

UNIVERSIDAD DE OVIEDO
DEPARTAMENTO DE ENERGÍA

MODELIZACIÓN DEL FLUJO
EN VENTILADORES AXIALES DE PASO VARIABLE

Tesis presentada por

RAFAEL BALLESTEROS TAJADURA

para la obtención del grado de DOCTOR INGENIERO INDUSTRIAL

Gijón 1992



Universidad
de Oviedo

Reservados todos los derechos
© El autor

Edita: Universidad de Oviedo
Biblioteca Universitaria, 2007
Colección Tesis Doctoral-TDR nº 19

ISBN: 978-84-690-8858-6
D.L.: AS.04572-2007



RESUMEN

El estudio presentado trata sobre la modelización del flujo en ventiladores axiales analizando la influencia de ciertos parámetros de diseño, en especial del ángulo de calado de los álabes.

Para ello se ha realizado un estudio experimental en un ventilador axial. Una primera fase de este estudio ha consistido en la determinación de las curvas características del ventilador, analizando el efecto sobre ellas de la variación del ángulo de calado, de la solidez y de la velocidad de rotación. A partir de los datos proporcionados por esta fase, se seleccionaron una serie de posiciones del ángulo de calado, y para cada uno de ellos, ciertos caudales de funcionamiento próximos al punto de máximo rendimiento. Para todos estos caudales se obtuvieron los campos de velocidades a la salida del rodete, para lo cual se desarrolló una metodología experimental basada en la anemometría térmica, que incluyó tanto el diseño, la construcción y la calibración de sondas triples de hilo caliente, como el desarrollo de las técnicas de adquisición y tratamiento necesarias.

Además de obtener experimentalmente las características del flujo en un ventilador axial, se ha abordado la modelización numérica del mismo. Se hace un repaso de los distintos modelos de flujo y métodos de resolución utilizados habitualmente en turbomáquinas y se ha elegido una formulación cuasi-tridimensional, calculando el flujo, por un lado, en superficies álabe a álabe, y por otro, en una sección meridional, imponiendo la condición de equilibrio radial a la salida de los álabes. Para el cálculo del flujo de álabe a álabe se ha acoplado un modelo no viscoso, resolviendo las ecuaciones de Euler mediante un método "time-marching" y una discretización por volúmenes finitos, con el cálculo de la capa límite por un método integral acoplado al cálculo no viscoso mediante el concepto de la velocidad de transpiración.

La modelización numérica realizada se adapta de forma satisfactoria a la estructura de flujo obtenida experimentalmente en las zonas medias e inferiores del canal; el comportamiento global del ventilador es modelizado correctamente, aunque las predicciones teóricas son algo superiores a las evidencias experimentales.

ABSTRACT

This investigation treats the modelling of axial flow fans, analyzing the influence of some design parameters, particularly of the blade pitch.

A experimental study on an axial flow fan has been carried out. A first step consisted of the determination of the fan performance curves; the blade pitch, the solidity and the rotational speed were systematically changed. Some blade pitch were selected and for them, some flow rates close to the design point were chosen. For those configurations, systematic flow field measurements at the rotor exit plane were made. The measurements were taken with hot wire anemometry; so, an experimental procedure was developed involving the design, the manufacture and the calibration of triple hot wire probes; moreover, the necessary data acquisition techniques were developed.

Besides the experimental study, a numerical modelling of an axial flow fan was undertaken. A review of the different levels of approximation to the flow in turbomachines was made. The selected approach was a quasi-tridimensional one, including the calculation in the blade-to-blade surfaces and the calculation at the rotor exit plane imposing the radial equilibrium condition. In the blade-to-blade calculation, the Euler equations were solved with a time-marching approach and a finite volume discretization coupled with an integral boundary layer calculation included in the inviscid code using the surface transpiration model.

The numerical modelling adjusts quite correctly to the measured flow structure into the rotor in the middle and in the bottom of the channel; the global behaviour of the fan is reproduced with overall agreement, although the numerical predictions are slightly higher than the experimental results.

AGRADECIMIENTOS

Quiero expresar mi más sincera gratitud a D. Carlos Santolaria Morros, director de este trabajo, por su inestimable ayuda y apoyo en el desarrollo del mismo, así como por sus provechosas críticas y consejos.

Asimismo, quiero expresar mi agradecimiento:

A D. Eduardo Egusquiza Estévez, por su apoyo y su interés durante la realización de este trabajo.

A la Universidad de Oviedo, a la Fundación para el Desarrollo en Asturias de la Investigación Científica y Técnica (FICYT), y al Instituto von Kármán de Dinámica de Fluidos (Bélgica), por hacer posible una estancia en éste último que tan provechosa ha sido para el desarrollo de este trabajo.

A mis compañeros de Departamento D. Eduardo Blanco Marigorta, por su decisiva ayuda en la realización de la parte experimental de la tesis, y D. Jorge Luis Parrondo Gayo y D. Joaquín Fernández Francos, por su desinteresada y constante ayuda, tanto material como moral; y a D. Raúl Tuero Pidal, por su colaboración en los montajes necesarios en las distintas fases de la parte experimental.

A los responsables y personal del Centro de Cálculo de la E.T.S. de Ingenieros Industriales e Informáticos de Gijón, por su colaboración en la parte numérica.

A Dña. Adela Lozano, a Dña. María Elena Tejera y a D. Juan Manuel Machado, por su dedicación y eficacia en la elaboración de este documento.

Y a mi esposa Merce, por su constante ánimo y por su gran paciencia.

ÍNDICE

<u>RESUMEN</u>	ii
<u>ABSTRACT</u>	iii
<u>AGRADECIMIENTOS</u>	iv
<u>ÍNDICE</u>	v
<u>NOTACIÓN</u>	xi
<u>1.INTRODUCCIÓN.</u>	1
1.1. VENTILADORES AXIALES DE PASO VARIABLE.	1
1.2. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE FLUJO.	3
1.3. OBJETIVOS.	5
1.4. METODOLOGÍA.	7
1.4.1. Fase experimental.	
1.4.2. Fase teórica.	
Figuras correspondientes al capítulo 1.	9
<u>2. ESTADO ACTUAL DEL ESTUDIO DEL FLUJO EN TURBOMÁQUINAS AXIALES.</u>	10
2.1. CARACTERÍSTICAS DEL FLUJO EN UNA TURBOMÁQUINA AXIAL.	10
2.2. MODELOS BIDIMENSIONALES Y TRIDIMENSIONALES.	13
2.2.1. Introducción.	
2.2.2. Modelos bidimensionales.	
2.2.3. Modelos cuasi-tridimensionales.	
2.2.4. Modelos tridimensionales.	

2.3. MODELOS VISCOSOS Y NO VISCOSOS. CAPA LÍMITE.	16
2.3.1. Modelos de flujo ideal.	
2.3.2. Modelos de flujo real.	
2.4. MÉTODOS DE RESOLUCIÓN.	19
2.4.1. Métodos matriciales.	
2.4.2. Métodos de curvatura de líneas de corriente.	
2.4.3. Métodos de superficies de corriente.	
2.4.4. Métodos de elementos finitos.	
2.4.5. Métodos de volúmenes finitos.	
2.4.6. Métodos de "time-marching".	
2.4.6.1. Concepto.	
2.4.6.2. Esquemas numéricos.	
Figuras correspondientes al capítulo 2.	28
<u>3. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL FLUJO EN UN VENTILADOR AXIAL.</u>	30
3.1. INTRODUCCIÓN.	30
3.2. DEFINICIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LA INSTALACIÓN.	30
3.2.1. Introducción.	
3.2.2. Obtención de las curvas características.	
3.2.2.1. Rutina experimental.	
3.2.2.2. Tratamiento de resultados.	
3.2.3. Resultados obtenidos.	
3.2.3.1. Influencia del ángulo de calado.	
3.2.3.2. Influencia de la velocidad de accionamiento.	
3.2.3.3. Influencia de la solidez.	
3.2.4. Conclusiones preliminares.	
3.3. OBTENCIÓN DE CAMPOS DE VELOCIDADES.	38
3.3.1. Introducción.	
3.3.2. Instrumentación utilizada y su calibración.	

3.3.2.1. Ley de King.	
3.3.2.2. Sonda tridimensional.	
3.3.2.3. Calibraciones.	
3.3.3. Rutina experimental.	
3.3.4. Tratamiento de resultados.	
3.4. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE VELOCIDADES.	46
3.4.1. Resultados obtenidos.	
3.4.2. Campos de velocidades en la base del álabe.	
3.4.2.1. Evolución de la velocidad en una vuelta.	
3.4.2.2. Distribución de la velocidad en la salida de un canal.	
3.4.3. Campos de velocidades en la sección media del álabe.	
3.4.3.1. Evolución de la velocidad en una vuelta.	
3.4.3.2. Distribución de la velocidad en la salida de un canal.	
3.4.4. Campos de velocidades en la punta del álabe.	
3.4.4.1. Evolución de la velocidad en una vuelta.	
3.4.4.2. Distribución de la velocidad en la salida de un canal.	
3.4.5. Distribución radial de las componentes medias de la velocidad en la salida.	
3.4.6. Mapas de velocidades en la salida del canal.	
3.4.6.1. Análisis por componentes de velocidad.	
3.4.6.2. Análisis de componentes según el caudal.	
3.4.6.3. Análisis según el ángulo de calado.	
3.5. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO EXPERIMENTAL.	56
Tablas y figuras correspondientes al capítulo 3.	58
4. <u>MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO ADOPTADO.</u>	164
4.1. HIPÓTESIS DE PARTIDA.	164
4.2. SOLUCIÓN MERIDIONAL.	165
4.3. MÉTODO NO ESTACIONARIO.	169

4.4. MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS.	170
4.4.1. Ecuaciones.	
4.4.2. Elección del mallado.	
4.5. MÉTODO DE RESOLUCIÓN DEL FLUJO BIDIMENSIONAL.	173
4.5.1. Ecuaciones básicas.	
4.5.2. Discretización del dominio físico del flujo.	
4.5.3. Descripción del esquema de cálculo.	
4.5.4. Definición de las condiciones de contorno.	
4.5.4.1. Condiciones físicas.	
4.5.4.2. Condiciones numéricas.	
4.5.5. Criterio de estabilidad C.F.L.	
4.6. VALIDACIÓN DEL MODELO NO VISCOSO BIDIMENSIONAL.	184
4.7. CORRECCIÓN A CUASI-TRIDIMENSIONAL.	186
4.8. MODELO DE CAPA LÍMITE.	189
4.8.1. Método de Thwaites para capa límite laminar.	
4.8.2. Método de Head para capa límite turbulenta.	
4.8.3. Transición de capa límite laminar a turbulenta.	
4.8.4. Separación.	
4.8.5. Acoplamiento entre la solución no viscosa y la capa límite.	
4.8.6. Modelo de pérdidas.	
4.9. VALIDACIÓN DEL MODELO CON CAPA LÍMITE BIDIMENSIONAL.	199
Figuras correspondientes al capítulo 4.	201
<u>5. ESTUDIO TEÓRICO DEL FLUJO EN UN VENTILADOR AXIAL.</u>	222
5.1. CARACTERIZACIÓN GEOMÉTRICA Y FUNCIONAL DEL VENTILADOR.	222

5.2. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO EN UN PROGRAMA DE ORDENADOR.222

- 5.2.1. Generación de la geometría.
- 5.2.2. Análisis del flujo.
 - 5.2.2.1. Subrutina GEOMETR.
 - 5.2.2.2. Subrutina CINLET.
 - 5.2.2.3. Subrutina FIRSTGU.
 - 5.2.2.4. Subrutina BTBVT.
 - 5.2.2.5. Subrutina COUTLET.
 - 5.2.2.6. Subrutina RADEQ.
 - 5.2.2.7. Subrutina RESULTS.
- 5.2.3. Tratamiento de resultados.
- 5.2.4. Características de la ejecución del programa.

5.3. SOLUCIÓN ÁLAVE A ÁLAVE. 229

- 5.3.1. Campos de velocidades y presión en la sección de base.
 - 5.3.1.1. Campo de presiones en el canal.
 - 5.3.1.2. Distribución de velocidades sobre el perfil.
 - 5.3.1.3. Evolución de la capa límite sobre el perfil.
- 5.3.2. Campos de velocidades y presión en la sección media.
 - 5.3.2.1. Campo de presiones en el canal.
 - 5.3.2.2. Distribución de velocidades sobre el perfil.
 - 5.3.2.3. Evolución de la capa límite sobre el perfil.
- 5.3.3. Campos de velocidades y presión en la sección de punta.
 - 5.3.3.1. Campo de presiones en el canal.
 - 5.3.3.2. Distribución de velocidades sobre el perfil.
 - 5.3.3.3. Evolución de la capa límite sobre el perfil.

5.4. SOLUCIÓN MERIDIONAL. 233

- 5.4.1. Distribución de las velocidades medias con el radio.
 - 5.4.1.1. Componente meridional.
 - 5.4.1.2. Componente tangencial.
 - 5.4.1.3. Ángulos relativos y absolutos.
- 5.4.2. Distribución del trabajo y de la presión estática con el radio.
 - 5.4.2.1. Trabajo.
 - 5.4.2.2. Presión estática.
- 5.4.3. Distorsión de los tubos de corriente.

5.5. CARACTERÍSTICAS GLOBALES.	238
5.6. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO TEÓRICO.	238
Tablas y figuras correspondientes al capítulo 5.	241
<u>6. COMPARACIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES FINALES.</u>	331
6.1. RECAPITULACIÓN.	331
6.2. SOLUCIÓN MERIDIONAL.	332
6.3. SOLUCIÓN DE ÁLABE A ÁLABE.	334
6.4. CARACTERÍSTICAS GLOBALES.	335
6.5. TRABAJOS FUTUROS.	335
Figuras correspondientes al capítulo 6.	339
<u>BIBLIOGRAFÍA</u>	341

NOTACIÓN

a	Velocidad del sonido en un fluido
C1, C2, C3, Cv	Coefficientes de la calibración angular
C _f	Coefficiente de fricción
C _p	Calor específico a presión constante
C _v	Calor específico a volumen constante
C	Cuerda del álabe
E	-Voltaje -Energía total en el método de volúmenes finitos -Velocidad de penetración en el método de Head
e	Energía interna
F	Campo exterior de fuerzas másicas
F _f	Fuerzas de fricción
f(σ)	Vector de los términos de flujo en la dirección axial en el método de volúmenes finitos
g(σ)	Vector de los términos de flujo en la dirección tangencial en el método de volúmenes finitos
H	-Entalpía total -Factor de forma
H ₁	Factor de forma utilizado en el método de Head
H ₂	Factor de forma de la estela
H	Entalpía estática
N	Número de puntos en el mallado
P ₀₁	Presión total en la entrada de la cascada de álabes
p	Presión estática
Q	Caudal volumétrico
R _B	Radio de base del ventilador
R _P	Radio de punta del ventilador
r	Coordenada radial
S	-Entropía -Área de las superficies de control elegidas en el método de volúmenes finitos
s	Coordenada curvilínea a lo largo de las líneas características
T	Temperatura
T _w	Temperatura del hilo

T_f	Temperatura del fluido
T_{01}	Temperatura total en la entrada de la cascada de álabes
t	Coordenada temporal
Δt	Paso temporal
U_e	Velocidad de la corriente exterior
U_{efi}	Velocidad efectiva de cada hilo ($i = 1,2,3$)
U_c	Velocidad del chorro incidente en la calibración angular
u	Componente axial en el método de volúmenes finitos
u_x	Componente tangencial al contorno sólido en el modelo de transpiración
u_y	Componente normal al contorno sólido en el modelo de transpiración
V	Velocidad del flujo
V_m	Velocidad en un radio de referencia r_m
V_r	Componente radial de la velocidad
V_z	Componente axial de la velocidad
V_θ	Componente tangencial de la velocidad
v	Componente tangencial en el método de volúmenes finitos
\bar{v}	Vector velocidad
v_i	Vectores propios de las ecuaciones de Euler ($i = 1,2,3,4$)
W_2	Velocidad relativa en la salida del álabe
$W_{max,s}$	Velocidad relativa máxima sobre la cara de succión del álabe
x	-Coordenada axial en el método de volúmenes finitos -Coordenada en dirección paralela a un contorno sólido
Δx	Separación entre líneas del mallado en dirección axial
y	-Coordenada tangencial en el método de volúmenes finitos -Coordenada en dirección perpendicular a un contorno sólido
z	Coordenada axial

Caracteres griegos:

α	Ángulo de la corriente absoluta
β_1	Ángulo de la corriente relativa en la entrada
β_2	Ángulo de la corriente relativa en la salida
γ	Exponente adiabático del fluido
δ	Espesor de la capa límite
δ^*	Espesor de desplazamiento

θ	-Coordenada tangencial -Espesor de cantidad de movimiento
λ	Gradiente de presión adimensional
λ_i	Valores propios de las ecuaciones de Euler ($i = 1,2,3,4$)
μ	Viscosidad dinámica del fluido
ρ	Densidad
ρ_{01}	Densidad en la entrada de la cascada de álabes
σ	Solidez de la cascada de álabes
$\bar{\sigma}$	Vector de incógnitas en el método de volúmenes finitos
σ_j	Varianza de las distribuciones de velocidad
τ_w	Tensión cortante en el contorno sólido
ω	Coefficiente de pérdida de presión de estancamiento

Subíndices:

i	Índice espacial en la dirección axial en el método de volúmenes finitos
j	Índice espacial en la dirección tangencial en el método de volúmenes finitos

Superíndices:

n	Índice temporal en el método de volúmenes finitos
-----	---

1. INTRODUCCIÓN.

1.1. VENTILADORES AXIALES DE PASO VARIABLE.

La necesidad de utilizar sistemas de ventilación capaces de suministrar una máxima demanda, a menudo de corta duración, se traduce invariablemente en una operación ineficiente durante largos períodos en la vida de la instalación. En la mayoría de las áreas de aplicación (ventilación de minas, de túneles, alimentación de calderas) es necesario disponer de un sistema de control del caudal. Este sistema puede consistir desde una simple compuerta hasta un sofisticado sistema de control de directrices. Desafortunadamente, este tipo de control reduce el rendimiento del ventilador y es necesaria más energía para conseguir las prestaciones deseadas.

