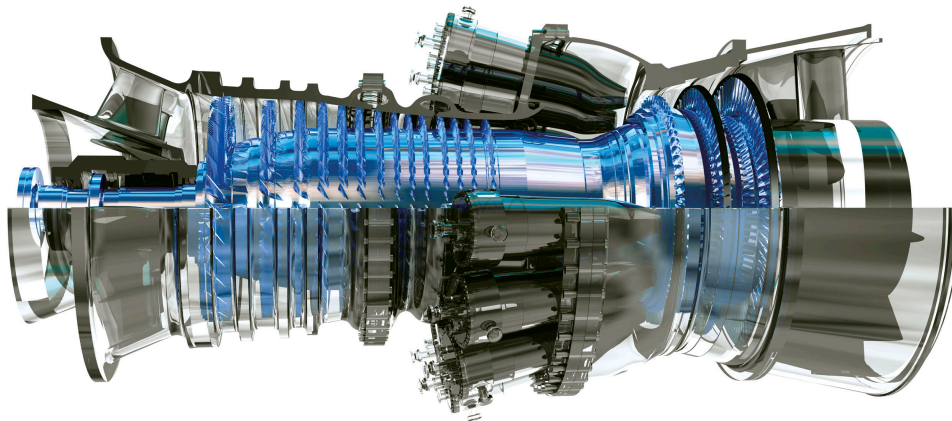




INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Departamento de Engenharia Mecânica

ISEL



Optimização na Adequação Turbina-Compressor numa Turbina a Gás

David Lamelas Marques
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientador :

Especialista Paulo de Santamaria Gouveia

Júri:

Presidente: Doutor. João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Especialista Paulo de Santamaria Gouveia

Doutor André Calado Marta

Janeiro 2016



ISEL

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DE LISBOA
Departamento de Engenharia Mecânica

Optimização na Adequação Turbina-Compressor numa Turbina a Gás

David Lamelas Marques
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

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

Orientador :

Especialista Paulo de Santamaria Gouveia

Júri:

Presidente: Doutor. João Manuel Ferreira Calado

Vogais:

Especialista Paulo de Santamaria Gouveia

Doutor André Calado Marta

Janeiro 2016

Agradecimentos

A presente dissertação não traduz apenas um processo solitário, cingido a horas extensas de pesquisa e estudo, mas também reúne contributos de várias pessoas, que de alguma forma me estimularam intelectualmente e emocionalmente, às quais quero deixar aqui o meu agradecimento.

A minha gratidão ao Professor Especialista Paulo de Santamaria Gouveia, não só pela oportunidade que me deu em trabalhar neste tema, disponibilizando-se como meu orientador, mas também por todo o aconselhamento e receptividade prestada ao longo da elaboração desta dissertação.

Quero agradecer aos meus amigos todo o apoio e incentivo que me dedicaram ao longo desta etapa, bem como toda amizade e bons momentos, sem os quais seria com certeza um percurso mais penoso.

Um agradecimento à minha família pelo suporte demonstrado nas mais variadas ocasiões, em especial à minha irmã pela presença, assistência, e partilha de conhecimentos ao longo destes anos.

Finalmente, um agradecimento muito especial à minha mãe por toda a ajuda e dedicação incansável, não apenas durante a elaboração deste trabalho, mas ao longo de toda a minha vida, permitindo que chegasse até aqui e me tornasse na pessoa que sou hoje.

Resumo

Um dos objetivos de um projetista de qualquer máquina térmica passa por conseguir culminar o acoplamento dos vários componentes que a constituem, visando a sua melhor performance como um conjunto.

Esta dissertação incide no estudo de turbinas a gás dedicadas à propulsão aeronáutica, com o intento de explorar os parâmetros que melhor definem o combinado turbina-compressor, resultando na necessidade de uma análise paramétrica, com base em valores reais de um reator aeronáutico.

Irá ser analisado o ciclo termodinâmico do reator, analisando os parâmetros inerentes à sua otimização. Este ciclo termodinâmico será obtido recorrendo ao *software* GasTurb, que permite efetuar cálculos iterativos em torno dos parâmetros do reator.

Os dados e características sobre qualquer reator aeronáutico são informações mantidos fora do alcance do público. A consulta da dissertação '*Análise de Performance da Família de Motores de Avião CFM56*', por Pedro Ribeiro, proporcionou a aquisição de informações sobre CFM56. Esta consulta foi crucial para prosseguimento desta investigação, bem como para a escolha deste reator aeronáutico.

Será assim abordado os conceitos fundamentais de performance do reator, analisando a forma como é alcançado a adequação da turbina com o compressor, percebendo como se aplica a otimização do conjunto.

Palavras-chave: Otimização, Reator Aeronáutico, CFM56, Adequação, Turbina-Compressor, Desempenho.

Abstract

One of the goals for a designer of any engine is to culminate the matching of its several components, aiming to better the performance as a whole set.

This dissertation focuses on the study of gas turbines dedicated to aircraft propulsion, with the intent to explore the parameters that best define the combined turbine-compressor, resulting in the need for parametric analysis based on real values of an aircraft turbojet.

It will be analysed the thermodynamic cycle of the turbojet, analysing the inherent parameters to its possible optimization. This thermodynamic cycle will be obtained using the GasTurb which allows to perform iterative calculations around the reactor parameters.

The data and characteristics of any turbojet are information kept out of reach of the public, being in possession of the manufacturer. The consultation of the thesis "*Análise de Performance da Família de Motores de Avião CFM56*" by Pedro Ribeiro, provided the acquisition of information about CFM56. This consultation was crucial for continuing the investigation and for the choice of this aircraft engine.

It will thus address the fundamental concepts of performance, analysing how it is achieved the matching of turbine with the compressor, realizing how it applies the optimal set.

Keywords: Otimization, Aircraft Turbojet, CFM56, Matching, Turbine-Compressor, Performance.

Índice

Agradecimentos	ii
Resumo.....	iv
Abstract.....	vi
Índice	viii
Índice de Figuras.....	x
Índice de Tabelas	xii
Nomenclatura	xiv
Abreviaturas.....	xvi
1 Introdução.....	1
2 Teoria Fundamental da Turbina a Gás	3
2.1 Operação Elementar	3
2.2 Componentes da Turbina a Gás.....	4
2.2.1 Compressor Axial	4
2.2.2 Câmara de Combustão.....	6
2.2.3 Turbina Axial.....	7
2.3 Características do Gás.....	8
2.4 Escoamento Compressível	10
2.5 Propriedades de Estagnação.....	11
2.6 Ciclo Ideal	12
3 Classificação de Reatores	17
3.1 Turbojet	17
3.1.1 Teoria da Tubeira	19
3.2 Turbofan.....	22
4 Performance do Reator Aeronáutico	25
4.1 Impulso.....	25
4.2 Eficiência do Core e de Propulsão.....	27
4.3 Rendimento Térmico e Global.....	28

4.4 Consumo Especifico de Combustível (SFC)	29
4.5 Rendimento dos Componentes do Reator	29
4.6 Optimização da Turbina a Gás	32
4.6.1 Optimização do <i>Turbofan</i>	34
4.7 Adequação Turbina-Compressor	35
4.8 Mapas de Performance	36
4.8.1 Compressor Axial	38
4.8.2 Turbina Axial.....	39
4.8.2 Turbina-Compressor.....	40
5 Caso de Estudo- Reator CFM56	47
5.1 Introdução ao CFM56-3	47
5.2 Estações Aerodinâmicas do CFM56	49
5.3 Dados do CFM56	51
6 Simulação em <i>Software GasTurb</i>	53
6.1 Introdução ao GasTurb	53
6.2 Configuração do CFM56-3	54
6.3 Ciclo Termodinâmico do CFM56-3	56
6.4 Mapas de Performance do CFM56-3	58
6.4 Análise Paramétrica do CFM56-3	60
6.5 Resultados	65
6.5.1 Adequação IPC-LPT	70
6.5.2 Adequação HPC-HPT.....	72
7 Conclusões	75
7.1 Recomendações para Trabalho Futuro	77
Referências	79
ANEXO A	83
ANEXO B	89

Índice de Figuras

FIGURA 1- REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UMA TURBINA A GÁS [1].....	3
FIGURA 2- VISTA CORTADA DE UM COMPRESSOR <i>SINGLE-SHAFT TURBOJET</i> [3].....	4
FIGURA 3- VISTA CORTADA DE UM COMPRESSOR AXIAL E RESPECTIVA EVOLUÇÃO TERMODINÂMICA [3].	5
FIGURA 4- ROTOR (1), ESTATOR (2) E MONTAGEM (3) DE UM COMPRESSOR AXIAL [4].	6
FIGURA 5- VISTA CORTADA DE UMA TURBINA AXIAL E RESPECTIVA VARIAÇÃO TERMODINÂMICA [3].	7
FIGURA 6- ROTOR (1), ESTATOR (2) E MONTAGEM (3) DE UMA TURBINA AXIAL. [4].....	8
FIGURA 7- CICLO IDEAL DE <i>BRAYTON</i> - DIAGRAMA <i>P-V</i> (1) E DIAGRAMA <i>T-S</i> (2) [2].	12
FIGURA 8- REPRESENTAÇÃO ILUSTRATIVA DE UM <i>TURBOJET</i> [3].	17
FIGURA 9-REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM <i>SINGLE-SPOOL TURBOJET</i> [5].	18
FIGURA 10- REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM <i>TWIN-SPOOL TURBOJET</i> [5].	19
FIGURA 11- EFEITO DO NÚMERO DE MACH NA GEOMETRIA DA TUBEIRA PARA UM ESCOAMENTO COMPRESSÍVEL [8].	21
FIGURA 12- REPRESENTAÇÃO ILUSTRATIVA DE UM <i>TURBOFAN</i> [3].	22
FIGURA 13- REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DE UM <i>TWIN-SPOOL TURBOFAN</i> [5].	23
FIGURA 14- REPRESENTAÇÃO DO CIRCUITO DE CAUDAL DE UM <i>UNMIXED TURBOFAN</i> [3].	23
FIGURA 15- REPRESENTAÇÃO DO CIRCUITO DE CAUDAL DE UM <i>TURBOFAN WITH MIX EXHAUST</i> [3].	24
FIGURA 16- VOLUME DE CONTROLO DE UM REATOR [9].	26
FIGURA 17- DIAGRAMA <i>H-S</i> PARA O COMPRESSOR [7].	31
FIGURA 18- DIAGRAMA <i>H-S</i> PARA A TURBINA [7].	31
FIGURA 19- DIAGRAMA <i>SFC vs</i> ÍMPULSO DE UM REATOR TÍPICO [1].	33
FIGURA 20- DIAGRAMA DA OTIMIZAÇÃO EM FUNÇÃO DA <i>FAN</i> PARA UM REATOR TÍPICO [1].	35
FIGURA 21- MAPA DE PERFORMANCE DE UM COMPRESSOR TÍPICO.....	38
FIGURA 22- MAPA DE PERFORMANCE DE UMA TURBINA TÍPICA.	39
FIGURA 23- MAPA DE PERFORMANCE ALTERNATIVA DE UMA TURBINA TÍPICA.....	40
FIGURA 24- MAPA DE <i>PERFORMANCE</i> RECONSTRUÍDO CARACTERÍSTICO DO COMPRESSOR [11].	43
FIGURA 25- MAPA DE <i>PERFORMANCE</i> RECONSTRUÍDO CARACTERÍSTICO DA TURBINA [11].	44
FIGURA 26- <i>MAP PERFORMANCE</i> DO CONJUNTO TURBINA-COMPRESSOR [11].	45
FIGURA 27- CONSTITUIÇÃO GERAL DO CFM56.....	49
FIGURA 28- ESTAÇÕES AERODINÂMICAS DO CFM56.	50
FIGURA 29- SELEÇÃO DA CONFIGURAÇÃO DO CFM56 NO GASTURB.....	54
FIGURA 30- GEOMETRIA CONFIGURADA NO SOFTWARE GASTURB.	55
FIGURA 31- REPRESENTAÇÃO DAS ESTAÇÕES AERODINÂMICAS DO <i>TURBOFAN</i> EM GASTURB.....	55
FIGURA 32- DIAGRAMA <i>P-V</i> CICLO TERMODINÂMICO CFM56.....	57
FIGURA 33- DIAGRAMA <i>T-S</i> CICLO TERMODINÂMICO CFM56.	57
FIGURA 34- MAPA CARACTERÍSTICO DO <i>BOOSTER (IPC)</i>	59

FIGURA 35- MAPA CARACTERÍSTICO DO COMPRESSOR DE ALTA PRESSÃO (HPC).....	59
FIGURA 36- ANÁLISE PARAMÉTRICA DO CFM56-3 VS <i>CORE EFFICIENCY</i>	62
FIGURA 37- ANÁLISE PARAMÉTRICA DO CFM56-3 VS IMPULSO.	62
FIGURA 38- ANÁLISE PARAMÉTRICA DO CFM56-3 VS SFC.	63
FIGURA 39- ANÁLISE PARAMÉTRICA IMPULSO VS SFC VS <i>CORE EFFICIENCY</i>	64
FIGURA 40- DEPENDÊNCIA DO SFC E IMPULSO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DO IPC PARA O HPC DE 7,75	65
FIGURA 41- DEPENDÊNCIA DO SFC E IMPULSO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DO HPC PARA UM IPC DE 2,75.	66
FIGURA 42- DEPENDÊNCIA DO SFC E IMPULSO EM FUNÇÃO DA VARIAÇÃO DO IPC PARA UM HPC DE 9,39	67
FIGURA 43- DEPENDÊNCIA DO <i>CORE EFFICIENCY</i> E VARIAÇÃO DO FATOR DE PRESSÕES DE AMBOS OS ESTÁGIOS DE PRESSÃO PARA UM IPC DE 2,75.....	67
FIGURA 44- DEPENDÊNCIA DO <i>CORE EFFICIENCY</i> E VARIAÇÃO DO FATOR DE PRESSÕES DE AMBOS OS ESTÁGIOS DE PRESSÃO PARA UM HPC DE 9,39.	68
FIGURA 45- CAUDAL CORRIGIDO DO CICLO DE BAIXA PRESSÃO EM DEPENDÊNCIA DA RELAÇÃO TURBINA-COMPRESSOR LPT/IPC	70
FIGURA 46- TEMPERATURA DO CICLO DE BAIXA PRESSÃO EM DEPENDÊNCIA DA RELAÇÃO TURBINA-COMPRESSOR LPT/IPC.	70
FIGURA 47- EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO CICLO DE BAIXA PRESSÃO EM DEPENDÊNCIA DA RELAÇÃO TURBINA-COMPRESSOR LPT/IPC.	71
FIGURA 48- TRABALHO ESPECÍFICO DO CICLO DE BAIXA PRESSÃO EM DEPENDÊNCIA DA RELAÇÃO TURBINA-COMPRESSOR LPT/IPC.	71
FIGURA 49- CAUDAL CORRIGIDO DO CICLO DE ALTA PRESSÃO EM DEPENDÊNCIA DA RELAÇÃO TURBINA-COMPRESSOR HPT/HPC.	72
FIGURA 50- TEMPERATURAS DO CICLO DE ALTA PRESSÃO EM DEPENDÊNCIA DA RELAÇÃO TURBINA-COMPRESSOR HPT/HPC.	72
FIGURA 51- EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO CICLO DE ALTA PRESSÃO EM DEPENDÊNCIA DA RELAÇÃO TURBINA-COMPRESSOR HPT/HPC.	73
FIGURA 52- TRABALHO ESPECÍFICO DO CICLO DE ALTA PRESSÃO EM DEPENDÊNCIA DA RELAÇÃO TURBINA-COMPRESSOR HPT/HPC.	73

Índice de Tabelas

TABELA 1- RAZÃO DE PRESSÕES DO CFM56 INSERIDOS EM GASTURB.	51
TABELA 2- PARÂMETROS DO CFM56 INSERIDOS EM GASTURB.	52
TABELA 3- PARÂMETROS DE EFICIÊNCIA DO CFM56-3 INSERIDOS EM GASTURB.	52
TABELA 4- VALORES DE PERFORMANCE OBTIDOS PELO GASTURB.	56
TABELA 5- VALORES DE RAZÃO DE PRESSÃO OBTIDOS PELO GASTURB.	56
TABELA 6- LIMITE DE VALORES DE RAZÃO DE PRESSÃO DO IPC E DO HPC.	60
TABELA 7- VALORES DE <i>PERFORMANCE</i> RESULTADO DO PROCESSO DE OTIMIZAÇÃO DO CFM56-3.	68
TABELA 8- RAZÃO DE PRESSÃO ENCONTRADOS NA OTIMIZAÇÃO PARA OS VÁRIOS COMPONENTES DO CFM56-3 ..	69

Nomenclatura

Símbolo	Unidades SI	Designação
a	m/s	Velocidade do som
C	m/s	Velocidade da fluido na admissão
C_a	m/s	Velocidade do escoamento
C_j	m/s	Velocidade do jato
C_p	J/kgK	Calor específico a pressão constante
C_v	J/kgK	Calor específico a volume constante
F_N	N	Força de impulso
h	J/kg	Entalpia
h_0	J/kg	Entalpia de estagnação
M	-	Número de Mach
\dot{m}_a	kg/s	Caudal mássico do ar
\dot{m}_f	kg/s	Caudal mássico do combustível
N	rad/s	Rotação do veio
P	Pa	Pressão

P_a	Pa	Pressão atmosférica
P_0	Pa	Pressão de estagnação
PCI	J/kg	Poder calorífico inferior
r	-	Razão de pressão
SFC	g/Ns	Consumo específico de combustível
T	$^{\circ}C$	Temperatura
T_0	$^{\circ}C$	Temperatura de estagnação
v	m^3/kg	Volume específico
\dot{W}	W	Potência
γ	-	Constante adiabática
η_c	-	Rendimento isentrópico do compressor
η_e	-	Rendimento térmico
η_o	-	Rendimento global
η_t	-	Rendimento isentrópico da turbina

Abreviaturas

Abreviatura	Designação
CVT	Center Vent Tube
HPC	High Pressure Compressor
HPT	High Pressure Turbine
IPC	Intermediate Pressure Compressor
IGV	Inlet Guide Vane
ISA	International Standard Atmosphere
LPC	Low Pressure Compressor
LPT	Low Pressure Turbine
MEC	Main Engine Control
NGV	Nozzle Guide Vane
OGV	Outlet Guide Vane
SFC	Specific Fuel Consumption
TSFC	Thrust Specific Fuel Consumption

Capítulo 1

Introdução

Das várias formas que o Homem desenvolveu para produzir trabalho sob a forma de potência mecânica, o uso da turbina é, dentro de vários aspectos, a mais satisfatória. As vantagens inerentes ao uso da turbina foram descobertas inicialmente usando água como fluido de trabalho, sendo que as turbinas a vapor, ainda nos tempos atuais, é um grande contributo para as reservas de energia eléctrica em todo o mundo.

A turbina a gás foi verdadeiramente desenvolvida após a segunda guerra mundial, inicialmente com atenção dada para gerar potência mecânica sobre a forma de um veio, designadamente, *shaft-power turbine*, servindo para gerar energia num gerador eléctrico, ou até para conduzir outra turbina. Contudo, a atenção dada a esta funcionalidade da turbina durou pouco, e logo se incidiu na sua aplicação para a propulsão aeronáutica, criando-se o *turbojet*, ou reator aeronáutico.

O *turbojet* é um sistema de propulsão, que consiste num motor cuja função é produzir potência sobre a forma de impulso, de modo a conduzir uma determinada aeronave, proporcionando o seu avanço e aceleração.

É objetivo de qualquer entidade industrial de concepção e fabrico, ou até de prestação de serviços, o constante aperfeiçoamento e optimização de produtos e serviços prestados, de forma a rentabilizar equipamentos e materiais, com visa a evolução da tecnologia e progresso da própria entidade, presente numa realidade comercial cada vez mais competitiva.

O projeto ótimo de uma turbina a gás, passa por trabalhar com mapas de performance dos principais componentes, turbina e o compressor.

São estes mapas característicos, que indicam as condições de operação do respectivo componente em análise, fornecendo uma ideia da gama de valores dos parâmetros termodinâmicos, aos quais este irá operar com eficiência.

Contudo, na análise dos mapas de performance, a turbina a gás não é analisada como um conjunto, mas sim como componentes em separado. Dentro do objetivo de conseguir avaliar o combinado turbina-compressor, explorando os seus parâmetros termodinâmicos, é apresentando um mapa de performance que represente o acoplamento turbina-compressor.

Este mapa característico de uma turbina a gás tem por objetivo conseguir encontrar o ponto ótimo, à semelhança dos mapas individuais, mas que defina à partida as condições de operação do seu conjunto.

Capítulo 2

Teoria Fundamental da Turbina a Gás

2.1 Operação Elementar

A componente turbina-compressor, com uma câmara de combustão entre estes, é denominada turbina a gás, ou gerador de gás.

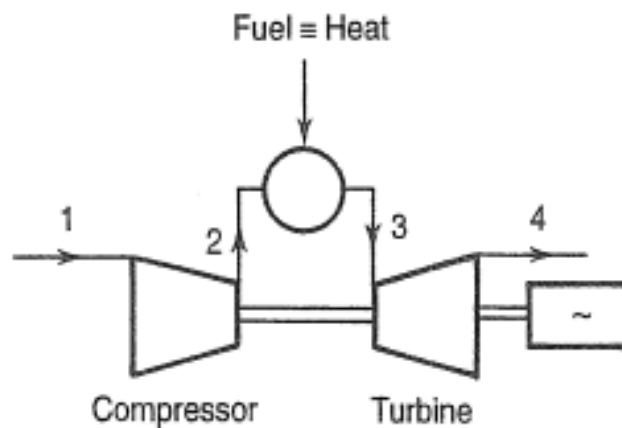


Figura 1- Representação esquemática de uma turbina a gás [1]

Conforme ilustrado na Figura 1, o primeiro módulo deste gerador de gás é o compressor (1), em que o fluido é trabalhado de forma a aumentar a sua pressão, que irá resultar também num aumento significativo de temperatura e densidade.

Deixado o compressor (2), o ar pressurizado entra na câmara de combustão, onde o combustível injetado queima-se com o ar, dando-se a combustão. Este procedimento, adiciona uma grande quantidade de energia ao fluido, proporcionando um aumento significativo da sua temperatura, não alterando expressivamente a sua pressão.

O gás resultante da câmara de combustão (3) chega à parte complementar do compressor, chamada de turbina, onde esta absorve parte da energia do fluido, resultando no movimento

das suas pás. A turbina é um dispositivo ligado rigidamente ao compressor, que tem a função de converter a energia absorvida do gás em trabalho mecânico de modo a fazer trabalhar o compressor, por meio de um veio.

2.2 Componentes da Turbina a Gás

Neste capítulo será abordado os três principais módulos do gerador de gás, de modo a que o leitor compreenda na íntegra o funcionamento destes componentes.

2.2.1 Compressor Axial

Como citado anteriormente, o compressor irá ser o primeiro componente móvel que o fluxo de ar encontrará ao entrar no reator.

O compressor, na maioria das aplicações do gerador a gás, é um compressor axial. O compressor axial é no qual o fluido de trabalho entra em direção axial (paralelamente ao eixo de rotação), e sai igualmente na direção axial [2]. Existe ainda aplicação de compressor radial, em que é admitido o caudal de ar axialmente, mas expelido de forma radial.

Na Figura 2 é possível visualizar, em vista cortada, um compressor de um *single-shaft turbojet*.

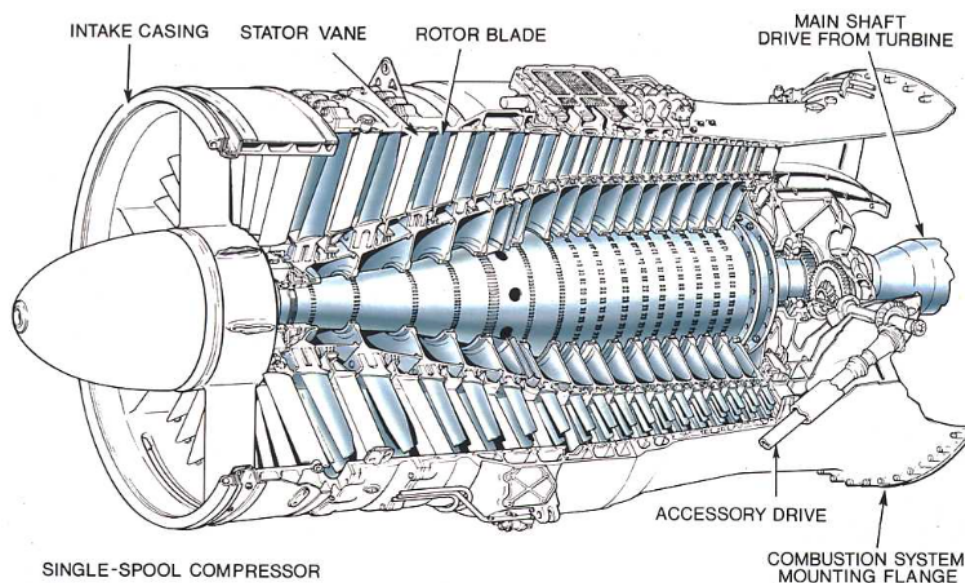


Figura 2- Vista cortada de um compressor *single-shaft turbojet* [3].

O compressor axial consiste num ou mais séries de andares de pressão, cada andar contém uma fila de pás móveis, denominado de rotor, seguido de uma fila de pás estáticas, o estator. O fluxo que irá ser trabalhado é inicialmente acelerado pelo rotor, sendo de seguida desacelerado nas pás do estator, onde a energia cinética submetida ao fluido no rotor é então convertida num aumento de energia de pressão. Este processo repete-se ao longo dos vários estágios, de forma a entregar o fluido à câmara de combustão com a pressão desejada [1].

Na Figura 3 é possível observar a evolução típica das características do fluido, ao longo dos vários andares do compressor.

