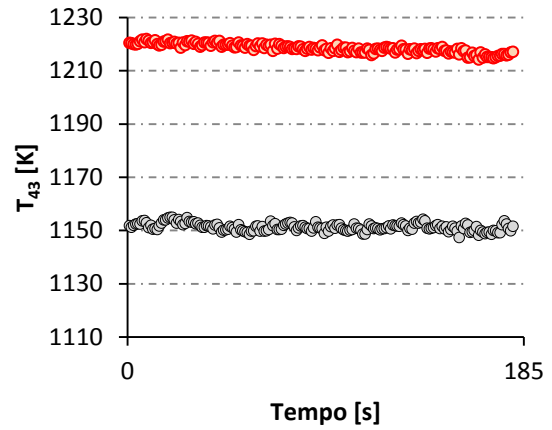


Gráfico 6.8 - T_{41} do Reactor B em *takeoff*

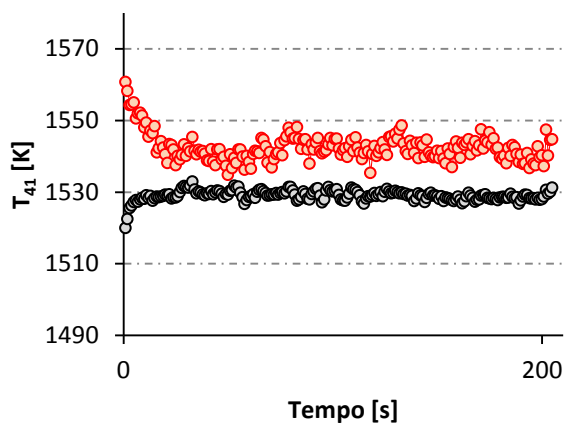


Gráfico 6.11 - T_{43} do Reactor B em *takeoff*

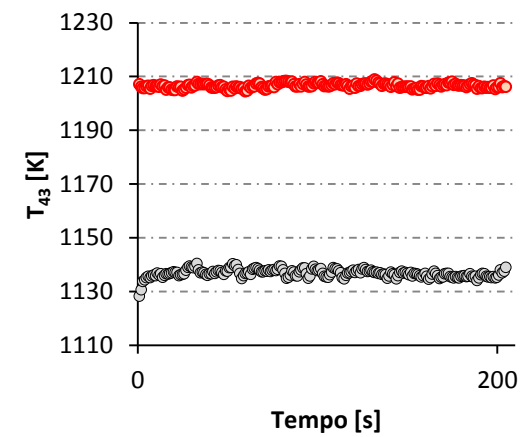


Gráfico 6.9 - T_{41} do Reactor C em *takeoff*

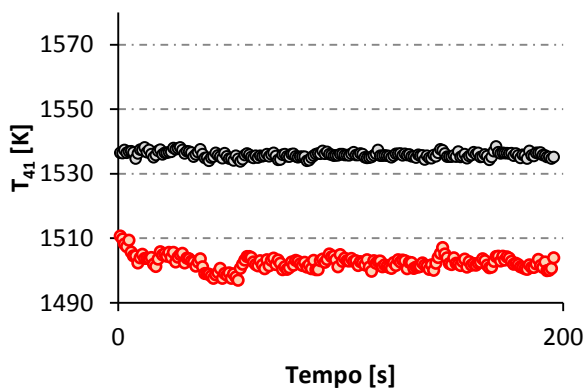
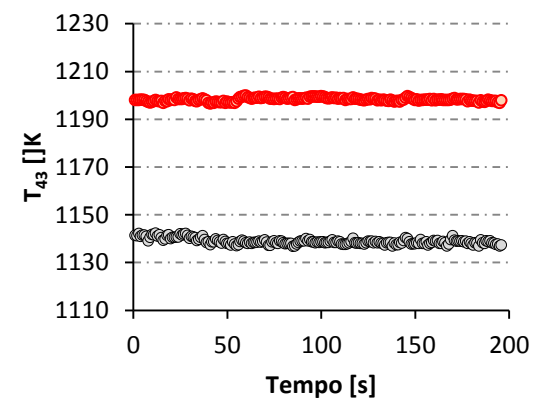


Gráfico 6.12 - T_{43} do Reactor C em *takeoff*



—○— T41 - Método Rendimento Politrópico

—○— T41 - Método Balanço Energia

—○— T43 - Método Rendimento Politrópico

—○— T43 - Método Balanço Energia

Gráfico 6.13 - T_{44} do Reactor A em *takeoff*

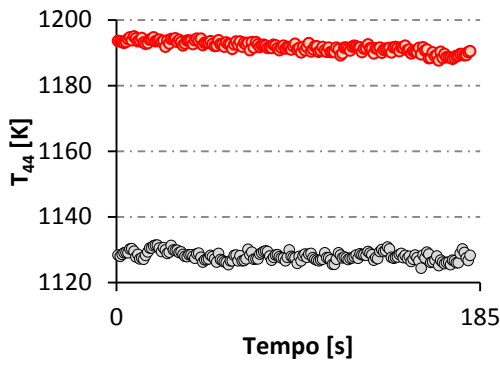


Gráfico 6.16 - T_{45} do Reactor A em *takeoff*

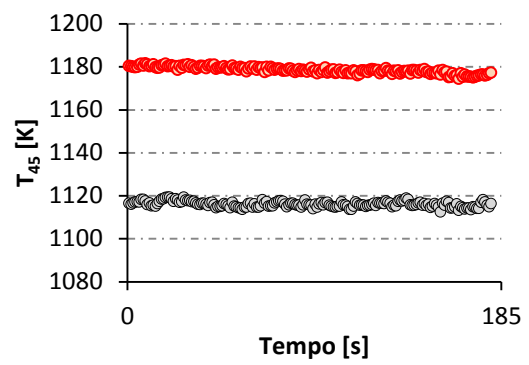


Gráfico 6.14 - T_{44} do Reactor B em *takeoff*

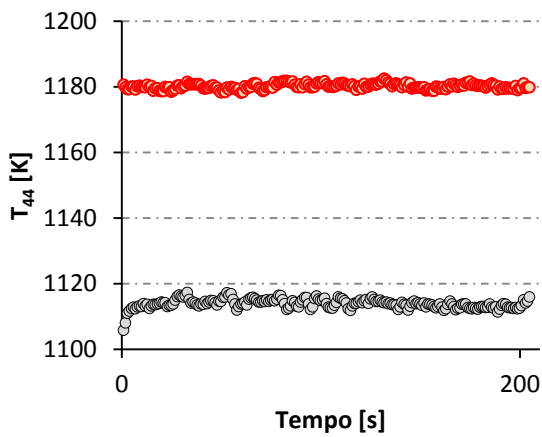


Gráfico 6.17 - T_{45} do Reactor B em *takeoff*

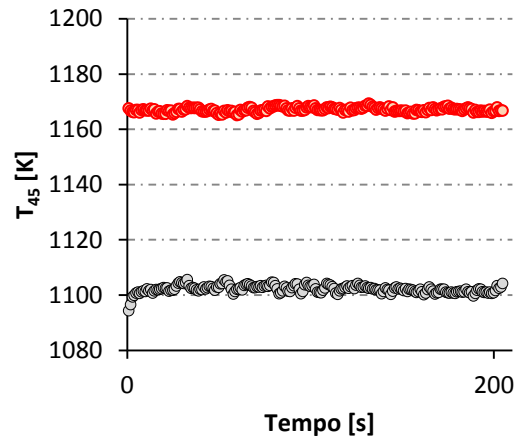


Gráfico 6.15 - T_{44} do Reactor C em *takeoff*

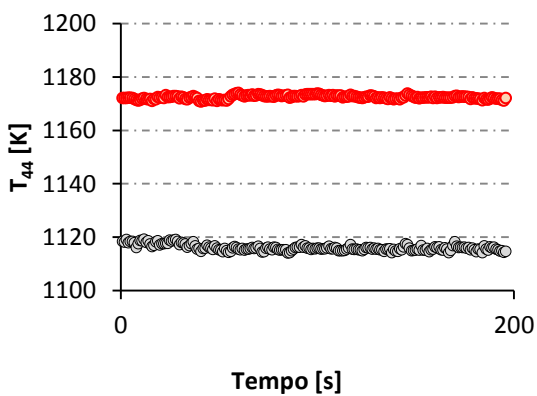
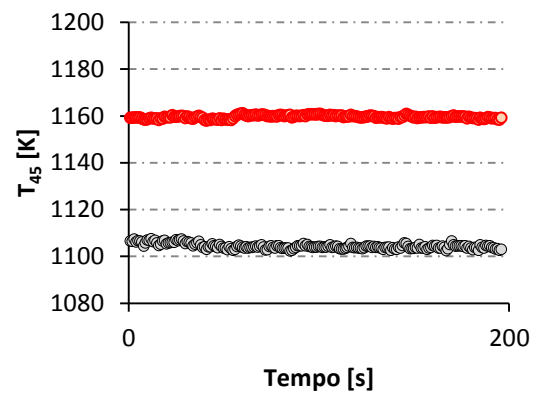


Gráfico 6.18 - T_{45} do Reactor C em *takeoff*



—○— T_{44} - Método Rendimento Politrópico
—○— T_{44} - Método Balanço Energia

—○— T_{45} - Método Rendimento Politrópico
—○— T_{45} - Método Balanço Energia

Gráfico 6.19 – Reactor A em *takeoff*

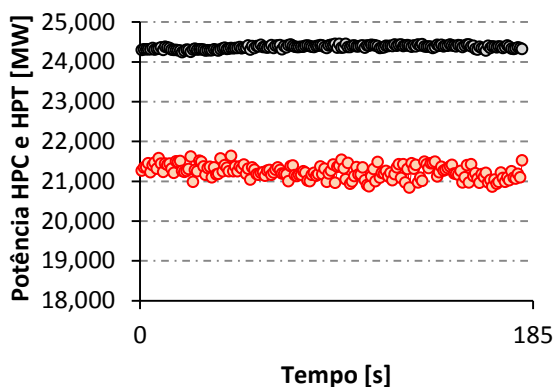


Gráfico 6.22 – Potência das LPTs em *takeoff*

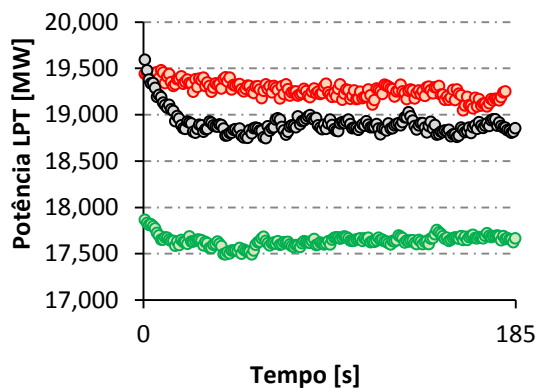


Gráfico 6.20 - Reactor B em *takeoff*

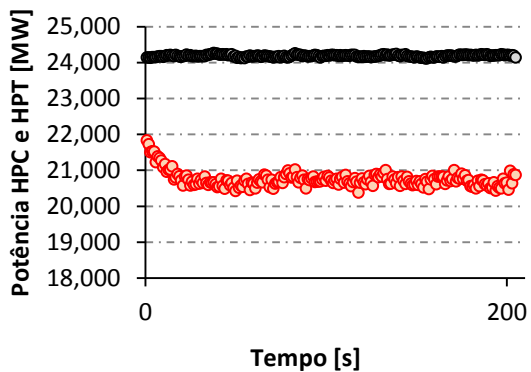


Gráfico 6.23 – Pressão de entrada na LPT - P_{45}

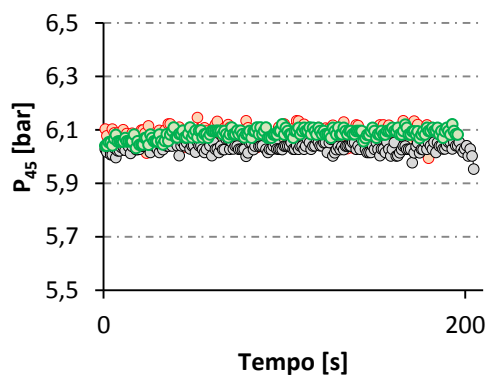


Gráfico 6.21 - Reactor C em *takeoff*

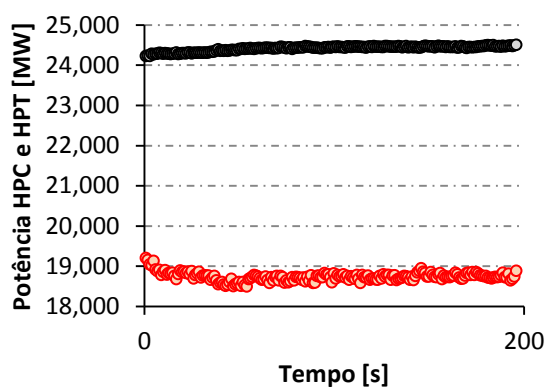
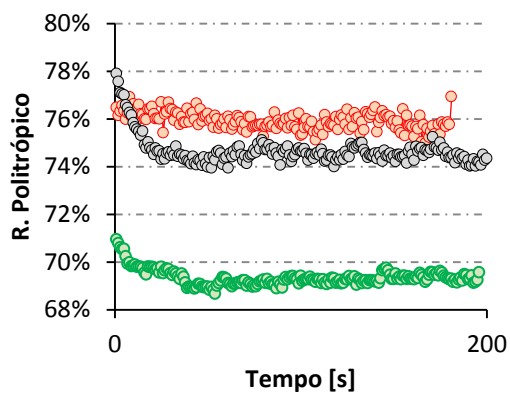


Gráfico 6.24 – Rendimento politrópico das turbinas



○ C Potência HPC
 ○ C Potência HPT

○ Motor A
 ○ Motor B
 ○ Motor C

Gráfico 6.25 – R. Isent. das turbinas do Reactor A

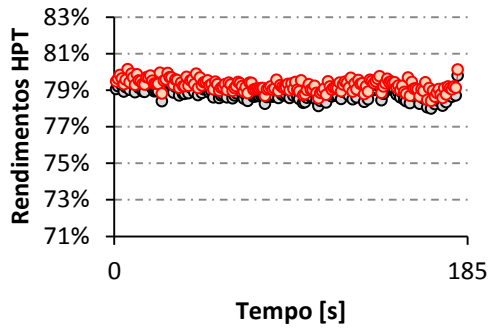


Gráfico 6.27 - R. Isent. das turbinas do Reactor C

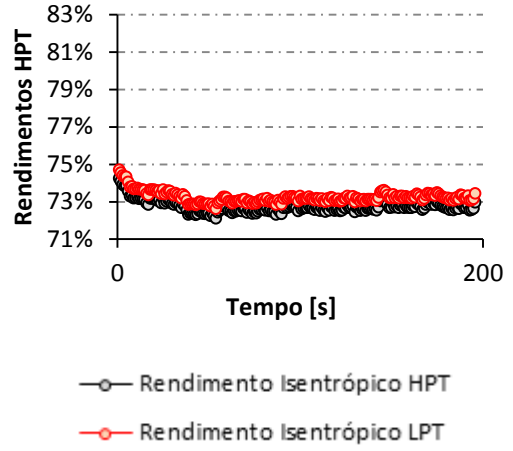


Gráfico 6.26 - R. Isent. das turbinas do Reactor B

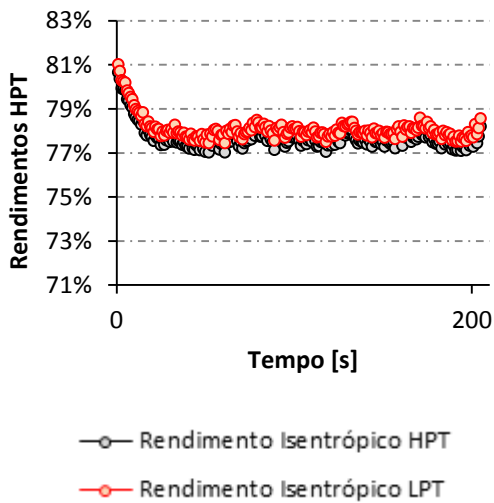
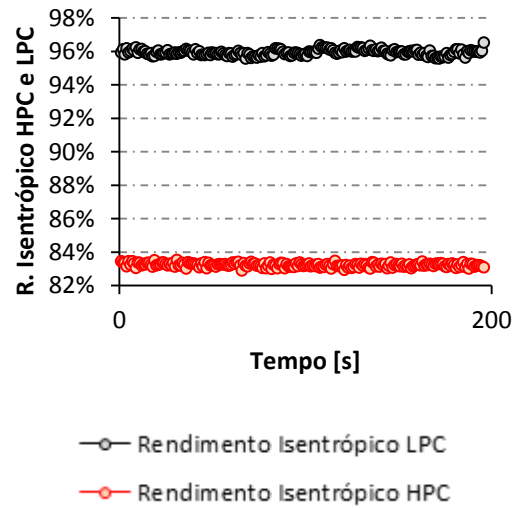


Gráfico 6.28 – Rend. Isent. HPC e LPT – Reactor C



Para além da temperatura à saída da câmara de combustão, foi referido anteriormente que houve a preocupação de desenvolver o método de cálculo do rendimento politrópico completamente independente da medição do caudal de combustível disponibilizada pelo banco de ensaio. Isto conduziu à possibilidade de comparar o valor calculado com o valor medido experimentalmente, criando assim um bom indicador de desempenho do método.

É precisamente com este objectivo que se apresentam nos Gráficos 6.4, 6.5 e 6.6, os dados obtidos por via analítica e por via experimental, juntamente com o erro relativo na escala secundária.

Ao analisar estes gráficos, constata-se que, apesar de existir um desfasamento permanente entre os resultados estimados e os verificados, esta diferença é muito reduzida, ou seja, a metodologia de cálculo segue de forma muito aproximada o comportamento real do reactor, transmitindo assim confiança ao trabalho desenvolvido.

Salienta-se que existe apenas um erro relativo de 2% no caso dos reactores A e B e de 4% no reactor C, ou seja, a diferença é mínima e representa em termos absolutos cerca de 30 g/s num caudal de combustível médio de 1,2 kg/s em regime de *takeoff*.

É ainda de acrescentar que é novamente no reactor C onde se obtém os resultados mais baixos, mesmo apesar do caudal medido se manter muito idêntico aos reactores A e B.

Depois do autor ter iniciado a análise dos resultados pela temperatura à saída da câmara de combustão, devido à sua estimativa ser uma das mais ambicionadas e difíceis de obter e de se ter verificado que as metodologias de cálculo aplicadas estavam a ir ao encontro dos valores esperados, resta avançar com a apresentação dos restantes parâmetros, tal como a temperatura à entrada do rotor da HPT (T_{41}).

Como já foi referido anteriormente, esta temperatura será ligeiramente inferior à temperatura T_4 pelo facto de ter sofrido um arrefecimento causado pela passagem do escoamento nas pás refrigeradas do estator. No entanto, é um parâmetro de grande importância por ser neste ponto que se inicia a expansão na turbina de alta pressão e, portanto, a produção do trabalho que irá conduzir o HPC.

Através do Gráfico 6.7, verifica-se que ao ensaiar o reactor A em regime *takeoff*, o método do rendimento politrópico resultou em média numa T_{41} de 1566 K e o método alternativo em 1550 K.