Los ventiladores axiales de paso variable reducen significativamente el consumo de energía sin necesidad de ningún sistema exterior de control del caudal.

Un ventilador axial imparte una componente tangencial al fluido cuando éste pasa a través de su rodete, y aparece simultáneamente una fuerza centrífuga. Un estátor y un difusor, colocados a continuación del rodete convierten la alta presión dinámica debida a la velocidad en presión estática. La figura 1.1 muestra una curva característica típica de un ventilador axial. El ventilador opera a velocidades de rotación relativamente altas con una curva de presión descendente a medida que aumenta el caudal de fluido. El rango de funcionamiento estable de los ventiladores axiales es limitado; a menores caudales, existe una zona de funcionamiento inestable denominada zona de bombeo, pudiendo también aparecer el fenómeno denominado desprendimiento rotativo, consistente en que el fluido recircula entre los álabes del rodete bloqueando la sección de paso, provocando un aumento de la vibración, del ruido y una severa disminución del rendimiento del ventilador. Por tanto, debe procurarse que el ventilador esté operando alejado de dicha zona.

Muchas aplicaciones en las que es necesaria una instalación de ventilación y en las que el ventilador es seleccionado para un caudal y una presión determinadas, requieren durante ciertos

períodos que el ventilador esté operando en otras condiciones distintas de las nominales. Esto requiere que se deba prever algún sistema de control de las prestaciones del ventilador. Existen cuatro métodos de control básicos de aplicación a ventiladores axiales:

- Mediante una compuerta: consiste en instalar una válvula de persianas en serie con la instalación permitiendo aumentar o disminuir la resistencia de la misma; sin embargo, debido a la presencia de la zona inestable en la característica del ventilador, sólo se puede conseguir una variación limitada, por lo que este método no es muy recomendado en ventiladores axiales. Además, este tipo de regulación implica un consumo de energía suplementario aparte del que se quiere transmitir al fluido, y la presencia de este elemento puede producir un aumento del ruido aerodinámico en la instalación.

- Mediante directrices de entrada: consiste en instalar una serie de álabes ajustables aguas arriba del rodete del ventilador, que proporcionan al fluido una prerrotación. Este método no es tan utilizado en ventiladores axiales como en ventiladores centrífugos. El mecanismo necesario precisa de cierta complejidad constructiva y no permite la ordenación del flujo en la entrada adecuada a cada caudal.

- Mediante velocidad de accionamiento variable: se puede conseguir con un motor eléctrico de velocidad variable o con un acoplamiento hidrostático; la primera opción supondría un incremento del coste en la instalación lo cual implica que en la mayoría de los casos se utilicen motores de corriente alterna con posibilidad de dos o tres velocidades de accionamiento; la segunda opción supone un consumo adicional de energía por el bajo rendimiento de este tipo de acoplamientos.

- Mediante álabes de paso variable: consiste en variar el ángulo de calado de los álabes, permitiendo modificar la característica del ventilador, y hacer que éste opere en la zona de mayor eficiencia de dicha característica; este es el método más usual de control de ventiladores axiales. El ajuste de los álabes puede hacerse tanto con el ventilador parado, como mediante algún sistema, neumático, hidráulico, eléctrico o mecánico, que permita hacerlo con el ventilador en

funcionamiento; esta última posibilidad aumenta el coste del ventilador.

Las distribuciones radiales de torsión, de curvatura, de solidez y de espesor de los álabes del ventilador son unas determinadas, independientes del ángulo de calado con que se posicionen los álabes, de tal forma que definen la geometría de rendimiento óptimo para unas especificaciones concretas, a las cuales corresponde un ángulo de calado.

Su modificación para obtener otras prestaciones implica una menor adecuación de la geometría al flujo, con lo cual disminuye la eficiencia para cualquier caudal, respecto al nominal. Esto es consecuencia de una variación igual de los ángulos de entrada del perfil y de ataque para todas las secciones, las cuales manifiestan una susceptibilidad distinta a dicha variación.

En este trabajo se estudia la modificación de la estructura del flujo estable (zonas útiles de trabajo de cada curva característica), en función del ángulo de calado adoptado.

1.2. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE FLUJO.

El análisis de un ventilador consiste, dada una geometría, en obtener las características del flujo dentro de la máquina y obtener la altura de elevación y el rendimiento para un caudal determinado.

Existen dos procedimientos complementarios para realizar el análisis del flujo a través de una turbomáquina. El primero consiste en realizar un estudio experimental del flujo obteniendo las distribuciones de velocidad y de presión dentro de la turbomáquina, variando distintos parámetros de funcionamiento, como el ángulo de calado de los álabes y la velocidad de rotación, y considerando varios caudales de funcionamiento en cada combinación de los parámetros anteriores. Este estudio experimental, muy costoso en tiempo y medios, serviría básicamente para esa turbomáquina y, en general, permitiría extrapolar conclusiones a otras geometrías similares. El segundo procedimiento consiste en realizar una modelización teórica de

dicho flujo a partir de las ecuaciones básicas que describen el movimiento de los fluidos, y aplicar dicha modelización a la geometría deseada.

La modelización numérica puede aplicarse a geometrías variadas, siempre que sean válidas las hipótesis empleadas en la elaboración del modelo, siendo un método de análisis menos costoso en tiempo y más flexible a la hora de modificar algún parámetro funcional de la turbomáquina.

Aún así, es preciso realizar el estudio experimental, pues los modelos numéricos precisan de condiciones de contorno que sólo se pueden obtener a partir de medidas del flujo real, siendo muy sensibles a la variación de dichas condiciones. Teniendo en cuenta que los modelos numéricos no explican de una forma satisfactoria las características reales del flujo en una turbomáquina, los ensayos experimentales son necesarios para obtener detalladamente dichas características y para contrastar los resultados obtenidos numéricamente, permitiendo evaluar la validez de las hipótesis y el rango de aplicación del modelo adoptado.

El flujo a través de una turbomáquina es muy complejo por su carácter tridimensional, no estacionario, viscoso y turbulento, con posibles recirculaciones entre la carcasa y el rodete. Las ecuaciones de Navier-Stokes, que describen el movimiento no estacionario de un fluido viscoso y compresible, no tienen una solución general a pesar de que se han formulado muchos modelos de turbulencia. Incluso formas simplificadas de dichas ecuaciones precisan de ordenadores con mayor capacidad y velocidad que los existentes actualmente. Por tanto, hay que emplear una serie de hipótesis simplificativas para poder abordar el problema.

Aunque el flujo absoluto en el rodete de una turbomáquina es no permanente, se puede suponer, a efectos de modelización, que el flujo relativo es permanente, para un caudal y una velocidad de rotación constante, si se está cerca del punto de diseño y si el flujo de entrada no está perturbado por estelas de otro rodete.

Para caudales que oscilan desde un caudal inferior al del punto de diseño en adelante, el

flujo entre los álabes de la turbomáquina puede dividirse en dos zonas bien diferenciadas: la zona de capa límite, donde tienen lugar los efectos disipativos y la zona del núcleo (exterior a la capa límite) donde el flujo puede considerarse ideal. Para caudales inferiores a uno determinado, se producen zonas de recirculación en las cuales el flujo no puede predecirse fácilmente.

La zona de capa límite puede tratarse independientemente con ecuaciones semiempíricas que permiten determinar el espesor de desplazamiento, para calcular el bloqueo, y el espesor de cantidad de movimiento, a fin de calcular las pérdidas de energía. Así, es posible realizar un cálculo bidimensional de cada una de las secciones de los álabes, incluyendo estos efectos.

Se pueden conseguir soluciones cuasi-tridimensionales combinando varias soluciones bidimensionales. Las soluciones bidimensionales son válidas cuando las superficies de corriente no adquieren torsión en el sentido del flujo, lo cual siempre ocurre debido al flujo secundario que aparece a causa de la deflexión. No obstante, la torsión suele ser pequeña en el punto de diseño, lo cual implica la validez general de estos métodos, excepto en máquinas de baja velocidad específica.

1.3. OBJETIVOS.

El objetivo de este trabajo es el conocimiento de las características del flujo en un ventilador axial analizando la influencia del ángulo de calado de los álabes.

Para satisfacer este objetivo básico se han adoptado dos procedimientos: la experimentación y la modelización numérica.

Dentro de la fase experimental, se han planteado los siguientes objetivos:

-Estudiar la influencia en las prestaciones globales del ventilador (caudal, altura de elevación, potencia y rendimiento) del ángulo de calado y de la solidez de los álabes, y

de la velocidad de rotación, para observar los márgenes de funcionamiento estable en cada combinación de parámetros.

-Desarrollar una metodología experimental que permita la obtención de campos de velocidades en la salida del rodete basada en la anemometría térmica. Esta fase incluye el diseño, la construcción y la calibración de sondas triples de hilo caliente. Asimismo, incluye el desarrollo de las técnicas necesarias de adquisición y tratamiento de datos.

-Determinar los campos de velocidades a la salida del rodete para analizar la variación de los mismos, tanto en la dirección radial como de álabe a álabe, y definir la estructura del flujo.

-Analizar la influencia sobre los campos de velocidades y las prestaciones globales de la variación del ángulo de calado y del caudal de funcionamiento, en la configuración básica.

Respecto a la fase numérica, se pretende:

-Adoptar y desarrollar un modelo físico-matemático para analizar el flujo en el rodete de un ventilador axial.

-Implementar el modelo en un ordenador de prestaciones normales.

-Determinar teóricamente, mediante dicho programa, los campos de velocidades y presiones, y analizar, para diversos caudales de funcionamiento y diversos ángulos de calado, sus variaciones radiales y de álabe a álabe, así como las prestaciones globales del ventilador.

1.4. METODOLOGÍA.

En primer lugar se ha realizado una fase experimental para conocer las características de la máquina y definir la estructura del flujo, y a continuación se ha realizado la modelización teórica.

1.4.1. Fase experimental.

La fase experimental ha consistido en primer lugar, en la caracterización geométrica y funcional del ventilador objeto de estudio, obteniendo las curvas características, o sea, la altura de elevación, la potencia de accionamiento y el rendimiento en función del caudal. Dichas curvas características se han obtenido variando el ángulo de calado y la solidez de los álabes y la velocidad de accionamiento. Esta parte de la fase experimental ha permitido elegir los ángulos de calado y los caudales sobre los cuales realizar el estudio teórico y la segunda parte de la fase experimental. En esta segunda parte se ha procedido a obtener la variación radial y circunferencial de las distintas componentes de la velocidad a la salida del rodete.

Para la obtención de dichas distribuciones de velocidad, se ha desarrollado una metodología experimental basada en la anemometría térmica que incluye el diseño, la construcción y la calibración de sondas de tres hilos que permitan captar el carácter tridimensional del flujo a la salida del ventilador.

Una vez elegido el ángulo de calado de los álabes y el caudal de funcionamiento se inserta la sonda desde el exterior del ventilador, realizando las medidas en varias posiciones radiales. Mediante un sistema de adquisición y tratamiento de datos, las señales provenientes de las sondas son convenientemente transformadas en componentes de velocidad.

1.4.2. Fase teórica.

Como modelo de cálculo, siguiendo la aproximación de Wu, se ha elegido una

formulación cuasi-tridimensional, calculando el flujo, por un lado, en superficies de álabe a álabe, y por otro, en una sección meridional, imponiendo la condición de equilibrio radial a la salida de los álabes. Para el cálculo del flujo de álabe a álabe se ha elegido un modelo no viscoso, resolviendo las ecuaciones de Euler, mediante un método "time-marching" y una discretización por volúmenes finitos en la que se ha incluido la variación del tubo de corriente entre la entrada y la salida de los álabes. Asimismo, se ha calculado la evolución de la capa límite sobre el perfil, teniendo en cuenta su efecto sobre el flujo no viscoso mediante el concepto de la velocidad de transpiración.

Este modelo ha sido implementado en un programa de ordenador, y ha sido ejecutado para la geometría de un ventilador axial variando el ángulo de calado de los álabes y el caudal de funcionamiento.

En definitiva, una vez planteada la problemática referente a los ventiladores axiales, se ha procedido a realizar un estudio experimental para profundizar en el conocimiento del flujo en este tipo de máquinas, y a continuación se ha realizado una modelización teórica de dicho flujo. Previamente, se hace un repaso a los distintos métodos de análisis de flujos presentando sus características y sus campos de aplicación. Una vez realizado este repaso y establecidas las hipótesis de partida a la hora de abordar la modelización, se procede a la descripción detallada de las distintas etapas incluidas en el modelo de cálculo elegido.

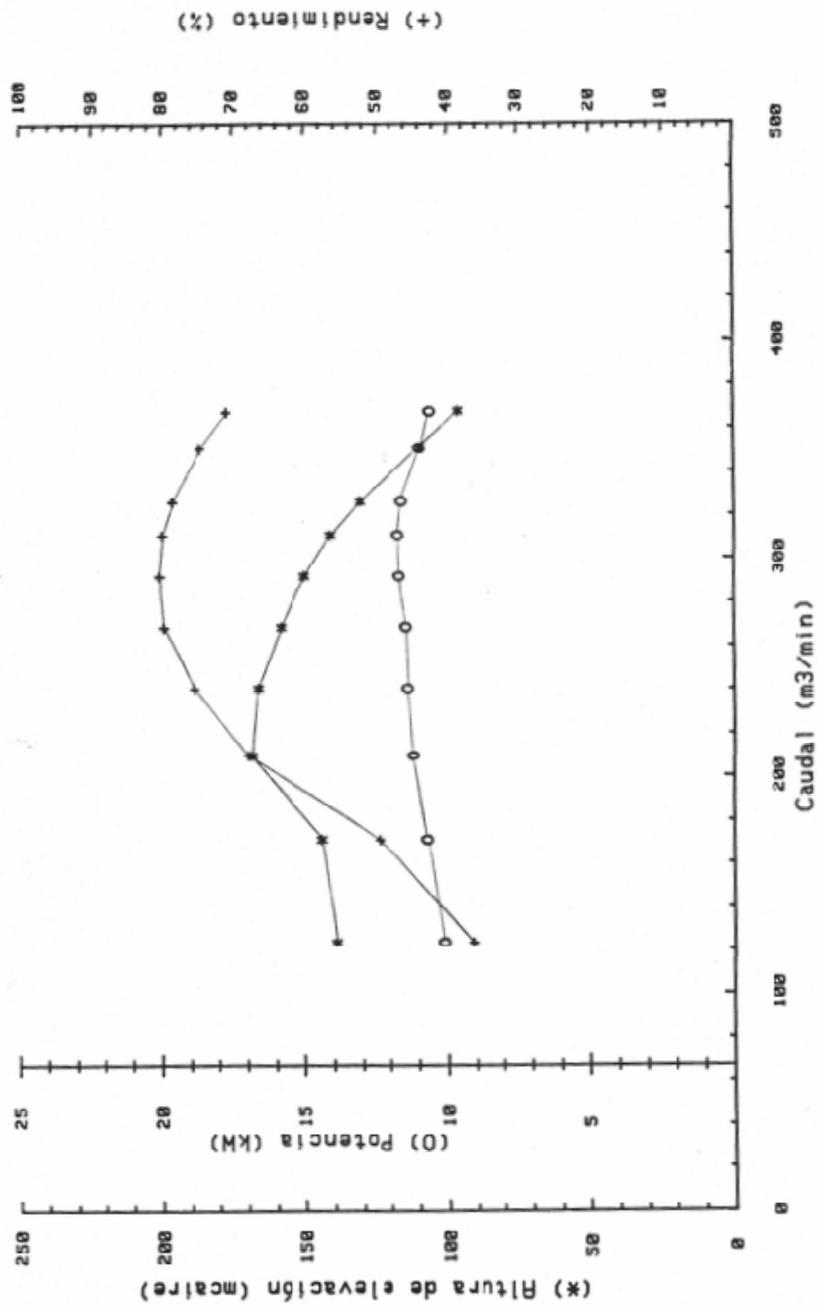


Figura 1.1. Curva característica de un ventilador axial.