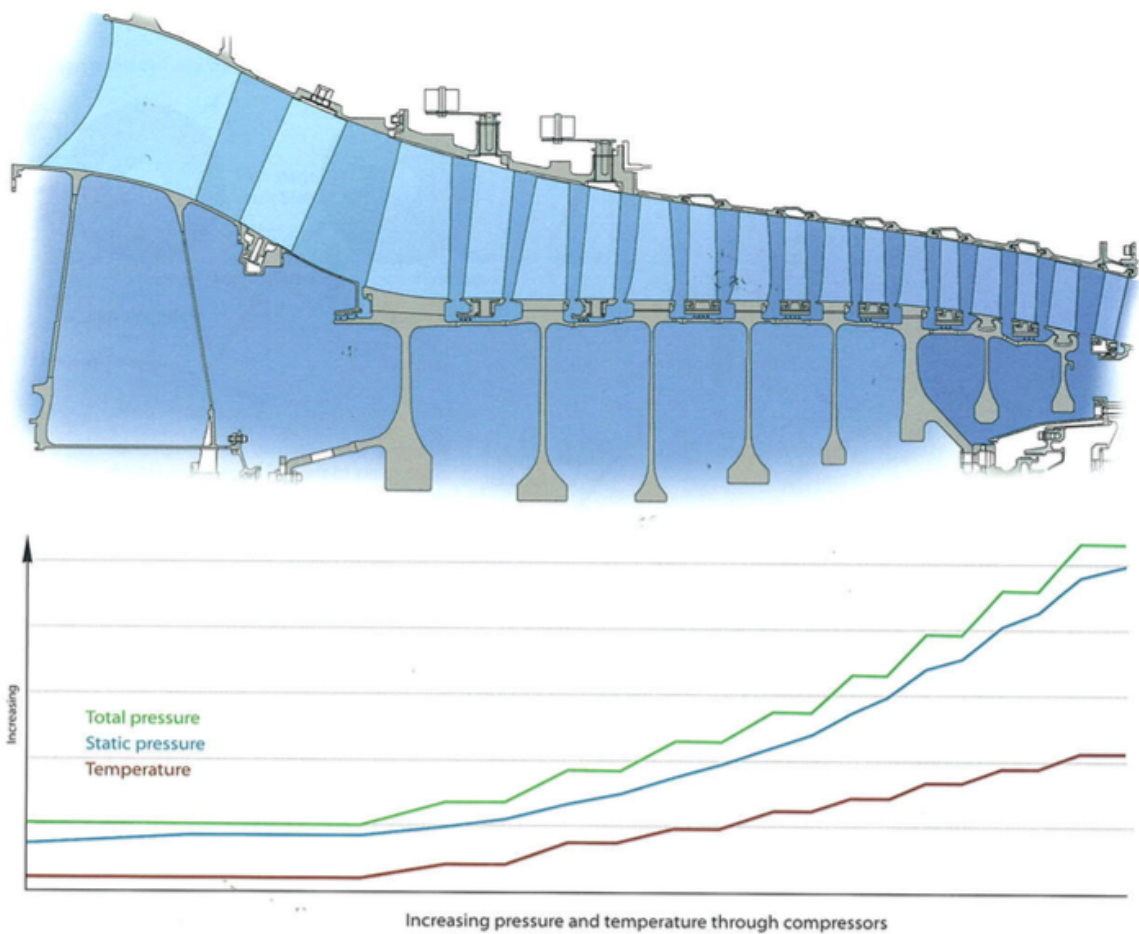


Figura 3- Vista cortada de um compressor axial e respectiva evolução termodinâmica [3].

É frequente o compressor conter uma fila adicional com palhetas de geometria variável, designada de IGV (*Inlet Guide Vanes*), que estão inseridas à entrada do compressor, garantindo que o ar entra no primeiro estágio de rotor com o ângulo de fluido desejado. Estas palhetas podem ser ajustadas, satisfazendo as variações de caudal requeridas no motor.

Também a saída do compressor, é usual implementar o EGV (*Exit Guide Vanes*), que consiste num difusor contendo outra séries de palhetas, controlando a velocidade a que o fluido entra na câmara de combustão [2].

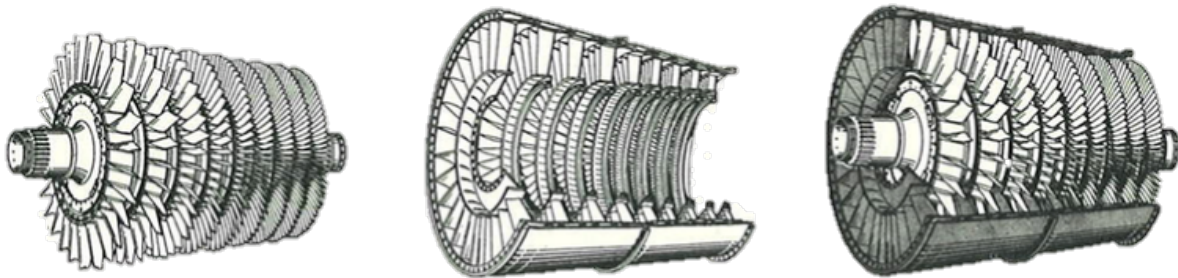


Figura 4- Rotor (1), Estator (2) e montagem (3) de um compressor axial [4].

2.2.2 Câmara de Combustão

A câmara de combustão, situado entre o compressor e a turbina, é um elemento com processo ininterrupto, onde o combustível é queimado com o caudal de ar fornecido pelo compressor. Uma faísca elétrica inicia o processo de combustão, sendo que de seguida a chama será auto-sustentável [1].

A injeção e queima do combustível irá adicionar energia ao fluido de trabalho, passível de ser convertido em energia mecânica. Esta adição de energia ao fluido é essencial para a turbina gerar algum trabalho extra na sua saída, para além de movimentar o compressor. Caso não se adicionasse energia ao fluido, o caudal chegando à turbina apenas serviria para impor rotação no compressor, ou seja, o gerador de gás apenas se auto-movia.

Inicialmente, dois possíveis sistemas de combustão eram propostos. Num, a energia adicionada era efetuada a pressão constante, noutra a volume constante. Teoricamente, o ciclo a volume constante apresenta uma eficiência térmica melhor do que no ciclo a pressão constante.

Contudo, uma câmara de combustão com processo de queima a volume constante, apresenta maiores dificuldades mecânicas na sua concepção.

Para uma adição de calor a volume constante, era necessário válvulas de forma a isolar a câmara de combustão de outros componentes, e a combustão era efetuada de forma intermitente. É difícil conceber uma turbina a gás que opere eficientemente sobre estas condições, e apesar de algumas tentativas bem sucedidas em construir este sistema, na Alemanha entre 1908 e 1930, o desenvolvimento deste sistema foi descontinuado [1].

No sistema de combustão a pressão constante o processo é contínuo, e torna-se desnecessário o uso de válvulas isolantes, sendo assim concordado, pelos especialistas, que este ciclo apresentava melhores possibilidades para desenvolvimento futuro [1].

2.2.3 Turbina Axial

A turbina é um elemento que tem uma função similar mas oposta ao do compressor, ou seja, extrai a energia que o fluido armazena após a sua combustão, resultando portanto na expansão do fluido, diminuindo a sua pressão e temperatura.

A turbina axial é também constituída por várias etapas, cada etapa inclui um rotor e um estator, como representado na Figura 5.

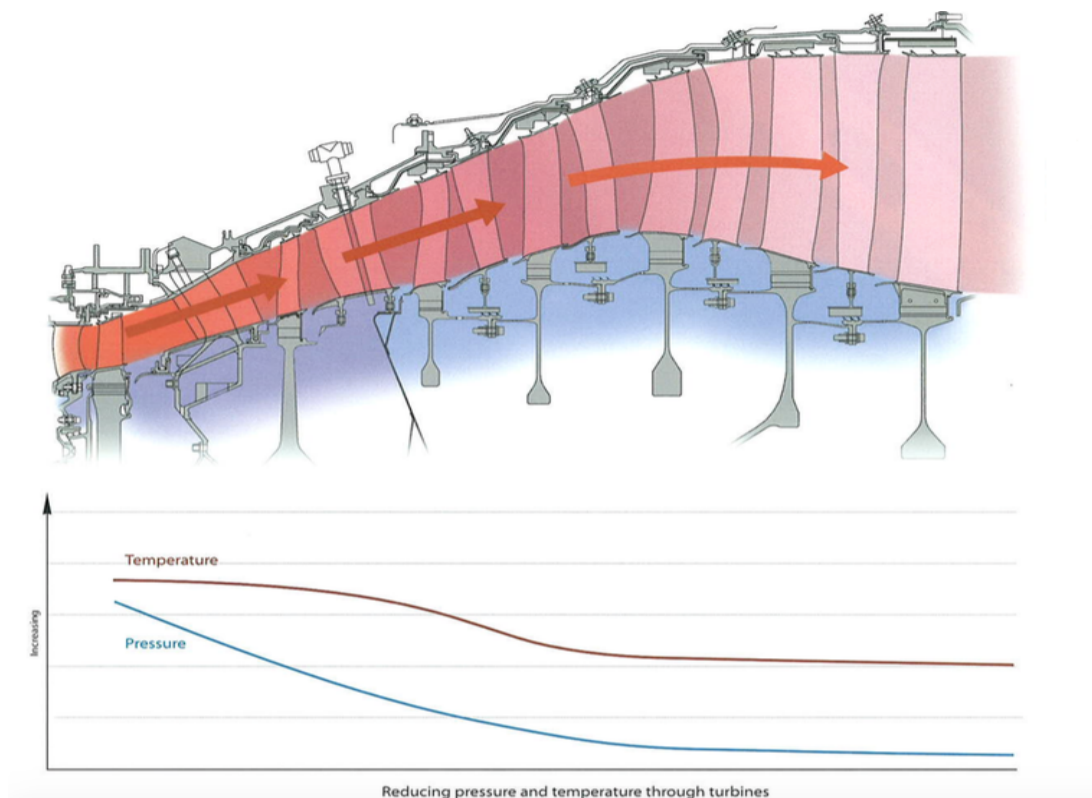


Figura 5- Vista cortada de uma turbina axial e respectiva variação termodinâmica [3].

As pás do rotor extrai energia do fluido, que conduz movimento rotativo ao compressor, e as pás do estator dirige o fluido na direção do próximo rotor.

Tipicamente, em 70 a 80 por cento do aumento de entalpia provocado na combustão é usado na turbina para mover o compressor, sendo o restante usado para provocar impulso na tubeira à saída [4].

Existem dois tipos de turbinas usados na turbina a gás, a turbina axial e a turbina radial, sendo que a turbina de fluxo axial é aplicada em mais de 80% dos casos [2].

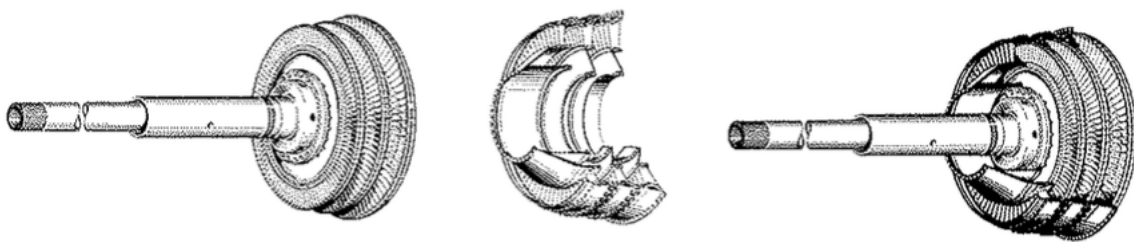


Figura 6- Rotor (1), Estator (2) e montagem (3) de uma turbina axial. [4]

2.3 Características do Gás

As propriedades do fluido de trabalho numa turbina a gás, tem uma grande influência na sua performance. É importante uma descrição rigorosa destas propriedades do gás, de modo a quaisquer cálculos e assunções sejam quantificados e entendidos [5].

Um gás perfeito é compreendido como um gás que relaciona as propriedades termodinâmicas, através da seguinte equação.

$$Pv = RT \quad (2.1)$$

Esta equação de estado permite relacionar as propriedades termodinâmicas do gás. Sendo R , a constante molecular dos gases, esta relaciona-se diretamente com a mudança de pressão e temperatura do gás perfeito, através da Equação 2.2.

$$R = c_p - c_v \quad (2.2)$$

Em que c_p e c_v são propriedades designadas de calor específico, que se mantêm constante ao longo do escoamento de um gás perfeito. Estas constantes relacionam a mudança de energia do gás relativamente à temperatura a pressão constante (c_p), e a volume constante (c_v), dadas pelas Equação 2.3 e Equação 2.4.

$$c_p = \left. \frac{\partial h}{\partial T} \right|_p \quad (2.3)$$

$$c_v = \left. \frac{\partial u}{\partial T} \right|_v \quad (2.4)$$

Com o conceito de gás perfeito, é possível chegar à relação entre a variação de entalpia com a variação de temperatura, através da Equação 2.5

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad (2.5)$$

Estas duas propriedades permitem definir uma outra propriedade, com grande relevância para os cálculos de rendimento dos componentes da turbina a gás, designada por índice adiabático, ou constante adiabática (Equação 2.6).

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v} \quad (2.6)$$

Segundo Walsh [6], uma descrição física de um gás perfeito, é que a sua entalpia está em função apenas da temperatura e não da pressão, pois não existem forças intermoleculares para absorver ou libertar energia quando a sua densidade se altera. Na análise desta performance do reator é assumido os seguintes valores para as propriedades do fluido de trabalho [7]:

- Propriedades do Ar: $C_{p_a} = 1005 \text{ J/kgK}$; $\gamma_a = 1,4$
- Propriedades do Gás: $C_{p_g} = 1150 \text{ J/kgK}$; $\gamma_g = 1,333$

2.4 Escoamento Compressível

É necessário perceber o comportamento do fluido de trabalho numa turbina a gás. Como tal, é essencial caracterizar se existe um escoamento compressível ou incompressível.

Introduzindo um pouco a diferença entre ambos, o escoamento diz-se incompressível, quando a densidade do fluido permanece constante. Já num fluido compressível, existe uma variação significativa na sua densidade, quando lhe é submetida uma variação na sua pressão. Isto ocorre quando a velocidade do fluido se aproxima da velocidade do som, sobre as mesmas condições.

Esta variação de densidade, tipicamente, não ocorre com líquidos, mas facilmente ocorre em escoamento de gases [8], como é o caso da turbina a gás.

É assim apresentada o conceito de Número de Mach, que caracteriza o comportamento do escoamento relativo à velocidade do som, podendo ir desde subsónico até supersónico, passando por escoamento sónico, em que $M = 1$. O número de Mach é definido por:

$$M = \frac{C}{a}, \quad (2.7)$$

em que a é a velocidade do som, para um gás perfeito, e é dada por:

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.8)$$

A denominação do tipo escoamento, é dada através do Número de Mach, consoante a seguinte gama de valores:

- $M \leq 0,3$ – Escoamento Incompressível (densidade é constante)
- $0,3 \leq M \leq 0,7$ – Escoamento Subsónico
- $0,8 \leq M \leq 1,2$ – Escoamento Transsónico
- $1 \leq M$ – Escoamento Supersónico

Para efeitos de compreensão e análise, facilitando cálculos que não apresentem grande discrepância da realidade, é assumido que o escoamento é ideal. O adjetivo “ideal” implica que não ocorrem perdas em nenhum dos componentes. À exceção na câmara de combustão, considera-se que o escoamento processa-se isentropicamente. Isentrópico significa ser adiabático e reversível, ou seja, tanto a transferência de calor, como perdas por atrito ao longo do escoamento, são excluídas, e a entropia do processo mantêm-se constante.

A premissa anterior permite estabelecer uma conformidade entre duas equações de estado, dado pela relação Isentrópica P-T (Equação 2.9).

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{T_2} \quad (2.9)$$

2.5 Propriedades de Estagnação

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 diretamente não é por vezes a forma mais conveniente de descrever o escoamento unidimensional, serão aplicadas propriedades que dependam da própria velocidade, nomeadamente a entalpia de estagnação, temperatura de estagnação e pressão de estagnação [7].

Fisicamente, a entalpia de estagnação é a entalpia que um fluido (com uma determinada entalpia e velocidade) teria num dado ponto, quando este é trazido ao repouso adiabaticamente, e sem transferência de trabalho [1]. A entalpia de estagnação é dada por:

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} \quad (2.10)$$

Usando as propriedades de um gás perfeito, reutilizando a Equação 2.5, e manipulando a expressão anterior, obtêm-se a temperatura de estagnação pela Equação 2.11.

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2c_p} \quad (2.11)$$

A pressão de estagnação é definida de forma similar à temperatura de estagnação, mas com a adição de uma restrição, em que o gás não só é trazido ao repouso adiabaticamente, mas também de forma reversível, ou seja isentropicamente. Assim sendo, a pressão de estagnação é dada pela relação isentrópica P-T (Equação 2.12).

$$P_0 = P \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.12)$$

2.6 Ciclo Ideal

O ciclo ideal de uma turbina a gás é representado pelo ciclo *Brayton*, sendo um ciclo termodinâmico no qual se idealiza os processos que ocorrem na turbina a gás, descrevendo variações de estado (pressão e temperatura) dos gases. Um reator de propulsão opera em ciclo aberto, ou seja, ar novo é dado na entrada do compressor, e os gases de exaustão são expelidos para a atmosfera, sem a sua reutilização. É neste contexto que de seguida será sintetizado o processo ideal da turbina a gás.

O *Ciclo de Brayton* processa-se em quatro etapas, como demonstrado na Figura 7.

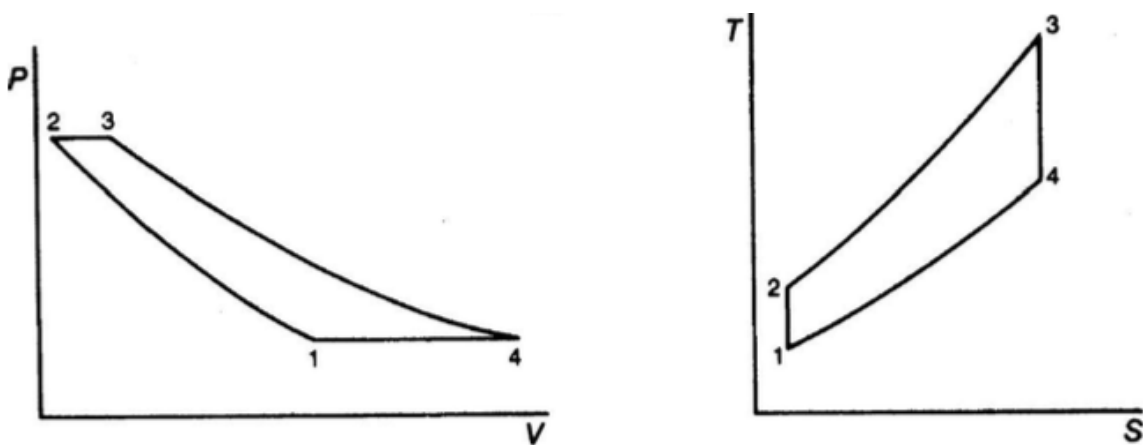


Figura 7- Ciclo Ideal de *Brayton* - Diagrama P-V (1) e Diagrama T-S (2) [2].

Primeiro, o ar em condição de ambiente entra pelo compressor, onde ocorre compressão isentrópica, resultando num aumento de pressão e num aumento ligeiro de temperatura (processo 1-2).

Pressurizado, o ar é direcionado à câmara de combustão, onde se mistura com o combustível, possibilitando a sua queima. A combustão irá aumentar a temperatura do gás, a pressão constante, resultando num aumento de entalpia (processo 2-3).

O gás, ao sair da câmara de combustão com elevada pressão e temperatura, expande-se isentropicamente ao longo da turbina (processo 3-4).

Na medida em que o fluido exerce trabalho sobre as pás da turbina, reduz-se a pressão e temperatura do gás, bem como o seu volume específico, produzindo potência mecânica. A maior parte da energia extraída através da turbina, é usada para gerar rotação no compressor, através do veio que os interliga. O restante da energia é utilizada para produzir trabalho útil, que no caso do reator é aproveitada sobre a forma de impulso.

Com este procedimento, é possível relacionar, em cada componente, o trabalho efetuado e a transferência de calor, por unidade de massa, aplicando a equação da energia para um estado estacionário (assumindo um energia cinética e potencial constante).

Trabalho específico do compressor:

$$w_c = -c_p(T_2 - T_1) \quad (2.13)$$

Calor adicionado ao sistema:

$$q_{in} = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.14)$$

Trabalho específico da turbina:

$$w_t = c_p(T_3 - T_4) \quad (2.15)$$

Trabalho produzido pelo sistema:

$$w_{cycle} = w_t - w_c = c_p[(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)] \quad (2.16)$$

O trabalho produzido pelo sistema, quantifica a energia que o sistema produz por unidade de massa. Evidentemente o trabalho da turbina terá de ser maior que o do compressor, de modo a ser aproveitada energia na descarga para mover uma aeronave, produzindo potência sobre a forma de impulso.

Posto isto, um indicador simples que descreve a eficiência geral do ciclo, é dada por:

$$\eta = \frac{\text{trabalho produzido}}{\text{calor fornecido}} = \frac{w_{cycle}}{q_{in}} \quad (2.17)$$

Contudo, se for feito determinadas suposições tais como: $\dot{m}_f \ll \dot{m}_a$, sendo o fluxo de combustível desprezável; o calor específico C_p e C_v e a constante adiabática γ permanecem constantes em todo o ciclo ; a razão de pressão é igual para o compressor e para a turbina, $\frac{P_2}{P_1} = r = \frac{P_3}{P_4}$; não existe perdas mecânicas no trabalho do veio, a eficiência geral do ciclo pode ser dada por:

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.18)$$

Obtém-se razão de temperaturas usando a relação isentrópica P-T com:

$$\tau = r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.19)$$

Com esta relação, a eficiência pode ser traduzida em:

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_1}{T_2}\right) \quad (2.20)$$

$$\eta = 1 - \left(\frac{T_4}{T_3}\right) \quad (2.21)$$

Com as prévias relações analíticas, é demonstrado que a eficiência do ciclo pode ser incrementada com o aumento da razão de pressões, diminuindo a temperatura de entrada do compressor, ou aumentando a temperatura de entrada da turbina [1].

Capítulo 3

Classificação de Reatores

Para desenvolvimento empírico desta dissertação, o autor decidiu utilizar os dados de um caso real de um *turbofan*, o CFM56, surgindo a necessidade de apresentar os principais tipos de reatores usados na indústria aeroespacial.

Historicamente, os reatores têm evoluído a partir de concepções simples para outras mais complexas. Dependendo da aplicação pretendida, a utilização de um modelo particular de um reator pode ser mais vantajoso em relação a outros. Será explicado neste capítulo o modelo mais simples, o *turbojet*, e o modelo do reator usado para esta dissertação, o *turbofan*.

3.1 Turbojet

Como referido anteriormente, sendo o objetivo da turbina a gás gerar energia suficiente para produzir varias formas de trabalho. Uma dessas forma é a criação de impulso requerido para provocar avanço duma aeronave. É neste contexto que foi concebido o *turbojet*.

Configurado com uma turbina a gás, *turbojet* também apresenta na sua configuração um entrada de ar, e um sistema de exaustão, como representando na Figura 8.

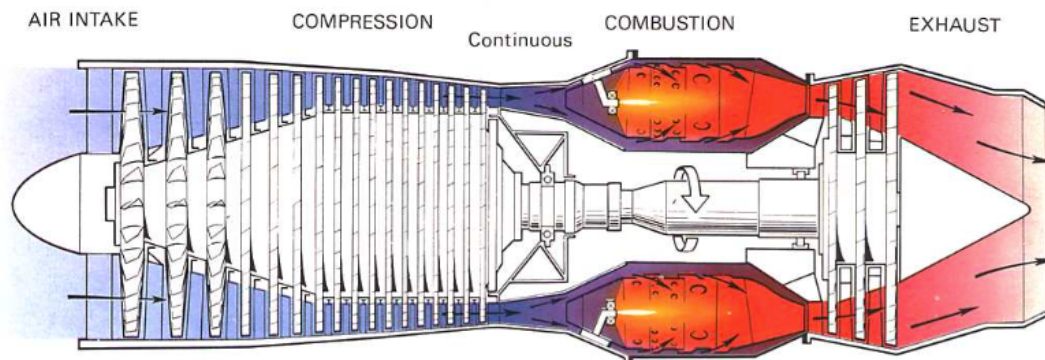


Figura 8- Representação ilustrativa de um *Turbojet* [3].

O ar primeiramente entra pelo difusor (*Diffuser*), que deverá conduzir o ar até ao compressor de forma desacelerada e uniforme, aumentando ligeiramente a pressão do fluido, facilitando o trabalho ao compressor.

De seguida dá-se o ciclo da turbina a gás (Capítulo 2.1), em que se cria um gás energeticamente abastecido. Após o gás contribuir para gerar trabalho mecânico na turbina, parte da energia termodinâmica deste fluido ainda está disponível para conversão em energia cinética, por meio de um sistema de exaustão.

O sistema de exaustão do *turbojet* (*Nozzle*) é composto por uma tubeira, que converte a energia de calor e pressão do fluido em velocidade, sendo este sistema o responsável por transformar a energia do gás à saída da turbina, em impulso.

Este formato é chamada de *single-spool* ou *single-shaft*, representada pela Figura 9.

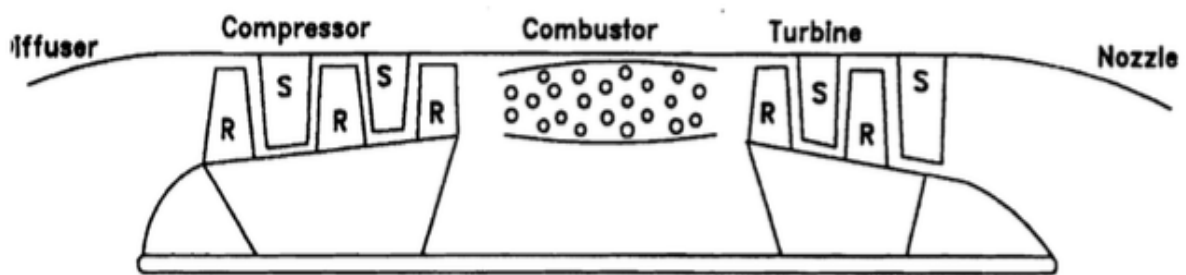


Figura 9-Representação esquemática de um *single-spool turbojet* [5].

Outra configuração deste reator mais complexa, que apresenta melhores características para operações não nominais, é o *twin-spool turbojet*. Esta configuração dispõe de dois sistemas turbina-compressor em separado, ou seja, dois compressores consecutivos e duas turbinas consecutivas, que operam em dois veios distintos, sendo normalmente o segundo veio oco (Figura 10).

