

**ANÁLISIS EXERGO-AMBIENTAL A LOS MOTORES AÉREOS COMERCIALES
DE TIPO TURBOFAN**

Tesis que presenta
Sergio Castro Hernández

Que para obtener el grado de
Maestro en Ciencias (Energía y Medio Ambiente)



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA
UNIDAD IZTAPALAPA

DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
POSGRADO EN ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE

**ANÁLISIS EXERGO-AMBIENTAL A LOS MOTORES AÉREOS
COMERCIALES DE TIPO TURBOFAN**

TESIS

Que para obtener el grado de

**MAESTRO EN CIENCIAS
(ENERGÍA Y MEDIO AMBIENTE)**

PRESENTA

Sergio Castro Hernández

Director

Dr. Raúl Lugo Leyte

Codirectora

Dra. Helen Denise Lugo Méndez

México, Ciudad de México, 22 de Marzo de 2018

Agradecimientos

La Maestría en Ciencias (Energía y Medio Ambiente) de la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, pertenece al Padrón Nacional de Posgrados de Calidad del CONACyT y cuenta con apoyo del mismo Consejo con el convenio 003893; por lo que agradece la beca recibida, a través del convenio No. 303662 para el desarrollo de esta tesis.

Agradecimientos personales

A dios

Por haberme permitido llegar hasta este punto y haberme dado salud para lograr mis objetivos.

A mi madre Araceli

Por haberme apoyado en todo momento, por sus consejos, sus valores, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi padre José

Por los ejemplos de perseverancia y constancia que lo caracteriza y que me ha infundido siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

A mis familiares

A mi hermano Omar y su esposa Elizabeth por alentarme a seguir adelante, a mi hermana Arlem por su gran apoyo en momentos difícil, a mis sobrinos Ángel, Tadeo y Melanie por darme momentos de alegría, a mis abuelos Cirilo y Natividad, a mis tíos Francisco, Serafín, Sandra, Ana y Eugenio, a mis primos Francisco, Gustavo y Guadalupe.

A mi director de tesis

Dr. Raúl Lugo Leyte por su apoyo, comprensión, paciencia y por invertir su tiempo en el desarrollo de esta investigación.

A mis profesores

Al M. en I.Q. Alejandro y la Dra. Helen por su apoyo y contribución a este trabajo.

A mis amigos

Que nos apoyamos mutuamente en nuestra formación profesional y que hasta ahora, seguimos siendo amigos: Diego, Eliú, Vicente, Juan, Alejandro, Ladislao, Marisol, Alberto, Dember, Naves, Valdivia y Emanuel, por haberme ayudado a realizar este trabajo.

Comité tutorial

Director

Dr. Raúl Lugo Leyte. Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica. División de Ciencias Básicas e Ingeniería. Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Iztapalapa.

Codirectora

Dra. Helen Denise Lugo Méndez. Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Cuajimalpa.

El jurado designado por la
Comisión Académica del Posgrado en Energía y Medio Ambiente
de la Unidad Iztapalapa, aprobó la tesis que presentó
SERGIO CASTRO HERNÁNDEZ
El día **22 de Marzo del 2018**

Miembros del jurado



Dr. Salazar Pereyra Martín

Presidente



Dr. Barrera Calva Enrique

Secretario



M. en I.Q. Torres Aldaco Alejandro

Vocal

Índice general

Índice de Figuras.....	V
Índice de Tablas.....	XI
Nomenclatura.....	XIII
Resumen.....	1
Abstract.....	3
Introducción.....	5
Resumen de los capítulos.....	9
Hipótesis y objetivos.....	11
1.1 Objetivo general de la investigación.....	11
1.2 Objetivos específicos de la investigación.....	11
Ecuaciones fundamentales.....	13
2.1 Leyes de conservación de fluidos.....	13
2.2 Ley de conservación de masa; ecuación de continuidad.....	13
2.2 Primera ley de la termodinámica.....	16
2.3 Ecuación de cantidad de movimiento.....	19
2.3.1 Casos particulares.....	24
2.4 Segunda ley de la termodinámica.....	25
2.5 Propiedades de estancamiento.....	27
2.6 Velocidad del sonido.....	29
Generalidades del turbofan GE 90-115B.....	33
3.1 Turbojet.....	33
3.2 Turbofan.....	35
3.2.1 Tipos de motores turbofan.....	36

3.2.2 Motores de tipo en serie de bajo bypass.....	41
3.2.3 Motores de tipo en serie de alto bypass	41
3.3 Descripción del sistema del estudio	42
3.4 Componentes del motor turbofan GE 90-115B	43
3.4.1 Difusor.....	43
3.4.2 Fan.....	44
3.4.3 Compresor.....	44
3.4.4 Cámara de combustión.....	45
3.4.5 Turbina	47
3.4.6 Tobera	48
3.5 Perfil de vuelo	49
3.6 Condiciones de diseño y fuera de diseño del turbofan GE 90-115B	50
Análisis energético.....	51
4.1 Energía	51
4.1.1 Estados termodinámicos del turbofan GE 90-115B.....	52
4.2 Combustión	59
4.2.1 Combustión estequiométrica.....	61
4.2.2 Combustión con exceso de aire.....	62
4.2.3 Indicadores ambientales para los motores aéreos	62
4.2.4 Exceso de aire	66
4.2.5 Propiedades de los gases de combustión.....	70
4.3 Parámetros de desempeño	71
4.3.1 Relación aire combustible	72
4.3.2 Empuje	72
4.3.3 Trabajo de la turbina	74
4.3.4 Suministro de calor	74
4.3.5 Consumo específico de combustible.....	74
4.3.6 Eficiencia de propulsión.....	75
4.3.7 Eficiencia térmica.....	75
4.3.8 Eficiencia total	75
Análisis exergético.....	81
5.1 Exergía	81

5.1.1 Análisis exergético basado en la segunda ley de la termodinámica.....	82
5.1.2 Reversibilidad, irreversibilidad y trabajo disponible	84
5.1.3 Componentes de la exergía	85
5.1.4 Estado muerto.....	86
5.2 Estados exergéticos del turbofan GE 90-115B	86
5.2.1 Incremento de exergía	88
5.3 Indicadores de sustentabilidad exergética por equipo.....	91
5.4 Indicadores de evaluación exergética del sistema.....	105
5.5 indicadores a condiciones de vuelo crucero del turbofan GE 90-115B	122
Análisis exergoeconómico	127
6.1 La exergoeconomía	127
6.2 Estructura productiva	129
6.3 Reglas de asignación de costos exergéticos	132
6.4 Determinación de los costos exergéticos	133
6.5 Costos exergéticos a condiciones de vuelo crucero	144
Análisis Ambiental	147
7.1 Potencial de calentamiento global a condiciones de despegue	148
7.2 Potencial de calentamiento global a condiciones de vuelo crucero	154
Conclusiones	157
Perspectivas a futuro	161
Referencias.....	163
Libros	163
Artículos	164
Recurso de internet.....	167

Índice de Figuras

Figura 2.1. Flujo a través de un volumen de control	14
Figura 2.2. Tubo de corriente para un flujo, tomado como volumen de control	16
Figura 2.3. Movimiento del sistema de control con respecto a una superficie de control	17
Figura 2.4. Movimiento del flujo a través de un volumen de control	20
Figura 2.5. Diagrama esquemático del fluido en tubería	22
Figura 2.6. Diagrama de las componentes de un fluido	23
Figura 2.7. Sistema en el tiempo $t + \delta t$	26
Figura 2.8. Punto de estado y su correspondiente estado de estancamiento	28
Figura 2.9. Frente de onda de un fluido en un ducto	29
Figura 2.10. Onda de presión a lo largo de un ducto	30
Figura 3.1. Diagrama esquemático de un turbojet simple	34
Figura 3.2. Presión de estancamiento en función de la trayectoria del fluido de trabajo del turbojet	34
Figura 3.3. Diagrama esquemático del turbofan	35
Figura 3.4. Turbofan de tipo serie con flujo mezclado	37
Figura 3.5. Presión de estancamiento en función de la trayectoria del fluido de trabajo del turbofan con flujo mezclado	37
Figura 3.6. Velocidad del fluido de trabajo del turbofan con flujo mezclado	38
Figura 3.7. Turbofan de tipo serie sin flujo mezclado	39
Figura 3.8. Presión de estancamiento del fluido de trabajo en función de la trayectoria del turbofan sin mezclado	39
Figura 3.9. Velocidad del fluido de trabajo del turbofan sin flujo mezclado	40
Figura 3.10. Turbofan de tipo paralelo “After-Fan”	40
Figura 3.11. Diagrama esquemático de la primera configuración del motor de doble flecha	41
Figura 3.12. Diagrama esquemático de la segunda configuración del motor de doble flecha	42
Figura 3.13. Diagrama esquemático de la configuración del motor de tres flechas	42
Figura 3.14. Turbofan GE 90-155B	43
Figura 3.15. Boeing 777-200LR	43
Figura 3.16. Diagrama esquemático del turbofan GE 90-115B	43
Figura 3.17. Álabes del fan GE 90-115B	44
Figura 3.18. Compresor axial	45
Figura 3.19. Compresor del turbofan GE 90-115B	45
Figura 3.20. Cámara de combustión anular	46
Figura 3.21. Cámara de combustión tubo-anular	46
Figura 3.22. Diagrama esquemático de la turbina del turbofan GE 90-115B	47
Figura 3.23. Turbofan GE 90-115B	48
Figura 3.24. Plan de vuelo	49

Figura 4.1. Turbofan GE 90-155B	52
Figura 4.2. Diagrama T-s del ciclo termodinámico del turbofan a diferentes relaciones de presiones.....	59
Figura 4.3. Indicadores ambientales en función de la relación de presiones del compresor a condiciones de despegue	65
Figura 4.4. Indicadores ambientales en función de la relación de presiones del compresor a condiciones de vuelo crucero	65
Figura 4.5. Exceso de aire en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente	69
Figura 4.6. Exceso de aire en función de la temperatura de entrada a la turbina a diferentes temperaturas ambiente	69
Figura 4.7. Cámara de combustión	72
Figura 4.8. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes temperaturas ambiente y relaciones de presiones del compresor a condiciones de despegue.....	76
Figura 4.9. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes temperaturas de entrada a la turbina y relaciones de presiones del compresor a condiciones de despegue.....	77
Figura 4.10. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes bypass y relaciones de presiones del compresor a condiciones de despegue	78
Figura 4.11. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes temperaturas de entrada a la turbina y relaciones de presiones del compresor a condiciones de vuelo crucero	78
Figura 4.12. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes bypass y relaciones de presiones del compresor a condiciones de vuelo crucero	79
Figura 4.13. Eficiencia total en función de temperatura de entrada a la turbina	80
Figura 5.1. Proceso de expansión	84
Figura 5.2. Diagrama exergía entalpía del ciclo termodinámico del turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones del compresor para condiciones de despegue	87
Figura 5.3. Incremento de entropía en los procesos ocurridos en los equipos del turbofan GE 90-155B a condiciones de despegue	89
Figura 5.4. Incremento de irreversibilidades en los procesos ocurridos en los equipos del turbofan GE 90-155B a condiciones de despegue.....	90
Figura 5.5. Incremento de exergía en los procesos ocurridos en los equipos del turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue	91
Figura 5.6. Eficiencia exergética de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	92
Figura 5.7. Relación relativa de irreversibilidad de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	93
Figura 5.8. Relación de reducción de exergía suministrada de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	94
Figura 5.9. Relación de reducción de la exergía del combustible de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor.....	94
Figura 5.10. Relación de falta de productividad de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	96

Figura 5.11. Indicador de la relación de producción de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	96
Figura 5.12. Indicador de la relación del combustible de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	97
Figura 5.13. Potencial de mejoramiento exergético de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	97
Figura 5.14. Relación de mejoramiento de la irreversibilidad de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	99
Figura 5.15. Relación de mejoramiento potencial de la exergético suministrada a los equipo del turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones del compresor	99
Figura 5.16. Relación de mejoramiento potencial de la exergía suministrada al sistema para diferentes relaciones de presiones del compresor	100
Figura 5.17. Mejoramiento de la eficiencia exergética de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	100
Figura 5.18. Costos de las irreversibilidades en los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones del compresor	102
Figura 5.19. Factor de efectos ambientales de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones.....	103
Figura 5.20. Índice de sustentabilidad exergética de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	103
Figura 5.21. Factor de efectos sustentables de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	104
Figura 5.22. Factor de efectos ecológicos de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor	104
Figura 5.23. Flujo de irreversibilidades en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente.....	105
Figura 5.24. Flujo de irreversibilidades en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	106
Figura 5.25. Eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente.....	107
Figura 5.26. Eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	108
Figura 5.27. Relación de pérdida de exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente	109
Figura 5.28. Relación de pérdida de exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada de la turbina	109
Figura 5.29. Factor de falta de productividad del sistema en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente	110
Figura 5.30. Factor de falta de productividad del sistema en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada de la turbina	111
Figura 5.31. Potencial de mejoramiento exergético en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente	112
Figura 5.32. Potencial de mejoramiento exergético en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina	112
Figura 5.33. Razón de mejoramiento potencial de la exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente	113

Figura 5.34. Razón de mejoramiento potencial de la exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina	114
Figura 5.35. Mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente	115
Figura 5.36. Mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina	115
Figura 5.37. Factor de efectos ambientales en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente.....	116
Figura 5.38. Factor de efectos ambientales en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	117
Figura 5.39. Índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente	118
Figura 5.40. Índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina	118
Figura 5.41. Factor de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente.....	119
Figura 5.42. Factos de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina	120
Figura 5.43. Factor de efectos ecológicos en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente.....	121
Figura 5.44. Factor de efectos ecológicos en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	121
Figura 5.45. Eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	122
Figura 5.46. Mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina	123
Figura 5.47. Factor de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina	123
Figura 5.48. Factor de efecto ambiental en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	124
Figura 5.49. Índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina	125
Figura 5.50. Factor de efectos ecológico en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	125
Figura 6.1. Propósito productivo del difusor	129
Figura 6.2. Propósito productivo del fan	130
Figura 6.3. Propósito productivo del compresor.....	130
Figura 6.4. Propósito productivo de la cámara de combustión.....	130
Figura 6 5. Propósito productivo de la TAP	130
Figura 6.6. Propósito productivo de la TBP	130
Figura 6.7. Propósito productivo de la tobera.....	131
Figura 6.8. Propósito productivo de la tobera del fan.....	131
Figura 6.9. Estructura productiva del turbofan	132
Figura 6.10. Costos exergético del turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue	135

Figura 6.11. Costo exergético del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	136
Figura 6.12. Costo exergético del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	136
Figura 6.13. Costo exergético del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	137
Figura 6.14. Costo exergético del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	137
Figura 6.15. Costo exergético del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	138
Figura 6.16. Costo exergético del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	139
Figura 6.17. Costos por unidad de tiempo del turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue	139
Figura 6.18. Costo del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	140
Figura 6.19. Costo del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	141
Figura 6.20. Costo del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	142
Figura 6.21. Costo del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	142
Figura 6.22. Costo del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	143
Figura 6.23. Costo del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente.....	143
Figura 6.24. Costos por unidad de tiempo del turbofan GE 90-115B a condiciones de vuelo crucero.....	144
Figura 6.25. Costo del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	145
Figura 6.26. Costo del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	145
Figura 6.27. Costo del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas de entrada a la turbina.....	146
Figura 7.1. Potencial de calentamiento global del CO en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente.....	148
Figura 7.2. Potencial de calentamiento global del CO en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina.....	149
Figura 7.3. Potencial de calentamiento global de los NO _x en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente.....	150
Figura 7.4. Potencial de calentamiento global de los NO _x en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina.....	150
Figura 7.5. Potencial de calentamiento global del CO ₂ en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente.....	151

Figura 7.6. Potencial de calentamiento global de CO ₂ en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina	152
Figura 7.7. Potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente	153
Figura 7.8. Potencial de calentamiento global en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina.....	153
Figura 7.9. Potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y razones de bypass	154
Figura 7.10. Potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes temperaturas de entrada a la turbina y relaciones de presiones del compresor.....	155
Figura 7.11. Potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes razones de bypass y relaciones de presiones del compresor.	155

Índice de Tablas

Tabla 3.1. Fases de un típico vuelo comercial	49
Tabla 3.2. Condiciones de diseño y fuera de diseño del turbofan GE 90-115B	50
Tabla 4.1. Productos generados por la combustión del JET A1	67
Tabla 4.2. Constantes para diferentes compuestos	70
Tabla 4.3. Propiedades de los gases de combustión	71

Nomenclatura

Lista de símbolos

a	velocidad del sonido	[m/s]
A	área	[m ²]
c	velocidad	[m/s]
c_D	coeficiente de arrastre	[-]
c_p	calor específico a presión contante	[kJ/(kgK)]
c_v	calor específico a volumen contante	[kJ/(kgK)]
CEC	consumo específico de combustible	[kg _{comb} /(Nh)]
$C\dot{I}$	costo de las irreversibilidades	[kW/\$]
D	diámetro	[m]
E	energía	[kJ]
\dot{E}	flujo de energía	[kW]
EI	indicador ambiental	[g/kg _{comb}]
E^*	costo exergético	[MW]
f	factor de fricción	[-]
F	fuerza, recurso	[N], [-]
FEA	factor de efecto ambiental	[-]
FEE	factor de efectos ecológicos	[-]
FES	factor de eficiencia sustentable	[-]
g	gravedad	[m/s ²]
GPW	potencial de calentamiento global	[kg _{co2eq} /(kNh)]
h	entalpía por unidad de masa	[kJ/kg]
i	irreversibilidad por unidad de masa	[kJ/kg]
I	irreversibilidad	[kJ]
\dot{I}	flujo de irreversibilidad	[kW]
IR	indicador de razón	[-]
IRP	razón de producción	[-]
ISE	índice de sustentabilidad exergética	[-]
k^*	costo exergético unitario	[-]
m	masa	[kg]
\dot{m}	flujo másico	[kg/s]
M	número de Mach	[-]
P	presión, producto	[bar], [MW]
PM	peso molecular	[g/mol]

<i>PCI</i>	poder calorífico inferior	[kJ/kg _{comb}]
<i>PME</i>	potencial de mejoramiento exergetico	[kW]
<i>q</i>	calor por unidad de masa	[kJ/kg]
<i>Q</i>	calor	[kJ]
\dot{Q}	flujo de calor	[kW]
<i>rac</i>	relación aire combustible	[kg _a /kg _{comb}]
<i>rca</i>	relación combustible aire	[kg _{comb} /kg _a]
<i>R</i>	constante particular del gas, región, residuo	[kJ/(kgK)], [-], [-]
<i>RMPE</i>	razón de mejoramiento potencial de la exergía	[-]
<i>RRÉ</i>	razón de reducción de exergía	[-]
<i>RRĪ</i>	razón relativa de la irreversibilidad	[-]
<i>RFP</i>	relación de falta de productividad	[-]
<i>s</i>	entropía por unidad de masa	[kJ/(kg K)]
<i>t</i>	tiempo	[s]
<i>T</i>	temperatura	[K, °C]
<i>u</i>	energía interna por unidad de masa	[kJ/kg]
<i>v</i>	volumen específico	[m ³ /kg]
<i>V</i>	volumen	[m ³]
<i>W</i>	trabajo	[kJ]
\dot{W}	potencia	[kW]
<i>z</i>	altura	[m]

Subíndices

<i>a</i>	aire
<i>af</i>	flama adiabática
<i>amb</i>	ambiente
<i>c</i>	caliente, cinética
<i>cc</i>	cámara de combustión
<i>comb</i>	combustible
<i>C</i>	compresor
<i>CAP</i>	compresor de alta presión
<i>CBP</i>	compresor de baja presión
<i>d</i>	difusor
<i>e</i>	entrada
<i>ex</i>	externa
<i>est</i>	estequiométrica
<i>f</i>	frío, formación, física
<i>F</i>	fan
<i>gc</i>	gases de combustión
<i>i</i>	corriente
<i>in</i>	interna
<i>k</i>	equipo

<i>m</i>	material
<i>n</i>	vector normal
<i>N</i>	neto
<i>NM</i>	nivel del mar
<i>o</i>	total
<i>p</i>	potencial
<i>pr</i>	producida
<i>P</i>	producto
<i>q</i>	química
<i>real</i>	real
<i>rev</i>	reversible
<i>R</i>	reactivo
<i>s</i>	salida, isoentrópico, específico
<i>sc</i>	superficie de control
<i>sum</i>	suministrada
<i>T</i>	total
<i>th</i>	térmica
<i>TAP</i>	turbina de alta presión
<i>TBP</i>	turbina de baja presión
<i>TF</i>	turbofan
<i>Tob</i>	tobera
<i>Tob-fan</i>	tobera del fan
<i>v</i>	vuelo
<i>vc</i>	volumen de control
<i>x</i>	coordenada
<i>0</i>	estado de estancamiento
A,B,C,1,2	región
1-7	estados termodinámicos

Símbolos griegos

$\alpha, \varepsilon, \phi$	ángulo	[°]
β	bypass	[-]
ρ	densidad	[kg/m ³]
η	eficiencia	[-]
λ	exceso de aire	[%]
\mathcal{T}	empuje	[Ns/kg]
ψ	eficiencia exergética	[-]
\mathcal{E}	exergía por unidad de masa	[kJ/kg]
γ	relación de calores específicos	[-]
π	relación de presiones	[-]

Resumen

En este trabajo se realiza un análisis exergo-ambiental a la turbina de gas aérea de tipo turbofan GE 90-115B, basado en el análisis exergoeconómico y ambiental, donde se emplean indicadores de evaluación de sustentabilidad exérgica y ambiental para evaluar el desempeño del motor aéreo a las condiciones que son sometidos a lo largo de un vuelo. Ya que las turbinas de gas aéreas son indispensables en el sector aéreo, así como en el desarrollo económico de los países; por este motivo el objetivo de este trabajo es desarrollar una metodología exergo-ambiental para evaluar el desempeño del motor de aviación GE 90-115B a diferentes condiciones de vuelo, en función de las irreversibilidades, costos exergoeconómicos y emisiones generadas.

El estudio del desempeño del turbofan GE 90-115B en este trabajo, inicia con el análisis energético a diferentes condiciones ambiente de vuelo, relación de presiones del compresor, temperatura de entrada a la turbina y relación de bypass. Para determinar la pérdida de exergía en el sistema (irreversibilidad), se realiza un análisis exérgico al sistema, con este se predecir de mejor manera el desempeño del motor mediante las eficiencias exérgicas de los equipos que componente al turbofan. Aunado a esto, la utilización de indicadores de sustentabilidad exérgica, tales como el potencial de mejoramiento exérgico, el índice de sustentabilidad exérgica, el factor de efectos ambientales, entre otros, son útiles para determinar la sustentabilidad del turbofan, estos se obtiene en función del análisis exérgico.

Para realizar un análisis más completo del desempeño del motor se implementa el análisis exergoeconómico, estudio importante debido a las pérdidas económicas que se reflejan mediante la generación de irreversibilidades del sistema, así como el costo de la generación del empuje, que es el objetivo del motor.

Para el desarrollo del estudio exergo-ambiental del turbofan GE 90-115B se toman dos condiciones de vuelo, despegue y crucero; para las condiciones de despegue, el motor opera a un Mach de vuelo de 0.2 a condiciones ambientales de presión y temperatura de 1.013 bar y 15 °C, respectivamente; y para vuelo crucero, el Mach es de 0.85 y las condiciones ambientales de presión y temperatura son de 0.29 bar y 218.8 K.

Como resultados del análisis energético para condiciones de despegue, el empuje específico y el consumo específico de combustible del turbofan GE 90-115B son de 228.44 Ns/kg y 0.44 kg_{comb}/(Nh) respectivamente; asimismo, se comprobó que la disminución de la temperatura ambiente, y el aumento en la temperatura de entrada a la turbina genera un incremento en el empuje específico del motor.

Del análisis exérgico, se encuentra que los gases de combustión generan 342.82 kJ/kg de irreversibilidades al enviarse al medio ambiente, la cámara de combustión genera 285.32 kJ/kg, y es el equipo del GE 90-115B que genera mayor irreversibilidades

Mediante el análisis exergo-económico se obtuvieron los costos de la generación de empuje, combustible y residuo, los cuales fueron de 0.028 \$/s, 0.042 \$/s y 0.013 \$/s, respectivamente; y el potencial

de calentamiento global total, obtenido mediante el análisis ambiental, es de 0.098 kgCO₂eq/(kNh) a condiciones de despegue y a vuelo crucero es de 0.113 kgCO₂eq/(kNh).

Abstract

In this work an exergo-environmental analysis of the turbofan engine GE 90-115B, based on the exergoeconomic and environmental analysis, where exergy and environmental sustainability assessment indicators are used to evaluate the performance of the aircraft engine to the conditions that are submitted during a flight. Since the aircraft engines are indispensable in the air sector, as well as in the economic development of the countries; for this reason the objective of this work is to develop an exergo-environmental methodology to evaluate the performance of the GE 90-115B engine at different flight conditions, based on the irreversibilities, exergoeconomic costs and emissions generated.

The study of the performance of the GE 90-115B turbofan engine in this work begins with the energy analysis at different ambient flight conditions, compressor pressure ratios, turbine inlet temperatures and bypass ratios. To determine the loss of exergy in the system (irreversibility), an exergy analysis is carried out which helps to better predict the performance of the aircraft engine through the exergy efficiencies of the equipments that composes the turbofan. In addition to this, the use of exergoeconomic sustainability indicators such as the potential for exergy improvement, the exergoeconomic sustainability index, the environmental effects factor, among others, are useful to determine the sustainability of the turbofan engine, these in function on the exergy analysis.

To perform a more complete analysis of aircraft engine performance, the exergoeconomic analysis is implemented, an important study due to the economic losses that are reflected by the generation of irreversibility of the system, as well as the cost of generating the thrust, which is the objective of the aircraft engine.

For the development of the exergo-environmental study of the turbofan engine GE 90-115B, two flight, take-off and cruise conditions were taken; for take-off conditions, the engine operates at a Mach 0.2 flight at ambient conditions of pressure and temperature of 1.013 bar and 15 °C, respectively, while on a cruising flight, the Mach is 0.85 and the environmental conditions of pressure and temperature are 0.29 bar and 218.8 K.

As a result of the energy analysis for take-off conditions, the specific thrust and specific fuel consumption of the turbofan engine GE 90-115B are 228.44 Ns/kg and 0.44 kg/(Nh) respectively, also it was found that the decrease in ambient temperature, as well as the increase in the inlet temperature to the turbine generates an increase in the specific thrust of the aircraft engine.

From the exergy analysis, it was found that combustion gases are the main generators of irreversibilities, which have a value of 342.82 kJ/kg. On the other hand, the equipment with the greatest generation of irreversibility of the turbofan engine GE 90-115B is the combustion chamber with a value of 285.32 kJ/kg.

By means of the exergo-economic analysis, the costs of thrust, fuel and waste were obtained, which were 0.028 \$/s, 0.042 \$/s and 0.013 \$/s, respectively; while the total global warming potential, obtained through environmental analysis is 0.098 kgCO_{2eq}/(kNh) and in cruise condition it is 0.113 kgCO_{2eq}/(kNh).

Introducción

Las turbinas de gas se utilizan en diferentes sectores, pero su mayor aplicación se ha tenido en el sector aéreo. En 1937 Whittle marcó el desarrollo de las turbinas de gas aéreas, con su modelo experimental; a partir de entonces, éstas han desplazado por completo al motor alternativo, a excepción de la aviación ligera, debido a su alta relación potencia peso. En 1950 se desarrollaron nuevos motores aéreos, el más sobresaliente fue el Rolls-Royce Olympus, ya que fue el primer motor comercial de doble eje. Posteriormente se desarrollaron modelos más avanzados de este motor y se utilizaron en el transporte aéreo supersónico.

Las turbinas de gas aéreas generan el empuje requerido por la aeronave; esto lo logran gracias a la alta velocidad de los gases de combustión que salen de la tobera, equipo que ayuda a expandir estos hasta la presión atmosférica. Años después se identificó la posibilidad de aumentar el desempeño propulsivo de las turbinas aéreas y disminuir el ruido generado por las altas velocidades con la que los gases de combustión eran expulsados. Esto se logró mediante el desarrollo de motores con bypass, conocidos como turbofan; en estos motores, la corriente principal de aire se divide en dos flujos, uno de éstos se suministra al compresor y el otro flujo pasa a través del bypass. El resultado de esto es un chorro propulsivo de velocidad media que proporciona mayor desempeño propulsivo y menor ruido generado por la expulsión de los gases de combustión. Las turbinas de gas de tipo turbofan tienen mayor eficiencia de propulsión que los primeros motores aéreos desarrollados (turbojet), particularmente para el funcionamiento a velocidades subsónicas (Sirignano, 2001). Básicamente, un turbojet integra el núcleo del turbofan; el cual se compone de un difusor, un compresor, una cámara de combustión, una turbina y una tobera; en los motores de tipo turbofan, la turbina suministra el trabajo necesario para mover al compresor, y también suministra trabajo al fan externo al núcleo; tanto el fan como el núcleo se encuentran en el interior de una coraza.

Para los motores de avión es importante el estudio de los parámetros de desempeño, tales como el empuje específico y el margen de disminución de la velocidad de giro del fan y compresor, esto para garantizar la seguridad de la aeronave, además del consumo específico de combustible. A pesar de que los motores de reacción tienen un uso comercial desde hace 55 años, aun no hay métodos directos para medir el empuje del motor durante un vuelo y sólo se puede estimar de manera indirecta, mediante presiones medibles o velocidades rotacionales (Henriksson, 2011). Para la estimación del empuje en los primeros motores desarrollados, es decir los turbojet, se utilizaba la relación de presiones del motor (EPR), que se define como la relación entre la presión total de salida y la presión total de entrada. El problema surgió con la introducción de los motores aéreos de tipo turbofan, ya que parte significativa del empuje neto es proporcionada por la corriente que pasa por el bypass y la utilización del EPR no era suficiente, debido a que sólo consideraba la relación de presiones del núcleo del motor y por lo tanto sólo la contribución del flujo de aire suministrado al compresor. Para poder estimar el empuje en estos motores, se desarrollaron

dos alternativas (Stevenson, 1995), una de ellas era usar la relación de presiones integrada (IEPR), que está basada sobre un promedio de área y peso del bypass y la relación de presiones de la tobera; la segunda alternativa es utilizar la velocidad rotacional del fan (N_1). Actualmente, los fabricantes de estos motores aunados a los parámetros mencionados anteriormente, miden la temperatura total interturbina (ITT) o bien la temperatura total de los gases de escape de la turbina de baja presión (EGT), para medir el desempeño del motor (Henriksson, 2011) y (Saravanamutto, 1996). De esta manera, en este proyecto de investigación se desarrolla una metodología para obtener los parámetros de desempeño del motor turbofan GE 90-115B, basados en modelos matemáticos donde se involucran variables tales como presión, temperatura, velocidades del fluido a la entrada y salida del motor y velocidad de vuelo del avión. Con esta metodología se estima de manera indirecta el desempeño del motor a diferentes altitudes y velocidades de vuelo, y a diferentes condiciones ambiente a las que se somete durante un vuelo.

Más aún, en este proyecto de investigación se implementa el estudio exergo- ambiental al motor aéreo, que se basa en el análisis exergético y el análisis ambiental. El análisis exergético es una herramienta que proporciona información sobre las irreversibilidades, la disponibilidad de la energía y el desempeño del sistema, asimismo es una herramienta importante para el estudio del desempeño del motor. Este estudio ofrece un caso real de evaluación, además es particularmente útil en la identificación de las principales ineficiencias (Turan, 2011). Los análisis que combinan la primera y segunda ley de la termodinámica han recibido poca atención en el sector aéreo. Entre los más destacados se encuentran los publicados por Etel y Rosen, ellos realizan el análisis de exergía a un turborreactor a una altitud de vuelo de 15,000 m; para evaluar los efectos en la aeronave (Etel, 2001); Roth y Mavris, realizan un estudio del desempeño de los diversos métodos de trabajo potencial en un turborreactor J-79 (Roth, 2000), (Curran, 1993) y (Riggins, 1997). Por otra parte, en este proyecto se realiza el estudio de los parámetros de sustentabilidad exergética tales como, factor de efecto ambiental, índice de sustentabilidad exergética, factor de efectos ecológicos, etc., los cuales son importantes para medir el desarrollo sustentable del motor aéreo.

La parte ambiental es un tópico importante debido a la contaminación que generan estos motores, actualmente científicos e investigadores han puesto los ojos en el sector aéreo debido a la gran cantidad de emisiones que generan los motores de este sector es decir, las turbinas de gas aéreas. En los aeropuertos, durante la última década la contaminación se convirtió en uno de los problemas de mayor interés en el estudio del medio ambiente. La literatura disponible en esta área abarca tres temas principales: el primero es determinar los contaminantes del aeropuerto; el segundo es, cuantificar la dispersión en los aeropuertos y zonas adyacentes; y por último, los efectos sobre la salud, relacionados con la exposición a contaminantes generados por los mismos. Junto a estos tres problemas, las agencias ambientales y de salud dan umbrales de referencia para la exposición a corto plazo en las personas (Testa, 2013). En algunos casos; sin embargo, los niveles de umbrales no se conocen sobre todo para algunos hidrocarburos sin quemar (C_nH_m) y/o para la exposición a largo plazo. Las emisiones de los aviones, debido al resultado de la combustión del aire y del combustible son principalmente dióxido de carbono (CO_2) y agua (H_2O). Los productos secundarios son el monóxido de carbono (CO); óxido de nitrógeno (NO_x); dióxido de azufre (SO_2); y el hollín (Webb et al. 2008). Las emisiones de los NO_x son altas cuando los motores funcionan a alta temperatura; por ejemplo, durante el despegue, mientras que las emisiones de CO y C_nH_m disminuyen; el C_nH_m comprende tantos compuestos orgánicos volátiles y no volátiles, hidrocarburos aromáticos y otras moléculas complejas.

Otra parte importante que se desarrolla en este proyecto es el estudio económico, el cual es un método que combina el análisis exergético con el análisis económico. Esta metodología ayuda a evaluar los costos de las ineficiencias o los costos individuales de los procesos, además, permite cuantificar la cantidad de recursos naturales, que se consumen al realizar un determinado proceso, y por lo tanto, determinar cuál es su valor económico, en términos del recurso consumido.

Resumen de los capítulos

El objetivo de este proyecto es describir el funcionamiento de un motor de tipo turbofan y evaluar su impacto al ambiente, ya que estos motores son ampliamente utilizados en el sector aéreo y son parte importante del desarrollo económico de los países. El alcance del proyecto consiste en realizar el estudio exergético, exergoeconómico y ambiental a condiciones de despegue y vuelo crucero.

En el segundo capítulo se presentan las ecuaciones fundamentales y esenciales para el estudio del motor y el desarrollo de los siguientes capítulos, tales como: la ecuación de continuidad, la primera y segunda ley de la termodinámica y la segunda ley de Newton.

En el capítulo tres se exponen los diferentes tipos de motores aéreos y las generalidades del turbofan. También se especifican y describen los diferentes componentes del turbofan GE 90-115B, así como, algunas de sus principales características.

El capítulo cuatro, es referente al estudio energético del turbofan, se desarrollan las ecuaciones utilizadas para determinar las propiedades de los estados termodinámicos de los fluidos de trabajo, éstas son necesarios para determinar los parámetros de desempeño energético del motor. También se evalúa el desempeño energético del motor a las condiciones de vuelo consideradas en este trabajo.

En el quinto capítulo se lleva a cabo el análisis exergético del turbofan para determinar las irreversibilidades de sus componentes y del motor, también se evalúan los indicadores de sustentabilidad exergética del motor.

El estudio exergoeconómico del turbofan se presenta en este capítulo seis y está basado en un análisis del motor aplicando la teoría de los costos económicos. En esta sección se estima el valor económico del producto del motor, así como el costo económico de las pérdidas de exergía generadas por su proceso de generación.

En el capítulo siete se estima el potencial de calentamiento global a las condiciones de despegue y vuelo crucero. Dicho indicador es un parámetro importante debido al gran consumo de combustible.

Capítulo 1

Hipótesis y objetivos

Es posible disminuir el consumo específico de combustible del turbofan GE 90-115B, así como su generación de gases de efecto invernadero, sin comprometer el empuje del motor, mediante la variación de algunos parámetros tales como: relación de presiones del compresor y temperatura de entrada a la turbina.

1.1 Objetivo general de la investigación

Este proyecto de investigación tiene como objetivo general, desarrollar una metodología exergo-ambiental para la evaluación del desempeño del motor de aviación de tipo turbofan GE 90-115B, a diferentes condiciones del plan de vuelo, mediante la cuantificación de las irreversibilidades, costos exergoeconómicos y emisiones generadas.

1.2 Objetivos específicos de la investigación

- Aplicar el análisis energético, exergético y ambiental a un motor de aviación siguiendo la metodología exergo-ambiental.
- Obtener el empuje específico y consumo específico de combustible para las condiciones de despegue y vuelo crucero.
- Determinar las emisiones generadas por el motor de aviación a diferentes condiciones de operación mediante el desarrollo de un modelo de combustión.

- Evaluar los indicadores exergéticos e indicadores de sustentabilidad exergética a partir de los resultados obtenidos de la aplicación de la metodología exergo-ambiental.
- Implementar el análisis exergoeconómico al motor aéreo mediante la aplicación de la teoría de costos exergéticos.
- Evaluar el indicador ambiental en función de consumo específico de combustible a condiciones de despegue y vuelo crucero.

Capítulo 2

Ecuaciones fundamentales

2.1 Leyes de conservación de fluidos

Con el desarrollo de los motores de propulsión a chorro, las turbinas de gas y la aerodinámica de altas velocidades, el estudio del mecanismo del fluido ha adquirido gran importancia. Anteriormente, la relación entre las fuerzas, masas y velocidades en un fluido eran conocidas y se utilizaban en la mecánica de los fluidos, tales conocimientos han sido necesarios para el diseño de diversos equipos modernos, particularmente aquellos que involucran fluidos incompresibles.

Para fluidos compresibles de altas velocidades, el análisis se realiza mediante ciertas hipótesis que son aplicadas a los cuatro principios o leyes fundamentales, sobre los que se basan directa o indirectamente el estudio en el comportamiento dinámico o termodinámico de los fluidos, las cuales son:

- Ley de conservación de masa
- Segunda ley de newton (cantidad de movimiento)
- Primera ley de la termodinámica
- Segunda ley de la termodinámica

2.2 Ley de conservación de masa; ecuación de continuidad

Para fluidos homogéneos (de una solo fase) o mezclas uniformes, la expresión de la conservación de masa se conoce como ecuación de continuidad (Whitaker, 1968), la cual se expresa de la siguiente manera

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{El cambio en el tiempo} \\ \text{de la masa de un cuerpo} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{La razón a la cual la masa es} \\ \text{suministrada al cuerpo} \end{array} \right\}$$

Considerando un volumen de control arbitrario, fijo al sistema de referencia en el campo general de velocidades $\mathbf{c}(x,y,z,t)$, tal como se muestra en la Figura 2.1. Para el tiempo t la superficie de control se encuentra situada en la posición marcada por la línea continua, para un intervalo de tiempo dt posterior, es decir para un tiempo $t+dt$, el sistema se ha desplazado hasta el límite marcado ahora por la línea de trazos. En la misma Figura 2.1 también se muestran tres regiones espaciales: (A), (B) y (C); y al realizar un balance de masa se obtiene lo siguiente:

$$(m_A)_t + (m_B)_t = (m_B)_{t+dt} + (m_C)_{t+dt} \quad (2.1)$$

o bien

$$\frac{(m_B)_{t+dt} - (m_B)_t}{dt} = \frac{(m_A)_t - (m_C)_{t+dt}}{dt} \quad (2.2)$$

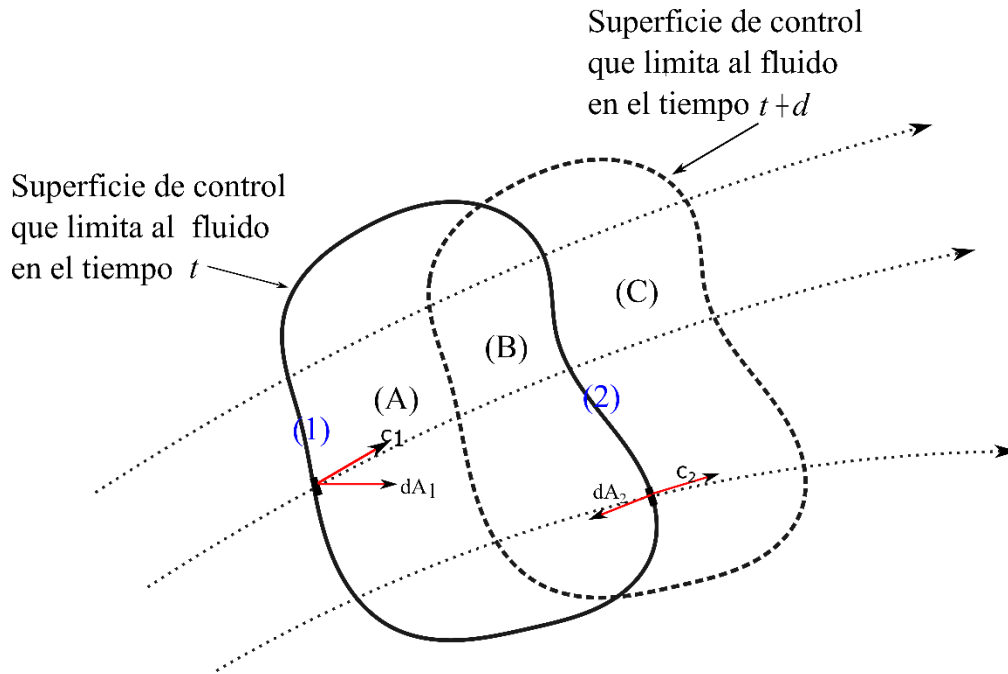


Figura 2.1. Flujo a través de un volumen de control

En el límite, cuando $dt \rightarrow 0$, el primer término de la ecuación (2.2), se transforma en la rapidez de la variación de la masa contenida en el volumen de control con respecto al tiempo, es decir:

$$\lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{(m_B)_{t+dt} - (m_B)_t}{dt} \right] = \frac{\partial (m_B)}{\partial t} \quad (2.3)$$

La masa, m_B , se puede escribir de la siguiente manera

$$m_B = \int_{vc} \rho dV \quad (2.4)$$

donde dV es un elemento diferencial de volumen

El segundo miembro de la ecuación (2.2) representa el flujo de materia a través de la superficie del volumen de control, este flujo entra al volumen de control a través de (1) y sale a través (2) y se debe a la velocidad del flujo. Entonces la ecuación (2.2) se puede reescribir como

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV = \int \rho c_n dA_1 - \int \rho c_n dA_2 \quad (2.5)$$

c_n es la componente del vector velocidad normal a la superficie del volumen de control. En forma vectorial la ecuación (2.5) se representa de la siguiente forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho dV = \oint_{sc} \rho \mathbf{c} \cdot d\mathbf{A} \quad (2.6)$$

Donde dA es la diferencial de área dirigido hacia el interior del volumen de control. $\mathbf{c} \cdot d\mathbf{A}$ es positivo cuando el flujo se dirige hacia dentro del volumen de control y negativo cuando el flujo va hacia fuera. La ecuación (2.6) es la ecuación general de continuidad para un fluido y corresponde a la definición presentada al principio de la sección.

Si la masa dentro del volumen de control es constante con respecto al tiempo, la ecuación (2.6) se reescribe de la siguiente manera

$$\oint_{sc} \rho \mathbf{c} \cdot d\mathbf{A} = 0 \quad (2.7)$$

Para fluidos incompresibles la ecuación (2.7) se escribe de la siguiente manera

$$\oint_{sc} \mathbf{c} \cdot d\mathbf{A} = 0 \quad (2.8)$$

Si un flujo es permanente, algunas veces es conveniente tomar un volumen de control cuyas fronteras longitudinales coincidan con las de un tubo de corriente y cuyas fronteras transversales formen ángulos rectos con las líneas de corriente (Daily, 1969), como se muestra en la Figura 2.2. Por definición, en un tubo de corriente no hay flujo a través de las fronteras longitudinales, por lo tanto, la integral sobre la superficie del volumen de control de la ecuación (2.7), se obtiene sobre la sección trasversal (1) y (2), entonces, el flujo másico se expresa de la siguiente manera

$$\rho c_1 dA_1 = \rho c_2 dA_2 \quad (2.9)$$

Para un flujo permanente, el flujo másico a lo largo del tubo de corriente es contante, entonces se tiene que

$$\dot{m} = \rho c A = cte \quad (2.10)$$

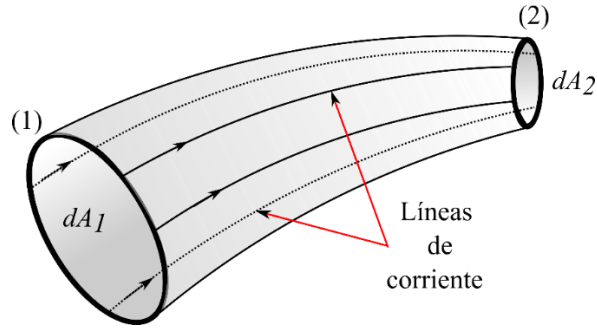


Figura 2.2. Tubo de corriente para un flujo, tomado como volumen de control

2.2 Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica establece que:

Para cualquier sistema, el calor neto proporcionado debe ser igual al aumento de energía en el sistema, más la cantidad de energía en forma de trabajo que abandona el sistema; entonces la primera ley de la termodinámica se establece de la siguiente manera:

$$\delta Q - \delta W = dE \quad (2.11)$$

donde

δQ calor suministrado al sistema por sus alrededores (depende de la trayectoria).

δW trabajo hecho por el sistema sobre sus alrededores (depende de la trayectoria).

dE incremento de la energía del sistema (depende del estado final e inicial).

La ecuación (2.11) también se conoce como el principio de conservación de energía, donde E , es la energía del sistema; y se compone de la energía interna, potencial, cinética, eléctrica, magnética y capilar, considerando sólo las tres primeras energías, la energía del sistema, E , se puede escribir como:

$$E = mu + mgz + \frac{1}{2} mc^2 \quad (2.12)$$

Considerando un fluido que se mueve a través de un cierto volumen de control, limitado por una superficie de control, como se muestra en la Figura 2.3. Para el tiempo t , esta figura muestra la superficie de control que se encuentra situado en la posición marcada por la línea punteada; para un intervalo de tiempo dt posterior, es decir para un tiempo $t+dt$ el sistema se ha desplazado hasta el límite marcado ahora por la línea de trazos. Realizando un balance de energía al sistema, la ecuación (2.11) se puede expresar de la siguiente manera

$$\delta Q + \delta W = (E_C + E_B)_{t+dt} - (E_A + E_B)_t \quad (2.13)$$

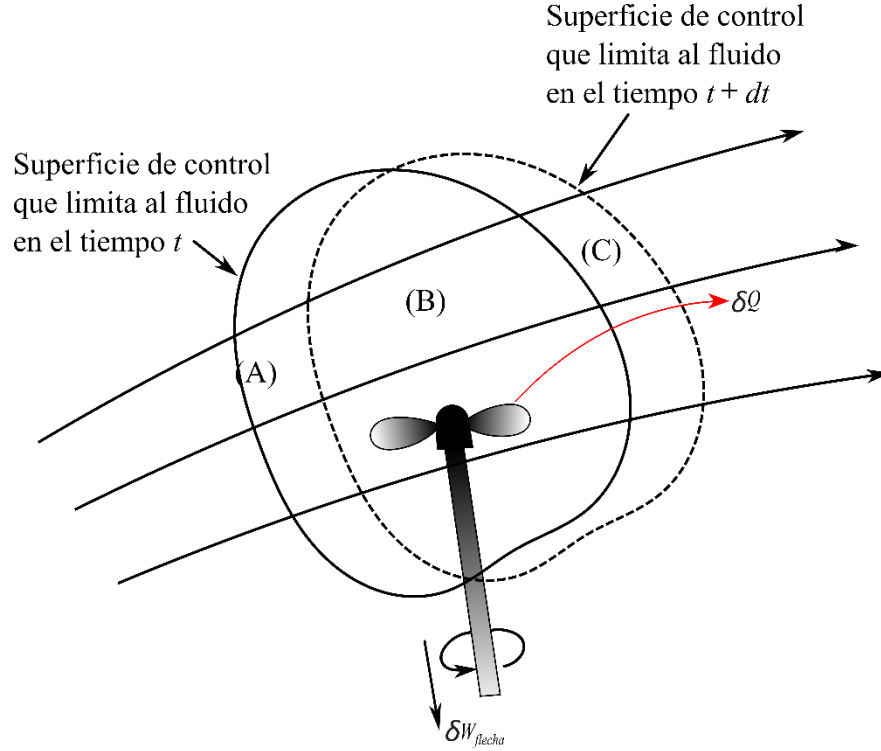


Figura 2.3. Movimiento del sistema de control con respecto a una superficie de control

Expresando la ecuación (2.13) en términos de la rapidez de la variación de la energía

$$\frac{\delta Q}{dt} + \frac{\delta W}{dt} = \frac{(E_C + E_B)_{t+dt} - (E_A + E_B)_t}{dt} \quad (2.14)$$

Aplicando el límite cuando $dt \rightarrow 0$ a la ecuación (2.14) y ordenando los términos

$$\delta \dot{Q} + \delta \dot{W} = \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{(E_B)_{t+dt} - (E_B)_t}{dt} \right] + \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{(E_C)_{t+dt} - (E_A)_t}{dt} \right] \quad (2.15)$$

En el límite cuando $dt \rightarrow 0$, el primer límite de la ecuación (2.15), se transforma en la rapidez de la variación con respecto al tiempo de la energía contenida en el volumen de control, es decir:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{(E_B)_{t+dt} - (E_B)_t}{dt} \right] \quad (2.16)$$

Mientras que

$$\lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{(E_C)_{t+dt} - (E_A)_t}{dt} \right] = \lim_{dt \rightarrow 0} \left\{ \frac{m_C \left[(u + du) + g(z + dz) + \frac{1}{2}(c + dc)^2 \right]_{t+dt} - m_A \left(u + gz + \frac{1}{2}c^2 \right)_t}{dt} \right\} \quad (2.17)$$

Sustituyendo (2.16) y (2.17) en (2.15)

$$\delta\dot{Q} + \delta\dot{W} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{m_C \left[(u + du) + g(z + dz) + \frac{1}{2}(c + dc)^2 \right]_{t+dt}}{dt} \right] - \lim_{dt \rightarrow 0} \left[\frac{m_A \left(u + gz + \frac{1}{2}c^2 \right)_t}{dt} \right] \quad (2.18)$$

En el límite, cuando dt tiende a cero, m_C y m_A representan el flujo másico que sale del volumen de control y el flujo másico que entra al volumen de control, respectivamente; por lo tanto, la ecuación (2.18) queda de la siguiente manera

$$\delta\dot{Q} + \delta\dot{W} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \dot{m}_s \left[(u + du) + g(z + dz) + \frac{1}{2}(c + dc)^2 \right] - \dot{m}_e \left(u + gz + \frac{1}{2}c^2 \right) \quad (2.19)$$

Para cualquier sistema, la potencia total se puede obtener mediante la siguiente expresión

$$\delta\dot{W} = \dot{m}Pdv + \delta\dot{W}_{flecha} \quad (2.20)$$

donde

Pdv es el trabajo del sistema para un proceso reversible y

$\delta\dot{W}_{flecha}$ es el trabajo de flecha

De acuerdo con la Figura 2.3, en la frontera en el tiempo t , se efectúa un trabajo sobre el sistema igual a $\dot{m}_e P v$ y en la frontera en un tiempo $t+dt$, el trabajo efectuado hacia el sistema es $\dot{m}_e (P+dP)(v+dv)$; despreciando las cantidades infinitesimales de orden superior, la ecuación (2.20) reescribiendo de la siguiente manera

$$\delta\dot{W} = \dot{m}_s P v + \dot{m}_s P dv + \dot{m}_s v dP - \dot{m}_e P v + \delta\dot{W}_{flecha} \quad (2.21)$$

Sustituyendo (2.21) en (2.19) y ordenando los términos

$$\delta\dot{Q} + \delta\dot{W}_{flecha} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \dot{m}_s \left[(du + v dP + P dv + u + P v) + g(z + dz) + \frac{1}{2}(c + dc)^2 \right] - \dot{m}_e \left[(u + P v) + gz + \frac{1}{2}c^2 \right] \quad (2.22)$$

Definiendo a la entalpía como la suma de la energía interna y el trabajo de flujo, es decir:

$$h = u + P v \quad (2.23)$$

Diferenciando la ecuación (2.23)

$$dh = du + Pdv + vdP \quad (2.24)$$

Sustituyendo (2.24) en (2.22), se obtiene la ecuación general de la energía para un volumen de control.

$$\delta\dot{Q} + \delta\dot{W}_{flecha} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \dot{m}_s \left[(dh + h) + g(z + dz) + \frac{1}{2}(c + dc)^2 \right] - \dot{m}_e \left[h + gz + \frac{1}{2}c^2 \right] \quad (2.25)$$

Cuando el flujo másico de salida es igual al flujo másico de entrada, es decir

$$\dot{m}_s = \dot{m}_e = \dot{m} \quad (2.26)$$

La ecuación (2.25) se puede escribir de la siguiente manera

$$\delta\dot{Q} + \delta\dot{W}_{flecha} = \frac{dE_{vc}}{dt} + \dot{m} \left(dh + \frac{1}{2}dc^2 + gdz \right) \quad (2.27)$$

Para un flujo estacionario, el volumen de control, $\frac{dE_{vc}}{dt} = 0$; entonces

$$\delta\dot{Q} + \delta\dot{W}_{flecha} = \dot{m} \left(dh + \frac{1}{2}dc^2 + gdz \right) \quad (2.28)$$

Entonces, la primera ley de la termodinámica por unidad de masa en estado estacionario y para un sistema abierto se escribe de la siguiente manera

$$\delta q + \delta w_{flecha} = dh + \frac{1}{2}dc^2 + gdz \quad (2.29)$$

2.3 Ecuación de cantidad de movimiento

La ecuación de cantidad de movimiento se deduce de la segunda ley de Newton y se enuncia de la siguiente forma:

La suma vectorial de todas las fuerzas externas que actúan sobre una masa de fluido, es igual a la variación con respecto al tiempo de la cantidad de movimiento lineal de la masa del fluido, y se expresa de la siguiente manera

$$\sum F = \frac{d}{dt}(mc) \quad (2.30)$$

Considerando al cuerpo como un sistema formado por un fluido, donde se define como sistema, al fluido dentro del volumen de control, más el fluido que entra (A) al volumen de control en el tiempo t . Para el tiempo $t+dt$ el sistema ocupa el volumen de control más la región (C), tal como se muestra en la Figura 2.4.

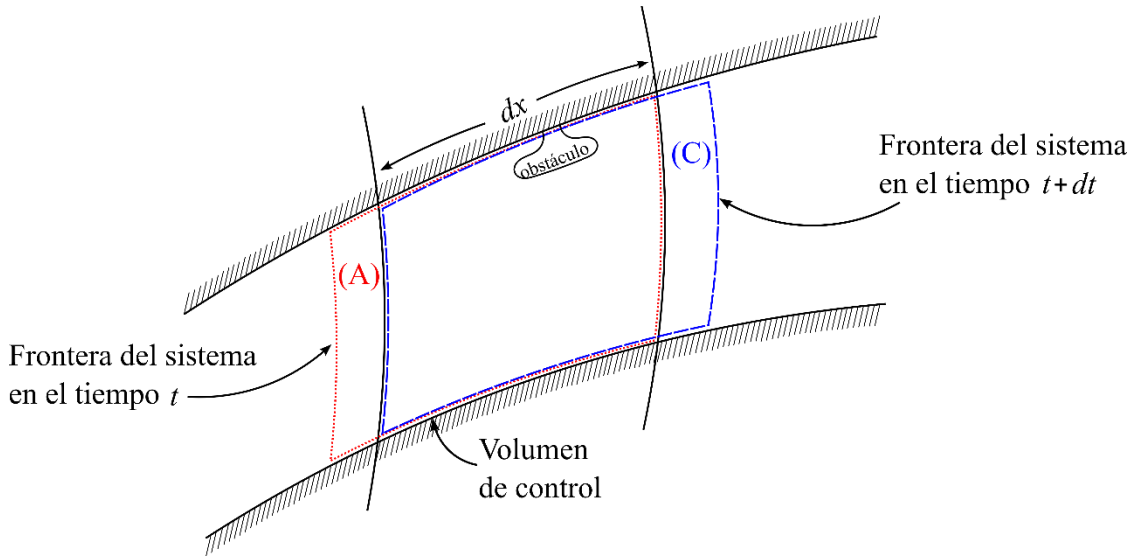


Figura 2.4. Movimiento del flujo a través de un volumen de control

Expresando el segundo miembro de la ecuación (2.30) en forma variacional y aplicando el límite cuando dt tiende a cero

$$\frac{d}{dt}(mc) = \lim_{dt \rightarrow 0} \frac{[m_C(c+dc) + (mc)_{vc}]_{t+dt} - [m_A(c) + (mc)_{vc}]_t}{dt} \quad (2.31)$$

Reordenando la expresión

$$\frac{d}{dt}(mc) = \lim_{dt \rightarrow 0} \frac{[(mc)_{vc}]_{t+dt} - [(mc)_{vc}]_t}{dt} + \lim_{dt \rightarrow 0} \frac{m_C(c+dc) - m_A(c)}{dt} \quad (2.32)$$

En el límite cuando $dt \rightarrow 0$, el primer término del segundo miembro de la ecuación, se transforma en la rapidez de la variación con respecto al tiempo de la cantidad de movimiento contenida en el volumen de control

$$\frac{d(mc)_{vc}}{dt} = \lim_{dt \rightarrow 0} \frac{[(mc)_{vc}]_{t+dt} - [(mc)_{vc}]_t}{dt} \quad (2.33)$$

Del mismo modo,

$$\dot{m}_e = \lim_{dt \rightarrow 0} \frac{m_A}{dt} \quad (2.34)$$

y

$$\dot{m}_s = \lim_{dt \rightarrow 0} \frac{m_C}{dt} \quad (2.35)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.33), (2.34) y (2.35) en (2.32)

$$\frac{d}{dt}(mc) = \frac{d(mc)_{vc}}{dt} + \dot{m}_s(c + dc) - \dot{m}_e c \quad (2.36)$$

Por lo tanto, la ecuación de la segunda ley de Newton (2.30) se puede escribir como sigue

$$\sum F = \frac{d(mc)_{vc}}{dt} + \dot{m}_s(c + dc) - \dot{m}_e c \quad (2.37)$$

El primer miembro de la ecuación (2.37) representa la suma de todas las fuerzas ejercidas por los alrededores sobre el sistema, (fuerzas externas) en la dirección del flujo, y se dividen en 2 tipos

- *Fuerzas de cuerpo*
Son aquellas que se deben a los campos magnéticos y gravitacionales.
- *Fuerzas superficiales*

Son aquellas que actúan normal a las fronteras de control como son la fuerza de presión, la fuerza viscosa y otras fuerzas. (Fuerzas de reacción necesaria para hacer cambiar la dirección del flujo).

