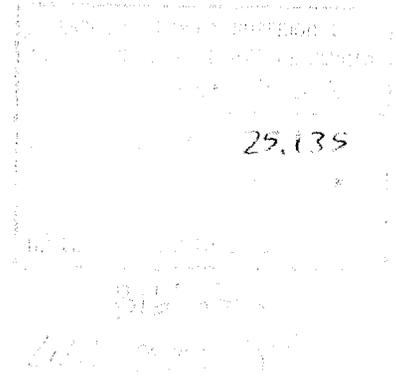


Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
UNIVERSIDAD DE SEVILLA



TESIS DOCTORAL

**CONTRIBUCION A LA PREDICCIÓN DE LAS
ACTUACIONES DE LAS TURBINAS AXIALES:
APLICACION A TURBINAS REFRIGERADAS**

por

JUAN JOSE RUIZ MARIN

Ingeniero Industrial por la E. T. S. de I. Industriales de Sevilla

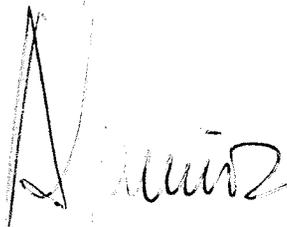
Sevilla, Julio de 1.993

Departamento de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
UNIVERSIDAD DE SEVILLA

Tesis presentada por Juan José Ruiz Marín para la obtención del Grado de Doctor
Ingeniero Industrial.

Vº Bº

Director de Tesis

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'A. Muñoz', written over a faint vertical line.

Fdo: Antonio Muñoz Blanco

Doctorando

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Juan José Ruiz Marín', written in a cursive style.

Fdo: Juan José Ruiz Marín

UNIVERSIDAD DE SEVILLA

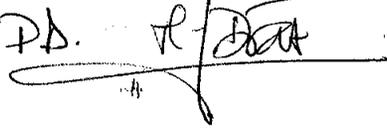
SECRETARÍA DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS

Comunicación de resultados de la Tesis doctoral
N.º 203 de fecha 172 del 1980

correo

Sevilla,

El Jefe del Departamento de Teoría,

Dr. 

A María Luisa

PLANTEAMIENTO Y RESUMEN DE LA TESIS.

La predicción del comportamiento de las turbinas necesita de la elaboración de una herramienta de cálculo que represente el funcionamiento real de la turbina. Esta herramienta, para ser de utilidad en aplicaciones industriales, debe mantener un equilibrio razonable entre complejidad y precisión.

La elaboración de un modelo del flujo de una turbina, y en general de cualquier turbomáquina, requiere la utilización de correlaciones que permitan evaluar las pérdidas de naturaleza diversa que tienen lugar en el flujo de la misma. Los fabricantes/diseñadores utilizan mayoritariamente sus propias correlaciones basadas en costosos experimentos con los diversos elementos que integra la máquina. Sin embargo, el usuario industrial o el investigador no disponen de dicha información y, para cualquier análisis que quieran realizar, necesitan apoyarse en los datos disponibles en la literatura especializada. Estos se encuentran generalmente dispersos en numerosas fuentes. Es por ello de gran utilidad realizar una sistematización de la información disponible, que integre correlaciones de pérdidas y métodos de resolución del flujo, y que facilite la elaboración de herramientas tales como la anteriormente citada.

Pero este planteamiento quedaría reducido a lo puramente académico, si no se plasma-se en una realización concreta que ponga de manifiesto su utilidad práctica en la predicción del comportamiento de la turbina y evalúe su nivel de precisión. A ello se dedica la primera parte de este trabajo. El modelo que en ella se desarrolla se utiliza posteriormente para analizar una problemática concreta surgida de la creciente utilización de turbinas de gas de altas temperaturas en centrales de producción de potencia basadas en ciclos combinados. Gran parte de éstas se han desarrollado a partir de las aplicaciones aeronáuticas de las turbinas de gas (aero-derivados), dónde el peso es una limitación primordial, por lo que el aire, disponible a la salida del compresor, es una elección lógica como medio refrigerante.

En las aplicaciones terrestres se ha venido aplicando esta misma técnica con éxito. Sin embargo, el flujo de aire refrigerante necesario podría llegar a ser tan grande que el exceso

de potencia requerido por el compresor anulase, en gran medida, la ganancia de potencia asociada con el incremento de la temperatura de admisión.

En las plantas de potencia basadas en ciclos combinados, la utilización de otros refrigerantes tales como el vapor o el agua, disponibles en las mismas, puede presentar ventajas potenciales. El vapor, recalentado o húmedo, puede ser introducido con ligeros cambios de diseño en las turbinas refrigeradas por aire en origen.

Después de comentar las motivaciones y el planteamiento de la tesis, se expone un breve resumen del contenido de los capítulos que comprende la misma.

En este trabajo se ha desarrollado un modelo bidimensional de simulación de turbinas de gas axiales, que nos permite conocer tanto la evolución del fluido a lo largo de la máquina, cómo los parámetros globales de la misma, conocida su geometría y haciendo uso de correlaciones conocidas (capítulo primero), para el cálculo de las pérdidas en las coronas de álabes.

Previo al planteamiento formal del método de cálculo (capítulo tercero), en el primer capítulo se analizan los métodos más representativos para el cálculo de las pérdidas en los escalonamientos de turbinas axiales.

En el segundo capítulo se estudia la influencia de la temperatura de entrada a la turbina en las prestaciones de la misma y asimismo se relacionan las técnicas más utilizadas para la refrigeración de los álabes, necesaria a partir de ciertos límites de temperatura, estableciendo finalmente las ecuaciones que rigen las dos técnicas básicas de refrigeración consideradas:

- Convección interna.
- Convección interna y película externa de refrigerante.

En el capítulo tercero, previo al planteamiento general del método de cálculo, se establecen las características que debe reunir el modelo a desarrollar con el fin de alcanzar los objetivos previstos. Dichas características se concretan en:

- Posibilidad de realizar modificaciones en el modelo fácilmente, a fin de agilizar la puesta a punto del mismo y de poder analizar posteriormente la influencia de diversos parámetros.

- Posibilidad de modelizar el cálculo de las pérdidas utilizando alguna de las correlaciones existentes, para conferirle generalidad al modelo.
- Poder modelizar tanto los escalonamientos con coronas de álabes refrigerados, como los no refrigerados.
- Preparación de datos, fácil y rápida.
- Tiempo de cálculo reducido, para que el modelo sea lo más operativo posible.
- Precisión suficiente en los resultados.

Posteriormente, tras una revisión de los métodos de cálculo existentes, entre los que mejor responden a las características anteriores, se ha elegido uno basado en la curvatura de las líneas de corriente, que resuelve el flujo en el plano meridional mediante la integración de la Ecuación Diferencial del Equilibrio Radial (EDER).

Seguidamente, se establecen las ecuaciones básicas del modelo, así como las hipótesis simplificativas utilizadas en el mismo. A partir estas ecuaciones se llega a la Ecuación Diferencial del Equilibrio Radial (EDER), que es el punto de partida del modelo. A continuación se expone brevemente el proceso seguido para la obtención de la solución del flujo en la turbina.

En el capítulo cuarto se desarrolla el modelo matemático del proceso de cálculo. En primer lugar tenemos el diagrama de flujo de todo el proceso y en los sucesivos apartados se van desarrollando los diversos bloques de cálculo del modelo.

En el quinto capítulo se valida el modelo con una turbina experimental de dos escalonamientos, de la que se conoce su geometría y sus curvas características, poniéndose de manifiesto el buen ajuste de los resultados obtenidos con el mismo a los valores reales.

En el sexto capítulo se realiza un análisis de sensibilidad del modelo, para comprobar la influencia de algunos factores tales como:

- Número de líneas de corriente.
- Influencia de la incidencia sobre las pérdidas secundarias y las debidas a la holgura radial.

- Reparto a lo largo de los álabes de las pérdidas secundarias y las debidas a la holgura radial.
- Influencia de la curvatura de las líneas de corriente sobre los parámetros globales de la turbina.

Finalmente en el capítulo siete se ha utilizado el modelo para analizar comparativamente las actuaciones de turbinas con diferentes técnicas de refrigeración de álabes y con refrigerantes de diferente naturaleza, a saber:

- Convección interna
- Convección interna con mezcla del refrigerante en el borde de estela.
- Convección interna y película de refrigerante externa, sobre la superficie del álabe.

En cada uno de estos casos se han considerado dos refrigerantes alternativos: aire o vapor de agua.

Deseo expresar mi agradecimiento a D. Antonio Muñoz Blanco, director de esta Tesis, por su apoyo y asesoramiento en el desarrollo de la misma.

Quiero también agradecer a D. Tomás Sánchez Lencero su valiosa colaboración, así como a los demás miembros del grupo de Motores Térmicos de la E.T.S.I.I. de Sevilla, que de una u otra forma han contribuido a la elaboración de esta obra.

Finalmente, deseo expresar mi agradecimiento especialmente a mi mujer, M^a Luisa, por su infinita paciencia, su incondicional apoyo y por el cuidadoso mecanografiado de gran parte de este trabajo.

INDICE

| | |
|---|------|
| NOMENCLATURA | XIII |
| 1.- METODOS DE PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS AXIALES. | 1 |
| 1.1.- Generalidades. | 1 |
| 1.2.- Métodos globales de predicción del comportamiento de los escalonamientos. | 3 |
| 1.3.- Métodos de análisis de los componentes de las pérdidas. | 7 |
| 1.3.1.- Pérdidas en el perfil. | 7 |
| 1.3.1.1.- Pérdidas básicas en el perfil. | 8 |
| 1.3.1.2.- Pérdidas en el borde de estela. | 13 |
| 1.3.1.3.- Efectos del número de Mach. | 15 |
| 1.3.1.4.- Efectos del número de Reynolds. | 17 |
| 1.3.2.- Pérdidas secundarias. | 19 |
| 1.3.3.- Pérdidas por holgura radial. | 29 |
| 1.3.3.1.- Correlaciones de pérdidas por holgura radial en coronas de álabes sin llanta. | 30 |
| 1.3.3.2.- Correlaciones de pérdidas por holgura radial en coronas de álabes con llanta. | 33 |
| 2.- REFRIGERACION DE LOS ALABES EN LAS TURBINAS DE GAS. | 36 |
| 2.1.- Introducción. | 36 |
| 2.2.- Técnicas de refrigeración de los álabes. | 39 |
| 2.2.1.- Refrigeración de álabes por convección interna. | 46 |

| | |
|---|-----|
| 2.2.2.- Refrigeración de álabes por convección interna y película externa. | 50 |
| 3.- PLANTEAMIENTO GENERAL DEL METODO DE CALCULO. | 53 |
| 3.1.- Introducción. Bases del método de cálculo. | 53 |
| 3.2.- Hipótesis simplificadoras. | 57 |
| 3.3.- Planteamiento de la ecuación del movimiento. Ecuación diferencial del equilibrio radial. | 58 |
| 3.4.- El método de la solución. | 65 |
| 4.- MODELO DE SIMULACION DE LA TURBINA. | 68 |
| 4.1.- Introducción. Diagrama general de flujo del modelo de simulación. | 68 |
| 4.2.- Cálculos en el modelo. | 75 |
| 4.2.1.- Cálculo de los valores iniciales. | 75 |
| 4.2.2.- Cálculo de las características geométricas de los álabes. | 76 |
| 4.2.3.- Cálculo de R , C_p y γ del gas. | 77 |
| 4.2.4.- Cálculo de los coeficientes de pérdidas y del ángulo de salida. | 81 |
| 4.2.5.- Cálculo de la curvatura y del ángulo λ de las líneas de corriente. | 88 |
| 4.2.6.- Cálculo de la refrigeración de los álabes. | 90 |
| 4.2.6.1.- Refrigeración por convección interna. | 92 |
| 4.2.6.2.- Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante en el borde de estela. | 94 |
| 4.2.6.3.- Refrigeración por convección interna y película externa. | 95 |
| 4.2.7.- Cálculos en el estator. | 97 |
| 4.2.8.- Cálculos en el rotor. | 100 |
| 4.2.9.- Integración de la ecuación diferencial del equilibrio radial. | 103 |
| 4.2.10.- Cálculo del gasto másico total. | 105 |
| 4.2.11.- Redistribución de las líneas de corriente. | 105 |
| 4.2.12.- Cálculo de los rendimientos, del par y de la potencia. | 106 |

| | |
|---|-----|
| 5.- VALIDACION DEL MODELO DE SIMULACION. | 112 |
| 5.1.- Turbina experimental de validación del modelo. | 112 |
| 5.2.- Simulación de la turbina de validación con el modelo básico. | 116 |
| 6.- ANALISIS DE SENSIBILIDAD DEL MODELO | 118 |
| 6.1.- Determinación del número óptimo de líneas de corriente | 118 |
| 6.2.- Influencia de la incidencia sobre las pérdidas secundarias y por holgura radial. Resultados obtenidos con el modelo de simulación. | 120 |
| 6.3.- Influencia de las diferentes leyes de distribución radial de las pérdidas secundarias y por holgura radial sobre los parámetros globales de la turbina. | 121 |
| 6.3.1.- Distribución radial constante de las pérdidas secundarias y por holgura radial. | 122 |
| 6.3.2.- Distribución radial lineal de las pérdidas secundarias y por holgura radial. | 123 |
| 6.3.3.- Distribución radial parabólica de las pérdidas secundarias y por holgura radial. | 124 |
| 6.3.4.- Distribución radial mixta (constante-parabólica) de las pérdidas secundarias y por holgura radial. | 125 |
| 6.4.- Influencia de la curvatura sobre los resultados obtenidos por el modelo. | 126 |
| 7.- ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE LA REFRIGERACION DE LOS ALABES MEDIANTE EL MODELO DE SIMULACION DESARROLLA- DO. | 128 |
| 7.1.- Influencia de la temperatura de entrada y de la técnica de refrigera- ción sobre algunos parámetros de la turbina. | 130 |
| 7.2.- Influencia de la refrigeración sobre las curvas características de la turbina. | 133 |

| | |
|--|-----|
| 8.- CONCLUSIONES. | 139 |
| 8.1.- Turbinas de gas sin refrigerar | 139 |
| 8.2.- Turbinas de gas refrigeradas | 140 |
| 9.- DESARROLLOS FUTUROS. | 142 |
| ANEXO A.- Características geométricas de la turbina de validación del modelo. | 143 |
| ANEXO B.- Valores obtenidos de las curvas características de la turbina de validación. | 147 |
| ANEXO C.- Resultados obtenidos con el modelo "básico" de simulación para la turbina de validación. | 151 |
| ANEXO D.- Resultados obtenidos con el modelo de simulación para distintos números de líneas de corriente. | 161 |
| ANEXO E.- Resultados obtenidos con el modelo de simulación para la turbina de validación, con las pérdidas secundarias y por holgura radial corregidas por incidencia. | 165 |
| ANEXO F.- Resultados obtenidos con el modelo de simulación con diversos tipos de reparto de las pérdidas secundarias y las debidas a la holgura radial. | 175 |
| F.1.- Pérdidas secundarias y por holgura radial constantes con el radio. | 175 |
| F.2.- Distribución lineal de las pérdidas secundarias y por holgura radial. | 180 |
| F.3.- Distribución parabólica de las pérdidas secundarias y por holgura radial. | 185 |
| F.4.- Distribución mixta (constante-parabólica) de las pérdidas secundarias y por holgura radial. | 195 |
| ANEXO G.- Resultados obtenidos con el modelo de simulación con $K_m = 0$ | 196 |

| | |
|--|-----|
| ANEXO H.- Resultados obtenidos con el modelo de simulación para diversas temperaturas de entrada y con diferentes técnicas de refrigeración. | 201 |
| ANEXO I.- Resultados obtenidos con el modelo de simulación para determinar la influencia de la refrigeración sobre las curvas características de la turbina. | 204 |
| I.1.-Régimen de giro adimensional 120 % del nominal | 204 |
| I.2.-Régimen de giro adimensional 100 % del nominal | 208 |
| I.3.-Régimen de giro adimensional 80 % del nominal | 211 |
| BIBLIOGRAFIA. | 214 |

NOMENCLATURA

| SIMBOLO | CONCEPTO | UNIDADES |
|----------------|--|--------------------------------|
| A | Area | m ² |
| A _x | Anchura axial media de la corona (incluida la separación axial entre coronas) | m |
| AR | Relación de aspecto del álabe (h/l) | |
| a | Aceleración | m/s ² |
| B | Constante de la correlación de AM y de la de Dunham y Came de pérdidas por holgura radial. | |
| b | Cuerda axial del álabe | m |
| C | Cantidad de movimiento | kg m/s |
| C _d | Coefficiente de disipación | |
| C _p | Calor específico a presión constante | J/kg K |
| c | Velocidad absoluta del fluido | m/s |
| D | Energía disipada (correlación de Traupel) | J |
| d | Diámetro | m |
| E | Función de la EDER | s ⁻¹ |
| e | Energía interna específica | m ² /s ² |
| F | Fuerza | N |
| F | Función de la EDER | m ⁻¹ |
| F | Dosado | |

| SIMBOLO | CONCEPTO | UNIDADES |
|-----------|---|---------------------------|
| F_e | Dosado estequiométrico | |
| F_L | Coefficiente de sustentación | |
| F_R | Dosado relativo | |
| F_S | Fuerza superficial | N |
| f | Fuerza de fricción por unidad de masa | m/s^2 |
| G | Función de la EDER | m/s^2 |
| h | Entalpía específica | m^2/s^2 |
| h | Altura del álabe | m |
| h | Coefficiente de transmisión de calor por convección | $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ |
| i | Angulo de incidencia | Grados |
| i_s | Angulo de incidencia de desprendimiento | Grados |
| K_g | Conductividad térmica del gas | $W/m \text{ } ^\circ C$ |
| K_m | Curvatura de las líneas de corriente | m^{-1} |
| K_s | Rugosidad superficial | m |
| k | Holgura radial del álabe | m |
| l | Cuerda del álabe | m |
| l_b | Longitud de la línea media del perfil del álabe | m |
| M | Par | N m |
| M | Número de Mach | |
| \dot{m} | Gasto másico | kg/s |
| m^* | Gasto másico adimensional de refrigerante | |
| m_g^* | Gasto másico adimensional en la turbina | |
| N | Régimen de giro de la turbina | r.p.m. |
| NA | Número de álabes de la corona | |

| SIMBOLO | CONCEPTO | UNIDADES |
|------------------|---|--------------------------------|
| NC | Numero de pasos en el cierre de laberinto | |
| NESC | Número de escalonamientos de la turbina | |
| NPR | Número de posiciones radiales de cálculo | |
| p | Presión | N/m ² |
| Q | Flujo de calor | W |
| q | Calor evacuado por unidad de masa | m ² /s ² |
| R | Grado de reacción | |
| RA | Relacion gasto de refrigerante / gasto de aire | |
| Re | Número de Reynolds | |
| Rec | Número de Reynolds basado en la cuerda del álabe | |
| R _{cur} | Radio de curvatura del álabe desde la garganta hasta el borde de estela | m |
| R _g | Constante del gas | J/kg K |
| r | Radio | m |
| s | Entropía específica | J/kg K |
| s | Paso entre álabes | m |
| s _g | Paso en la garganta entre álabes | m |
| T | Temperatura absoluta | K |
| t | Tiempo | s |
| t _{máx} | Espesor máximo del perfil del álabe | m |
| t _{TE} | Espesor del borde de estela del álabe | m |
| U | Coefficiente de perturbación de velocidad (correlación de Traupel) | |
| u | Velocidad tangencial del álabe | m/s |

| SIMBOLO | CONCEPTO | UNIDADES |
|-----------|--|--------------------------------|
| V | Volumen | m ³ |
| v | Volumen específico | m ³ /kg |
| W | Trabajo específico | m ² /s ² |
| W | Humedad absoluta | |
| \dot{W} | Potencia | kW |
| W* | Trabajo específico adimensional | |
| w | Velocidad relativa | m/s |
| x | Coordenada en la dirección axial | m |
| Y | Coefficiente de pérdidas de presión de remanso | |
| Z | Factor de carga de Ainley y Mathieson | |

SIMBOLOS GRIEGOS

| SIMBOLO | CONCEPTO | UNIDADES |
|-----------|---|-------------------|
| α | Angulo del flujo absoluto | Radianes |
| α' | Angulo del álabe fijo (estator) | Radianes |
| β | Angulo del flujo relativo | Radianes |
| β' | Angulo del álabe móvil (rotor) | Radianes |
| Γ | Circulación | m ² /s |
| γ | Relación de calores específicos | |
| δ | Espesor de la capa límite | m |
| δ | Factor de corrección de la presión de entrada | |

| SIMBOLO | CONCEPTO | UNIDADES |
|---------------|--|-------------------|
| δ^* | Espesor por desplazamiento | m |
| δ_{ax} | Separación axial entre coronas de álabes | m |
| ϵ | Factor de corrección de γ_g | |
| ϵ | Angulo de deflexión del fluido | Grados |
| ϵ_i | Error relativo máximo admisible en un bucle de cálculo ($i=1 \dots 5$) | |
| ζ | Coefficiente de pérdidas de entalpía | |
| ζ^* | Coefficiente nominal de pérdidas de entalpía de Soderberg | |
| η_c | Rendimiento convectivo de la refrigeración | |
| η_f | Rendimiento de la película de refrigerante | |
| η_{TAT} | Rendimiento total axial a total | |
| η_{TE} | Rendimiento total a estático | |
| η_{TT} | Rendimiento total a total | |
| θ | Relación de temperaturas extremas en turbinas de gas (temp. entrada turbina/temp. entrada compresor) | |
| θ | Espesor por la cantidad de movimiento | m |
| θ | Coordenada en la dirección circunferencial | Radianes |
| θ_{cr} | Factor de corrección de la temperatura de entrada | |
| λ | Parámetro de pérdidas secundarias de Ainley y Mathieson | |
| λ | Angulo de inclinación de las líneas de corriente | Grados |
| μ | Viscosidad dinámica | kg/m s |
| ν | Viscosidad cinemática | m ² /s |
| ξ | Rendimiento medio de la refrigeración del álabe | |

| SIMBOLO | CONCEPTO | UNIDADES |
|-----------|---|-------------------|
| ρ_c | Relación de compresión | |
| ρ | Densidad | kg/m ³ |
| τ | Relación entre la resistencia térmica externa / resistencia térmica interna del álabe | |
| ϕ | Coefficiente de flujo | |
| φ | Coefficiente de pérdida de velocidad | |
| ψ | Coefficiente de carga | |
| ω | Velocidad angular | Rad/s |

SUBINDICES

| | |
|-----|--|
| a | Relativo al álabe |
| c | Calculado |
| c | Cabeza del álabe |
| c | Condiciones críticas |
| cr | Corregido |
| E | Relativo al estator |
| ENT | Entrada de la turbina |
| e | Externo o a la entrada de la corona |
| esc | Relativo al escalonamiento |
| f | Relativo a la película de refrigerante |
| g | Relativo al gas |
| i | Interno |
| i | Relativo a la posición radial i |
| K | Relativo a la holgura radial del álabe |

| | |
|----------|---------------------------------------|
| LE | Relativo al borde de ataque del álabe |
| lim | Valor límite |
| m | Medio |
| min | Valor mínimo |
| P | Relativo al perfil del álabe |
| R | Relativo al rotor |
| r | Raíz del álabe |
| r | Relativo al refrigerante |
| r | Componente radial de la velocidad |
| S | Secundario |
| SAL | Salida de la turbina |
| s | Salida de la corona |
| TE | Relativo al borde de estela del álabe |
| tot | Total |
| x | Componente axial de la velocidad |
| 0 | Condiciones de parada o de remanso |
| 1 | Entrada al estator |
| 2 | Salida del estator - entrada al rotor |
| 3 | Salida del rotor |
| θ | Componente tangencial de la velocidad |

ABREVIATURAS

| | |
|------|--|
| AM | Ainley y Mathieson |
| AMDC | Ainley y Mathieson - Dunham y Came |
| EDER | Ecuación diferencial del equilibrio radial |
| PR | Posición radial de cálculo |
| RSF | Sin refrigerar |
| RSM | Refrigerado por convección interna |

- CMA Refrigerado por convección interna con mezcla del refrigerante (aire) en el borde de estela.
- CMV Refrigerado por convección interna con mezcla del refrigerante (vapor de agua) en el borde de estela.
- CFA Refrigerados por convección interna y película de refrigerante (aire) externa.
- CFV Refrigerados por convección interna y película de refrigerante (vapor de agua) externa.

1.- METODOS DE PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS AXIALES.

1.1.- GENERALIDADES.

El flujo real en las turbomáquinas es un fenómeno extremadamente complejo, siendo siempre no estacionario, tridimensional, viscoso y compresible. Existen además otras características que, en algunas circunstancias y/o zonas de la máquina, lo complica aún más: ondas de choque, flujos por las holguras radiales, refrigeración de álabes (primeros escalonamientos de las turbinas de gas), humedad en los últimos escalonamientos de las turbinas de vapor, variación de las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo con la presión y temperatura, etc.

Bajo estas premisas, la obtención de la solución exacta del flujo con las condiciones de contorno reales existentes en una turbomáquina, está más allá de los medios humanos y materiales existentes actualmente; por ello, todos los métodos propuestos en la literatura técnica para la obtención del flujo en las turbomáquinas incluyen, necesariamente, simplificaciones en los modelos y/o en las ecuaciones (incluso en los más complejos), alcanzándose distintos grados de aproximación al flujo real. La naturaleza de estas aproximaciones dependerá fundamentalmente de las características del método utilizado para el cálculo de la solución y del nivel de precisión buscado. Según sea su naturaleza, dichas aproximaciones las podemos agrupar en:

- **Aproximaciones dinámicas.**- En este sentido se estudia la naturaleza de las distintas fuerzas que actúan sobre el fluido, así como su influencia en el comportamiento del mismo. Entre éstas podemos considerar las fuerzas de fricción debidas a la viscosidad, que en los modelos más simples se desprecian (flujo no viscoso), en otros, por ejemplo, se localizan en la capa límite, no considerándolas en la corriente principal, etc.

- **Aproximaciones espaciales.**- Desde el punto de vista de la estructura espacial del flujo, éste puede ser considerado como: totalmente tridimensional (en los modelos más complejos), cuasi-tridimensional, bidimensional y unidimensional (en los modelos más simples).

- **Aproximaciones termodinámicas.**- Estas se refieren a las aproximaciones que se hacen respecto a las magnitudes termodinámicas del fluido. En algunas ocasiones se supone el fluido como gas perfecto con C_p y γ constantes, en otras se utilizan ecuaciones empíricas para el cálculo de los parámetros termodinámicos en función de la temperatura solamente, etc.

- **Aproximaciones temporales.**- Estas se refieren a considerar o no la variabilidad de los parámetros del flujo con el tiempo. Una gran parte de los modelos actuales no consideran dicha variación, estudiando el flujo en "condiciones estacionarias". Estas han de considerarse en dos niveles: global y local. En el primero, consideraremos que no varían con el tiempo los parámetros globales de la turbina, a saber: temperatura y presión de entrada, gasto másico total y régimen de giro. A nivel local, podemos decir que el flujo real es siempre no estacionario, debido a las fluctuaciones que se producen al paso de los álabes del rotor frente a los del estator; sin embargo, para el estudio del flujo pueden considerarse valores medios de los parámetros, considerándolo estacionario a nivel local.

En función de las aproximaciones efectuadas y de otros factores tales como: técnicas de cálculo empleadas, planteamiento y formulación inicial del problema, presentación final de la solución, etc., a lo largo de los años se han desarrollado gran diversidad de métodos de cálculo del flujo en las turbinas axiales. En general, los métodos más complejos (tridimensionales o cuasi-tridimensionales) suelen utilizarse fundamentalmente para el modelizado de elementos aislados o partes de la turbina (estudio de cascadas de álabes) o para profundizar en el estudio de algunos fenómenos particulares, tales como: flujos secundarios, efectos del borde de estela, sistema de refrigeración de álabes, distribución de presiones en la superficie de los álabes, etc., más que para el modelizado completo del flujo de la turbina, debido a las propias características de éstos métodos que, en comparación con otros menos complejos, requieren mucho tiempo de cálculo, siendo además la preparación de los datos lenta y laboriosa. Por ello, para la predicción del funcionamiento de las turbinas axiales son más adecuados métodos menos complejos que, por otra parte, dan unos resultados suficientemente aproximados.

Los métodos de predicción del comportamiento de las turbinas axiales podemos agruparlos en dos grandes categorías: los "Métodos globales de predicción del comportamiento de los escalonamientos" y los "Métodos de análisis de los componentes de las pérdidas". Los primeros, generalmente, derivan de las medidas de parámetros globales de turbinas con características similares y normalmente no requieren apenas detalles ni de los álabes ni de las características del flujo, tratando las turbinas (o los escalonamientos) más o menos como cajas negras. Estos métodos se pueden utilizar en las fases preliminares de diseño para la estimación de algunas características generales de la turbina tales como: número de escalonamientos, grado de carga, coeficiente de flujo, etc.

Sin embargo, en fases más avanzadas del diseño, o en el caso de predicción y análisis del flujo de turbinas axiales se necesita un conocimiento más profundo del flujo, por lo que es necesario utilizar métodos de predicción algo más refinados, que evalúan las pérdidas totales a través de la suma de un cierto número de componentes individuales de pérdidas, cada uno de los cuales depende, en mayor o menor grado, de un gran número de características geométricas y aerodinámicas. Estos métodos son los incluidos en el segundo gran grupo (métodos de análisis de los componentes de las pérdidas).

A continuación repasaremos algunos de los métodos de predicción del funcionamiento de turbinas axiales de los dos grupos considerados, destacando sus características particulares.

1.2.- METODOS GLOBALES DE PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LOS ESCALONAMIENTOS.

Como se ha apuntado anteriormente, estos métodos generalmente se han desarrollado para familias de turbinas con características similares, tales como: la relación de aspecto, el rango de grado de reacción, familia de perfiles de álabes, etc.

A continuación comentaremos brevemente tres correlaciones muy utilizadas en los métodos de predicción globales.

Correlación de Smith [1].- Esta correlación está basada en datos de unos 70 escalonamientos de turbinas de alta y baja presión. Todas ellas tenían las siguientes características comunes:

- Relación de velocidades axiales igual a 1.
- Incidencia en el punto de diseño igual a 0.
- Grado de reacción en el diámetro medio $\leq 0,2$ para escalonamientos de alta presión y $\geq 0,6$ para los de baja presión.

Smith obtuvo el rendimiento de la turbina en función del coeficiente de carga (ψ) y del coeficiente de flujo (ϕ) en el radio medio de los escalonamientos (figura 1.1), corrigiendo el rendimiento medido, para el caso de holgura radial nula. Se vió que la influencia del número de Reynolds era despreciable en el rango $10^5 < Re < 3 \cdot 10^5$ y que la precisión alcanzada en la predicción del rendimiento de la turbina era del $\pm 2\%$.

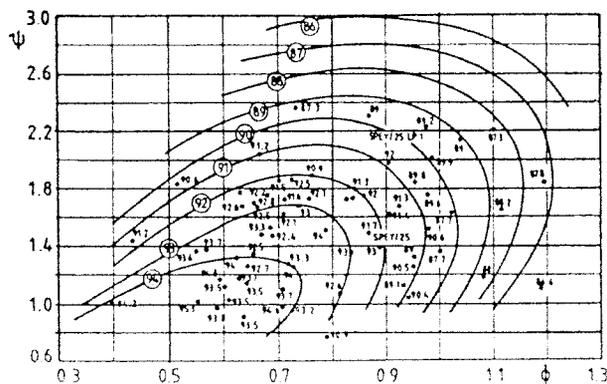


Figura 1.1. Rendimiento del escalonamiento sin holgura radial, según Smith.

Correlación de Soderberg [2].- Soderberg encontró, después de numerosos ensayos con cascadas de álabes y turbinas de vapor, que, para coronas de álabes de turbina que operan con una relación paso/cuerda óptima según el criterio de Zweifel, con un número de Reynolds igual a 10^5 , una relación de aspecto (altura del álabes/cuerda axial) de 3, e incidencia nula, el coeficiente nominal de pérdidas (ζ^*) era función sólo de la deflexión del fluido (ϵ), para una relación espesor máximo/cuerda (t_{max}/l) dada, figura 1.2. Para relaciones de aspecto y números de Reynolds distintos de los nominales, el coeficiente de pérdidas de entalpía será:

$$\zeta = \left[(1 + \zeta^*) \left(0,993 + 0,02 \frac{b}{h} \right) - 1 \right] \left(\frac{10^5}{Re} \right)^{0,25}, \text{ para álabes fijos y}$$

$$\zeta = \left[(1 + \zeta^*) \left(0,975 + 0,075 \frac{b}{h} \right) - 1 \right] \left(\frac{10^5}{Re} \right)^{0,25}, \text{ para álabes móviles.}$$

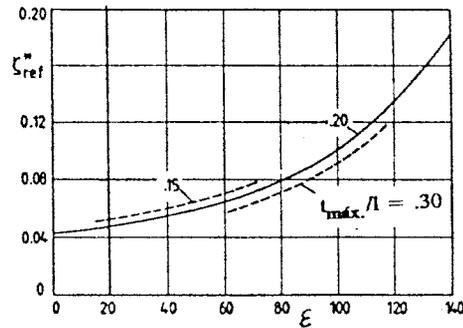


Figura 1.2. Coeficiente nominal de pérdidas de Soderberg.

El número de Reynolds está basado en las condiciones del flujo a la salida de la corona de álabes y en el diámetro hidráulico. Para tener en cuenta el efecto de la holgura radial, se multiplica el rendimiento calculado (para holgura radial nula) por la relación: área efectiva de álabes/área de paso total.

Si dibujamos las curvas de isorrendimiento en un diagrama ψ - ϕ , calculadas a partir de la correlación de Soderberg, para iguales relaciones de aspecto y número de Reynolds, vemos que éstas son similares a las de Smith, excepto los valores de los rendimientos que son inferiores en un 0,5 al 2%.

Correlación de Latimer [3].- Latimer obtuvo una correlación empírica para el rendimiento global del escalonamiento, que tenía en cuenta los efectos del espesor del borde de estela, relación de aspecto y holguras radiales. Dicha correlación es:

$$100 - \eta = \frac{42}{\left(\frac{h}{s_g} \right)_E + \left(\frac{h}{s_g} \right)_R} + 16 \left[\frac{\psi^2 + (\phi + 1)^2}{\phi} \right] \left[2 \left(\frac{t_{TE}}{s_g} \right)_E + \left(\frac{t_{TE}}{s_g} \right)_R \right] - 8,5\lambda + 100B \frac{k}{h} + 6,8$$

donde:

h = Altura de álabe.

s_g = Paso a la garganta.

t_{TE} = Espesor del borde de estela.

k = Holgura radial.

B = Constante, según tipo de holgura radial:

0,5 para álabes sin llanta.

0,25 para álabes enlantados.

λ = Parámetro de pérdidas secundarias de Ainley y Mathieson [4].

Basado en el hecho de que las turbinas muestran una tendencia única del rendimiento con la carga, Latimer obtuvo un método simplificado para evaluar el comportamiento de la turbina fuera de diseño, al observar una buena correlación entre el coeficiente de carga y el rendimiento cuando éstos se representaban en escala logarítmica, es decir:

$$\log(\eta) = f[\log(\psi)]$$

Para el uso de ésta curva, figura 1.3, es necesario conocer el coeficiente de carga para el que el rendimiento alcanza su máximo.

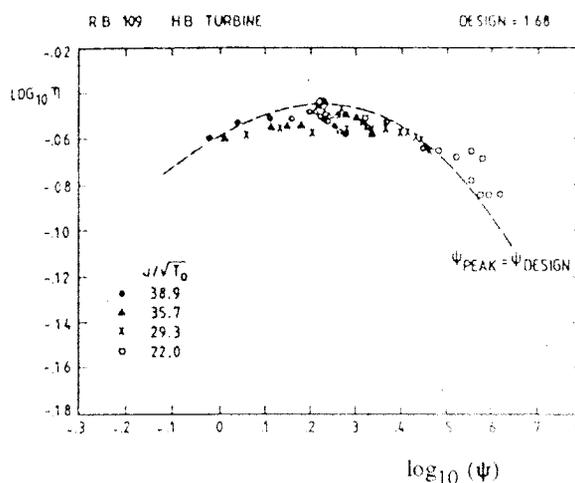


Figura 1.3. Rendimiento del escalonamiento fuera de diseño, según Latimer.

1.3.- METODOS DE ANALISIS DE LOS COMPONENTES DE LAS PERDIDAS.

Estos métodos pueden aplicarse en modelos unidimensionales que evalúan las pérdidas en la línea media (válidos también en las primeras etapas de diseño), sin embargo, para una predicción más detallada del flujo en la turbina, será conveniente evaluar la variación de las pérdidas a lo largo de la altura del álabe en función de la geometría local de los álabes y de los triángulos de velocidades. También debemos hacer notar que estos métodos evalúan las pérdidas que tienen lugar entre la entrada y la salida de las coronas de álabes sin tener en cuenta su evolución a lo largo de los conductos entre álabes; por lo tanto, éstos no son aptos en aquellos métodos en que hay que conocer dicha evolución (Métodos "through-flow", "Métodos de cálculo de álabe a álabe", etc.), para los que hay que utilizar otras técnicas para evaluar la generación de entropía debida a las pérdidas.

En lo que sigue, vamos a repasar algunas de las correlaciones más utilizadas para la evaluación de las pérdidas, considerando separadamente sus tres componentes principales: pérdidas en el perfil, secundarias y las debidas a la holgura radial.

1.3.1.- Pérdidas en el perfil.

En primer lugar, vamos a considerar las pérdidas en el perfil en unas condiciones de referencia y posteriormente las pérdidas por borde de estela y los efectos de los números de Reynolds y de Mach. Dichas condiciones de referencia serán:

- Relación paso/cuerda óptima.
- Espesor del borde de estela igual a cero.
- Número de Mach a la salida menor de 0,5.
- Acabado superficial de los álabes standard (rugosidad equivalente de grano de arena $K_s/1=10^{-4}$).
- Número de Reynolds igual a $2 \cdot 10^5$.

A las pérdidas obtenidas en el perfil en estas condiciones las llamaremos "pérdidas básicas en el perfil".

1.3.1.1.- Pérdidas básicas en el perfil.

Correlación de Ainley y Mathieson [4].- Está basada en los resultados de numerosos ensayos de cascadas de álabes y de escalonamientos de turbinas. Los datos están referidos a perfiles de álabes con su contorno compuesto de arcos de círculo y líneas rectas o álabes con una línea media con curvatura circular o parabólica y con una relación de espesor máximo/cuerda entre 0,15 y 0,25. La correlación está basada en una serie de gráficas de las que se obtiene el coeficiente de pérdidas de presión de remanso para toberas ($\alpha_1' = 0$) y álabes de acción ($\alpha_1' = \alpha_2$) en función de la relación paso/cuerda, para incidencia nula, figura 1.4. Para álabes con ángulos distintos a los anteriores el coeficiente de pérdidas será:

$$Y_p = \left[Y_{(\alpha_1' = 0)} + \left(\frac{\alpha_1'}{\alpha_2} \right)^2 (Y_{(\alpha_1' = \alpha_2)} - Y_{(\alpha_1' = 0)}) \right] \left(\frac{t_{máx}}{0,2l} \right)^{\frac{\alpha_1'}{\alpha_2}}$$

Kacker y Okapuu [5], propusieron sustituir el término $(\alpha_1'/\alpha_2)^2$ por $|\alpha_1'/\alpha_2| \cdot (\alpha_1'/\alpha_2)$, para incluir los casos en que $\alpha_1' < 0$. Para incidencias no nulas se calcula una incidencia de desprendimiento (i_s) en función de α_2 y α_1/α_2 , y a partir de ésta se obtiene un coeficiente en función de i/i_s , que multiplica a Y_p . Las pérdidas así obtenidas son válidas para perfiles con una relación espesor borde de estela/paso en la garganta de 0,02, por lo que para el caso de un espesor de borde de estela nulo, Y_p debe de multiplicarse por 0,914 (ver referencias 4 y 5).

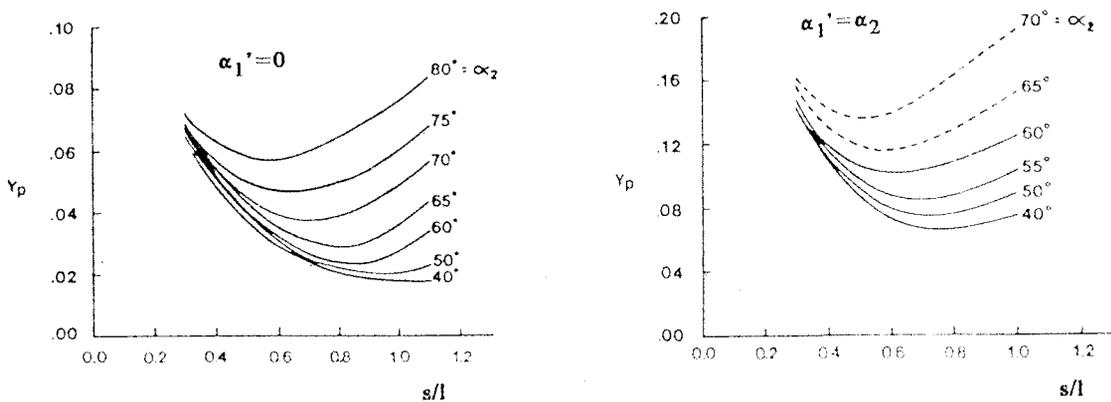


Figura 1.4. Pérdidas en el perfil, según Ainley y Mathieson.

Correlación de Traupel [6].- Basó su correlación de pérdidas en el cálculo de la energía disipada (D) a partir de una estimación de las velocidades medias en la cara de presión y succión del álabe, junto con un coeficiente constante de disipación (C_d), llegando a la siguiente ecuación:

$$D = C_d 15 l_b \frac{\rho}{2} \bar{c}^3 [(1+U)^3 + (1-U)^3]$$

donde:

$c(1+U)$ = Velocidad media en la cara de succión.

$c(1-U)$ = Velocidad media en la cara de presión.

l_b = longitud de la línea media del álabe.

U = Coeficiente de perturbación de velocidad.

Si eliminamos U de la ecuación de la circulación $\Gamma = s \Delta c_\theta = 2 l_b c U$, y relacionamos las pérdidas de entalpía con el coeficiente de pérdidas ζ_p , tenemos:

$$\Delta h_d = \frac{D}{\rho_2 c_2 s \cos \alpha_2}$$

$$\frac{\zeta_p}{1 - \zeta_p} = \frac{\Delta h_d}{\frac{c_2^2}{2}} = 2 C_d \left(\frac{l_b}{s} \right) \left(\frac{\bar{c}}{c_2} \right)^3 \frac{1 + \frac{3}{4} \left[\frac{\Delta c_\theta}{\bar{c}} \frac{s}{l_b} \right]^2}{\text{sen} \alpha_2}$$

En la figura 1.5 se ha representado el coeficiente de pérdidas para un valor de $C_d = 0,003$, valores de l_b/s próximos a los óptimos y c comprendida entre c_2 y $(c_1 + c_2)/2$. Según el autor, estas pérdidas son típicas para álabes con curvatura continua y tasas de difusión bajas.

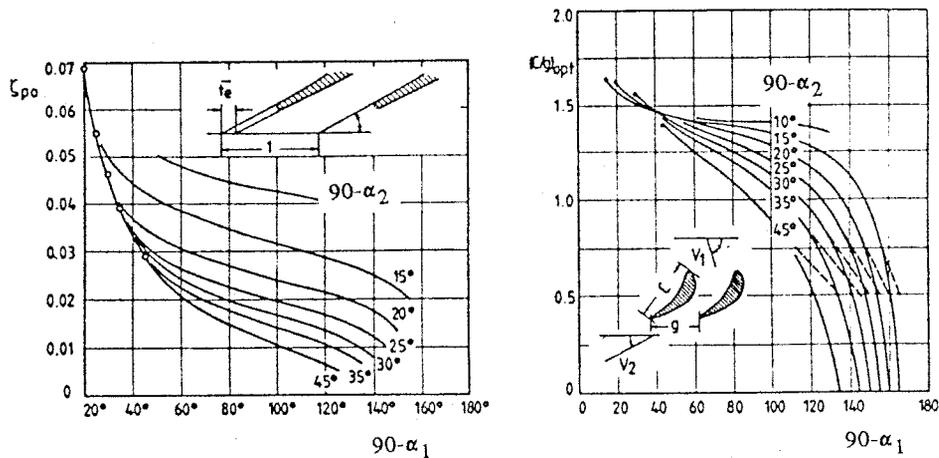


Figura 1.5. Coeficiente de pérdidas en el perfil y relacion paso/cuerda óptimo, según Traupel.

Correlación de Balje y Binsley [7].- Utiliza la ecuación de Tuckenbrodt de capa límite turbulenta para gradientes de presión arbitrarios, siendo ésta la que sigue:

$$\theta \left(\frac{c \theta}{v} \right)^{\frac{1}{n}} = c^{-\left(3 + \frac{2}{n}\right)} \left[C_1 + A \int_{x=X_t}^{x=l_b} c^{\left(3 + \frac{2}{n}\right)} dx \right]$$

donde:

θ = Espesor por la cantidad de movimiento.

A, n = Constantes experimentales.

v = Viscosidad cinemática.

C_1 es también una constante, que se determina a partir del punto de transición de la capa límite laminar ($x=X_t$). La principal suposición hecha por Balje y Binsley es que el engrosamiento total de la capa límite puede predecirse, razonablemente, suponiendo una variación lineal de la velocidad a lo largo de la línea media del álabe del tipo:

$$c = c_2 \left[\frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} + \frac{x}{l_b} \left(1 - \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right) \right]$$

Esta hipótesis fue justificada por el hecho de que los resultados obtenidos al calcular el engrosamiento de la capa límite fueron esencialmente los mismos que los obtenidos al

utilizar distribuciones de velocidad trapezoidales, quizás más próximas a la realidad. Si integramos la ecuación primera tomando $n=4$, $c_2 l_b/v = \text{cte.}$ y $X_1=0$, tendremos:

$$\frac{\theta}{l_b} = K \left[\frac{1 - \left(\frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \right)^{4,5}}{1 - \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1}} \right]^{0,8}$$

donde K es una constante basada en resultados experimentales que vale $K=0,0021$.

Las pérdidas en el perfil pueden calcularse, en función del espesor por la cantidad de movimiento, utilizando la ecuación de Stewarts [8]:

$$\zeta_p = 1 - \left[\frac{\frac{\sin^2 \alpha_2 (1 - \bar{\delta}^* - \bar{\theta} - \bar{t}_{TE})^2}{(1 - \bar{\delta}^* - \bar{t}_{TE})^2} + \cos^2 \alpha_2 (1 - \bar{\delta}^* - \bar{t}_{TE})^2}{1 + 2 \cos^2 \alpha_2 [(1 - \bar{\delta}^* - \bar{t}_{TE})^2 - (1 - \bar{\delta}^* - \bar{\theta} - \bar{t}_{TE})]} \right]$$

donde $\bar{\delta}^*$, $\bar{\theta}$ y \bar{t}_{TE} son iguales a δ^* , θ y t_{TE} divididos por $(s \cdot \cos \alpha_2)$. Las pérdidas en el perfil y la relación paso/cuerda óptima pueden verse en la figura 1.6.

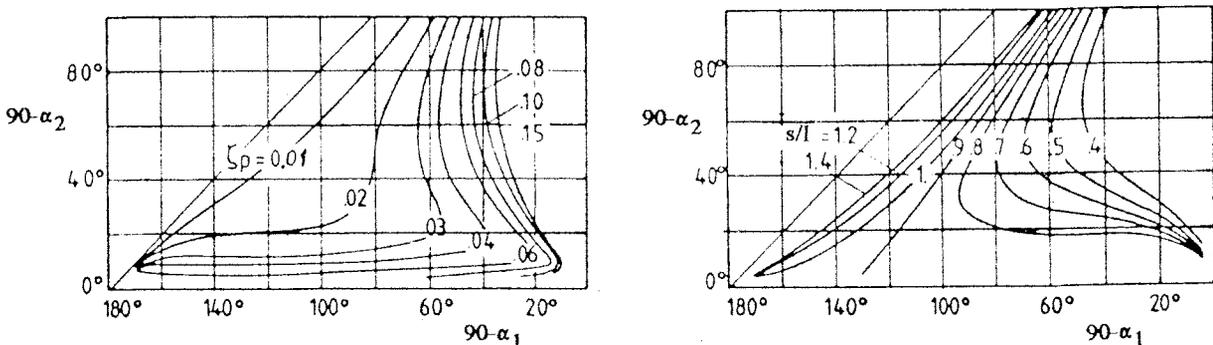


Figura 1.6. Coeficiente de pérdidas en el perfil y relación paso/cuerda óptimo, según Balje y Binsley.

Correlación de Craig y Cox [9].- Presentan una correlación basada en datos experimentales de cascadas rectas. Su coeficiente básico de pérdidas, para un espesor del borde de estela nulo, depende de un coeficiente de sustentación $F_L = f(\alpha_1, \alpha_2)$, de la relación paso/longitud de la línea media (s/l_b) y de la relación de contracción del canal entre álabes, figura 1.7.

El utilizar s/l_b presenta la ventaja de estar más directamente relacionado con el desarrollo de la capa límite, pero resulta más difícil de manejar que la relación paso/cuerda. La relación de contracción del canal, junto con la relación anterior s/l_b , nos permite considerar, en cierta medida, las diferencias entre los perfiles de los álabes de turbinas de gas y vapor y entre los de alta y baja presión en éstas últimas. Considerando que esta correlación está basada en datos anteriores a 1.970 y que la industria de las turbinas de vapor ha sido bastante lenta para introducir nuevos conceptos de diseño de álabes, es probable que esta correlación sea fiable, en gran medida, en el diseño de álabes con perfiles compuestos por arcos de círculo y líneas rectas.

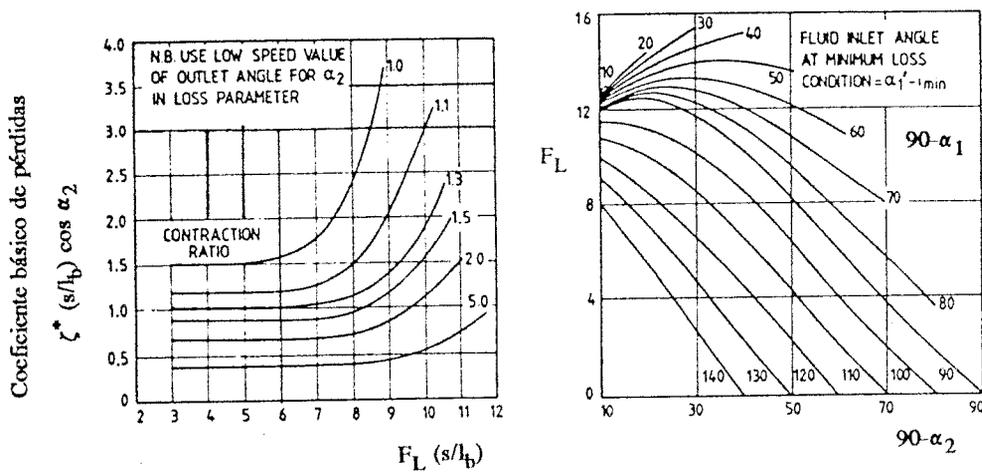


Figura 1.7. Coeficiente de pérdidas en el perfil y coeficiente de sustentación, según Craig y Cox.

Método de Denton [10].- Este método está basado en el cálculo teórico del rendimiento de un gran número de cascadas de álabes. Los resultados se presentan como curvas que representan el coeficiente de pérdidas de entalpía en función de α_1 y α_2 para cada valor de s/l . Denton encontró que la relación paso/cuerda óptima era aquella en que la separación comenzaba a ocurrir en la superficie de los álabes. No existen más detalles publicados sobre este método.

En la figura 1.8 se representan los resultados obtenidos por Denton [10] para distintas correlaciones de pérdidas. Puede observarse en todas ellas un incremento de las pérdidas al aumentar α_2 (aumento de la deflexión), pero existe una diferencia notable entre las curvas de Ainley y Mathieson y Craig y Cox por un lado, con las de Traupel, Balje y Denton por

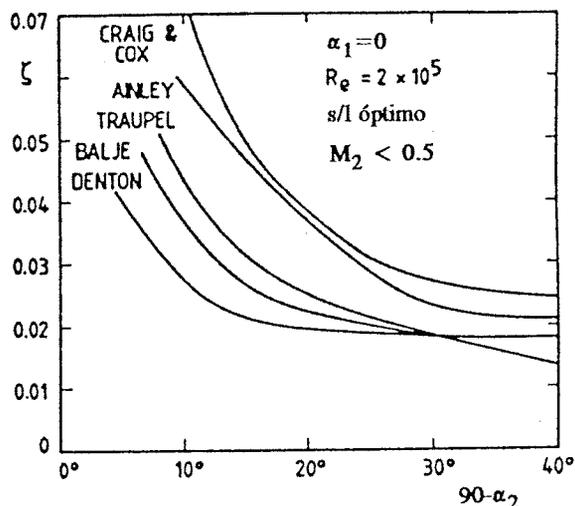


Figura 1.8. Comparación de diferentes correlaciones de pérdidas en el perfil, según Denton.

otro. El nivel de pérdidas alcanzado por el segundo grupo de curvas es característico de álabes diseñados con bajas tasas de succión y difusión en las caras de depresión y presión respectivamente, por lo que las pérdidas en los mismos son sistemáticamente sobreestimadas por Craig y Cox con un factor de 1,5 a 2. Kacker y Okapuu [5] estimaron que las pérdidas predichas por Ainley y Mathieson deberían corregirse con un factor de 2/3 para tener en cuenta el progreso en el diseño de los álabes. Con esta corrección, la curva de Ainley se situaría entre las de Traupel y la de Balje y Binsley. Finalmente, si comparamos la curva de Balje y la de Traupel parece ser que las diferencias que aparecen se deben principalmente a las mayores relaciones paso/cuerda supuestas por Balje.

1.3.1.2.- Pérdidas en el borde de estela.

Estas pérdidas están originadas básicamente por dos efectos: en primer lugar, por las diferentes velocidades y presiones en las caras de succión y presión del álabe, cuando el flujo alcanza el borde de estela y en segundo lugar, por el súbito cambio en el área de paso del flujo.

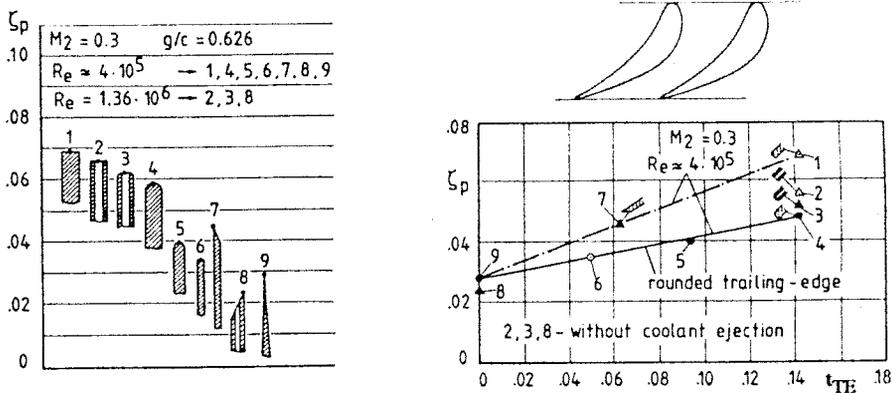


Figura 1.9. Efectos de la geometría del borde de estela sobre las pérdidas en el perfil, según David.

David [11] investigó la influencia de la geometría del borde de estela sobre las pérdidas observando que, para un mismo espesor de borde, las pérdidas eran siempre mayores en el caso de borde cuadrado que en el redondeado, figura 1.9.

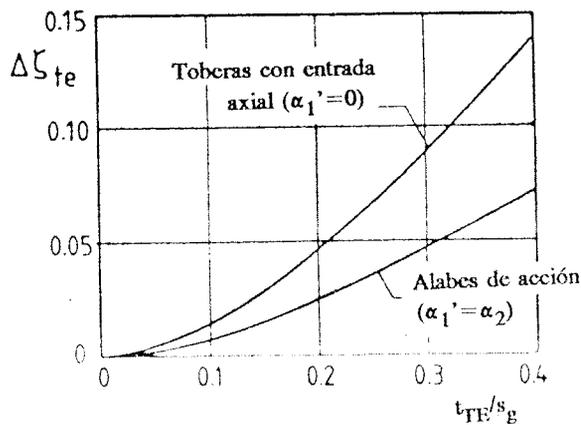


Figura 1.10. Pérdidas por borde de estela, según Kacker y Okapuu.

Kacker y Okapuu [5], observaron diferencias importantes en las pérdidas por borde de estela para toberas y álabes de acción debido a diferentes espesores por cantidad de movimiento de la capa límite de cada uno de ellos, figura 1.10. Para álabes con geometrías diferentes de las dos anteriores (tipos básicos), las pérdidas se calculan por interpolación de forma similar a la de Ainley para el cálculo de las pérdidas en el perfil; la expresión de la misma será:

$$\Delta \zeta_{TE} = \Delta \zeta_{TE(\alpha_1'=0)} + \left| \frac{\alpha_1'}{\alpha_2} \right| \frac{\alpha_1'}{\alpha_2} \left[\Delta \zeta_{TE(\alpha_1'=\alpha_2)} - \Delta \zeta_{TE(\alpha_1'=0)} \right]$$

1.3.1.3.- Efectos del número de Mach.

Sería inútil discutir el efecto del número de Mach sobre las pérdidas en el perfil sin especificar la geometría de los álabes, en particular, la curvatura de la cara de succión desde la garganta hasta el borde de estela, que da lugar a una fuerte dependencia con el número de Mach. Ya **Ainley y Mathieson [4]** distinguían entre álabes con el tramo final de la cara de succión curvado, para flujos subsónicos y con el mismo recto, para el rango supersónico. La influencia del número de Mach sobre el rendimiento del álabe con el tramo final de la cara de succión curvado, para flujo subsónico, no está demasiado clara y, en particular, la cuestión de si para $M_2 < M_{2cr}$ permanece constante el coeficiente de pérdidas de presión de remanso (Y) o si lo hace el coeficiente de pérdidas de entalpía (ζ). La relación aproximada entre ambos es la que sigue:

$$Y = \zeta \left(1 + \frac{\gamma M_2^2}{2} \right)$$

En estas condiciones, Ainley supuso constante el coeficiente de pérdidas de presión de remanso mientras que el flujo a lo largo del álabe fuera subsónico, mientras que **Craig y Cox** consideraron constante el coeficiente de pérdidas de entalpía.

Kacker y Okapuu [5] sugirieron que el efecto del número de Mach era más pronunciado donde el mismo, a la entrada, fuera sólo ligeramente inferior al de salida y propusieron la siguiente corrección a las pérdidas en el perfil de Ainley:

$$Y_p = \frac{2}{3} Y_{AM} \left[1 - \left(\frac{M_1}{M_2} \right)^2 (1 - K_1) \right]$$

con: $K_1 = 1 - 1,25 (M_2 - 0,2)$, para $M_2 > 0,2$.

Para números de Mach mayores que el crítico, las pérdidas tienden a crecer notablemente, sobre todo para $M_2 > 1,3$, debido a las ondas de choque que se producen.

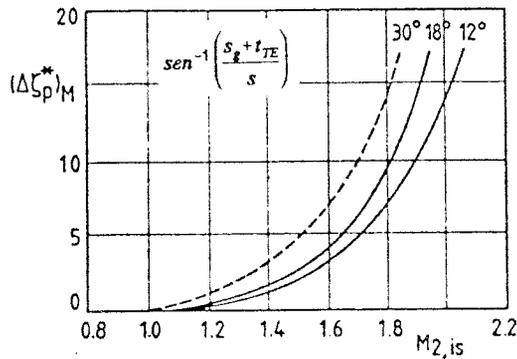


Figura 1.11. Efectos del número de Mach en perfiles convergente, según Craig y Cox.

Despreciando los efectos viscosos es posible calcular las pérdidas producidas por las ondas de choque en los álabes con la cara de succión recta desde la garganta hasta el borde de estela y con el espesor de éste igual a cero, utilizando las ecuaciones de la continuidad, las de conservación de la cantidad de movimiento y de la energía para flujos bidimensionales. En la figura 1.11 se representan estas pérdidas calculadas por **Craig y Cox [9]**.

En los álabes con el tramo final de la cara de succión curvada, en comparación con los anteriores, el flujo tiende a sobreacelerarse en la cara de succión aguas abajo de la garganta, dando lugar a mayores diferencias en el número de Mach a través del borde de estela e incrementándose, por lo tanto, la intensidad de las ondas de choque y las pérdidas.

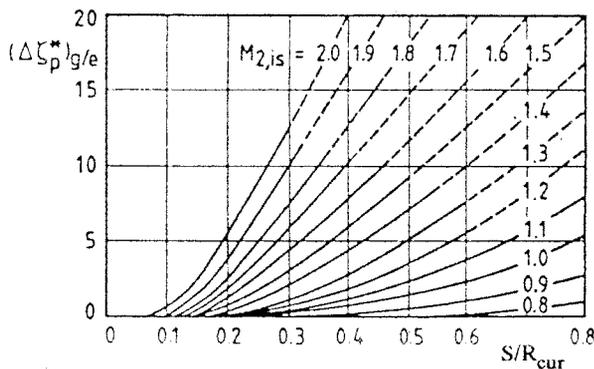


Figura 1.12. Pérdidas debidas a la curvatura del tramo final de la cara de succión, según Craig y Cox.

Craig y Cox también estudiaron este último efecto y consideraron unas pérdidas adicionales a las de la figura 1.11, debido a la curvatura del tramo final de la cara de succión. Estas pérdidas pueden obtenerse de la gráfica de la figura 1.12, en función de la relación entre el paso y el radio de curvatura del final de la cara de succión, y del número de Mach a la salida, supuesto el proceso no viscoso.

1.3.1.4.- Efectos del número de Reynolds.

El efecto del número de Reynolds (basado en la cuerda y condiciones del flujo a la salida) sobre las pérdidas en el perfil, predicho por varios autores, ha sido representado en la figura 1.13. En ella podemos distinguir tres regiones caracterizadas por el diferente comportamiento de la capa límite del álabe. Estas regiones son:

- a) Alabes con capa límite predominantemente laminar para $Re < 10^5$. En éstos las pérdidas dependen fuertemente del número de Reynolds, creciendo al disminuir el mismo.
- b) Alabes con capa límite transicional (laminar-turbulenta) para $10^5 \leq Re \leq 10^6$, siendo las pérdidas independientes del número de Reynolds.
- c) Alabes con capa límite totalmente turbulenta para $Re > 10^6$. En esta región las pérdidas en el perfil decrecen con el número de Reynolds siempre que su superficie permanezca como hidráulicamente lisa.

Las condiciones operativas correspondientes a la tercera región no son tan frecuentes en las turbinas de gas como en las de vapor, donde el número de Reynolds puede ser superior incluso a 10^7 en el cuerpo de alta presión de las grandes turbinas de vapor. Teóricamente, la fricción superficial en los álabes de las turbinas varían con $Re^{-0.2}$ para capa límite totalmente turbulenta y superficie hidráulicamente lisa. Por supuesto, esto exige un acabado superficial muy bueno, siendo la rugosidad máxima permitida dependiente del número de Reynolds, no debiendo exceder del valor: $K_s/l_b = 100/Re$; donde K_s es la rugosidad equivalente de grano de arena para placas planas [12].

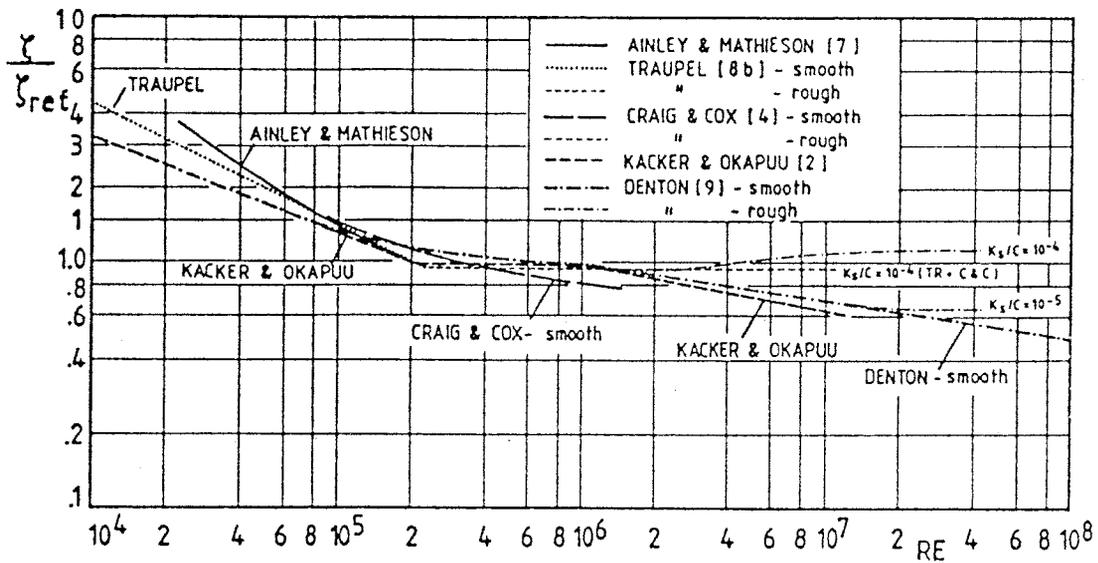


Figura 1.13. Comparación de los efectos del número de Reynolds sobre las pérdidas en el perfil por diversos autores.