É encontrada no Gráfico 6.8 a mesma gama de valores no reactor B, com 1542 K e 1529 K, respectivamente.

Por outro lado, no caso concreto do reactor C (Gráfico 6.9), apesar da temperatura T_{41} estimada através do método alternativo atingir os 1536 K e se encontrar muito perto dos valores anteriores, o método do rendimento politrópico volta a evidenciar um valor claramente mais baixo comparativamente aos gráficos anteriores com apenas 1502 K.

Dito isto, é possível prosseguir com a exposição da temperatura do gás após a sua expansão no rotor da HPT, ou seja, a temperatura T_{43} . No entanto, é de salientar que, tal como foi amplamente detalhado nos pontos 6.2.2 e 6.2.3, este parâmetro não passa de uma temperatura fictícia devido à separação teórica de dois processos que ocorrem em simultâneo, nomeadamente a expansão do gás e o seu arrefecimento devido à refrigeração das pás da turbina.

Esta simplificação permite isolar o processo de expansão do fluido e terá posteriormente a aplicação prática de calcular a potência produzida pela HPT.

Tal como é possível constatar pelos Gráficos 6.10, 6.11 e 6.12, a T_{43} estimada através do método do rendimento politrópico atinge valores entre 1200 K e 1220 K nos três reactores ensaiados e 1140 K e 1150 K através do método alternativo.

Ademais, ao contrário do que acontecia com os resultados apresentados anteriormente, o leitor pode observar que a temperatura T_{43} obtida pelo método principal não tem uma redução significativa no caso do reactor C, ou seja, a amplitude dos valores calculados para motores diferentes é muito inferior. Isto acontece principalmente porque nesta fase do cálculo, e tal como é possível verificar no ponto 6.3.1, o conceito de rendimento politrópico ainda não foi aplicado.

Segue-se a apresentação da temperatura T_{44} nos Gráficos 6.13, 6.14 e 6.15, ou seja, da temperatura do gás à saída da HPT após ter sido expandido e arrefecido pelo caudal de ar de arrefecimento das pás do rotor.

A análise deste parâmetro é muito idêntica à anterior, visto a única alteração ter sido um ligeiro arrefecimento do escoamento entre os 20 K e os 30 K, resultando numa T_{44} entre os 1195 K e os 1170 K, calculada através do método principal, e os 1130 K e os 1115 K através do método alternativo.

Apesar do aspecto positivo de tanto a T_{43} como a T_{44} não evidenciarem reduções inesperadas no reator C comparativamente aos reatores A e B, o desfasamento entre métodos aumenta, ou seja, a mesma temperatura estimada por metodologias diferentes difere entre os 70 a 60 K, o que representa em termos relativos cerca de 5%.

Estas desigualdades introduzem alguma entropia na selecção da temperatura mais correcta, no entanto, foi apresentado no Gráfico 5.2 que será de esperar cerca de 1100 K no segundo andar estático da LPT ($T_{49.5}$) em regime *takeoff*, ou seja, é muito pouco provável que a queda de temperaturas no primeiro andar da LPT ($T_{44} - T_{49.5}$) seja apenas de 20 K, tal como sugere o método do balanço de energia.

Esta comparação com um parâmetro medido experimentalmente, juntamente com o facto de se saber que o escoamento ainda sofrerá um arrefecimento pelas pás estáticas da LPT, são fortes indicadores que será mais correcto optar pela T_{44} estimada através do método do rendimento politrópico para definir a temperatura à entrada da turbina de baixa pressão.

O que foi verificado anteriormente, pode ser constatado através dos Gráficos 6.16, 6.17 e 6.18 onde se apresenta uma temperatura à entrada do rotor da LPT (T_{45}) muito subestimada, ou seja, o método alternativo sugere que a queda de temperatura no primeiro andar seria praticamente nula, contrariando claramente as considerações tomadas no ponto 6.2.4.

Tendo em vista os factos mencionados, o autor é levado a acreditar que o método do rendimento politrópico é novamente o mais credível ao definir a T_{45} com valores entre os 1180 K e os 1160 K.

Pela observação de todos os resultados apresentados até agora, o leitor pode constatar que o ciclo termodinâmico do CFM56-3 se encontra praticamente todo caracterizado ao nível das temperaturas, realçando para a zona quente do reator, onde se determinou vários parâmetros até agora completamente desconhecidos pela TAP.

Com este conhecimento, e tal como já foi referido, é agora possível determinar a potência produzida pela HPT e fazer a comparação com a potência consumida pelo HPC, sabendo à partida que em estado estacionário é expectável que se igualem⁵.

Relativamente à potência consumida pelo compressor de alta pressão apresentada nos Gráficos 6.19, 6.20 e 6.21, foi determinada através da expressão 6.33 em que ambas as temperaturas introduzidas são valores medidos experimentalmente, ou seja, não estão sujeitos a estimativas.

No que diz respeito à potência produzida pela HPT, sabe-se que será estimada com base apenas no processo de expansão que ocorre no rotor desde a estação aerodinâmica 41 até à 43, ou seja, para além de estar dependente de temperaturas estimadas pela metodologia de cálculo⁶, está igualmente sujeita à simplificação de se separar a evolução na turbina do processo de transferência de calor que existe devido ao seu sistema de arrefecimento.

O que foi aqui destacado permite ao leitor verificar através dos Gráficos 6.19, 6.20 e 6.21 que a potência da turbina está a ser fortemente subestimada e que estes resultados representam a impossibilidade física da potência da HPT ser inferior à potência do HPC.

Esta diferença permanente poderá ser provocada por várias razões, no entanto, antes de abordar o problema é necessário referir que a curva do compressor representa os valores esperados, visto ter origem directa em medições experimentais disponibilizadas pelo banco de ensaio. Conseguir igualar a curva da HPT à curva do HPC seria o caso ideal e só possível caso não fosse introduzido qualquer tipo de erro, o que é extremamente difícil devido aos diversos fenómenos físicos que é necessário considerar num equipamento deste nível tecnológico.

⁵ Nesta análise não se considera a potência consumida pelos acessórios, por ter um valor desprezável, tal como o leitor poderá verificar no ponto 6.2.10.

⁶ O cálculo da potência da HPT é com base nas temperaturas determinadas pelo método do rendimento politrónico. Não faz sentido apresentar a curva da potência calculada pelo método alternativo, pelo facto deste não ser independente da potência do HPC.

A introdução de erros neste cálculo pode ter várias origens, umas mais óbvias que outras e que o autor irá fundamentar. Uma delas já foi mencionada anteriormente mas ainda não tinha sido responsabilizada como causadora de incorrecções: trata-se do cálculo da potência da HPT ter como base uma temperatura fictícia, designadamente a T_{43} . Esta é a temperatura que a teoria prevê ser correcta de aplicar no cálculo da potência (ponto 6.2.3), no entanto, na prática sabe-se que não é possível efectuar a separação do processo de expansão do processo de transferência de calor e que caso se colocasse uma sonda de temperatura à saída do rotor da turbina, o valor obtido seria o da T_{44} .

Uma outra justificação com um impacto muito significativo é relativa ao valor médio assumido para o calor específico do gás. Como se sabe, foi definido no ponto 3.2 que o calor específico do gás seria constante e teria um valor médio de 1150 kJ/kgK. No entanto, esta é uma consideração sugerida pela bibliografia da especialidade que foi pensada para a aplicação em todas as turbomáquinas na sua generalidade, ou seja, o valor de 1150 kJ/kgK foi equacionado de forma a servir todo o tipo de equipamentos.

Ao consultar a Figura A-IV.1 do Anexo IV, é possível verificar que na realidade, para que o calor específico do gás tome este valor, a temperatura do gás deveria ser cerca de 850 K. Contudo, se o leitor verificar, a temperatura média da turbina de alta pressão dispara para 1400 K⁷, o que implicaria um calor específico de cerca de 1250 kJ/kgK, ou seja, um aumento de 9% na potência da turbina. Este é um factor que, por si só, quase bastaria para corrigir a diferença entre a potência do compressor e da turbina e que, devido ao seu grande impacto, será abordado posteriormente nesta dissertação.

Para além do que foi mencionado relativamente às imprecisões do modelo do gás, existem ainda do ponto de vista térmico fenómenos que não foram considerados, como por exemplo o facto dos perfis de temperatura no plano de saída da câmara de combustão estarem muito longe de serem uniformes. Caso fosse possível visualizar este mesmo plano, verificar-se-ia a existência de temperaturas mais baixas nas proximidades das paredes interiores e exteriores, ascendendo até ao seu pico no centro do escoamento (Figura 6.11) [26].

⁷ Na verdade, o calor específico é função da temperatura estática e, apesar do autor ter feito esta afirmação sem o conhecimento da componente dinâmica do escoamento, será possível constatar com elementos fornecidos numa fase mais avançada deste trabalho que não está de todo afastada da realidade.

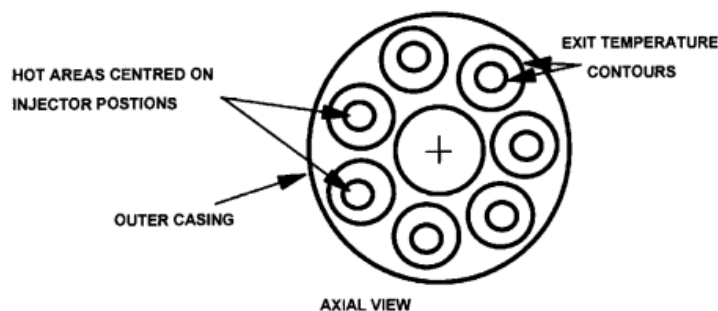


Figura 6.11 – Distribuição de temperaturas no plano de saída da câmara de combustão [31]

Segundo M. G. Philpot [26], com aumentos de temperatura médios entre os 800 K e os 1000 K na câmara de combustão, é evidente que existam temperaturas locais a colidirem nos perfis aerodinâmicos da turbina muito superiores àquelas que uma simples análise ao ciclo termodinâmico do reactor indicará. Para além disto, existem evidências experimentais que indicam que os perfis radiais da temperatura podem persistir por vários andares de turbina, sendo progressivamente atenuados.

Tudo isto são factos que levam a acreditar que, apesar do compressor ser um equipamento bastante complexo, a estimativa do seu consumo de potência torna-se muito mais simples devido à existência de medições experimentais no banco de ensaio, enquanto que a turbina tem todo um conjunto de fenómenos associados e que são extremamente difíceis de considerar e de fundamentar nas metodologias de cálculo desenvolvidas anteriormente.

Em virtude do que foi mencionado, resta ao autor apresentar no Gráfico 6.22 a potência da LPT, sabendo à partida que para este caso não se dispõe do termo comparativo da potência consumida pelo conjunto de compressão de baixa pressão, ou seja, *booster e fan*. Isto porque o banco de ensaio não disponibiliza qualquer medição de temperatura do escoamento na conduta *bypass*.

Até agora, foram especificadas várias temperaturas que permitiram isolar alguns módulos do reactor, mais concretamente, as turbinas. Contudo, para além do interesse em conhecer o lado térmico das várias estações aerodinâmicas do equipamento em estudo, existe outro parâmetro muito relevante que pode ser determinado pela metodologia apresentada: a pressão entre turbinas (P_{45}).

Com esta variável é possível completar o que faltava para determinar o rendimento isentrópico das turbinas. Para além disso, serve como um bom indicador da qualidade dos resultados obtidos, visto ser um parâmetro facilmente comparável com valores tipicamente aplicados pelos fabricantes e disponibilizados na bibliografia aberta ao público.

Como se pode verificar pelo Gráfico 6.23, a pressão P_{45} encontra-se entre os 6 e os 6,1 bar para os três casos ensaiados. No entanto, apesar dos valores estarem todos muito próximos, é possível que 6 bar seja um valor ligeiramente sobrestimado.

O autor chegou a esta conclusão pelo facto da pressão à entrada da HPT (aproximadamente 22,8 bar) juntamente com este valor de P_{45} , originar razões de pressão entre os 3,7:1 e os 3,8:1 para a turbina de alta.

Segundo P. Walsh e P. Fletcher [31], a razão de pressão mais alta que poderá ser atingida por uma turbina de andar único, de modo a que o seu nível de eficiência seja aceitável, é de 4,5:1. Por outro lado, Kurzke [15], avança que este valor será de 4:1.

Sabendo isto, apesar dos valores obtidos para a P_{45} não estarem longe da realidade, é possível concluir que estão algumas décimas acima do esperado.

Este facto é desencadeado pelos baixos rendimentos politrópicos que ainda não foram apresentados até agora. Deste modo, tal como se pode constatar pelo Gráfico 6.24, o rendimento politrópico calculado para as turbinas de baixa pressão dos reactores A, B e C é cerca de 76%, 75% e 69% respectivamente, onde o reactor C volta a evidenciar valores significativamente inferiores aos restantes equipamentos.

Tal como é de esperar, se estes resultados estão abaixo do esperado, é lógico que os Gráficos 6.25, 6.26 e 6.27 com o rendimento isentrópico da HPT e da LPT também irão afigurar valores muito reduzidos, nomeadamente 79% para as turbinas dos reactores A e B, e 73% para o reactor C.

Relativamente ao Gráfico 6.26, verifica-se uma queda abrupta no valor do rendimento isentrópico da turbina do reactor B por razões que o autor desconhece. Esta queda também já tinha sido observada nos resultados obtidos para o seu rendimento politrópico e para a sua potência.

Segundo H. Cohen, G. F. C. Rogers e H. I. H. Saravanamuttoo [6], as eficiências dos componentes de uma turbina a gás enquadram-se tipicamente entre os 85% e 90%. Assim sendo, é importante justificar o motivo pelo qual a metodologia de cálculo está a subestimar o rendimento destes dois módulos.

Esta importância deve-se principalmente à existência de parâmetros que dependem do rendimento politrópico e que podem ficar comprometidos devido a algumas incorrecções.

Uma delas já foi aqui referida mais do que uma vez, no entanto, é inevitável reiterar o facto de uma turbina arrefecida introduzir ambiguidades no cálculo do seu rendimento isentrópico (ponto 6.2.3), designadamente devido à teoria prever a utilização da temperatura fictícia T_{43} .

É evidente que o autor não tem como objectivo contornar, de modo algum, as directrizes previstas pela teoria, contudo, é interessante saber que o facto de se alternar entre a T_{44} e a T_{43} no cálculo do rendimento isentrópico da HPT, o seu valor varia cerca de 6 pontos percentuais (de 79% para 85%, nos reactores A e B e de 73% para 79%, no reactor C).

Para além do que foi mencionado, já se referiu que o modelo do gás considerado na metodologia de cálculo foi definido através de valores médios e que estes valores são fortemente influenciados pela variação da temperatura estática do fluido.

Como a tecnologia do CFM56-3 permite a utilização de temperaturas muito elevadas na zona quente do reactor, e como o expoente adiabático varia inversamente com o aumento da temperatura, é muito provável que este esteja acima do valor real e que sem uma modelação muito precisa do modelo do gás se esteja a obter valores subestimados para o rendimento politrópico e para o rendimento isentrópico.

O que foi salientado para as imprecisões do modelo do gás utilizado nas turbinas é igualmente válido para o cálculo do rendimento isentrópico dos compressores. Não só por se ter adoptado valores médios para o calor específico e para o expoente adiabático do ar, mas também por não se ter considerado factores como a humidade e a condensação. Segundo Walsh e Fletcher [31], a presença destes fenómenos altera as propriedades do gás e poderá ter um impacto significativo nos processos termodinâmicos ao longo do motor.

Contudo, ao contrário das turbinas e tal como se pode constatar pelo Gráfico 6.28, o rendimento isentrópico do HPC não se encontra subestimado, originando resultados bastante plausíveis de cerca de 83%.

Infelizmente, no caso do LPC (*fan* e *booster*), a metodologia de cálculo volta a desiludir e apresenta, desta vez, resultados muito inflacionados de 96%, ultrapassando largamente a gama de valores avançada por H. Cohen, G. F. C. Rogers e H. I. H. Saravanamuttoo [6].

É verdade que no caso do rendimento isentrópico dos compressores a metodologia de cálculo depende apenas de temperaturas experimentais e não está sujeita aos erros associados à estimativa de temperaturas como acontece nas turbinas.

Assim sendo, seriam expectáveis valores mais realistas pelo facto de só se introduzirem imprecisões inerentes ao modelo do gás. No entanto, é fundamental lembrar que se simplificou o processo de compressão de baixa pressão (ponto 6.2.4) unindo a *fan* e o *booster* num só componente. Deste modo, é possível concluir agora que, para efeitos de cálculo do rendimento isentrópico, esta consideração é abusiva e origina valores desproporcionados de 96%.

Ao ser confrontado com estes resultados, o autor é levado a acreditar que, para além da metodologia carecer de propriedades mais precisas para o fluido de trabalho, existe a necessidade de se criar um modelo mais sofisticado que consiga reproduzir o comportamento da *fan* e do *booster*. Contudo, esta é uma problemática complexa que está fora do contexto desta dissertação.

Levando-se em consideração todos os aspectos mencionados, e tendo em conta que os rendimentos obtidos para os vários módulos não foram os esperados, verifica-se que as metodologias de cálculo desenvolvidas anteriormente produziram vários parâmetros que permanecem por validar. É neste sentido que se apresenta no ponto imediatamente abaixo a continuação da discussão dos resultados, através da introdução de novos elementos disponibilizados pela TAP.

6.3.5 - Valores de referência do fabricante

No seguimento do ponto anterior, após se ter verificado que a metodologia de cálculo originava resultados pouco credíveis para o rendimento isentrópico e politrópico das turbinas e dos compressores do CFM56-3, é perfeitamente admissível que o leitor ponha em causa os restantes parâmetros termodinâmicos obtidos pela mesma via.

Felizmente que, numa fase já muito avançada da dissertação, surgiu a oportunidade de confirmar o trabalho desenvolvido através de dados do fabricante fornecidos pela TAP.

Estes dados estão apresentados no Anexo V e representam basicamente os principais parâmetros termodinâmicos do ciclo do reactor em regime *takeoff*.

Desta forma, é possível analisar quantitativamente as diferenças que se verificam entre os dados previstos pela marca e os dados estimados pelo autor, iniciando-se a discussão pela temperatura à saída da câmara de combustão (T_4).

Ao consultar o Anexo V, o leitor pode constatar que o fabricante prevê que em regime *takeoff* a T_4 se encontre nos 1369 °C, ou seja, 1642 K. Por outro lado, e tal como já foi referido no ponto anterior, o autor estimou através do método do rendimento politrópico que esta temperatura se encontra em média nos 1626 K para o reactor A, 1601 K para o B e 1558 K para o C, o que representa uma diferença relativa de 1%, 3% e 5%, respectivamente.

No caso do método alternativo, a T_4 estimada foi de 1609 K para o reactor A, 1587 K para o B e 1594 K para o C, ou seja, uma diferença relativa de 2% para o primeiro reactor e 3% para os dois últimos.