Entonces, la fuerza total despreciando las fuerzas debido al campo magnético, se escribe de la siguiente forma

$$\sum F_{total} = \underbrace{\sum F_{Gravedad}}_{Fuerza\ de\ cuerpo} + \underbrace{\sum F_{presión} + \sum F_{Viscosidad} + \sum F_{Otras}}_{Fuerzas\ superficiales} \quad (2.38)$$

Para las fuerzas de cuerpo solamente se consideran las fuerzas gravitacionales. Entonces, es necesario desarrollar sólo una expresión que corresponda a la fuerza gravitacional ejercida sobre el sistema (Figura 2.5), que se designa por mg .

$$F_g = mg \quad (2.39)$$

La masa de este sistema es igual a la densidad multiplicada por el volumen del sistema, es decir

$$m = \rho A dx \quad (2.40)$$

Entonces, la ecuación (2.39) se puede escribir como

$$F_g = \rho g A dx \quad (2.41)$$

Como la fuerza de gravedad sólo actúa en la componente x del sistema (debido al movimiento del flujo), hay que expresar la ecuación (2.41) en términos de la componente correspondiente. Con base a la Figura 2.5 se obtiene la componente x de la gravedad

$$F_{g_x} = -F_g \text{ sen } \varphi \quad (2.42)$$

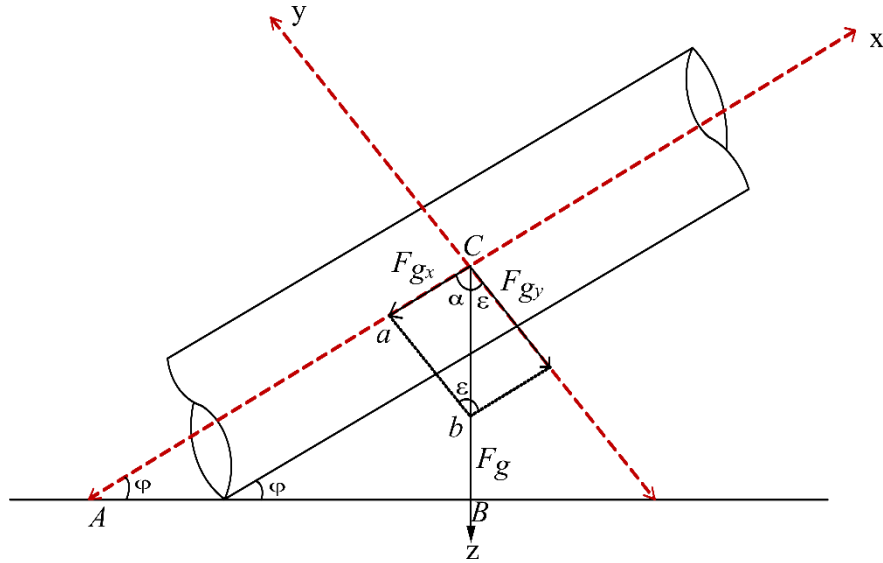


Figura 2.5. Diagrama esquemático del fluido en tubería

Sustituyendo (2.41) en (2.42)

$$F_{g_x} = -(\rho A dx) g \text{sen } \varphi \quad (2.43)$$

Del triángulo ABC se tiene que

$$\varphi + \alpha + 90^\circ = 180^\circ \quad (2.44)$$

Despejando al ángulo α se tiene

$$\alpha = 90^\circ - \varphi \quad (2.45)$$

Del triángulo abc

$$\alpha + \varepsilon = 90^\circ \quad (2.46)$$

Despejando el ángulo ε se tiene

$$\varepsilon = 90^\circ - \alpha \quad (2.47)$$

Sustituyendo la expresión (2.45) en (2.47), se encuentra que

$$\varepsilon = 90^\circ - (90^\circ - \varphi) \quad (2.48)$$

Finalmente, se tiene

$$\varepsilon = \varphi \quad (2.49)$$

Entonces, la componente de la fuerza F_g en la dirección x es

$$F_{g_x} = F_g \text{sen } \varepsilon \quad \text{o} \quad F_{g_x} = F_g \text{sen } \varphi \quad (2.50)$$

De la Figura 2.6, se obtiene el

$$\text{sen } \varphi = \frac{dz}{dx} \quad (2.51)$$

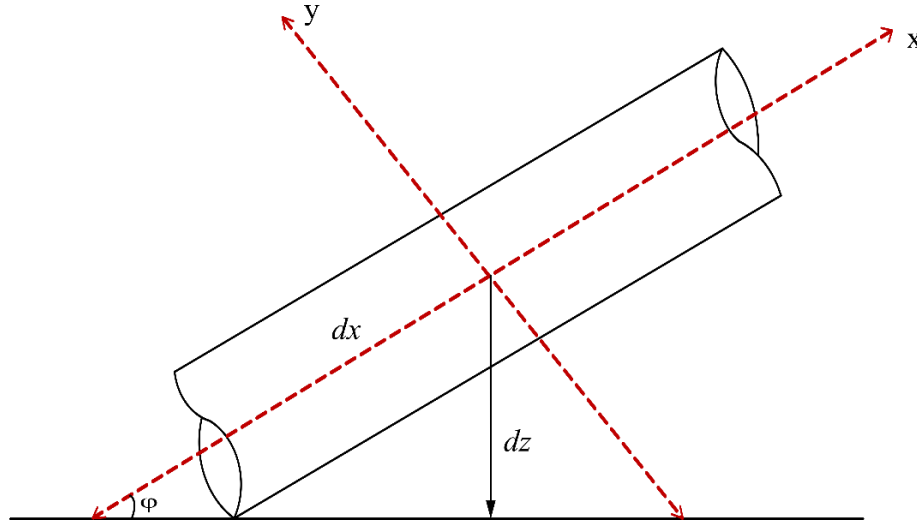


Figura 2.6. Diagrama de las componentes de un fluido

Entonces

$$dz = dx \text{ sen } \varphi \quad (2.52)$$

Como $dz = dx \text{ sen } \varphi$, entonces la fuerza de gravedad en dirección del movimiento se obtiene de sustituir (2.52) en (2.43)

$$F_{g_x} = -g \rho A dz \quad (2.53)$$

Las fuerzas superficiales incluyen a las fuerzas debidas a la presión PA y $(A+dA)(P+dP)$ a la entrada y la salida del volumen de control; también considera a las fuerzas debidas a las distribuciones de tensiones normales y cortantes P_w y τ_w

Las fuerzas de superficie generalmente se dividen en fuerzas normales y fuerzas cortantes:

Fuerza de presión en la sección 1 = AP

Fuerza de presión en la sección 2 = $-(A+dA)(P+dP)$

Fuerza de presión en la pared lateral (en dirección del movimiento) = $\left(P + \frac{dP}{2}\right) dA_{pared} \text{ sen } \theta$

Donde, dA_{pared} es el área de la pared lateral y $dA_{pared} \text{ sen } \theta$ es dA , entonces el total de las fuerzas normales es:

$$F_n = AP - (A + dA)(P + dP) + \left(P + \frac{dP}{2} \right) dA \quad (2.54)$$

Despreciando los términos de segundo orden, se tiene la expresión de la fuerza normal

$$F_n = -AdP \quad (2.55)$$

Las fuerzas cortantes en la dirección del movimiento son resultados del arrastre interno y de la fricción

$$F_{corte} = -\frac{A\rho c^2}{2} f \frac{dx}{D} - \frac{A\rho c^2}{2} dc_D \quad (2.56)$$

Aun cuando la expresión anterior está escrita en términos de dc_D , se debe indicar que c_D no es una función continua. Cuando una ecuación que incluye este tipo de términos se integra entre dos puntos en la corriente del fluido, puede o no haber una interrupción en el flujo. Por lo tanto, este término puede o no ser necesario en la ecuación. En general esta integración se puede realizar incluyendo un término de integración separado $(A\rho c^2/2) c_D$ para cada discontinuidad.

Sumando las fuerzas superficiales y la fuerza de gravedad, la ecuación (2.36) se puede escribir la forma general de la ecuación unidimensional de la cantidad de movimiento para un volumen de control.

$$-AdP - \frac{A\rho c^2}{2} \left(f \frac{dx}{D} + dc_D \right) - gA\rho dz = \frac{d(mc)_{vc}}{dt} + \dot{m}_s (c + dc) - \dot{m}_e c \quad (2.57)$$

2.3.1 Casos particulares

- Flujo másico constante

Para el caso cuando el flujo másico es constante, es decir $\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}$, la ecuación (2.57) se reescribe de la siguiente forma

$$AdP + \frac{A\rho c^2}{2} \left(f \frac{dx}{D} + dc_D \right) + gA\rho dz + \frac{m_{vc} d(c)}{dt} + \dot{m} dc = 0 \quad (2.58)$$

El flujo másico, se puede expresar en términos de ρAc , por otro lado, la masa dentro del volumen de control se expresa como ρAdx ; despreciando los términos de fricción y arrastre se tiene la siguiente expresión

$$AdP + gA\rho dz + \frac{\rho Adx d(c)}{dt} + \rho Ac dc = 0 \quad (2.59)$$

Dividiendo (2.59) por ρAdx y suponiendo que los cambios de altura son pequeños ($dz \approx 0$)

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial(c)}{\partial t} + c \frac{\partial(c)}{\partial x} = 0 \quad (2.60)$$

La ecuación (2.60) es la ecuación de Euler y se expresa en términos de derivadas parciales, ya que la velocidad varía con respecto al tiempo y a la posición.

Para el caso del flujo estable, es decir, sin variación de la cantidad de movimiento dentro del volumen de control, el cual es muy útil para los sistemas de propulsión, aun cuando el flujo de masa que sale del volumen de control es mayor que el flujo de masa que entra a dicho volumen de control; esto resulta cuando se agrega combustible o cualquier otro material transportado o consumido por el dispositivo propulsor, es conveniente utilizar la ecuación (2.57) en la siguiente forma

$$AdP + \frac{A\rho c^2}{2} \left(f \frac{dx}{D} + dc_D \right) + gA\rho dz + (\dot{m} + d\dot{m})(c + dc) - \dot{m}_e c = 0 \quad (2.61)$$

donde $\dot{m} + d\dot{m}$ es el flujo de masa que sale del volumen de control, despreciando las cantidades de orden superior la ecuación (2.61) se reescribe

$$AdP + \frac{A\rho c^2}{2} \left(f \frac{dx}{D} + dc_D \right) + gA\rho dz + d(\dot{m}c) = 0 \quad (2.62)$$

Esta ecuación se emplea en el análisis de máquinas de propulsión estable, cuando el flujo de masa es constante se puede suponer que $\dot{m}_e + \dot{m}_s = \dot{m}$; dividiendo entre el área A , se obtiene la siguiente expresión

$$dP + \frac{\rho c^2}{2} \left(f \frac{dx}{D} + dc_D \right) + g\rho dz + \rho cd(c) = 0 \quad (2.63)$$

2.4 Segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica establece cuales procesos de la naturaleza pueden ocurrir o no, ya que, de todos los procesos permitidos por la primera ley, solo ciertos tipos de conversión de energía pueden ocurrir. Hay diferentes formas de enunciar la segunda ley de la termodinámica, la versión más simple establece que

El calor jamás fluye espontáneamente de un objeto frío a un objeto caliente.

Enunciado de Kelvin-Planck

Es imposible construir una máquina térmica que, operando en un ciclo, no tenga otro efecto que absorber la energía térmica de una fuente y realizar la misma cantidad de trabajo.

Enunciado de Clausius de la segunda ley de la termodinámica

Es imposible construir una máquina cíclica, que no tenga otro efecto que transferir calor continuamente de un cuerpo hacia otro que se encuentre a una temperatura más elevada.

La segunda ley de la termodinámica se expresa de la siguiente manera

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (2.64)$$

Donde la igualdad corresponde a un proceso reversible, mientras que la desigualdad corresponde a un proceso irreversible.

Para eliminar la desigualdad en un proceso irreversible, es necesario considerar el calor y el trabajo perdido durante el proceso, por lo tanto, para una sustancia simple compresible, el incremento de entropía se obtiene mediante la siguiente expresión

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + \frac{\delta W_L}{T} \quad (2.65)$$

o bien, con respecto al tiempo

$$\frac{dS}{\delta t} = \frac{1}{\delta t} \left(\frac{\delta Q}{T} \right) + \frac{1}{\delta t} \left(\frac{\delta W_L}{T} \right) \quad (2.66)$$

De acuerdo a la Figura 2.7, la masa y la entropía del sistema son

$$m_{sist} = m_{t+\delta t} + \delta m_e \quad (2.67)$$

$$S_e = S_t + s_e \delta m_e \quad (2.68)$$

$$S_s = S_{t+\delta t} + s_s \delta m_s \quad (2.69)$$

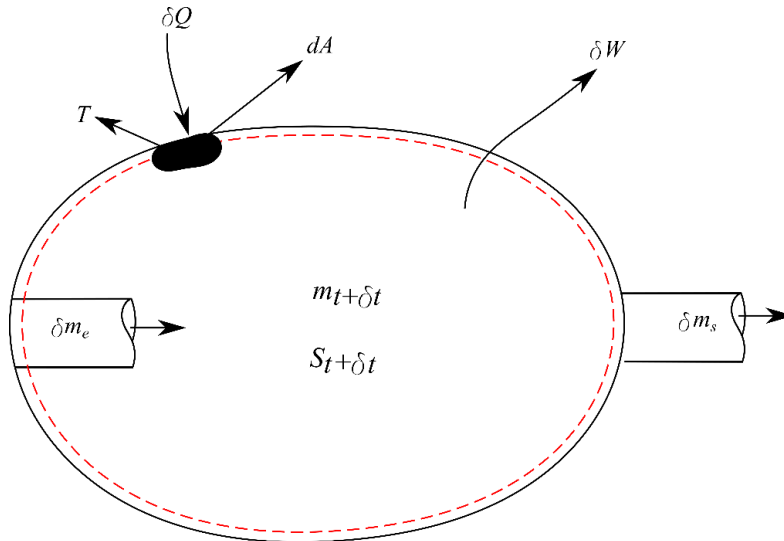


Figura 2.7. Sistema en el tiempo $t + \delta t$

Por lo tanto la variación de la entropía dentro del volumen de control, está dado por

$$S_s - S_e = (S_{t+\delta t} - S_t) + (s_s \delta m_s - s_e \delta m_e) \quad (2.70)$$

De la ecuación (2.66)

$\frac{1}{\delta t} \left(\frac{\delta Q}{T} \right)$ representa las pérdidas externas debido al cambio de temperatura en la superficie y

$\frac{1}{\delta t} \left(\frac{\delta W_L}{T} \right)$ representan las pérdidas internas debido a las irreversibilidades del fluido; por lo tanto

Por lo tanto, se pueden reescribir como

$$\frac{1}{\delta t} \left(\frac{\delta Q}{T} \right) = \frac{1}{\delta t} \int_A \left(\frac{\underline{Q}}{T} \right) dA \quad (2.71)$$

y

$$\frac{1}{\delta t} \left(\frac{\delta W_L}{T} \right) = \frac{1}{\delta t} \int_V \left(\frac{\underline{W}_L}{T} \right) dV \quad (2.72)$$

Sustituyendo (2.70), (2.71) y (2.72) en la ecuación (2.66) se tiene que

$$\frac{(S_{t+\delta t} - S_t)}{\delta t} + \frac{(s_s \delta m_s - s_e \delta m_e)}{\delta t} = \frac{1}{\delta t} \int_A \left(\frac{\underline{Q}}{T} \right) dA + \frac{1}{\delta t} \int_V \left(\frac{\underline{W}_L}{T} \right) dV$$

Aplicando el límite cuando $\delta t \rightarrow 0$, se obtiene la expresión de la segunda ley de la termodinámica para sistemas abiertos, para múltiples entradas y salidas

$$\frac{dS_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_i s_i = \int_A \left(\frac{\underline{\dot{Q}}}{T} \right) dA + \int_V \left(\frac{\underline{\dot{W}}_L}{T} \right) dV \quad (2.73)$$

2.5 Propiedades de estancamiento

Cuando se estudian las propiedades de un fluido que está en movimiento, se necesita tener un estado de referencia en el cual basarse; para los flujos compresibles es común utilizar como referencia el estado termodinámico de estancamiento, que es el estado que se alcanza al frenar un fluido mediante un proceso isoentrópico hasta el reposo, es decir

$$s_0 = s_1 \quad (2.74)$$

Cuando se analiza un volumen de control, es conveniente combinar la energía interna y la energía de flujo de un fluido en un solo término denominado entalpía ($h=u+Pv$). Cada vez que la energía cinética y la energía potencial de un fluido son insignificantes, como sucede con frecuencia, la entalpía representa

la energía total de un fluido, pero para flujos a altas velocidades, como los que fluyen en los motores de propulsión, la energía potencial es insignificante, pero la energía cinética no lo es. En tal caso, es conveniente combinar la entalpía y la energía cinética del flujo en un solo término llamado entalpía de estancamiento o entalpía total (h_0) (Cengel, 2010) y (Moran, 2004), Figura 2.8.

Para obtener la entalpía de estancamiento, se parte de la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos sin considerar trabajo externo y sin transferencia de calor

$$0 = (h_{01} - h_1) + \frac{1}{2}(c_{01}^2 - c_1^2) + g(z_{01} - z_1) \quad (2.75)$$

despejando la entalpía de estancamiento

$$h_{01} = h_1 + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_{01}^2) + g(z_1 - z_{01}) \quad (2.76)$$

Para alcanzar el estado de estancamiento, como ya se mencionó anteriormente, se lleva el fluido a una velocidad y altitud cero, por lo tanto la ecuación (2.76) se reescribe como

$$h_{01} = h_1 + \frac{1}{2}(c_1^2) + g(z_1) \quad (2.77)$$

Cuando la energía potencial de un fluido es insignificante, la entalpía de estancamiento representa la energía total de un fluido y está definida como

$$h_{01} = h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 \quad (2.78)$$

Físicamente, la entalpía de estancamiento es la energía que el fluido obtendría si se desacelera adiabáticamente hasta alcanzar una velocidad y altura cero.

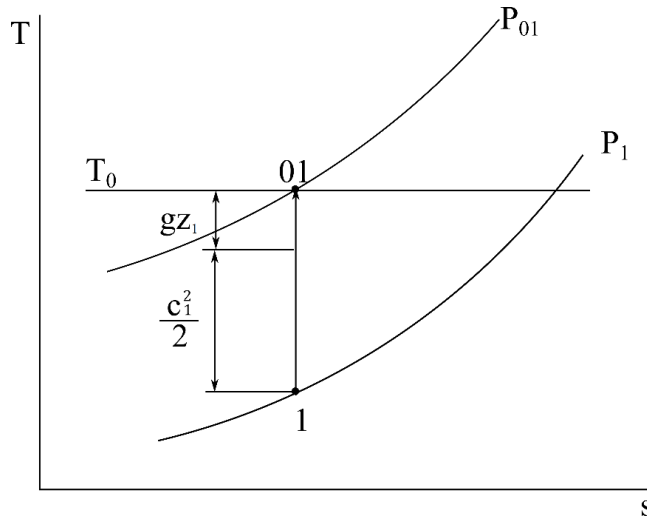


Figura 2.8. Punto de estado y su correspondiente estado de estancamiento.

Durante un proceso de estancamiento, la energía cinética de un fluido se convierte en entalpía (energía interna + energía de flujo), y da como resultado un aumento en la temperatura y la presión del fluido. Las

propiedades de un fluido en estado de estancamiento se llaman propiedades de estancamiento (temperatura de estancamiento, presión de estancamiento, densidad de estancamiento, etc.). El estado de estancamiento y las propiedades de estancamiento se indican con el subíndice 0.

Cuando el fluido es considerado como gas ideal, con calor específico constante, su entalpía se puede remplazar por $c_p T$ y la ecuación (2.78) se puede expresar como

$$T_{01} = T_1 + \frac{1}{2} \left(\frac{c_1^2}{c_p} \right) \quad (2.79)$$

Donde T_{01} representa la temperatura que un gas ideal alcanza cuando se lleva al reposo adiabáticamente. El término $c_1^2/2c_p$ representa el incremento de temperatura alcanzado durante tal proceso y se denomina temperatura dinámica.

La presión de estancamiento (P_0) es la alcanzada cuando un fluido se lleva al reposo isoentrópicamente. Para el caso anterior (un gas ideal con calor específicos constantes) se expresa como:

$$P_{01} = P_1 \left(\frac{T_0}{T} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.80)$$

2.6 Velocidad del sonido

Un parámetro importante en el estudio del flujo compresible es la velocidad del sonido, a , o velocidad sónica, que se define como la velocidad a la que viaja una onda de presión infinitesimalmente pequeña a través de un medio.

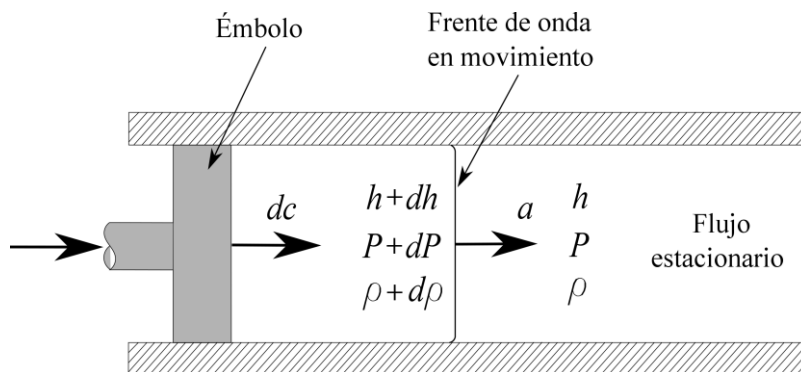


Figura 2.9. Frente de onda de un fluido en un ducto

Para obtener la relación de la velocidad del sonido en un medio, se considera un ducto que está lleno con un fluido, donde un émbolo ajustado al ducto se mueve hacia la derecha con una velocidad constante dc , creando una onda sónica (Figura 2.9). El frente de la onda se mueve a la derecha a través del fluido, a la velocidad del sonido a , y separa el fluido en movimiento adyacente al émbolo del fluido que aún está en reposo. El fluido a la izquierda del frente de onda experimenta un cambio en sus propiedades

termodinámicas, mientras que el fluido que está a la derecha del frente de onda mantiene sus propiedades termodinámicas originales.

Considerando un volumen de control que abarca el frente de onda y se mueve con éste, como se muestra en la Figura 2.10. Para un observador que viaja con el frente de onda, el fluido que está a la derecha parece moverse hacia el frente de onda con una velocidad a , y el fluido que está a la izquierda parece alejarse del frente de onda con una velocidad de $a-dc$. El observador ve el volumen de control que abarca el frente de onda como en reposo, y el observador está presenciando un proceso de flujo estacionario. Por lo cual, el balance de masa de un flujo estacionario de una sola corriente se expresa como:

$$m_{derecha} = m_{izquierda} \quad (2.81)$$

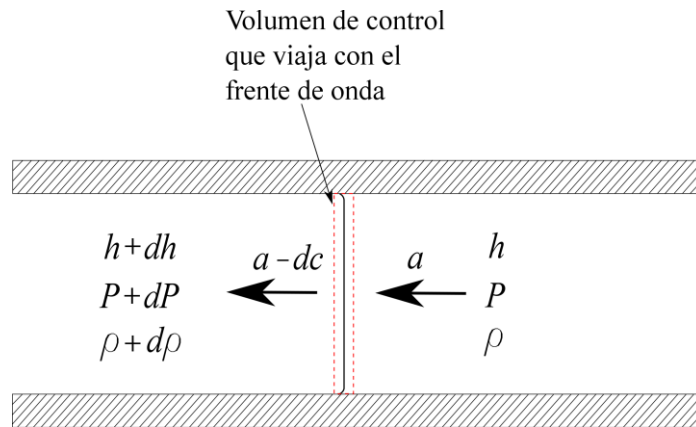


Figura 2.10. Onda de presión a lo largo de un ducto

o bien

$$\rho A a = (\rho + d\rho)(a - dc) \quad (2.82)$$

Cancelado el área de la sección transversal (A), y despreciando los términos de mayor orden, esta ecuación se reduce a

$$ad\rho - \rho dc \quad (2.83)$$

Ningún calor ni trabajo cruza las fronteras del volumen de control durante este proceso de flujo estacionario, y el cambio en la energía potencial se puede despreciar. Entonces el balance de energía de flujo uniforme se expresa como

$$h + \frac{a^2}{2} = (h + dh) + \frac{(a - dc)^2}{2} \quad (2.84)$$

o bien, despreciando los términos de segundo orden

$$dh - adc = 0 \quad (2.85)$$

La amplitud de la onda del sonido es muy pequeña y no causa ningún cambio apreciable en la presión ni en la temperatura del fluido. Por lo tanto, la propagación de una onda sónica no sólo es adiabática, sino

también aproximadamente isoentrópica, al combinar la primera con la segunda ley de la termodinámica se obtiene que

$$Tds = dh - \frac{dP}{\rho} \quad (2.86)$$

o bien

$$dh = \frac{dP}{\rho} \quad (2.87)$$

Combinando (2.83), (2.85) y (2.87) se obtiene la expresión para la velocidad del sonido para un proceso isoentrópico

$$a = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s} \quad (2.88)$$

Para un gas ideal la (2.88) se expresa como

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.89)$$

Donde γ es la relación de calores específicos del gas y R es la constante específica del gas. El número de Mach (Ma), es la relación entre la velocidad del fluido y la velocidad del sonido

$$M = \frac{c}{a} \quad (2.90)$$

Los regímenes del fluido se describen a menudo en términos del número de Mach del fluido. Al flujo se le denomina sónico cuando $Ma = 1$, subsónico cuando $Ma < 1$, supersónico cuando $Ma > 1$, y hipersónico cuando $Ma \gg 1$.

Expresando a la temperatura de estancamiento en función del número de Mach se tiene que

$$T_{01} = T_1 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right) \quad (2.91)$$

Capítulo 3

Generalidades del turbofan GE 90-115B

El turbofan es una turbina de gas desarrollada con la finalidad de mejorar el desempeño propulsivo de los motores a reacción, mediante la disminución de la velocidad de chorro del fluido, principalmente para velocidades subsónicas altas. Para entender el funcionamiento de un motor aéreo de tipo turbofan, es necesario entender primero a los motores aéreos a reacción de flujo único conocidos como turbojet.

3.1 Turbojet

Los motores turbojet o también conocidos como motores de reacción de flujo único, transforman la energía del aire y combustible en energía cinética que pasa por todo el motor. Estos motores son el primer y más simple motor de aviación que produce empuje al acelerar una masa de fluido. A pesar de que este motor es ineficiente en comparación con otros motores utilizados actualmente en la aviación a números de Mach bajos, los turbojet juegan un papel muy importante en vuelos supersónicos y aplicaciones militares (Sirignano, 2001). Los elementos básicos de un turborreactor son: conducto de admisión o difusor, compresor, cámara de combustión, turbina y tobera, como se muestra en la Figura 3.1.

En un turbojet, el aire que entra al difusor es desacelerado generando un pequeño aumento en la presión del fluido; el aire pasa entonces al compresor, en donde se incrementa su presión, densidad y temperatura, para enseguida entrar a la cámara de combustión en donde se mezcla con el combustible produciéndose inmediatamente la combustión; posteriormente, los gases de combustión se expanden en la turbina generando el trabajo necesario para al compresor, finalmente los gases que salen de la turbina se expanden nuevamente en la tobera aumentando su velocidad, y de esta manera se genera el empuje necesario para mover el avión (Yousef, 2015).

La Figura 3.2 muestra la presión de estancamiento del fluido de trabajo a lo largo del motor aéreo de tipo turbojet. Asimismo, muestra como la presión de estancamiento del fluido de trabajo incrementa hasta la presión de entrada a la cámara de combustión (presión máxima alcanzada en el ciclo), lo cual se logra

mediante el compresor, equipo que incrementa la presión y temperatura del fluido de trabajo; posteriormente, se tiene una pequeña caída de presión debido al mezclado del aire y el combustible; al salir de la cámara de combustión la presión de estancamiento del fluido de trabajo disminuye al pasar por la turbina y tobera. La presión del fluido de trabajo a la salida de la tobera siempre es mayor que la presión atmosférica, de lo contrario el fluido de trabajo no podría ser expulsado del motor.

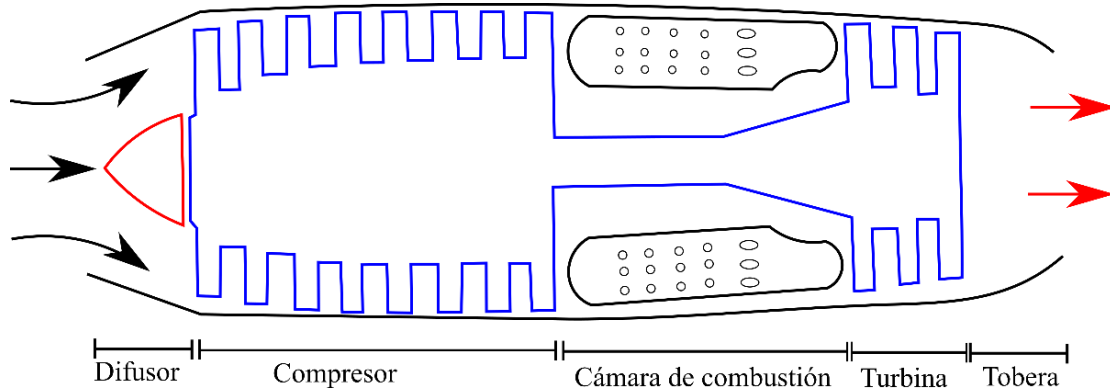


Figura 3.1. Diagrama esquemático de un turbojet simple

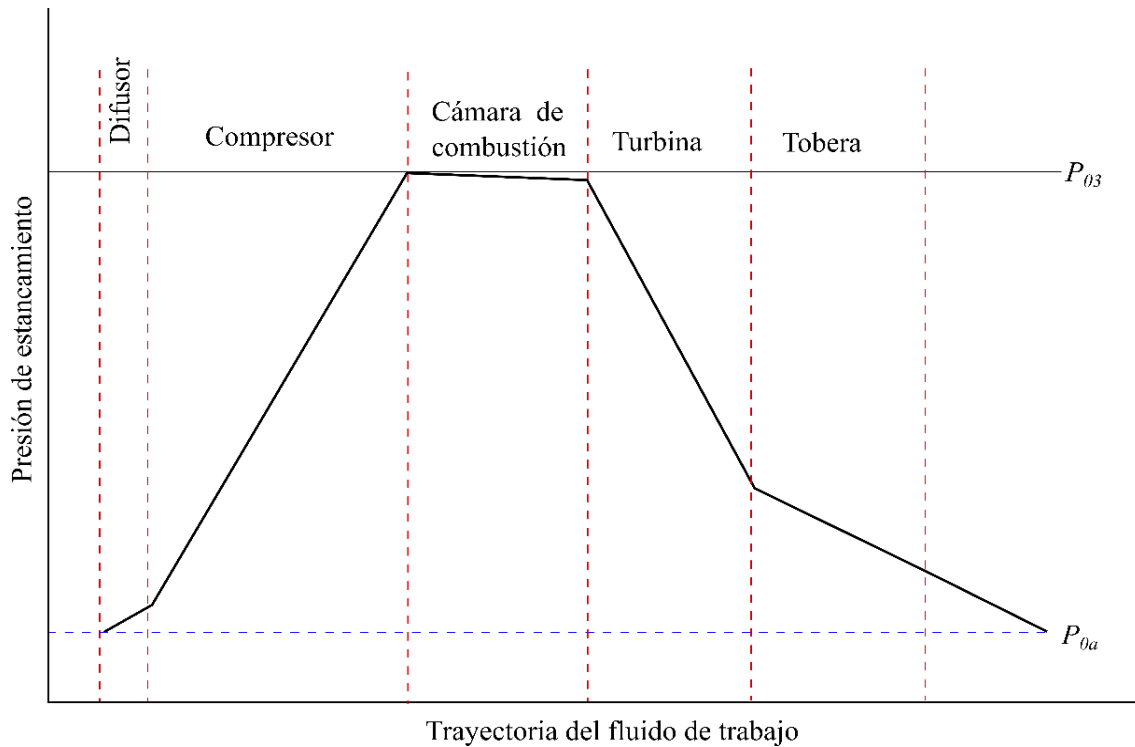


Figura 3.2. Presión de estancamiento en función de la trayectoria del fluido de trabajo del turbojet

3.2 Turbofan

En los turborreactores de doble flujo o turbofan, solamente una parte del flujo entra al motor y se somete al mismo proceso que en un turbojet. Al flujo que entra al motor se le conoce como flujo primario o flujo de aire caliente, \dot{m}_c . La otra parte del flujo se conoce como flujo secundario o flujo de aire frío, \dot{m}_f , este flujo es acelerado por el fan, con el cual obtiene una variación significativa de su cantidad de movimiento.

Un motor turbofan es básicamente un motor turbojet, al cual se implementa un fan (ventilador). Los motores turbofan se componen de un difusor, un fan, el generador de gases y la tobera. En estos motores, parte de la potencia que genera la turbina se utiliza para mover el fan, como se muestra en Figura 3.3. El generador de gases se conforma de los mismos equipos que conforman el motor turbojet.

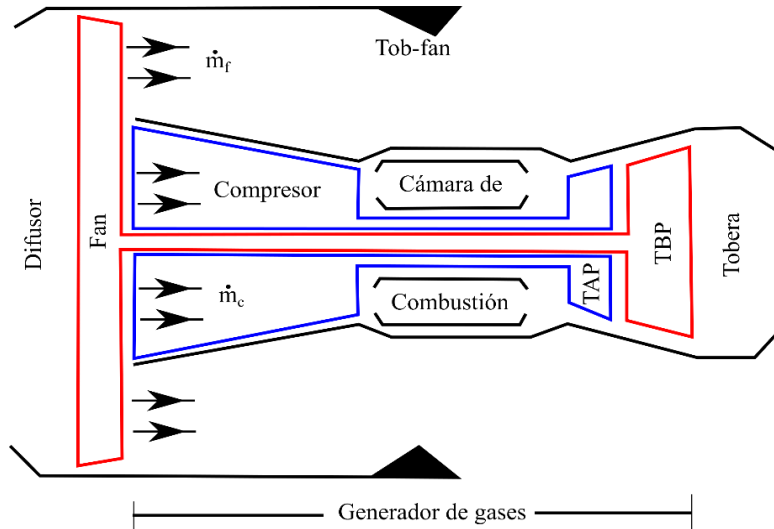


Figura 3.3. Diagrama esquemático del turbofan

Actualmente, los motores turbofan son más económicos y eficientes que los motores turbojet, a velocidades de vuelo subsónicas; además, su consumo específico de combustible o la relación del flujo de combustible por unidad de empuje es menor, permitiendo una operación más económica. Además, acelera una mayor cantidad de flujo de aire a menor velocidad que el turbojet, incrementando así la eficiencia de propulsión (Mattingly, 2006).

La eficiencia de propulsión en estos motores se ha mejorado mediante la extracción de una parte de la energía del generador de gases para mover una hélice, llamada fan. El fan incrementa la velocidad con el que entra el flujo de aire al difusor, para generar un empuje requerido. La pérdida de energía cinética a la salida de la tobera varía con el flujo másico y el cuadrado de la velocidad de escape, entonces el efecto neto de incrementar el flujo de masa y disminuir la velocidad con la que son expulsados los gases de escape, es reducir la pérdida de producción de energía cinética y mejorar la eficiencia de propulsión.

En los motores turbofan, parte del flujo total pasa por el generador de gases y la tobera, generando parte del empuje necesario para mover el avión, la otra cantidad de empuje se genera mediante la corriente que pasa por el exterior del generador de gases; por lo tanto, el empuje generado por estos motores es la suma del empuje que se genera por la corriente que pasa el generador de gases y la corriente que pasa por el exterior de ésta.

La relación entre el flujo que entra al generador de gases (\dot{m}_c) y el que circula por el exterior de éste (\dot{m}_f), se le conoce como bypass o índice de derivación. El bypass es un parámetro que caracteriza a los motores de tipo turbofan y es el más significativo en el análisis de este tipo de motores y se expresa de la siguiente manera:

$$\beta = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} \quad (3.1)$$

El funcionamiento de este tipo de motor es el siguiente

El aire entra al motor con una velocidad relativa con respecto a la velocidad del avión; primero pasa por el difusor, donde el flujo de aire disminuye su velocidad y aumenta su presión, posteriormente pasa al fan, éste equipo tiene como finalidad mover el flujo de aire al interior del motor, al salir de este equipo, el flujo de aire total que entra se divide en corrientes una que entra al núcleo del motor y otra que pasa por el exterior del núcleo. El núcleo del motor se compone de un compresor, una cámara de combustión, una turbina y una tobera. La corriente de aire que entra al compresor se conoce también como corriente de aire caliente, ésta aumenta su presión y temperatura al salir de éste; posteriormente entra a la cámara de combustión donde se mezcla con el combustible generando los gases de combustión, los cuales tiene gran cantidad de energía y entran a la turbina de alta presión donde se expanden; al expandirse los gases de combustión en la turbina de alta presión, se genera la potencia necesaria para mover al fan. Los gases que salen de la turbina de alta presión entran a la turbina de baja presión y se expanden, al expandirse los gases en la turbina se genera la potencia necesaria para mover al compresor; posteriormente, los gases se expanden nuevamente en la tobera para generar parte del empuje necesario para mover al avión. La corriente de aire frío que pasa por el exterior del núcleo se expande en la tobera del fan hasta la presión atmosférica generando la cantidad de empuje restante para mover al avión. El fan y el núcleo se encuentran en el interior de la tobera del fan.

3.2.1 Tipos de motores turbofan

Los motores de tipo turbofan se clasifican en, cómo ingresan sus flujos a éste, es decir, cómo entra el flujo primario y el flujo secundario al motor.

La primera clasificación son los denominados de tipo serie. Los motores de tipo serie son aquellos en los que ambos flujos, primario y secundario, ingresan conjuntamente al motor; posteriormente se dividen al pasar por el fan. Esta clasificación se divide en 2 tipos (Bathie, 1987), los motores turbofan con mezcla, en los cuales el flujo de gases de combustión se mezcla con el flujo de aire que pasa por el exterior del núcleo, formando un solo flujo de escape, como se muestra en la Figura 3.4.

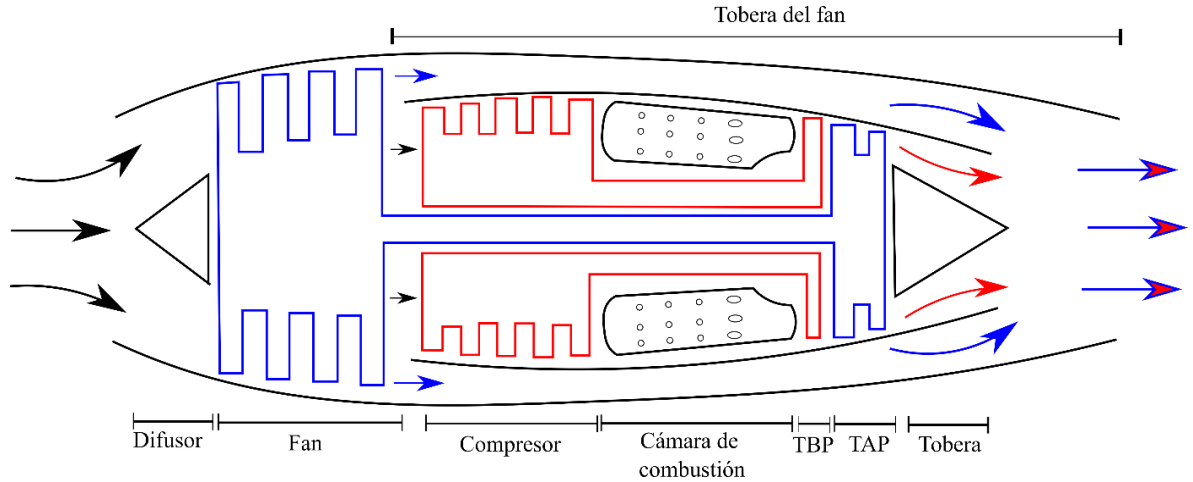


Figura 3.4. Turbofan de tipo serie con flujo mezclado

La Figura 3.5 muestra la presión de estancamiento del fluido de trabajo a lo largo del turbofan con flujo mezclado. Asimismo, muestra como la presión de estancamiento del fluido de trabajo inicial (\dot{m}_{aT}) se incrementa hasta la salida del fan, donde posteriormente el fluido de trabajo se divide en dos corrientes, una que pasa por el interior del núcleo y otra que pasa por el exterior de este. La presión del fluido que pasa por el interior del núcleo (\dot{m}_c), se incrementa hasta la entrada de la cámara de combustión (presión máxima alcanzada en el ciclo), lo cual se logra gracias al compresor, equipo que incrementa la presión y temperatura del fluido de trabajo; posteriormente, se tiene una pequeña caída de presión en la cámara de combustión; al salir de la cámara de combustión, la presión de estancamiento del fluido de trabajo disminuye al pasar por la turbina y tobera. A la salida de este equipo, el fluido de trabajo \dot{m}_c , se mezcla con el fluido de trabajo \dot{m}_f , (flujo de aire que pasa por el exterior del núcleo) a la misma presión, para finalmente salir del motor

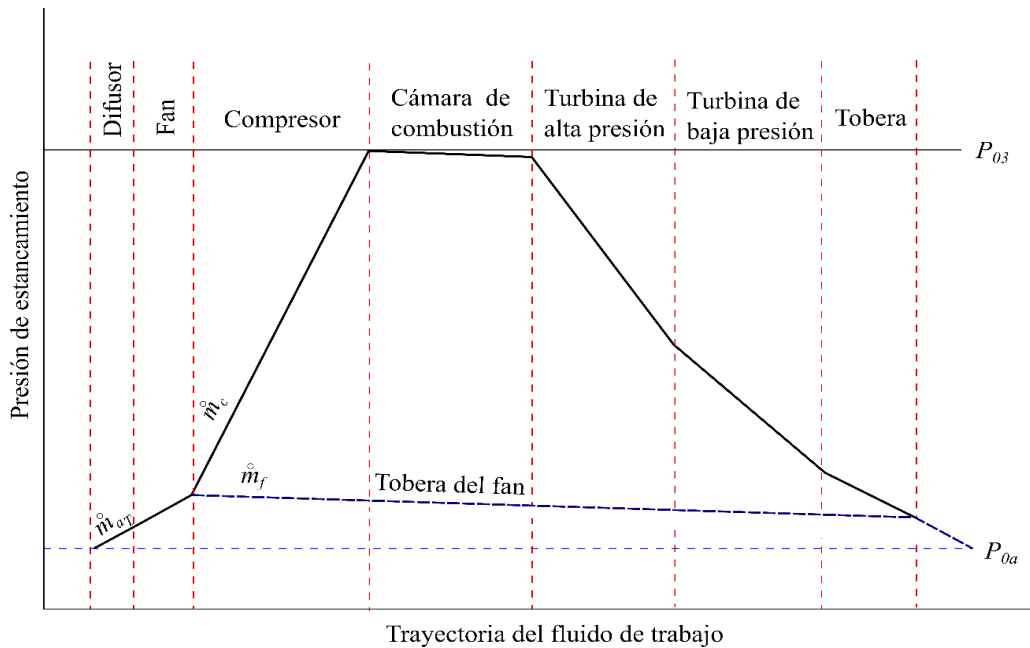


Figura 3.5. Presión de estancamiento en función de la trayectoria del fluido de trabajo del turbofan con flujo mezclado

La Figura 3.6 muestra el perfil de velocidades del fluido de trabajo a lo largo del turbofan con flujo mezclado, donde a diferencia de la Figura 3.5, el comportamiento del fluido en el difusor y tobera se comportan de manera inversa. En el difusor, la velocidad del fluido disminuye ya que en este equipo, se transforma la velocidad con la que ingresa el fluido en presión para posteriormente ser suministrado al fan. A la salida del fan, el fluido de trabajo se divide en dos corrientes, la corriente que ingresa al compresor, en el cual la velocidad del fluido se incrementa hasta llegar a la cámara de combustión. En la cámara de combustión, la velocidad del fluido tiene una pequeña disminución debido al rozamiento del flujo en este equipo; posteriormente la velocidad del fluido de trabajo disminuye al pasar por la turbina de alta y baja presión, la cual se convierte en trabajo para ser suministrada al compresor. Finalmente, la velocidad del fluido se incrementa al pasar por la tobera, porque convertir la energía de presión en energía cinética; en este punto, la segunda corriente de aire que sale del fan, pasa por la tobera del fan, donde incrementa su velocidad y se mezcla con la corriente de los gases de combustión que salen de la tobera, para posteriormente salir del motor.

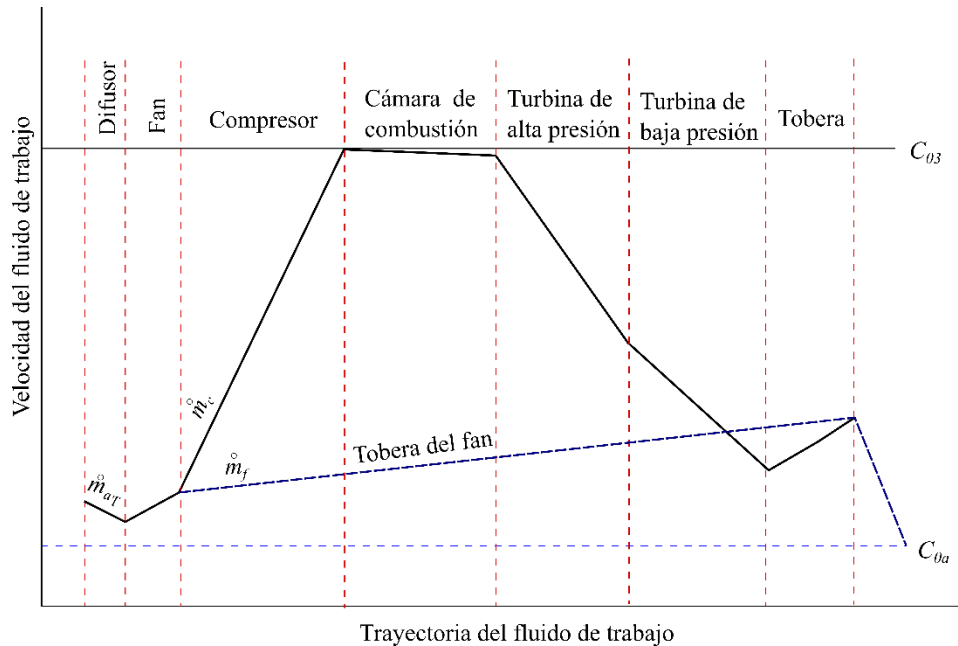


Figura 3.6. Velocidad del fluido de trabajo del turbofan con flujo mezclado

Los motores turbofan sin mezcla, es decir, los motores en donde los gases de combustión expulsados por la tobera no se mezclan con el flujo de aire que pasa por el exterior del generador de gases. El diagrama esquemático de este tipo de motores se muestra en la Figura 3.7.

La Figura 3.8 muestra la presión de estancamiento del fluido de trabajo a lo largo del turbofan sin flujo mezclado. Asimismo, muestra como la presión de estancamiento del fluido de trabajo inicial (\dot{m}_{aT}) se incrementa hasta la salida del fan; posteriormente el fluido de trabajo, se divide en dos corrientes, una que pasa por el interior del núcleo y otra que pasa por el exterior de éste. La presión del fluido que pasa por el interior del núcleo (\dot{m}_c) se incrementa hasta la entrada de la cámara de combustión (presión máxima alcanzada en el ciclo), lo cual se logra gracias al compresor, equipo que incrementa la presión y temperatura del fluido de trabajo; posteriormente, se tiene una pequeña caída de presión en la cámara de

combustión; al salir de la cámara de combustión, la presión de estancamiento del fluido de trabajo disminuye al pasar por la turbina y tobera. El fluido de trabajo \dot{m}_f , (flujo de aire que pasa por el exterior del núcleo) disminuye su presión hasta la presión atmosférica generando parte del empuje necesario para mover al avión.

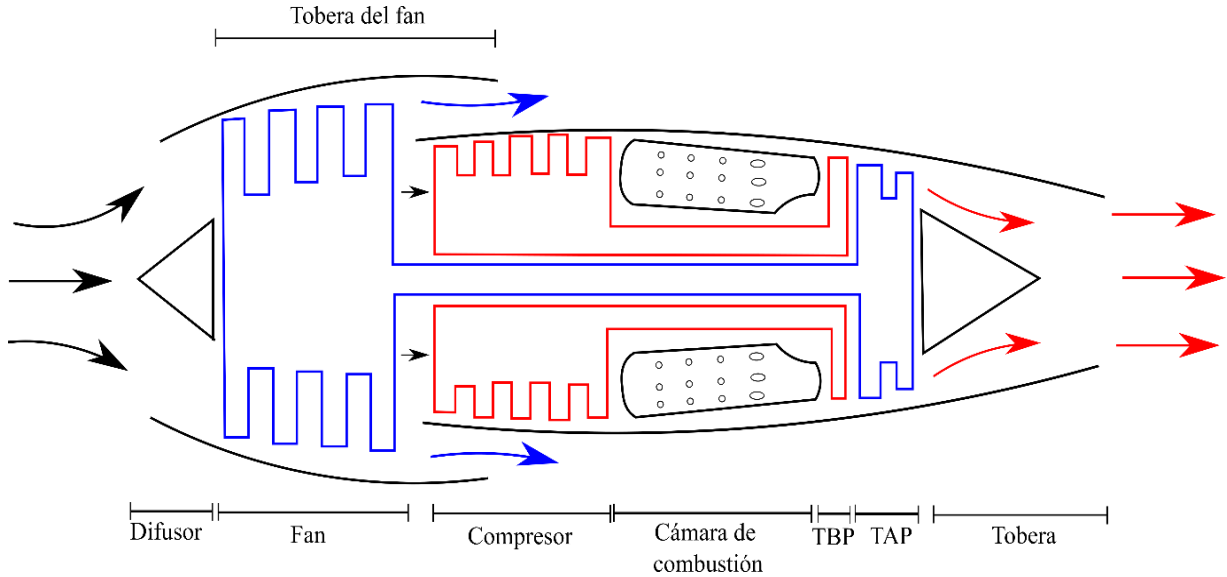


Figura 3.7. Turbofan de tipo serie sin flujo mezclado

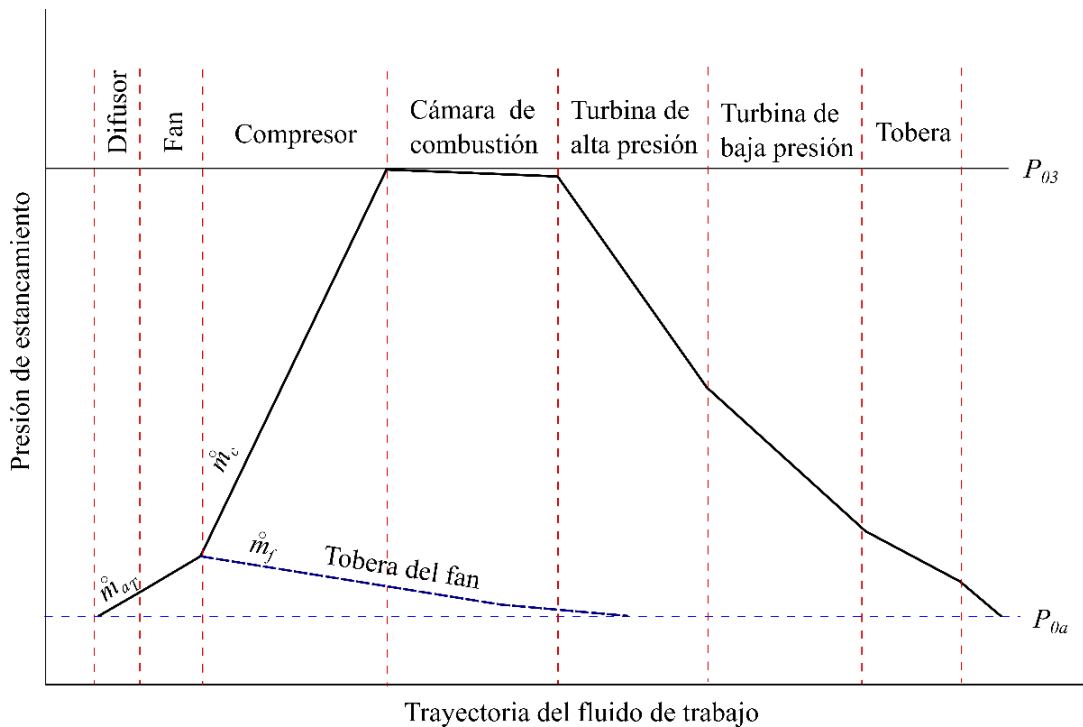


Figura 3.8. Presión de estancamiento del fluido de trabajo en función de la trayectoria del turbofan sin mezclado

La Figura 3.9 muestra el perfil de velocidades del fluido de trabajo a lo largo del turbofan sin flujo mezclado; a diferencia de la Figura 3.8, el comportamiento del fluido de trabajo en el difusor y tobera se

comportan de manera inversa, por lo ya mencionado. En este tipo de motores los flujos que salen del fan no se mezclan, es decir son independientes y cada corriente genera parte del empuje necesario para mover a la aeronave.

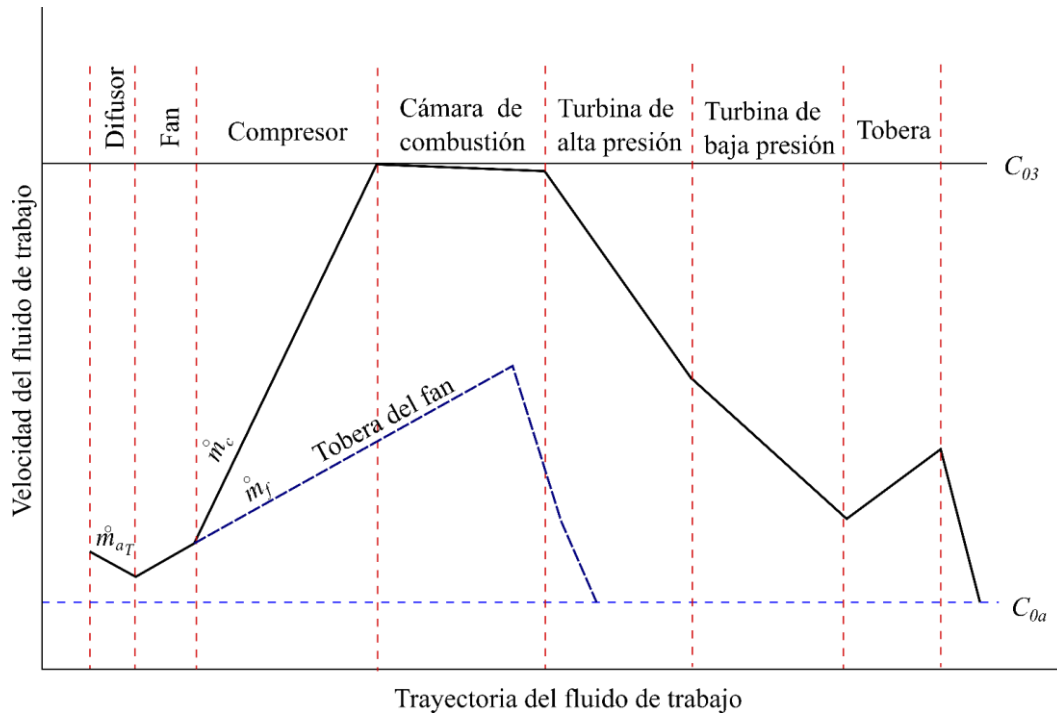


Figura 3.9. Velocidad del fluido de trabajo del turbofan sin flujo mezclado

La segunda clasificación corresponden a los motores de tipo paralelo, en estos motores la admisión tanto del flujo primario como del flujo secundario se realizan de forma independiente, este motor ha sido desarrollado por General Electric, y se conoce como after-fan. El diagrama esquemático de este motor se muestra en la Figura 3.10.

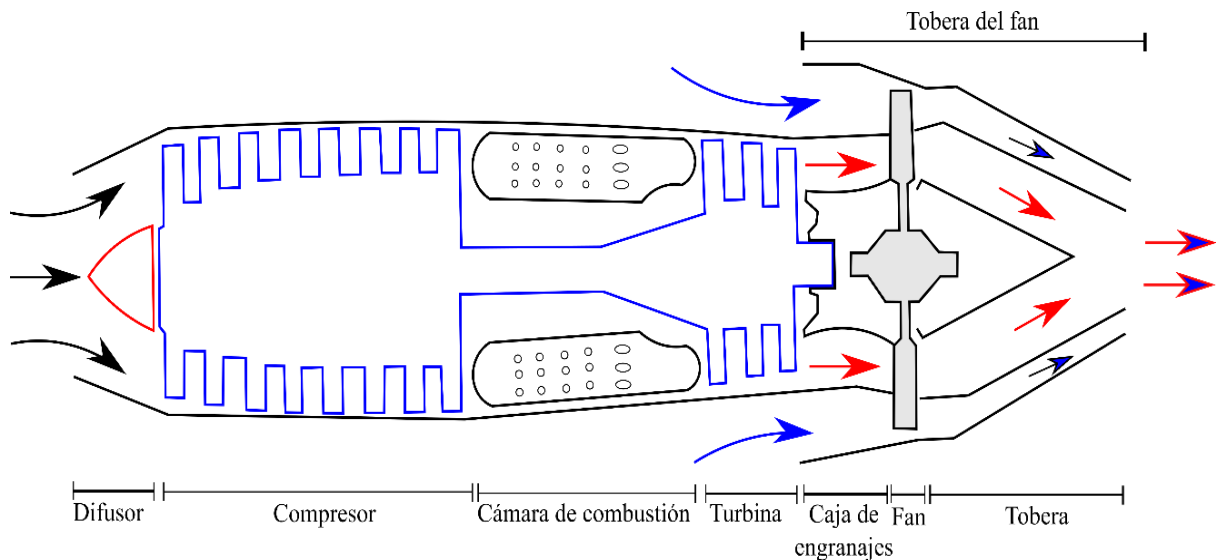


Figura 3.10. Turbofan de tipo paralelo "After-Fan"

Dentro de la clasificación de los motores de tipo en serie, se generan dos subgrupos que se caracterizan por el número de bypass o índice de derivación

3.2.2 Motores de tipo en serie de bajo bypass

Estos motores operan con números de bypass en un rango de 0.2 a 2. Los motores con este número de bypass fueron los primeros en ser desarrollados y empezaron su funcionamiento en la aviación civil antes que los motores de alto bypass. En la actualidad estos motores son ampliamente utilizados en la aviación militar para vuelos supersónicos que operan hasta números de Mach de 2. Estos motores pueden generar empuje de entre 50 a 130 kN a números de Mach de 1 a 2.