La curva de Denton [10], (figura 1.13), está basada en los cálculos de la capa límite de los álabes de seis turbinas. Para números de Reynolds bajos, las pérdidas varían con $Re^{-0.4}$, valor que fue adoptado también por Kacker y Okapuu. Esta variación con el número de Reynolds resulta algo baja si la comparamos con la sugerida por Traupel [6] y, en particular, la de Ainley y Mathieson. La causa del incremento de las pérdidas para números de Reynolds $< 10^5$ es el engrosamiento de la capa límite laminar y el gradual aumento de la región de separación del flujo laminar.

Denton observó que la evolución de las pérdidas en la región de transición, $10^5 \leq Re \leq 10^6$, dependía bastante del perfil del álabe, pero globalmente las pérdidas continúan decreciendo ligeramente en este rango. La rugosidad de los álabes con un acabado superficial standard de $K_s/l = 10^{-4}$ se hace importante solamente en la fase inicial del régimen totalmente turbulento, comenzando para $Re = 10^6$. Por el contrario, Traupel considera que esta rugosidad es suficiente para acelerar considerablemente la conclusión de la fase de transición y propone que las pérdidas se hagan independientes del número de Reynolds a partir de $Re > 2,2 \cdot 10^5$. Craig y Cox [9] sugieren que los datos de pérdidas son mejor correlacionados cuando se define el número de Reynolds con respecto al paso en la garganta que respecto de la cuerda. En la figura 1.13, se ha representado su curva para un

valor típico de $s_g/l = 0,25$. Para una rugosidad superficial de $K_s/l = 10^{-4}$ hace independientes sus pérdidas del número de Reynolds a partir de $Re = 4,5 \cdot 10^5$.

1.3.2.- Pérdidas secundarias.

Existen numerosas correlaciones para el cálculo de las pérdidas secundarias aunque algunas de ellas no son muy fiables debido a una información incompleta, restricciones a un aspecto particular o una aplicación a un número insuficiente de configuraciones de cascadas, haciendo peligrosa su eventual extrapolación. En 1.970, Dunham [36] dió un repaso a diferentes correlaciones de pérdidas secundarias expresadas como coeficientes de pérdidas de presión de remanso. A continuación recogemos algunas de ellas:

Soderberg, 1.949:
$$Y_s = 0,075 \frac{l}{h}$$

Ainley y Mathieson, 1.951:
$$Y_s = \lambda Z$$

Ehrich, 1.954:
$$Y_s = \frac{0,1178 (\alpha_1 - \alpha_2)^2}{\left(1 - 0,2 \frac{s}{h}\right)^3} \frac{s}{h} \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^2 \alpha_1}$$

Scholz, 1.954:
$$Y_s = 0,07 \frac{s}{h}$$

Hawthorne, 1.956:
$$Y_s = 2 (\alpha_1 - \alpha_2) \frac{s}{h} \frac{\cos^4 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m} f\left(\frac{\delta_1}{s \cos \alpha_2'}\right)$$

McDonald, 1.956:
$$Y_s = f\left(\frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1'}\right) \left(\frac{C_l}{s/l}\right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m}$$

Vavra, 1.960 :

$$Y_s = 0,04 \frac{s}{h} \left(\frac{C_l}{s/l} \right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m}$$

Boulter, 1962:

$$Y_s = 0,035 \frac{l}{h} (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)^2 \cos^2 \alpha_2$$

Scoltack, 1.963:

$$Y_s = f \left(\frac{h}{s_g}, \frac{A_2^2/A_1^2}{1}, \frac{D_H/d_c}{} \right) \left(\frac{C_l}{s/l} \right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m}$$

Bauermeister, 1,963:

$$Y_s = 0,07 \frac{l}{h} (\tan \alpha_1^2 - \tan \alpha_2^2)$$

Balje, 1.968:

$$Y_s = \frac{l}{h} f_1 \left(\frac{\delta_1}{h} \right) f_2(\alpha_1, \alpha_2)$$

Estas correlaciones son válidas para flujo incompresible y el parámetro Z que aparece en algunas de ellas representa el parámetro de carga de Ainley que se puede expresar:

$$Z = \left(\frac{C_l}{s/l} \right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m}$$

con: $C_L = \frac{s}{l} (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \cos \alpha_m$ y $\alpha_m = \arctan \left(\frac{\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2}{2} \right)$

Dunham comparó estas correlaciones con los datos de pérdidas secundarias publicados, especialmente los de Wolf [14] que parecen ser los mejor documentados y los más comprensibles. Dunham llegó a la conclusión de que estos datos se podían correlacionar con la ecuación:

$$Y_s = \frac{l}{h} \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} Z f \left(\frac{\delta_1^*}{l} \right)$$

donde δ_1^* es el espesor por desplazamiento.

Después de Dunham se han publicado otras correlaciones para el cálculo de las pérdidas secundarias, entre las que podemos citar:

- Traupel [6] en 1.968 y revisada en 1.977.
- Dunham y Came [13] en 1.970, que es una modificación del método original de Ainley y Mathieson.
- Craig y Cox [9] en 1.971.
- Dejc y Trojanovskif en 1.973.
- Hult y Sauer [15] en 1.978.
- Kacker y Okapuu [5] en 1.982, que es una modificación posterior a la de Dunham y Came del método original de Ainley y Mathieson.
- Moustapha, Kacker y Tremblay [17] en 1.990.

Para obtención de sus correlaciones, estos autores han procedido de una forma parecida. La estructura básica de sus correlaciones ha sido determinada a partir de datos de cascadas rectas, mientras que el valor en sí de las pérdidas se ha calculado por comparación con las medidas de los ensayos de turbinas. Esto es importante porque una correlación basada sólo en datos de cascadas rectas tendría pocas aplicaciones directas, pues subestimarían las pérdidas que tienen lugar en las coronas de álabes de las turbinas.

A continuación analizaremos brevemente algunas de estas últimas correlaciones de pérdidas secundarias.

Correlación de Traupel [6].- La estructura básica de la correlación de pérdidas secundarias de Traupel fue obtenida a partir de los resultados de ensayos de cascadas rectas presentados por Wolf [14]; sin embargo, los valores cuantitativos fueron calculados por comparación con las medidas de los ensayos de turbinas en E.T.H. Zürich.

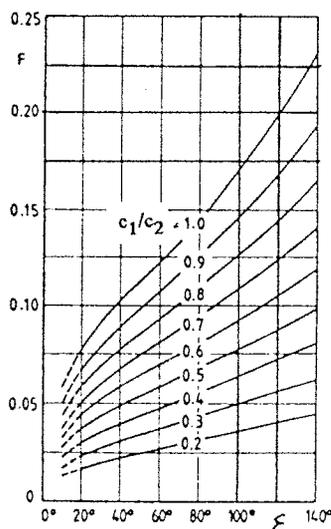


Figura 1.14. Factor F de la correlación de pérdidas secundarias de Traupel.

Las pérdidas secundarias deducidas de los ensayos de turbinas son aproximadamente el doble de las que se derivan de los datos de Wolf. Siempre que no exista interferencia entre las regiones extremas de pérdidas secundarias (carcasa o llanta y base de álabes), las pérdidas pueden expresarse:

$$\zeta_S = \frac{\zeta_p}{\zeta_{p0}} F \frac{s}{h} + \zeta_a$$

donde $F = f(\Delta\alpha, c_1/c_2)$, figura 1.14. El utilizar la relación de velocidades c_1/c_2 indica que la correlación tiene en cuenta los efectos de compresibilidad. El término ζ_p/ζ_{p0} (relación entre las pérdidas en el perfil para un Re , M_2 y espesor del borde de estela dados, y las pérdidas en las condiciones nominales) indica que las pérdidas secundarias están afectadas por los mismos parámetros que las pérdidas en el perfil.

ζ_a es un factor de corrección que tiene en cuenta los diferentes espaciados axiales entre coronas de álabes y las pérdidas debidas a las tensiones cortantes de los extremos de los álabes, en el caso de álabes no enlantados, o las debidas al cizallamiento de la capa límite turbulenta en la raíz y cabeza, en el caso de álabes enlantados. Dependiendo del tipo de construcción, ζ_a se puede calcular como sigue:

$$\zeta_a = \frac{c_f}{\cos \alpha_2} \left(1 \pm \frac{h}{d_m} \right) \frac{\delta_{ax}}{h}, \text{ para álabes sin llanta (+ para el estator, y - para el rotor).}$$

$$\zeta_a = \frac{0,04}{\cos \alpha_2} \frac{\delta_{ax}}{h}, \text{ para álabes con llanta.}$$

Traupel estableció un valor crítico de la altura del álabe en función de las pérdidas en el perfil. Dicho valor es:

$$\left(\frac{h}{s} \right)_{cr.} = 7 + 10 \sqrt{\zeta_p}$$

Para relaciones h/s menores que el valor crítico, es imposible separar las pérdidas secundarias de las del perfil. En tales casos es preferible calcular las pérdidas de forma global a través de la expresión:

$$\bar{\zeta} = \zeta_p + \frac{\zeta_p}{\zeta_{p0}} \frac{F}{(h/s)_{cr}} + \zeta_a + A \frac{l}{s} \left[\frac{1}{h/s} - \frac{1}{(h/s)_{cr}} \right]$$

donde A es una constante que vale 0,02 para álabes fijos y 0,035 para álabes móviles.

Correlación de Craig y Cox [9].- Su correlación está basada en datos experimentales de cascadas rectas. De la comparación de los valores calculados y de los medidos en ensayos de turbinas, estos autores llegaron a la conclusión de que sus datos de pérdidas secundarias

en cascadas no necesitaban ser corregidas para ser utilizados en los cálculos de coronas de álabes de turbinas.

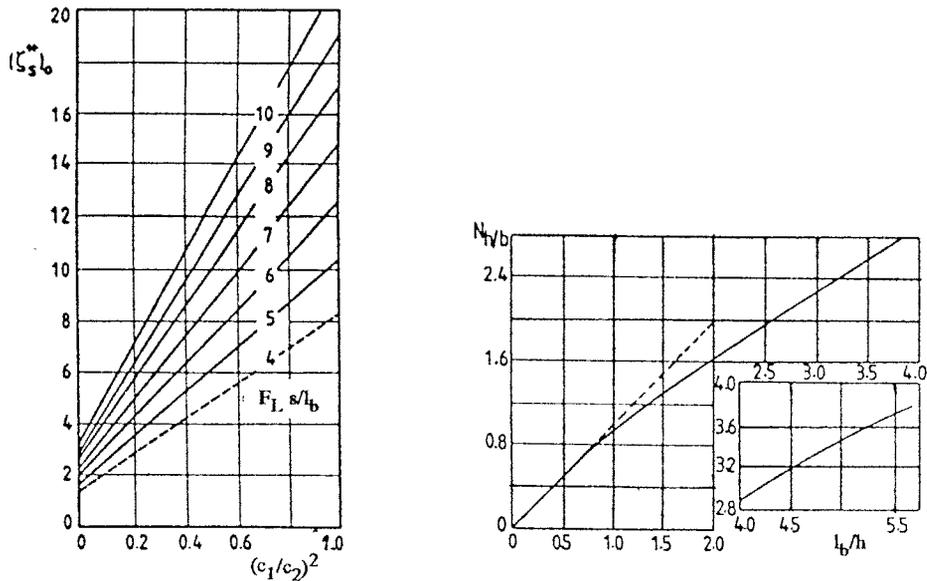


Figura 1.15. Factores de pérdidas secundarias y de relaciones de aspecto de Craig y Cox.

Las pérdidas secundarias pueden calcularse a través de la ecuación siguiente:

$$\zeta^+ = \zeta_{s,0}^* N_R N_{h/b}$$

donde:

- $\zeta_{s,0}$ es el factor de pérdidas secundarias básicas que depende del parámetro de carga $F_c = f(\alpha_1, \alpha_2)$, (figura 1.7), de la relación paso/longitud de la línea media (s/l_b) y $(c_1/c_2)^2$, figura 1.15.
- $N_{h/b}$ es el factor de la relación de aspecto, figura 1.15.
- N_R es un factor que considera el efecto del número de Reynolds, que es el mismo que el que corrige las pérdidas en el perfil, figura 1.13.

Este método es válido solamente para álabes con llanta.

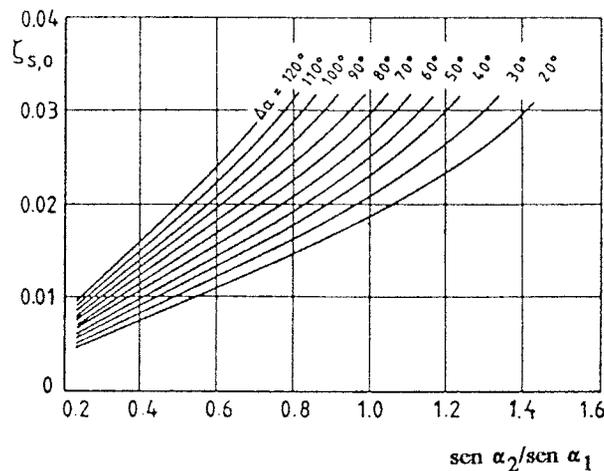


Figura 1.16. Coeficiente de pérdidas secundarias, según Wolf.

Correlación de Hultsch y Sauer [15].- La ecuación básica utilizada por estos autores es:

$$\zeta_S = 1,5 \zeta_{s0} \frac{h_0}{h} (K_{\delta_1^*} K_{uR} K_S + K_W)$$

donde:

ζ_{s0} es el coeficiente de pérdidas secundarias original de Wolf [14], representado en la figura 1.16. para una altura de álabe $h_0 = 100$ mm., una cuerda de 45 mm., un espesor por desplazamiento de la capa límite a la entrada $\delta_1^* = 0,7$ mm. y una rugosidad del álabe $K_s/h_0 \approx 5 \cdot 10^{-6}$.

$K_{\delta_1^*}$ es un factor que tiene en cuenta la influencia del espesor de la capa límite en la entrada, figura 1.17.

K_{uR} es un factor que considera el efecto de la no uniformidad del flujo a la entrada sobre las pérdidas secundarias. El valor de éste ha sido representado en la figura 1.17 en función de $\Delta I_y/I_x$, cuyas expresiones son:

$$\Delta I_y = \int_0^{\delta} \Delta c_{\theta}^2(r) r dr \quad \text{y} \quad I_x = \int_0^{\delta} c_x^2(r) r dr$$

Δc_{θ} representa la desviación de la velocidad con respecto a la del flujo uniforme a la entrada.

K_s es un factor que tiene en cuenta el incremento de las pérdidas secundarias con la distancia "aguas abajo" recorrida (x_2'). Su valor puede obtenerse de la figura 1.17.

K_w es un factor que considera la influencia del aumento del área anular a través de la corona de álabes, figura 1.17.

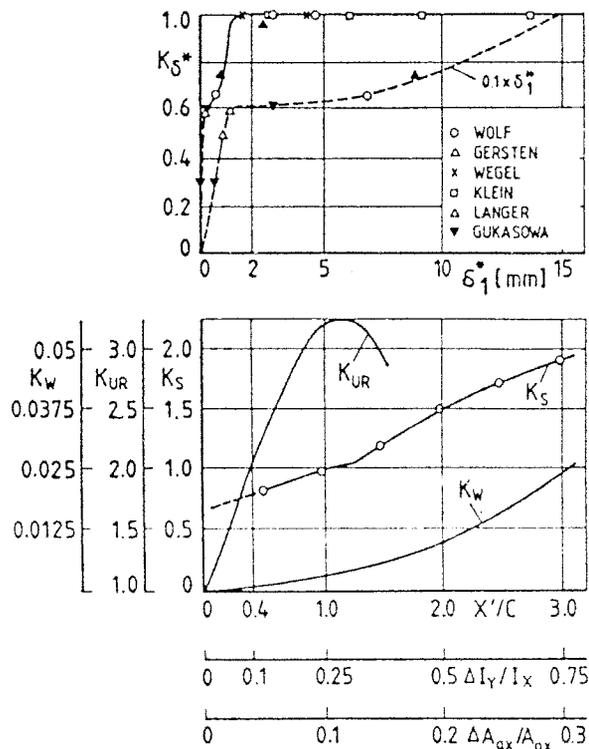


Figura 1.17. Factores de la correlación de pérdidas secundarias de Hultsch y Sauer.

Hultsch y Sauer consideraron que la influencia del número de Mach era apreciable sólo para espesores de capa límite de las superficies extremas muy gruesas.

Correlación de Ainley y Mathieson - Dunham y Came - Kacker y Okapuu [5].- La ecuación básica de pérdidas secundarias en álabes fijos derivaba fundamentalmente de los resultados de ensayos de láminas curvadas del metal de los álabes. Para los álabes móviles las pérdidas secundarias fueron calculadas a partir de los resultados de ensayos de álabes convencionales, utilizando las correlaciones ya establecidas para las pérdidas en el perfil en el estator y en el rotor.

Como ya ha sido mencionado anteriormente, Dunham y Came modificaron la ecuación básica de Ainley y Mathieson, $Y_s = \lambda \cdot Z$, quedando como sigue:

$$Y_s = \frac{l}{h} Z \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} f \left(\frac{\delta_1^*}{l} \right)$$

donde Z es el factor de carga de Ainley, que es función sólo de α_1 y α_2 y no depende de la relación paso/cuerda. Dunham propuso la siguiente fórmula para la función f :

$$f \left(\frac{\delta_1^*}{l} \right) = 0,0055 + 0,078 \sqrt{\frac{\delta_1^*}{l}}$$

pero por comparación con los resultados de los ensayos de 25 turbinas, Dunham y Came llegaron a la conclusión de que era más apropiado para f un valor fijo $f = 0,034$.

En la ecuación de pérdidas secundarias propuesta por Dunham y Came puede observarse como Y_s varía inversamente proporcional a la relación de aspecto en todo el rango de variación del mismo; sin embargo, según apuntaron Kacker y Okapuu, esto da lugar a una sobreestimación de las pérdidas para relaciones de aspecto pequeñas. Para valores de $h/l \leq 2$, estos autores proponen sustituir la relación de aspecto por:

$$f(AR) = \frac{1 - 0,25 \sqrt{2 - \frac{h}{l}}}{\frac{h}{l}}$$

De forma similar que para las pérdidas en el perfil, Kacker y Okapuu aplican una corrección para números de Mach subsónicos, a saber:

$$K_s = 1 - K_3 \left[\left(\frac{M_1}{M_2} \right)^2 (1 - K_1) \right] \quad , \quad \text{con} \quad K_3 = \left(\frac{b}{h} \right)^2$$

Dunham y Came propusieron una corrección por el número de Reynolds igual a la utilizada para las pérdidas en el perfil; sin embargo, Kacker y Okapuu limitaron esta corrección a las pérdidas en el perfil, argumentando que en la literatura técnica existen pocas evidencias al respecto.

Correlación de Moustapha, Kacker y Tremblay [17].-Estos autores estudiaron la variación de las pérdidas secundarias con la incidencia. Tras comprobar que el método de Ainley y Mathieson - Dunham y Came [13] subestimaba las pérdidas secundarias para incidencias mayores que las de desprendimiento, correlacionaron el coeficiente de pérdidas de presión de remanso secundarias y el de diseño, $(Y/Y_D)_s$, con el parámetro χ . La expresión de esta correlación es:

$$\left(\frac{Y}{Y_D} \right) = \exp(0,9 \chi) + 13 \chi^2 + 400 \chi^4 \quad , \quad \text{para} \quad 0 < \chi < 0,3$$

$$\left(\frac{Y}{Y_D} \right) = \exp(0,9 \chi) \quad , \quad \text{para} \quad -0,4 < \chi < 0$$

$$\text{con :} \quad \chi = \frac{\alpha_1 - \alpha_1'}{180 - (\alpha_1' + \alpha_2')} \left(\frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2'} \right)^{-1,5} \left(\frac{d_{LE}}{l} \right)^{-0,3}$$

Al considerar la influencia del diámetro del borde de ataque (d_{LE}), los resultados predichos se correlacionan mejor con los experimentales. Dicho diámetro afecta al desarrollo de los vórtices formados en el borde de ataque.

1.3.3.- Pérdidas por holgura radial.

El mecanismo de generación de las pérdidas debido a la holgura radial es totalmente diferente para álabes con llanta y para los álabes sin ella y las correlaciones de pérdidas, por lo tanto, deben considerar las dos configuraciones. En el primer caso, el flujo por la holgura radial está bien diferenciado del flujo principal a través de los álabes. Las pérdidas surgen por la disipación de energía a través del huelgo y por la posterior mezcla del flujo de fugas con el principal aguas abajo de la corona de álabes.

Para álabes sin llanta no existe una separación clara entre las pérdidas secundarias y las debidas a la holgura radial. En este caso las pérdidas por holgura hay que definir las como la diferencia entre las pérdidas totales con holgura radial y sin holgura radial.

La mayoría de las turbinas axiales muestran una disminución lineal del rendimiento de los escalonamientos con el valor de la holgura radial, como lo demuestran los resultados de ensayos de algunas turbinas recopilados por Haas y Kofskey [16], y representados en la figura 1.18. En esta gráfica se incluyen escalonamientos de turbina con rotores enlantados (configuración "SH"), y no enlantados con encastre en la carcasa (configuración "SC") o altura del álabe reducida (configuración "RHB").

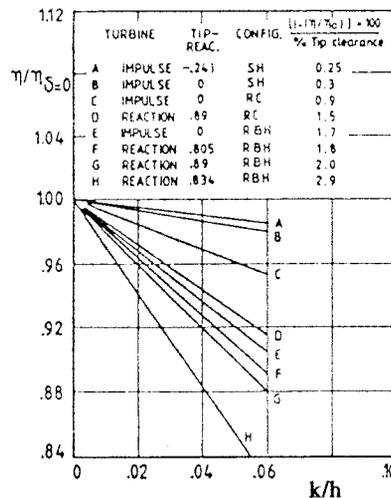


Figura 1.18. Disminución del rendimiento con la holgura radial, según Haas y Kofskey.

Además de la variación lineal del rendimiento del escalonamiento con la holgura radial (k), estos autores llegan a las conclusiones siguientes:

a) Para un valor del grado de reacción en el extremo del álabe, la configuración óptima que daba las menores pérdidas por holgura radial era la "SH", a continuación la "SC" y por último la "RBH".

b) Excepto para la turbina H de la figura 1.18, las pérdidas por holgura radial se incrementaban al aumentar el grado de reacción en el extremo, para una cierta configuración del extremo de los álabes.

A continuación repasaremos algunas correlaciones de pérdidas por holgura radial, estudiando separadamente las que corresponden a álabes sin llanta y las que se refieren a álabes con llanta.

1.3.3.1.- Correlaciones de pérdidas por holgura radial en coronas de álabes sin llanta.

Uno de los estudios experimentales más completos sobre los efectos de los flujos de fugas en cascadas rectas y anulares fue publicado por **Hubert** en 1.963 [18]. Observó que las pérdidas y la desviación del ángulo de salida debidas a la holgura radial, para cuatro cascadas diferentes y con diferentes valores del huelgo, podían correlacionarse muy bien con las siguientes ecuaciones:

$$\bar{\zeta}_k = \frac{\zeta_{cl}}{\delta_u \operatorname{sen} \alpha_m} = f\left(\frac{k}{l}\right)$$

$$\delta_u = \frac{\Delta c_y}{c_x} = c \tan \alpha_2 - c \tan \alpha_1$$

$$\Delta \bar{\alpha}_{2,k} = \Delta \alpha_{2,k} \frac{l}{s} \frac{\text{sen} \alpha_2}{\delta_u \text{sen}^2 \alpha_m} = K \frac{k}{l}$$

Los valores del coeficiente de pérdidas, de la desviación del ángulo de salida y la referencia de los ángulos que figuran en las ecuaciones anteriores, aparecen en la figura 1.19.

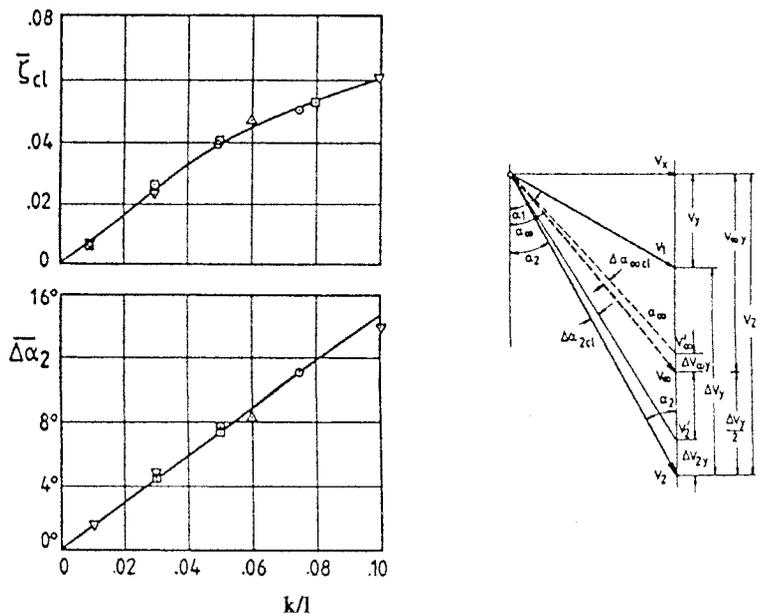


Figura 1.19. Pérdidas por holgura radial y ángulo de desviación, según Hubert.

Balje y Binsley [7] están de acuerdo plenamente con los datos de Hubert en su método de predicción de pérdidas.

El método de Traupel [6] concuerda, en cierta medida, con la estructura de la correlación de Hubert, pero el valor absoluto de las pérdidas por holgura está basado totalmente en los ensayos de turbinas. Traupel calcula la disminución del rendimiento aerodinámico a través de la ecuación siguiente:

$$\Delta \eta = \frac{K_\delta (k - 0,002 l) d_c}{h d_m}$$

donde K_8 es una función de α_2 , $\Delta c_y/c_x$ y k/l , cuyo valor puede obtenerse de la figura 1.20.

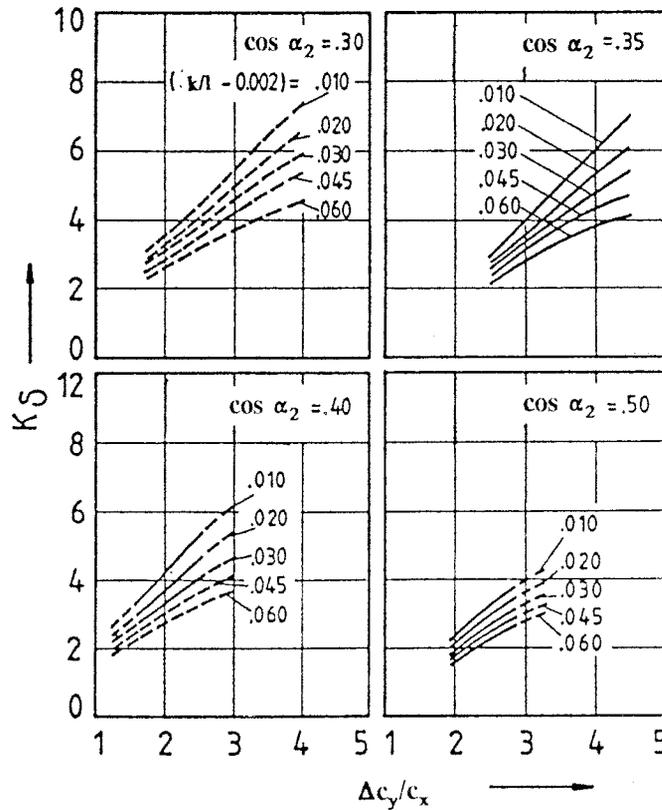


Figura 1.20. Pérdidas por holgura radial para álabes sin llanta, según Traupel.

El efecto de la holgura radial sobre el gasto másico se ha tenido en cuenta a través de una corrección del ángulo de salida, cuya expresión es:

$$\Delta \alpha_{2,k} = 70,5 \frac{k}{h} \frac{d_c}{d_m} - 0,714 \frac{s}{h} - 0,5^\circ$$

Traupel hizo notar que su correlación estaba basada en datos de turbinas trabajando en unas condiciones operativas cercanas a su punto de diseño.

Ainley y Mathieson [4] propusieron una correlación para el cálculo de estas pérdidas con una estructura similar a la de pérdidas secundarias, cuya expresión es:

$$Y_{cl} = B \frac{k}{h} Z$$

donde Z es el parámetro de carga de Ainley y B es una constante que vale 0,5 para álabes sin llanta.

Craig y Cox [9] utilizan la ecuación anterior en su método de predicción de pérdidas, suponiendo que la velocidad axial permanece aproximadamente constante y que las velocidades relativas están por debajo de la crítica.

Basados en la correlación de Hubert (figura 1.19), **Dunham y Came** [13] cambiaron la dependencia lineal de las pérdidas respecto de la holgura, por la ecuación:

$$Y_k = B \frac{l}{h} \left(\frac{k}{l} \right)^{0,78} Z \quad , \quad \text{con } B=0,47$$

siendo esta ecuación válida para flujo subsónico. Para el caso de flujo supersónico **Kacker y Okapuu** [5] proponen la siguiente ecuación para el efecto de la holgura radial sobre el rendimiento:

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_0} = 0,93 \frac{k}{h \cos \alpha_2} \frac{d_c}{d_m}$$

1.3.3.2.- Correlaciones de pérdidas por holgura radial en coronas de álabes con llanta.

La correlación de **Ainley y Mathieson** para álabes sin llanta es también válida para los enllantados sin más que tomar $B = 0,25$.

Según **Traupel** [6], las pérdidas por holgura radial en el rotor vienen dadas por la ecuación:

$$\zeta_k = \mu \left[1 - \left(\frac{v - v_D}{v_D} \right)^2 \right], \quad \text{con} \quad \mu = \frac{\dot{m}_k}{\dot{m} - \dot{m}_k} \quad \text{y} \quad v = \frac{u}{2\sqrt{\Delta h_s}}$$

donde:

\dot{m}_k = gasto a través de la holgura radial.

\dot{m} = gasto total.

u = velocidad del álabe a la altura media.

Δh_s = salto de entalpía estática a través del escalonamiento.

y el subíndice D indica condiciones de diseño.

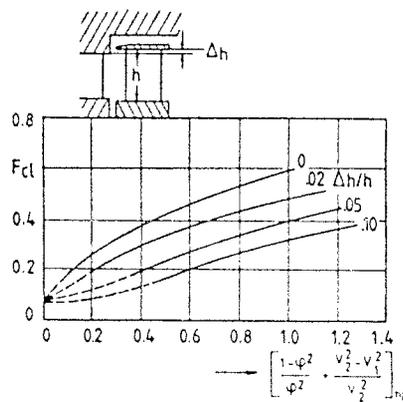


Figura 1.21. Pérdidas por holgura radial en álbes con llanta, según Craig y Cox.

Craig y Cox [9] expresan las pérdidas por holgura radial como una disminución del rendimiento, cuya expresión es:

$$\Delta \eta_k = F_{cl} \cdot \frac{A_k}{A} \cdot \eta_a$$

donde:

A_k = área de la holgura radial.

A = área anular de los álabes.

η_a = rendimiento aerodinámico.

F_{cl} está dado en la figura 1.21 en función del cambio de velocidad a través de la corona de álabes y del recubrimiento ($\Delta h/h$). Un recubrimiento positivo tiene un doble efecto: ocasiona pérdidas debido a un cambio brusco en el área de paso y por otro lado, reduce la presión estática delante de la corona de álabes reduciendo las fugas. Craig y Cox sugirieron que el efecto global del recubrimiento era beneficioso y que este crecía continuamente con el mismo; sin embargo, otros autores apuntan que el beneficio a que da lugar el recubrimiento no crecía continuamente, existiendo un valor óptimo para $\Delta h/h \approx 0,008$, aunque hay que tener en cuenta que éste último depende de la geometría en el huelgo radial.

Dunham y Came [13] utilizaron la misma ecuación de pérdidas que la de los álabes no enlantados, pero con un valor de $B = 0,37$ y una holgura radial corregida en función de número de gargantas del cierre de laberinto (NC), $k_c = k NC^{-0.42}$.

Kacker y Okapuu [5] adoptaron la misma ecuación que Dunham y Came para el cálculo de éstas pérdidas.

2.-REFRIGERACION DE LOS ALABES EN LAS TURBINAS DE GAS.

2.1.- INTRODUCCION.

El alto coste de los combustibles tradicionales en las turbinas de gas ha estimulado tanto la investigación y el desarrollo de diversos medios encaminados a aumentar su rendimiento, como el estudio de la posibilidad de utilizar combustibles alternativos (más baratos y de peor calidad) para disminuir los costes de funcionamiento.

Entre los medios disponibles para aumentar el rendimiento de las plantas de potencia con turbinas de gas, podemos distinguir entre los que dan lugar a mejoras del rendimiento interno de las máquinas (turbina y compresor), y los encaminados a mejorar el ciclo de la turbina.

Haciendo referencia a los primeros, podemos decir que los sucesivos avances en los estudios aerodinámicos de las cascadas de álabes de turbina y de compresor han hecho que, en este sentido, el diseño de los mismos haya alcanzado en la actualidad unas cotas notablemente altas.

Respecto de los segundos, sabemos que los parámetros que inciden directamente sobre el rendimiento térmico del ciclo de la planta y, por tanto, sobre su rendimiento efectivo son: la relación de temperaturas extremas (θ = temperatura de entrada a la turbina/temperatura de entrada al compresor) y la relación de compresión (ρ_c). La influencia de estos factores puede verse en la figura 2.1, donde θ se ha tomado como parámetro, variando ρ_c a lo largo de cada curva $\theta = \text{cte}$. En dicha figura se pone de manifiesto que un incremento de θ dará lugar a un aumento tanto del rendimiento como del trabajo específico del ciclo de la planta, alcanzándose los máximos de éstos para valores cada vez mayores de la relación de compresión.

Esto último hace que, en la práctica, tienda a aumentarse la relación de temperaturas extremas del ciclo, llevando consigo, generalmente, un aumento de la relación de compresión.

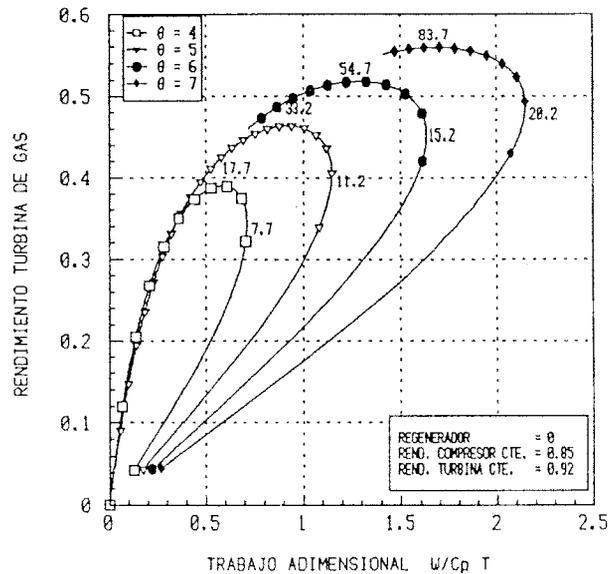


Figura 2.1. Influencia de θ y ρ_c sobre el rendimiento y el trabajo de la turbina de gas.

Con los combustibles disponibles actualmente existe un límite teórico de la temperatura máxima alcanzable a la salida de la cámara de combustión, que viene impuesta por la relación estequiométrica aire/combustible, que para relaciones de compresión altas, según Gostelow [19], está alrededor de los 2.500 K. Sin embargo, en la práctica es necesario refrigerar algunas superficies de la cámara de combustión, por lo que este límite quedaría, para los materiales usuales actualmente, en unos 2.300 K.

Para que las turbinas de gas puedan funcionar con altas temperaturas a su entrada, será necesario refrigerar sus álabes y otros elementos de la misma, para controlar la disminución de las características mecánicas de sus materiales y la corrosión a altas temperaturas. Con los materiales empleados actualmente en la construcción de los álabes, las temperaturas máximas permisibles en los mismos son de $800 \div 950^\circ\text{C}$ para turbinas industriales, y de $950 \div 1100^\circ\text{C}$ para turbinas de aviación, siendo necesario refrigerar éstos cuando la temperatura del gas sea superior a estos límites. Sin embargo, cuando se utilizan combustibles alternativos de baja calidad, aparecen agentes corrosivos en los productos de la combustión, haciendo más acusados los problemas de corrosión a altas temperaturas, por lo que los niveles de temperatura máxima permisibles para los materiales de los álabes y de

otras superficies calientes de la máquina se reducen hasta temperaturas tan bajas como los 600°C [20].

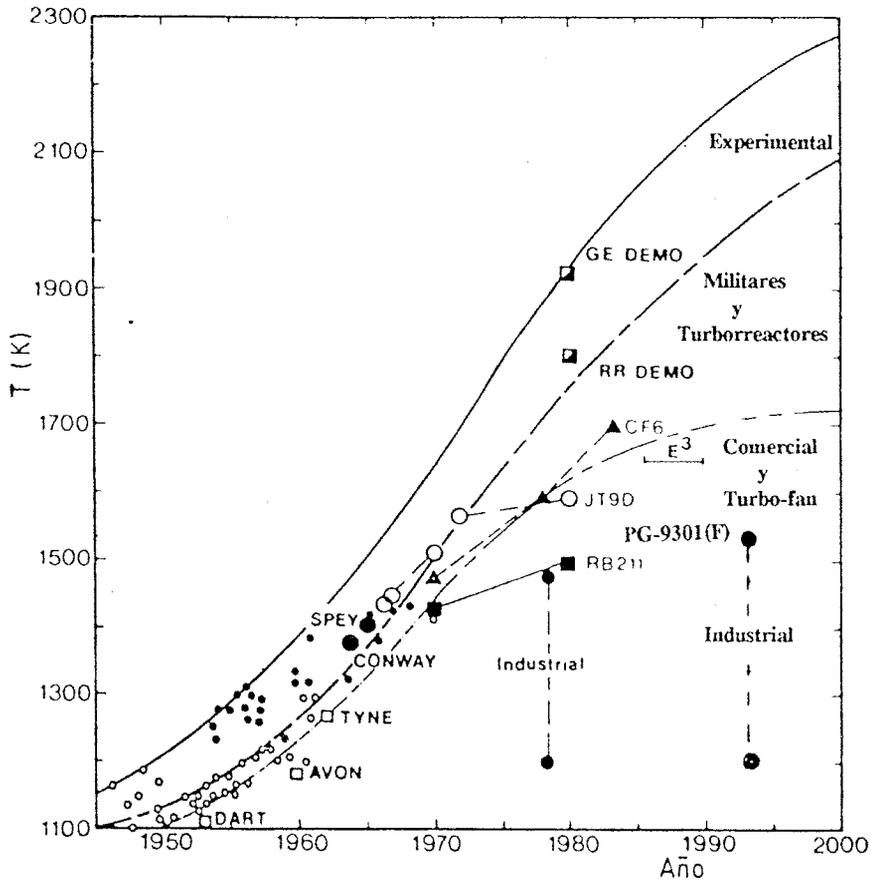


Figura 2.2. Tendencia de la temperatura de entrada a la turbina.

Por todo ello, y debido también al avance producido en la tecnología de los materiales, la temperatura de entrada a la turbina ha ido incrementándose desde la puesta en funcionamiento de las primeras turbinas de gas (años 30), hasta nuestros días. En la figura 2.2 se ha representado la evolución de dicha temperatura con el paso de los años, tanto para turbinas de gas experimentales como para diversos tipos de aerorreactores y aplicaciones industriales.

2.2.- TECNICAS DE REFRIGERACION DE LOS ALABES.

En los últimos años, la refrigeración de los álabes está llegando a ser una práctica común en las turbinas de gas industriales, debido a la necesidad de aumentar la temperatura de admisión para incrementar sus prestaciones (potencia y rendimiento), sin sobrepasar los límites impuestos por el estado del arte de los materiales.

En las aplicaciones aeronáuticas, dónde el peso es una limitación primordial, el aire, disponible a la salida del compresor, es una elección lógica como medio refrigerante.

En las aplicaciones terrestres se ha venido aplicando esta misma técnica con éxito. Sin embargo, el flujo de aire refrigerante necesario podría llegar a ser tan grande que el exceso de potencia requerido por el compresor anulase, en gran medida, la ganancia de potencia asociada con el incremento de la temperatura de admisión [20].

Actualmente, estamos asistiendo a un incremento importante de la producción de potencia mediante plantas de ciclos combinados. En éstas, la utilización de otros refrigerantes tales como el vapor o el agua puede presentar ventajas potenciales [40]. El vapor, recalentado o húmedo, puede ser introducido con ligeros cambios de diseño en las turbinas refrigeradas por aire.

A continuación comentaremos las características fundamentales de las técnicas utilizadas para la refrigeración de los álabes.

a.- Refrigeración por líquidos.

La utilización de un líquido para la refrigeración del álabe se puede realizar de dos formas:

a1.- Utilización indirecta.- Este modo de refrigeración consiste en utilizar el líquido como refrigerante del aire que a su vez circulará por el interior de los álabes y será el refrigerante directo de los mismos.

a2.- Utilización directa.- El líquido es el refrigerante que circulará por el interior de los álabes.

Utilizar el propio carburante como líquido refrigerador tiene varias ventajas a considerar. En primer lugar, ya está a bordo (en las turbinas de gas de aviación), su temperatura es baja y la energía que se le aportaría en la refrigeración es reintroducida en el lugar óptimo para mejorar el rendimiento del ciclo. La cantidad de calor que puede absorber estará limitada, sin embargo, por problemas ligados a su posible descomposición, lo que podría provocar depósitos en los conductos de circulación.

Otra solución estudiada consiste en el empleo de un líquido que circula en circuito cerrado por el interior del álabe, constituyendo el pie del mismo un cambiador de calor entre este líquido y otro fluido que podría ser el aire sangrado del compresor o el carburante.

Actualmente, el agua a veces se utiliza para refrigerar las coronas de álabes fijos (sobre todo la primera), en el caso de altas temperaturas de entrada (> 1500 K), para poder mantener la superficie de los mismos a temperaturas suficientemente bajas, a fin de evitar la corrosión y la deposición de cenizas en dichas superficies. La utilización del agua para refrigerar coronas de álabes móviles presenta serias dificultades, debido a los desequilibrios dinámicos a que puede dar lugar y al aumento de las sollicitaciones mecánicas de los álabes que ocasiona [41].

Quizás el mayor potencial de refrigeración lo tenga el agua cuando se utiliza como tal o como vapor muy húmedo con evaporación final en la superficie del álabe por transpiración (esta técnica se comentará más adelante).

Las características que debe reunir el líquido refrigerante son:

- Tensión de vapor no demasiada elevada, para prevenir sobrepresiones excesivas en los canales.
- Punto de fusión bastante bajo para evitar la solidificación, lo que implicará problemas de equilibrado a bajos regímenes.
- Densidad reducida para que las tensiones debidas a la presión hidrostática sean aceptables.

- Baja viscosidad para facilitar las corrientes de convección.
- Calor latente de cambio de estado elevado, si se utiliza un ciclo con evaporación.

En este sentido, en el caso de refrigeración en circuito cerrado, los metales líquidos tales como el Sodio, Potasio y Cesio parecen los más aceptables. Sin embargo, la mayor dificultad la presentaría la evacuación del calor contenido en el líquido refrigerante a través del pie del álabe y sobre todo en el caso de las coronas móviles. Por ello la aplicación de este sistema, en la actualidad, sólo se considera en el caso del diseño de plantas de potencia estacionarias o en otras aplicaciones terrestres.

b.- Refrigeración por aire o vapor de agua.

Los refrigerantes más ampliamente utilizados en la refrigeración de los álabes son el aire y el vapor de agua. Según sea la técnica aplicada, tendremos los métodos de refrigeración siguientes:

- Convección interna.
- Refrigeración por choque.
- Refrigeración por película ("film cooling").
- Transpiración.

En estos sistemas, el refrigerante circula por pasos interiores practicados en el disco y en los álabes de la turbina. Los tres primeros métodos se aplican en la actualidad en motores avanzados, que trabajan con temperaturas de turbina muy elevadas. El método de transpiración, que requiere álabes de material poroso, se encuentra en fase experimental.

b1) Convección interna.

El flujo de calor que recibe el álabe de los gases de combustión se transmite por conducción a través del metal del mismo y es evacuado por convección por el refrigerante que circula por su interior. Como el calor cedido depende de la superficie de contacto que los circuitos internos del álabe exponen al refrigerante, estos conductos presentan la mayor superficie posible, fabricándose con aletas y nervios internos, figura 2.3. El grado de refrigeración obtenido depende, fundamentalmente, de la diferencia de temperaturas entre el metal y el refrigerante interior.

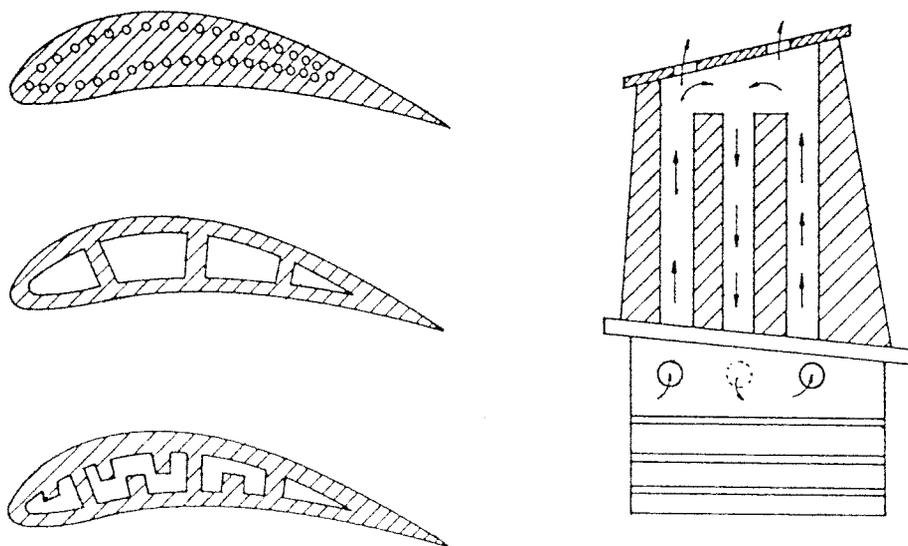


Figura 2.3. Alabes refrigerados por convección interna.

La existencia de capa límite en el canal de refrigeración, supone un deterioro de ésta, por lo que es importante intentar dominarla. Todo aquello que perturba esta capa límite, como surcos, creación de efecto aleta, etc., tiende a mejorar la refrigeración. El inconveniente es el aumento de la pérdida de carga, pudiéndose afirmar que aumentar en dos veces el coeficiente de transmisión de calor, supone aumentar en cuatro veces aproximadamente el coeficiente de pérdida de carga.

b2.- Refrigeración por choque.

Consiste en dirigir un chorro de fluido hacia la pared a refrigerar; este chorro puede ser concentrado o generalizado. Para ello, el refrigerante circula en sentido radial por el núcleo del álabe y va fluyendo a través de una serie de agujeros de manera que los chorros incidan sobre la pared interna del álabe, generalmente en la zona correspondiente al borde de ataque, figura 2.4. El impacto del chorro proporciona un buen coeficiente de transmisión de calor.

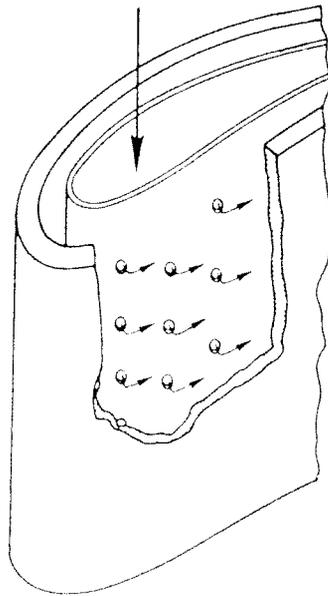


Figura 2.4. Alabes refrigerados por choque de chorros.

Tecnológicamente, la utilización de la refrigeración por choque requiere la existencia de paredes interiores en el álabe para poder asegurar la distribución de los chorros.

b3.- Refrigeración por película externa.

Consiste en la formación de una película de refrigerante sobre una o varias zonas de la pared exterior del álabe, figura 2.5. La película, que se forma en las paredes del álabe expuestas al gas, se pierde rápidamente porque termina mezclándose con éste. Por ello, para conseguir una refrigeración eficaz, tiene que ser renovada continuamente por medio de sucesivas ranuras de inyección o hileras de agujeros.

Este es el método más eficaz para la refrigeración del álabe. El sistema tiene la ventaja de reducir el gradiente de temperatura en las paredes de los álabes, pero tiene el inconveniente de que puede perturbar el desarrollo del flujo de gas en el canal de paso entre álabes.

Si se inyecta demasiado refrigerante en la capa límite o la velocidad es demasiado alta, el refrigerante atraviesa la capa límite eliminando los objetivos del sistema y produciendo pérdidas adicionales en el álabe. Por otra parte, este sistema asegura una fuerte evacuación de calor, al atravesar la corriente de refrigerante los agujeros de paso, pudiéndose producir puntos fríos, que son focos de concentración de tensiones y aumentan la fatiga del álabe.

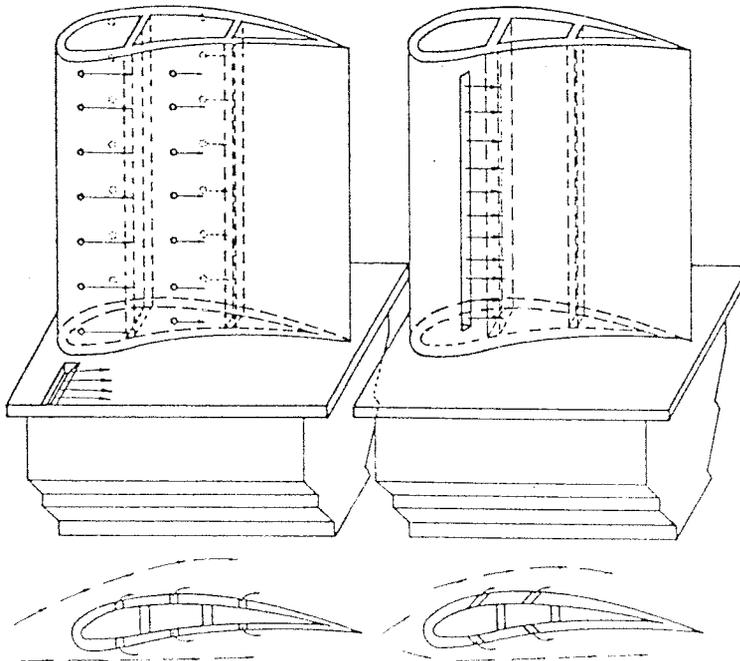


Figura 2.5. Alabes refrigerados por película externa.

En cualquier caso es, a priori, el más energético de los sistemas de refrigeración de los álabes, aunque se requiere un gran número de agujeros en el álabe, ya que el efecto de refrigeración de la película es disipado rápidamente aguas abajo por la mezcla con los gases calientes. El fluido utilizado en este tipo de refrigeración debe encontrarse a alta presión, lo cual no siempre es posible, particularmente en los bordes de ataque de la primera corona de toberas.

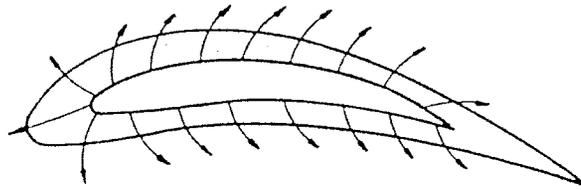


Figura 2.6. Alabes refrigerados por transpiración.

b4.- Refrigeración por transpiración.

Derivado del anterior es una generalización del mismo para aumentar su efectividad. El álabe ha de ser fabricado de material poroso para establecer una película continua de refrigerante sobre toda la superficie del mismo. La uniformidad de la película es el factor principal que reduce la cantidad de calor que los gases pueden transferir al metal. Para una refrigeración efectiva, los poros han de ser pequeños, pero este hecho puede ocasionar la posible obturación de los mismos debido a oxidación o a materias extrañas, figura 2.6.

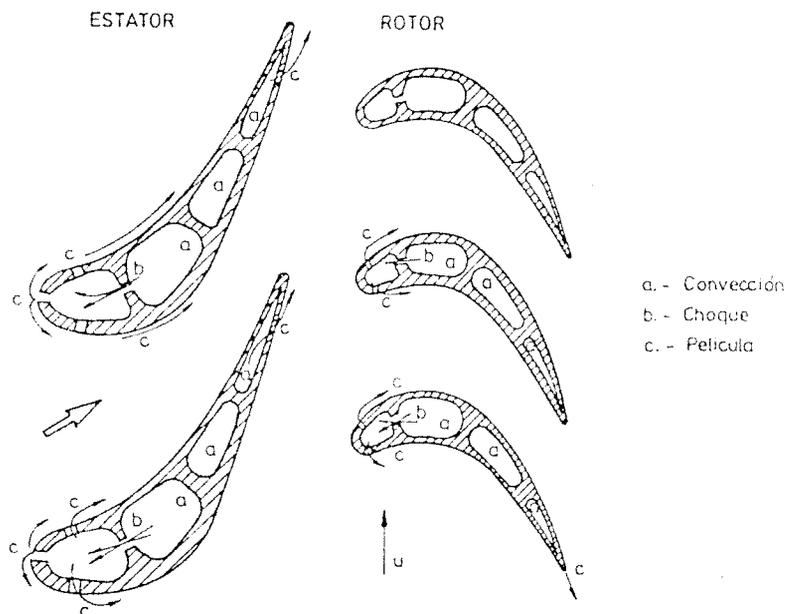


Figura 2.7. Alabes refrigerados por varios métodos.

En los diseños reales de álabes refrigerados se pueden utilizar más de una técnica de refrigeración, de forma que en unas zonas del álabe tenga mayor preponderancia una de ellas, y en otras otra, figura 2.7.

En lo que sigue, vamos a analizar dos de las técnicas de refrigeración de álabes más utilizadas. Estas serán:

- Refrigeración por convección interna.
- Refrigeración por convección interna y película externa.

2.2.1.- Refrigeración de álabes por convección interna.

Para este estudio de la refrigeración de los álabes, vamos a suponer un valor medio de las temperaturas tanto del álabe como del gas que circula alrededor de ellos. Aunque las condiciones reales son bastante más complejas, el empleo de estos valores medios, sí que puede ser válido como una primera aproximación para el cálculo de algunos parámetros durante el análisis que nos ocupa.

Para unas temperaturas medias del álabe (T_a) y del gas (T_{og}), y una temperatura de entrada del refrigerante (T_{rl}), se define el rendimiento medio de la refrigeración del álabe, según Barry [21], cómo:

$$\xi = \frac{T_{og} - T_a}{T_{og} - T_{rl}}$$

El calor que recibe el álabe por convección desde el gas lo podemos expresar:

$$Q_e = A_e h_e (T_{og} - T_a)$$

donde A_e es la superficie externa del álabe y h_e el coeficiente de película externo. Si el refrigerante sale a una temperatura T_{r2} , el calor evacuado por el mismo será:

$$Q_i = \dot{m}_r C_{pr} (T_{r2} - T_{r1})$$

En condiciones estacionarias estos dos flujos de calor serán iguales, por lo que tendremos:

$$\frac{\dot{m}_r C_{pr}}{A_e h_e} = \frac{T_{0g} - T_a}{T_{r2} - T_{r1}}$$

Se define el gasto másico adimensional de refrigerante (m^*) y el rendimiento convectivo (η_c), según Barry [21], como:

$$m^* = \frac{\dot{m}_r C_{pr}}{A_e h_e}, \quad \text{y} \quad \eta_c = \frac{T_{r2} - T_{r1}}{T_a - T_{r1}}$$

La ecuación anterior podemos escribirla:

$$\xi = m^* \eta_c (1 - \xi) \quad \text{ó} \quad \xi = \frac{\eta_c m^*}{1 + \eta_c m^*}$$

Existe un valor mínimo del gasto adimensional, que sería el correspondiente a $\eta_c = 1$, cuyo valor será:

$$m_{\min}^* = \frac{\xi}{1 - \xi}$$

con lo que llegamos a: $\eta_c = \frac{m_{\min}^*}{m^*}$

Si estudiamos ahora la convección interna del álabe, podemos calcular el valor de η_c . Para ello partimos de la ecuación de transmisión de calor para un elemento diferencial del álabe, cuya expresión es:

$$\dot{m}_r C_{pr} dT_r = h_i (T_a - T_r) dA_i$$

donde A_i es la superficie interior de los conductos de refrigeración y h_i el coeficiente de película interno.

Si integramos esta ecuación y tomamos valores medios para h_i , tenemos:

$$\int_{T_{r1}}^{T_{r2}} \frac{\dot{m}_r C_{pr} dT_r}{T_a - T_{r2}} = \int_0^{A_i} h_i dA_i$$

$$\frac{T_a - T_{r1}}{T_a - T_{r2}} = \exp\left(\frac{A_i h_i}{\dot{m}_r C_{pr}}\right)$$

Haciendo algunas operaciones, podemos obtener la siguiente expresión para η_c :

$$\eta_c = 1 - \exp\left(\frac{-1}{m^*} \frac{h_i A_i}{h_e A_e}\right)$$

Teniendo en cuenta la relación entre η_c , m^* y ξ , y llamando $\tau = \frac{h_i A_i}{h_e A_e}$, finalmente podemos escribir:

$$\tau = -m^* \ln\left[1 - \frac{\xi}{m^* (1 - \xi)}\right]$$

τ representa la relación entre la resistencia térmica interna y la externa, siendo un indicador de la capacidad de refrigeración del sistema interno del álabo. Existe un valor mínimo de éste para un valor requerido de ξ . Este mínimo se puede calcular tomando límites en la anterior expresión para $m^* \rightarrow \infty$, quedando:

$$\tau_{\min} = \frac{\xi}{1-\xi}$$

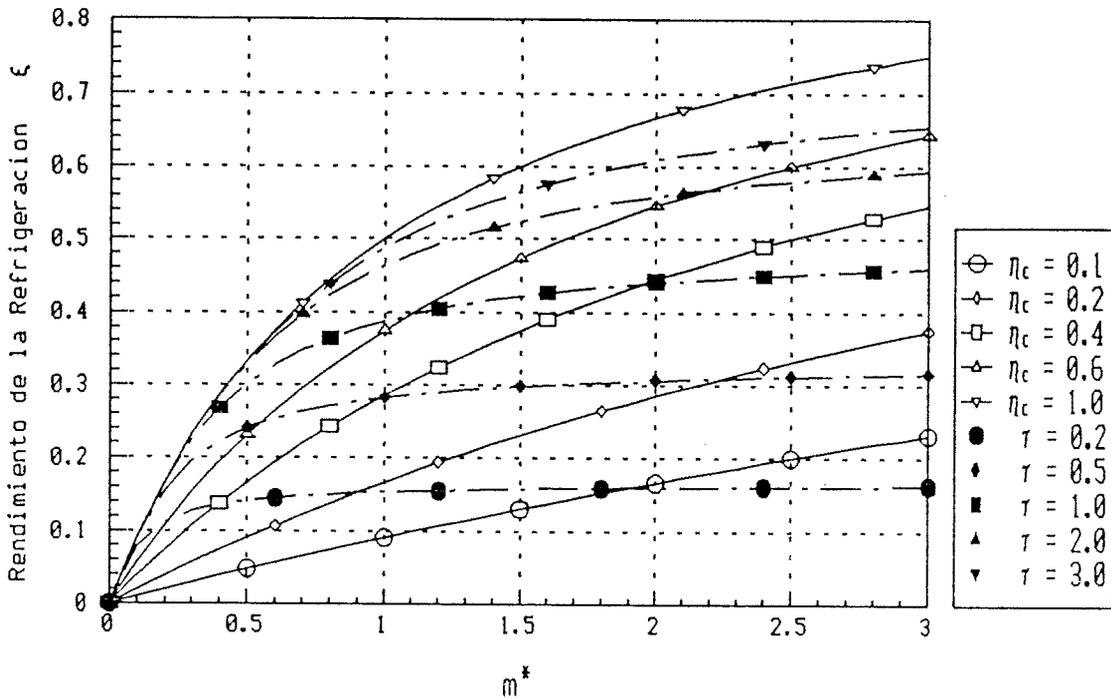


Figura 2.8. Rendimiento medio de la refrigeración en función de m^* .

En la figura 2.8, se ha representado el rendimiento medio de la refrigeración en función del gasto másico adimensional de refrigerante, tomando η_c y τ como parámetros.

En la práctica, con este sistema de refrigeración, el valor máximo alcanzable del rendimiento medio de la refrigeración es del orden de 0,5 [22], con un valor límite de η_c aproximado de 0,6. Con estos valores límite tendremos para m^* y τ :

$$m_{\text{lim}}^* = \frac{\xi_{\text{lim}}}{\eta_{c \text{ lim}}(1-\xi_{\text{lim}})} = 1,527 \quad \text{y} \quad \tau_{\text{lim}} = -m_{\text{lim}}^* \ln \left[1 - \frac{\xi_{\text{lim}}}{m_{\text{lim}}^*(1-\xi_{\text{lim}})} \right] = 1,667$$

2.2.2.- Refrigeración de álabes por convección interna y película externa.

Como hemos visto en el apartado anterior, la refrigeración del álabe por convección interna tiene un límite en la práctica para $\xi \approx 0,5$. Cuando la temperatura del gas, la temperatura del refrigerante y la máxima permitida del álabe nos exigen valores del rendimiento medio de la refrigeración mayores, será necesario utilizar película externa para la refrigeración de los álabes. Si suponemos una temperatura media de la película T_f , se define, según Barry [21], el rendimiento de la película como:

$$\eta_f = \frac{T_{0g} - T_f}{T_{0g} - T_a}$$

En lo que sigue haremos un desarrollo similar al hecho en el apartado anterior, donde se pondrá de manifiesto la superior capacidad de refrigeración de este sistema.

El calor transmitido por convección desde el gas al álabe será:

$$Q_e = h_e A_e (T_f - T_a)$$

El calor evacuado por convección interna por el refrigerante se puede expresar:

$$Q_i = \dot{m}_r C_{pr} (T_{r2} - T_{r1})$$

En condiciones estacionarias ambos flujos de calor serán iguales, con lo que podemos escribir:

$$m^* = \frac{\dot{m}_r C_{pr}}{h_e A_e} = \frac{T_f - T_a}{T_{r2} - T_{r1}}$$

A partir de la definición del rendimiento medio de la refrigeración, haciendo algunas transformaciones y teniendo en cuenta la expresión anterior, tendremos:

$$\xi = \frac{T_{0g} - T_a}{T_{0g} - T_{r1}} = \frac{T_{0g} - T_a}{T_{r2} - T_{r1}} \frac{T_{r2} - T_{r1}}{T_{0g} - T_{r1}} = \left[\frac{(T_f - T_a) - (T_{0g} - T_f)}{T_{r2} - T_{r1}} \right] \left[\frac{(T_{r2} - T_{r1})(T_a - T_{r1})}{(T_a - T_{r1})(T_{0g} - T_{r1})} \right] =$$

$$\left(m^* + \frac{T_{0g} - T_f}{T_{r2} - T_{r1}} \right) \eta_c (1 - \xi)$$

con:
$$\frac{T_{0g} - T_f}{T_{r2} - T_{r1}} = \frac{T_f - T_a}{T_{r2} - T_{r1}} \frac{T_{0g} - T_f}{T_{0g} - T_a} \frac{T_{0g} - T_a}{T_f - T_a} = \frac{m^* \eta_f}{1 - \eta_f}$$

finalmente llegamos a:

$$\xi = \frac{m^* \eta_c}{1 - \eta_c} (1 - \xi) \quad \text{o bien despejando } m^* \text{ tenemos: } m^* = \frac{\xi(1 - \eta_f)}{\eta_c(1 - \xi)}$$

Igual que en el caso anterior, existe un valor mínimo para m^* , que sería el correspondiente a $\eta_c = 1$, es decir:

$$m_{\min}^* = \frac{\xi(1 - \eta_f)}{1 - \xi}$$

con lo que tenemos:

$$\eta_c = \frac{m_{\min}^*}{m^*}$$

Como se ha visto anteriormente, para la convección interna se puede escribir:

$$\eta_c = 1 - \exp\left(-\frac{\tau}{m^*}\right)$$

Si despejamos τ de esta ecuación y teniendo en cuenta la relación entre η_c y ξ , tendremos:

$$\tau = -m^* \ln \left[1 - \frac{\xi(1-\eta_f)}{m^*(1-\xi)} \right]$$

El valor mínimo de τ , para un valor determinado de τ y η_f , se calcula tomando límites en la expresión anterior. Dicho valor será:

$$\tau_{\min} = \frac{\xi(1-\eta_f)}{1-\xi}$$

Vemos como con película externa, los valores mínimos de m^* y de τ , para unos valores de ξ y η_c , son inferiores a los del caso anterior en el factor $(1 - \eta_f)$.

En la figura 2.8, puede observarse cómo para pasar de un valor de $\xi = 0,45$ a $0,5$ (valor límite), con $\eta_c = 0,6$, hemos de incrementar m^* y τ en un 22% aproximadamente. Sin embargo, con película externa, con $\eta_f = 0,2$ se puede alcanzar el valor de $\xi = 0,505$ sin aumentar los valores de m^* y τ y con $\eta_f = 0,4$ (valor próximo al límite práctico [22]), llegaríamos a $\xi = 0,577$.