Tabela 6.1 – Validação da temperatura T_4

REACTOR	MÉTODO			
	RENDIMENTO POLITRÓPICO		BALANÇO DE ENERGIA	
	T_4 Estimada (K)	Erro (%)	T_4 Estimada (K)	Erro (%)
A	1626	1	1609	2
B	1601	3	1587	3
C	1558	5	1594	3

O que foi referido encontra-se resumido na Tabela 6.1 e vem consolidar a credibilidade dos resultados produzidos pelas metodologias de cálculo, destacando-se os erros relativos extraordinariamente baixos, comparativamente aos valores de referência do fabricante.

Para além disso, vem confirmar as temperaturas (e restantes resultados) anormalmente baixas do reactor C tal como já tinham sido sistematicamente destacadas. Como agora já se dispõe da análise global dos resultados produzidos pelas metodologias de cálculo, é possível observar que o caudal de combustível consumido por este reactor se mantém idêntico aos caudais dos reactores A e B ($\dot{m}_f = 1,2 \text{ kg/s}$), bem como o seu caudal de ar ($\dot{m} = 320 \text{ kg/s}$). Assim sendo, com razões de combustível/ar idênticas, seria de esperar que os parâmetros estimados para o reactor C se aproximassem mais dos valores apresentados para os restantes reactores.

Ao analisar todas as variáveis com influência no método de cálculo principal, o autor verificou que, comparativamente aos reactores A e B, tanto a temperatura à saída da LPT do reactor C era cerca de 10 K superior, como a temperatura de EGT era aproximadamente 10 K inferior.

Esta evidência origina uma queda de temperaturas mais baixa nos três últimos andares da LPT (ponto de partida do método de cálculo do rendimento politrópico), o que por sua vez tem um impacto negativo no cálculo do rendimento politrópico e conseqüentemente na extrapolação da restante evolução das duas turbinas.

Como ambas as temperaturas em epígrafe são experimentais, ou seja, traduzem o comportamento do reactor em banco de ensaio, e como o rendimento politrópico lhes evidencia uma grande sensibilidade produzindo assim parâmetros de baixo valor, poderá ser um bom indicador da diminuição da *performance* do reactor C, ou da sua LPT.

No entanto, para que este facto seja comprovado, seria necessário aumentar a amostra de reactores analisados e conhecer o respectivo estado de degradação em banco de ensaio para conseguir associar o seu estado de *performance* à sensibilidade da metodologia de cálculo.

Para além do que foi referido, e sabendo que a T_4 calculada para o reactor C deveria estar mais alta, verifica-se que apesar do método alternativo estimar temperaturas à saída da câmara de combustão mais baixas que o método principal, não se mostra sensível à

diminuição do ΔT da LPT. Isto porque, ao contrário da metodologia de cálculo principal, o segundo método não é função dos parâmetros termodinâmicos do sistema de expansão de baixa pressão.

Inicialmente o método alternativo foi pensado e desenvolvido com o objectivo de obter resultados por dois caminhos distintos e verificar se os mesmos iriam ao encontro um do outro. Por outro lado, reforçava os parâmetros obtidos pelo método principal e constatava se este produzia erros despropositados.

Agora, observa-se que é um método auxiliar importante para fazer o despiste de temperaturas que ostentem grandes diferenças relativamente às que são esperadas.

Segue-se a apresentação da T_{44} na Tabela 6.2 e da T_{45} na juntamente com os erros relativos associados à referência do fabricante de 1228 K e de 1221 K, respectivamente.

Tabela 6.2 - Validação da temperatura T_{44}

REACTOR	MÉTODO			
	RENDIMENTO POLITRÓPICO		BALANÇO DE ENERGIA	
	T_{44} Estimada (K)	Erro (%)	T_{44} Estimada (K)	Erro (%)
A	1192	3	1128	8
B	1180	4	1114	9
C	1172	3	1116	8

Tabela 6.3 - Validação da temperatura T_{45}

REACTOR	MÉTODO			
	RENDIMENTO POLITRÓPICO		BALANÇO DE ENERGIA	
	T_{45} Estimada (K)	Erro (%)	T_{45} Estimada (K)	Erro (%)
A	1178	4	1116	9
B	1167	4	1102	10
C	1159	4	1104	9

Tal como é possível constatar, a temperatura à saída da HPT (T_{44}) consegue ser estimada pelo método do rendimento politrópico novamente com um erro relativo muito baixo. O mesmo acontece com a T_{45} .

Porém, o método auxiliar apresenta erros superiores na estimativa destas duas temperaturas, o que por sua vez vem confirmar as conclusões fundamentadas pelo autor nos Gráficos 6.13 ao 6.18, relativamente às temperaturas T_{44} e T_{45} determinadas pelo balanço de energia sugerirem que a queda de temperaturas no primeiro andar da LPT seria praticamente nula.

Como se sabe a T_{44} é originada devido a um arrefecimento das pás móveis da HPT com ar proveniente da estação aerodinâmica 3 à saída do HPC. Nesta estação considerou-se (ponto 6.2.9) que a velocidade do escoamento era aproximadamente nula, de modo a ter a possibilidade de considerar a pressão de estagnação muito próxima da pressão estática medida em banco de ensaio.

Com os novos elementos do Anexo V, é agora facilmente visível que o erro cometido foi ter subestimado a pressão à saída do HPC em cerca de 6,5%.

Sabendo isto, o autor analisou o impacto em todos os resultados e constatou que só seriam verificadas alterações significativas no rendimento isentrópico do HPC com um aumento de 3%, ou seja, varia de 83% para 86%. Quanto ao rendimento das turbinas e das temperaturas calculadas, não são observadas quaisquer alterações.

É lógico que um aumento de três pontos percentuais num compressor de alta pressão é uma melhoria muito considerável, no entanto, devido às limitações impostas (ponto 6.2.9) e à inexistência de informação relativa à componente dinâmica na estação 3 durante o desenvolvimento da metodologia de cálculo, o autor não teve alternativa senão assumir o erro e estudar o seu impacto nesta fase da dissertação.

Remanesce agora analisar a pressão estimada entre as turbinas, juntamente com o erro relativo associado ao valor de referência do fabricante de 5,69 bar.

Tabela 6.4 - Validação da pressão P_{45}

REACTOR	MÉTODO			
	RENDIMENTO POLITRÓPICO		BALANÇO DE ENERGIA	
	P_{45} Estimada (BAR)	Erro (%)	P_{45} Estimada (BAR)	Erro (%)
A	6,1	7	N/A	N/A
B	6,0	6	N/A	N/A
C	6,1	7	N/A	N/A

Tal como é possível constatar, apesar do erro não ostentar valores transcendentais, sobe ligeiramente comparativamente aos valores obtidos para as temperaturas, encontrando-se entre os 6% e os 7%. O autor já tinha alertado na análise do Gráfico 6.23 para a possibilidade do valor da P_{45} estar algumas décimas sobrestimado, devido principalmente aos baixos rendimentos politrópicos do qual é função.

A questão do rendimento politrópico e do rendimento isentrópico das turbinas se manifestarem muito deslocados dos valores esperados teoricamente, conduziu o autor à tentativa de correcção dos parâmetros que se sabia exigirem maior rigor, designadamente, do modelo do gás aplicado.

Esta correcção foi feita de forma expedita através dos elementos do fabricante disponibilizados no Anexo V, mais concretamente, o autor recorreu à informação da componente cinética do escoamento nas diversas estações aerodinâmicas do reator para determinar as respectivas temperaturas estáticas e conseguir assim aproximar o modelo do gás à gama de temperaturas e pressões dos vários módulos do CFM56-3, nomeadamente: LPC, HPC, câmara de combustão, HPT e LPT.

Existia uma elevada expectativa na fase de desenvolvimento deste acerto, devido à possibilidade de melhorar substancialmente as metodologias de cálculo e diminuir ainda mais os erros que foram até agora apresentados.

No entanto, é possível avançar que, de uma forma geral, apesar do enorme esforço dedicado nesta reformulação do trabalho, os resultados revelaram-se paradoxalmente pouco animadores, com as temperaturas à saída da câmara de combustão a diminuírem cerca de 20 K nos três reactores ensaiados, aumentando assim o seu erro relativo; o rendimento politrópico das três LPTs e HPTs a terem um aumento pouco significativo de apenas dois pontos percentuais e, com isto, o seu rendimento isentrópico passar a ser cerca de 81% e 87% respectivamente; e o erro relativo associado à estimativa do caudal de combustível consumido pelos reactores aumentar para 10%.

Pela observação do que foi mencionado, entende-se facilmente o que queria referir M. G. Philpot [26] ao afirmar que não é possível obter resultados de elevada precisão com análises termodinâmicas simples ao ciclo do reator, ou seja, é obrigatório assumir que

existem erros crónicos e que a única opção seria desenvolver modelos mais complexos (e muito menos expeditos), contrariando as expectativas da TAP.

Assim sendo, o autor afastou a possibilidade de analisar mais aprofundadamente a problemática de uma modelação mais precisa do modelo do fluido de trabalho, deixando esta oportunidade como uma perspectiva de trabalho futuro, tendo como ponto de partida uma análise de sensibilidade para averiguar até que ponto se deveria manipular (no bom sentido) os parâmetros termodinâmicos do gás, de forma a obter o resultado expectável.

Dado o exposto, é possível concluir que as metodologias de cálculo não conseguem precisar os rendimentos dos módulos do CFM56-3 e que por esta razão, os seus valores só terão interesse se analisados de uma forma comparativa.

Para este efeito, é fundamental aumentar o número da amostra dos reactores analisados, bem como manter perpetuamente a mesma metodologia de cálculo para evitar as ambiguidades no cálculo da eficiência de turbinas arrefecidas.

Para concluir, verifica-se que, apesar do que foi referido, o método revela-se um sucesso a estimar praticamente todas as temperaturas do ciclo termodinâmico do CFM56-3 e, por esta razão, consegue-se validar indirectamente a elevada aproximação do sistema de ar considerado no ponto 4.5 com a realidade, ou seja, as metodologias desenvolvidas nesta dissertação não só permitiram dar a conhecer à TAP vários parâmetros do reactor em regimes altos, como também descortinaram todo um conjunto de caudais de ar até agora completamente desconhecidos.

Capítulo 7

Simulação de *Performance* do Reactor

Este capítulo irá incidir na simulação do ciclo de referência do reactor, beneficiando do *software* GasTurb, ao mesmo tempo que se especifica a configuração adoptada e a origem dos parâmetros utilizados.

7.1 - Introdução e Objectivos

Os custos económicos associados aos programas de investigação, desenvolvimento e implementação de novas tecnologias nas turbinas a gás são cada vez mais proibitivos. Contudo, são fundamentais para a competição da indústria comercial destes equipamentos de forma a potenciar a melhoria do seu desempenho, eficiência e fiabilidade.

Um dos maiores contribuintes para os elevados custos de desenvolvimento é a necessidade de se executarem vários testes experimentais de grande escala ao *hardware* dos reactores.

No entanto, estes custos de projecto e de desenvolvimento podem ser consideravelmente reduzidos, através da sua substituição por simulações computacionais altamente precisas. Ademais, permitem que as alterações ao projecto sejam prontamente estudadas em detalhe antes de se proceder a um compromisso com o estado final do produto.

Por outras palavras, ao simular-se com um nível de detalhe suficiente os diversos sistemas de uma turbina a gás na fase inicial do seu desenvolvimento, é possível identificar e

reduzir diversas questões de custos e projecto em tempo útil, antes do *hardware* ser construído [25].

No caso concreto da TAP, e tal como já foi introduzido no ponto 6.1, o interesse na simulação dos reactores está no auxílio que esta ferramenta pode proporcionar à equipa de engenharia na previsão dos efeitos de uma determinada reparação, conseguindo assim planear as ordens de trabalho de modo assertivo, economizando tempo e recursos na oficina.

Segundo V.A. Pachidis [25], o estado de arte do *software* de simulação dos ciclos dos motores aeronáuticos consiste em representações adimensionais individuais da *performance* dos seus componentes (mapas) obtidas por via experimental, com ajustes empíricos para os efeitos *off-design*, tal como a geometria variável, a correcção do *gamma* e das folgas.

Estes mapas, também denominados por característica, apresentam basicamente a relação entre o caudal, razão de pressão, rendimento e velocidade de rotação para toda a gama de funcionamento de um determinado componente (Figura 7.1 e Figura 7.2).

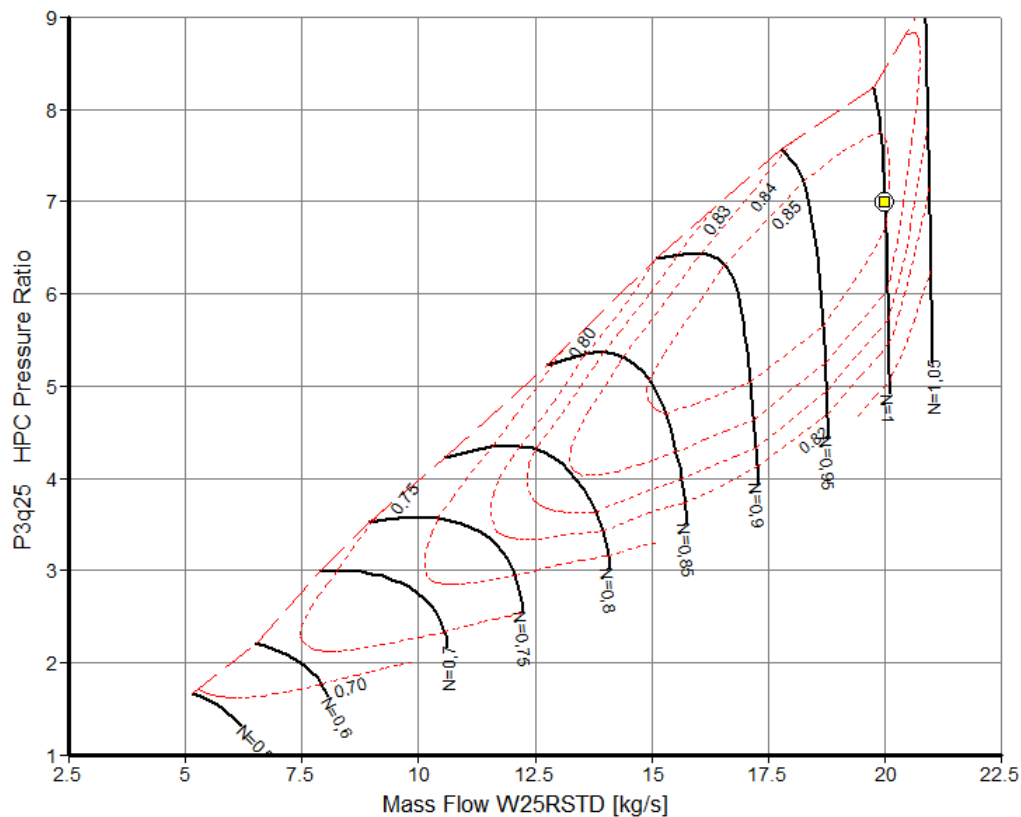


Figura 7.1 – Exemplo da característica de um determinado HPC

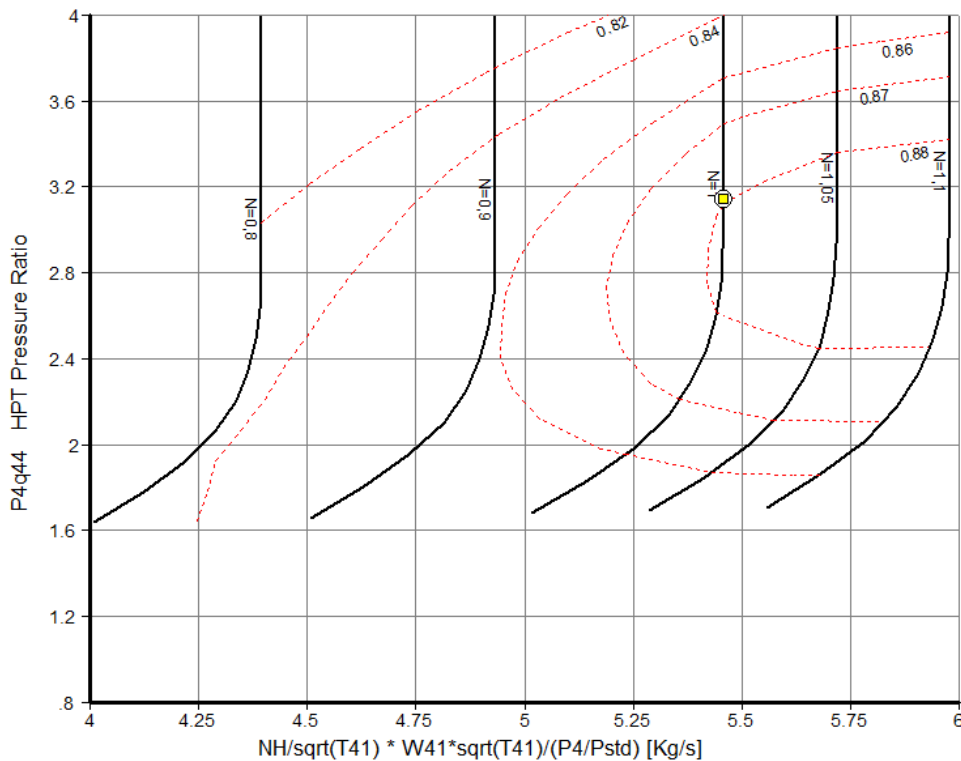


Figura 7.2 - Exemplo da característica de uma determinada HPT

Como é possível calcular, estes mapas são propriedade do fabricante e são mantidos absolutamente fora do alcance do público.

Por outro lado, apesar do autor ter tido o acesso privilegiado às instalações da TAP e do banco de ensaio estar equipado com equipamentos de elevado nível tecnológico, é completamente insuficiente para determinar os mapas dos componentes.

Os ensaios experimentais realizados para determinar estes mapas, denominados por *rig tests*, para além de introduzirem dificuldades consideráveis na sua execução, exigem instalações dedicadas a que mais uma vez apenas os fabricantes têm acesso [28].

Para se ter uma ideia, segundo H. I. H. Saravanamuttoo [28], o primeiro problema a enfrentar corresponde à grande potência que é necessário fornecer aos equipamentos. A título de exemplo, o reactor Olympus 593 em *takeoff* tem um caudal mássico de ar de 200 kg/s e uma razão de pressões de aproximadamente 15; a potência necessária para conduzir o compressor de baixa pressão corresponde a aproximadamente 25 MW e 75 MW para o compressor de alta pressão. Uma *fan* típica de grandes dimensões, tem um caudal de ar de 700

kg/s e uma razão de pressões de 1,6, culminando numa potência consumida de cerca de 32 MW.

Estas potências são proibitivas para os motores eléctricos, exigindo que alguns dos *rig tests* sejam desenvolvidos com recurso a uma turbina a gás industrial; mas mesmo assim, não é possível, de uma forma geral, proceder ao teste na potência máxima [28].

Nestes casos em que as características dos componentes não estão disponíveis, e apesar destes *softwares* que os aplicam serem considerados pouco precisos pelo facto de serem de dimensão-zero (0D), ou seja, não contêm informação dos gradientes axiais, radiais e tangenciais, conseguem fornecer previsões de *performance* de elevada qualidade para todo o reactor, quando este se encontra perto do ponto de projecto (ponto 6.2.1) [25].