Para motores con bajo número de bypass resulta más adecuado desarrollar motores de doble eje, como se muestran en las Figura 3.4 y Figura 3.7,

3.2.3 Motores de tipo en serie de alto bypass

Estos motores se caracterizan por tener números de bypass mayores a 5. El primer compresor o fan que se encuentra antes de la derivación del flujo, tiene la función de propulsar al fluido más que comprimirlo. La fuerza propulsora total de este motor, cerca del 80% es generada por el fan, mientras que el 20%, se genera por la tobera del núcleo. Estos motores pueden generar hasta 350 kN de empuje a número de mach de entre 0.8 a 0.9.

Para este tipo de motores hay varias configuraciones desarrolladas, dependiendo de los ejes o flechas que conectan a la turbina con el compresor y fan. Estos motores tienen problemas cuando la relación de presiones del compresor es elevada, ya que surgen problemas con la velocidad a la cual debe girar el fan, porque ésta tiene que ser menor a la velocidad a la que gira la turbina de alta presión. La mayoría de estos motores han sido desarrollados con dos flechas, aunque también se han desarrollado diferentes motores de tres flechas.

La primera configuración desarrollada, es el motor de dos flechas; una flecha de este motor conecta al compresor de alta presión con la turbina de alta presión; y la segunda flecha conecta al fan y compresor de baja presión con la turbina de baja presión. La principal problemática de este motor es que la turbina de baja presión no tiene gran contribución a la generación de empuje, debido a la baja velocidad de giro que genera; un diagrama esquemático de esta configuración se muestra en la Figura 3.11.

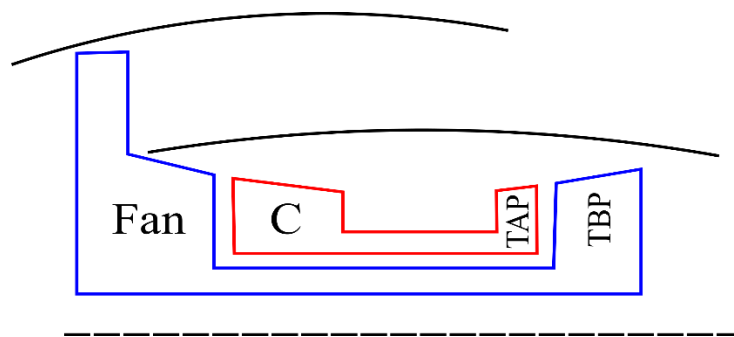


Figura 3.11. Diagrama esquemático de la primera configuración del motor de doble flecha

La segunda configuración del motor de doble flecha para números de bypass altos resulta la más atractiva, pero esta configuración requiere relaciones de presiones del compresor altas en la sección de alta presión. El problema de utilizar compresores con alta relación de presiones es la inestabilidad que genera el equipo, el diagrama esquemático de este tipo de configuración se presenta en la Figura 3.12.

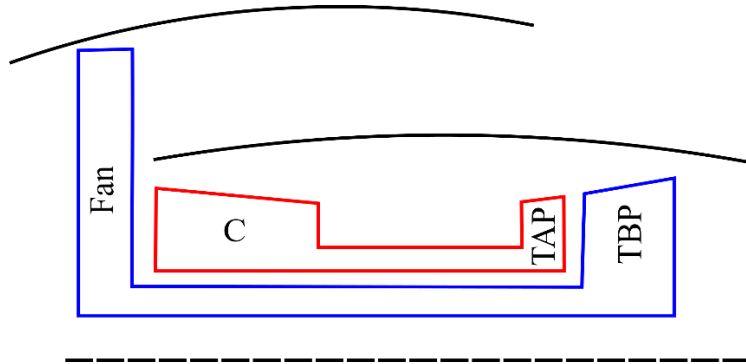


Figura 3.12. Diagrama esquemático de la segunda configuración del motor de doble flecha

La configuración de tres flechas tiene un mejor funcionamiento con relaciones de presiones moderadas, tanto en el compresor como en el fan, pero el problema de estos motores es su diseño, debido a su alta complejidad mecánica, lo cual ocasionaría mayores problemas en su mantenimiento y por ende mayores costos. El diagrama esquemático de este tipo de motores se muestra en la Figura 3.13.

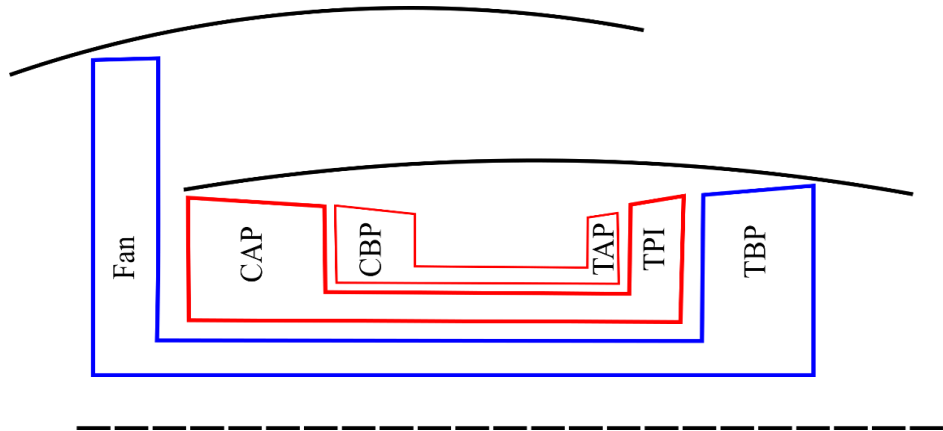


Figura 3.13. Diagrama esquemático de la configuración del motor de tres flechas

Para el desarrollo de esta tesis, el caso de estudio será un motor de tipo serie de alto bypass desarrollado por General Electric, el cual se describe a continuación.

3.3 Descripción del sistema del estudio

El motor de estudio es el turbofan GE90-155B (Figura 3.14), y representa al motor más potente desarrollado en la aviación comercial, este motor de gran tamaño es el más silencioso y el más eficiente energéticamente hablando. El motor de aviación puede producir a nivel del mar 115,300 libras fuerza de empuje (alrededor de 512 kN). Es capaz de absorber hielo e impactos a gran velocidad y puede evacuar 4

toneladas y media de agua a su máxima potencia. Por otra parte, ostenta el récord de haber soportado el viaje comercial más largo de la historia, 21,600 km recorridos entre Hong Kong y Londres (a través del Pacífico) el 10 de noviembre de 2005.

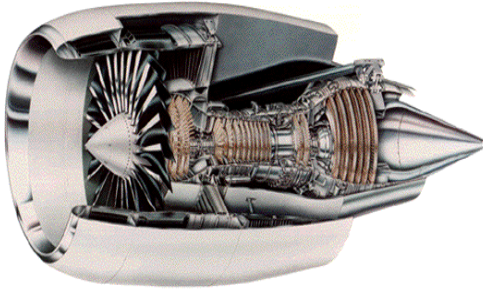


Figura 3.14. Turbofan GE 90-115B



Figura 3.15. Boeing 777-200LR

Un solo motor GE 90, a nivel del mar, puede manejar alrededor de dos millones de pies cúbicos de aire por minuto ($56,633.69 \text{ m}^3/\text{min}$). Este motor es utilizado por el avión Boeing 777-200LR (Figura 3.15) y entró en servicio en abril del 2004.

3.4 Componentes del motor turbofan GE 90-115B

3.4.1 Difusor

La principal función del difusor es ingresar la cantidad de aire necesaria al compresor con un número de Mach aproximado de 0.5 a 0.6. Si la velocidad con la que entra el aire al compresor fuera menor a la mencionada anteriormente, se tendría un mejor rendimiento en el motor, pero generaría problemas críticos para el empuje a elevados regímenes de vuelo, debido al gran flujo másico que maneja.

Los difusores se caracterizan por ir aumentando su área progresivamente, este aumento de área tiene como finalidad reducir la velocidad del fluido e incrementar su presión y temperatura a lo largo de la sección de éste. El ángulo de convergencia máximo de este tipo de equipos es de 8 grados, esto es para no generar un aumento de pérdidas de energía drásticamente. El difusor del turbofan GE 90-115B tiene un diámetro de aproximadamente 3.42 m. El diagrama esquemático se muestra en la Figura 3.16.

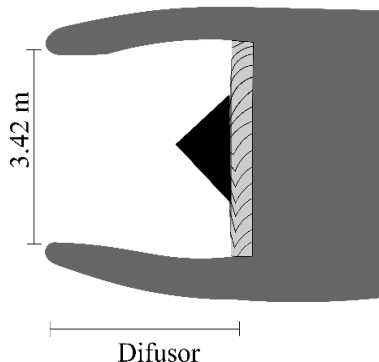


Figura 3.16. Diagrama esquemático del turbofan GE 90-115B

3.4.2 Fan

El fan es el primer compresor del motor turbofan y aunque se puede considerar como parte del sistema de compresión, su estudio individual es importante, ya que es parte fundamental del óptimo funcionamiento del motor. Sus principales funciones son las siguientes:

- Acelerar y presurizar las corrientes de aire que entra a la tobera para producir el empuje de manera óptima.
- Suministrar el aire necesario al núcleo del motor e incrementar su presión.

Este equipo se debe diseñar para soportar condiciones ambientales rigurosas, tales como lluvia, granizo, hielo; además debe soportar daños, tales como impacto de aves, desprendimiento de un álabe, distorsión del flujo de aire provocado por el viento cruzado y las maniobras que realiza la aeronave.

Los componentes principales del fan son los álabes, los cuales pueden ser móviles (rotor) o fijos (estator), y cuentan con un diseño aerodinámico. Estos álabes están montados sobre un disco que está acoplado a la flecha de la turbina de baja presión que mueve a este equipo.

El turbofan GE 90-115B se conforma de un fan de 22 álabes, con una longitud de aproximadamente 4 ft (1.21 m) de largo y con un peso menor de 50 lb (22.67 kg). Los alabes están fabricados de fibra de carbono y epoxi endurecido (Figura 3.17).

El diseño curvado de los alabes del motor de avión GE 90-115B, lo hace más grande, más ligero y más aerodinámico que las tradicionales paletas de titanio, esto es para reducir el peso y reducir el consumo de combustible. Además, el diseño aerodinámico permite que los álabes suministren grandes cantidades de aire al motor, haciéndolo más silencioso y más eficiente para la generación de empuje.

La relación de presiones del fan (RPF) se encuentra entre 1.58 y 1.65, esto es para el turbofan GE 90-115B. La RPF puede variar de 1.0 a 3.0 dependiendo de las necesidades del flujo de aire.

3.4.3 Compresor

El compresor es el equipo que tiene la función de incrementar la presión, temperatura y densidad del flujo de aire, con la máxima eficiencia posible, teniendo en cuenta su estabilidad para evitar problemas de operación.

En la aviación, los compresores de tipo axial son los más utilizados, debido a su mayor eficiencia, mayor relación de presiones (la cual se obtiene mediante las múltiples etapas de compresión) y debido a las menores pérdidas de energía, ya que el flujo no tiene cambios considerables de dirección. Un compresor axial se muestra en la Figura 3.18.



Figura 3.17. Álabe del fan GE 90-115B

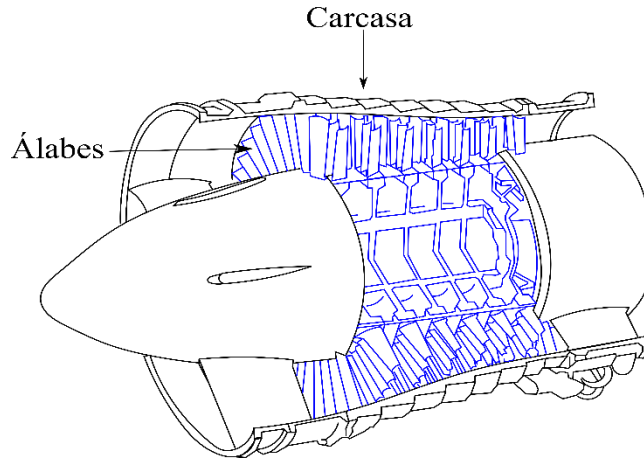


Figura 3.18. Compresor axial

El compresor del turbofan GE 90-115B tiene una estructura similar al del motor CFM56 y se divide en compresor de baja presión y compresor de alta presión (Figura 3.19). El compresor de baja presión consta de tres etapas y gira sobre un mismo eje en conjunto con el fan y la turbina de baja presión. El compresor de alta presión consiste de 10 etapas y tiene una relación de presiones de 24.5; y se encuentra montado sobre el mismo eje que la turbina de alta presión.

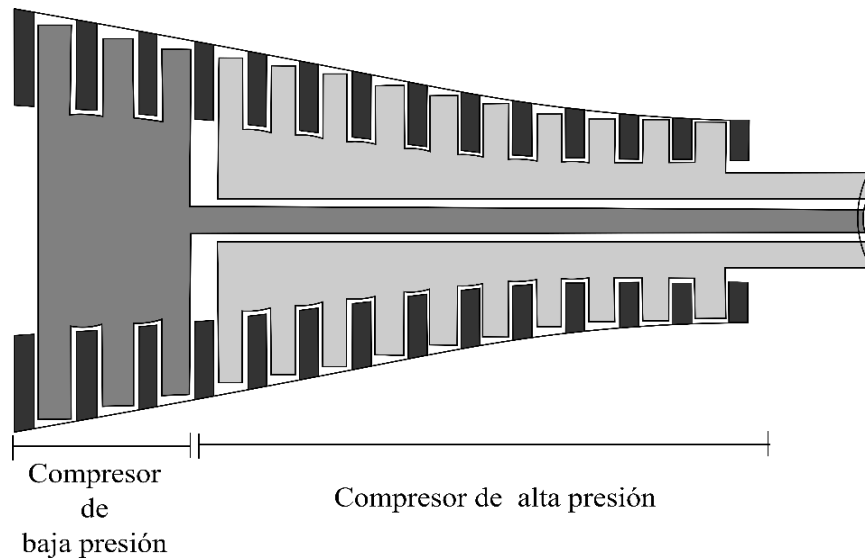


Figura 3.19. Compresor del turbofan GE 90-115B

3.4.4 Cámara de combustión

En la cámara de combustión se transforma la energía química del combustible en energía térmica, ésta se utiliza para elevar la temperatura del flujo de aire que es suministrado por el compresor, manteniendo la presión y velocidad constante con la que ingresa al equipo. Es conveniente que el proceso de combustión se realice sin grandes caídas de presión y con la mayor eficiencia de combustión para evitar formación de puntos calientes que puedan dañar a la turbina.

Para los compresores de tipo axial se han desarrollado dos tipos principales de cámaras de combustión: las cámaras axiales o anulares y las tubo-anulares. Las cámaras de combustión anular consisten en una sola cámara de combustión rodeando al eje del motor. Este tipo consta de un solo tubo de llama, también anular, y es el tipo de cámara de combustión más utilizadas en los motores actuales.

La cámara de combustión del turbofan GE 90-115B, es de tipo anular de doble cúpula, que fue diseñada para reducir las emisiones de NO_x , inquemados, monóxido de carbono y humo. Esta cámara de combustión tiene 30 pares de boquillas de combustible alrededor del anillo; una cámara de combustión de este tipo se muestra en la Figura 3.20.

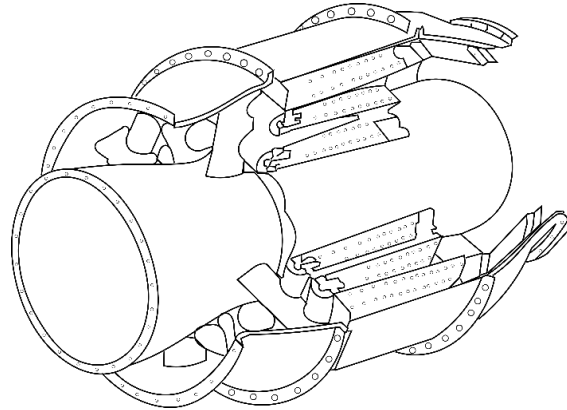


Figura 3.20. Cámara de combustión anular

Las cámaras de combustión de tipo tubo-anulares es un modelo que combina a la cámara de combustión anterior y las cámaras de combustión tubular que se utilizan en las turbinas de gas con compresores centrífugos y consiste en una serie de tubos de llama tubular espaciados uniformemente, que termina con un ducto anular análogo al de la parte posterior de las cámaras anulares, este ducto es el encargado de recoger y homogeneizar, antes de que entren en la turbina, los gases de combustión generados en cada una de las partes individuales. Este tipo de cámaras de combustión es ampliamente utilizado en motores grandes de aviación; en la Figura 3.21 se muestra este tipo de cámaras de combustión.

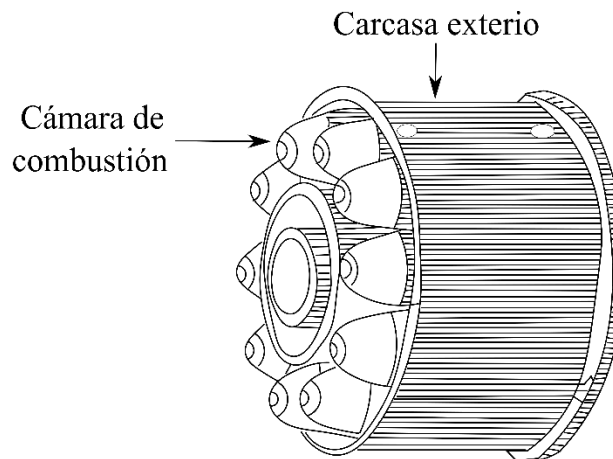


Figura 3.21. Cámara de combustión tubo-anular

3.4.5 Turbina

La turbina convierte parte de la energía que tiene los gases de combustión en trabajo mecánico al hacer girar su parte rotatoria. La energía mecánica generada por el movimiento de este equipo se emplea, a través de los ejes, para mover el compresor, el fan y los accesorios tanto del motor como del avión. En los motores de avión, la turbina emplea en los servicios aproximadamente un tercio de la energía total, mientras que el resto de la energía se transforma en empuje de propulsión en la tobera del motor.

Al igual que los compresores, hay dos tipos de turbinas, la de flujo radial y la de flujo axial. La más utilizada es la de flujo axial ya que la radial no resulta apta para trabajar a altas temperaturas.

Las turbinas de flujo axial, son aquellas donde los gases de combustión se mueven de manera axial como su nombre lo indica, Al igual que el compresor, la turbina está constituida por etapas formadas cada una de ellas por un estator y un rotor ubicados de esta manera en el sentido de avance del flujo de gases.

Los motores turbofan suelen tener uno o dos compresores y un fan, cada uno de éstos está unido con su respectiva turbina mediante una flecha; todas las flechas son coaxiales y también independientes.

Las turbinas se pueden componer de una turbina de alta presión (TAP), situada inmediatamente después de la cámara de combustión, está turbina suele tener refrigeración por aire y trabaja a condiciones de temperaturas altas. Esta turbina mueve al compresor de alta presión (CAP) y la turbina de baja presión (TBP) mueve al compresor de baja presión (CBP) al igual que el fan.

En las turbinas, las etapas van aumentando, en tamaño, ya que el gas se va expandiendo, ocupando mayor volumen, al contrario que el compresor. La turbina en comparación con el compresor, tiene menor número de etapas, debido a que la turbina extrae por cada etapa mayor trabajo mecánico, que el suministrado por el compresor al aire.

EL turbofan GE 90-115B tiene una turbina de tipo axial que se componen de una sección de alta presión, la cual está integrada por 2 etapas y una sección de baja presión, que está integrada por 6 etapas. El diagrama esquemático de este equipo se muestra en la Figura 3.22.

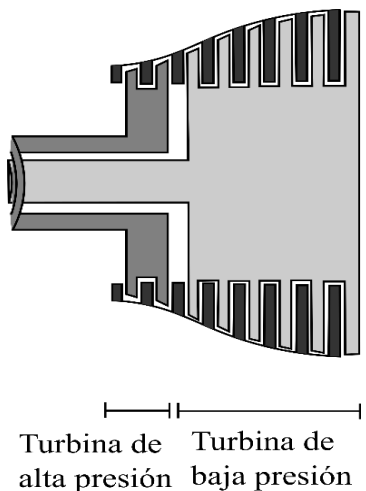


Figura 3.22. Diagrama esquemático de la turbina del turbofan GE 90-115B

3.4.6 Tobera

La tobera transforma la energía total de los gases de combustión que salen de la turbina y el aire que sale del fan en energía cinética necesaria para generar el empuje. La descarga de los gases o el aire a la atmósfera es en dirección contraria a la que se mueve el avión.

Regularmente, las toberas que se utilizan para vuelos subsónicos son de forma convergente. La presión y temperatura de los gases disminuyen a lo largo de la disminución del área de la tobera, mientras que su velocidad aumenta.

La tobera debe cumplir las siguientes condiciones:

- Los gases de combustión deben de expandirse completamente en la tobera.
- Los gases de combustión no deben de salir con un movimiento rotatorio.
- Los gases de combustión deben de salir en dirección axial.

Las toberas del fan o la tobera donde se expande el aire frío del turbofan GE 90-115B tiene un área de 3.59 m^2 , mientras que la tobera donde se expande el aire caliente es de 1.01 m^2 .

El diagrama esquemático del turbofan GE 90-115B se muestra en la Figura 3.23. Este diagrama muestra los componentes esenciales que se mencionaron anteriormente.

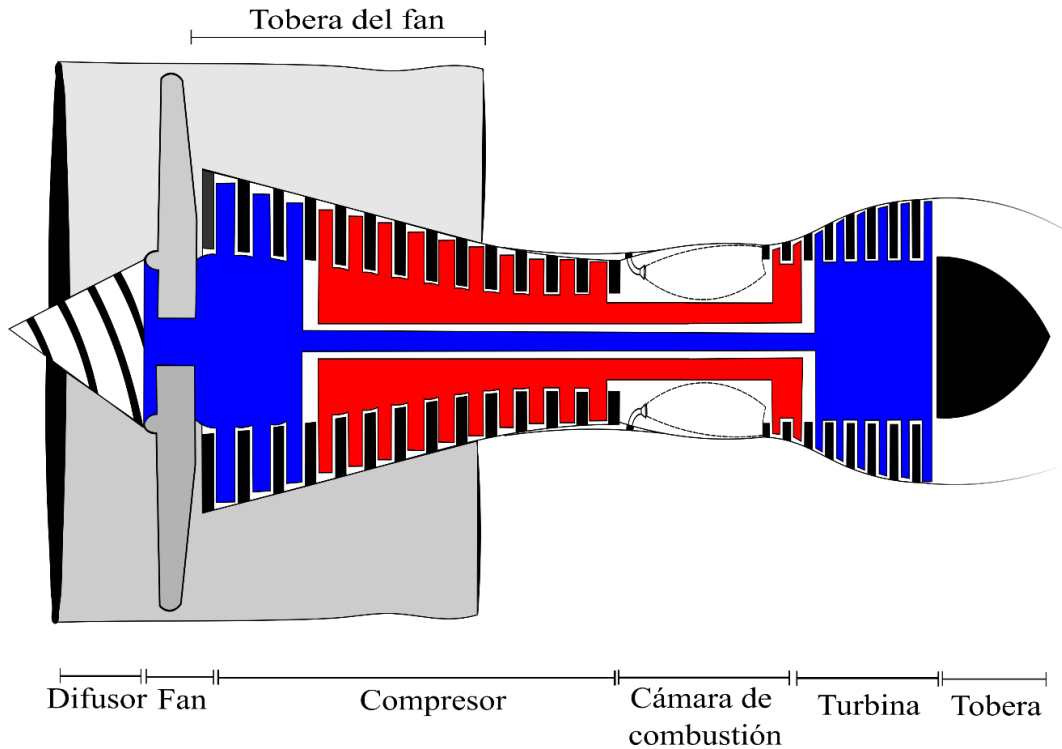


Figura 3.23. Turbofan GE 90-115B

3.5 Perfil de vuelo

Los motores de aviación se utilizan para recorrer largas distancias, es decir son de largo alcance, el vuelo crucero se trata como el punto de diseño, mientras que las condiciones de vuelo de despegue se considera como el punto fuera de diseño. Para los estudios del motor, que se muestran a continuación, a condiciones crucero, se toma un perfil de vuelo típico de una aeronave de trasporte civil, como el mostrado en la Figura 3.24 (Tona, 2010).

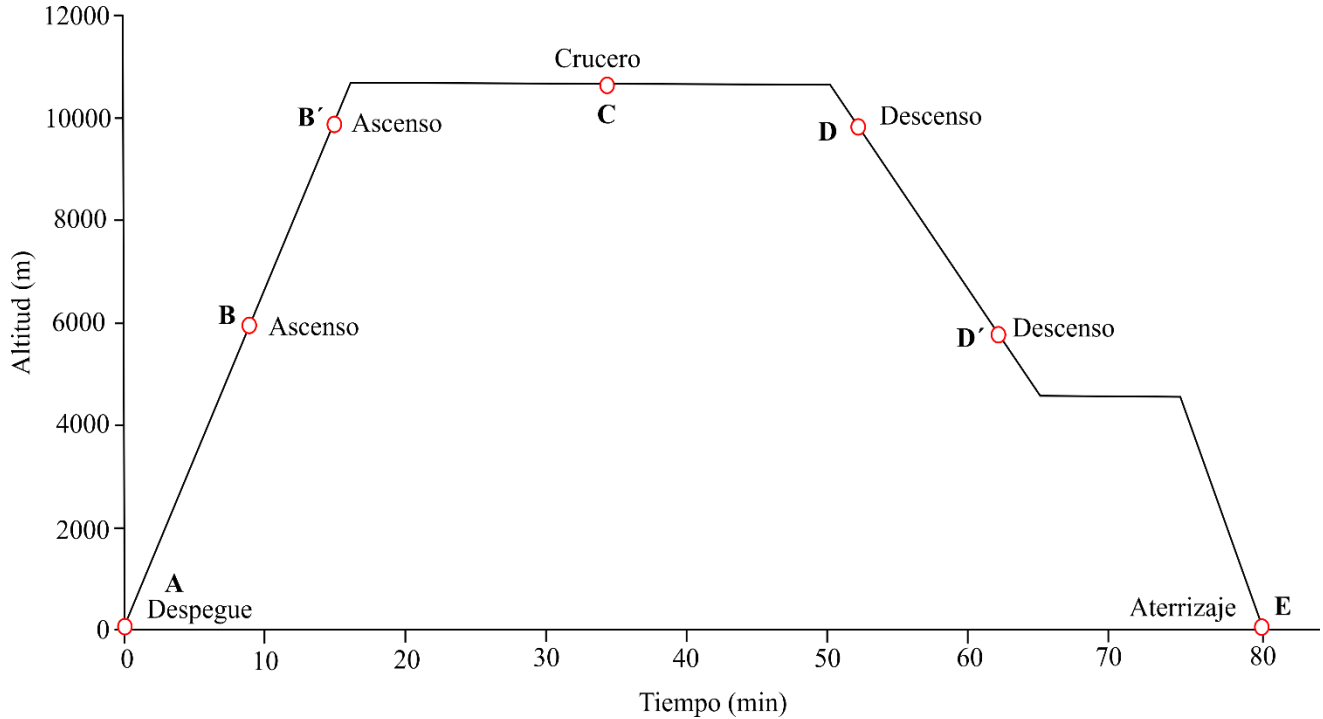


Figura 3.24. Plan de vuelo

En la Tabla 3.1 se muestran las velocidades de operación del motor de avión para las diferentes condiciones del plan de vuelo, así como el tiempo de duración en cada una de las etapas.

Tabla 3.1. Fases de un típico vuelo comercial

Fase de vuelo		Altitud (msnm)	Tiempo (min)	Mach de vuelo (-)
Despegue	A	0	1	0.2
Ascenso	B	6,096	12	0.57
Ascenso	B'	10,059	4	0.66
Crucero	C	10,668	34	0.85
Descenso	D	10,059	4	0.77
Descenso	D'	6,096	11	0.62
Aterrizaje	E	0	6	0.2

Como se muestra en la Tabla 3.1, las condiciones que se toman para vuelo crucero son de 10, 668 metros sobre el nivel del mar y un número de Mach de 0.85.

3.6 Condiciones de diseño y fuera de diseño del turbofan GE 90-115B

Los casos de estudios que se muestran en la Tabla 3.2 tienen como punto de referencia las condiciones de diseño y fuera de diseño para el turbofan GE 90-115B.

Tabla 3.2. Condiciones de diseño y fuera de diseño del turbofan GE 90-115B

Parámetros	Diseño (Crucero)	Fuera de diseño (Despegue)
η_D (-)	0.98	0.98
η_F (-)	0.89	0.89
η_C (-)	0.88	0.88
η_{cc} (-)	0.9	0.9
η_{TAP} (-)	0.9	0.9
η_{TBP} (-)	0.9	0.9
η_{Tob-F} (-)	0.95	0.95
η_{Tob} (-)	0.95	0.95
ΔP_{cc} (%)	5	5
π_F (-)	1.65	1.58
π_C (-)	24.51	25.3
π_T (-)	40.44	39.974
β (-)	8.1	8.4
Empuje (kN)	69.2	510
\dot{m}_a (kg _a /s)	480.75	2,232.47
\dot{m}_{comb} (kg _{comb} /s)	1.43	6.26
PCI (kJ/kg _{comb})	42,800	42,800

Capítulo 4

Análisis energético

4.1 Energía

En la actualidad, no existe un método exacto para determinar de manera directa el empuje en motores aéreos durante el vuelo; algunos de los métodos desarrollados para medir el empuje de manera indirecta, incluyen la relación de presiones del motor (RPM), velocidad del giro de Fan (N_1) y varias temperaturas, tales como la temperatura total de entrada a la turbina de alta presión (TET) o la temperatura de los gases de escape de la turbina de baja presión (Stevenson, 1993).

Con el desarrollo de los motores aéreos de tipo turbofan de alto bypass donde, parte del empuje generado se obtiene mediante la corriente fría (corriente que pasa por el exterior del núcleo); utilizar únicamente la RPM no es suficiente para evaluar el empuje, ya que ésta sólo involucra a la relación de presiones del núcleo del motor y por ende, sólo se determinaba el empuje generado por la corriente caliente.

Una de las alternativas para determinar el empuje de estos motores es la utilización de la relación de presiones total, que involucra a la relación de presiones del fan y del compresor, es decir,

$$\pi_T = (\pi_F)(\pi_C) \quad (4.1)$$

O también utilizando la velocidad de giro del fan. La metodología para la estimación del empuje planteado en este trabajo, se basa en la relación de presiones del fan y el compresor.

Por otra parte, en la aviación, el consumo de combustible y el impacto sobre el medio ambiente son dos áreas importantes de investigación. Desde una perspectiva ambiental, usando la energía con mayor eficiencia se pueden reducir las emisiones contaminantes, especialmente los óxidos de nitrógeno, y el daño a los sistemas ecológicos (Graham, 2014). Para disminuir la contaminación ambiental generada por la

quemar combustible en los motores de avión a un empuje dado, es necesario disminuir el consumo de combustible mediante un incremento en la eficiencia. Este beneficio puede incrementar el tiempo de vida de las fuentes fósiles y tener una mayor sustentabilidad, ya que actualmente el sector aéreo es el transporte con mayor crecimiento (en promedio entre 5 y 6 por ciento por año); y se prevé para el 2050 se incremente hasta 20 veces más, comparado con 1990 (Turan, 2014).

La importancia de la eficiencia energética está ligada a los problemas ambientales, tales como el calentamiento global y la contaminación atmosférica; pero estos pueden ser reducidos mediante el incremento en la utilización eficiente de las fuentes energéticas (Miake-Lye, 1992). En los motores aéreos, la eficiencia energética ha sido mejorada en promedio en un 1.5% anualmente, esto gracias a la introducción de los motores de tipo turbofan (Ptasinski, 2006).

El análisis energético en sistemas termodinámicos se basa en la primera ley de la termodinámica. A continuación se muestra la metodología, con base en la primera ley de la termodinámica, para la obtención de los estados termodinámicos del turbofan GE 90-115B de alto bypass, considerando al flujo de trabajo en estado estacionario y unidireccional.

4.1.1 Estados termodinámicos del turbofan GE 90-115B

La presión y temperatura de los estados termodinámicos del turbofan son propiedades importantes que se necesitan conocer para realizar el estudio de los parámetros de desempeño; a continuación, se muestra el desarrollo de las expresiones para la obtención de las propiedades mencionadas anteriormente. Los estados termodinámicos corresponden a los señalados en la Figura 4.1.

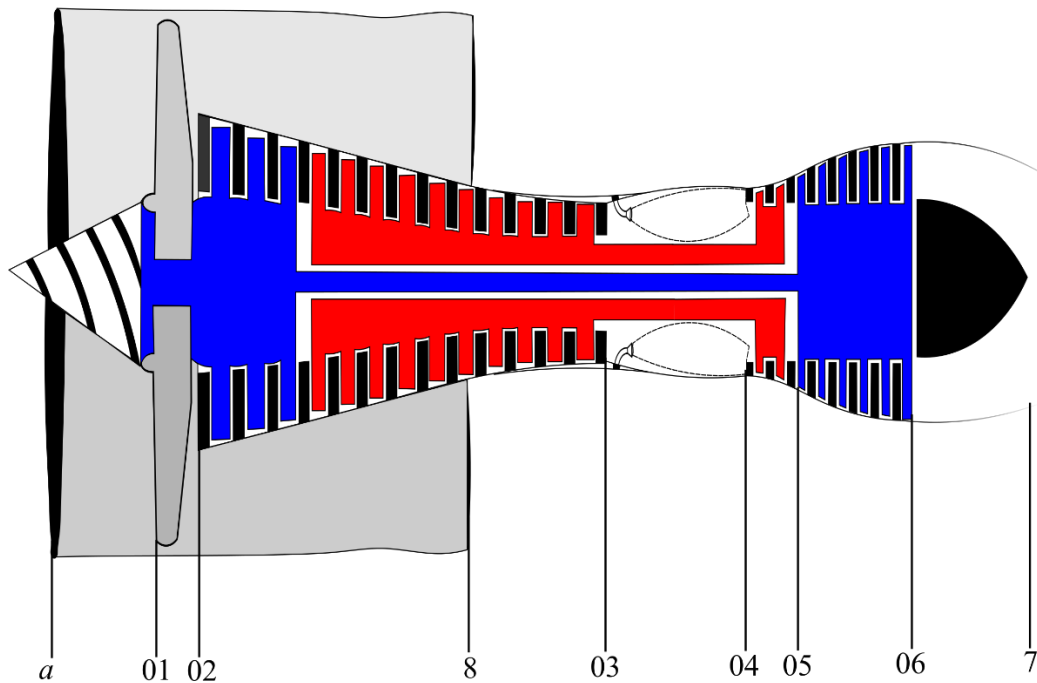


Figura 4.1. Turbofan GE 90-115B

- Propiedades del aire a la entrada del difusor

Las propiedades del aire (estado a) corresponden a las propiedades de presión y temperatura del aire, a la altitud de vuelo.

$$T_a = T(z) \quad (4.2)$$

$$P_a = \frac{P_{z=0}}{e^{\frac{\rho g(z-z_0)}{P_{z=0}}}} \quad (4.3)$$

La atmosfera estándar internacional (ISA) asume una temperatura decreciente de 3.2 K por cada 500 m de altura hasta los 11,000 m y a partir de esa altura se mantiene constante en 216.7 K hasta llegar a los 20,000 m. Posteriormente al incrementar la altitud la temperatura empieza aumentar.

Es importante obtener las propiedades de estancamiento de cada estado, debido a que el estudio se realiza a un fluido en movimiento, que entra directamente al motor aéreo; además, es necesario tener un estado de referencia. Frecuentemente, se parte de la entalpía de estancamiento, ésta es alcanzada cuando el fluido de trabajo es desacelerado adiabáticamente hasta alcanzar la velocidad y altura cero.

Partiendo de la primera ley de la termodinámica

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m} \left\{ \frac{1}{2} (c_a^2 - c_{0a}^2) + g(z_a - z_{0a}) + (h_a - h_{0a}) \right\} \quad (4.4)$$

Aplicando las condiciones mencionadas anteriormente para la obtención de la entalpía de estancamiento y debido a que no hay generación de potencia en el estado a , la entalpía de estancamiento se expresa como

$$h_{0a} = h_a + \frac{1}{2} c_a^2 \quad (4.5)$$

Considerando al aire como gas ideal, se obtiene la temperatura de estancamiento, esta es la temperatura que alcanzaría el aire si se desacelera adiabáticamente hasta el reposo; la temperatura de estancamiento del estado a está dada por:

$$T_{0a} = T_a + \frac{1}{2} \left(\frac{c_a^2}{c_p} \right) \quad (4.6)$$

Un parámetro importante en el estudio de los motores a reacción es la velocidad de vuelo, que generalmente se representa en términos del número de Mach. El número de Mach relaciona la velocidad del fluido y la velocidad del sonido (Fox, 1995), es decir:

$$M = \frac{c}{a} \quad (4.7)$$

La velocidad del sonido, a , depende de la temperatura absoluta y se expresa de la siguiente manera

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (4.8)$$

Sustituyendo (4.8) en (4.7) y despejando la velocidad del fluido

$$c = M\sqrt{\gamma RT} \quad (4.9)$$

Elevando al cuadrado y sustituyendo (4.9) en (4.6) se obtiene la temperatura de estancamiento del estado a en función del número de Mach del avión, es decir

$$T_{0a} = T_a + \frac{M^2 T_a}{2} \left(\frac{\gamma_a R_a}{c_p} \right) \quad (4.10)$$

o bien

$$T_{0a} = T_a \left[1 + M^2 \frac{(\gamma_a - 1)}{2} \right] \quad (4.11)$$

Debido a que los estados de estancamiento para cualquier fluido se alcanzan mediante un proceso isoentrópico, la presión de estancamiento del estado a se puede escribir de la siguiente manera

$$P_{0a} = P_a \left(\frac{T_{0a}}{T_a} \right)^{\frac{1}{x_a}} \quad (4.12)$$

Sustituyendo (4.11) en (4.12) se obtiene la presión de estancamiento en función del número de Mach

$$P_{0a} = P_a \left[1 + M^2 \frac{(\gamma_a - 1)}{2} \right]^{\frac{1}{x_a}} \quad (4.13)$$

- Estado 01

Las propiedades de estancamiento del estado 01 son las correspondientes a la salida del difusor. El difusor es un dispositivo en donde no se realiza trabajo y no hay transferencia de energía, debido a lo anterior la temperatura se mantiene constante, pero hay un aumento en la presión dinámica y una disminución en la velocidad del fluido de trabajo, por lo tanto

$$T_{01} = T_{0a} = T_a \left[1 + M^2 \frac{(\gamma_a - 1)}{2} \right] \quad (4.14)$$

Para los ciclos de propulsión aérea, es necesario conocer la presión dinámica que está en función de la eficiencia isoentrópica. Entonces la eficiencia isoentrópica del difusor se expresa de la siguiente manera

$$\eta_D = \frac{T_{01s} - T_a}{T_{01} - T_a} \quad (4.15)$$

La presión de estancamiento en función del número de Mach y la eficiencia isoentrópica del difusor para el estado 01 se puede expresar como

$$P_{01} = P_a \left[1 + \eta_D \left(\frac{\gamma_a - 1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{1}{\gamma_a}} \quad (4.16)$$

- Estado 02

Las propiedades de estancamiento del estado 02 corresponden a la salida del fan. El fan es el primer equipo rotatorio del motor y se encarga de suministrar el flujo de aire en dos secciones (el flujo que entra al compresor y el flujo que pasa por el exterior del núcleo). La corriente que pasa por el exterior del núcleo es la que tiene mayor flujo; esta sección de aire se encarga de enfriar al motor, así como de generar parte del empuje total, además tiene como finalidad disminuir el ruido.

Para obtener las propiedades termodinámicas del este estado, se parte de la relación de presiones del fan, es decir,

$$\pi_F = \frac{P_{02}}{P_{01}} \quad (4.17)$$

Por lo tanto, la presión de estancamiento del estado 02 es

$$P_{02} = \pi_F P_{01} \quad (4.18)$$

La temperatura de estancamiento del estado 02 se obtiene a partir de la eficiencia isoentrópica del fan

$$T_{02} = T_{01} \left[1 + \frac{1}{\eta_F} \left(\frac{T_{02s}}{T_{01}} - 1 \right) \right] \quad (4.19)$$

o bien

$$T_{02} = T_{01} \left[1 + \frac{1}{\eta_F} (\pi_F^{\gamma_a} - 1) \right] \quad (4.20)$$

- Estado 03

Las propiedades del estado 03 corresponden a la salida del compresor. El compresor es el equipo que incrementa la presión, temperatura y densidad del aire. El compresor se divide en dos secciones, el compresor de alta presión y el compresor de baja presión, ambos compresores operan de manera similar; sin embargo, interactúan con partes diferentes del motor.

La presión de estancamiento del estado 03 se obtiene a partir de la relación de presiones del compresor, es decir

$$P_{03} = \pi_C P_{02} \quad (4.21)$$

La temperatura de estancamiento del estado 3 se obtiene a partir de la eficiencia isoentrópica del compresor

$$T_{03} = T_{02} \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left(\frac{T_{03_s}}{T_{02}} - 1 \right) \right] \quad (4.22)$$

o bien

$$T_{03} = T_{02} \left[1 + \frac{1}{\eta_c} (\pi_c^{x_a} - 1) \right] \quad (4.23)$$

- Estado 04

Las propiedades del estado 04 son las correspondientes a la salida de la cámara de combustión.

En la cámara de combustión es en donde se lleva a cabo la combustión y su propósito es incrementar la energía del aire mediante la adición de calor. Esto se obtiene agregando combustible, el cual se mezcla con el aire y posteriormente se realiza la combustión con ayuda de la flama generada por los quemadores de este equipo. La máxima temperatura que pueden alcanzar los gases de escape depende de las limitaciones de la turbina de alta presión, por lo tanto, la temperatura de estancamiento de este estado, T_{04} , es dada por el fabricante. Durante el proceso de combustión se tiene pequeñas pérdidas de presión, entonces, la presión de estancamiento se puede escribir como

$$P_{04} = P_{03} (1 - \Delta P_{cc}) \quad (4.24)$$

- Estado 05

Las propiedades del estado 05 corresponden a la salida de la turbina de alta presión.

El propósito de la turbina es extraer energía del fluido de trabajo, que luego se utiliza para mover al compresor o bien al fan. Para obtener la temperatura de estancamiento del estado 05, se realiza la siguiente suposición: la potencia generada por la turbina de alta presión es igual a la potencia suministrada al compresor, es decir,

$$\dot{W}_{TAP} = \dot{W}_c \quad (4.25)$$

o bien

$$h_{05} = h_{04} - \frac{h_{03} - h_{02}}{1 + rca} \quad (4.26)$$

La temperatura de estancamiento de este estado es

$$T_{05} = T_{04} - \left(\frac{c_{p_a}}{c_{p_{gc}}} \right) \frac{T_{03} - T_{02}}{1 + rca} \quad (4.27)$$

La relación combustible aire, rca , se obtiene mediante un balance de masa y energía en la cámara de combustión, el cual se muestra en el apartado 4.3.1.

$$rca = \frac{c_{p_{gc}} T_{04} - c_{p_a} T_{03}}{\eta_{cc} PCI - c_{p_{gc}} T_{04}} \quad (4.28)$$

- Estado 06

Las propiedades del estado 06 corresponden a la turbina de baja presión. Para obtener las propiedades de temperatura y presión, se establece la siguiente suposición: la potencia generada por la turbina de baja presión es igual a la potencia suministrada al fan, es decir:

$$\dot{W}_{TBP} = \dot{W}_f \quad (4.29)$$

En términos de la entalpía

$$h_{05} - h_{06} = \frac{h_{02} - h_{01}}{\left(\frac{1}{\beta + 1}\right)(1 + rca)} \quad (4.30)$$

Donde, β , es el bypass y define la relación del flujo de aire que pasa por el exterior del núcleo y el flujo de aire que pasa por el interior del compresor, es decir

$$\beta = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_c} \quad (4.31)$$

Por lo tanto, la temperatura de estancamiento del estado 06 es

$$T_{06} = T_{05} - \frac{c_{p_a}}{c_{p_{gc}}} \left[\frac{T_{02} - T_{01}}{\left(\frac{1}{\beta + 1}\right)(1 + rca)} \right] \quad (4.32)$$

Para obtener la presión de estancamiento de este estado, se parte de la eficiencia isoentrópica de la turbina de baja presión, de donde se obtiene la temperatura isoentrópica de este estado, es decir

$$\frac{T_{06_s}}{T_{05}} = 1 - \frac{1}{\eta_{TBP}} \left(1 - \frac{T_{06}}{T_{05}} \right) \quad (4.33)$$

Considerando que el proceso de expansión sea isoentrópico, la presión de estancamiento se define mediante la siguiente expresión

$$P_{06} = P_{05} \left[1 - \frac{1}{\eta_{TBP}} \left(1 - \frac{T_{06}}{T_{05}} \right) \right]^{\frac{1}{\gamma_{gc}}} \quad (4.34)$$

- Estado 7

Las propiedades de temperatura y presión del estado 7 corresponden a los gases de combustión a la salida de la tobera. La tobera es un dispositivo que tiene como finalidad aumentar la velocidad del fluido, mediante una caída de presión.

La tobera es el último dispositivo que se encuentra situado al final de la última etapa de la turbina de baja presión. En la mayoría de las turbinas de gas de aviación se utilizan toberas propulsivas de tipo convergentes; en este equipo, los gases de escape se expanden hasta la presión atmosférica, es decir:

$$P_7 = P_a \quad (4.35)$$

Por otra parte, la temperatura de este estado se obtiene mediante la eficiencia isoentrópica de la tobera, es decir

$$T_7 = T_{06} \left[1 - \eta_{\text{tob}} \left(1 - \frac{T_{7s}}{T_{06}} \right) \right] \quad (4.36)$$

o bien

$$T_7 = T_{06} \left[1 - \eta_{\text{tob}} \left(1 - \frac{P_a^{x_a}}{P_{06}} \right) \right] \quad (4.37)$$

- Estado 8

Las condiciones del estado 8 corresponden al aire a la salida de la tobera del fan. El aire que entra a la tobera del fan se expande hasta la presión atmosférica, la presión de este estado está definida como:

$$P_7 = P_a \quad (4.38)$$

La temperatura del estado 8 se obtiene a partir de la eficiencia isoentrópica de la tobera del fan, es decir

$$T_8 = T_{02} \left[1 - \eta_{\text{Tob-F}} \left(1 - \frac{T_{8s}}{T_{02}} \right) \right] \quad (4.39)$$

o bien

$$T_8 = T_{02} \left[1 - \eta_{\text{Tob-F}} \left(1 - \frac{P_a}{P_{02}} \right)^{x_{gc}} \right] \quad (4.40)$$

La Figura 4.2 muestra el diagrama temperatura entropía del ciclo termodinámico del turbofan a tres relaciones de presiones del compresor diferentes a condiciones de despegue. También muestra que al disminuir la relación de presiones del compresor a una temperatura ambiente constante, los gases de combustión que salen de la tobera (estado 06) tienen mayor temperatura y presión, ya que para alcanzar la temperatura de entrada a la turbina dada, es necesario suministrar mayor energía al proceso debido a que el compresor no genera un gran incremento en la temperatura y presión del aire que entrar a la cámara de combustión; además las turbinas (de alta y baja presión) tienen un menor aprovechamiento de la

cantidad de energía de los gases de combustión para generar trabajo; mientras que a mayor relación de presiones del compresor ocurre lo contrario. Disminuir la relación de presiones del compresor de 25.3 a 20, por ejemplo, genera un incremento en la presión y temperatura de los gases de combustión (estado 06) de 7.85 % y 6.64 %, respectivamente. La generación de gases de combustión con mayor energía, es decir, mayor presión y temperatura genera un mayor empuje.

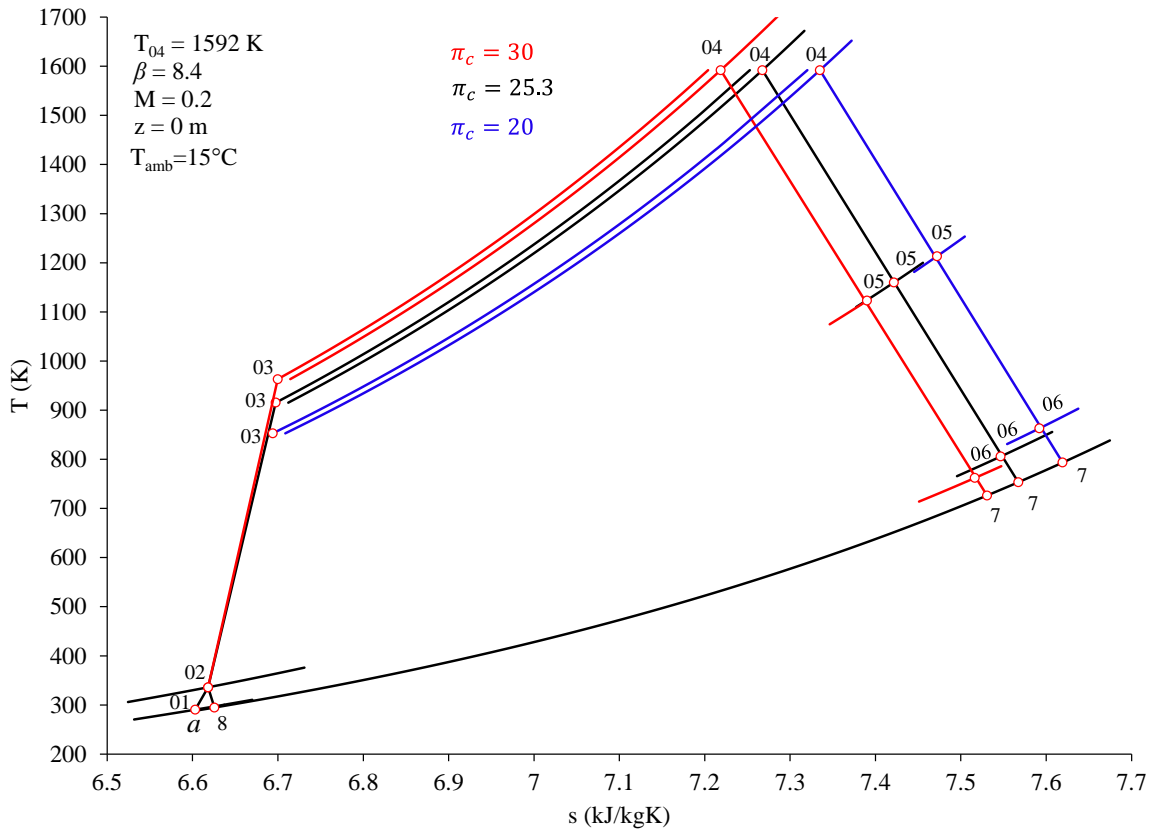


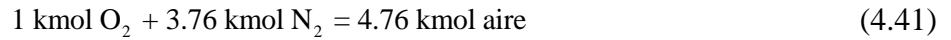
Figura 4.2. Diagrama T-s del ciclo termodinámico del turbofan a diferentes relaciones de presiones

4.2 Combustión

La mayoría de los combustibles conocidos se componen principalmente de hidrógeno y carbono, estos combustibles reciben el nombre de hidrocarburos y se denotan por la fórmula general C_nH_m . Los hidrocarburos existen en todas las fases, los más comunes son el carbón, la gasolina y el gas natural. La mayor parte de los hidrocarburos líquidos son una mezcla de hidrocarburos que se obtienen del petróleo crudo mediante la destilación.

Una reacción química en donde se oxida un combustible y se libera una gran cantidad de energía recibe el nombre de combustión. El oxidante utilizado con mayor frecuencia en los procesos de combustión es el aire. El aire seco está compuesto por 20.9 % de O_2 , 78.1 % de N_2 , 0.9 % de Ar y pequeñas cantidades de dióxido de carbono, helio, neón e hidrógeno. En el análisis de los procesos de combustión, el argón se trata como nitrógeno, y los gases que existen en cantidades muy pequeñas que se descartan. De modo que,

el aire seco en moles se puede considerar aproximadamente como 21 % de O₂ y 79 % de N₂. Por consiguiente, para cada mol de oxígeno que entra a la cámara de combustión, 3.76 moles de N₂ también lo harán, es decir



Durante la combustión, el nitrógeno se comporta como gas inerte y no reacciona con otros elementos químicos, más que para formar una pequeña cantidad de óxidos de nitrógeno. A pesar de esto, la presencia del nitrógeno influye de manera considerable en el resultado de un proceso de combustión, pues el nitrógeno suele entrar a una cámara de combustión en grandes cantidades a temperaturas bajas, y salir a temperaturas considerablemente altas, absorbiendo una gran proporción de la energía química liberada durante la combustión. A temperaturas muy altas, como las que se encuentran en las máquinas de combustión interna, una pequeña fracción de nitrógeno reacciona con oxígeno formando óxido nítrico (Çengel, 2015).

Durante un proceso de combustión, los componentes que existen antes de la reacción reciben el nombre de reactivos, y los componentes después de la reacción se denominan productos.

Para iniciar la combustión no es suficiente la mezcla del aire y el combustible. El combustible debe llevarse a su temperatura de ignición para iniciar la combustión. Además, el combustible y el aire deben de estar en proporciones correctas para que se pueda realizar la combustión.

En las reacciones químicas, los balances se realizan con base en el principio de la conservación de masa, la cual enuncia que la masa total de cada elemento se conserva durante una reacción química. Es decir, la masa de cada elemento de la reacción (productos) debe ser igual a la masa total de los reactivos, aun cuando los elementos existan en compuestos químicos diferentes en los reactivos y productos, además, el número total de átomos de cada elemento se conserva durante una reacción química, ya que el número total de átomos de un elemento es igual a la masa total del elemento dividida entre su masa atómica, pero el número total de moles no se conserva durante una reacción química.

Una cantidad utilizada frecuentemente en el análisis de procesos de combustión para cuantificar las cantidades de combustible y aire es la relación aire combustible, *rac*. Esta relación es la relación entre la masa de aire y la masa de combustible en un proceso de combustión, es decir

$$rac = \frac{m_a}{m_{comb}} \quad (4.42)$$

La masa *m* de una sustancia se relaciona con el número de moles *N* por medio de la relación $m = m(N, PM)$, donde *PM* es el peso molecular. La relación aire combustible se puede expresar en base molar como la proporción entre el número de moles de aire y el número del combustible. El recíproco de la relación aire combustible se conoce como relación combustible aire, es decir:

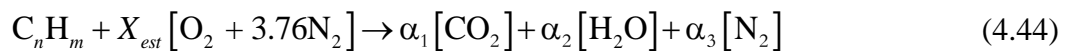
$$rca = \frac{m_{comb}}{m_a} = \frac{1}{rac} \quad (4.43)$$

4.2.1 Combustión estequiométrica

Realizar un estudio en el cual, la combustión ocurre de manera completa es muy útil. Un proceso de combustión ocurre de manera completa cuando todo el carbón en el combustible se transforma en CO₂, todo el hidrógeno se transforma en H₂O y todo el azufre, si lo hay, se transforma en SO₂; es decir, todos los componentes del combustible se queman totalmente durante un proceso de combustión completa (Moran, 2004).

La cantidad mínima de aire necesaria para la combustión completa de un combustible recibe el nombre de aire estequiométrico o teórico. De manera que, cuando un combustible se quema de forma completa con el aire teórico, no se tendrá presencia de oxígeno puro en los productos de la combustión. El aire teórico también se conoce como cantidad de aire química correcta o aire 100 por ciento teórico. Un proceso de combustión con cantidad de aire menor se considerada como incompleta.

El proceso de combustión en el cual un combustible se quema por completo con aire teórico se conoce como combustión estequiométrica o teórica de ese combustible. La siguiente reacción de un combustible muestra los productos que son generados en una combustión completa.



Realizando el balance de los compuestos de la reacción de combustión para encontrar los coeficientes estequiométricos se obtiene que

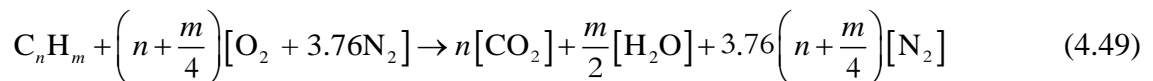
$$O: \quad X_{est} = n + \frac{m}{4} \quad (4.45)$$

$$C: \quad \alpha_1 = n \quad (4.46)$$

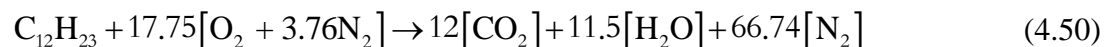
$$H: \quad \alpha_2 = \frac{m}{2} \quad (4.47)$$

$$N: \quad \alpha_3 = 3.76 \left(n + \frac{m}{4} \right) \quad (4.48)$$

Sustituyendo los valores de los coeficientes estequiométricos en la reacción (4.44), se obtiene la ecuación de la combustión balanceada en función del número de átomos del carbón e hidrógeno.



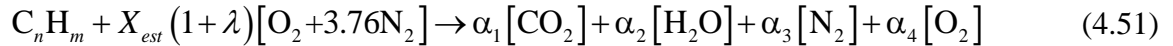
El combustible utilizado para este trabajo es un combustible para motores de aviación, dicho combustible es el JET A1, el cual tiene un poder calorífico inferior de 42,800 kJ/kg_{comb} y su fórmula química es C₁₂H₂₃ (Mattingly, 2006). La ecuación de la combustión estequiométrica del JET A1 queda de la siguiente manera



4.2.2 Combustión con exceso de aire

En el proceso de combustión real, es común usar más aire que la cantidad estequiométrica, con el fin de producir una combustión completa o bien para controlar la temperatura de la cámara de combustión. Al proceso de combustión con mayor aire que el estequiométrico se le conoce como combustión con exceso de aire. La cantidad de exceso de aire se conoce como exceso de aire porcentual.

La razón por la cual se utiliza normalmente un exceso de aire, es hacer reaccionar completamente el combustible disponible en el proceso. La ecuación de combustión con exceso de aire es la siguiente



En esta reacción, además de los productos generados por la reacción estequiométrica se genera oxígeno, debido al exceso de aire en la combustión. El exceso de aire está definido por λ .

Para determinar los coeficientes estequiométricos se realiza primero la combustión estequiométrica para determinar a, X_{est} , ésta tiene un valor de $(n + m/4)$ de acuerdo a (4.45).