2. ESTADO ACTUAL DEL ESTUDIO DEL FLUJO EN TURBOMÁQUINAS AXIALES.

2.1. CARACTERÍSTICAS DEL FLUJO EN UNA TURBOMÁQUINA AXIAL.

El flujo a través de una turbomáquina axial es tridimensional por naturaleza; el flujo llega a los álabes con una componente predominantemente axial y circunferencial y es deflectado tangencialmente, apareciendo una variación circunferencial de la velocidad entre la cara de succión y la cara de presión de los álabes, distorsionándose la superficie de corriente por la componente radial inducida; además, la curvatura del cubo y de la carcasa pueden inducir componentes radiales. La figura 2.1 muestra una porción del rodete de un ventilador axial, y se esquematizan los distintos fenómenos que pueden aparecer, superpuestos al flujo principal, en su funcionamiento normal.

Sobre las caras de los álabes se desarrolla la capa límite, dando lugar a la aparición de estelas en la parte posterior de los álabes, con lo que ello supone de bloqueo del canal de paso entre dos álabes y de pérdidas de energía del fluido. Existe asimismo una interacción entre la capa límite sobre los álabes y la que se desarrolla sobre el cubo y sobre la carcasa. Estas últimas están sometidas a los gradientes circunferenciales de presión existentes entre las caras de los álabes. Como la velocidad disminuye en la capa límite, se genera un movimiento radial, acumulándose el fluido de la capa límite en el espacio formado por la cara de succión de los álabes y el cubo o la carcasa, formándose un vórtice que puede inducir una separación extensiva de la capa límite de los álabes. Por tanto, un flujo secundario se superpone sobre el flujo principal, provocando la aparición de grandes zonas de fluido de baja energía y de importantes cambios locales de velocidad.

El desarrollo de la capa límite sobre los contornos sólidos en una turbomáquina juega un papel muy importante en su funcionamiento, y por tanto, en su diseño, en el que el efecto de la capa límite se puede tener en cuenta mediante la introducción de factores de corrección en cálculos no viscosos. Estos factores de corrección están basados en datos experimentales y dan una estimación grosera del efecto de la capa límite. Sin embargo, con la tendencia hacia

máquinas de mayor velocidad de rotación y mayor flujo másico, la influencia de la capa límite se convierte en crítica en la fase de diseño.

Una mejor descripción del flujo en capa límite en una turbomáquina no puede provenir de la mejora del cálculo bidimensional de la capa límite. La razón es que el comportamiento de la capa límite en álabes de turbomáquinas es muy diferente al comportamiento predicho por la teoría bidimensional. Esta teoría predice las características de una capa límite que aparece en un flujo que no varía en dirección radial. En los álabes de una turbomáquina, las variaciones radiales del flujo principal y de la capa límite no pueden ser ignoradas. Esto da lugar a la aparición de flujos secundarios, causados por flujo en capa límite que posee una componente normal a la dirección principal, y provoca el desplazamiento y acumulación de fluido de baja energía. Estos flujos provienen principalmente del huelgo existente entre los álabes y la carcasa, de gradientes circunferenciales de presión, de efectos centrífugos y del movimiento relativo entre álabes móviles y la carcasa. Este tipo de flujos no pueden ser explicados mediante una teoría bidimensional.

Las pérdidas de energía que se producen en la punta de los álabes de un ventilador axial constituyen un porcentaje elevado de las pérdidas totales. Como estas pérdidas son el resultado del desplazamiento y acumulación de fluido proveniente de la capa límite, las mejoras en la eficiencia de la máquina dependerán del esfuerzo realizado en comprender la naturaleza y las causas de estos fenómenos y en la búsqueda de métodos para tenerlos en cuenta en el diseño.

El huelgo entre partes móviles y partes fijas produce también un flujo secundario, y la deflexión de la capa límite existente sobre el cubo y la carcasa antes de llegar a los álabes induce vórtices que modifican la dirección principal del flujo. Un flujo secundario adicional se debe al efecto de la fuerza centrífuga sobre la capa límite de los álabes impulsando al fluido hacia la punta de los álabes.

Estudios experimentales (McDougall, 1990; Inone y Kuromaru, 1989) han permitido conocer la influencia de este efecto sobre el flujo principal y sobre el funcionamiento global de la

turbomáquina indicando que hasta cierto valor (difícil de obtener por limitaciones mecánicas), el huelgo en la punta puede ser beneficioso en el sentido de retrasar la aparición del desprendimiento y de aumentar la presión proporcionada por la máquina. A partir de dicho valor, su efecto es perjudicial.

Por tanto, se tiene un flujo viscoso completamente tridimensional, y ocasionalmente compresible. Generalmente también es no estacionario, incluso para el primer rodete, por la presencia de estelas provenientes de elementos situados antes del rodete (soportes, codos), que aunque son estacionarias en el campo absoluto, no lo son en el campo relativo del rodete; el flujo tampoco es estacionario para los siguientes rodetes en una máquina de varias etapas, debido a la no uniformidad del flujo en el canal formado por dos álabes, por la presencia de las estelas y al movimiento relativo entre rodete y estátor.

Pueden existir otro tipo de fenómenos no estacionarios como el bombeo y el desprendimiento rotativo. Estos fenómenos tienen lugar si el caudal de funcionamiento disminuye de forma que el aumento del ángulo de ataque del flujo sobre los álabes hace que se separe la capa límite sobre la cara de succión. La fuerza centrífuga impulsa al fluido de la zona de separación hacia la punta del álabe; en esta zona aumenta la presión y provoca un aumento del flujo a través del huelgo formado entre el álabe y la carcasa. Este proceso provoca un régimen inestable de funcionamiento y aparece una fuerza oscilante sobre el álabe que da lugar a una vibración sobre el rodete.

Las características mencionadas tratan de destacar la imposibilidad práctica de una completa modelización teórica del flujo en una turbomáquina. Para abordar dicha modelización es necesario realizar hipótesis sobre la naturaleza física del flujo y adoptar las simplificaciones a que dan lugar. Dichas simplificaciones, sin ser abusivas, pueden no explicar correctamente todas las peculiaridades citadas, ni hacerlo en todos los casos que se pretende modelizar.

Aunque se han diseñado muchos tipos de turbomáquinas con métodos empíricos, alcanzando un funcionamiento plenamente satisfactorio, los métodos numéricos avanzados

actuales, pueden contribuir a la optimización de los procesos de diseño.

2.2. MODELOS BIDIMENSIONALES Y TRIDIMENSIONALES.

2.2.1. Introducción.

Puesto que el flujo a través de una turbomáquina, como se ha comentado anteriormente, es muy complejo, la mayoría de los métodos numéricos trabajan con la hipótesis de que el flujo es no viscoso. La mayoría de los métodos están basados en la teoría de Wu, en la cual el flujo tridimensional (3D) se descompone en dos familias de superficies que interseccionan entre sí. El flujo se calcula independientemente en cada una de estas superficies: superficie de álabe a álabe, S1, y superficies meridionales que van desde el cubo hasta la punta de los álabes, S2 (Figura 2.2). Se pretende obtener una solución 3D combinando las dos 2D, mediante un proceso iterativo. Sin embargo estos métodos son cuasi-3D, puesto que no se permite la migración de las partículas de dichas superficies.

Dos métodos generales se han desarrollado para el cálculo de flujo en las superficies S1 y S2: el método de la curvatura de las líneas de corriente y el método matricial. Los dos métodos resuelven las mismas ecuaciones, pero mientras que el primero puede tratar flujo subsónico y supersónico a la vez, el segundo está limitado a flujo completamente subsónico o a flujo completamente supersónico.

A medida que el flujo se hace más complejo, los métodos más eficaces de resolución usan directamente las ecuaciones básicas. Estas ecuaciones se acaban reduciendo a un conjunto de ecuaciones algebraicas en diferencias finitas. La solución puede obtenerse reteniendo las derivadas respecto al tiempo y efectuando la solución a través de incrementos de tiempo. Las ecuaciones resultantes son del tipo hiperbólico para todos los números de Mach, con lo cual pueden resolverse flujos transónicos. El principal inconveniente es la estabilidad numérica y la gran capacidad de memoria necesaria, así como el enorme tiempo de resolución.

Aunque hoy en día ya se están realizando cálculos completamente tridimensionales, muchas situaciones físicas aún pueden ser descritas con un grado razonable de exactitud por un método bidimensional, si la geometría permite esta posibilidad.

En situaciones prácticas, muchas configuraciones pueden ser consideradas como no fuertemente tridimensionales, en el sentido en que se espera que las variaciones de una componente de la velocidad sean menos importantes que las variaciones de las otras dos. Por ejemplo, los álabes del rodete de una turbomáquina inducirán efectos tridimensionales que en aquellos casos en los que la relación de cubo sea elevada, son de bajo orden de magnitud, y una descripción basada en métodos bidimensionales podría ser una aproximación aceptable.

2.2.2. Modelos bidimensionales.

Desde los años 1950-1960, las distribuciones de presión y velocidad alrededor de los álabes de una turbomáquina, se han calculado con métodos 2D, con distribuciones de manantiales, sumideros y vórtices, o mediante técnicas de transformación de flujo potencial (Martensen, 1959; Schlichting, 1955; Wilkinson, 1967). Estos métodos son muy útiles para flujo incompresible. Asimismo, se han desarrollado modelos basados en el empleo de la función corriente y métodos de curvatura de las líneas de corriente.

La mayoría del análisis 2D actual tiene origen en el trabajo de Wu (Wu, 1950, 1952), que abordó la resolución de las ecuaciones de flujo 3D no viscoso, en conjuntos de ecuaciones 2D (superficies S1 y S2). En cada superficie el problema es bidimensional y se introduce la función corriente. Las ecuaciones resultantes pueden ser elípticas o hiperbólicas, según cual sean las condiciones de contorno y pueden resolverse mediante métodos de relajación (elípticas) o mediante métodos de características (hiperbólicas). Como se ha indicado anteriormente, la combinación de las soluciones en las dos superficies mediante un proceso iterativo produce una solución cuasi-3D.

2.2.3. Modelos cuasi-tridimensionales.

Para abordar situaciones con flujos con efectos tridimensionales limitados, se introduce una descripción intermedia entre la completamente tridimensional y la bidimensional, denominada cuasi-tridimensional (Bosman, 1976).

En realidad, las superficies de corriente no son axisimétricas a través del rodete. Esto significa que existirá transporte de masa, cantidad de movimiento y energía a través de las superficies álabe a álabe utilizadas en el análisis.

Asimismo, las secciones de los álabes son analizadas aisladamente, existiendo ciertos fenómenos que no pueden ser así contemplados, como los flujos secundarios o los efectos de cubo y carcasa. Otro efecto que no es tenido en cuenta es la existencia de partes móviles y de partes fijas en la turbomáquina, que provocan una gran distorsión del flujo respecto a la aproximación bidimensional.

2.2.4. Modelos tridimensionales.

Aunque existen métodos tridimensionales basados en una simulación del flujo por medio de fuentes, de sumideros y vórtices, los métodos "time-marching" usando variables primitivas son los más apropiados para obtener soluciones 3D, siendo las mayores dificultades el construir un mallado apropiado, el gran tiempo de cálculo y el gran requerimiento de memoria. Esta aproximación, propuesta inicialmente por McDonald (1971) para flujos bidimensionales fue posteriormente adaptada a flujos tridimensionales en turbomáquinas por Martinon (1980) utilizando el método de las características, por Denton (1974) utilizando una discretización por volúmenes finitos, y por Hirsch (1976) utilizando una discretización por elementos finitos.

2.3. MODELOS VISCOSOS Y NO VISCOSOS. CAPA LÍMITE.

Como ya se ha mencionado, el estudio aerodinámico de una turbomáquina precisa cálculos tridimensionales no estacionarios y viscosos. Estrictamente hablando sólo es posible mediante la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes. Pese al trabajo que se está realizando en ese sentido, hay que resolver ciertas dificultades. Las más importantes son:

- En primer lugar, las aplicaciones prácticas de programas existentes son muy complejas y no son aún operacionales. Además, requieren ordenadores de gran potencia de cálculo.

- En segundo lugar, el cálculo de flujos turbulentos requiere ciertas simplificaciones, y los modelos disponibles no tienen en cuenta correctamente la realidad física.

Aunque se introducirán mejoras que harán estos métodos más fáciles de utilizar y más exactos, existe otra forma de describir el comportamiento real de un fluido, que consiste en la utilización de técnicas de acoplamiento. El principio básico consiste en dividir el flujo en dominios en los que la viscosidad sea despreciable y en dominios de flujo viscoso.

El primer paso del acoplamiento consiste en hacer un cálculo no viscoso, seguido de un cálculo de la capa límite sobre la superficie de los álabes, la cual proporciona el espesor de desplazamiento. Posteriormente, el cálculo no viscoso se corrige para tener en cuenta el espesor de desplazamiento.

Este método debe ser aplicado en flujos en los que se pueda distinguir estas zonas viscosas y no viscosas.

Un gran número de simplificaciones pueden ser consideradas tanto para fluido perfecto como para fluido viscoso. A continuación se analizan los distintos grados de simplificación.

2.3.1. Modelos de flujo ideal.

Las ecuaciones resueltas en las distintas aproximaciones a este tipo de flujo son las siguientes:

- Ecuación potencial en flujo incompresible: su campo de aplicación está limitado a flujos de baja velocidad, pero existe una gran cantidad de métodos disponibles para configuraciones complejas, como el método de las singularidades, de paneles o la transformación conforme.
- Ecuación potencial en flujo compresible: permite el tratamiento de flujos irrotacionales compresibles, posiblemente transónicos y con ondas de choque débiles. El flujo no debe estar bloqueado, lo cual limita su aplicación en flujos internos. Se ha desarrollado una gran cantidad de programas, principalmente basados en diferencias finitas, volúmenes finitos y elementos finitos.
- Ecuaciones de Euler: representan el comportamiento de un fluido no viscoso. Permiten el tratamiento del caso general de flujo rotacional, incluyendo zonas subsónicas y supersónicas con ondas de choque.

Las técnicas de resolución de estas ecuaciones utilizan métodos iterativos y necesitan largos tiempos de cálculo. De hecho, estos métodos iterativos pueden ser explícitos o implícitos, utilizando todos los términos no estacionarios (métodos "time-marching") o sólo una parte (métodos pseudo-estacionarios) y operan con diferencias finitas, volúmenes finitos o elementos finitos.

Asimismo, se puede mencionar el método de las características, restringido a flujos supersónicos.

2.3.2. Modelos de flujo real.

Plantean la resolución de las ecuaciones completas de Navier-Stokes; debido a las escalas de la turbulencia, se pueden resolver en los siguientes casos:

- en flujo laminar,
- con ecuaciones promediadas en las que los efectos globales de la turbulencia son representados por un modelo,
- con ecuaciones filtradas en las que se tienen en cuenta las grandes escalas de turbulencia y las pequeñas son reemplazadas por un modelo,

La mayoría de los métodos que usan el concepto de acoplamiento entre zona viscosa y no viscosa emplean, para la parte viscosa, el concepto de capa límite, y tratan de resolver las ecuaciones de Prandtl, que no tienen en cuenta el gradiente transversal de presiones. Estas ecuaciones se pueden resolver mediante técnicas de diferencias finitas o mediante métodos integrales.

- Métodos integrales: utilizan dos ecuaciones integrales. La primera ecuación, común a todos los métodos es la ecuación de von Kármán. La segunda (o complementaria) difiere de acuerdo con las preferencias de cada autor. Tres tipos de ecuación son generalmente utilizados:

- 1) Ecuación de la energía mecánica: obtenida por la multiplicación de la ecuación von Kármán por una componente de la velocidad antes de integrar en la dirección normal a la superficie sólida.
- 2) Ecuación integral de continuidad: obtenida por integración de la ecuación de continuidad desde $y = 0$ hasta $y = \delta$, y tiene en cuenta la proporción a la cual el flujo externo entra en la capa límite.
- 3) Ecuación del momento de la cantidad de movimiento: obtenida por la multiplicación

de la ecuación de von Kármán por "y" antes de integrar desde $y = 0$ hasta $y = \delta$.

Estas ecuaciones introducen nuevas incógnitas, por lo que serán necesarias más relaciones (relaciones de cierre) para resolver el problema; estas relaciones consisten en modelos de turbulencia o expresiones empíricas expresadas en función de variables conocidas.

- Métodos de diferencias finitas: las ecuaciones de la capa límite son resueltas directamente, la mayoría de las veces, por una técnica implícita. La principal diferencia entre los diferentes métodos reside en el modelo de turbulencia adoptado. Estos métodos precisan de mayor tiempo de cálculo que los métodos integrales, pero encierran un menor grado de empirismo.

Los métodos integrales son capaces de proporcionar una previsión del fenómeno siempre que sean aplicados en configuraciones similares a aquéllas para las que fueron establecidas las relaciones empíricas que utilizan.

2.4. MÉTODOS DE RESOLUCIÓN.

2.4.1. Métodos matriciales

En el método matricial (Marsh, 1968), se usan técnicas de diferencias finitas para la resolución del flujo en las superficies de corriente. El campo del flujo se discretiza en un mallado, y en cada punto del mallado se obtienen las expresiones, en diferencias finitas, de las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía. Mallados simples, dan lugar a expresiones en diferencias finitas simples, pero tienen el inconveniente de tratar de forma poco precisa las condiciones de contorno. Para solucionar este inconveniente se utilizan mallados no rectangulares que se ajustan al contorno.