3.-PLANTEAMIENTO GENERAL DEL METODO DE CALCULO.

3.1 INTRODUCCION. BASES DEL METODO DE CALCULO.

Según se ha visto en el punto 1, existen numerosos métodos de predicción del comportamiento de las las turbinas axiales, cada uno de los cuales tiene unas características determinadas, lo que les hace ser más o menos adecuados para la resolución de cada problema particular.

En nuestro caso, para la elección del método de cálculo del flujo a utilizar, establecimos previamente las características que debía reunir el mismo en función de los objetivos perseguidos en la modelización del flujo en las turbinas de gas. Estas características eran:

- a) Posibilidad de realizar modificaciones en el modelo fácilmente, a fin de agilizar la puesta a punto del mismo y de poder analizar posteriormente la influencia de diversos parámetros.
- b) Posibilidad de modelizar el cálculo de las pérdidas utilizando alguna de las correlaciones disponibles (como las repasadas en el punto 1.3), para conferirle generalidad al modelo.
- c) Poder modelizar tanto los escalonamientos con coronas de álabes refrigerados, como los no refrigerados.
- d) Preparación de datos, fácil y rápida.
- e) Tiempo de cálculo reducido, para que el modelo fuera lo más operativo posible.
- f) Precisión suficiente en los resultados.

En lo que sigue repasaremos brevemente algunos de los métodos de cálculo del flujo en las turbomáquinas, a fin de determinar qué método responde, de una forma razonable, a los requerimientos anteriormente expuestos.

Los **métodos de cálculo tridimensionales** necesitan mucho tiempo de cálculo, la preparación de los datos e interpretación de los resultados resulta lenta y laboriosa y además requieren del desarrollo de rutinas propias para el cálculo de las pérdidas en los perfiles de los álabes. Por lo tanto, no resultan apropiados para el modelo de cálculo que queremos desarrollar.

Debido a la alta complejidad del flujo tridimensional, para su estudio se pueden hacer algunas simplificaciones, estudiando el mismo a través de dos problemas bidimensionales:

- a) Flujo en superficies aproximadamente circunferenciales (superficies tipo S_1 según Wu [23], figura 3.1).
- b) Flujo en el plano meridional (superficies tipo S_2 según Wu [23], figura 3.1).

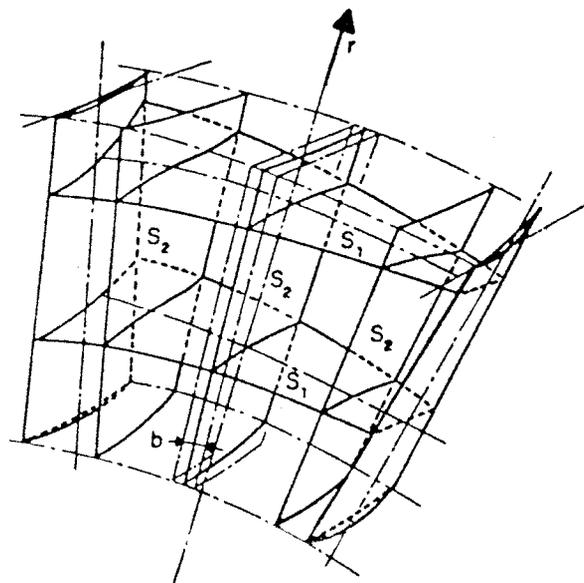


Figura 3.1 Familias de superficies S_1 y S_2 , según Wu.

El estudio del flujo en varias superficies S_1 conjuntamente con las superficies S_2 , constituyen la base de los **métodos de cálculo Cuasi-tridimensionales** (entre ellos podemos citar los métodos de cálculo "Blade-to-blade"). Estos métodos, aunque son menos complejos que los totalmente tridimensionales, no responden tampoco a las características requeridas del método de cálculo a desarrollar. Por lo tanto, en nuestro caso debemos buscar entre los llamados "**métodos bidimensionales**". Entre ellos vamos a considerar los llamados **métodos de cálculo "Through Flow"**, que derivan de los "Quasi-tridimensionales" promediando las variables del flujo en la dirección circunferencial. Estos, para resolver el problema del flujo en el plano meridional, se basan en la resolución de la Ecuación Diferencial del Equilibrio Radial (EDER), que no es más que la proyección de la ecuación del movimiento en la dirección radial (esta ecuación será estudiada en el apartado 3.3).

Smith [24] estableció una rigurosa formulación de la EDER, especificando las condiciones bajo las que se podía suponer flujo axil-simétrico, promediando circunferencialmente las variables del flujo. Dentro de esta línea se han desarrollado varios métodos entre los que podemos citar:

- a) Método de la curvatura de la línea de corriente, atribuido a Novak [25].
- b) Método de la matriz, atribuido a Marsh [26].
- c) Método de los elementos finitos, aplicado a este problema por Hirsth [27].

La aplicación de estos métodos requieren del conocimiento de la geometría completa de los álabes para la posterior preparación de los datos. La tarea de preparación de datos y la de interpretación de los resultados en estos métodos sigue siendo bastante lenta y laboriosa (sobretudo en los dos últimos), lo que los hace también poco adecuados para nuestros propósitos.

Si realizamos algunas simplificaciones más, llegamos a los llamados **métodos de cálculo "Duct Flow"**, que no estudian la evolución del flujo a lo largo del paso entre los álabes, sino que realizan los cálculos sólo delante y detrás de las coronas de álabes.

Aunque con estos últimos métodos se obtiene menos información del flujo que con los "trough-flow", la precisión alcanzada en los resultados es similar en ambos, según afirman Chauvin y Weyer [28].



Estos métodos de cálculo se adaptan bien a las características requeridas para el modelo de simulación a desarrollar, por lo que será uno de este tipo el que utilizaremos para tal fin.

Finalmente, podemos decir que el método adoptado será uno del tipo "Duct Flow", basado en la **curvatura de la línea de corriente** y que resuelve el flujo en el plano meridional mediante la integración de la **ecuación diferencial del equilibrio radial** en el espacio entre coronas de álabes; siendo el mismo una simplificación del método original de Novak [25].

Este método está basado en las tres ecuaciones fundamentales siguientes:

- **Ecuación del movimiento.**
- **Ecuación de la energía.**
- **Ecuación de la continuidad.**

El método de la curvatura de las líneas de corriente requiere de la localización de las mismas a lo largo de la turbina (puntos de igual gasto másico), que se consigue tras la integración de la EDER. Para ello, previamente, partiendo de la **ecuación del movimiento**, haremos algunas transformaciones en la misma para establecer la **ecuación diferencial del equilibrio radial** (EDER), según se verá en el apartado 3.3.

Integrando la EDER obtendremos la distribución radial de los parámetros del flujo en los espacios entre coronas de álabes. Como veremos más adelante, la integración de la EDER requiere del conocimiento de algunos términos relacionados con la evolución axial del flujo a través de las coronas de álabes. Estos términos se calculan estableciendo la **ecuación de la energía** antes y después de cada corona de álabes.

El establecimiento de la **ecuación de la continuidad** impondrá, como condición de contorno a la EDER, que el gasto másico total obtenido sea el requerido en esa sección de la máquina. Finalmente, conocidas las distribuciones radiales de los parámetros del flujo que cumplen las ecuaciones del equilibrio radial, energía y continuidad, podemos localizar la posición radial de los puntos de igual gasto másico en las estaciones de cálculo (espacios entre coronas de álabes) y por tanto, conocer la posición de las líneas de corriente.

Esto es, en síntesis, el método que seguiremos para la obtención de la solución del flujo, que será desarrollado inicialmente en el apartado 3.4 y más ampliamente en el punto 4.

3.2.- HIPOTESIS SIMPLIFICATIVAS.

Como se ha comentado anteriormente en el punto 1, la obtención de la solución exacta del flujo en las turbomáquinas, con las condiciones de contorno reales, es en la actualidad inviable. Por ello, en nuestro planteamiento y búsqueda de la solución del flujo en las turbinas de gas hemos de hacer algunas simplificaciones para poder obtener resultados satisfactorios en el modelo del flujo. Las hipótesis simplificativas que haremos serán las siguientes:

- 1.- Flujo estacionario.
- 2.- Flujo axil-simétrico en los espacios entre coronas de álabes donde se resuelve la ecuación diferencial del equilibrio radial.
- 3.- Flujo no viscoso en la misma situación anterior.
- 4.- Flujo adiabático en las coronas de álabes no refrigerados.
- 5.- El gas que evoluciona se comporta como un gas perfecto que cumple la ecuación de los gases perfectos y con C_p dependiente sólo de la temperatura.

El que el flujo sea estacionario hay que considerarlo a dos niveles; desde el aspecto global de la máquina consideraremos flujo estacionario cuando el eje de la turbina gira con velocidad angular constante, la presión y la temperatura a la entrada son también constantes y el gasto másico que pasa a través de ella no varía en el tiempo. Por otro lado, a nivel de escalonamiento consideraremos que los parámetros del flujo en cualquier punto son invariables en el tiempo. Esta última hipótesis no es exacta pues en realidad el flujo sufre perturbaciones periódicas en el escalonamiento de la turbina, debidas al movimiento relativo existente entre coronas fijas y móviles. Esto equivale a considerar unos valores medios de estos parámetros y no tener en cuenta los efectos pulsatorios que, por otra parte, podrían tener mayor importancia sobre las vibraciones que originan en los álabes.

La segunda condición está interrelacionada con la primera, puesto que para que el flujo pueda ser estacionario en el estator y en el rotor simultáneamente, es necesario que éste sea axil-simétrico.

Con la tercera hipótesis suponemos que todos los cambios de entropía tienen lugar dentro de las coronas de álabes y no en el espacio entre ellas, que es donde vamos a integrar la ecuación diferencial del equilibrio radial. Esta suposición puede justificarse con el hecho de que los gradientes de velocidad en los espacios entre coronas de álabes son, con toda probabilidad, mucho menores que los que ocurren en la capa límite a lo largo de la superficie de los álabes y, por tanto, las pérdidas por fricción en éstas zonas son despreciables.

La hipótesis de flujo adiabático es razonable para álabes no refrigerados, puesto que las pérdidas relativas de calor en la máquina son muy pequeñas respecto a los saltos de entalpía que tienen lugar en ella. En el caso de coronas de álabes refrigerados, supondremos que los efectos de la refrigeración quedan restringidos a las coronas de álabes y que fuera de ellas (zonas entre las coronas de álabes) el flujo se comporta como adiabático.

Finalmente, podemos decir que la quinta hipótesis es habitual en el estudio de las turbinas de gas por las propias características del gas que evoluciona a través de ellas y el hecho de que las presiones máximas alcanzadas no superan unas pocas decenas de bares.

3.3.- PLANTEAMIENTO DE LA ECUACION DEL MOVIMIENTO. ECUACION DIFERENCIAL DEL EQUILIBRIO RADIAL.

Para el establecimiento de la misma, partiremos de la 2ª Ley de Newton aplicada a una partícula infinitesimal del fluido que evoluciona en la turbina:

$$dm \vec{a} = d\vec{F}$$

donde \vec{a} representa la aceleración de la partícula y $d\vec{F}$ la resultante de las fuerzas que se ejercen sobre ella. En ausencia de campos magnéticos o eléctricos, ésta se puede descomponer en las fuerzas superficiales (F_s) y las debidas al campo gravitatorio. Al ser el campo gravitatorio conservativo, y teniendo en cuenta que las fuerzas debidas a éste sólo tienen componente en la dirección z, podemos escribir:

$$dm \vec{a} = d\vec{F}_s + dm \vec{g} = d\vec{F}_s - dm \nabla(gz)$$

donde $-g \cdot z$ es el potencial gravitatorio. Sabiendo que $dm = \rho dv$, la ecuación anterior queda:

$$\rho dV \vec{a} = d\vec{F}_s - \rho dV \nabla(gz)$$

Las fuerzas superficiales se pueden descomponer a su vez en fuerzas de fricción y de presión. Si llamamos \vec{f} a las fuerzas de fricción por unidad de masa y despejamos la aceleración de la ecuación anterior tenemos:

$$\vec{a} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \vec{f} - \nabla(gz)$$

Sabiendo que:

$$\vec{a} = \frac{D\vec{c}}{dt} = \frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \vec{c} \nabla \vec{c} = \frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \nabla \left(\frac{c^2}{2} \right) - \vec{c} \times (\nabla \times \vec{c})$$

finalmente podemos escribir:

$$\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \nabla \left(\frac{c^2}{2} + gz \right) = \vec{c} \times (\nabla \times \vec{c}) - \frac{\nabla p}{\rho} + \vec{f}$$

que es la forma de Lamb de la ecuación del movimiento.

Teniendo en cuenta algunas relaciones termodinámicas, podemos transformar la ecuación anterior. Estas relaciones son:

$$\begin{aligned} T ds &= de + p dv && \text{(1º Principio de la Termodinámica)} \\ h &= e + p v \end{aligned}$$

de ellas llegamos a:

$$T ds = dh - \frac{dp}{\rho}$$

Al ser esta ecuación válida para todas las partículas del fluido y para cualquier dirección en que nos movamos, se puede escribir:

$$\frac{\nabla p}{\rho} = \nabla h - T \nabla s$$

Introduciendo ésta relación en la ecuación de Lamb tenemos:

$$\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \nabla h_0 = \vec{c} \times (\nabla \times \vec{c}) + T \nabla s + \vec{f}$$

donde: $h_0 = h + \frac{c^2}{2} + gz$

Bajo las hipótesis de flujo estacionario y sin fricción (hipótesis simplificativas 1 y 3 del apartado 3.2.), llegamos a:

$$\nabla h_0 = \vec{c} \times (\nabla \times \vec{c}) + T \nabla s$$

Las tres componentes de esta ecuación expresadas en coordenadas cilíndricas son las siguientes:

Componente radial: $\frac{\partial h_0}{\partial r} = \frac{c_\theta}{r} \left[\frac{\partial(r c_\theta)}{\partial r} - \frac{\partial c_r}{\partial \theta} \right] - c_x \left[\frac{\partial c_r}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial r} \right] + T \frac{\partial s}{\partial r}$

Componente tangencial: $\frac{1}{r} \frac{\partial h_0}{\partial \theta} = \frac{c_x}{r} \left[\frac{\partial c_x}{\partial \theta} - \frac{\partial(r c_\theta)}{\partial x} \right] - \frac{c_r}{r} \left[\frac{\partial(r c_\theta)}{\partial r} - \frac{\partial c_r}{\partial \theta} \right] + \frac{T}{r} \frac{\partial s}{\partial \theta}$

Componente axial: $\frac{\partial h_0}{\partial x} = c_r \left[\frac{\partial c_r}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial r} \right] - \frac{c_\theta}{r} \left[\frac{\partial c_x}{\partial \theta} - \frac{\partial(r c_\theta)}{\partial x} \right] + T \frac{\partial s}{\partial x}$

Con la hipótesis de flujo axil-simétrico, tendremos que todos los términos $\frac{\partial}{\partial \theta}$ serán nulos, con lo que las ecuaciones anteriores quedan:

$$\frac{\partial h_0}{\partial r} = \frac{c_\theta}{r} \frac{\partial(r c_\theta)}{\partial r} - c_x \left[\frac{\partial c_r}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial r} \right] + T \frac{\partial s}{\partial r}$$

$$0 = -\frac{c_x}{r} \frac{\partial(r c_\theta)}{\partial x} - \frac{c_r}{r} \frac{\partial(r c_\theta)}{\partial r}$$

$$\frac{\partial h_0}{\partial x} = c_r \left[\frac{\partial c_r}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial r} \right] - \frac{c_\theta}{r} \frac{\partial(r c_\theta)}{\partial x} + T \frac{\partial s}{\partial x}$$

Si combinamos las ecuaciones segunda y tercera, tenemos:

$$\frac{\partial h_0}{\partial x} = c_r \left[\frac{\partial c_r}{\partial x} - \frac{\partial c_x}{\partial r} \right] - \frac{c_\theta}{r} \frac{c_r}{c_x} \frac{\partial(r c_\theta)}{\partial r} + T \frac{\partial s}{\partial x}$$

multiplicando esta ecuación por c_x y sumandola con la primera multiplicada por c_r , llegamos a:

$$c_x \frac{\partial h_0}{\partial x} + c_r \frac{\partial h_0}{\partial r} = T \left(c_x \frac{\partial s}{\partial x} + c_r \frac{\partial s}{\partial r} \right) \quad (*)$$

Bajo la hipótesis de que el flujo es adiabático en la zona entre coronas de álabes, la entalpía de remanso se conserva a lo largo de una línea de corriente, por lo que:

$$dh = \vec{c} dt \nabla h_0 = 0$$

Para el caso que nos ocupa de flujo axil-simétrico, ésta se puede escribir:

$$c_x \frac{\partial h_0}{\partial x} + c_r \frac{\partial h_0}{\partial r} = 0$$

con lo que la ecuación (*) queda:

$$c_x \frac{\partial s}{\partial x} + c_r \frac{\partial s}{\partial r} = 0 \quad , \text{ es decir: } \vec{c} dt \nabla s = 0$$

Esta última ecuación indica que, bajo las mismas hipótesis anteriores, la entropía también se conserva a lo largo de una línea de corriente, en los espacios entre coronas de álabes.

De todo lo anterior se deduce que de las tres componentes de la ecuación del movimiento nos podemos quedar sólo con la componente radial, que representa la ecuación diferencial del equilibrio radial, siendo ésta:

$$c_x \frac{\partial c_x}{\partial r} + \frac{c_\theta}{r} \frac{\partial (rc_\theta)}{\partial r} - c_x \frac{\partial c_r}{\partial x} + T \frac{\partial s}{\partial r} - \frac{\partial h_0}{\partial r} = 0$$

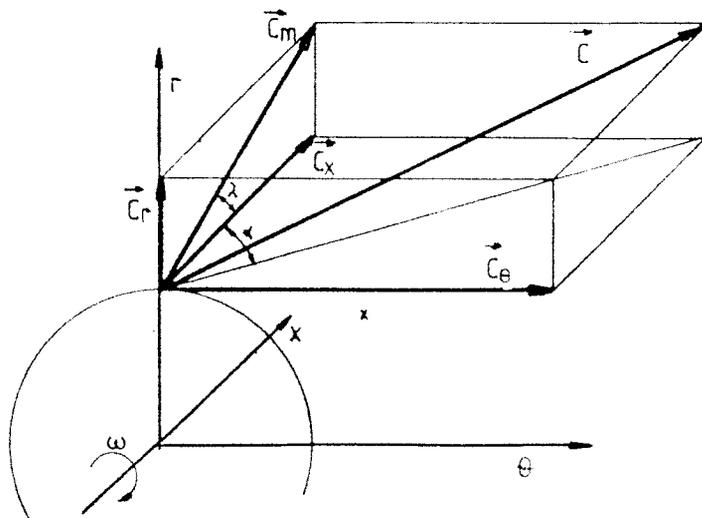


Figura 3.2 Componentes de la velocidad.

Para su aplicación al estudio del flujo en las turbinas de gas, vamos a transformar esta ecuación. Para ello tendremos en cuenta algunas de las hipótesis simplificativas establecidas anteriormente, así como las relaciones geométricas existentes entre las tres componentes de la velocidad (figura 3.1): c_r , c_θ y c_x .

1^{er} término:
$$c_x \frac{\partial c_x}{\partial r} = \frac{1}{2} \frac{\partial c_x^2}{\partial r}$$

2^o término:
$$\frac{c_\theta}{r} \frac{\partial(r c_\theta)}{\partial r} = \frac{c_\theta^2}{r} + \frac{1}{2} \frac{\partial c_\theta^2}{\partial r}, \quad \text{con} \quad \frac{c_\theta^2}{r} = \frac{c_x^2}{r} \tan^2 \alpha \quad \text{y}$$

$$\frac{\partial c_\theta^2}{\partial r} = \frac{\partial(c_x^2 \tan^2 \alpha)}{\partial r} = \tan^2 \alpha \frac{\partial c_x^2}{\partial r} + c_x^2 \frac{\partial(\tan^2 \alpha)}{\partial r} = \tan^2 \alpha \frac{\partial c_x^2}{\partial r} + 2 c_x^2 \frac{\tan \alpha}{\cos^2 \alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial r}$$

3^{er} término:
$$-c_x \frac{\partial c_r}{\partial x} = c_x^2 \left(\frac{K_m}{\cos^3 \lambda} - \frac{\tan \lambda}{c_x} \frac{\partial c_x}{\partial x} \right)$$

La variación de c_x en la dirección axial es muy pequeña en el espacio libre entre álabes, puesto que ésta es debida principalmente a la variación de la sección de paso del flujo, que es pequeña en esta zona [29]. Por lo tanto podemos escribir:

$$-c_x \frac{\partial c_r}{\partial x} = c_x^2 \frac{K_m}{\cos^3 \lambda}$$

4^o término: Bajo la hipótesis 5 efectuada anteriormente en el apartado 3.2, tenemos:

$$T = T_0 - \frac{c^2}{2C_p} = \frac{h_0}{C_p} - \frac{c_x^2 + c_\theta^2 + c_r^2}{2C_p}$$

sabiendo que: $c_r = c_x \tan \lambda$, $c_\theta = c_x \tan \alpha$

finalmente tenemos:
$$T \frac{\partial s}{\partial r} = \left[T_0 - \frac{c_x^2}{2C_p} \left(\frac{1}{\cos^2 \lambda} + \tan^2 \alpha \right) \right] \frac{\partial s}{\partial r}$$

Analizados los términos de la ecuación del equilibrio radial, reordenándolos y haciendo las simplificaciones necesarias, llegamos a:

$$\frac{\partial c_x^2}{\partial r} + \left[\frac{2K_m \cos^2 \alpha}{\cos^3 \lambda} + \frac{2 \operatorname{sen}^2 \alpha}{r} - \frac{1}{C_p} \left(\operatorname{sen}^2 \alpha + \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \lambda} \right) \frac{\partial s}{\partial r} + 2 \tan \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial r} \right] c_x^2 + 2 \cos^2 \alpha \left(T_0 \frac{\partial s}{\partial r} - \frac{\partial h_0}{\partial r} \right) = 0$$

Como ésta ecuación vamos a resolverla en la zona entre coronas de álabes, $x = \text{cte.}$ y por tanto podemos escribirla cómo:

$$\frac{dc_x^2}{dr} + F(c_x, r) c_x^2 + G(c_x, r) = 0$$

donde :

$$F(c_x, r) = \frac{2K_m \cos^2 \alpha}{\cos^3 \lambda} + \frac{2 \operatorname{sen}^2 \alpha}{r} - \frac{1}{C_p} \left(\operatorname{sen}^2 \alpha + \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^2 \lambda} \right) \frac{\partial s}{\partial r} + 2 \tan \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial r}$$

$$G(c_x, r) = 2 \cos^2 \alpha \left(T_0 \frac{\partial s}{\partial r} - \frac{\partial h_0}{\partial r} \right)$$

Esta ecuación es finalmente la ecuación diferencial del equilibrio radial, que utilizaremos en el modelo de simulación.

En el caso del estudio del flujo a la salida del rotor, es preferible plantear las ecuaciones respecto del flujo relativo. En este caso la ecuación del movimiento respecto del observador móvil (fijo al rotor), para el caso de flujo estacionario y axilsimétrico, sería la siguiente:

$$\nabla h_{0R} = \vec{w} \times (\nabla \times \vec{w} + 2 \vec{\omega}) + T \nabla s$$

Si desarrollamos las tres componentes de esta ecuación en coordenadas cilíndricas, efectuando transformaciones similares a las anteriormente efectuadas, llegamos a la ecuación del equilibrio radial del flujo relativo siguiente:

$$\frac{dw_x^2}{dr} + F(w_x, r) w_x^2 + E(w_x, r) w_x + G(w_x, r) = 0$$

donde:

$$F(w_x, r) = \frac{2K_m \cos^2 \beta}{\cos^3 \lambda} + \frac{2 \sin^2 \beta}{r} - \frac{1}{C_p} \left(\sin^2 \beta + \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \lambda} \right) \frac{\partial s}{\partial r} + 2 \tan \beta \frac{\partial \beta}{\partial r}$$

$$E(w_x, r) = - \omega \sin(2 \beta)$$

$$G(w_x, r) = 2 \cos^2 \beta \left(T_0 \frac{\partial s}{\partial r} - \frac{\partial h_{OR}}{\partial r} \right)$$

3.4.- EL METODO DE LA SOLUCION.

Como se ha apuntado anteriormente, el método está basado en el cálculo de la posición radial de las líneas de corriente en los espacios entre coronas de álabes, junto con la obtención de la distribución radial de la velocidad y de las variables del flujo, mediante la integración de la ecuación diferencial del equilibrio radial (el número óptimo de líneas de corriente será estudiado en el apartado 6.1).

El método de cálculo que seguiremos implica un proceso iterativo, hasta conseguir una solución con la aproximación deseada.

En lo que sigue, vamos a analizar brevemente los pasos a seguir en este proceso y en los diversos apartados del punto 4 desarrollaremos estos pasos con detalle, así como los cálculos que se realizan en cada uno de ellos. Los pasos a seguir serán:

- a) Localización inicial de las líneas de corriente en cada una de las estaciones de cálculo (espacios entre coronas de álabes a lo largo de la turbina).
- b) Cálculo de unos valores iniciales de las variables del flujo en cada una de las posiciones radiales de la estación de cálculo actual. Para ello supondremos una distribución radial inicial de la componente axial de la velocidad en dicha estación de cálculo, a partir de la cual calcularemos el valor inicial de las otras variables de flujo.
- c) Integración de la EDER en la estación de cálculo actual. Para ello suponemos un valor inicial de la componente axial de la velocidad en la línea de corriente media (por ejemplo, el valor de ésta obtenido en el bucle anterior), imponiendo como condición de contorno que el gasto másico total calculado sea el que realmente pasa por esa sección de la máquina.

Esto implica el corregir el valor inicial de la velocidad axial en la línea de corriente media, recalculando las otras variables del flujo y repetir el proceso desde el principio de este punto hasta que converja. Para la integración de la EDER y el cálculo de las otras variables del flujo, es necesario conocer algunos términos relacionados con la evolución axial del flujo. Para ello haremos uso de la ecuación de la energía para relacionar las condiciones a la salida de la corona con las existentes a la entrada (calculadas anteriormente). Entre estos cálculos hemos de considerar las pérdidas en los álabes y la refrigeración de los mismos cuando ésta exista.

- d) Del conocimiento de la distribución radial de la velocidad axial que cumple la EDER y la ecuación de la continuidad global, calculamos las posiciones radiales de los puntos de igual gasto másico (puntos de las líneas de corriente en esa estación de cálculo) a través de la ecuación local de la continuidad.
- e) Para cada escalonamiento de la turbina repetiremos el proceso descrito en los puntos (c) y (d) anteriores, tomando como estaciones de cálculo la salida del estator y la salida del rotor (la entrada del estator coincide con la salida del rotor

del escalonamiento anterior, cuyo flujo ya ha sido previamente calculado), hasta que los valores de λ y K_m converjan. Inicialmente tomaremos $K_m=0$ y los valores de λ los calcularemos en función de las posiciones radiales iniciales de las líneas de corriente en el escalonamiento.

- f) Se repite el proceso de cálculo desde el punto (b) hasta el (e) para todos los escalonamientos de la turbina desde la entrada hasta la salida; completándose así el cálculo del flujo en la turbina.

El desarrollo del método, tal y como ha sido expuesto aquí, es válido para la resolución del llamado "problema directo", es decir, conocidos la geometría de los escalonamientos de la turbina, los parámetros del flujo a la entrada (P, T y gasto másico) y la velocidad angular, podemos obtener la solución del flujo. Sin embargo, este método también sería válido para la resolución del "problema inverso" (diseño), sólo que en éste último caso el mismo formaría parte de un proceso de cálculo más complejo, que no será objeto de estudio en este trabajo.

4.- MODELO DE SIMULACION DE LA TURBINA.

4.1.- INTRODUCCION. DIAGRAMA GENERAL DE FLUJO DEL MODELO DE SIMULACION.

El método de cálculo planteado es válido para la obtención del flujo en las turbinas de gas, conocidas la geometría y los parámetros del flujo a la entrada (resolución del problema directo).

Los parámetros del flujo a la entrada, que necesitaremos conocer, son los siguientes:

- Presión de entrada, p_{0ENT} .
- Temperatura de entrada, T_{0ENT} .
- Velocidad angular, ω .
- Gasto másico total, m_{tot} .

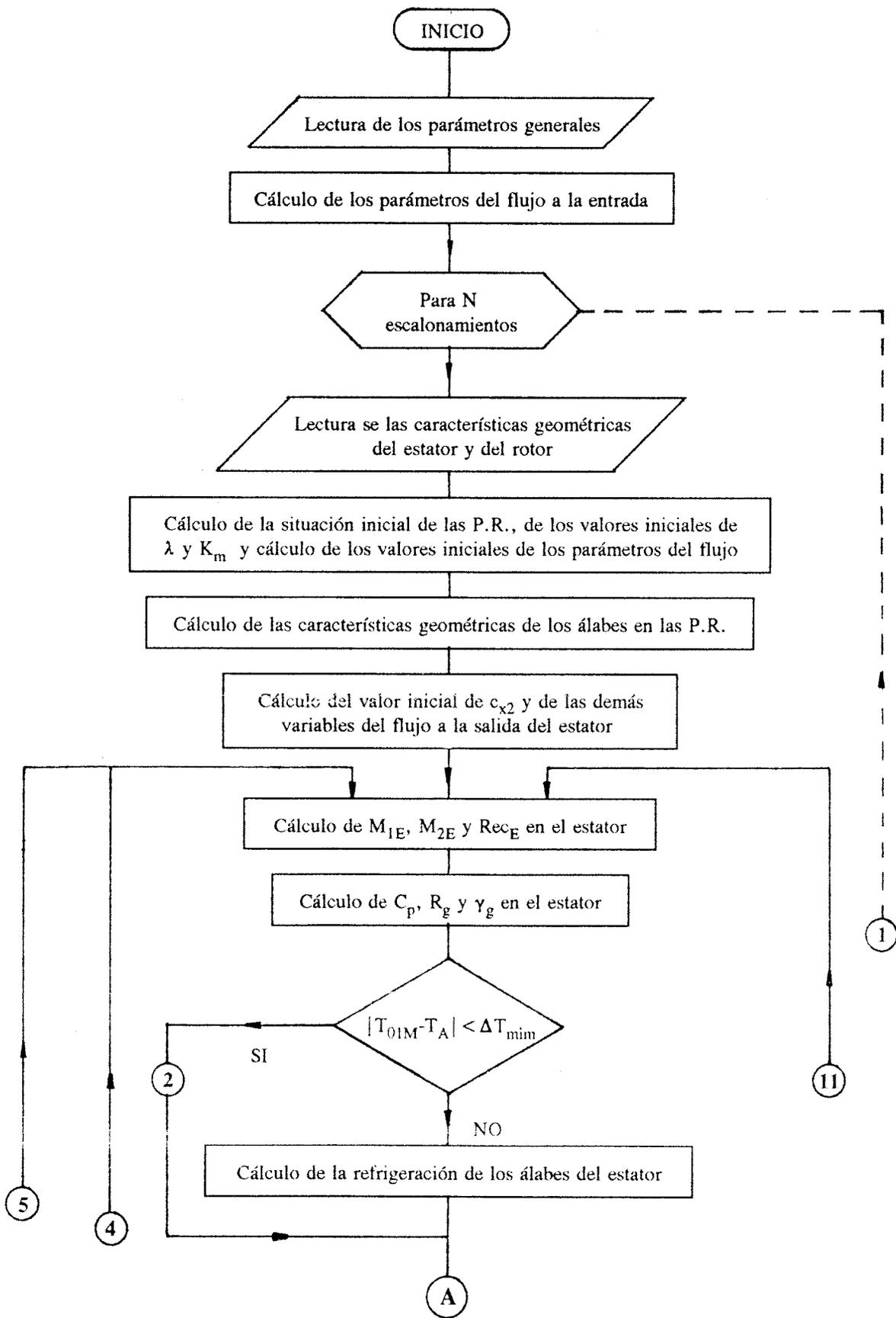
También será necesario conocer inicialmente el número de escalonamientos y las características geométricas de las coronas de álabes (estator y rotor). Asimismo, en el caso de turbinas con álabes refrigerados, será necesario conocer la temperatura de entrada y características del refrigerante, la temperatura media máxima admisible de los álabes y algunas características adicionales relativas al sistema de refrigeración de los mismos (ver apartado 4.2.6.).

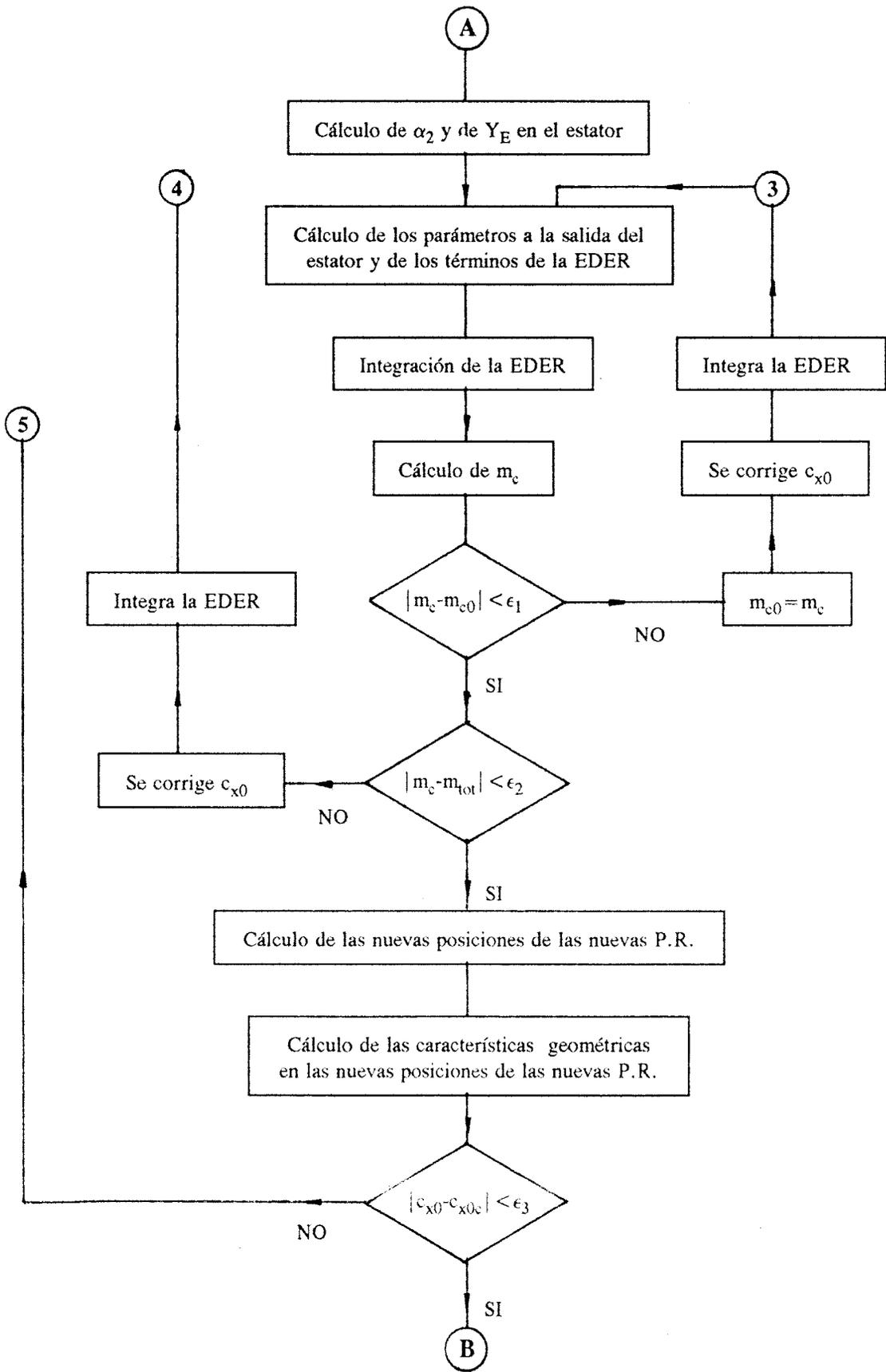
Según se ha expuesto anteriormente, el método de cálculo que utilizaremos está basado en la localización de las líneas de corriente a lo largo de la turbina; para ello previamente hemos de establecer el número de líneas de corriente (contenidas en un plano radial). Llamaremos posiciones radiales de cálculo a los puntos de las mismas en cada estación de cálculo (salida del estator o salida del rotor de cada escalonamiento). Inicialmente éstas posiciones radiales de cálculo se sitúan de forma que el área de la corona circular

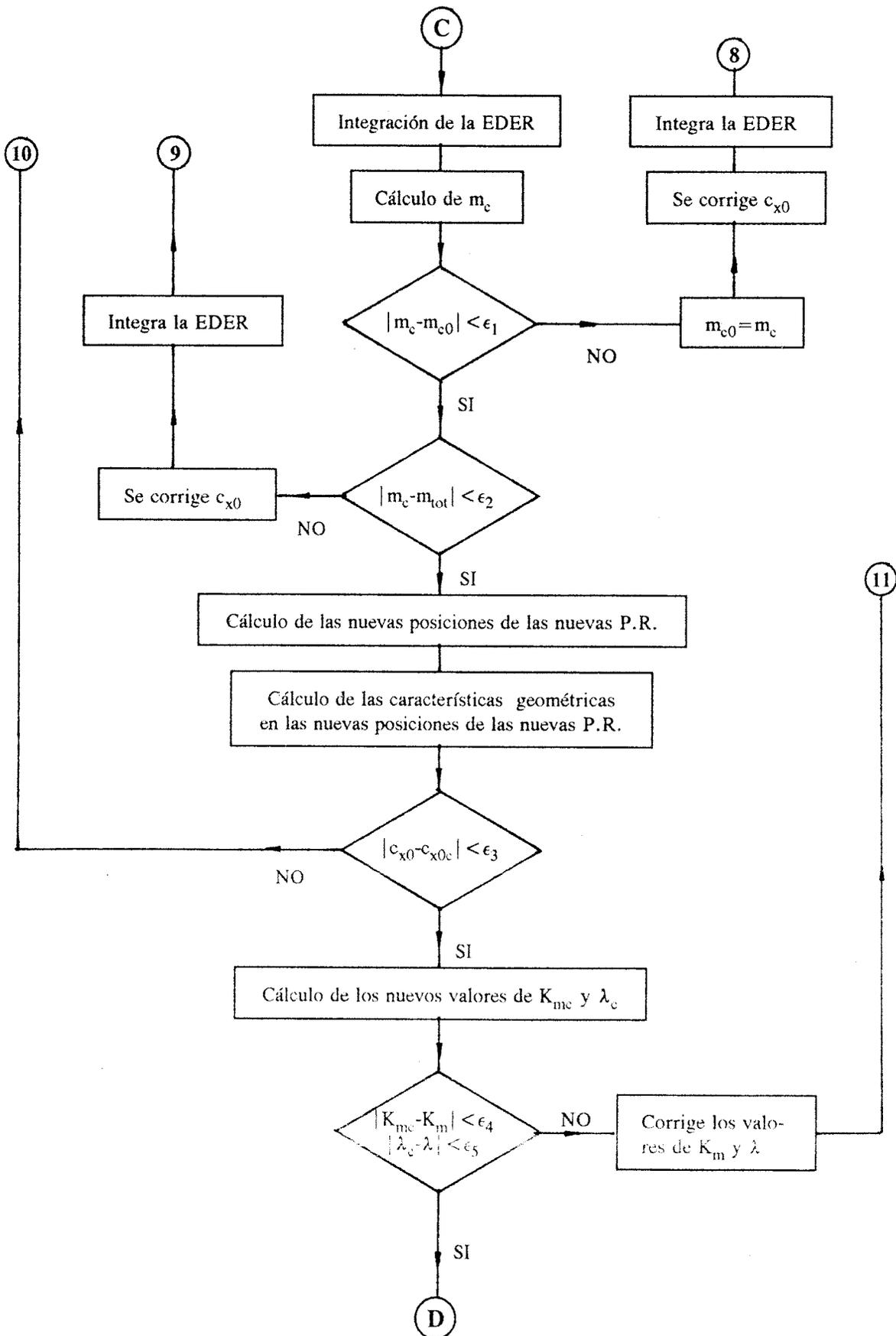
comprendida entre dos de ellas sea igual a lo largo de toda la altura del álabe, en dicha estación de cálculo (ver apartado 4.2.1).

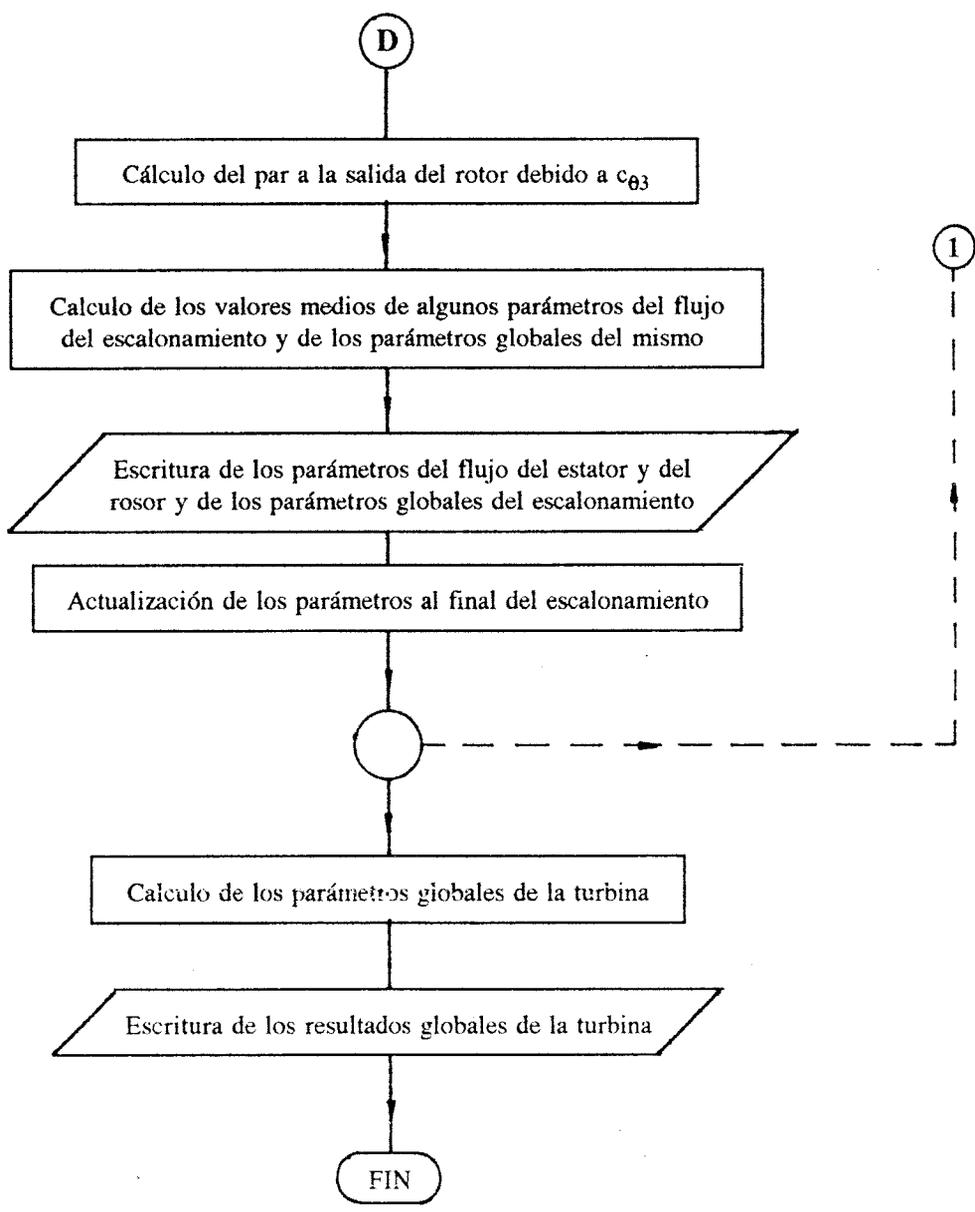
En las páginas que siguen presentamos el diagrama general de flujo del modelo. Los distintos bucles de cálculo o saltos han sido marcados con números encerrados en un círculo, a fin de identificarlos. La misión de cada uno de ellos es la siguiente:

- 1.- Realiza el cálculo completo de cada escalonamiento.
- 2.- Comprueba si el álabe es refrigerado o no.
- 3.- Es el bucle más interno del cálculo en el estator. Este juega un papel fundamental en la estabilidad del proceso de convergencia, sobre todo en los primeros pasos del proceso iterativo en cada escalonamiento.
- 4.- En este bucle se calculan los parámetros del estator para los valores de K_m y λ supuestos, satisfaciendo la EDER y la ecuación de la continuidad global.
- 5.- Este bucle completa el cálculo del anterior haciendo que se cumpla la ecuación de la continuidad local (entre dos posiciones radiales consecutivas, a lo largo de la altura del álabe, pasa igual gasto másico).
- 6.- La misión de este paso es saltarse los cálculos de los valores iniciales de los parámetros del flujo, excepto en el primer bucle de cálculo de cada escalonamiento.
- 7.- Tiene igual significado que el 2, realizando los cálculos en el rotor.
- 8.- Igual que el 3, pero en el rotor.
- 9.- Igual que el 4, pero en el rotor.
10. Igual que el 5, pero en el rotor.
11. Este bucle engloba al 5 del estator y al 10 del rotor, y consigue que, además de la convergencia de los parámetros del flujo en éstos, converjan también los valores de K_m y λ , con lo que se completan los cálculos en el escalonamiento.









En los apartados que siguen se establecerán los algoritmos e hipótesis de cálculo de las distintas partes del modelo.

4.2.- CALCULOS EN EL MODELO.

4.2.1.- Cálculo de los valores iniciales.

Cómo se ha visto anteriormente, las líneas de corriente se sitúan inicialmente repartiendo el área de la sección de paso por igual entre ellas, situando las posiciones radiales de cálculo en el centro de cada división (para la determinación del número óptimo de líneas de corriente, ver apartado 6.1). Con esto las posiciones radiales serán:

$$r_i = \sqrt{r_r^2 + (r_c^2 - r_r^2)(i-0,5)} \quad \text{con } i=1, 2, \dots, \text{NPR}$$

Para el cálculo de los valores iniciales del flujo, suponemos que éste es isentrópico y uniforme, con lo que se calcula la velocidad axial a la salida de la corona y, a partir de ella, el resto de las variables estáticas del flujo, conocidas las temperaturas y presiones de remanso a la entrada de la misma y el gasto másico total. Con esto podemos escribir:

$$\dot{m} = c_x \rho A$$

con: $c_x = c \cos \alpha$; $\rho = \frac{p}{R_g T}$; $A = \pi (r_c^2 - r_r^2)$

Sabiendo que: $T = T_0 - \frac{c^2}{2 c_p}$ y $p = p_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}$

Finalmente llegamos a:

$$\dot{m} = \frac{\pi (r_c^2 - r_r^2) c \cos \alpha p_0}{R_g T_0^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}} \left(T_0 - \frac{c^2}{2C_p} \right)^{\frac{1}{\gamma_g - 1}}$$

que es una ecuación implícita en c , que se resuelve numéricamente.

4.2.2.- Cálculo de las características geométricas de los álabes.

Para los cálculos que se realizan en las coronas de álabes, será necesario conocer las características geométricas siguientes:

Características globales:

- Número de álabes de la corona, N_A .
- Radio de raíz a la entrada y a la salida, r_{re} y r_{rs} .
- Radio de cabeza a la entrada y a la salida, r_{ce} y r_{cs} .
- Holgura radial, k .
- Cuerda axial, b .
- Tipo de extremo del álabe:

Holgura radial simple.

Álabes con llanta y cierre de laberinto.

Características en cada posición radial (P.R.):

- Angulo de entrada, α_1 para estator y β_2 para rotor.
- Angulo de salida, α_2 para estator y β_3 para rotor.
- Cuerda, l .
- Espesor máximo, $t_{\text{máx}}$.
- Paso en la garganta, s_g .
- Espesor borde de estela, t_{TE} .
- Radio de curvatura medio desde la garganta hasta el borde de estela, R_{cur} .

Puesto que las posiciones radiales de cálculo no son fijas, sino que se van modificando durante el proceso de cálculo, será necesario conocer éstas últimas características geométricas en función del radio. En nuestro caso vamos a suponer que todas ellas las podemos expresar como una función empírica del tipo:

$$y(r) = C_0 r^{e_0} + C_1 r^{e_1} + C_2 r^{e_2} + C_3 r^{e_3} + C_4 r^{e_4}$$

En la mayoría de los casos, esta función es un polinomio (con e_0, \dots, e_4 enteros y positivos), puesto que la variación de dichas características con el radio suele ser suave.

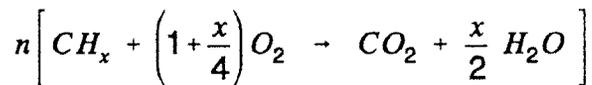
Los coeficientes y exponentes de estas funciones se calculan, a partir de los valores concidos de las características geométricas de los álabes de cada corona, mediante algún programa de ajuste de curvas a nubes de puntos.

4.2.3.- Cálculo de R , C_p y γ del gas.

Según se ha establecido anteriormente, (punto 3.2), supondremos que el gas, que evoluciona en la turbina, se comporta como un gas perfecto con R independiente de la

presión y temperatura y C_p y γ dependientes sólo de la temperatura. Teniendo en cuenta que las temperaturas de entrada a la turbina no son demasiado elevadas, se puede suponer que la reacción química, que tiene lugar en la cámara de combustión, está totalmente desplazada hacia la derecha (productos de combustión), siendo despreciable el equilibrio químico, que tendría mayor importancia en procesos en los que se alcanzan temperaturas más elevadas [30] (> 2.000 K).

Si suponemos que el combustible utilizado es un hidrocarburo, cuya fórmula empírica es $n(\text{CH}_x)$, podemos escribir su reacción de combustión:



Si llamamos F al dosado (relación combustible/aire) y W a la humedad absoluta (masa de vapor de agua/masa de aire seco), por cada kg de aire seco que entra a la cámara de combustión, tendremos a su salida los siguientes gases:

$$\frac{44F}{12 + 1,008x} \quad \text{de } \text{CO}_2$$

$$\frac{x \, 9,008 F}{12 + 1,008x} + W \quad \text{de } \text{H}_2\text{O}$$

$$1 - \frac{\left(1 + \frac{x}{4} \right) 32 F}{(12 + 1,008x) 0,23196} \quad \text{de aire}$$

$$\frac{\left(1 + \frac{x}{4} \right) 32 F 0,76804}{(12 + 1,008x) 0,23196} \quad \text{de } \text{N}_2 \text{ (del aire de la combustión)}$$

La masa total de estos gases será $1 + F + W$.

A partir de la ecuación de combustión anterior, se puede expresar el dosado estequiométrico cómo:

$$F_e = \frac{(12 + 1,008 x) 0,23196}{\left(1 + \frac{x}{4}\right) 32}$$

La masa molecular aparente de la mezcla se puede calcular como el cociente entre la masa total y la suma del número de kilomoles de los componentes de la mezcla a la salida de la cámara de combustión. Si llamamos dosado relativo (F_R) al cociente entre el dosado y el dosado estequiométrico, la masa molecular aparente de la mezcla (M_g) será:

$$\frac{1}{M_g} = \frac{\frac{0,23196}{32} F_R \left(\frac{1+x/2}{1+x/4}\right) + \frac{W}{18,016} + \frac{1-F_R}{28,97} + \frac{0,96804 F_R}{28,01}}{1+F+W}$$

Sabiendo que: $R_g = \frac{8314,2}{M_g} \text{ kJ/kg K}$

Finalmente podemos escribir:

$$R_g = 287 + \frac{F_R \left[60,2675 \left(\frac{1+x/2}{1+x/4} \right) - 59,0163 - 287 F_e \right] + 174,496 W}{1+F+W}$$

Para el cálculo del calor específico a presión constante del gas (C_{pg}) suponemos que el gas a la salida de la cámara de combustión se comporta como una mezcla de gases ideales. Teniendo en cuenta las proporciones existentes de los distintos gases de la mezcla, tendremos:

$$C_{pg} = \frac{(1-F_R)C_p(\text{aire}) + \frac{44FC_p(\text{CO}_2)}{12+1,008x} + \left(\frac{9,008Fx}{12+1,008x} + W\right)C_p(\text{H}_2\text{O}) + 0,76804F_R C_p(\text{N}_2)}{1+F+W}$$

Los calores específicos del aire, vapor de agua, anhídrido carbónico y nitrógeno se calculan, en función de la temperatura, a través de ecuaciones empíricas [31].

Conocidos R_g y C_{pg} , la relación de calores específicos (γ_g) la podemos calcular con la ecuación siguiente:

$$\gamma_g = \frac{C_{pg}}{C_{pg} - R_g}$$

En el caso de álabes refrigerados, con mezcla del fluido refrigerante con la corriente principal, la composición del gas va variando a su paso por las sucesivas coronas de álabes refrigerados. Las expresiones para el cálculo de R_g y C_{pg} son similares a las anteriores, variando solamente el término correspondiente (según sea el refrigerante aire o vapor de agua). Llamando RA a la relación entre el refrigerante y el aire seco, estas expresiones serán:

Refrigerante aire:

$$R_g = 287(1+RA) + \frac{F_R \left[60,2675 \left(\frac{1+x/2}{1+x/4} \right) - 59,0163 - 287 F_e \right] + 174,496 W}{1+RA+F+W}$$

$$C_{pg} = \frac{(1+RA-F_R)C_p(\text{aire}) + \frac{44FC_p(\text{CO}_2)}{12+1,008x} + \left(\frac{9,008Fx}{12+1,008x} + W\right)C_p(\text{H}_2\text{O}) + 0,76804F_R C_p(\text{N}_2)}{1+RA+F+W}$$

Refrigerante vapor de agua:

$$R_g = 287 + \frac{F_R \left[60,2675 \left(\frac{1+x/2}{1+x/4} \right) - 59,0163 - 287 F_e \right] + 174,496 (W+RA)}{1+F+W+RA}$$

$$C_{pg} = \frac{(1-F_R)C_p(\text{aire}) + \frac{44FC_p(\text{CO}_2)}{12+1,008x} + \left(\frac{9,008Fx}{12+1,008x} + W+RA \right) C_p(\text{H}_2\text{O}) + 0,76804F_R C_p(\text{N}_2)}{1+F+W+RA}$$

4.2.4.- Cálculo de los coeficientes de pérdidas y del ángulo de salida.

El cálculo de las pérdidas se hará a través de los coeficientes de pérdida de presión de remanso, calculados para cada línea de corriente de la estación de cálculo actual. El coeficiente de pérdidas se define como:

$$Y_E = \frac{P_{01} - P_{02}}{P_{02} - P_2} \quad , \text{ para el estator.}$$

$$Y_R = \frac{P_{02R} - P_{03R}}{P_{03R} - P_3} \quad , \text{ para el rotor.}$$

Estos coeficientes se calcularán según las correlaciones de Ainley y Mathieson [4] corregidas por Dunham y Came [13] y más tarde por Kacker y Okapuu [5].

El ángulo de salida se calculará por la relación de Ainley y Mathieson, que es la siguiente:

$$\text{para } M_2 \leq 0,5 \quad \alpha_2 = -11 + 1,15 \arccos\left(\frac{s_g}{s}\right) + \frac{4s}{R_{cur}}$$

$$\text{para } M_2=1 \quad \alpha_2 = \arccos\left(\frac{s_g}{s}\right)$$

$$\text{para } 0,5 < M_2 \leq 1 \quad \alpha_2 = \alpha_{2(M_2=0,5)} + 2(\alpha_{2(M_2=1)} - \alpha_{2(M_2=0,5)})(M_2 - 0,5)$$

Posteriormente, una vez calculadas las pérdidas en el perfil, será necesario corregir el ángulo de salida para el caso de incidencias positivas. Esta corrección es la siguiente:

$$\Delta \alpha_2 = 2 - 2\left(\frac{Y_p}{Y_{p \min}}\right)$$

donde Y_p es el coeficiente de pérdidas en el perfil.

El coeficiente global de pérdidas lo calcularemos a través de los distintos componentes de las mismas, que son los siguientes:

$$Y_{tot} = Y_p f(Re) + Y_s + Y_{TE} + Y_K$$

donde:

Y_p = Pérdidas en el perfil.

Y_s = Pérdidas secundarias.

Y_{TE} = Pérdidas por el espesor del borde de estela.

Y_K = Pérdidas por holgura radial.

Las **pérdidas en el perfil** se calculan, a partir de las obtenidas por Ainley y Mathieson [4], con la expresión siguiente:

$$Y_p = 0,914 \frac{2}{3} Y_{pAMDC} K_P$$

donde:

$Y_{P, AMDC}$ = Pérdidas en el perfil de A.M. corregidas por Dunham y Came [13].

K_p = Factor que tiene en cuenta los efectos del número de Mach.

$$K_p = 1 - K_2(1 - K_1)$$

con: $K_1 = 1 - 1,25(M_2 - 0,2)$

$$K_2 = \left(\frac{M_1}{M_2}\right)^2$$

siendo esta expresión válida para $M_2 > 0,2$, donde M_1 y M_2 son los números de Mach a la entrada y salida, respectivamente, de la corona de álabes.

La influencia del número de Reynolds se tiene en cuenta a través de un factor de corrección, cuyo valor es:

$$f(Rec) = \left(\frac{Rec}{2 \cdot 10^5}\right)^{-0,4} \quad \text{para } Rec \leq 2 \cdot 10^5$$

$$f(Rec) = 1,0 \quad \text{para } 2 \cdot 10^5 < Rec \leq 2 \cdot 10^6$$

$$f(Rec) = \left(\frac{Rec}{10^6}\right)^{-0,2} \quad \text{para } Rec > 2 \cdot 10^6$$

donde el número de Reynolds se calcula en función de las condiciones del flujo a la salida de la corona de álabes y está basado en la cuerda del álabe.

Las pérdidas en el perfil se calculan, para cada posición radial, en función de la geometría local del álabe y de los ángulos del flujo en dicha posición, según el método explicado anteriormente.

Las pérdidas secundarias las podemos calcular a través de la expresión de Kacker y Okapuu [5] siguiente:

$$Y_s = 0,04008 K_s f(AR) Z \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1'}$$

Con:
$$Z = \left(\frac{C_L}{s/l} \right)^2 \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \alpha_m}$$

$$C_L = 2 (s/l) (\tan \alpha_1 + \tan \alpha_2) \cos \alpha_m$$

$$\alpha_m = \arctan \left[\frac{(\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2)}{2} \right]$$

$$f(AR) = \frac{1 - 0,25 \sqrt{2 - \frac{h}{l}}}{\frac{h}{l}} \quad \text{para } h/l \leq 2$$

$$f(AR) = \frac{1}{h/l} \quad \text{para } h/l > 2$$

K_s es un factor de corrección que tiene en cuenta los efectos del número de Mach sobre las pérdidas secundarias, cuyo valor es:

$$K_s = 1 - K_3(1 - K_p)$$

Con:
$$K_3 = \left(\frac{1}{h/b} \right)^2$$
 , donde b es la cuerda axial.

Los ángulos que aparecen en estas expresiones serán los correspondientes a la línea de corriente media.

Calculadas las pérdidas secundarias globales, será necesario analizar la forma de repartirlas radialmente para cada una de las posiciones radiales de cálculo. Para ello,

podemos considerar varias leyes alternativas de distribución radial de las mismas: constante, lineal, parabólica, etc. Aunque algunos autores tales como Sullerey y Kumar [42] utilizaron una ley de distribución parabólica para la distribución radial de estas pérdidas, de forma que su valor medio fuera el calculado anteriormente (Y_S), no existe unicidad de criterios al respecto.

Para la determinación de la ley óptima de distribución de estas pérdidas, en el apartado 6.2 se han probado varias de ellas, obteniéndose los mejores resultados con una distribución mixta constante-parabólica. La expresión de ésta será:

$$Y_S(r) = Y_{Sr} \left(0,5 + \frac{6(r-r_m)^2}{(r_c-r_r)^2} \right)$$

donde r_m es el radio a la altura media del álabe.

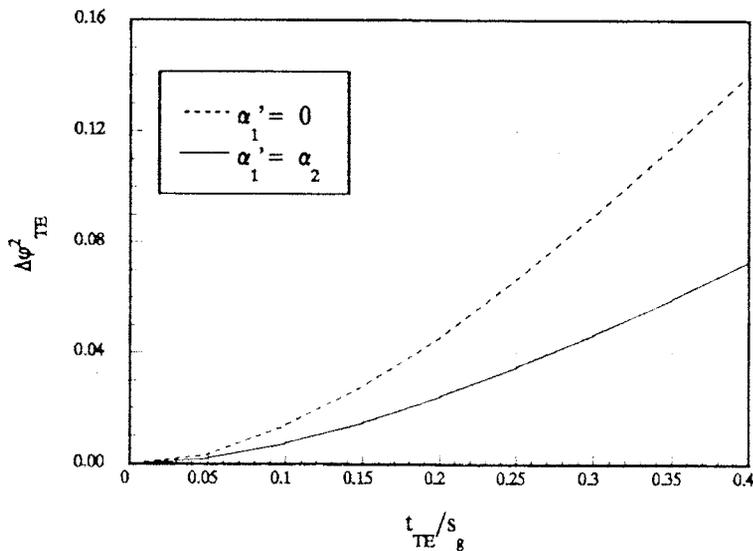


Figura 4.1.- Coeficiente de pérdida de energía cinética debida al espesor del borde de estela, de [5].

Las pérdidas por el espesor del borde de estela se calculan a través de una ecuación empírica, debida a Kacker y Okapuu [5], en función del número de Mach a la salida (M_2) y un coeficiente de pérdidas de energía cinética ($\Delta\phi_{TE}^2$), que es la que sigue:

$$Y_{TE} = \frac{\left[1 - \frac{\gamma_g - 1}{2} M_2^2 \left(\frac{1}{1 - \Delta \varphi_{TE}^2} - 1 \right) \right]^{-\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} - 1}{1 - \left(1 + \frac{\gamma_g - 1}{2} M_2^2 \right)^{-\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}}$$

donde $\Delta \varphi_{TE}^2$ está definido cómo:

$$\Delta \varphi_{TE}^2 = 1 - \varphi_{TE}^2$$

siendo φ_{TE} el coeficiente de pérdida de velocidad debida al espesor del borde de estela.

El coeficiente de pérdida de energía cinética se ha representado en la figura 4.1 , en función de la relación espesor del borde de estela/paso en la garganta (t_{TE}/s_g). Para su utilización por el modelo se han ajustado dos curvas, una para el caso de toberas de álabes fijos ($\alpha_1' = 0$) y otra para el de álabes de acción ($\alpha_1' = \alpha_2$). Estas curvas son:

$$\Delta \varphi_{TE(\alpha_1' = 0)}^2 = 2.992855E-2 X + 1.17448 X^2 - 0.9232622 X^3$$

$$\Delta \varphi_{TE(\alpha_1' = \alpha_2)}^2 = 5.571924E-3 X + 0.7785321 X^2 - 1.220316 X^3 + 0.9490508 X^4$$

$$\text{Con : } X = \frac{t_{TE}}{s_g}$$

Para unos valores particulares de α_1' y α_2 , el coeficiente de pérdidas de energía cinética se calcula, de forma similar a la del cálculo de las pérdidas en el perfil con incidencia nula, a través de la siguiente expresión:

$$\Delta \varphi_{TE(\alpha_1', \alpha_2)}^2 = \Delta \varphi_{TE(\alpha_1' = 0)}^2 + \left| \frac{\alpha_1'}{\alpha_2} \right| \frac{\alpha_1'}{\alpha_2} \left(\Delta \varphi_{TE(\alpha_1' = \alpha_2)}^2 - \Delta \varphi_{TE(\alpha_1' = 0)}^2 \right)$$

Finalmente, las **pérdidas por holgura radial** se calculan a través de la expresión de Dunham y Came [13] siguiente:

$$Y_K = B \frac{l}{h} \left(\frac{k'}{l} \right)^{0,78} Z$$

donde:

Z = Coeficiente de carga de Ainley y Mathieson, visto anteriormente en el cálculo de las pérdidas secundarias.

B = Coeficiente experimental, cuyo valor es:

0,47 para álabes sin llanta.

0,37 para álabes con llanta.

k' = Holgura radial equivalente, cuyo valor es:

$k' = k$ para álabes sin llanta.

$k' = \frac{k}{NC^{0,42}}$ para álabes con llanta.

NC = Número de pasos en el cierre de laberinto.

Igual que en el caso de las pérdidas secundarias, hemos de repartir estas pérdidas a lo largo del álabe. Para ello consideraremos la misma ley de reparto radial que la utilizada para las pérdidas secundarias, llegando a las ecuaciones siguientes:

$$Y_K(r) = Y_K \left[0,5 + \frac{1,5 (r - r_c)^2}{(r_c - r_r)^2} \right] \quad \text{para el estator}$$

$$Y_K(r) = Y_K \left[0,5 + \frac{1,5 (r - r_r)^2}{(r_c - r_r)^2} \right] \quad \text{para el rotor}$$

Es necesario corregir el ángulo de salida del flujo debido al efecto de la holgura radial, para ello utilizaremos la ecuación de Ainley y Mathieson [4] siguiente:

$$\Delta\alpha = \alpha_2 - \arctan \left[\left(1 - X \frac{k' \cos\alpha_1}{h \cos\alpha_2} \right) \tan\alpha_2 - X \frac{k' \cos\alpha_1}{h \cos\alpha_2} \tan\alpha_1 \right]$$

donde: $X = 1,35$ para álabes sin llanta.