Realizando el balance estequiométrico de los compuestos de la reacción de combustión se tiene que

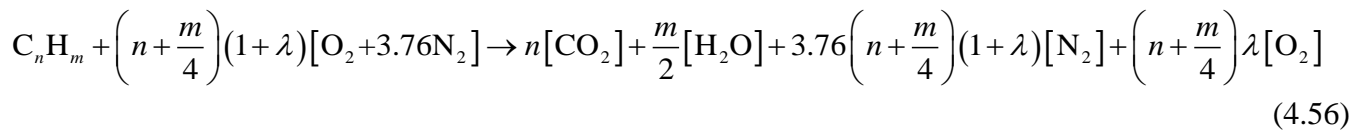
$$C: \quad \alpha_1 = n \quad (4.52)$$

$$H: \quad \alpha_2 = \frac{m}{2} \quad (4.53)$$

$$N: \quad \alpha_3 = (3.76) \left(n + \frac{m}{4} \right) (1 + \lambda) \quad (4.54)$$

$$O: \quad \alpha_4 = \left(n + \frac{m}{4} \right) \lambda \quad (4.55)$$

Sustituyendo los valores de los coeficientes estequiométricos en la reacción, se obtiene la ecuación de combustión con exceso de aire en función del número de átomos de carbono e hidrógeno



4.2.3 Indicadores ambientales para los motores aéreos

Actualmente, se tiene mayor preocupación en el impacto ambiental generado por el sector aéreo, debido a las cantidades de gases de efecto invernadero generado por la quema del combustible utilizado en este sector (Lefebvre, 1984) y (Chen, 2014). Cuando se quema un combustible en los motores aéreos, comúnmente se emiten gases de combustión, tales como dióxido de carbono (CO_2), vapor de agua (H_2O), óxidos de nitrógeno (NO_x), monóxido de carbono (CO), hidrocarburos inquemados (C_nH_m) y aromáticos (Bahr, 1992), (Ekici, 2013) y (Riebl, 2017).

Con referencia a la certificación de los motores de aviación de tipo turbofan y turbojet, los fabricantes están obligados a medir las emisiones de los motores a condiciones estáticas a nivel del mar, estas mediciones son registradas por la ICAO (International Civil Aviation Organization), especialmente para motores que operan en un régimen subsónico con niveles de empuje mayores a 26.7 kN (Martin, 1996) y (Lefebvre, 1998).

La evaluación de las emisiones de los motores aéreos depende de tres aspectos importantes: el primero de ellos es la demanda de empuje de la aeronave dada por las condiciones de vuelo a las que se esté operando; la segunda, son las condiciones del motor para generar dicho empuje; y la tercera es el tipo de combustor utilizado en la aeronave. Hay tres tipos de categorías que se utilizan para medir la cantidad de emisiones que generan los motores de aviación (Deidewig, 1996), y son los siguientes:

- La primera categoría son procedimientos, los cuales utilizan el valor de los indicadores del contaminante, EI , medidos a nivel del mar de la ICAO como referencia, y tratan de encontrar el índice de emisión a la altitud de vuelo utilizando fórmulas basadas en relaciones cinéticas, o sobre el mejor ajuste de una curva que relaciona los valores típicos de entrada a la cámara de combustión.
- La segunda categoría puede ser nombrada como absoluta. En estas correlaciones la cantidad de NO_x , puede ser derivada sin tener valores de referencia a nivel del mar, es decir, usando sólo parámetros de diseño y entrada de la cámara de combustión.
- La tercera categoría se puede resumir como la llamada métodos de flujo de combustible. En este caso solamente es necesario monitorear el flujo de combustible en el motor y las condiciones ambientales de vuelo, que se obtienen de la ficha de datos de la ICAO.

La obtención de los niveles de contaminación para el desarrollo de este trabajo se basa en la primera categoría, estas correlaciones se obtienen mediante modelos semiempíricos para los gases de combustión, tales como NO_x , CO y C_nH_m (Deidewig, 1996); las correlaciones basadas en las relaciones cinéticas son las siguientes:

- **Óxidos de nitrógeno**

Los óxidos de nitrógeno (NO_x) se asocian con una variedad de impactos en la salud humana, que están relacionados con la calidad del aire: pero también juegan un papel importante en la química atmosférica, debido a que éstos pueden mejorar o mitigar el calentamiento global, dependiendo de la altitud. La correlación para los óxidos de nitrógeno se expresa de la siguiente manera

$$(EINO_x)_v = (EINO_x)_{NM} \left[\frac{e^{\left(\frac{67500}{T_{af}}\right)_{NM}} (P_{03})_v (\dot{m}_a)_{NM} (T_{03})_{NM}}{e^{\left(\frac{67500}{T_{af}}\right)_v} (P_{03})_{NM} (\dot{m}_a)_v (T_{03})_v} F_H \right] \quad (4.57)$$

donde T_{af} es la temperatura adiabática de flama; la P_{03} es la presión a la entrada de la cámara de combustión y T_{03} es la temperatura a la entrada del aire a la cámara de combustión.

La temperatura adiabática de flama se puede encontrar de manera aproximada con la siguiente expresión

$$T_{af} = 2281 \left[P_{03}^{0.009375} + 0.000178 P_{03}^{0.055} (T_{03} - 298) \right] \quad (4.58)$$

El factor de humedad, F_H , se obtiene de la siguiente manera

$$F_H = EXP \left[\frac{6.28 - e^{0.000143(z-12900)}}{53.2} \right] \quad (4.59)$$

donde z es la altitud y sus unidades son en pies (ft).

- **Monóxido de carbono**

El monóxido de carbono, CO, al igual que los NO_x produce impacto a la salud humana y al medio ambiente. Este gas contribuye a la formación de gases de efecto invernadero tales como el dióxido de carbono (CO₂); también es causante de la formación de ozono (O₃)

$$(EICO)_v = (EICO)_{NM} \left[\frac{e^{\left(\frac{5380}{T_m}\right)_v} (P_{03})_{NM} (\dot{m}_a)_v (T_{03})_v}{e^{\left(\frac{5380}{T_m}\right)_{NM}} (P_{03})_v (\dot{m}_a)_{NM} (T_{03})_{NM}} \right] \quad (4.60)$$

donde

$$T_m = 0.5(T_{03} + T_{04}) \quad (4.61)$$

- **Inquemados**

$$(EIC_nH_m)_v = (EIC_nH_m)_{NM} \left[\frac{e^{\left(\frac{5380}{T_m}\right)_v} (P_{03})_{NM} (\dot{m}_a)_v (T_{03})_v}{e^{\left(\frac{5380}{T_m}\right)_{NM}} (P_{03})_v (\dot{m}_a)_{NM} (T_{03})_{NM}} \right] \quad (4.62)$$

A continuación, se muestra el comportamiento de los indicadores de NO_x, CO y C_nH_m a condiciones de despegue y vuelo crucero.

La Figura 4.3 muestra los indicadores ambientales en función de la relación de presiones del compresor a condiciones de despegue. Esta figura también muestra cómo el monóxido de carbono e inquemados disminuyen al aumentar la relación de presiones del compresor, es decir, disminuyen al aumentar la presión y temperatura del aire a la salida del compresor. De acuerdo a (4.60 y 4.62) el parámetro que rige la disminución de estos indicadores es la temperatura media (T_m), ya que ésta aumenta; mientras que los óxidos de nitrógeno (NO_x) se incrementan al aumentar la relación de presiones del compresor, el cual de acuerdo a (4.57) se debe al aumento en la temperatura de flama adiabática. El punto A de esta figura representa la relación de presiones a condiciones de despegue, es decir, $\pi_c=25.3$. La generación de CO, C₁₂H₂₃ y NO_x a condiciones de despegue son de 22.64, 11.38 y 18.32 g/kg_{comb}, respectivamente. Al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto B), el CO y el C₁₂H₂₃ disminuyen en 6.36 % para ambos indicadores, mientras que los NO_x se incrementan 13.42 %.

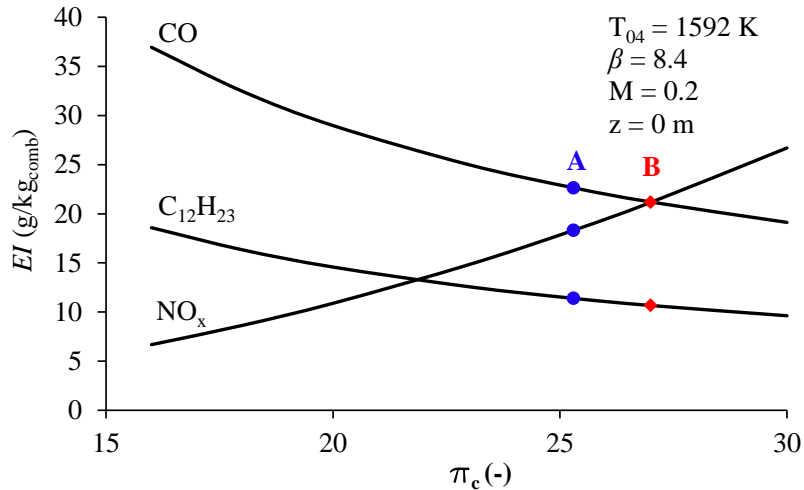


Figura 4.3. Indicadores ambientales en función de la relación de presiones del compresor a condiciones de despegue

La Figura 4.4 muestra los indicadores ambientales en función de la relación de presiones del compresor a condiciones de vuelo crucero. Asimismo muestra el comportamiento del NO_x, CO y C₁₂H₂₃, los cuales tienen una tendencia similar que los obtenidos a condiciones de despegue. Por otra parte, los indicadores NO_x, CO y C₁₂H₂₃ son menores que a las condiciones de despegue; esto se debe a la menor temperatura del aire que sale del compresor y la de los gases de combustión que ingresan a la turbina de alta presión. El punto A de esta figura representa la relación de presiones a vuelo crucero, es decir, $\pi_c=24.51$. La generación de CO, C₁₂H₂₃ y NO_x a esta condición de vuelo son de 20.44, 10.28 y 10.64 g/kg_{comb}, respectivamente. Al incrementar la relación de presiones del compresor de 24.51 a 27 (punto B), el CO y C₁₂H₂₃ disminuyen 9.20 % para ambos indicadores, mientras que los NO_x se incrementan 17.32 %, con respecto a la relación de presiones de diseño.

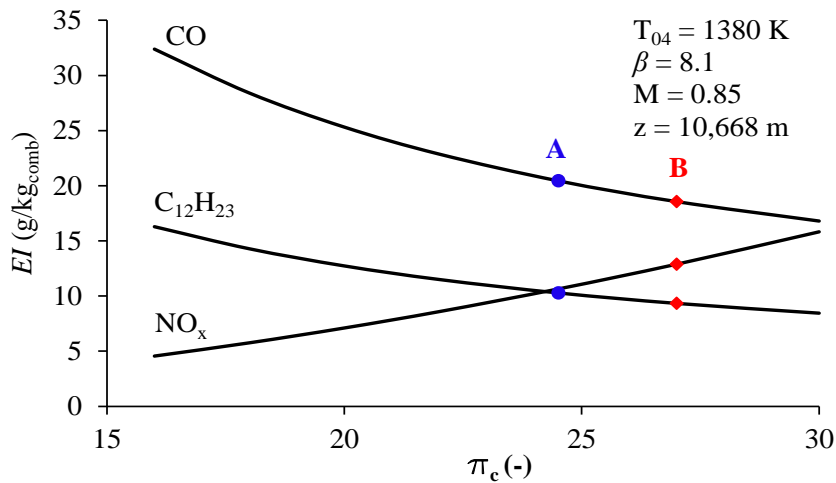


Figura 4.4. Indicadores ambientales en función de la relación de presiones del compresor a condiciones de vuelo crucero

Como se muestra en las figuras anteriores, el motor de avión GE 90-115B genera menores cantidades de gases contaminantes a condiciones de vuelo crucero, esto se debe a la menor temperatura que tiene el

aire a la salida del compresor, el cual ingresa a la cámara de combustión; además, esta disminución es ocasionada por la menor temperatura de los gases de combustión que ingresan a la turbina de alta presión, que para el caso de vuelo crucero es de 1380 K, mientras que a condiciones de despegue es de 1592 K.

4.2.4 Exceso de aire

Para determinar el valor del exceso de aire, λ , en la cámara de combustión, se parte de la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos en su forma molar; que se expresa de la siguiente manera

$$\delta\tilde{q} - \delta\tilde{w} = d\tilde{h} + d\tilde{e}_c + d\tilde{e}_p \quad (4.63)$$

Aplicando las siguientes consideraciones en la (4.63)

- La cámara de combustión se considera como un equipo adiabático
- Al equipo no se le suministra ni genera trabajo
- La energía cinética y potencial se desprecian
- Estado estacionario

La ecuación se reescribe como se muestra a continuación

$$d\tilde{h} = 0 \quad (4.64)$$

o bien

$$\tilde{h}_p = \tilde{h}_R \quad (4.65)$$

Donde P y R representan los productos y reactivos, respectivamente. La entalpía de los reactivos se escribe de la siguiente manera

$$\tilde{h}_R = \sum_{i=1}^k N_{R_i} \left[\tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_T^\circ - \tilde{h}_{T_{ref}}^\circ \right]_{R,i} \quad (4.66)$$

y de manera similar se escribe la entalpía molar de los productos

$$\tilde{h}_p = \sum_{i=1}^k N_{P_i} \left[\tilde{h}_f^\circ + \tilde{h}_{T_3}^\circ - \tilde{h}_{T_{ref}}^\circ \right]_{P,i} \quad (4.67)$$

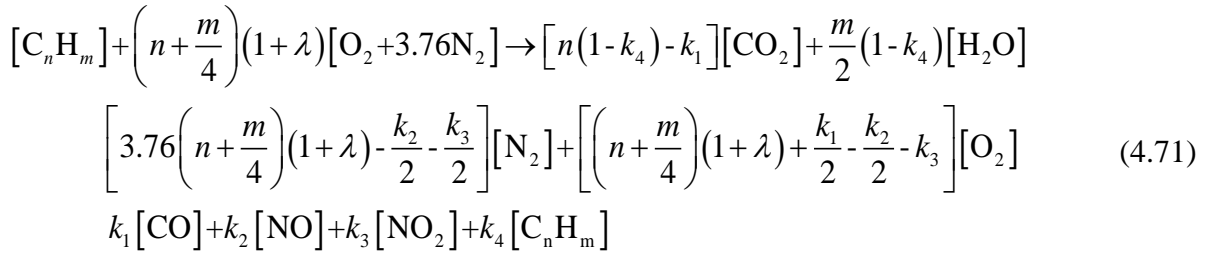
El incremento de entalpía de los productos se obtiene mediante la integración del calor específico a presión contante a la temperatura de entrada a la turbina y temperatura de referencia. Para el caso del combustible (reactivo), los límites de integración son la temperatura a la que el combustible ingresa a la cámara de combustión y la temperatura de referencia. Para el aire los límites de integración son la temperatura de este a la entra a la cámara de combustión y la temperatura de referencia; es decir

$$\Delta\tilde{H}_p = \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{3cc}} c_p dT = R_u \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{3cc}} \left(a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 \right) dT \quad (4.68)$$

$$\Delta\tilde{H}_{R_{comb}} = \int_{T_{ref}}^{T_{comb}} c_p dT = R_u \int_{T_{ref}}^{T_{comb}} (a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4) dT \quad (4.69)$$

$$\Delta\tilde{H}_{R_u} = \int_{T_{ref}}^{T_{ecc}} c_p dT = R_u \int_{T_{ref}}^{T_{ecc}} (a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3 + a_4T^4) dT \quad (4.70)$$

Para obtener el exceso del aire, primero se debe realizar la reacción de combustión con exceso de aire considerando los gases de combustión obtenidos en la sección 4.2.3; la cual se muestra a continuación



Las constantes k_1, k_2, k_3, k_4 de (4.71) representan los valores obtenidos de CO, NO, NO₂ y C₁₂H₂₃, respectivamente, éstos se obtienen mediante las correlaciones en unidades de $kmol_{comp}/kmol_{comb}$. Para las condiciones de despegue y a una temperatura ambiente de 15 °C, los valores de los compuestos CO, NO, NO₂ y C_nH_m se muestran en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Productos generados por la combustión del JET A1

Compuesto	constante	$kmol_{comp}/kmol_{JETA1}$
NO	k_1	0.0918
NO ₂	k_2	0.0066
CO	k_3	0.1351
C ₁₂ H ₂₃	k_4	0.0113

De (4.71), se despeje el exceso de aire

$$(\lambda) = \frac{
 \begin{aligned}
 & \left[n(1-k_4) - k_1 \right] \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{CO_2} + \frac{m}{2} \left[1 - k_4 \right] \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{H_2O} + 3.76 \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{N_2} \\
 & - \frac{k_2}{2} \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{N_2} - \frac{k_3}{2} \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{N_2} + \left(n + \frac{m}{4} \right) k_4 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} + \frac{k_1}{2} \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} - \frac{k_2}{2} \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} \\
 & \left(n + \frac{m}{4} \right) \left\{ \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} + 3.76 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{N_2} \right\} \\
 & - k_3 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} + k_1 \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{CO} + k_2 \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{NO} + k_3 \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{NO_2} \\
 & \left(n + \frac{m}{4} \right) \left\{ \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} + 3.76 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{N_2} \right\} \\
 & + k_4 \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{C_nH_m} - 1 \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{comb}} c_p dT \right]_{C_nH_m} - \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT \right]_{O_2} - \left(n + \frac{m}{4} \right) 3.76 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT \right]_{N_2} \\
 & \left(n + \frac{m}{4} \right) \left\{ \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} + 3.76 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{N_2} \right\}
 \end{aligned}
 }{
 \begin{aligned}
 & \left(n + \frac{m}{4} \right) \left\{ \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} + 3.76 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{N_2} \right\} \\
 & + k_4 \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{C_nH_m} - 1 \left[\bar{h}_f^o + \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{comb}} c_p dT \right]_{C_nH_m} - \left(n + \frac{m}{4} \right) \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT \right]_{O_2} - \left(n + \frac{m}{4} \right) 3.76 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT \right]_{N_2} \\
 & \left(n + \frac{m}{4} \right) \left\{ \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{O_2} + 3.76 \left[\int_{T=T_{ref}}^{T=T_{03}} c_p dT - \int_{T=T_{ref}}^{T=T_{04}} c_p dT \right]_{N_2} \right\}
 \end{aligned}
 }
 \tag{4.72}$$

La Figura 4.5 muestra el exceso de aire en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente para la condición de despegue. También muestra que al incrementar la relación de presiones del compresor para una temperatura ambiente dada, el exceso de aire se incrementa; debido a la necesidad de disminuir la temperatura de los gases de combustión que entran a la turbina de alta presión, ya que el aire que sale del compresor e ingresa a la cámara tiene una mayor temperatura. Lo mismo ocurre al aumentar la temperatura ambiente a una relación de presiones del compresor dada. Para una temperatura ambiente de 15°C, incrementar la relación de presiones de 25.3 a 27, punto A y B, respectivamente, genera un aumento en el exceso del aire de 2.38 %. Este incremento en el exceso de aire se debe a que la temperatura de la flama se incrementa por que el compresor descarga el aire a mayor temperatura. Por otra parte, a la relación de presión de 25.3, un incremento en 5 °C en la temperatura de aire, por ejemplo, de 15 a 20 °C (puno C), el exceso de aire se incrementa 2.99 %.

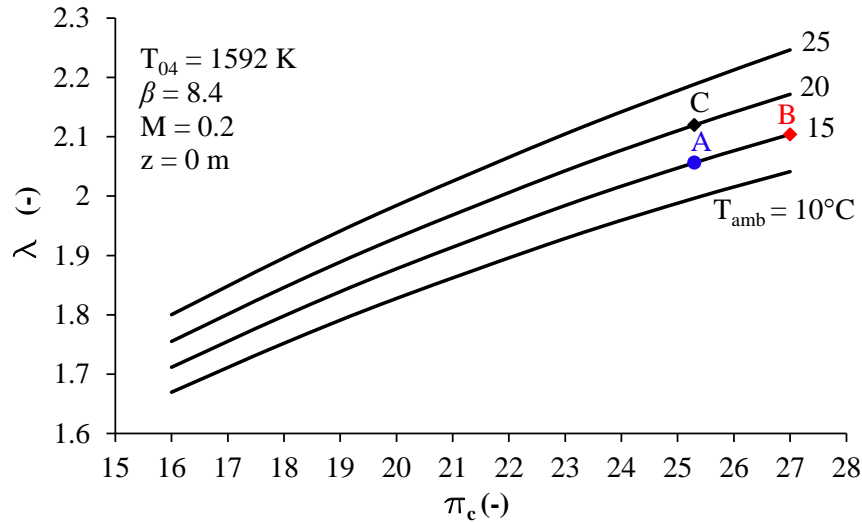


Figura 4.5. Exceso de aire en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 4.6 muestra el exceso de aire en función de la temperatura de entrada a la turbina para diferentes temperaturas ambiente a condiciones de despegue. Asimismo, muestra una disminución del exceso de aire al incrementar la temperatura de entrada a la turbina (T_{04}), ya que la restricción de la temperatura de los gases de combustión es menor; mientras que a una temperatura de entrada a la turbina fija, al haber un aumento en la temperatura ambiente, el exceso de aire aumenta, debido a que el aire que descarga el compresor es mayor al aumentar la temperatura del medio ambiente. Para la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K y una relación de presiones del compresor de 25.3 (punto A), el exceso de aire se incrementa en 0.030 % al incrementar en 5 °C la temperatura ambiente, es decir, pasar de 15 °C a 20 °C (punto B); y para una temperatura ambiente fija de 15 °C, al aumentar la T_{04} de 1592 K a 1600 K (punto C), se tiene una disminución en el exceso de aire de 0.057 %. La disminución del exceso de aire en este caso se debe a que la turbina soporta una temperatura de los gases de combustión más alta.

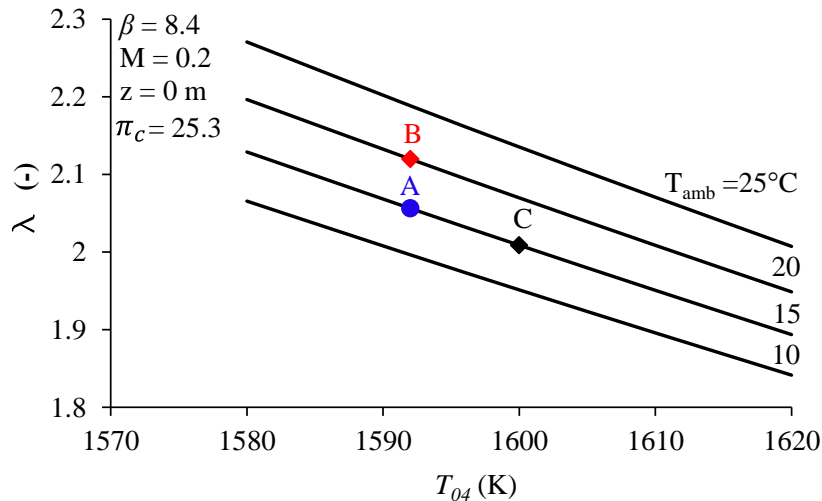


Figura 4.6. Exceso de aire en función de la temperatura de entrada a la turbina a diferentes temperaturas ambiente

4.2.5 Propiedades de los gases de combustión

- Calor específico a presión constante

El calor específico se define como la energía requerida para elevar un grado la temperatura de un kilogramo de una sustancia. En termodinámica, se centra el interés en dos clases de calores específicos: calor específico a volumen constante, c_v , y el calor específico a presión constante, c_p . Desde un punto de vista físico, el calor específico a presión constante, es la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia cuando la presión se mantiene constante. La energía requerida para hacer lo mismo cuando se mantiene constante el volumen, se conoce como calor específico a volumen constante. El c_p es siempre mayor que el c_v , porque a presión constante se permite que el sistema se expanda y la energía para este trabajo de expansión también se suministra al sistema.

Primero se evalúa el calor específico molar a presión constante, \tilde{c}_p , con el siguiente polinomio

$$\tilde{c}_p = R_u \left(a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 \right) \left[\frac{J}{\text{kmol K}} \right] \quad (4.73)$$

Las constantes a_0, a_1, a_2, a_3 y a_4 del $\text{CO}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{N}_2, \text{O}_2, \text{CO}$ y NO se presentan en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2. Constantes para diferentes compuestos

	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
CO_2	3.259	0.001356	0.00001502	-2.374E-08	1.056E-11
H_2O	4.395	-0.004186	0.00001405	-1.564E-08	6.32E-12
N_2	3.539	-0.000261	0.00000007	1.57E-09	-9.9E-13
O_2	3.63	-0.001794	0.00000658	-6.01E-09	1.79E-12
CO	3.912	-0.003913	0.00001182	-1.302E-08	5.15E-12
NO	4.534	-0.007644	0.00002066	-2.156E-08	2.987E-10

Para obtener el calor específico a presión constante, c_p , de los gases de combustión, se divide el calor específico molar a presión constante (4.73) entre el peso molecular de cada producto, y se expresa de la siguiente manera

$$c_{p_{gc}} = \frac{\sum_{i=1}^k n [\tilde{c}_p]_i}{\sum_{i=1}^k n [PM]_i} \quad (4.74)$$

- Constante del gas

La constante de los gases de combustión es la relación entre la constante universal de los gases y el peso molecular

$$R_{gc} = \frac{R_u}{\sum_{i=1}^k x_i [PM]_i} \quad (4.75)$$

- Calor específico a volumen constante

La relación de Mayer es válida para gases ideales, que relaciona su capacidad calorífica a presión constante con su capacidad calorífica a volumen constante, por medio de la constante del gas

$$R = c_p - c_v \quad (4.76)$$

entonces, el calor específico a volumen constante para los gases de combustión se expresa como

$$c_{v_{gc}} = c_{p_{gc}} - R_{gc} \quad (4.77)$$

- Relación de calores específicos

La relación entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante, se conoce como índice isoentrópico, es decir,

$$\gamma_{gc} = \frac{c_{p_{gc}}}{c_{v_{gc}}} \quad (4.78)$$

Para las condiciones de diseño y a una temperatura ambiente de 15 °C los valores de las propiedades de los gases de combustión se muestran en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Propiedades de los gases de combustión

$R_{gc} (kJ/kgK)$	0.2885
$c_{p_{gc}} (kJ/kgK)$	1.2527
$c_{v_{gc}} (kJ/kgK)$	0.9641
$\gamma_{gc} (-)$	1.2993

4.3 Parámetros de desempeño

A continuación se muestra el desarrollo de los parámetros importantes para medir el desempeño del motor de aviación turbofan GE 90-115B.

4.3.1 Relación aire combustible

La relación combustible aire es la relación entre la masa de combustible y la masa de aire suministrada a la cámara de combustión, pero también se puede obtener mediante un balance en la cámara de combustión, considerando a este equipo como adiabático. En la Figura 4.7 se muestran las entradas de aire y combustible, así como la salida de los gases de combustión.

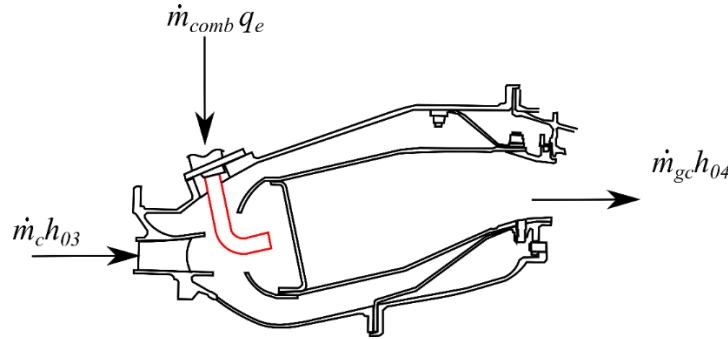


Figura 4.7. Cámara de combustión

Realizando el balance de masa y energía a la cámara de combustión, se tiene

$$\dot{m}_c h_{03} + \dot{m}_{comb} q_e = (\dot{m}_c + \dot{m}_{comb}) h_{04} \quad (4.79)$$

donde

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_c + \dot{m}_{comb} \quad (4.80)$$

Dividiendo (4.79) entre \dot{m}_c y despejando *rca*

$$rca = \frac{c_{p_{gc}} T_{04} - c_a T_{03}}{\eta_{cc} PCI - c_{p_{gc}} T_{04}} \quad (4.81)$$

donde

$$q_e = \eta_{cc} PCI \quad (4.82)$$

4.3.2 Empuje

La fuerza producida como resultado de la variación de la cantidad de movimiento e incremento de presión a través del motor se le llama empuje (Liew, 2005).

En los sistemas de propulsión con movimiento estable, la fuerza propulsora o empuje es la suma de las fuerzas ejercidas por el fluido sobre el sistema que pasa a través o alrededor del mismo. Cuando un fluido se mueve a través o sobre un cuerpo sólido, como ya se mencionó anteriormente, un cierto número de fuerzas se ejercen sobre él. Estas fuerzas y la variación de la cantidad de movimiento se pueden describir mediante la ecuación de la cantidad de movimiento. La fuerza neta sobre el fluido debe estar en dirección

del movimiento del fluido, si el fluido es acelerado. Por lo tanto, el empuje neto para el motor turbofan GE 90-115B (Figura 3.23) se expresa de la siguiente manera:

$$F = \dot{m}_s \langle c \rangle_s + A_s (P_s - P_a) - [\dot{m}_e \langle c \rangle_e + A_e (P_e - P_a)] \quad (4.83)$$

Al ser un motor tipo turbofan, el empuje generado es la suma del empuje generado por la corriente caliente y la corriente fría. La corriente que pasa por el exterior del núcleo del motor genera el empuje de la corriente fría

$$F_f = \dot{m}_f [\langle c \rangle_8 - \langle c \rangle_a] \quad (4.84)$$

y la corriente que pasa por el interior del núcleo genera el empuje de la corriente caliente

$$F_c = (\dot{m}_c + \dot{m}_{comb}) \langle c \rangle_7 - \dot{m}_c \langle c \rangle_a \quad (4.85)$$

Por lo tanto, el empuje neto generado por el motor turbofan, considerando a la presión de entrada y salida del motor igual a la presión atmosférica, se expresa de la siguiente manera

$$F_N = (\dot{m}_c + \dot{m}_{comb}) \langle c \rangle_7 - \dot{m}_c \langle c \rangle_a + \dot{m}_f [\langle c \rangle_8 - \langle c \rangle_a] \quad (4.86)$$

El empuje específico se define como el empuje por unidad de masa de aire (Kaiser, 2016), que se expresa de la siguiente manera.

$$\mathcal{T}_s = \frac{(\dot{m}_c + \dot{m}_{comb}) \langle c \rangle_7 - \dot{m}_c \langle c \rangle_a + \dot{m}_f [\langle c \rangle_8 - \langle c \rangle_a]}{\dot{m}_a} \quad (4.87)$$

Multiplicando y dividiendo (4.87) por \dot{m}_c

$$\mathcal{T}_s = \frac{(1 + rca) \langle c \rangle_7 - \langle c \rangle_a + \beta [\langle c \rangle_8 - \langle c \rangle_a]}{\beta + 1} \quad (4.88)$$

donde

$$rca = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_c} \quad (4.89)$$

y

$$\beta + 1 = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad (4.90)$$

Reescribiendo (4.88) en términos de la RCA, que está definido como la razón de flujo másico de combustible y el flujo másico de aire total que entra al turbofan, es decir

$$RCA = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{m}_a} = \frac{rca}{\beta + 1} \quad (4.91)$$

La ecuación se reescribe como:

$$\mathcal{T}_s = \frac{[1 + (\beta + 1)RCA] \langle c \rangle_7 - \langle c \rangle_a + \beta [\langle c \rangle_8 - \langle c \rangle_a]}{\beta + 1} \quad (4.92)$$

4.3.3 Trabajo de la turbina

El trabajo de la turbina de alta presión, en función de parámetros de diseño se expresa de la siguiente manera

$$w_{TAP} = \frac{T_{01} c_{p_a} \left[1 + \frac{1}{\eta_F} (\pi_F^{x_a} - 1) \right] \left[\frac{1}{\eta_C} (\pi_C^{x_a} - 1) \right]}{1 + rca} \quad (4.93)$$

El trabajo de la turbina de baja presión se puede escribir como

$$w_{TBP} = \frac{T_{01} c_{p_a} \left[\frac{1}{\eta_F} (\pi_F^{x_a} - 1) \right]}{\left(\frac{1}{\beta + 1} \right) (1 + rca)} \quad (4.94)$$

4.3.4 Suministro de calor

El suministro del calor al motor en función de los parámetros de diseño y de los calores específicos a presión constante se expresa mediante la siguiente ecuación

$$q_{sum} = T_{01} c_{p_a} \left\{ \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} y - \left[1 + \frac{1}{\eta_F} (\pi_F^{x_a} - 1) \right] \left[1 + \frac{1}{\eta_C} (\pi_C^{x_a} - 1) \right] \right\} \quad (4.95)$$

donde

$$y = \frac{T_{04}}{T_{01}} \quad (4.96)$$

4.3.5 Consumo específico de combustible

El consumo específico de combustible, es el flujo de combustible necesario para generar un empuje dado y se expresa de la siguiente manera:

$$CEC = 3600 \frac{\dot{m}_{comb}}{F_N} \quad (4.97)$$

o bien

$$CEC = \frac{(\beta + 1)RCA}{[1 + (\beta + 1)RCA] \langle c \rangle_7 - \langle c \rangle_a + \beta (\langle c \rangle_8 - \langle c \rangle_a)} \quad (4.98)$$

4.3.6 Eficiencia de propulsión

La eficiencia de propulsión es la relación entre la energía de propulsión útil y la energía cinética no utilizada, es decir:

$$\eta_p = \frac{[1 + (\beta + 1)RCA] \langle c \rangle_7 - \langle c \rangle_a + \beta [\langle c \rangle_8 - \langle c \rangle_a]}{[1 + (\beta + 1)RCA] \frac{\langle c \rangle_7^2}{2} - \frac{\langle c \rangle_a^2}{2} + \beta \left[\frac{\langle c \rangle_8^2}{2} - \frac{\langle c \rangle_a^2}{2} \right]} \langle c \rangle_a \quad (4.99)$$

4.3.7 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica es la relación entre la energía cinética y el calor suministrado al ciclo por la combustión del combustible y se expresa como

$$\eta_{th} = \frac{[1 + (\beta + 1)RCA] \frac{\langle c \rangle_7^2}{2} - \frac{\langle c \rangle_a^2}{2} + \beta \left[\frac{\langle c \rangle_8^2}{2} - \frac{\langle c \rangle_a^2}{2} \right]}{(\beta + 1)(RCA)(PCI)} \quad (4.100)$$

4.3.8 Eficiencia total

La eficiencia total relaciona a la energía requerida por la aeronave con la energía suministrada por el combustible y se expresa de la siguiente manera

$$\eta_o = \frac{T_s \langle c \rangle_a}{\dot{m}_{comb} PCI} = \eta_p \eta_{th} \quad (4.101)$$

A continuación, se muestran los resultados de los parámetros de desempeño del turbofan GE 90-115B a diferentes condiciones ambientales, de temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina y relaciones de presiones del compresor; a condiciones de despegue y vuelo crucero. El estudio del desempeño del motor a diferentes condiciones ambiente es importante, ya que éste produce cambios significativos en la presión y temperatura del fluido de trabajo y del combustible, los cuales repercuten en el desempeño del motor (Kurzke, 2003).

La Figura 4.8 muestra el consumo específico de combustible en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones y temperaturas ambiente para condiciones de despegue. Asimismo, muestra que, para una relación de presiones constante, hay una disminución del empuje específico al aumentar la temperatura ambiente ya que la velocidad con la que sale el flujo de aire caliente disminuye en gran medida; y para una temperatura dada, el consumo específico de combustible y el empuje específico

disminuyen, al aumentar la relación de presiones del compresor, debido a que el suministro de energía es menor para alcanzar la temperatura de entrada a la turbina, porque la temperatura del aire que ingresa a la cámara de combustión aumenta debido a la mayor relación de presiones del compresor; asimismo, el empuje disminuye debido a la disminución de la velocidad del flujo de aire caliente. Para la relación de presiones 25.3, un aumento de 5°C en la temperatura ambiente, es decir, de 15°C a 20 °C (punto A y B respectivamente), el consumo específico de combustible aumenta 0.095 % y el empuje específico disminuye 2.25 % con una disminución de la velocidad del flujo de aire caliente de 17.24 %. Al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto C), para una temperatura ambiente de 15 °C, el consumo específico de combustible, el empuje específico y la velocidad del flujo de aire caliente disminuyen 1.13 %, 1.03 % y 5.94 %, respectivamente.

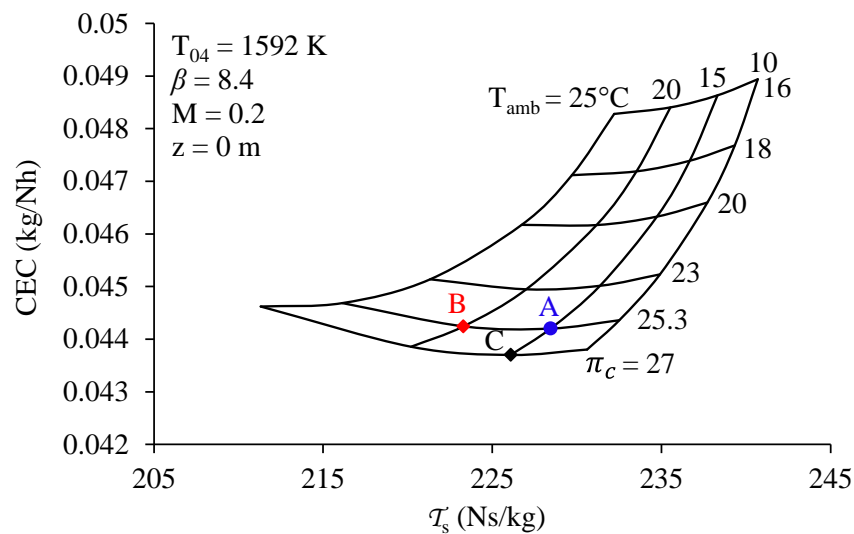


Figura 4.8. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes temperaturas ambiente y relaciones de presiones del compresor a condiciones de despegue

La Figura 4.9 muestra el consumo específico de combustible en función del empuje específico a diferentes temperaturas de entrada a la turbina y relaciones de presiones del compresor para condiciones de despegue. La figura muestra que, al aumentar la temperatura de entrada a la turbina, a una relación de presiones del compresor dada, el empuje específico y el consumo específico de combustible aumentan, ya que es necesario suministrar mayor combustible al proceso para alcanzar la temperatura de entrada a la turbina y por ende los gases de escape salen a mayor temperatura y velocidad; mientras que, al aumentar la relación de presiones, a una temperatura de entrada a la turbina constante, el empuje y consumo de combustible disminuyen ya que ocurre lo contrario a lo mencionado anteriormente. Al incrementar la T_{04} de 1592 K (punto A) a 1600 K (punto B), para la relación de presiones de 25.3, el empuje específico, el consumo de combustible y la velocidad de los gases de escape aumentan en 0.87 %, 0.86 % y 5.05%, respectivamente. Por otra parte, incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto C), el consumo específico de combustible, el empuje específico y la velocidad de los gases disminuye 1.03 %, 1.13 % y 5.94 %, respectivamente.

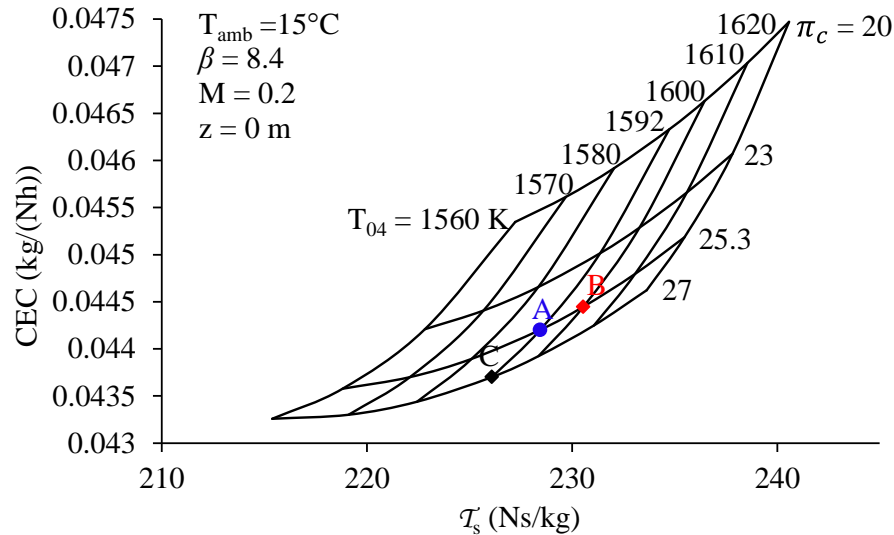


Figura 4.9. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes temperaturas de entrada a la turbina y relaciones de presiones del compresor a condiciones de despegue

La Figura 4.10 muestra el consumo específico de combustible en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y número de bypass para condiciones de despegue. La figura también muestra que, al aumentar el bypass, a una relación de presión del compresor dada, el empuje específico y el consumo específico de combustible disminuye; el factor más importante en la disminución del empuje es la velocidad del flujo de aire caliente, el cual no es compensado por el incremento en el flujo y la velocidad de aire frío, mientras que el consumo específico de combustible disminuye por lo mencionado anteriormente y además por la disminución de la relación combustible aire. Asimismo, al aumentar la relación de presiones del compresor a un bypass fijo se tiene el mismo comportamiento. Al incrementar el bypass de 8.4 (punto A) a 8.6 (punto B), para la relación de presiones de 25.3, el empuje específico, el consumo de combustible, la velocidad del flujo de aire caliente y la relación combustible aire disminuyen 1.38 %, 0.74 %, 7.77 % y 0.036 %. Mientras que, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto C), el empuje específico y el consumo específico de combustible disminuyen 1.03 % y 1.13 %, respectivamente.

La Figura 4.11 muestra el consumo específico de combustible en función del empuje específico a diferentes temperaturas de entrada a la turbina y relaciones de presiones del compresor a vuelo crucero. La figura también muestra que, al aumentar la temperatura de entrada a la turbina, a una relación de presión del compresor dada, el empuje específico aumenta, mientras que el consumo específico de combustible disminuye hasta un mínimo y después aumenta. El incremento en el empuje específico se debe a la mayor temperatura con la que los gases de escape salen del motor, lo que ocasiona mayor velocidad; el incremento en el consumo de combustible se debe a la necesidad de aumentar la energía de los gases de combustión para alcanzar la temperatura de entrada a la turbina deseada. Asimismo, al aumentar la relación de presiones, a una temperatura de entrada a la turbina constante, el empuje específico y el consumo de combustible disminuyen, ya que la temperatura del aire que ingresa a la cámara de combustión es mayor y no es necesario suministrar más energía para alcanzar la temperatura con la que los gases de combustión deben entrar a la turbina. Al incrementar la T_{04} de 1592 K (punto A) a 1600 K (punto B) para la relación de presiones de 24.51, el empuje específico y la velocidad del flujo de aire caliente aumentan

1.63 % y 3.99 %, respectivamente, mientras que el consumo de combustible disminuye 0.007%. Por otra parte, al incrementar la relación de presiones del compresor de 24.51 a 27 (punto C), provoca una disminución del consumo específico de combustible, del empuje específico y de la velocidad del flujo de aire caliente en 2.35 %, 0.71 % y 5.85 %, respectivamente.

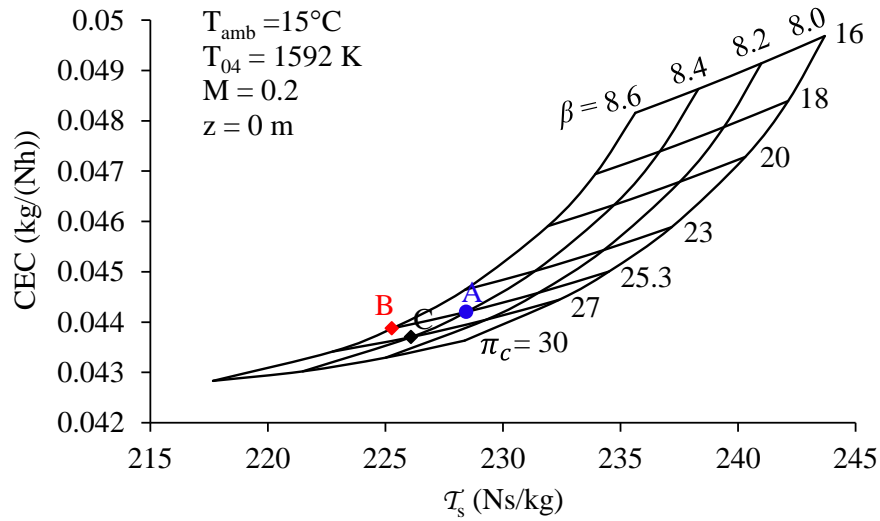


Figura 4.10. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes bypass y relaciones de presiones del compresor a condiciones de despegue

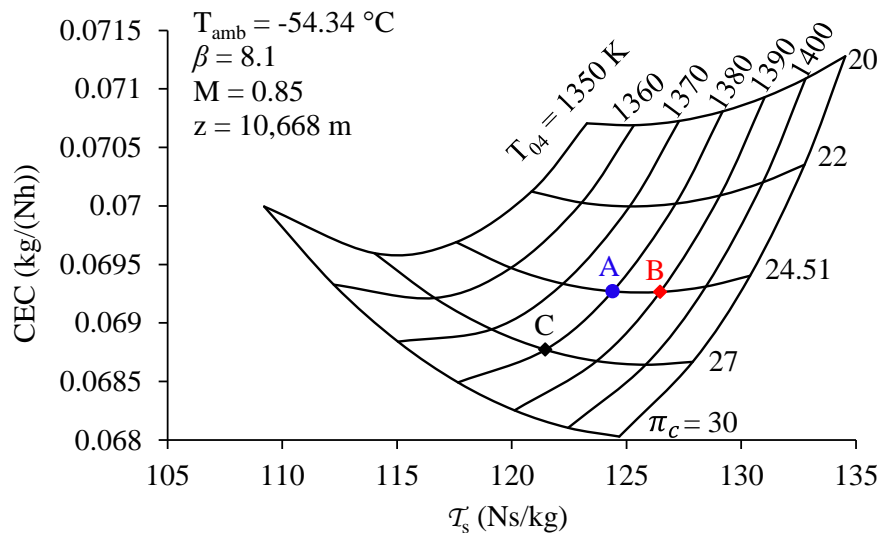


Figura 4.11. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes temperaturas de entrada a la turbina y relaciones de presiones del compresor a condiciones de vuelo crucero

La Figura 4.12 muestra el consumo específico de combustible en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y número de bypass para condiciones de vuelo crucero. Esta figura tiene el mismo comportamiento que su correspondiente a condiciones de despegue. Al

incrementar el bypass de 8.1 (punto A) a 8.2 (punto B), para la relación de presiones de 24.51, el empuje específico, el consumo de combustible, la velocidad del flujo de aire caliente y la relación combustible aire disminuyen 1.0 %, 0.08 %, 2.35 % y 0.002 %, respectivamente. Mientras que, al incrementar la relación de presiones del compresor de 24.51 a 27 (punto C), el empuje específico, el consumo específico de combustible y la velocidad del flujo másico caliente disminuyen 2.41 %, 0.65 % y 5.85 %, respectivamente.

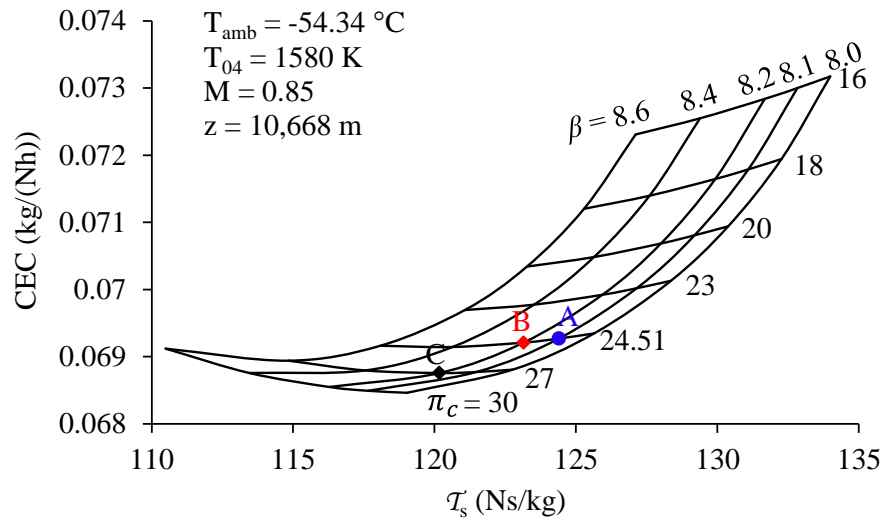


Figura 4.12. Consumo específico de combustible en función del empuje específico para diferentes bypass y relaciones de presiones del compresor a condiciones de vuelo crucero

La Figura 4.13 muestra el comportamiento de la eficiencia total en función de la relación de presiones del compresor para condiciones de despegue (línea roja) y condiciones de vuelo crucero (línea azul). Asimismo, muestra que la eficiencia total para ambas condiciones se incrementa al aumentar la relación de presiones del compresor, pero es mayor a condiciones de vuelo crucero que a despegue; esto se debe al menor requerimiento de empuje y por ende al menor consumo de combustible. A condiciones de vuelo crucero, incrementar la relación de presiones del compresor, del punto A al punto B la eficiencia total incrementa 0.71 %; mientras que a condiciones de despegue, incrementar la relación de presiones del compresor del punto C al punto D, la eficiencia total aumenta 1.13 %.

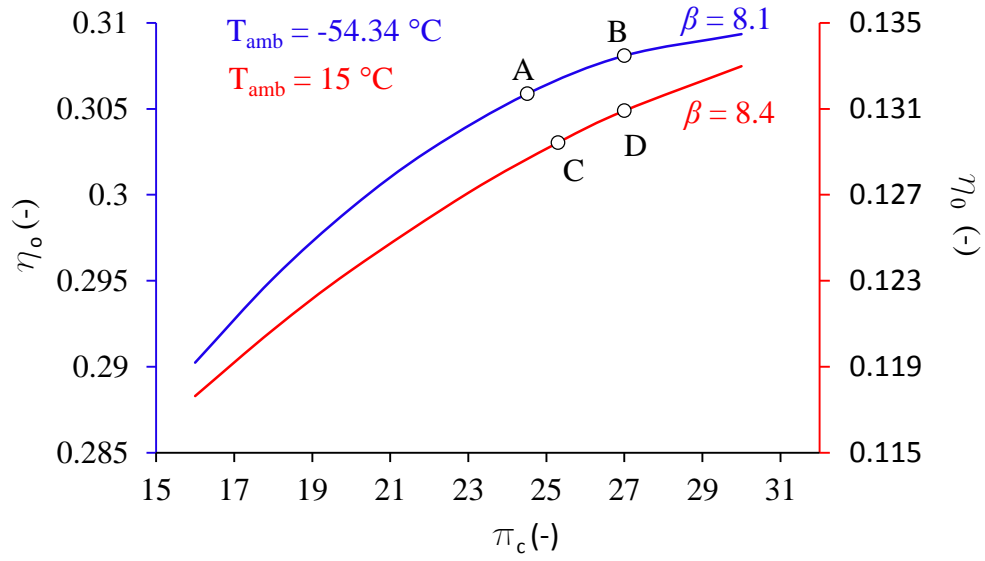


Figura 4.13. Eficiencia total en función de temperatura de entrada a la turbina

Capítulo 5

Análisis exergético

5.1 Exergía

En los años 70's, la energía en los países industrializados había sido considerada como abundante y barata, de tal manera que, su consumo no originaba mayor preocupación. En esos años conforme se desarrollaban métodos más eficientes en el descubrimiento, extracción y suministro de petróleo y gas natural, el costo de la energía disminuía. Esta situación estimuló el aumento en el consumo de energía sin tener en cuenta la mejora en la eficiencia de los procesos.

A partir del año 1973, el consumo de energía de manera desmedida se modificó a causa de la primera crisis del petróleo. A partir de esta crisis, el costo del petróleo empezó a incrementarse, causando modificaciones en su razón de consumo. En los países de primer mundo, gran cantidad de sus reservas energéticas eran utilizadas para el confort, transporte y producción industrial, pero parte de esta energía se perdía debido a las numerosas ineficiencias de los procesos y la mala operación de los sistemas.

Utilizar más eficientemente la energía no es sólo cuestión puramente técnica, puesto que involucran limitaciones del tipo económica, política y social; sin embargo esto no necesariamente provoca un esfuerzo para mejorar la eficiencia en el consumo de energía. Para el caso, donde el costo de la energía son pequeños comparados con la mano de obra, materiales, etc., la utilización de la energía de manera más eficiente juega un papel importante.

La energía se divide en dos partes: una que es directamente transformable en cualquier otro tipo de energía (energía de calidad superior) y la parte de la energía que no es posible transformarla en otro tipo. A la parte transformable es lo que denominamos energía útil o exergía. Este último término ha sido definido de diferentes formas:

- Trabajo máximo que se puede obtener de una forma de energía dada, usando parámetros ambientales como estado de referencia (Kotas, 2013).

- Trabajo máximo que puede realizar el sistema y un entorno de referencia especificado (Dincer, 2012).
- Trabajo máximo útil que se puede obtener de un portador de energía bajo las condiciones impuestas por el medio ambiente (Tsatsaronis, 1993)

Como resultado de la disminución de las fuentes energéticas, debido al crecimiento poblacional y su consumo excesivo, las industrias tienen la necesidad de desarrollar sistemas más eficientes. Para este propósito, el análisis exergético se ha utilizado como una herramienta para la evaluación de las pérdidas exergéticas en los sistemas térmicos.

El análisis exergético es una herramienta que proporciona más información sobre el desempeño de los sistemas térmicos que el análisis energético (Turgut, 2007) y (Turan, 2016). La aplicación del análisis exergético a los sistemas de propulsión (turbinas de gas), difiere del tradicional análisis exergético que se realiza a estos sistemas energéticos que operan en tierra. La primera diferencia en este estudio, es el objetivo que tiene la turbina de gas de propulsión aérea. El objetivo de este tipo de motores es la generación de empuje, el cual se obtiene mediante la expulsión de los gases de combustión a alta velocidad y temperatura, lo que provoca grandes pérdidas de exergía que difieren de las pérdidas de exergía ocasionadas por las irreversibilidades del sistema (Riggins, 1996).

Las bajas eficiencias exergéticas de los motores de avión, se debe a la gran cantidad de exergía perdida en los gases de combustión al salir a la atmósfera. Esto ha generado interés en el desarrollo de metodologías que permitan evaluar la eficiencia de estos sistemas mediante el uso de la segunda ley de la termodinámica (Turan, 2012).

La otra diferencia es la selección del sistema de referencia ambiental. En el análisis exergético es necesario definir el sistema de referencia ambiental, este sistema comúnmente se establece como el medio ambiente para los que operan en tierra, el cual comúnmente permanece constante. Sin embargo, para los sistemas de propulsión aérea, las condiciones ambientales cambian drásticamente durante el vuelo (Etele, 2001).

El análisis exergético también permite entender la relación que existe entre la energía, el ambiente, los aspectos económicos y el desarrollo sustentable.

5.1.1 Análisis exergético basado en la segunda ley de la termodinámica

Los análisis energéticos convencionales se basan en la primera ley de la termodinámica, y se enfocan solamente en la cuantificación de entradas y salidas de energía en el sistema de estudio. Bajo esta perspectiva, las únicas pérdidas que se consideran es la cantidad de energía que no se utiliza; por lo tanto, en el análisis basado en el primer principio de la termodinámica, la ineficiencia de un dispositivo o un proceso es consecuencia de esas pérdidas. Por otra parte, el análisis exergético basado en la segunda ley de la termodinámica, no solamente considera la cantidad de energía, sino también su calidad (Şöhret, 2015).

Mediante la segunda ley de la termodinámica y los estudios realizados por Carnot se ha comprobado que solamente una parte del calor suministrado por la fuente de mayor temperatura se puede transformar en trabajo, el resto tiene que ser cedido a un recipiente con menor temperatura; de manera que, la fracción

máxima de calor que se puede transformar en trabajo está dada por el llamado factor de Carnot, sin embargo, todo el trabajo generado por un sistema puede ser absolutamente convertido en calor (Arntz, 2014). Debido a esto se atribuyen valores diferentes a esas formas de energía, es decir, el trabajo es una forma de energía más nobles y de mayor valor que el calor.

La distinción en cuanto a la calidad entre el trabajo y el calor, se puede generalizar a las diversas formas de energía. La transformación de unos tipos de energía en otros se realiza con mayor facilidad y desempeño que otros tipos de energía, los cuales tiene desempeño relativamente bajos, aun cuando se realiza la suposición de un proceso reversible. Lo anteriormente mencionado pone en manifiesto las distintas formas de energía, por lo cual su calidad es diferente.

La capacidad de producir trabajo se define como la calidad de la energía; de forma que el trabajo es la energía de comparación; la energía se puede clasificar en dos categorías: calidad superior y calidad inferior.

Las energías con calidad superior son aquellas que en su totalidad son transformables en trabajo, tales como energía mecánica y energía eléctrica, entre otras. Las energías que son parcialmente transformables en trabajo, tales como la energía interna, la energía calorífica entre otras se les denomina energía con calidad inferior.

En los procesos termodinámicos, generalmente no toda la exergía se utiliza y parte de ésta se pierde, a esta exergía pérdida se le conoce como irreversibilidades. Identificar las irreversibilidades en los procesos o equipos es muy importante, ya que con esto se puede realizar un potencial de mejoramiento, por lo tanto, realizar un análisis exergético basado en la segunda ley de la termodinámica es muy importante, ya que mediante éste es posible identificar en qué parte de un proceso se ocasiona la destrucción de exergía (Şöhret, 2015).

De acuerdo con las definiciones de exergía citadas anteriormente, se puede predecir que el trabajo que se puede obtener o bien, el trabajo que se requiere en un proceso determinado dependen de los siguientes factores:

- Características termodinámicas del medio ambiente.
- Tipo del sistema de estudio.
- Los tipos de interacción entre el sistema y el medio ambiente.
- El estado inicial y final.
- Cantidad de irreversibilidad producida en el sistema.

Por otra parte, el trabajo que se puede obtener de un sistema dado tiende a hacer nulo, cuando no es posible ninguna interacción entre éste y el medio ambiente, es decir, cuando este ha alcanzado su estado de equilibrio, a lo cual se le denomina estado muerto del sistema. El estado muerto está descrito por las variables intensivas de los dispositivos que definen al medio ambiente. Por consiguiente, el trabajo máximo que se puede obtener de un sistema depende del estado muerto de referencia.

En la mayor parte de las aplicaciones exergéticas, el estado muerto es elegido por intuición; sin embargo, las dificultades se presentan en las aplicaciones del concepto de exergía al análisis de los procesos químicos, cuando hay que considerar además del calor y trabajo, el intercambiar masa que puede

darse en el sistema. Para el desarrollo exergético que se muestra a continuación, se supone que el sistema sólo puede intercambiar calor y/o trabajo con el medio ambiente.

5.1.2 Reversibilidad, irreversibilidad y trabajo disponible

El concepto de reversibilidad y la irreversibilidad son importantes para los estudios exergéticos. Los procesos reversibles son procesos idealizados que nunca se pueden obtener, pero es un concepto muy usado, porque es más fácil de describir en términos matemáticos que un proceso irreversible. Sin embargo, los procesos reversibles se usan convenientemente como un estándar de perfección, y un proceso real se puede comparar con éste.