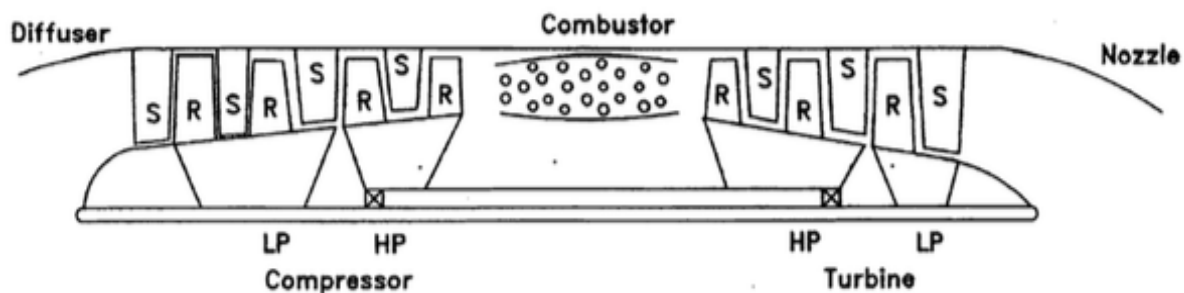


Figura 10- Representação esquemática de um *twin-spool turbojet* [5].

O primeiro compressor é destinado a trabalhar o ar a baixa pressão, chamado de LPC (*Low Pressure Compressor*) e é conduzido pela última turbina, designada de LPT (*Low Pressure Turbine*) - sistema de baixa pressão. O segundo compressor designa-se HPC (*High Pressure Compressor*), conduzido este pela primeira turbina, chamada de HPT (*High Pressure Turbine*), a qual o ar encontra ao sair da câmara de combustão - sistema de alta pressão. Tipicamente o veio de alta pressão tem rotações consideravelmente maiores do que o de baixa pressão.

3.1.1 Teoria da Tubeira

Como explicado anteriormente, é adicionado dois novos componentes à turbina a gás, formando o turboreator, ou *turbojet*.

Este componente é uma passagem para o fluido com variação na área, implicando conversões de energia no escoamento. Dependendo da sua aplicação e velocidades de escoamento, irão apresentar geometrias diferentes.

O sistema de entrada do reator, designado de difusor, tem três propósitos essenciais. Primeiro, de abrandar o ar para que este entre de forma amena. Segundo, de aumentar a pressão. E terceiro, de entregar o ar de forma uniforme ao compressor [5].

Já o sistema de exaustão, a tubeira ou *nozzle*, a sua variação na secção permite a conversão da abundância de energia térmica do fluido, em energia cinética, concedendo uma exaustão axial com elevadas velocidades, produzindo impulso à aeronave.

O leitor poderá pensar que, para acelerar um determinado escoamento, é necessário uma área de passagem reduzida à saída da tubeira, e vice versa. Esta premissa deriva de hábitos no

quotidiano, em que usualmente pressiona-se a área de saída de um jato de água, de forma a aumentar a velocidade do jato.

Esta afirmação apresenta alguma verdade para escoamentos incompressíveis, pois não havendo variação de densidade do fluido, o escoamento apenas depende da área e da velocidade. Isto pode ser demonstrado pela *Equação da Continuidade* para um escoamento unidimensional.

$$\dot{m} = \rho(x)C(x)A(x) = \text{constante} \quad (3.1)$$

Derivando a equação anterior, e dividindo pelo termo ρCA , obtêm-se a Equação 3.2.

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta C}{C} + \frac{\Delta A}{A} = 0 \quad (3.2)$$

Em que cada termo dita a dilatação do escoamento em densidade, velocidade e área, respectivamente. Como a densidade em escoamentos incompressíveis mantém-se constante, a variação da área tem efeito contrário à variação da velocidade.

O mesmo não é linearmente aplicado para escoamentos incompressíveis, pois entra-se com a dilatação da densidade. Desenvolvendo a Equação 3.2, usando a velocidade do som local $a = \sqrt{c_p \gamma T}$ para gases perfeitos, e equação da entalpia de estagnação $h_0 = h + \frac{c^2}{2}$, para um escoamento isentrópico, é possível obter as seguintes equações. Estas equações relacionam as propriedades do fluido, influenciadas pelo número de Mach do escoamento.

$$\frac{\partial C}{C} = -\frac{1}{1 - M^2} \frac{\partial A}{A} \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial P}{\rho C^2} = \frac{1}{1 - M^2} \frac{\partial A}{A} \quad (3.4)$$

As prévias equações permitem concluir a geometria para cada sistema, dependendo do escoamento ser subsónico ou supersónico. Na Figura 11 é demonstrado o resultado da leitura das expressões anteriores.

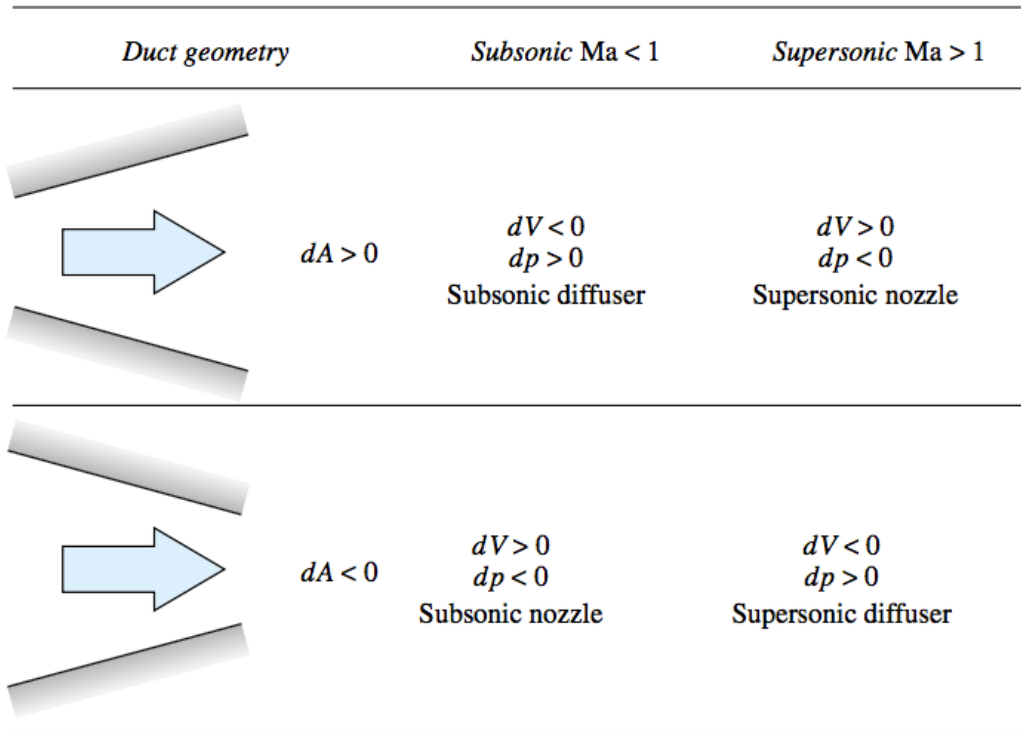


Figura 11- Efeito do Número de Mach na geometria da tubeira para um escoamento compressível [8].

Esta teoria de confinar a geometria das condutas de passagem para escoamentos compressíveis, ajuda a entender os fenómenos de conversão de energia no estator e do rotor de cada estágios.

Como exemplo do processo de escoamento subsónico de um gás perfeito no compressor, o fluido ao atravessar uma conduta convergente no rotor é lhe imposto aceleração, aumentando a sua energia cinética. Ao atravessar o estator, que funciona como difusor, é abrandado dado à geometria divergente da pá fixa, forçando o fluido a reduzir o volume específico no escoamento aumentando assim a sua pressão.

3.2 Turbofan

O *turbofan* é uma evolução do *turbojet*, com um maior grau de complexidade, construído com o intuito de promover a eficiência de propulsão. É um motor mais pesado, mas apresenta um valor mais económico de combustível [5].

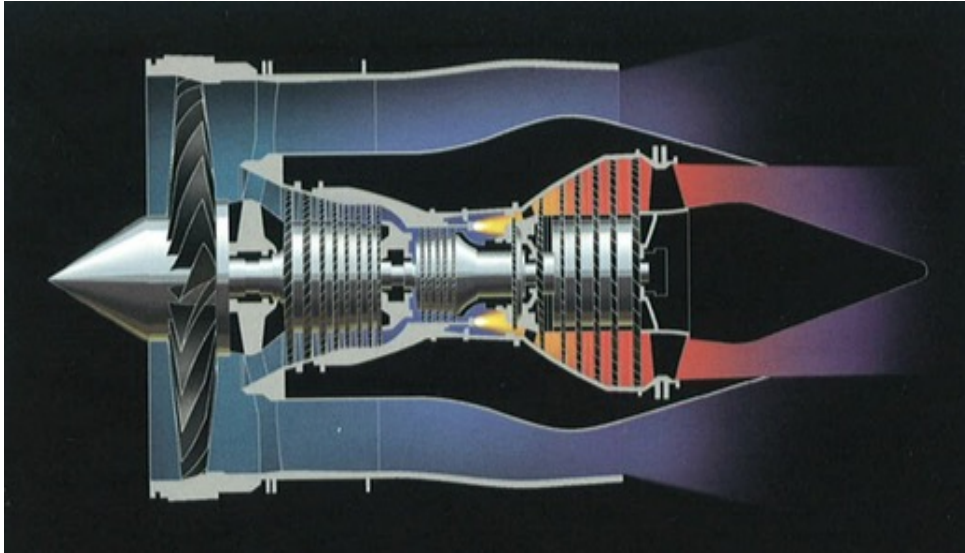


Figura 12- Representação ilustrativa de um *turbofan* [3].

Destinado essencialmente para aviação comercial, este tipo de reator foi concebido inicialmente como um método de melhorar a eficiência de propulsão de um motor a jato, reduzindo a sua velocidade operacional, adequado essencialmente para operações de alta velocidade subsónica. Em função desta redução da velocidade do jato, constatou-se que o ruído provocado pelo mesmo havia sido reduzido, tornando-se num factor importante para a sua implementação na aviação comercial [1].

Basicamente, o *turbofan* é um *turbojet multi-spool* com um *fan* implementada, antes do compressor de baixa pressão. É possível visualizar a representação esquemática deste sistema na Figura 13.

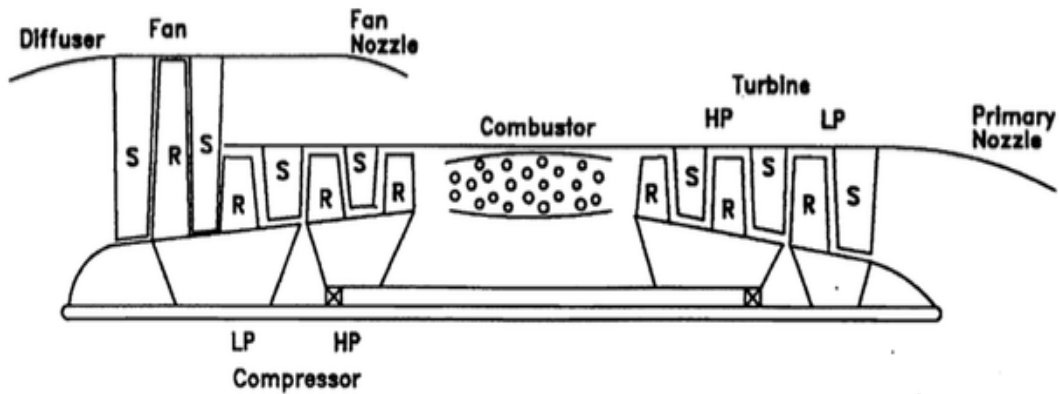


Figura 13- Representação esquemática de um *twin-spool turbofan* [5].

O ar entra pelo difusor, de seguida entra na conduta da *fan*. A *fan* comprime o ar e aumenta a sua pressão, semelhante a um compressor de baixa pressão. De seguida, o ar é separado resultando em dois circuitos de caudal, o primário e o secundário.

O caudal primário, consiste no fluido que percorre o gerador de gás, e é expelido pelo *nozzle* principal.

O caudal secundário, chamado de caudal de *by-pass*, será uma porção do caudal que percorre um caminho alternativo ao *core* do reator. Este caudal é então ejetado por um outro *nozzle* na conduta da *fan*, usualmente designado de *fan nozzle*. Este impulso criado no circuito secundário, contribui usualmente entre 70% a 85% do impulso da aeronave.

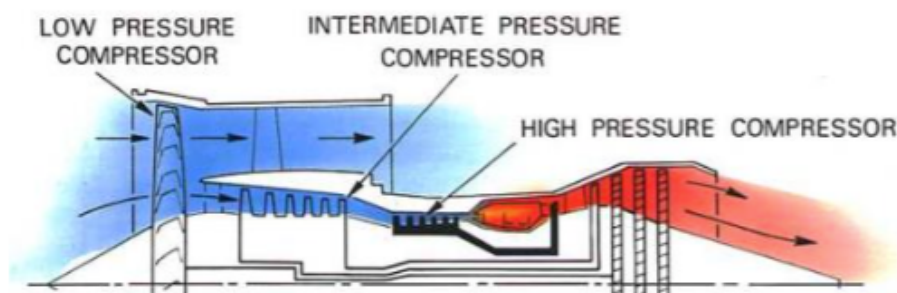


Figura 14- Representação do circuito de caudal de um *unmixed turbofan* [3].

Com isto, o impulso deste reator irá ter duas componentes. O impulso do caudal frio, e o impulso do caudal quente. O *turbofan* pode ser configurado com uma mistura dos dois caudais à saída, usando ambos o mesmo sistema de exaustão (Figura 15), ou por sistemas separados (Figura 14).

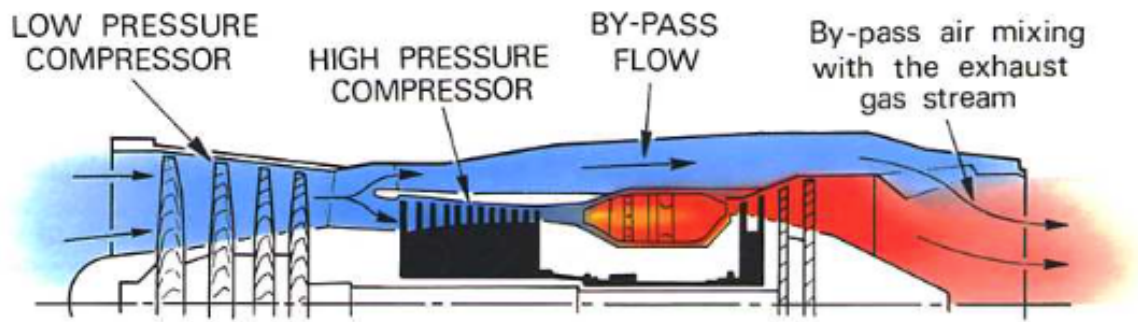


Figura 15- Representação do circuito de caudal de um *turbofan with mix exhaust* [3].

Capítulo 4

Performance do Reator Aeronáutico

4.1 Impulso

A característica fundamental de um reator é a sua capacidade de produzir impulso. É com base neste critério de performance que é escolhido o tipo de reator mais adequado para cada aeronave.

O impulso é uma consequência básica das *Leis de Newton*, em que é necessário uma velocidade superior à saída do reator, proporcionando uma elevada energia cinética.

No presente capítulo, irá ser apresentado ao leitor as equações que descrevem a força de impulso criada pelo motor. Estas equações são desenvolvidas com base num volume de controlo no reator, em que as propriedades de entrada e de saída são conhecidas.

No esquema representado na Figura 16, está representado um volume de controlo criado à volta de um reator, montado na asa de uma aeronave. É assumido que a pressão estática em redor do volume de controlo é uniforme, e desprezado o efeito da asa da aeronave, de forma a perceber como se calcula o impulso criado pelo reator [9].

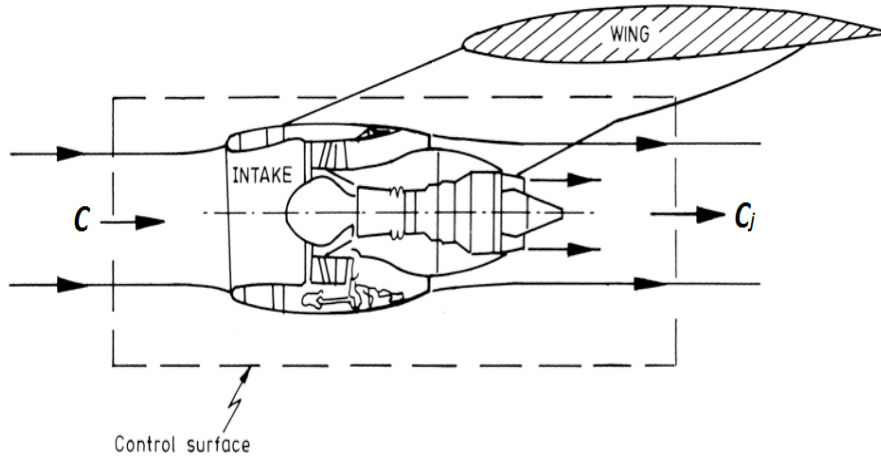


Figura 16- Volume de controle de um reator [9].

A maior parte do ar passa à volta do motor, só uma pequena parte é realmente admitida no reator, a uma velocidade C , igual e oposta à velocidade de avanço da aeronave. A porção de fluido admitido é acelerado, abandonando a unidade com uma velocidade superior, C_j .

Para simplificar, assume-se que o caudal é constante em todo o processo, pois o caudal de combustível injetado na câmara de combustão é considerado desprezável em relação ao caudal de ar. É criada uma força de Impulso F_N (*Net Thrust*), devido à variação de movimento, definido por:

$$F_N = \dot{m}(C - C_j) \quad (4.1)$$

Se o reator estiver a ser testado em banco de ensaio, ou a aeronave permanecer em estado estacionário, o impulso produzido é denominado de impulso bruto F_G (*Gross Thrust*), sendo que a velocidade da aeronave é nula ($C = 0$), dado pela Equação 4.2 [9]:

$$F_G = \dot{m}C_j \quad (4.2)$$

A diferença entre estas duas forças resulta em $\dot{m}C$, chamado de força de arrasto.

Quando os gases de escape não são expandidos completamente para a pressão atmosférica P_a , a pressão à saída da aeronave será maior do que a pressão atmosférica, e haverá uma pressão

de impulso adicional, exercido sobre a área de saída do jato A_j [1], resultando na Equação 4.3:

$$F_N = \dot{m}(C - C_j) + A_j(P_j - P_a) \quad (4.3)$$

Quando a aeronave se encontra em modo cruzeiro a uma velocidade uniforme C , o impulso deverá ser igualmente oposta ao arrasto provocado pela aeronave, à mesma velocidade. É esta força de impulso que, sendo maior ou menor que o arrasto, irá respectivamente, acelerar ou desacelerar a aeronave.

Assumindo que ocorre uma expansão completa na tubeira para a atmosfera, a Equação 4.1 é aplicável.

Em suma, o motor escolhido para mover uma aeronave deverá criar um impulso suficientemente igual ou superior que o arrasto provocado por esta. O contrário, a aeronave não voará. Pela Equação 4.1, verifica-se que o impulso pode ser concebido tanto pela escolha de um grande caudal, expelido a uma velocidade de jato reduzida, ou por pequenas quantidades de caudal mas com uma elevada velocidade de jato.

4.2 Eficiência do *Core* e de Propulsão

Como previamente constatado, um impulso unitário de um reator pode ser requerido com um elevado caudal de exaustão a uma velocidade reduzida, ou pequenas quantidades de caudais expelidos a uma grande velocidade. A questão será, qual das duas hipóteses é mais eficiente. É neste contexto que surge a eficiência de propulsão.

A eficiência de propulsão η_p , pode ser definida como a potência de propulsão (Equação 4.4), pela energia cinética do fluido de trabalho (Equação 4.5) [1].

$$\dot{P}_a = CF = C[\dot{m}(C - C_j)] \quad (4.4)$$

$$\dot{E}_c = \frac{\dot{m}(C^2 - C_j^2)}{2} \quad (4.5)$$

Dito isto, a eficiência de propulsão η_p , é expressa pela Equação 4.6:

$$\eta_P = \frac{C[\dot{m}(C - C_J)]}{\frac{1}{2}\dot{m}(C^2 - C_J^2)} \quad (4.6)$$

Simplificando, obtém-se η_P , também conhecida como *Equação de Fraude*.

$$\eta_P = \frac{2C}{C + C_J} \quad (4.7)$$

Assim sendo, é encontrado um paradigma entre o impulso e a eficiência de propulsão. Sendo que F_N é máximo quando $C = 0$, ou seja, em condição estacionária, mas aqui η_P tende para zero. Quando η_P é máximo, $C_J = C$, ou seja, a velocidade de avanço da aeronave é igual ao a velocidade do jacto, o impulso é nulo.

Concluindo, C_J deverá ser maior que C , mas a diferença não pode ser excessiva.

A eficiência de propulsão tem grande importância em medir a eficiência em função da propulsão da aeronave, quando esta se encontra em modo voo. Quando se efetua testes em banco de ensaio, esta eficiência deixa de ser possível mensurar, pois o reator encontra-se em estado estacionário. É neste sentido que surge a eficiência do *core*.

A eficiência do *core*, ou *core efficiency*, dita a potência disponível à saída da turbina, ou seja, pelo fluido do circuito primário (*core*), por energia de combustível utilizada no motor. Esta energia disponível, é determinada após os requisitos de potência suficientes para conduzir o compressor serem satisfeitos. Como pode ser apresentado na Equação 4.8.

$$\eta_{core} = \frac{\dot{m}(\Delta h - C^2)}{\dot{m}_f PCI} \quad (4.8)$$

4.3 Rendimento Térmico e Global

Como o rendimento propulsivo mede a eficiência do reator em relação à propulsão da aeronave, e não em termos da conservação de energia, é definido um novo parâmetro, o rendimento térmico.

O rendimento térmico relaciona a energia cinética que o escoamento ganha ao atravessar o motor, e a energia introduzida na queima do combustível [1].

$$\eta_e = \frac{\dot{E}_c}{\dot{m}_f PCI} \quad (4.9)$$

Em que \dot{m}_f é o caudal mássico de combustível usado na queima do fluxo de ar, e PCI é o poder calorífico inferior do combustível usado.

Relativamente ao rendimento global, é definido pelo quociente entre a potência útil utilizada para vencer o arrasto e a energia térmica fornecida pelo combustível [1]:

$$\eta_o = \frac{\dot{P}_a}{\dot{m}_f PCI} = \eta_p \times \eta_e \quad (4.10)$$

4.4 Consumo Especifico de Combustível (SFC)

Como referido anteriormente, a característica mais importante e que define um reator, é a sua capacidade de promover impulso. Contudo, um parâmetro igualmente importante é o consumo específico de combustível por unidade de impulso, dado por:

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{F_N} \quad (4.11)$$

SFC (ou *TSFC*) é uma medida da quantidade de combustível usada para um determinado impulso, que serve para comparação da eficiência de diversos reatores [5]. Este parâmetro também não deixa de ter uma elevada importância na concepção de reatores aeronáuticos.

4.5 Rendimento dos Componentes do Reator

Além de se determinar a eficiência da turbina a gás como um sistema de reator, pelos métodos já enunciados, é igualmente importante precisar a rendimento dos componentes em separado.

O rendimento de uma máquina, cuja a finalidade é a produção ou absorção de trabalho, é usualmente expresso através da razão entre a transferência de trabalho atual e ideal. Sendo o processo numa turbina a gás essencialmente adiabático, este rendimento é denominado de rendimento isentrópico [1].

Para um gás perfeito, em que o valor do calor específico C_p e índice adiabático γ mantém-se constante, facilmente se constrói a relação entre variação de entalpia do fluido com a sua temperatura, através da Equação 4.12.

$$\Delta h = cp\Delta T \quad (4.12)$$

Fazendo uso das propriedades de estagnação, de forma a contabilizar qualquer variação de energia cinética entre a entrada e saída dos componentes [1], obtém-se a Equação 4.13 para o rendimento isentrópico do compressor.

$$\eta_c = \frac{\textit{Trabalho ideal}}{\textit{Trabalho atual}} = \frac{(h'_{02} - h_{01})}{(h_{02} - h_{01})} = \frac{(T'_{02} - T_{01})}{(T_{02} - T_{01})} \quad (4.13)$$

Do mesmo modo, se obtém para a turbina:

$$\eta_t = \frac{\textit{Trabalho atual}}{\textit{Trabalho ideal}} = \frac{(h_{03} - h_{04})}{(h_{03} - h'_{04})} = \frac{(T_{03} - T_{04})}{(T_{03} - T'_{04})} \quad (4.14)$$

A Figura 17 e 18, ajudam a entender o processo isentrópico, num diagrama $h-s$, diferenciando o processo ideal para o processo atual.

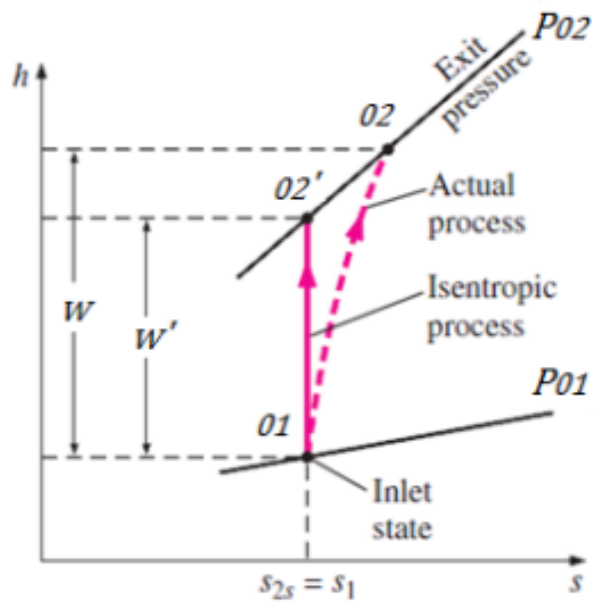


Figura 17- Diagrama $h-s$ para o compressor [7].