$X = 0,7$ para álabes con llanta.

Los valores de los ángulos que aparecen en esta última expresión serán los correspondientes a los de la línea media.

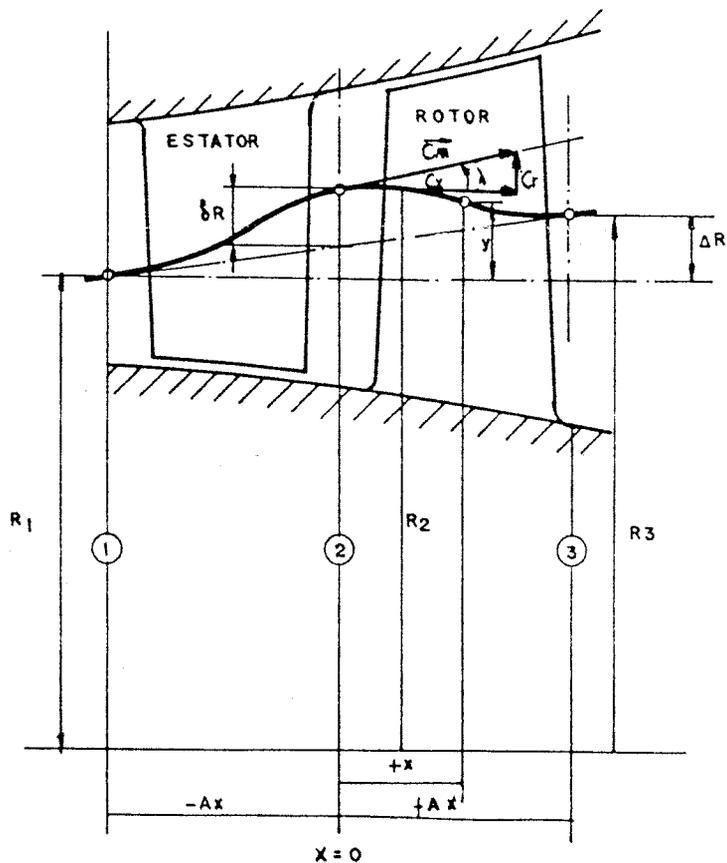


Figura 4.2. Geometría de las líneas de corriente.

4.2.5.- Cálculo de la curvatura y del ángulo λ de las líneas de corriente.

Para el cálculo de la curvatura y del ángulo λ (inclinación de las líneas de corriente respecto de la dirección axial), es necesario conocer la forma de las líneas de corriente. Con el método de cálculo adoptado, sólo es posible conocer la posición radial de las mismas en los espacios entre coronas de álabes ((1), (2) y (3) de la figura 4.2), por lo que la determinación de la forma de las líneas de corriente sólo puede realizarse de forma aproximada. Por ello debemos buscar una curva suave que pase por estos tres puntos. Entre las diversas posibilidades, en primer lugar podemos considerar la solución de Wu [32], suponiendo que las líneas de corriente tienen forma sinusoidal y que las pendientes en los puntos (1), (2) y (3) son las mismas. La ecuación de las mismas será (figura 4.2):

$$y = \frac{\Delta R}{2} \left(1 + \frac{x}{A_x} \right) + \frac{\delta R}{2} \left[1 + \cos \left(\frac{\pi x}{A_x} \right) \right]$$

donde A_x es el ancho axial medio de la corona de álabes, que puede calcularse como la media aritmética de la cuerda axial de los álabes del estator y de los del rotor más el espaciado axial entre dichas coronas.

Sabiendo que: $\tan \lambda = \frac{\Delta R}{2A_x} = y'$ y $K_m = \frac{y''}{\sqrt{(1+y'^2)^3}}$

finalmente podemos calcular K_m con la ecuación:

$$K_m = \pm 4,93 \frac{\delta R}{A_x^2} \cos^3 \lambda$$

donde el signo "+" corresponde a la salida del estator y el "-" a la salida del rotor.

Por otro lado, Slivka y Silvern [43] propusieron una función de error para la forma de las líneas de corriente, siendo su expresión:

$$y = \frac{\Delta R}{2} \left(1 + \frac{x}{A_x} \right) + \delta R e^{-2 \left(\frac{x}{A_x} \right)^2}$$

Procediendo de igual forma que en el caso anterior, para el cálculo de K_m , llegamos a la expresión siguiente:

$$K_m = K \frac{\delta R}{A_x^2} \cos^3 \lambda$$

donde $K=4$ para la salida del estator y $K=-1,2$ para la salida del rotor.

Por último, podemos considerar el polinomio más simple que pasa por los tres puntos anteriores y con la misma pendiente (λ) en ellos. La expresión de éste será:

$$y = \frac{\Delta R}{2} \left(1 + \frac{x}{A_x} \right) + \delta R \left[1 - 2 \left(\frac{x}{A_x} \right)^2 + \left(\frac{x}{A_x} \right)^4 \right]$$

y la curvatura se puede calcular por la ecuación:

$$K_m = K \frac{\delta R}{A_x^2} \cos^3 \lambda$$

donde $K=4$ para la salida del estator y $K=-8$ para la salida del rotor.

Finalmente podemos decir que, teniendo en cuenta que la influencia de K_n en la EDER es pequeña (ver apartado 6.3) Vavra [29] sugiere utilizar para el cálculo de ésta una expresión del tipo:

$$K_m = \pm K \frac{\delta R}{A_x^2} \cos^3 \lambda$$

donde K es una constante que puede tomar un valor comprendido entre 4 y 6. En nuestro caso adoptaremos la forma sinusoidal, en la que, como se ha visto anteriormente, $K = \pm 4,93$, que prácticamente se corresponde con el valor central del intervalo anterior.

ΔR y δR se pueden calcular por cada línea de corriente de la forma siguiente:

$$\Delta R = \frac{r_{3i} - r_{1i}}{2A_x} \quad y \quad \delta R = r_{2i} - \frac{\Delta R}{2}$$

4.2.6.- Cálculo de la refrigeración de los álabes.

En el modelo de simulación se han considerado tres tipos de refrigeración:

- Convección interna.
- Convección interna con mezcla del refrigerante en el borde de estela.
- Convección interna y película de refrigerante externa.

Con el primero de ellos, la naturaleza del refrigerante es indiferente para el modelo puesto que, al no existir mezcla de éste con el flujo principal, sólo es necesario conocer la tasa de calor de refrigeración. En los otros dos tipos de refrigeración, se ha tomado como refrigerante aire o vapor de agua.

El proceso seguido, para el cálculo de la refrigeración de la corona de álabes, es el siguiente:

- a) Cálculo del coeficiente de película (h_c) y de la transferencia de calor del gas hacia el álabe, para cada posición radial.
- b) Cálculo del coeficiente de película medio y de la temperatura media del gas.
- c) Cálculo del gasto de refrigerante requerido.

En lo que sigue analizaremos estos cálculos para los tres tipos de refrigeración considerados, particularizados para el caso de álabes fijos. En el caso de álabes móviles las ecuaciones serían iguales sin más que referirlas a temperaturas y velocidades relativas.

4.2.6.1- Refrigeración por convección interna.

Para estos cálculos vamos a suponer unos valores medios de la temperatura del álabe (T_a) y del coeficiente de película (h_c). Con esto, el calor que el gas transmite al álabe en cada posición radial será:

$$\Delta Q_e = h_e \Delta A_e (T_{0g} - T_a)$$

donde ΔA_e será la superficie del álabe correspondiente a la posición radial de cálculo. Esta se calcula multiplicando el perímetro del álabe por la altura media comprendida entre la P.R. anterior y la posterior.

Debido al calor transmitido al álabe, el gas sufrirá un enfriamiento, (figura 4.3), cuyo valor es:

$$\Delta Q_g = \Delta \dot{m}_g C_{pg} (T_{01} - T_{02'})$$

al ser: $\Delta Q_g = \Delta Q_e$; con: $T_{0g} = \frac{T_{01} + T_{02'}}{2}$

si despejamos $T_{02'}$, tenemos:

$$T_{02'} = \frac{\Delta \dot{m}_g C_{pg} T_{01} - h_e \Delta A_e \left(\frac{T_{01}}{2} - T_a \right)}{\Delta \dot{m}_g C_{pg} + \frac{h_e \Delta A_e}{2}}$$

El coeficiente de película externo lo calcularemos a través de la relación de Daniels [33]:

$$Nu = 0,0308 Rec^{0,781} \quad \text{para } 10^5 < Rec < 2 \cdot 10^6$$

con: $Nu = \frac{h_e l}{K_g}$

donde K_g es la conductividad térmica del gas. El número de Reynolds (Rec) está basado en la cuerda del álabe y se calcula respecto a las condiciones medias entre la entrada y salida de la corona de álabes.

El cambio de entropía del gas será:

$$s_{02'} - s_{01} = C_{pg} \ln \left(\frac{T_{02'}}{T_{01}} \right)$$

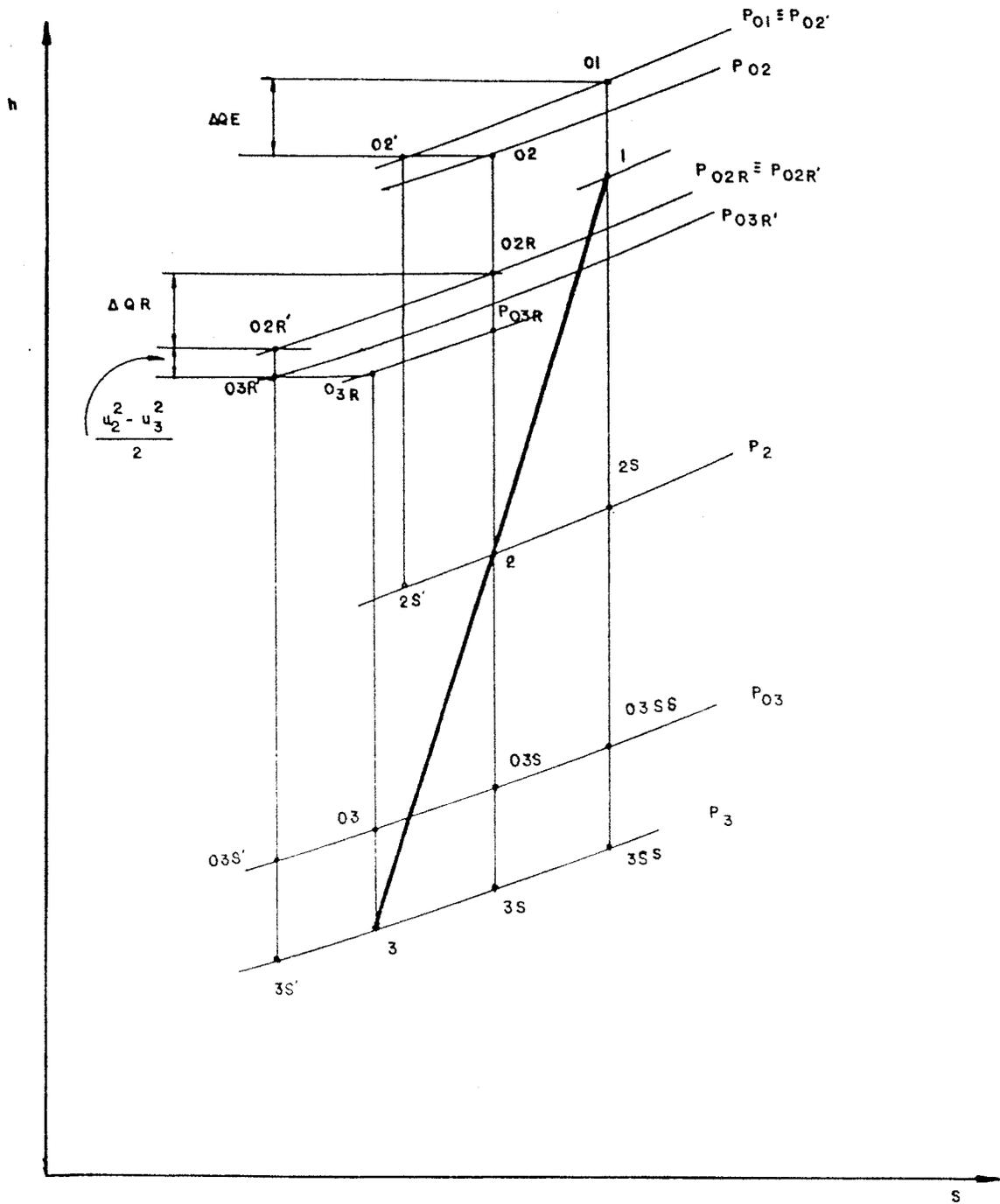


Figura 4.3. Diagrama h-s de un escalonamiento con alabes refrigerados.

Calculados ΔQ_e y T_{og} para cada posición radial, podemos calcular los valores medios T_{ogm} y h_{em} como sigue:

$$Q_e = \Sigma \Delta Q_e \quad ; \quad A_e = \Sigma \Delta A_e$$

$$T_{ogm} = \frac{\Sigma T_{og}}{NPR} \quad ; \quad h_{em} = \frac{Q_e}{A_e (T_{ogm} - T_a)}$$

Para el cálculo del gasto de refrigerante haremos uso de las ecuaciones y parámetros que aparecen en el punto 2.2.1. Para un valor dado de η_c , tendremos:

$$\xi = \frac{T_{ogm} - T_a}{T_{ogm} - T_{r1}} \quad ; \quad m^* = \frac{\xi}{\eta_c (1 - \xi)} \quad ; \quad \dot{m}_r = \frac{m^* A_e h_{em}}{C_{pr}}$$

$$\tau = \frac{h_i A_i}{h_e A_e} = -m^* \ln \left[1 - \frac{\xi}{m^* (1 - \xi)} \right]$$

4.2.6.2.- Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante en el borde de estela.

En este caso el cálculo es similar al anterior excepto en el cálculo final de T_{02} en cada posición radial, que se obtiene a partir del calculado de la forma anterior, a través de la ecuación de la mezcla de gases, quedando:

$$T_{02} = \frac{\Delta \dot{m}_g C_{pg} T_{02'} + \Delta \dot{m}_r C_{pr} T_{r2}}{\Delta \dot{m}_g C_{pg} + \Delta \dot{m}_r C_{pr}}$$

con: $T_{r2} = T_{r1} + \eta_c (T_a - T_{r1})$

La mezcla del refrigerante con la corriente principal produce unas pérdidas que se pueden evaluar de forma aproximada por la ecuación de Hartsel [34]:

$$\frac{\Delta p_{01}}{p_{01}} = \frac{\gamma_g}{2} M_g^2 \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_g} \left(1 + \frac{T_{r2}}{T_{02'}} - \frac{c_r}{c_2} \cos \delta \right)$$

donde c_r/c_2 es la relación entre las velocidades del refrigerante y la corriente principal, cuyo valor en la práctica está en torno a 0,4 [35], y δ es el ángulo formado por las velocidades del refrigerante y del gas. A partir de esta ecuación podemos calcular el coeficiente de pérdidas de presión de remanso, correspondiente a estas pérdidas, de la forma siguiente:

$$Y_m = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{02} - p_2} = \frac{\Delta p_{01}}{p_{02} \left(1 - \frac{p_2}{p_{02}} \right)} = \frac{\Delta p_{01}}{(p_{01} - \Delta p_{01})} \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{T_2}{T_{02'}} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \right]}$$

con lo que finalmente podemos escribir:

$$Y_m = \frac{\Delta p_{01}}{p_{01}} \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta p_{01}}{p_{01}} \right) \left[1 - \left(\frac{T_2}{T_{02'}} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \right]}$$

4.2.6.3.- Refrigeración por convección interna y película externa.

En este apartado nos basaremos en algunas ecuaciones y resultados analizados en el punto 2.2.2.

Procediendo de forma similar a los casos anteriores, si suponemos una temperatura media de la película externa T_f , para cada posición radial de cálculo, tendremos:

$$\Delta Q_e = h_e \Delta A_e (T_f - T_a)$$

Este calor cedido al álabe junto con el calentamiento que sufre el refrigerante al

mezclarse con el gas, debe de ser igual al enfriamiento de la corriente principal. Para unos valores dados de T_{r1} , η_c y η_f , podemos escribir:

$$C_{pg} \Delta \dot{m}_g (T_{01} - T_{02'}) = h_e \Delta A_e (T_f - T_a) + \Delta \dot{m}_r C_{pr} (T_{02'} - T_{r2})$$

$$\text{con: } T_{r2} = T_{r1} + \eta_c (T_a - T_{r1}) \quad ; \quad T_f = T_{0g} - \eta_f (T_{0g} - T_a) \quad ; \quad T_{0g} = \frac{T_{01} + T_{02'}}{2}$$

Haciendo algunas operaciones y despejando $T_{02'}$, tendremos:

$$T_{02'} = \frac{\Delta \dot{m}_g C_{pg} T_{01} - h_e \Delta A_e (1 - \eta_f) \left(\frac{T_{01}}{2} - T_a \right) + \Delta \dot{m}_r C_{pr} T_{r2}}{\Delta \dot{m}_g C_{pg} + \frac{h_e \Delta A_e}{2} (1 - \eta_f) + \Delta \dot{m}_r C_{pr}}$$

$\Delta \dot{m}_r$ no es conocido, por lo que se tomará el valor correspondiente al bucle de cálculo anterior. Inicialmente se calcula de forma aproximada como sigue:

$$\Delta \dot{m}_r = \frac{h_e \Delta A_e (T_f - T_a)}{(T_{r2} - T_{r1})}$$

$$\text{con: } T_{0g} \approx T_{01} \quad ; \quad T_f = T_{0g} - \eta_f (T_{0g} - T_a)$$

A partir de los valores de ΔQ_e y $T_{02'}$ en cada posición radial de cálculo, podemos calcular los valores medios T_{0gm} y h_{em} , como sigue:

$$Q_e = \sum \Delta Q_e \quad ; \quad A_e = \sum \Delta A_e$$

$$T_{0gm} = \frac{\sum T_{0g}}{NPR} \quad ; \quad h_{em} = \frac{Q_e}{A_e (T_{fm} - T_a)}$$

$$T_{fm} = T_{0gm} - \eta_f (T_{0gm} - T_a)$$

A partir de estos valores podemos calcular los parámetros siguientes:

$$\xi = \frac{T_{0gm} - T_a}{T_{0gm} - T_{r1}} \quad ; \quad m^* = \frac{\xi(1-\eta_f)}{\eta_c(1-\xi)} \quad ; \quad \dot{m}_r = \frac{m^* A_e h_{em}}{C_{pr}}$$

$$\tau = -m^* \ln \left[1 - \frac{\xi(1-\eta_f)}{m^*(1-\xi)} \right]$$

Las pérdidas que se producen por la mezcla del refrigerante con la corriente principal, se calculan de la misma forma que en el caso anterior.

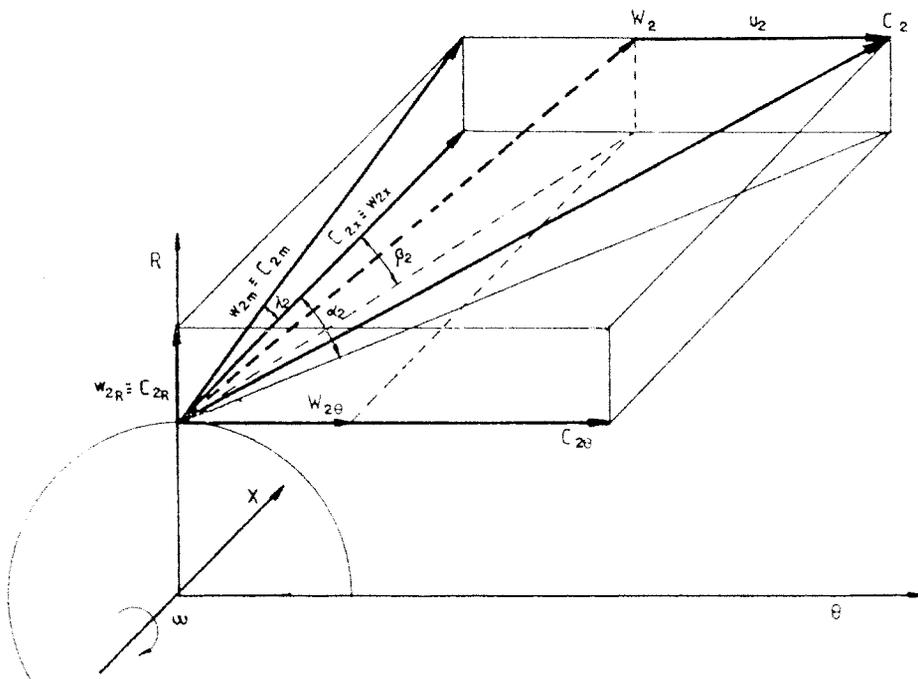


Figura 4.4. Componentes de la velocidad a la salida del estator-entrada del rotor siguiente.

4.2.7.- Cálculos en el estator.

Conocidas las variables del flujo a la entrada y la distribución radial de la velocidad axial y el coeficiente de pérdidas de presión de remanso a la salida, hemos de calcular el

resto de las variables y los términos que aparecen en la EDER (funciones F y G).

El diagrama h-s de la evolución del gas en el estator puede observarse en la anterior figura 4.3. Las componentes de la velocidad y los ángulos aparecen en la figura 4.4.

La velocidad a la salida del estator, en cada una de las P.R., se calcula a partir de su componente axial, como sigue:

$$c_2 = \frac{c_{x2}}{\cos \lambda_2} \sqrt{1 + \tan^2 \alpha_2 \cos^2 \lambda_2}$$

Calculada c_2 hemos de comprobar si se han alcanzado las condiciones críticas, calculando la velocidad crítica y comparándola con la c_2 anteriormente calculada. Para ello tenemos:

$$T_{2c} = \frac{T_{02'}}{\frac{\gamma_g + 1}{2}} \quad ; \quad c_c = \sqrt{\gamma_g R_g T_{2c}}$$

Si $c_2 > c_c$, corregimos el valor de α_2 , de forma que $c_2 = c_c$. El valor de α_2 corregido será:

$$\alpha_2 = \arctan \sqrt{\left(\frac{c_c}{c_{x2}}\right)^2 - \frac{1}{\cos^2 \lambda_2}}$$

Cuando ocurre esto en una posición radial, ésta queda bloqueada y es tenido en cuenta con una variable de control. Cuando esto ocurre en todas las P.R. de la estación de cálculo, se supone bloqueada la turbina con lo que no se podrá alcanzar el gasto másico total y el programa de simulación emite un mensaje de error y es abortado.

A continuación calcularemos el resto de los parámetros del flujo como sigue:

$$T_2 = T_{02'} - \frac{c_2^2}{2C_{pg}}$$

por definición: $Y_E = \frac{p_{01} - p_{02}}{p_{02} - p_2}$; con : $p_2 = p_{02} \left(\frac{T_2}{T_{02'}} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}$

sustituyendo p_2 en la ecuación de Y_E y despejando p_{02} , tenemos:

$$p_{02} = \frac{p_{01}}{1 + Y_E \left[1 - \left(\frac{T_2}{T_{02'}} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \right]}$$

conocida p_{02} , calculamos p_2 y con T_2 podemos calcular ρ_2 , supuesto gas perfecto, por la ecuación:

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_g T_2}$$

Para el cálculo de la entropía en cada P.R., sabiendo que el proceso 2S'-2 es a presión constante, podemos escribir:

$$Tds = dh - vdp \quad ; \quad \text{como} \quad vdp = 0$$

tendremos: $Tds = C_{pg} dT$; $\int_{2s'}^2 ds = \int_{2s'}^2 C_{pg} \frac{dT}{T}$; $s_2 - s_{2s'} = C_{pg} \ln \left(\frac{T_2}{T_{2s'}} \right)$

$T_{2s'}$ se puede calcular a partir de $T_{02'}$ como sigue:

$$T_{2s'} = T_{02'} \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}$$

Conocidas s_2 , α_2 y $T_{02'}$ podemos calcular las derivadas de los mismos respecto del radio. En nuestro caso este cálculo lo hemos realizado mediante interpolación parabólica cada tres P.R. consecutivas, calculando la derivada en el punto central (excepto en la primera y última P.R., que se ha calculado en el extremo correspondiente).

Es necesario calcular estas últimas derivadas para evaluar las funciones F y G de la EDER que, en el caso del estator, tienen la forma:

$$F_E = \frac{2K_m \cos^2 \alpha_2}{\cos^3 \lambda_2} + \frac{2 \sin^2 \alpha_2}{r_2} - \frac{1}{C_{p8}} \left(\sin^2 \alpha_2 + \frac{\cos^2 \alpha_2}{\cos^2 \lambda_2} \right) \frac{\partial s_2}{\partial r} + 2 \tan \alpha_2 \frac{\partial \alpha_2}{\partial r}$$

$$G_E = 2 \cos^2 \alpha_2 \left(T_{02'} \frac{\partial s_2}{\partial r} - C_{p8} \frac{\partial T_{02'}}{\partial r} \right)$$

Los cálculos aquí presentados serán válidos tanto para álabes refrigerados como para álabes sin refrigerar.

4.2.8.- Cálculos en el rotor.

Antes de realizar los cálculos en el rotor será necesario conocer las magnitudes relativas a su entrada. Estas se calculan como sigue (figura 4.4):

$$\beta_2 = \arctan \left(\tan \alpha_2 - \frac{\omega r_2}{c_{x2}} \right) ; \quad w_2 = \frac{c_{x2}}{\cos \lambda_2} \sqrt{1 + \tan^2 \beta_2 \cos^2 \lambda_2}$$

$$T_{02R} = T_{02'} + \frac{w_2^2 - c_2^2}{2C_{p8}} ; \quad p_{02R} = p_{02'} \left(\frac{T_{02R}}{T_{02'}} \right)^{\frac{\gamma_8}{\gamma_8 - 1}}$$

En el caso de álabes refrigerados, a partir de T_{02R} se calcula T_{03R} como se ha visto anteriormente en el apartado 4.2.6.

Las componentes de la velocidad y los ángulos a la salida del rotor aparecen en la figura 4.5.

De igual forma que en el estator, a partir de c_{x3} podemos calcular c_3 con la ecuación siguiente:

$$w_3 = \frac{c_{x3}}{\cos \lambda_3} \sqrt{1 + \tan^2 \beta_3 \cos^2 \lambda_3}$$

Calculamos la velocidad crítica:

$$T_{3c} = \frac{T_{02R'}}{\frac{\gamma_g + 1}{2}} \quad ; \quad c_c = \sqrt{\gamma_g R_g T_{3c}}$$

Si $w_3 > c_c$, corregimos el valor de β_3 de forma que $w_3 = c_c$. Este será:

$$\beta_3 = \arctan \sqrt{\left(\frac{c_c}{c_{x3}}\right)^2 - \frac{1}{\cos^2 \lambda_3}}$$

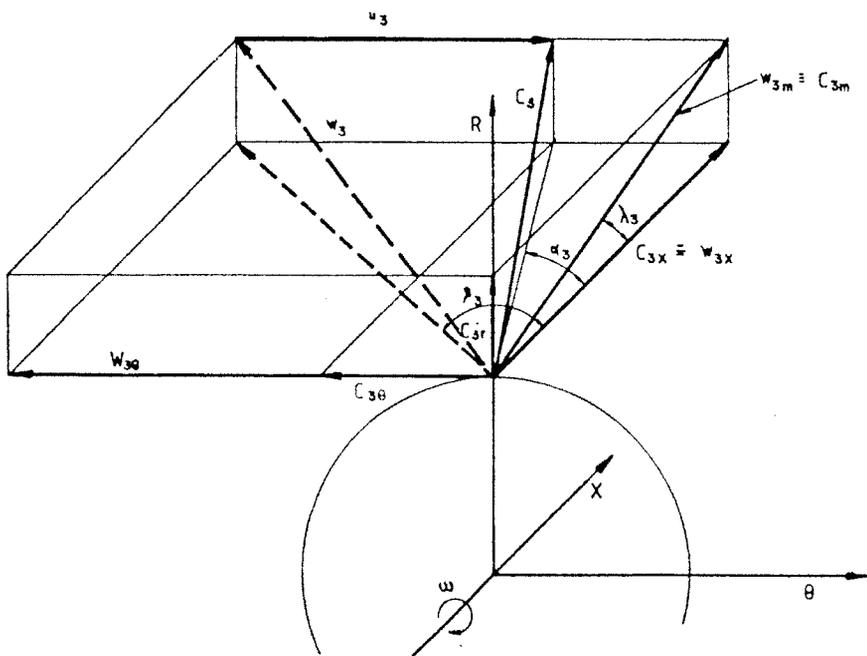


Figura 4.5. Componentes de la velocidad a la salida del rotor.

Si al comprobar el estado de bloqueo del rotor toda la sección está bloqueada y no se ha alcanzado el gasto másico total requerido, el programa de simulación emite un mensaje

de error y es abortado.

A continuación calcularemos T_3 , p_3 , s_3 y ρ_3 como sigue (figura 4.3):

$$T_{03R'} = T_{02R'} - \frac{u_2^2 - u_3^2}{2C_{p8}} \quad ; \quad T_3 = T_{03R'} - \frac{w_3^2}{2C_{p8}} \quad ; \quad p_{03R'} = p_{02R'} \left(\frac{T_{03R'}}{T_{02R'}} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}$$

sabiendo que: $Y_R = \frac{p_{03R'} - p_{03R}}{p_{03R} - p_3}$; con : $p_3 = p_{03R} \left(\frac{T_3}{T_{03R}} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}$

tenemos:

$$p_{03} = \frac{p_{03R'}}{1 + Y_R \left[1 - \left(\frac{T_3}{T_{03R}} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}} \right]}$$

y finalmente ρ_3 será:

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_g T_3}$$

la entropía a la salida se puede calcular por la ecuación:

$$s_3 - s_{3S'} = R_g \ln \left(\frac{p_{03R'}}{p_{03R}} \right)$$

El cálculo de los términos de las funciones F, E y G de la EDER, es similar al realizado en el estator. Las expresiones de éstos para el caso del rotor serán:

$$F_R = \frac{2K_m \cos^2 \beta_3}{\cos^3 \lambda_3} + \frac{2 \operatorname{sen}^2 \beta_3}{r_3} - \frac{1}{C_{p8}} \left(\operatorname{sen}^2 \beta_3 + \frac{\cos^2 \beta_3}{\cos^2 \lambda_3} \right) \frac{\partial s_3}{\partial r} + 2 \tan \beta_3 \frac{\partial \beta_3}{\partial r}$$

$$E_R = -\omega \operatorname{sen} 2\beta_3$$

$$G_E = 2 \cos^2 \beta_3 \left(T_{03R} \frac{\partial s_3}{\partial r} - C_{pg} \frac{\partial T_{03R}}{\partial r} \right)$$

Finalmente hemos de calcular los parámetros absolutos a la salida del rotor a partir de los relativos. Estos se calculan con las expresiones:

$$\alpha_3 = \arctan \left(\tan \beta_3 - \frac{\omega r_3}{c_{x3}} \right) ; \quad c_3 = \frac{c_{x3}}{\cos \lambda_3} \sqrt{1 + \tan^2 \alpha_3 \cos^2 \lambda_3}$$

$$T_{03} = T_3 + \frac{c_3^2}{2C_{pg}} ; \quad p_{03} = p_3 \left(\frac{T_{03}}{T_3} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}$$

4.2.9.- Integración de la ecuación diferencial del equilibrio radial.

Resolveremos la EDER a la salida del estator y a la del rotor. La forma de la EDER difiere en ambos casos, siendo la siguiente:

$$\text{salida del estator: } \frac{dc_{x2}^2}{dr} + F_E c_{x2}^2 + G_E = 0$$

$$\text{salida del rotor: } \frac{dw_{x3}^2}{dr} + F_R w_{x3}^2 + E_R w_{x3} + G_R = 0$$

Para su integración transformaremos estas ecuaciones en las siguientes:

$$\frac{dc_{x2}}{dr} = -\frac{F_E c_{x2}}{2} - \frac{G_E}{2c_{x2}}$$

$$\frac{dw_{x3}}{dr} = -\frac{F_R w_{x3}}{2} - \frac{E_R}{2} - \frac{G_R}{2w_{x3}}$$

Las funciones F, E y G se conocen sólo en las P.R., por lo que esto condicionará el método numérico de integración a utilizar. Para ello utilizaremos el método de Euler modificado. La resolución de la EDER se hará por aproximaciones sucesivas, pues algunos términos de las funciones F, E y G dependen indirectamente de la velocidad axial, por lo que la evaluación de éstas se hará a partir de la solución obtenida en el bucle anterior.

Si expresamos genéricamente las ecuaciones diferenciales anteriores de la forma:

$$\frac{dc}{dx} = f(r, c(r))$$

el método de Euler modificado realiza una integración paso a paso a partir de un valor inicial $c_0 = c(r_0)$. El proceso a seguir será el siguiente:

conocido (r_n, c_n) podemos calcular el punto (r_{n+1}, c_{n+1}) como sigue:

$$z_{n+1} = c_n + \Delta r f(r_n, c_n) \quad \text{con} \quad \Delta r = r_{n+1} - r_n$$

$$c_{n+1} = c_n + \frac{\Delta r}{2} [f(r_n, c_n) + f(z_{n+1}, c(z_{n+1}))]$$

De esta forma, partiendo de las condiciones iniciales, podemos integrar la ecuación anterior hasta el punto deseado.

En nuestro caso el paso de integración (Δr) no es fijo, puesto que las posiciones radiales no son fijas, sino que se calculan de forma que el gasto másico que pasa entre dos de ellas sea el mismo. La integración de la EDER la haremos en dos tramos: uno desde la línea de corriente media hasta el radio de raíz, y el otro desde la línea media hasta el radio de cabeza. Para ello damos un valor inicial a la velocidad axial en la línea media.

4.2.10.- Cálculo del gasto másico total.

Previo a la redistribución de las líneas de corriente, hemos de calcular el gasto másico total que pasa por la estación de cálculo actual.

El gasto másico total se calcula integrando la ecuación de la continuidad:

$$\dot{m}_{tot} = \int_{r_r}^{r_c} \rho c_x dA = 2\pi \int_{r_r}^{r_c} \rho c_x r dr$$

En nuestro caso evaluamos $\rho c_x r$ en cada P.R. e integramos la ecuación anterior efectuando una interpolación parabólica entre cada tres puntos consecutivos.

Para la interpolación parabólica utilizaremos la fórmula de Lagrange que, para tres puntos dados (x_1, y_1) , (x_2, y_2) y (x_3, y_3) , es la siguiente:

$$P(x) = \sum_{i=1}^3 y_i L_i(x)$$

$$\text{con : } L_1 = \frac{(x-x_2)(x-x_3)}{(x_1-x_2)(x_1-x_3)} \quad ; \quad L_2 = \frac{(x-x_1)(x-x_3)}{(x_2-x_1)(x_2-x_3)} \quad ; \quad L_3 = \frac{(x-x_1)(x-x_2)}{(x_3-x_1)(x_3-x_2)}$$

4.2.11.- Redistribución de las líneas de corriente.

Una vez que se ha conseguido que el gasto másico total sea próximo al real (dentro del margen de error establecido), hemos de localizar las posiciones radiales tales que entre dos cualesquiera de ellas pase igual fracción del gasto total. La cantidad del gasto que ha de pasar entre dos posiciones radiales será el total dividido por el número de divisiones radiales

preestablecido. Para ello, igual que para el cálculo del gasto másico total, haremos una interpolación parabólica para cada tres posiciones radiales consecutivas calculando:

$$\Delta \dot{m}(r) = \int_{r_i}^r \rho c_x r dr = Ar^3 + Br^2 + Cr + D$$

Previamente se ha determinado el intervalo $[r_i, r_{i+2}]$ en el que está la nueva posición radial. Dicha posición radial se calcula buscando el valor de r del intervalo que nos da la fracción de gasto requerido.

4.2.12.- Cálculo del par, potencia y rendimientos.

De acuerdo con el criterio de signos adoptados para las componentes de la velocidad y los ángulos, el par que el gas ejerce sobre cada corona de álabes móviles, lo podemos calcular como la suma del par debido a la componente tangencial de la velocidad a la entrada de la corona y el debido a la misma componente a su salida.

Para ello, si aplicamos el teorema del momento cinético, el momento de las fuerzas actuantes sobre un elemento diferencial de masa (masa contenida en una corona cilíndrica de espesor radial dr y de espesor axial dx) será igual a la derivada, respecto al tiempo, del momento cinético; es decir:

$$\text{con: } d\vec{C} = \vec{c} dm \quad \text{y} \quad dm = 2\pi r \rho dx dr$$

$$\text{tenemos: } d\vec{M} = \frac{d(\vec{r} \times \vec{C})}{dt} = \frac{d(\vec{r} \times \vec{c} dm)}{dt}$$

Efectuando el producto vectorial y quedándonos con el módulo del vector momento, podemos escribir:

$$dM = r c_\theta \frac{d(2\pi r \rho dx dy)}{dt} = 2\pi \rho c_x^2 \tan^2 \alpha r^2 dr$$

Finalmente, si aplicamos dicho resultado a la entrada y salida del rotor, e integramos, llegamos a:

$$M_{ent} = 2\pi \int_{r_{2r}}^{r_{2c}} \rho_2 c_{x2}^2 \tan^2 \alpha_2 r^2 dr$$

$$M_{sal} = 2\pi \int_{r_{3r}}^{r_{3c}} \rho_3 c_{x3}^2 \tan^2 \alpha_3 r^2 dr$$

y el par total del escalonamiento será: $M_{esc} = M_{ent} + M_{sal}$

A partir de esta ecuación la potencia en el eje producida por este escalonamiento será:

$$\dot{W}_{esc} = M_{esc} \omega$$

La potencia total de la turbina será la suma de las suministradas por los sucesivos escalonamientos, es decir:

$$\dot{W}_{tot} = \sum_{i=1}^{NESC} \dot{W}_{esci}$$

Definiremos tres rendimientos: total a total, total a estático y total a total axial. En la figura 4.6 se ha representado el diagrama h-s de un escalonamiento con álabes no refrigerados y en la figura 4.3 se representó el mismo, para el caso de álabes refrigerados.

A continuación definiremos estos tres rendimientos tanto para el caso de álabes no refrigerados, como para el de álabes refrigerados.

Definimos el **rendimiento total a total** como el cociente entre el salto interno de entalpía en el escalonamiento y el que tendría lugar en un proceso de expansión isentrópico desde las mismas condiciones de entrada hasta la presión estática real a la salida del escalonamiento, quedando el fluido con igual velocidad que en el proceso real, es decir:

$$\eta_{IT} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - \left(h_{3SS} + \frac{C_3^2}{2} \right)}$$

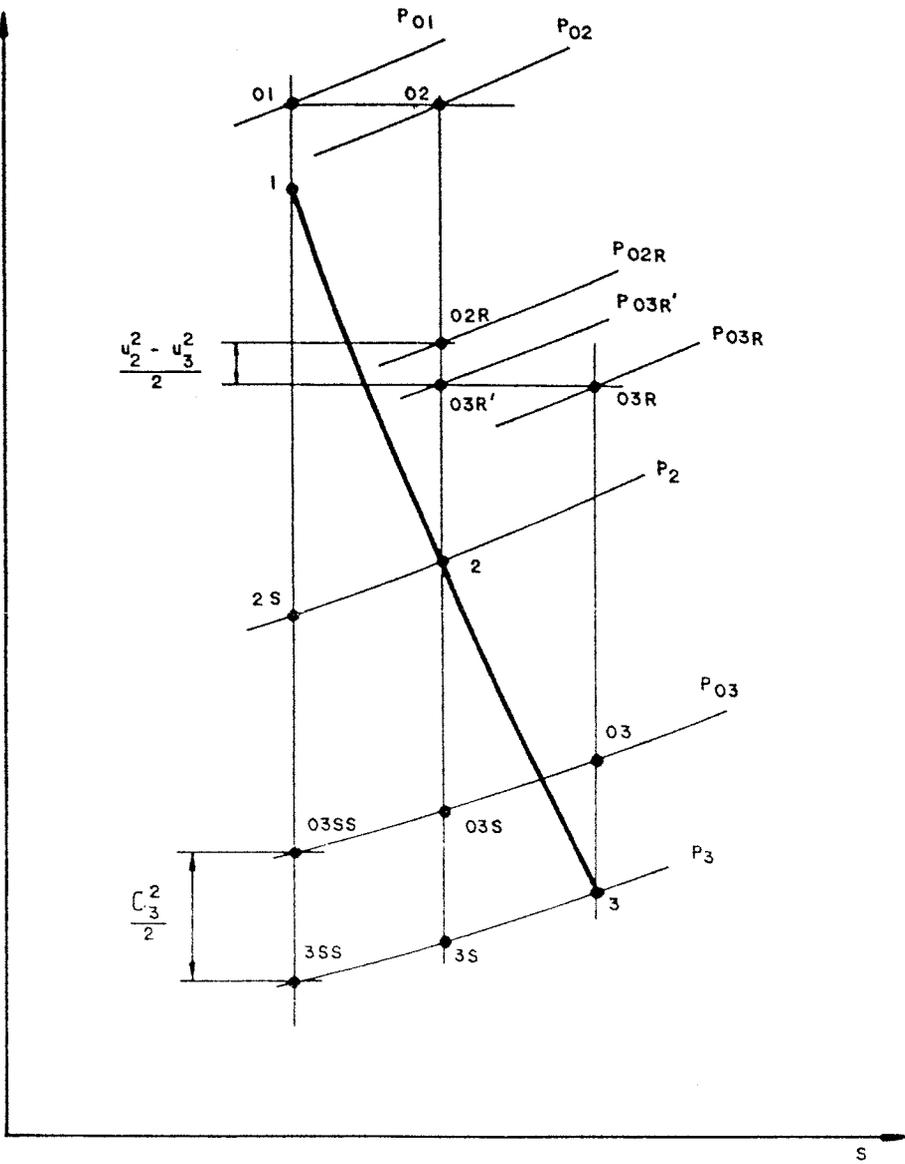


Figura 4.6. Diagrama h-s de un escalonamiento con alabes no refrigerados.

En el caso de álabes refrigerados sin mezcla del refrigerante con el flujo principal tendríamos:

$$\eta_{TT} = \frac{(h_{01} - h_{03}) - (h_{01} - h_{02'}) - (h_{02R} - h_{02R'})}{h_{01} - \left(h_{3SS} + \frac{c_3^2}{2} \right)}$$

Cuando la refrigeración de los álabes se realiza con mezcla del refrigerante con el flujo principal, éste rendimiento hemos de referirlo a las potencias del escalonamiento puesto que la masa de fluido que evoluciona en el mismo no es constante. En este caso podemos definirlo como:

$$\eta_{TT} = \frac{\dot{W}_{esc}}{\dot{m}_g(h_{01} - h_{3SS}) + \dot{m}_r C_{pr} T_{r1} \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_{r1}} \right)^{\frac{\gamma_r - 1}{\gamma_r}} \right] - (\dot{m}_g + \dot{m}_r) \frac{c_3^2}{2}}$$

El **rendimiento total a estático** lo definimos como el cociente entre el salto interno de entalpía del escalonamiento y el que tendría lugar en un proceso de expansión isentrópico desde las mismas condiciones de entrada hasta la presión estática del proceso real, quedando el fluido con velocidad cero. Vemos que esta definición es parecida a la del rendimiento total a total, excepto en el término de energía cinética a la salida del escalonamiento que, en este caso, se considera como pérdida. Las expresiones de este rendimiento serán:

Alabes sin refrigerar:

$$\eta_{TT} = \frac{h_{01} - h_{03}}{h_{01} - h_{3SS}}$$

Alabes refrigerados sin mezcla del refrigerante con la corriente principal:

$$\eta_{TT} = \frac{(h_{01} - h_{03}) - (h_{01} - h_{02'}) - (h_{02R} - h_{02R'})}{h_{01} - h_{3SS}}$$

Alabes refrigerados con mezcla del refrigerante con la corriente principal:

$$\eta_{TT} = \frac{\dot{W}_{esc}}{\dot{m}_g(h_{01} - h_{3SS}) + \dot{m}_r C_{pr} T_{r1} \left[1 - \left(\frac{p_3}{p_{r1}} \right)^{\frac{\gamma_r - 1}{\gamma_r}} \right]}$$

Finalmente definiremos el **rendimiento total a total axial**, por ser éste uno de los parametros que aparecen en las curvas características de la turbina experimental con las que se validará nuestro modelo. Este rendimiento se define de forma similar al total a total, considerando que sólo se recupera la energía cinética debido a la componente axial de la velocidad. Sus expresiones serán las mismas que las del rendimiento total a total sin más que sustituir el término $c_3^2/2$ por $c_{x3}^2/2$.

De forma similar, podemos definir los rendimientos globales de la turbina (total a total, total a estático y total a total axial). Las expresiones para el rendimiento total a total global serán:

- Turbina con álabes sin refrigerar:

$$\eta_{TTG} = \frac{h_{OENT} - h_{OSAL}}{h_{OENT} - \left(h_{S\,SAL} + \frac{c_{S\,SAL}^2}{2} \right)}$$

donde los subíndices "ENT" y "SAL" indican entrada y salida de la turbina, respectivamente.

- Turbina con álabes refrigerados sin mezcla del refrigerante con el flujo principal:

$$\eta_{TTG} = \frac{(h_{OENT} - h_{OSAL}) - \sum_{i=1}^{NESC} (q_{Ei} + q_{Ri})}{h_{OENT} - \left(h_{S\,SAL} + \frac{c_3^2}{2} \right)}$$

donde q_E y q_R son los calores por unidad de masa evacuados por los sistemas de refrigeración del estator y el rotor respectivamente.

- Turbina con álabes refrigerados con mezcla del refrigerante con el flujo principal:

$$\eta_{TTG} = \frac{\dot{W}_{tot}}{\dot{m}_g(h_{OENT} - h_{SSAL}) + \dot{m}_r C_{pr} T_{r1} \left[1 - \left(\frac{p_{SAL}}{p_{r1}} \right)^{\frac{\gamma_r - 1}{\gamma_r}} \right] - (\dot{m}_g + \dot{m}_r) \frac{c_{SAL}^2}{2}}$$

Las expresiones del rendimiento total a total global son las mismas anteriores sin más que anular los términos correspondientes a la energía cinética de salida. De forma similar, las ecuaciones del rendimiento total a total axial se pueden obtener, a partir de las del rendimiento total a total, sustituyendo la velocidad de salida por la componente axial de la misma.

5.- VALIDACION DEL MODELO DE SIMULACION.

5.1.- TURBINA EXPERIMENTAL DE VALIDACION DEL MODELO.

El modelo desarrollado se ha utilizado para el cálculo del flujo y la predicción del comportamiento de una turbina experimental de dos escalonamientos, de la que se conocen sus características geométricas más importantes y sus curvas características. Dichas características geométricas se relacionan en el Anexo A.

Las curvas características de la turbina son las que aparecen en las figuras 5.1 y 5.2. En la primera podemos ver representado el salto equivalente de entalpía específica ($\Delta H/\theta_{cr}$) en función del gasto-velocidad equivalente ($W N \epsilon/60 \delta$), tomando como parámetros el régimen de giro adimensional ($N/\sqrt{\theta_{cr}}$), el rendimiento total a total axial (η_{tat}) y la relación de expansión total a total axial (PT_0/PAT_2).

En la figura 5.2 aparece representado el gasto equivalente ($W/\sqrt{\theta_{cr}} \epsilon \delta$) en función de la relación de expansión total a total axial (relación entre la presión de remanso a la entrada y la presión estática más la dinámica debida a la componente axial de la velocidad a la salida), tomando como parámetro el régimen de giro adimensional.

La nomenclatura utilizada para los parámetros que aparecen en estas gráficas no se corresponde con la que se utiliza en este trabajo, estando además expresados aquellos en unidades inglesas. Para evitar errores de interpretación, su significado y las unidades correspondientes pueden verse en la relación siguiente:

- W Gasto másico (lb/s).
- N Régimen de giro (r.p.m.).
- ϵ Factor de corrección de γ_g .
- δ Factor de corrección de la presión de entrada.
- ΔH Salto de entalpía específica (BTU/lb).

- PT_0 Presión de entrada a la turbina (psi).
 PAT_2 Presión axial-total a la salida de la turbina (psi).
 η_{tat} Rendimiento total a axial total.

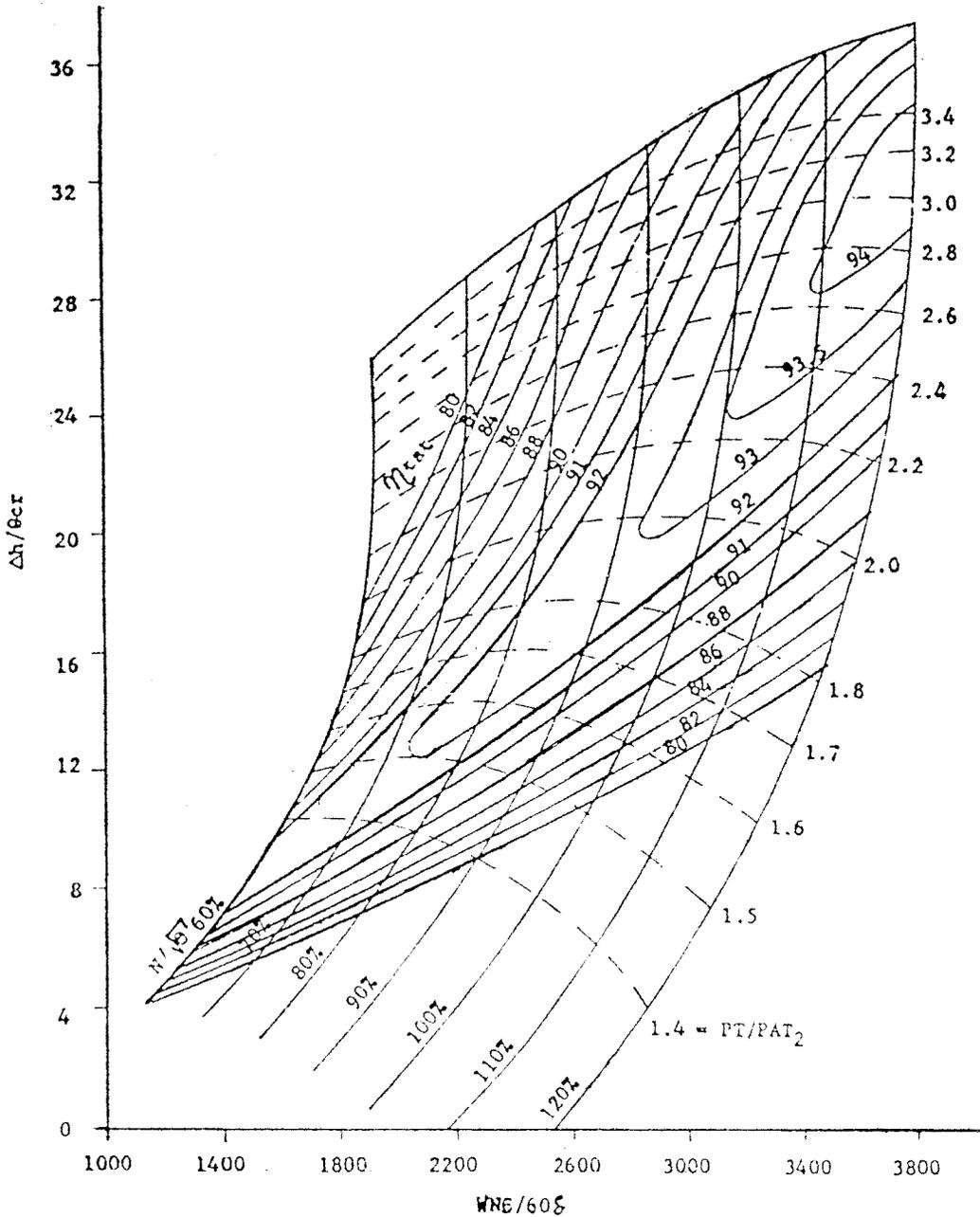


Figura 5.1.- Salto de entalpía específica equivalente frente al gasto-velocidad equivalente.

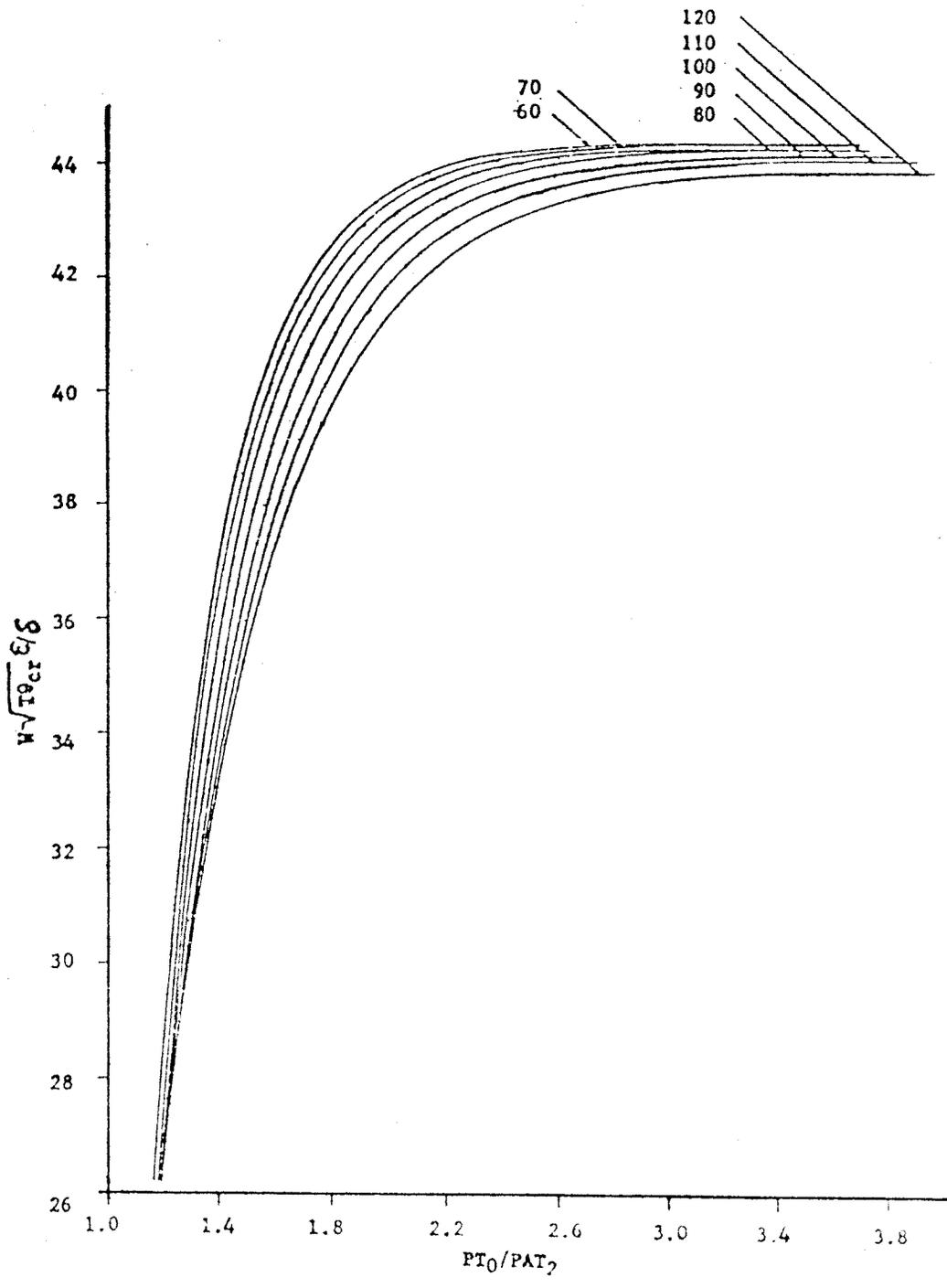


Figura 5.2.- Gasto equivalente frente a la relación de expansión total a axial total.

Al ser ésta una turbina experimental, se utilizan ciertos factores de corrección para tener en cuenta la influencia de la temperatura y de la presión de entrada a la turbina sobre algunos parámetros. La turbina se hace funcionar normalmente con presiones y temperaturas de entrada bajas y con aire como fluido de trabajo. Las ecuaciones para el cálculo de los factores de corrección ϵ , δ y θ_{cr} , son las siguientes:

$$\epsilon = \frac{\gamma_0 \left(\frac{\gamma_g + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1}}}{\gamma_g \left(\frac{\gamma_0 + 1}{2} \right)^{\frac{\gamma_0}{\gamma_0 - 1}}} \quad \delta = \frac{P_{OENT}}{P_{Oref}} \quad \theta_{cr} = \frac{\gamma_g (\gamma_0 + 1) R_g T_{OENT}}{\gamma_0 (\gamma_g + 1) R_0 T_{Oref}}$$

donde γ_0 , P_{Oref} , R_0 y T_{Oref} son parámetros de referencia, cuyos valores son los que siguen:

$$\begin{aligned} \gamma_0 &= 1,4 \\ P_{Oref} &= 14,696 \text{ psi} = 1,01325 \text{ bar} \\ R_0 &= 53,35045 \text{ ft lb}_p/\text{lb R} = 287,014 \text{ J/kg K} \\ T_{Oref} &= 518,688 \text{ R} = 288,16 \text{ K} \end{aligned}$$

De las curvas características de la turbina se han extraído diversos valores, interpolando gráficamente cuando ha sido necesario, siguiendo las curvas de régimen de giro adimensional constante correspondientes al 120, 110, 100, 90, 80 y 70 % del régimen nominal. A partir de estos valores, realizando los cambios correspondientes de unidades inglesas a las del S.I., hemos calculado el gasto másico y el trabajo adimensionales, cuyas expresiones son:

$$\text{Gasto másico adimensional } (m_g^*) = \frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$$

$$\text{Trabajo adimensional } (W^*) = \frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$$

Los valores correspondientes al gasto másico y trabajo adimensionales junto con los de la relación de expansión total a total axial y los del rendimiento total a total axial, para cada uno de los regímenes de giro adimensionales citados anteriormente, están recogidos en tablas en el Anexo B.

5.2.- SIMULACION DE LA TURBINA DE VALIDACION CON EL MODELO BASICO.

Se ha simulado el funcionamiento de la turbina experimental (apartado 5.1) con el modelo que hemos denominado "básico". El procedimiento de cálculo seguido en el mismo es el que se ha expuesto anteriormente en el capítulo 4.

La turbina se ha simulado funcionando a seis regímenes distintos, correspondientes al 120, 110, 100, 90, 80 y 70 % del régimen de giro nominal. Los resultados obtenidos, así como las condiciones de funcionamiento de la turbina, se relacionan en el Anexo C. En dicho anexo, también pueden verse las curvas de rendimiento total a total axial, gasto másico adimensional y trabajo adimensional en función de la relación de expansión total a total axial, tanto para los valores obtenidos con el modelo (calculado), como para los valores reales extraídos de las curvas características de la turbina (Anexo B).

| N/N_0 (%) | $\overline{\Delta\eta_{TAT}}$ | $(\Delta\eta_{TAT})_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta m_g^*}$ | $(\Delta m_g^*)_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta W^*}$ | $(\Delta W^*)_{m\acute{a}x}$ | <i>Err. med.</i> |
|-------------|-------------------------------|------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|------------------|
| 120 | 1.153 | 4.054 | 0.748 | 2.088 | 1.202 | 4.282 | 1.034 |
| 110 | 0.906 | 3.639 | 1.023 | 2.374 | 1.237 | 4.840 | 1.055 |
| 100 | 1.054 | 3.887 | 1.088 | 2.764 | 1.135 | 3.906 | 1.093 |
| 90 | 0.739 | 3.086 | 1.397 | 2.758 | 1.891 | 3.081 | 1.343 |
| 80 | 0.660 | 1.222 | 1.214 | 2.560 | 1.941 | 4.336 | 1.272 |
| 70 | 0.675 | 1.520 | 1.680 | 3.522 | 2.748 | 7.463 | 1.703 |

Tabla 5.1.- Errores relativos medios y máximos de las curvas calculadas respecto de las reales.

Para poder valorar la bondad del modelo, se han calculado los errores relativos medios y los máximos de las magnitudes "calculadas" respecto de las "reales". Estos errores son los que aparecen en la Tabla 5.1. El error medio global obtenido es del 1,250 %. Aunque estos errores pueden considerarse como moderados, a fin de mejorar el modelo, se analizarán posteriormente las causas que dan lugar a los errores mayores, para intentar disminuirlos y conseguir un mayor ajuste del mismo.

Si observamos las curvas obtenidas, podemos comprobar las siguientes tendencias:

- Para regímenes de giro bajos (70, 80 %), las diferencias entre los valores calculados y los reales tienden a crecer al aumentar la relación de expansión y, consecuentemente, el gasto másico.
- Para regímenes altos, aunque en menor cuantía, estas diferencias tienden a aumentar al disminuir la relación de expansión.

Si analizamos también la tendencia que siguen los ángulos de incidencia calculados con el modelo, podemos extraer las siguientes conclusiones:

- Para regímenes de giro bajos, los ángulos de incidencia óptimos se obtienen para gastos bajos (zona de máximo rendimiento). Para gastos altos, los ángulos de incidencia (en este caso positivos) van creciendo al aumentar éste.
- Para regímenes de giro altos, los ángulos de incidencia óptimos se alcanzan para gastos altos (zona de máximo rendimiento). Para gastos bajos, los ángulos de incidencia (en este caso negativos) van creciendo en valor absoluto al disminuir éste.

Estos resultados nos inducen a pensar que la influencia de la incidencia sobre las pérdidas puede ser el origen (al menos en parte) de las mayores discrepancias entre las curvas calculadas y las reales, en las condiciones citadas anteriormente. En el apartado 6.2 se estudiará esta influencia con el objeto de mejorar los resultados obtenidos con el modelo de simulación de la turbina.

6.- ANALISIS DE SENSIBILIDAD DEL MODELO.

Una vez que se ha desarrollado el modelo matemático (capítulo 4) y se ha validado el mismo (capítulo 5), vamos a analizar la influencia de diversos factores sobre los resultados obtenidos con el modelo. En primer lugar determinaremos el número óptimo de líneas de corriente y en los apartados siguientes analizaremos las siguientes cuestiones:

- Influencia de la incidencia sobre las pérdidas secundarias y las debidas a la holgura radial.
- Reparto a lo largo de los álabes de las pérdidas secundarias y las debidas a la holgura radial.
- Influencia de la curvatura de las líneas de corriente sobre los parámetros globales de la turbina.

6.1.- DETERMINACION DEL NUMERO OPTIMO DE LINEAS DE CORRIENTE.

Debido a las características propias del proceso de cálculo, para la integración de la EDER se ha utilizado el método de Euler modificado, según se ha explicado en el apartado 4.2.9. El método de Euler está basado en el desarrollo en serie de Taylor de una función, aproximando la misma por los dos primeros términos. Con este método, el error cometido en cada paso de integración se va haciendo menor al disminuir el paso (lo que en nuestro caso es equivalente a aumentar el número de líneas de corriente), pero, por otro lado, al aumentar el número de divisiones el error acumulado tiende a incrementarse.

Para determinar el número óptimo de líneas de corriente vamos a estimar el error cometido al aproximar la función (velocidad axial) sólo por los primeros términos del desarrollo de Taylor. Para una división genérica "n", el error cometido se puede determinar de una forma aproximada por la relación:

$$\Delta c_x = \frac{h^2}{2} |f''(\xi_n)|$$

donde : $h = r_{n+1} - r_n$ y $r_n < \xi_n < r_{n+1}$

En nuestro caso hemos tomado ξ_n como el valor central del intervalo y f'' representa la derivada segunda de la velocidad axial. Particularizando para la salida del estator, podemos escribir:

$$\frac{dc_{x2}}{dr} = -\frac{F_E C_{x2}}{2} - \frac{G_E}{2 c_{x2}}$$

y su derivada segunda será:

$$\frac{d^2 c_{x2}}{dr^2} = -\frac{c_{x2}}{2} \left(F_E' + \frac{G_E'}{c_{x2}} \right) + c_{x2}' \left(\frac{G_E}{c_{x2}^2} - F_E \right)$$

Para la salida del rotor, las expresiones serían similares a las anteriores.

A partir de estas expresiones hemos determinado los errores medios relativos acumulados en el cálculo de la velocidad axial a la salida de cada corona de álabes. Finalmente hemos calculado el valor medio de los anteriores, que representa el error medio relativo global para toda la máquina.

El cálculo del error medio global se ha efectuado para tres puntos de las curvas de régimen de giro adimensional correspondientes al 80, 90, 100 y 110 % del valor nominal. Los valores y las gráficas de los resultados obtenidos pueden verse en el Anexo D.

Si observamos estas gráficas podemos ver que el número óptimo de divisiones (líneas de corriente) está en torno a 17, que es el valor que hemos utilizado en el modelo de cálculo.

6.2.- INFLUENCIA DE LA INCIDENCIA SOBRE LAS PERDIDAS SECUNDARIAS Y POR HOLGURA RADIAL. RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO DE SIMULACION.

Según se ha apuntado en el apartado 5.2, las mayores diferencias que aparecen entre los resultados obtenidos con el modelo y los valores reales pueden ser imputables, al menos en parte, a la influencia de los ángulos de incidencia del flujo sobre las pérdidas.

En el modelo "básico" se corrigen las pérdidas en el perfil en función de la incidencia, según la correlación de Ainley y Mathieson [4].