Los procesos irreversibles son aquellos que inevitablemente van acompañados de un incremento de entropía, debido a su interacción combinada del sistema y su alrededor. Desde un punto de vista macroscópico y estadístico, indica un cambio de una forma ordenada de energía a una de energía desordenada.

En la Figura 5.1 se muestra un diagrama temperatura-entropía para un proceso de expansión que ocurre en la turbina de gas, muestra la expansión ideal (proceso isoentrópico) y la expansión real en la turbina.

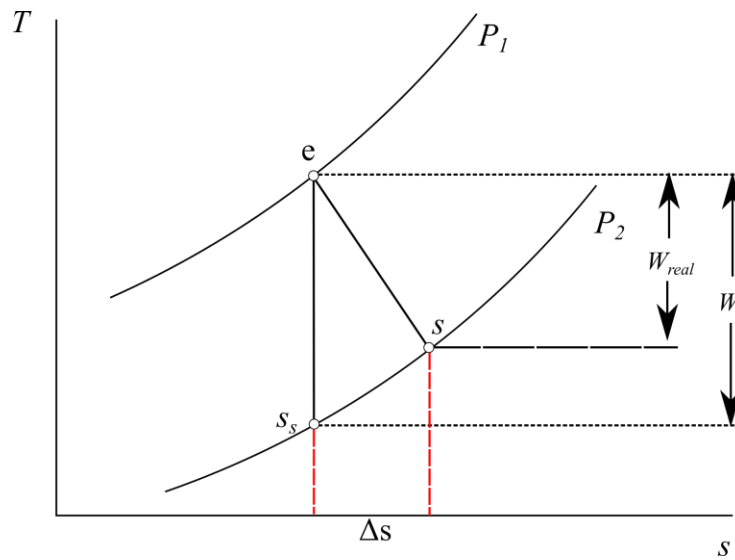


Figura 5.1. Proceso de expansión

Las irreversibilidades en un proceso, I , están dados por la diferencia entre el trabajo reversible y el trabajo real, es decir

$$I = W_{rev} - W_{real} \quad (5.1)$$

El trabajo reversible, W_{rev} , está dado por la siguiente expresión

$$W_{rev} = m_e \left(h_e - T_0 s_e + \frac{c_e^2}{2} + gz_e \right) - m_s \left(h_s - T_0 s_s + \frac{c_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (5.2)$$

Despreciando la energía cinética y potencia, se obtiene el trabajo reversible o trabajo disponible, para un proceso con flujo estable

$$W_{rev} = \sum m_e (h_e - T_0 s_e) - \sum m_s (h_s - T_0 s_s) \quad (5.3)$$

El trabajo real para un proceso con flujo estable, se obtiene a partir de la siguiente expresión

$$W_{real} = (m_e h_e - m_s h_s) + Q_{vc} \quad (5.4)$$

Sustituyendo (5.3) y (5.4) en (5.1) se obtienen la expresión para calcular la irreversibilidad de un proceso

$$I = m T_0 (s_s - s_e) - Q_{vc} \quad (5.5)$$

La ecuación (5.5) muestra que la producción de entropía efectivamente es una medida de la irreversibilidad

5.1.3 Componentes de la exergía

La exergía de una corriente de materia es igual al trabajo máximo obtenible, cuando la corriente se lleva de su estado inicial al estado muerto, mediante procesos donde la corriente sólo interactúa con el medio ambiente.

La exergía de una corriente de materia al igual que la energía, se compone de diferentes componentes (Aydın, 2014) y (Turan, 2015). Sin tener en cuenta los efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y fuentes de tensión, la exergía total está dada por

$$\varepsilon_{tot} = \varepsilon_c + \varepsilon_p + \varepsilon_f + \varepsilon_q \quad (5.6)$$

La exergía cinética, ε_c , y potencial, ε_p , son asociados con una energía de alto grado; mientras que la exergía física, ε_f , y la exergía química, ε_q , se asocian con energía de bajo grado.

- Exergía física

La exergía física es la cantidad de trabajo máximo que se puede obtener, cuando una corriente de sustancia es llevada de su estado inicial a un estado ambiental (muerto), definido por P_0 y T_0 , para un proceso físico, que sólo involucra intercambio térmico con el medio ambiente (expresado con el subíndice 0), y se expresa de la siguiente manera

$$\varepsilon_f = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad (5.7)$$

Cuando el sistema alcanza el equilibrio térmico y mecánico, pero no químico, con el ambiente se le denomina equilibrio restringido. Una consecuencia a esta definición, es el valor nulo de la exergía física del sistema en el estado muerto restringido, es decir

$$\varepsilon_0 = 0 \quad (5.8)$$

- Exergía cinética

La energía cinética y potencial son formas de energía ordenadas, por lo tanto, convertibles totalmente a trabajo. Cuando se evalúa con respecto al estado de referencia ambiental, la energía cinética y potencial son iguales a la exergía de cada una respectivamente (Ehyaiei, 2013). Para este trabajo, sólo la exergía cinética es la que se va a considerar y se expresa de la siguiente manera

$$\varepsilon_c = \frac{1}{2000} c^2 \quad (5.9)$$

- Exergía del combustible

La exergía del combustible se obtiene a partir del poder calorífico inferior; además, se consideran las pérdidas de exergía debidas a la combustión (factor de Carnot), es decir

$$\varepsilon_{comb} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{af}}\right) PCI \quad (5.10)$$

5.1.4 Estado muerto

El medio ambiente se concibe como la unión de tres grandes depósitos, los cuales son: el depósito térmico, el depósito de volumen y el depósito de masa. El estado de tales sistemas está descrito por las variables intensivas: T_0 para el depósito térmico, P_0 para el depósito de volumen y μ_o^γ para el potencial químico del componente γ del depósito de masa.

El depósito térmico es aquel donde solamente se tiene un intercambio de calor; mientras que el depósito volumen, es aquel donde sólo existe intercambio de trabajo; asimismo el depósito de masa, es considerado como un sistema abierto limitado por una superficie permeable o semipermeable.

A continuación, se muestra el desarrollo de las expresiones para obtener los estados exergéticos del turbofan GE 90-115B

5.2 Estados exergéticos del turbofan GE 90-115B

- Estado a

La exergía física del estado a , es igual a cero ya que sus condiciones de presión y temperatura son iguales a las condiciones del estado muerto. Por otro lado, la exergía cinética al igual que la exergía física tiene el mismo valor ya que el aire se encuentra en reposo

$$\varepsilon_{f_a} = (h_a - h_0) - T_0 (s_a - s_0) = 0 \quad (5.11)$$

$$\varepsilon_{c_a} = \frac{1}{2000} c_0^2 = 0 \quad (5.12)$$

- Estados de estancamiento

La exergía física de los estados de estancamiento, es decir, de los estados 0a al 06; se obtiene mediante la siguiente ecuación

$$\varepsilon_{0i} = (h_{0i} - h_0) - T_0 (s_{0i} - s_0) \quad (5.13)$$

La entalpía de estancamiento, considera la velocidad con la que el aire entra al equipo, se obtiene mediante la siguiente expresión

$$h_{0i} = h_i + \frac{1}{2} c_i^2 \quad (5.14)$$

La Figura 5.2 muestra el diagrama exergía-entalpía del ciclo termodinámico del turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue, para diferentes relaciones de presiones del compresor. La figura también muestra que, a una relación de presiones del compresor de 30, la exergía a la salida del compresor (estado 03) y a la entrada de la turbina de alta presión (estado 04) son las mayores debido a la alta temperatura y elevada presión que se tienen en estos estados; por otra parte, los gases de combustión (estado 7) a esta relación de presiones salen con menor exergía. Para la relación de presiones del compresor de 20, la exergía en los estados 03 y 04 es menor, pero los gases de combustión salen con mayor exergía que a la relación de presiones de operación (25.3). Al aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30, hay una disminución de 5.87 % en la exergía de los gases de combustión que salen de la tobera (estado 7); y al disminuir la relación de presiones a 20, la exergía de los gases de combustión aumentan en 8.12 % con respecto a la relación de presiones del compresor de 25.3.

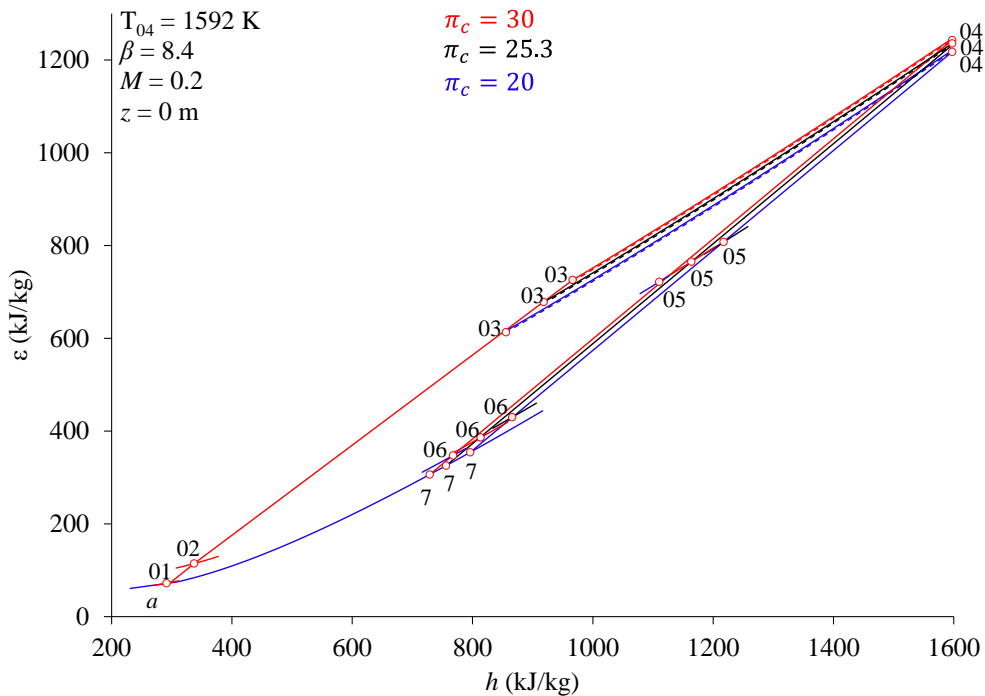


Figura 5.2. Diagrama exergía entalpía del ciclo termodinámico del turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones del compresor para condiciones de despegue

La entropía de los estados de estancamiento del turbofan se expresa de la siguiente manera

$$s_{0i} = R_{oi} \left[\frac{\gamma_i}{\gamma_i - 1} \ln \left(\frac{T_{0i}}{T_0} \right) - \ln \left(\frac{P_{0i}}{P_0} \right) \right] \quad (5.15)$$

La irreversibilidad de cada estado se obtiene mediante la siguiente expresión

$$i_i = T_0 (s_{0i} - s_0) \quad (5.16)$$

El subíndice i corresponde a los estados termodinámicos del equipo

5.2.1 Incremento de exergía

El incremento de exergía en los equipos se obtiene de la diferencia de exergía de entrada y salida en el equipo de estudio, es decir

$$\Delta \mathcal{E}_k = (h_{s_k} - h_{e_k}) - T_0 (s_{s_k} - s_{e_k}) \quad (5.17)$$

donde k representa a los equipos que conforman al turbofan.

La irreversibilidad en los equipos se obtiene mediante un balance en el mismo. A continuación, se muestran las expresiones para obtener de la irreversibilidad en cada uno de los equipos, considerándolos como adiabáticos

- Difusor

$$i_D = T_0 (s_{01} - s_{0a}) \quad (5.18)$$

- Fan

$$i_F = \mathcal{E}_{01} + w_{TBP} - (\mathcal{E}_{02} + \mathcal{E}_{02'}) \quad (5.19)$$

- Compresor

$$i_C = \mathcal{E}_{02} + w_{TAP} - \mathcal{E}_{03} \quad (5.20)$$

- Cámara de combustión

$$i_{CC} = (\mathcal{E}_{comb} + \mathcal{E}_{03}) - \mathcal{E}_{04} \quad (5.21)$$

- Turbina de alta presión

$$i_{TAP} = \mathcal{E}_{04} - \mathcal{E}_{05} - w_{TAP} \quad (5.22)$$

- Turbina de baja presión

$$\dot{i}_{TBP} = \epsilon_{05} - \epsilon_{06} - W_{TBP} \quad (5.23)$$

- Tobera

$$i_{Tob} = T_0 (s_{06} - s_{07}) \quad (5.24)$$

- Fan tobera

$$i_{Tob-fan} = T_0 (s_{02'} - s_8) \quad (5.25)$$

La Figura 5.3 muestra la generación de entropía en los procesos de cada uno de los equipos que integran al turbofan GE-90-115B a condiciones de despegue. Asimismo, la figura muestra que los procesos con mayor generación de entropía son los que ocurren en el compresor, C; cámara de combustión, CC; turbina de alta presión, TAP; y turbina de baja presión, TBP. Para el caso del C, TAP y TBP la generación de entropía aumenta al incrementar la relación de presiones del compresor, ya que la temperatura y presión al final de cada proceso es mayor; mientras que para la cámara de combustión la producción de entropía disminuye, debido al incremento de la temperatura y presión del aire al entrar a este equipo, provocado por el aumento en la relación de presiones del compresor. Por ejemplo, al aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30, hay una disminución de la entropía en 6.47 % en la cámara de combustión. Por otra parte, en esta figura se muestra claramente que los gases de combustión (GC) son los máximos generadores de entropía debido a su gran cantidad de energía con la que salen expulsado del motor. También se muestra que entre mayor sea la relación de presiones del compresor, la entropía de los gases de combustión disminuyen, ya que la temperatura de los gases que salen del motor son menores como se mostró en la Figura 4.2. Por ejemplo, al pasar de una relación de presiones del compresor de 25.3 a 30 se tiene una disminución del 4.30 % en la entropía de éstos.

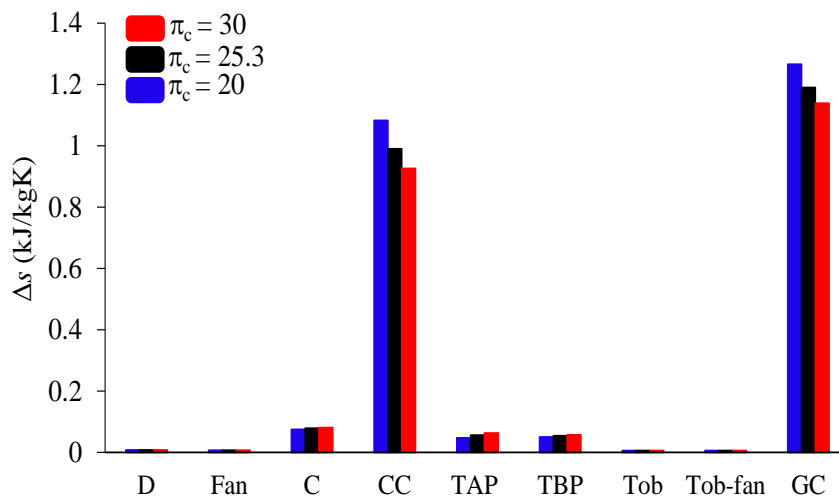


Figura 5.3. Incremento de entropía en los procesos ocurridos en los equipos del turbofan GE 90-155B a condiciones de despegue

La Figura 5.4 muestra el incremento de irreversibilidades generadas en los procesos que ocurren en los equipos que conforman al turbofan GE 90-115B para condiciones de despegue. Al igual que la Figura 5.3 se muestra que los procesos con mayor producción de irreversibilidades son la compresión en el compresor, C; la combustión en la cámara de combustión, CC; y la expansión en la turbina de alta presión, TAP; y turbina baja presión, TBP. La combustión, es el proceso donde se tienen las mayores irreversibilidades ocasionadas por la alta energía desperdiciada, pero éstas se ven disminuidas al incrementar la relación de presiones del compresor, ya que el suministro de energía es menor; por ejemplo, pasar de la relación de presiones de 25.3 a una relación de presiones de 30, las irreversibilidades disminuyen 6.47 %. Para los gases de combustión, su comportamiento es el mismo que en el caso de la Figura 5.3 para la generación de entropía, ya que al incrementar la relación de presiones del compresor, las irreversibilidades disminuyen, para el mismo ejemplo anterior, la disminución de la irreversibilidad es de 4.30 %.

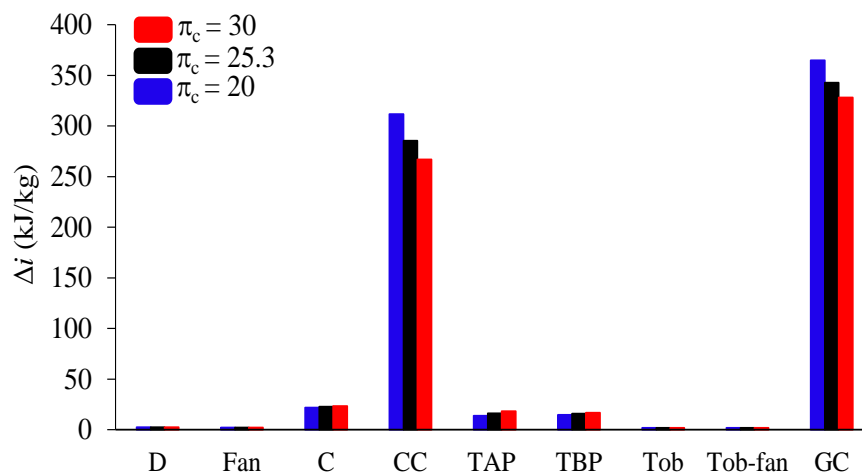


Figura 5.4. Incremento de irreversibilidades en los procesos ocurridos en los equipos del turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue

La Figura 5.5 muestra el incremento de la exergía de los procesos que ocurren en cada equipo del turbofan GE 90-115B para condiciones de despegue. También muestra los procesos con mayor incremento de exergía, los cuales se presentan en el compresor, cámara de combustión, turbina de alta presión y turbina baja presión, debido a las altas temperaturas y presiones que se tienen a la entrada y salida de cada uno de estos equipos. Para los procesos que ocurren en el compresor y la turbina de baja presión, la exergía se incrementa al aumentar la relación de presiones; y para la combustión, ésta disminuye al incrementar la relación de presiones. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30, se tiene una disminución de 5.44 % para el caso del proceso de combustión. Para el caso de los gases de combustión, éstos muestran una disminución en la exergía al incrementar la relación de presiones del compresor, para el mismo ejemplo anterior, el incremento en la relación de presiones del compresor genera una disminución de la exergía en éstos de 13.31 %.

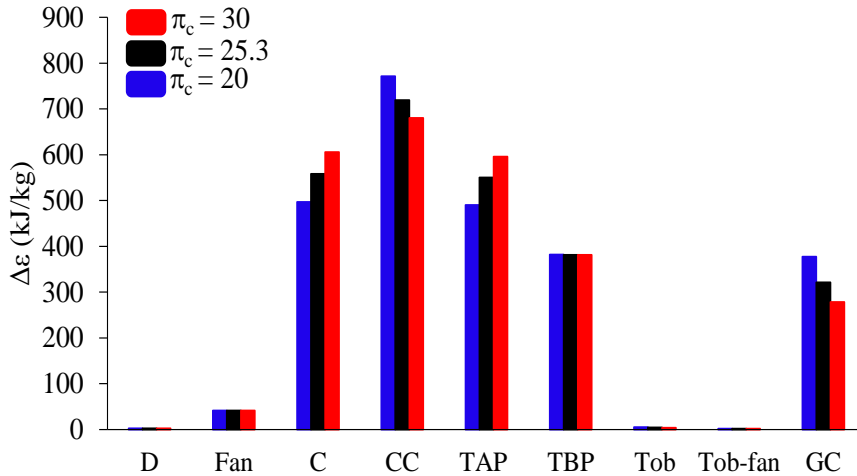


Figura 5.5. Incremento de exergía en los procesos ocurridos en los equipos del turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue

5.3 Indicadores de sustentabilidad exergética por equipo

Mediante el uso de los resultados obtenidos del análisis exergético, se calculan los parámetros de sustentabilidad exergética a condiciones de despegue, los cuales se muestran a continuación.

- Eficiencia exergética

La eficiencia exergética del k -ésimo equipo, de acuerdo a la literatura, se puede obtener mediante diferentes enfoques. La utilizada en este trabajo se obtiene mediante la relación entre el flujo de exergía producido o útil del equipo k y el flujo de exergía suministra del equipo k , y se expresa de la siguiente manera (Bejan, 1996) y (Turan, 2012)

$$\psi_k = \frac{\dot{E}_{pr_k}}{\dot{E}_{sum_k}} \quad (5.26)$$

- Relación relativa de la irreversibilidad

La relación relativa de la irreversibilidad se determina por el flujo de irreversibilidad del k -ésimo equipo y el flujo de irreversibilidad total del sistema. Este indicador representa la contribución de irreversibilidad que genera cada equipo con respecto a la irreversibilidad total del sistema (Balli, 2017)

$$RRI_k = \frac{\dot{i}_k}{\sum_{k=1}^{k=8} \dot{i}_k} \quad (5.27)$$

- Relación de reducción de exergía suministrada

Esta relación representa el flujo de exergía que el equipo k aprovecha de la cantidad total de flujo de exergía que se suministra al mismo. Se obtiene mediante la relación entre el flujo de irreversibilidad del equipo k y el flujo de exergía que se suministra al mismo

$$RRE_{sum_k} = \frac{\dot{I}_k}{\dot{E}_{sum_k}} \quad (5.28)$$

- Relación de reducción de la exergía del combustible

La relación de reducción de exergía del combustible representa la disminución de la exergía del combustible debido a la generación de irreversibilidades en los diferentes equipos (Turgut, 2009). Y se obtiene mediante la relación entre el flujo de irreversibilidades y el flujo de exergía del combustible

$$RRE_{comb_k} = \frac{\dot{I}_k}{\dot{E}_{sum}} \quad (5.29)$$

Los resultados que se muestran a continuación, representan el comportamiento de los indicadores para el motor aéreo de tipo turbofan GE 90-115B a despegue.

La Figura 5.6 muestra la eficiencia exergética para cada componente que integra al turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones del compresor a condiciones de despegue. También muestra que la mayoría de los componentes del motor tienen eficiencias exergéticas mayores al 90 %, lo que representa, que mínimo el 90% de la energía que se suministra al equipo se utiliza para generar exergía útil, a excepción de la cámara de combustión, la cual tiene eficiencias menores al 80 %. La baja eficiencia exergética en la cámara de combustión se debe a que parte de la energía se pierde durante el proceso de combustión. También muestra que la eficiencia no tiene gran variación al aumentar o disminuir la relación de presiones del compresor.

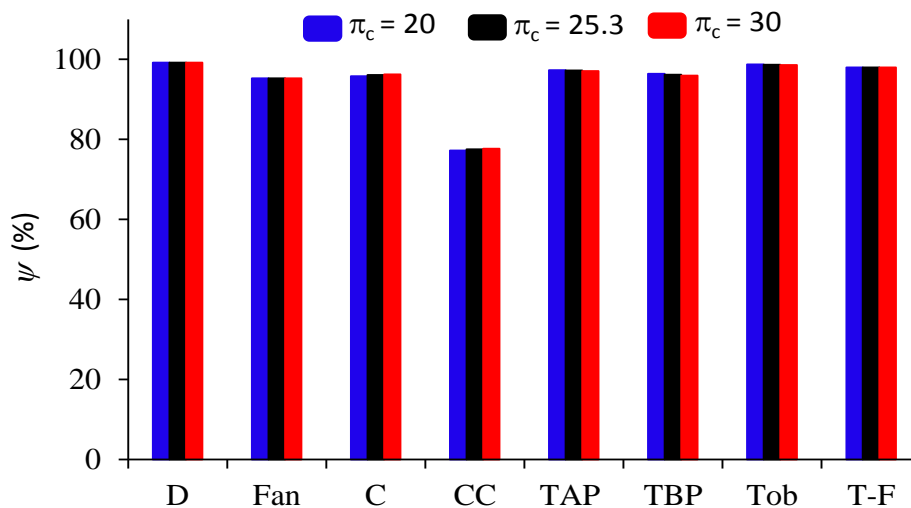


Figura 5.6. Eficiencia exergética de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

La Figura 5.7 muestra la relación relativa de la irreversibilidad de los componentes del turbofan para diferentes relaciones de presiones del compresor; además, muestra que, el mayor generador de irreversibilidades en el sistema es el proceso de combustión en la cámara de combustión, ya que como se mostró en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, este equipo es el que tiene la menor eficiencia exergética. La relación relativa de la irreversibilidad para la cámara de combustión disminuye conforme aumenta la relación de presiones del compresor, debido al menor suministro de exergía a este equipo. Al pasar de la relación de presiones de 25.3 a una relación de presiones de 30, la relación relativa de la irreversibilidad disminuye 2.09 %.

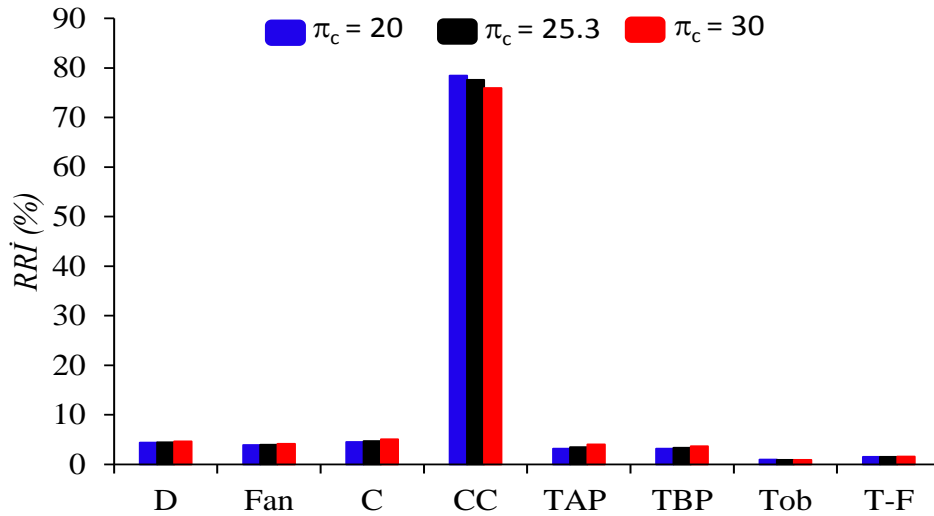


Figura 5.7. Relación relativa de irreversibilidad de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

La Figura 5.8 muestra la relación de reducción de exergía suministrada para cada componente del turbofan GE 90-155B. Asimismo muestra que la cámara de combustión es uno de los equipos que destruye gran parte de la exergía que se le suministra a este equipo, es decir, no aprovecha todo el contenido exergético que se le suministra para generar exergía útil. Pasar de la relación de presiones de 25.3 a una relación de presiones de 30, la relación de reducción de la exergía suministrada disminuye 0.32 %.

La Figura 5.9 muestra la relación de reducción de la exergía del combustible asociada a cada componente. También muestra que el equipo con mayor reducción de exergía del combustible es la cámara de combustión, debido a que en este equipo se pierde parte de la exergía por la combustión y pérdidas de calor del equipo hacia el medio ambiente.

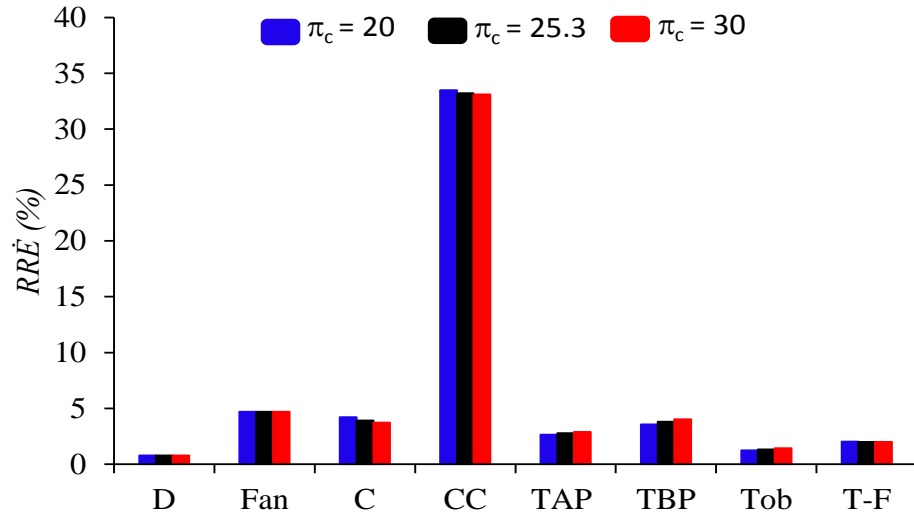


Figura 5.8. Relación de reducción de exergía suministrada de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

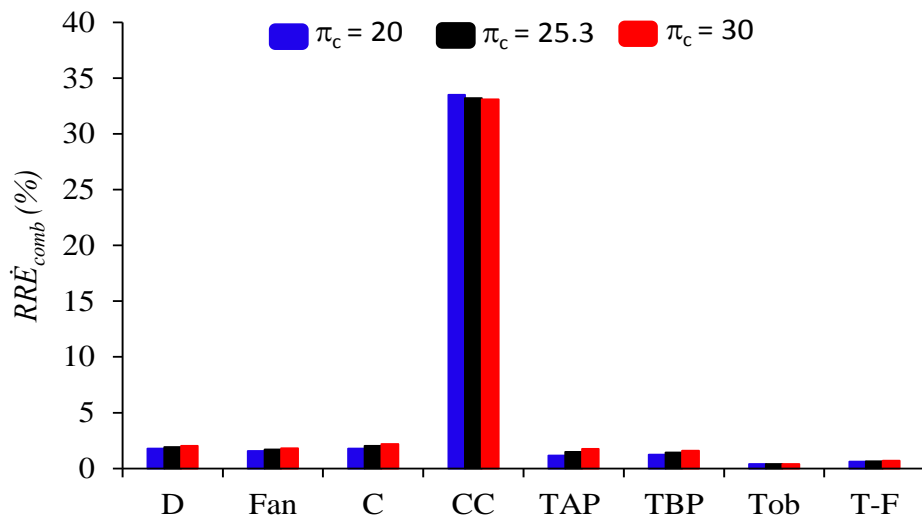


Figura 5.9. Relación de reducción de la exergía del combustible de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

- Relación de falta de productividad

Este indicador se puede identificar como la relación entre el flujo de irreversibilidad del k -ésimo equipo y el flujo de exergía generado por el empuje del motor. Asimismo, muestra la exergía que no se puede utilizar para generar empuje con respecto a la exergía útil. (Ekici, 2017)

$$RFP_k = \frac{\dot{I}_k}{\dot{E}_\tau} \quad (5.30)$$

- Relación de producción

El indicador de la relación de producción es la relación entre el flujo de exergía producida por el k -ésimo equipo y el flujo de exergía generado por el empuje del motor

$$IRP_k = \frac{\dot{E}_{pv_k}}{\dot{E}_T} \quad (5.31)$$

- Indicador de la relación del combustible

El indicador de la relación de combustible es el cociente del flujo de exergía suministrada al k -ésimo equipo y el flujo de exergía suministrada al motor, indica la exergía del combustible que se utiliza para generar un producto útil en cada equipo

$$IR_{comb_k} = \frac{E_{sum_k}}{E_{sum_TF}} \quad (5.32)$$

- Potencial de mejoramiento exergético

El máximo mejoramiento en la eficiencia exergética para un proceso o sistema se puede lograr cuando el consumo exergético se minimiza. Entonces, es importante calcular la cantidad de irreversibilidad que aún puede ser aprovechada para mejorar la eficiencia del sistema (Aydin, 2015), y se expresa como

$$PME_k = (1 - \psi_k) \dot{I}_k \quad (5.33)$$

La Figura 5.10; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** muestra la relación de falta de productividad de los equipos que conforman al turbofan para diferentes relaciones de presiones. También muestra que el equipo con mayor RFP es la cámara de combustión, esto se debe a que este equipo es el mayor generador de irreversibilidades; también muestra que la RFP disminuye al aumentar la relación de presiones ya que las irreversibilidades en el proceso de combustión disminuyen. Por ejemplo, aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30, la disminución en la falta de productividad en la cámara de combustión es de 3.53 %. Asimismo, muestra que el equipo con menor RFP es la tobera ya que es el menor generador de irreversibilidades del turbofan.

La Figura 5.11 muestra el indicador de la relación de producción de los equipos del turbofan para diferentes relaciones de presiones. Asimismo, muestra que el único equipo con menor relación de producción es el difusor, ya que su exergía producida es muy pequeña (5.1 MW) comparada con exergía generada por el turbofan (34.688 MW); por otra parte, la cámara de combustión es el equipo con mayor producción ya que en este equipo se genera los gases de combustión a alta temperatura y presión, es decir es el principal generador de exergía útil del sistema, ya que son los generadores del empuje del turbofan. Incrementar la relación de presiones del compresor, produce una disminución de este indicador para la cámara de combustión ya que genera menor exergía útil, debido al menor suministro de exergía a este equipo. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30 hay una disminución de este indicador de 3.07 % para la cámara de combustión.

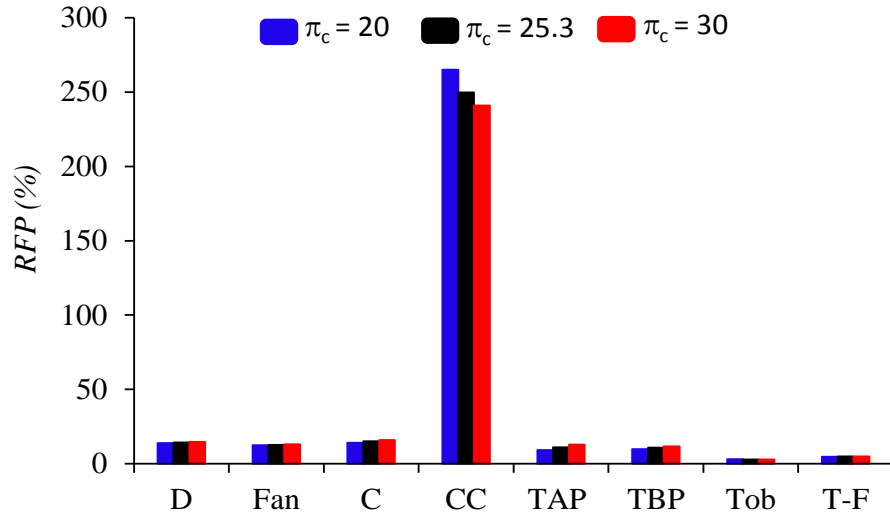


Figura 5.10. Relación de falta de productividad de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

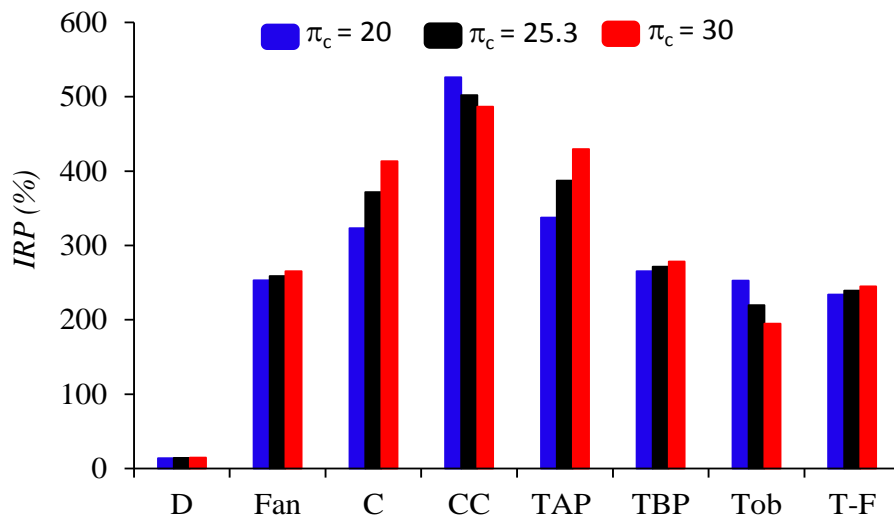


Figura 5.11. Indicador de la relación de producción de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

La Figura 5.12 muestra el indicador de relación del combustible para cada equipo del turbofan a diferentes relaciones de presiones del compresor. También muestra que la cámara de combustión tiene la mayor razón del combustible, debido a que este indicador es la relación de la exergía que se suministra al componente y la exergía que se suministra al motor turbofan. Por otra parte, la TAP, TBP, C y Fan muestran indicadores altos y éstos aumentan al incrementar la relación de presiones del compresor debido a que, a mayor relación de presiones la exergía suministrada al equipo disminuye.

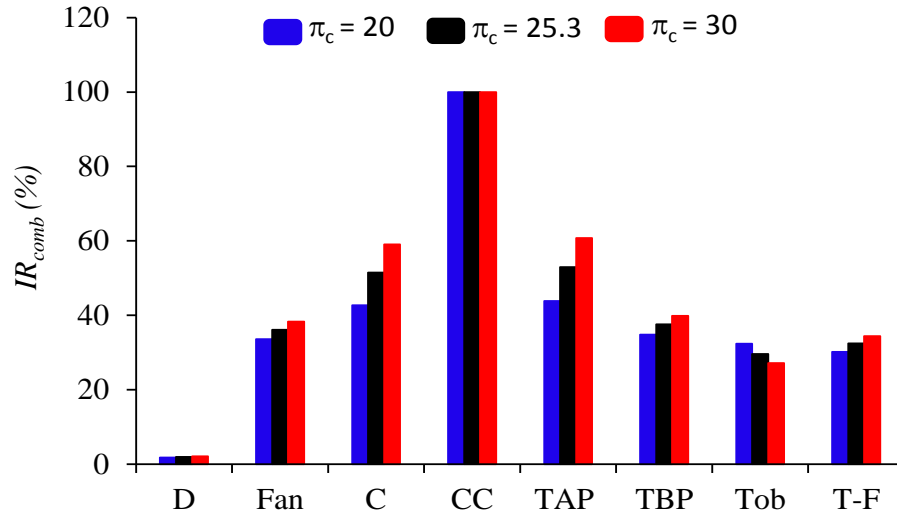


Figura 5.12. Indicador de la relación del combustible de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

La Figura 5.13 muestra el potencial de mejoramiento exergético de los diferentes componentes del motor aéreo a diferentes relaciones de presiones del compresor. También muestra que la cámara de combustión es el componente con mayor potencial de mejoramiento. Aumentar la relación de presiones del compresor genera una disminución en el PME , debido al incremento en la eficiencia exergética y disminución en las irreversibilidades. Por ejemplo, disminuir la relación de presiones de compresor del 25.3 a 30 hay una disminución en el PME de 4.06 %.

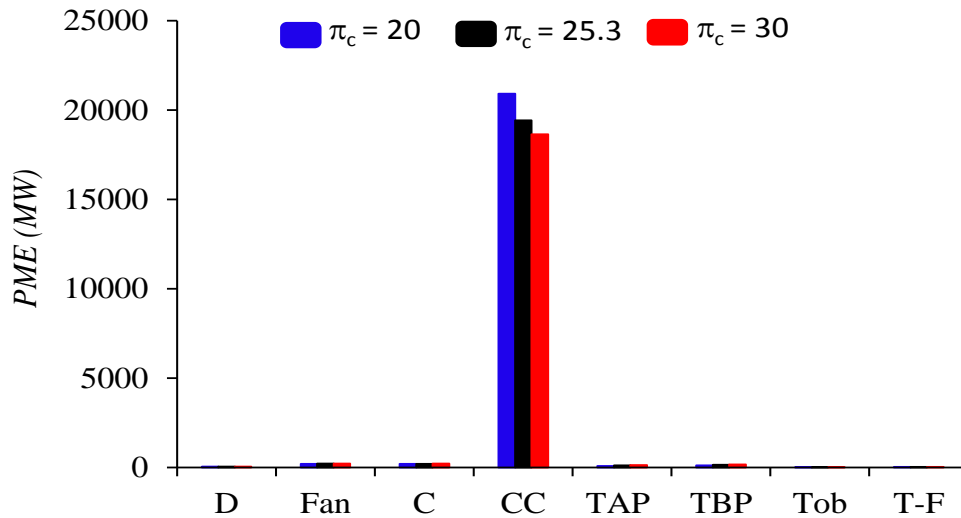


Figura 5.13. Potencial de mejoramiento exergético de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

- Relación de mejoramiento de la irreversibilidad

La relación del mejoramiento de la irreversibilidad es el cociente del potencial de mejoramiento exergético del k -ésimo equipo y el flujo de irreversibilidad del mismo componente, es decir

$$RM\dot{I}_k = \frac{PME_k}{\dot{I}_k} = 1 - \psi_k \quad (5.34)$$

- Relación de mejoramiento potencial de la exergía suministrada al equipo

Esta relación de mejoramiento potencial de la exergía suministrada se determina mediante el potencial de mejoramiento exergético del k -ésimo equipo y el flujo de exergía que se suministra al mismo, es decir

$$RPME_{sum_k} = \frac{PME_k}{\dot{E}_{sum_k}} \quad (5.35)$$

- Relación del mejoramiento potencial de la exergía suministrada al sistema

Este parámetro es la relación del mejoramiento potencial exergético del k -ésimo equipo y la exergía total suministrada al motor

$$RPME_{sum_{TF}} = \frac{PME_k}{\dot{E}_{sum_{TF}}} \quad (5.36)$$

- Mejoramiento de la eficiencia exergética

Para realizar un mejoramiento en la eficiencia exergética es necesario que haya una disminución del flujo de combustible suministrado para una producción dada, con esto se asegura un incremento en la eficiencia exergética. A este nuevo valor de la eficiencia exergética se le nombra mejoramiento de la eficiencia exergética y se obtiene de la siguiente manera

$$MEE_k = \frac{\dot{E}_{pr_k}}{\dot{E}_{sum_k} - PME_k} \quad (5.37)$$

La Figura 5.14 muestra la relación de mejoramiento de las irreversibilidades para cada equipo del motor turbofan para diferentes relaciones de presiones del compresor. También muestra que aparte de la cámara de combustión, los equipos con mayor mejoramiento de irreversibilidades son el Fan, el compresor y la TBP, ya que la eficiencia exergética de estos componentes son las menores dentro del turbofan. Para el caso de la cámara de combustión, la $RM\dot{I}$ disminuye al incrementar la relación de presiones del compresor ya que la eficiencia exergética aumenta; por ejemplo, aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30 provoca una disminución del 0.55 % de la $RM\dot{I}$.

La Figura 5.15 muestra la relación de mejoramiento potencial de la exergía suministrada a los equipos del motor turbofan a diferentes relaciones de presiones. Además, muestra que la máxima $RMPE_{sum}$ se encuentra en la cámara de combustión, debido a que este equipo tiene el máximo PME ; pero esta relación disminuye al incrementar la relación de presiones del compresor, lo cual es mejor para el turbofan, ya que

se tiene mayor eficiencia exergética y menores irreversibilidades; por ejemplo, al aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30 hay una disminución de esta relación de 0.87 %.

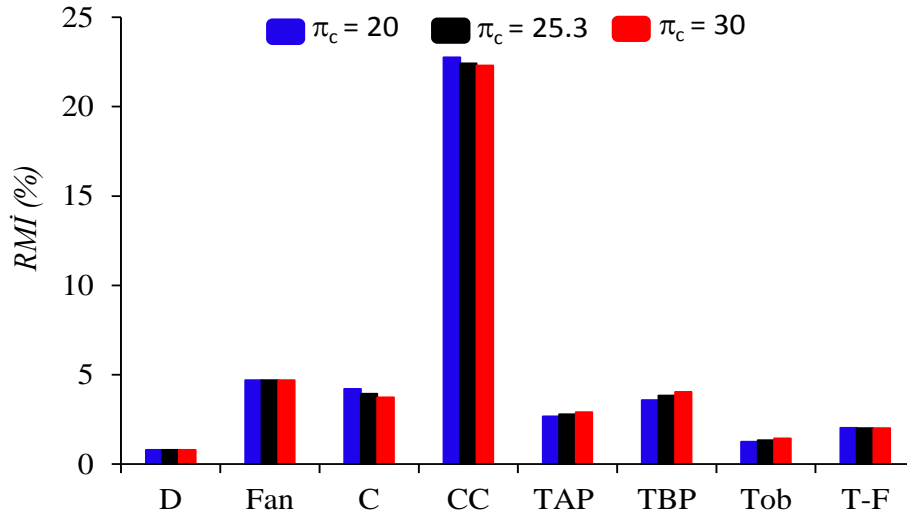


Figura 5.14. Relación de mejoramiento de la irreversibilidad de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

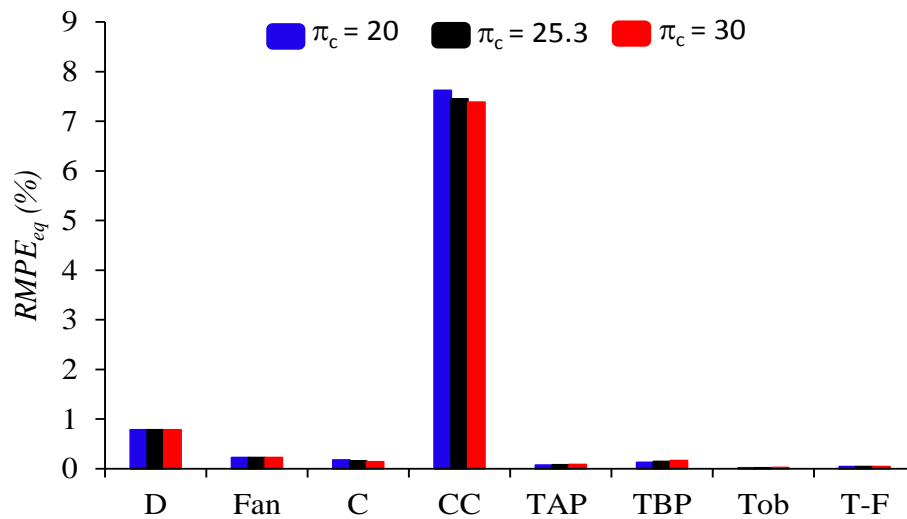


Figura 5.15. Relación de mejoramiento potencial de la exergético suministrada a los equipo del turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones del compresor

La Figura 5.16 muestra la relación de mejoramiento potencial de la exergía suministrada al turbofan para diferentes relaciones de presiones. Asimismo, muestra que, la cámara de combustión es el equipo con mayor razón de mejoramiento potencial de la exergía suministrada al sistema; ya que este equipo es el que genera la mayor irreversibilidad, lo cual afecta directamente al sistema; por otra parte se muestra

que al aumentar la relación de presiones del compresor se disminuye esta relación; por ejemplo, al pasar de una relación de presiones del compresor de 25.3 a 30 hay una disminución de la $RMPE_{sum}$ de 0.87 %.

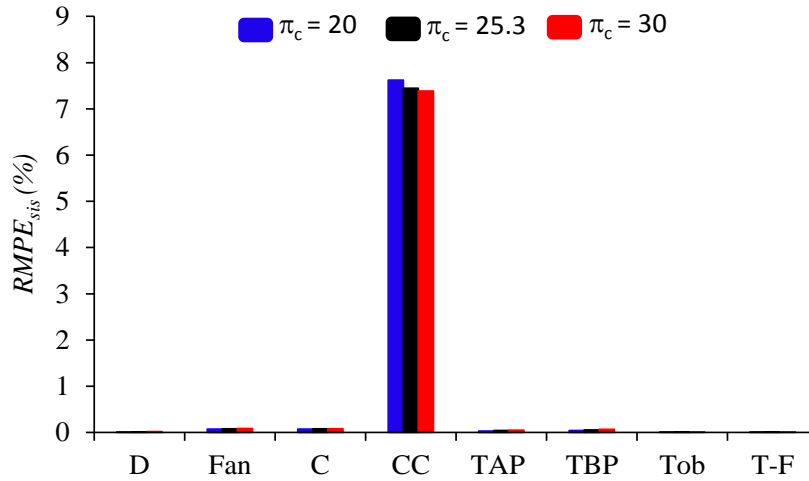


Figura 5.16. Relación de mejoramiento potencial de la exergía suministrada al sistema para diferentes relaciones de presiones del compresor

La Figura 5.17 muestra el mejoramiento de la eficiencia exergética de los equipos del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor. Además, muestra como no hay gran variación en el mejoramiento de la eficiencia exergética para las diferentes relaciones de presiones del compresor. Por otra parte, muestra que el equipo con menor mejoramiento de la eficiencia exergética es la cámara de combustión, que a pesar de que es el equipo con mayores irreversibilidades y potencial mejoramiento exergético, no es posible incrementar en gran medida su eficiencia, debido a que parte de las irreversibilidades de este equipo se deben a la combustión, proceso importante para generar los gases de combustión, y pérdidas de calor debidas a la interacción con el medio ambiente. La eficiencia exergética máxima que puede alcanzar es de 84.81 % a la relación de presiones del compresor de 30.

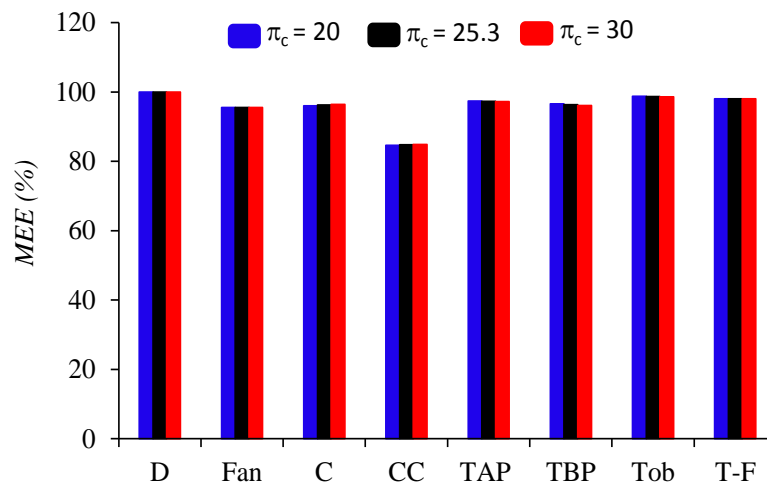


Figura 5.17. Mejoramiento de la eficiencia exergética de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

- Costo de las irreversibilidades

La exergía pérdida o irreversibilidades genera una pérdida monetaria extra durante la generación de algún producto. Un sistema con menor cantidad de irreversibilidades tiene mayor exergía útil, por consiguiente, mayor potencial para generar trabajo y subsecuentemente un sistema con mayor irreversibilidad tiene menor exergía útil para generar trabajo. Un sistema con menor eficiencia exergética tiene menor exergía útil y menor generación de trabajo. Las pérdidas en la generación de potencia se pueden representar mediante un costo. Los costos debido a las irreversibilidades es la relación entre la irreversibilidad del k -ésimo equipo y el precio del motor (Balli, 2017), es decir

$$CI_k = \frac{\dot{I}_k}{C_{TF}} \quad (5.38)$$

- Factor de efecto ambiental

Uno de los indicadores de sustentabilidad es el factor de efectos ambientales, y es el cociente de la relación de reducción del flujo de exergía suministrada al k -ésimo equipo y la eficiencia exergética del mismo (Turan, 2016) y (Sogut, 2017). El factor de efecto ambiental indica la cantidad de daño al medio ambiente que generan las irreversibilidades de cada equipo

$$FEA_k = \frac{RRE_{sum_k}}{\psi_k} \quad (5.39)$$

- Índice de sustentabilidad exergética

Este índice es un parámetro importante entre los indicadores de sustentabilidad exergética para evaluar el nivel de sustentabilidad del sistema, en función del factor de efectos ambientales. Se obtiene mediante el inverso del factor de efecto ambiental y su valor puede estar entre 0 e ∞ . Mayor eficiencia significa menor irreversibilidad, por consiguiente, menor factor de efecto ambiental y un mejor índice de sustentabilidad exergética. La exergía determina las mejoras en las eficiencias de los componentes o del sistema y la reducción de irreversibilidades atribuidas a los sistemas. Las medidas para mejorar la eficiencia exergética ayudan a reducir el impacto ambiental y las irreversibilidades (Aydın, 2014); el índice de sustentabilidad exergética se expresa de la siguiente manera

$$ISE_k = \frac{1}{FEA_k} \quad (5.40)$$

- Factor de eficiencia sustentable

Si un proceso o sistema utiliza bajas cantidades de combustible para generar una producción deseada, dicho sistema tiene alta eficiencia exergética y alto nivel de sustentabilidad debido a las bajas emisiones que genera y emite al medio ambiente. Un incremento en la eficiencia exergética, trae como consecuencia un incremento en el nivel sustentable de un sistema, consecuentemente el factor de eficiencia sustentable se puede utilizar como un parámetro de medición de la sustentabilidad (Balli, 2017)

$$FES_k = \frac{1}{1 - \psi_k} \quad (5.41)$$

- Factor de efectos ecológicos

El factor de efectos ecológicos de un componente es inversamente proporcional a la eficiencia exergética del mismo (Balli, 2017)

$$FEE_k = \frac{1}{\psi_k} \quad (5.42)$$

La Figura 5.18 muestra el costo de las irreversibilidades generadas en cada uno de los equipos que conforman al turbofan GE 90-115B. Esta figura también muestra que la cámara de combustión es el equipo que mayor costo de irreversibilidad genera, debido a la gran pérdida de exergía que se produce en este equipo, pero esta pérdida de costos puede disminuir al incrementarse la relación de presiones del compresor. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30, los costos generados disminuyen 2.09 %. La disminución de costo de la irreversibilidad se debe a que, a mayor relación de presiones del compresor se consume menor combustible y por ende hay menores pérdidas de exergía.

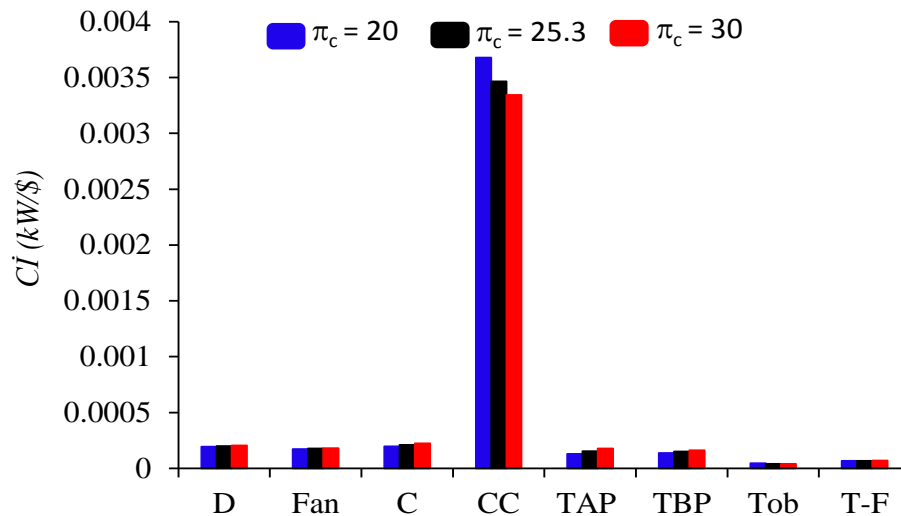


Figura 5.18. Costos de las irreversibilidades en los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones del compresor

La Figura 5.19 muestra el factor de efectos ambientales de los componentes del turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones del compresor. Además, muestra que el equipo que produce mayor efecto ambiental es la cámara de combustión, debido a la gran cantidad de irreversibilidades que genera el proceso de combustión y debido a la baja eficiencia exergética del equipo, pero este efecto disminuye al incrementarse la relación de presiones del compresor, ya que las irreversibilidades disminuyen; incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 30, los efectos ambientales disminuyen 0.50 %. Por otra parte se muestra que el difusor, tobera y la tobera del fan son los equipos con menor factor de efectos ambientales.

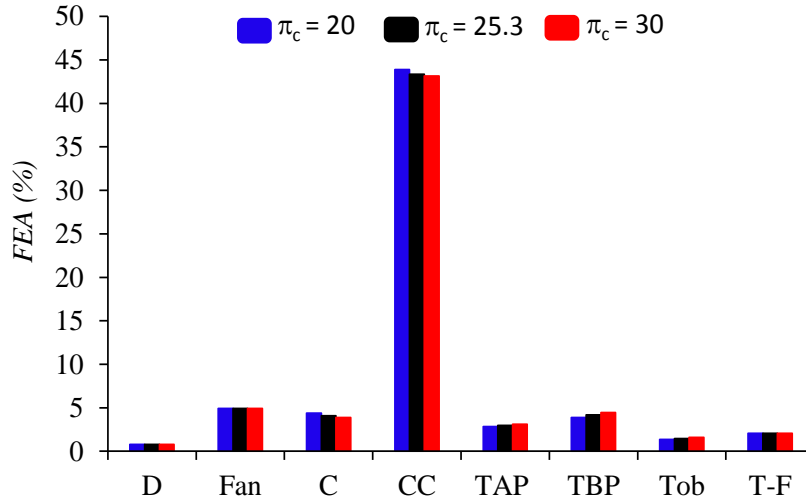


Figura 5.19. Factor de efectos ambientales de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones

La Figura 5.20 muestra el índice de sustentabilidad exergética de los componentes del turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones del compresor. También muestra que el equipo con mayor índice de sustentabilidad es el difusor, debido a que es el equipo con menor factor de efecto ambiental; por otra parte, el equipo con menor índice de sustentabilidad exergética es la cámara de combustión, ya que este equipo tiene la mayor pérdida de exergía y por ende el mayor factor de efectos ambientales.

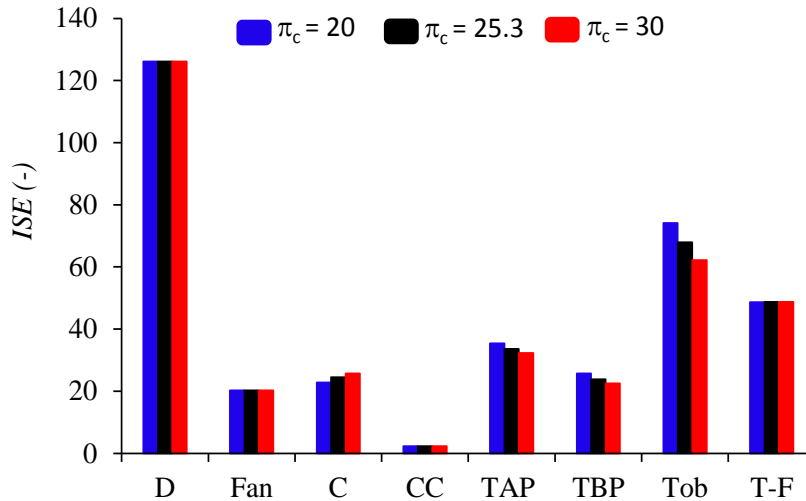


Figura 5.20. Índice de sustentabilidad exergética de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

La Figura 5.21 muestra el factor de efectos sustentables para los equipos que conforman al turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones del compresor. También muestra que el difusor es el equipo con mayor factor de efectos sustentables, debido a su alta eficiencia exergética; y la cámara de combustión es el equipo con menor factor de efectos sustentables. Por otra parte, se muestra que la TBP, TAP y Tob son equipos que pueden mejorar su factor de efectos sustentable y por ende disminuir su

impacto ambiental al aumentar la relación de presiones del compresor, ya que se incrementa la eficiencia exergética debido a que disminuye sus irreversibilidades en los procesos.