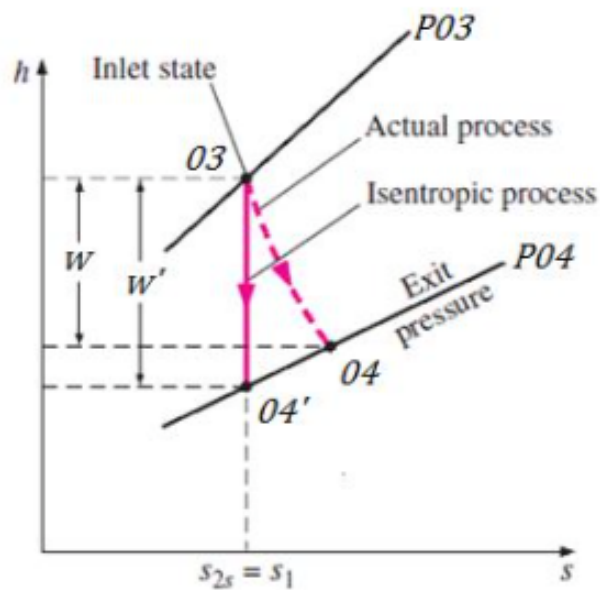


Figura 18- Diagrama $h-s$ para a turbina [7].

Contudo, é errado pensar que o rendimento isentrópico é constante para as várias razões de pressão a que os componentes operam. Assim surge uma variante do rendimento isentrópico, o rendimento politrópico.

A eficiência politrópica, basicamente, é uma medida de eficiência independente da razão de pressões de um componente, de forma a que vários componentes possam ser comparáveis, independentemente do número de andares de pressão. A vantagem de usar este método, é de que a eficiência politrópica é aproximadamente idêntica para os constituintes dos motores modernos, e é determinada pelo *design* de um único andar. Assim sendo, torna-se possível dois motores de diferentes tamanhos e diferentes andares de pressão, serem comparados através da eficiência politrópica [5].

A eficiência politrópica do compressor e da turbina é dada pela Equação 4.15 e Equação 4.16, respectivamente.

$$\eta_{pc} = \frac{\ln(P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma}}{\ln(T_2/T_1)} \quad (4.15)$$

$$\eta_{pt} = \frac{\ln(T_4/T_3)}{\ln(P_4/P_3)^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (4.16)$$

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 correto usar rendimento politrópico e considerar que se mantém constante. Isto porque este conceito representa o nível a que se encontra a tecnologia e não o comportamento de um determinado componente [7].

4.6 Optimização da Turbina a Gás

Sendo esta dissertação centrada na optimização do combinado turbina-compressor, é essencial começar por elucidar o leitor sobre os parâmetros termodinâmicos que influenciam significativamente o ciclo da turbina a gás.

Na concepção de um reator, os parâmetros termodinâmicos relevantes à concepção da turbina a gás são essencialmente, a temperatura de entrada da turbina (dada pela câmara de combustão) e a razão de pressões do compressor. É comum a pratica de efetuar uma série de cálculos abrangendo uma gama de valores destas duas variáveis, fixando os valores de rendimento politrópico para o compressor e para a turbina, resultando num ajuste do SFC em função do impulso necessário para mover a aeronave [1].

Estes cálculos deverão ser efetuados para varias condições de voo, em termos de altitude e velocidade de avanço da aeronave.

Resultados típicos aplicados a uma condição de voo subsónico são mostrados na Figura 19.

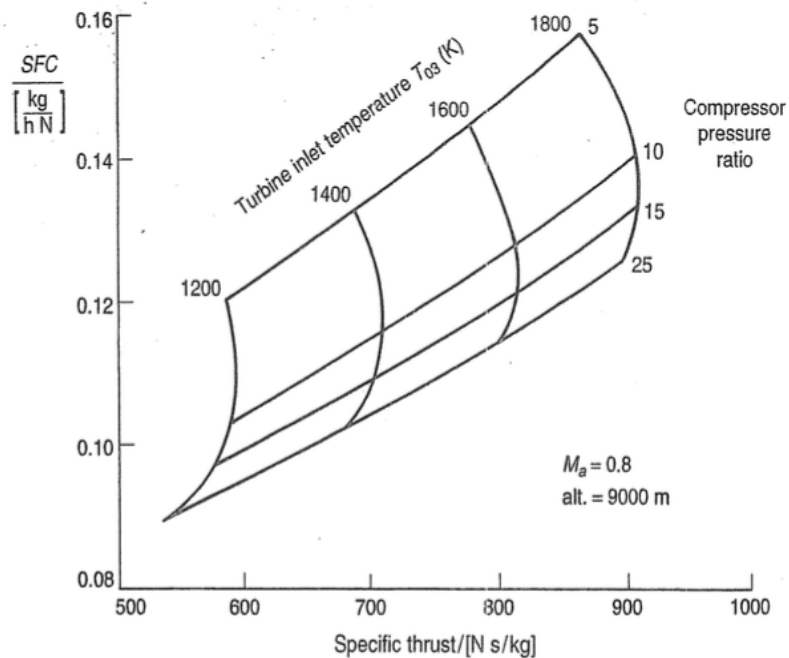


Figura 19- Diagrama SFC vs Impulso de um reator típico [1].

É possível verificar que o impulso específico é fortemente dependente do valor da temperatura de entrada da turbina T_{03} , e a utilização da máxima temperatura possível permite um motor de menor dimensão, para um impulso requerido. Isto deve-se ao facto de quanto maior o gradiente de temperaturas dos gases de escape para atmosfera, maior será jacto de saída que irá impor maior força de impulso.

Este incremento na temperatura a saída da câmara de combustão permite um ganho considerável no impulso, contudo, haverá um incremento de injeção de combustível. Para aeronaves de alta velocidade, esta penalização no consumo de combustível, é um fator secundário, visto ser essencial a redução de peso do motor e da força de arrasto provocada por este.

Contudo, o aumento da temperatura T_{03} é limitado consoante o material usado na concepção da turbina. Este limite salvaguarda o correto funcionamento do motor, pois a excessiva

temperatura à saída da câmara de combustão pode levar a cedência e ruptura das pás da turbina, deixando o reator num possível estado catastrófico.

O efeito de aumentar a razão de pressões é claramente a redução do SFC. Para um valor fixo de temperatura T_{03} , aumentar a razão de pressões inicialmente resulta no aumento do impulso específico, mas eventualmente irá resultar numa redução.

4.6.1 Optimização do *Turbofan*

O *turbofan* varia ligeiramente nas propriedades em relação a um *turbojet* de ciclo simples, a sua concepção tem em conta quatro parâmetros termodinâmicos, além da razão de pressões e temperatura a entrada da turbina, dispõe também da razão de *by-pass* e razão de pressões da *fan*. Este aumento de parâmetros complica de certa forma a otimização do ciclo da turbina a gás [1].

Considerando o reator com a razão de pressões global (incluindo o *by-pass*), temperatura de entrada na turbina previamente especificados. A temperatura de entrada no sistema está também previamente escolhida, pelas condições de operação.

Resta-nos o FPR (*Fan Pressure Ratio*), razão de pressões da *fan*. O primeiro passo a considerar é a variação de impulso e o consumo de combustível específico em função da FPR. Começando com um FPR baixo, isto irá traduzir num escoamento de caudal frio reduzido. Sendo um FPR reduzido, a *fan* irá necessitar pouco trabalho mecânico fornecido pelo LPC, requerendo pouca energia da mistura do gás, resultando numa elevada percentagem de impulso derivado do caudal quente. Elevando o FPR, obviamente que mais energia por parte do LPC será necessária, reduzindo a quantidade de energia disponível no caudal quente para produzir impulso. Pode ser consultado na Figura 20, a variação de impulso e do SFC em função do FPR.

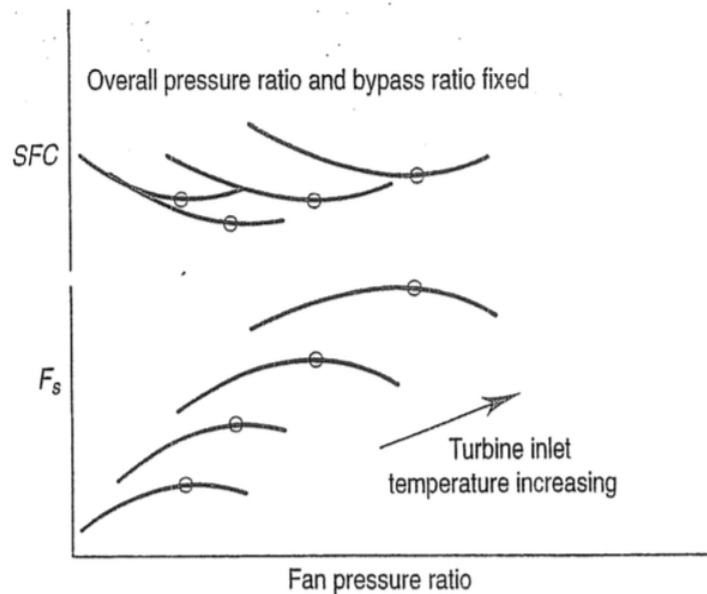


Figura 20- Diagrama da otimização em função da *fan* para um reator típico [1].

Pode ser observado concluindo a existência um valor ótimo para cada valor de temperatura de entrada da turbina, coincidindo os valores ótimos para um mínimo SFC requerido para o máximo impulso criado, devido ao valor fixo de energia imposta no fluido [1].

4.7 Adequação Turbina-Compressor

Sendo uma turbina a gás, adjacente à câmara de combustão, um acoplamento entre dois componentes, turbina e compressor, é necessário satisfazer condições entre ambos que ditam o correto funcionamento do gerador.

Não só cada componente deverá funcionar com elevada eficiência, como também o seu conjunto deverá trabalhar eficientemente, afim da turbina a gás disponibilizar a máxima energia possível.

No funcionamento de uma turbomáquina, obviamente haverá constrangimentos inter-relacionando os componentes da turbina a gás. Estas relações asseguram os princípios da conservação de energia e da conservação da massa, bem como a coerência na velocidade do veio que os interliga.

Em termos da mecânica física, estes poderão ser expressos nas seguintes equações.

$$N_T = N_C \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_T = (1 + f)\dot{m}_C \quad (4.18)$$

$$(w_s)_C = \eta_m[1 + f](w_s)_T \quad (4.19)$$

Com isto, o veio que liga a turbina ao compressor deverá exercer a mesma rotação, igualando as suas velocidades (Equação 4.17).

A conservação de energia é satisfeita pela Equação 4.19, que requer que a potência transmitida ao veio pela turbina iguale a potência requerida para conduzir o compressor, adicionando as perdas mecânicas, devido ao comprimentos do veio e de outros acessórios de ligação.

É assegurado o princípio da conservação de massa pela Equação 4.18, relacionando o caudal que deixa o compressor juntamente com fluido de combustível necessário para resultar num fluxo de gás capaz de proporcionar energia aproveitada na turbina. Em suma, o fluxo na turbina deverá igualar o caudal de ar que passa pelo compressor mais o fluxo de combustível adicionado na câmara de combustão.

4.8 Mapas de Performance

Os componentes da turbina a gás, são usualmente projetados sobre certos parâmetros, apurados para uma condição de voo em particular. A este ciclo termodinâmico, a que a reator irá operar com eficiência máxima, é chamado de ponto de projeto, ou *design point*. Ou seja, a unidade completa irá ter uma performance precisa quando esta é submetida a valores singulares de velocidade do veio, razão de pressões e caudal mássico, para os quais os componentes foram corretamente dimensionados.

No entanto, o reator na realidade passa por vários ciclos termodinâmicos ao longo do seu funcionamento. Como exemplo, na aterragem ou aceleração da aeronave, é alterado a velocidade de rotação do reator, submetendo os seus componentes a condições no fluido de trabalho diferentes dos quais foi projetado. Esta análise é referida como *off-design*

performance, em que é possível perceber a eficiência de cada componente, em ciclos termodinâmicos diferentes do ciclo termodinâmico de projeto.

De modo a perceber o *design point*, e a capacidade operacional de um reator em *off design*, é necessário analisar o mapa de desempenho. Nestes mapas é descrito o comportamento dos principais componentes, ao longo de uma gama de operações, possibilitando ao projetista uma rápida compreensão e avaliação das condições gerais a que opera os componentes individualmente.

Os mapas não são concebidos com informação mensurada, mas sim de forma corrigida. Tal correção acontece devido ao facto de se tornar impraticável a acumulação de todos os dados experimentais, tendo em conta a existência de inúmeras condições de operação possíveis. O método matemático de transformar os parâmetros em parâmetros corrigidos, consiste numa solução permitindo uma análise dimensional universalmente válida, independentemente das condições meteorológicas do dia de teste [10].

Dois parâmetros corrigidos usualmente usados em mapas de *performance*, são o caudal mássico corrigido e a velocidade do veio corrigido, originado pelas seguintes equações.

$$\text{caudal mássico corrigido} = \frac{\dot{m}\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (4.20)$$

$$\text{rotação corrigida} = \frac{N}{\sqrt{\theta}} \quad (4.21)$$

Em que é usado parâmetros não-dimensionais $\theta = \frac{T}{T_{std}}$, e $\delta = \frac{P}{P_{std}}$. O índice *stp* (*standart temperature and pressure*) refere-se a condições padrão do ISA, com valores de 1 bar e 288 K, para pressão e temperatura respectivamente.

Como é de esperar, estes mapas são propriedade do fabricante, mantido fora de alcance do publico. Contudo, é possível ter uma ideia de como estes são usualmente representados, revelando o comportamento típico de ambos os componentes.

Em suma, estes mapas conseguem indicar facilmente a eficiência da turbina e do compressor, revelando assim as condições favoráveis às quais deverão operar, indicando também os limites de operação que salvaguardam o seu bom funcionamento.

4.8.1 Compressor Axial

Na Figura 21, é representado um mapa de compressor típico. A razão de pressões é representada graficamente versus caudal mássico corrido, sendo a rotação corrigida apresentada como segundo parâmetro (neste exemplo, por percentagem do *design point*).

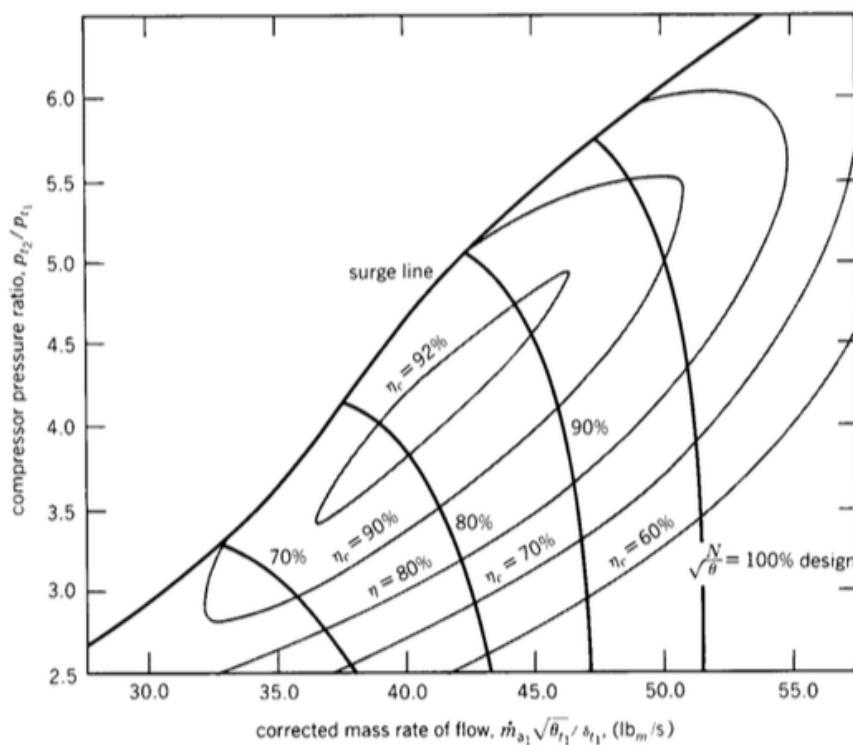


Figura 21- Mapa de performance de um compressor típico.

É apresentada uma linha, denominada de *surge line* (denominada também de *stall line*), que representa um estado a evitar no compressor. *Surge* acontece quando a razão de pressões aumenta drasticamente, atingindo valores tão altos ao longo do compressor que o gradiente de pressão suprime a força cinética do fluido, obrigando uma atuação reversa deste. Esta condição é bastante perigosa para o motor, pois origina uma separação de caudal nas diferentes pás do compressor (usualmente designado de *rotating stall*), e a sua *performance*

desce para zero, causando excessiva vibração e tensão, podendo levar à cedência do material do compressor.

As linhas onde a eficiência é constante (η_c), são chamadas de *Efficiency Island* (Ilhas de Eficiência), normalmente com a forma elíptica, representando a eficiência isentrópica do compressor.

4.8.2 Turbina Axial

Um mapa de performance de uma turbina típica, pode ser visualizado na Figura 22. Aqui é representado os mesmos eixos de gráfico de um compressor, a razão de pressão vs caudal corrigido.

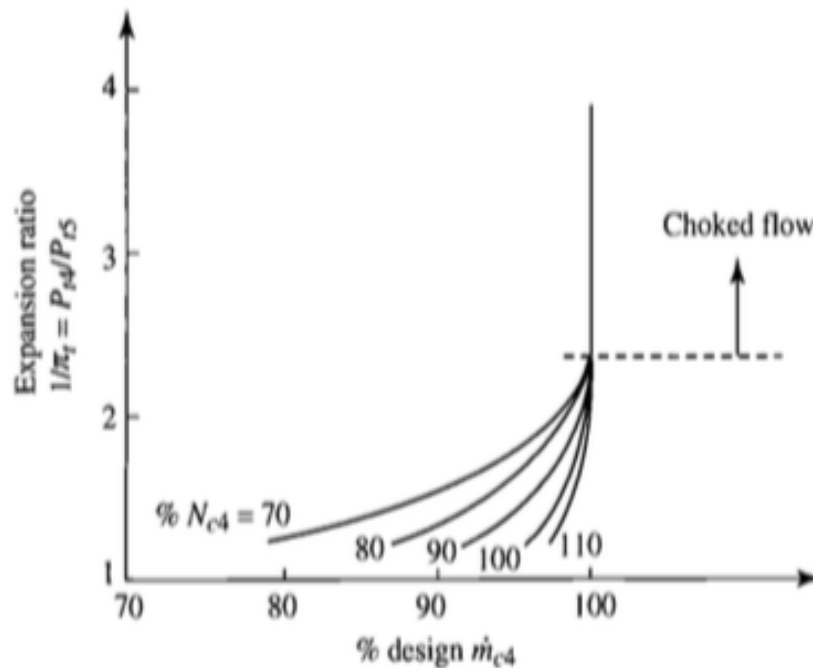


Figura 22- Mapa de performance de uma turbina típica.

Obtendo um mapa de performance da turbina com os mesmos eixos que o mapa característico do compressor, resulta usualmente em linhas de rotação representadas de forma muito próxima, dificultando por vezes a sua leitura, como é possível verificar pela Figura 22.

Com isto, é usual representar este mapa com um eixo de abcissas modificado, de forma a ser perceptível. Esta modificação consiste numa multiplicação entre caudal mássico corrigido, pela velocidade do veio corrigido, como demonstra a Figura 23.

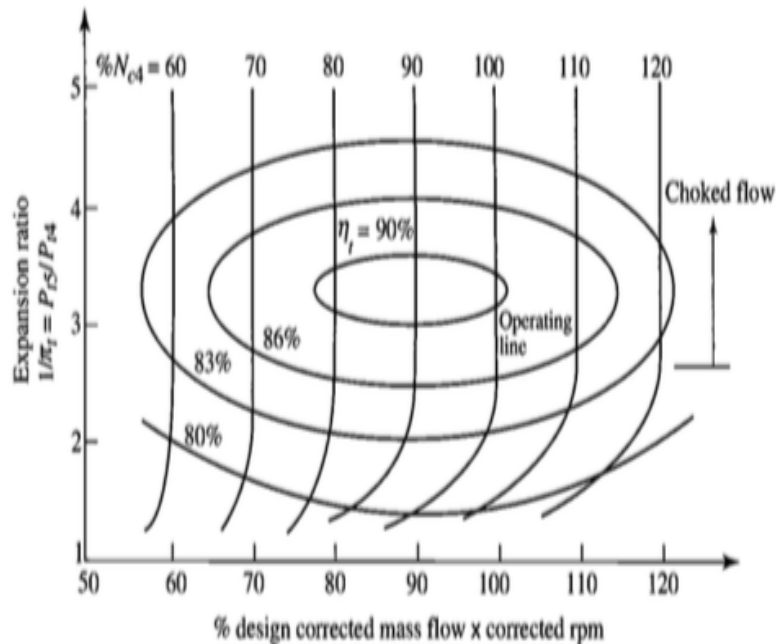


Figura 23- Mapa de performance alternativa de uma turbina típica.

Ao contrário do mapa do compressor, a turbina não apresenta uma situação de *surge* ou de *rotating stall*, dado ao design intrínseco à função da turbina, que, contrariamente ao compressor, está concebida para receber energia e reduzir a pressão do fluido.

4.8.2 Turbina-Compressor

Observando os mapas referenciados previamente, é notório que os parâmetros usados no eixo das ordenadas e das abcissas de ambos, não são equivalentes. Um mapa não pode ser sobreposto noutro, de forma a encontrar pontos comuns ou áreas de operação.

Sendo esta investigação centrada na adequação entre turbina-compressor, elaborou-se uma pesquisa sobre a existência de métodos para reconstruir os eixos dos mapas de performance individuais, de forma a que estes possam ser sobrepostos e ser possível fixar um *operation point*, que dite as condições de operação de ambos os componentes simultaneamente.

Infelizmente, a disponibilização ao público sobre esta matéria é muito limitada, sendo que o autor apenas conseguiu encontrar um documento científico elaborado por D.G.Evans, intitulado ‘*Method for Determining Component Matching and Operation Characteristics for Turbojet Engines*’ [11] . Sendo esta edição relativamente pouco recente, o autor acredita que os principais fabricantes de reatores, detêm em seu segredo, mapas de *performance* do conjunto mais claras e precisas.

Contudo, é aqui resumidamente esclarecido o método encontrado por D.G.Evans, que permitiu a sobreposição dos mapas de performance do compressor com o da turbina. O seguinte método é demonstrado para um *single-spool turbojet*, podendo ser aplicado para outros modelos com múltiplos veios.

Primeiro, é assumido as seguintes condições de forma a simplificar as relações que ditam a adequação turbina-compressor.

1. Razão de Pressões da Câmara de Combustão mantem-se constante, $P_2 = P_3$;
2. O caudal de combustível é desprezado, $\dot{m}_f = 0$;
3. O fluido comporta-se como um gás perfeito em todo o ciclo;
4. É desprezado perdas mecânicas pelo veio de transmissão, por rolamentos e outros acessórios;
5. Não existe potência auxiliar de arranque do motor.

Posto isto, as equações apresentadas no Capítulo 4.7, são reconstruídas resultando nas seguintes.

$$N_c = N_t \quad (4.22)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_t \quad (4.23)$$

$$\dot{W}_c = \dot{W}_t \quad (4.24)$$

Sendo os mapas de performance apresentados com parâmetros corrigidos, resulta na reconstrução destas equações usando os parâmetros $\theta = \frac{T}{T_{std}}$ e $\delta = \frac{P}{P_{std}}$.

$$\dot{W}_c = \dot{W}_t \Leftrightarrow (\dot{m}\Delta h)_c = (\dot{m}\Delta h)_t \Leftrightarrow \Delta h_c = \Delta h_t \Leftrightarrow \frac{\Delta h_c}{\theta_1} = \frac{\Delta h_t}{\theta_1} \Leftrightarrow \frac{\Delta h_c}{\theta_1} = \frac{\Delta h_t}{\theta_3} \times \frac{\theta_3}{\theta_1} \quad (4.25)$$

$$N_c = N_t \Leftrightarrow \frac{N_c}{\sqrt{\theta_1}} = \frac{N_t}{\sqrt{\theta_1}} \Leftrightarrow \frac{N_c}{\sqrt{\theta_1}} = \frac{N_t}{\sqrt{\theta_3}} \times \frac{\sqrt{\theta_3}}{\sqrt{\theta_1}} \Leftrightarrow \frac{\sqrt{\theta_3}}{\sqrt{\theta_1}} = \frac{\frac{N_c}{\sqrt{\theta_1}}}{\frac{N_t}{\sqrt{\theta_3}}} \quad (4.26)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_t \Leftrightarrow \frac{\dot{m}_c \sqrt{\theta_1}}{\delta_1} = \frac{\dot{m}_t \sqrt{\theta_1}}{\delta_1} \Leftrightarrow \frac{\dot{m}_c \sqrt{\theta_1}}{\delta_1} = \frac{\dot{m}_t \sqrt{\theta_3}}{\delta_3} \times \frac{\sqrt{\theta_1}}{\sqrt{\theta_3}} \times \frac{\delta_3}{\delta_1} \quad (4.27)$$

Simplificou-se ainda as equações anteriores, resultando nas seguintes.

$$\frac{\dot{m}_c \sqrt{\theta_1}}{\delta_1} \times \frac{N_c}{\sqrt{\theta_1}} = \frac{\dot{m}_t \sqrt{\theta_1}}{\delta_3} \times \frac{N_t}{\sqrt{\theta_3}} \times \frac{P_3}{P_1} \Leftrightarrow \frac{\frac{\dot{m}_c N_c}{\delta_1}}{\frac{P_3}{P_1}} = \frac{\dot{m}_t N_t}{\delta_3} \quad (4.28)$$

$$\frac{\sqrt{\theta_3}}{\sqrt{\theta_1}} = \frac{\frac{N_c}{\sqrt{\theta_1}}}{\frac{N_t}{\sqrt{\theta_3}}} \Leftrightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{\frac{N_c^2}{\theta_1}}{\frac{N_t^2}{\theta_3}} \quad (4.29)$$

$$\frac{\Delta h_c}{\theta_1} = \frac{\Delta h_t}{\theta_3} \times \frac{\theta_3}{\theta_1} \Leftrightarrow \frac{\Delta h_c}{\theta_1} = \frac{\Delta h_t}{\theta_3} \times \frac{\frac{N_c^2}{\theta_1}}{\frac{N_t^2}{\theta_3}} \Leftrightarrow \left(\frac{\Delta h}{N^2}\right)_c = \left(\frac{\Delta h}{N^2}\right)_t \quad (4.30)$$

Conseqüentemente, o eixo das ordenadas, de ambos os mapas de performance, será convertida em potência adequada, ou *power matching*, usando a Equação 4.30. Similarmente, o eixo das abcissas será convertido em caudal adequado, *flow matching*. Com este reajustamento de eixos, resulta em novos mapas de adaptação, demonstrados nas Figuras 24 e 25.