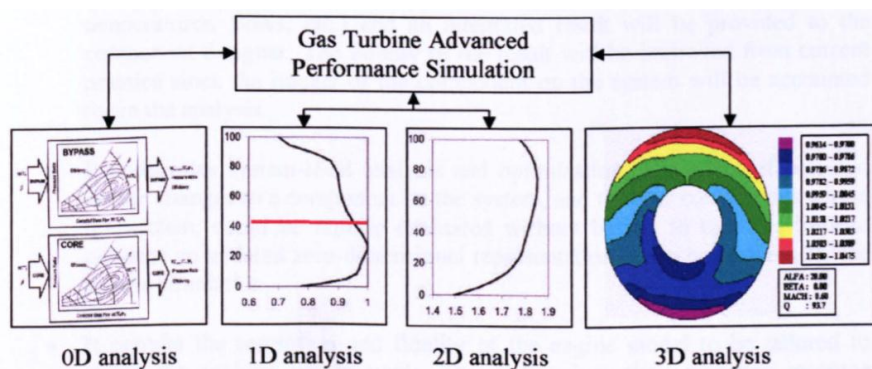


Figura 7.3 – *Software* de simulação de *performance* de turbinas a gás [25]

O leitor poderia pensar que a solução para a falta de precisão estaria, por exemplo, no recurso ao CFD, no entanto, a complexidade, o nível de detalhe e o poder de computação necessários para a construção de um sistema de simulação tridimensional, tornam esta alternativa impraticável [25]. Para além disso, não vai ao encontro das expectativas da TAP desenvolver metodologias pouco expeditas para conseguir simular as respostas do reactor.

Foi neste sentido que a oficina de motores da TAP adquiriu o *software* GasTurb, de simulação de *performance* de turbinas a gás, que por sua vez, tem sido desenvolvido durante os últimos 30 anos, pelo especialista da área, J. Kurzke.

Em termos de configuração este tipo de *software* pode ser distinguido entre configuração fixa e modular, o que significa que os modelos dos reactores podem ou não ser abordados como componentes interligados, ou seja, blocos separados.

No caso concreto do GasTurb a configuração é fixa, ou seja, o utilizador selecciona o tipo de reactor que pretende analisar, de acordo com a lista de opções apresentada na Figura 7.4.

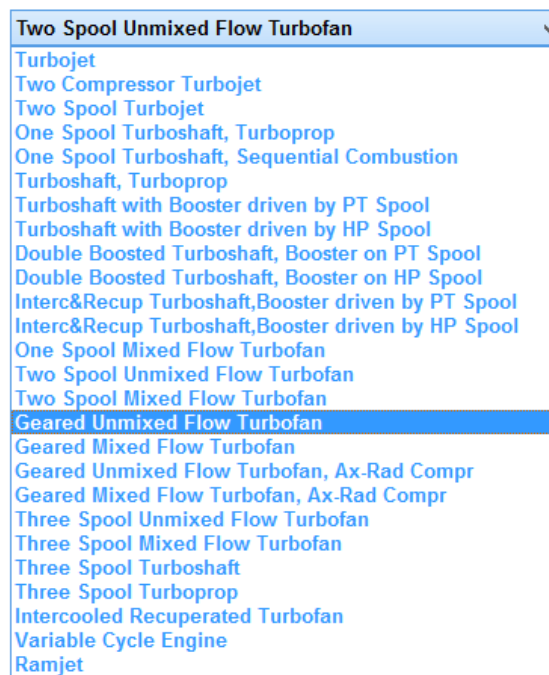


Figura 7.4 – Selecção da configuração do CFM56-3

Ao contrário do que se poderá pensar, a escolha indicada para estudar o CFM56-3 não é a opção *Two Spool Unmixed Flow Turbofan* pelo facto desta configuração não integrar o *booster* na sua constituição.

Segundo Kurzke [15], o modo de contornar esta particularidade será seleccionar a *Geared Unmixed Flow Turbofan* (Figura 7.5) e introduzir uma razão de pressões e uma razão de transmissão da *fan* iguais à unidade. Esta solução introduz uma grande vantagem na medida em que anulamos logo à partida uma variável desconhecida em banco de ensaio: razão de pressão da *fan* no fluxo de ar primário (*core*).

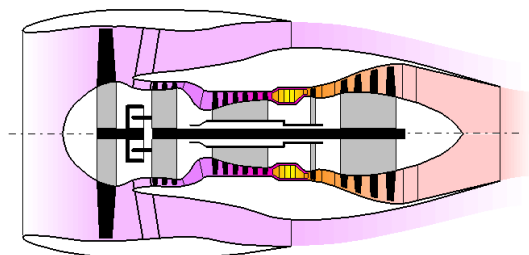


Figura 7.5 – Configuração indicada para a simulação do CFM56-3

O GasTurb oferece três contextos de simulação: ponto de projecto do ciclo (*cycle design point*), condições não nominais de funcionamento (*off-design*) e regime transiente.

De modo a salientar as principais diferenças, é fundamental referir que antes de uma determinada turbina a gás ser dimensionada, os projectistas avaliam vários ciclos termodinâmicos possíveis. No final, aquele que for considerado o ciclo mais adequado, é seleccionado e denominado por ciclo de projecto (*cycle design point*).

Neste mesmo ciclo, são dados todos os caudais mássicos, *Números de Mach*, temperaturas e pressões totais à entrada de cada componente do reactor, ou seja, são fixados todos os parâmetros aerotermodinâmicos relevantes. Por outras palavras, ao seleccionar-se o ciclo de projecto, está-se a definir a geometria da turbina a gás.

Dito isto, é possível concluir que uma análise a diferentes ciclos irá comparar turbinas a gás de geometria diferente, enquanto que uma análise *off-design* irá observar o comportamento de uma turbina a gás de geometria conhecida [15].

É lógico que, tal como já foi referido, o interesse da TAP será criar um modelo termodinâmico de um determinado reactor para simular a sua resposta em diferentes condições de funcionamento, ou seja, proceder a estudos *off-design*.

No entanto, segundo Kurzke [14], isto implica que inicialmente se consiga modelar o ciclo de referência do reactor e que a sua simulação vá ao encontro dos dados conhecidos, ou seja, dos parâmetros retirados em banco de ensaio.

Foi neste sentido que foi fundamental desenvolver no capítulo 6 uma análise bastante elaborada ao ciclo termodinâmico do CFM56-3 para descortinar todos os parâmetros em falta e que a TAP não tinha a possibilidade de fornecer no início desta dissertação.

Depois do *software* conseguir simular o ciclo de referência do reactor, e seguindo a sequência de trabalho sugerida por Kurzke na referência [14], é possível iniciar o estudo do reactor em *off-design*. Para este efeito, são necessários os mapas dos componentes para prever as suas eficiências em condições que se desviem do ponto de projecto. Uma vez que os mapas genuínos dos componentes não são de todo acessíveis, têm de ser criados mapas substitutos durante o processo de desenvolvimento do modelo termodinâmico do CFM56-3.

7.2 - Ciclo de Referência do CFM56-3

Levando-se em consideração os factos mencionados, antes de proceder à análise da simulação do ciclo de referência do CFM56-3, resta salientar que todos os dados introduzidos na configuração dos parâmetros do reactor estão de acordo com as considerações tomadas no ponto 6.2 (exemplo: rendimento da câmara de combustão, perdas mecânicas, etc.), com os dados medidos em banco de ensaio e disponibilizados no Anexo I (exemplo: razões de pressão dos componentes, impulso, etc.), com os dados do fabricante do Anexo V (exemplo: razão de pressão da *fan*) e com as metodologias de cálculo desenvolvidas nesta dissertação⁸ (exemplo: sistema de ar, temperatura à saída da câmara de combustão, etc.).

Existem ainda parâmetros como as perdas de pressão inerentes à existência de condutas entre os componentes que foram mantidas na simulação. Apesar de não se conhecer o valor preciso destas perdas, sabe-se que irão estar sempre presentes e que dificilmente se afastam dos valores típicos sugeridos por Kurzke [15]

Esta configuração está disponível para análise no Anexo III, juntamente com os resultados processados pelo *software*.

Relativamente à simulação do reactor, o GasTurb irá servir-se de um cálculo iterativo para ir ao encontro do ciclo termodinâmico real. Para este efeito, foi necessário dar alguma liberdade ao rendimento dos componentes para que parâmetros como o SFC, o impulso, as temperaturas e as pressões se ajustassem aos valores experimentais.

⁸ Dos três reactores estudados analiticamente, utilizaram-se os dados referentes ao reactor A pelo facto de ser sido o que demonstrou melhores resultados comparativamente à referência do fabricante.

Note-se que o autor desta metodologia, Kurzke, segue exactamente este procedimento na referência [14] para desenvolver o modelo termodinâmico de um *turbojet* J57-19W baseado em dados experimentais retirados nas instalações da *Royal Aircraft Establishment* (RAE) em *Pyestock* e publicados na referência [2].

Tal como é possível constatar pelos resultados processados pelo GasTurb, os dados entram, de uma forma geral, em boa concordância com os dados obtidos por via experimental. Destaca-se o impulso do reactor, em que no relatório produzido pelo banco de ensaio (Anexo I e II) se verificou aproximadamente 106 kN e na simulação 100 kN, o SFC com 11,29 g/kNs e 11,32 g/kNs respectivamente, entre outros parâmetros resumidos na Tabela 7.1.

Tabela 7.1 – Resumo dos parâmetros do ciclo obtidos por via experimental/calculada ou por via da simulação

	EXPERIMENTAL / CALCULADO	SIMULAÇÃO
Impulso [kN]	106	100
SFC [g/kNs]	11,29	11,32
\dot{m}_f [kg/s]	1,197	1,127
T_{25} [K]	372	369
T_3 [K]	796	744
T_4 [K]	1642	1650
T_{43} [K]	1220	1234
T_{44} [K]	1195	1210
T_{45} [K]	1180	1198
T_{54} [K]	885	889
P_{45} [kPa]	569	568

Nesta mesma tabela, o único parâmetro que evidencia maior discrepância é a temperatura à saída do HPC (cerca de 50 K) e que, por sua vez, pode ser explicada pelo rendimento de 90% obtido na simulação para o compressor de alta pressão.

Se for determinado o rendimento dos componentes através da informação do fabricante (Anexo V), obtêm-se 86% como valor de referência para o LPC, LPT e HPC e 82% para a HPT.

Estes valores permitem concluir que, ao contrário do que se verifica com os restantes componentes, e apesar do autor ter tentado exaustivamente a melhoria deste parâmetro, o

HPC apresenta um rendimento exagerado, culminando numa compressão mais eficiente e portanto, numa temperatura de saída mais baixa.

Após a simulação do reactor, para além de se apresentar detalhadamente os seus resultados no Anexo III, é possível resumir o ciclo termodinâmico do CFM56-3 no diagrama $T-s$ da Figura 7.6.

Tal como já foi introduzido, a próxima fase do processo de desenvolvimento do modelo termodinâmico do CFM56-3 seria passar agora para a análise *off-design* do reactor, onde se criaria mapas de cada componente, adaptando-os ao caso em estudo.

Contudo, devido à inexistência de informação essencial à modelação do ciclo de referência do reactor, o autor dedicou uma grande parte do trabalho a reunir e desenvolver metodologias que permitissem descortinar todos os parâmetros em falta, o que o impediu de concluir o modelo termodinâmico em tempo oportuno.

Assim sendo, todo o trabalho desenvolvido é fundamental à continuação do modelo de *performance* do CFM56-3 e, juntamente com a metodologia desenvolvida na referência [14] por Kurzke, será certamente o ponto de partida para a sua conclusão.

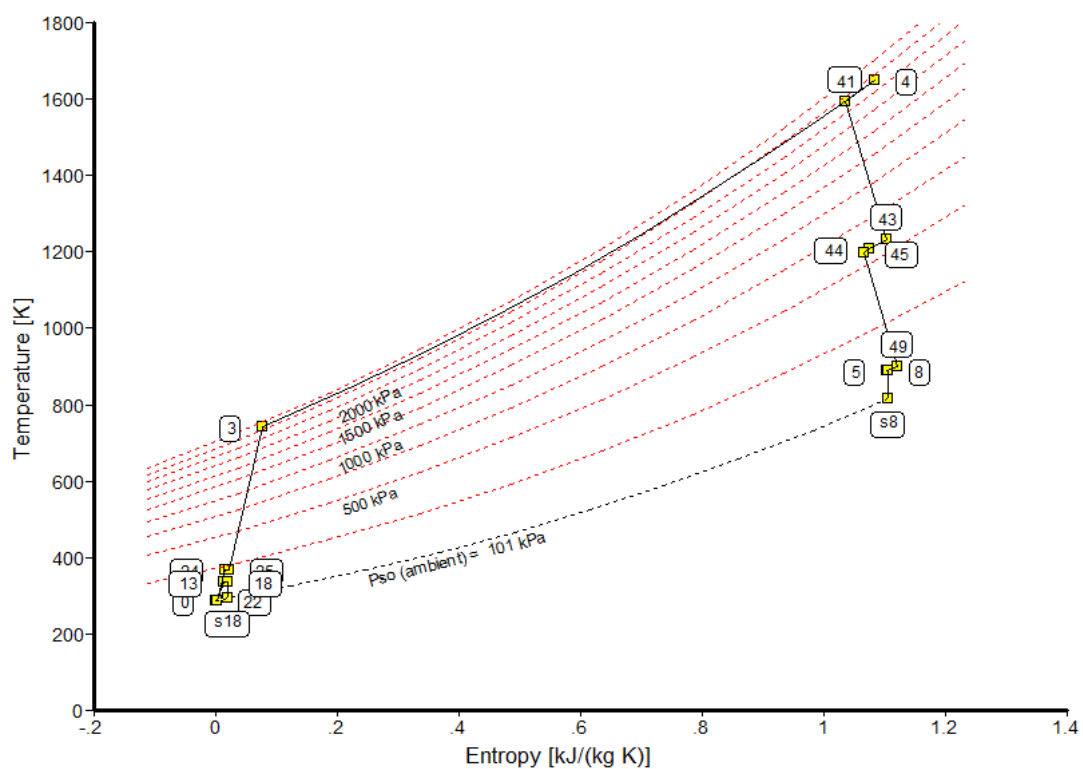


Figura 7.6 – Diagrama $T-s$ – Simulação do Ciclo de Referência do CFM56-3

Capítulo 8

Conclusões Gerais e Trabalhos Futuros

Este capítulo tem como principais objectivos apresentar as conquistas do trabalho desenvolvido nesta dissertação, sintetizar as suas conclusões, listar as dificuldades sentidas em todo o seu percurso e propor uma lista de sugestões e recomendações de perspectivas de trabalho futuro.

8.1 - Conclusões Gerais

Na realização desta dissertação, foi proposto que o autor se inserisse num estágio curricular no centro de reparação e ensaio de motores de avião, nas instalações da TAP, a fim de desenvolver uma análise de *performance* ao reactor aeronáutico CFM56-3.

Com este trabalho, a TAP tinha como perspectivas conseguir figurar parâmetros termodinâmicos de projecto desconhecidos e desenvolver ferramentas de avaliação e previsão do desempenho do reactor.

Apesar do trabalho pretendido ser muito ambicioso por incidir em informação de difícil acesso e em dados imensuráveis em banco de ensaio, estas perspectivas materializaram os objectivos primários desta dissertação.

Foi neste sentido que, de forma a ir ao encontro dos parâmetros termodinâmicos pretendidos, se desenvolveu duas metodologias de cálculo: a primeira, denominada por *método do rendimento politrópico* e a segunda, por *método do balanço de energia*.

Estas metodologias beneficiam de soluções expeditas, necessidades computacionais muito reduzidas e, essencialmente, são aplicáveis à realidade do banco de ensaio, ou seja, conseguem reproduzir resultados apenas em função das medições experimentais alcançadas pelas instalações da TAP.

Tal como o seu nome indica, o primeiro método é baseado no conceito de rendimento politrópico e tem como principal vantagem permitir a extrapolação da evolução termodinâmica das turbinas do reactor, a partir exclusivamente dos últimos três andares da LPT. Além disso, foi desenvolvido independentemente da medição experimental do caudal de combustível consumido pelo reactor, com a finalidade de fornecer um indicador de desempenho do método, validando os seus resultados.

Relativamente ao método alternativo, consiste no procedimento de isolar determinados componentes do reactor, nomeadamente o *core* e a HPT, e recorrer à *Primeira Lei da Termodinâmica* para determinar várias temperaturas da sua zona quente.

Inicialmente, o desenvolvimento do método alternativo foi pensado com o claro objectivo de comparar os resultados coincidentes com o método principal e fornecer assim um termo comparativo que reforçasse que os parâmetros especificados não estavam a produzir erros despropositados. Constatou-se que é um método auxiliar importante no despiste de temperaturas fora das amplitudes esperadas.

Ambas as metodologias de cálculo despenderam muito tempo no seu desenvolvimento, essencialmente pelo facto de terem exigido uma ampla consulta bibliográfica para o preenchimento das várias lacunas de informação, fundamental ao desenvolvimento da dissertação.

Assim, foi essencial proceder a diversas considerações, sendo o principal exemplo e a principal conquista desta sagacidade a especificação de todo o sistema de ar do reactor, até agora completamente desconhecido por parte da equipa de engenharia da TAP.

Além disso, os resultados gerais foram muito gratificantes e culminaram na descoberta termodinâmica de toda uma zona cinzenta na parte quente do reactor, ou seja, é agora possível especificar as temperaturas em regimes elevados à saída da sua câmara de combustão e à entrada e à saída do rotor e do estator de cada uma das suas turbinas. É igualmente possível

determinar a pressão entre a HPT e a LPT, bem como estimar com grande precisão o caudal de combustível consumido pelo reactor.

Por outro lado, constatou-se que as metodologias de cálculo não conseguem precisar a potência e o rendimento das turbinas, por motivos associados principalmente à impossibilidade de evitar erros crónicos com análises termodinâmicas simples ao ciclo do reactor. Um dos parâmetros, ao qual estas imprecisões demonstraram maior sensibilidade, foi a exigência de maior rigor na modelação do fluido de trabalho e que, conseqüentemente, conduziu o autor a inúmeras tentativas infrutíferas de melhorar as metodologias de cálculo, tornando-as mais abrangentes ao nível dos resultados produzidos.

O mesmo acontece com o rendimento do LPC ao ser sobrestimado, no entanto, neste caso, esta problemática surge no seguimento da simplificação do processo de compressão de baixa pressão, ou seja, devido à insuficiência de dados no ensaio dos reactores entre a *fan* e o *booster*, o autor viu-se na impossibilidade de especificar a eficiência destes dois componentes isoladamente e concluir posteriormente que este processo de simplificação é abusivo.

Quanto ao compressor de alta pressão, os resultados são mais plausíveis mas apresentam novamente alguma incerteza, estando esta associada ao desconhecimento da componente dinâmica do escoamento na estação aerodinâmica a jusante deste componente.

Pelo exposto, foi possível concluir que as metodologias não são adequadas ao cálculo preciso dos rendimentos dos módulos do CFM56-3 e que, por esta razão, os seus valores só terão interesse caso analisados de uma forma comparativa.

No entanto, numa fase muito avançada da dissertação, surgiu a oportunidade de validar todos os resultados relativos às temperaturas e pressões, através de elementos do fabricante cedidos pela TAP, o que resultou num balanço final muito positivo de todo o estudo analítico desenvolvido pelo autor.