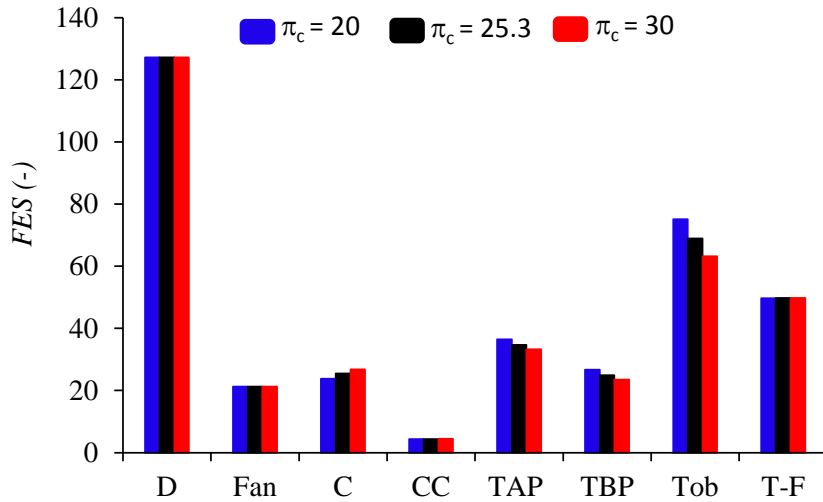


Figura 5.21. Factor de efectos sustentables de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

La Figura 5.22 muestra el factor de efectos ecológicos generado por el funcionamiento de los diferentes equipos que conforman al turbofan GE 90-115B a diferentes relaciones de presiones. El equipo con mayor factor de efectos ecológicos es la cámara de combustión debido a su baja eficiencia exergética. Entre más cercano a uno se encuentre el valor del factor de efectos ecológicos menor es su impacto ecológico como en el caso de los equipos, tales como el difusor, tobera y la tobera del fan.

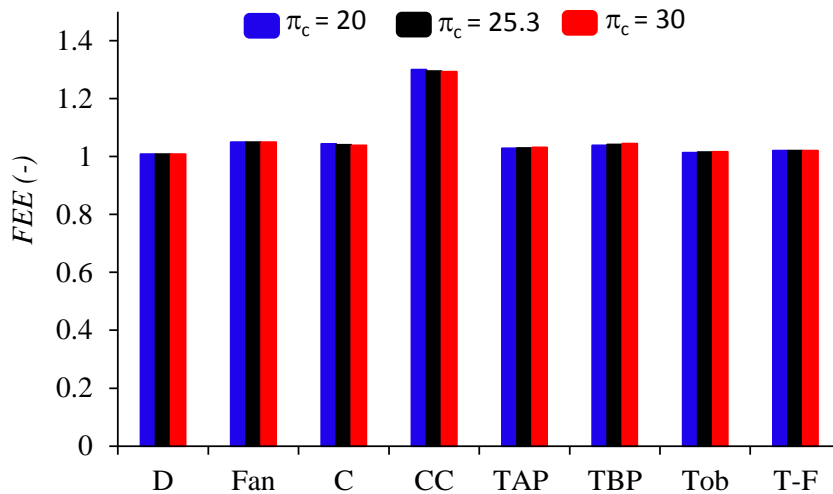


Figura 5.22. Factor de efectos ecológicos de los componentes del turbofan GE 90-115B para diferentes relaciones de presiones del compresor

5.4 Indicadores de evaluación exergética del sistema

- Flujo de Irreversibilidad del sistema

La irreversibilidad del sistema es la resta del flujo de exergía suministrado al sistema y el flujo de exergía producido por el empuje del motor

$$\dot{I}_{TF} = (\dot{E}_{comb} + \dot{E}_{0a}) - \dot{E}_{\tau} \quad (5.43)$$

La Figura 5.23 muestra el flujo de irreversibilidades en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente a condiciones de despegue. También muestra que a una temperatura ambiente dada, las irreversibilidades disminuyen al incrementar la relación de presiones del compresor, ya que disminuye la cantidad de flujo exergía suministrada al sistema (flujo de exergía del combustible), a excepción de temperaturas ambiente mayores a 25 °C, ya que, aunado a la disminución del flujo de exergía del combustible, el flujo de exergía generado por el empuje se incrementa debido al aumento de la temperatura ambiente. También muestra que para una relación de presiones del compresor dada, las irreversibilidades disminuyen al incrementarse la temperatura ambiente, esto es para relaciones de presiones menores a 27 y temperaturas ambientales menores a 25 °C. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (Punto A y B respectivamente), a una temperatura ambiente de 15 °C, el flujo de exergía suministrado y las irreversibilidades del sistema disminuyen de 1.30 y 1.5 %, respectivamente. Mientras que para una relación de presiones de 25.3, al aumentar la temperatura de 15 °C a 20 °C (punto C), el flujo de exergía suministrada y las irreversibilidades disminuyen 0.50 y 0.72 %, respectivamente, mientras que el flujo de exergía generado por el empuje aumenta 0.86 %.

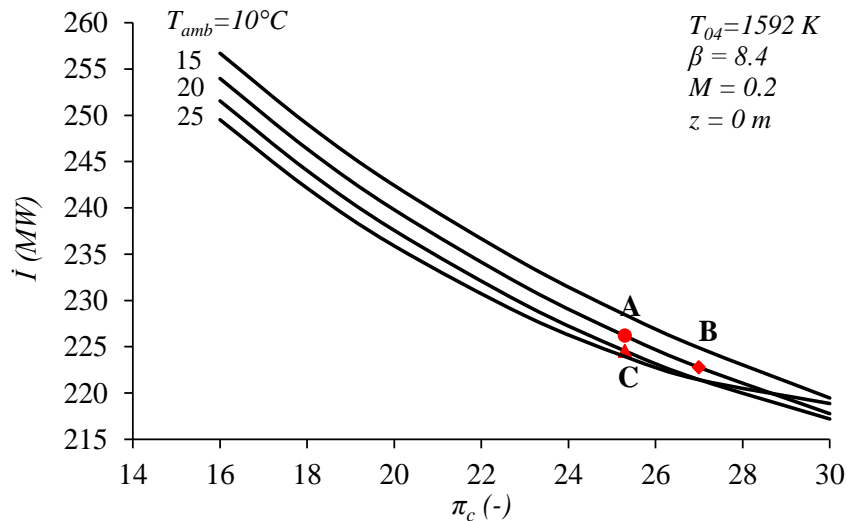


Figura 5.23. Flujo de irreversibilidades en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.24 muestra el flujo de irreversibilidades del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue.

La figura también muestra que para una temperatura de entrada a la turbina dada, las irreversibilidades disminuyen al incrementar la relación de presiones del compresor, ya que el flujo de exergía que se suministra al sistema es menor; mientras que para una relación de presiones dada, las irreversibilidades se comportan de la misma manera que al disminuir la temperatura de entrada a la turbina. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B respectivamente), para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el flujo de exergía suministrado al sistema y las irreversibilidades disminuyen 1.3 % y 1.5 %, respectivamente; y para una relación de presiones 25.3, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K (punto C) a 1580 K se tiene una disminución del flujo de exergía suministrado y las irreversibilidades del sistema de 0.96 % y 1.11 %, respectivamente.

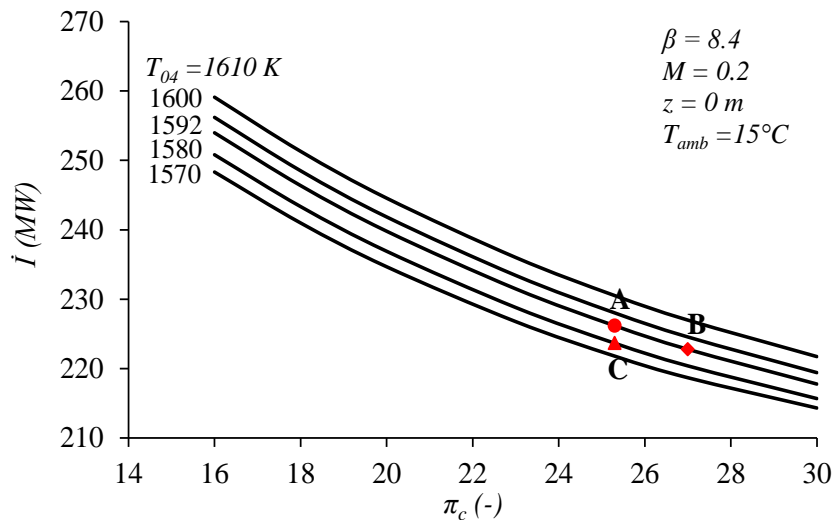


Figura 5.24. Flujo de irreversibilidades en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

- Eficiencia exergética

La eficiencia exergética de un sistema es la relación entre el flujo de exergía generada por el empuje y la suma de las corrientes que entran como combustible, es decir, el combustible y el aire

$$\Psi_{TF} = \frac{\dot{E}_\tau}{\dot{E}_{comb} + \dot{E}_{0a}} \quad (5.44)$$

La ecuación (5.44) es la eficiencia de propulsión cuando no se consideran las pérdidas de combustión en la exergía del combustible (Bejan, 1996).

La Figura 5.25 muestra el comportamiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente para condiciones de despegue. La figura también muestra que para una temperatura ambiente dada la eficiencia exergética se incrementa al aumentar la relación de presiones del compresor, debido a la disminución del flujo de exergía que entra al sistema; además, para una relación de presiones dada, la eficiencia exergética muestra el mismo comportamiento, ya que ésta se incrementa al aumentar la temperatura ambiente, por la causa mencionada anteriormente. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A

y B, respectivamente) a una temperatura ambiente de 15 °C, la eficiencia exergética aumenta 1.30 %, y para una relación de presiones del compresor de 25.3, el aumento en la temperatura ambiente de 15 a 20 °C (punto C), la eficiencia exergética aumenta 1.25 %. Por otra parte, para la temperatura ambiente de 25 °C y para altas relaciones de presiones (mayores a 27), la disminución de la eficiencia exergética es provocada por la disminución del empuje específico y el aumento del consumo de combustible.

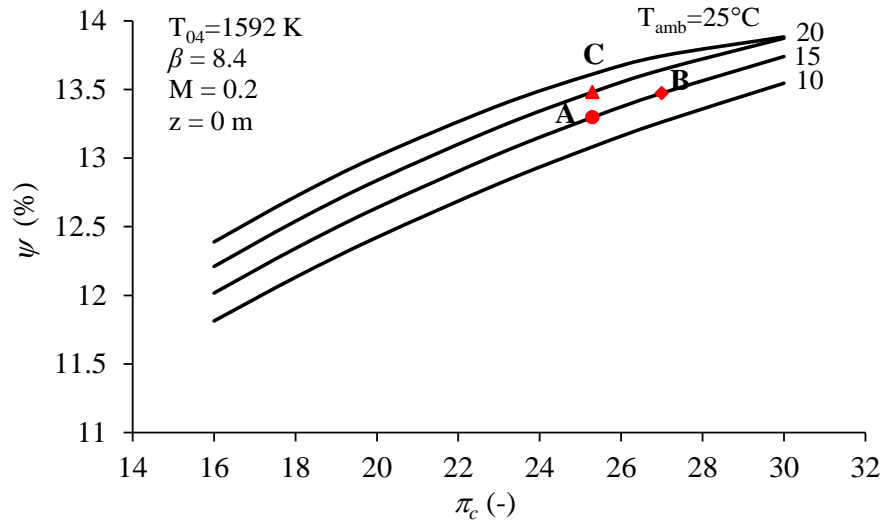


Figura 5.25. Eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.26 muestra la eficiencia exergética en función de la relación de presiones a diferentes temperaturas de entrada a la turbina para condiciones de despegue. La figura también muestra que, al aumentar la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina fija, la eficiencia exergética aumenta ya que, el flujo de exergía que se suministra al sistema es menor para alcanzar la temperatura de entrada de los gases de combustión a la turbina. Asimismo, muestra que a una relación de presiones fija, la eficiencia exergética aumenta al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina. Para la temperatura de diseño del motor, $T_{04} = 1592 \text{ K}$, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), la eficiencia exergética aumenta 1.30 %; sin embargo para la relación de presiones del compresor de diseño, 25.3, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K (punto C) a 1580 K, la eficiencia exergética aumenta 0.97 %.

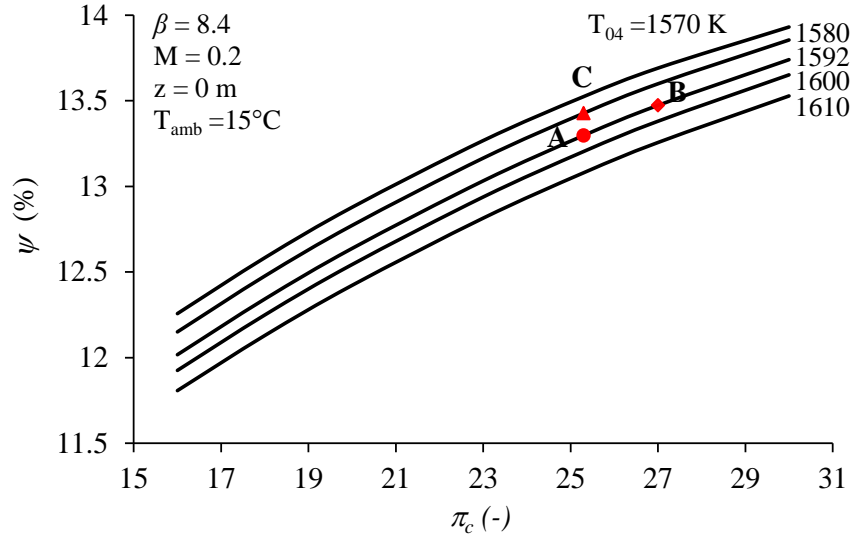


Figura 5.26. Eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

- Relación de pérdida de exergía del combustible

La relación de pérdida de exergía del combustible es el cociente del flujo de irreversibilidad del sistema y el flujo de exergía del combustible

$$RPE_{comb} = \frac{\dot{I}_{TF}}{\dot{E}_{comb}} \quad (5.45)$$

La Figura 5.27 muestra el comportamiento de la relación de pérdida de exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente para las condiciones de despegue. También muestra que para una temperatura dada, al incrementarse la relación de presiones del compresor genera una disminución de la relación de pérdida de exergía del combustible, debido a que el suministro del flujo de exergía del combustible disminuye; para una relación de presiones del compresor dada, la relación de pérdida de exergía del combustible disminuye al incrementarse la temperatura ambiente, ya que el flujo exergético del aire que sale el compresor es mayor y por ende se necesita menor suministro del flujo de exergía del combustible, a excepción de relaciones de presiones del compresor mayores a 28 y temperaturas mayores a 25 °C, ya que las irreversibilidades se incrementan. Al aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B respectivamente) para un temperatura ambiental de 15°C se tiene una disminución de la relación de pérdida de exergía del combustible de 0.20 %; y para una relación de presiones de 25.3, el incremento en la temperatura ambiente de 15 °C a 20 °C (punto C), la relación de pérdida de exergía de combustible disminuye 0.21 %.

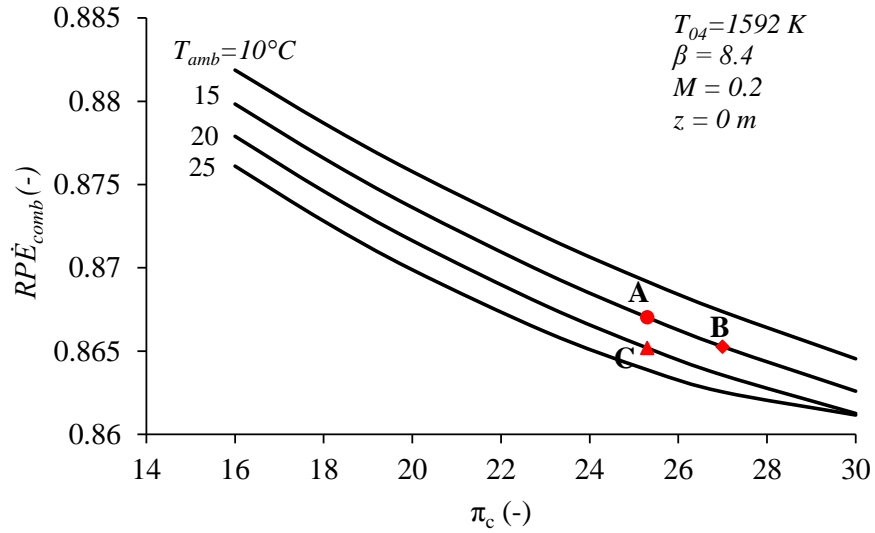


Figura 5.27. Relación de pérdida de exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.28 muestra la relación de pérdida de exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina para las condiciones de despegue. La figura muestra que para una temperatura de entrada a la turbina dada el parámetro mencionado anteriormente disminuye al incrementarse la relación de presiones del compresor, al igual que al disminuir la temperatura de entrada a la turbina a una relación de presiones constantes, debido al menor suministro de flujo de exergía del combustible. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B respectivamente), para la temperatura de entrada a la turbina de, 1592 K, la relación de pérdida de exergía del combustible disminuye 0.20 %; y para una relación de presiones del compresor de 25.3, la relación de pérdida de exergía del combustible disminuye 0.15 % al disminuir la temperatura de 1592 K (punto C) a 1580 K.

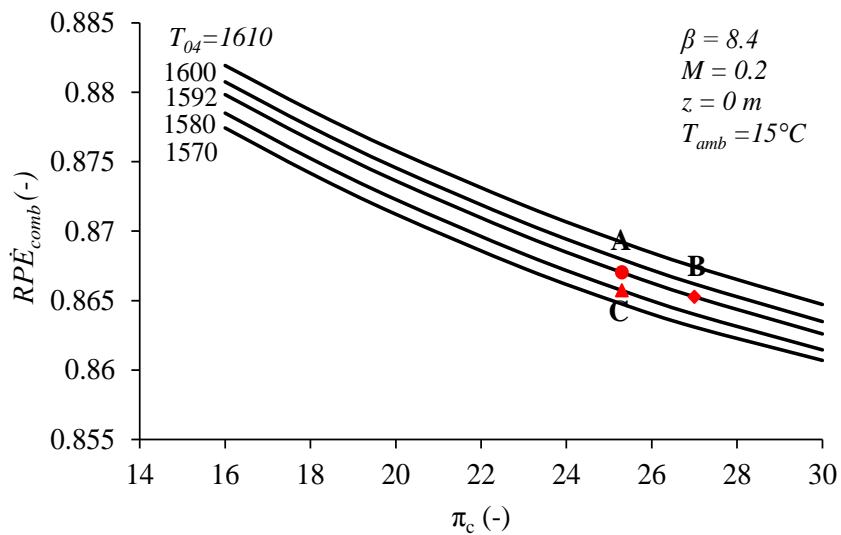


Figura 5.28. Relación de pérdida de exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada de la turbina

- Factor de falta de productividad

Este factor es la relación entre el flujo de irreversibilidad del sistema y el flujo de exergía generado por el empuje del motor

$$FP_{TF} = \frac{\dot{I}_{TF}}{\dot{E}_T} \quad (5.46)$$

La Figura 5.29 muestra el factor de falta de productividad del sistema en función de la relación de presiones de compresor a diferentes temperaturas ambiente para las condiciones de despegue. También muestra que para una temperatura ambiente dada, el factor de falta de productividad disminuye al aumentar la relación de presiones del compresor (debido a la disminución de las irreversibilidades). Para una temperatura ambiente de 25 °C y relaciones de presiones del compresor mayores a 27 aumenta, debido al incremento en el flujo de exergía generada por el empuje y el flujo de irreversibilidades. Por otra parte, también muestra como para una relación de presiones del compresor dada, la falta de productividad del sistema disminuye al incrementarse la temperatura ambiente, esto es para relaciones de presiones menores a 27 y temperaturas ambientales menores a 25 °C. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente) a una temperatura ambiente de 15 °C, la falta de productividad del sistema disminuye 1.5 %; para la relación de presiones de 25.3, al aumentar la temperatura de 15 °C a 20 °C (punto C), el factor disminuye 1.57 %.

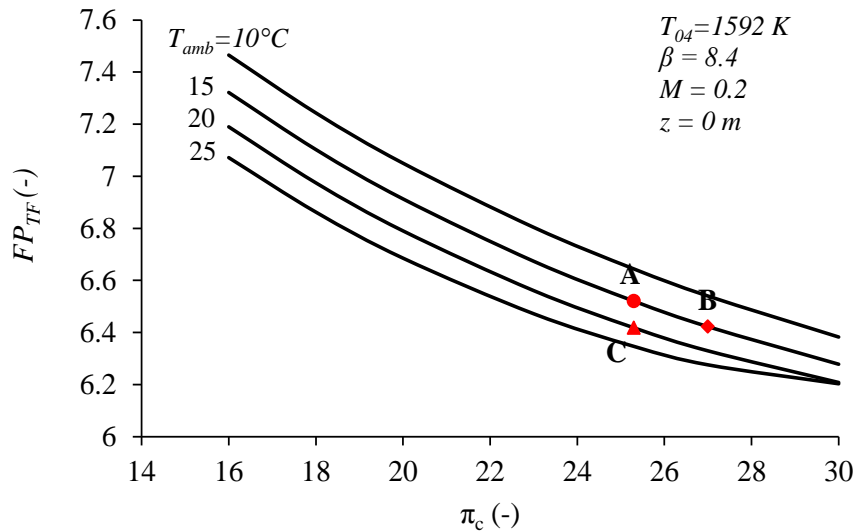


Figura 5.29. Factor de falta de productividad del sistema en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.30 muestra el comportamiento del factor de falta de productividad del sistema en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina para las condiciones de despegue. La figura también muestra como a una temperatura de entrada a la turbina dada, el factor de falta de productividad disminuye al incrementarse la relación de presiones del compresor; además, para una relación de presiones dada, este factor se comporta de la misma manera, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina; ya que para ambos casos el flujo de exergía suministrado al sistema como combustible, disminuye. Por ejemplo, incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a

27 (punto A y B, respectivamente) para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el factor de falta de productividad disminuye 1.5 %; y para una relación de presiones de 25.3, al disminuir la temperatura de entrada de la turbina de 1592 K a 1580 K (punto C), este factor disminuye 1.11 %.

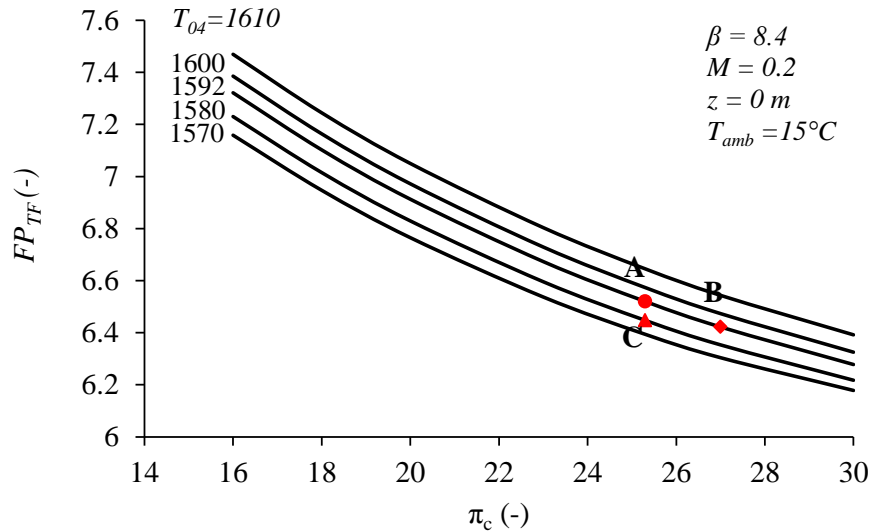


Figura 5.30. Factor de falta de productividad del sistema en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada de la turbina

- Potencial de mejoramiento exergético

El potencial de mejoramiento exergético expresa qué cantidad de irreversibilidad se puede recuperar para mejorar la eficiencia exergética del sistema

$$PME_{TF} = (1 - \psi_{TF}) \dot{I}_{TF} \quad (5.47)$$

La Figura 5.31 muestra el potencial de mejoramiento exergético en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente. Asimismo, muestra que para una temperatura dada, al incrementar la relación de presiones del compresor disminuye el potencial de mejoramiento exergético, debido al aumento en la eficiencia exergética y la disminución en las irreversibilidades del sistema; y para una relación de presiones del compresor dada, la relación de pérdida de exergía del combustible disminuye al incrementar la temperatura ambiente, a excepción de relaciones de presiones del compresor mayores a 28 y temperaturas mayores a 25 °C, ya que la eficiencia exergética disminuye, debido al incremento en las irreversibilidades del sistema. Al aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente) para un temperatura ambiental de 15 °C se tiene una disminución del potencial de mejoramiento exergético de 1.70 %; y para una relación de presiones de 25.3, y para el incremento en la temperatura ambiente de 15 °C a 20 °C (punto C), el potencial de mejoramiento exergético disminuye 0.93 %.

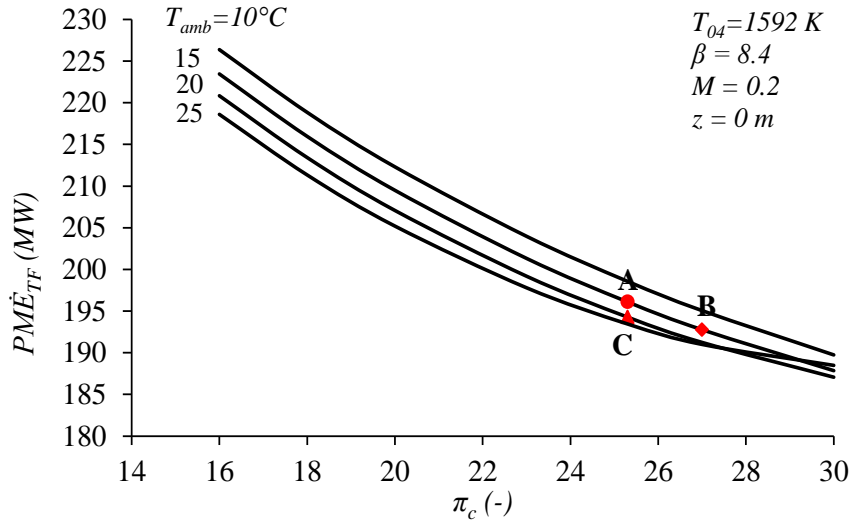


Figura 5.31. Potencial de mejoramiento exergético en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.32 muestra el potencial de mejoramiento exergético en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina. La figura también muestra que para una temperatura de entrada a la turbina dada, el potencial de mejoramiento exergético disminuye al incrementarse la relación de presiones del compresor, al igual que al disminuir la temperatura de entrada a la turbina a una relación de presiones dada, debido al aumento en la eficiencia exergética y la disminución en las irreversibilidades del sistema. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), para la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el potencial de mejoramiento exergético disminuye 1.70 %; y para una relación de presiones del compresor de 25.3, el potencial de mejoramiento exergético disminuye 1.26 % al disminuir la temperatura de la entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K.

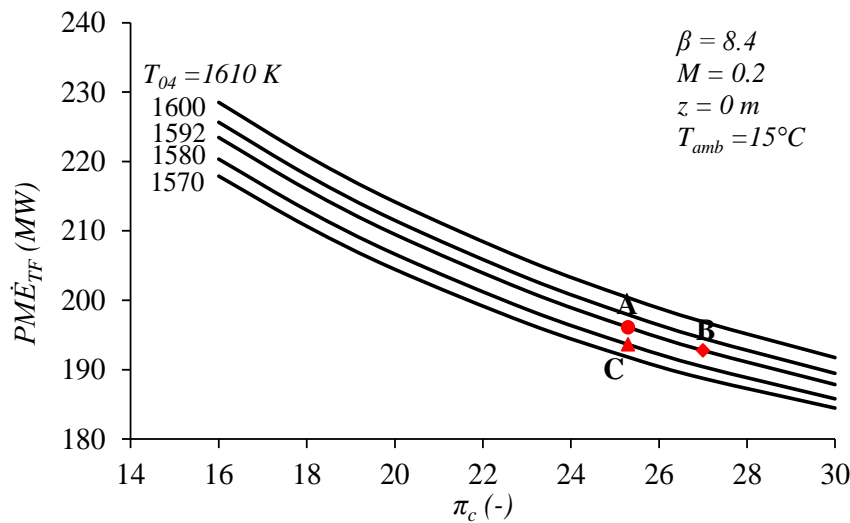


Figura 5.32. Potencial de mejoramiento exergético en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

- Relación de mejoramiento potencial de la exergía del combustible

La relación del mejoramiento potencial de la exergía del combustible se obtiene mediante el cociente del potencial de mejoramiento exergético y el flujo exergético suministrado al sistema

$$RMP_{comb} = \frac{PME_{TF}}{\dot{E}_{comb}} \quad (5.48)$$

La Figura 5.33 muestra el comportamiento de la relación de mejoramiento potencial del combustible para el motor turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente a condiciones de despegue. También muestra que este factor disminuye para una temperatura dada, al incrementarse la relación de presiones del compresor (debido a la disminución en el flujo de exergía del combustible y el potencial de mejoramiento exergético), a excepción de temperaturas ambientales mayores a 25 °C y relaciones de presiones del compresor mayores 28, y se comporta de manera contraria, debido al incremento del potencial de calentamiento global; además, para una relación de presiones dada, la relación de mejoramiento potencial del combustible disminuye al incrementarse la temperatura ambiente hasta 25°C, ya que posteriormente aumenta. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), la razón de mejoramiento potencial del combustible disminuye 0.40 % para una temperatura ambiental de 15 °C; y para la relación de presiones del compresor de 25.3, un incremento de la temperatura ambiental de 15 °C a 20 °C (punto C), genera una disminución de este factor de 0.42 %.

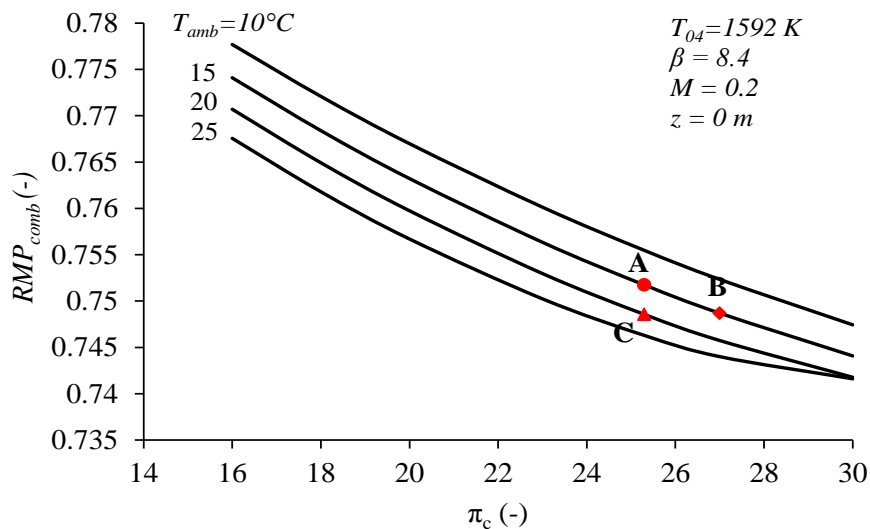


Figura 5.33. Razón de mejoramiento potencial de la exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.34 muestra el comportamiento de la razón de mejoramiento potencial del combustible en función de la relación de presiones de compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue. También muestra cómo la razón de mejoramiento potencial del combustible disminuye al incrementar la relación de presiones del compresor para una temperatura de entrada a la turbina dada; y para una relación de presiones dada, este factor también disminuye al disminuir la temperatura de entrada a la turbina ya que, el potencial de mejoramiento exergético y el flujo de exergía

del combustible disminuyen. Por ejemplo, para el mismo caso anterior, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), la relación de mejoramiento potencial del combustible disminuye en 0.40 % para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K; y para la relación de presiones del compresor de 25.3, este factor disminuye en 0.29 % al disminuir la temperatura de 1592 K (punto C) a 1580 K.

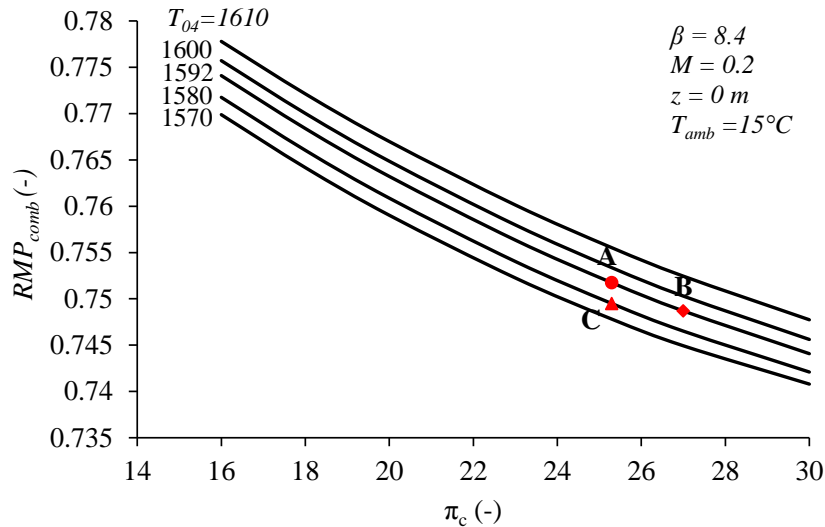


Figura 5.34. Razón de mejoramiento potencial de la exergía del combustible en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

- Mejoramiento de la eficiencia exergética

El mejoramiento de la eficiencia exergética se expresa de la siguiente manera

$$MEE_{TF} = \frac{\dot{E}_T}{\dot{E}_{0a} + \dot{E}_{comb} - PME_{TF}} \quad (5.49)$$

La Figura 5.35 muestra el comportamiento del mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente para condiciones de despegue. La figura también muestra que para una temperatura ambiente dada, el mejoramiento de la eficiencia exergética se incrementa al aumentar la relación de presiones del compresor, ya que el flujo de exergía del combustible así como el potencia de mejoramiento exergético del turbofan disminuye; además, para una relación de presiones dada, el mejoramiento de la eficiencia exergética muestra el mismo comportamiento, ya que ésta se incrementa al aumentar la temperatura ambiente; pero a temperaturas mayores a 25 °C y relaciones de presiones del compresor mayores a 27 el mejoramiento de la eficiencia exergética disminuye, ya que el potencial de mejoramiento aumenta. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), a una temperatura ambiente de 15 °C la eficiencia exergética aumenta 0.094 %; y para la relación de presiones de 25.3, al aumentar la temperatura ambiente de 15 a 20 °C (punto C), la eficiencia exergética aumenta 0.098 %. Por otra parte, la disminución de la eficiencia exergética a la temperatura ambiente 25 °C para altas relaciones de presiones, es provocada por la disminución del empuje específico y el aumento del consumo de combustible.

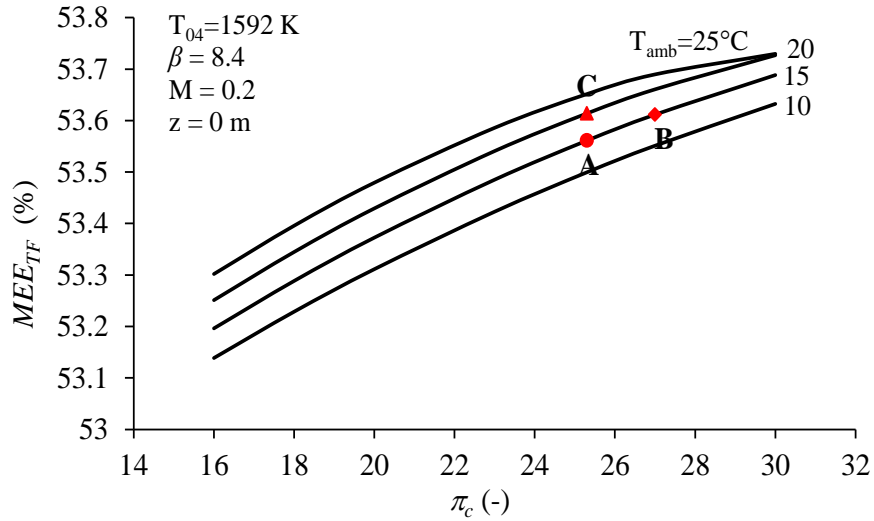


Figura 5.35. Mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.36 muestra el mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue. La figura también muestra que al aumentar la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada, el mejoramiento de la eficiencia exergética aumenta; y para una relación de presiones dada, el mejoramiento de la eficiencia exergética aumenta al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina, debido a la disminución del potencial de mejoramiento exergético. Para una T_{04} de 1592 K, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), la eficiencia exergética aumenta 0.094 %; y para una relación de presiones del compresor de 25.3, al incrementar la temperatura de entrada a la turbina de 1592 a 1580 K (punto C), la eficiencia exergética disminuye 0.06 %.

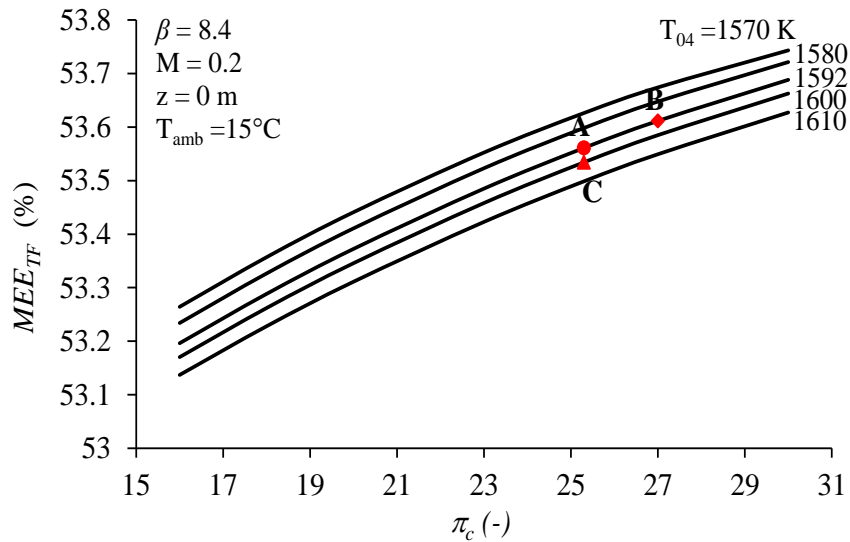


Figura 5.36. Mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

- Factor de efecto ambiental

El factor de efecto ambiental se define como la relación entre las irreversibilidades generadas por el sistema y la eficiencia exergética del sistema

$$FEA_{TF} = \frac{\dot{I}_{TF}}{\psi_{TF}} \quad (5.50)$$

La Figura 5.37 muestra el comportamiento del factor de efectos ambientales en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente. También muestra que a una temperatura ambiente dada, este factor disminuye al incrementar la relación de presiones del compresor, ya que la eficiencia exergética aumenta y las irreversibilidades disminuyen, a excepción de la temperatura ambiente de 25 °C, ya que ésta a relaciones de presiones altas, el factor de efectos ambientales se incrementa, debido a la disminución de la eficiencia exergética y del aumento las irreversibilidades. También muestra que a una relación de presiones del compresor dada, el factor de efectos ambientales disminuye al aumentar la temperatura ambiente, esto es para relaciones de presiones menores a 27 y a temperaturas ambientales menores a 25 °C, debido a lo mencionado anteriormente. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente) a una temperatura ambiente de 15 °C, el factor de efectos ambientales del sistema disminuye 1.5 %; y para una relación de presiones de 25.3, al aumentar la temperatura de 15 °C a 20 °C (punto C), el factor de efectos ambientales disminuye 1.57 %.

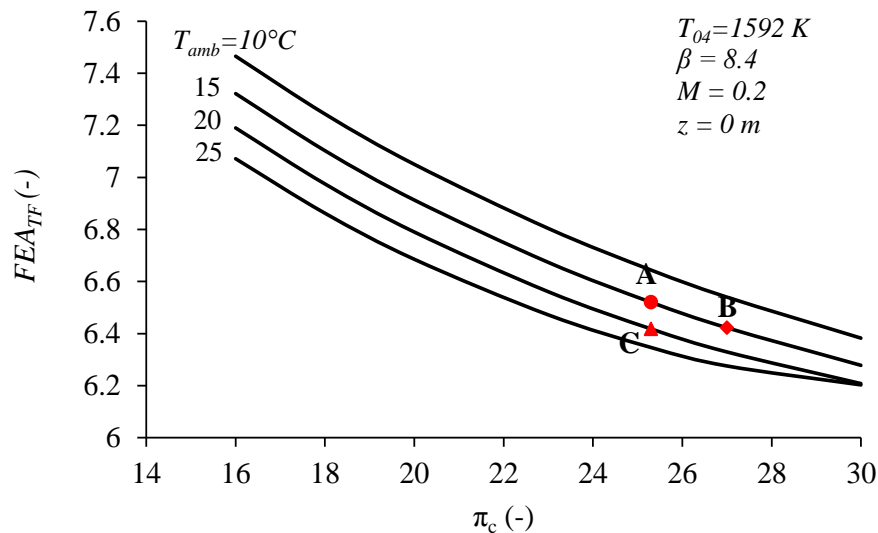


Figura 5.37. Factor de efectos ambientales en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.38 muestra el flujo del factor de efectos ambientales del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina. La figura también muestra como para a una temperatura de entrada a la turbina dada, el factor de efectos ambientales disminuye al incrementar la relación de presiones del compresor; además, para una relación de presiones dada, el factor de efectos ambientales se comporta de la misma manera que al disminuir la temperatura de entrada a la turbina, ya que la eficiencia exergética aumenta y las irreversibilidades disminuyen. Por

ejemplo, incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente) para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el factor de efectos ambientales disminuye 1.5 %; y para una relación de presiones de 25.3, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K (punto C) se tiene una disminución de este factor del sistema de 1.11 %.

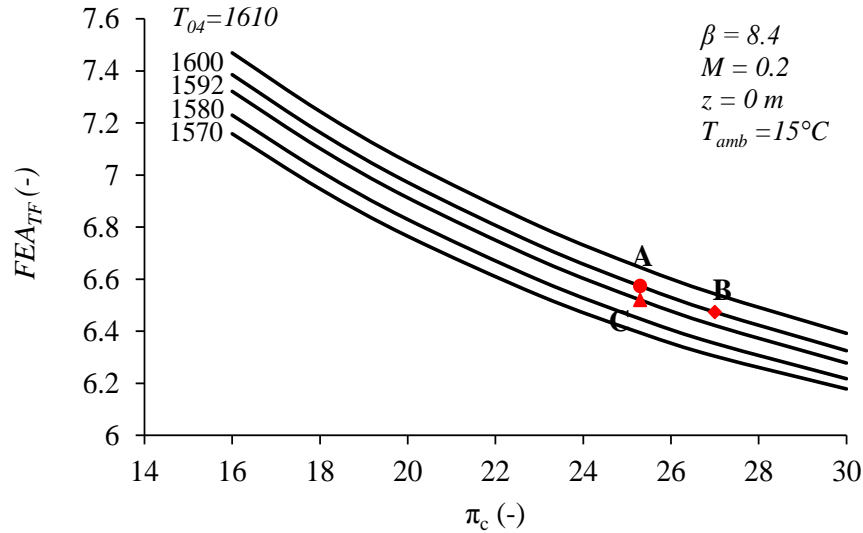


Figura 5.38. Factor de efectos ambientales en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

- Índice de sustentabilidad exergética

El índice de sustentabilidad exergética es el inverso del factor de efecto ambiental

$$ISE_{TF} = \frac{1}{FEA_{TF}} \quad (5.51)$$

La Figura 5.39 muestra el comportamiento del índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente para condiciones de despegue. La figura también muestra que para una temperatura ambiente dada el índice de sustentabilidad exergética se incrementa al aumentar la relación de presiones del compresor; además, para una relación de presiones dada, el mejoramiento del índice de sustentabilidad exergética muestra el mismo comportamiento, ya que ésta se incrementa al aumentar la temperatura ambiente, debido al incremento en el factor de efecto ambiental. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente) a una temperatura ambiente de 15°C , el índice de sustentabilidad exergética aumenta 1.50 %; y para una relación de presiones del compresor de 25.3, al aumentar la temperatura ambiente de 15 a 20°C (punto C), el índice de sustentabilidad exergética aumenta 1.57 %. Por otra parte, la disminución del índice de sustentabilidad exergética a la temperatura ambiente de 25°C para altas relaciones de presiones, es provocada por el aumento en el factor de efecto ambiental.

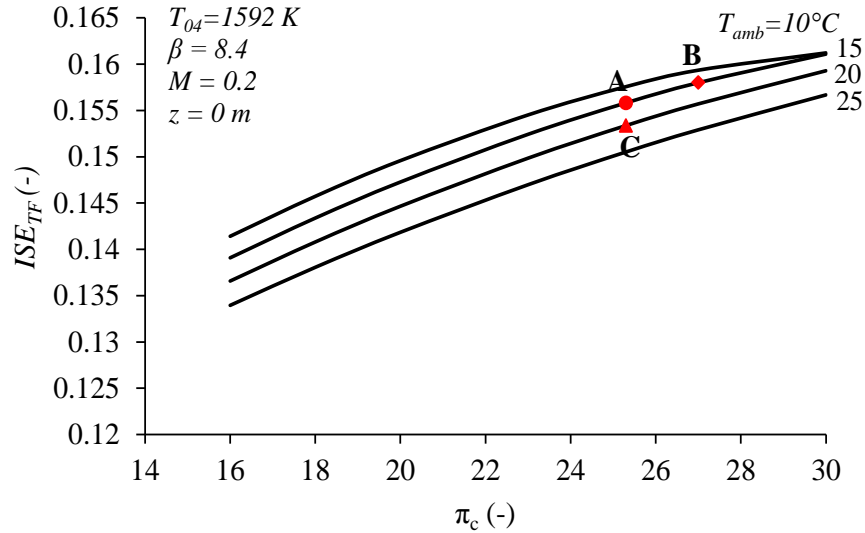


Figura 5.39. Índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.40 muestra el índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones a diferentes temperaturas de entrada a la turbina para condiciones de despegue. La figura también muestra que al aumentar la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada, el índice de sustentabilidad exergética aumenta; y para una relación de presiones dada, el índice de sustentabilidad exergética aumenta al incrementa la temperatura a la entrada de la turbina debido a la disminución en el factor de efectos ambientales. Para una T_{04} de 1592 K, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), el índice de sustentabilidad exergética aumenta 1.50 %; y para una relación de presiones del compresor de 25.3, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K (punto C), el índice de sustentabilidad exergética disminuye 1.57 %.

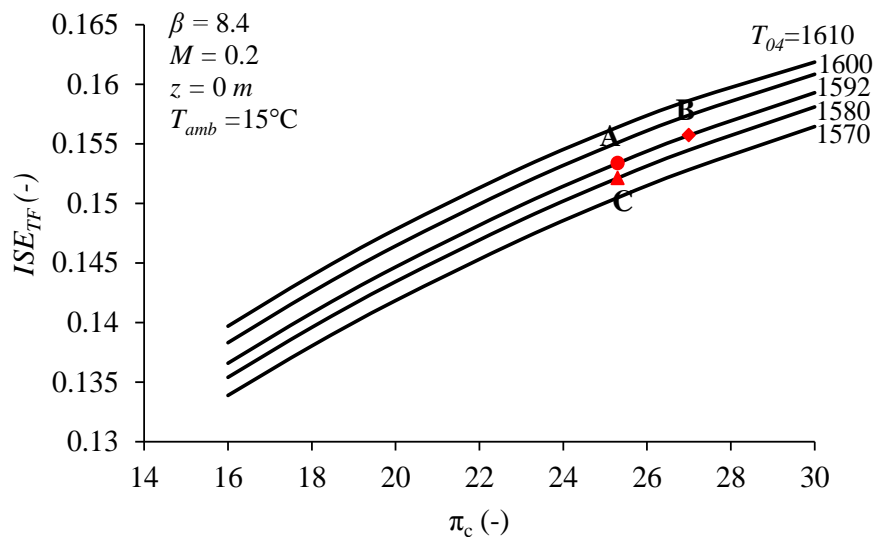


Figura 5.40. Índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

- Factor de eficiencia sustentable

Este factor se obtiene mediante la siguiente ecuación

$$FES_{TF} = \frac{1}{1 - \psi_{TF}} \quad (5.52)$$

La Figura 5.41 muestra el comportamiento del factor de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente a condiciones de despegue. La figura también muestra que para una temperatura ambiente dada, el factor de eficiencia sustentable incrementa al aumentar la relación de presiones del compresor; además, para una relación de presiones dada, el factor de eficiencia sustentable muestra el mismo comportamiento ya que ésta se incrementa al aumentar la temperatura ambiente; esto se debe al aumento en la eficiencia exergética. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente) a una temperatura ambiente de 15 °C, el factor de eficiencia sustentable aumenta 0.20 %; y para una relación de presiones del compresor de 25.3, al aumentar la temperatura ambiente de 15 a 20 °C (punto C), el factor de eficiencia sustentable aumenta 0.21 %. Por otra parte, la disminución de la eficiencia exergética a la temperatura ambiental de 25 °C para altas relaciones de presiones, es provocada por la disminución el aumento del consumo de combustible.

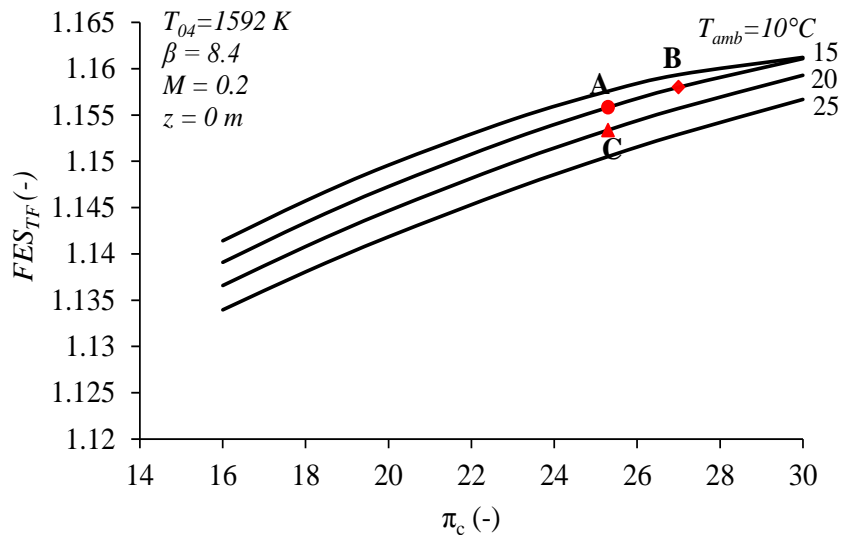


Figura 5.41. Factor de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.42 muestra el factor de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue. La figura también muestra que, al aumentar la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada, el factor de eficiencia sustentable aumenta; y para una relación de presiones dada este factor aumenta al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina. Para una T_{04} de 1592 K, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), el factor de eficiencia sustentable disminuye 0.20 %; y para una relación de presiones del compresor de diseño de 25.3, al disminuir la

temperatura de entrada a la turbina de 1592 a 1580 K (punto C), el factor de eficiencia sustentable disminuye 0.14 %.

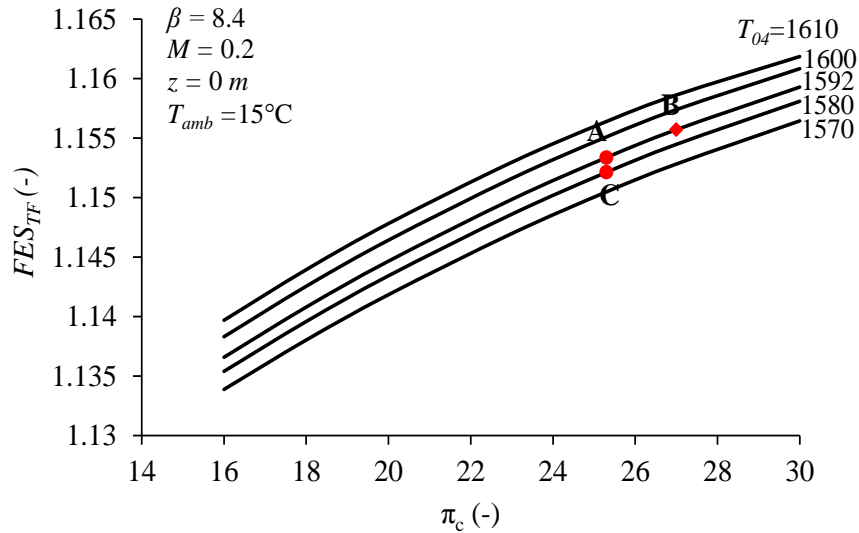


Figura 5.42. Factos de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

- Factor de efectos ecológicos

El factor de efectos ecológicos se define como la relación entre el flujo de exergía del combustible y el flujo de exergía generado por el empuje

$$FEEC = \frac{\dot{E}_{comb}}{\dot{E}_\tau} = \frac{1}{\psi_{TF}} \quad (5.53)$$

La Figura 5.43 muestra el comportamiento del factor de efectos ecológicos en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente. También muestra que a una temperatura ambiente dada, este factor disminuye al aumentar la relación de presiones del compresor a excepción de la temperatura ambiente de 25 °C, ya que a relaciones de presiones altas, el factor se incrementa, debido a que el motor a altas temperaturas ambientales se vuelve ineficiente. También muestra que a una relación de presiones del compresor dada, el factor de efectos ecológicos disminuye al incrementarse la temperatura ambiente, esto para relaciones de presiones menores a 27 y temperaturas ambientales menores a 25 °C. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente) a una temperatura ambiente de 15 °C, el factor disminuye 1.30 %; y para una relación de presiones de 25.3, al aumentar la temperatura de 15 °C a 20 °C, el factor disminuye 1.36%.

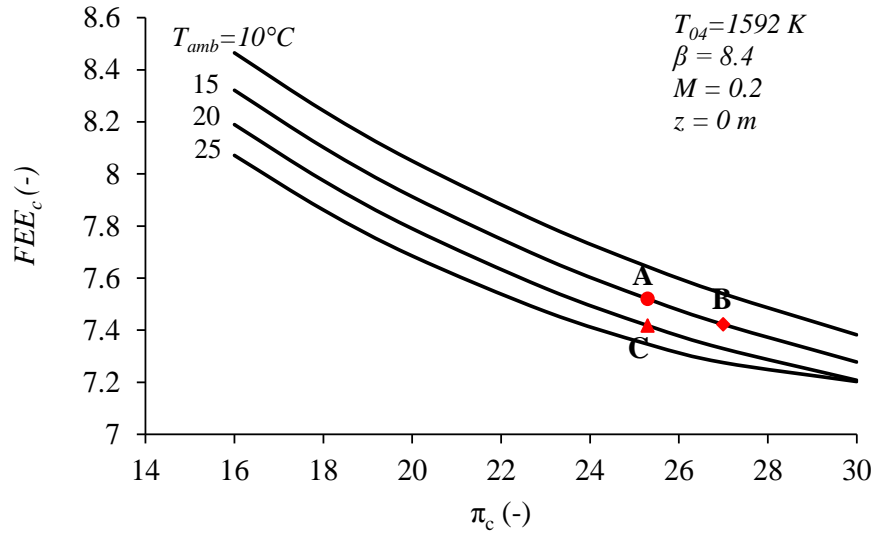


Figura 5.43. Factor de efectos ecológicos en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente

La Figura 5.44 muestra el factor de efectos ecológicos del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina. La figura también muestra como a una temperatura de entrada a la turbina dada el factor de efectos ecológicos disminuye al incrementarse la relación de presiones del compresor; además para una relación de presiones dada, el factor se comporta de la misma manera que al disminuir la temperatura de entrada a la turbina. Por ejemplo, incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el factor de efectos ambientales disminuye 1.30 %, y para una relación de presiones de 25.3, el disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K el factor de efectos ecológicos del sistema disminuye 0.96 %.

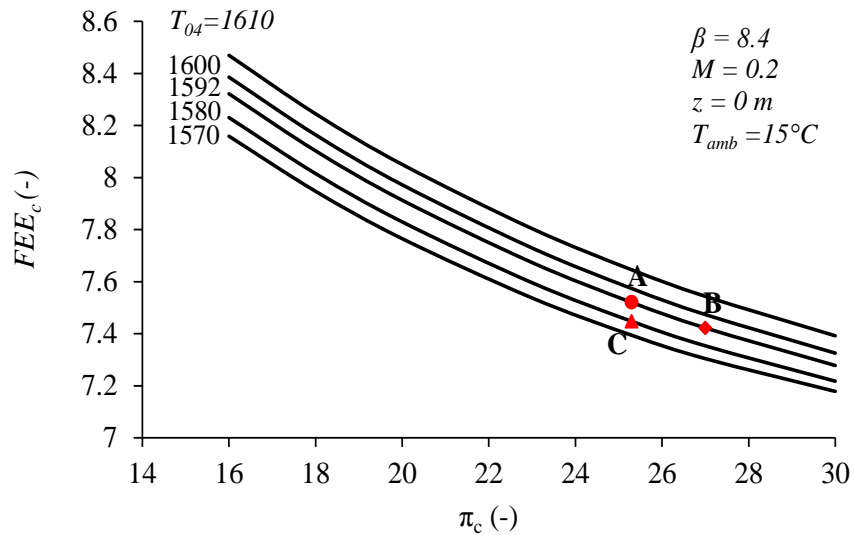


Figura 5.44. Factor de efectos ecológicos en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

5.5 indicadores a condiciones de vuelo crucero del turbofan GE 90-115B

Las siguientes gráficas muestran los indicadores de exergía sustentable y ambientales tratados anteriormente, para las condiciones de vuelo crucero.

La Figura 5.45 muestra el comportamiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de vuelo crucero. Asimismo, muestra que la eficiencia exergética aumenta al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina y también al incrementarse la relación de presiones del compresor, debido al menor suministro de exergía del combustible; a excepción de temperaturas de entrada a la turbina menores a 1360 K, ya que ésta disminuye a altas relaciones de presiones, debido al incremento en el flujo de combustible, que es necesario para aumentar la temperatura de los gases de combustión que salen de la tobera y por ende aumentar su velocidad para alcanzar el empuje necesario. Para las condiciones de operación a vuelo crucero, es decir a una relación de presiones del compresor de 24.51 (punto A) y temperatura de entrada a la turbina de 1380 K, el motor turbofan tiene una eficiencia de 30.58%, pero ésta se puede incrementar al aumentar la relación de presiones; por ejemplo, operar a una relación de presiones de 27 (punto B), a la misma temperatura, la eficiencia se incrementa 0.72 % con respecto a las condiciones de operación.