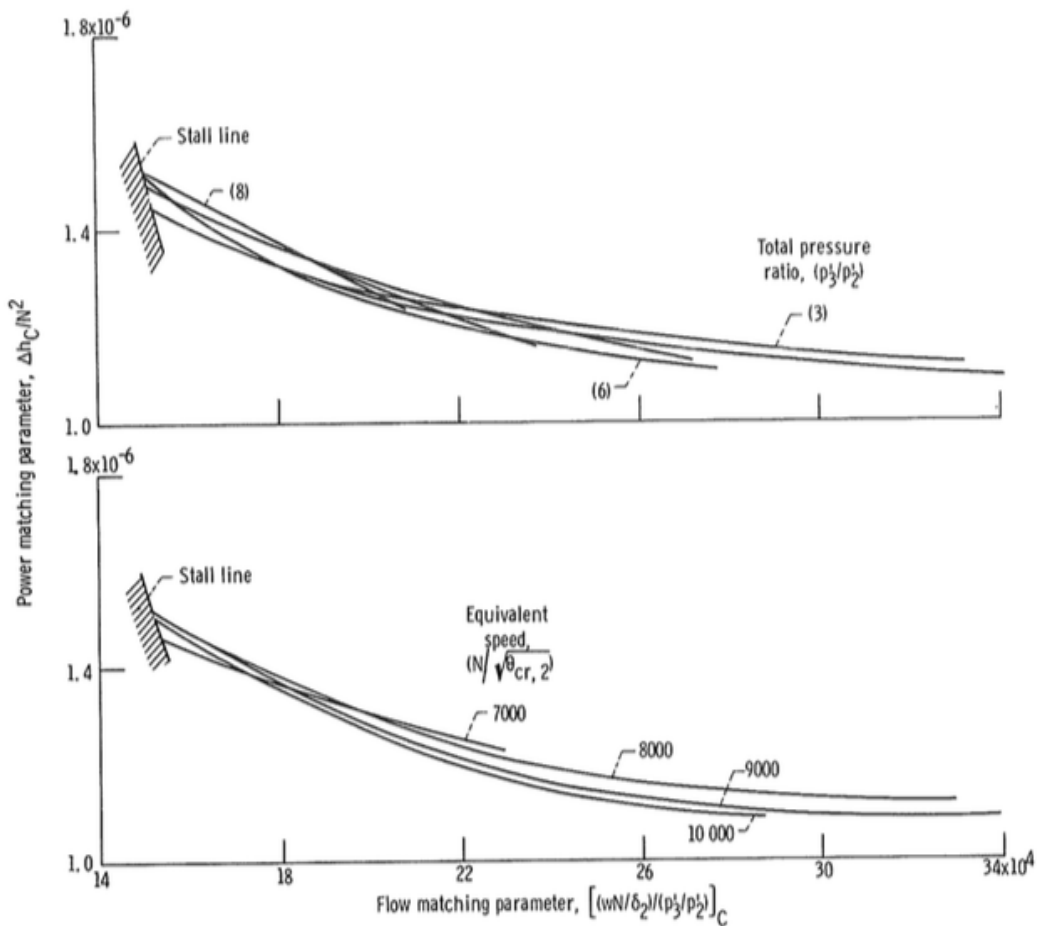


Figura 24- Mapa de *performance* reconstruído característico do compressor [11].

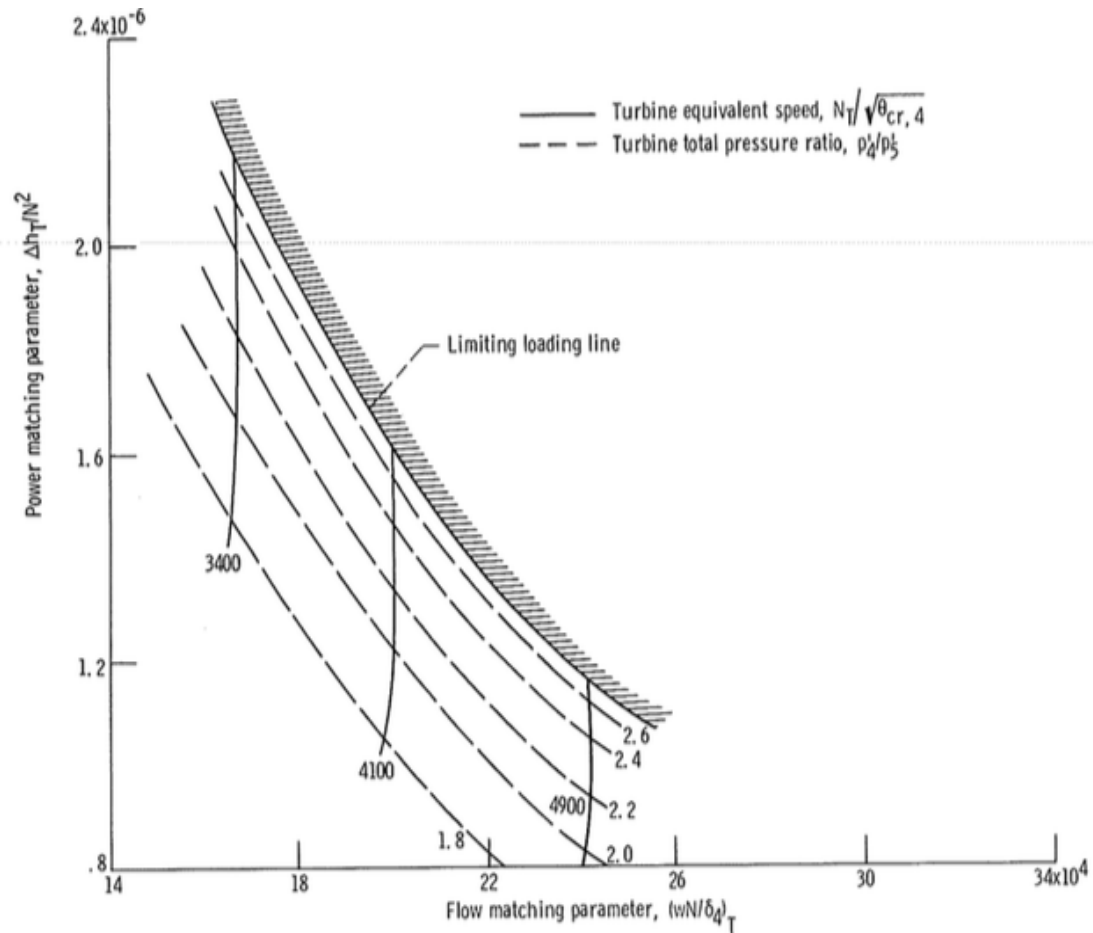


Figura 25- Mapa de *performance* reconstruído característico da turbina [11].

Como é possível visualizar, ambos os diagramas são representados por parâmetros de potência, razão de pressão e rotação equivalente. A linha de *stall* ainda está presente no novo diagrama de performance, definido o caudal mínimo e potência máxima aceitável para o compressor. Ao contrário do compressor, que é agora representado por uma faixa de operação que indica a gama de valores para o seu funcionamento adequado, a turbina ainda é apresentada sobre a forma de mapa, restringida apenas pelo trabalho específico máximo característico da turbina [11].

A Figura 26, apresenta a sobreposição dos dois mapas.

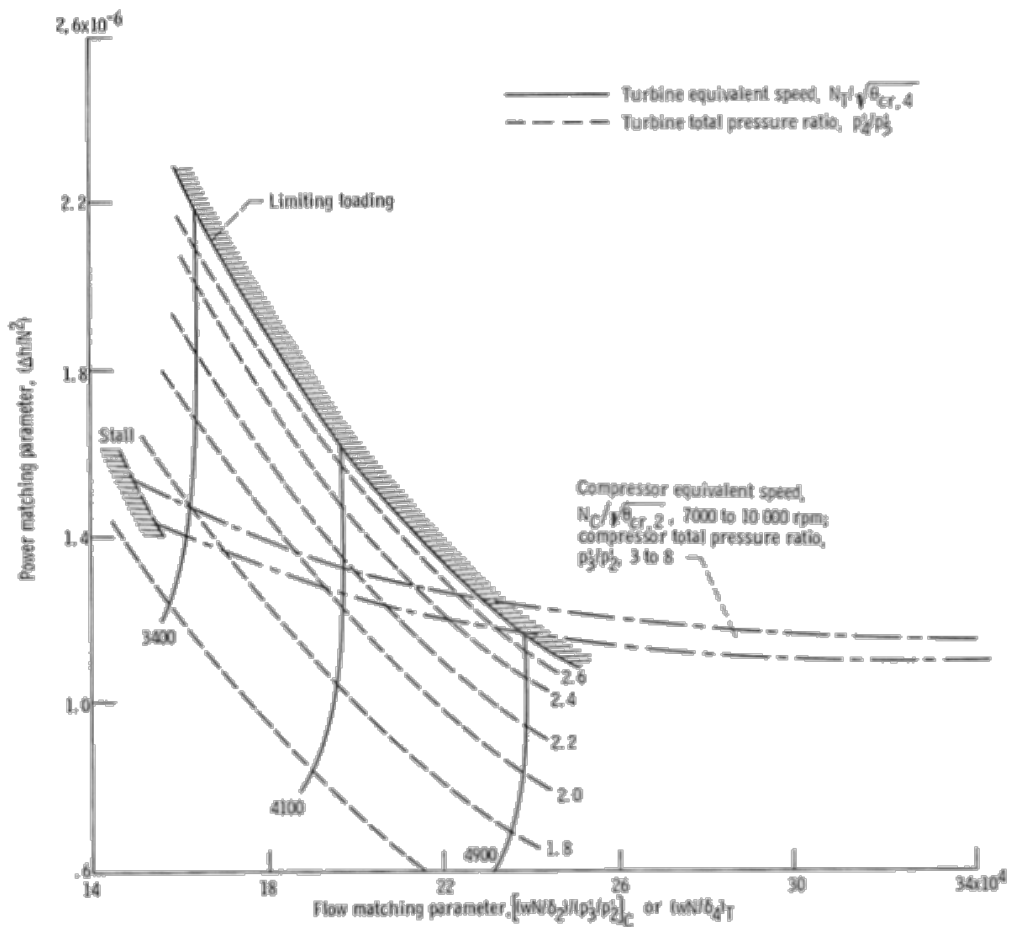


Figura 26- Map Performance do conjunto turbina-compressor [11].

Este novo mapa, resultante da sobreposição dos mapas individuais de cada componente, demonstra a área de operação da adequação turbina-compressor, e todos os parâmetros necessários para descrever a sua performance. A área de operação só pode ser inserida dentro dos limites da faixa do correto funcionamento do compressor, à direita da linha do *Stall*, e à esquerda da linha *Limiting Loading* da turbina.

Capítulo 5

Caso de Estudo- Reator CFM56

Para desenvolvimento prático desta dissertação, o autor optou por usar um caso real, o reator CFM56-3, dando assim continuidade à dissertação final de mestrado ‘*Análise de Performance da Família de Motores de Avião CFM56*’ [7], por Pedro Ribeiro.

É assim imprescindível um capítulo dedicado ao protagonista desta dissertação, o CFM56-3, onde será sintetizado a sua estrutura, dando uma perspectiva geral relativa à origem da sua concepção, bem como a sua composição e funcionamento

Sendo a informação relativa a um motor aeronáutico em específico, a sua discriminação é documentada em arquivos para fins comerciais, não sendo disponibilizada em detalhe ao público. Assim sendo, este capítulo não é concebido na íntegra pelo autor, sendo uma reflexão da informação colhida do conteúdo disponibilizado pela referência [7]. Será assim evitado, ao longo deste capítulo, a repetição desta referência junto da respectiva informação.

5.1 Introdução ao CFM56-3

Este reator 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 exceção do *Boeing 737-200*.

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 reator.

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 reatores, 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).

A descrição aqui resumida, é apresentado na Figura 27.

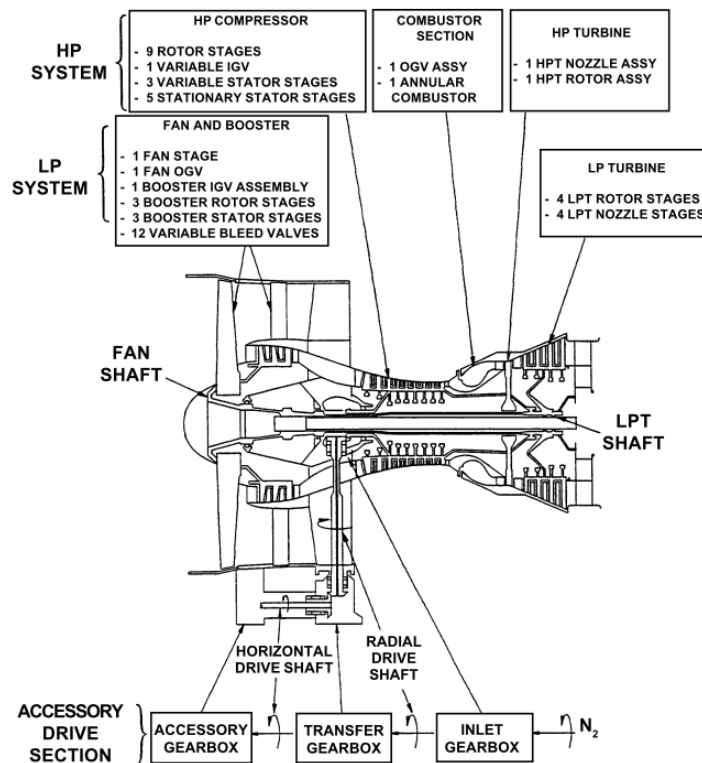


Figura 27- Constituição geral do CFM56.

O CFM56-3 é um reator muito compacto e de concepção simplificada, em relação aos reatores 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.

5.2 Estações Aerodinâmicas do CFM56

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

- 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 reator, 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 reator.

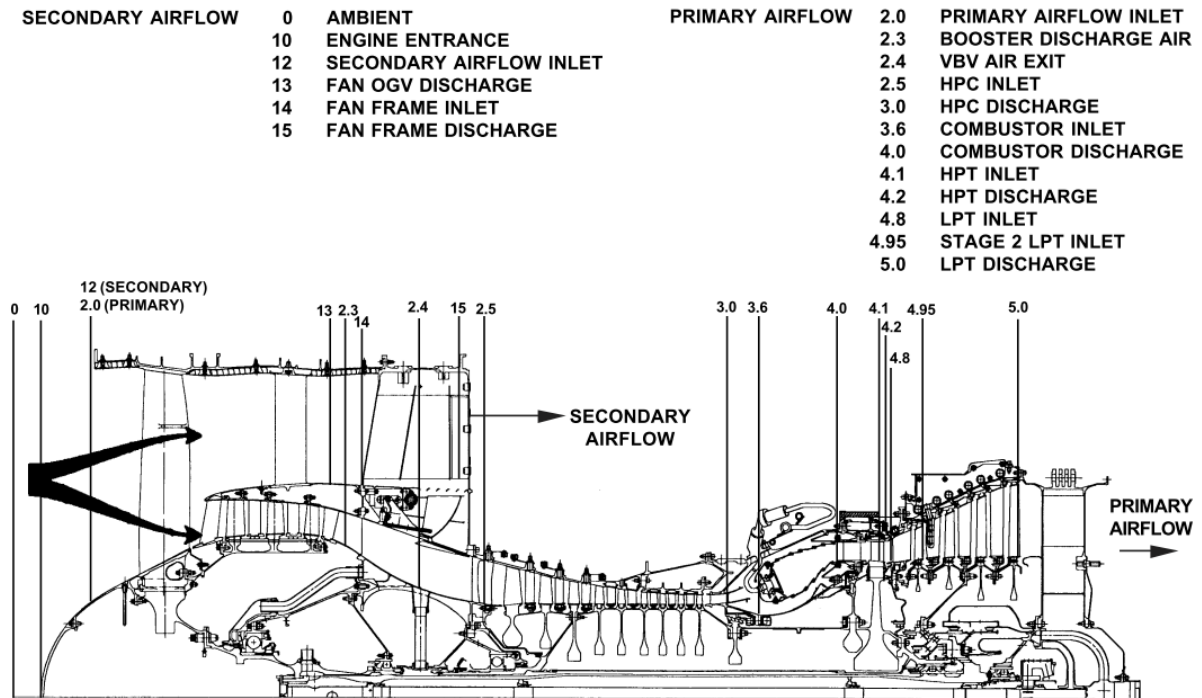


Figura 28- Estações aerodinâmicas do CFM56.

5.3 Dados do CFM56

A presente investigação tem por base dados do reator que serão utilizados no *software* GasTurb, afim de conseguir realizar o teste de performance e de otimização.

Os principais dados de entrada do GasTurb, apresentados nas tabelas seguintes, são o resultado de recolha da informação disponível pela referência [7], servindo de base para a simulação do ciclo termodinâmico real do reator aeronáutico CFM56.

Não faz parte do objetivo desta dissertação a resolução na obtenção dos parâmetros apurados, mas sim a recolha e síntese dos dados sobre o reator que permitem continuar a desenvolver o estudo de performance do CFM56. Para obter informações sobre a recolha e os métodos e cálculos efetuados, que permitiram chegar aos valores utilizados nesta dissertação, o leitor deverá consultar a referência [7].

Parâmetro de Razão de Pressões	Valor
Inner Fan LPC	1
Outer Fan LPC	1,66
<i>Booster</i> IPC	2,23
HPC	10,93
Câmara de Combustão	0,967

Tabela 1- Razão de Pressões do CFM56 inseridos em Gasturb.

Parâmetro	Unidade	Valor
Temperatura Total T1	K	303,1
Pressão Total P1	kPa	101,325
Temp. Saída Câmara de Combustão	K	1642,15
PCI		43,38
Power Offtake	kW	40
Rotação Nominal Veio HP		14044
Rotação Nominal Veio LP		4940

Tabela 2- Parâmetros do CFM56 inseridos em Gasturb.

Parâmetro de Eficiência	Valor
Eficiência Mecânica do Veio HP	0,99
Eficiência Mecânica do Veio LP	0,99
Rendimento Politrópico LPC	0,923
Rendimento Politrópico IPC	0,946
Rendimento Politrópico HPC	0,926
Rendimento Politrópico HPT	0,823
Rendimento Politrópico LPT	0,859

Tabela 3- Parâmetros de eficiência do CFM56-3 inseridos em Gasturb.

Capítulo 6

Simulação em *Software GasTurb*

6.1 Introdução ao GasTurb

É necessário a constante melhoria do desempenho, eficiência e fiabilidade para competição comercial entre os vários fabricantes de reatores.

Contudo, existem elevados custos associados à investigação de turbinas a gás, devido à necessidade da elaboração de extensos ensaios experimentais de grande escala ao hardware dos reatores.

De forma a reduzir os custos associados à realização destes ensaios experimentais, este tipo de investigação é vulgarmente substituída por simulações computacionais, utilizando *softwares* indicados para cada aplicação. Ou seja, antes de se conceber o *hardware*, a turbina a gás pode ser simulada em *software*, permitindo estudar previamente o seu design. Isto possibilita identificar as alterações necessárias antes de ser construída, reduzindo diversas questões de custos de projeto em tempo útil.

O *software GasTurb* foi desenvolvido por um especialista em mais de 30 anos na área de desenvolvimento e simulação de turbinas a gás, tanto industrial como academicamente, Joachim Kurzke [7].

Este software permite desenvolver estudos de *performance* de várias configurações de reatores, facilitando a simulação do ciclo termodinâmico das arquiteturas mais comuns de turbinas a gás, tanto em ponto de projeto de ciclo (*design point*) como em condições não nominais de funcionamento (*off-design point*).

6.2 Configuração do CFM56-3

Este tipo de *software* apresenta dois tipos de configuração, a modular e a fixa. significa isto que os modelos dos reatores podem ou não ser abordados como um sistema de componentes interligados.

No caso concreto do GasTurb, a configuração é fixa. O Gasturb oferece varias arquiteturas de reatores para efeitos de simulação, dando ao utilizador uma panóplia de escolhas de acordo com a lista de opções apresentada na Figura 29.

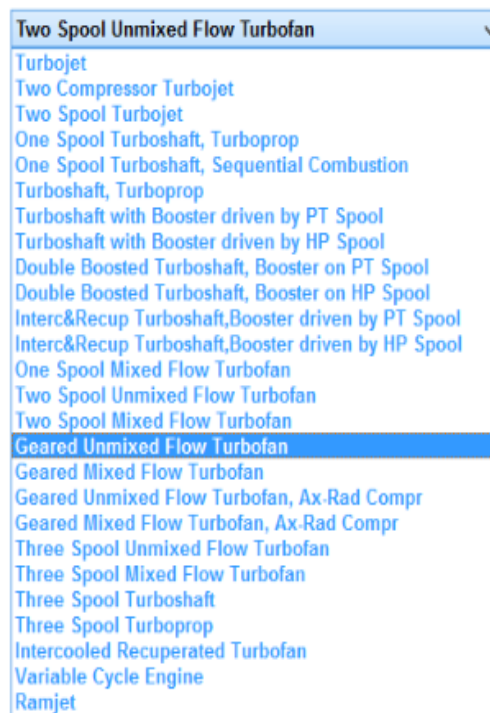


Figura 29- Seleção da configuração do CFM56 no GasTurb.

Para representar este reator em concreto, o CFM56-3, é utilizado o *Geared Unmixed Flow Turbofan* (Figura 29), sendo que segundo Kurzke, a opção *Two Spool Unmixed Turbofan*, apesar de soar a mais indicada não o é, devido ao facto de esta configuração não integrar um *booster* na sua constituição [7].

Através da opção fornecida pelo software, *Edit Geometry*, configurou-se ainda o número de estágios de cada componente, de forma a aproximar-se o mais possível da geometria real do reator.

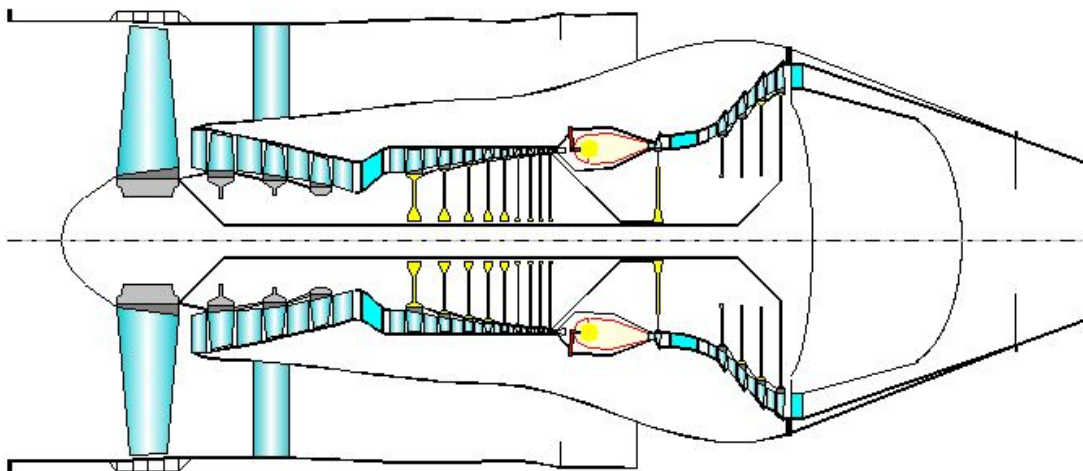


Figura 30- Geometria configurada no software GasTurb.

Usando os dados já enunciado no Capítulo 5.3, procedeu-se à inserção destes em modo *design-point*.

Obteve-se o ciclo de fluxo no *turbofan* (Figura 31), onde é possível visualizar as várias estações numeradas do reator, apresentadas pelo *software* GasTurb, e ainda perceber o trajeto das picagens de ar que servirão para o arrefecimento e controlo da temperatura das pás da turbina.

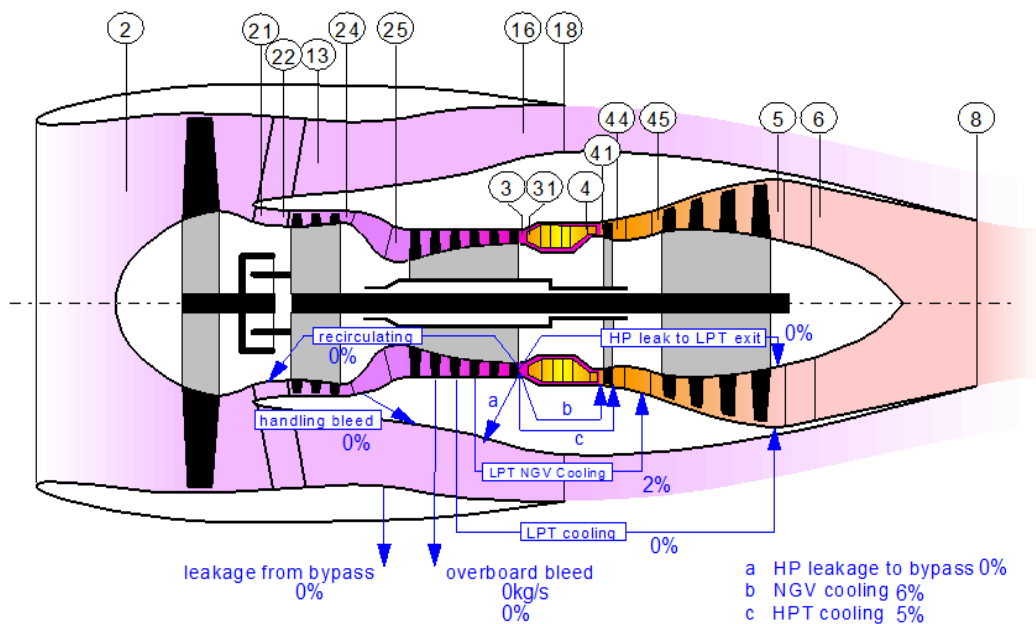


Figura 31- Representação das estações aerodinâmicas do *turbofan* em GasTurb.

6.3 Ciclo Termodinâmico do CFM56-3

Após introdução das informações obtidas para a configuração do CFM56-3, é possível realizar uma análise termodinâmica do ciclo do *turbofan*. Nesta análise são obtidos os valores das várias propriedades termodinâmicas do fluido ao longo dos vários componentes da turbina a gás. Torna-se assim possível visualizar a atuação dos componentes sobre ambos os circuitos do fluido de gás (primário e secundário), desde a entrada à saída do motor.

Na Tabela 4 e 5 é possível observar os valores obtidos pelo *simple cycle* do CFM56. Estes são os parâmetros essenciais para a abordagem da otimização do combinado entre a turbina e o compressor.