Marsh aplicó el método de Wu resolviendo el flujo en una superficie de corriente del

cubo a la punta de álabe. Supuso el flujo compresible subsónico sin separación. Puso la ecuación principal en forma de diferencias finitas usando mallados no rectangulares. La ecuación en diferencias finitas era de la forma:

$$|M // \psi| = |\theta| 1 \quad (2.1)$$

El método de obtención de θ era resolver la ecuación para un vector ψ determinado, corregir y repetir hasta satisfacer un criterio de convergencia. El efecto de la irreversibilidad se trató usando un rendimiento politrópico.

Otros métodos (Bosman y Marsh, 1974) mejoraron el método introduciendo una fuerza de arrastre. Supusieron, igual que Horlock (1971), que en un flujo adiabático irreversible, la rotalpia es constante a lo largo de las líneas de corriente, igual que con un flujo isentrópico, pero este método no podía tratar puntos de estancamiento dentro del campo de fluido.

2.4.2. Métodos de curvatura de líneas de corriente.

Este método genera un mallado a partir de las líneas de corriente e impone la conservación de la energía a lo largo de ellas (Novak, 1967, 1977). La ecuación de cantidad de movimiento en la dirección normal a las líneas de corriente se resuelve utilizando la curvatura de dichas líneas obtenida en una iteración previa. La constante de integración necesaria para completar la integración de la ecuación de cantidad de movimiento se obtiene iterativamente de la necesidad de satisfacer la ecuación de continuidad. Esto plantea dificultades en el tratamiento de flujos con ondas de choque. El método resuelve numéricamente dos ecuaciones e implica dos iteraciones en un mismo bucle. De todas formas es rápido y exacto excepto en regiones de alta curvatura, como es el caso del borde de ataque de los álabes, y es ampliamente utilizado en el diseño.

Hay dos variaciones principales en este método: Utilizar normales al flujo o utilizar superficies cuasi-ortogonales.

Las ecuaciones de cantidad de movimiento están planteadas en una forma en la que se

relaciona el gradiente de velocidad perpendicular a la línea de corriente con la curvatura de ésta. Puesto que el radio de la curvatura de una línea de corriente es un factor geométrico, y la distancia entre líneas de corriente es función de la ecuación de continuidad, es relativamente simple resolver estas ecuaciones para una geometría determinada.

El método general de operación, cuando se utiliza este método con las superficies S1 y S2, es iniciar el proceso con una estimación de la distribución de velocidades y de la posición de las líneas de corriente. Luego utilizando la ecuación del gradiente de velocidad se obtienen coordenadas más precisas para los puntos de intersección de las líneas de corriente con las cuasi-ortogonales. De estas curvas se evalúan la primera y segunda derivadas y de ellas se obtienen las pendientes y los radios de curvatura. El proceso se repite utilizando un factor de amortiguación para alcanzar la convergencia.

Katsanis (1968) desarrolló un método para superficies meridionales, obteniendo una solución en la superficie de corriente media. La solución se utilizó para generar superficies de corriente de álabe a álabe. Este método puede utilizar tanto diferencias finitas como gradientes de velocidad en el plano cuasi-ortogonal.

Katsanis describió una solución de álabe a álabe usando matrices en diferencias finitas limitado a flujo subsónico, aunque puede tratar, con algunas modificaciones, flujo supersónico en algunas zonas.

2.4.3. Métodos de superficies de corriente.

El flujo tridimensional no viscoso en una turbomáquina se divide, de acuerdo a la hipótesis de Wu, en otros dos bidimensionales:

- 1) El primero consiste en considerar las superficies de corriente generadas por partículas situadas sobre circunferencias centradas en el eje de la turbomáquina. Estas superficies denominadas S1 o de primer orden son generalmente supuestas de revolución. Esta hipótesis

puede ser muy restrictiva, pero su consideración simplifica los cálculos. La intersección de cada una de estas superficies con los álabes define una cascada a través de la cual pueden ser calculados el flujo no viscoso más la capa límite.

El cálculo de flujo en cascada se resuelve con distintos métodos según las condiciones del flujo:

- Diferencias finitas, curvatura de las líneas de corriente o métodos de singularidades en flujo subsónico.

- Métodos pseudo-estacionarios o diferencias finitas no centradas en flujo transónico o con efectos de compresibilidad.

- Método de las características en flujo supersónico.

Además, los cálculos de capa límite que están asociados a estos cálculos son a menudo insuficientes para una definición correcta de las pérdidas, sobre todo en presencia de desprendimiento o de efectos intensos de compresibilidad.

2) El otro problema bidimensional consiste en efectuar los cálculos sobre superficies, denominadas de segundo orden o S2, generadas por una línea que va desde la base hasta la punta de la turbomáquina desplazándose desde la entrada hasta la salida del canal formado por dos álabes. Dos superficies particulares de este tipo son las caras de presión y de succión de los álabes.

Una simplificación es la de efectuar el cálculo sobre una superficie S2 media, considerando que las variables aerodinámicas son consideradas como promedios en la dirección tangencial. Una simplificación adicional utilizada a menudo consiste en considerar el flujo como enteramente axisimétrico, es decir, que las variaciones tangenciales de las variables aerodinámicas son nulas.

Otra hipótesis simplificativa consiste en considerar el flujo como permanente en el movimiento relativo. Conduce a despreciar los términos $\partial/\partial t$ en las ecuaciones del movimiento escritas en un sistema de referencia ligado al rodete. Pero un observador fijo ve el flujo de forma no estacionaria. Físicamente, esta hipótesis implica que las estelas de los álabes son amortiguadas al pasar de una etapa de álabes a otra.

En resumen, el modelo representa un flujo adiabático, no viscoso, permanente, calculado sobre una superficie de corriente de tipo S2 de Wu. El flujo puede ser rotacional; la entalpía total y la entropía pueden variar de un punto a otro.

2.4.4. Métodos de elementos finitos.

Este método, aplicado inicialmente para el análisis de estructuras, fue pronto aplicado para resolver problemas en medios continuos a partir del trabajo de Zienkiewicz y Cheung (1965). Según este método, el dominio físico del flujo se discretiza en elementos de tamaño y forma arbitrarias. Dentro de cada elemento se definen una serie de puntos en los que se determinará el valor de las variables incógnitas.

Las variables se aproximan mediante combinaciones lineales de funciones de interpolación conocidas. Si \tilde{u} es una solución aproximada de $u(x)$, se puede expresar

$$\tilde{u} = \sum_N u_i N_i(x) \quad (2.2)$$

donde el sumatorio se extiende sobre todos los nodos. Por tanto, una función de interpolación se asocia a cada incógnita de cada nodo. Estas funciones $N_i(x)$ son definidas de varias formas en función del grado de continuidad deseado entre un elemento y los elementos contiguos.

Este método se aplicó inicialmente para resolver el flujo bidimensional en turbomáquinas sobre las superficies S1 y S2 desde los años 70 (Hirsch y Warzee, Adley y Kimmerman) y

también se aplicó posteriormente para flujos tridimensionales (Hirsch y Warzee).

2.4.5. Métodos de volúmenes finitos.

Este método fue introducido en dinámica de fluidos independientemente por McDonald (1971) y por McCormack y Paullay (1972) para la resolución de las ecuaciones de Euler bidimensionales en su formulación no estacionaria. Su aplicación a flujos en turbomáquinas se debe al trabajo de Denton (1974), primero en cascadas y luego en flujos tridimensionales.

Según este método, el dominio físico del flujo se discretiza en elementos de tamaño y forma arbitrarias al cual se le aplican directamente las leyes de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía en forma integral.

Este método implica la resolución directa de las ecuaciones de Euler y por tanto no es necesaria la hipótesis de flujo isentrópico. Incluso la hipótesis de flujo adiabático no es necesaria aunque es habitualmente hecha. Este método es menos rápido, pero al hacer menos hipótesis no está tan limitado en las aplicaciones. En particular, pueden ser incluso calculados flujos supersónicos con ondas de choque. Además, si se utiliza una técnica dependiente del tiempo ("time-marching"), la posición de las ondas de choque no necesita ser previamente conocida. La flexibilidad de este método junto con el decreciente coste de la potencia de cálculo ha llevado a un continuo aumento del uso de programas para resolver las ecuaciones de Euler.

2.4.6. Métodos de "time-marching".

2.4.6.1. Concepto.

En la actualidad para resolver problemas de flujo se usan ampliamente métodos dependientes del tiempo, que utilizan variables primitivas (velocidad, presión, temperatura y densidad). La ventaja principal de estos métodos es la posibilidad de calcular flujo subsónico y supersónico con ondas de choque. Otras ventajas son su simplicidad, y la posibilidad de obtener soluciones en casos donde no se tiene ningún conocimiento a priori del flujo, así como su fácil

extensión a flujos tridimensionales.

El sistema de operación básico de este método es empezar con una distribución de flujo estimada e integrar las ecuaciones dependientes del tiempo (continuidad, cantidad de movimiento y energía). El problema principal es la estabilidad.

Dos aproximaciones son posibles: la de diferencias finitas y la de áreas o volúmenes finitos. En la aproximación de diferencias finitas, el campo de flujo se transforma en una red de mallas rectangulares uniformes y las derivadas del flujo se expresan en términos de los valores en los nodos de la malla con aproximaciones por series de Taylor. Son precisas técnicas numéricas especializadas para asegurar la estabilidad de la integración de las ecuaciones con el tiempo hasta alcanzar un estado estacionario.

Con la aproximación de volúmenes finitos, se define un mallado en el dominio físico del flujo, a partir del cual se definen los elementos de control a los que se aplican las ecuaciones que expresan los principios de conservación en su expresión no estacionaria. Estos elementos intercambian masa, cantidad de movimiento y energía a través de sus contornos, y esos intercambios evolucionan en el tiempo hasta que se llega a un estado estacionario en el que no varían de un instante a otro.

2.4.6.2. Esquemas numéricos.

La integración de las ecuaciones planteadas a través del tiempo para obtener la solución en estado estacionario requiere técnicas muy especializadas. Un gran número de esquemas han sido desarrollados, y pueden clasificarse en implícitos y explícitos de acuerdo a si un punto es calculado usando los nuevos o los viejos valores respectivamente de las variables en los puntos vecinos. Los esquemas implícitos inevitablemente implican la inversión de una matriz, pero permiten mayores pasos temporales. Por tanto, el estado estacionario se alcanza en menos pasos pero más costosos. Para cálculos no viscosos en turbomáquinas, los esquemas implícitos no se han mostrado tan satisfactorios ni económicos como los esquemas explícitos. Los esquemas

explícitos están siempre limitados a pasos temporales que satisfacen una condición similar a

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{a + V} 3 \quad (2.3)$$

siendo Δx la separación entre líneas del mallado, c la velocidad del sonido y v la velocidad del flujo. Esta expresión, esencialmente expresa que la onda de presión más rápida no debe moverse más de un espacio en el mallado por paso temporal. Esto significa que si hay N puntos en el mallado entre la entrada y la salida de una cascada, el número de pasos temporales requerido para alcanzar una solución estacionaria partiendo de una solución inicial es del orden de $10 \cdot N$; esto explica el gran tiempo de cálculo requerido por estos métodos.

Los métodos utilizados para alcanzar estabilidad de esquemas explícitos se pueden clasificar en:

- a) Adición de términos de amortiguamiento a las ecuaciones (Lax, McDonald, 1971).
- b) Esquemas "predicor-corrector" de dos o más pasos (Lax-Wendroff; McCormack, 1972; Jameson, 1981).
- c) Esquemas en los que el amortiguamiento disminuye a medida que progresan los cálculos (Arts, 1982, 1985; Denton, 1974).
- d) Esquemas de un paso de segundo orden (Delaney, 1982; Ni, 1981).

Los esquemas de tipo "Lax" (a) son simples y rápidos pero sólo tienen una exactitud de primer orden en tiempo y espacio. La exactitud en tiempo no es importante para cálculos en régimen estacionario, pero la baja exactitud en espacio significa que son necesarios un gran número de puntos en el mallado para obtener soluciones aceptables. Estos esquemas son simples y robustos, y las variables sólo necesitan ser almacenadas en un nivel temporal.

Los esquemas del tipo "predicor-corrector" (b) han sido los más populares en flujos externos. Estos métodos tienden a ser de segundo orden en espacio y tiempo, pero como cada paso temporal se divide en un paso "predicor" y otro "corrector", todas las variables han de ser almacenadas en dos niveles temporales. Esto es un serio inconveniente en cálculos

tridimensionales. Recientemente, ha sido desarrollado por Jameson (1981) un esquema de tipo Runge-Kutta de cuatro pasos; sus resultados han sido satisfactorios para flujos externos y ha sido adaptado para el cálculo de flujos en turbomáquinas. El método permite pasos temporales 2· 2 veces mayores que otros métodos explícitos pero requiere una mayor memoria de almacenamiento.

Los esquemas de tipo (c) son similares a los del tipo (a) pero el amortiguamiento numérico inherente en el uso de un esquema numérico de primer orden disminuye progresivamente a medida que el cálculo evoluciona, obteniéndose una solución con una exactitud espacial de segundo orden. Este tipo de esquema es el más utilizado en turbomáquinas, pero no es de aplicación en flujos externos. Posee las ventajas de ser rápido, simple, precisa bajos requerimientos de almacenaje como los esquemas de tipo (a) y posee la exactitud de los de tipo (b).

Existen comparativamente pocos esquemas del tipo (d) pero Delaney y Ni han desarrollado algunos para cálculos en turbomáquinas. El esquema de Delaney calcula los nodos pares e impares en pasos temporales sucesivos. El esquema de Ni utiliza la segunda derivada temporal para obtener una fórmula para distribuir las variaciones entre los nodos vecinos.

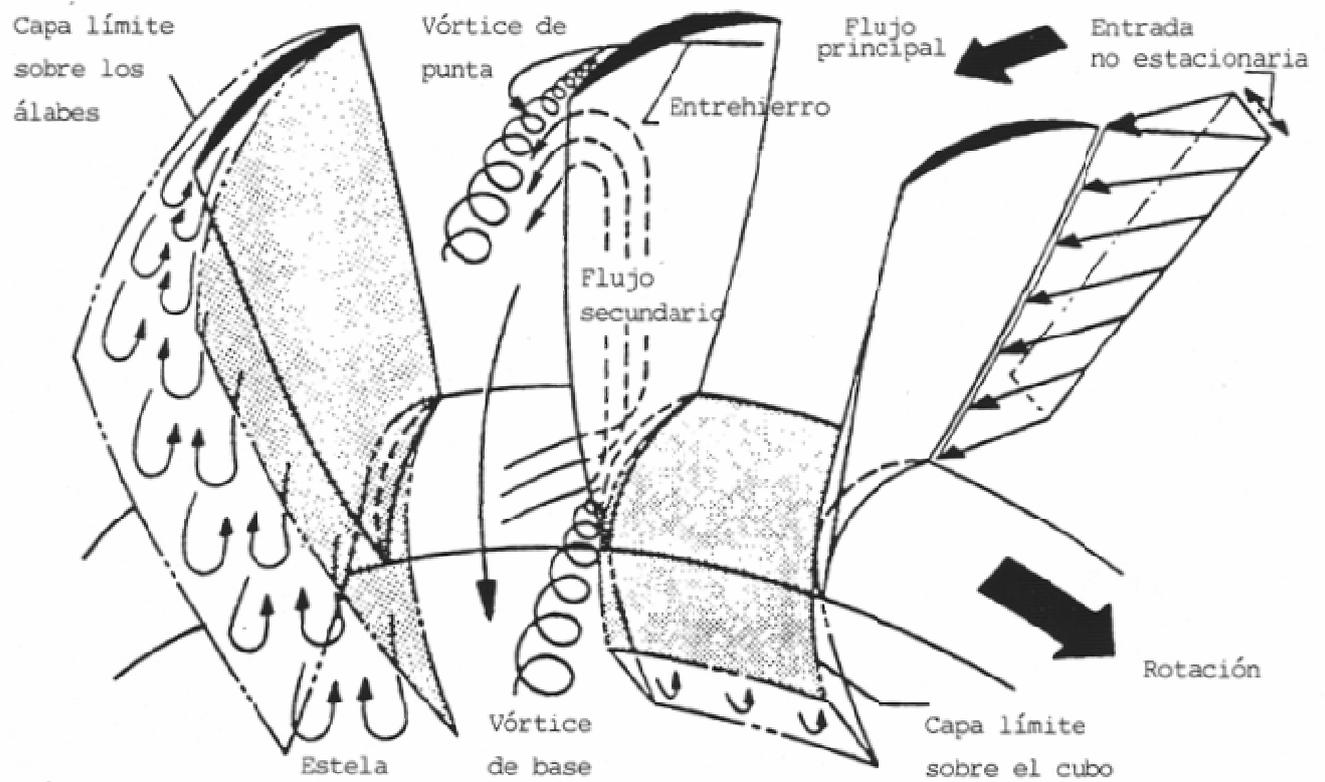


Figura 2.1. Características del flujo en una turbomáquina axial

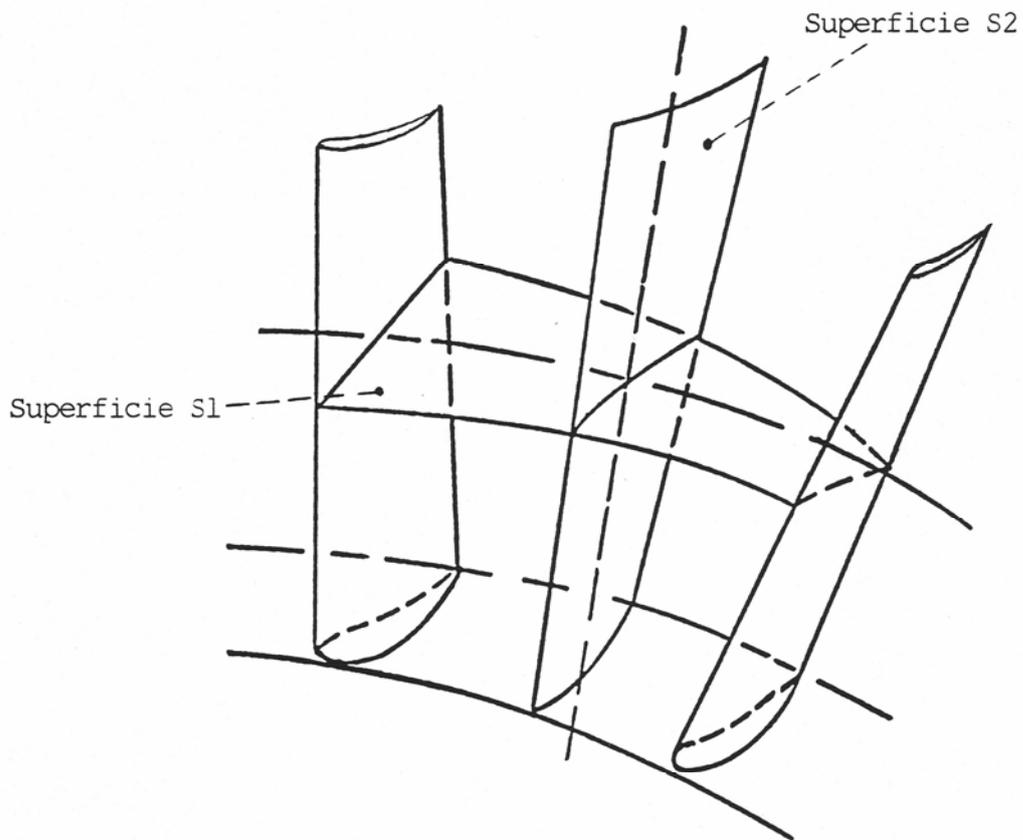


Figura 2.2. Superficies S1 y S2.

3. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL FLUJO EN UNA MÁQUINA AXIAL.

3.1. INTRODUCCIÓN.

Para conocer las características del flujo en un ventilador axial, se ha realizado un estudio experimental que ha consistido, en primer lugar, en la caracterización funcional del ventilador, es decir, en la obtención de sus curvas características para analizar la influencia de los siguientes parámetros de diseño: ángulo de calado y solidez de los álabes, y velocidad de rotación del rodete. Se ha elegido un ventilador axial modelo a escala reducida 1/2.5 de un ventilador axial de grandes dimensiones instalado en una central térmica operando con tiro inducido. En el ventilador modelo, se disminuyó el número de álabes del rodete de 14 a 8 manteniendo la solidez y el orden del número de Reynolds; se mantuvo la relación de cubo, con lo cual se modificó la relación de aspecto; la velocidad de rotación es el doble que en el ventilador prototipo para satisfacer las condiciones de semejanza dinámica impuestas por los números de Reynolds y de Mach.

Una vez caracterizada la instalación, se han seleccionado ciertas combinaciones de dichos parámetros, y dentro de ellas se han elegido ciertos puntos de funcionamiento próximos al punto de máximo rendimiento para los que se han obtenido distribuciones radiales y tangenciales de velocidad antes y después del rodete del ventilador.

A continuación se describen ambas fases del estudio experimental.

3.2. DEFINICIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE LA INSTALACIÓN.

3.2.1. Introducción.

La turbomáquina objeto de estudio en este trabajo es el rodete de un ventilador axial, con estátor y difusor, de baja velocidad específica, alta relación de cubo, con 8 álabes diseñados en base al perfil NACA-65 (Abbott, 1958; Herrig et al., 1957). Los álabes han sido diseñados según

el método desarrollado en un trabajo previo (Santolaria, 1986) y en las figuras 3.1, 3.2, 3.3 y 3.4 se muestran respectivamente las distribuciones radiales del ángulo de calado, del cámber y de la solidez de los álabes y del espesor del perfil. Asimismo, sobre dichas figuras se señalan las secciones utilizadas en la construcción de los álabes.

Las dimensiones básicas son 600 milímetros de diámetro de punta y 380 milímetros de diámetro de base, obteniéndose una relación de cubo de 0.633 y una relación de aspecto de 0.735, siendo estos valores altos para un ventilador y pudiendo catalogar a la máquina como soplante.

Una característica importante de la máquina es que puede modificarse manualmente el ángulo de calado de los álabes, permitiendo que se puedan obtener distintos ventiladores, cada uno con unas características distintas, con la ventaja de poder ajustar el ángulo de calado de forma que el caudal de funcionamiento esté en la zona de mejor rendimiento para dicho ángulo.

3.2.2. Obtención de las curvas características.

El trabajo experimental (Ballesteros, 1990) ha sido realizado en un banco de ensayos diseñado según la norma BS 848, Part I (1980). En la figura 3.5 se muestra un esquema de dicho banco de ensayos, en el que se aprecian los distintos elementos. El motor eléctrico (1) de corriente continua y velocidad variable acciona el rodete (2) provocando el flujo de aire a lo largo de todo el conjunto. Después del rodete, el aire cruza el estátor (3) y el difusor (4); el caudal de aire se mide mediante una tobera (5), y una pieza cónica (6) permite regular la resistencia al paso del aire a través del banco.

La potencia de accionamiento del rodete se ha obtenido mediante un medidor de par situado entre el motor eléctrico y el rodete del ventilador. Ensayos realizados a distintas velocidades de accionamiento, con el rodete montado sin álabes, han permitido determinar las pérdidas mecánicas en la transmisión y corregir así la potencia de accionamiento a fin de calcular el rendimiento aerodinámico.

El caudal circulante se ha medido a partir de la depresión generada en la tobera. Dicha tobera había sido previamente calibrada, siguiendo el procedimiento indicado en la norma mencionada, con medidas de velocidades en la sección final del banco, mediante tubo de Pitot y manómetro inclinado. La depresión se ha medido con un transductor de presión diferencial conectado entre cuatro puntos dispuestos a 90 grados en la sección inmediatamente aguas arriba y otros cuatro puntos ubicados en la garganta de la tobera.

La altura de elevación se ha obtenido a partir de la presión existente en un punto intermedio entre el difusor y la tobera, aguas abajo del enderezador de flujo dispuesto a tal efecto, medida mediante un transductor de presión relativa, más la suma de la presión dinámica y de las pérdidas de carga a través de los elementos estandarizados del banco de ensayos, obtenidas según la citada norma.

Tanto el medidor de par como los transductores de presión relativa y diferencial, han sido calibrados al comienzo de cada ensayo con patrones de referencia, reajustándose los parámetros básicos (origen y fondo de escala). Este ejercicio se ha repetido al final de cada sesión, a fin de desechar los resultados si se pierde la calibración de los elementos de medida.

3.2.2.1. Rutina experimental.

Una vez puesto en marcha el motor, regulado a la velocidad a la que se deban realizar los ensayos, y permitiendo la estabilización térmica y aerodinámica de los elementos del banco, se procede a la modificación de la posición del cono regulador de flujo, a fin de obtener las curvas características del ventilador ensayado.

Se ha elaborado un programa de ordenador para el control de un sistema de adquisición de datos, el cual, una vez introducidas las características aerodinámicas del ensayo, como el número de álabes, el ángulo de calado y el número de vueltas, y las características ambientales, recoge las señales eléctricas de cada uno de los sensores, para cada punto de funcionamiento ensayado, promediándose los impulsos recibidos a fin de obtener características estables,

evitando la natural oscilación de las variables.

Las señales así obtenidas, son recogidas por el ordenador, donde son almacenadas en bancos de datos, para su posterior tratamiento.

3.2.2.2. Tratamiento de resultados.

Una vez realizados los ensayos se procede al tratamiento de resultados. Para ello se recogen los datos almacenados en los bancos de datos, y se transforman en las equivalentes magnitudes mecánicas, a través de las correspondientes curvas de calibración según se observa en el esquema de la figura 3.6.

Una vez obtenidas las magnitudes aerodinámicas se pueden representar gráficamente las curvas características de altura de elevación, potencia y rendimiento en función del caudal circulante, o bien las correspondientes curvas en forma adimensional, con los clásicos coeficientes de presión, caudal y potencia, en forma individual para cada ensayo (velocidad, calado y solidez fijados), o superponiendo las curvas de varios ensayos con variación de uno de los parámetros citados. Así, pueden observarse los efectos aislados de la variación de cada uno de los parámetros a estudiar, en la forma dimensional, y la distorsión de las curvas adimensionales cuando varíe el régimen de flujo.

3.2.3. Resultados obtenidos.

Siguiendo la metodología de ensayo y tratamiento de datos expuesta, se ha procedido a realizar los ensayos que permiten analizar los efectos individuales y en conjunto de la variación de los parámetros de diseño. Se han realizado las siguientes combinaciones:

- 2 velocidades de accionamiento (2000 y 3000 r.p.m.)
- 2 números de álabes (7 y 8)

- 5 ángulos de calado en la base (60° , 51° , 42° , 33° y 29°)

obteniéndose las correspondientes curvas características dimensionales y adimensionales, de las cuales se destacan las combinaciones más significativas en los apartados siguientes.

3.2.3.1. Influencia del ángulo de calado.

Con el accionamiento a 3000 r.p.m., se ha comprobado que el mayor de los rendimientos máximos se presenta para el ángulo de calado nominal, tanto en la configuración de ocho álabes como en la de siete.

En la figura 3.7 se muestran las curvas caudal-altura de elevación y caudal-rendimiento para la configuración de ocho álabes a 3000 r.p.m., para todas las posiciones estudiadas. Se observa como la envolvente de rendimiento máximo está desplazada hacia los calados 2º y 3º, así como unas curvas de rendimiento progresivamente planas con el aumento de la abertura. Asimismo, puede observarse cómo varían las prestaciones con el ángulo de calado, de una forma progresivamente menor a aberturas grandes. También puede observarse como el margen de curva estable se hace porcentualmente mayor y, es de destacar, la mayor profundidad de la zona inestable, con la disminución del ángulo de calado.

La figura 3.8 corresponde a la configuración de siete álabes, accionada a 3000 r.p.m. Se observan en ella tendencias similares a las anteriores, si bien la envolvente de rendimiento máximo está desplazada hacia los calados 3º y 4º, y las zonas de desprendimiento son menos profundas.

Por contra, el ventilador accionado a 2000 r.p.m., presenta el mayor rendimiento máximo en un ángulo de calado inferior al nominal, como se observa en la figura 3.9, correspondiente a la configuración de ocho álabes. La envolvente de rendimiento máximo es muy plana, y las zonas de desprendimiento son menos profundas que en el caso de la figura 3.7.

3.2.3.2. Influencia de la velocidad de accionamiento.

Se ha observado en la mayoría de todos los casos estudiados una mejora de las prestaciones en las curvas obtenidas a 3000 r.p.m. sobre las de 2000 r.p.m., aunque con cuantías distintas según el ángulo de calado y el número de álabes. Ello puede observarse al superponer las correspondientes curvas adimensionales.

La figura 3.10 representa las curvas adimensionales caudal-altura de elevación y caudal-rendimiento para la configuración nominal a las dos velocidades de accionamiento. Se observan las mayores discrepancias en el rendimiento correspondiente a la zona estable de la curva, siendo pequeñas las discrepancias en la curva de altura de elevación, incluido el punto de desprendimiento y zona inestable y análogos los coeficientes de caudal óptimos.

En ángulos de calado mayores al nominal, las diferencias son muy apreciables, tanto en rendimiento como en la presión, siendo distintos los coeficientes de caudal óptimos, como se observa en la figura 3.10. Por contra, en la curva correspondiente a la mayor abertura, se observa que la influencia de la velocidad de accionamiento es baja, siendo análogas las curvas de altura y obteniéndose pequeñas diferencias de rendimientos, aunque si una distorsión en su forma y sobre todo, una inversión de las tendencias anteriores a elevados coeficientes de caudal.

3.2.3.3. Influencia de la solidez.

En general, es en la configuración de ocho álabes donde se consiguen mayores prestaciones. La figura 3.11 muestra superpuestas las curvas caudal-altura de elevación y caudal-rendimiento, para las dos configuraciones, en el ángulo de calado nominal y en los de menor y mayor abertura y el ventilador accionado a 3000 r.p.m. Puede observarse cómo la presión suministrada es mayor al hacerse mayor la solidez, aumentando la diferencia a mayores caudales. También se hace algo mayor la profundidad de la zona inestable, aunque los puntos de desprendimiento están cercanos, y el margen de caudales es similar. Sin embargo, no se observan grandes diferencias en el rendimiento salvo a grandes caudales.

Por contra, con pequeñas aberturas, la influencia de la solidez no es determinante. En la figura 3.11 pueden observarse las características correspondientes al máximo calado, y destacar dos hechos. El primero, que el rendimiento es menor con la mayor solidez, sobre todo a bajo caudal. El segundo, que las diferencias de presión no son grandes, haciéndose nulas a alto caudal.

La solidez sí es determinante con ángulos de calado bajos, como se muestra en la curva correspondiente a la abertura máxima. Se observa que las diferencias de presión son grandes y que el desprendimiento se hace más profundo con la mayor solidez, aunque las diferencias de rendimiento sólo se aprecien a elevado caudal.

3.2.4. Conclusiones preliminares.

De los datos expuestos, se desprende que el mejor rendimiento se presenta para la configuración de ocho álabes, en el calado nominal y con el accionamiento a mayor velocidad, esto es, las condiciones de diseño del ventilador. Asimismo, en líneas generales, puede afirmarse que, permaneciendo constantes las demás variables:

- los mejores rendimientos se presentan en el calado nominal, y otros menores,
- la profundidad de la zona de desprendimiento aumenta con la disminución del ángulo de calado,
- las curvas de rendimiento se hacen más planas con calados menores,
- el rendimiento mejora con velocidades de accionamiento mayores, sobre todo con aberturas pequeñas,
- el coeficiente de presión varía poco con la velocidad de accionamiento,
- el coeficiente de caudal óptimo varía con la velocidad de accionamiento con ángulos de calado extremos,
- la solidez influye poco en ángulos de calado altos y es determinante a bajos calados,
- la profundidad de la zona de desprendimiento es mayor con solidez elevada,
- el margen de caudales es independiente de la solidez.

La explicación pormenorizada de los hechos referidos exige un estudio profundo de la estructura de los campos de velocidades en cada una de las combinaciones de parámetros estudiados. Sin embargo, pueden justificarse algunos de los hechos observados, a partir de análisis simples de la configuración del flujo, considerando las formas de los triángulos de velocidad, en un modelo bidimensional obtenido por la consideración de equilibrio radial, con distribución de deflexión de corriente de vórtice libre (ésta es la hipótesis de cálculo seguida en el método de diseño), y atendiendo a los resultados experimentales obtenidos en cascadas de perfiles planas (Lieblein, 1959, 1960).

En la figura 3.12 se muestra la distribución radial del ángulo de incidencia (a trazos) y de ataque (línea continua) de la corriente relativa sobre el perfil de álabes, para la configuración de ocho álabes, accionado el ventilador a 3000 r.p.m., para los puntos de mayor rendimiento de los ángulos de calado mayor, medio y menor. Puede observarse, junto a la consabida disminución de base a punta, la disminución simultánea de los ángulos de incidencia (y también de ataque) con aberturas mayores, lo que explica que el rendimiento mayor sea el alcanzado con la posición nominal, al ser los ángulos correspondientes los más semejantes a los definidos como de mínimas pérdidas (Lieblein, 1960), en las correspondientes condiciones de solidez descritas en la figura 3.3.

En la figura 3.13 se muestra la distribución radial del ángulo de incidencia y de ataque sobre el perfil, para la misma configuración anterior, para los puntos de desprendimiento en las posiciones de calado mayor, medio y menor. Aunque la validez de la simplificación bidimensional utilizada es dudosa, puede observarse como se produce el desprendimiento a ángulos de ataque menores cuanto menor es el ángulo de calado, lo cual se explica por la aparición de las corrientes secundarias que han distorsionado el modelo de flujo. Por este motivo, la profundidad de la zona de desprendimiento es mayor.

La figura 3.14 presenta las distribuciones radiales del ángulo de incidencia y de ataque para las dos configuraciones (con 7 y 8 álabes) en el calado nominal y a 3000 r.p.m., para el punto de máximo rendimiento de cada una de ellas. Puede apreciarse como los ángulos de ataque

correspondientes a siete álabes son algo mayores que los respectivos de ocho álabes, lo cual justifica prestaciones algo menores.