Além disso, a concordância com os dados do fabricante permite validar indirectamente a aproximação com a realidade das considerações desenvolvidas pelo autor, relativamente ao sistema de ar do reactor.

Com todo este percurso de caracterização do ciclo termodinâmico do CFM56-3, a TAP pretende que, a longo prazo, seja possível desenvolver uma ferramenta de simulação da

performance deste motor aeronáutico que auxiliie a sua equipa de engenharia do centro de reparação e ensaio de motores de avião.

Foi neste sentido que a TAP adquiriu um *software* de simulação de *performance* de turbinas a gás denominado por GasTurb que, juntamente com todo o trabalho analítico, ainda proporcionou que esta dissertação incidisse na simulação do ciclo de referência do reactor em análise.

Contudo, devido à inexistência de informação essencial à modelação do ciclo de referência do reactor na fase inicial do estágio curricular, o autor dedicou uma grande parte do trabalho a reunir e desenvolver as metodologias que permitiram descortinar todos os parâmetros em falta, o que o impediu de concluir a vertente *off-design* do modelo termodinâmico em tempo oportuno.

Nesta perspectiva, tornou-se claro que muito mais pode ser feito, proporcionando motivos ao autor para especificar no final da dissertação a fase conclusiva do processo, designadamente, a criação de mapas para cada componente, adaptando-os ao caso em estudo.

Em suma, é possível concluir que o presente trabalho representa uma mais-valia para a equipa de engenharia do centro de reparação e ensaio de motores de avião da TAP na análise do ciclo termodinâmico do CFM56-3, e que abre caminho ao desenvolvimento de ferramentas poderosas na previsão do desempenho dos seus reactores.

8.2 - Principais Dificuldades

Apesar do balanço positivo no desenvolvimento desta dissertação, o autor considerou adequado sintetizar neste ponto as principais dificuldades sentidas ao longo do seu percurso.

- No que diz respeito à informação disponível na elaboração desta dissertação, o autor lamenta a inexistência de qualquer tipo de colaboração por parte dos fabricantes. Além disso, foi praticamente nula a possibilidade de aceder a trabalhos académicos e científicos concebidos no âmbito do desenvolvimento de modelos de simulação da *performance* de reactores aeronáuticos com recurso à medição de dados experimentais.

- Uma das maiores dificuldades sentidas pelo autor e um dos principais factores que delinearam os limites deste trabalho, revelou-se igualmente na impossibilidade de colocar sondas em vários pontos de interesse do reactor, exigindo que grande parte do tempo disponível fosse despendido a desenvolver metodologias que permitissem estimar parâmetros desconhecidos.
- Já no desenvolvimento das referidas metodologias, a precisão do modelo do fluido de trabalho foi das variáveis que introduziu mais incertezas. No entanto, a carência das temperaturas estáticas ao longo das várias estações aerodinâmicas do reactor, impossibilitou o autor de aumentar o rigor da sua modelação.
- Na análise dos resultados produzidos pelo estudo analítico do reactor, o facto deste equipamento estar munido de pás arrefecidas, gradientes térmicos e de outras múltiplas variáveis que influenciam o processo e ao qual o autor não teve acesso, dificultou a especificação das imprecisões cometidas.

8.3 - Objectivos Cumpridos

Este ponto tem a finalidade de salientar e de quantificar de forma clara e objectiva os principais objectivos alcançados com o desenvolvimento desta dissertação e do estágio curricular no qual esta se inseriu.

- Oportunidade de contactar com a indústria aeronáutica e vivenciar o quotidiano da equipa de engenharia do centro de reparação e ensaio de motores de avião da TAP;
- Frequência de dois cursos de formação profissional, referentes às componentes de *hardware* e sistemas do reactor CF6-80;
- Estudo e aprendizagem dos princípios de funcionamento e dos aspectos construtivos do reactor aeronáutico CFM56-3;
- Oportunidade de presenciar inúmeros ensaios ao reactor nas instalações do banco de ensaio da TAP e, conseqüentemente, desenvolver esta dissertação com

recurso a mais de 250.000 dados experimentais dos parâmetros termodinâmicos do CFM56-3;

- Desenvolvimento de duas metodologias de cálculo que permitem determinar inúmeros parâmetros termodinâmicos para regimes elevados do reactor, exclusivamente em função dos dados fornecidos pelo banco de ensaio, designadamente:
 - ✓ Extrapolar a evolução termodinâmica das turbinas em função da informação relativa aos últimos três andares da LPT;
 - ✓ Determinar a temperatura à saída da câmara de combustão com um erro compreendido entre 1 e 3%⁹;
 - ✓ Estimar o caudal de combustível consumido pelo reactor com um erro aproximadamente de 2%;
 - ✓ Determinar a temperatura à entrada do rotor da HPT;
 - ✓ Determinar a temperatura à saída do rotor da HPT antes de ser introduzido o caudal de arrefecimento das pás móveis;
 - ✓ Determinar a temperatura à saída do rotor da HPT (e conseqüentemente, à entrada do estator da LPT), após adicionado o caudal de arrefecimento das pás móveis, com um erro compreendido entre 3 e 4%;
 - ✓ Determinar a temperatura à entrada do rotor da LPT com um erro aproximadamente de 4%;
 - ✓ Estimar a pressão entre as duas turbinas com um erro compreendido entre 6 e 7%.

- Com a informação apresentada acima, verifica-se que é agora possível isolar termodinamicamente os seguintes componentes:

⁹ O valor do erro relativo é calculado relativamente ao valor de referência do fabricante (ponto 6.3.5). No entanto, não se quantifica o valor do erro relativo nas duas temperaturas seguintes por não existir valores de temperaturas de referência claros (Anexo V).

- ✓ Câmara de combustão;
 - ✓ Turbina de alta pressão;
 - ✓ Turbina de baixa pressão.
- Após a concordância dos parâmetros termodinâmicos definidos anteriormente com os dados do fabricante, verifica-se indirectamente que o sistema de ar do reactor foi igualmente estimado com uma boa aproximação à realidade, mais concretamente, foram estimados os caudais de ar de arrefecimento direccionados aos seguintes componentes:
 - ✓ Pás estáticas da HPT;
 - ✓ Pás móveis da HPT;
 - ✓ Pás estáticas da LPT;
 - ✓ *Sumps, bore cooling* e HPTCC.
 - Especificação de todos os parâmetros necessários à simulação do ciclo de referência do reactor (*on-design*);
 - Simulação do ciclo de referência do reactor (*on-design*) com uma elevada aproximação aos dados experimentais medidos em banco de ensaio;
 - Preparação do trabalho futuro e especificação da metodologia a seguir para concluir a perspectiva final da oficina de motores da TAP, ou seja, construir um modelo termodinâmico do CFM56-3 em regime *off-design*.

8.4 - Perspectivas de Trabalho Futuro

É certo que a investigação nunca irá parar e o autor tem a expectativa que no futuro, após a conclusão desta actividade em particular, os investigadores continuem a perseguir este campo da ciência.

Deste modo, este ponto tem como objectivo descrever sumariamente as perspectivas e as recomendações de trabalho futuro.

- Na tentativa de evidenciar possíveis correlações causa-efeito, e pelo facto do autor apenas ter analisado dados referentes a três reactores, propõe-se o aumento da amostra e à conseqüente análise dos resultados produzidos pelas metodologias de cálculo. Desta forma, para além de reforçar os dados validados, será mais fácil proceder ao despiste de parâmetros fora das amplitudes esperadas;
- Seria igualmente interessante aplicar as metodologias de cálculo desenvolvidas nesta dissertação aos restantes motores da família CFM56 (exemplos: CFM56-5, CFM56-7), procedendo às respectivas adaptações;
- Proceder a uma análise mais aprofundada da problemática inerente à imprecisão do modelo do fluido de trabalho, introduzindo maior rigor na modelação dos calores específicos, humidade e condensação ao longo das diversas estações aerodinâmicas do reactor.
- Relativamente à simulação da *performance* do reactor CFM56-3, o autor tem como principal expectativa de trabalho futuro o desenvolvimento da vertente *off-design* do modelo termodinâmico, tendo para isso, especificado a metodologia a seguir;
- De modo a quantificar experimentalmente a razão *bypass*, e tendo em vista a preservação da integridade física do reactor, seria importante instrumentar o escape do CFM56-3 com a finalidade de estimar o campo de velocidades do fluxo do *core* e, portanto, o seu caudal mássico de ar;

Referências Bibliográficas

(Norma Portuguesa 405)

- [1] AL-ALSHAIKH, A. (2011) - *An experimental and numerical investigation of the effect of aero gas turbine test facility aspect ratio on thrust measurement*. Cranfield: Cranfield University, 2011. Tese de doutoramento apresentada à Universidade de Cranfield.
- [2] ASHWOOD, P. F. (1990) - *The Uniform Engine Test Programme : report of the Propulsion and Energetics Panel Report of the Propulsion and Energetics Panel Working Group 15*. Pyestock: Royal Aerospace Establishment, 1990. AGARD-AR-248.
- [3] CFM INTERNATIONAL (2009) - *Engine functional test*. Cincinnati: CFM : GE Aircraft Engines, 2009.
- [4] CFM INTERNATIONAL (2011) - *Engine acceptance test*. Cincinnati: CFM : GE Aircraft Engines, 2011.
- [5] CENGEL, A. ; BOLES, M. (2006) - *Thermodynamics: an engineering approach*. 5th ed. New York: McGraw-Hill, 2006.
- [6] COHEN, H. ; ROGERS, G. F. C. ; SARAVANAMUTTOO., H. I. H. (1996) - *Gas Turbine Theory*. 4th ed. Harlow: Longman Group, 1996.
- [7] CUMPSTY, N. (1997) - *Jet propulsion: a simple guide to the aerodynamic and thermodynamic design and performance of jet engines*. Cambridge: Cambridge University Press, 1997
- [8] FRIEDRICHS, Stefan (1997) - *Endwall film-cooling in axial flow turbines*. Cambridge: Cambridge University Engineering Department, 1997.
- [9] HALL, D. K. (2011) - *Performance limits of axial turbomachine stages*. Massachusetts: Massachusetts Institute of Technology. Dept. of Aeronautics and Astronautics, 2011. Tese de doutoramento apresentada à Massachusetts Institute of Technology.
- [10] HAYWOOD, R.W. (1991) - *Analysis of engineering cycles: power refrigeration and gas liquefaction plant*. 4th ed. Oxford: Pergamon Press, 1991.
- [11] HILL, P. ; PETERSON, C. (1991) - *Mechanics and thermodynamics of propulsion*. 2nd ed. Reading: Addison-Wesley, 1992.
- [12] HORLOCK, J. H. (2003) - *Advanced gas turbine cycles*. Oxford: Pergamon, 2003.

- [13] JACKSON, A. J. B. (2009) - *Optimisation of aero and industrial gas turbine design for the environment*. Cranfield: Cranfield University, 2009. Tese de doutoramento apresentada à Universidade de Cranfield.
- [14] KURZKE, J. (2005) - *How to create a performance model of a gas turbine from a limited amount of information*. New York : ASME, 2005. ASME GT2005-68537, 2005.
- [15] KURZKE, J. (2007) - *GasTurb 11: design off-design performance of gas turbines* [manual de utilizador], 2007.
- [16] KURZKE, J. (2007) - *GasTurb details 5 : an utility for GasTurb 11* : [manual de utilizador], 2007.
- [17] LAKSHMINARAYANA, B. (1996) - *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. New York : John Wiley & Sons, 1996.
- [18] LEITE, Jorge (1992) - *CFM56-3 : basic engine*. Lisboa : TAP Maintenance & Engineering, 1992.
- [19] LIEW, K. H. (2006) - *Aerothermodynamic cycle analysis of a dual-spool, separate-exhaust turbofan engine with an interstage turbine burner*. Michigan: Michigan Technological University, 2006. Tese de doutoramento apresentada à Michigan Technological University.
- [20] MACISAAC, B. D. (1992) - *Engine performance and health monitoring models using steady state and transient prediction methods*. Ontario: GasTOPS, 1992. AGARD: Lecture Series 183: Steady and Transient Performance Prediction of Gas Turbine Engines.
- [21] MATTINGLY, J. D. (2005) - *Elements of gas turbine propulsion*. Reston: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2005.
- [22] MATTINGLY, J. D.; HEISER, W. H.; PRATT, D. T. (2002) - *Aircraft engine design*. 2nd ed. Reston: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2002.
- [23] MORAN, M. J. ; SHAPIRO, H. N. (2006) - *Fundamentals of engineering thermodynamics*. 5th ed. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2006.
- [24] NATO (2007) - *Performance prediction and simulation of gas turbine engine operation for aircraft, marine, vehicular and power generation*. Neuilly-sur-Seine Cedex : The Research and Technology Organisation (RTO) of NATO, 2007.
- [25] PACHIDIS, V. (2006) - *Advanced gas turbine simulation*. Cranfield: Cranfield University, 2006. Tese de doutoramento apresentada à Universidade de Cranfield.
- [26] PHILPOT, H. G., (1992) - *Practical considerations in designing the engine cycle*. Pyestock: Royal Aerospace Establishment, 1992. AGARD: Lecture Series 183: Steady and Transient Performance Prediction of Gas Turbine Engines.

- [27] ROLLS ROYCE (1996) - *The jet engine*. 5th ed. Derby: Rolls Royce, The Technical Publications Department, 1996.
- [28] SARAVANAMUTTOO, H. I. H. (1992) - *Component performance requirements*. Ottawa: Carleton University, 1992. AGARD Lecture Series 183: *Steady and Transient Performance Prediction of Gas Turbine Engines*.
- [29] SARAVANAMUTTOO, H. I. H. (1992) - *Overview on basis and use of performance prediction methods*. Ottawa: Carleton University, 1992. AGARD Lecture Series 183: *Steady and Transient Performance Prediction of Gas Turbine Engines*.
- [30] TAP (2007) - *Hardware overview CFM56-3: CFM56.3 Training* [Documento electrónico]. Lisboa : TAP Maintenance & Engineering, 2007.
- [31] WALSH, P. P. ; FLETCHER, P. (1998) - *Gas turbine performance*. Oxford : Blackwell Science, 1998
- [32] WARD, Thomas A. (2010) - *Aerospace propulsion systems*. Singapore: John Wiley, cop. 2010.
- [33] WILSON, D. G. ; KORAKIANITIS, T. (1998) - *The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*. 2nd ed. Upper Saddle River : Prentice Hall, 1998.

ANEXO I

Dados Experimentais

Tabela A-I.1 – Dados experimentais do reactor A em *takeoff*

Tempo (hh:mm:ss)	T2 (°C)	PT2 (mbar)	N1K (rpm)	N2K3 (rpm)	\dot{m}_f K3 (pph)	FNK3 (lbs)	EGTK3 (°R)	P3 (psia)	T3 (°C)	PT495 (psia)	T54 (°C)	PT54 (psia)	H.R. (%)	SFCK3 (ratio)	W2AR* (pps)
18:37:23	15,7	1010,719	4950,7	14007	9526	23943	1991,4	347,9	521,2	63	611,5	19,445	68,87	0,396	700,42
18:37:24	15,68	1010,714	4951,4	14023	9523	23938	1991,3	346,9	521,3	62,8	611,6	19,451	68,87	0,396	700,6145
18:37:25	15,7	1010,719	4951,3	14049	9526	23948	1990,9	343,8	521,5	62,5	611,7	19,462	68,72	0,396	700,2713
18:37:26	15,71	1010,719	4951,2	14045	9532	23946	1990,8	347,6	521,5	62,6	611,9	19,458	68,8	0,396	700,2767
18:37:27	15,72	1010,719	4950	14041	9534	23937	1991,2	348,3	521,5	63	612	19,463	68,72	0,396	700,3601
18:37:28	15,71	1010,75	4950,9	14080	9542	23948	1992,5	348,5	521,7	62,9	612,2	19,468	68,7	0,397	700,9978
18:37:29	15,68	1010,75	4949,7	14058	9541	23957	1993,1	342,6	521,6	62,4	612,1	19,473	68,69	0,396	699,9509
18:37:30	15,69	1010,75	4950,2	14038	9548	23959	1992	348,3	521,6	62,9	612,4	19,474	68,76	0,397	700,3831
18:37:31	15,74	1010,75	4951,9	14045	9541	23951	1993,5	348	521,6	62,7	612,3	19,482	68,93	0,397	700,5598
18:37:32	15,73	1010,683	4954,8	14083	9531	23927	1992,8	347,4	521,8	62,8	612,4	19,49	68,89	0,397	701,3073
18:37:33	15,73	1010,719	4952,2	14054	9516	23925	1991,8	349	521,7	63	612,6	19,488	68,76	0,396	699,5424
18:37:34	15,71	1010,75	4952,6	13995	9528	23923	1992,2	343,3	521,8	62,4	612,7	19,493	68,87	0,397	701,6257
18:37:35	15,72	1010,683	4954	14019	9528	23954	1993,1	348,5	521,7	62,9	612,8	19,498	68,82	0,396	701,3616
18:37:36	15,74	1010,755	4954	13998	9519	23945	1991,2	348,5	521,6	62,7	612,6	19,5	68,8	0,396	701,0065
18:37:37	15,73	1010,689	4952,1	14062	9524	23956	1990,7	348,5	521,4	62,8	612,6	19,503	68,62	0,396	700,3531
18:37:38	15,75	1010,653	4949,7	14100	9535	23952	1990,9	347,3	521,3	62,9	612,5	19,502	68,47	0,396	700,2369
18:37:39	15,75	1010,719	4949,5	14018	9545	23962	1992,4	348,4	521,4	62,7	612,6	19,509	68,44	0,396	700,0121
18:37:40	15,75	1010,689	4948	14012	9543	23958	1992,7	348,2	521,4	62,7	612,7	19,503	68,35	0,396	699,8449
18:37:41	15,71	1010,658	4948,8	13982	9548	23961	1993,4	348	521,4	62,7	612,7	19,499	68,34	0,397	699,6086
18:37:42	15,72	1010,719	4946,5	14061	9542	23952	1991,6	346,6	521,1	62,8	612,4	19,495	68,32	0,397	699,0241
18:37:43	15,71	1010,719	4946,5	14059	9550	23954	1991,9	348,3	521,2	63	612,5	19,495	68,5	0,397	699,5856
18:37:44	15,71	1010,719	4948	13979	9547	23955	1992,4	348,4	521,5	63	612,7	19,494	68,46	0,397	700,1379
18:37:45	15,7	1010,719	4948,5	13974	9535	23959	1991,6	348,9	521,3	62,9	612,7	19,497	68,47	0,396	700,2148
18:37:46	15,7	1010,714	4946,9	14052	9533	23962	1991,8	346,9	521,2	62,3	612,5	19,491	68,45	0,396	699,0076
18:37:47	15,7	1010,719	4948,2	14088	9543	23958	1989,6	348,3	521,3	63,1	612,7	19,487	68,5	0,396	700,3629
18:37:48	15,68	1010,75	4950,4	14052	9534	23946	1992	346,2	521,6	62,8	612,6	19,495	68,5	0,396	700,6166
18:37:49	15,63	1010,75	4945,7	14043	9529	23949	1990,9	343,5	521,6	62,5	612,7	19,498	68,52	0,396	699,9073
18:37:50	15,66	1010,689	4947,7	14077	9554	23980	1992,7	344,9	521,7	62,4	612,7	19,494	68,6	0,396	699,9556
18:37:51	15,62	1010,719	4948,8	14081	9541	23947	1992,6	347,4	521,6	62,6	612,9	19,504	68,82	0,397	700,2298
18:37:52	15,63	1010,719	4950,6	14072	9534	23931	1993	346,7	521,7	62,8	612,7	19,513	68,68	0,397	699,8614
18:37:53	15,67	1010,75	4950,7	14029	9526	23916	1991,5	347,7	521,6	63	612,7	19,516	68,82	0,397	699,2121
18:37:54	15,67	1010,719	4949,9	14013	9521	23899	1992,4	347,1	521,7	62,8	612,8	19,521	68,78	0,397	699,3849
18:37:55	15,67	1010,75	4951,7	14078	9524	23913	1991,4	347,5	521,7	62,7	612,7	19,52	68,6	0,397	699,4276
18:37:56	15,64	1010,75	4951,2	14061	9510	23885	1990,1	347,9	521,8	63	612,6	19,524	68,61	0,397	699,0893
18:37:57	15,64	1010,75	4952,7	14067	9509	23883	1990,8	348,9	522	62,8	612,6	19,524	68,6	0,397	699,5724
18:37:58	15,63	1010,75	4952,4	13985	9503	23870	1992,1	349,6	521,9	63,2	612,7	19,523	68,73	0,397	699,1839
18:37:59	15,67	1010,719	4951,7	14005	9504	23860	1992	350,1	521,9	63,2	612,7	19,527	68,71	0,397	698,7358

*Caudal mássico de ar na estação aerodinâmica 2 corrigido para o dia padrão.