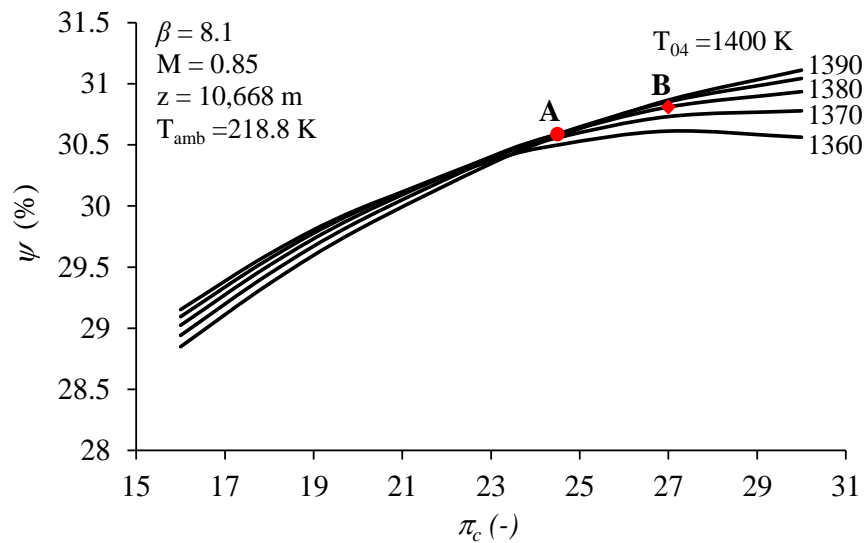


Figura 5.45. Eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 5.46 muestra el mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina. Esta figura muestra un comportamiento similar a la figura anterior ya que este factor, así como el de la eficiencia exergética, está asociado al flujo de exergía que se suministra como combustible al sistema; asimismo, muestra los dos puntos (A y B). El potencial de mejoramiento de la eficiencia exergética para las condiciones del punto A es de 48.18 %, mientras que al incrementar la relación de presiones a 27 (punto B), el mejoramiento de la eficiencia exergética es de 47.87 %.

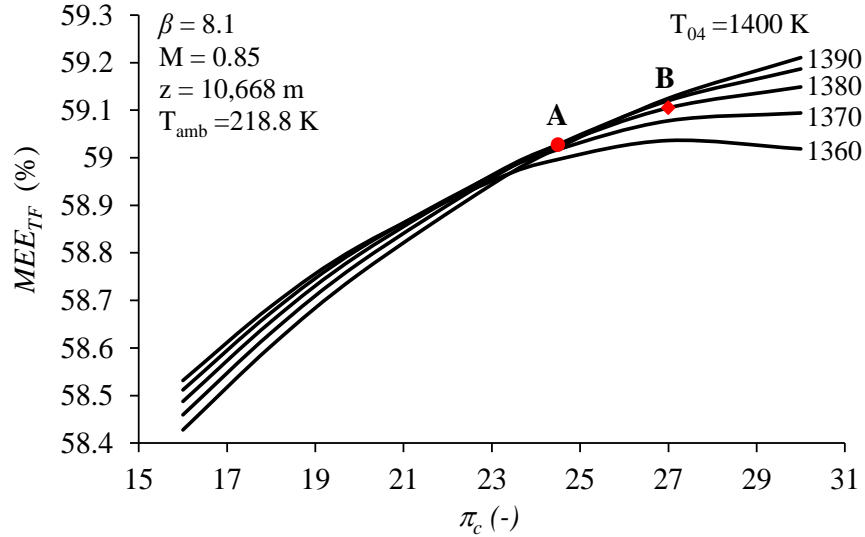


Figura 5.46. Mejoramiento de la eficiencia exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 5.47 muestra el factor de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina. Asimismo, muestra como este factor se incrementa al aumentar la temperatura de entrada a la turbina, ya que el motor es más eficiente tal, pero a temperaturas de entrada a la turbina menores a 1360 K y relaciones de presiones del compresor altas (mayores a 27) este factor disminuye, ya que la eficiencia decrece. Para las condiciones de operación a vuelo crucero, es decir, temperatura de entrada a la turbina de 1380 K y relación de presiones del compresor de 24.51, el factor de eficiencia sustentable tiene un valor de 1.44, pero se incrementa 0.32 % al incrementarse la relación de presiones hasta 27 (punto B).

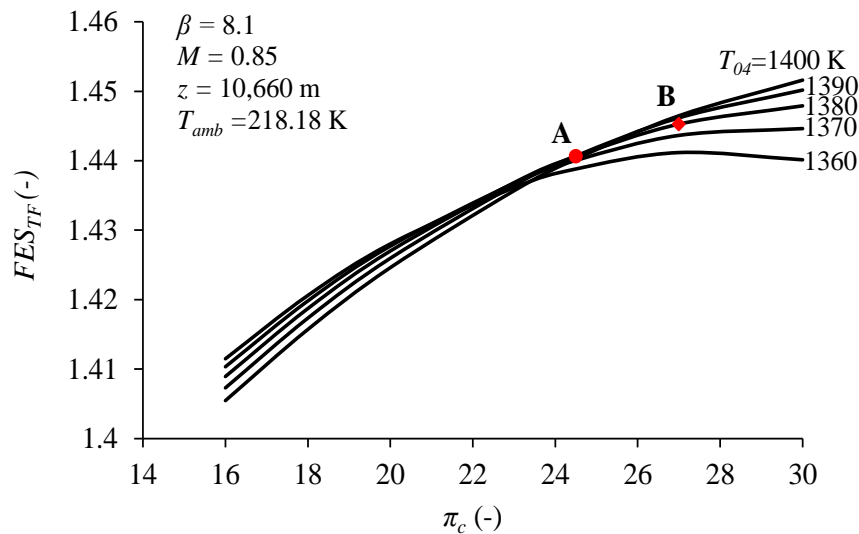


Figura 5.47. Factor de eficiencia sustentable en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 5.48 muestra el comportamiento del factor de efecto ambiental en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina. Asimismo, muestra que a relaciones de presiones del compresor mayores a 23, el factor de efectos ambientales disminuye al incrementar la temperatura de entrada a la turbina, ya que el motor es más eficiente y por ende consume menor combustible. Por ejemplo, a la relación de presiones del compresor de 24.51 (A) y a una temperatura de entrada a la turbina de 1380 K, el factor de efectos ambientales tiene un valor de 2.26, pero al incrementar la relación de presiones a 27 (punto C), el factor de efectos ambientales disminuye 1.04 % con respecto al punto A. Asimismo, se muestra que este factor se incrementa al disminuir la temperatura de entrada a la turbina, debido al incremento en el flujo de exergía que se suministra al turbofan y debido a la disminución de la eficiencia exergética del mismo.

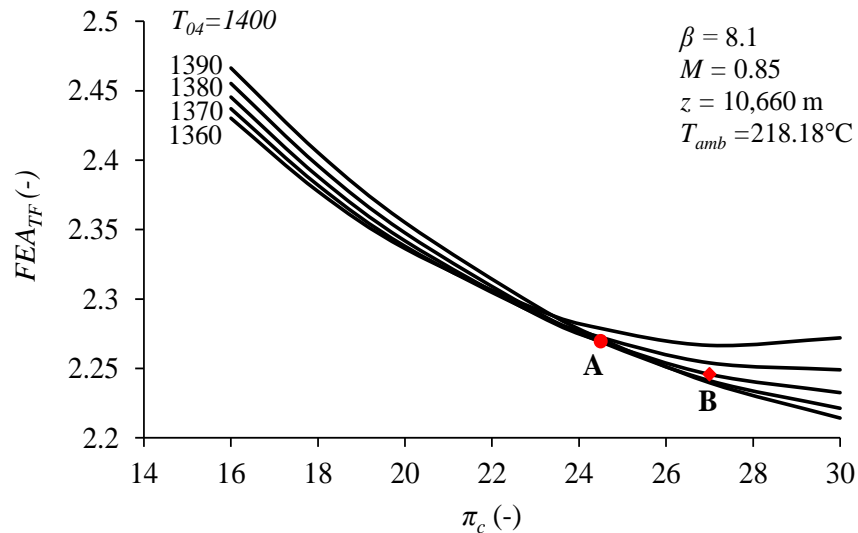


Figura 5.48. Factor de efecto ambiental en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 5.49 muestra el índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de vuelo crucero. Asimismo, muestra que este índice se incrementa al aumentar la temperatura de entrada a la turbina, debido a la disminución del factor de efecto ambiental. El índice de sustentabilidad exergética a las condiciones de vuelo crucero tiene un valor de 0.44, pero éste se incrementa al aumentar la relación de presiones del compresor; por ejemplo, si opera a una relación de presiones del compresor de 27 (punto C), el índice de sustentabilidad aumenta 1.04 % con respecto a las condiciones del punto A.

La Figura 5.50 muestra el comportamiento del factor de efectos ecológicos en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de vuelo crucero. También muestra que este factor disminuye al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina y la relación de presiones del compresor, debido al incremento en la eficiencia exergética, a excepción de la temperaturas de entrada a la turbina de 1360 K para relaciones de presiones de 23, ya que el turbofan se vuelve ineficiente por el requerimiento de más flujo exergético de combustible. El punto A, tiene un factor de efectos ecológicos de 3.26, pero disminuye 0.72 % al incrementarse la relación de presiones del compresor a 27 (punto B).

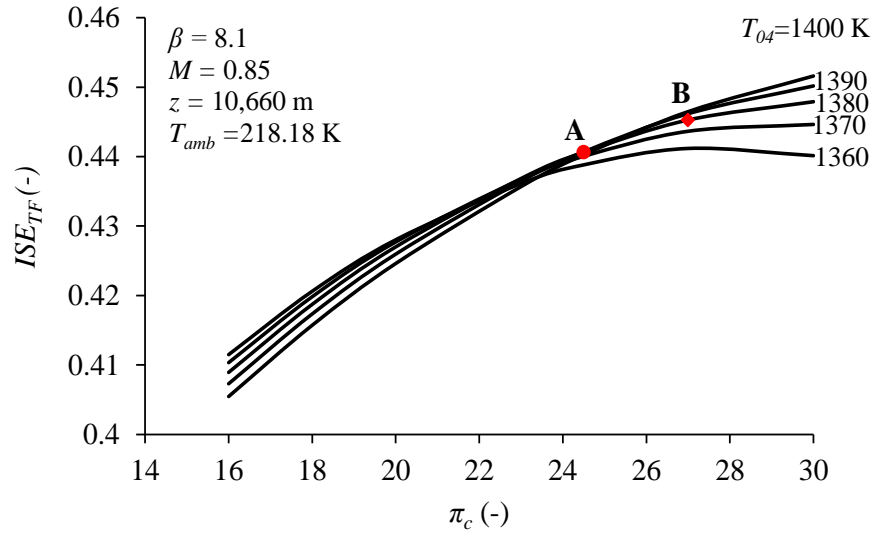


Figura 5.49. Índice de sustentabilidad exergética en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

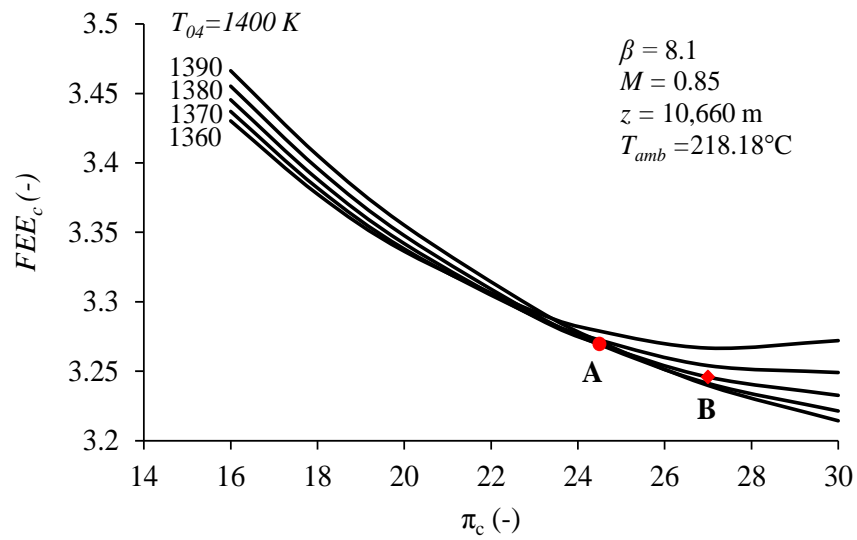


Figura 5.50. Factor de efectos ecológico en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina

Capítulo 6

Análisis exergoeconómico

6.1 La exergoeconomía

El análisis exergoeconómico es un método que combina el análisis exerético con el análisis económico. Con esta metodología se evalúan los costos de las ineficiencias o los costos individuales de los procesos (chang, 2001) y (Balli, 2008).

Los estudios termodinámicos realizados con la segunda ley de la termodinámica, permite cuantificar la cantidad de recursos naturales, que se consumen al realizar un determinado proceso, y por lo tanto, determinar cuál es su valor económico, en términos del recurso consumido es necesario (Turgut, 2009). La termoeconomía es un término propuesto por Evans y Tribus en 1962, que dio origen a una nueva disciplina en la década de los 60, enfocada al estudio en conjunto entre termodinámica y economía.

Los estudios combinados entre la primera y segunda ley de la termodinámica se pueden realizar a través de la exerjía, la cual involucra el producto generado y su entorno. Desafortunadamente, el análisis exerético es una condición necesaria pero no suficiente para detectar el origen de las pérdidas; por lo tanto es necesario hacer un análisis adicional y profundo al sistema o proceso, cuando se quiere cuantificar e identificar el origen de las pérdidas de exerjía en el proceso de producción (Leo, 2005).

En los posibles ahorros de energía en un proceso, el primer paso es localizar cada una de las irreversibilidades y relacionarlas con el efecto que tiene en el consumo del recurso. La exerjía como tal, no es lo más importante que puede contener un producto funcional, sino su costo, que es igual a la exerjía más las irreversibilidades acumuladas a lo largo del proceso, es decir

$$E^* = \dot{E} + \sum_{\text{proceso}} \dot{i} \quad (6.1)$$

E^* representa el costo exerético del producto, y es una magnitud que se expresa en términos de la exerjía y equivale a la cantidad de exerjía necesaria para obtener dicho producto.

Identificar las irreversibilidades que originan un costo de un producto, no es tan sencillo como realizar los balances exergéticos, ya que se requiere de un análisis profundo del proceso. A este análisis se le conoce como el proceso de formación de costos. El costo de producir o generar algo va ligado de la cantidad de recurso que se consume para realizar dicho objetivo. Debido a esto, la eficiencia y el costo tienen la misma base conceptual. La diferencia que tienen dichos conceptos son las unidades en las que se miden los recursos o los productos; ya que para el caso de la eficiencia las unidades se pueden expresar de diferentes formas dependiendo de la conveniencia; por el contrario, para el costo, las unidades son expresadas en cantidades monetarias, pero es posible aproximar ambos conceptos.

En cualquier proceso, es necesario la utilización de un recurso (F) para generar un producto (P). Si se analiza el recurso y el producto en términos de exergía, la eficiencia exergética es la inversa del consumo exergético del recurso, k , y esto es justamente su costo exergético, el cual se denota por k^*

$$k = \frac{1}{\psi} = \frac{F}{P} = k^* \quad (6.2)$$

Todos los procesos están ligados entre sí, ya que el recurso que se utiliza en un proceso, ha sido producto de algún otro proceso que a su vez ha consumido recursos que son productos de productos anteriores.

Una vez definido el límite de un sistema o proceso, sus componentes involucrados, el objetivo de producción y los recursos empleados, es posible definir el costo exergético de un flujo en el proceso, así como la cantidad de flujo exergético que entra al sistema como recurso, que es necesario para producir dicho flujo. El valor del costo exergético no es un número absoluto, sino que depende de los límites de los sistemas y de la ineficiencia de los subsistemas que componen al caso de estudio.

De acuerdo a la teoría económica, la contabilidad de costos tiene la función de recopilar, medir y organizar la información sobre el valor económico de las cosas. Los costos implican pérdidas de recursos, por lo cual se trata de optimizar los costos de sus productos o servicios. En el caso de la contabilidad de costos energéticos, el problema radica en proporcionar un método racional para la asignación de los costos de los productos, en términos de los recursos naturales y su impacto en el medio ambiente.

Para construir una teoría de costos exergéticos es necesario definir tres condiciones básicas (Valero, 1994):

- Los límites del sistema y los costos de los recursos de entrada al sistema son siempre relativos al sistema de estudio. Entonces es necesario conocer la información de los costos o precios de los recursos energéticos y económicos del sistema de estudio.
- Definir el nivel de agregación del sistema es importante, ya que proporciona un desglose de la irreversibilidad total de un sistema.
- Conocer la eficiencia de cada componente, ya que este parámetro es un indicador de la calidad del mismo, al igual que de las irreversibilidades. La eficiencia y la irreversibilidad deben estar relacionadas entre sí y con el resto de las variables económicas que les afectan.

6.2 Estructura productiva

Todos los sistemas térmicos tienen un propósito definido, que es obtener una serie de productos, éstos se obtienen mediante el consumo de un conjunto de recursos. Para el caso del motor aéreo turbofan GE 90-115B, su propósito es generar el empuje necesario para mover a la aeronave, para esto es necesario utilizar un combustible, ya sea queroseno o gas avión.

Un sistema térmico es un conjunto de equipos y flujos de exergía que están interrelacionados a partir de una estructura física. Cada componente del sistema tiene un propósito productivo bien definido, y que contribuyen a alcanzar el propósito final del sistema de estudio. Para definir el propósito de cada equipo, es necesario indicar qué flujo de exergía o conjunto de flujos constituye el producto de cada equipo (P), cuáles son los recursos o combustibles consumidos (F) y finalmente, el flujo exergético perdido o residuo (R), es decir, el flujo que abandona el sistema sin ser utilizado.

Para definir el recurso y el producto, $F-P$, de cada componente del sistema, se debe cumplir ciertas condiciones:

- Todos los flujos de exergía que entran o salen de un componente o equipo, deben estar presentes una y sólo una vez, ya sea como recurso, producto o residuo.
- Cada flujo o combinación de flujos que conforma al recurso, producto o residuo debe tener un valor exergético mayor o igual a cero.
- El balance de exergía de cada componente o equipo se debe poder escribir como $I = F - P - R > 0$.

Los tipos de residuos son los siguientes

- Pérdida: Este tipo se asocia a una corriente energética que no tiene utilidad y no afecta a los alrededores del sistema de estudio, de tal manera que su costo exergético es igual a cero.
- Residuo: Esta corriente energética no tiene utilidad; sin embargo, causa daño al sistema o a sus alrededores, en este caso, el costo exergético del residuo se imputa a los recursos de los componentes o equipos que lo generan.
- Subproducto: Es una corriente energética que no es el objeto de producción del sistema; sin embargo, se puede aprovechar para obtener otros productos.

El propósito productivo de cada componente del turbofan se muestra a continuación.

- Difusor

El objetivo del difusor es disminuir la velocidad del aire y aumentar la presión y temperatura de éste; entonces, el recurso del difusor es la exergía cinética del aire que entra al equipo y el producto viene dado por la corriente de exergía que sale del equipo, en la Figura 6.1 se muestra el recurso-producto del difusor.

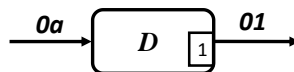


Figura 6.1. Propósito productivo del difusor

- Fan

El objetivo del fan (Figura 6.2) es aumentar la exergía mediante un aumento de presión y temperatura de la corriente que ingresa al equipo para posteriormente ser suministrada al compresor y la tobera del fan. Para cumplir dicho objetivo, el fan necesita utilizar la potencia generada por la turbina de baja presión.



Figura 6.2. Propósito productivo del fan

- Compresor

El propósito del compresor es aumentar la presión del flujo de aire que entra a la cámara de combustión; sin embargo el compresor necesita utilizar la potencia generada por la turbina de alta presión.

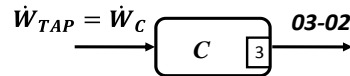


Figura 6.3. Propósito productivo del compresor

- Cámara de combustión

El objetivo de la cámara de combustión es aumentar la exergía de aire que sale del compresor, mediante un aumento de temperatura generado por la combustión de la mezcla del aire y el combustible, es decir la diferencia entre la exergía de los gases de combustión y el aire que sale del compresor. El recurso que necesita para generar este objetivo es la exergía del combustible que utiliza, en este caso queroseno o gas avión.

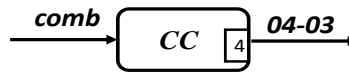


Figura 6.4. Propósito productivo de la cámara de combustión

- Turbina de alta presión y turbina de baja presión

El objetivo de la turbina de alta presión y baja presión es generar potencia mediante la expansión de los gases de combustión en éstas. El recurso necesario para generar la potencia es la diferencia de la exergía de gases de combustión que entran y salen de este equipo



Figura 6.5. Propósito productivo de la TAP



Figura 6.6. Propósito productivo de la TBP

- Difusor y tobera del fan

El objetivo de la tobera y la tobera del fan es convertir la energía de presión en energía cinética; y el recurso de estos dispositivos es la exergía de los gases de combustión que salen de la turbina de baja presión para el difusor; y para la tobera del fan es la exergía del aire a la salida del fan. El producto de cada equipo es la exergía cinética que se utiliza para generar parte del empuje necesario para mover a la aeronave.

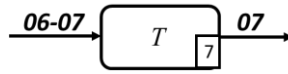


Figura 6.7. Propósito productivo de la tobera



Figura 6.8. Propósito productivo de la tobera del fan

La estructura física de un sistema más la definición del propósito productivo de cada componente da lugar a la estructura productiva de un sistema térmico, que es la pieza clave de un análisis termoeconómico, sobre la que se sustenta la teoría del costo exergético.

La estructura productiva del turbofan GE 90-115B se muestra en la Figura 6.9. Para este sistema productivo los flujos externos que entran son los del aire y del combustible, $0a$ y $comb$, y las corrientes exergéticas 07 y 08 son las que generan el objetivo del sistema, es decir, el empuje del motor.

El proceso productivo inicia cuando el combustible, $comb$, ingresa a la cámara de combustión CC , que tiene como producto el incremento del flujo de exergía del aire mediante la combustión de un combustible, $04-03$. Los productos de la turbina de alta presión, TAP , turbina de baja presión, TBP , y de la tobera, T , son respectivamente: la potencia suministrada al compresor, $\dot{W}_{TAP} = \dot{W}_C$, la potencia entregada al FAN , $\dot{W}_{TBP} = \dot{W}_{FAN}$, y el flujo de exergía utilizado para generar parte del empuje para mover a la aeronave, 07 .

El difusor produce la corriente exergética 01 , mediante el recurso exergético $0a$, el producto del difusor se une con el producto del FAN , $(02+02') - 01$, para ser recurso del $T-FAN$, que genera como producto el flujo de exergía 08 , y por otro lado juntarse con el producto de la cámara de combustión y ser recurso de la TAP , TBP y T .

Los flujos de exergía 07 y 08 son los que generan el empuje necesario para mover a la aeronave. Por otra parte, el flujo exergético 7 y 8 son los residuos generados por el sistema.

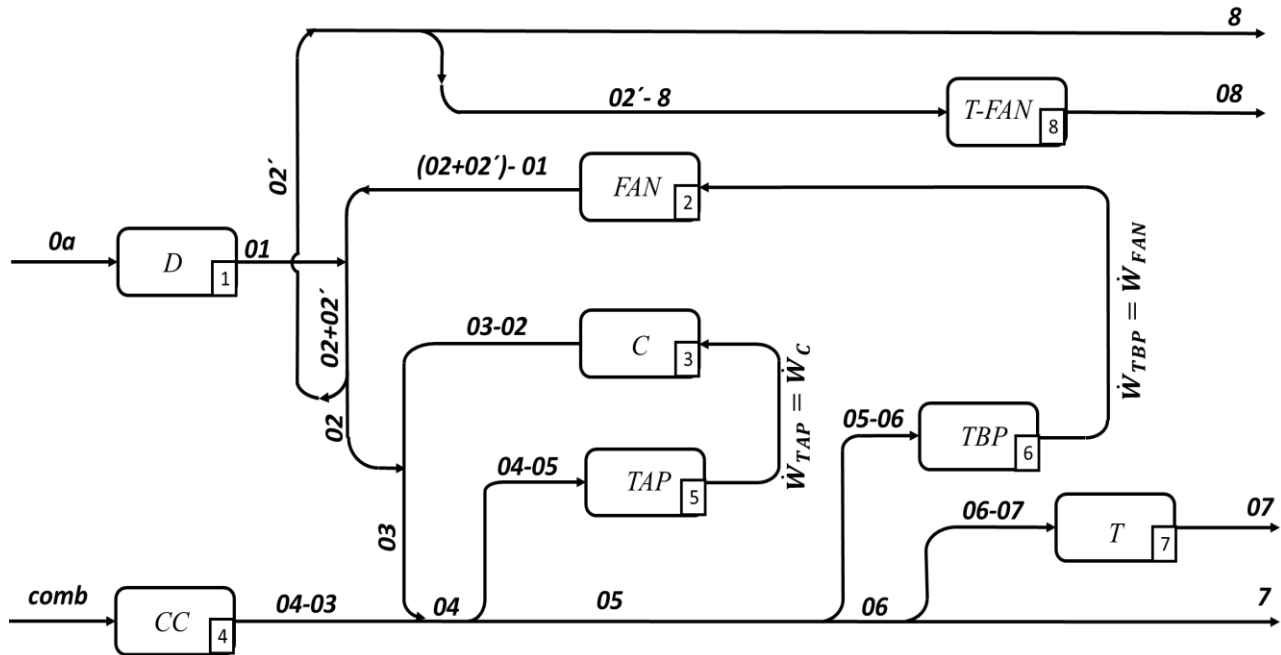


Figura 6.9. Estructura productiva del turbofan

6.3 Reglas de asignación de costos exergéticos

El costo para obtener cualquier producto, en términos de exergía, debe ser igual a la exergía de los recursos consumidos.

El costo exergético de una corriente o un flujo es una propiedad emergente, es decir, no existe como una propiedad termodinámica aislada, ya que siempre se encuentra ligada a un proceso de producción. Por tal motivo, se debe determinar el costo no del flujo aislado, sino del conjunto de flujos internos y externos.

Dado un sistema cuyos límites, nivel de agregación y propósito han sido definidos, se denomina costo exergético de un flujo, E^* ; recurso, R ; o producto, P , a una magnitud medida en términos de energía que cumple con los puntos 1-3 (proposiciones), los cuales son los siguientes.

- **P1:** En ausencia de asignación externa, el costo exergético del recurso global o total del sistema de estudio es igual a su flujo de exergía

$$E_i^* = \dot{E}_i \quad (6.3)$$

- **P2:** Para cada componente del sistema de estudio su costo exergético de su recurso es igual al costo exergético de su producto

$$E_i^* = P_i^* \quad (6.4)$$

- **P3:** Si el componente del sistema tiene uno o más productos, el costo exergético unitario de cada uno de los productos son iguales, es decir

$$k_1^* = k_2^* = k_3^*$$

Los costos exergéticos unitarios de un flujo, se denotan por k^*

6.4 Determinación de los costos exergéticos

De acuerdo con las proposiciones mencionadas anteriormente, se determinan los costos exergéticos de cada una de las componentes del sistema incluyendo al entorno, mediante la resolución simultánea del conjunto de ecuaciones mostradas a continuación

- Difusor

$$E_a^* = \dot{E}_a \quad (6.5)$$

$$E_a^* = E_{01}^* \quad (6.6)$$

- Fan

$$E_{WTBP}^* = (E_{02}^* - E_{02'}^*) - E_{01}^* \quad (6.7)$$

- Compresor

$$E_{WTAP}^* = (E_{03}^* - E_{02}^*) \quad (6.8)$$

- Cámara de combustión

$$E_{comb}^* = \dot{E}_{comb} \quad (6.9)$$

$$E_{comb}^* = E_{04}^* - E_{03}^* \quad (6.10)$$

- Turbina de alta presión

$$E_{04}^* - E_{05}^* = E_{WTAP}^* \quad (6.11)$$

- Turbina de baja presión

$$E_{05}^* - E_{06}^* = E_{WTBP}^* \quad (6.12)$$

- Tobera

$$E_{06}^* - E_{07}^* = E_{07}^* \quad (6.13)$$

- Fan tobera

$$E_{02'}^* - E_8^* = E_{08}^* \quad (6.14)$$

- Proposición 3

$$k_{04-05}^* = k_{05}^* \quad (6.15)$$

$$k_{05-06}^* = k_{06}^* \quad (6.16)$$

$$k_{06-7}^* = k_7^* \quad (6.17)$$

$$k_{02'-8}^* = k_8^* \quad (6.18)$$

$$k_{02}^* = k_{02'}^* \quad (6.19)$$

Para determinar los costos exergéticos se genera la siguiente matriz cuadrada, que se utiliza como uno de los métodos de soluciones de ecuaciones, para obtener los costos exergéticos de cada componente

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -\frac{\dot{E}_{04}}{\dot{E}_{05}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -\frac{\dot{E}_{05}}{\dot{E}_{06}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -\frac{\dot{E}_{06}}{\dot{E}_{07}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{\dot{E}_{02'}}{\dot{E}_8} & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -\beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_{0a}^* \\ E_f^* \\ E_{01}^* \\ E_{02}^* \\ E_{03}^* \\ E_{04}^* \\ E_{05}^* \\ E_{06}^* \\ E_{07}^* \\ E_{08}^* \\ E_7^* \\ E_8^* \\ E_{WTAP}^* \\ E_{WTBP}^* \\ E_{02'}^* \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{E}_{0a} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dot{E}_{comb} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

A continuación, se muestran los resultados de los costos exergético de cada corriente para la operación de despegue y vuelo crucero del turbofan GE 90-115B

La Figura 6.10 muestra los costos exergéticos del recurso, F ; producto, P ; y residuo, R , para el turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue. El recurso del turbofan, como se muestra en la estructura productiva viene dado por la corriente $0a$ y la corriente del combustible, las cuales muestran el mayor costo exergético del sistema con un valor de 260.06 MW. El producto del turbofan es la generación del empuje, el cual se obtiene mediante la expulsión de los gases de escape, corriente 07 y 08, dichas corrientes

que conforman el producto generan un costo exergético con un valor de 174.06 MW. Por otra parte, el residuo del sistema es generado por el contenido exergético de las corrientes 7 y 8, que no fueron aprovechadas por el sistema y tienen un costo exergético de 85.99 MW

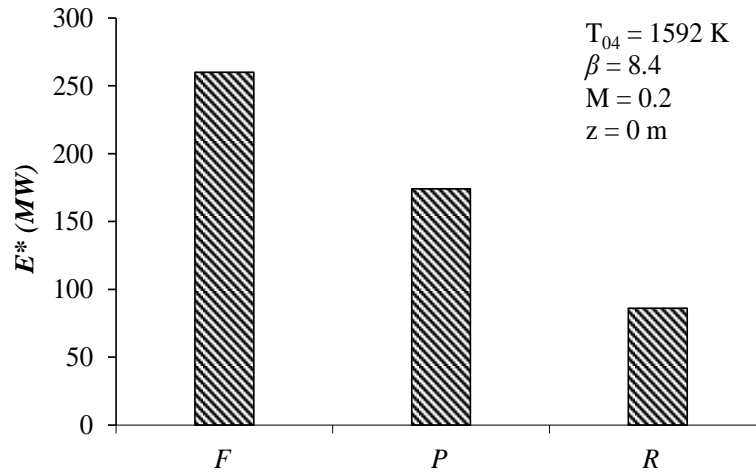


Figura 6.10. Costos exergético del turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue

A continuación, se muestra un estudio paramétrico de los costos exergético de la generación del producto del sistema

La Figura 6.11 muestra el comportamiento del costo exergético del recurso del turbofan en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente, para las condiciones de despegue. También muestra que al incrementarse la relación de presiones del compresor, el costo exergético del recurso que ingresa al motor disminuye a excepción de temperaturas mayores a 25 °C y altas relaciones de presiones, debido al incremento en el consumo de combustible para generar el empuje a esta condición de operación; por otra parte, también muestra que a una relación de presiones dada, al aumentar la temperatura ambiente genera una disminución del costo exergético del recurso que ingresa al turbofan a excepción de la temperatura y relaciones de presiones mencionadas anteriormente. Por ejemplo, para una temperatura ambiente de 15 °C, un incremento de la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27, el costo exergético del recurso disminuye 1.26 %; y para la relación de presiones del compresor de 25.3, al aumentar la temperatura ambiente de 15 °C a 20 °C, los costos exergéticos del recurso disminuyen 0.43 %.

La Figura 6.12 muestra el costo exergético del recurso en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina, para las condiciones de despegue; también muestra que a una temperatura de entrada a la turbina dada, los costos exergéticos del recurso disminuyen al incrementarse la relación de presiones del compresor, ya que no es necesario suministrar mayor exergía, debido a que el compresor incrementa la exergía del aire que entra a la cámara de combustión; además, para una relación de presiones dada, el costo exergético del recurso se comporta de la misma manera al disminuir la temperatura de entrada a la turbina. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el costo exergético del recurso disminuye 1.26 %; y para la relación de presiones 25.3, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K se tiene una disminución del costo exergético de 0.92 %.

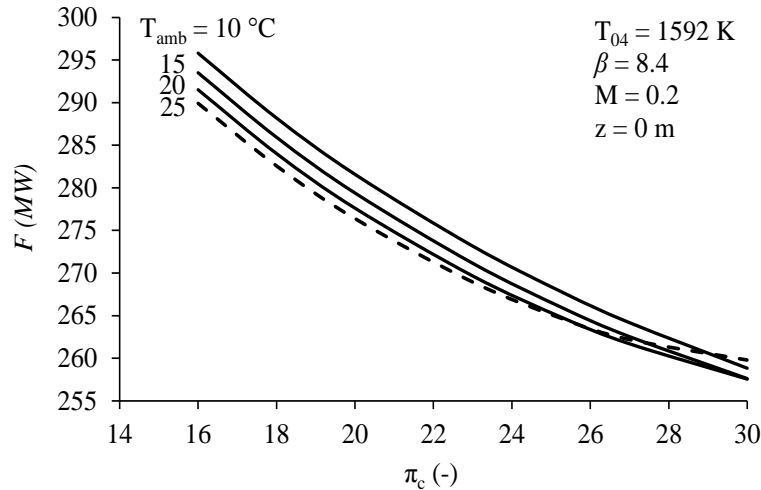


Figura 6.11. Costo exergético del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

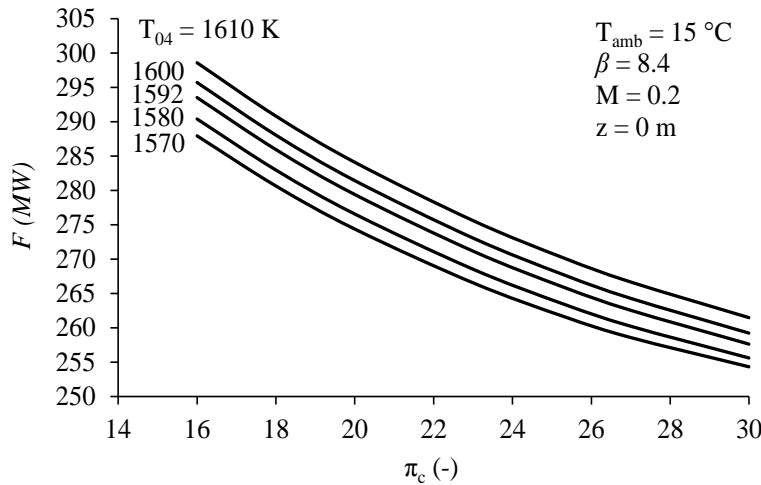


Figura 6.12. Costo exergético del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

La Figura 6.13 muestra el comportamiento del costo exergético del producto en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambiente a las condiciones de despegue. También muestra que a una temperatura dada, al incrementar la relación de presiones del compresor hay una disminución del costo exergético del producto del turbofan; y para una relación de presiones del compresor dada, el costo exergético del producto disminuye, al incrementar la temperatura ambiente; a excepción de relaciones de presiones del compresor mayores a 26 y temperaturas mayores a 25 °C, ya que a partir de estas condiciones, el costo exergético del producto del turbofan se incrementa debido al aumento en el suministro de recurso (combustible), tal y como se muestra en la **¡Error! No se encuentra el origen de a referencia..** Al aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 para una temperatura ambiente de 15°C, se tiene una disminución del costo exergético del producto de 0.54 %; y para una relación de presiones de 25.3, al incrementar la temperatura ambiente de 15 °C a 20 °C, el costo exergético del producto disminuye 0.35 %.

La Figura 6.14 muestra el costo exergético del producto en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue; también muestra que a una temperatura de entrada a la turbina dada, el costo exergético del producto disminuye al incrementarse la relación de presiones del compresor; y para una relación de presiones dada, el costo exergético del producto se comporta de la misma manera que al disminuir la temperatura de entrada a la turbina, debido al menor recurso suministrado al turbofan. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el costo exergético del producto disminuyen 0.53 %; y para la relación de presiones de 25.3, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K se tiene una disminución del costo exergético del producto de 0.75 %.

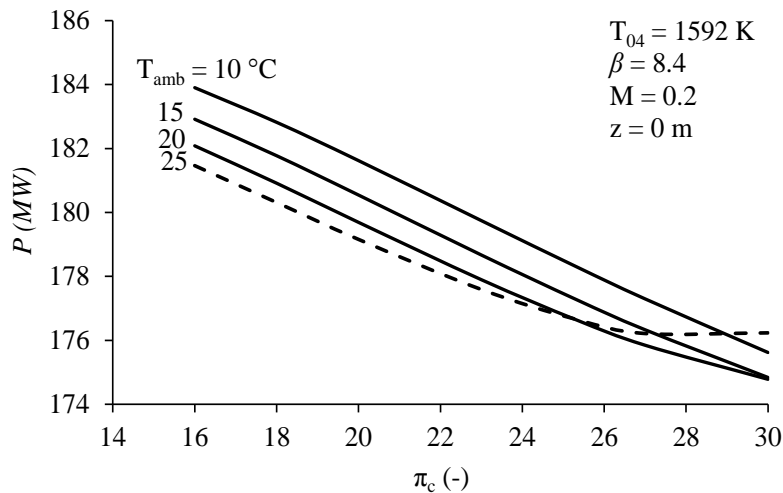


Figura 6.13. Costo exergético del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

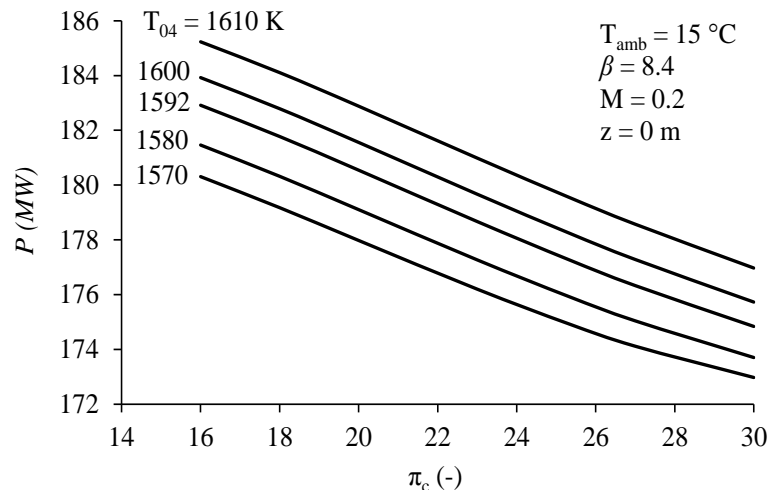


Figura 6.14. Costo exergético del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

La Figura 6.15 muestra el comportamiento del costo exergético del residuo que genera el turbofan en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambientales a las condiciones de despegue. Asimismo, muestra que el residuo disminuye al incrementar la relación de presiones del compresor a una temperatura ambiente constante; el mismo comportamiento se tiene al incrementar la temperatura para una relación de presiones del compresor dada, a excepción de relaciones de presiones mayores a 25 y temperaturas ambiente mayores a 25 °C, debido al incremento en el suministros de recurso a esas relaciones de presiones y temperaturas ambiente para alcanzar el empuje necesario, tal y como se muestra en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** Para una temperatura ambiente onstante de 15 °C y un incremento de la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27, el costo exergético del residuo disminuye 2.71 %; y para una relación de presiones del compresor de 25.3, al aumentar la temperatura ambiente 15 °C a 20 °C hay una disminución de los costos exergéticos del residuo de 0.58 %.

La Figura 6.16 muestra el costo exergético del residuo en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a las condiciones de despegue. Asimismo, muestra una disminución del costo exergético del residuo al incrementar la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada, ya que el suministro de exergía al motor es menor. Al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27, el costo exergético del residuo disminuye 2.71 %; y al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K el costo exergético disminuye 1.25 %.

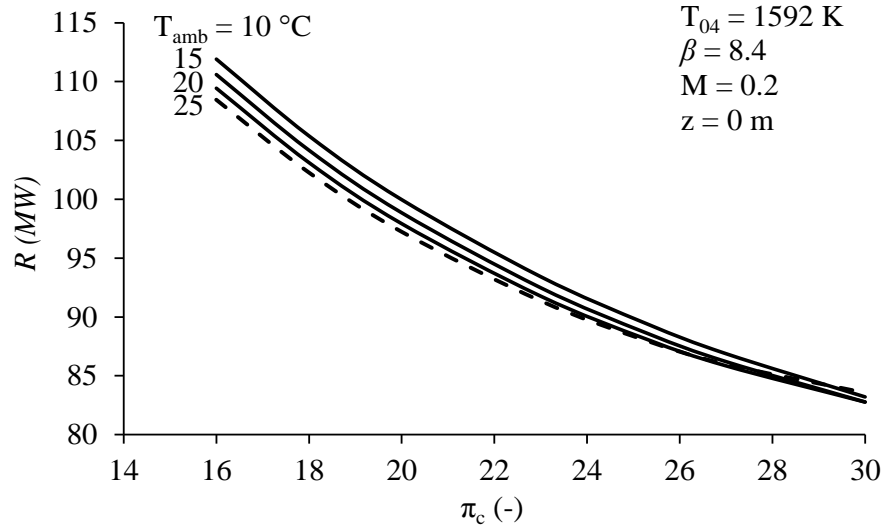


Figura 6.15. Costo exergético del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

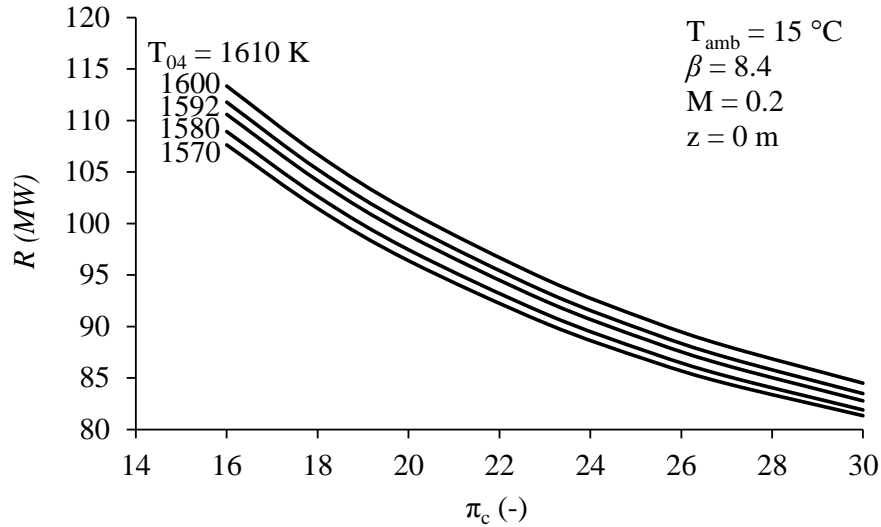


Figura 6.16. Costo exergético del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

Las figuras que se muestran a continuación, representan los costos del recurso, producto y residuo del turbofan GE 90-115B, los cuales son necesarios para la generación de empuje a condiciones de despegue.

La Figura 6.17 muestra el costo del recurso, producto y residuo del turbofan GE 90-115B para las condiciones de despegue. También muestra que el costo del recurso es el mayor en comparación con la del producto y residuo (33.06 % y 66.93 %, respectivamente). Los costos exergético del recurso, producto y residuo son dependientes del tiempo, por lo tanto estos se incrementan. De acuerdo a la Tabla 3.1, el despegue del avión tiene una duración de 1 min; entonces, el costo del recurso es de 2.52 \$/min; mientras que el producto y residuo es de 1.6 \$/min y 0.83 \$/min respectivamente.

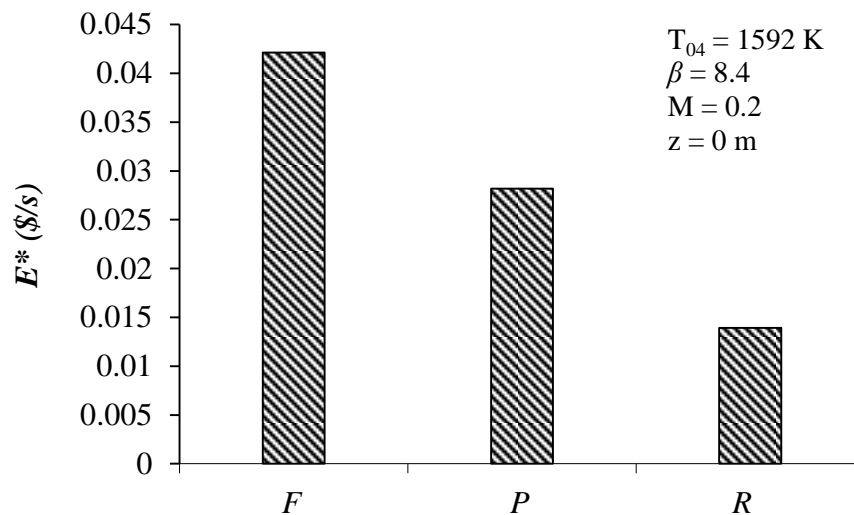


Figura 6.17. Costos por unidad de tiempo del turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue

La Figura 6.18 muestra el comportamiento del costo del recurso a diferentes relaciones de presiones y temperaturas ambiente a la condiciones de despegue. Asimismo, muestra que los costos del recurso disminuyen al incrementar la relación de presiones del compresor para una temperatura ambiente dada, este mismo comportamiento se muestra al incrementar la temperatura ambiente a una relación de presiones del compresor dada, a excepción de temperaturas ambiente mayores a 25 °C y altas relaciones de presiones (mayores a 25), debido al incremento en el consumo de combustible para generar el empuje a esta condición de operación. Por ejemplo, para una temperatura ambiente de 15 °C, un incremento de la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27, el costo del recurso disminuye 1.26 %; y para la relación de presiones del compresor de 25.3, al aumentar la temperatura ambiente de 15 °C a 20 °C, el costo del recurso disminuye 0.43 %.

La Figura 6.19 muestra el costo del recurso en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina, a las condiciones de despegue. El comportamiento de esta figura es el mismo que el mostrado en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el costo del recurso disminuye 1.26 %; y para la relación de presiones de 25.3, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K se tiene una disminución del costo del recuso del turbofan GE 90-115B de 0.92 %.

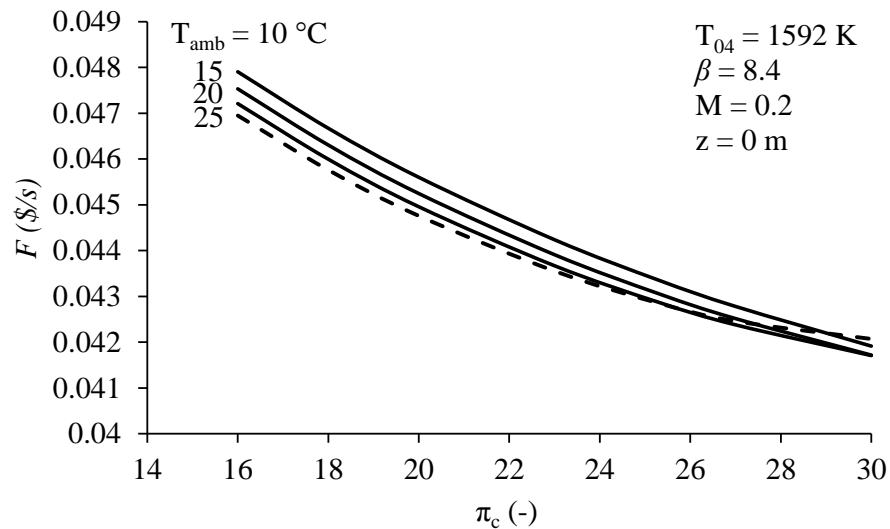


Figura 6.18. Costo del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

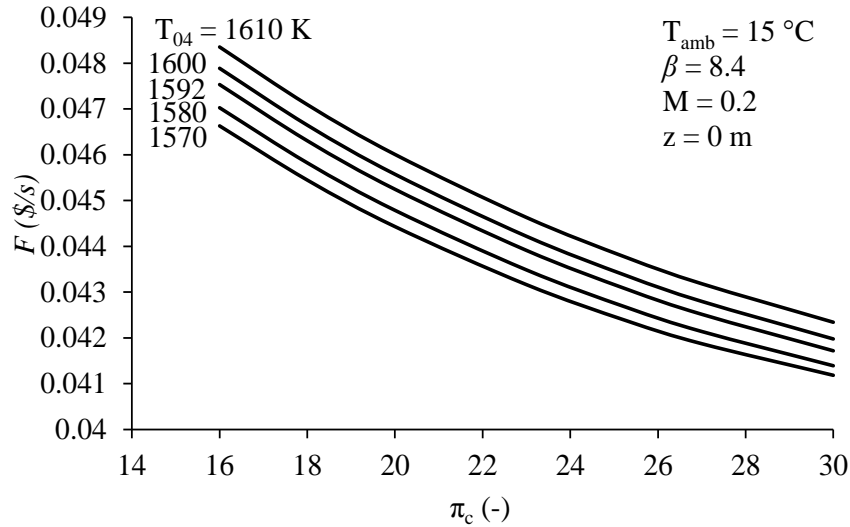


Figura 6.19. Costo del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

La Figura 6.20 muestra el comportamiento del costo del producto en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambientales a condiciones de despegue. También muestra que a una temperatura dada, al incrementar la relación de presiones del compresor hay una disminución del costo del producto del turbofan; y para una relación de presiones del compresor dada, el costo del producto disminuye al incrementar la temperatura ambiente, a excepción de relaciones de presiones del compresor mayores a 26 y temperaturas mayores a 25 °C, ya que a partir de estas condiciones, los gases de combustión, que ayudan a generar el empuje del motor, salen con mayor contenido exergético ocasionados por el mayor suministro de recurso. Al aumentar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 para una temperatura ambiental de 15 °C se tiene una disminución del costo del producto de 0.54 %; y para una relación de presiones de 25.3, al incrementar la temperatura ambiente de 15 °C a 20 °C, el costo del producto disminuye 0.35 %.

La Figura 6.21 muestra el costo del producto en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue; también muestra que a una temperatura de entrada a la turbina dada, el costo del producto disminuye al incrementarse la relación de presiones del compresor; y para una relación de presiones dada, el costo exergético del producto se comporta de la misma manera que al disminuir la temperatura de entrada a la turbina, debido al menor suministro de recurso al turbofan. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 para una temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, el costo del producto disminuye 0.53 %; y para la relación de presiones de 25.3, al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K se tiene una disminución del costo del producto de 0.75 %.

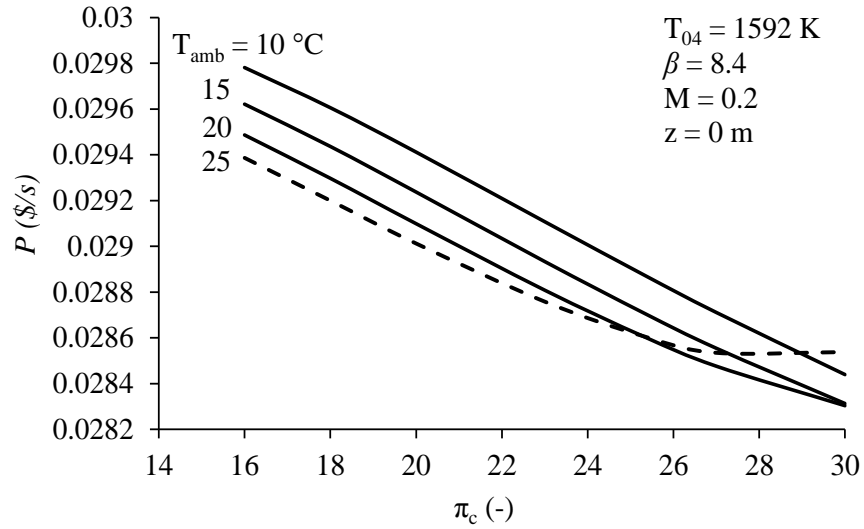


Figura 6.20. Costo del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

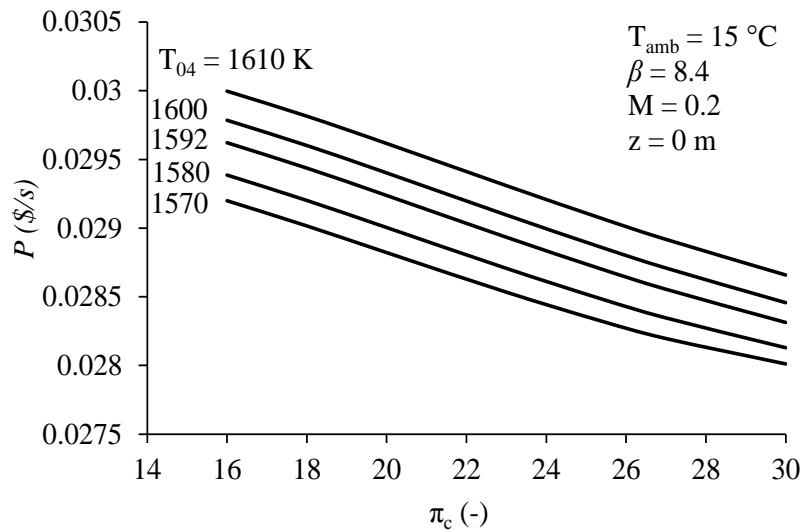


Figura 6.21. Costo del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

La Figura 6.22 muestra el comportamiento del costo del residuo que genera el turbofan en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas ambientales a condiciones de despegue. Asimismo, muestra que el residuo disminuye al incrementarse la relación de presiones del compresor a una temperatura ambiente dada; el mismo comportamiento se tiene al incrementar la temperatura para una relación de presiones del compresor dada, a excepción de relaciones de presiones mayores a 25 y temperaturas ambiente mayores a 25 °C, ya que empieza a aumentar, debido a que los gases de combustión que emite el motor salen con mayor exergía, por el mayor suministros de recurso (combustible) al motor. Para una temperatura ambiental constante de 15 °C y un incremento de la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27, el costo del residuo disminuye 2.71 %; y para una relación de presiones del

compresor de 25.3, al aumentar la temperatura ambiente de 15 °C a 20 °C hay una disminución de los costos del residuo de 0.58 %.

La Figura 6.23 muestra el costo del residuo en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue. Asimismo, muestra una disminución del costo del residuo al incrementar la relación de presiones del compresor y la temperatura de entrada a la turbina, ya que el suministro de recurso al motor es menor. Al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27, el costo del residuo disminuye 2.71 %; y al disminuir la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1580 K el costo disminuye 1.25 %.

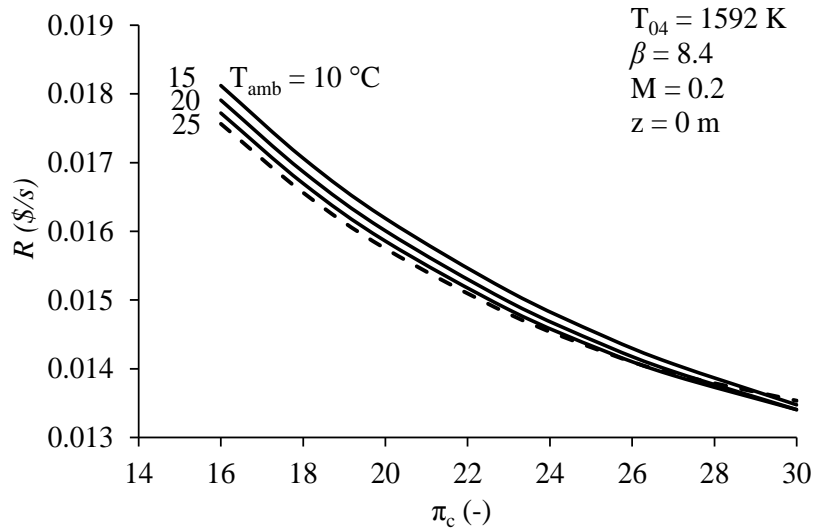


Figura 6.22. Costo del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

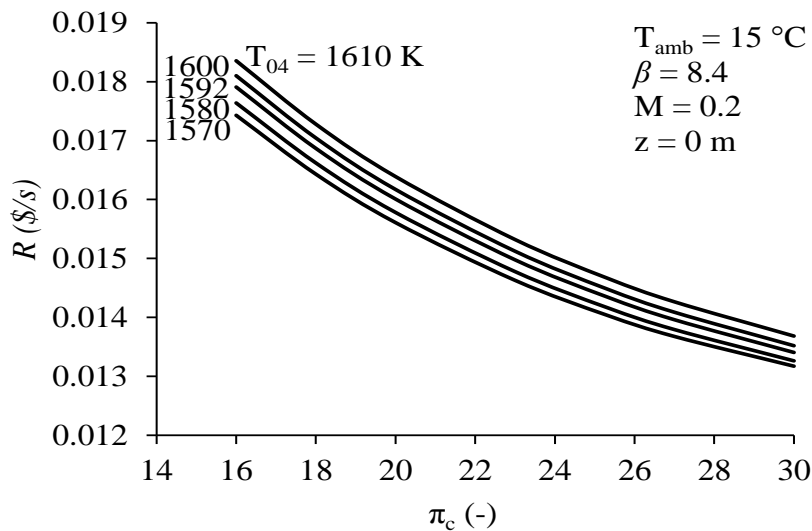


Figura 6.23. Costo del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas ambiente

6.5 Costos exergéticos a condiciones de vuelo crucero

Los resultados que se muestran a continuación representan los costos del recurso, producto y residuo del turbofan GE 90-115B, necesarios para la generación de empuje a diferentes relaciones de presiones del compresor, temperaturas ambiente y temperaturas de entrada a la turbina, para las condiciones de despegue.