En la figura 3.15 se presentan las distribuciones radiales del número de Reynolds para la configuración de ocho álabes, en el ángulo de calado nominal y condiciones de máximo rendimiento, con accionamiento a 2000 y 3000 r.p.m., observándose la gran diferencia entre ellos, lo cual implica mejores relaciones coeficiente de sustentación-coeficiente de arrastre a la mayor velocidad y, en consecuencia, mejores rendimientos cuanto mayor es el caudal. Por otra parte, se precisan ángulos de incidencia algo mayores a menor velocidad, lo cual significa mayores ángulos de desviación y, por tanto, menor coeficiente de presión para un mismo coeficiente de caudal.

3.3. OBTENCIÓN DE CAMPOS DE VELOCIDADES.

3.3.1. Introducción.

Una vez caracterizado el funcionamiento global del ventilador se ha procedido a la obtención experimental de las distribuciones radiales de velocidad y de álabe a álabe a la salida del rodete. Dado que la instalación utilizada para la obtención de las curvas características del ventilador no permitía la ubicación de la instrumentación necesaria para obtener las distribuciones de velocidad debido a la poca distancia existente entre el rodete y el estátor, este estudio se realizó en otra instalación que utiliza la mayor parte de los elementos de la anterior, pero diseñada para el análisis del movimiento relativo en el rodete del ventilador (Blanco, 1990), con el fin de estudiar otros fenómenos. Los álabes se montan sobre un cubo en el que se puede incorporar la instrumentación deseada para estudiar dicho movimiento. Asimismo, al no disponer de estátor, permite la instalación de la instrumentación desde el exterior, en varias posiciones axiales, antes, sobre y después del rodete.

Uno de los propósitos de este estudio experimental es el de obtener una definición lo más exacta posible del campo de velocidades en las secciones de entrada y de salida de los álabes del

rodete. La distribución de velocidades a la salida presenta un carácter tridimensional, especialmente en las estelas de los álabes, en las que el déficit de velocidad axial hace que la fuerza centrífuga provoque una componente radial importante. Además, existe una gran variación de las componentes de la velocidad con la posición angular. Por tanto, la técnica utilizada en esta fase experimental, debe ser capaz de obtener el carácter tridimensional del flujo y hacerlo con gran resolución temporal. Una sonda direccional de presión de cinco agujeros permitiría obtener el carácter tridimensional, pero únicamente proporcionaría valores medios pues su velocidad de respuesta es baja; tampoco permite la definición del flujo entre álabe y álabe no pudiéndose apreciar la estructura de núcleo y estela.

Por todas estas razones se ha elegido la anemometría térmica. Esta técnica permite obtener la velocidad de un fluido mediante la inserción en él de un hilo metálico (tungsteno recubierto de platino, para evitar la oxidación) de pequeño diámetro (en este caso de 5 micras), relacionando dicha velocidad con la diferencia de tensión que hay que imponer entre los extremos del hilo para mantenerlo a una cierta temperatura, puesto que el fluido provocará su enfriamiento al pasar sobre él. Se ha utilizado un anemómetro de temperatura constante, cuyo principio de funcionamiento es el siguiente, y se esquematiza en la figura 3.16 (Lomas, 1986; Olivari). El fluido que pasa sobre el hilo tiende a enfriarlo, con lo cual disminuye su resistencia; esta disminución desequilibra el puente formado por cuatro resistencias (una de las cuales es el hilo) y un amplificador diferencial reacciona a ese desequilibrio proporcionando una corriente que se hace circular por el puente. Por tanto, cualquier cambio en la resistencia del hilo será inmediatamente corregido por un aumento o una disminución de la corriente sobre el mismo. La salida del anemómetro de temperatura constante es el voltaje necesario para proporcionar la corriente a través del hilo. Ya que con la realimentación las resistencias en el puente son constantes, el voltaje a través del puente es directamente proporcional a la corriente a través del hilo.

3.3.2. Instrumentación utilizada y su calibración.

3.3.2.1. Ley de King.

Cuando se utiliza la anemometría térmica, hay que tener en cuenta que la relación entre la velocidad y el voltaje necesario para mantener el hilo a una cierta temperatura no es lineal y depende de una serie de factores, como son el material y la geometría del hilo, las propiedades del fluido y la diferencia entre la temperatura del fluido y del hilo.

Por ello, previamente a la adquisición de cualquier medida es preciso realizar una calibración del hilo, obteniendo la relación entre la velocidad y el voltaje; esta relación se conoce con el nombre de "ley de King". Para una utilización posterior más cómoda, esta ley se puede modelizar mediante una ley exponencial, pero en este trabajo se utilizó un ajuste polinómico de quinto grado pues se comprobó que se adaptaba mejor a la ley obtenida experimentalmente. En esta calibración se incluye un efecto corrector de temperatura, permitiendo que la ley sea válida aunque varíe la temperatura del fluido. Se obtiene así la siguiente relación:

$$\frac{E^2}{T_w - T_f} = f(V) \quad (3.1)$$

siendo E el voltaje, T_w la temperatura a la que se desea mantener el hilo (en este caso 250°C), T_f la temperatura del fluido y V la velocidad del fluido. En esta calibración se hace incidir sobre el hilo un chorro de aire cuya velocidad es conocida y se obtiene el voltaje necesario para mantener el hilo a T_w , repitiendo el proceso variando la velocidad del chorro. La figura 3.17 muestra la ley de King de la sonda triple utilizada, observándose los datos experimentales y el ajuste polinómico para los tres hilos.

3.3.2.2. Sonda tridimensional.

Un hilo únicamente permite conocer la componente de la velocidad en dirección normal a la dirección del mismo. Dicha velocidad se denomina velocidad efectiva. Si se pretende medir un flujo en el que no se conoce previamente su dirección o ésta varía, como previsiblemente ocurrirá a la salida del rodete del ventilador, es preciso utilizar tres hilos formando un triedro, de manera que entre cada dos hilos exista un ángulo de 90 grados. Dichos hilos se montan en un único soporte para que la medida sea lo más puntual posible. En la figura 3.18 se muestra una de

las sondas así como la referencia de ángulos utilizada, las cuales han sido diseñadas y construidas en este Departamento. Asimismo, se dispone de un equipo de construcción y reparación de sondas que permite soldar los hilos dada su fragilidad y la relativa frecuencia con que se rompen. En la figura 3.19 se muestra dicho equipo.

3.3.2.3. Calibraciones.

La proximidad entre los tres hilos y sus agujas soporte hace que la velocidad efectiva que mide cada hilo sea distinta de la que mediría si estuviese aislado. Por tanto, este efecto depende de la dirección con la que el flujo incida sobre la sonda. Además, hay que tener en cuenta que un único hilo no es capaz de proporcionar información acerca de la dirección del flujo; únicamente proporciona el valor de la velocidad efectiva. Por tanto, es necesaria una calibración angular, en la cual se hace incidir un chorro de aire con una velocidad constante sobre la sonda, variando el ángulo de incidencia. Para cada ángulo, se obtiene la velocidad efectiva proporcionada por cada hilo y se definen los siguientes coeficientes:

$$C1 = \frac{U_{ef1}}{\sqrt{U_{ef1}^2 + U_{ef2}^2 + U_{ef3}^2}} \quad 2 \quad (3.2)$$

$$C2 = \frac{U_{ef2}}{\sqrt{U_{ef1}^2 + U_{ef2}^2 + U_{ef3}^2}} \quad 3 \quad (3.3)$$

$$C3 = \frac{U_{ef3}}{\sqrt{U_{ef1}^2 + U_{ef2}^2 + U_{ef3}^2}} \quad 4 \quad (3.4)$$

$$Cv = \frac{U_c}{\sqrt{U_{ef1}^2 + U_{ef2}^2 + U_{ef3}^2}} \quad 5 \quad (3.5)$$

siendo U_c la velocidad del chorro incidente, y U_{ef1} , U_{ef2} , U_{ef3} las velocidades efectivas proporcionadas por cada hilo.

En las figuras 3.20, 3.21, 3.22 y 3.23 se muestra la representación gráfica de dichos coeficientes, obtenidos en la calibración de una de las sondas utilizadas, en función de los ángulos "pitch" y "yaw" según se han definido en la figura 3.18. En las figuras correspondientes

a los coeficientes **C1**, **C2** y **C3**, la zona en la que se obtienen los menores valores de cada coeficiente corresponde a la dirección del hilo 1, 2 y 3 respectivamente, según la referencia utilizada. Un aumento del valor del coeficiente indica que la dirección del chorro incidente tiende a hacerse perpendicular al hilo llegándose a la zona de valores máximos. Cuando se realice una medida real, a partir de las velocidades efectivas se obtienen los coeficientes **C1**, **C2** y **C3**. La intersección de las líneas que definen los valores de dichos coeficientes permite calcular, sobre dichas gráficas, la dirección del flujo. Con la dirección hallada se acude al gráfico correspondiente a C_v y se obtiene el valor de dicho coeficiente, y a partir de él y de las velocidades efectivas, se obtiene el módulo de la velocidad. En las zonas de las figuras que corresponden a direcciones próximas a la que tienen los hilos, las líneas están muy próximas y permiten mejor definición de la dirección de la corriente que en las zonas en las que el flujo incide perpendicularmente al hilo.

Dado que en cada uno de los octantes que definen los tres hilos se podrían encontrar una combinación de velocidad y dirección que diese los mismos valores de los coeficientes, es preciso realizar la calibración en uno de los octantes y procurar orientar la sonda de forma que la dirección del flujo a medir esté incluida en ese octante; para lo cual, previamente a la adquisición de las distintas señales, hay que efectuar pruebas en el banco de ensayos modificando el ángulo de la sonda en el plano tangencial de forma que el flujo incida sobre el octante de calibración. En el proceso de intersección de las líneas que definen los valores de los coeficientes, se rechazan aquellas medidas que no estén incluidas en el octante de calibración.

La calibración angular se realiza en el dispositivo mostrado en la figura 3.24. En él se aprecia la tobera mediante la cual se hace incidir sobre la sonda un chorro de aire, de velocidad conocida proporcionado por un compresor; mediante dos juegos de engranajes sin fin-corona, accionados por motores paso a paso controlados por un ordenador personal, se modifica el ángulo de incidencia del chorro sobre la sonda, barriendo el ángulo sólido deseado.

Este mismo dispositivo se utiliza, colocando la sonda en una posición angular fija y variando la velocidad del chorro de aire, para la obtención de la ley de King de cada hilo.

Pruebas previas han demostrado que no era precisa una calibración angular de la sonda antes de cada ensayo y que ésta era válida mientras no se rompiera ningún hilo. Sin embargo, es preciso obtener la ley de King antes de cada ensayo, pues varían las condiciones ambientales y la respuesta de los hilos debido al ensuciamiento a que se ven sometidos.

3.3.3. Rutina experimental.

A continuación se describe el procedimiento seguido para la obtención de las distribuciones de velocidad radiales y de álabe a álabe en la entrada y la salida del rodete. Se han seleccionado 10 posiciones radiales para la realización de las medidas. Dichas posiciones coinciden con las que se utilizarán en el estudio teórico, con la excepción de que no se pudo medir en la posición más próxima a la carcasa exterior debido a la interferencia con la sonda. En la figura 3.25 se representa la posición relativa entre la sonda y los álabes, tanto en un plano meridional como en un plano tangencial, poniendo de manifiesto dichas posiciones radiales, así como el giro al que hay que someter a la sonda para enfrentar el flujo absoluto con el octante de calibración.

Antes de la realización de cada ensayo se efectúan las siguientes operaciones:

- Ajuste en el anemómetro de las resistencias de operación de cada hilo, equivalente a ajustar la temperatura de funcionamiento. Asimismo hay que ajustar la respuesta en frecuencia de cada hilo.
- Obtención de la ley de King de la sonda. En esta fase se utiliza un transductor de presión para medir la velocidad del chorro de aire para la calibración.
- Si procede, se realiza la calibración angular.

Los datos procedentes de los hilos, acondicionados por el anemómetro "IFA-100" de TSI

de cuatro canales, son adquiridos en un ordenador personal IBM-AT mediante dos tarjetas de adquisición, "DAS-20" y "DAS-16" de Metrabyte, y un software de adquisición "Streamer" de Metrabyte.

La elección de la frecuencia de adquisición en la salida se basó en la definición del flujo que se quería obtener. Así, tras realizar pruebas con varios valores, se consideró que 256 puntos por vuelta (32 por cada uno de los 8 canales entre álabes) proporcionaban información suficiente acerca del flujo dentro del canal. Por tanto, la frecuencia de adquisición por cada canal es:

$$256 \text{ ptos/vuelta} \cdot 50 \text{ vueltas/seg} = 12800 \text{ ptos/seg}$$

La frecuencia de filtrado ha de ser inferior a la mitad de la frecuencia de adquisición y superior a la frecuencia del fenómeno predominante que se pretende observar (en este caso, el paso de los álabes, cuya frecuencia es de 400 Hz).

En la entrada, dado que con la misma frecuencia utilizada en la salida no se han detectado variaciones periódicas, y se ha observado una gran uniformidad, se decidió adquirir 20 puntos por vuelta, que supone una frecuencia de adquisición de:

$$20 \text{ ptos/vuelta} \cdot 50 \text{ vueltas/seg} = 1000 \text{ ptos/seg}$$

Resumiendo, las características de la adquisición utilizadas han sido las siguientes:

Adquisición en la salida del rodete:

Filtro en el anemómetro: 5 kHz por canal

Frecuencia de la adquisición: 12.8 kHz por canal

Adquisición en la entrada del rodete:

Filtro en el anemómetro: 100 Hz por canal

Frecuencia de la adquisición: 1 kHz por canal

Una vez realizadas estas operaciones se instala la sonda en el banco de ensayos en la posición axial deseada, bien en la entrada o en la salida; la sonda se monta en un soporte, también utilizado para realizar las distintas calibraciones (figura 3.26), el cual permite modificar la posición radial y la orientación de la sonda dentro del ventilador.

3.3.4. Tratamiento de resultados.

Para cada una de las configuraciones ensayadas se han realizado adquisiciones en las 10 posiciones radiales mencionadas, en la entrada y en la salida del rodete, siendo en todos los casos la velocidad de rotación de 3000 r.p.m.

Los ángulos de calado ensayados han sido de 42° , 46.5° , 37.5° y 33° , (medidos en la base de los álabes, respecto a la dirección axial), que corresponden con el calado nominal del ventilador y variaciones de 4.5° , -4.5° y -9° , respectivamente. Para cada ángulo de calado se ha ensayado el caudal correspondiente al máximo rendimiento obtenido al realizar la curva característica y unos caudales anteriores y posteriores al mencionado.

En cada posición radial se ha realizado la adquisición de las señales provenientes de los tres hilos, así como de un "trigger" activado con la velocidad de giro del rodete, proveniente del captor óptico utilizado para su control. El "trigger" proporciona una señal uniforme que varía bruscamente cada vez que el rodete pasa por un punto determinado, la cual permite delimitar el comienzo y final de las vueltas en las señales provenientes de los hilos. La figura 3.27(a) muestra un esquema de la cadena de adquisición.

Los datos obtenidos por el ordenador mediante la tarjeta de adquisición son almacenados en ficheros, en los cuales aparecen en forma de unidades de adquisición. Posteriormente, un programa permite transformar esas unidades en tensión, y mediante la ley de King de cada hilo, en velocidades efectivas.

Con los valores de las velocidades efectivas, se acude a las gráficas de C1, C2, C3 y Cv mencionadas en el apartado anterior, obteniéndose el valor de la velocidad y del ángulo. La figura 3.27(b) muestra el diagrama de flujo del tratamiento de datos, una vez que éstos son adquiridos por el ordenador.

En la entrada, se han adquirido 512 puntos, por posición radial a razón de 20 puntos por vuelta, mientras que en la salida, se han adquirido 2304 puntos, a razón de 256 puntos por vuelta.

Una vez transformados todos los datos se ha procedido a promediarlos; en la entrada, dada la uniformidad del flujo, se han promediado a un único valor, mientras que en la salida, además de promediarlos a un único valor, se han promediado por vuelta y por canal entre dos álabes.

Como ejemplo de las medidas efectuadas, y cuyo exhaustivo análisis se hará en el apartado siguiente, la figura 3.28 muestra la evolución de las tres componentes de la velocidad una vez adquiridas y transformadas, a la salida del rodete. El promedio por vuelta y por canal de estas señales proporciona los resultados mostrados en las figuras 3.29 y 3.30 respectivamente. La figura 3.31 muestra la evolución de los componentes de la velocidad en la entrada del rodete, pudiéndose apreciar el carácter permanente del flujo en la entrada.

3.4. ANÁLISIS DE LOS CAMPOS DE VELOCIDADES.

3.4.1. Resultados obtenidos.

Los ángulos de calado y los caudales de funcionamiento para los cuales se han obtenido los campos de velocidades se muestran en la tabla 3.I, indicando la nomenclatura que se utiliza en las gráficas que se presentan en este apartado.

Para cada uno de esos caudales de funcionamiento, se ha obtenido:

- Distribución radial de la velocidad en la entrada del rodete.
- Distribución radial de la velocidad en la salida del rodete.
- Distribución álabe a álabe en la salida del rodete en las posiciones radiales elegidas.