Tabela A-I.2 - Dados experimentais do reactor B em *takeoff*

Tempo (hh:mm:ss)	T2 (°C)	PT2 (mbar)	N1K (rpm)	N2K3 (rpm)	\dot{m}_f K3 (pph)	FNK3 (lbs)	EGTK3 (°R)	P3 (psia)	T3 (°C)	PT495 (psia)	T54 (°C)	PT54 (psia)	HR (%)	SFC (ratio)	W2AR (pps)
15:07:33	14,86	1005,498	4953,7	14106	9346	23994	1968,6	344,6	514,7	62,5	599,2	15,084	62,26	0,387	706,952
15:07:34	14,86	1005,564	4954,4	14077	9369	23987	1967,9	344,3	514,8	62,4	600	15,087	61,96	0,388	706,6745
15:07:35	14,85	1005,564	4954,8	14058	9397	23998	1967,6	344,2	514,9	62,5	600,8	15,088	61,96	0,389	706,2135
15:07:36	14,88	1005,498	4955,1	14097	9411	23992	1967,9	343,4	514,9	62,3	601,6	15,086	61,96	0,39	706,6677
15:07:37	14,91	1005,529	4956,8	14059	9421	24001	1969,2	343,2	515	62,3	602,3	15,093	61,97	0,39	706,7192
15:07:38	14,91	1005,498	4957,4	14114	9421	23989	1969,6	341,8	515,2	62,5	603	15,091	61,85	0,391	706,373
15:07:39	14,9	1005,564	4955,7	14096	9420	23977	1968,7	343,6	515,2	62,2	603,7	15,091	61,71	0,391	706,7045
15:07:40	14,92	1005,564	4955,4	14096	9429	24010	1970,3	344,9	515,3	62,4	604,4	15,091	61,69	0,39	706,8792
15:07:41	14,95	1005,529	4957,1	14081	9431	24016	1970,8	344,3	515,4	62,4	604,9	15,094	61,73	0,39	706,7213
15:07:42	14,97	1005,498	4954,7	14083	9424	24005	1970,5	343,7	515,3	62,5	605,3	15,091	61,68	0,39	706,3963
15:07:43	14,93	1005,534	4954,9	14096	9440	24028	1970,8	346,4	515,3	62,5	605,9	15,093	61,57	0,391	706,7616
15:07:44	14,93	1005,564	4954,9	14082	9440	24032	1970,8	341,9	515,4	62,4	606,4	15,093	61,47	0,391	707,3988
15:07:45	14,98	1005,534	4955,9	14050	9443	24056	1971,9	344,6	515,4	62,6	606,6	15,096	61,63	0,39	707,1708
15:07:46	14,98	1005,498	4956,3	14083	9437	24041	1971,3	345	515,4	62,5	607	15,092	61,62	0,39	707,8798
15:07:47	14,98	1005,529	4956,5	14098	9439	24064	1971,8	344,4	515,3	62,3	607,3	15,093	61,41	0,39	707,332
15:07:48	15	1005,534	4953,7	14075	9440	24059	1969,9	343	515,2	62,5	607,4	15,093	61,4	0,39	706,9525
15:07:49	15	1005,564	4954,5	14075	9452	24076	1971	345,4	515,2	62,7	607,7	15,095	61,37	0,39	708,0015
15:07:50	15	1005,498	4955,2	14076	9447	24091	1971,1	344,1	515,1	62,4	607,9	15,092	61,31	0,39	707,4101
15:07:51	14,99	1005,498	4955	14061	9445	24089	1970,2	344,7	515	62,4	608,1	15,092	61,26	0,39	707,0768
15:07:52	14,97	1005,534	4954,5	14054	9445	24078	1970,1	343,3	515	62,4	608,3	15,09	61,26	0,39	706,7735
15:07:53	14,98	1005,468	4954	14013	9447	24066	1970,3	342,2	515,1	62,5	608,6	15,09	61,3	0,39	707,1073
15:07:54	14,99	1005,504	4954,7	14062	9450	24076	1972	344,9	515,3	62,5	608,7	15,089	61,38	0,39	707,2547
15:07:55	14,98	1005,473	4956	14082	9448	24074	1971,7	345,8	515,4	62,5	608,9	15,089	61,36	0,39	708,1556
15:07:56	14,98	1005,468	4955,4	14070	9443	24091	1972	343,9	515,3	62,5	609	15,095	61,34	0,389	707,4307
15:07:57	14,95	1005,534	4956,8	14061	9448	24091	1970,2	343,2	515,2	62,5	609,1	15,096	61,36	0,39	707,8044
15:07:58	14,95	1005,498	4953,3	14019	9441	24077	1970,8	342,8	515,2	62,3	609,3	15,092	61,37	0,39	706,9882
15:07:59	14,98	1005,498	4950,5	14074	9459	24106	1971,6	344,1	515,1	62,6	609,4	15,094	61,49	0,39	707,2972
15:08:00	14,97	1005,498	4950,7	14059	9473	24128	1973	341,9	515,2	62,5	609,7	15,091	61,44	0,39	707,3955
15:08:01	14,94	1005,498	4951,7	14085	9470	24129	1973,1	344,9	515,2	62,5	609,6	15,091	61,28	0,39	706,7383
15:08:02	14,95	1005,529	4952	14072	9464	24104	1971,9	342,8	515,4	62,4	609,7	15,094	61,32	0,39	706,6254
15:08:03	14,93	1005,559	4951	14083	9463	24095	1972,8	342,6	515,4	62,3	609,9	15,09	61,42	0,39	706,7261
15:08:04	14,93	1005,595	4948,1	14111	9465	24096	1973	343,7	515,5	62,5	609,9	15,092	61,4	0,39	706,497
15:08:05	14,93	1005,559	4951	14103	9477	24120	1974,6	343,5	515,6	62,4	609,9	15,091	61,52	0,39	706,4965
15:08:06	14,97	1005,564	4953	14059	9461	24086	1973,7	344,7	515,7	62,7	609,8	15,09	61,51	0,39	707,2781
15:08:07	14,97	1005,625	4953,2	14089	9449	24075	1973,7	341,7	515,7	62,5	610,1	15,091	61,49	0,39	707,2902
15:08:08	14,92	1005,59	4953,3	14083	9451	24089	1973,9	343,4	516	62,5	610,3	15,092	61,36	0,39	707,1941
15:08:09	14,93	1005,625	4953,7	14087	9452	24086	1973,8	344,6	516	62,6	610,4	15,091	61,39	0,39	707,4949
15:08:10	14,92	1005,625	4955,7	14046	9452	24089	1974	343,1	516,1	62,5	610,4	15,089	61,56	0,39	708,0287

Tabela A-I.3 - Dados experimentais do reactor C em *takeoff*

Tempo (hh:mm:ss)	T2 (°C)	PT2 (mbar)	N1K (rpm)	N2K3 (rpm)	\dot{m}_f K3 (pph)	FNK3 (lbs)	EGTK3 (°R)	PT25 (psia)	T25 (°C)	P3 (psia)	T3 (°C)	PT495 (psia)	T54 (°C)	HR (%)	SFC (ratio)	W2AR (pps)
22:27:59	16,71	1006,605	4939,3	14020	9471	24073	1964,7	33,174	96,57	341,2	515,8	62,4	615,5	78,56	0,391	703,3074
22:28:00	16,71	1006,575	4941	13951	9471	24077	1964,9	33,179	96,43	341,1	515,8	62,4	616	78,42	0,391	703,3542
22:28:01	16,68	1006,539	4941,4	13966	9477	24082	1965,1	33,182	96,65	340,8	516	62,5	616,3	78,39	0,391	703,1338
22:28:02	16,7	1006,545	4943	14020	9478	24092	1965,3	33,202	96,44	340,3	516,2	62,5	616,6	78,48	0,391	704,1141
22:28:03	16,66	1006,545	4944,2	13994	9480	24083	1965,5	33,2	96,59	341,9	516,2	62,4	616,9	78,66	0,391	703,9114
22:28:04	16,66	1006,575	4944,9	14036	9482	24084	1965,5	33,215	96,57	340,8	516,3	62,6	617,2	78,54	0,391	704,0752
22:28:05	16,72	1006,605	4946,8	13961	9477	24070	1965,2	33,239	96,62	342,6	516,4	62,7	617,6	78,77	0,391	704,108
22:28:06	16,68	1006,575	4950,8	14002	9461	24046	1964,8	33,233	96,63	341,6	516,5	62,5	617,8	78,86	0,391	704,5594
22:28:07	16,72	1006,575	4949,4	13999	9474	24061	1964,6	33,236	96,53	340,1	516,5	62,5	618,1	78,67	0,391	704,1946
22:28:08	16,69	1006,539	4948,1	13999	9482	24069	1964,9	33,199	96,65	341,8	516,6	62,5	618,2	78,99	0,391	703,8576
22:28:09	16,68	1006,575	4947	14022	9486	24082	1965,6	33,237	96,57	342,1	516,5	62,5	618,4	78,92	0,391	704,1713
22:28:10	16,7	1006,575	4946,2	13959	9489	24088	1966,1	33,229	96,56	341,1	516,6	62,6	618,6	79,08	0,391	703,8176
22:28:11	16,7	1006,575	4948,5	14019	9475	24053	1965,6	33,226	96,68	341,2	516,5	62,5	618,6	79,15	0,391	703,9007
22:28:12	16,68	1006,545	4948	13982	9478	24056	1965,5	33,207	96,58	341,2	516,5	62,5	618,6	78,98	0,392	703,576
22:28:13	16,66	1006,539	4949,3	13954	9467	24035	1965,7	33,244	96,81	341,8	516,7	62,5	618,8	78,9	0,392	703,9408
22:28:14	16,68	1006,508	4951,6	14024	9456	24019	1964,8	33,205	96,74	341,6	516,7	62,5	618,9	78,96	0,392	704,0069
22:28:15	16,67	1006,575	4950,3	14006	9466	24034	1965,9	33,247	96,79	341,3	516,9	62,7	619,1	79,14	0,391	704,3261
22:28:16	16,65	1006,545	4949,7	13946	9470	24033	1965,6	33,173	96,68	339,8	516,7	62,3	619,1	79,14	0,392	703,3416
22:28:17	16,65	1006,575	4947,3	14027	9477	24047	1966,8	33,197	96,75	342,7	516,8	62,5	619,2	79,16	0,392	703,6358
22:28:18	16,68	1006,508	4950	13998	9461	24026	1966,5	33,222	96,66	341,2	516,9	62,4	619,3	79,15	0,392	703,7493
22:28:19	16,67	1006,545	4948,8	13975	9468	24039	1966,8	33,219	96,58	341,6	516,8	62,4	619,5	79,02	0,392	703,7759
22:28:20	16,66	1006,539	4948,8	14029	9465	24034	1966,6	33,218	96,75	341,4	516,9	62,4	619,6	78,8	0,392	703,6574
22:28:21	16,63	1006,545	4947,4	13988	9475	24061	1967,9	33,242	96,78	342,4	517	62,6	619,6	78,84	0,392	704,2966
22:28:22	16,63	1006,545	4948,4	14002	9473	24054	1967,1	33,216	96,63	342,6	517	62,6	619,7	78,9	0,391	704,0573
22:28:23	16,65	1006,545	4947,2	13982	9482	24061	1967	33,205	96,61	341,6	516,8	62,4	619,5	79,09	0,391	703,6218
22:28:24	16,7	1006,545	4947,6	14040	9479	24053	1967,1	33,218	96,59	341,4	516,9	62,7	619,5	79,1	0,392	703,7977
22:28:25	16,65	1006,545	4947	13975	9484	24068	1967,4	33,235	96,79	341,7	517	62,6	619,6	78,96	0,392	703,9693
22:28:26	16,65	1006,545	4946,5	14026	9487	24074	1967,6	33,231	96,75	341,2	517	62,5	619,7	78,62	0,392	703,9225
22:28:27	16,68	1006,545	4947,7	13995	9480	24059	1967,4	33,215	96,71	342,2	517	62,5	619,7	78,91	0,392	704,0595
22:28:28	16,65	1006,545	4950,3	13980	9464	24027	1966,4	33,222	96,65	340,8	517	62,5	619,7	78,99	0,392	703,7954
22:28:29	16,67	1006,575	4948,3	14037	9474	24050	1967,3	33,224	96,75	343,4	517	62,7	619,8	78,95	0,392	703,9339
22:28:30	16,65	1006,545	4948,7	13966	9472	24046	1967	33,211	96,62	341,3	517	62,5	619,8	79,12	0,392	703,9325
22:28:31	16,66	1006,545	4949,9	14040	9465	24029	1966,2	33,205	96,63	341,4	517,1	62,4	619,9	79,04	0,392	703,7001
22:28:32	16,66	1006,545	4951,8	14017	9455	24010	1966,1	33,219	96,61	342,6	517	62,5	619,9	79,14	0,392	703,9402
22:28:33	16,66	1006,508	4949,9	13983	9466	24035	1966,8	33,233	96,63	342,1	517,1	62,7	620	79,06	0,392	704,2616
22:28:34	16,73	1006,508	4949,6	14007	9473	24051	1967,2	33,238	96,63	340,4	517,1	62,5	620,1	79,1	0,392	704,2081
22:28:35	16,7	1006,575	4948,1	13964	9484	24069	1967,8	33,234	96,64	343,2	517,2	62,7	620,2	79,19	0,392	704,395
22:28:36	16,68	1006,508	4950,8	14035	9473	24059	1967,4	33,27	96,78	343	517,5	62,8	620,4	78,77	0,392	705,0423

ANEXO II

Relatório Banco de Ensaio – Reactor A

Page 1 of 6
 DATE: 17/04/2012
 TIME: 18:51:36

TAP AIR PORTUGAL
 CFM56-3 ENGINE SUMMARY LOG #2
 STANDARD DAY / PERFORMANCE VALUES

TEST NO ENG TYPE S/N

 2012/022 CFM56-3C [REDACTED]

OWNER [REDACTED] INSPECTOR: _____
 WORK ORDER # [REDACTED] TEST CELL ENGINEER: _____
 OPERATORS NAME [REDACTED]
 SUPERVISER NAME [REDACTED] ACCEPTED BY: _____
 FUEL TYPE USED JETA-1 REASON FOR TEST REPAIR
 FUEL SPEC GRAVITY 0.7937 ratio
 FUEL SAMPLE TEMP 16.000 deg C
 TOTAL FUEL USED 3044 liters
 Manual Revision [REDACTED]
 [REDACTED] INCORPORATED
 [REDACTED] INCORPORATED
 RUN TIME/TOTAL 01:37:03.0h:m:s OIL COOLER Installed

PARAMETER	UNITS	MIN/I #1	APP/I #1	M/C #1	T/O #1	M/C #2	MIN/I #2
Minimum Speed Target	rpm	8641	10284	4804	4942	4804	8633
Speed @ Target Power Point	rpm	8792	10356	4810	4939	4799	8762
Maximum Speed Target	rpm	8932	10488	0	0	0	8923
Date		17/04/2012	17/04/2012	17/04/2012	17/04/2012	17/04/2012	17/04/2012
Time of Day	h:m:s	18:21:04	18:26:40	18:36:39	18:40:17	18:43:49	18:51:36
Run Time/Total	h:m:s	01:06:25.50	01:12:01.50	01:22:00.50	01:25:38.50	01:29:10.50	01:36:57.50
Run Time/Last Start	h:m:s	01:06:26.50	01:12:02.50	01:22:01.50	01:25:39.50	01:29:11.50	01:36:58.50
Time At Power Setting	h:m:s	572.000000	317.000000	122.000976	186.000000	186.000000	269.000000
Stable Timer	h:m:s	00:09:34.30	00:05:21.69	00:01:57.95	00:03:22.29	00:02:51.50	00:04:31.10
N1 Rated	rpm	N/A	N/A	4804	4942	4804	0
FN Margin	lbs	N/A	N/A	398	410	404	0
FN Standard Day Min	lbs	N/A	N/A	21684	23498	21684	0
N2 Hot Day	rpm	N/A	N/A	14226	14370	14216	0
N2 Hot Day Max	rpm	N/A	N/A	14487	14769	14487	0
N2 Hot Day Margin	rpm	N/A	N/A	261	399	269	0
EGTK3	deg C	N/A	N/A	802.0	829.7	795.4	-273.2
EGT Standard Day Max	deg C	N/A	N/A	830.0	855.0	830.0	-17.8
EGT Margin	deg C	N/A	N/A	28.0	25.3	34.6	255.4
EGT Hot Day Max	deg C	N/A	N/A	865.0	908.0	865.0	0.0
EGT Hot Day	deg C	N/A	N/A	835.9	881.9	829.0	-17.8
EGT Hot Day Margin	deg C	N/A	N/A	29.1	26.1	36.0	17.8
EPR Standard Day Corrected	ratio	N/A	N/A	4.065	4.314	4.048	1.095
W2K3 Value	pps	N/A	N/A	673.73	700.89	674.05	145.88
EPRK3	ratio	N/A	N/A	4.055	4.319	4.054	0.000
TPR Standard Day	ratio	N/A	N/A	5.530	5.539	5.543	2.431
CMPR Standard Day	ratio	N/A	N/A	22.040	23.384	21.940	2.620
CMTR Standard Day	ratio	N/A	N/A	2.7071	2.7546	2.7045	1.5036

TIME: 18:51:36 ESN: ██████
 DATE: 17/04/2012 W/O: ██████

----- VBV VOLTS CLOSE 2.81
 PRE-START VBV / VSV CALIBRATION VBV VOLTS OPEN 0.59
 ----- VBV CALIB DIFF 2.23
 VSV VOLTS ZERO 3.8219