Aunque no se conoce bien la influencia de la incidencia sobre las pérdidas secundarias y por holgura radial, se ha comprobado experimentalmente que cuando los ángulos de incidencia crecen (nos alejamos de las condiciones de diseño), estas pérdidas, calculadas según la correlación de Kacker y Okapuu [5], son menores que las que se deducen de los resultados experimentales. En este sentido, Moustapha, Kacker y Tremblay [17] sugirieron que se corrigieran por incidencia las pérdidas secundarias y por holgura radial con los mismos factores con los que se corrigen las pérdidas en el perfil.

| N/N_0 (%) | $\overline{\Delta\eta_{TAT}}$ | $(\Delta\eta_{TAT})_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta m_g^*}$ | $(\Delta m_g^*)_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta W^*}$ | $(\Delta W^*)_{m\acute{a}x}$ | <i>Err. med.</i> |
|-------------|-------------------------------|------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|------------------|
| 120 | 0.601 | 2.938 | 0.627 | 0.905 | 0.667 | 3.137 | 0.632 |
| 110 | 0.511 | 2.239 | 0.456 | 1.106 | 0.994 | 3.229 | 0.654 |
| 100 | 0.533 | 2.678 | 0.531 | 1.559 | 0.807 | 2.649 | 0.624 |
| 90 | 0.612 | 2.692 | 0.564 | 1.850 | 1.728 | 2.862 | 0.968 |
| 80 | 0.525 | 1.354 | 0.252 | 0.466 | 1.227 | 2.388 | 0.668 |
| 70 | 0.672 | 1.363 | 0.458 | 1.025 | 0.863 | 3.166 | 0.664 |

Tabla 6.1.- Errores relativos medios y máximos de las curvas calculadas respecto de las reales, con las pérdidas secundarias y por holgura radial corregidas por incidencia.

Realizadas las modificaciones necesarias en las subrutinas de cálculo de pérdidas del modelo, para corregir por incidencia las perdidas anteriormente citadas, se ha simulado de nuevo el funcionamiento de la turbina en las mismas condiciones anteriores (apartado 5.2).

Los resultados obtenidos con el modelo modificado pueden observarse en las tablas y gráficas del Anexo E.

Cómo era previsible, los resultados obtenidos en estas condiciones, se ajustan mejor a los valores reales. Esto último puede observarse en la tabla 5.2. En este caso el error medio global de los resultados obtenidos es del 0,702 %, lo que supone una mejora importante respecto del modelo básico.

6.3.- INFLUENCIA DE LAS DIFERENTES LEYES DE DISTRIBUCION RADIAL DE LAS PERDIDAS SECUNDARIAS Y POR HOLGURA RADIAL SOBRE LOS PARAMETROS GLOBALES DE LA TURBINA.

Según se ha explicado anteriormente en el apartado 4.2.4., las pérdidas secundarias y por holgura radial se calculan a través de las correlaciones de Kacker y Okapuu [4], en función de algunos parámetros globales del álabe. Una vez calculadas éstas, será necesario saber cómo se han de distribuir las mismas a lo largo de los álabes. Consultada alguna bibliografía, hemos podido ver que no existe uniformidad de criterios al respecto.

Vavra [37] dice que parece obvio el concentrar las pérdidas secundarias en los extremos de los álabes, pero hay que tener cuidado para no originar gradientes radiales de entropía excesivos, que darían lugar a unas distribuciones de velocidad muy diferentes de las reales.

Según **Macchi** [38], los modelos desarrollados para la predicción del comportamiento de las turbinas, debido a las simplificaciones que efectúan, no son capaces de contemplar los fenómenos de mezcla y migración de pérdidas que tienen lugar en las turbinas, según se deduce de los resultados de algunos ensayos realizados.

Por último podemos decir que, afortunadamente, la ley de distribución de las pérdidas secundarias y por holgura radial no influye demasiado en la distribución radial de la velocidad, según ha sido constatado en [39] y con los resultados obtenidos con nuestro modelo de simulación.

En nuestro caso vamos a considerar varias leyes de reparto alternativas de estas pérdidas, adoptando finalmente aquella que dé lugar a unos resultados más próximos a los reales. Las distribuciones consideradas son:

- Distribución constante.
- Distribución lineal.
- Distribución parabólica.
- Distribución mixta (constante-parabólica).

6.3.1.- Distribución radial constante de las pérdidas secundarias y por holgura radial.

En este caso se han calculado los coeficientes de pérdidas de presión de remanso debido a las pérdidas secundarias (Y_s) y por holgura radial (Y_K) y se han considerado constantes a lo largo de todo el álabe. En estas condiciones se ha simulado el funcionamiento de la turbina para unos regímenes del 70, 100 y 120 % del nominal. Los resultados obtenidos pueden verse en el Anexo F, apartado F.1. De forma similar a los apartados anteriores, se han calculado los errores relativos medios y los máximos, que pueden observarse en la tabla 5.3., siendo el error medio global del 0,713 %.

| N/N_0 (%) | $\overline{\Delta\eta_{TAT}}$ | $(\Delta\eta_{TAT})_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta m_g^*}$ | $(\Delta m_g^*)_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta W^*}$ | $(\Delta W^*)_{m\acute{a}x}$ | <i>Err. med.</i> |
|-------------|-------------------------------|------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|------------------|
| 120 | 0.648 | 3.191 | 0.578 | 0.970 | 0.712 | 3.411 | 0.646 |
| 100 | 0.579 | 3.312 | 0.495 | 1.730 | 1.273 | 3.393 | 0.782 |
| 70 | 0.849 | 1.280 | 0.461 | 0.890 | 0.826 | 2.866 | 0.712 |

Tabla 6.2.- Errores relativos medios y máximos de las curvas calculadas respecto de las reales, con una distribución radial constante de las pérdidas secundarias y por holgura radial .

6.3.2.- Distribución radial lineal de las pérdidas secundarias y por holgura radial.

El proceso seguido es similar al anterior, haciendo un reparto lineal de las pérdidas secundarias y por holgura radial, de forma que su valor medio sea el calculado con la correlación de Kacker y Okapuu. Para las primeras se ha supuesto que son nulas en la línea media y máximas en los extremos del álabe (raíz y cabeza del mismo). Las pérdidas por holgura radial se consideran nulas en la raíz del álabe y máximas en la cabeza del mismo. De esta forma los coeficientes de pérdidas de presión de remanso correspondientes, para cada posición radial de cálculo, los podemos expresar:

$$Y_S(r) = Y_{St} \frac{4|r-r_m|}{r_c-r_r}$$

$$Y_K(r) = 2 Y_K \frac{r_c-r}{r_c-r_r} \quad \text{para el estator}$$

$$Y_K(r) = 2 Y_K \frac{r-r_r}{r_c-r_r} \quad \text{para el rotor}$$

En estas condiciones se ha simulado el funcionamiento de la turbina para unos regímenes del 70, 100 y 120 % del nominal. Los resultados obtenidos pueden verse en el apartado F.2 del Anexo F. De forma similar a los apartados anteriores, se han calculado los errores relativos medios y los máximos, que pueden observarse en la tabla 5.4., siendo el error medio global del 0,733 %.

| N/N_0 (%) | $\overline{\Delta\eta_{TAT}}$ | $(\Delta\eta_{TAT})_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta m_g^*}$ | $(\Delta m_g^*)_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta W^*}$ | $(\Delta W^*)_{m\acute{a}x}$ | <i>Err. med.</i> |
|-------------|-------------------------------|------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|------------------|
| 120 | 0.667 | 2.911 | 0.629 | 0.891 | 0.731 | 3.123 | 0.676 |
| 100 | 0.604 | 3.063 | 0.546 | 1.668 | 1.074 | 3.108 | 0.742 |
| 70 | 1.037 | 1.396 | 0.452 | 0.943 | 0.853 | 3.003 | 0.781 |

Tabla 6.3.- Errores relativos medios y máximos de las curvas calculadas respecto de las reales, con una distribución radial lineal de las pérdidas secundarias y por holgura radial .

6.3.3.- Distribución radial parabólica de las pérdidas secundarias y por holgura radial.

El proceso seguido es similar al anterior, haciendo una distribución parabólica de las pérdidas secundarias y por holgura radial, de forma que su valor medio sea el calculado con la correlación de Kacker y Okapuu. Para las primeras se ha supuesto que son nulas en la línea media y máximas en los extremos del álabe (raíz y cabeza del mismo). Las pérdidas por holgura radial se consideran nulas en la raíz del álabe y máximas en la cabeza del mismo. De esta forma los coeficientes de pérdidas de presión de remanso correspondientes, para cada posición radial de cálculo, los podemos expresar:

$$Y_S(r) = Y_{Sr} \frac{12(r-r_m)^2}{(r_c-r_r)^2}$$

$$Y_K(r) = Y_K \frac{3(r-r_c)^2}{(r_c-r_r)^2} \quad \text{para el estator}$$

$$Y_K(r) = Y_K \frac{3(r-r_r)^2}{(r_c-r_r)^2} \quad \text{para el rotor}$$

| N/N_0 (%) | $\overline{\Delta \eta_{TAT}}$ | $(\Delta \eta_{TAT})_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta m_g^*}$ | $(\Delta m_g^*)_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta W^*}$ | $(\Delta W^*)_{m\acute{a}x}$ | <i>Err. med.</i> |
|-------------|--------------------------------|-------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|------------------|
| 120 | 0.675 | 2.832 | 0.645 | 0.865 | 0.721 | 2.997 | 0.680 |
| 110 | 0.492 | 2.380 | 0.432 | 1.154 | 1.067 | 3.374 | 0.663 |
| 100 | 0.581 | 3.063 | 0.563 | 1.668 | 1.019 | 3.098 | 0.721 |
| 90 | 0.575 | 2.812 | 0.576 | 1.905 | 1.775 | 2.913 | 0.975 |
| 80 | 0.543 | 1.279 | 0.229 | 0.375 | 1.136 | 2.297 | 0.636 |
| 70 | 0.608 | 1.353 | 0.443 | 0.952 | 0.784 | 3.001 | 0.612 |

Tabla 6.4.- Errores relativos medios y máximos de las curvas calculadas respecto de las reales, con una distribución parabólica de las pérdidas secundarias y por holgura radial .

En estas nuevas condiciones se ha simulado el funcionamiento de la turbina para unos regímenes del 70, 80, 90, 100, 110 y 120 % del nominal. Los resultados obtenidos pueden verse en el apartado F.3 del Anexo F. De forma similar a los apartados anteriores, se han calculado los errores relativos medios y los máximos, que pueden observarse en la tabla 5.5., siendo el error medio del 0,676 %, para los regímenes del 70, 100 y 120 % (para compararlo con los anteriores), y el medio global para los seis regímenes es del 0,717 %.

6.3.3.- Distribución radial mixta (constante-parabólica) de las pérdidas secundarias y por holgura radial.

Después de analizar los resultados obtenidos en los tres apartados anteriores, se pone de manifiesto que con la distribución parabólica y con la constante se obtienen unos resultados notablemente buenos. Por ello, se ha pensado probar con una distribución mixta entre estas dos, de forma que su valor medio sea el calculado con la correlación de Kacker y Okapuu. En este caso, los coeficientes de pérdidas de presión de remanso correspondientes, para cada posición radial de cálculo, los podemos expresar:

$$Y_s(r) = Y_{sr} \left[0,5 + \frac{6(r-r_m)^2}{(r_c-r_r)^2} \right]$$

$$Y_K(r) = Y_K \left[0,5 + \frac{1,5(r-r_c)^2}{(r_c-r_r)^2} \right] \quad \text{para el estator}$$

$$Y_K(r) = Y_K \left[0,5 + \frac{1,5(r-r_r)^2}{(r_c-r_r)^2} \right] \quad \text{para el rotor}$$

En estas nuevas condiciones se ha simulado el funcionamiento de la turbina para unos regímenes del 70, 80, 90, 100, 110 y 120 % del nominal. Los resultados obtenidos pueden

verse en el Anexo E. De forma similar a los apartados anteriores, se han calculado los errores relativos medios y los máximos, que pueden observarse en la tabla 5.6., siendo el error medio del 0,640 %, para los regímenes del 70, 100 y 120 % (para compararlo con los anteriores), y el medio global para los seis regímenes es del 0,702 %.

| N/N_0 (%) | $\overline{\Delta\eta_{TAT}}$ | $(\Delta\eta_{TAT})_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta m_g^*}$ | $(\Delta m_g^*)_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta W^*}$ | $(\Delta W^*)_{m\acute{a}x}$ | <i>Err. med.</i> |
|-------------|-------------------------------|------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|------------------|
| 120 | 0.601 | 2.938 | 0.627 | 0.905 | 0.667 | 3.137 | 0.632 |
| 110 | 0.511 | 2.239 | 0.456 | 1.106 | 0.994 | 3.229 | 0.654 |
| 100 | 0.533 | 2.678 | 0.531 | 1.559 | 0.807 | 2.649 | 0.624 |
| 90 | 0.612 | 2.692 | 0.564 | 1.850 | 1.728 | 2.862 | 0.968 |
| 80 | 0.525 | 1.354 | 0.252 | 0.466 | 1.227 | 2.388 | 0.668 |
| 70 | 0.672 | 1.363 | 0.458 | 1.025 | 0.863 | 3.166 | 0.664 |

Tabla 6.5.- Errores relativos medios y máximos de las curvas calculadas respecto de las reales, con una distribución mixta (parabólica-constante) de las pérdidas secundarias y por holgura radial .

Como puede comprobarse en estos dos últimos casos los errores medios obtenidos son muy parecidos, por lo que cualquiera de ellas podría ser válida. Sin embargo, en el caso de la distribución mixta los errores medios de los resultados son más uniformes y, por lo tanto, ésta parece ser la más adecuada para utilizar en el modelo.

6.4.- INFLUENCIA DE LA CURVATURA DE LAS LINEAS DE CORRIENTE SOBRE LOS RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO.

Según se ha explicado en el apartado 4.2.5., las líneas de corriente sólo pueden calcularse de forma aproximada, pues sólo se conoce la posición de las mismas en las secciones (1), (2) y (3) (figura 4.1). Para ver la influencia que tiene la curvatura (K_m), que aparece en la función F de la EDER, sobre los resultados obtenidos por el modelo, vamos a comparar éstos con los que se obtienen haciendo $K_m = 0$.

Los resultados conseguidos en este último caso pueden verse en el Anexo F. Si comparamos estos con los que aparecen en el apartado E.4 del Anexo E, se puede comprobar cómo la curvatura tiene muy poca influencia sobre los resultados obtenidos.

| N/N_0 (%) | $\overline{\Delta\eta_{TAT}}$ | $(\Delta\eta_{TAT})_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta m_g^*}$ | $(\Delta m_g^*)_{m\acute{a}x}$ | $\overline{\Delta W^*}$ | $(\Delta W^*)_{m\acute{a}x}$ | <i>Err. med.</i> |
|-------------|-------------------------------|------------------------------------|---------------------------|--------------------------------|-------------------------|------------------------------|------------------|
| 120 | 0.673 | 2.670 | 0.559 | 0.755 | 0.744 | 2.866 | 0.658 |
| 100 | 0.718 | 2.679 | 0.490 | 1.039 | 0.698 | 2.777 | 0.635 |
| 70 | 0.775 | 1.376 | 0.487 | 1.346 | 0.934 | 3.064 | 0.732 |

Tabla 6.6.- Errores relativos medios y máximos de las curvas calculadas respecto de las reales, con $K_m=0$.

De igual forma que en los apartados anteriores, hemos calculado los errores medios y máximos de los valores calculados respecto de los reales, cuyos valores pueden observarse en la tabla 5.7, siendo el error medio global del 0,675 %.

7.- ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE LA REFRIGERACION DE LOS ALABES MEDIANTE EL MODELO DE SIMULACION .

En el capítulo 5, se ha validado el modelo de simulación desarrollado para el caso de una turbina sin refrigerar, habiéndose analizado también varios aspectos del cálculo de las pérdidas en la misma, con el objeto de conseguir un buen ajuste entre los resultados obtenidos con el modelo y las curvas características de la turbina.

En este capítulo vamos a utilizar el modelo de simulación para la predicción y el análisis de la influencia que tienen las distintas técnicas de refrigeración consideradas y el tipo de refrigerante (aire o vapor de agua), sobre los parámetros más significativos de la turbina. Para ello vamos a comparar la simulación de la turbina sin refrigerar con la turbina refrigerada según tres técnicas diferentes, utilizando el aire o el vapor de agua como refrigerantes. De acuerdo con esto, consideraremos seis casos:

- Turbina sin refrigerar (SRF).
- Turbina con álabes refrigerados por convección interna (RSM).
- Turbina con álabes refrigerados por convección interna, con mezcla del refrigerante en el borde de estela:

Refrigerante aire (CMA).

Refrigerante vapor de agua (CMV).

- Turbina con álabes refrigerados por convección interna y película externa:

Refrigerante aire (CFA).

Refrigerante vapor de agua (CFV).

Para este análisis se han utilizado los factores de corrección ϵ , δ y θ_{cr} , definidos en el punto 5, para tener en cuenta la influencia de la temperatura y presión de entrada a la turbina sobre diversos parámetros de la misma. Haciendo uso de estos factores de corrección podemos definir:

$$\text{Gasto másico adimensional corregido } (m_{gcr}^*) = \frac{\dot{m}_g \sqrt{\theta_{cr}} \epsilon}{\delta}$$

$$\text{Trabajo adimensional corregido } (W_{cr}^*) = \frac{W}{\theta_{cr} \epsilon}$$

$$\text{Régimen adimensional corregido } (N_{cr}^*) = \frac{N}{\sqrt{\theta_{cr}}}$$

De esta forma, para unos mismos valores de estos parámetros adimensionales corregidos, los resultados al variar la temperatura y presión de entrada son comparables, pues estas condiciones de funcionamiento de la turbina vendrían identificadas por un único punto de sus curvas características. En este punto hay que hacer notar que estos parámetros no son realmente adimensionales; sin embargo, se ha utilizado esta nomenclatura, por ser la que tradicionalmente se emplea en las curvas características de las turbinas de gas.

Para que el régimen adimensional corregido permanezca invariable, el régimen de giro nominal irá aumentando al hacerlo la temperatura de entrada, según aparece en la tabla 7.1.

| T_{0ENT} (K) | N_0 (r.p.m.) |
|----------------|----------------|
| 1073 | 8289 |
| 1173 | 8658 |
| 1273 | 9012 |
| 1373 | 9353 |
| 1473 | 9682 |
| 1573 | 9999 |
| 1673 | 10307 |
| 1773 | 10606 |

Tabla 7.1.- Régimen de giro nominal para distintas temperaturas de entrada a la turbina.

Para analizar la influencia de la refrigeración sobre diversos parámetros de la turbina vamos a simular el funcionamiento de la misma en dos condiciones diferentes:

- Variando la temperatura de entrada y permaneciendo constantes el régimen de giro adimensional corregido, la presión de entrada y la relación de expansión.
- Siguiendo una curva de régimen de giro adimensional corregido constante con una temperatura y presión de entrada constante.

7.1.- INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA Y DE LA TECNICA DE REFRIGERACION SOBRE ALGUNOS PARAMETROS DE LA TURBINA.

Como se ha apuntado anteriormente, hemos simulado el funcionamiento de la turbina para diversos valores de la temperatura de entrada a la misma y para los cinco casos considerados: RSM, CMA, CMV, CFA y CFV.

Los parámetros de referencia con los que se ha simulado dicho funcionamiento son:

- Régimen de giro nominal (N_o). (Tabla 7.1)
- Presión de entrada (P_{0ENT}) = 20 bar
- Temperatura media del álabe (T_a) = 850°C
- Temperatura de entrada del refrigerante (T_{r1}) = 400°C
- Rendimiento convectivo (η_c):

0,5 para RSM.

0,6 para el resto.

- Rendimiento de la película (η_f) = 0,3.

Los valores considerados para el rendimiento convectivo y el de película están próximos a los límites reales [22], para cada caso. En estas condiciones, se ha calculado el gasto mínimo de refrigerante requerido para que la temperatura media de la superficie de los álabes se mantenga en el límite establecido. Los valores de los resultados obtenidos, para cada caso, los podemos ver en el Anexo G..

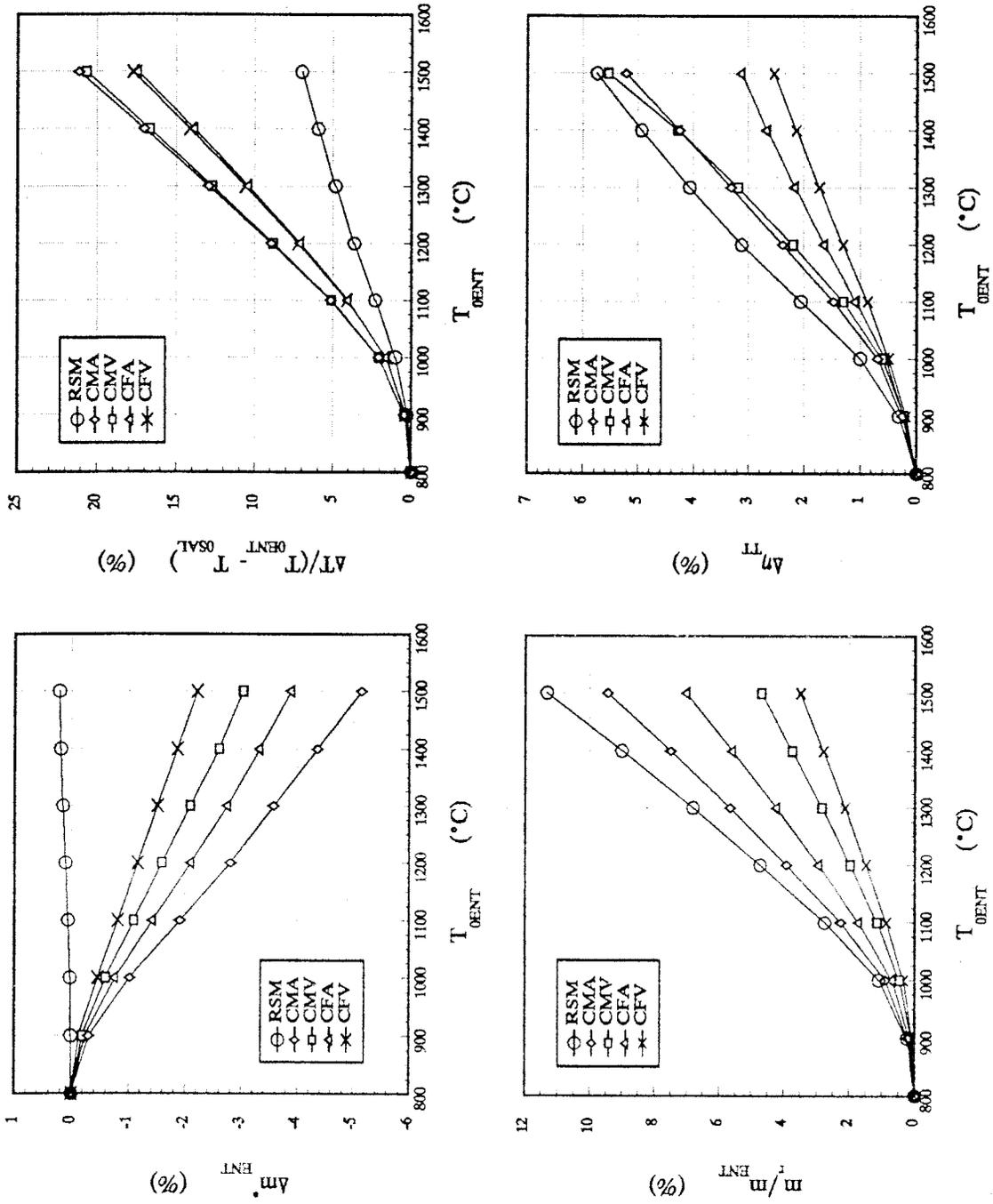


Figura 7.1.- Influencia de la refrigeración y de la temperatura de entrada sobre algunos parámetros de la turbina.

En la figura 7.1, se ha representado la disminución del gasto de entrada, la dilución relativa de temperatura, el gasto relativo de refrigerante requerido y la disminución del rendimiento total a total en función de la temperatura de entrada, para los cinco casos considerados.

De la observación de estas gráficas, podemos resaltar las siguientes tendencias:

- a.- Para una técnica de refrigeración determinada, el gasto de refrigerante requerido varía, aproximadamente, en proporción inversa del calor específico del mismo.
- b.- Excepto en el caso SRM, el gasto adimensional corregido a la entrada disminuye cuando aumenta el gasto de refrigerante.
- c.- La dilución de temperatura debida a la refrigeración prácticamente no depende del tipo de refrigerante utilizado, sino de la técnica de refrigeración empleada.
- d.- A partir de los 1.100°C , aproximadamente, la variación de los parámetros representados resulta ser prácticamente lineal con la temperatura de entrada.
- e.- Para una técnica de refrigeración determinada, el gasto de refrigerante y la penalización del rendimiento son menores cuando se utiliza el vapor de agua como refrigerante.
- f.- En los casos en que se utiliza el efecto de película externa de refrigerante (CFA y CFV), la penalización del rendimiento es notablemente menor que en el resto de las otras técnicas.

En el apartado siguiente vamos a analizar la influencia de la refrigeración de los álabes de la turbina en otras condiciones de funcionamiento, a fin de poder establecer las conclusiones finales.

7.2.- INFLUENCIA DE LA REFRIGERACION SOBRE LAS CURVAS CARACTERISTICAS DE LA TURBINA.

Para ver la influencia de las diferentes técnicas de refrigeración sobre las curvas características de la turbina, hemos simulado el funcionamiento de la misma, para una temperatura de entrada determinada, siguiendo una curva característica de régimen adimensional corregido constante, para el caso de la turbina sin refrigerar (SRF) y para los cinco casos considerados anteriormente (RSM, CMA, CMV, CFA, CFV). Se han seleccionado tres de estos regímenes, correspondientes al 80, 100 y 120 % del nominal.

Los parámetros de referencia considerados en este caso son:

- Presión de entrada (P_{OENT}) = 20 bar
- Temperatura de entrada (T_{OENT}) = 1.473 K
- Temperatura media del álabe (T_a) = 850°C
- Temperatura de entrada del refrigerante (T_{r1}) = 400°C
- Rendimiento convectivo (η_c):

0,5 para RSM.

0,6 para el resto.

- Rendimiento de la película (η_f) = 0,3.

En las figuras 7.2, 7.3 y 7.4 se han representado las curvas de rendimiento total a total, dilución relativa de temperatura, gasto relativo requerido de refrigerante y gasto adimensional corregido a la entrada, en función de la relación de expansión de la turbina. En la figura 7.5 se han representado las curvas de gasto adimensional corregido para cada uno de los seis casos considerados y para los tres regímenes seleccionados.

Si observamos estas gráficas, podemos hacer notar las siguientes características:

- a.- En los casos en que el refrigerante se mezcla con la corriente principal, la penalización del rendimiento disminuye a medida que aumenta la relación de expansión, debido a que la temperatura del gas en la turbina disminuye más rápidamente, haciéndose menor el número de coronas de álabes a refrigerar y

disminuyendo, por tanto, el gasto relativo de refrigerante requerido y la dilución relativa de temperatura.

- b.- La dilución de temperatura debida a la refrigeración prácticamente no depende del tipo de refrigerante utilizado, sino de la técnica de refrigeración empleada.
- c.- Para una técnica de refrigeración determinada, el gasto de refrigerante requerido varía, aproximadamente, en proporción inversa del calor específico del mismo.
- d.- Excepto para el caso RSM, para una relación de expansión determinada, el gasto adimensional corregido a la entrada disminuye cuando aumenta el gasto de refrigerante requerido.
- e.- Para una técnica de refrigeración determinada, el gasto de refrigerante y la penalización del rendimiento son menores cuando se utiliza el vapor de agua como refrigerante.
- f.- En los casos en que se utiliza el efecto de película externa de refrigerante (CFA y CFV), la penalización del rendimiento es notablemente menor que en el resto de las otras técnicas.
- g.- Según se observa en las gráficas de la figura 7.5, la refrigeración de los álabes tiene muy poca influencia sobre las curvas de trabajo adimensional corregido.

Con esto, se pone de manifiesto que las características que se reseñan en los puntos (b), (c), (d), (e) y (f) son comunes a las gráficas de la figura 7.1 (apartado 7.1), por lo que éstas pueden considerarse como tendencias generales respecto de la influencia de la refrigeración sobre los parámetros de la turbina.

Finalmente, podemos concluir que los resultados obtenidos ponen claramente de manifiesto las ventajas que presenta la utilización del vapor de agua como refrigerante así como la refrigeración con formación de una película de refrigerante sobre la superficie de los álabes.

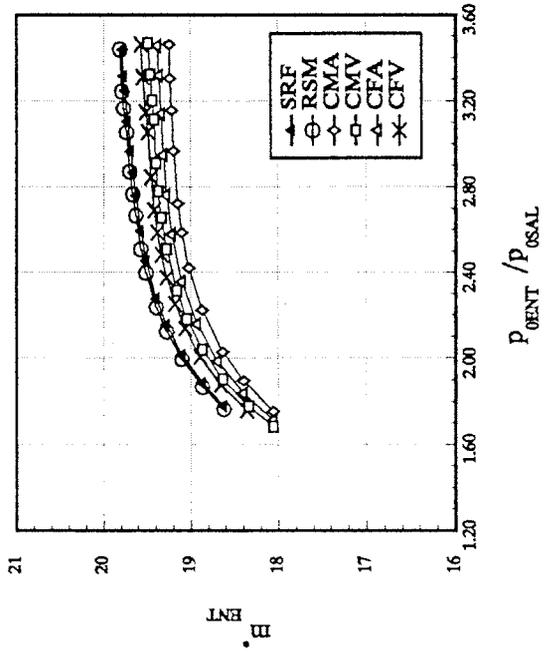
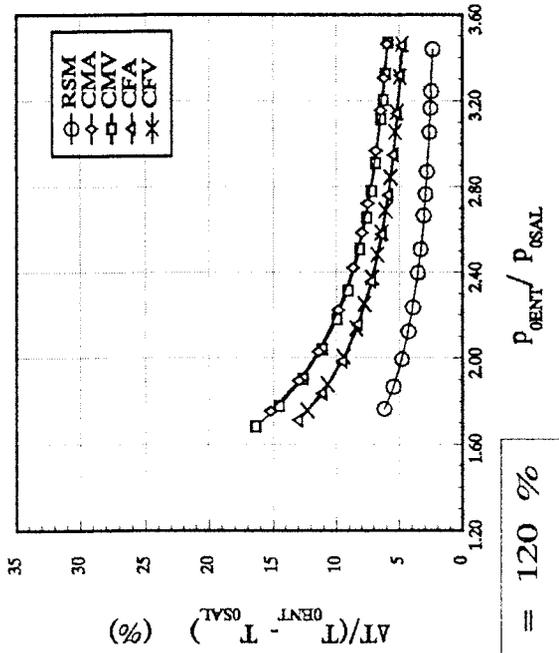
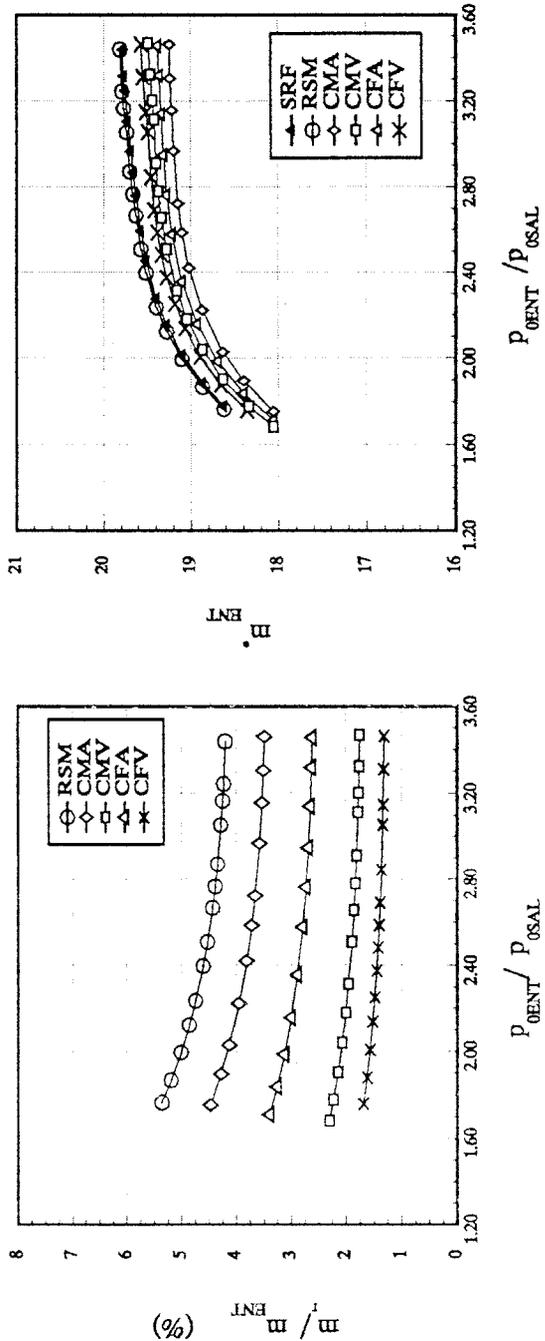
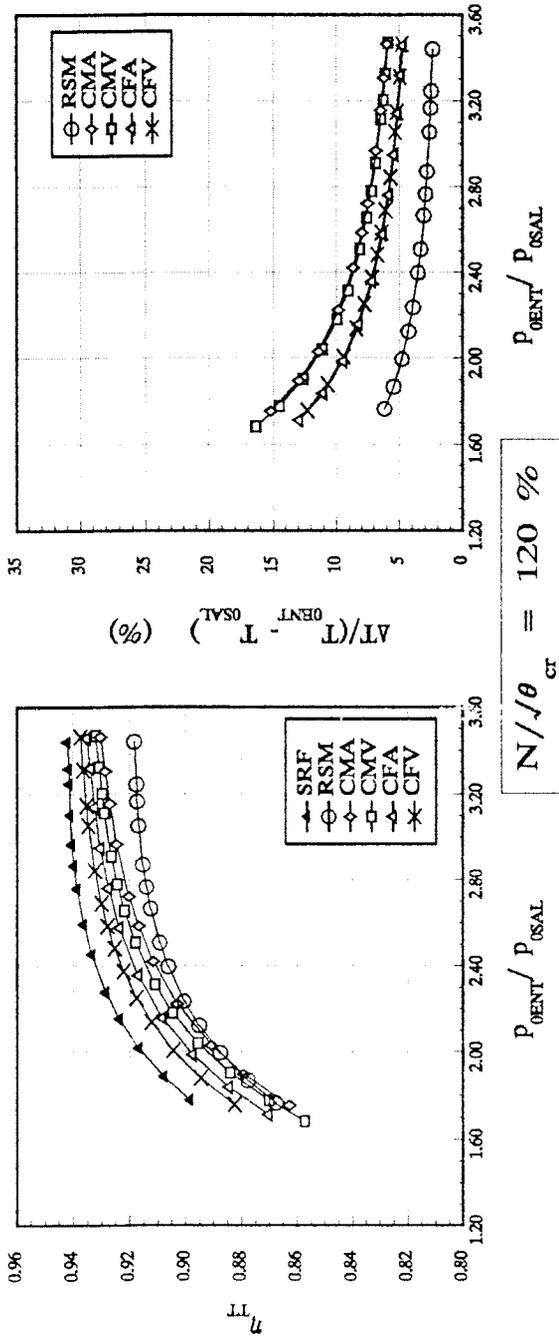


Figura 7.2.- Influencia de la refrigeración sobre las curvas características de la turbina. $N/N_0 = 120\%$.

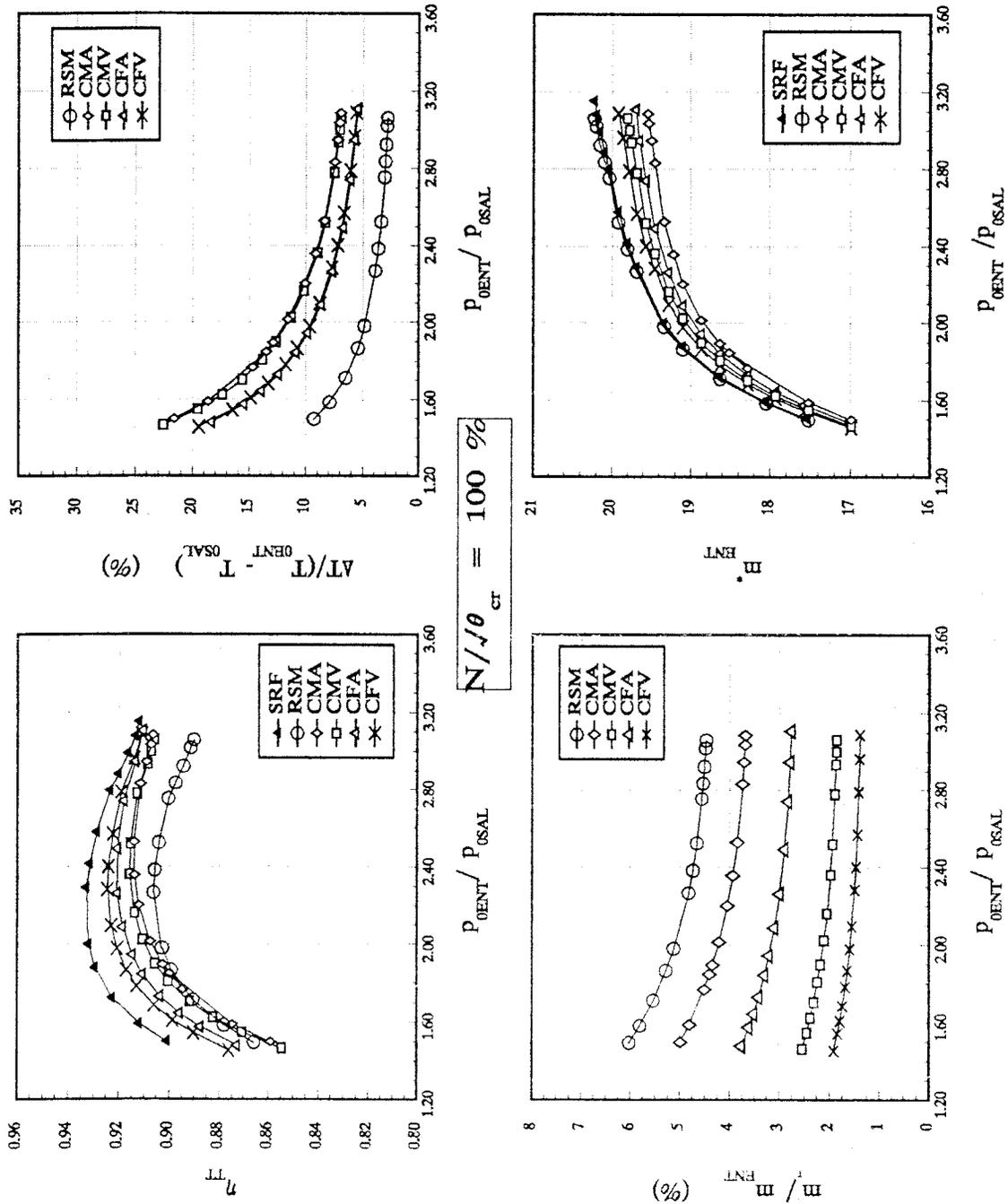


Figura 7.3.- Influencia de la refrigeración sobre las curvas características de la turbina. $N/N_0 = 100\%$.

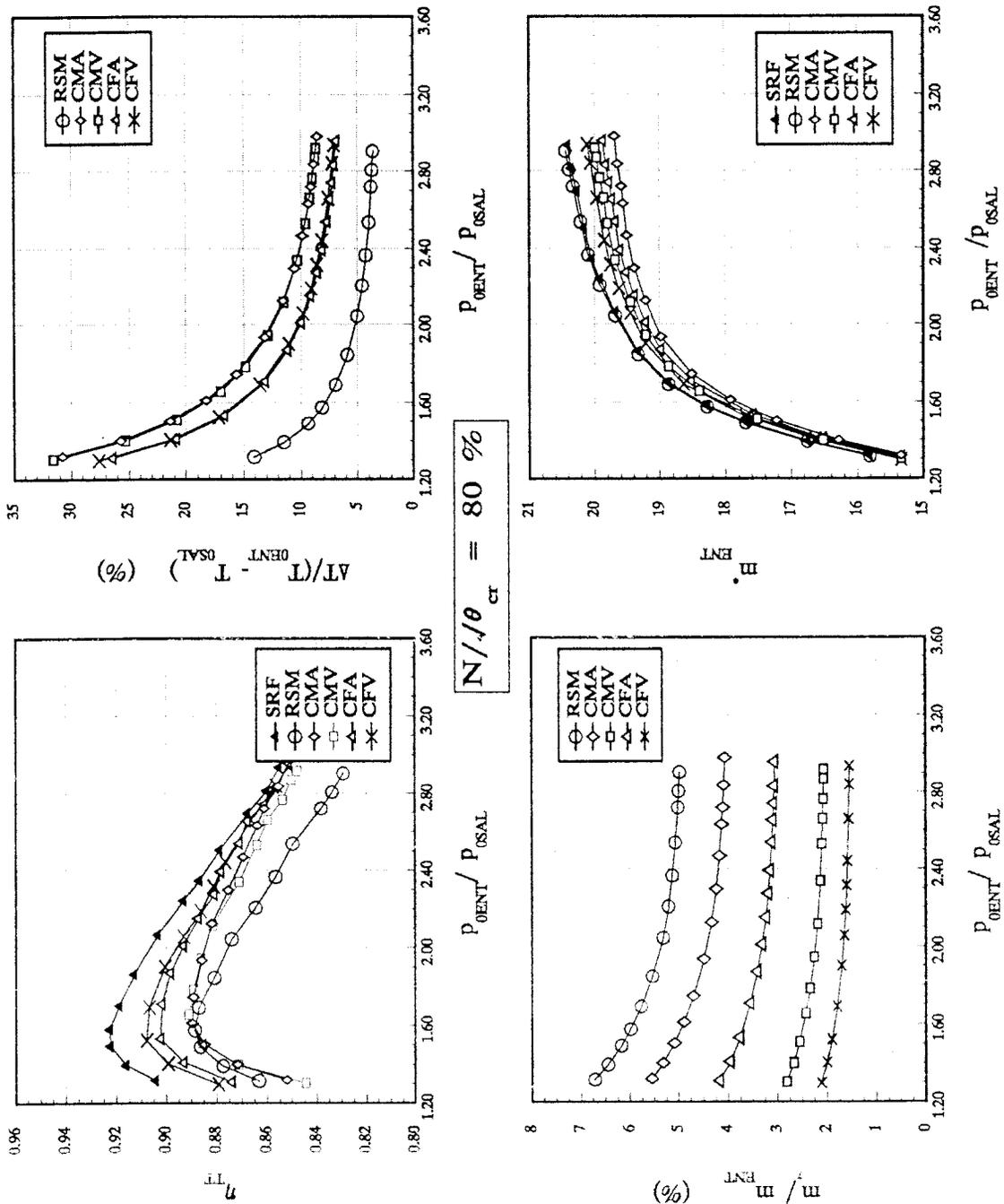


Figura 7.4.- Influencia de la refrigeración sobre las curvas características de la turbina. $N/N_0 = 80\%$.

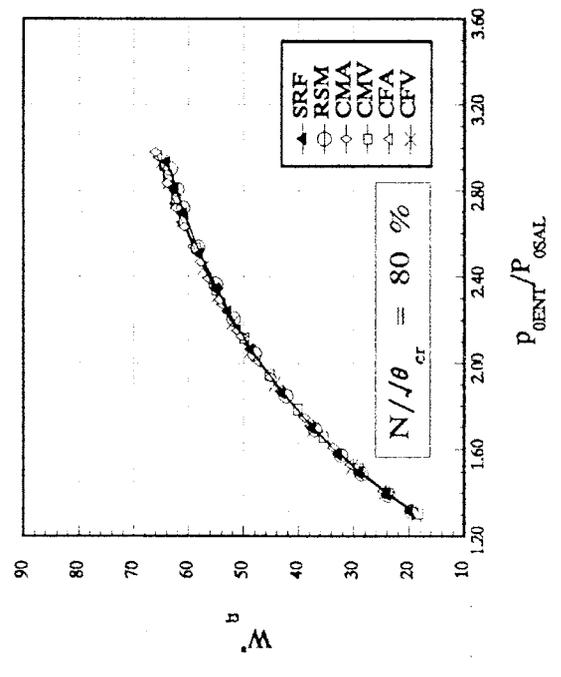
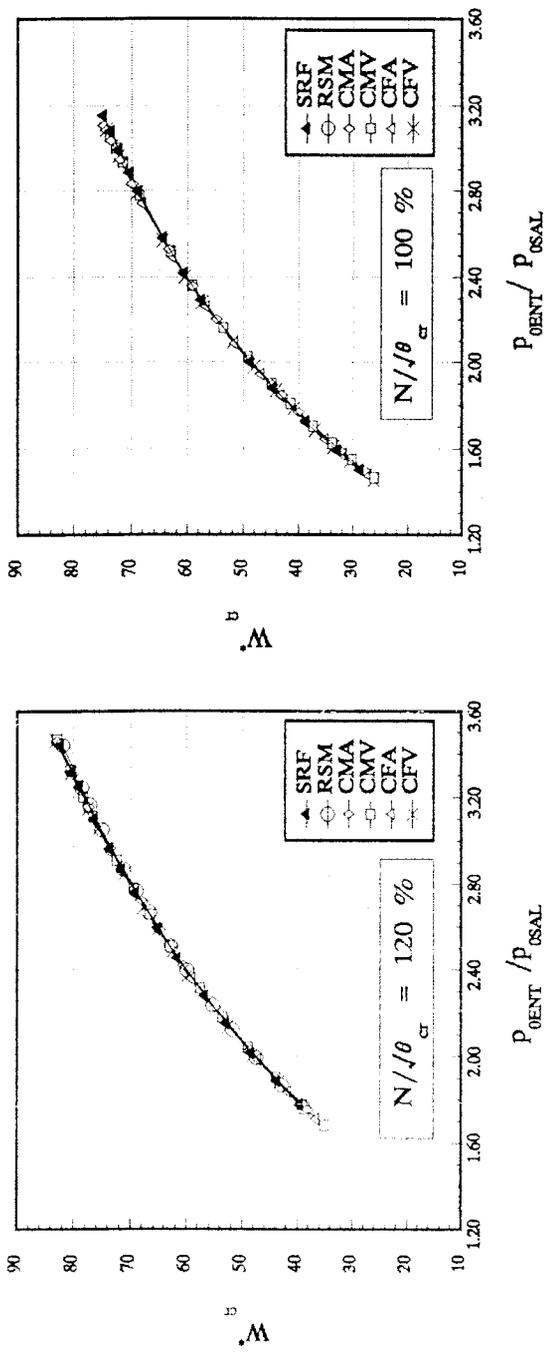


Figura 7.5.- Influencia de la refrigeración sobre el trabajo adimensional corregido de la turbina.

8.- CONCLUSIONES .

En el desarrollo de esta tesis, se ha elaborado un modelo de simulación que nos permite conocer la evolución de los parámetros del flujo a lo largo de los escalonamientos de la turbina y, por lo tanto, predecir las actuaciones de la misma.

Después del establecimiento del modelo matemático (capítulo 4), éste se ha validado para el caso de una turbina sin refrigerar (capítulos 5 y 6) y posteriormente se ha utilizado el modelo para la predicción del comportamiento de la misma con álabes refrigerados. Por ello, en el establecimiento de las conclusiones finales vamos a diferenciar estos dos casos.

8.1.- TURBINAS DE GAS SIN REFRIGERAR.

El análisis efectuado en el punto 5, sobre algunos aspectos del cálculo de las pérdidas en la turbina, nos ha permitido cuantificar la influencia que tienen sobre los parámetros globales de la turbina (rendimiento total a total, gasto másico adimensional y trabajo específico) algunas cuestiones tales como:

- Número de líneas de corriente en el modelo.
- Corrección por incidencia de las pérdidas secundarias y por holgura radial.
- Distribución radial de las pérdidas secundarias y por holgura radial.
- Cálculo de la curvatura de las líneas de corriente (K_m).

Basados en los resultados obtenidos con el modelo al simular el funcionamiento de la turbina de validación, podemos llegar a las siguientes conclusiones:

- a) El número óptimo de líneas de corriente a utilizar en estos modelos está en torno a 17, con el que los errores medios de integración de la EDER alcanzan su mínimo. Un número mayor éstas hace aumentar el tiempo de cálculo y el tamaño de los ficheros de resultados, no mejorando apreciablemente la precisión de los resultados.
- b) La corrección por incidencia de las pérdidas secundarias y por holgura radial, como sugieren Moustapha, Kacker y Tremblay [17], hace que los resultados obtenidos con el modelo se aproximen más a los valores reales. En nuestro caso, esto supone una disminución de un 0,5% de los errores medios globales.
- c) Las distintas leyes de distribución radial de las pérdidas secundarias y por holgura radial tienen poca influencia sobre los parámetros globales de la turbina. En nuestro caso, las diferencias máximas entre los errores medios globales de los valores calculados están en torno al 0,1%. Sin embargo, podemos decir que los mejores resultados se obtienen con una distribución radial mixta (constante-parabólica) de estas pérdidas.
- d) Variaciones importantes en el cálculo de la curvatura de las líneas de corriente (K_m), que aparece en la EDER, tienen muy poca influencia sobre los parámetros globales de la turbina (apartado 6.4). Solamente tiene una cierta influencia sobre el perfil radial de velocidades, que tiende a suavizarse cuando hacemos $K_m = 0$.

8.2.- TURBINAS DE GAS REFRIGERADAS.

En el capítulo 6 se ha utilizado el modelo de simulación para la predicción de los efectos de la refrigeración sobre los parámetros globales de la turbina. De acuerdo con los resultados obtenidos, podemos establecer las conclusiones siguientes:

- a) Con las técnicas de refrigeración en que el refrigerante se mezcla con la corriente principal, la penalización del rendimiento, el gasto relativo de refrigerante y la dilución relativa de temperatura, tienden a disminuir a medida que aumenta la relación de expansión de la turbina. De acuerdo con esto, el rendimiento de las turbinas de gas tiende a hacerse más sensible a las cargas parciales, cuando tienen los álabes refrigerados.

- b) Para una técnica de refrigeración determinada, el gasto de refrigerante y la penalización del rendimiento son menores cuando se utilizan refrigerantes con mayor calor específico. Desde este punto de vista, es más favorable la utilización del vapor de agua como refrigerante que la del aire. Esto resulta ser interesante sobre todo en las plantas de potencia basadas en ciclos combinados y/o turbinas de gas con inyección de vapor, en las que éste está disponible para ser utilizado como refrigerante en la turbina de gas.
- c) La dilución de temperatura, debida a la refrigeración, prácticamente no depende del tipo de refrigerante utilizado, sino de la técnica de refrigeración empleada.
- d) Entre las técnicas de refrigeración consideradas, las que utilizan el efecto de película superficial de refrigerante, resultan ser las que penalizan menos el rendimiento y las que requieren menos gasto de refrigerante.

9.- DESARROLLOS FUTUROS.

Aunque en este trabajo se han alcanzado los objetivos previstos, sin embargo, existen algunos aspectos en los que se puede profundizar en su estudio o extender su aplicación a otros casos posibles.

Entre las posibles mejoras y desarrollos futuros podemos citar:

- a) En cuanto a la modelización del sistema de refrigeración, se puede profundizar en el estudio de los siguientes aspectos:
 - Cálculo de los coeficientes de película locales para la determinación del calor de refrigeración en cada elemento del álabe (a lo largo de una línea de corriente), para el cálculo posterior del calor total y del gasto de refrigerante requerido para la refrigeración de la corona de álabes.
 - Cálculo de las pérdidas producidas por la mezcla del refrigerante con la corriente principal, en función de las condiciones locales de ambos flujos.
- b) En cuanto a la posible extensión del modelo a otros casos, se pueden proponer los siguientes:
 - Modelización de turbinas de gas con diferentes técnicas de refrigeración para cada corona de álabes.
 - Modificaciones del modelo para aplicaciones del mismo tanto para la predicción como para el diseño de turbinas de gas.
 - Aplicación del modelo a turbinas de vapor.

ANEXO A.- CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DE LA TURBINA DE VALIDACION DEL MODELO.

En este anexo se presentan las características geométricas de los álabes de la turbina, que ha sido simulada con el modelo para la validación del mismo.

Para cada escalonamiento se han considerado tres secciones:

- 1.- Entrada al estátor.
- 2.- Salida del estátor - entrada al rotor.
- 3.- Salida del rotor.

En cada sección se han considerado cinco posiciones radiales, de forma que entre dos de ellas exista el mismo área de paso (posiciones iniciales de cálculo). Los valores de la cuerda y del espesor máximo son los correspondientes a las posiciones radiales en la sección de salida de la corona en cuestión (estátor o rotor).

ESCALONAMIENTO 1

| POSICIONES RADIALES | | |
|---------------------|--------|--------|
| r_1 | r_2 | r_3 |
| 257.04 | 249.56 | 242.13 |
| 280.99 | 278.44 | 276.13 |
| 303.05 | 304.60 | 306.38 |
| 323.61 | 328.68 | 333.90 |
| 342.94 | 351.11 | 359.32 |

ESTATOR

Número de álabes = 74

$r_{re}=250.5$, $r_{rs}=242.7$, $r_{cc}=347.0$, $r_{cs}=354.9$, $A_{xE}=38.5$

| l | t_{max} | s_{gar} | t_{TE} | α_1' | α_2' |
|------|-----------|-----------|----------|-------------|-------------|
| 30.2 | 6.49 | 7.3 | 0.36 | 0.00 | 71.86 |
| 32.2 | 6.24 | 8.9 | 0.36 | 0.00 | 69.77 |
| 34.1 | 6.02 | 10.4 | 0.36 | 0.00 | 67.98 |
| 35.8 | 5.81 | 11.8 | 0.36 | 0.00 | 66.38 |
| 37.3 | 5.62 | 13.2 | 0.36 | 0.00 | 64.91 |

ROTOR

Número de álabes = 79

$r_{re}=240.9$, $r_{rs}=233.7$, $r_{cc}=356.7$, $r_{cs}=363.7$, $A_{xR}=41.5$

| l | t_{max} | s_{gar} | t_{TE} | β_2' | β_3' |
|------|-----------|-----------|----------|------------|------------|
| 27.3 | 4.00 | 9.7 | 0.24 | 59.23 | 59.38 |
| 29.8 | 4.00 | 10.8 | 0.24 | 52.24 | 60.66 |
| 32.9 | 4.00 | 11.6 | 0.24 | 44.35 | 61.68 |
| 33.9 | 4.00 | 12.4 | 0.24 | 35.76 | 62.49 |
| 35.8 | 4.00 | 13.0 | 0.24 | 26.63 | 63.15 |

ESCALONAMIENTO 2

| POSICIONES RADIALES | | |
|---------------------|--------|--------|
| r_1 | r_2 | r_3 |
| 242.13 | 235.94 | 228.85 |
| 276.13 | 247.40 | 272.70 |
| 306.38 | 308.10 | 310.42 |
| 333.90 | 338.46 | 344.03 |
| 359.32 | 366.31 | 374.63 |

ESTATOR

Número de álabes = 76

$r_{re}=232.0$, $r_{rs}=226.2$, $r_{ce}=365.5$, $r_{cs}=371.2$, $A_{x\bar{E}}=41.25$

| l | t_{max} | s_{gar} | t_{TE} | α_1' | α_2' |
|------|-----------|-----------|----------|-------------|-------------|
| 24.4 | 5.50 | 8.9 | 0.33 | 33.31 | 64.02 |
| 28.3 | 5.50 | 11.2 | 0.33 | 30.11 | 60.99 |
| 31.8 | 5.50 | 13.5 | 0.33 | 27.65 | 58.31 |
| 34.9 | 5.50 | 15.7 | 0.33 | 25.73 | 55.87 |
| 37.8 | 5.50 | 18.8 | 0.33 | 24.24 | 53.60 |

ROTOR

Número de álabes = 65

$r_{rc}=224.4$, $r_{rs}=216.5$, $r_{ce}=372.9$, $r_{cs}=380.9$, $A_{xE}=45.75$

| l | t_{max} | s_{gur} | t_{TE} | β_2' | β_3' |
|------|-----------|-----------|----------|------------|------------|
| 33.2 | 4.95 | 14.5 | 0.29 | 45.64 | 47.51 |
| 36.9 | 4.95 | 16.4 | 0.29 | 33.11 | 50.25 |
| 40.1 | 4.95 | 18.1 | 0.29 | 20.67 | 52.35 |
| 43.0 | 4.95 | 19.4 | 0.29 | 8.99 | 54.01 |
| 45.6 | 4.95 | 20.6 | 0.29 | -1.40 | 55.32 |

ANEXO B.- VALORES OBTENIDOS DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS DE LA TURBINA DE VALIDACION.

En este anexo se han recogido en tablas los valores obtenidos de las curvas características de la turbina experimental de dos escalonamientos, cuya geometría aparece en el apéndice A. Los valores obtenidos son los correspondientes a seis regímenes de funcionamiento. Los parámetros de referencia son:

Temperatura de remanso a la entrada (T_{OENT}): 388.9 K
 Presión de remanso a la entrada (p_{OENT}): 1.18176 bar
 Régimen de giro nominal (N_0): 5041 r.p.m.

$$N=1.2 N_0$$

| $\frac{\dot{m}_{tot} \sqrt{T_{OENT}}}{p_{OENT}}$ | $\frac{p_{OENT}}{p_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{PS} T_{OENT}}$ | η_{TAT} |
|--|------------------------------|-----------------------------|--------------|
| 331.03 | 3.315 | 271.25 | 0.9410 |
| 330.16 | 3.050 | 255.16 | 0.9440 |
| 329.29 | 2.830 | 239.35 | 0.9388 |
| 328.42 | 2.636 | 223.42 | 0.9321 |
| 326.68 | 2.458 | 207.44 | 0.9323 |
| 322.76 | 2.300 | 191.50 | 0.9100 |
| 319.72 | 2.165 | 175.23 | 0.8930 |
| 315.37 | 2.047 | 159.59 | 0.8710 |
| 310.58 | 1.936 | 143.62 | 0.8428 |
| 304.49 | 1.836 | 127.64 | 0.8100 |

$$N=1.1 N_0$$

| $\frac{\dot{m}_{tot}\sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{p8}T_{OENT}}$ | η_{TAT} |
|---|------------------------------|----------------------------|--------------|
| 331.70 | 3.354 | 271.27 | 0.9307 |
| 331.40 | 3.086 | 255.30 | 0.9383 |
| 331.04 | 2.800 | 239.34 | 0.9400 |
| 330.28 | 2.620 | 223.42 | 0.9392 |
| 328.38 | 2.427 | 207.44 | 0.9358 |
| 325.82 | 2.254 | 191.50 | 0.9300 |
| 322.21 | 2.116 | 175.52 | 0.9178 |
| 317.46 | 1.985 | 159.59 | 0.9028 |
| 311.30 | 1.880 | 143.61 | 0.8800 |
| 304.65 | 1.779 | 127.68 | 0.8543 |
| 297.06 | 1.688 | 111.70 | 0.8200 |

$$N=N_0$$

| $\frac{\dot{m}_{tot}\sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{p8}T_{OENT}}$ | η_{TAT} |
|---|------------------------------|----------------------------|--------------|
| 335.12 | 3.133 | 255.30 | 0.9150 |
| 334.60 | 2.886 | 239.34 | 0.9250 |
| 333.55 | 2.647 | 223.38 | 0.9300 |
| 331.46 | 2.430 | 207.42 | 0.9325 |
| 328.33 | 2.250 | 191.51 | 0.9348 |
| 324.68 | 2.100 | 175.52 | 0.9307 |
| 319.98 | 1.953 | 159.58 | 0.9227 |
| 313.98 | 1.835 | 143.50 | 0.9100 |
| 305.89 | 1.727 | 127.66 | 0.8900 |
| 295.97 | 1.633 | 111.69 | 0.8600 |
| 285.53 | 1.550 | 95.73 | 0.8200 |

$N=0.9 N_0$

| $\frac{\dot{m}_{tot}\sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{ps} T_{OENT}}$ | η_{TAT} |
|---|------------------------------|-----------------------------|--------------|
| 334.07 | 3.040 | 239.37 | 0.8877 |
| 333.61 | 2.746 | 222.39 | 0.9000 |
| 332.91 | 2.505 | 207.42 | 0.9100 |
| 330.59 | 2.290 | 188.74 | 0.9200 |
| 327.11 | 2.116 | 175.54 | 0.9240 |
| 322.47 | 1.953 | 159.59 | 0.9261 |
| 314.47 | 1.800 | 143.81 | 0.9274 |
| 306.86 | 1.700 | 127.67 | 0.9186 |
| 296.95 | 1.600 | 111.72 | 0.9000 |
| 285.93 | 1.513 | 95.75 | 0.8700 |
| 271.43 | 1.432 | 79.80 | 0.8250 |

$N=0.8 N_0$

| $\frac{\dot{m}_{tot}\sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{ps} T_{OENT}}$ | η_{TAT} |
|---|------------------------------|-----------------------------|--------------|
| 335.38 | 2.940 | 223.41 | 0.8420 |
| 334.73 | 2.650 | 207.44 | 0.8630 |
| 333.42 | 2.400 | 191.49 | 0.8800 |
| 330.16 | 2.130 | 175.54 | 0.8940 |
| 325.59 | 1.975 | 159.55 | 0.9090 |
| 320.37 | 1.825 | 143.61 | 0.9175 |
| 311.24 | 1.683 | 127.66 | 0.9242 |
| 300.14 | 1.570 | 111.70 | 0.9200 |
| 287.75 | 1.478 | 95.75 | 0.9075 |
| 273.39 | 1.400 | 79.78 | 0.8800 |
| 253.82 | 1.300 | 63.84 | 0.8250 |

$$N=0.7 N_0$$

| $\frac{\dot{m}_{tot}\sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TAT} |
|---|------------------------------|-----------------------------|--------------|
| 334.82 | 2.955 | 207.43 | 0.780 |
| 334.37 | 2.600 | 191.49 | 0.808 |
| 333.33 | 2.300 | 175.52 | 0.833 |
| 330.34 | 2.088 | 159.58 | 0.855 |
| 324.38 | 1.880 | 143.63 | 0.878 |
| 315.43 | 1.725 | 127.66 | 0.898 |
| 304.25 | 1.587 | 111.72 | 0.912 |
| 291.57 | 1.475 | 95.75 | 0.915 |
| 275.16 | 1.379 | 79.81 | 0.911 |
| 255.03 | 1.292 | 63.80 | 0.880 |

ANEXO C.- RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO "BASICO" DE SIMULACION PARA LA TURBINA DE VALIDACION.

En este anexo se han recogido en tablas los resultados obtenidos al simular con el modelo "básico" la turbina experimental de dos escalonamientos, cuya geometría aparece en el apéndice A. Los resultados obtenidos son los correspondientes a seis regímenes de funcionamiento. Los parámetros de referencia son:

Temperatura de remanso a la entrada (T_{OENT}): 388.9 K
 Presión de remanso a la entrada (p_{OENT}): 1.18176 bar
 Régimen de giro nominal (N_0): 5041 r.p.m.