De todas las distribuciones radiales obtenidas, por razones de espacio, únicamente se van a presentar las correspondientes a los caudales óptimos para todos los ángulos de calado, y para la geometría F35, las correspondientes a los tres caudales ensayados. Sólo se presentan las distribuciones correspondientes a las secciones de base (sección S1), central (sección S5) y de punta (sección S10), por ser las más representativas, excepto para la geometría F35 con el caudal óptimo, en la que se presentan las distribuciones para todas las posiciones radiales.

A partir de las distribuciones álabe a álabe en la salida del rodete se han elaborado mapas de velocidad, observándose en un solo gráfico cómo se estructura cada una de las componentes de la velocidad a la salida del canal formado por dos álabes.

Para tener una idea del nivel de oscilación de la señal adquirida, se ha procedido a calcular la varianza de cada una de las componentes de la velocidad (V_z : axial, V_θ : tangencial, V_r : radial), para cada una de las geometrías y caudales ensayados, en tres secciones significativas: la sección más próxima a la base (S1), una sección central (S5) y la sección más próxima a la punta (S10). En la tabla 3.II se muestran los resultados obtenidos.

En primer lugar se ha calculado la media de cada componente de la velocidad para cada uno de los 32 puntos del canal; y a continuación, para cada punto se ha calculado la varianza de cada componente. Una vez calculadas dichas varianzas, se ha calculado la media de todas ellas, obteniendo una varianza media por canal. La varianza se ha obtenido según la expresión siguiente:

$$\sigma_j = \sum_i \left(\frac{V_i}{\bar{V}_j} - 1 \right)^2 \quad j = 1, 32 \quad (3.6)$$

donde \bar{V}_j representa la media de la componente V en el punto j del canal, e i es un índice que

varía entre 1 y el número de canales adquiridos.

En líneas generales, se pueden observar las siguientes tendencias:

- Los valores de la varianza para la componente radial son, en la mayoría de los casos, varios órdenes de magnitud mayores que en las otras dos componentes, debido a que los valores medios de la componente radial son pequeños en valor absoluto y reflejando las grandes oscilaciones de esta componente.
- Respecto a las otras dos componentes, en todos los ángulos de calado y caudales ensayados, se obtiene menor valor de la varianza en la sección central que en las de base y punta; a su vez, en la punta se obtiene mayor varianza que en la base.
- En las geometrías F2, F3 y F35, en la sección de base y central, la varianza alcanza valores pequeños para el caudal óptimo.

En lo que respecta a la entrada, las figuras 3.32, 3.33 y 3.34 muestran las distribuciones radiales de las componentes axial, tangencial y radial de la velocidad, para las configuraciones F3, F35 y F4 respectivamente, con el caudal óptimo.

En la geometría F3 las componentes radial y tangencial presentan valores muy pequeños, y no varían apenas de base a punta; con el caudal mayor al óptimo, el valor de la componente tangencial aumenta ligeramente. La componente axial es uniforme salvo en base y punta en los que presenta una disminución debido a la capa límite sobre el cubo y la carcasa respectivamente.

En la geometría F35 la componente tangencial es pequeña y la radial es algo significativa, disminuyendo de base a punta y aumentando al final. La componente axial es uniforme en la zona central y disminuye en base y punta.

En la geometría F4 las componentes radial y tangencial presentan valores pequeños hasta

el centro, aumentando la tangencial ligeramente de base a punta. La componente axial es bastante uniforme disminuyendo en base y punta.

Hay que destacar que, debido al grado de precisión que se obtiene en la medida de los ángulos con la sonda utilizada, la información que proporciona en la entrada respecto a las componentes radial y tangencial es básicamente cualitativa. Por ejemplo, si la velocidad absoluta es de 40 m/s, con componente exclusivamente axial, un error de 1° en el ángulo de "pitch" proporcionado por la sonda provoca la determinación de una componente radial de $40 \cdot \sin(1^\circ) = 0.70$ m/s. Análoga consideración se deberá tener en cuenta cuando se analice la componente radial a la salida del rodete.

3.4.2. Campos de velocidades en la base del álabe.

3.4.2.1. Evolución de la velocidad en una vuelta.

Geometría F2: Se observa una gran variación en los valores de las tres componentes de la velocidad, siendo de ± 10 m/s en la tangencial, de ± 8 m/s en la axial y de ± 5 m/s en la radial (figura 3.35); no se percibe la presencia de los álabes.

Geometría F3: Se aprecian grandes oscilaciones en las componentes de la velocidad, siendo de ± 5 m/s en la tangencial y en la axial, y de ± 4 m/s en la radial, disminuyendo éstas al aumentar el caudal respecto al caudal óptimo; no se percibe el paso de los álabes (figura 3.36).

Geometría F35: Asimismo, se observa la presencia de grandes variaciones, pudiéndose intuir la presencia de alguno de los álabes. En las figuras 3.37, 3.38 y 3.39 se muestran las distribuciones de velocidad para los caudales inferior, óptimo y superior, respectivamente.

Geometría F4: Se observa la presencia de los álabes en todas las componentes (figura 3.40). Se distingue una zona en el canal formado por cada par de álabes en la que las tres componentes son bastante uniformes; también se distinguen las estelas de los álabes

caracterizadas por una disminución de la componente axial y un aumento de las componentes tangencial y radial. Las variaciones, de ± 10 m/s en las componentes radial, de ± 7 m/s tangencial, y de ± 5 m/s en la componente axial, disminuyen con el aumento del caudal.

3.4.2.2. Distribución de la velocidad en la salida de un canal.

Estas distribuciones se han obtenido promediando todos los valores obtenidos para cada uno de los puntos del canal a un único valor. Debido a las oscilaciones que tienen lugar en cada punto, especialmente en los correspondientes a las estelas, las variaciones de velocidad que se aprecian en las figuras correspondientes a la salida de un canal son menores que las que se aprecian en las figuras correspondientes a una vuelta.

En las geometrías F2 (figura 3.41), F3 (figura 3.42) y F35, con el caudal inferior al óptimo (figura 3.43), el caudal óptimo (figuras 3.44 a 3.46) y con el caudal superior al óptimo (figura 3.47) no se empieza a definir la estructura del canal entre dos álabes hasta la sección 2. Por contra, en la geometría F4 (figura 3.48) ya desde la primera sección se aprecia claramente un núcleo de flujo uniforme y una zona correspondiente a la estela de los álabes, ocupando ésta una gran extensión del canal y disminuyendo la extensión con el aumento del caudal.

3.4.3. Campos de velocidades en la sección media del álabe.

3.4.3.1. Evolución de la velocidad en una vuelta.

Geometría F2: Se aprecia el paso de los ocho álabes y de las estelas, siendo mejor la definición con el aumento del caudal; existen unas variaciones de ± 5 m/s en las componentes tangencial y axial y de ± 3 m/s en la radial (figura 3.49). En las estelas, existe una disminución de la componente axial y un aumento de las componentes tangencial y radial. Se observa el aumento del nivel medio de la componente axial al aumentar el caudal, y la disminución del nivel medio de la componente tangencial con el aumento del caudal.

Geometría F3: Se aprecia correctamente la presencia de los álabes, mejorando la definición con el caudal; asimismo, disminuye el tamaño de las estelas y de las oscilaciones con el caudal. Las variaciones de velocidad entre el canal y la estela son de ± 5 m/s en la componente axial, ± 4 m/s en la tangencial y ± 3 m/s en la radial (figura 3.50).

Geometría F35: Se observa perfectamente la presencia de los álabes, disminuyendo el tamaño de las estelas y de las oscilaciones con el caudal. Las figuras 3.51, 3.52 y 3.53 corresponden a la sección 5 con los caudales inferior al óptimo, óptimo y superior al óptimo. La diferencia entre los valores de las distintas componentes entre el núcleo y la estela son de 8 m/s para la axial y la tangencial, y de ± 3 m/s para la radial.

Geometría F4: Se aprecia perfectamente la presencia de los álabes, observándose que al comienzo de la estela, la componente radial se hace negativa (dirigida hacia la base), aumenta bruscamente tomando valores positivos (poniendo de manifiesto la discontinuidad provocada por el paso del borde de salida del álabe) y se anula en el núcleo del canal (figura 3.54). Las oscilaciones entre el núcleo y la estela son aproximadamente de 3 m/s para todas las componentes.

3.4.3.2. Distribución de la velocidad en la salida de un canal.

Geometría F2: Se aprecia claramente la estructura del flujo, con un núcleo bastante uniforme en una extensa zona para los tres caudales de funcionamiento, apreciándose en la figura 3.55 la distribución correspondiente al caudal óptimo.

Geometría F3: Se observa la estructura del flujo del canal (figura 3.56), con una mayor extensión de la estela a mayor caudal, y desorganizándose la estructura del flujo a partir de la sección 5 con el caudal menor.

Geometría F35: Entre las secciones 3 y 7 se aprecia claramente la estructura del flujo aumentando la extensión de la estela con el caudal menor. La figura 3.57 corresponde a la

sección 5 con el caudal inferior al óptimo; las figuras 3.58 a 3.61 corresponden a las secciones 4,5,6 y 7 con el caudal óptimo y la figura 3.62 corresponde a la sección 5 con el caudal superior al óptimo.

Geometría F4: La estructura del flujo se mantiene entre las secciones 3 y 8, aunque a partir de la sección 6 se va perdiendo uniformidad en el flujo y aumentando la extensión de la estela. La figura 3.63 corresponde a la sección 5 con el caudal óptimo.

3.4.4. Campos de velocidades en la sección de punta del álabe.

3.4.4.1. Evolución de la velocidad en una vuelta.

En las geometrías F2 (figura 3.64), F3 (figura 3.65) y F35 (figuras 3.66 a 3.68) no se aprecia la presencia de los álabes, existiendo grandes oscilaciones en todas las componentes de la velocidad, que disminuyen con el aumento del caudal.

Por contra, en la geometría F4 aún se observa la existencia de los álabes, sobre todo en la componente tangencial, siendo en ésta las oscilaciones de ± 8 m/s, y de ± 5 m/s en la axial y en la radial. (Figura 3.69).

3.4.4.2. Distribución de la velocidad en la salida de un canal.

En las secciones 9 y 10 de las geometrías F2 (figura 3.70) y F3 (figura 3.71) no se aprecia la estructura mencionada en las secciones centrales. En la geometría F35, se observa dicha estructura, pero sólo en la componente tangencial. Así, la figura 3.72 corresponde a la sección 10 con el caudal inferior al óptimo; las figuras 3.73 a 3.75 corresponden a las secciones 8,9 y 10 con el caudal óptimo y la figura 3.76 corresponde a la sección 10 con el caudal superior al óptimo.

En la geometría F4 se observa la estructura de núcleo y estela, existiendo variaciones

importantes de la componente tangencial a lo largo del canal. (Figura 3.77).

3.4.5. Distribución radial de las componentes medias de la velocidad en la salida.

Geometría F2: La componente radial es pequeña y bastante uniforme entre base y punta (figura 3.78). La componente tangencial disminuye hacia el centro del canal, aumentando después hacia la punta; esta componente disminuye con el caudal. Para el caudal menor y para el caudal óptimo la componente axial se mantiene constante hasta la mitad del canal, disminuyendo hacia la punta. Para el caudal mayor, aumenta algo desde la base hasta el centro, y luego disminuye hacia la punta; esta componente aumenta con el caudal. La velocidad absoluta disminuye de base a punta para todos los caudales ensayados.

El ángulo "pitch", que refleja la desviación radial de la corriente, presenta un valor pequeño y uniforme (figura 3.79), mientras que el ángulo de la corriente absoluta, medido en un plano tangencial, disminuye hacia el centro del canal, aumentando después hacia la punta. Este ángulo disminuye con el caudal.

Geometría F3: La componente radial aumenta con el caudal y es bastante uniforme entre base y punta (figura 3.80). Para el caudal menor y para el óptimo, la componente axial disminuye levemente hacia el centro, y luego de forma algo más acusada hacia la punta; para el caudal mayor, se mantiene uniforme en una extensa zona y luego disminuye en la punta. La componente tangencial disminuye hacia el centro para aumentar posteriormente en la punta. La velocidad absoluta disminuye de base a punta siendo los valores muy parecidos para los tres caudales.

El ángulo "pitch" presenta valores muy pequeños y uniformes, y aumenta ligeramente con el caudal. El ángulo de la corriente absoluta disminuye desde la base hasta el centro y aumenta hacia la punta; su valor disminuye con el caudal. (Figura 3.81).

Geometría F35: La componente radial aumenta con el caudal, variando poco entre base y

punta. Para el menor caudal (figura 3.82), la componente axial es bastante uniforme en una extensión importante y disminuye hacia la punta; para el caudal óptimo (figura 3.84) y para el mayor (figura 3.86), aumenta algo desde la base hacia el centro y luego disminuye. Su valor aumenta con el caudal. La componente tangencial disminuye hasta el centro del canal y se uniformiza a partir de ahí; su valor disminuye con el caudal. La velocidad absoluta disminuye de base a punta siendo los valores muy parecidos para los tres caudales.

El ángulo "pitch" es bastante uniforme a lo largo del canal y aumenta algo con el caudal (figuras 3.83, 3.85 y 3.87). El ángulo de la corriente absoluta disminuye desde la base hasta el centro y aumenta hacia la punta; su valor disminuye con el caudal.

Geometría F4: La componente radial es muy pequeña, aumentando ligeramente con el caudal (figura 3.88). La componente axial aumenta algo hasta los $2/3$ de la altura del canal y luego disminuye. La componente tangencial disminuye hasta los $2/3$ de la altura del canal y luego se estabiliza; su valor disminuye con el caudal. La velocidad absoluta disminuye de base a punta.

El ángulo "pitch" es nulo para los caudales óptimo y mayor, siendo negativo para el caudal menor. El ángulo absoluto disminuye hacia el centro y luego aumenta hacia la punta (figura 3.89); su valor disminuye con el caudal.

3.4.6. Mapas de velocidades en la salida del canal.

Como ya se ha mencionado, a partir de las distribuciones de velocidad de álabe a álabe obtenidas para las posiciones radiales citadas, se han obtenido los mapas de iso-velocidad de las tres componentes para todos los caudales elegidos, correspondientes a dos canales entre álaves. Estos mapas permiten apreciar simultáneamente la variación de cada una de las componentes de velocidad tanto en la dirección radial como de álabe a álabe. Hay que precisar que las líneas inferior y superior de cada mapa corresponde a las secciones de medida 1 y 10 respectivamente por lo que, como se puede comprobar en la figura 3.25, no se representa la totalidad de la altura

del canal. En las figuras 3.90 a 3.103 se representan los mapas correspondientes a las tres componentes, para los cuatro ángulos de calado considerados, y para los tres caudales ensayados en cada ángulo de calado.

Estas figuras se representan distorsionadas geométricamente pues aparecen en formato rectangular mientras que en la realidad los canales entre álabes forman un sector anular.

3.4.6.1. Análisis por componentes de velocidad.

Los mapas de iso-velocidad correspondientes a la componente axial son las que mejor permiten observar la estructura del flujo a la salida de los álabes. Se aprecia una zona correspondiente a la estela originada por los álabes en la que existe una disminución de la componente axial; en el centro del canal se observa un núcleo extenso de alta componente axial y con una mayor uniformidad en la distribución. Se puede apreciar asimismo la variación de esta estructura de base a punta, reflejando el comportamiento ya comentado en las distribuciones de álabe a álabe.

Sobre las figuras 3.94, 3.95 y 3.96 correspondientes a la configuración F30, se ha incluido la proyección del borde de salida del álabe sobre el plano de medida. Dicha proyección depende de la velocidad axial del fluido, de la velocidad de rotación, de la distancia entre la sonda y el borde de salida del álabe en dirección axial y de la distancia que existe, en la dirección tangencial entre cada punto del borde de salida. Esta representación permite definir las zonas de la estela correspondientes a cada cara de los álabes y deducir la estructura del flujo en la salida.

La figura 3.104 presenta los mapas de iso-velocidad obtenidos con la configuración F350, pero insertando la sonda en otra posición axial respecto a la sección de base del álabe. En el caso de la figura 3.104 dicha distancia ha sido de 16.5 mm, mientras que para obtener los resultados mostrados en la figura 3.99 ha sido de 61.5 mm. Comparando ambas figuras se observa cómo se uniformizan los valores de las velocidades a medida que aumenta la distancia

entre sonda y álabes.

Todas las medidas con la sonda de hilo han sido realizadas en la misma posición axial: la más alejada de los álabes mencionada anteriormente. No se han realizado las medidas en una posición más próxima a los álabes pues en algún caso la sonda podía entrar en contacto con el álabe a medida que se aumentaba su abertura, y además en el borde de salida del álabe la dirección del flujo se salía muy frecuentemente del octante de medida de la sonda.

En los mapas de iso-velocidad correspondientes a la componente tangencial se aprecia un aumento de dicha componente en la estela, provocada por una disminución de la componente axial, y una disminución en el núcleo del canal.

En los mapas correspondientes a la componente radial se observa el pequeño valor de la misma así como su aumento en las zonas correspondientes a las estelas de los álabes.