Parâmetro	Valor
TSFC [$g/kN.S$]	11,01
Impulso [kN]	105,29
Core Efficiency	0,4394

Tabela 4- Valores de Performance obtidos pelo GasTurb.

Componente	Razão de Pressão
LP Compressor	1
IP Compressor	2,23
HP Compressor	10,93
HP Turbine	3,755
LP Turbine	3,565

Tabela 5- Valores de Razão de Pressão obtidos pelo GasTurb.

É possível visualizar a evolução do ciclo termodinâmico do CFM56, num diagrama P-V e T-S, calculado pelo *software* GasTurb.

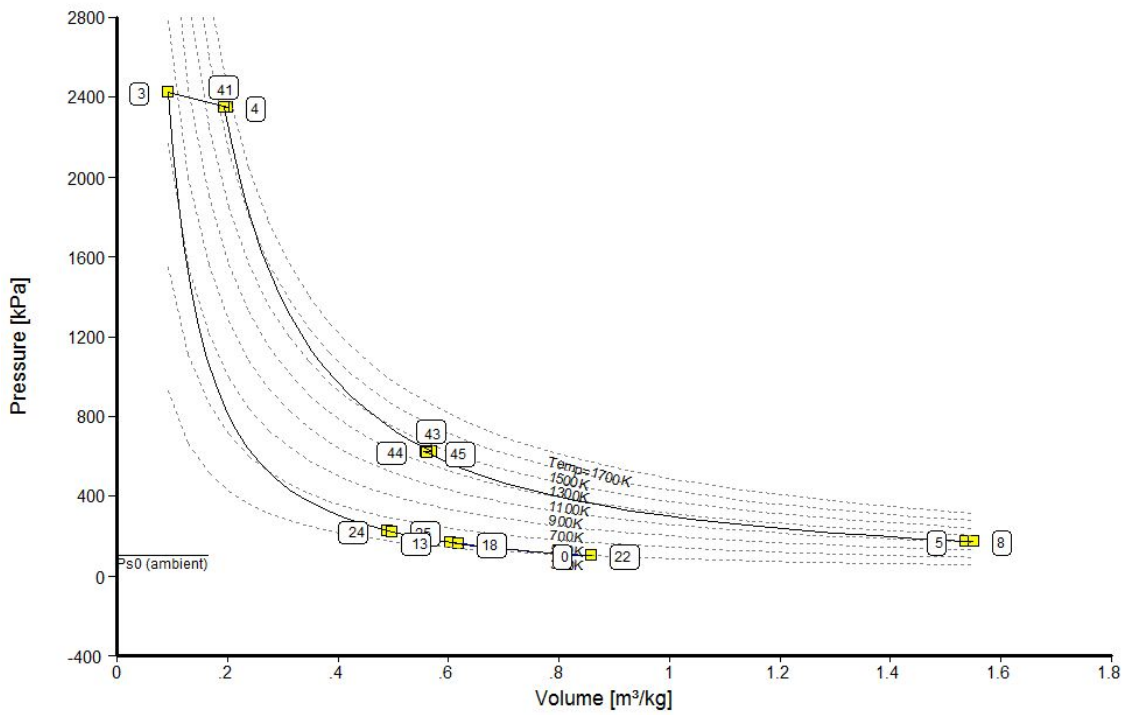


Figura 32- Diagrama P-V ciclo termodinâmico CFM56.

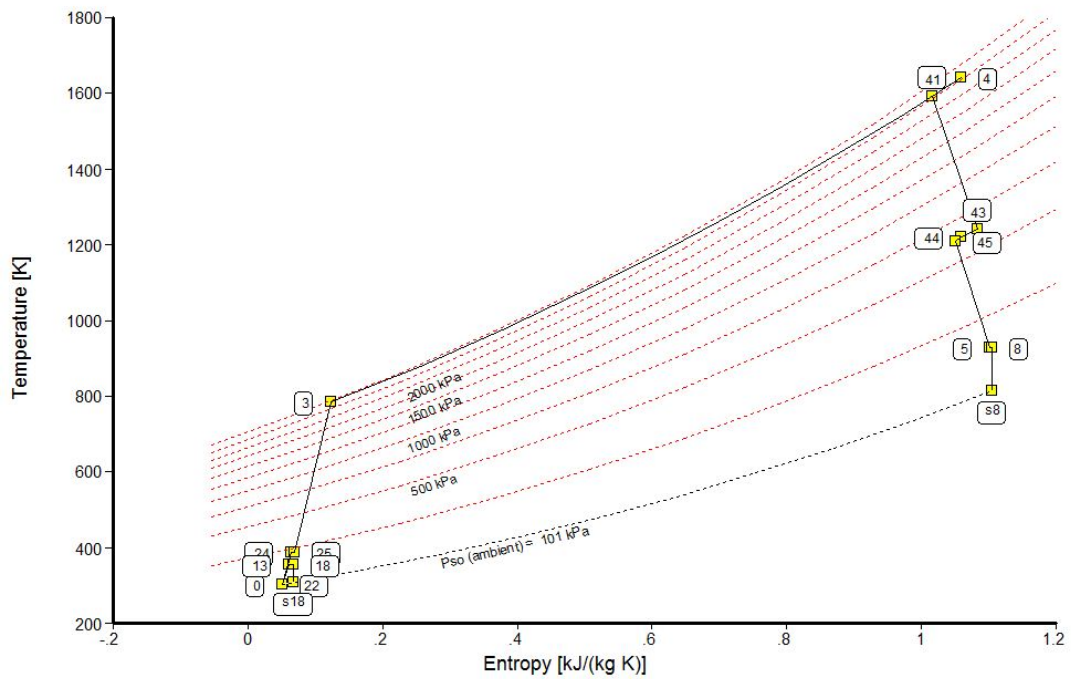


Figura 33- Diagrama T-S ciclo termodinâmico CFM56.

6.4 Mapas de Performance do CFM56-3

De forma a limitar a variabilidade dos valores que irão ser introduzidos no *software*, e assim ser possível perceber a influência dos parâmetros *input* no resultado dos parâmetros *output*, procedeu-se à leitura dos mapas de desempenho *standart*, disponíveis pelo GasTurb.

Estes mapas não são os originais do CFM56-3, pois como é de esperar, pertencem ao fabricante, em que, uma vez mais, não são de acesso público. Porém, é de esperar que não haja um erro significativo, que ponha em causa a fidelidade do critério utilizado neste estudo, pois estes mapas *standart* são concebidos tendo em conta valores típicos de um *Geared Unmixed Flow Turbofan*.

Esta consulta permitiu avançar significativamente esta investigação, sendo que no tratamento de dados exportados do *software*, facilitou o seu arranjo de forma a limitar a variação dos valores dos parâmetros a serem explorados. Isto porque, ao executar a otimização e variação paramétrica do ciclo do CFM56-3, o GasTurb calcula novos ciclos sem ter em conta valores de razão de pressão do compressor que atinja o limite imposto pelo *surge line*, bem como a situação de *choking*.

Posto isto, visualizou-se os mapas de performance concebidos pelo GasTurb para definir uma gama de valores para a razão de pressões do IPC (*booster*) e do HPC, de forma a evitar ciclos termodinâmicos que atingem valores indesejáveis para o correto funcionamento do motor.

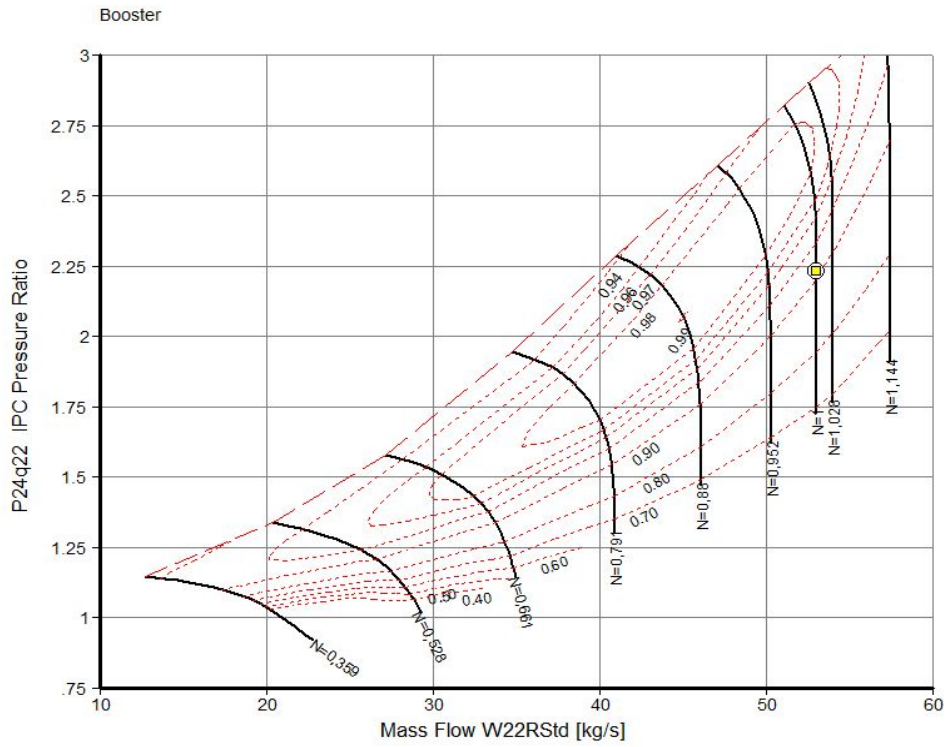


Figura 34- Mapa característico do *Booster* (IPC).

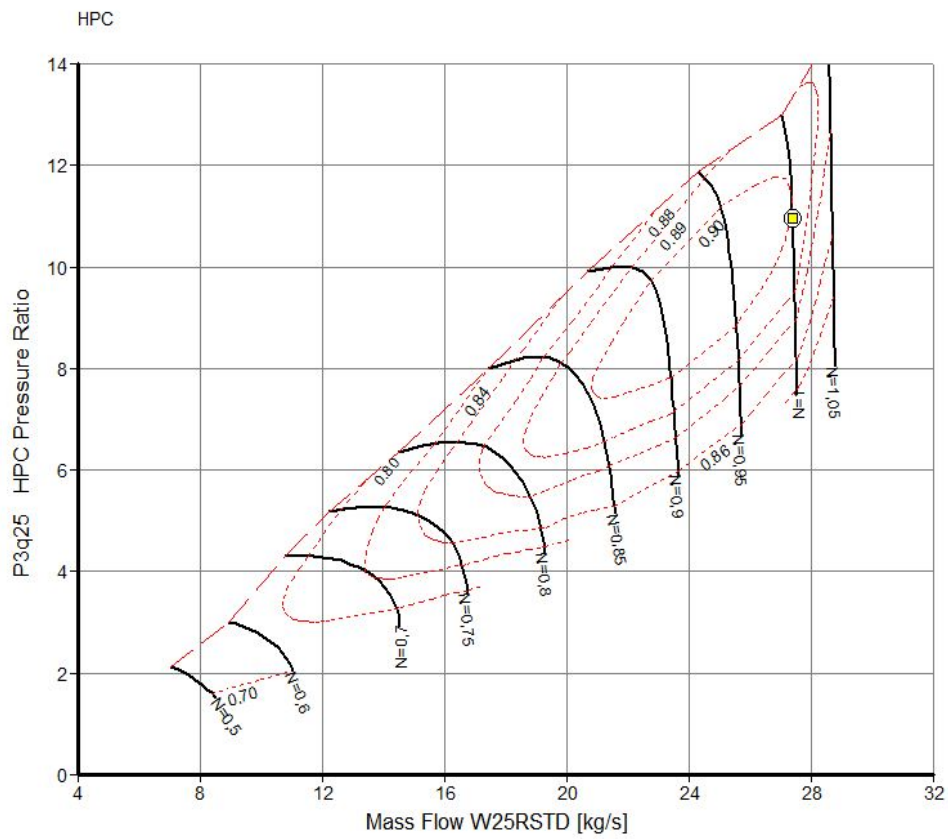


Figura 35- Mapa característico do Compressor de Alta Pressão (HPC).

Na leitura dos mapas atribuídos pelo programa, é possível perceber a localização do *operation point* (assinalado por um ponto amarelo), atribuído à situação de *design-point* do reator. Este ponto de operação encontra-se situado na linha de rotação nominal $N=1$, que corresponde a 100% do valor da rotação do veio atribuído ao seu *design-point*. A leitura destes mapas de performance permite registar a razão de pressões e o valor de caudal corrigido que será trabalhado. Os valores lidos nos limites superior e inferior da linha de rotação do veio, serão atribuídos como os limites de intervalo de valores de razão de pressão usados no programa GasTurb. Não sendo possível aceder ao valor exato pelo programa, na atribuição dos valores lidos no mapa, e de forma a dar uma margem de segurança, arredondou-se sensivelmente para os valores apresentados na Tabela 6.

Estágio do Compressor	Limite Inferior P/P	Limite Superior P/P
IPC	1,75	2,75
HPC	7,75	13

Tabela 6- Limite de valores de razão de pressão do IPC e do HPC.

6.4 Análise Paramétrica do CFM56-3

O *software* GasTurb dispõe de varias opções em torno do ciclo termodinâmico de um determinado reator previamente configurado. Adjacente à possível caracterização da *performance* de um motor aeronáutico, é possível acertar os seus parâmetros de forma obter características que apresentam uma melhoria na eficiência, auxiliando a concepção e otimização do reator.

O objetivo de uma análise paramétrica de um ciclo termodinâmico é de estimar valores nos parâmetros de *performance* (TSFC e impulso unitário), em termos de limitações do projeto (tais como temperatura máximo aceite pela turbina), de condições de voo (temperatura ambiente, pressão ambiente e número de Mach) e opções de *design* dos componentes (razão de pressões do compressor, razão by-pass, etc.) [12].

É partindo desta análise paramétrica que o projetista de um determinado reator encontra o ciclo termodinâmico *design-point*, adequado para a sua aplicação.

Ou seja, este método analisa vários ciclos, em que cada um dita um *hardware* com geometria e características de operação apropriadas.

É possível efetuar vários tipos de análise paramétrica, com varias combinações dos valores dos parâmetros, e perceber a dependência dos parâmetros *output*.

Considerou-se o estudo do reator em *testbed*, ou seja, de forma estacionária num banco de ensaio. Não só os dados retirados provêm de um teste de banco de ensaio, o que não seria credível usá-los para efetuar um estudo em modo *flight*, como também não é do interesse deste estudo, investigar a influência da velocidade de voo, altitude e Número de Mach a que a o reator pode estar submetido.

Assim sendo, a eficiência de propulsão não entra para esta análise, tendo sido considerado apenas a eficiência do *core*. O autor considerou este parâmetro de eficiência de grande importância para este estudo. Isto porque a eficiência do *core* separa o circuito primário do secundário, incidindo sobre a energia à saída da turbina, após a potência transmitida ao compressor estar assegurada. Foi também desconsiderada a influência da razão de *by-pass*, por não fazer parte do circuito do *core*.

Foi igualmente evitado o LPC, por este apresentar um RP de 1, o que não influencia as condições do ciclo, sendo que, para efeitos de estudo, foi considerado o conjunto de baixa pressão, somente a ligação entre o IPC e o IPT.

Retirou-se as seguintes observações, percebendo a variabilidade de razão de pressão do conjunto turbina-compressor, em contraste com os parâmetros de performance (TSFC, Impulso e *Core Efficiency*), variando IPC entre 1,75 e 2,75, e HPC entre 7,75 e 13.

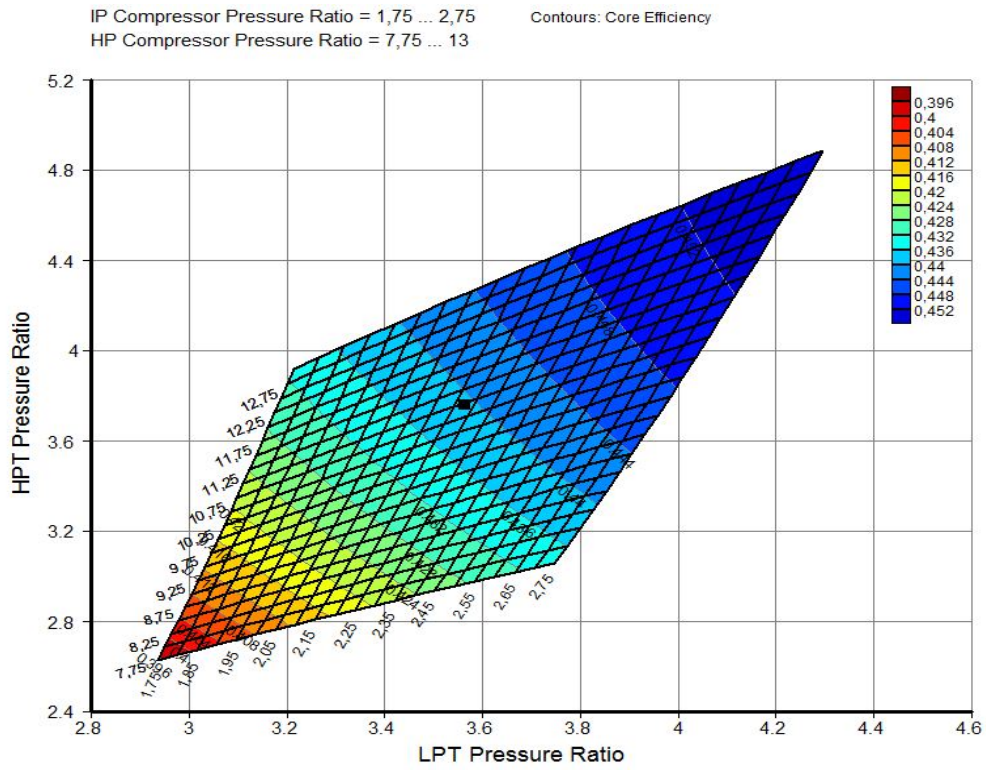


Figura 36- Análise paramétrica do CFM56-3 vs Core Efficiency.

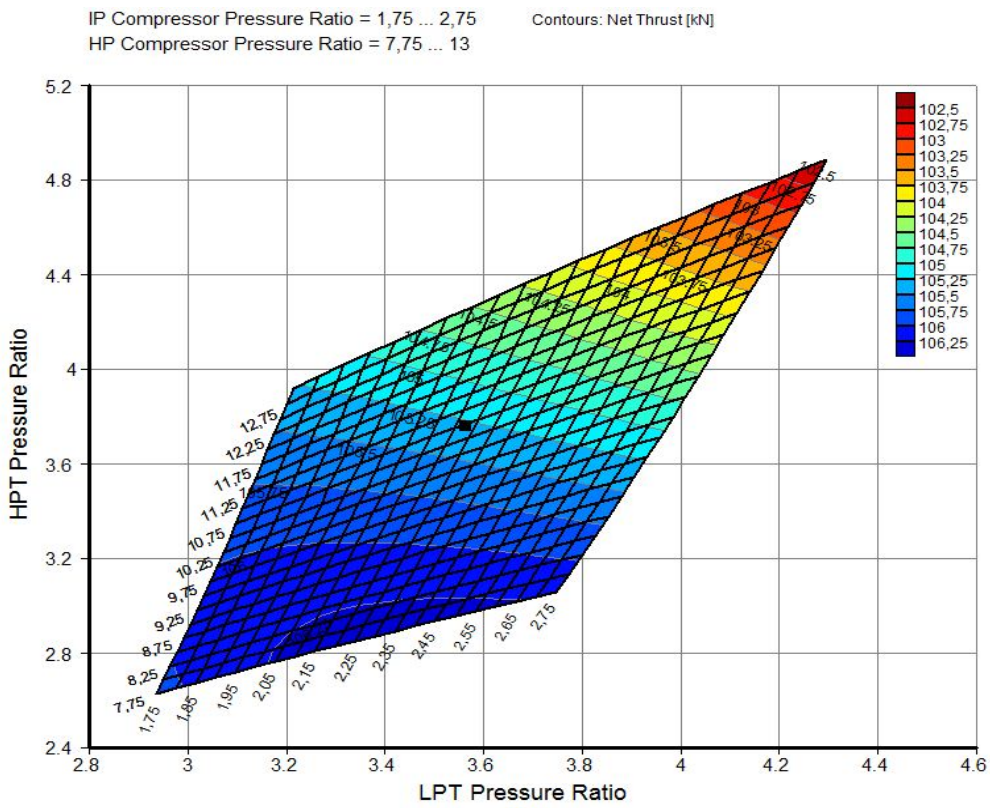


Figura 37- Análise paramétrica do CFM56-3 vs Impulso.

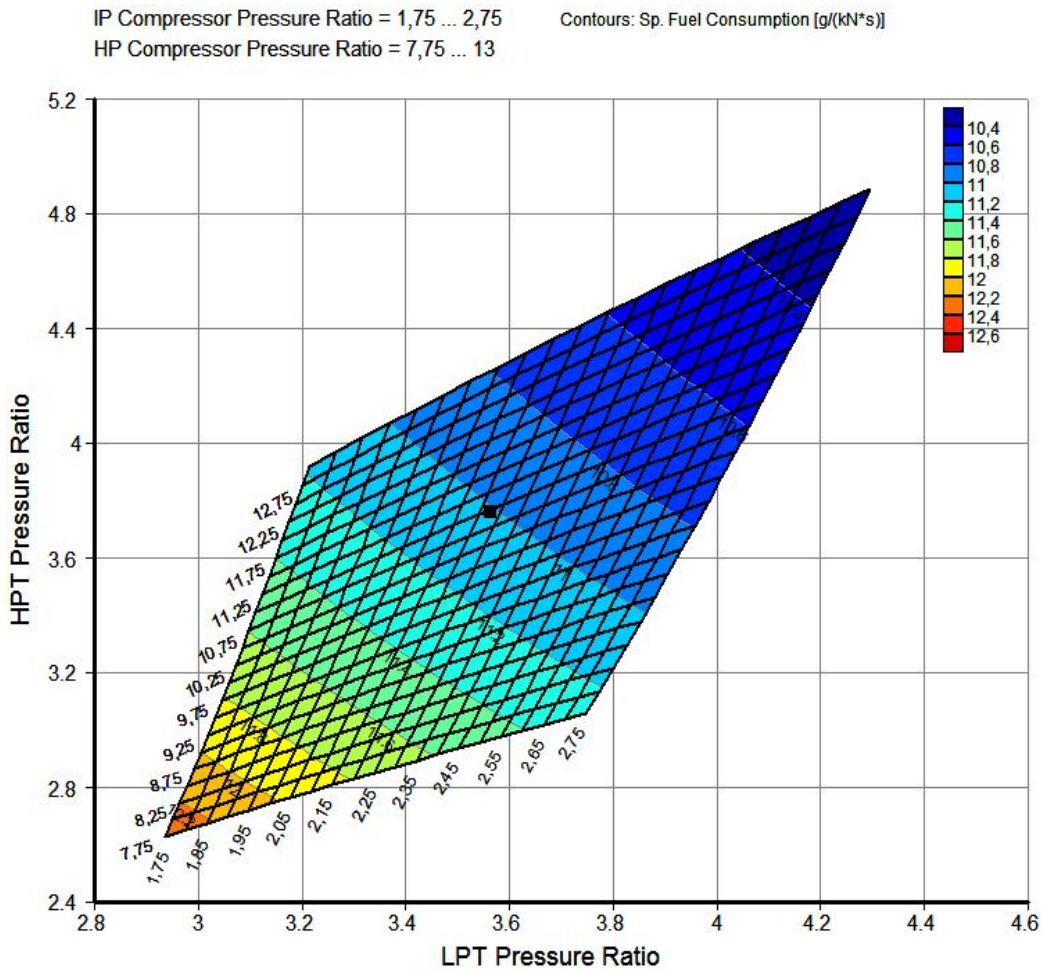


Figura 38- Análise paramétrica do CFM56-3 vs SFC.

Como seria expectável, a tendência da otimização dos parâmetros de performance do consumo de combustível e *core efficiency* do reator é direccionada para um aumento da razão de pressões máxima permitida, tanto do compressor de alta pressão como do de baixa pressão. Contudo, a dependência do Impulso é consideravelmente positiva com o aumento do valor de compressão do estágio intermédio, mas tende a decrescer com a subida do compressor de alta pressão.

De forma a proceder a otimização da adequação entre compressor e turbina, utilizou-se simultaneamente os três critérios de performance, SFC, Impulso e Eficiência do *Core*. Isto é, o autor decidiu traçar o objetivo de aumentar a Eficiência do *Core*, conseqüentemente diminuir o consumo de combustível específico, mas, simultaneamente, sem prejudicar o valor do impulso calculado no ciclo termodinâmico do *design-point* do reator.

Assim sendo, efetuou-se um novo estudo paramétrico do reator, relacionando estes três parâmetros. O resultado pode ser visualizado pela Figura 39.