$N=1.2 N_0$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{IT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 332.58 | 3.5015 | 3.5355 | 285.40 | 0.9492 | 0.9432 | 0.8334 |
| 332.08 | 3.2858 | 3.2980 | 271.91 | 0.9483 | 0.9461 | 0.8452 |
| 331.24 | 3.0233 | 3.0331 | 254.66 | 0.9469 | 0.9454 | 0.8537 |
| 330.41 | 2.8131 | 2.8267 | 239.85 | 0.9450 | 0.9417 | 0.8567 |
| 328.74 | 2.5283 | 2.5550 | 217.31 | 0.9407 | 0.9319 | 0.8550 |
| 327.07 | 2.3617 | 2.3984 | 202.45 | 0.9369 | 0.9223 | 0.8504 |
| 323.74 | 2.1468 | 2.1960 | 180.93 | 0.9293 | 0.9060 | 0.8391 |
| 318.73 | 1.9476 | 2.0078 | 158.01 | 0.9178 | 0.8820 | 0.8202 |
| 313.72 | 1.8114 | 1.8788 | 140.43 | 0.9059 | 0.8583 | 0.8001 |

N=1.1 N₀

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 335.42 | 3.4719 | 3.5474 | 284.48 | 0.9431 | 0.9297 | 0.8179 |
| 334.58 | 3.1756 | 3.1949 | 265.39 | 0.9434 | 0.9394 | 0.8411 |
| 333.75 | 2.9988 | 3.0079 | 253.20 | 0.9442 | 0.9424 | 0.8501 |
| 332.08 | 2.6853 | 2.6930 | 230.75 | 0.9439 | 0.9420 | 0.8596 |
| 330.41 | 2.0509 | 2.5219 | 216.26 | 0.9429 | 0.9389 | 0.8616 |
| 327.07 | 2.2253 | 2.2502 | 190.46 | 0.9389 | 0.9280 | 0.8581 |
| 322.07 | 1.9999 | 2.0357 | 166.32 | 0.9322 | 0.9118 | 0.8475 |
| 317.06 | 1.8580 | 1.9008 | 149.00 | 0.9248 | 0.8956 | 0.8347 |
| 312.06 | 1.7544 | 1.8023 | 135.08 | 0.9169 | 0.8789 | 0.8208 |
| 305.38 | 1.6487 | 1.7017 | 119.73 | 0.9054 | 0.8559 | 0.8006 |

N=N₀

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 337.92 | 3.2920 | 3.3754 | 271.66 | 0.9273 | 0.9111 | 0.8051 |
| 337.09 | 3.0792 | 3.1133 | 257.28 | 0.9295 | 0.9219 | 0.8255 |
| 335.42 | 2.7717 | 2.7800 | 235.87 | 0.9340 | 0.9320 | 0.8459 |
| 332.08 | 2.4289 | 2.4348 | 209.05 | 0.9374 | 0.9356 | 0.8596 |
| 327.07 | 2.1138 | 2.1285 | 179.13 | 0.9373 | 0.9301 | 0.8620 |
| 320.40 | 1.8899 | 1.9134 | 154.17 | 0.9336 | 0.9181 | 0.8552 |
| 313.72 | 1.7538 | 1.7832 | 136.70 | 0.9282 | 0.9044 | 0.8449 |
| 307.05 | 1.6548 | 1.6887 | 122.66 | 0.9215 | 0.8891 | 0.8322 |
| 300.37 | 1.5762 | 1.6139 | 110.22 | 0.9134 | 0.8719 | 0.8172 |
| 293.70 | 1.5111 | 1.5520 | 99.89 | 0.9041 | 0.8530 | 0.8002 |

$N=0.9 N_0$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 340.42 | 3.0643 | 3.1433 | 252.55 | 0.9024 | 0.8851 | 0.7872 |
| 339.69 | 2.9519 | 3.0025 | 244.42 | 0.9055 | 0.8935 | 0.8005 |
| 338.75 | 2.8496 | 2.8828 | 237.14 | 0.9089 | 0.9004 | 0.8111 |
| 337.09 | 2.6403 | 2.6532 | 222.33 | 0.9143 | 0.9106 | 0.8280 |
| 335.42 | 2.4728 | 2.4776 | 209.55 | 0.9191 | 0.9175 | 0.8397 |
| 332.08 | 2.2592 | 2.2627 | 191.21 | 0.9253 | 0.9241 | 0.8520 |
| 328.74 | 2.0909 | 2.0966 | 175.23 | 0.9290 | 0.9264 | 0.8582 |
| 323.74 | 1.9136 | 1.9235 | 156.49 | 0.9313 | 0.9250 | 0.8606 |
| 317.06 | 1.7693 | 1.7838 | 139.16 | 0.9314 | 0.9198 | 0.8587 |
| 308.72 | 1.6488 | 1.6680 | 122.86 | 0.9289 | 0.9101 | 0.8519 |
| 300.73 | 1.5598 | 1.5829 | 109.56 | 0.9242 | 0.8973 | 0.8415 |
| 290.36 | 1.4763 | 1.5032 | 95.86 | 0.9159 | 0.8782 | 0.8248 |
| 280.35 | 1.4086 | 1.4389 | 83.57 | 0.9048 | 0.8551 | 0.8038 |

$N=0.8 N_0$

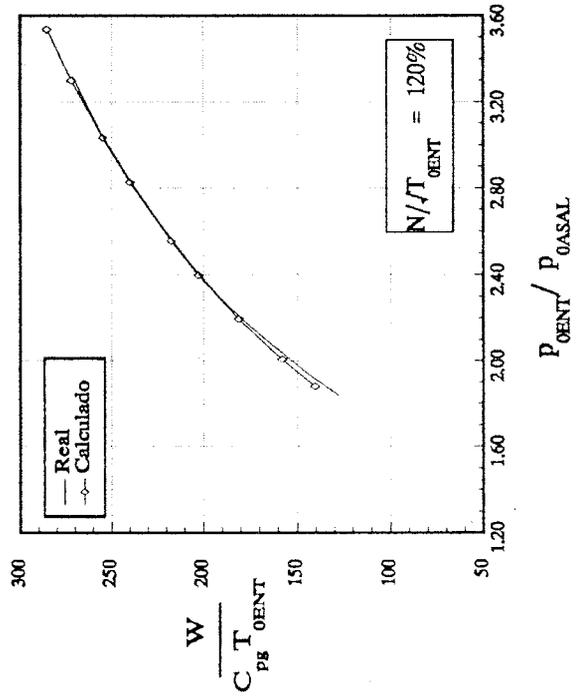
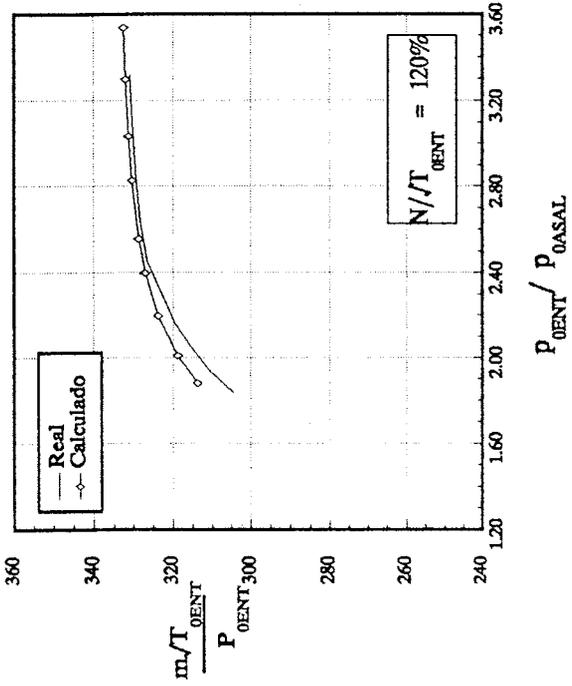
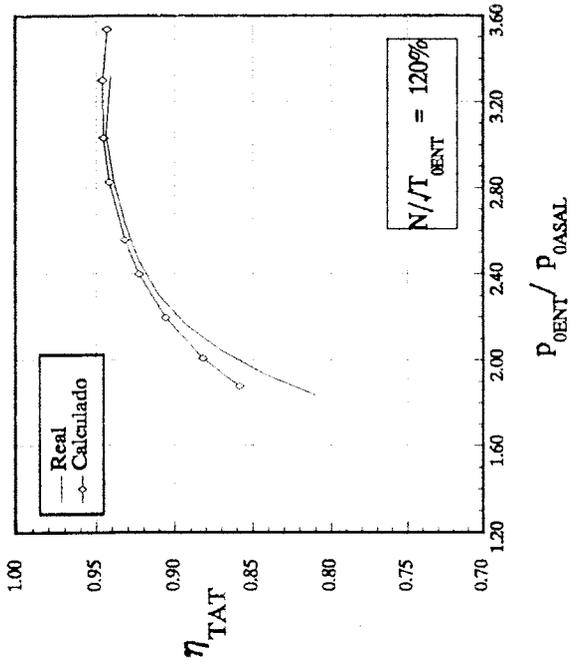
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 343.76 | 3.0356 | 3.1947 | 245.39 | 0.8629 | 0.8297 | 0.7305 |
| 342.09 | 2.8373 | 2.9120 | 230.29 | 0.8699 | 0.8513 | 0.7618 |
| 340.42 | 2.6831 | 2.7245 | 218.53 | 0.8776 | 0.8658 | 0.7818 |
| 337.09 | 2.3991 | 2.4106 | 197.67 | 0.8891 | 0.8849 | 0.8093 |
| 333.74 | 2.2101 | 2.2142 | 182.00 | 0.8999 | 0.8983 | 0.8257 |
| 328.74 | 1.9972 | 1.9997 | 162.18 | 0.9115 | 0.9104 | 0.8441 |
| 322.06 | 1.8102 | 1.8148 | 142.44 | 0.9200 | 0.9169 | 0.8541 |

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 313.72 | 1.6751 | 1.6827 | 125.85 | 0.9249 | 0.9179 | 0.8579 |
| 303.71 | 1.5658 | 1.5769 | 110.66 | 0.9267 | 0.9139 | 0.8564 |
| 292.03 | 1.4734 | 1.4880 | 96.29 | 0.9248 | 0.9038 | 0.8487 |
| 280.34 | 1.4015 | 1.4194 | 84.29 | 0.9192 | 0.8883 | 0.8354 |
| 266.99 | 1.3352 | 1.3564 | 71.56 | 0.9084 | 0.8642 | 0.8136 |

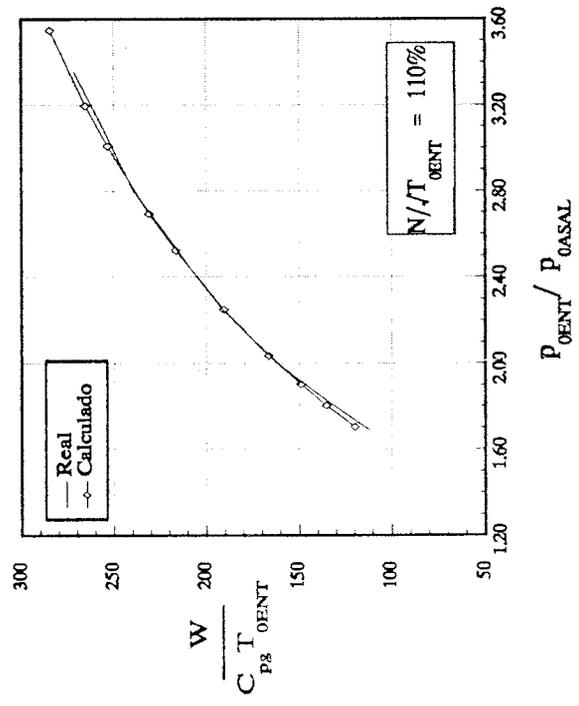
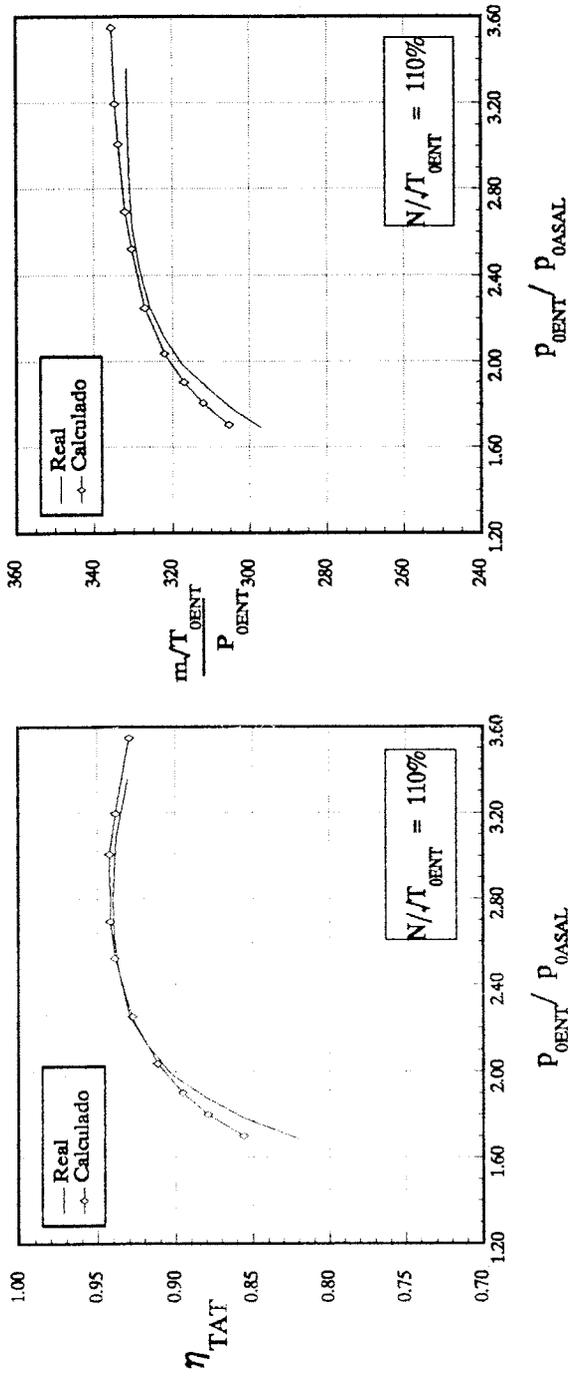
$$N=0.7 N_0$$

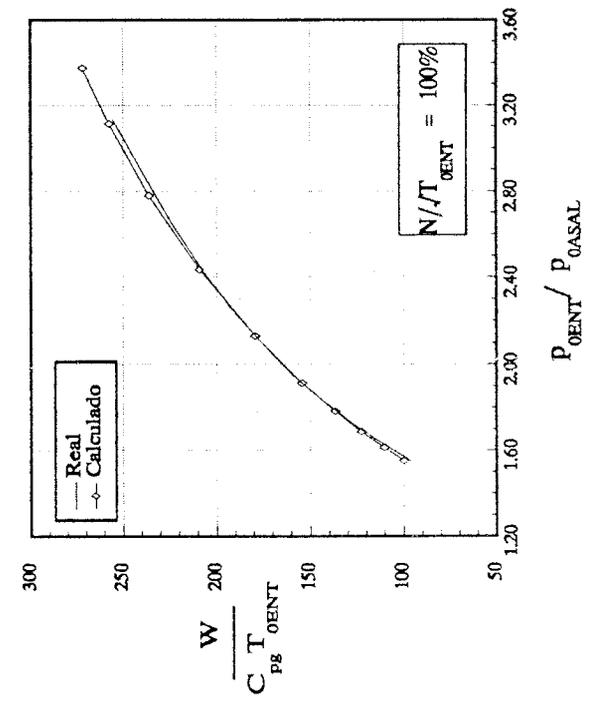
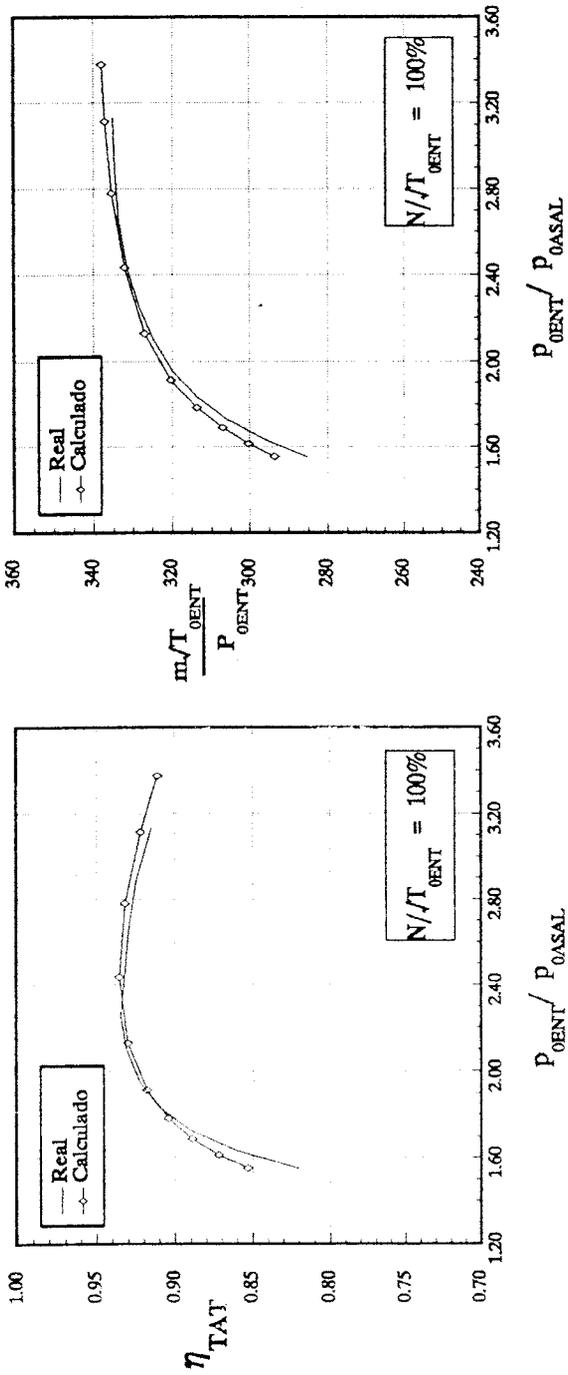
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 346.60 | 2.8462 | 3.0233 | 225.81 | 0.8122 | 0.7732 | 0.6814 |
| 345.43 | 2.7516 | 2.8736 | 217.57 | 0.8187 | 0.7888 | 0.7017 |
| 343.76 | 2.6417 | 2.7201 | 189.85 | 0.8270 | 0.8051 | 0.7230 |
| 340.42 | 2.4133 | 2.4463 | 170.15 | 0.8401 | 0.8286 | 0.7537 |
| 335.62 | 2.1636 | 2.1742 | 148.53 | 0.8584 | 0.8537 | 0.7851 |
| 328.74 | 1.9191 | 1.9217 | 128.80 | 0.8814 | 0.8800 | 0.8159 |
| 320.39 | 1.7260 | 1.7278 | 113.17 | 0.8989 | 0.8977 | 0.8366 |
| 310.38 | 1.5968 | 1.5999 | 99.27 | 0.9106 | 0.9075 | 0.8485 |
| 298.71 | 1.4967 | 1.5020 | 85.73 | 0.9183 | 0.9114 | 0.8543 |
| 285.35 | 1.4133 | 1.4212 | 85.73 | 0.9221 | 0.9089 | 0.8540 |
| 270.33 | 1.3415 | 1.3522 | 73.64 | 0.9291 | 0.8905 | 0.8457 |

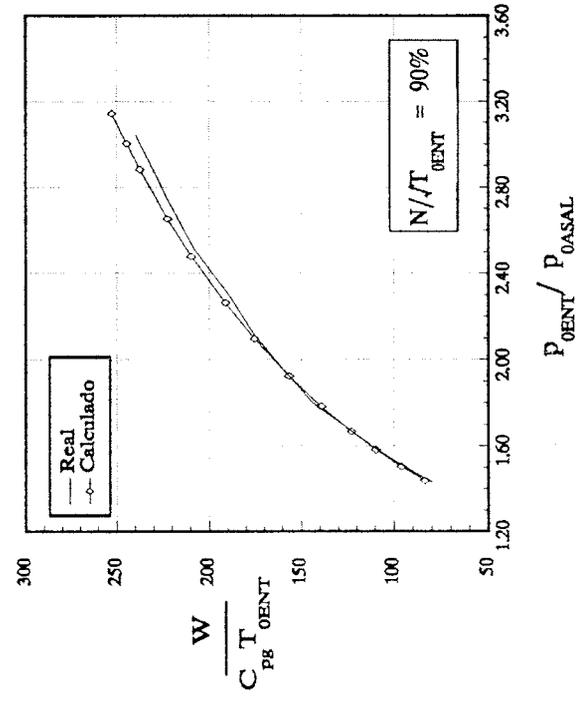
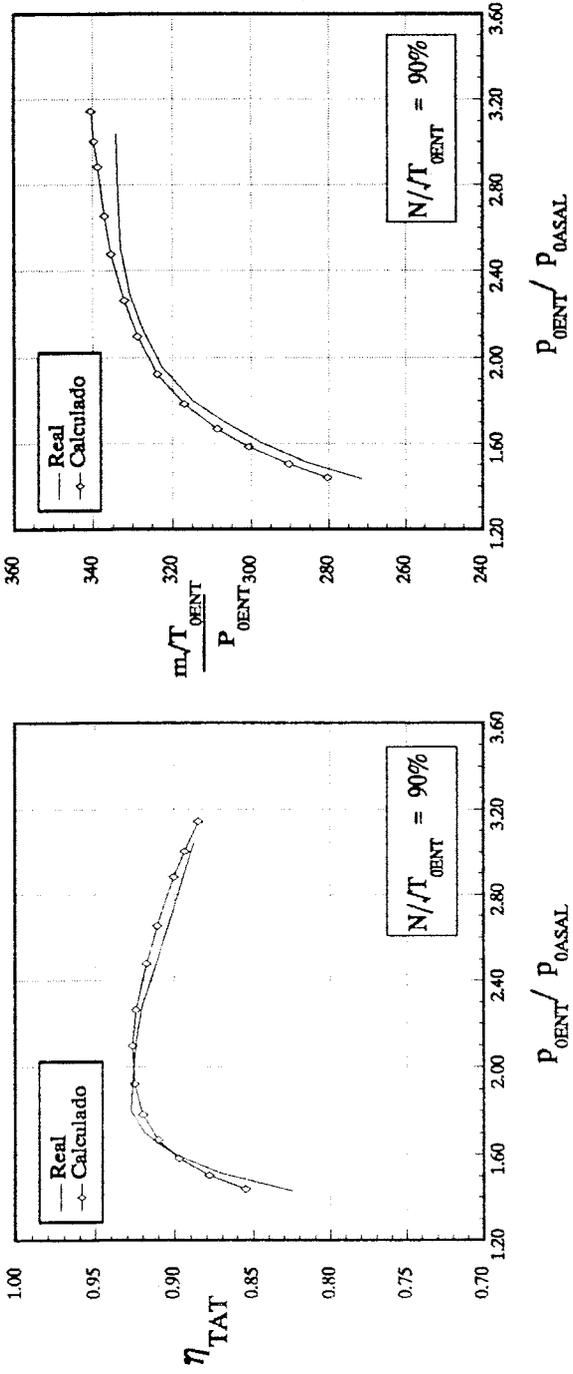
En las seis páginas siguientes aparecen las gráficas de rendimiento total a axial total, gasto másico adimensional y trabajo adimensional en función de la relación de expansión total a axial total, correspondientes a los valores de las tablas anteriores.

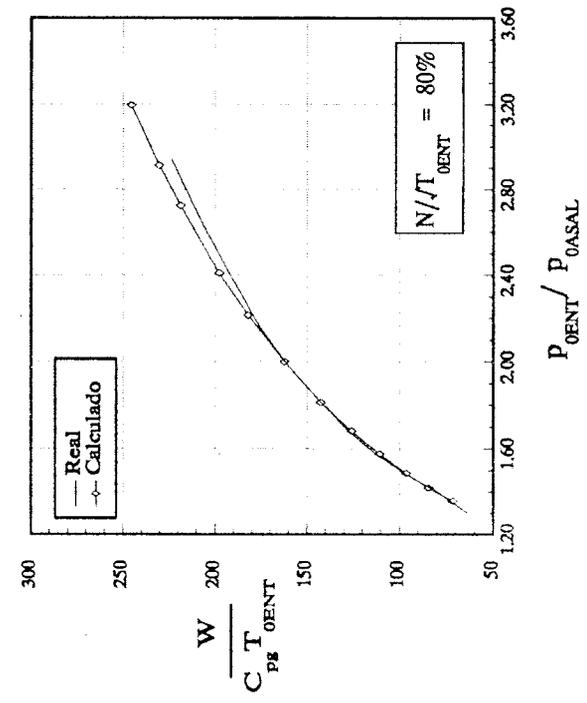
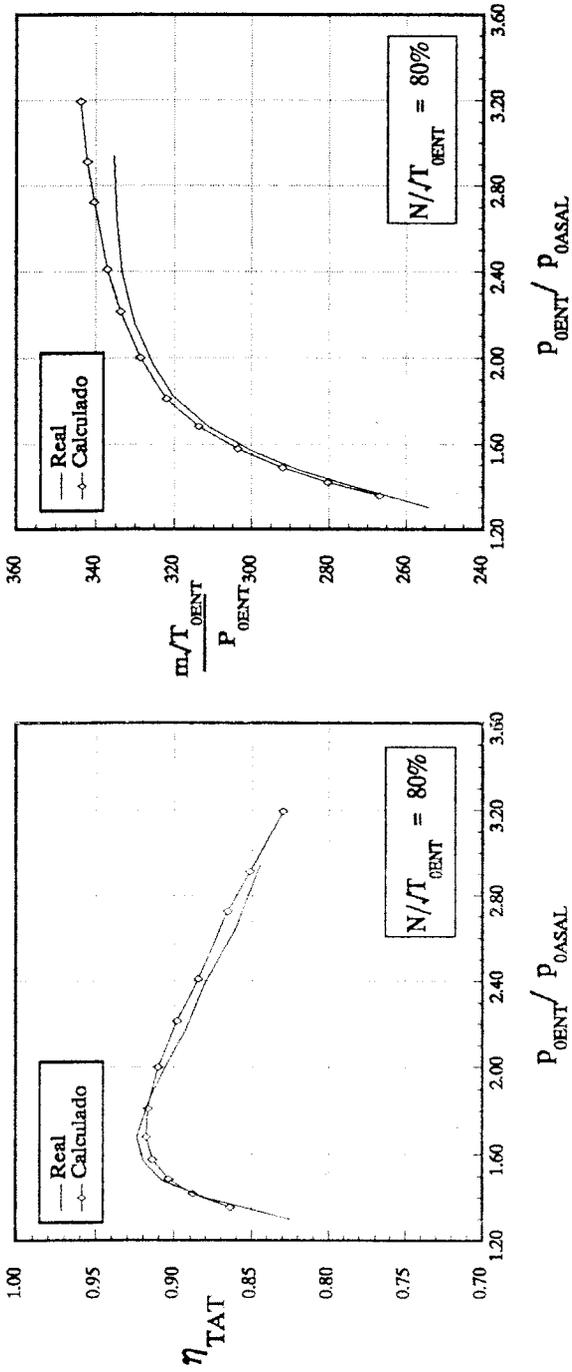


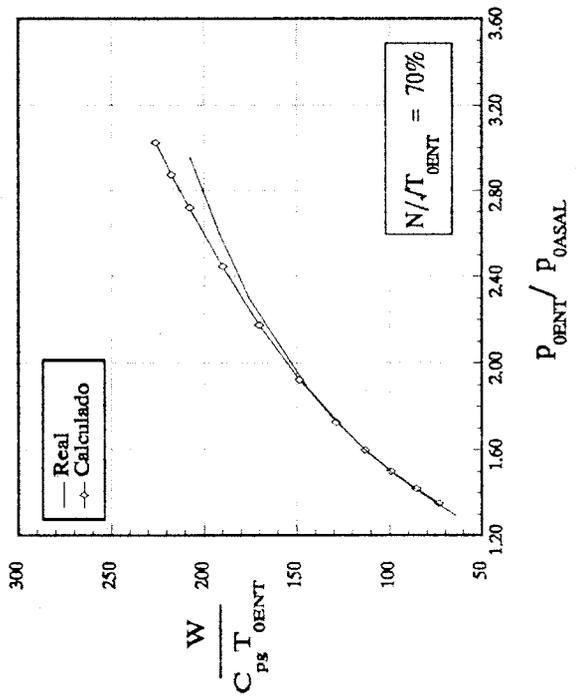
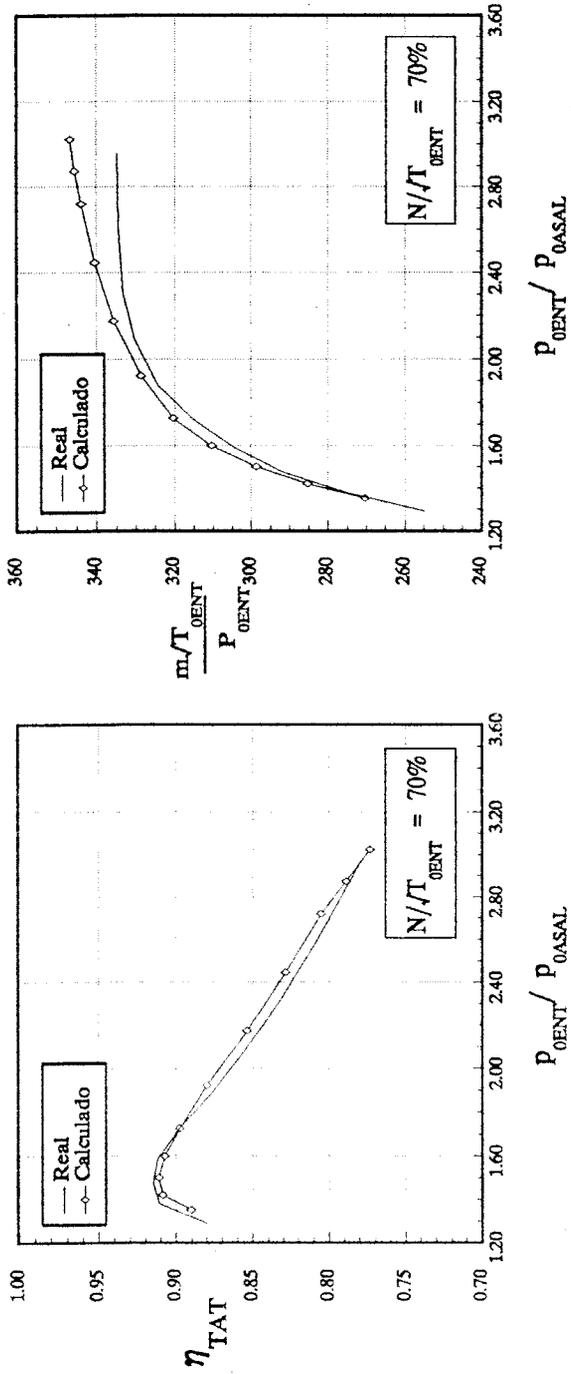
Downloaded from ascelibrary.org by University of California, San Diego on 06/16/15. Copyright ASCE. For personal use only; all rights reserved.











ANEXO D.- RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO DE SIMULACION PARA DISTINTOS NUMEROS DE LINEAS DE CORRIENTE.

En este apéndice aparecen los errores relativos medios de integración de la EDER, obtenidos al simular con el modelo la turbina experimental de dos escalonamientos, cuya geometría aparece en el apéndice A, para diversos números de líneas de corriente y varios regímenes de giro adimensionales. Los parámetros de referencia son:

Temperatura de remanso a la entrada (T_{OENT}): 388.9 K
 Presión de remanso a la entrada (p_{OENT}): 1.18176 bar
 Régimen de giro nominal (N_0): 5041 r.p.m.

$$N = 0.8 N_0$$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | Número de líneas de corriente | | | | | | | |
|--|-----------------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 9 | 11 | 13 | 15 | 17 | 21 | 25 | 29 |
| 280.3 | 1.40 | 1.176 | 1.047 | 0.941 | 0.853 | 0.782 | 0.802 | 0.837 | 0.889 |
| 325.4 | 2.00 | 1.047 | 0.905 | 0.793 | 0.708 | 0.640 | 0.652 | 0.670 | 0.679 |
| 335.4 | 2.65 | 2.112 | 2.254 | 1.760 | 1.612 | 1.485 | 1.601 | 1.579 | 1.636 |

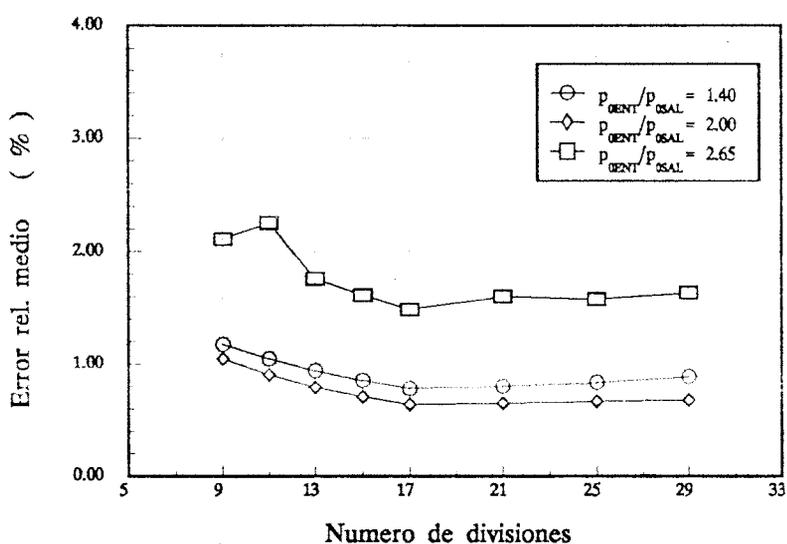


Figura D.1.- Errores relativos medios de integración de la EDER para $N = 0.8 N_0$.

$$N=0.9 N_0$$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | Número de líneas de corriente | | | | | | | |
|--|-----------------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 9 | 11 | 13 | 15 | 17 | 21 | 25 | 29 |
| 293.0 | 1.50 | 1.200 | 1.068 | 0.960 | 0.875 | 0.805 | 0.795 | 0.810 | 0.832 |
| 323.8 | 2.00 | 0.864 | 0.748 | 0.661 | 0.591 | 0.535 | 0.533 | 0.530 | 0.526 |
| 333.8 | 2.57 | 2.593 | 1.814 | 2.055 | 1.583 | 1.497 | 1.510 | 1.531 | 1.559 |

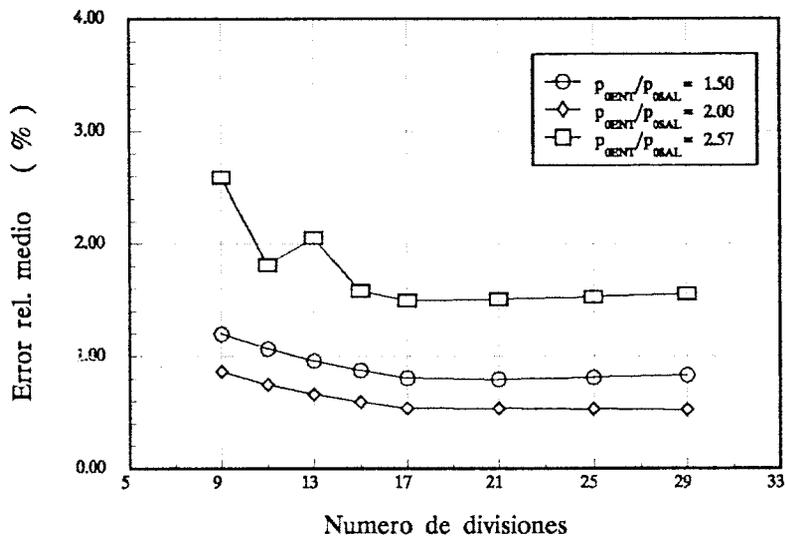


Figura D.2.- Errores relativos medios de integración de la EDER para $N=0.9 N_0$.

$$N=1.0 N_0$$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | Número de líneas de corriente | | | | | | | |
|--|-----------------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 9 | 11 | 13 | 15 | 17 | 21 | 25 | 29 |
| 310.4 | 1.75 | 1.060 | 0.929 | 0.838 | 0.757 | 0.763 | 0.785 | 0.807 | 0.836 |
| 327.1 | 2.30 | 0.824 | 0.717 | 0.703 | 0.687 | 0.730 | 0.856 | 0.923 | 0.995 |
| 333.8 | 2.90 | 3.295 | 2.978 | 3.000 | 2.754 | 2.740 | 2.794 | 2.843 | 2.896 |

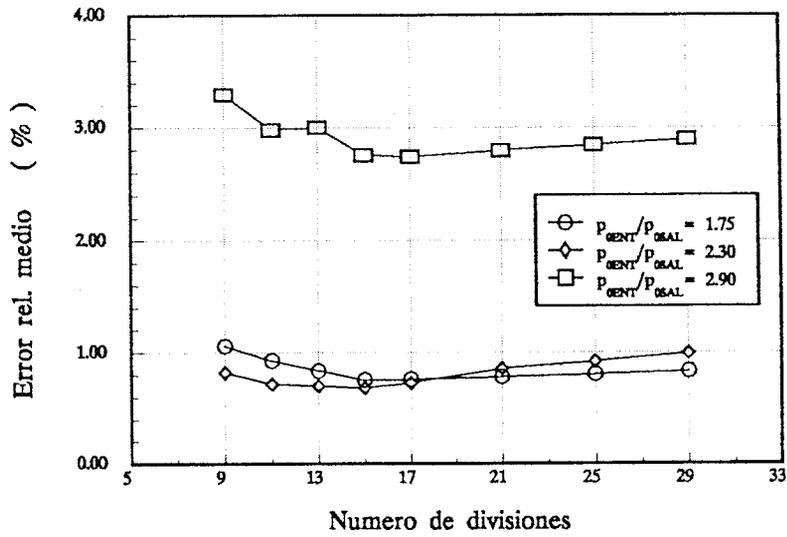


Figura D.3.- Errores relativos medios de integracion de la EDER para $N=1.0 N_0$.

$N=1.1 N_0$

| $\frac{\dot{m}_e \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | Número de líneas de corriente | | | | | | | |
|--|-----------------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | 9 | 11 | 13 | 15 | 17 | 21 | 25 | 29 |
| 312.1 | 1.82 | 1.156 | 1.016 | 0.910 | 0.830 | 0.765 | 0.695 | 0.715 | 0.708 |
| 327.1 | 2.50 | 0.782 | 0.686 | 0.608 | 0.598 | 0.593 | 0.632 | 0.707 | 0.772 |
| 333.4 | 2.90 | 1.741 | 1.981 | 2.111 | 1.616 | 1.389 | 1.355 | 1.360 | 1.381 |

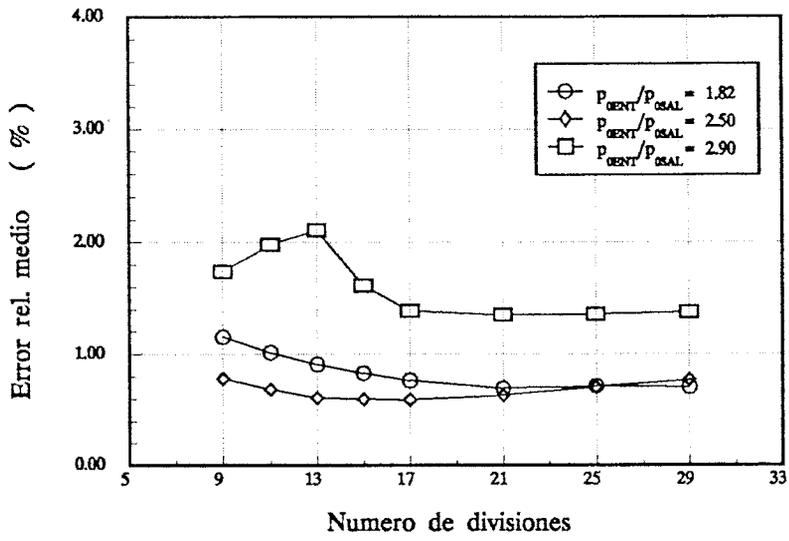


Figura D.4.- Errores relativos medios de integracion de la EDER para $N = 1.1 N_0$.

ANEXO E.- RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO DE SIMULACION PARA LA TURBINA DE VALIDACION, CON LAS PERDIDAS SECUNDARIAS Y POR HOLGURA RADIAL CORREGIDAS POR INCIDENCIA.

En este anexo se han recogido en tablas los resultados obtenidos al simular con el modelo la turbina experimental de dos escalonamientos, cuya geometría aparece en el apéndice A. En el modelo de simulación se ha modificado el cálculo de las pérdidas, corrigiendo las secundarias y las debidas a la holgura radial en función de la incidencia. Los resultados obtenidos son los correspondientes a seis regímenes de funcionamiento. Los parámetros de referencia son:

Temperatura de remanso a la entrada (T_{OENT}): 388.9 K
 Presión de remanso a la entrada (p_{OENT}): 1.18176 bar
 Régimen de giro nominal (N_0): 5041 r.p.m.

$$N = 1.2 N_0$$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 310.39 | 1.8162 | 1.8837 | 139.70 | 0.8978 | 0.8508 | 0.7941 |
| 315.39 | 1.9556 | 2.0158 | 157.40 | 0.9094 | 0.8742 | 0.8137 |
| 320.40 | 2.1596 | 2.2083 | 180.54 | 0.9213 | 0.8986 | 0.8327 |
| 322.90 | 2.3122 | 2.3520 | 195.99 | 0.9275 | 0.9115 | 0.8416 |
| 324.57 | 2.4582 | 2.4894 | 209.49 | 0.9319 | 0.9210 | 0.8471 |
| 326.24 | 2.6776 | 2.6970 | 227.88 | 0.9366 | 0.9311 | 0.8510 |
| 327.07 | 2.8550 | 2.8668 | 241.25 | 0.9393 | 0.9365 | 0.8512 |
| 327.57 | 2.9739 | 2.9823 | 249.69 | 0.9407 | 0.9390 | 0.8499 |
| 327.91 | 3.0716 | 3.0788 | 256.30 | 0.9416 | 0.9403 | 0.8479 |
| 328.41 | 3.1987 | 3.2069 | 264.92 | 0.9425 | 0.9410 | 0.8442 |
| 328.91 | 3.3319 | 3.3466 | 273.97 | 0.9432 | 0.9405 | 0.8387 |
| 329.16 | 3.4079 | 3.4293 | 279.10 | 0.9436 | 0.9397 | 0.8346 |
| 329.41 | 3.5353 | 3.5759 | 287.10 | 0.9444 | 0.9373 | 0.8263 |

N=1.1 N₀

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 303.71 | 1.6737 | 1.7257 | 122.33 | 0.9005 | 0.8542 | 0.7999 |
| 310.39 | 1.7883 | 1.8346 | 138.52 | 0.9117 | 0.8770 | 0.8194 |
| 317.06 | 1.9497 | 1.9881 | 159.08 | 0.9225 | 0.8993 | 0.8374 |
| 322.07 | 2.1368 | 2.1660 | 180.10 | 0.9304 | 0.9162 | 0.8495 |
| 325.41 | 2.3414 | 2.3610 | 200.30 | 0.9355 | 0.9278 | 0.8559 |
| 327.07 | 2.5066 | 2.5194 | 214.91 | 0.9381 | 0.9339 | 0.8575 |
| 328.74 | 2.6594 | 2.6672 | 227.78 | 0.9394 | 0.9372 | 0.8564 |
| 329.74 | 2.7915 | 2.7972 | 237.92 | 0.9400 | 0.9387 | 0.8538 |
| 330.41 | 2.9381 | 2.9447 | 248.29 | 0.9402 | 0.9388 | 0.8492 |
| 331.25 | 3.0471 | 3.0572 | 256.59 | 0.9396 | 0.9374 | 0.8441 |
| 332.08 | 3.1920 | 3.2141 | 267.25 | 0.9386 | 0.9341 | 0.8351 |
| 332.58 | 3.3220 | 3.3641 | 276.31 | 0.9381 | 0.9300 | 0.8252 |

N=N₀

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 292.03 | 1.5247 | 1.5651 | 101.38 | 0.8991 | 0.8504 | 0.7987 |
| 300.37 | 1.6127 | 1.6487 | 115.34 | 0.9101 | 0.8733 | 0.8189 |
| 310.39 | 1.7525 | 1.7819 | 135.52 | 0.9216 | 0.8977 | 0.8394 |
| 317.06 | 1.8871 | 1.9107 | 152.85 | 0.9279 | 0.9122 | 0.8504 |
| 322.07 | 2.0384 | 2.0559 | 170.26 | 0.9317 | 0.9221 | 0.8566 |
| 324.57 | 2.1486 | 2.1622 | 181.80 | 0.9332 | 0.9267 | 0.8586 |
| 327.07 | 2.3048 | 2.3134 | 196.80 | 0.9340 | 0.9306 | 0.8586 |
| 328.74 | 2.3995 | 2.4056 | 205.61 | 0.9337 | 0.9315 | 0.8570 |
| 330.41 | 2.5285 | 2.5328 | 216.68 | 0.9327 | 0.9314 | 0.8533 |
| 332.08 | 2.6931 | 2.6982 | 229.71 | 0.9308 | 0.9294 | 0.8462 |
| 332.91 | 2.8154 | 2.8246 | 238.66 | 0.9289 | 0.9265 | 0.8396 |
| 333.75 | 2.9193 | 2.9358 | 246.59 | 0.9262 | 0.9221 | 0.8318 |
| 334.58 | 3.0137 | 3.0412 | 253.95 | 0.9237 | 0.9174 | 0.8232 |
| 335.42 | 3.1269 | 3.1749 | 262.51 | 0.9210 | 0.9109 | 0.8118 |

$N=0.9 N_0$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 275.34 | 1.3955 | 1.4267 | 80.82 | 0.8959 | 0.8436 | 0.7943 |
| 292.03 | 1.5135 | 1.5387 | 101.30 | 0.9134 | 0.8811 | 0.8278 |
| 305.38 | 1.6458 | 1.6651 | 121.64 | 0.9232 | 0.9042 | 0.8471 |
| 317.06 | 1.8285 | 1.8410 | 145.78 | 0.9272 | 0.9181 | 0.8565 |
| 323.74 | 2.0159 | 2.0232 | 166.82 | 0.9259 | 0.9219 | 0.8562 |
| 328.74 | 2.2426 | 2.2459 | 188.98 | 0.9208 | 0.9194 | 0.8484 |
| 332.08 | 2.4411 | 2.4451 | 206.23 | 0.9139 | 0.9125 | 0.8362 |
| 333.75 | 2.6101 | 2.6203 | 219.02 | 0.9080 | 0.9048 | 0.8238 |
| 335.58 | 2.7782 | 2.8023 | 231.44 | 0.9032 | 0.8966 | 0.8104 |
| 336.75 | 2.8950 | 2.9374 | 240.29 | 0.8992 | 0.8887 | 0.7981 |
| 337.42 | 2.9838 | 3.0466 | 246.75 | 0.8984 | 0.8841 | 0.7897 |

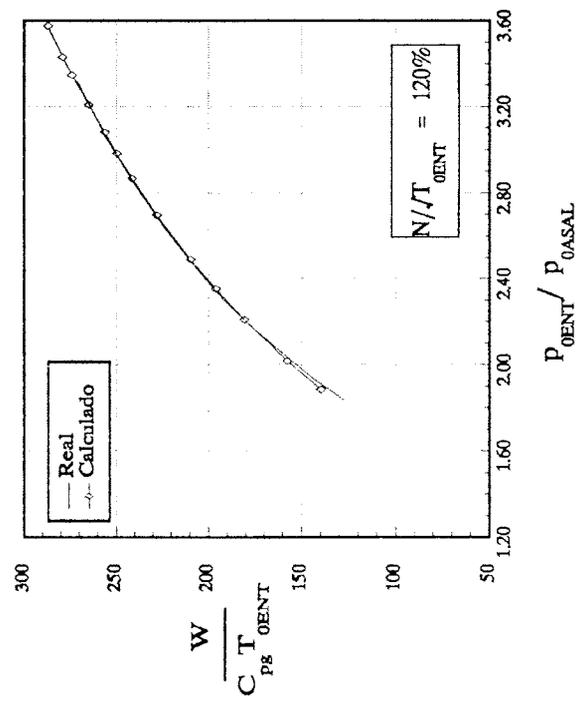
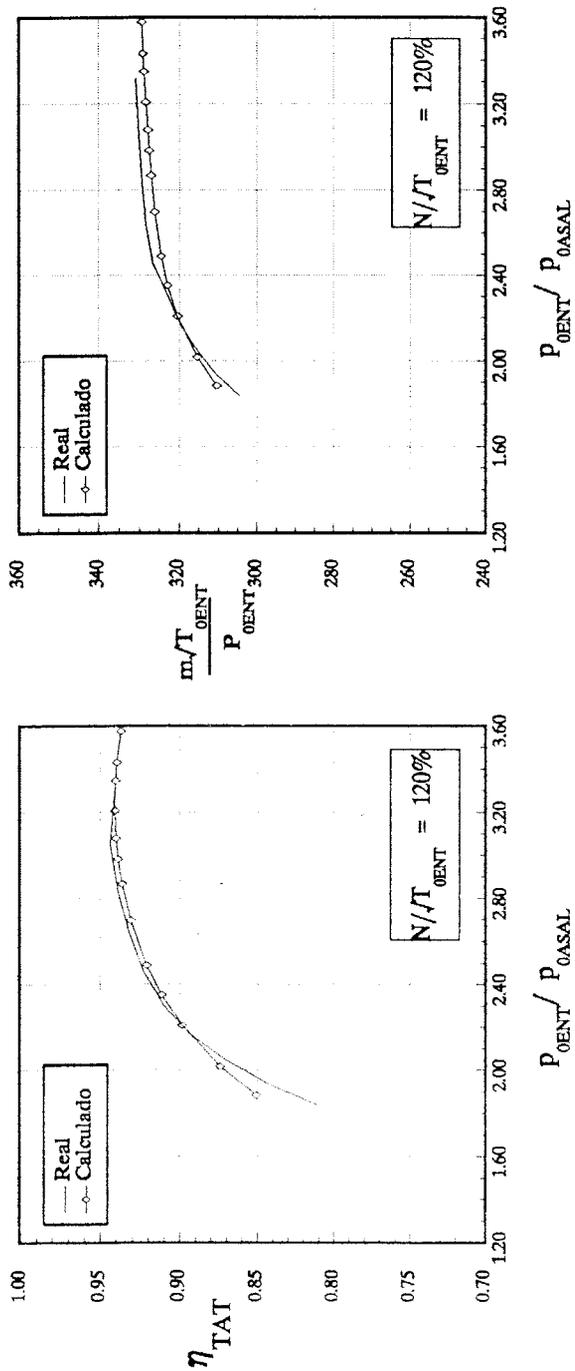
$N=0.8 N_0$

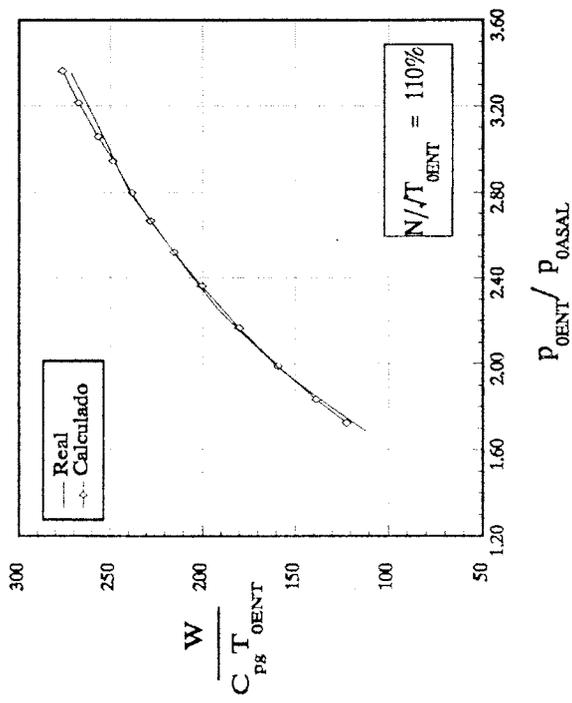
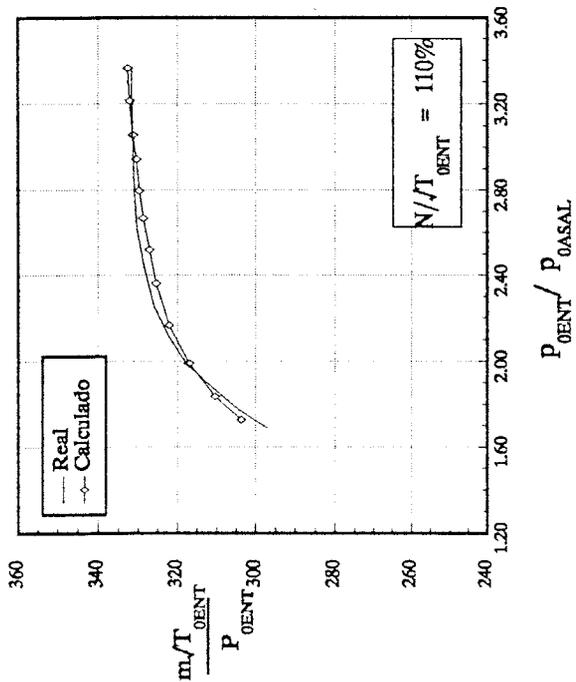
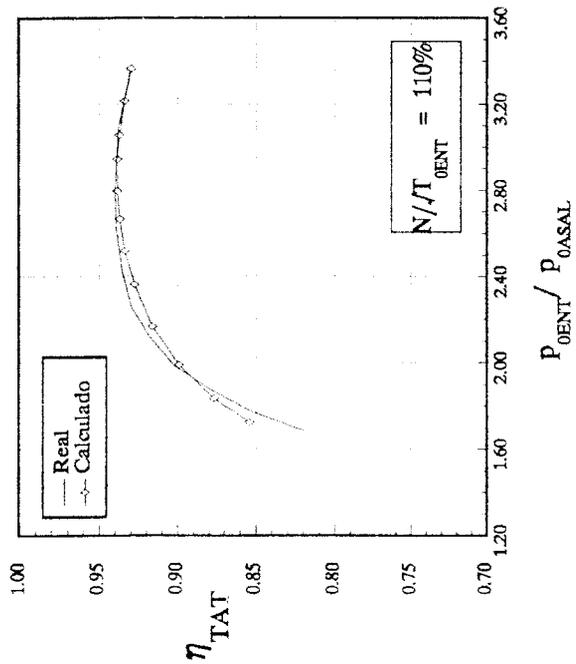
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 263.66 | 1.3326 | 1.3540 | 70.52 | 0.9012 | 0.8565 | 0.8075 |
| 280.35 | 1.4179 | 1.4351 | 86.29 | 0.9148 | 0.8866 | 0.8344 |
| 292.03 | 1.4938 | 1.5076 | 99.02 | 0.9204 | 0.9015 | 0.8469 |
| 303.71 | 1.5941 | 1.6042 | 114.16 | 0.9220 | 0.9109 | 0.8536 |
| 313.72 | 1.7189 | 1.7253 | 130.79 | 0.9189 | 0.9134 | 0.8533 |
| 322.07 | 1.8932 | 1.8964 | 150.62 | 0.9106 | 0.9086 | 0.8452 |
| 325.41 | 2.0118 | 2.0141 | 162.30 | 0.9039 | 0.9027 | 0.8372 |
| 328.74 | 2.1445 | 2.1471 | 174.62 | 0.8948 | 0.8936 | 0.8253 |
| 332.08 | 2.3203 | 2.3273 | 189.30 | 0.8841 | 0.8813 | 0.8090 |
| 333.75 | 2.4550 | 2.4696 | 199.13 | 0.8802 | 0.8752 | 0.7995 |
| 335.42 | 2.6177 | 2.6489 | 210.07 | 0.8722 | 0.8629 | 0.7826 |
| 336.75 | 2.7493 | 2.8018 | 219.06 | 0.8646 | 0.8526 | 0.7663 |
| 337.92 | 2.8905 | 2.9814 | 228.92 | 0.8578 | 0.8394 | 0.7465 |

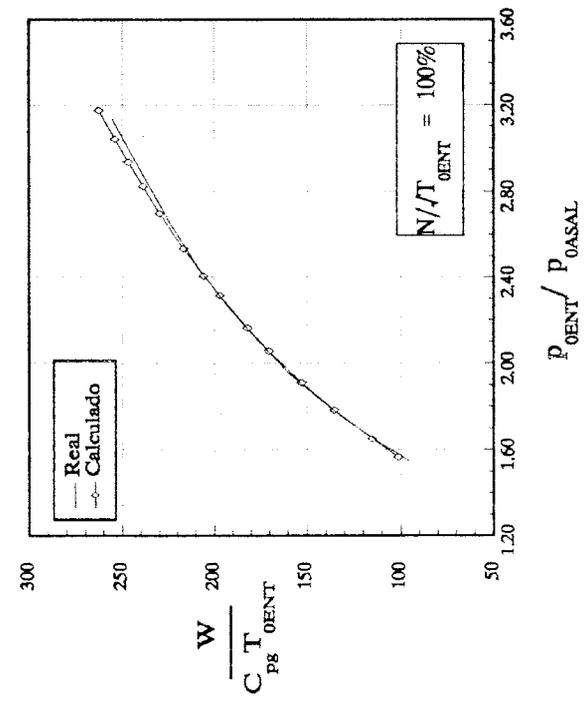
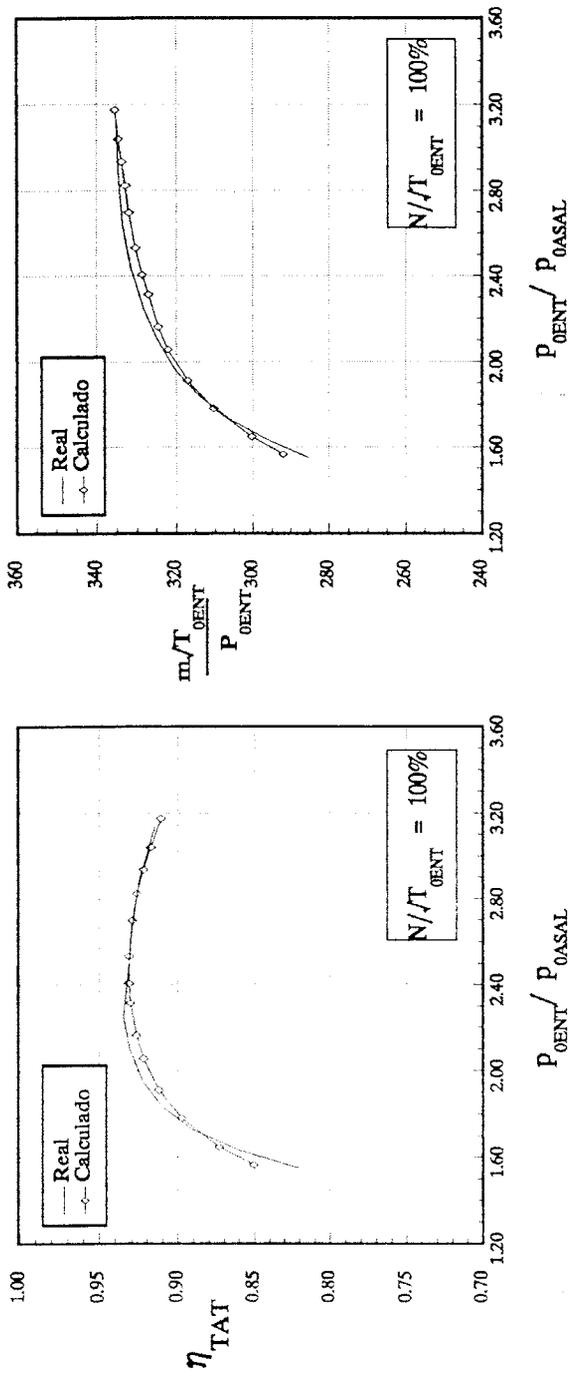
$$N=0.7 N_0$$

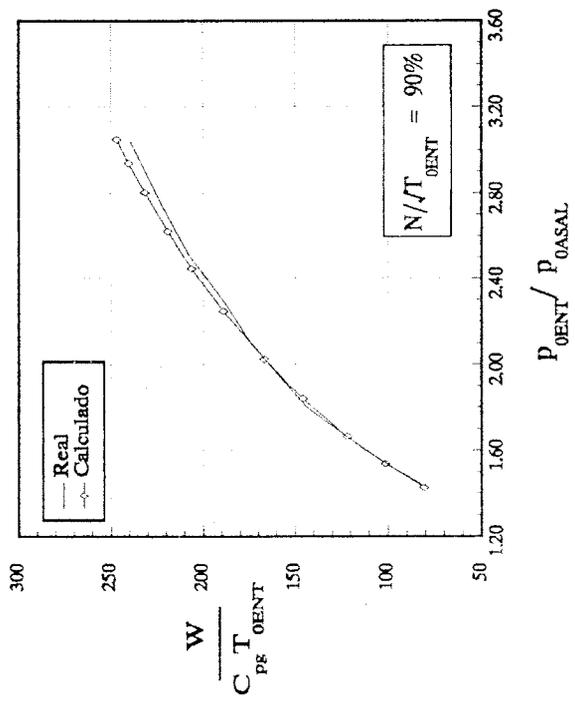
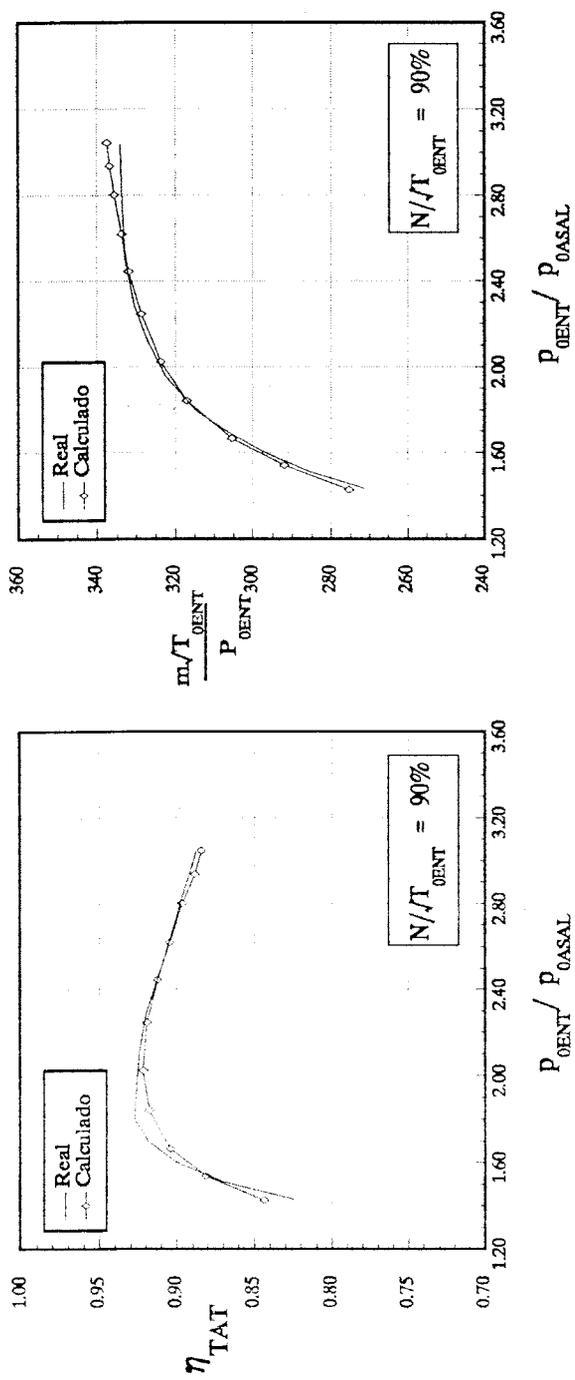
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 260.32 | 1.3119 | 1.3240 | 67.65 | 0.9124 | 0.8845 | 0.8341 |
| 280.35 | 1.4010 | 1.4093 | 83.71 | 0.9176 | 0.9032 | 0.8495 |
| 298.71 | 1.5191 | 1.5237 | 101.92 | 0.9118 | 0.9059 | 0.8493 |
| 312.06 | 1.6562 | 1.6584 | 119.64 | 0.8982 | 0.8962 | 0.8372 |
| 320.40 | 1.8064 | 1.8079 | 135.86 | 0.8812 | 0.8801 | 0.8191 |
| 325.41 | 1.9727 | 1.9760 | 150.86 | 0.8627 | 0.8609 | 0.7976 |
| 328.74 | 2.1057 | 2.1129 | 161.72 | 0.8498 | 0.8464 | 0.7809 |
| 332.08 | 2.2998 | 2.3194 | 175.67 | 0.8279 | 0.8284 | 0.7591 |
| 333.75 | 2.4533 | 2.4904 | 185.41 | 0.8284 | 0.8163 | 0.7434 |
| 335.42 | 2.6469 | 2.7210 | 197.02 | 0.8165 | 0.7964 | 0.7181 |
| 337.09 | 2.8466 | 2.9909 | 209.90 | 0.8028 | 0.7770 | 0.6844 |

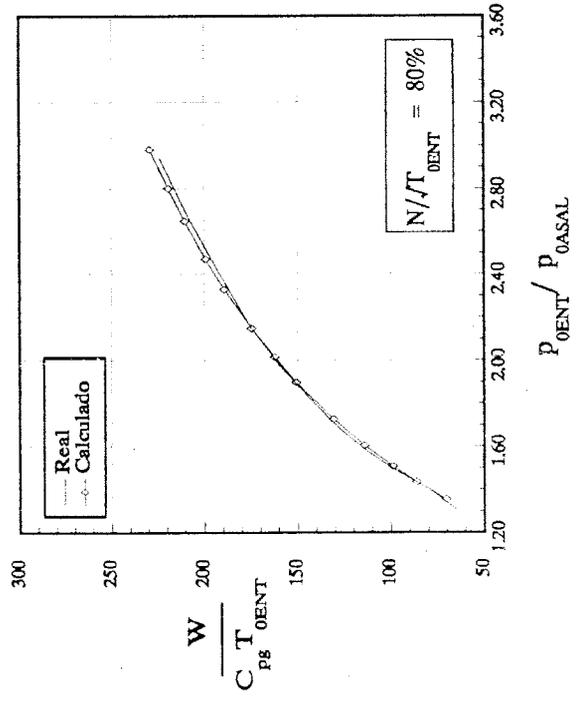
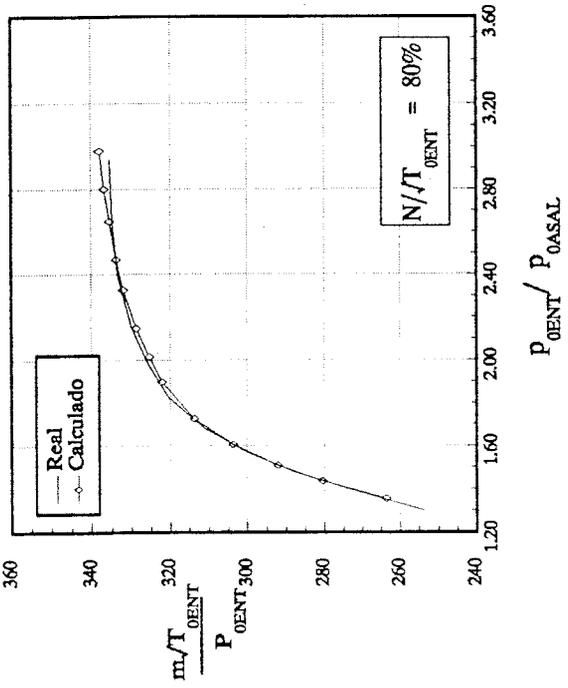
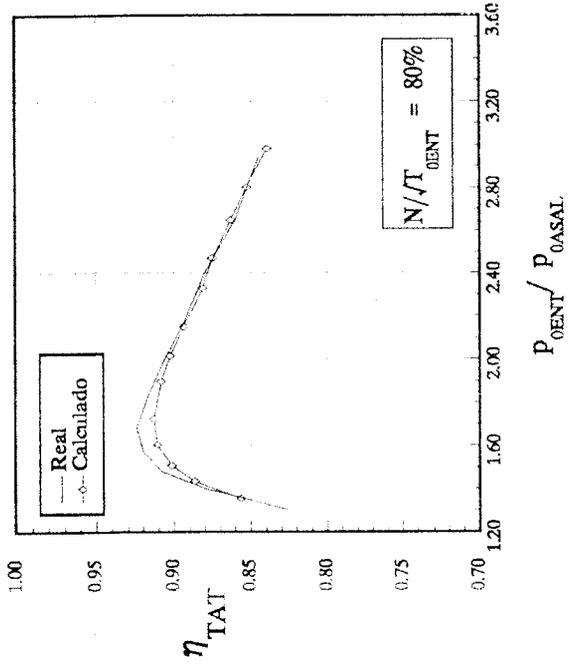
En las seis páginas siguientes aparecen las gráficas de rendimiento total a axial total, gasto másico adimensional y trabajo adimensional en función de la relación de expansión total a axial total, correspondientes a los valores de las tablas anteriores.