PARAMETER	UNITS	MIN/I #1	APP/I #1	M/C #1	T/O #1	M/C #2	MIN/I #2
PLA Reciever Angle	deg	50.6	50.6	121.0	124.4	118.1	50.7
T2.5 HP Compressor Inlet temp	deg C	99999.00	99999.00	99999.00	99999.00	99999.00	99999.00
CDT T3	deg C	159.3	216.5	508.7	522.5	508.2	160.9
T54 #1	deg C	459.6	442.5	594.7	611.6	590.3	440.3
T54 #2	deg C	99999.0	99999.0	99999.0	99999.0	99999.0	99999.0
T4127 or TCCV	deg C	155.9	212.6	501.4	515.4	500.7	156.0
Undercowl Aft	deg C	93.7	84.7	179.7	191.5	186.1	113.2
Undercowl Foward	deg C	71.5	69.1	153.3	160.8	158.3	91.9
VSV	vdc	2.2800	2.5618	3.7601	3.7865	3.7788	2.2767
VSV	degree	31.16	25.54	1.77	1.23	1.39	31.23
VBV	vdc	0.5891	0.5799	2.7737	2.7752	2.7755	0.5977
VBV	%	99.96	100.37	1.83	1.76	1.75	99.57
Barometer	inhga	29.8489	29.8495	29.8461	29.8472	29.8475	29.8476
Cell Depression Front	psig	-0.002	-0.005	-0.055	-0.059	-0.055	-0.002
Cell Depression Rear	psig	-0.003	-0.006	-0.057	-0.061	-0.059	-0.002
PS2	psig	-0.113	-0.231	-3.527	-3.938	-3.501	-0.110
PT2	psig	0.191	0.169	0.244	0.270	0.287	0.262
PT2.5	psig	0.02	0.04	0.89	0.99	0.88	0.02
CDP PS3	psig	25	45	314	334	313	24
PT495	psig	1.475	2.944	44.761	48.300	44.540	1.426
PT54-1	psig	0.07	0.16	4.21	4.91	4.34	0.08
PT54-2	psig	0.06	0.04	0.06	0.07	0.08	0.07
MOP Main Oil Pressure	psig	18.4	26.0	59.9	61.4	59.5	17.9
Scav Oil Pressure Hi	psig	21.93	27.34	53.14	54.17	52.50	21.37
Scav Oil Pressure Lo	psig	18.63	22.57	43.27	44.11	42.69	18.43
Sump	psig	-0.3	-0.3	5.5	5.7	5.6	-0.0
Supply Oil Temp	deg C	79.3	77.1	63.4	63.5	64.6	83.3
Oil Temp EICAS	deg C	89.63	88.59	103.41	106.18	105.68	94.58
Oil Quantity	liters	14.537	14.107	12.647	12.611	12.565	14.639
QEC Main Oil Pressure	psig	-12973.31	-12603.31	-11476.30	-11429.53	-11484.80	-12986.18
QEC Fuel Flow Transmitter	pph	701	1005	8604	9330	8494	678
Cell Forward	inhga	29.8448	29.8390	29.7367	29.7249	29.7365	29.8440
Cell Rear	inhga	29.8438	29.8365	29.7274	29.7215	29.7302	29.8425
Barometer	psia	14.6606	14.6608	14.6592	14.6597	14.6599	14.6599
Cell Forward	psia	14.658	14.656	14.605	14.601	14.605	14.658
Cell Rear	psia	14.658	14.655	14.602	14.599	14.601	14.657
PT2 F [N1R]	psia	14.681	14.673	14.613	14.611	14.614	14.681
PS2	psia	14.548	14.429	11.132	10.723	11.156	14.550
PT25	psia	14.680	14.704	15.549	15.651	15.538	14.681
CDP or PS3	psia	39.5	59.2	328.5	349.1	327.9	39.1
PT495	psia	16.1	17.6	59.4	63.0	59.2	16.1
PT54_1 & 2 Avg	psia	14.728	14.822	18.874	19.571	18.997	14.741

TIME: 18:51:36

ESN: [REDACTED]

DATE: 17/04/2012 W/O: [REDACTED]

PARAMETER	UNITS	MIN/I #1	APP/I #1	M/C #1	T/O #1	M/C #2	MIN/I #2
Vib Inlet BB	mils	0.33	0.28	0.73	0.60	0.76	0.34
Vib Turb BB	mils	0.91	0.69	1.40	1.63	1.35	0.86
Inlet Vib-1 N1 Amp	mils	0.11	0.21	0.46	0.23	0.55	0.02
Inlet Vib-1 N1 Freq	Hz	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Turb Vib-2 N1 Amp	mils	0.63	0.10	1.20	1.46	1.12	0.46
Turb Vib_2 N1 Freq	Hz	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Inlet Vib-1 N2 Amp	ips	0.02	0.04	0.05	0.07	0.06	0.03
Inlet Vib-1 N2 Freq	Hz	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Turb Vib-2 N2 Amp	ips	0.10	0.11	0.16	0.10	0.15	0.10
Turb Vib_2 N2 Freq	Hz	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

*** OBSERVED DATA ***

FNa	lbs	822	1662	20912	22486	20785	798
N1a Observed	rpm	1134	1603	4836	4970	4825	1117
N2a Observed	rpm	8792	10355	14131	14297	14125	8762
EGT	deg C	458.1	450.1	804.5	831.1	795.6	446.8
WFA	pph	755	1060	8592	9323	8505	733
W2AR	pps	147.4698	198.9080	674.8225	700.3625	673.2248	145.8953

*** AMBIENT CONDITIONS ***

T2 Temp Avg	deg C	16.11	16.12	15.68	15.71	15.74	15.53
Theta	factor	1.0039	1.0039	1.0024	1.0025	1.0026	1.0019
1/Theta^45 N2	factor	0.9983	0.9983	0.9989	0.9989	0.9988	0.9992
1/Theta^47 N1	factor	0.9982	0.9982	0.9989	0.9988	0.9988	0.9991
1/Theta^58 fuel	factor	0.9978	0.9978	0.9986	0.9986	0.9985	0.9989
1/Theta^91 EGT	factor	0.9965	0.9965	0.9979	0.9978	0.9977	0.9983
Dewpoint	deg C	10.00	9.98	10.07	9.89	10.05	10.05
Relative Humidity	%	66.67	66.67	68.98	67.95	68.54	69.49
Humidity	grains	53.558	53.573	53.881	53.209	53.732	53.784
PT2 F [N1R]	psia	14.681	14.673	14.613	14.611	14.614	14.681
Delta Press	ratio	0.9990	0.9984	0.9943	0.9942	0.9944	0.9990
1/Delta	factor	1.0010	1.0016	1.0057	1.0058	1.0056	1.0010

*** HUMIDITY ***

KHFN Correction	factor	1.0001	1.0001	1.0001	1.0001	1.0001	1.0001
KHN1 Correction	factor	0.9977	0.9977	0.9977	0.9977	0.9977	0.9977
KHN2 Correction	factor	0.9977	0.9977	0.9977	0.9977	0.9977	0.9977
KHEGT Correction	factor	1.0007	1.0007	1.0007	1.0007	1.0007	1.0007
KHWF Correction	factor	0.9963	0.9963	0.9963	0.9963	0.9963	0.9963
FN Standard Day Correction	lbs	823	1665	21034	22620	20905	799
N1K Standard Day	rpm	1129.3	1596.7	4819.5	4952.3	4808.7	1113.1

TIME: 18:51:36 ESN: [REDACTED]
DATE: 17/04/2012 W/O: [REDACTED]

PARAMETER	UNITS	MIN/I #1	APP/I #1	M/C #1	T/O #1	M/C #2	MIN/I #2
-----------	-------	----------	----------	--------	--------	--------	----------

*** CONDENSATION ***

KCONDN1	factor	1.006519	1.005462	0.998027	0.997257	0.998077	1.007025
KCONDN2	factor	0.000000	0.000000	0.998786	0.998312	0.998817	0.000000
KCONDNT	factor	0.000000	0.000000	0.997800	0.996941	0.997855	0.000000
KCONDW	factor	1.000000	1.000000	1.000000	1.000000	1.000000	1.000000
KCONDA W2A	factor	0.000000	0.000000	1.001722	1.002105	1.001696	0.000000

TRISE	deg F	8.7	8.7	9.3	11.1	9.1	9.4
-------	-------	-----	-----	-----	------	-----	-----

*** CORRECTED FOR STANDARD DAY AND CONDENSATION FACTOR ***

N1R Standard Day	rpm	1136.6	1605.4	4810.0	4938.7	4799.3	1120.9
N2R Standard Day Corrected	rpm	N/A	N/A	14069	14209	14059	0
EGT Standard Day Corrected	deg R	N/A	N/A	1932.8	1978.4	1916.6	0.0
WF Standard Day Correction	pph	N/A	N/A	8690	9430	8601	738

*** TOTAL AIR FLOW ***

W2AR	pps	147.4698	198.9080	674.8225	700.3625	673.2248	145.8953
W2K3 Value	pps	147.47	198.89	673.73	700.89	674.05	145.88
PS2	psia	14.548	14.429	11.132	10.723	11.156	14.550
PT2 F [N1R]	psia	14.681	14.673	14.613	14.611	14.614	14.681

*** HIGH PRESSURE TURBINE [HPT] CLEARANCE CONTROL INDICATOR ***

T3-TCCV	deg C	3.3	3.9	7.3	7.1	7.5	4.9
HPT CCC	mode	3	3	3	3	3	3

*** STANDARD DAY HPT CLEARANCE CONTROL FACTORS ***

N2CC3 Mode Hot Day	air mode	0	0	3	3	3	0
KTCCT Correction	factor	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000
KTCCW Correction	factor	0.0000	0.0000	1.0000	1.0000	1.0000	0.0000

*** CORRELATION FACILITY MODIFIERS ***

FN Facility Modifier		N/A	N/A	1.044586	1.044618	1.044639	1.000000
EPR Facility Modifier		N/A	N/A	1.000000	1.000000	1.000000	1.000000
N2 Facility Modifier		N/A	N/A	0.995509	0.987895	0.995992	1.000000
EGT Facility Modifier		N/A	N/A	0.999018	0.997217	0.999156	1.000000
WF Facility Modifier		N/A	N/A	0.997848	0.995680	0.998062	1.000000

*** HPT CLEARANCE CONTROL OPERATION ***

FNK1 Calculation	lbs	N/A	N/A	21971	23627	21842	799
EPRK1	ratio	N/A	N/A	4.065	4.314	4.047	1.095
N2K1	rpm	N/A	N/A	14009	14038	14001	0
EGTK1	deg C	N/A	N/A	799.6	822.9	790.7	-273.2
WFK1 Calculation	pph	N/A	N/A	8671.4	9388.7	8584.2	0.0

TIME: 18:51:36

ESN: [REDACTED]

DATE: 17/04/2012 W/O: [REDACTED]

```

*****
PARAMETER          UNITS          MIN/I #1    APP/I #1    M/C #1     T/O #1     M/C #2     MIN/I #2

*** BELLMOUTH AND EXHAUST CONFIGURATION ***

FN Adjustment Value    lbs          N/A         N/A         192        249         188         0
N2 Adjustment Value    rpm          N/A         N/A         -1.0       2.4         -1.0        0.0
EGT Adjustment Value    deg F        N/A         N/A         6.8        11.0        6.6         0.0
WF Adjustment Value    pph          N/A         N/A         71.2       92.9        69.9        0.0

*** TEST CELL INSTALLATION EFFECTS ***

FNK2 Value            lbs          N/A         N/A         22161      23874       22028        0
N2K2                  rpm          N/A         N/A         14008      14040       14000        0
EGTK2                  deg C        N/A         N/A         803.4      829.1       794.4       -273.2
WFK2 Value            pph          N/A         N/A         8742.6     9481.7      8654.1       0.0

*** DERIVATIVES WITH RESPECT TO N1 AND FN ***

N1R Standard Day      rpm          N/A         N/A         4810.0     4938.7      4799.3       1120.9

Derivation Of FN vs N1  lbs          N/A         N/A         12.900     12.328      12.899       0.000
Derivation Of EPR      ratio        N/A         N/A         0.0016     0.0016      0.0016       0.0000
Derivation Of N2       rpm          N/A         N/A         1.360      1.120       1.360        0.000
Derivation Of EGT       deg F        N/A         N/A         0.400      0.360       0.401        0.000
Derivation Of WF        pph          N/A         N/A         5.828      6.108       5.828        0.000
Derivation Of W2       rpm          N/A         N/A         0.180      0.160       0.180        0.000

DELN1 Value           rpm          N/A         N/A         -6.0       3.2         4.7          0.0

*** RATED FAN SPEED ADJUSTMENTS ***

FNK3 Value            lbs          N/A         N/A         22084      23914       22089        0
EPRK3                  ratio        N/A         N/A         4.055      4.319       4.054        0.000
N2K3                  rpm          N/A         N/A         14000      14044       14006        0
EGTK3                  deg C        N/A         N/A         802.0      829.7       795.4       -273.2
WFK3 Value            pph          N/A         N/A         8708       9501        8681         0
W2K3 Value            pps          N/A         N/A         673.73     700.89      674.05       145.88

*** CORE SPEED ***

N2 Standard Day T25 Correction rpm      8711        10194       12424       12503       12424       8693
Theta Correction Of T25  deg F        1.02        1.03        1.29        1.31        1.29        1.02
1/Root Of THETA_T25     factor       0.9909      0.9844      0.8792      0.8745      0.8796      0.9921

*** VSV ***

VSV Maximim           deg          34.7        28.6        3.0         2.3         3.1         34.7
VSV                    degree       31.16       25.54       1.77        1.23        1.39        31.23
VSV Minimum           deg          29.9        24.3        -0.4        -0.9        -0.3        29.9

*** VBV ***

VBV Maximum           %            103.0       103.0       5.0         5.0         5.0         103.0
VBV                    %            99.96       100.37      1.83        1.76        1.75        99.57
VBV Minimum           %            96.0        96.0        -1.0        -1.0        -1.0        96.0

```

TIME: 18:51:36

ESN: [REDACTED]

DATE: 17/04/2012 W/O: [REDACTED]

```

*****
PARAMETER                UNITS          MIN/I #1    APP/I #1    M/C #1      T/O #1      M/C #2      MIN/I #2

*** SPECIFIC FUEL CONSUMPTION ***

DELFN                    lbs              0.0         0.0         398.0       410.0       403.7        0.0
Derivation Of SFC vs FNK3  0.0000         0.0000     0.4436     0.4951     0.4437     0.0000
SFCK3                    ratio           0.000      0.000      0.393      0.396      0.392      0.000

*** HOT DAY PERFORMANCE N2 AND EGT ***

N2 Hot Day               rpm             N/A         N/A         14226       14370       14216        0
N2CC3 Hot Day           rpm             N/A         N/A         14226       14370       14214        0
N2 Theta .45 Hot Day    ratio          N/A         N/A         1.0155     1.0231     1.0155     1.0155
EGT Hot Day              deg C          N/A         N/A         835.9      881.9      829.0      -17.8
EGT Theta .91 Hot Day   ratio          N/A         N/A         1.0315     1.0473     1.0315     1.0315

*** HIGH PRESSURE TURBINE [HPT] CLEARANCE CONTROL INDICATOR ***

T3-TCCV                  deg C           3.3         3.9         7.3         7.1         7.5         4.9
HPT CCC                  mode            3           3           3           3           3           3
N2CC3 Mode Hot Day      air mode        0           0           3           3           3           0
N2CC3 Hot Day           rpm             0           0           14226       14370       14214        0

*** HOT DAY HPT CLEARANCE CONTROL CORRECTION FACTORS ***

KTCCT Hot Day Correction factor          N/A         N/A         1.0000     1.0000     1.0000     0.0000
KTCCN Hot Day Correction factor          N/A         N/A         1.000000   1.000000   1.000000   0.000000

*** MAIN OIL PRESSURE CORRECTED [MOPK] ***

MOP Main Oil Pressure    psig            18.4        26.0        59.9        61.4        59.5        17.9
MOPK Correction          psig            37.6        28.9         2.2         1.0         2.4        37.9
MOPK Maximum             psig            66.0        66.0        66.0        66.0        66.0        66.0
MOPK                     psig            56.3        55.2        56.6        56.9        56.3        55.8
MOPK Minimum             psig            50.0        50.0        50.0        50.0        50.0        50.0

```

END REPORT

ANEXO III

Resultados Simulação

Tabela A-III.1 – Dados de entrada do GasTurb

Parâmetro	Unidade	Valor
Total Temperature T1	K	288,15
Total Pressure P1	kPa	101,325
Ambient Pressure Pamb	kPa	101,325
Relative Humidity [%]		0
Intake Pressure Ratio		0,99
No (0) or Average (1) Core dP/P		1
Inner Fan Pressure Ratio		1
Outer Fan Pressure Ratio		1,68
Core Inlet Duct Press. Ratio		1
IP Compressor Pressure Ratio		2,27
Compr. Interduct Press. Ratio		0,98
HP Compressor Pressure Ratio		10,5
Bypass Duct Pressure Ratio		0,975
Turb. Interd. Ref. Press. Ratio		0,99
Design Bypass Ratio		5
Burner Exit Temperature	K	1649,94
Burner Design Efficiency		0,99
Burner Partload Constant		1,6
Fuel Heating Value	MJ/kg	43,38
Rel. Handling Bleed to Bypass		0
Rel. HP Leakage to Bypass		0
Overboard Bleed	kg/s	0
Rel. Overboard Bleed W Bld/W25		0
Rel. Enthalpy of Overb. Bleed		1
Recirculating Bleed W reci/W25		0
Rel. Enthalpy of Recirc Bleed		1
HPT NGV Cooling W Cl NGV/W25		0,06
HPT Rotor Cooling Air W Cl/W25		0,05
HPT Cooling Air Pumping Dia	m	0
LPT NGV Cooling W NGV LPT/W25		0,02
Rel. Enth. LPT NGV Cooling Air		0,56
LPT Rotor Cooling Air W Cl/W25		0
Rel. Enth. of LPT Cooling Air		1
Rel. HP Leakage to LPT exit		0
Rel. Fan Overb.Bleed W Bld/W13		0
Power Offtake	kW	40
HP Spool Mechanical Efficiency		0,99
Gear Ratio		1
LP Spool Mechanical Efficiency		0,99
Burner Pressure Ratio		0,95
Turbine Exit Duct Press Ratio		0,99

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s			
amb		288,15	101,325		FN	= 99,54 kN	
2	314,820	288,15	100,312	318,000	TSFC	= 11,3228 g/(kN*s)	
13	262,350	337,54	168,524	170,722	WF	= 1,1271 kg/s	
21	52,470	288,16	100,322	52,996	s NOX	= 0,6707	
22	52,470	288,16	100,322	52,996	Core Eff	= 0,3943	
24	52,470	368,86	227,730	26,414	Prop Eff	= 0,0000	
25	52,470	368,86	223,176	26,953	BPR	= 5,0000	
3	51,421	743,91	2343,346	3,572	P2/P1	= 0,9900	
31	41,451	743,91	2343,346		P3/P2	= 23,36	
4	42,578	1649,94	2226,179	4,637	P5/P2	= 1,4361	
41	45,727	1593,23	2226,179	4,894			
43	45,727	1234,20	574,056		P16/P6	= 1,15209	
44	48,350	1209,66	574,056		P16/P2	= 1,63800	
45	49,399	1197,53	568,316	17,955	P6/P5	= 0,99000	
49	49,399	901,24	144,060		A8	= 0,31496 m ²	
5	53,597	889,44	144,060	66,231	A18	= 0,76364 m ²	
8	53,597	889,44	142,620	66,900	XM8	= 0,73008	
18	262,350	337,54	164,311	175,100	XM18	= 0,86066	
Bleed	0,000	743,91	2343,346		WBld/W2	= 0,00000	