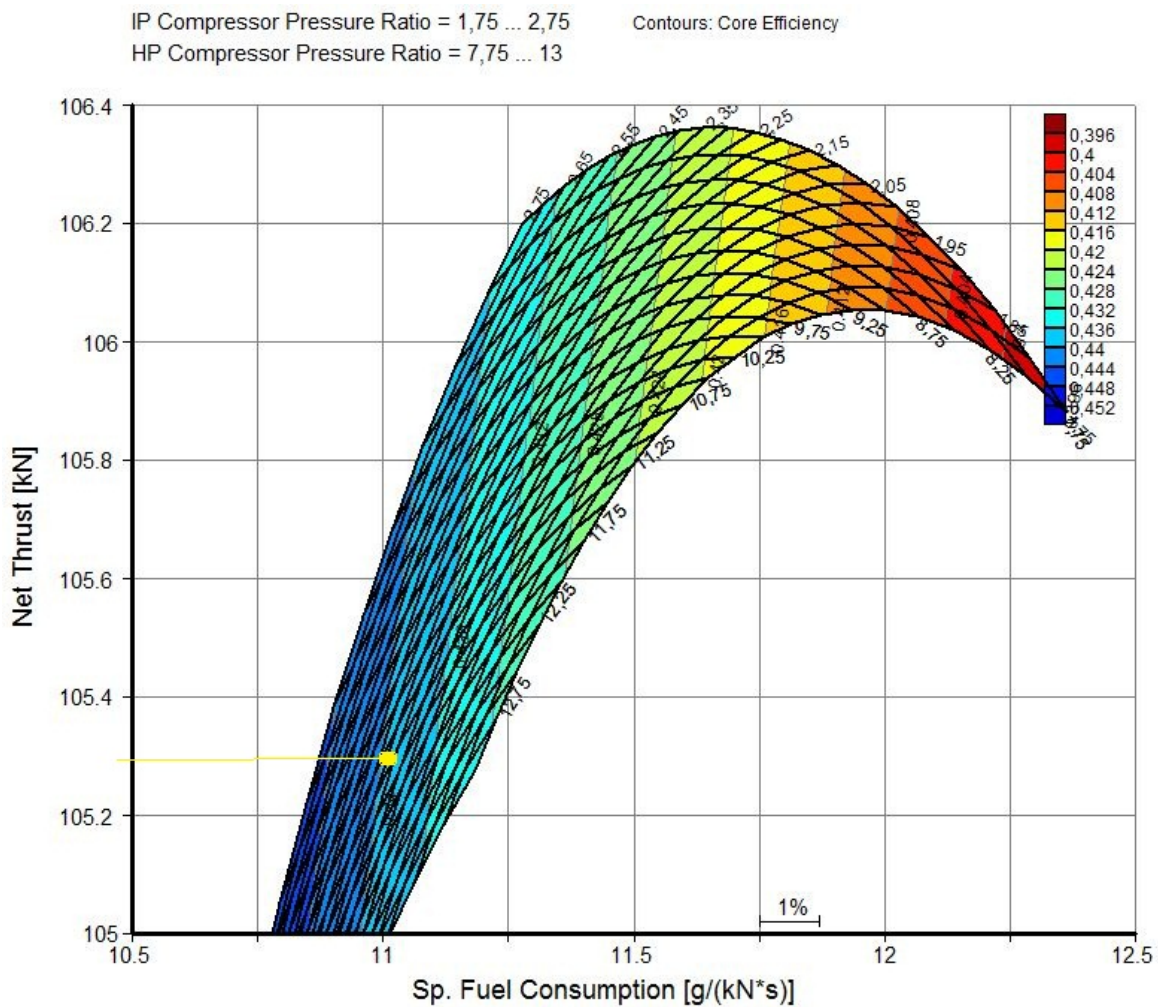


Figura 39- Análise paramétrica Impulso vs SFC vs *Core Efficiency*.

Este estudo paramétrico permite traçar o objetivo de não atingir valores de Impulso (Net Thrust) abaixo da linha de 105.3 kN (linha amarela), e perceber onde se conjuga os valores de razão de pressão do IPC e HPC à esquerda dos valores de projeto (assinalado a amarelo), que indicam a redução do consumo de combustível (SFC) e simultaneamente o aumento do *Core Efficiency*.

6.5 Resultados

Partindo da análise paramétrica, foi possível exportar e realizar um tratamento de dados relativos ao reator, de forma a proceder a uma análise mais rigorosa sobre a influência da variação da razão de pressões do compressor, dentro da gama de valores admissíveis. É apresentado neste capítulo, após uma seleção cuidadosa, os valores de maior interesse.

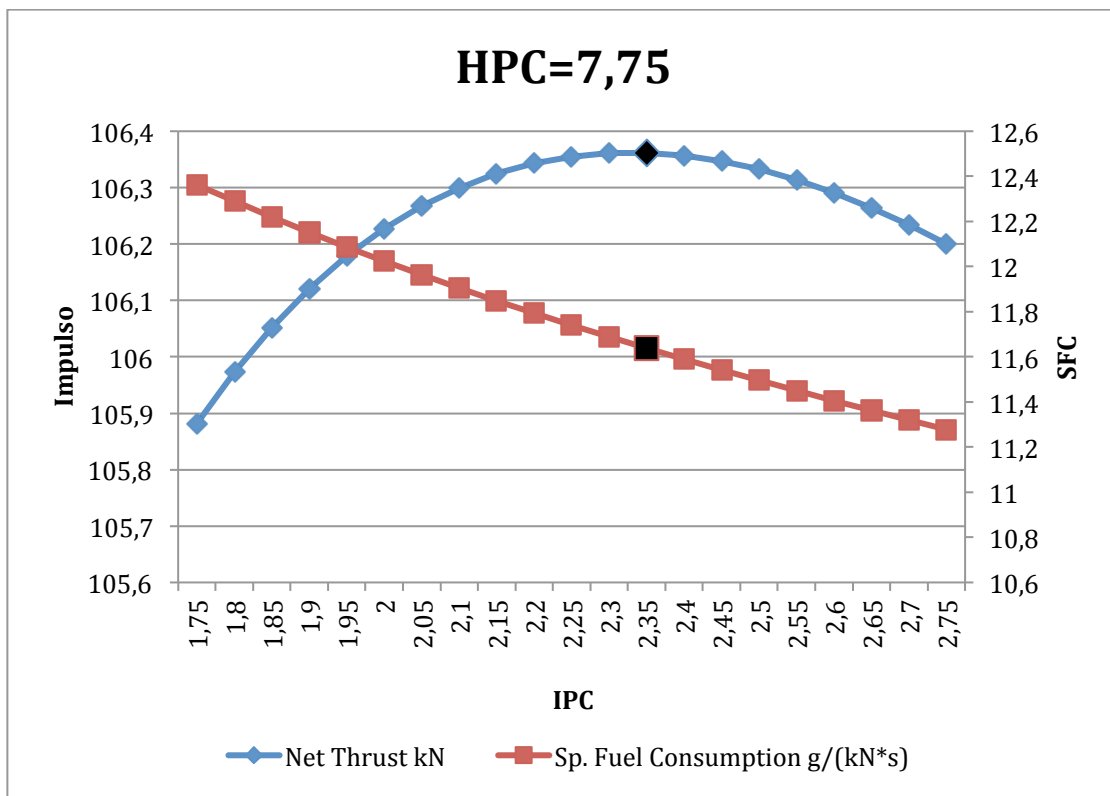


Figura 40- Dependência do SFC e Impulso em função da variação do IPC para o HPC de 7,75

A variação dos parâmetros de impulso atinge o seu pico máximo no valor de 106,35 kN para uma combinação de HPC=7,75, e IPC=2,35, como demonstra o Gráfico 1. Contudo este valor é de evitar, pois o *software* não tem em conta os fenômenos violentos que ocorrem quando os valores de razão de pressões mínimos são atingidos. Apesar do valor de HPC=7,75 se encontrar no limiar do limite atribuído, deverá à mesma ser evitado. Esta combinação de valores também deverá ser desconsiderada, apesar de haver uma melhoria no impulso unitário, existe uma penalização incontornável no consumo de combustível.

Pelos gráficos paramétricos retirados do GasTurb, foi possível perceber que o objetivo traçado tendia para um razão de pressões do IPC de 2,75. É demonstrado aqui, a variação dos valores do HPC, fixando o valor do IPC em 2,75.

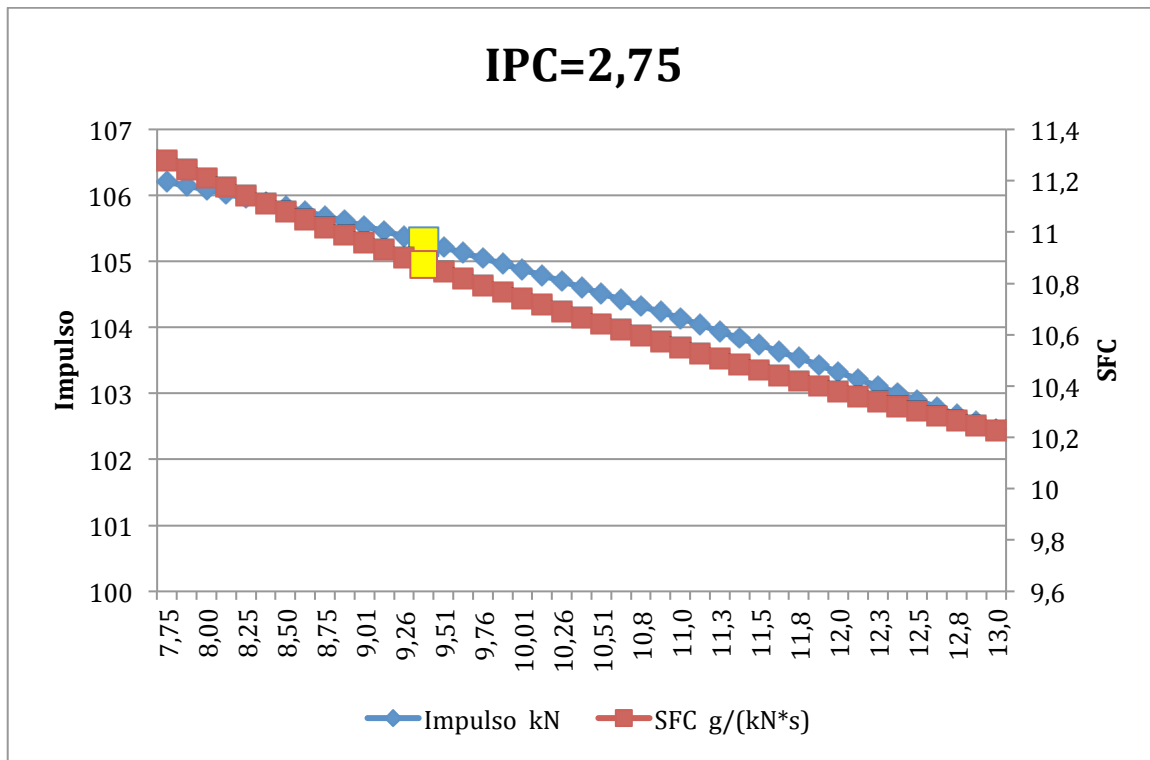


Figura 41- Dependência do SFC e Impulso em função da variação do HPC para um IPC de 2,75.

Pelo Gráfico 2, percebe-se a dependência dos valores de impulso e SFC em função do aumento dos valores da razão de pressões de HPC. O maior valor de impulso registrado é encontrado para o valor de RP do HPC mínimo. O ponto pretendido (assinalado a amarelo no gráfico) apresenta um impulso mínimo de 105,29 kN, mas com uma melhoria significativa no SFC. Este será a combinação do conjunto turbina-compressor pretendido, para as mesmas condições de operação.

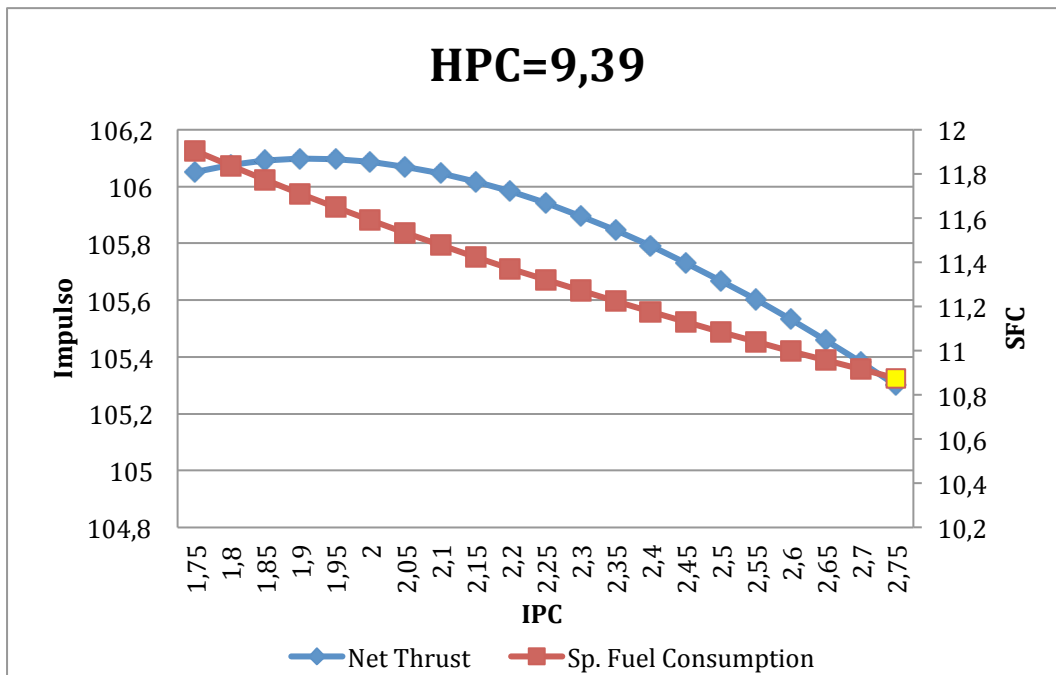


Figura 42- Dependência do SFC e Impulso em função da variação do IPC para um HPC de 9,39

É descoberto um fator razão de pressões entre turbina-compressor. Nos Gráficos 4 e 5, apresenta-se a dependência deste fator em função do *Core Efficiency*. É simultaneamente possível perceber a variação do fator de pressões entre turbina e compressor, dado pela razão LPT/IPC e HPT/HPC, em função do aumento da RP de ambos os estágios do compressor

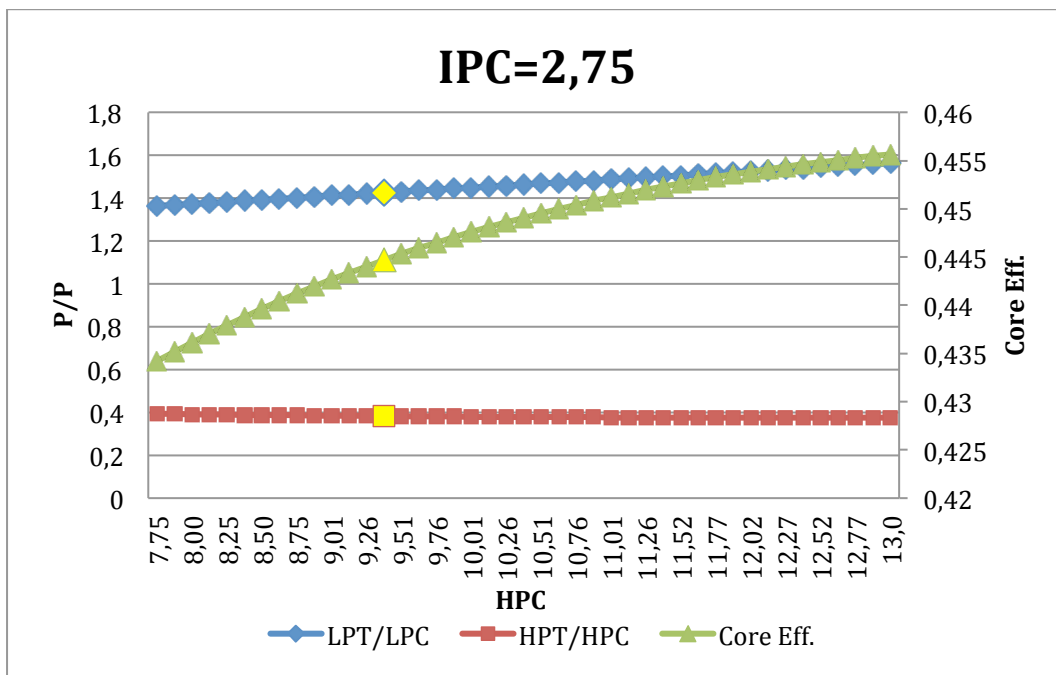


Figura 43- Dependência do *Core Efficiency* e variação do fator de pressões de ambos os estágios de pressão para um IPC de 2,75.

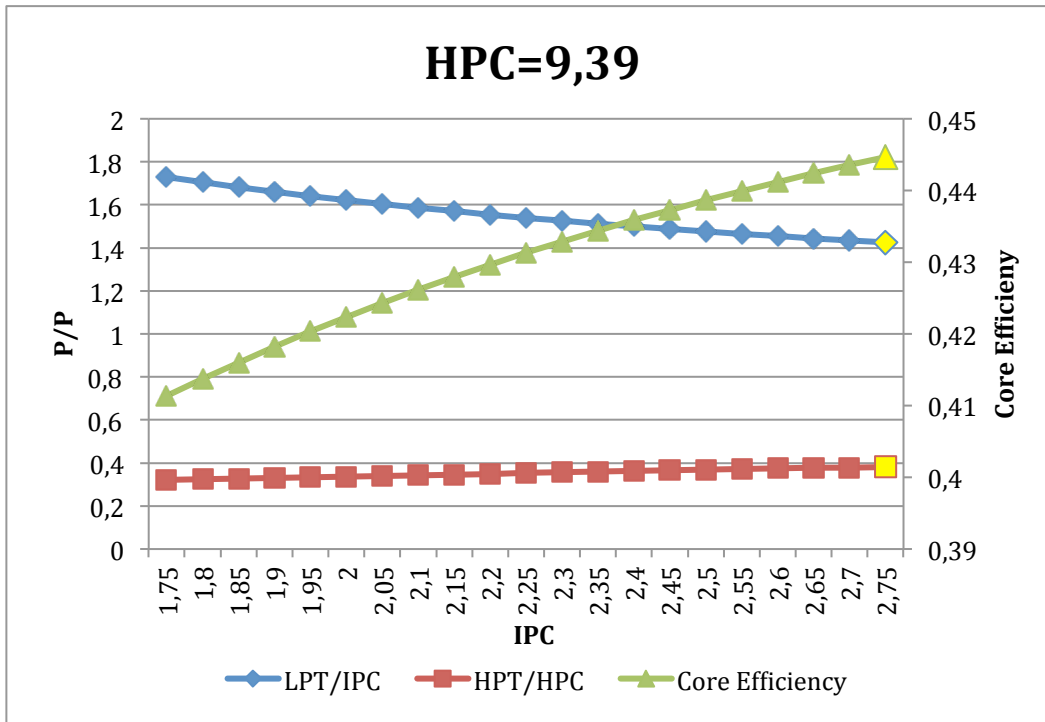


Figura 44- Dependência do *Core Efficiency* e variação do fator de pressões de ambos os estágios de pressão para um HPC de 9,39.

Nas tabelas seguintes, estão representados os valores obtidos para a otimização da *performance* do turbofan.

Parâmetro de <i>Performance</i>	Valor
TSFC [<i>g/kN.S</i>]	10,8
Impulso [<i>kN</i>]	105,29
<i>Core Efficiency</i>	0,4447

Tabela 7- Valores de *Performance* resultado do processo de otimização do CFM56-3.

Componente	Razão de Pressões
LP Compressor	1
IP Compressor	2,75
HP Compressor	9,39
HP Turbine	3,592
LP Turbine	3,920

Tabela 8- Razão de Pressão encontrados na otimização para os vários componentes do CFM56-3

Este ciclo otimizado, através do ajuste entre a RP do HPC e IPC, apresentou melhorias significativas nos parâmetros de desempenho do CFM56-3. Estas melhorias estão limitadas, pela consideração do valor de impulso dado pelo ciclo de projeto, que o autor assumiu como valor mínimo requerido

Estes valores ditam uma relação otimizada entre turbina e compressor para a sua adequação, em termos de RP, como apresentado nas Equações 6.1 e 6.2.

$$HPT = (0,38)HPC \quad (6.1)$$

$$LPT = (1,42)IPC \quad (6.2)$$

6.5.1 Adequação IPC-LPT

Encontrado a melhor relação entre turbina-compressor, retirou-se resultados que ditam a influência da sua variação na temperatura do ciclo, caudal corrigido e rendimento isentrópico de cada componente. De seguida é apresentado os resultados para o estágio de baixa pressão, influenciados pela relação LPT/IPC.

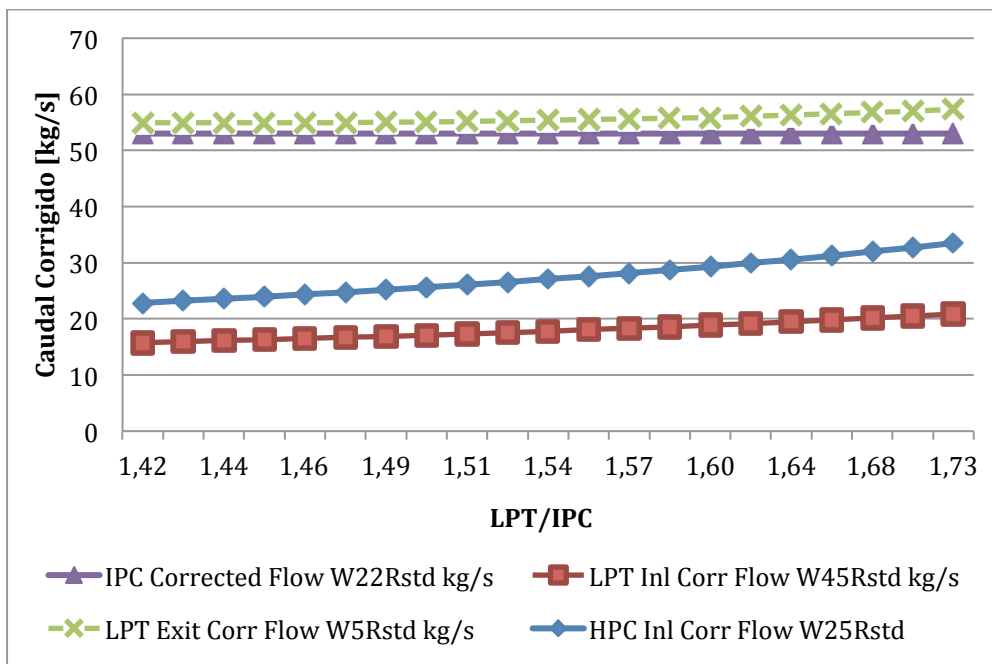


Figura 45- Caudal corrigido do ciclo de baixa pressão em dependência da relação turbina-compressor LPT/IPC

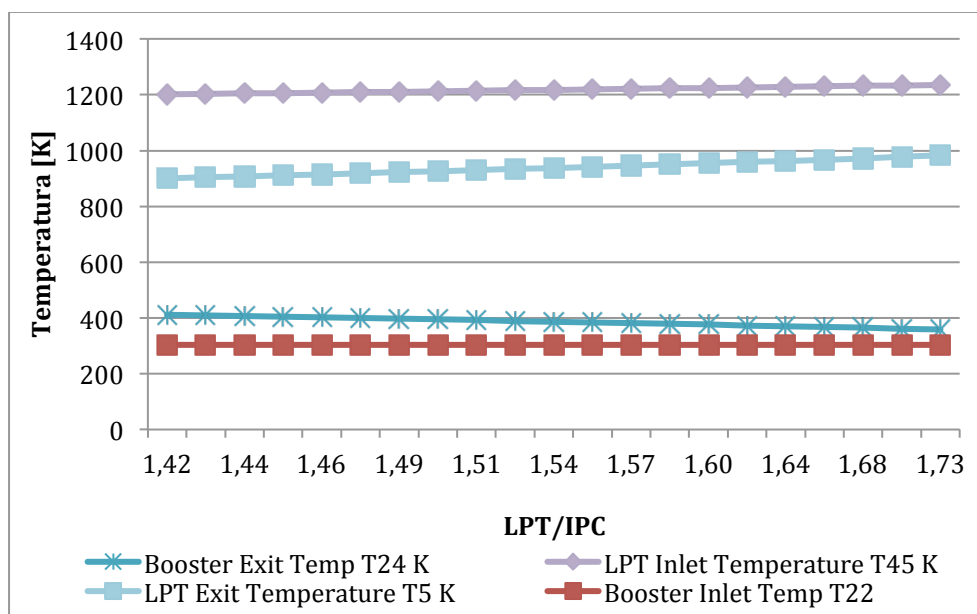


Figura 46- Temperatura do ciclo de baixa pressão em dependência da relação turbina-compressor LPT/IPC.

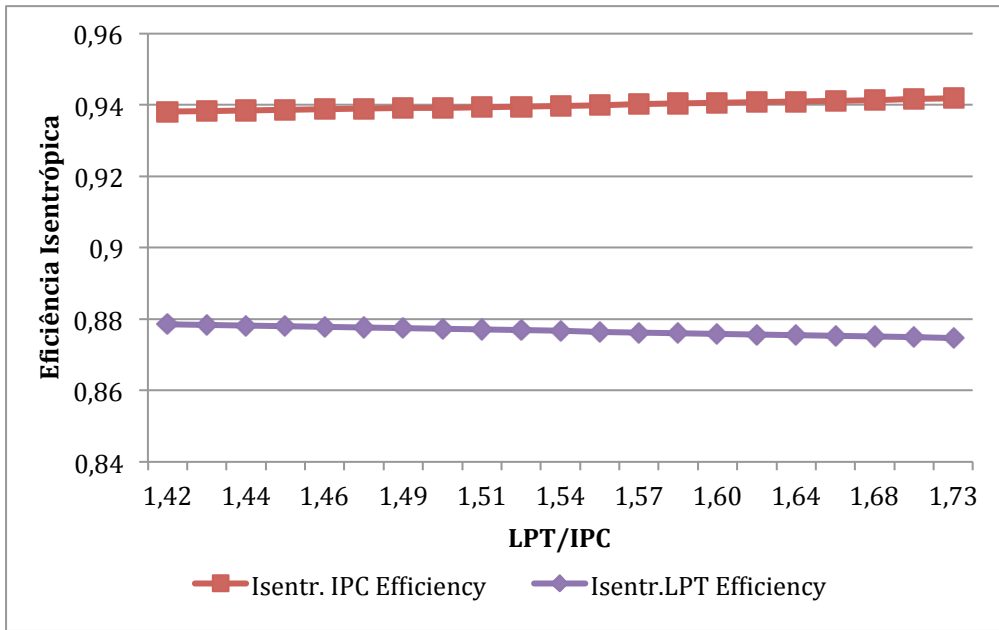


Figura 47- Eficiência Isentrópica do ciclo de baixa pressão em dependência da relação turbina-compressor LPT/IPC.