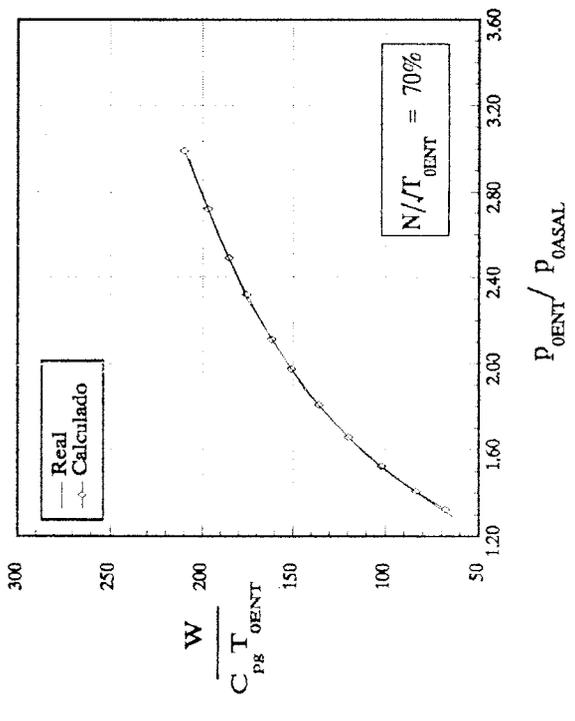
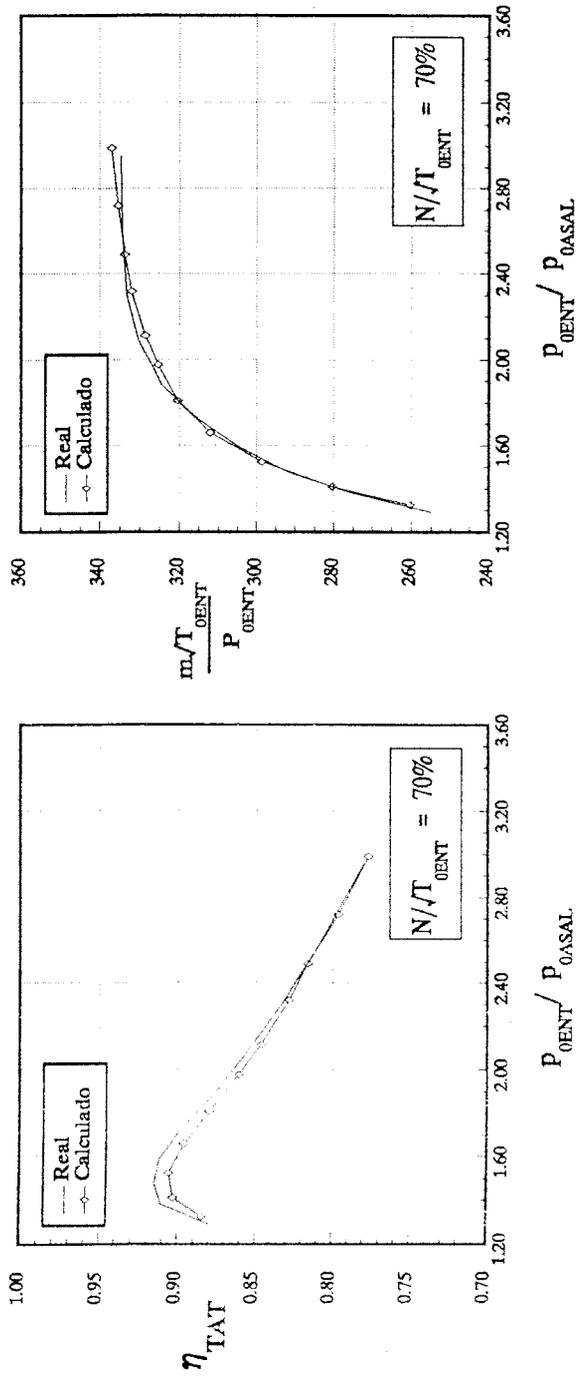












**ANEXO F.- RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO DE SIMULACION
CON DIVERSOS TIPOS DE REPARTO DE LAS PERDIDAS SECUN-
DARIAS Y LAS DEBIDAS A LA HOLGURA RADIAL.**

En este anexo se han recogido en tablas los resultados obtenidos al simular con el modelo la turbina experimental de dos escalonamientos, cuya geometría aparece en el apéndice A. Así mismo se han representado gráficamente dichos resultados. En el modelo de simulación se han utilizado varios tipos de reparto radial de las pérdidas secundarias y las debidas a la holgura radial. Los resultados obtenidos son los correspondientes a tres regímenes de funcionamiento. Los parámetros de referencia son:

| | |
|---|-------------|
| Temperatura de remanso a la entrada (T_{OENT}): | 388.9 K |
| Presión de remanso a la entrada (p_{OENT}): | 1.18176 bar |
| Régimen de giro nominal (N_0): | 5041 r.p.m. |

F.1.- Pérdidas secundarias y por hogura radial constantes con el radio.

$$N = 1.2 N_0$$

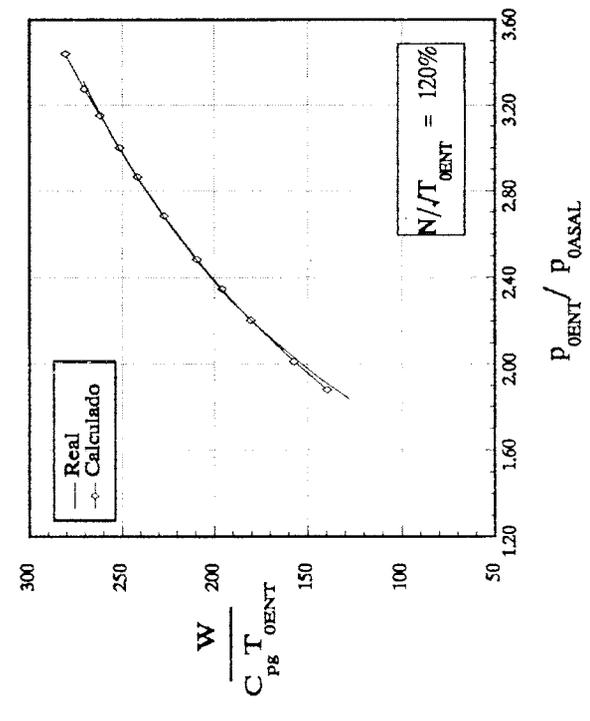
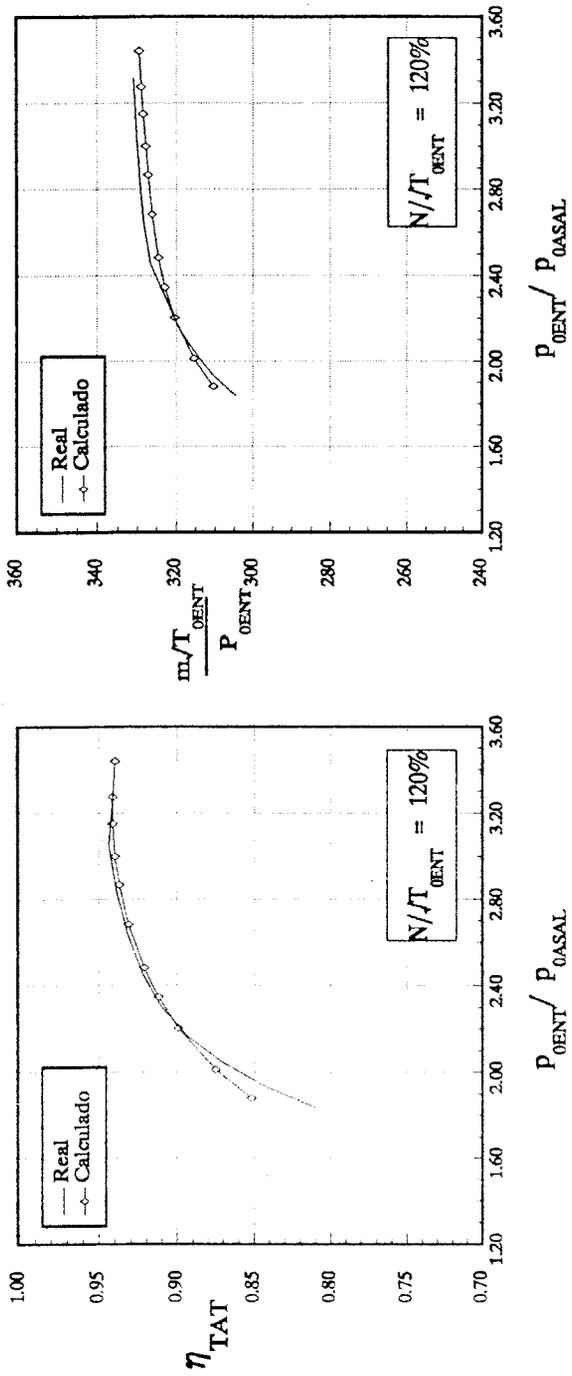
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{IT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 310.39 | 1.8129 | 1.8805 | 139.54 | 0.8992 | 0.8518 | 0.7951 |
| 315.39 | 1.9516 | 2.0120 | 157.19 | 0.9105 | 0.8751 | 0.8146 |
| 320.40 | 2.1551 | 2.2042 | 180.33 | 0.9222 | 0.8993 | 0.8334 |
| 322.90 | 2.3070 | 2.3471 | 195.71 | 0.9283 | 0.9121 | 0.8423 |
| 324.57 | 2.4515 | 2.4832 | 209.17 | 0.9326 | 0.9215 | 0.8477 |
| 326.24 | 2.6633 | 2.6834 | 226.93 | 0.9372 | 0.9314 | 0.8517 |
| 327.24 | 2.8547 | 2.8664 | 241.52 | 0.9401 | 0.9373 | 0.8519 |
| 327.91 | 2.9924 | 3.0003 | 251.38 | 0.9416 | 0.9400 | 0.8501 |
| 328.58 | 3.1431 | 3.1504 | 261.91 | 0.9428 | 0.9415 | 0.8465 |
| 329.08 | 3.2639 | 3.2752 | 270.39 | 0.9435 | 0.9414 | 0.8420 |
| 329.58 | 3.4153 | 3.4393 | 280.54 | 0.9443 | 0.9400 | 0.8342 |

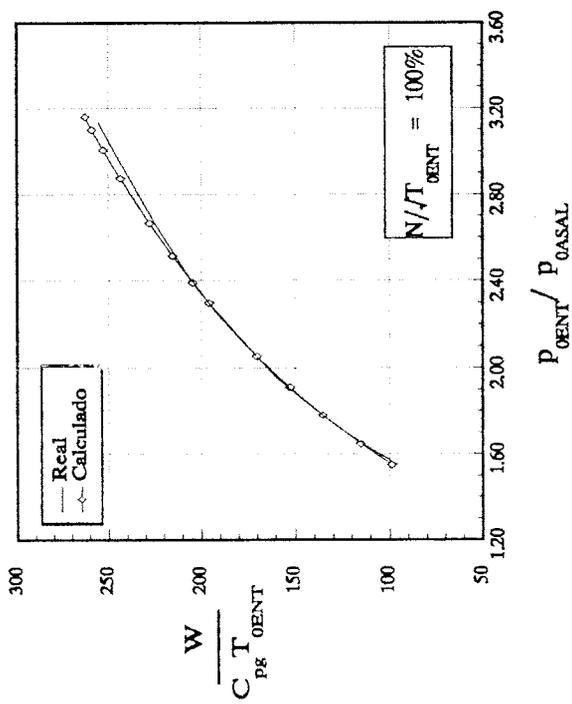
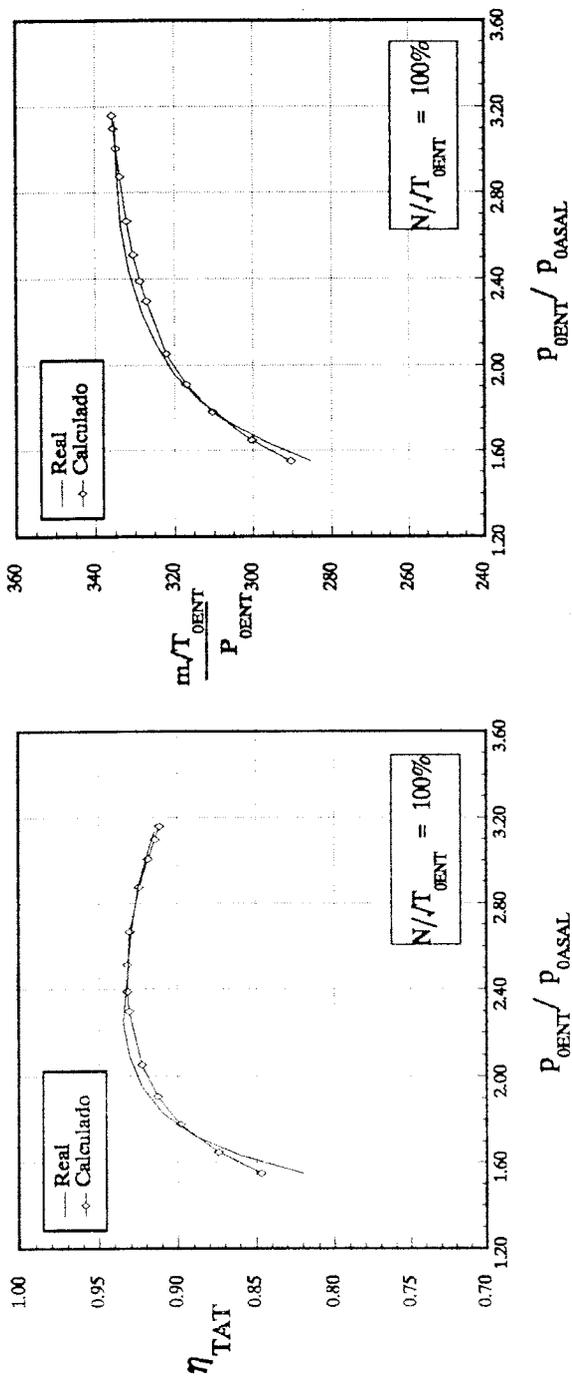
$$N=N_0$$

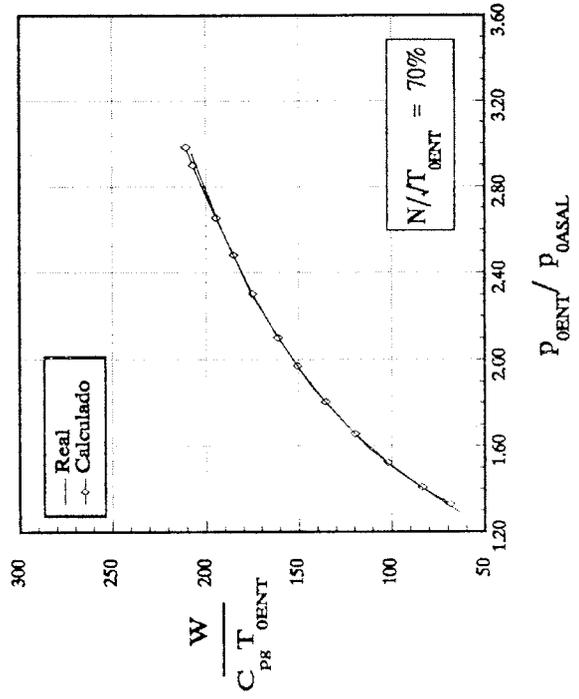
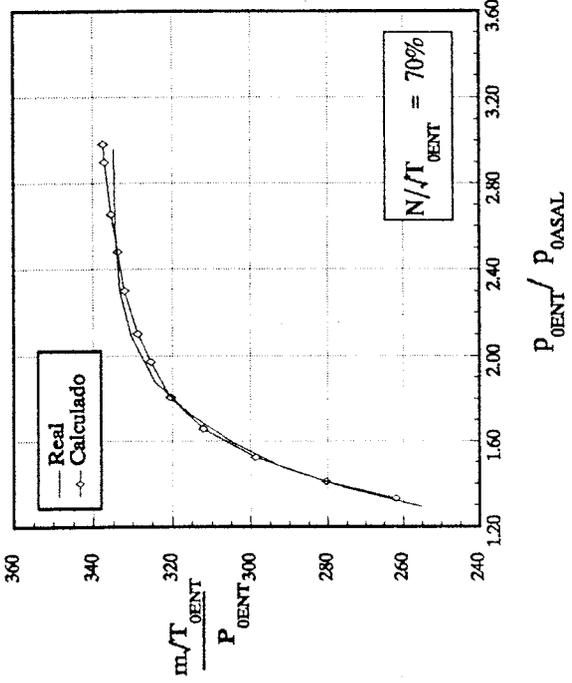
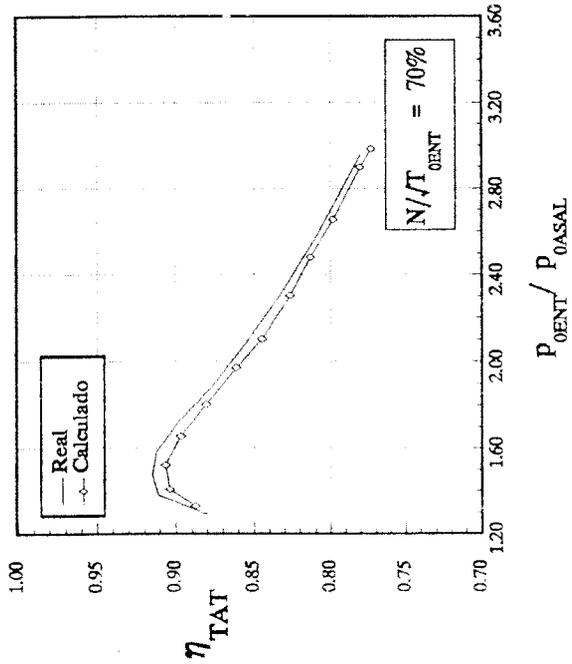
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 290.36 | 1.5080 | 1.5492 | 98.81 | 0.8982 | 0.8467 | 0.7955 |
| 300.37 | 1.6115 | 1.6475 | 115.35 | 0.9112 | 0.8742 | 0.8198 |
| 310.39 | 1.7507 | 1.7802 | 135.44 | 0.9224 | 0.8984 | 0.8401 |
| 317.06 | 1.8848 | 1.9085 | 152.77 | 0.9287 | 0.9128 | 0.8511 |
| 322.07 | 2.0360 | 2.0536 | 170.17 | 0.9324 | 0.9228 | 0.8573 |
| 327.07 | 2.2893 | 2.2982 | 195.62 | 0.9346 | 0.9310 | 0.8593 |
| 328.74 | 2.3828 | 2.3893 | 204.43 | 0.9343 | 0.9320 | 0.8578 |
| 330.41 | 2.5079 | 2.5122 | 215.29 | 0.9335 | 0.9321 | 0.8545 |
| 332.08 | 2.6620 | 2.6665 | 227.74 | 0.9318 | 0.9305 | 0.8482 |
| 333.75 | 2.8613 | 2.8743 | 243.20 | 0.9278 | 0.9246 | 0.8360 |
| 334.75 | 2.9800 | 3.0060 | 252.57 | 0.9247 | 0.9189 | 0.8256 |
| 335.42 | 3.0594 | 3.0984 | 258.78 | 0.9227 | 0.9145 | 0.8177 |
| 335.75 | 3.1101 | 3.1597 | 262.54 | 0.9216 | 0.9116 | 0.8125 |

$$N=0.7 N_0$$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 261.99 | 1.3179 | 1.3296 | 68.87 | 0.9141 | 0.8875 | 0.8367 |
| 280.35 | 1.4005 | 1.4087 | 83.70 | 0.9184 | 0.9039 | 0.8502 |
| 298.71 | 1.5182 | 1.5228 | 101.86 | 0.9125 | 0.9066 | 0.8499 |
| 312.06 | 1.6551 | 1.6573 | 119.58 | 0.8987 | 0.8967 | 0.8378 |
| 320.40 | 1.8038 | 1.8052 | 135.64 | 0.8817 | 0.8807 | 0.8198 |
| 325.41 | 1.9685 | 1.9714 | 150.52 | 0.8631 | 0.8614 | 0.7984 |
| 328.74 | 2.0951 | 2.1015 | 161.00 | 0.8479 | 0.8447 | 0.7796 |
| 332.08 | 2.2845 | 2.3018 | 174.82 | 0.8339 | 0.8265 | 0.7582 |
| 333.75 | 2.4461 | 2.4805 | 185.14 | 0.8247 | 0.8132 | 0.7406 |
| 335.42 | 2.5940 | 2.6549 | 194.61 | 0.8129 | 0.7154 | 0.7188 |
| 337.09 | 2.7771 | 2.8985 | 206.68 | 0.8088 | 0.7803 | 0.6971 |
| 337.42 | 2.8349 | 2.9839 | 210.32 | 0.8058 | 0.7728 | 0.6870 |







F.2.- Distribución lineal de las pérdidas secundarias y por hogura radial.

N=1.2 N₀

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 310.22 | 1.8141 | 1.8817 | 139.35 | 0.8971 | 0.8499 | 0.7933 |
| 315.39 | 1.9574 | 2.0175 | 157.55 | 0.9090 | 0.8740 | 0.8135 |
| 320.40 | 2.1613 | 2.2099 | 180.65 | 0.9210 | 0.8984 | 0.8325 |
| 322.90 | 2.3149 | 2.3545 | 196.17 | 0.9273 | 0.9114 | 0.8414 |
| 324.57 | 2.4591 | 2.4903 | 209.51 | 0.9316 | 0.9208 | 0.8468 |
| 326.24 | 2.6797 | 2.6990 | 227.98 | 0.9365 | 0.9310 | 0.8508 |
| 327.24 | 2.9120 | 2.9219 | 245.26 | 0.9398 | 0.9376 | 0.8505 |
| 327.91 | 3.0829 | 3.0902 | 256.94 | 0.9415 | 0.9402 | 0.8473 |
| 328.41 | 3.2124 | 3.2210 | 265.75 | 0.9424 | 0.9408 | 0.8436 |
| 328.91 | 3.3519 | 3.3681 | 275.20 | 0.9431 | 0.9401 | 0.8375 |
| 329.24 | 3.4925 | 3.5254 | 284.23 | 0.9439 | 0.9381 | 0.8292 |

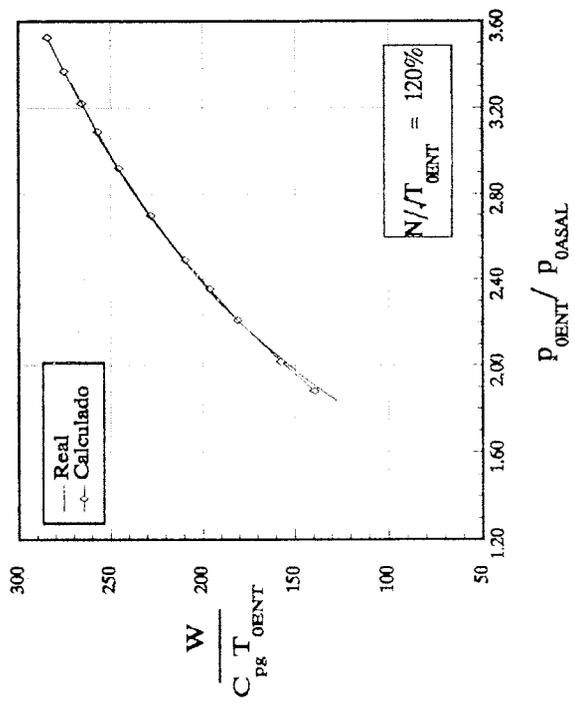
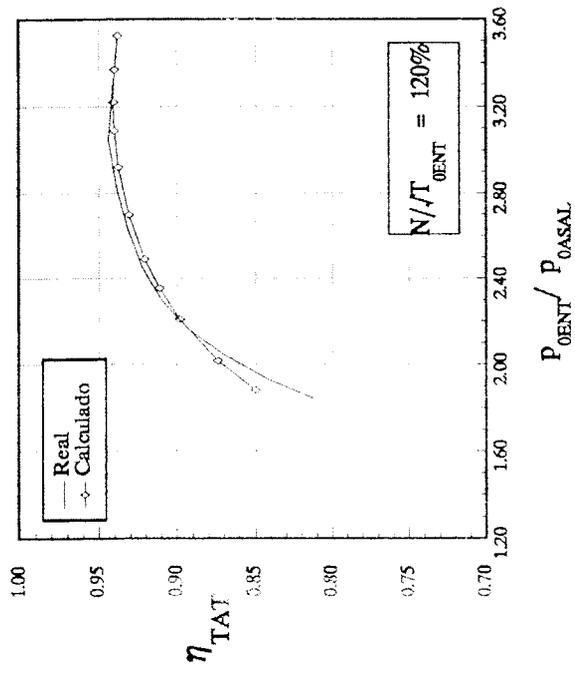
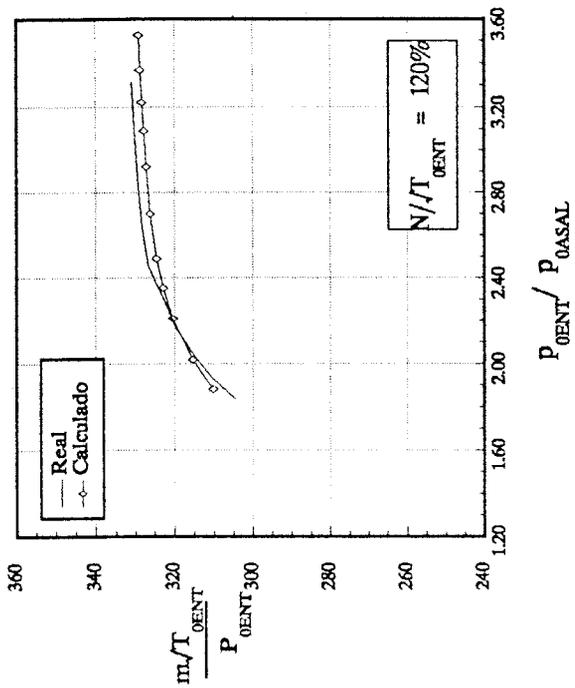
N=N₀

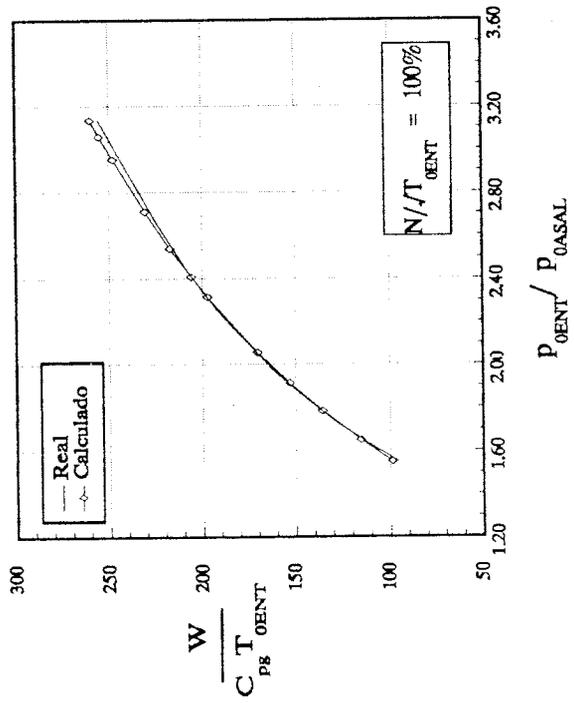
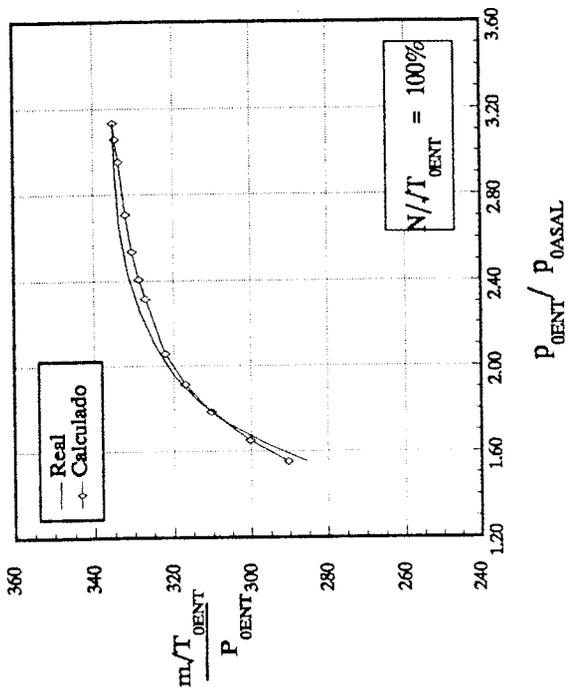
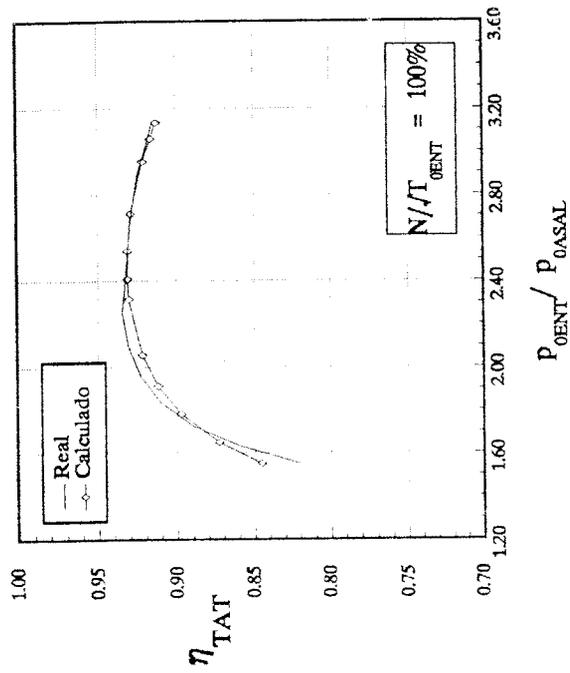
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 290.36 | 1.5094 | 1.5505 | 98.81 | 0.8965 | 0.8454 | 0.7942 |
| 300.37 | 1.6131 | 1.6491 | 115.38 | 0.9098 | 0.8730 | 0.8187 |
| 310.39 | 1.7532 | 1.7826 | 135.58 | 0.9213 | 0.8975 | 0.8392 |
| 317.06 | 1.8881 | 1.9116 | 152.96 | 0.9277 | 0.9120 | 0.8503 |
| 322.07 | 2.0392 | 2.0567 | 170.31 | 0.9315 | 0.9220 | 0.8564 |
| 327.07 | 2.3073 | 2.3158 | 197.03 | 0.9338 | 0.9305 | 0.8585 |
| 328.74 | 2.4018 | 2.4079 | 205.78 | 0.9335 | 0.9313 | 0.8567 |
| 330.41 | 2.5341 | 2.5383 | 217.10 | 0.9325 | 0.9312 | 0.8529 |

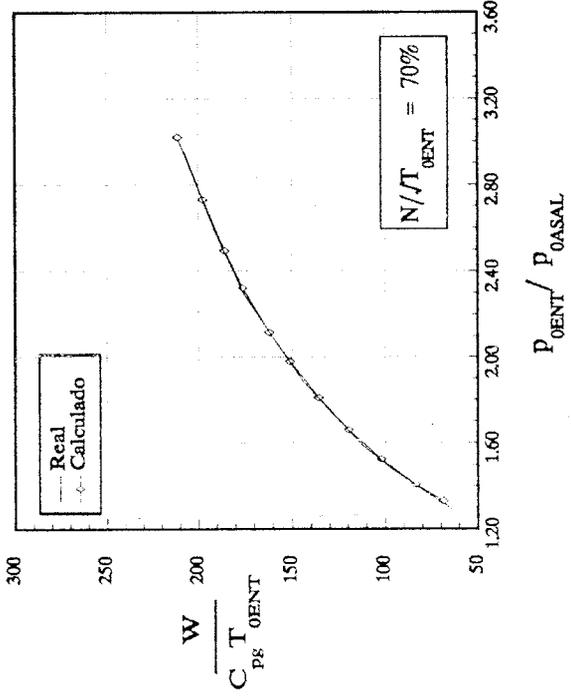
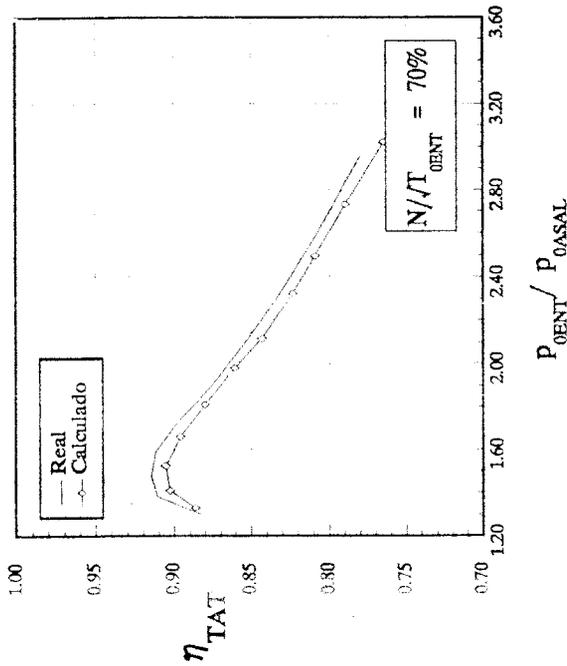
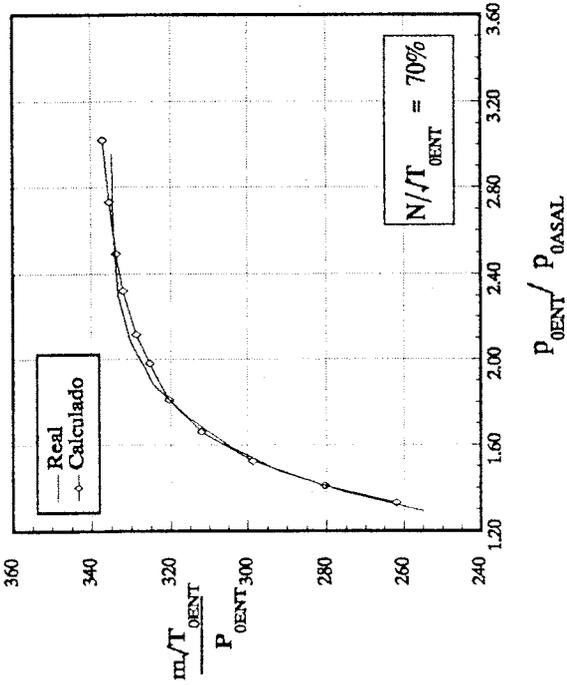
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 332.08 | 2.7042 | 2.7097 | 230.49 | 0.9304 | 0.9290 | 0.8455 |
| 333.75 | 2.9337 | 2.9517 | 247.56 | 0.9257 | 0.9214 | 0.8305 |
| 334.58 | 3.0288 | 3.0586 | 254.97 | 0.9232 | 0.9164 | 0.8217 |
| 335.08 | 3.0928 | 3.1336 | 259.86 | 0.9216 | 0.9128 | 0.8153 |

$N=0.7 N_0$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 261.99 | 1.3185 | 1.3302 | 68.88 | 0.9129 | 0.8864 | 0.8357 |
| 280.35 | 1.4010 | 1.4093 | 83.70 | 0.9174 | 0.9029 | 0.8493 |
| 298.71 | 1.5193 | 1.5240 | 101.93 | 0.9116 | 0.9057 | 0.8491 |
| 312.06 | 1.6571 | 1.6594 | 119.76 | 0.8980 | 0.8960 | 0.8370 |
| 320.40 | 1.8072 | 1.8088 | 135.93 | 0.8811 | 0.8800 | 0.8190 |
| 325.41 | 1.9748 | 1.9783 | 151.06 | 0.8625 | 0.8606 | 0.7973 |
| 328.74 | 2.1081 | 2.1157 | 161.96 | 0.8465 | 0.8430 | 0.7775 |
| 332.08 | 2.3022 | 2.3227 | 175.85 | 0.8289 | 0.8231 | 0.7586 |
| 333.75 | 2.4561 | 2.4948 | 185.65 | 0.8183 | 0.8089 | 0.7418 |
| 335.42 | 2.6533 | 2.7309 | 197.47 | 0.8072 | 0.7895 | 0.7138 |
| 337.09 | 2.8649 | 3.0208 | 211.04 | 0.7993 | 0.7647 | 0.6762 |







F.3.- Distribución parabólica de las pérdidas secundarias y por hogura radial.

N=1.2 N₀

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 310.39 | 1.8184 | 1.8857 | 139.84 | 0.8973 | 0.8506 | 0.7938 |
| 315.39 | 1.9581 | 2.0181 | 157.56 | 0.9089 | 0.8739 | 0.8134 |
| 320.40 | 2.1616 | 2.2102 | 180.62 | 0.9209 | 0.8983 | 0.8323 |
| 322.90 | 2.3169 | 2.3564 | 196.36 | 0.9273 | 0.9115 | 0.8414 |
| 324.57 | 2.4605 | 2.4916 | 209.61 | 0.9316 | 0.9208 | 0.8468 |
| 326.24 | 2.6842 | 2.7032 | 228.31 | 0.9365 | 0.9311 | 0.8508 |
| 327.24 | 2.9122 | 2.9222 | 245.23 | 0.9398 | 0.9376 | 0.8504 |
| 327.91 | 3.1492 | 3.1571 | 261.09 | 0.9420 | 0.9406 | 0.8456 |
| 328.41 | 3.2901 | 3.3019 | 270.47 | 0.9428 | 0.9407 | 0.8406 |
| 328.91 | 3.4585 | 3.4852 | 281.47 | 0.9437 | 0.9389 | 0.8318 |
| 329.08 | 3.5557 | 3.5988 | 287.54 | 0.9443 | 0.9368 | 0.8251 |

N=1.1 N₀

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 303.71 | 1.6720 | 1.7240 | 122.19 | 0.9012 | 0.8547 | 0.8003 |
| 310.39 | 1.7865 | 1.8329 | 138.37 | 0.9124 | 0.8775 | 0.8199 |
| 317.06 | 1.9471 | 1.9856 | 158.89 | 0.9231 | 0.8998 | 0.8379 |
| 322.07 | 2.1331 | 2.1625 | 179.87 | 0.9310 | 0.9166 | 0.8500 |
| 325.41 | 2.3367 | 2.3565 | 200.04 | 0.9361 | 0.9283 | 0.8564 |
| 328.74 | 2.6507 | 2.6587 | 227.22 | 0.9400 | 0.9377 | 0.8571 |
| 329.74 | 2.7830 | 2.7887 | 237.44 | 0.9406 | 0.9392 | 0.8546 |
| 330.41 | 2.9184 | 2.9245 | 247.08 | 0.9408 | 0.9395 | 0.8505 |
| 331.25 | 3.0340 | 3.0434 | 255.77 | 0.9403 | 0.9382 | 0.8454 |

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 332.08 | 3.1792 | 3.2000 | 266.51 | 0.9393 | 0.9350 | 0.8366 |
| 332.58 | 3.3091 | 3.3488 | 275.63 | 0.9387 | 0.9311 | 0.8269 |

$N=N_0$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 290.36 | 1.5094 | 1.5505 | 98.80 | 0.8966 | 0.8454 | 0.7942 |
| 300.37 | 1.6132 | 1.6491 | 115.37 | 0.9097 | 0.8729 | 0.8186 |
| 310.39 | 1.7532 | 1.7826 | 135.55 | 0.9213 | 0.8975 | 0.8391 |
| 317.06 | 1.8885 | 1.9120 | 153.00 | 0.9278 | 0.9121 | 0.8503 |
| 322.07 | 2.0391 | 2.0567 | 170.30 | 0.9316 | 0.9220 | 0.8564 |
| 327.07 | 2.3157 | 2.3241 | 197.68 | 0.9340 | 0.9307 | 0.8585 |
| 328.74 | 2.4126 | 2.4186 | 206.63 | 0.9336 | 0.9315 | 0.8567 |
| 330.41 | 2.5460 | 2.5504 | 217.96 | 0.9325 | 0.9313 | 0.8526 |
| 332.08 | 2.7180 | 2.7241 | 231.40 | 0.9304 | 0.9289 | 0.8449 |
| 333.75 | 2.9725 | 2.9936 | 249.80 | 0.9253 | 0.9203 | 0.8282 |
| 334.58 | 3.0565 | 3.0885 | 256.42 | 0.9230 | 0.9157 | 0.8201 |
| 335.08 | 3.1238 | 3.1679 | 261.39 | 0.9214 | 0.9119 | 0.8133 |

$N=0.9 N_0$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 275.34 | 1.3948 | 1.4260 | 80.78 | 0.8966 | 0.8441 | 0.7948 |
| 292.03 | 1.5128 | 1.5381 | 101.29 | 0.9141 | 0.8817 | 0.8284 |
| 305.38 | 1.6446 | 1.6639 | 121.57 | 0.9239 | 0.9047 | 0.8476 |

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{p8} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 317.06 | 1.8265 | 1.8390 | 145.66 | 0.9279 | 0.9187 | 0.8571 |
| 323.74 | 2.0129 | 2.0202 | 166.62 | 0.9267 | 0.9226 | 0.8568 |
| 328.74 | 2.2380 | 2.2414 | 188.67 | 0.9216 | 0.9203 | 0.8494 |
| 332.08 | 2.4364 | 2.4403 | 206.02 | 0.9148 | 0.9134 | 0.8373 |
| 333.75 | 2.5993 | 2.6089 | 218.40 | 0.9092 | 0.9062 | 0.8254 |
| 335.92 | 2.8061 | 2.8337 | 233.63 | 0.8998 | 0.8964 | 0.8052 |
| 336.75 | 2.8913 | 2.9328 | 240.14 | 0.8954 | 0.8902 | 0.7967 |
| 337.42 | 2.9786 | 3.0396 | 246.48 | 0.8917 | 0.8837 | 0.7875 |

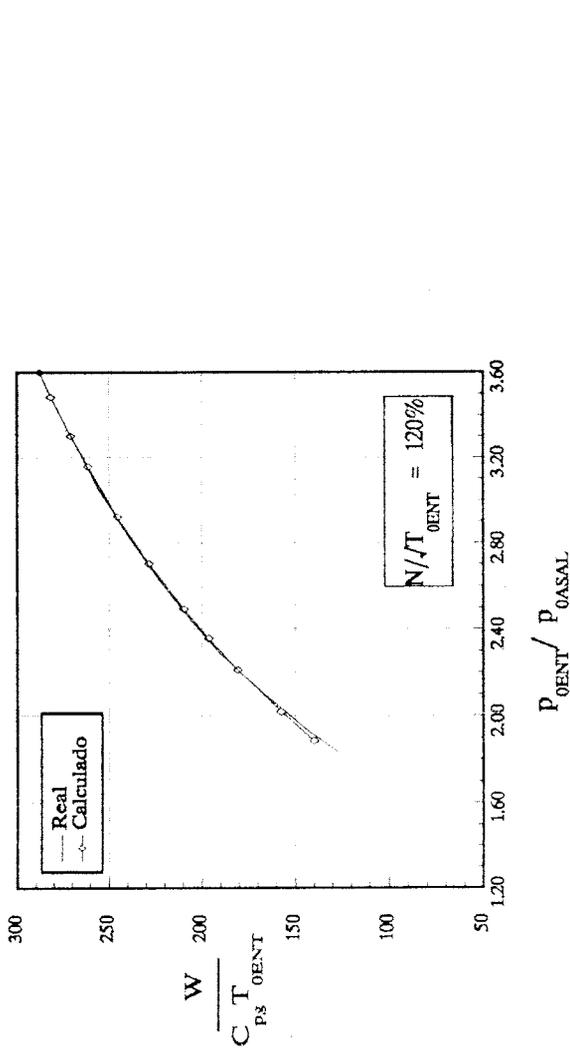
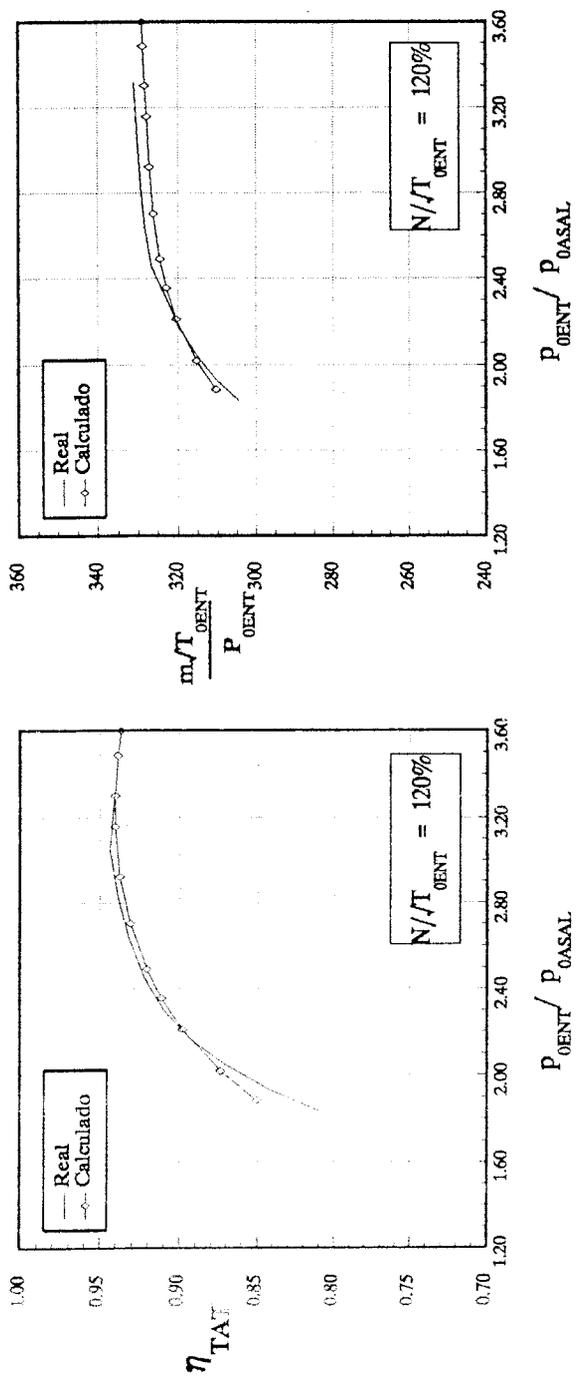
N=0.8 N₀

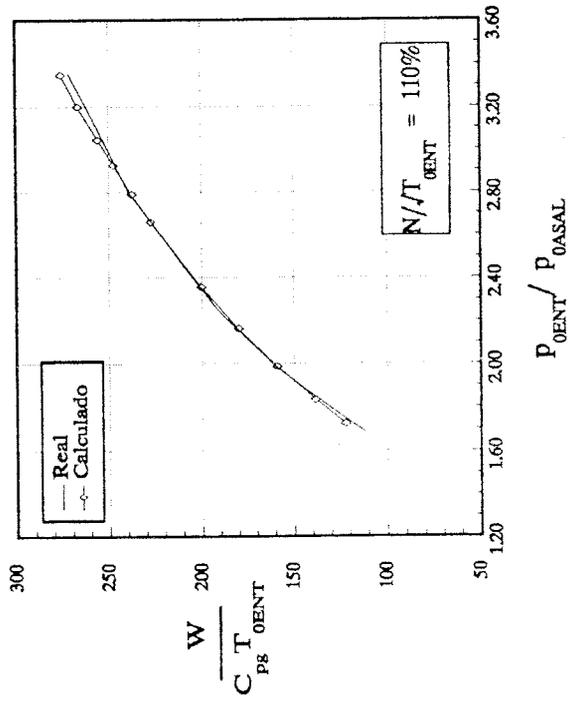
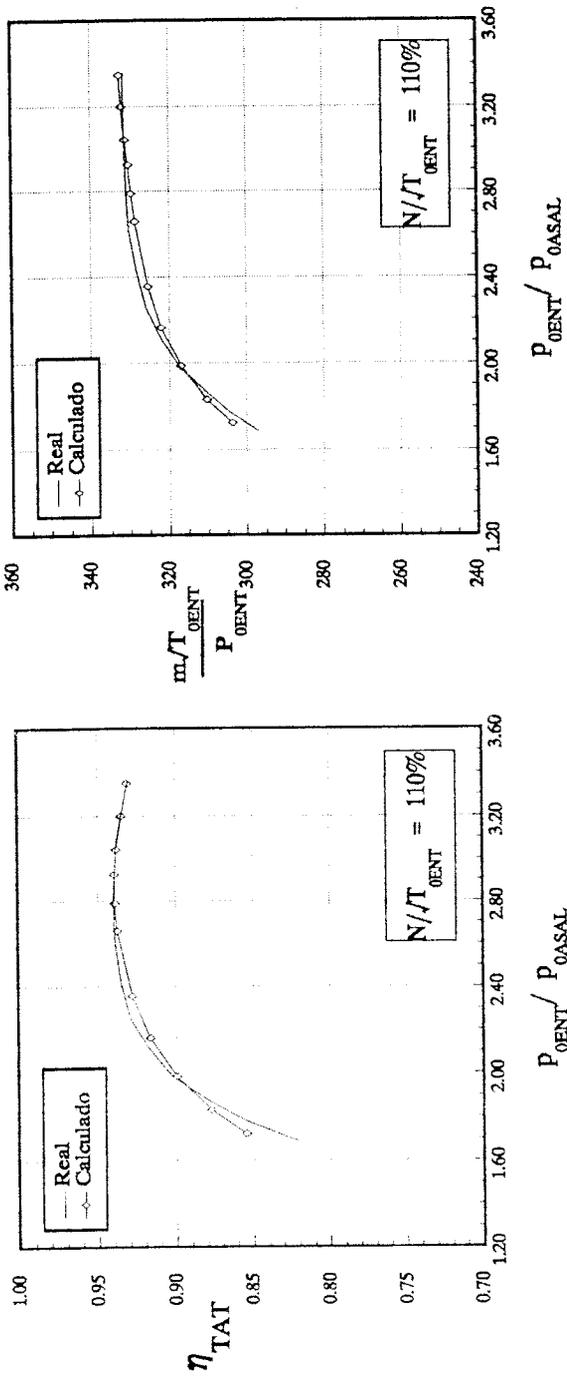
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{p8} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 263.66 | 1.3323 | 1.3537 | 70.54 | 0.9019 | 0.8571 | 0.8081 |
| 280.35 | 1.4174 | 1.4345 | 86.26 | 0.9154 | 0.8872 | 0.8349 |
| 292.03 | 1.4933 | 1.5071 | 99.02 | 0.9210 | 0.9021 | 0.8475 |
| 303.71 | 1.5933 | 1.6034 | 114.15 | 0.9227 | 0.9116 | 0.8542 |
| 313.72 | 1.7174 | 1.7238 | 130.70 | 0.9197 | 0.9141 | 0.8540 |
| 322.07 | 1.8892 | 1.8925 | 150.33 | 0.9116 | 0.9095 | 0.8461 |
| 325.41 | 2.0072 | 2.0095 | 162.04 | 0.9050 | 0.9038 | 0.8383 |
| 328.74 | 2.1406 | 2.1431 | 174.41 | 0.8959 | 0.8947 | 0.8265 |
| 332.08 | 2.3124 | 2.3190 | 188.81 | 0.8835 | 0.8809 | 0.8088 |
| 335.42 | 2.6081 | 2.6378 | 209.64 | 0.8697 | 0.8618 | 0.7817 |
| 337.92 | 2.8883 | 2.9776 | 228.76 | 0.8584 | 0.8373 | 0.7475 |

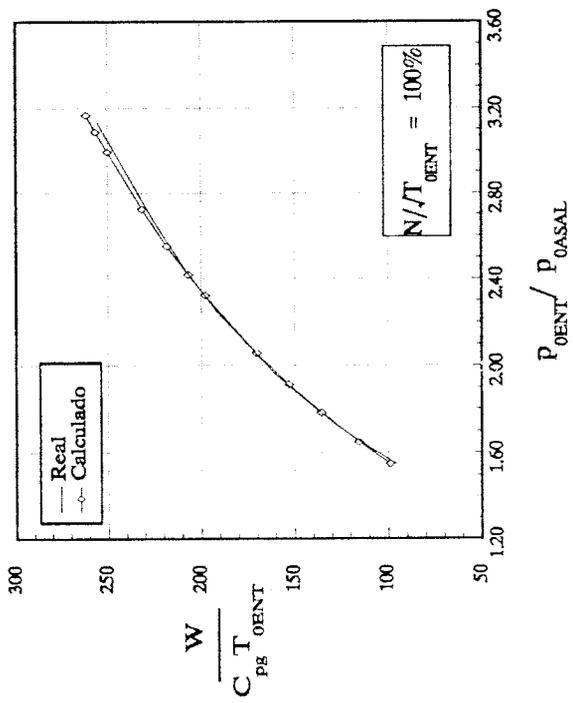
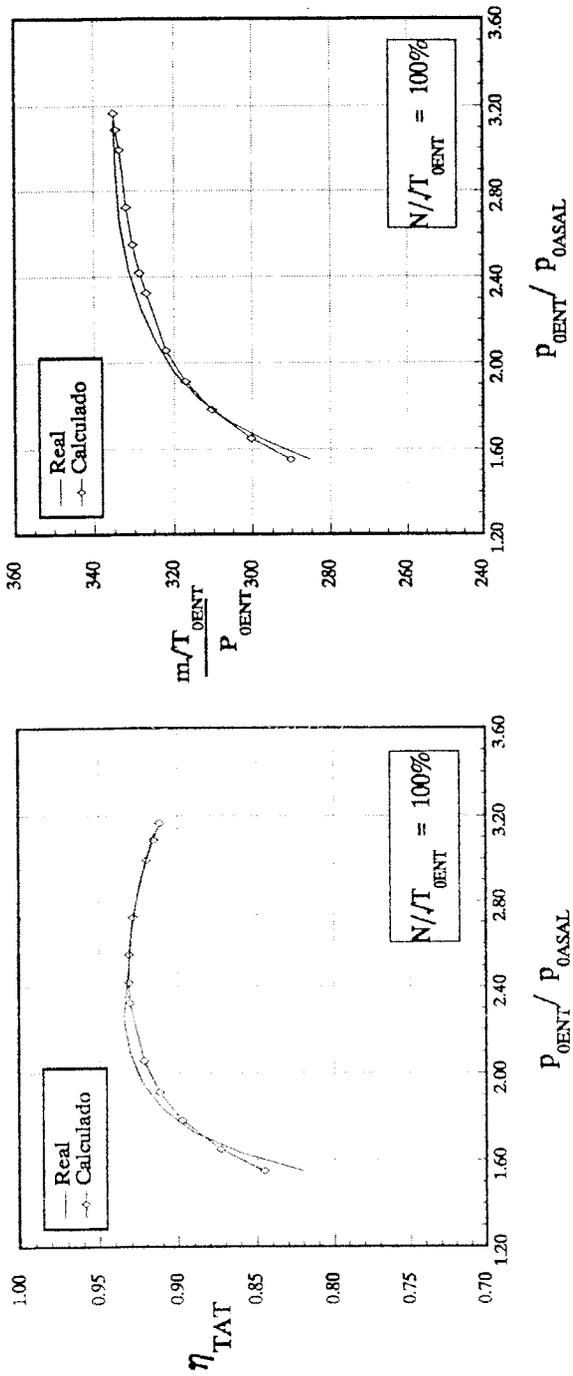
$$N=0.7 N_0$$

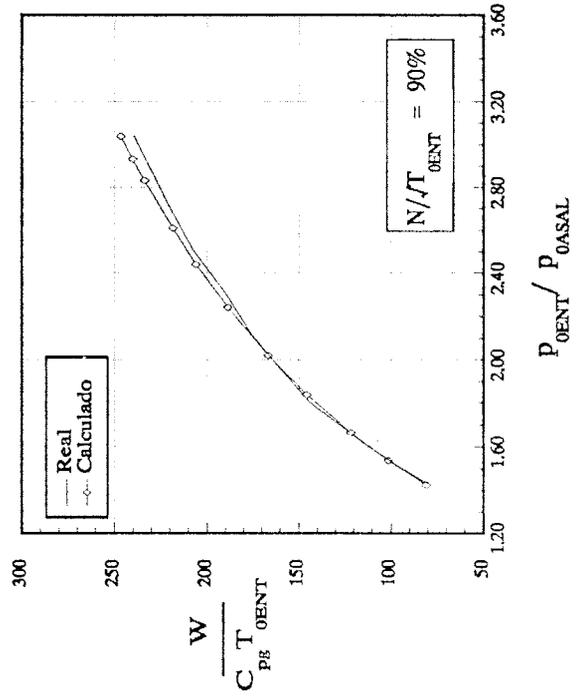
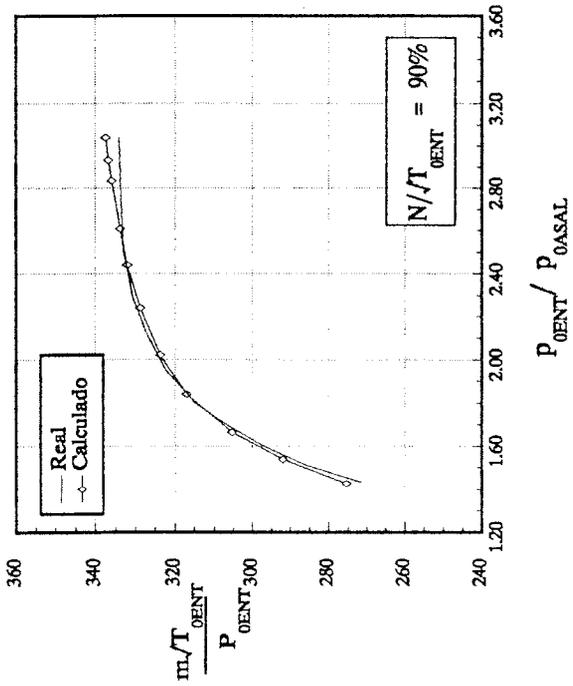
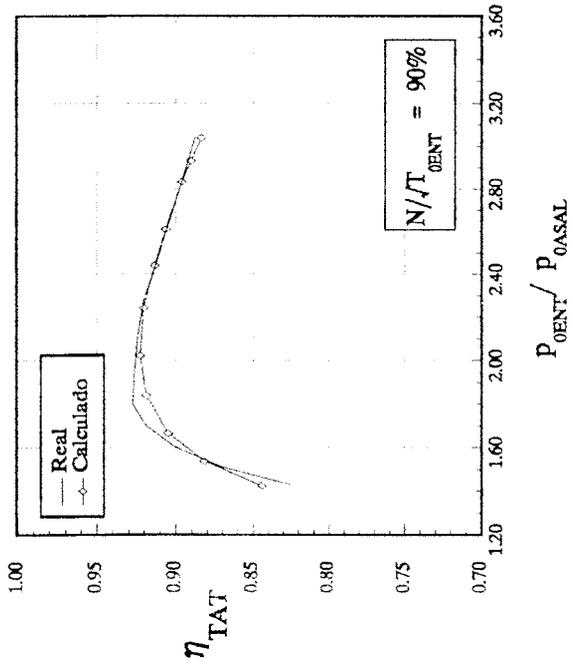
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 261.99 | 1.3185 | 1.3303 | 68.90 | 0.9131 | 0.8866 | 0.8359 |
| 280.35 | 1.4010 | 1.4093 | 83.71 | 0.9177 | 0.9033 | 0.8495 |
| 298.71 | 1.5187 | 1.5234 | 101.92 | 0.9123 | 0.9063 | 0.8496 |
| 312.06 | 1.6557 | 1.6580 | 119.69 | 0.8993 | 0.8972 | 0.8380 |
| 320.40 | 1.8041 | 1.8060 | 135.88 | 0.8830 | 0.8818 | 0.8206 |
| 325.41 | 1.9686 | 1.9726 | 150.92 | 0.8653 | 0.8653 | 0.7997 |
| 328.74 | 2.1026 | 2.1111 | 161.98 | 0.8497 | 0.8480 | 0.7800 |
| 332.08 | 2.2862 | 2.3076 | 175.51 | 0.8279 | 0.8322 | 0.7604 |
| 333.75 | 2.4145 | 2.4511 | 183.94 | 0.8285 | 0.8189 | 0.7440 |
| 335.42 | 2.5962 | 2.6672 | 195.01 | 0.8175 | 0.8004 | 0.7203 |
| 337.09 | 2.8128 | 2.9506 | 208.65 | 0.8080 | 0.7766 | 0.6903 |

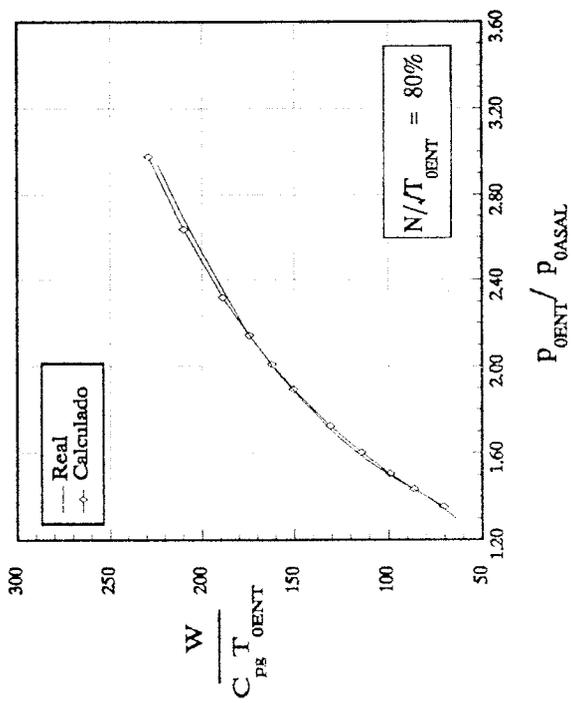
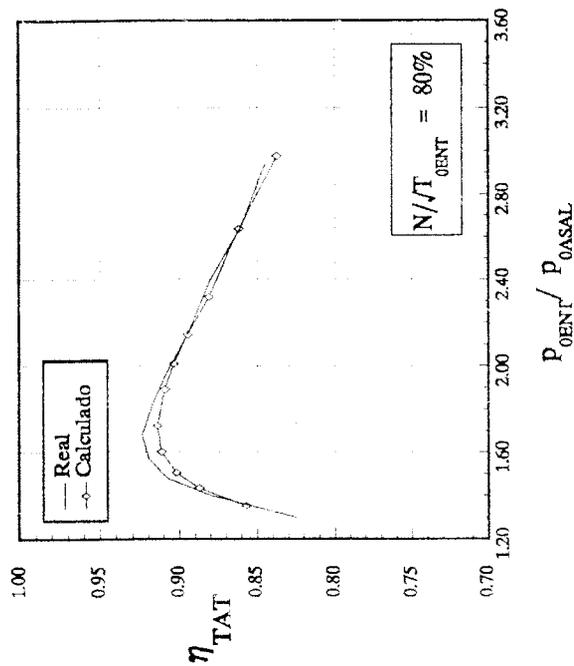
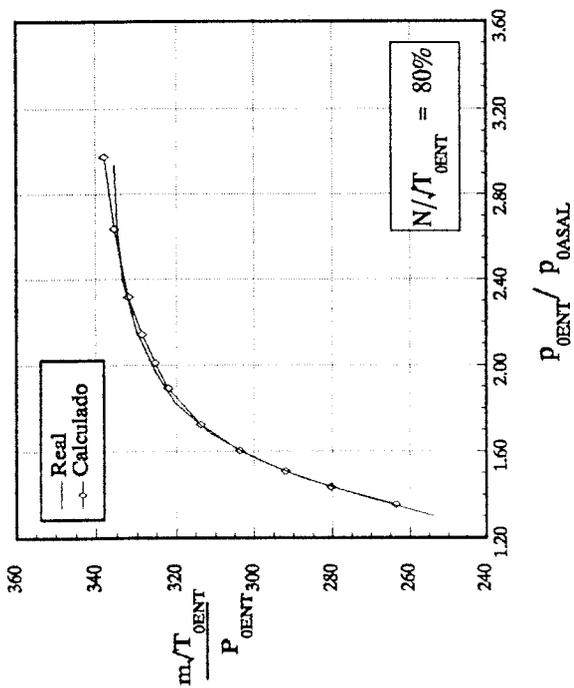
En las seis páginas siguientes aparecen las gráficas de rendimiento total a axial total, gasto másico adimensional y trabajo adimensional en función de la relación de expansión total a axial total, correspondientes a los valores de las tablas anteriores.