La Figura 6.24 muestra el costo por unidad de tiempo del recurso, producto y residuo del turbofan GE 90-115B a condiciones de vuelo crucero. El recurso, producto y residuo a las condiciones de vuelo crucero tiene un costo de 8.49, 6.76 y 1.73 \$/s, respectivamente. Como ya se mencionó anteriormente, el avión permanece el mayor tiempo de su operación en esta fase; de acuerdo a la Tabla 3.1, el avión permanece en esta fase de vuelo por 34 min, genera un costo del recurso, producto y residuo de 17,332.25 \$/h, 13,802.07 \$/h y 3,530.17 \$/h.

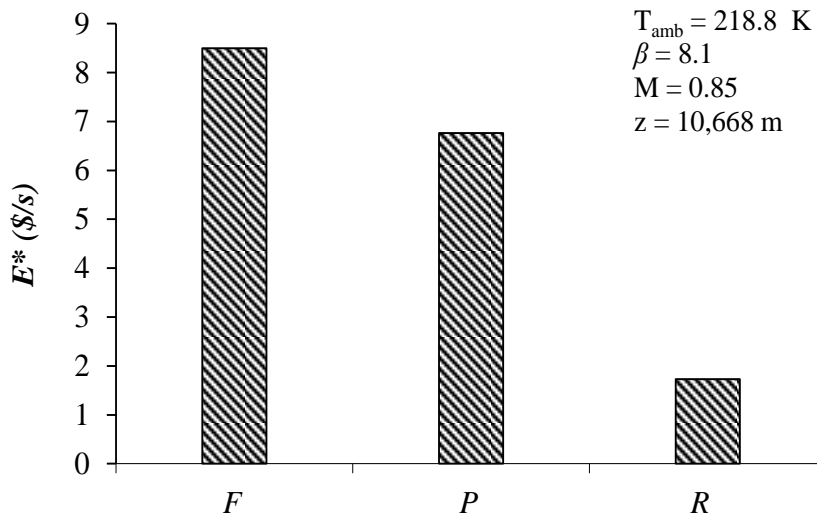


Figura 6.24. Costos por unidad de tiempo del turbofan GE 90-115B a condiciones de vuelo crucero

La Figura 6.25 muestra el costo por unidad de tiempo del recurso en función de la relación de presiones del compresor y de las temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de vuelo crucero. Asimismo, muestra que al incrementarse la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada, el costo del recurso disminuye; pero éste aumenta al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina para una relación de presiones del compresor dada, debido al incremento en el suministro de combustible. Por ejemplo, a la temperatura de entrada a la turbina de 1380 K, al incrementar la relación de presiones del compresor de 24.51 (punto A) a 27 (punto B), el costo del recurso disminuye 1.60 %; y al aumentar la temperatura de entrada de 1380 K a 1390 K (punto C) a la relación de presiones del compresor de 24.51, el costo del recurso se incrementa 0.73 %.

La Figura 6.26 muestra el costo por unidad de tiempo del producto en función de la relación de presiones del compresor a diferentes temperaturas de entrada a la turbina. Asimismo, muestra que al incrementar la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada, el costo del producto disminuye, ya que los gases de combustión salen con menor contenido exergético, debido al

menor suministro de combustible; pero los costos del producto aumentan al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina para una relación de presiones del compresor dada, debido al incremento en el suministro de combustible. También, muestra que al aumentar la relación de presiones del compresor de 24.51 a 27 (punto A y B, respectivamente) a una temperatura de entrada a la turbina de 1380 K, se tiene una disminución en el costo del producto de 0.81 %; y para una relación de presiones del compresor de 24.51, y un aumento de la temperatura de entrada a la turbina de 1380 K a 1390 K (punto C), se tiene un incremento del costo del producto de 0.54 %.

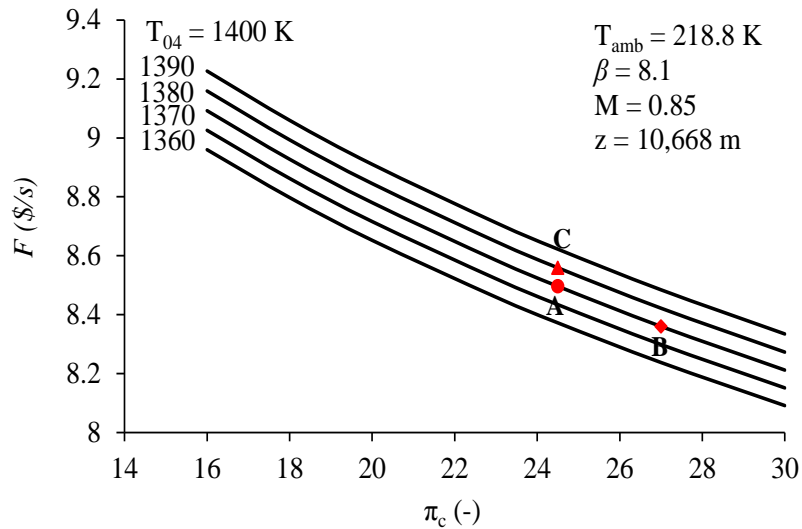


Figura 6.25. Costo del recurso del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas de entrada a la turbina

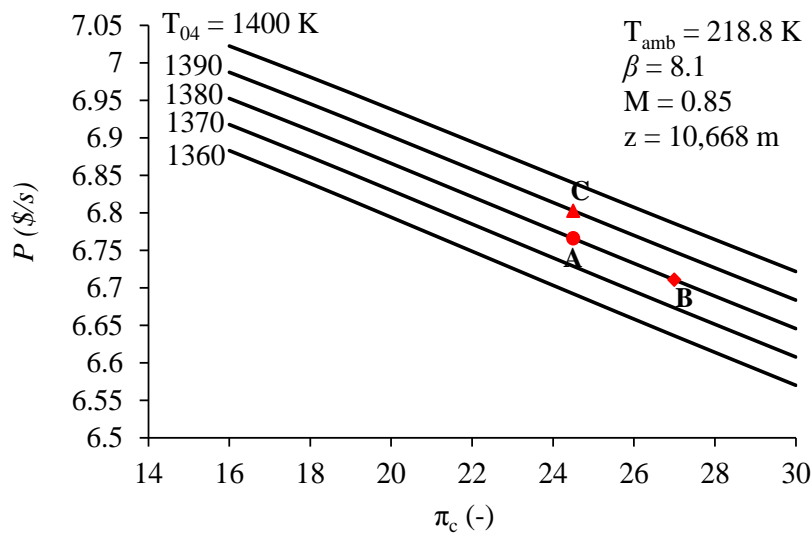


Figura 6.26. Costo del producto del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 6.27 muestra el costo por unidad de tiempo del residuo en función de la relación de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina para condiciones de vuelo crucero. Asimismo, muestra que al incrementar la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada, el costo del residuo disminuye, ya que los gases de combustión salen con menor contenido exergético debido al menor suministro de combustible; pero los costos del residuo aumentan al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina para una relación de presiones del compresor dada, debido al incremento en el suministro de combustible. Por ejemplo, a la temperatura de entrada a la turbina de 1380 K, al incrementar la relación de presiones del compresor de 24.51 (punto A) a 27 (punto B), el costo del residuo disminuye 4.69 %; y al aumentar la temperatura de entrada de 1380 K a 1390 K (punto C) a la relación de presiones del compresor de 24.51, el costo del residuo se incrementa 1.46 %.

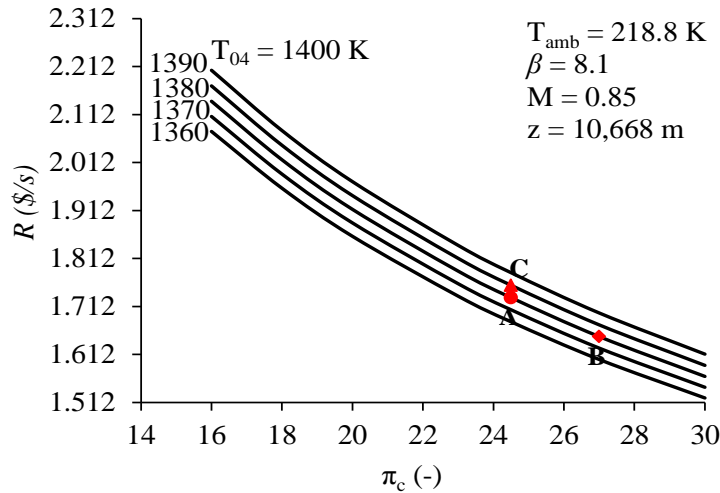


Figura 6.27. Costo del residuo del turbofan GE 90-115B en función de la relación de presiones del compresor para diferentes temperaturas de entrada a la turbina

Capítulo 7

Análisis Ambiental

En la actualidad, la aviación tiene un impacto significativo en el medio ambiente y por ende una contribución al calentamiento global, debido a su crecimiento gradual, lo cual ha sido comprobado por el panel intergubernamental del cambio climático (IPCC).

Debido a lo anterior, el sector aéreo ha centrado sus estudios en el desarrollo de aviones más ecológicos, para disminuir los problemas relacionados con el medio ambiente, donde uno de sus principales objetivos es incrementar la relación de presiones total (RPT) con un menor consumo específico de combustible (CEC), para disminuir el calentamiento global.

Aunque se afirma que el forzamiento radiactivo, que es el cambio en el flujo de energía radiactiva hacia la superficie de la Tierra medido en el borde superior de la troposfera, es la forma correcta de medir los efectos de emisiones antropogénicas; existen otros parámetros de medición, tal como el potencial de calentamiento global, éste se utiliza con mayor frecuencia en los estudios de ingeniería. El potencial de calentamiento global es un parámetro importante que se obtiene mediante el índice de emisiones de la especie contaminante y de algunos coeficientes que ya se han estudiado (Klug, 1996).

De acuerdo con la definición del potencial de calentamiento global de un contaminante en particular, éste se puede escribir como (Whellens, 2002)

$$GWP_T = CEC \sum_i (EI_i \cdot GWP_i) \quad (7.1)$$

donde el subíndice i representa la especie a estudiar.

Aunque otros contaminantes relacionados con la aviación tienen contribución al calentamiento global, solo el CO₂, CO y NO_x se consideran en este estudio.

7.1 Potencial de calentamiento global a condiciones de despegue

A continuación se muestra el potencial de calentamiento global para los gases contaminantes mencionados anteriormente a diferentes temperaturas ambiente y temperaturas de entrada a la turbina.

En la Figura 7.1 se muestra el potencial de calentamiento global del CO en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente para condiciones de despegue; también muestra una disminución del potencial de calentamiento global del CO conforme disminuye la temperatura ambiente para una relación de presiones del compresor dada, debido a la disminución del consumo específico de combustible. Por otra parte, para una temperatura ambiente dada, el potencial de calentamiento global del CO disminuye al aumentar la relación de presiones del compresor, debido a la disminución del indicador ambiental para el CO, al aumentar la relación de presiones del compresor. Por ejemplo, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B respectivamente), para una temperatura ambiente de 15°C, el potencial de calentamiento global del CO disminuye 7.43 %; y para la relación de presiones del compresor de 25.3 y un incremento en la temperatura ambiente de 15 °C a 20 °C (punto C) hay un incremento del 1.38 %.

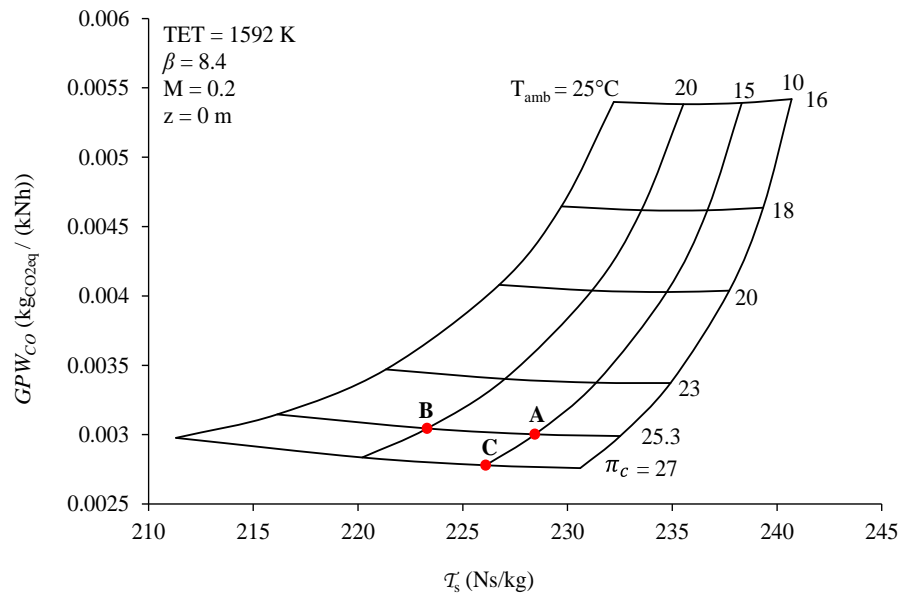


Figura 7.1. Potencial de calentamiento global del CO en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente

En la Figura 7.2 se muestra el potencial de calentamiento global del CO en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue. También muestra que el potencial de calentamiento global del CO disminuye al aumentar la temperatura de entrada a la turbina para una relación de presiones dada, debido a la disminución del consumo específico de combustible; lo mismo ocurre cuando se incrementa la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada. Para la temperatura de entrada de la turbina de 1592 K, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), el potencial de calentamiento global del CO, disminuye 7.43 %; y para la relación de

presiones del compresor de 25.3, al incrementar la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1600 K (punto C), se tiene una disminución del potencial de calentamiento global del CO de 1.71 %.

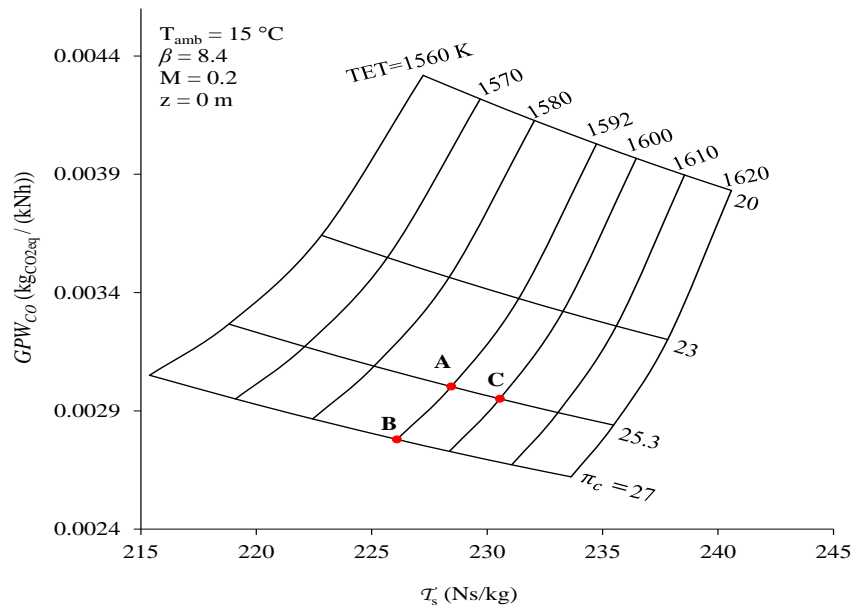


Figura 7.2. Potencial de calentamiento global del CO en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 7.3 muestra el potencial de calentamiento global de los NO_x en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambientales a condiciones de despegue. También muestra que disminuye el potencial de calentamiento global de los NO_x al disminuir la temperatura ambiente a una relación de presiones del compresor dada, debido a la disminución de la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión; mientras que, al aumentar la relación de presiones del compresor a una temperatura ambiente dada se tiene un comportamiento inverso, ya que la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión se incrementa por el aumento en la relación de presiones. Por ejemplo, un incremento en la temperatura ambiental de 15 °C a 20°C (punto A y B, respectivamente), para la relación de presiones del compresor de 25.3 se tiene un incremento en el potencial de calentamiento global de 3.50 %; y para la temperatura ambiental de 15 °C un incremento de la relación de presiones del compresor, de 25.3 a 27 (punto C), se tiene un aumento del potencial de calentamiento global de 14.43 %.

La Figura 7.4 muestra el comportamiento del calentamiento global de los NO_x en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue. La figura muestra un aumento del potencial de calentamiento global de los NO_x al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina para una relación de presiones del compresor dada. El mismo comportamiento ocurre al incrementarse la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada. Por ejemplo, al incrementarse la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K a 1600 K (punto A y B, respectivamente), para una relación de presiones del compresor de 25.3, se tiene un incremento del potencial del calentamiento global de los NO_x de 0.91 %. Mientras que, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto C), para una temperatura

de entra a la turbina de 1592 K, se tiene un incremento del potencial de calentamiento global de los NO_x de 12.43 %.

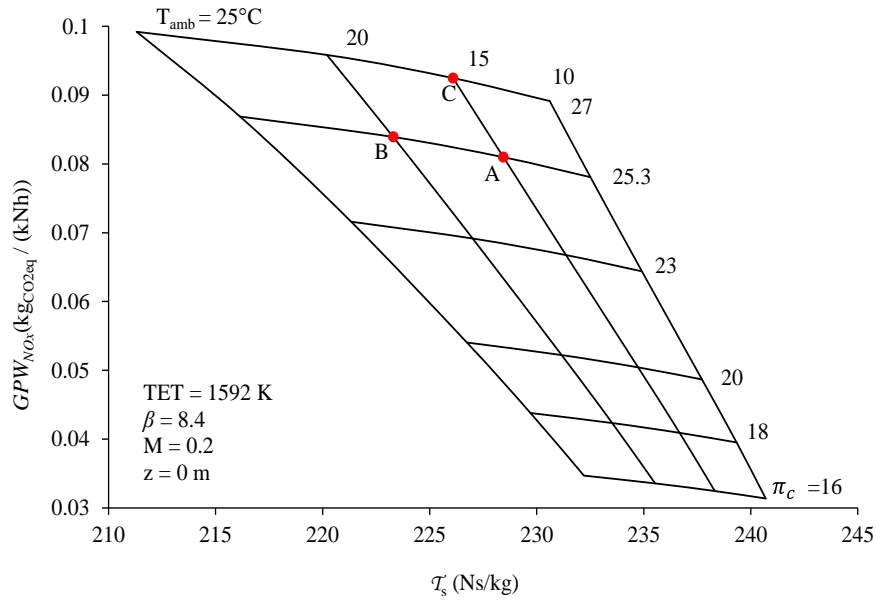


Figura 7.3. Potencial de calentamiento global de los NO_x en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente

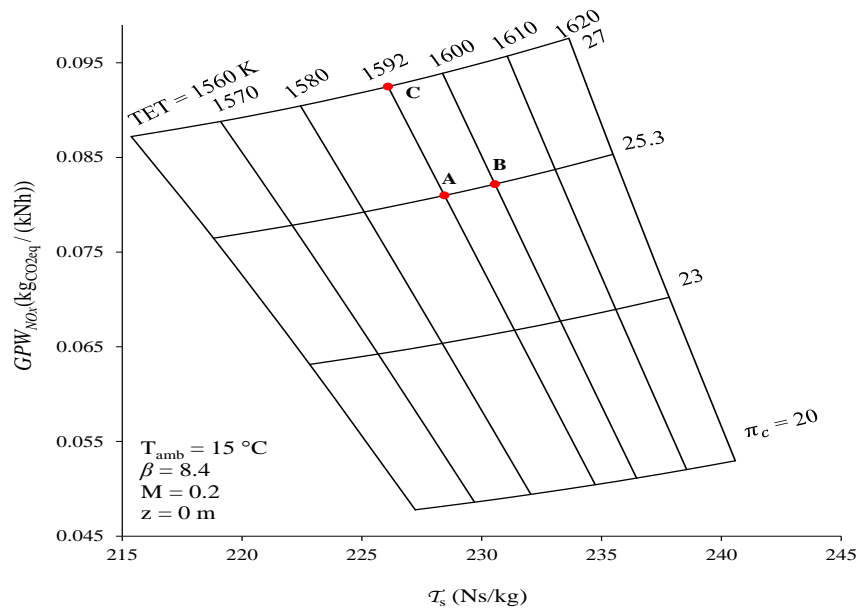


Figura 7.4. Potencial de calentamiento global de los NO_x en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 7.5 muestra el potencial de calentamiento global del dióxido de carbono en función del empuje específico a diferentes temperaturas ambientales y relación de presiones del compresor a condiciones de despegue; también muestra que el potencial de calentamiento global del dióxido de

carbono aumenta al disminuir la temperatura ambiente a una relación de presiones del compresor dada, debido a la disminución del CO y C₁₂H₂₃; mientras que al incrementarse la relación de presiones del compresor a una temperatura ambiente dada, se tiene una disminución del potencial de calentamiento global del dióxido de carbono, debido a la disminución del consumo específico de combustible en el motor. Si el turbofan GE 90-115B operara a una temperatura ambiente de 15 °C (punto A) y ésta aumenta a 20 °C (punto B), a la relación de presiones de 25.3, el potencial de calentamiento global del CO₂ aumentaría en 0.37 %; y al incrementarse la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto C) a una temperatura ambiente de 15 °C, se tiene una disminución de 1.030 %.

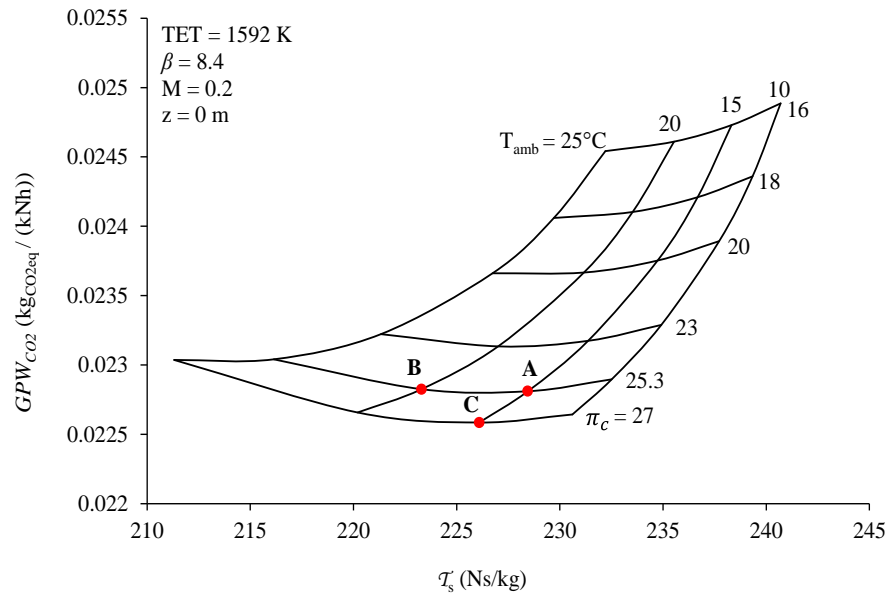


Figura 7.5. Potencial de calentamiento global del CO₂ en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente

La Figura 7.6 muestra el potencial de calentamiento global de dióxido de carbono en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue. Asimismo, muestra que al incrementar la temperatura de entrada a la turbina a una relación de presiones del compresor dada, se tiene un incremento del potencial de calentamiento global del CO₂, debido al incremento en el consumo específico de combustible; mientras que, a una temperatura de entrada a la turbina dada, el potencial de calentamiento global disminuye si se incrementa la relación de presiones del compresor, ya que el consumo específico de combustible disminuye. Por ejemplo, si se incrementa la temperatura de entrada a la turbina del turbofan GE 90-115B de 1592 K a 1600 K (punto A y B, respectivamente) a la relación de presiones del compresor de 25.3, se tiene un incremento del potencial de calentamiento global del dióxido de carbono de 0.60 %; y para la temperatura de entrada a la turbina de 1592 K, al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto C) se tiene una disminución del potencial del calentamiento global del 0.99 %.

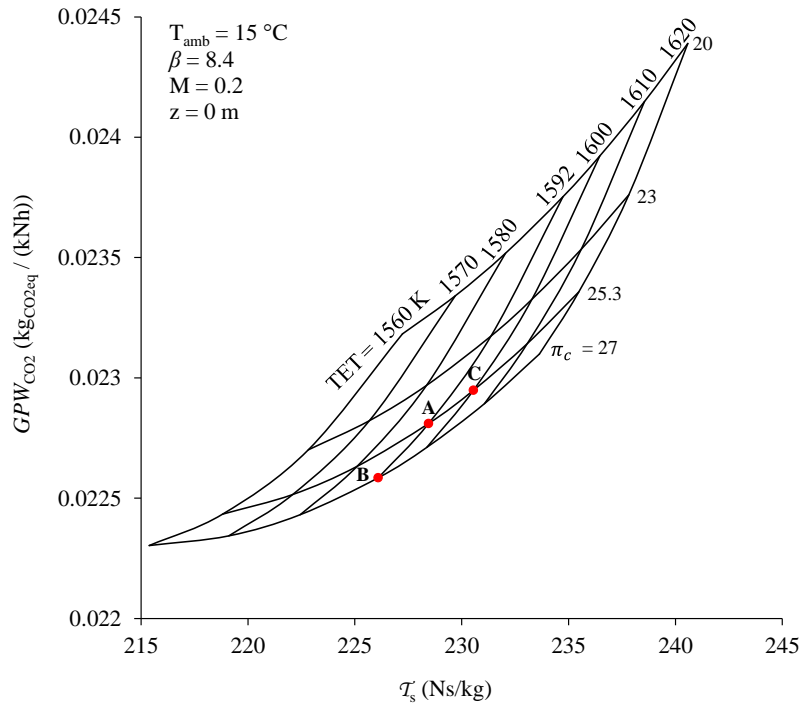


Figura 7.6. Potencial de calentamiento global de CO₂ en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 7.7 muestra el potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente para la condición de despegue, también muestra una disminución del potencial de calentamiento global total conforme disminuye la temperatura ambiente para una relación de presiones del compresor dada. Por otra parte, para una temperatura ambiente dada, el potencial de calentamiento global total aumenta al aumentar la relación de presiones del compresor. Por ejemplo, al incrementarse la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto A y B, respectivamente), para una temperatura ambiente de 15 °C se tiene un incremento del potencial de calentamiento global total de 9.37 %; y para la relación de presiones del compresor de 25.3, el potencial de calentamiento global total se incrementa 2.73 % si la temperatura ambiente se incrementa de 15°C a 20°C (punto C).

La Figura 7.8 muestra el potencial de calentamiento global total en función del empuje específico para a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina a condiciones de despegue. Asimismo, la figura muestra que el potencial de calentamiento global total se incrementa cuando la temperatura de entrada a la turbina disminuye a una relación de presiones del compresor dada, caso similar ocurre cuando se incrementa la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada. En un caso particular en donde se incrementa la temperatura de entra a la turbina del turbofan GE 90-115B de 1592 K a 1600 K (punto A y B, respectivamente) a la relación de presiones de 25.3, se genera un incremento en el potencial de calentamiento global total de 1.19 %. Al incrementar la relación de presiones del compresor de 25.3 a 27 (punto C) a la temperatura de entrada de la turbina de diseño, se tiene un incremento en el potencial de calentamiento global total de 9.37 %.

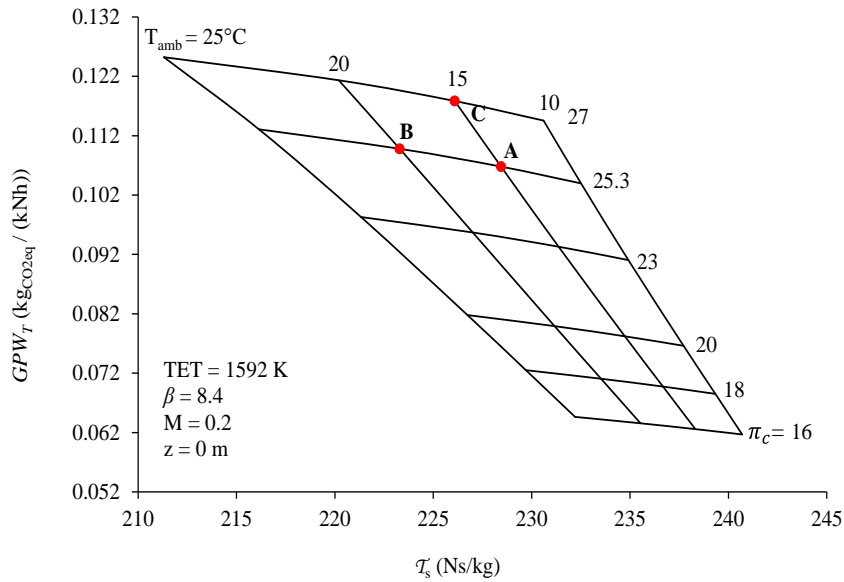


Figura 7.7. Potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas ambiente

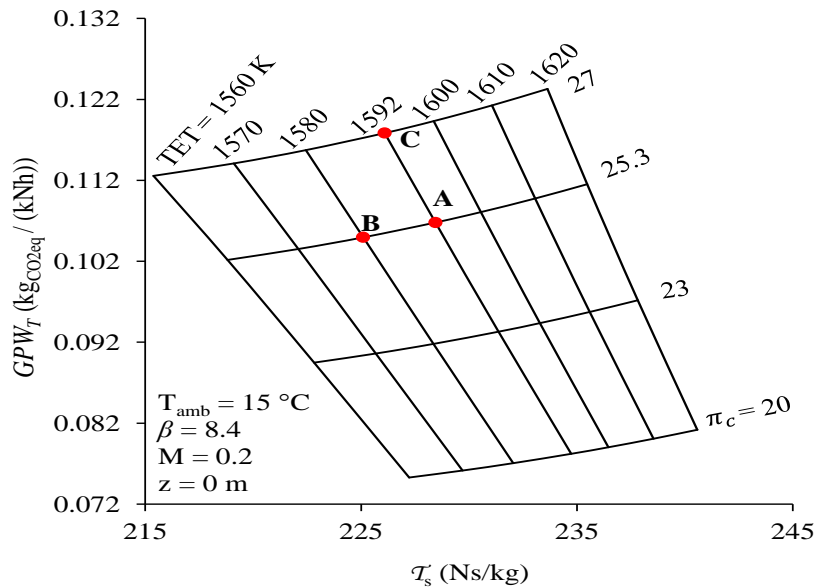


Figura 7.8. Potencial de calentamiento global en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina

La Figura 7.9 muestra el potencial de calentamiento total en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y razones de bypass a condiciones de despegue. Asimismo, muestra una disminución en el potencial de calentamiento global al incrementar la razón de bypass; mientras que para una razón de bypass dada, el potencial de calentamiento global disminuye conforme disminuye la relación de presiones del compresor. Por ejemplo, al incrementar la razón de bypass de 8.4 a 8.6 (punto A

y B, respectivamente), genera un incremento del potencial de calentamiento global total de 1.75 % a la relación de presiones del compresor constante de 25.3; y al disminuir la relación de presiones del compresor de 25.3 a 23 (punto C), el potencial de calentamiento global disminuye 12.22 % a la razón de bypass de 8.4

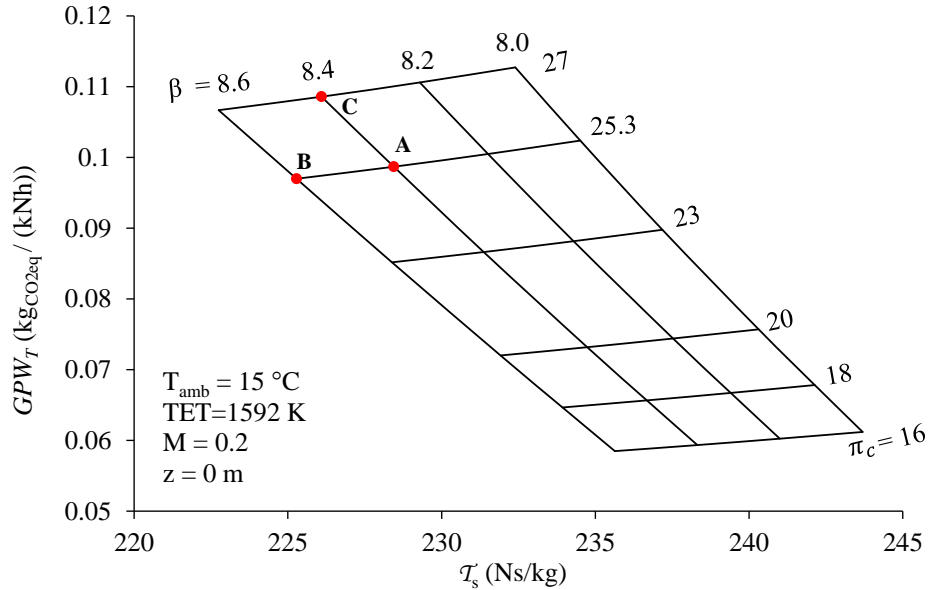


Figura 7.9. Potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y razones de bypass

7.2 Potencial de calentamiento global a condiciones de vuelo crucero

La Figura 7.10 muestra el potencial de calentamiento global en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y temperaturas de entrada a la turbina para condiciones de vuelo crucero. Asimismo, muestra que a medida que aumenta la temperatura de entrada a la turbina, para una relación de presiones del compresor dada, el potencial de calentamiento global se incrementa. Lo mismo ocurre al aumentar la relación de presiones del compresor a una temperatura de entrada a la turbina dada. Para las condiciones de la temperatura de entrada a la turbina para vuelo crucero, es decir a 1380 K, al incrementar la relación de presiones del compresor de 24.51 a 27 (punto A y B, respectivamente), se tiene un incremento del potencial de calentamiento global de 11.13 %; mientras que para una relación de presiones del compresor constante de 24.51, al incrementar la temperatura de entrada de la turbina de 1380 K a 1390 K (punto C), hay un aumento del potencial de calentamiento global de 0.94 %.

La Figura 7.11 muestra el potencial de calentamiento global en función del empuje específico a diferentes relaciones de presiones del compresor y razones de bypass a condiciones de vuelo crucero. Asimismo, muestra que al disminuir la relación de bypass, el potencial de calentamiento global aumenta para una relación de presiones dada; el mismo comportamiento ocurre al incrementarse la relación de presiones del compresor a una razón de bypass constante. Para disminuir el potencial de calentamiento

global, es necesario incrementar la razón de bypass del motor turbofan GE 90-115B, por ejemplo de 8.1 a 8.0 a la relación de presiones del compresor de 24.51, disminuye 0.70 %. Por otra parte, si se incrementa la relación de presiones del compresor de 24.51 a 27 a una razón de bypass de 8.1 se tiene un incremento del potencial de calentamiento global de 11.13 %.

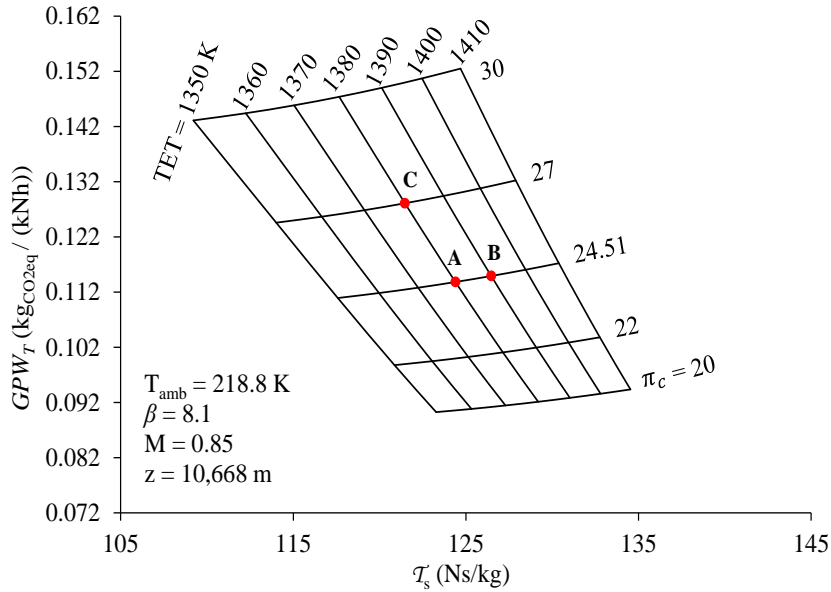


Figura 7.10. Potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes temperaturas de entrada a la turbina y relaciones de presiones del compresor

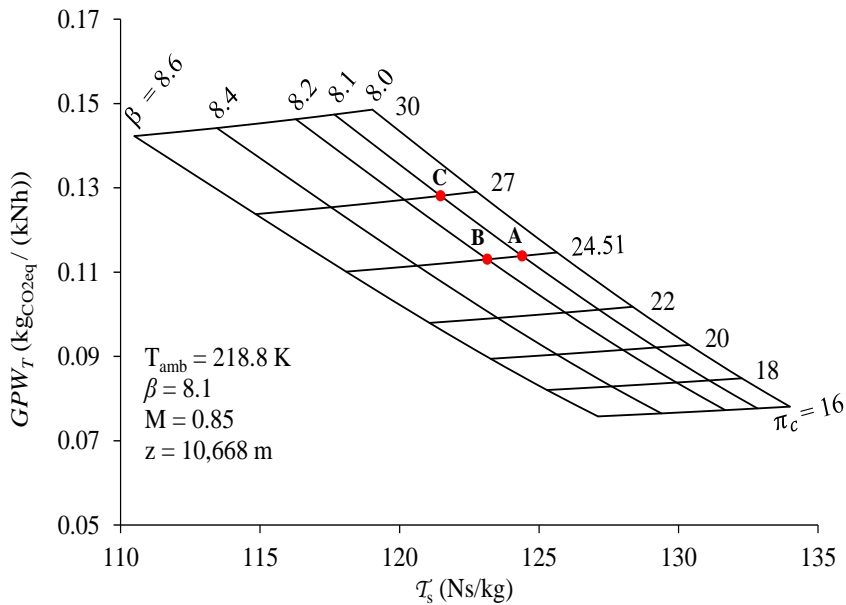


Figura 7.11. Potencial de calentamiento global total en función del empuje específico a diferentes razones de bypass y relaciones de presiones del compresor.

Capítulo 8

Conclusiones

En este trabajo se presenta la formulación integral del análisis exergo-ambiental aplicado al motor aéreo de tipo turbofan GE 90-115B para las condiciones de despegue y vuelo crucero. El análisis exergo-ambiental permite realizar el estudio del desempeño de un sistema térmico en función del análisis exergético y ambiental, que en conjunto con el análisis económico muestra un panorama más completo del desempeño del sistema térmico.

Como el sector aéreo es un contribuidor en la generación de gases de efecto invernadero (principalmente CO_2 y NO_x), debido al consumo de combustibles fósiles, la aplicación de este tipo de estudios es necesario para la estimación de puntos de operación, en los cuales el consumo de energía y la generación de gases contaminantes sea menor, sin comprometer el empuje del motor.

El turbofan GE 90-115B opera a diferentes condiciones (ambientales o de diseño) dependiendo de la fase de vuelo. Para condiciones de despegue, la relación de presiones del compresor y la temperatura de entrada a la turbina son de 25.3 y 1,580 K, respectivamente para generar un empuje de 510 kN. A condiciones de vuelo crucero (el turbofan GE 90-115B) opera con una la relación de presiones del compresor de 24.51 y una temperatura de entrada a la turbina de 1,380 K para un empuje de 69.2 kN.

A las condiciones de despegue, a una temperatura ambiente de 15 °C, la estimación de los gases de efecto invernadero del turbofan GE 90-115B fueron de: 18.32 ($\text{g}/\text{kg}_{\text{comb}}$) de NO_x , 22.94 ($\text{g}/\text{kg}_{\text{comb}}$) de CO y 11.38 ($\text{g}/\text{kg}_{\text{comb}}$) de $\text{C}_{12}\text{H}_{23}$, con un potencial de calentamiento global de 0.106 ($\text{kg}_{\text{CO}_2\text{eq}}/(\text{kNh})$), teniendo un consumo específico de combustible y empuje específico de 0.044 ($\text{kg}/(\text{Nh})$) y 228.445 (Ns/kg), respectivamente. A esta condición de vuelo, la eficiencia total del sistema es de 12.94 %. Esta baja eficiencia en el motor a esta condición de vuelo, de acuerdo al análisis exergético, se debe a las irreversibilidades generadas por el sistema, donde los que mayor contribuyen son la cámara de combustión y los gases de combustión, los cuales representan el 11.05 % y 13.27 % de la exergía total que se suministra al sistema. Asimismo el costo de la energía suministrada, la generación de empuje y el residuo (gases de combustión), son de 0.043, 0.028 y 0.014 ($\$/s$), respectivamente.

De acuerdo con los estudios enfocados a mejorar el desempeño de los sistemas térmicos, en particular las turbinas de gas, uno de los parámetros importantes a modificar para disminuir el consumo de energía y por ende la generación de los gases de efecto invernadero, es el incremento de la relación de presiones del compresor; por lo cual, incrementar la relación de presiones del compresor a 27, las irreversibilidades generadas en la cámara de combustión y los gases de escape son de 10.30 % y 12.66 %, respectivamente, es decir, son menores a las generadas con la relación de presiones de operación a condiciones de despegue. Bajo estas condiciones, el consumo específico de combustible disminuye en 2.67 % y la eficiencia total se incrementa en 2.67 %, mientras que el empuje específico se ve comprometido, ya que disminuye en 3.04 %, asimismo, el potencial de calentamiento global se incrementa en 23.51 %.

De acuerdo a lo anterior, energéticamente hablando, incrementar la relación de presiones del compresor ayuda a mejorar el desempeño del motor turbofan GE 90-115B, pero ambientalmente hablando no es fiable ya que se tiene un incremento del potencial de calentamiento global, aunado a esto, se ve comprometido el empuje específico del motor lo cual no es recomendable.

Otro parámetro importante en la mejora del desempeño de las turbinas de gas es el incremento de la temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina; si ingresaran éstos a 1600 K al turbofan GE 90-115B a condiciones de despegue, el empuje específico y consumo específico del combustible incrementarían 0.91 % y 0.55 %, respectivamente; mientras que la eficiencia total disminuye 0.55 %, teniendo un incremento de 1.19 % en el potencial de calentamiento global.

Ambientalmente hablando, no es factible aumentar la relación de presiones del compresor ni la temperatura de entrada de la turbina, ya que éstos generan un aumento en el potencial de calentamiento global total; pero de acuerdo con los resultados obtenidos se concluye que es más recomendable incrementar la temperatura de entrada a la turbina que la relación de presiones, ya que a pesar de que esto genera impacto al medio ambiente, debido al incremento en el potencial de calentamiento global, su aumento es menor que el generado al incrementar la relación de presiones del compresor. Y por otra parte, es más factible, ya que el empuje específico, parámetro importante para el vuelo de la aeronave, no se ve comprometido.

A las condiciones de vuelo crucero, el consumo específico de combustible, empuje específico y eficiencia total tiene un valor de 0.069 (kg/(Nh)), 124.39 (Ns/kg) y 30.58 %, respectivamente; con una generación de 10.64 (g/kg_{comb}) de NO_x, 20.44 (g/kg_{comb}) de CO, y 10.28 (g/kg_{comb}) de C₁₂H₂₃; asimismo, los principales generadores de irreversibilidad son: los gases de combustión, que representan el 10.14 % y la cámara de combustión representa el 9.07 % de la exergía total. Operar a estas condiciones genera un potencial de calentamiento global de 0.113 (kgCO_{2eq}/(kNh)), teniendo un costo del recurso, producto y residuo de 8.58, 6.79 y 1.78 (\$/s), respectivamente. Al incrementar la relación de presiones en el compresor, los gases de escape y cámara de combustión generan pérdidas de 9.58 % y 8.36 % de la exergía total respectivamente; esto es favorable ya que disminuye las irreversibilidades del sistema. Teniendo una disminución del empuje específico y el consumo específico del combustible de 5.41 % y 1.12 %, respectivamente, con un incremento en la eficiencia total de 1.13 %.

Al aumentar la temperatura de entrada a la turbina a 1390 K, a la relación de presiones del compresor de operación, se genera un incremento del empuje específico y consumo específico del combustible de 163 % y 0.007 %, respectivamente; mientras que la eficiencia total aumenta 0.007 %; por otra parte, se

tiene una disminución de 0.003 % en las pérdidas de exergía y un incremento de 0.94 % en el potencial de calentamiento global.

A condiciones de vuelo crucero, al igual que a condiciones de despegue, no es posible disminuir el consumo específico de combustible y por ende el potencial de calentamiento global, sin comprometer el empuje específico del turbofan GE 90-115B, ya que al incrementar la relación de presiones del compresor, así como la temperatura de entrada a la turbina, repercute directamente en el incremento del potencial de calentamiento global. Si es necesario aumentar el desempeño del turbofan GE 90-115B, es más factible incrementar la temperatura permisible de los gases de combustión a la entrada de la turbina de alta presión, ya que con esto se asegura un mayor empuje específico con un menor impacto ambiental, que el obtenido si se incrementa la relación de presiones del compresor.

Perspectivas a futuro

El estudio mostrado en este documento se realizó bajo la suposición de que los fluidos de trabajo se comportan como un gas ideal, por lo cual, se busca a futuro realizar el estudio eliminando esta suposición, es decir, considerando al fluido como gas real. Esto se lograría realizando el estudio mediante la utilización de ecuaciones de estado para gases reales.

Por otra parte, realizar el estudio con la utilización de un biocombustible para medir el desempeño de la aeronave y compararlo con lo obtenido mediante combustible fósil, nos dará no sólo una visión del comportamiento energético, sino también de la generación de gases de combustión, la cual nos servirá como un comparativo de la fiabilidad en el uso de los biocombustibles. Así como también, es importante realizar el estudio del impacto a la salud humana provocada por los gases de combustión de este sector.

Asimismo es necesario mejorar la metodología exergoeconómica propuesta en el capítulo 6, con la finalidad de identificar los equipos que generan las irreversibilidades del producto final del sistema, es decir, el empuje.

Referencias

Libros

- Bathie, W. W., Ruiz, J. N., & de Gortari, J. G. C. (1987). Fundamentos de turbinas de gas. Limusa.
- Bejan, A., & Tsatsaronis, G. (1996). Thermal design and optimization. John Wiley & Sons.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). Termodinámica 8a. McGraw Hill México.
- Daily, J. W. H., & Donald, R. F. (1969). Dinámica de los fluidos: con aplicaciones en la ingeniería.
- Dincer, I., & Rosen, M. A. (2012). Exergy: energy, environment and sustainable development. Newnes.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., Cázares, G. N., & Callejas, R. L. (1995). Introducción a la Mecánica de Fluidos. McGraw-Hill.
- Kotas, T. J. (2013). The exergy method of thermal plant analysis. Elsevier.
- Lefebvre, A. H. (1998). Gas turbine combustion. CRC press.
- Mattingly, J. D., & Von Ohain, H. (2006). Elements of propulsion: gas turbines and rockets (pp. 276-277). Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- Moran, M. J. (2004). Engineering thermodynamics. In The CRC Handbook of Mechanical Engineering, Second Edition. CRC Press.
- Saravanamutto, H., Rogers, G., & Cohen, H. (1996). Gas turbine theory. Addison Wesley Longman Limited.
- Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. Progress in energy and combustion science, 19(3), 227-257.
- Whitaker, S. (1968). Introduction to fluid mechanics. Prentice-Hall.
- Valero, A., & Lozano, M. A. (1994). Curso de termoeconomía. Apostila, UNICAMP, Campinas.
- Yunus A. cengel and john M. Cimbala. (2010). Fluid Mechanics. Fundamentals and applications, McGraw -Hill.

Artículos

- Arntz, A., Atinault, O., & Merlen, A. (2014). Exergy-based formulation for aircraft aeropropulsive performance assessment: theoretical development. *AIAA Journal*.
- Aydın, H., Turan, O., Karakoc, T. H., & Midilli, A. (2014). Sustainability assessment of PW6000 turbofan engine: an exergetic approach. *International Journal of Exergy*, 14(3), 388-412.
- Aydın, H., Turan, O., Karakoc, T. H., & Midilli, A. (2015). Exergetic sustainability indicators as a tool in commercial aircraft: a case study for a turbofan engine. *International journal of green energy*, 12(1), 28-40.
- Aydın, H., Turan, O., Midilli, A., & Karakoc, T. H. (2014). Exergetic Performance of a Low Bypass Turbofan Engine at Takeoff Condition. In *Progress in Exergy, Energy, and the Environment*, 293-303.
- Bahr, D. W. (1992). Aircraft Turbine Engine NO_x Emission Limits--Status and Trends. *ASME Paper*, (92-GT), 415.
- Balli, O. (2017). Advanced Exergy Analysis of a Turbofan Engine (TFE): Splitting Exergy Destruction into Unavoidable/Avoidable and Endogenous/Exogenous. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*.
- Balli, O. (2017). Exergy modeling for evaluating sustainability level of a high by-pass turbofan engine used on commercial aircrafts. *Applied Thermal Engineering*.
- Balli, O., Aras, H., Aras, N., & Hepbasli, A. (2008). Exergetic and exergoeconomic analysis of an Aircraft Jet Engine (AJE). *International Journal of Exergy*, 5(5-6), 567-581.
- Chang, H. (2001) 'Exergy analysis and exergoeconomic analysis of an ethylene process', *Journal of Science and Engineering*, Vol. 4, No. 2, 94-104.
- Chen, M., & Gu, W. (2014, August). Preliminary analysis on the environment impact of civil narrow body turboprop aircraft. In *Materials for Renewable Energy and Environment (ICMREE), 2013 International Conference on*, Vol. 3, 955-958.
- Curran, E.T., et al, (1993). The Use of Stream Thrust Concepts for the Approximate Evaluation of Hypersonic Ramjet Engine Performance, *Air Force Aero-propulsion Laboratory, Report AD-769 481*.
- Deidewig, F., Döpelheuer, A., & Lecht, M. (1996, September). Methods to assess aircraft engine emissions in flight. In *ICAS PROCEEDINGS*, Vol. 20, 131-141.
- Ehyaiei, M. A., Anjiridezfuli, A., & Rosen, M. A. (2013). Exergetic analysis of an aircraft turbojet engine with an afterburner. *Thermal science*, 17(4), 1181-1194.
- Ekici, S., Sohret, Y., Coban, K., Altuntas, O., & Karakoc, T. H. (2017). Performance evaluation of an experimental turbojet engine. *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 34(4), 365-375.

- Ekici, S., Yalin, G., Altuntas, O., & Karakoc, T. H. (2013). Calculation of HC, CO and NO_x from civil aviation in Turkey in 2012. *International Journal of Environment and Pollution*, 53(3-4), 232-244.
- Etele, J., & Rosen, M. A. (2001). Sensitivity of exergy efficiencies of aerospace engines to reference environment selection. *Exergy, an International Journal*, 1(2), 91-99.
- Graham, W. R., Hall, C. A., & Morales, M. V. (2014). The potential of future aircraft technology for noise and pollutant emissions reduction. *Transport Policy*, 34, 36-51.
- Henriksson, M., Grönstedt, T., Breitholtz, C., Chalmers University of Technology, Department of Applied Mechanics, Fluid Dynamics, Chalmers tekniska högskola. Institutionen för tillämpad mekanik, Strömningslära. (2011). Model-based on-board turbofan thrust estimation. *Control Engineering Practice*, 19(6), 602-610.
- Lefebvre, A. H. (1984). Fuel effects on gas turbine combustion-liner temperature, pattern factor, and pollutant emissions. *Journal of Aircraft*, 21(11), 887-898.
- Leo, T. J., & Pérez-Grande, I. (2005). A thermoeconomic analysis of a commercial aircraft environmental control system. *Applied Thermal Engineering*, 25(2), 309-325.
- Liew, K. H., Urip, E., & Yang, S. L. (2005). Parametric cycle analysis of a turbofan engine with an interstage turbine burner. *Journal of propulsion and power*, 21(3), 546-551.
- Martin, R. L., Oncina, C. A., & Zeeben, J. P. (1996). A simplified method for estimating aircraft engine emissions. *Scheduled Civil Aircraft Emission Inventories for 1992: Database Development and Analysis*, 1-11.
- Miake-Lye, R. C., Matulaitis, J. A., Krause, F. H., Dodds, W. J., Albers, M., Hourmouziadis, J., & Gerstle, J. H. (1992). High-speed civil transport aircraft emissions.
- Ptasinski, K. J., Koymans, M. N., & Verspagen, H. H. G. (2006). Performance of the Dutch energy sector based on energy, exergy and extended exergy accounting. *Energy*, 31(15), 3135-3144.
- Kaiser, S., Seitz, A., Vratny, P., & Hornung, M. (2016, June). Unified Thermodynamic Evaluation of Radical Aero Engine Cycles. In *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers.
- Klug H G, Bakan S and Gayler V. Cryoplane, (May, 1996). Quantitative comparison of contribution to anthropogenic greenhouse effect of liquid hydrogen aircraft versus conventional kerosene aircraft. *Proceedings 21st EGS General Assembly*. Den Haag, The Netherlands, 6-10.
- Kurzke, J. (2003). Model based gas turbine parameter corrections. *ASME Paper No. GT2003-38234*.
- Riebl, S., Braun-Unkhoff, M., & Riedel, U. (2017). A study on the emissions of alternative aviation fuels. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 139(8), 081503.
- Riggins, D. W. (1996). High-speed engine/component performance assessment using exergy and thrust-based methods.

- Riggins, D.W. (1997). Evaluation of Performance Loss Methods for High-Speed Engines and Engine Components, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 13, No. 2.
- Roth, B. A., & Mavris, D. N. (2000). A comparison of thermodynamic loss models applied to the J-79 turbojet engine.
- Sirignano F. (2001). Turbojet and Turbofan Engine Performance Increases Through Turbine Burners. *Journal of propulsion and power*, 695-705.
- Sogut, M. Z. (2017). Exergetic Irreversibility and Sustainability Performances for Alternative Fuels in the Micro-Turbojet Engine. *International Journal of Green Energy*, (just-accepted).
- Şöhret, Y., Açikkalp, E., Hepbasli, A., & Karakoc, T. H. (2015). Advanced exergy analysis of an aircraft gas turbine engine: Splitting exergy destructions into parts. *Energy*, 90, 1219-1228.
- Şöhret, Y., Dinç, A., & Karakoç, T. H. (2015). Exergy analysis of a turbofan engine for an unmanned aerial vehicle during a surveillance mission. *Energy*, 93, 716-729.
- Stevenson, J. D., & Saravanamuttoo, H. I. H. (1993, May). Simulating indirect thrust measurement methods for high bypass turbofans. In *ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. American Society of Mechanical Engineers.
- Stevenson, J. D., & Saravanamuttoo, H. I. H. (1995). Effect of cycle choice and deterioration on thrust indicators for civil engines. In *ISABE- International Symposium on Air Breathing Engines*, 12th, Melbourne, Australia, 841-852.
- Testa, E., Giannusso, C., Bruno, M., & Maggiore, P. (2013). Fluid dynamic analysis of pollutants' dispersion behind an aircraft engine during idling. *Air Quality, Atmosphere & Health*, 6(2), 367-383.
- Tona, C., Raviolo, P. A., Pellegrini, L. F., & de Oliveira Júnior, S. (2010). Exergy and thermoeconomic analysis of a turbofan engine during a typical commercial flight. *Energy*, 35(2), 952-959.
- Turan, O. (2012). Effect of reference altitudes for a turbofan engine with the aid of specific-exergy based method. *International Journal of Exergy*, 11(2), 252-270.
- Turan, O. (2015). An exergy way to quantify sustainability metrics for a high bypass turbofan engine. *Energy*, 86, 722-736.
- Turan, O., (2016). *Energy and Exergy (ENEX) Analyses of a MD-80 Aircraft*.
- Turan, O. and Karacok, T.H., (2011). Exergetic and Energetic Response Surfaces for Small Turbojet Engine. *Applied Mechanics and Materials*, 10, vol. (110-116), 1054-1058.
- Turan, O., & Aydin, H. (2016). Exergy-based Sustainability Analysis of a Low-bypass Turbofan Engine: A Case Study for JT8D. *Energy Procedia*, 95, 499-506.
- Turan, O., Aydın, H., Karakoc, T. H., & Midilli, A. (2014). First law approach of a low bypass turbofan engine. *Journal of Automation and Control Engineering* Vol, 2(1).

- Turgut, E. T., Hikmet Karakoc, T., Hepbasli, A., & Rosen, M. A. (2009). Exergy analysis of a turbofan aircraft engine. *International Journal of Exergy*, 6(2), 181-199.
- Turgut, E. T., Karakoc, T. H., & Hepbasli, A. (2007). Exergetic analysis of an aircraft turbofan engine. *International Journal of Energy Research*, 31(14), 1383-1397.
- Turgut, E. T., Karakoc, T. H., & Hepbasli, A. (2009). Exergoeconomic analysis of an aircraft turbofan engine. *International Journal of Exergy*, 6(3), 277-294.
- Yousef S.H. Najjar, Ibrahim A.I: Balawneh, Optimization of gas turbine for sustainable turbojet propulsion, propulsion and power research, 114-121, 2015.
- Whellens, M. W., & Singh, R. (2002, September). Propulsion system optimization for minimum Global Warming Potential. In *Proceedings of the 23rd ICAS Congress*.

Recurso de internet

- Intergovernmental Panel on Climate Change. *Aviation and the global atmosphere*. Cambridge University Press, 1999.
- Weeb S, Whitefield PD, Miake-Lye RC, Timko MT, Thrasher TG (2008) ACRP 6 research needs associated with particulate emissions at airports Transportation Research Board Washington, http://onlinepubs.trb.org/onlinepubs/acrp/acrp_rpt_006.pdf. Accessed 1 sep 2012 }



Casa abierta al tiempo

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

ACTA DE EXAMEN DE GRADO

No. 00030

Matrícula: 2161801647

ANÁLISIS EXERGO-AMBIENTAL A
LOS MOTORES AÉREOS
COMERCIALES DE TIPO TURBOFAN

En la Ciudad de México, se presentaron a las 15:00 horas del día 22 del mes de marzo del año 2018 en la Unidad Iztapalapa de la Universidad Autónoma Metropolitana, los suscritos miembros del jurado:

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA
M. EN C. ALEJANDRO TORRES ALDACO
DR. ENRIQUE BARRERA CALVA



SERGIO CASTRO HERNANDEZ
ALUMNO

Bajo la Presidencia del primero y con carácter de Secretario el último, se reunieron para proceder al Examen de Grado cuya denominación aparece al margen, para la obtención del grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS (ENERGIA Y MEDIO AMBIENTE)

DE: SERGIO CASTRO HERNANDEZ

y de acuerdo con el artículo 78 fracción III del Reglamento de Estudios Superiores de la Universidad Autónoma Metropolitana, los miembros del jurado resolvieron:

Aprobar

Acto continuo, el presidente del jurado comunicó al interesado el resultado de la evaluación y, en caso aprobatorio, le fue tomada la protesta.

REVISÓ

LIC. JULIO CESAR DE LARA ISASSI
DIRECTOR DE SISTEMAS ESCOLARES

DIRECTOR DE LA DIVISIÓN DE CBI

DR. JOSE GILBERTO CORDOBA HERRERA

PRESIDENTE

DR. MARTIN SALAZAR PEREYRA

VOCAL

M. EN C. ALEJANDRO TORRES ALDACO

SECRETARIO

DR. ENRIQUE BARRERA CALVA