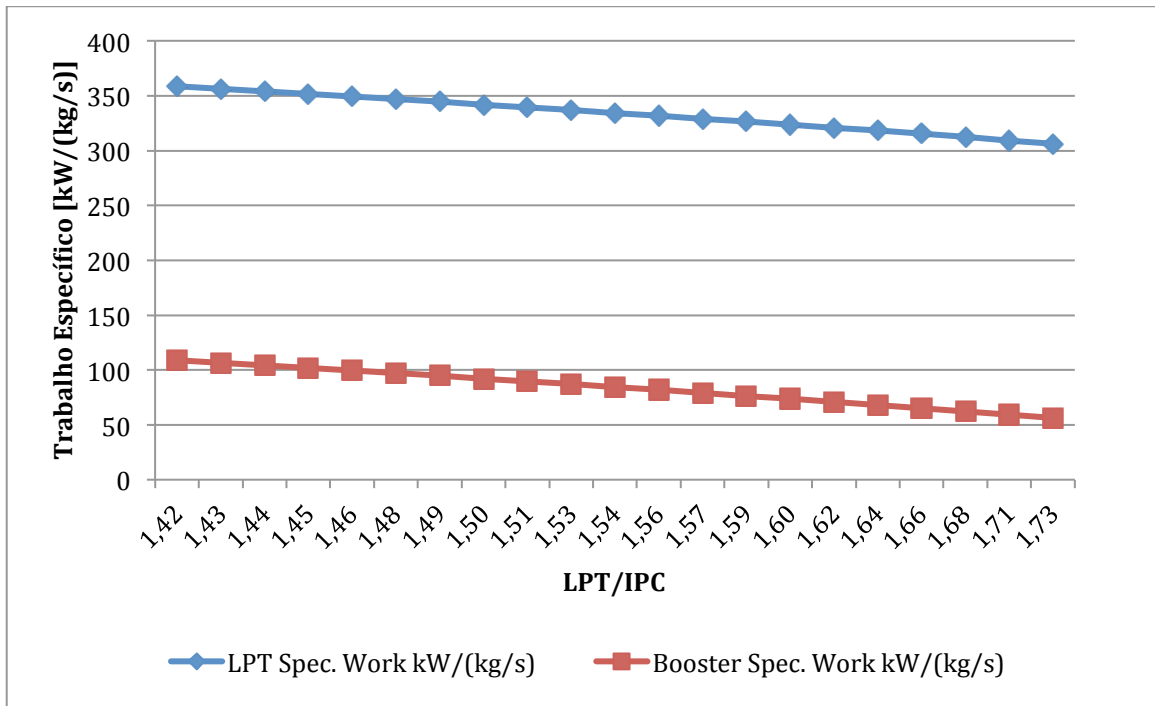


Figura 48- Trabalho específico do ciclo de baixa pressão em dependência da relação turbina-compressor LPT/IPC.

6.5.2 Adequação HPC-HPT

Do mesmo modo que anteriormente, é apresentado aqui os resultados para o estágio de alta pressão.

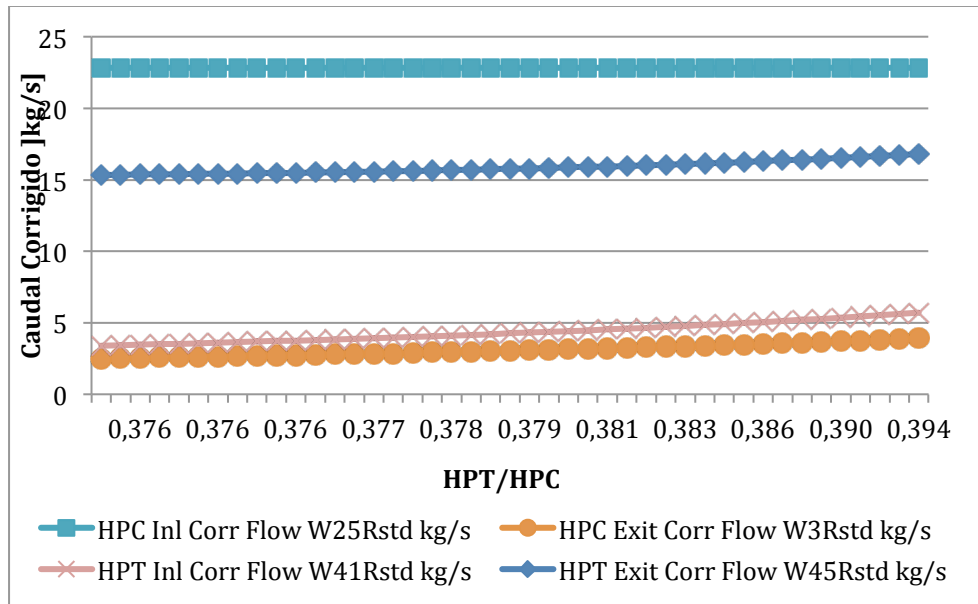


Figura 49- Caudal corrigido do ciclo de alta pressão em dependência da relação turbina-compressor HPT/HPC.

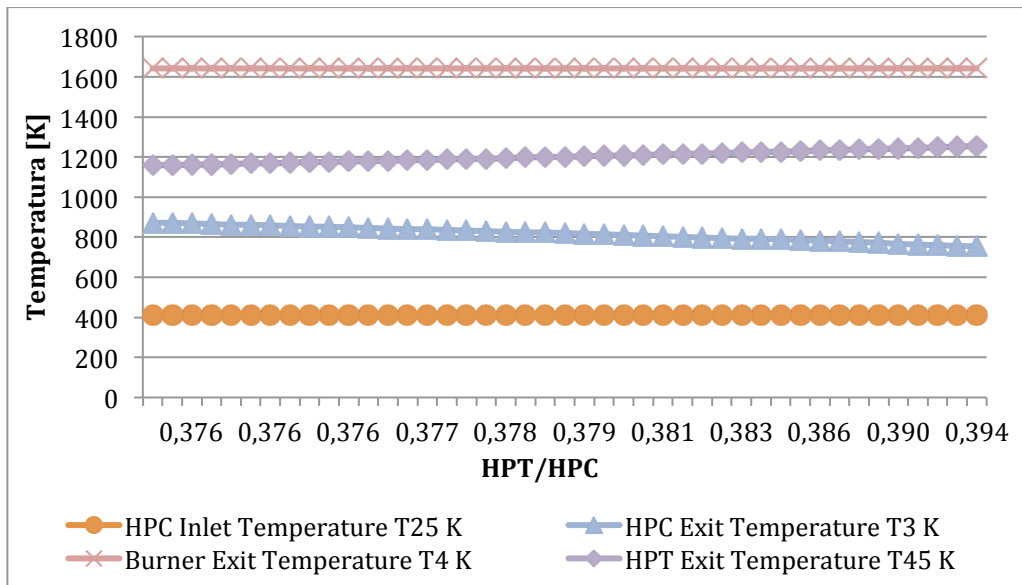


Figura 50- Temperaturas do ciclo de alta pressão em dependência da relação turbina-compressor HPT/HPC.

Capítulo 7

Conclusões

Aqui será exposto o percurso e as conclusões retiradas deste estudo, bem como os objetivos cumpridos, principais dificuldades e obstáculos encontrados no decorrer da investigação. Por fim, serão ainda abordadas algumas recomendações para a continuação de trabalho futuro incidente nesta temática.

Como objetivo desta dissertação, foi proposto ao autor elaborar uma investigação sobre turbina a gás, para fins de propulsão aeronáutica, com o intuito de explorar os parâmetros inerentes ao conjunto turbina-compressor, de forma a poder definir a sua melhor adequação.

Assim sendo, surgiu a necessidade de obter um reator aeronáutico real, de forma a utilizar os seus dados para poder prosseguir a investigação usando *softwares* concebidos para tal.

Constatou-se a dificuldade em obter este tipo informação, sendo apenas disponibilizada uma quantidade limitada de informação ao público, insuficiente para poder prosseguir com o investigação. Foi conseguido obter uma maior quantidade de dados relativos a *Unmixed Twin-Spool Turbofan*, concebido no final da década de 70, nomeadamente o CFM56-3, através da consulta de uma dissertação final de mestrado. Os dados utilizados foram adquiridos através de testes em banco de ensaio nas instalações da TAP, e posteriormente alguma informação por parte do fabricante.

O manuseamento dos dados obtidos permitiu modelar um *turbofan* em *software* Gasturb, e realizar um estudo do ciclo termodinâmico em modo de *design-point*, e partir para uma exploração e análise dos parâmetros de *design* do compressor e da turbina.

Numa abordagem teórica, foi elucidado o desígnio da aquisição e leitura de um *map performance* do compressor e da turbina, para um reator em específico. Como explicado, cada um aborda individualmente cada componente, indicando parâmetros de *design, performance* e respectivas limitações para uma área de operação.

Foi objetivo desta investigação, conseguir juntar os dois mapas num mapa único, que tratasse os dois componentes interligados como um todo, enunciando as mesmas informações de operação que os mapas individuais.

Este objetivo apresentou grandes obstáculos, pois os principais fabricantes não disponibilizam estas informações para reatores específicos. Apenas, através da bibliografia especializada, se tem acesso a representações típicas de um compressor e de uma turbina. Era interessante conseguir ter acesso a dados tabelados usados para a construção destes mapas, e partindo do tratamento de dados, executar uma programação que abordasse ambos os componentes, executando uma representação do conjunto num só mapa.

Porém, através de um artigo científico elaborado por D.G.Evans, que aborda este propósito, o autor conseguiu referenciar um método empírico. É assim cumprindo o objetivo de identificar uma área de operação do *turbojet* num *map performance* de adequação para o conjunto turbina-compressor.

Em relação ao CFM56, usou-se mapas *standarts* disponibilizados pelo *software* GasTurb, pois mais uma vez, não foi possível o acesso aos mapas reais do reator em questão. Com isto, no processo de otimização, foi evitado problemas de *surge/choking*, estabelecendo limites de valores aceitáveis.

Sendo o objetivo desta dissertação centrada no acoplamento entre turbina e compressor, foi posto de parte no estudo experimental a influência da razão de *by-pass*, e os parâmetros do *Low Pressure Compressor*, por estes não estarem diretamente ligados ao *core* do motor, mas sim ao circuito secundário do CFM56. Contudo, é explicado numa abordagem teórica, a sua influência na otimização de um *turbofan*.

A temperatura de entrada na turbina T_{03} apesar de ser um factor importante para o design de qualquer turbina a gás, foi demonstrado a sua influência na otimização do *turbojet*, mas não foi alvo de exploração desta investigação. Isto deve-se ao facto do seu valor máximo permitido ser inerente ao material e nível tecnológico da turbina, e não um parâmetro que defina a interligação entre os componentes da turbomáquina.

A fim de concluir esta investigação, efetuou-se uma análise paramétrica, fazendo manipulação da razão de pressões de ambos os estágios de pressão, de forma a conseguir

otimizar o consumo de combustível, não prejudicando o impulso estabelecido no ponto de projeto. Foi possível perceber a influência destes parâmetros de *design* sobre os parâmetros de *performance*, tendo sido encontrado o factor entre razão de pressões adequado para o estágio de alta pressão e baixa pressão de 0,38 e 1,42, respectivamente. Ambos factores permitem uma abordagem otimizada entre a turbina e o compressor, enquanto reator aeronáutico.

É demonstrada ainda a influência destes factores de razão de pressões nos parâmetros de temperatura, caudal corrigido, trabalho específico e ainda a variação da eficiência isentrópica do *Turbofan*, permitindo encontrar uma adequação entre turbina-compressor que vá ao encontro de objetivos diferentes do estabelecido pelo autor da presente dissertação.

7.1 Recomendações para Trabalho Futuro

A área de investigação proposta nesta dissertação é ainda um campo muito prematuro, a nível de artigos científicos de acesso ao público. O autor acredita que os principais fabricantes de reatores detêm em sua posse informações relevantes e de extrema importância sobre a melhor adequação entre os principais componentes de uma turbina a gás. Como é óbvio, por motivos comerciais, estas informações dificilmente são partilhadas com institutos académicos e de investigação, fora das instalações dos próprios fabricantes.

O autor tem consciência que ainda há muito trabalho a ser continuado neste campo de ciência, e tem expectativas que se continue esta investigação.

Assim sendo, são aqui enumeradas algumas recomendações para trabalho futuro.

- Obter dados tabelados que permitam a construção dos mapas de *performance*, de um reator aeronáutico em específico, afim de obter um *matching map* mais preciso e aproximado da realidade.
- Adquirir dados relativos a um reator diferente do CFM56-3, a fim de se conseguir comparar os resultados conseguidos nesta dissertação.
- Desenvolver a otimização da adequação turbina-compressor em turbinas a gás usadas para fins industriais, de forma a comparar os objetivos das diferentes aplicações e dos métodos utilizados.

Referências

- 1 COHEN, H, ROGERS, G.F.C., and SARAVANAMUTTO, H.I.H. *Gas Turbine Theory*. Longman Group, Harlow, 1996.
- 2 BOYCE, M. P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. Gulf Professional Publishing, Oxford, 2006.
- 3 ROLLS ROYCE. *The jet engine*. The Technical Publications Department, Derby, 1996.
- 4 PRATT AND WHITNEY AIRCRAFT. *The Aircraft Gas Turbine Engine and its Operation*. Connecticut.
- 5 FLACK, R. D. *Fundamentals of jet propulsions with applications*. Cambridge University Press, New York, 2005.
- 6 WALSH, P. and FLETCHER, P. *Gas turbine performance*. Blackwell Science, Oxford, 1998.
- 7 RIBEIRO, Pedro. *Análise de performance da familia de motores de avião CFM56*. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, Lisboa, 2011.
- 8 WHITE, F. *Fluid mechanics*. McGraw-Hill, New York.
- 9 CUMPSTY, N. *Jet propulsion: a simple guide to the aerodynamic and thermodynamic design and performance of jet engines*. Cambridge University Press, Cambridge, 1997.
- 10 HUNECKE, K. *Jet engines - fundamentals of theory, design and operation*. Motorbook International, Osceole County, 2003.

- 11 EVANS, D.G. *Method for Determining Component Matching and Operating Characteristics for Turbojet Engines*. NASA TECHNICAL MEMORANDUM, Washington, D.C., 1970.
- 12 MATTINGLY, J.D. and HEISER, W.H., PRATT, D.T. *Aircraft engine design*. AIAA Education Series, Virginia, 2002.
- 13 KURZKE, J. *Gasturb 11: Design off-design performance of gas turbines*. [Manual do Utilizador].
- 14 CENGEL, A. and BOLES, M. *Thermodynamics: an engineering approach*. McGraw-Hill, New York, 2006.
- 15 WILSON, D.G. and KORAKIANITIS, T. *The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*. Prentice-Hall, New Jersey, 1998.
- 16 KURZKE, J. *How to create a performance model of a gas turbine from a limited amount of information*. ASME Paper GT 2005-68536, ASME , Nevada, 2005.
- 17 MATTINGLY, J.D. *Elements of propulsion: gas turbines and rockets*. AIAA Educational Series, Virginia, 2006.
- 18 WRIGHT, T. *Fluid machinery: performance, analysis and design*. CRC Press, Florida, 1999.
- 19 DIXON, S.L. and HALL, C.A. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Elsevier, Oxford, 2010.
- 20 BATHIE, W.W. *Fundamentals of gas turbines*. Jon Wiley & Sons, 1996.
- 21 GIAMPAOLO, T. *Gas turbine handbook: principles and practices*. Fairmont Press,

Georgia, 2006.

22 BASKHARONE, E.A. *Principles of turbomachinery in air-breathing engines*. Cambridge University Press, New York, 2006.

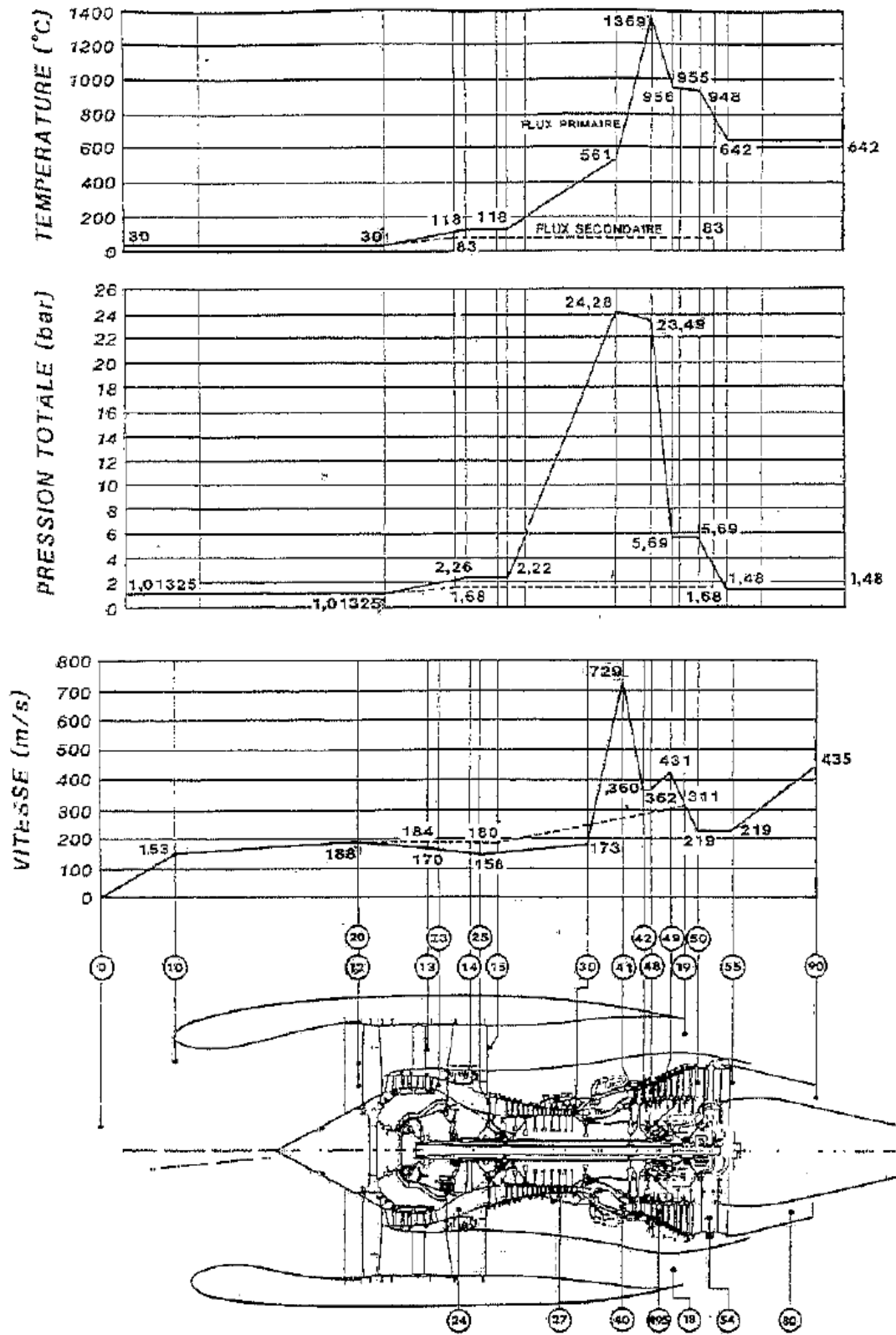
23 THE DESIGN GUIDE SUBCOMMITTEE OF AIAA DESIGN ENGINEERING TECHNICAL COMMITTEE. *Aerospace design engineers guide*. AIAA Educational Series, Virginia, 2003.

24 OATES, G. C. *Aircraft propulsion systems technology and design*. AIAA Educational Series, Washington D.C, 1989.

ANEXO A

Dados do Reator

Anexo A.1 – Dados Do Fabricante CFM56-3



ANEXO B

Resultados do Gasturb

Anexo B.1- Dados de Entrada Gasturb

Page 1

Date: 21Dez15

Time: 16:58

Unmixed Flow Turbofan Alt= 0m ISA +15 C

File History:

BEGIN HISTORY

END HISTORY

Total Temperature T1	K	303,1
Total Pressure P1	kPa	101,325
Ambient Pressure Pamb	kPa	101,325
Relative Humidity [%]		0

Basic Data

Intake Pressure Ratio		1
No (0) or Average (1) Core dP/P		1
Inner Fan Pressure Ratio		1
Outer Fan Pressure Ratio		1,66
Core Inlet Duct Press. Ratio		1
IP Compressor Pressure Ratio		2,2304
Compr. Interduct Press. Ratio		0,9823
HP Compressor Pressure Ratio		10,937
Bypass Duct Pressure Ratio		0,975
Turb. Interd. Ref. Press. Ratio		0,99
Design Bypass Ratio		5
Burner Exit Temperature	K	1642,15
Burner Design Efficiency		0,99
Burner Partload Constant		1,6
Fuel Heating Value	MJ/kg	43,38
Overboard Bleed	kg/s	0
Power Offtake	kW	40
HP Spool Mechanical Efficiency		0,99
Gear Ratio		1
LP Spool Mechanical Efficiency		0,99
Burner Pressure Ratio		0,9675
Turbine Exit Duct Press Ratio		0,99

Air System

Rel. Handling Bleed to Bypass		0
Rel. HP Leakage to Bypass		0
Rel. Overboard Bleed W Bld/W25		0
Rel. Enthalpy of Overb. Bleed		1
Recirculating Bleed W reci/W25		Off Design Input Only
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

Mass Flow Input

Inlet Corr. Flow W2Rstd	kg/s	318
Auxiliary Coordinate Beta		0,6
LPC Efficiency		
Polytr.Inner LPC Efficiency		0,9231
Polytr.Outer LPC Efficiency		0,9349

LPC Design	
Nominal LP Spool Speed	4940
IPC Efficiency	
Polytr.IPC Efficiency	0,9462
HPC Efficiency	
Polytr.HPC Efficiency	0,926
HPC Design	
Nominal HP Spool Speed	14044
HPT Efficiency	
Polytr.HPT Efficiency	0,8231
LPT Efficiency	
Polytr.LPT Efficiency	0,8592
Nozzle Calculation	
Core Nozzle Thrust Coeff	1
Bypass Nozzle Thrust Coeff	1
Design Core Nozzle Angle [°]	10
Design Bypass Nozzle Angle [°]	0

Anexo B2- Ciclo de Projeto CFM56-3

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s				
amb		303,10	101,325		FN	=	105,29 kN	
2	310,058	303,10	101,325	318,000	TSFC	=	11,0121 g/(kN*s)	
13	258,382	353,69	168,199	172,448	WF	=	1,1595 kg/s	
21	51,676	303,11	101,335	52,996	s NOX	=	0,8394	
22	51,676	303,11	101,335	52,996	Core Eff	=	0,4394	
24	51,676	385,87	226,018	26,809	Prop Eff	=	0,0000	
25	51,676	385,87	222,017	27,292	BPR	=	5,0000	
3	50,643	784,76	2428,204	3,487	P2/P1	=	1,0000	
31	44,958	784,76	2428,204		P3/P2	=	23,96	
4	46,118	1642,15	2349,287	4,748	P5/P2	=	1,7145	
41	49,219	1592,79	2349,287	4,991				
43	49,219	1240,88	625,645		P16/P6	=	0,95353	
44	51,802	1219,76	625,645		P16/P2	=	1,61850	
45	52,836	1208,93	619,389	17,704	P6/P5	=	0,99000	
49	52,836	929,47	173,723		A8	=	0,24307 m ²	
5	52,836	929,47	173,723	55,347	A18	=	0,74662 m ²	
8	52,836	929,47	171,986	55,906	XM8	=	0,91935	
18	258,382	353,69	163,995	176,870	XM18	=	0,85897	
Bleed	0,000	784,76	2428,202		WBld/W2	=	0,00000	

Efficiency		isent	polytr	RNI	P/P			
Outer LPC		0,9301	0,9349	0,942	1,660	PWX	=	40,0 kW
Inner LPC		0,9228	0,9231	0,942	1,000	V18/V8,id=	=	0,58781
IP Compressor		0,9398	0,9462	0,942	2,230	WBLD/W22	=	0,00000
HP Compressor		0,8997	0,9260	1,548	10,937	Wreci/W25=	=	0,00000
Burner		0,9900			0,968	Loading	=	100,00 %
HP Turbine		0,8446	0,8231	3,147	3,755	e444 th	=	0,82498
LP Turbine		0,8772	0,8592	1,139	3,565	WBLD/W25	=	0,00000

HP Spool mech Eff		0,9900	Nom Spd	14044 rpm		WHNGV/W25=	=	0,06000
LP Spool mech Eff		0,9900	Nom Spd	4940 rpm		WHcl/W25	=	0,05000

P22/P21=1,0000	P25/P24=0,9823	P45/P44=0,9900				P6/P5	=	0,9900
-----						P16/P13	=	0,9750

Anexo B3- Ciclo Otimizado CFM56-3

Date: 04Jan16
Time: 12:32

Unmixed Flow Turbofan Alt= 0m ISA +15 C

Station	W kg/s	T K	P kPa	WRstd kg/s			
amb		303,10	101,325		FN =	105,29	kN
2	310,058	303,10	101,325	318,000	TSFC =	10,8713	g/(kN*s)
13	258,382	353,69	168,199	172,448	WF =	1,1446	kg/s
21	51,676	303,11	101,335	52,996	s NOX =	0,9126	
22	51,676	303,11	101,335	52,996	Core Eff =	0,4447	
24	51,676	410,82	278,639	22,438	Prop Eff =	0,0000	
25	51,676	410,82	273,707	22,842	BPR =	5,0000	
3	50,643	796,60	2570,520	3,319	P2/P1 =	1,0000	
31	44,958	796,60	2570,520		P3/P2 =	25,37	
4	46,103	1642,15	2486,978	4,484	P5/P2 =	1,7256	
41	49,204	1593,39	2486,978	4,714			
43	49,204	1251,82	692,359		P16/P6 =	0,94739	
44	51,787	1230,68	692,359		P16/P2 =	1,61850	
45	52,821	1219,93	685,436	16,066	P6/P5 =	0,99000	
49	52,821	919,64	174,850		A8 =	0,23985	m ²
5	52,821	919,64	174,850	54,683	A18 =	0,74662	m ²
8	52,821	919,64	173,101	55,236	XM8 =	0,92493	
18	258,382	353,69	163,995	176,870	XM18 =	0,85897	
Bleed	0,000	796,60	2570,522		WBld/W2 =	0,00000	

Efficiency		isentr	polytr	RNI	P/P		
Outer LPC		0,9301	0,9349	0,942	1,660	PWX =	40,0
Inner LPC		0,9228	0,9231	0,942	1,000	V18/V8,id=	0,58768
IP Compressor		0,9381	0,9462	0,942	2,750	WBLD/W22 =	0,00000
HP Compressor		0,9016	0,9260	1,770	9,391	Wreci/W25=	0,00000
Burner		0,9900			0,968	Loading =	100,00
HP Turbine		0,8439	0,8231	3,330	3,592	e444 th =	0,82386
LP Turbine		0,8785	0,8592	1,247	3,920	WBLD/W25 =	0,00000

HP Spool mech Eff		0,9900	Nom Spd	14044	rpm	WHNGV/W25=	0,06000
LP Spool mech Eff		0,9900	Nom Spd	4940	rpm	WHcl/W25 =	0,05000

P22/P21=1,0000			P25/P24=0,9823		P45/P44=0,9900	P6/P5 =	0,9900
						P16/P13 =	0,9750

hum [%]	war0	FHV	Fuel				
0,0	0,00000	43,380	Generic				