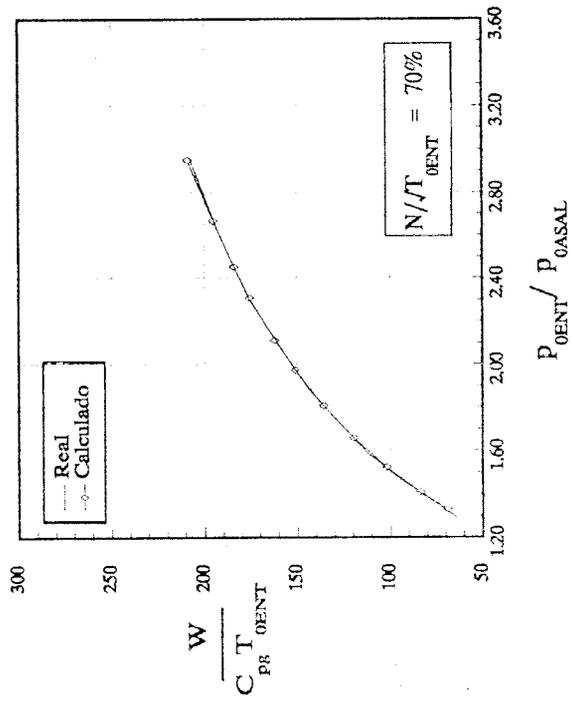
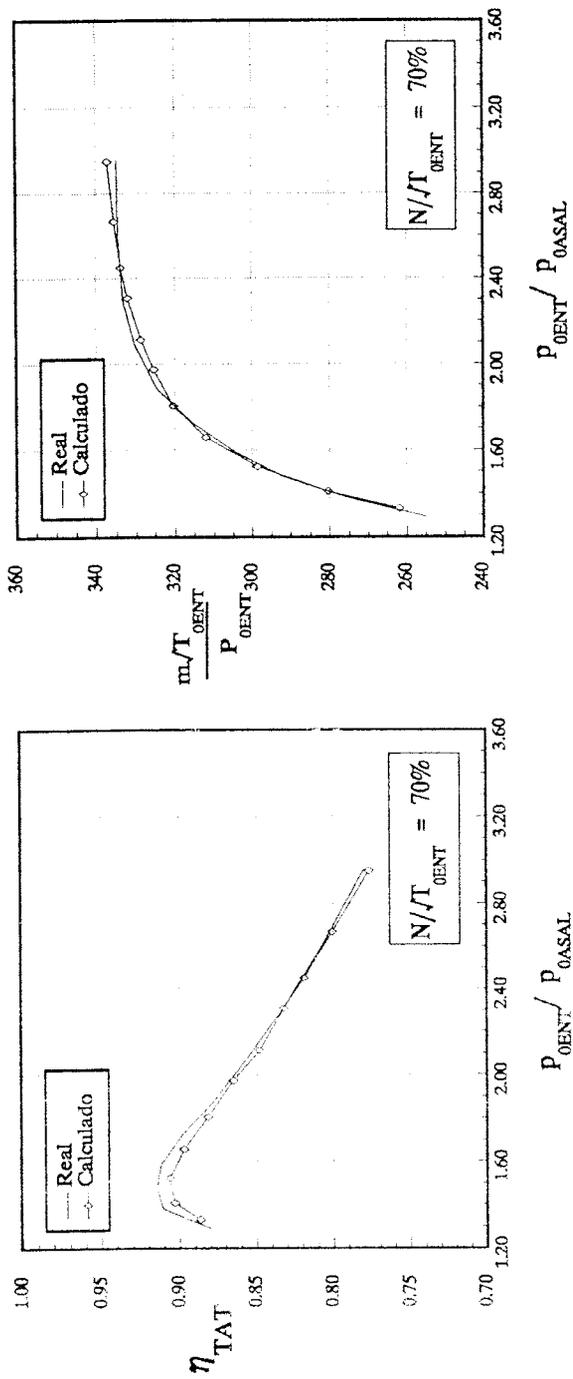












F.4.- Distribución mixta (constante-parabólica) de las pérdidas secundarias y por holgura radial.

Las tablas de resultados y las graficas correspondientes a estas condiciones son las que aparecen en el Anexo E.

**ANEXO G.- RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO DE SIMULACION
CON $K_m = 0$.**

En este anexo se han recogido en tablas los resultados obtenidos al simular con el modelo la turbina experimental de dos escalonamientos, cuya geometría aparece en el apéndice A. Así mismo se han representado gráficamente dichos resultados. En el modelo de simulación se han tomado $K_m = 0$. Los resultados obtenidos son los correspondientes a tres regímenes de funcionamiento. Los parámetros de referencia son:

| | |
|---|-------------|
| Temperatura de remanso a la entrada (T_{0ENT}): | 388.9 K |
| Presión de remanso a la entrada (p_{0ENT}): | 1.18176 bar |
| Régimen de giro nominal (N_0): | 5041 r.p.m. |

$$N = 1.2 N_0$$

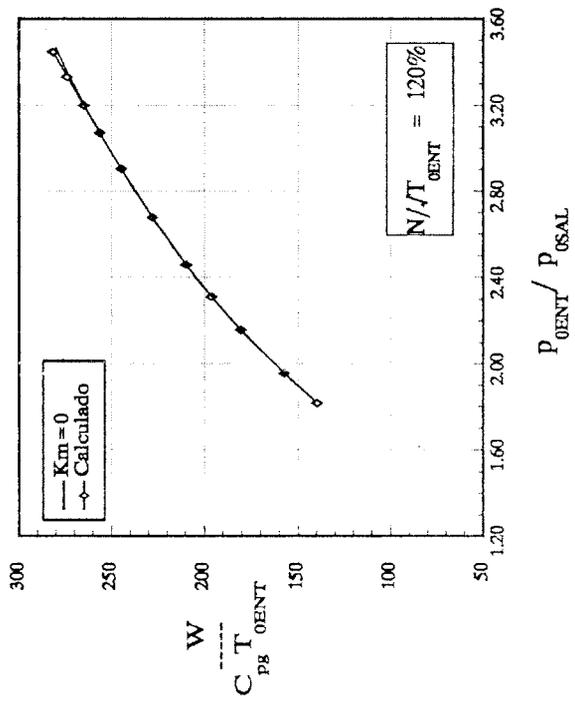
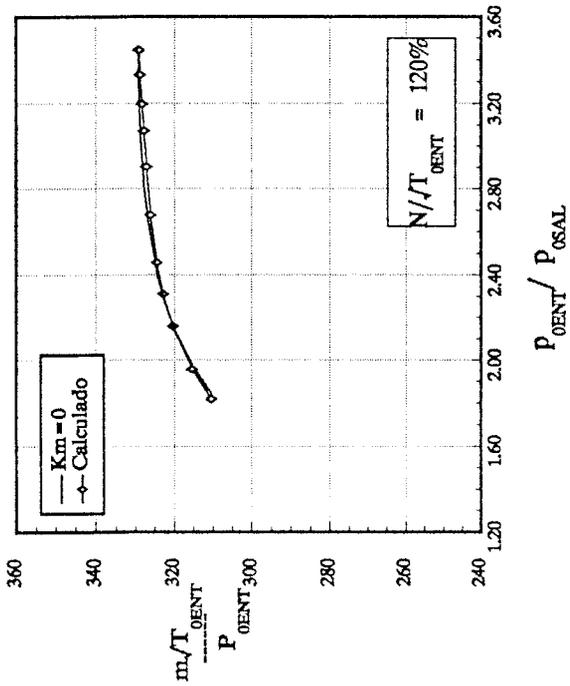
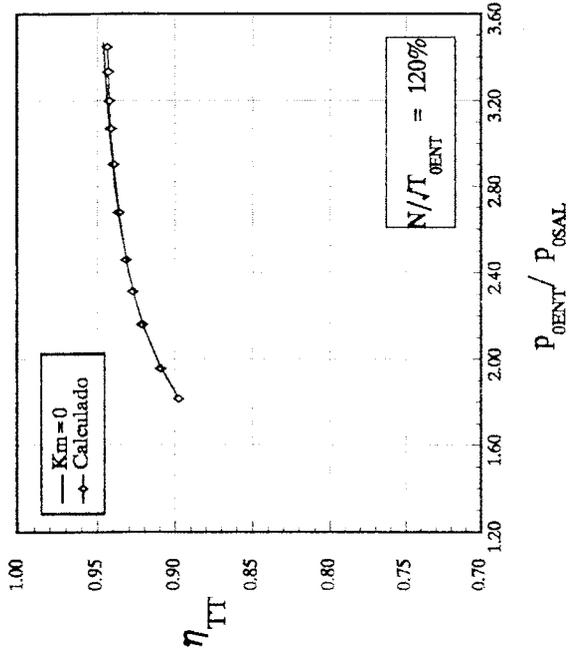
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{0ENT}}}{P_{0ENT}}$ | $\frac{P_{0ENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{0ENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{0ENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 310.39 | 1.8444 | 1.9080 | 143.29 | 0.8998 | 0.8566 | 0.7931 |
| 315.39 | 1.9760 | 2.0332 | 159.77 | 0.9104 | 0.8776 | 0.8119 |
| 320.40 | 2.1632 | 2.2103 | 180.87 | 0.9210 | 0.8993 | 0.8301 |
| 322.90 | 2.2955 | 2.3352 | 194.32 | 0.9266 | 0.9107 | 0.8387 |
| 324.57 | 2.4135 | 2.4465 | 205.53 | 0.9305 | 0.9188 | 0.8441 |
| 327.07 | 2.6739 | 2.6932 | 227.72 | 0.9369 | 0.9316 | 0.8504 |
| 328.08 | 2.8395 | 2.8518 | 240.28 | 0.9398 | 0.9369 | 0.8511 |
| 328.91 | 3.0714 | 3.0787 | 256.35 | 0.9427 | 0.9413 | 0.8485 |
| 329.24 | 3.2253 | 3.2345 | 266.07 | 0.9443 | 0.9425 | 0.8443 |
| 329.41 | 3.3602 | 3.3765 | 274.10 | 0.9454 | 0.9422 | 0.8389 |

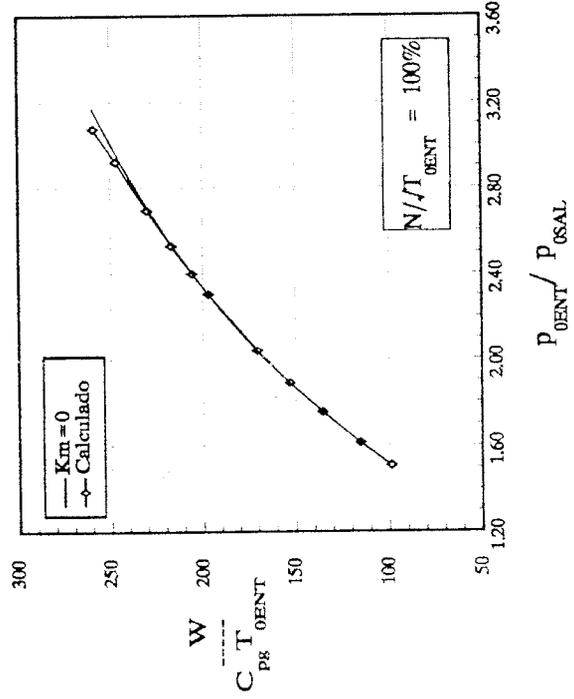
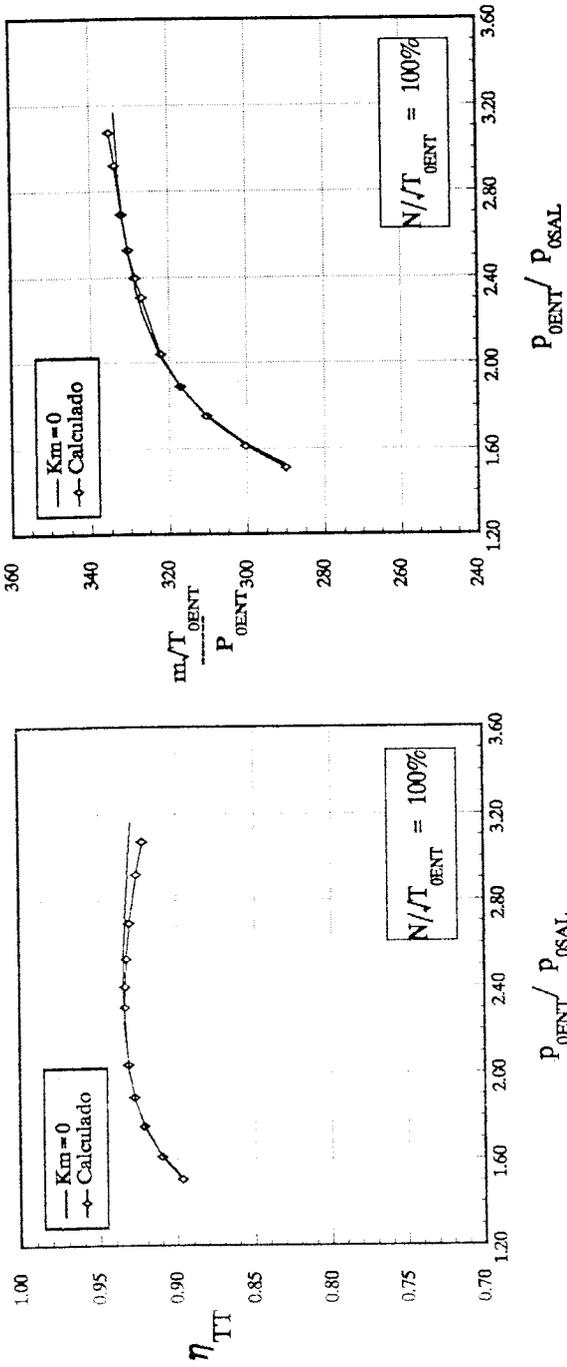
$N=N_0$

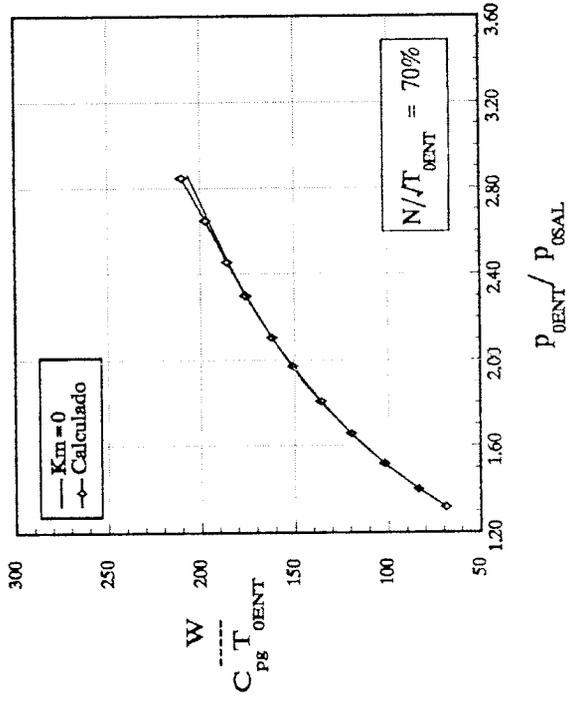
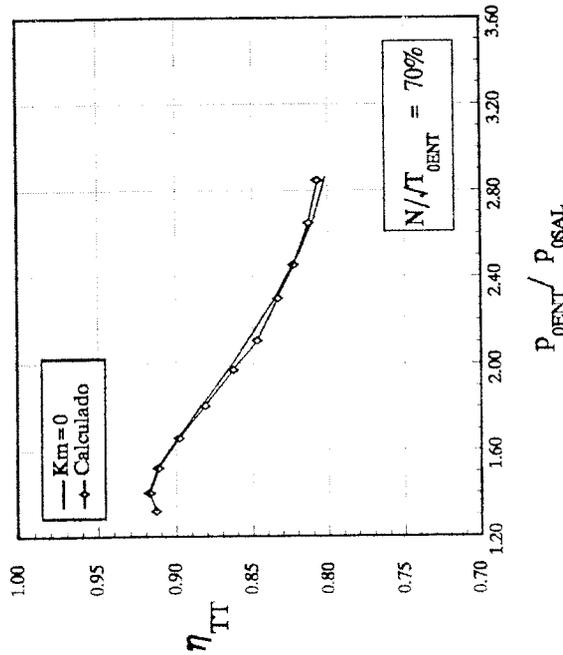
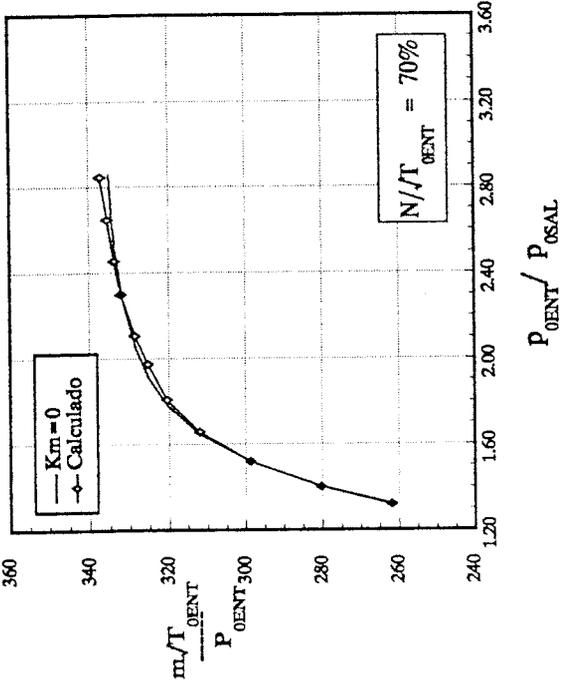
| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 290.36 | 1.5244 | 1.5638 | 101.24 | 0.8978 | 0.8497 | 0.7913 |
| 300.37 | 1.6243 | 1.6594 | 117.06 | 0.9107 | 0.8753 | 0.8157 |
| 310.39 | 1.7584 | 1.7876 | 136.32 | 0.9216 | 0.8982 | 0.8363 |
| 317.06 | 1.8855 | 1.9093 | 152.72 | 0.9277 | 0.9121 | 0.8478 |
| 325.41 | 2.1530 | 2.1664 | 182.37 | 0.9336 | 0.9276 | 0.8578 |
| 327.07 | 2.2404 | 2.2510 | 190.91 | 0.9344 | 0.9302 | 0.8585 |
| 328.74 | 2.3601 | 2.3676 | 201.89 | 0.9350 | 0.9325 | 0.8581 |
| 330.41 | 2.5264 | 2.5313 | 215.81 | 0.9349 | 0.9335 | 0.8551 |
| 332.08 | 2.7150 | 2.7208 | 230.36 | 0.9337 | 0.9321 | 0.8484 |
| 333.08 | 2.9186 | 2.9333 | 244.31 | 0.9319 | 0.9282 | 0.8382 |
| 333.75 | 3.1648 | 3.2094 | 259.46 | 0.9299 | 0.9202 | 0.8212 |

$N=0.7 N_0$

| $\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{OENT}}}{P_{OENT}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OASAL}}$ | $\frac{W}{C_{pg} T_{OENT}}$ | η_{TT} | η_{TAT} | η_{TE} |
|--|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|-------------|--------------|-------------|
| 260.32 | 1.3156 | 1.3276 | 68.37 | 0.9126 | 0.8853 | 0.8310 |
| 280.35 | 1.4030 | 1.4115 | 84.09 | 0.9177 | 0.9033 | 0.8472 |
| 298.71 | 1.5176 | 1.5227 | 101.84 | 0.9125 | 0.9065 | 0.8485 |
| 312.06 | 1.6469 | 1.6495 | 118.76 | 0.9005 | 0.8984 | 0.8385 |
| 320.40 | 1.7796 | 1.7815 | 133.55 | 0.8865 | 0.8854 | 0.8238 |
| 325.41 | 1.9114 | 1.9141 | 146.16 | 0.8724 | 0.8709 | 0.8076 |
| 328.74 | 2.0605 | 2.0665 | 158.50 | 0.8572 | 0.8543 | 0.7889 |
| 332.08 | 2.3065 | 2.3259 | 175.83 | 0.8343 | 0.8268 | 0.7572 |
| 333.42 | 2.4803 | 2.5189 | 186.33 | 0.8209 | 0.8084 | 0.7348 |
| 334.42 | 2.6729 | 2.7483 | 196.82 | 0.8092 | 0.7889 | 0.7099 |
| 334.92 | 2.8594 | 2.9964 | 206.23 | 0.8022 | 0.7710 | 0.6854 |







ANEXO H.- RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO DE SIMULACION PARA DIVERSAS TEMPERATURAS DE ENTRADA Y CON DIFERENTES TECNICAS DE REFRIGERACION.

En este anexo se han recogido en tablas los resultados obtenidos al simular con el modelo la turbina experimental de dos escalonamientos, cuya geometría aparece en el apéndice A. Hemos simulado el funcionamiento de la turbina para diversos valores de la temperatura de entrada a la misma y para los cinco casos considerados: RSM, CMA, CMV, CFA y CFV.

Los parámetros de referencia con los que se ha simulado dicho funcionamiento son:

- Régimen de giro nominal (N_o). (Tabla 6.1)
- Presión de entrada (P_{OENT}) = 20 bar
- Temperatura media del álabe (T_a) = 850°C
- Temperatura de entrada del refrigerante (T_{r1}) = 400°C
- Rendimiento convectivo (η_c):
 - 0,5 para RSM.
 - 0,6 para el resto.
- Rendimiento de la película (η_f) = 0,3.

Refrigeración por convección interna (RSM).

| T_{OENT} (K) | m_{gcr}^* | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|----------------|-------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 1073 | 19.797 | 60.231 | 0.9347 | 0.8567 | 0.00 | 0.000 |
| 1173 | 19.795 | 60.222 | 0.9318 | 0.8541 | 0.23 | 0.237 |
| 1273 | 19.802 | 60.148 | 0.9254 | 0.8486 | 0.98 | 1.088 |
| 1373 | 19.809 | 60.045 | 0.9155 | 0.8403 | 2.29 | 2.750 |
| 1473 | 19.818 | 59.964 | 0.9056 | 0.8321 | 3.63 | 4.729 |
| 1573 | 19.827 | 59.883 | 0.8968 | 0.8246 | 4.85 | 6.816 |
| 1673 | 19.835 | 59.827 | 0.8886 | 0.8178 | 5.96 | 9.014 |
| 1773 | 19.840 | 59.745 | 0.8810 | 0.8115 | 7.00 | 11.331 |

Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante (aire) en el borde de estela (CMA).

| T_{OENT} (K) | m_{gcr}^* | W_{cr}^* | η_{IT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|----------------|-------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 1073 | 19.797 | 60.335 | 0.9363 | 0.8582 | 0.00 | 0.000 |
| 1173 | 19.737 | 60.355 | 0.9340 | 0.8561 | 0.43 | 0.197 |
| 1273 | 19.595 | 60.348 | 0.9299 | 0.8523 | 2.06 | 0.901 |
| 1373 | 19.420 | 60.315 | 0.9225 | 0.8451 | 5.15 | 2.265 |
| 1473 | 19.241 | 60.240 | 0.9141 | 0.8366 | 8.93 | 3.911 |
| 1573 | 19.089 | 60.077 | 0.9054 | 0.8277 | 12.93 | 5.658 |
| 1673 | 18.935 | 59.862 | 0.8966 | 0.8187 | 17.03 | 7.503 |
| 1773 | 18.777 | 59.619 | 0.8875 | 0.8094 | 21.12 | 9.448 |

Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante (vapor de agua) en el borde de estela (CMV).

| T_{OENT} (K) | m_{gcr}^* | W_{cr}^* | η_{IT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|----------------|-------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 1073 | 19.799 | 60.367 | 0.9363 | 0.8581 | 0.00 | 0.000 |
| 1173 | 19.761 | 60.349 | 0.9343 | 0.8563 | 0.43 | 0.100 |
| 1273 | 19.680 | 60.363 | 0.9307 | 0.8530 | 2.05 | 0.458 |
| 1373 | 19.583 | 60.304 | 0.9241 | 0.8466 | 5.11 | 1.146 |
| 1473 | 19.485 | 60.173 | 0.9158 | 0.8386 | 8.82 | 1.970 |
| 1573 | 19.386 | 59.911 | 0.9066 | 0.8298 | 12.72 | 2.837 |
| 1673 | 19.284 | 59.544 | 0.8963 | 0.8200 | 16.69 | 3.745 |
| 1773 | 19.199 | 59.055 | 0.8845 | 0.8087 | 20.66 | 4.696 |

Refrigeración por convección interna y película externa (refrigerante aire) (CFA).

| $T_{OENT} (K)$ | m_{gcr}^* | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|----------------|-------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 1073 | 19.797 | 60.335 | 0.9363 | 0.8582 | 0.00 | 0.000 |
| 1173 | 19.750 | 60.333 | 0.9342 | 0.8563 | 0.32 | 0.147 |
| 1273 | 19.645 | 60.369 | 0.9312 | 0.8535 | 1.60 | 0.680 |
| 1373 | 19.515 | 60.401 | 0.9262 | 0.8485 | 4.04 | 1.701 |
| 1473 | 19.381 | 60.402 | 0.9210 | 0.8431 | 7.09 | 2.929 |
| 1573 | 19.251 | 60.407 | 0.9162 | 0.8381 | 10.39 | 4.224 |
| 1673 | 19.138 | 60.411 | 0.9115 | 0.8332 | 13.85 | 5.586 |
| 1773 | 19.026 | 60.378 | 0.9072 | 0.8285 | 17.40 | 7.017 |

Refrigeración por convección interna y película externa (refrigerante vapor de agua) (CFV).

| $T_{OENT} (K)$ | m_{gcr}^* | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|----------------|-------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 1073 | 19.797 | 60.335 | 0.9363 | 0.8582 | 0.00 | 0.000 |
| 1173 | 19.771 | 60.360 | 0.9346 | 0.8566 | 0.34 | 0.075 |
| 1273 | 19.706 | 60.370 | 0.9317 | 0.8539 | 1.57 | 0.346 |
| 1373 | 19.637 | 60.453 | 0.9282 | 0.8505 | 4.11 | 0.861 |
| 1473 | 19.567 | 60.463 | 0.9241 | 0.8464 | 7.22 | 1.477 |
| 1573 | 19.498 | 60.487 | 0.9202 | 0.8425 | 10.59 | 2.122 |
| 1673 | 19.429 | 60.502 | 0.9164 | 0.8389 | 14.13 | 2.794 |
| 1773 | 19.360 | 60.489 | 0.9127 | 0.8353 | 17.75 | 3.495 |

ANEXO I.- RESULTADOS OBTENIDOS CON EL MODELO DE SIMULACION PARA DETERMINAR LA INFLUENCIA DE LA REFRIGERACION SOBRE LAS CURVAS CARACTERISTICAS DE LA TURBINA.

En este anexo se han recogido en tablas los resultados obtenidos al simular con el modelo la turbina experimental de dos escalonamientos, cuya geometría aparece en el apéndice A. Hemos simulado el funcionamiento de la turbina para diversos valores del régimen de giro adimensional corregido y para los seis casos considerados: SRF, RSM, CMA, CMV, CFA y CFV. Los parámetros de referencia con los que se ha simulado dicho funcionamiento son:

- Presión de entrada (P_{OENT}) = 20 bar
- Temperatura de entrada (T_{OENT}) = 1.473 K
- Temperatura media del álabe (T_a) = 850°C
- Temperatura de entrada del refrigerante (T_{r1}) = 400°C
- Rendimiento convectivo (η_c):
 - 0,5 para RSM.
 - 0,6 para el resto.
- Rendimiento de la película (η_f) = 0,3.

I.1.- Regimen de giro adimensional 120 % del nominal.

Turbina con los álabes sin refrigerar (SRF).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 18.619 | 1.7789 | 39.621 | 0.8984 | 0.7953 | 0.00 | 0.000 |
| 18.865 | 1.8849 | 43.756 | 0.9078 | 0.8115 | 0.00 | 0.000 |
| 19.099 | 2.0163 | 48.492 | 0.9167 | 0.8261 | 0.00 | 0.000 |
| 19.275 | 2.1521 | 52.987 | 0.9236 | 0.8368 | 0.00 | 0.000 |
| 19.392 | 2.2768 | 56.789 | 0.9284 | 0.8435 | 0.00 | 0.000 |
| 19.509 | 2.4540 | 61.740 | 0.9334 | 0.8491 | 0.00 | 0.000 |

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 19.568 | 2.5932 | 65.300 | 0.9362 | 0.8510 | 0.00 | 0.000 |
| 19.626 | 2.7578 | 69.184 | 0.9386 | 0.8507 | 0.00 | 0.000 |
| 19.661 | 2.8665 | 71.572 | 0.9397 | 0.8489 | 0.00 | 0.000 |
| 19.685 | 2.9653 | 73.632 | 0.9404 | 0.8464 | 0.00 | 0.000 |
| 19.720 | 3.1034 | 76.337 | 0.9410 | 0.8414 | 0.00 | 0.000 |
| 19.755 | 3.2476 | 78.973 | 0.9413 | 0.8338 | 0.00 | 0.000 |
| 19.767 | 3.3165 | 80.183 | 0.9415 | 0.8292 | 0.00 | 0.000 |
| 19.779 | 3.4386 | 82.263 | 0.9420 | 0.8193 | 0.00 | 0.000 |

Refrigeración por convección interna (RSM).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 18.619 | 1.7648 | 38.865 | 0.8676 | 0.7694 | 6.19 | 5.359 |
| 18.865 | 1.8670 | 42.865 | 0.8777 | 0.7858 | 5.47 | 5.190 |
| 19.099 | 1.9946 | 47.505 | 0.8876 | 0.8012 | 4.80 | 5.010 |
| 19.275 | 2.1220 | 51.771 | 0.8952 | 0.8125 | 4.29 | 4.858 |
| 19.392 | 2.2356 | 55.298 | 0.9005 | 0.8197 | 3.94 | 4.743 |
| 19.509 | 2.3977 | 59.932 | 0.9063 | 0.8265 | 3.54 | 4.604 |
| 19.568 | 2.5083 | 62.858 | 0.9093 | 0.8292 | 3.32 | 4.525 |
| 19.626 | 2.6659 | 66.738 | 0.9126 | 0.8309 | 3.07 | 4.430 |
| 19.661 | 2.7650 | 69.019 | 0.9141 | 0.8307 | 2.94 | 4.381 |
| 19.697 | 2.8699 | 71.309 | 0.9154 | 0.8294 | 2.82 | 4.339 |
| 19.732 | 3.0528 | 75.025 | 0.9169 | 0.8246 | 2.64 | 4.282 |
| 19.767 | 3.1652 | 77.133 | 0.9174 | 0.8203 | 2.55 | 4.246 |
| 19.785 | 3.2444 | 78.557 | 0.9176 | 0.8163 | 2.49 | 4.226 |
| 19.808 | 3.4387 | 81.894 | 0.9184 | 0.8027 | 2.38 | 4.198 |

Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante (aire) en el borde de estela (CMA).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 18.056 | 1.7542 | 38.025 | 0.8628 | 0.7599 | 15.19 | 4.468 |
| 18.396 | 1.8959 | 43.640 | 0.8792 | 0.7849 | 12.96 | 4.276 |
| 18.630 | 2.0297 | 48.491 | 0.8909 | 0.8018 | 11.42 | 4.126 |
| 18.865 | 2.2234 | 54.821 | 0.9031 | 0.8183 | 9.83 | 3.951 |
| 19.017 | 2.4217 | 60.589 | 0.9117 | 0.8280 | 8.68 | 3.812 |
| 19.099 | 2.5858 | 64.902 | 0.9169 | 0.8322 | 7.97 | 3.721 |
| 19.146 | 2.7221 | 68.215 | 0.9203 | 0.8334 | 7.50 | 3.660 |
| 19.193 | 2.9667 | 73.623 | 0.9247 | 0.8310 | 6.85 | 3.579 |
| 19.216 | 3.1559 | 77.391 | 0.9270 | 0.8253 | 6.46 | 3.535 |
| 19.234 | 3.3056 | 80.152 | 0.9286 | 0.8181 | 6.21 | 3.507 |
| 19.246 | 3.4614 | 82.875 | 0.9302 | 0.8068 | 5.98 | 3.484 |

Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante (vapor de agua) en el borde de estela (CMV).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 18.056 | 1.6824 | 35.048 | 0.8573 | 0.7495 | 16.36 | 2.302 |
| 18.337 | 1.7771 | 39.029 | 0.8701 | 0.7699 | 14.51 | 2.228 |
| 18.630 | 1.9033 | 43.990 | 0.8842 | 0.7912 | 12.64 | 2.144 |
| 18.865 | 2.0401 | 48.924 | 0.8957 | 0.8079 | 11.13 | 2.069 |
| 19.040 | 2.1812 | 53.578 | 0.9047 | 0.8199 | 9.96 | 2.004 |
| 19.158 | 2.3148 | 57.631 | 0.9111 | 0.8278 | 9.10 | 1.952 |
| 19.275 | 2.5092 | 62.995 | 0.9180 | 0.8345 | 8.15 | 1.891 |
| 19.333 | 2.6560 | 66.691 | 0.9219 | 0.8366 | 7.59 | 1.855 |
| 19.369 | 2.7802 | 69.602 | 0.9244 | 0.8367 | 7.21 | 1.829 |
| 19.392 | 2.9094 | 72.447 | 0.9265 | 0.8352 | 6.87 | 1.808 |
| 19.415 | 3.1138 | 76.598 | 0.9289 | 0.8295 | 6.45 | 1.783 |
| 19.439 | 3.2023 | 78.263 | 0.9297 | 0.8258 | 6.28 | 1.772 |
| 19.462 | 3.3239 | 80.467 | 0.9307 | 0.8187 | 6.09 | 1.762 |
| 19.486 | 3.4675 | 82.942 | 0.9319 | 0.8069 | 5.89 | 1.751 |

Refrigeración por convección interna y película externa (refrigerante aire) (CFA).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{IT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 18.056 | 1.7110 | 36.567 | 0.8702 | 0.7626 | 12.93 | 3.392 |
| 18.396 | 1.8371 | 41.694 | 0.8845 | 0.7862 | 11.06 | 3.254 |
| 18.689 | 1.9858 | 47.239 | 0.8974 | 0.8063 | 9.48 | 3.121 |
| 18.923 | 2.1572 | 53.011 | 0.9083 | 0.8219 | 8.20 | 2.997 |
| 19.099 | 2.3568 | 59.009 | 0.9170 | 0.8329 | 7.15 | 2.883 |
| 19.216 | 2.5778 | 64.910 | 0.9236 | 0.8387 | 6.33 | 2.787 |
| 19.275 | 2.7610 | 69.308 | 0.9275 | 0.8396 | 5.83 | 2.726 |
| 19.310 | 2.9481 | 73.402 | 0.9303 | 0.8371 | 5.43 | 2.681 |
| 19.333 | 3.1398 | 77.231 | 0.9323 | 0.8312 | 5.12 | 2.647 |
| 19.357 | 3.3187 | 80.516 | 0.9338 | 0.8223 | 4.87 | 2.621 |
| 19.378 | 3.4560 | 82.896 | 0.9350 | 0.8117 | 4.72 | 2.607 |

Refrigeración por convección interna y película externa (refrigerante vapor de agua) (CFV).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{IT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 18.361 | 1.7580 | 38.720 | 0.8825 | 0.7793 | 12.30 | 1.680 |
| 18.654 | 1.8785 | 43.491 | 0.8946 | 0.7991 | 10.70 | 1.618 |
| 18.888 | 2.0059 | 48.141 | 0.9045 | 0.8145 | 9.43 | 1.563 |
| 19.064 | 2.1375 | 52.561 | 0.9123 | 0.8260 | 8.44 | 1.516 |
| 19.181 | 2.2511 | 56.099 | 0.9176 | 0.8331 | 7.77 | 1.480 |
| 19.275 | 2.3754 | 59.704 | 0.9222 | 0.8384 | 7.17 | 1.447 |
| 19.333 | 2.4827 | 62.620 | 0.9253 | 0.8414 | 6.75 | 1.423 |
| 19.380 | 2.5857 | 65.266 | 0.9278 | 0.8431 | 6.40 | 1.402 |
| 19.415 | 2.6906 | 67.815 | 0.9299 | 0.8437 | 6.10 | 1.384 |
| 19.451 | 2.8435 | 71.297 | 0.9323 | 0.8426 | 5.73 | 1.362 |
| 19.486 | 3.0545 | 75.692 | 0.9346 | 0.8374 | 5.34 | 1.341 |
| 19.509 | 3.1468 | 77.469 | 0.9352 | 0.8339 | 5.19 | 1.332 |
| 19.544 | 3.3110 | 80.465 | 0.9363 | 0.8248 | 4.97 | 1.321 |
| 19.568 | 3.4622 | 83.072 | 0.9373 | 0.8126 | 4.79 | 1.313 |

I.2.- Regimen de giro adimensional 100 % del nominal.

Turbina con los álabes sin refrigerar (SRF).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{IT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 17.521 | 1.5016 | 28.623 | 0.9009 | 0.8005 | 0.00 | 0.000 |
| 18.045 | 1.5905 | 32.844 | 0.9118 | 0.8213 | 0.00 | 0.000 |
| 18.630 | 1.7223 | 38.556 | 0.9225 | 0.8407 | 0.00 | 0.000 |
| 19.099 | 1.8803 | 44.638 | 0.9293 | 0.8529 | 0.00 | 0.000 |
| 19.333 | 2.0006 | 48.789 | 0.9319 | 0.8571 | 0.00 | 0.000 |
| 19.685 | 2.2939 | 57.515 | 0.9328 | 0.8568 | 0.00 | 0.000 |
| 19.802 | 2.4173 | 60.664 | 0.9314 | 0.8528 | 0.00 | 0.000 |
| 19.919 | 2.5808 | 64.463 | 0.9287 | 0.8449 | 0.00 | 0.000 |
| 20.036 | 2.7962 | 68.817 | 0.9234 | 0.8298 | 0.00 | 0.000 |
| 20.095 | 2.8836 | 70.343 | 0.9201 | 0.8209 | 0.00 | 0.000 |
| 20.154 | 2.9919 | 72.160 | 0.9164 | 0.8087 | 0.00 | 0.000 |
| 20.200 | 3.0801 | 73.565 | 0.9136 | 0.7974 | 0.00 | 0.000 |
| 20.224 | 3.1547 | 74.775 | 0.9121 | 0.7876 | 0.00 | 0.000 |

Refrigeración por convección interna (RSM).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{IT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 17.521 | 1.4956 | 28.191 | 0.8659 | 0.7713 | 9.28 | 6.025 |
| 18.045 | 1.5834 | 32.350 | 0.8781 | 0.7927 | 7.91 | 5.805 |
| 18.630 | 1.7126 | 37.963 | 0.8906 | 0.8135 | 6.52 | 5.536 |
| 19.099 | 1.8660 | 43.904 | 0.8992 | 0.8272 | 5.44 | 5.281 |
| 19.333 | 1.9804 | 47.886 | 0.9029 | 0.8325 | 4.87 | 5.124 |
| 19.685 | 2.2676 | 56.546 | 0.9063 | 0.8352 | 3.92 | 4.825 |
| 19.802 | 2.3848 | 59.593 | 0.9058 | 0.8326 | 3.66 | 4.738 |
| 19.919 | 2.5253 | 62.938 | 0.9042 | 0.8272 | 3.41 | 4.660 |
| 20.036 | 2.7535 | 67.768 | 0.9005 | 0.8145 | 3.11 | 4.565 |
| 20.095 | 2.8352 | 69.233 | 0.8977 | 0.8075 | 3.03 | 4.535 |
| 20.154 | 2.9223 | 70.714 | 0.8946 | 0.7986 | 2.95 | 4.509 |
| 20.200 | 3.0188 | 72.309 | 0.8917 | 0.7881 | 2.87 | 4.486 |
| 20.224 | 3.0602 | 72.960 | 0.8904 | 0.7831 | 2.84 | 4.476 |

Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante (aire) en el borde de estela (CMA).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 16.990 | 1.4984 | 27.889 | 0.8591 | 0.7610 | 21.61 | 4.990 |
| 17.517 | 1.5884 | 32.213 | 0.8747 | 0.7859 | 18.64 | 4.803 |
| 18.513 | 1.8478 | 43.055 | 0.9000 | 0.8238 | 13.47 | 4.401 |
| 18.279 | 1.7679 | 39.955 | 0.8945 | 0.8160 | 14.69 | 4.507 |
| 18.630 | 1.8954 | 44.812 | 0.9026 | 0.8273 | 12.85 | 4.343 |
| 18.865 | 2.0147 | 48.954 | 0.9075 | 0.8336 | 11.55 | 4.213 |
| 19.099 | 2.2027 | 54.809 | 0.9121 | 0.8377 | 10.05 | 4.047 |
| 19.216 | 2.3581 | 59.125 | 0.9138 | 0.8372 | 9.14 | 3.938 |
| 19.333 | 2.5295 | 63.387 | 0.9140 | 0.8328 | 8.39 | 3.846 |
| 19.451 | 2.8315 | 69.880 | 0.9116 | 0.8173 | 7.48 | 3.740 |
| 19.497 | 2.9457 | 71.938 | 0.9091 | 0.8079 | 7.23 | 3.710 |
| 19.533 | 3.0366 | 73.508 | 0.9073 | 0.7989 | 7.05 | 3.691 |
| 19.544 | 3.0862 | 74.356 | 0.9066 | 0.7937 | 6.96 | 3.683 |

Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante (vapor de agua) en el borde de estela (CMV).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 16.990 | 1.4655 | 26.190 | 0.8546 | 0.7536 | 22.55 | 2.545 |
| 17.517 | 1.5474 | 30.246 | 0.8708 | 0.7795 | 19.55 | 2.454 |
| 17.927 | 1.6240 | 33.819 | 0.8826 | 0.7977 | 17.39 | 2.381 |
| 18.279 | 1.7042 | 37.323 | 0.8919 | 0.8117 | 15.61 | 2.314 |
| 18.630 | 1.8076 | 41.513 | 0.9005 | 0.8241 | 13.83 | 2.239 |
| 18.865 | 1.8986 | 44.924 | 0.9058 | 0.8313 | 12.61 | 2.182 |
| 19.099 | 2.0237 | 49.242 | 0.9106 | 0.8373 | 11.29 | 2.115 |
| 19.275 | 2.1629 | 53.614 | 0.9139 | 0.8404 | 10.17 | 2.052 |
| 19.451 | 2.3626 | 59.198 | 0.9158 | 0.8395 | 9.00 | 1.981 |
| 19.568 | 2.5209 | 63.105 | 0.9154 | 0.8347 | 8.32 | 1.940 |
| 19.685 | 2.7783 | 68.695 | 0.9129 | 0.8211 | 7.54 | 1.896 |
| 19.755 | 2.9354 | 71.535 | 0.9088 | 0.8078 | 7.19 | 1.874 |
| 19.779 | 3.0005 | 72.662 | 0.9074 | 0.8012 | 7.06 | 1.867 |
| 19.802 | 3.0630 | 73.720 | 0.9062 | 0.7943 | 6.95 | 1.861 |

Refrigeración por convección interna y película externa (refrigerante aire) (CFA).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 16.990 | 1.4786 | 27.271 | 0.8727 | 0.7704 | 18.35 | 3.766 |
| 17.576 | 1.5744 | 31.904 | 0.8876 | 0.7965 | 15.48 | 3.613 |
| 17.927 | 1.6441 | 35.066 | 0.8959 | 0.8103 | 13.91 | 3.517 |
| 18.279 | 1.7301 | 38.724 | 0.9036 | 0.8229 | 12.38 | 3.414 |
| 18.630 | 1.8427 | 43.148 | 0.9106 | 0.8337 | 10.86 | 3.298 |
| 18.865 | 1.9437 | 46.796 | 0.9147 | 0.8397 | 9.82 | 3.209 |
| 19.099 | 2.0890 | 51.595 | 0.9185 | 0.8443 | 8.68 | 3.100 |
| 19.275 | 2.2634 | 56.755 | 0.9207 | 0.8453 | 7.68 | 2.995 |
| 19.451 | 2.4947 | 62.718 | 0.9205 | 0.8401 | 6.77 | 2.893 |
| 19.568 | 2.7407 | 68.169 | 0.9181 | 0.8280 | 6.11 | 2.823 |
| 19.650 | 2.9456 | 71.988 | 0.9136 | 0.8117 | 5.73 | 2.781 |
| 19.697 | 3.1082 | 74.765 | 0.9105 | 0.7946 | 5.48 | 2.758 |

Refrigeración por convección interna y película externa (refrigerante vapor de agua) (CFV).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 16.990 | 1.4547 | 26.214 | 0.8762 | 0.7708 | 19.45 | 1.917 |
| 17.576 | 1.5440 | 30.618 | 0.8903 | 0.7967 | 16.48 | 1.842 |
| 17.927 | 1.6080 | 33.605 | 0.8986 | 0.8108 | 14.86 | 1.795 |
| 18.279 | 1.6848 | 36.984 | 0.9060 | 0.8234 | 13.31 | 1.746 |
| 18.630 | 1.7822 | 40.970 | 0.9129 | 0.8346 | 11.78 | 1.691 |
| 18.865 | 1.8665 | 44.177 | 0.9170 | 0.8410 | 10.75 | 1.650 |
| 19.099 | 1.9784 | 48.124 | 0.9206 | 0.8463 | 9.66 | 1.602 |
| 19.275 | 2.0957 | 51.931 | 0.9230 | 0.8491 | 8.77 | 1.560 |
| 19.451 | 2.2838 | 57.427 | 0.9245 | 0.8492 | 7.71 | 1.504 |
| 19.568 | 2.4021 | 60.521 | 0.9241 | 0.8463 | 7.21 | 1.477 |
| 19.685 | 2.5700 | 64.518 | 0.9224 | 0.8395 | 6.66 | 1.447 |
| 19.779 | 2.7883 | 69.118 | 0.9191 | 0.8264 | 6.14 | 1.421 |
| 19.861 | 2.9624 | 72.214 | 0.9141 | 0.8103 | 5.82 | 1.403 |
| 19.919 | 3.0886 | 74.323 | 0.9110 | 0.7956 | 5.64 | 1.395 |

I.3.- Regimen de giro adimensional 80 % del nominal.

Turbina con los álabes sin refrigerar (SRF).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 15.818 | 1.3179 | 19.823 | 0.9044 | 0.8101 | 0.00 | 0.000 |
| 16.756 | 1.3942 | 24.007 | 0.9162 | 0.8348 | 0.00 | 0.000 |
| 17.693 | 1.4938 | 28.948 | 0.9224 | 0.8503 | 0.00 | 0.000 |
| 18.279 | 1.5785 | 32.709 | 0.9227 | 0.8547 | 0.00 | 0.000 |
| 18.865 | 1.6994 | 37.496 | 0.9188 | 0.8533 | 0.00 | 0.000 |
| 19.333 | 1.8612 | 43.024 | 0.9130 | 0.8443 | 0.00 | 0.000 |
| 19.685 | 2.0655 | 48.793 | 0.9033 | 0.8352 | 0.00 | 0.000 |
| 19.919 | 2.2413 | 52.843 | 0.8931 | 0.8135 | 0.00 | 0.000 |
| 20.036 | 2.3447 | 54.951 | 0.8868 | 0.8074 | 0.00 | 0.000 |
| 20.154 | 2.5043 | 57.953 | 0.8787 | 0.7964 | 0.00 | 0.000 |
| 20.271 | 2.6943 | 60.921 | 0.8676 | 0.7642 | 0.00 | 0.000 |
| 20.353 | 2.8120 | 62.422 | 0.8602 | 0.7538 | 0.00 | 0.000 |
| 20.411 | 2.9331 | 63.984 | 0.8551 | 0.7412 | 0.00 | 0.000 |

Refrigeración por convección interna (RSM).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 15.818 | 1.3153 | 19.572 | 0.8633 | 0.7758 | 14.10 | 6.717 |
| 16.756 | 1.3913 | 23.725 | 0.8775 | 0.8018 | 11.51 | 6.449 |
| 17.693 | 1.4896 | 28.602 | 0.8865 | 0.8194 | 9.36 | 6.176 |
| 18.279 | 1.5726 | 32.298 | 0.8887 | 0.8253 | 8.15 | 5.988 |
| 18.865 | 1.6906 | 36.990 | 0.8871 | 0.8260 | 6.94 | 5.767 |
| 19.333 | 1.8451 | 42.317 | 0.8809 | 0.8199 | 5.89 | 5.537 |
| 19.685 | 2.0440 | 48.037 | 0.8740 | 0.8102 | 5.03 | 5.315 |
| 19.919 | 2.2058 | 51.854 | 0.8645 | 0.7960 | 4.58 | 5.205 |
| 20.095 | 2.3649 | 55.116 | 0.8565 | 0.7814 | 4.26 | 5.128 |
| 20.212 | 2.5362 | 58.287 | 0.8497 | 0.7654 | 3.98 | 5.063 |
| 20.329 | 2.7190 | 61.013 | 0.8383 | 0.7414 | 3.78 | 5.012 |
| 20.388 | 2.8054 | 62.115 | 0.8338 | 0.7285 | 3.70 | 4.995 |
| 20.447 | 2.9033 | 63.324 | 0.8293 | 0.7116 | 3.62 | 4.977 |

Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante (aire) en el borde de estela (CMA).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 15.338 | 1.3203 | 19.411 | 0.8521 | 0.7621 | 30.77 | 5.546 |
| 16.287 | 1.4001 | 23.814 | 0.8718 | 0.7936 | 25.74 | 5.316 |
| 17.224 | 1.5026 | 28.929 | 0.8848 | 0.8149 | 21.37 | 5.085 |
| 17.927 | 1.6103 | 33.684 | 0.8897 | 0.8238 | 18.27 | 4.892 |
| 18.513 | 1.7451 | 38.901 | 0.8892 | 0.8247 | 15.61 | 4.698 |
| 18.982 | 1.9355 | 45.158 | 0.8859 | 0.8219 | 13.15 | 4.487 |
| 19.216 | 2.1247 | 50.372 | 0.8819 | 0.8118 | 11.55 | 4.331 |
| 19.392 | 2.2962 | 54.328 | 0.8754 | 0.7992 | 10.57 | 4.236 |
| 19.509 | 2.4679 | 57.793 | 0.8694 | 0.7846 | 9.87 | 4.173 |
| 19.568 | 2.6317 | 60.814 | 0.8638 | 0.7683 | 9.33 | 4.125 |
| 19.591 | 2.7192 | 62.297 | 0.8611 | 0.7590 | 9.09 | 4.104 |
| 19.650 | 2.8357 | 63.951 | 0.8553 | 0.7425 | 8.83 | 4.082 |
| 19.697 | 2.9811 | 66.061 | 0.8504 | 0.7305 | 8.54 | 4.062 |

Refrigeración por convección interna con mezcla del refrigerante (vapor de agua) en el borde de estela (CMV).

| m_{gcr}^* | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|-------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 15.338 | 1.3039 | 18.310 | 0.8446 | 0.7531 | 31.56 | 2.812 |
| 16.521 | 1.4000 | 23.687 | 0.8715 | 0.7947 | 25.35 | 2.671 |
| 17.517 | 1.5095 | 29.140 | 0.8860 | 0.8174 | 20.83 | 2.549 |
| 18.396 | 1.6563 | 35.438 | 0.8910 | 0.8267 | 17.00 | 2.424 |
| 18.865 | 1.7834 | 40.137 | 0.8891 | 0.8253 | 14.82 | 2.340 |
| 19.216 | 1.9446 | 45.296 | 0.8861 | 0.8226 | 12.89 | 2.254 |
| 19.451 | 2.1160 | 49.948 | 0.8817 | 0.8124 | 11.50 | 2.186 |
| 19.685 | 2.3387 | 54.939 | 0.8711 | 0.7931 | 10.32 | 2.131 |
| 19.802 | 2.5294 | 58.616 | 0.8640 | 0.7754 | 9.61 | 2.100 |
| 19.861 | 2.6603 | 60.928 | 0.8598 | 0.7620 | 9.22 | 2.083 |
| 19.919 | 2.7634 | 62.399 | 0.8538 | 0.7476 | 8.98 | 2.071 |
| 19.966 | 2.8701 | 63.895 | 0.8502 | 0.7323 | 8.75 | 2.062 |
| 19.990 | 2.9176 | 64.533 | 0.8479 | 0.7238 | 8.66 | 2.059 |

Refrigeración por convección interna y película externa (refrigerante aire) (CFA).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 15.338 | 1.3104 | 19.237 | 0.8740 | 0.7797 | 26.43 | 4.172 |
| 16.521 | 1.4094 | 24.670 | 0.8930 | 0.8144 | 20.86 | 3.959 |
| 17.576 | 1.5313 | 30.580 | 0.9022 | 0.8329 | 16.68 | 3.763 |
| 18.513 | 1.7081 | 37.818 | 0.9017 | 0.8366 | 13.13 | 3.553 |
| 18.982 | 1.8696 | 43.358 | 0.8984 | 0.8299 | 11.16 | 3.409 |
| 19.216 | 2.0107 | 47.544 | 0.8931 | 0.8255 | 9.97 | 3.309 |
| 19.392 | 2.1508 | 51.162 | 0.8874 | 0.8162 | 9.11 | 3.233 |
| 19.521 | 2.2743 | 53.969 | 0.8810 | 0.8053 | 8.55 | 3.185 |
| 19.615 | 2.3921 | 56.400 | 0.8783 | 0.7971 | 8.12 | 3.150 |
| 19.685 | 2.5391 | 59.199 | 0.8709 | 0.7813 | 7.69 | 3.114 |
| 19.732 | 2.6533 | 61.251 | 0.8677 | 0.7700 | 7.40 | 3.092 |
| 19.779 | 2.7397 | 62.534 | 0.8611 | 0.7588 | 7.23 | 3.077 |
| 19.826 | 2.8309 | 63.802 | 0.8565 | 0.7353 | 7.07 | 3.065 |
| 19.872 | 2.9577 | 65.589 | 0.8513 | 0.7228 | 6.86 | 3.051 |

Refrigeración por convección interna y película externa (refrigerante vapor de agua) (CFV).

| $m_{g\ cr}^*$ | $\frac{P_{OENT}}{P_{OSAL}}$ | W_{cr}^* | η_{TT} | η_{TE} | $\frac{\Delta T}{T_{OENT} - T_{OSAL}}$ | $\frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_{ENT}}$ |
|---------------|-----------------------------|------------|-------------|-------------|--|-----------------------------------|
| 15.338 | 1.2982 | 18.640 | 0.8793 | 0.7826 | 27.59 | 2.114 |
| 16.638 | 1.4033 | 24.459 | 0.8993 | 0.8205 | 21.38 | 1.998 |
| 17.693 | 1.5221 | 30.259 | 0.9079 | 0.8384 | 17.16 | 1.901 |
| 18.630 | 1.6919 | 37.292 | 0.9068 | 0.8419 | 13.59 | 1.798 |
| 19.216 | 1.9014 | 44.407 | 0.9004 | 0.8319 | 11.04 | 1.706 |
| 19.451 | 2.0579 | 48.845 | 0.8930 | 0.8247 | 9.82 | 1.654 |
| 19.626 | 2.1892 | 52.031 | 0.8863 | 0.8140 | 9.10 | 1.624 |
| 19.755 | 2.3155 | 54.770 | 0.8811 | 0.8036 | 8.58 | 1.603 |
| 19.849 | 2.4422 | 57.274 | 0.8766 | 0.7926 | 8.15 | 1.586 |
| 19.966 | 2.6600 | 61.134 | 0.8662 | 0.7658 | 7.57 | 1.563 |
| 20.060 | 2.8406 | 63.663 | 0.8562 | 0.7510 | 7.24 | 1.550 |
| 20.107 | 2.9370 | 64.953 | 0.8513 | 0.7355 | 7.08 | 1.545 |

BIBLIOGRAFIA

1. SMITH, S.F. "A simple correlation of turbine efficiency". J. Royal Aeron. Soc., Vol. 69, p 467. 1.965.
2. HORLOCK, J.H. "Axial flow turbines". London, Butterworths, pp 86-88. 1.966.
3. LATIMER, R.J. "Axial turbine performance prediction. In Off-Design Performance of Gas Turbines". VKI LS 1978-2, Jan. 1.978.
4. AINLEY, D.G. & MATHIESON, G.C.R. " A method of performance estimation of axial-flow turbines". ARC R&M 2974, 1.951.
5. KACKER, S.C. & OKAPUU, U. "A mean-line prediction method for axial flow turbine efficiency". ASME Trans., Series A-J. Engineering for Power, Vol. 104, NO. 1, Jan. 1.982.
6. TRAUPEL, W. "Thermische Turbomaschinen". Bd I, Springer Verlag. Ausgabe 1.966.
7. BALJE, D.E. & BINSLEY, R.L. "Axial turbine performance evaluation". ASME Trans., Series A - J Engineering for Power, Vol. 90, No. 4, Oct. 1.968.
8. STEWART, W.L.; WHITNEY, W.I.; WONG, R.Y. "A study of boundary layer characteristics of turbomachine blade rows and their relation to over-all loss". ASME Trans., Series D - J. Basic Engineering, Vol. 82, No. 3, Sept. 1.960.
9. CRAIG, H.R.M. & COX, H.J.A. "Performance estimation of axial flow turbines". Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 185, 1.970-1.971.

10. DENTON, J.D. "A survey of comparison of methods for predicting the profile loss of turbine blades". In: Proc. Inst. of Mech. Engrs. on "Heat and Fluid Flow in Steam and Gasturbine Plant". 1.973.
11. DAVID, O. "Einfluss der Hinterkantenform einer Turbinenleitschaufel auf die Profilverluste". TH Aachen Mitt. 74-06, 1.974.
12. SCHLICHTING, H. "Boundary layer theory". Seven edition. McGraw-Hill, 1.979.
13. DUNHAM, J. & CAME, P.M. "Improvements to the Ainley-Mathieson method of turbine performance prediction". ASME Trans., Series A - J. Engineering for Power, Vol. 92, No. 3, July 1.970.
14. WOLF, H. "Die Randverluste in geraden Schaufelgittern". Wiss. Z. Techn. Hochschule Dresden, Bd. 10, Heft 2, 1.961.
15. HULTSCH, M. & SAUER, H. "Sekundärströmung in Beschaufelungen axialer Turbomaschinen". Maschinenbautechnik, Bd. 28, Heft 1, 1.979.
16. HAAS, J.E. & KOFESKEY, M.G. "Cold-air performance of a 12.766 centimeter-tip-diameter axial-flow cooled turbine". III - Effect of rotor tip clearance on overall performance of a solid blade configuration. NASA TP 1032, 1.977.
17. MOUSTAPHA, S.H.; KACKER, S.C., TREMBLAY, B. "An improved incidence losses prediction method for turbine airfoils". Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery, Vol. 112, April 1.990.
18. HUBERT, G. "Probleme der Sekundärströmungen in axialen Turbomaschinen". VDI-Forschungsheft 496, 1.963.
19. GOSTELOW, J.P. "Cascade Aerodynamics". Pergamon Press. 1.984.
20. WU, C.H. & LOUIS, J.F. "A comparative study of the influence of different means of cooling on the performance of a combined (Gas and Steam Turbines) cycle". Transactions of the ASME. Vol. 106. Octubre 1.984.

21. BARRY, B. "The aerodynamics penalties associated with turbine blade cooling". Von Karman Institute for Fluid Dynamic. Lectures Series 83. January 1.976.
22. GORDON, C. & OASTES. "Aerothermodynamics of aircraft engine components". AIAA Education Series. 1.985.
23. WU, C.H. "A General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial-Radial and Mixed Flow Types". NACA TN 2604. January 1.952.
24. SMITH, L. H. "The Radial Equilibrium Equation of Turbomachinery. ASME Trans., Series A. Journal Engineering for Power, Vol. 88, n°1. January 1.966
25. NOVAX, R.A. "Streamline Curvature Computig Procedures for Fluid-Flow Problems". ASME Trans., Series A. Journal Engineering for Power, Vol 89, n°4. October 1.967.
26. MARSCH, H. "A Digital Computer Program for the Through Flow Fluid Mechanics in an Arbitrary Turbomachine, Using a Matrix Method". ARC. R&M 3509. 1.968.
27. HIRSCH, CH. "Finite Element Method for Through-Flow Calculations". AGAR CP 195, Paper 5. 1.976.
28. CHAUVIN, J. & WEYER, H. "Turbomachinery Through-Flow Calculation Methods". Technical Evaluation Report, AGARD - CP -195. 1.976.
29. VAVRA, M.H. "Aero-thermodynamics and flow in turbomachines". Jhon Wiley and Sons, Inc. 1.960.
30. HILL, P.G. & PETERSON, C.R. "Mechanics and thermodynamics of propulsion". Addison-Wesley. 1.992.
31. RIVRING, S.L. "Propiedades termodinámicas de los gases". MIR. 1.979.
32. WU, C.H. & WOLFENSTEIN, L. "Applications of Radial-Equilibrium Conditions to Axial-flow Compresor and turbine Design". NACA Report 955, Washington, D.C. 1.955.

33. DANIELS, L.C. "Film of gas Turbines Blades". D. Phill. Thesis, Oxford University. 1.979.
34. HARTSEL, J.E. "Prediction of Effect of Mass Transfer Cooling on the Blade Row Efficiency of Turbine Airfoils". A.I.A.A., Paper 72-11. 1.972.
35. PETERSEN, D.R. "Effect of Density Ratio on Film Cooling Effectiveness for Inyeccion Trough a Row of Holes and for a Porous Slot". Ph D. Thesis, University of Minnesota, Minneapolis. 1.972.
36. DUNHAM, J. "A review of cascade data on secondary losses in turbines". J. Mech. Engrg. Sci, Vol 12. 1.970
37. VAVRA, M. H. "Axial Flow Turbines". Lecture Series 15, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Bruxelles. 1.969.
38. MACCHI, E. "Methods of Calculation on Fluid-Dynamics of Turbomachines". Ed. CLUP. 1.983.
39. AGARD, Propulsion and Energetics Panel WG 12. "Through Flow Calculations in Axial Turbomachines". AGARD-AR-175. 1.981.
40. LOUIS, J.F., MIRAOKA, K. & EL MASRI, M.A. "A comparative Study of the Influence of Different Means of Turbine Cooling on Gas Turbine Performance". ASME Paper n° 83-GT-180. 1.983.
41. VAN FASSEN, G.J. & STEPKA, F.S. "Liquid Cooling Technology for Gas Turbines, Review and Status". NASA T:M: 78906. 1.978.
42. SULLEREY, R.K. & KUMAR, S. "A Study of Axial Turbine Loss Models in a Streamline Curvature Computing Scheme". ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 106. July 1.984.
43. SLIVKA, W.R. & SILVERN, D.H. "Analytical Evaluation of Aerodynamic Characteristic of Turbines with Non-Twisted Rotor Blades". NACA Technical Note 2365, Washington, D.C. 1.951.

RESEÑA BIOGRAFICA DEL AUTOR.

JUAN JOSE RUIZ MARIN, nació en Granada en 1.958. Realizó sus estudios de Bachillerato y de COU en la Academia Lábor en su ciudad natal, finalizándolos en 1.976.

Realizado el curso "Selectivo de Ciencias Técnicas" en la Facultad de Ciencias de Granada, comienza sus estudios de ingeniería industrial (2º curso) en la E.T.S.I. Industriales de Sevilla en el año 1.977. Terminados éstos, realiza el Proyecto Fin de Carrera en la Cátedra de Motores Térmicos, obteniendo el título en el año 1.984.

Desde Octubre de 1.984 hasta Septiembre de 1.985, participa en diversos trabajos de la Cátedra de Motores Térmicos como Profesor colaborador.

En Enero de 1.985 se le concede una beca del "Plan de Formación del Personal Investigador", de la que disfruta hasta septiembre de 1.987. En esta fecha es contratado por la Universidad de Sevilla como Profesor Ayudante de Escuela Universitaria, impartiendo clases prácticas de laboratorio y de problemas de la asignatura "Motores Térmicos" en la E.T.S.I. Industriales.

En Octubre de 1.988 es nombrado Profesor Titular Interino de Escuela Universitaria, continuando con la misma actividad docente en la E.T.S.I.I. e impartiendo la asignatura "Termodinámica y Motores Térmicos" en la E.U.P.de Ingenieros Técnicos Industriales.

En Mayo de 1.991 accede por concurso a la plaza que ocupaba como interino, desarrollando las mismas actividades docentes anteriores, hasta la actualidad.

Asimismo, desde 1.988, como miembro del Grupo de Motores Térmicos de la E.T.S.I. Industriales de Sevilla, ha colaborado en diversos trabajos tales como: ensayos de motores marinos, informes periciales sobre averías y/o siniestros en vehículos, dictámenes de seguridad sobre reformas de importancia en vehículos de carretera (según R.D. 736/1.988), certificados y fichas reducidas de características de vehículos (según R.D. 2.140/1.985), etc.