Efficiency		isent	polytr	RNI	P/P		
Outer LPC		0,9300	0,9349	0,990	1,680	CD8	= 0,96245
Inner LPC		0,9300	0,9231	0,990	1,000	CD18	= 0,96741
IP Compressor		0,9397	0,9462	0,990	2,270	PWX	= 40,0 kW
HP Compressor		0,9000	0,9260	1,642	10,500	V18/V8,id	= 0,72354
Burner		0,9900			0,950	WBLD/W22	= 0,00000
HP Turbine		0,8451	0,8231	2,980	3,878	Wreci/W25	= 0,00000
LP Turbine		0,8786	0,8592	1,056	3,945	Loading	= 100,00 %

HP Spool mech Eff	0,9900	Nom Spd	14044 rpm			e444 th	= 0,82471
LP Spool mech Eff	0,9900	Nom Spd	4940 rpm			WBLD/W25	= 0,00000

P22/P21=1,0000	P25/P24=0,9800	P45/P44=0,9900				WHNGV/W25	= 0,06000

						WHcl/W25	= 0,05000

						P6/P5	= 0,9900

						P16/P13	= 0,9750

Figura A-III.1 – Resultados da simulação do ciclo do CFM56-3

ANEXO IV

Propriedades do Modelo do Gás

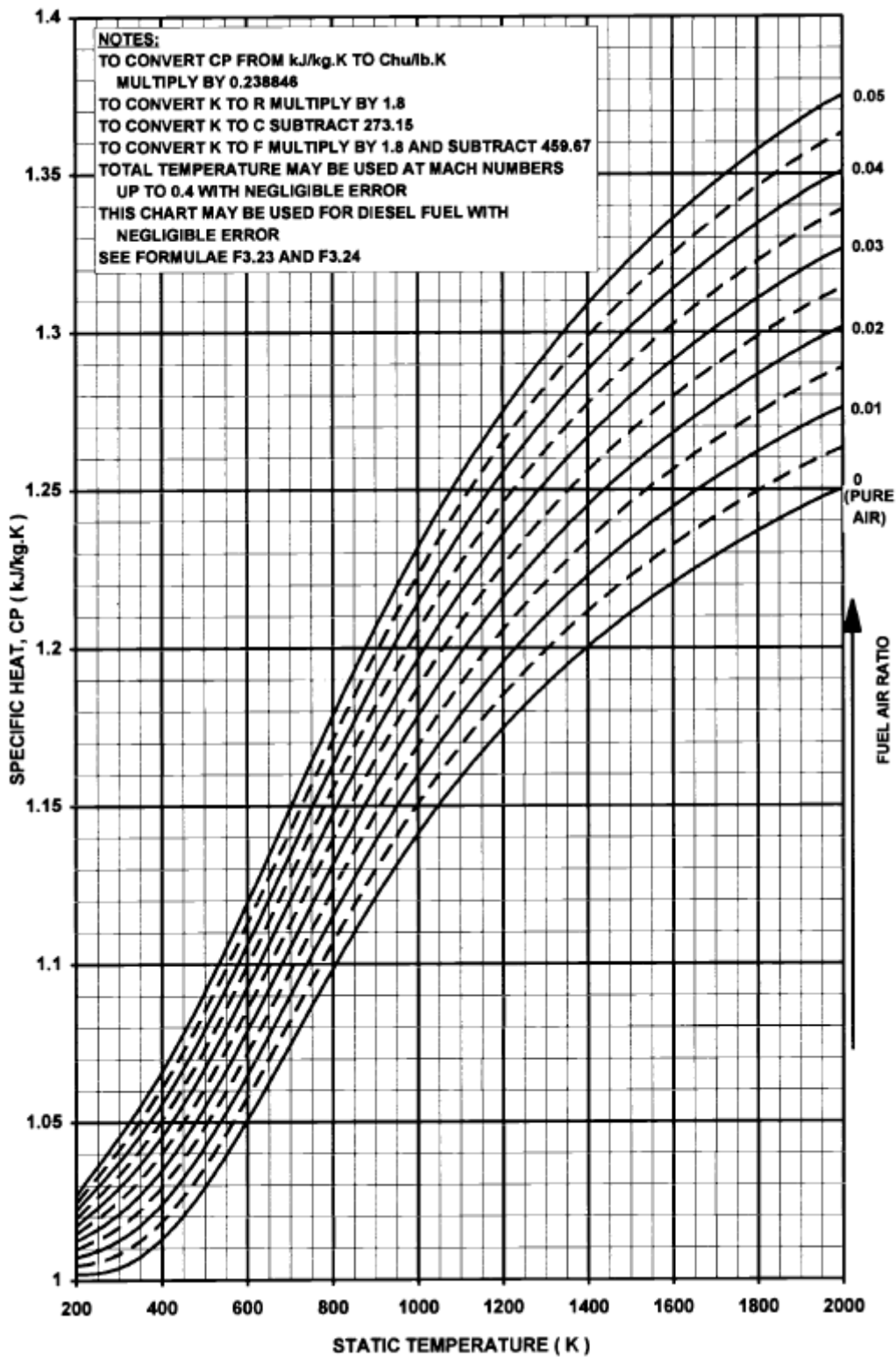


Figura A-IV.1 – Variação do calor específico com a temperatura [31]

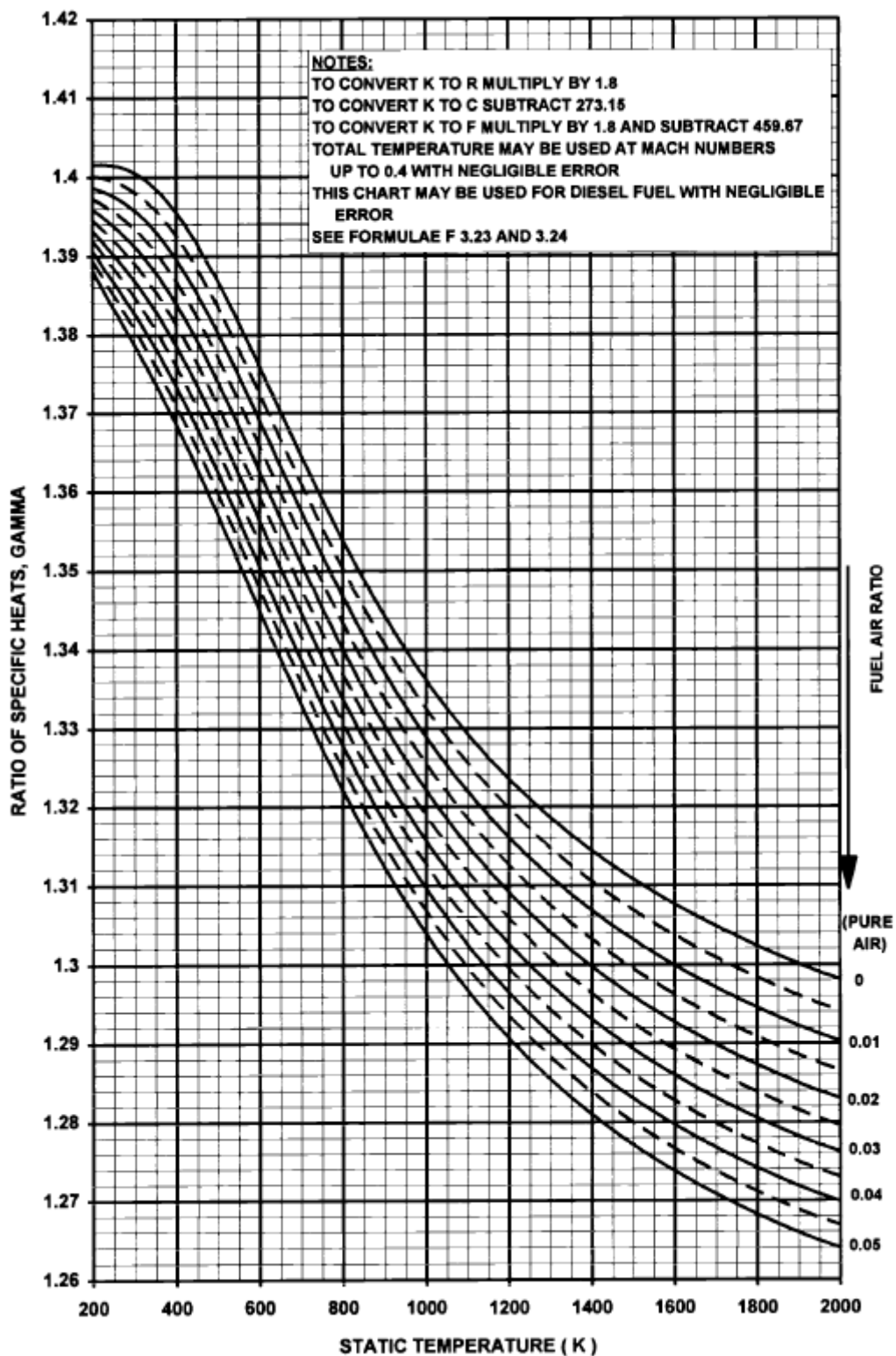


Figura A-IV.2 – Variação do γ com a temperatura [31]

ANEXO V

Dados do Fabricante

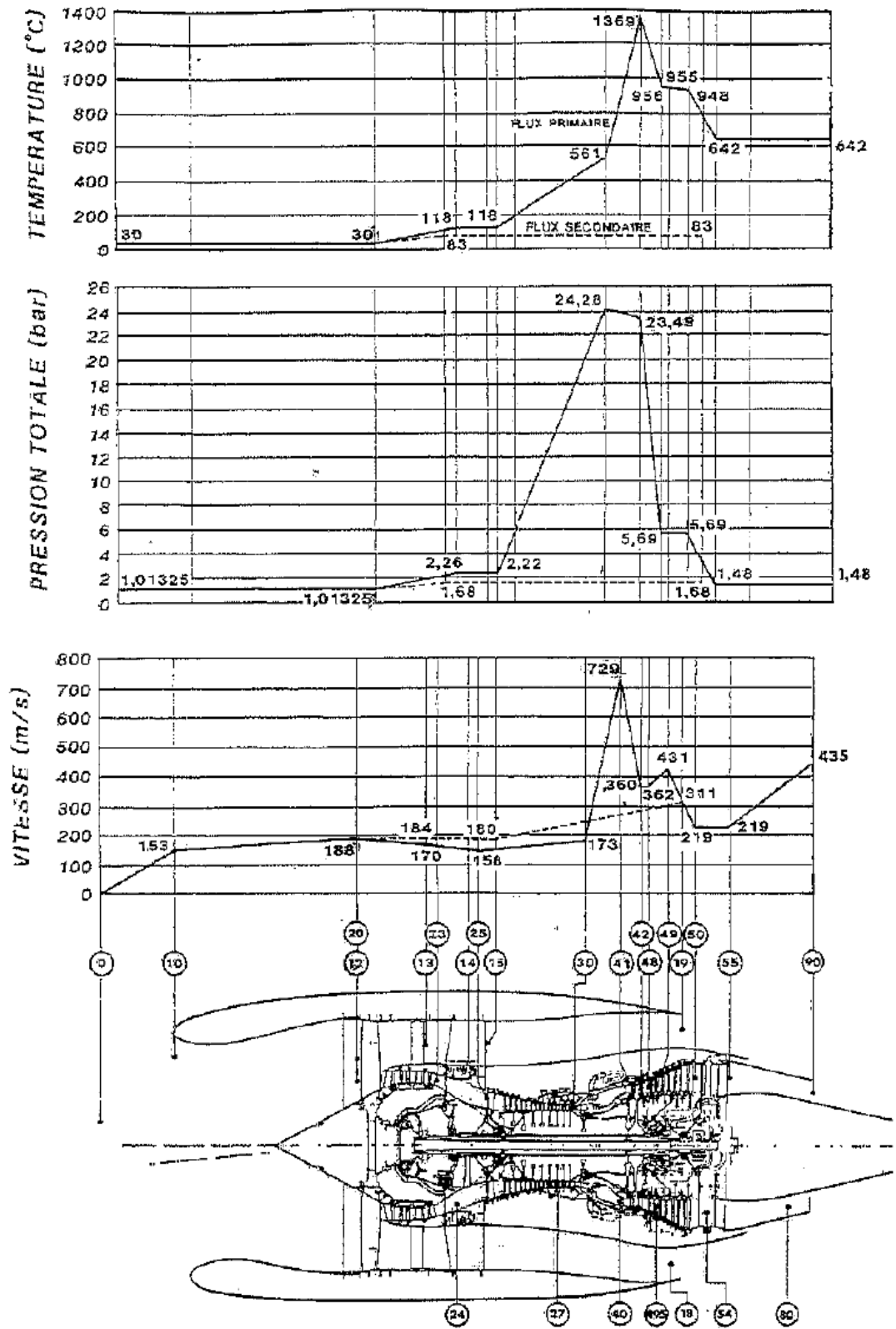
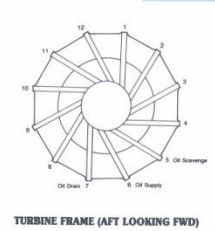
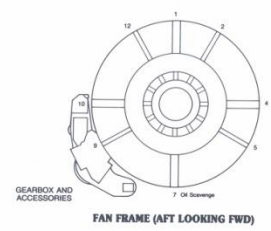
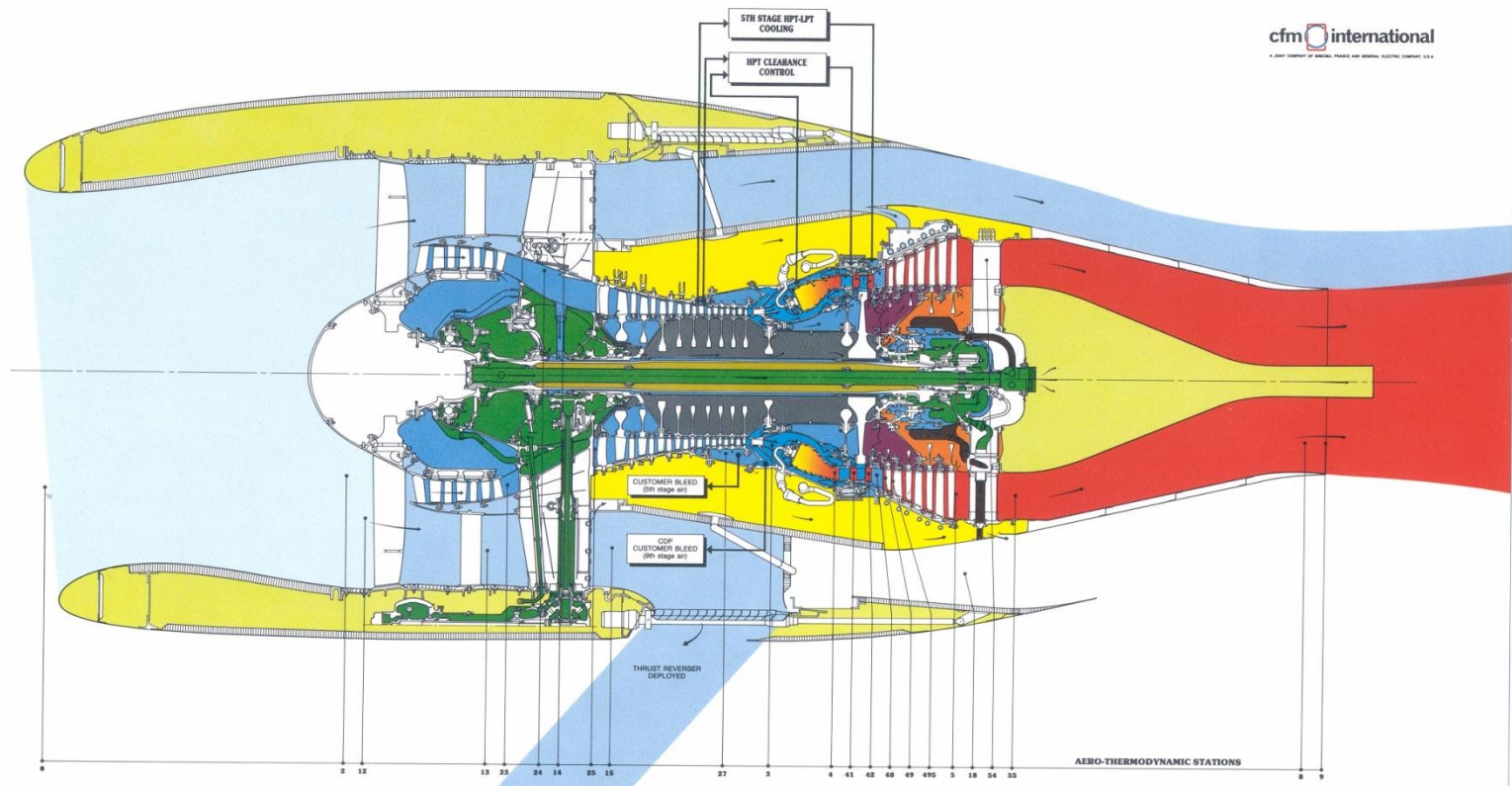


Figura A-V.1 – Elementos do fabricante

ANEXO VI

Esquema do Sistema de Ar Completo do CFM56-3

CFM56-3 ENGINE AIRFLOW



AIRFLOW LEGEND	
	INLET
	FAN DISCHARGE
	BOOSTER DISCHARGE AND SLUMP PRESSURIZATION
	BOOSTER DISCHARGE BLEED FOR HPC-HPT-LPT COOLING
	COMPRESSOR DISCHARGE
	HPT CLEARANCE CONTROL
	CORE COMPARTMENT VENTILATION
	FAN MID-SHAFT AIR CAVITY
	CENTER VENT DISCHARGE
	SLUMP VENT
	HPT-LPT INTERFACE
	AFT LPT ROTOR COOLING
	VENT / DRAIN TUBE
	COMBUSTION GAS

ENGINE STATION IDENTIFICATION	
0	Free stream ambient conditions
2	Fan inlet front frame hub section
3	HP compressor discharge
4	Compressor discharge
5	Low pressure turbine discharge
8	Primary exhaust nozzle throat
9	Primary exhaust nozzle discharge
12	Fan inlet front flange tip section
13	Fan OGV discharge
14	Fan frame static
15	Fan frame discharge
18	Bypass exhaust nozzle throat
23	Booster discharge
24	Booster variable bleed valve discharge
25	HP compressor inlet
27	HP compressor 5th stg. bleed ext. station
41	HP turbine rotor inlet
42	HP turbine discharge
48	Low pressure turbine inlet
49	Low pressure turbine rotor inlet
54	Turbine frame total pressure
55	LPT turbine frame ext.
495	Exhaust gas temperature measuring plane

CT-031