3.4.6.2. Análisis de componentes según el caudal.

En los mapas correspondientes a la componente axial de las geometrías F2 y F3 se observa cómo aumenta la definición del núcleo con el caudal; en la geometría F35, el mínimo de componente tangencial, que corresponde al núcleo, se desplaza hacia la base del canal. En la geometría F4, el núcleo tiende hacia la punta del canal al aumentar el caudal.

Las componentes radiales presentan valores pequeños, siendo mayores en la cara de succión de los álabes que en el resto del canal. En las geometrías F2, F3 y F35, al aumentar el caudal, aumentan las componentes radiales así como la extensión de la zona de altas componentes. En la geometría F4, se aprecian importantes componentes radiales ascendentes en la cara de succión, así como en la base del álabe; en el centro de la estela existen componentes radiales descendentes. Como ya se ha mencionado, el análisis de la componente radial es cualitativo, prestándose mayor atención a las variaciones de esta componente de unas zonas a otras que a los valores concretos de la misma.

3.4.6.3. Análisis según el ángulo de calado.

En los mapas correspondientes a la componente axial se observa un aumento de la extensión y definición del núcleo a medida que se van abriendo los álabes (hacia ángulos de calado menores) hasta la geometría F35, perdiéndose algo de extensión y definición en la geometría F4. En las geometrías F2 y F3 se aprecia una mayor ordenación de la componente axial según la dirección radial que en las geometrías F35 y F4.

Respecto a la componente tangencial se observa un desplazamiento del mínimo hacia la punta en las geometrías F35 y F4, aumentando la extensión y definición del núcleo a medida que se abren los álabes, perdiéndose algo de definición en la geometría F4. En las geometrías F3 y F35 se aprecia una mayor ordenación radial de esta componente.

Se observa un aumento de las componentes radiales con la abertura de los álabes, teniendo lugar las mayores variaciones en la geometría F4, tanto entre la estela y el núcleo como entre la base y la punta. Los mayores valores se observan en la cara de succión, en la base de los álabes.

3.5. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO EXPERIMENTAL.

Teniendo en cuenta las características observadas en las distintas distribuciones de velocidad obtenidas en el estudio experimental, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

-Los mejores rendimientos del ventilador corresponden a los ángulos de calado en torno a la geometría F35, y es en esta zona dónde se aprecian unos núcleos de flujo entre álabes más extensos y uniformes; también se observa que en esta zona, las distribuciones radiales de componente axial son más uniformes.

-Las perturbaciones de las señales de velocidad son grandes en las zonas de base y de punta del canal. Las perturbaciones disminuyen a medida que aumenta la abertura de los

álabes y, dentro de cada abertura, para los caudales óptimos.

-En la entrada, la prerrotación del flujo es prácticamente nula, así como la componente radial; la componente axial es uniforme, salvo en la base y en la punta, en las cuales disminuye debido a las capas límite que se desarrollan sobre el conducto anular de entrada.

-En la salida, la distribución radial de la componente axial es relativamente uniforme hasta los $2/3$ del canal, y a partir de ahí decrece debido a la capa límite que se desarrolla sobre la carcasa.

-La distribución radial de la componente tangencial disminuye hasta los $2/3$ del canal, manteniéndose prácticamente uniforme a partir de ahí.

-La definición del núcleo en el canal es baja a ángulos de calado grandes y mejora con la abertura.

-Fijado un ángulo de calado, la definición del núcleo aumenta con el caudal.

-La definición del núcleo es mejor en las secciones medias del canal.

-Los efectos del cubo se extienden hasta casi el 25% de la envergadura del álabe, debido al bloqueo de la capa límite sobre el cubo en la componente axial, y al vórtice provocado por el arrastre del cubo del rodete en la componente tangencial.

-Los efectos de carcasa se extienden hasta el 70% de la envergadura del álabe debido al bloqueo de la capa límite sobre la carcasa y las perturbaciones producidas en el huelgo entre los álabes y la carcasa.

-Las componentes radiales son pequeñas, aumentando con la abertura. En las estelas aumentan las componentes radiales, sobre todo en la cara de succión de los álabes. Las componentes radiales aumentan hacia la base y hacia la punta de los álabes.

Geometría	F2 (calado en la base: 46.5°)		
	1	0	2
Caudal (m ³ /s)	4.13	4.35	4.56
Geometría	F3 (calado en la base: 42°)		
	1	0	2
Caudal (m ³ /s)	4.48	4.86	5.18
Geometría	F35 (calado en la base: 37.5°)		
	1	0	2
Caudal (m ³ /s)	5.30	5.59	5.86
Geometría	F4 (calado en la base: 33°)		
	1	0	2
Caudal (m ³ /s)	6.00	6.31	6.67

Tabla 3.I. Geometrías y caudales ensayados.

Caudal		F2			F3		
		S1	S5	S10	S1	S5	S10
C _a	1	2.09	1.14	2.75	1.90	0.65	2.56
	0	1.99	0.75	2.90	1.74	0.82	2.59
	2	2.01	0.71	2.63	1.50	0.54	2.52
C _t	1	1.55	1.19	2.04	2.73	1.79	2.84
	0	1.52	1.17	1.59	1.54	1.66	2.05
	2	1.64	1.19	2.31	2.20	1.15	1.97
C _r	1	1.2·10 ³	139.0	4.8·10 ³	6.3·10 ⁵	1.2·10 ⁴	2.5·10 ⁵
	0	2.2·10 ³	216.0	9,7·10 ³	211,0	159.0	185.0
	2	1.2·10 ³	147.0	333,0	70.0	16.7	22.5

Caudal		F35			F4		
		S1	S5	S10	S1	S5	S10
C _a	1	2.11	1.16	2.57	1.37	0.81	2.54
	0	1.71	0.77	2.54	1.32	0.60	2.12
	2	1.77	0.47	2.33	1.17	0.37	2.21
C _t	1	2.14	1.38	1.99	0.66	0.68	1.21
	0	1.79	1.26	2.47	0.73	0.72	1.04
	2	1.79	1.59	2.65	0.93	0.55	2.32
C _r	1	95.5	37.46	131.0	5.1·10 ³	4.2·10 ⁴	4.3·10 ³
	0	76.0	15.80	55.2	4.9·10 ⁵	7,8·10 ³	2,2·10 ⁴
	2	52.0	9.14	39.9	3.7·10 ³	583	2,2·10 ⁶

Tabla 3.II. Varianza de las señales de velocidad adquiridas.

(C_a: comp. axial, C_t: comp. tangencial, C_r: comp. radial)

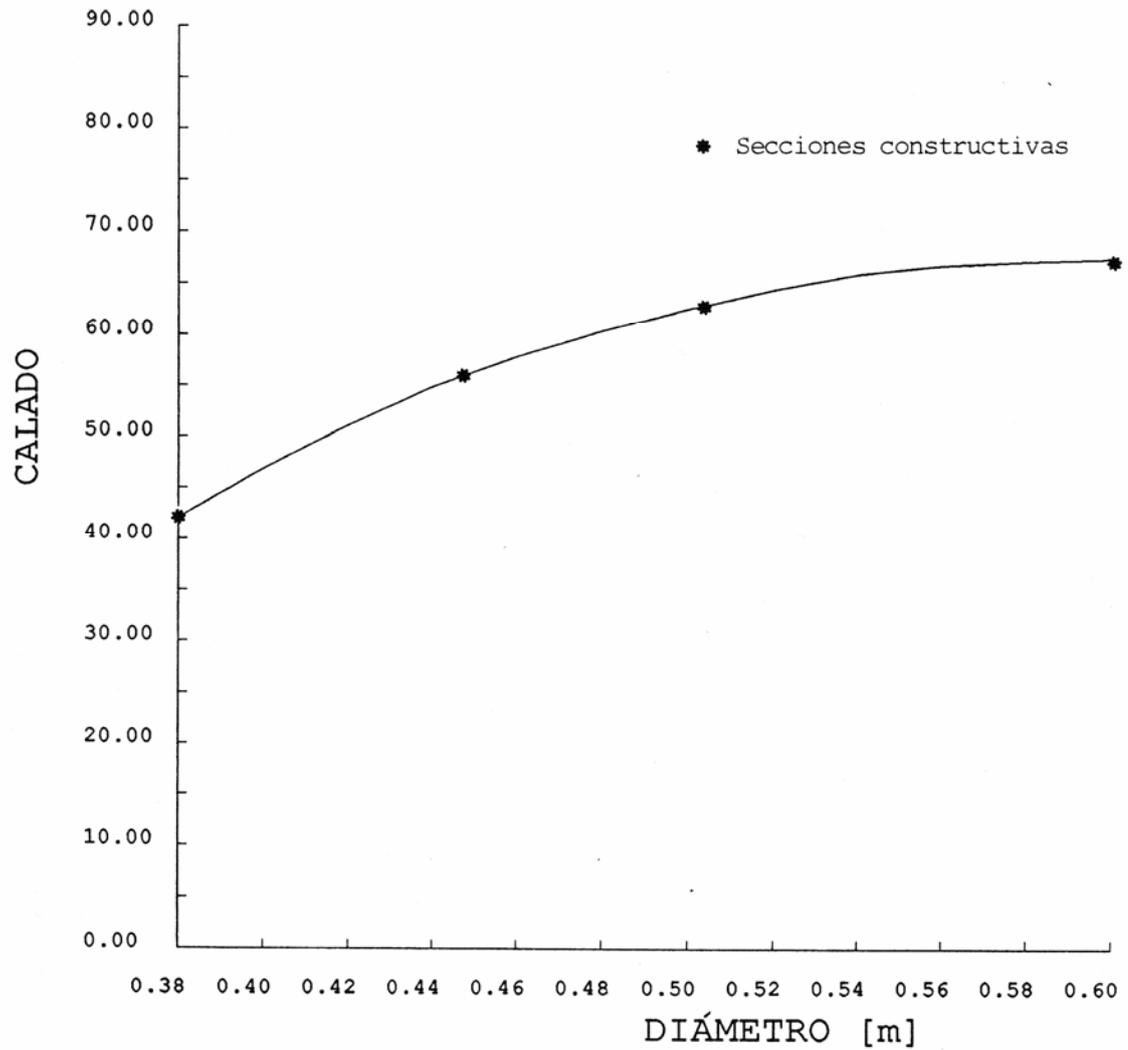


Figura 3.1. Distribución radial del ángulo de calado

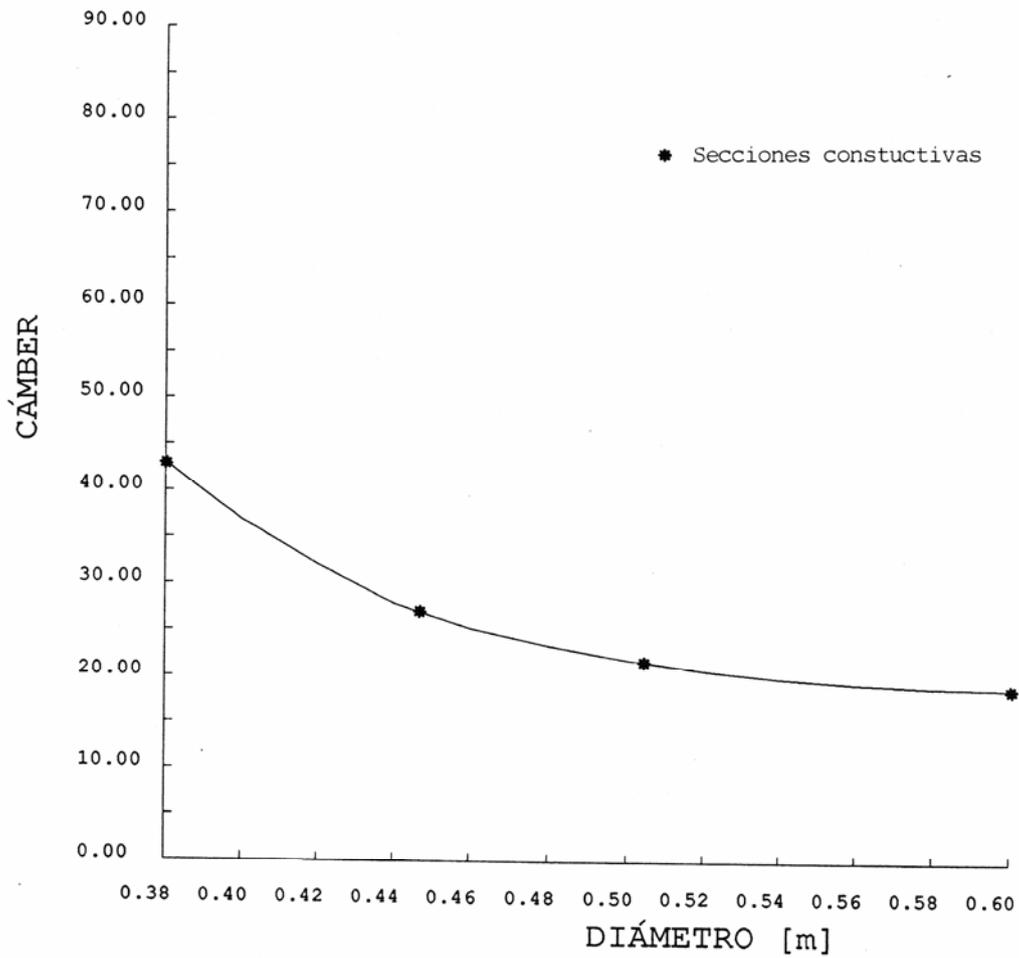


Figura 3.2. Distribución radial del cámbor.

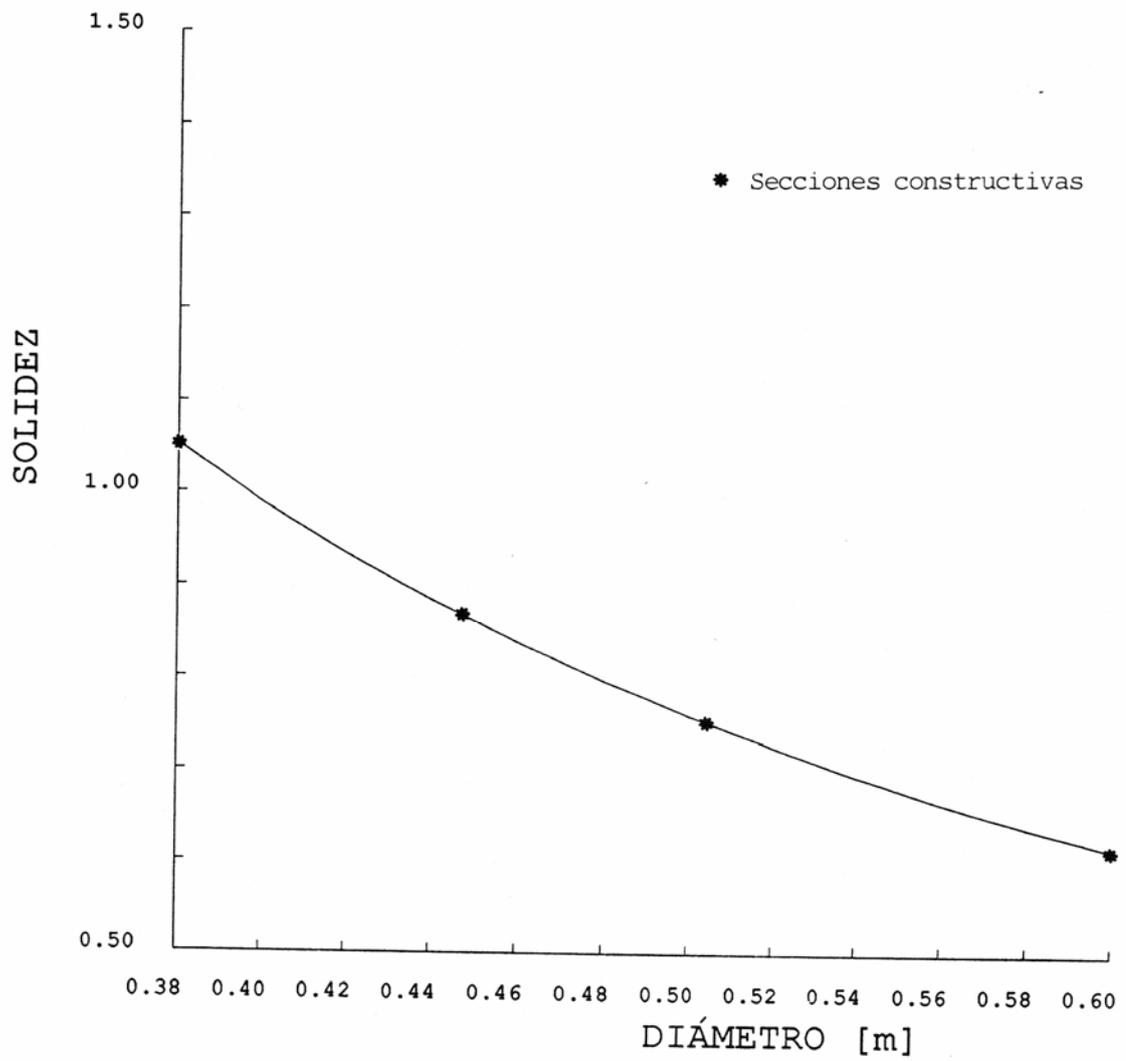


Figura 3.3. Distribución radial de la solidez.

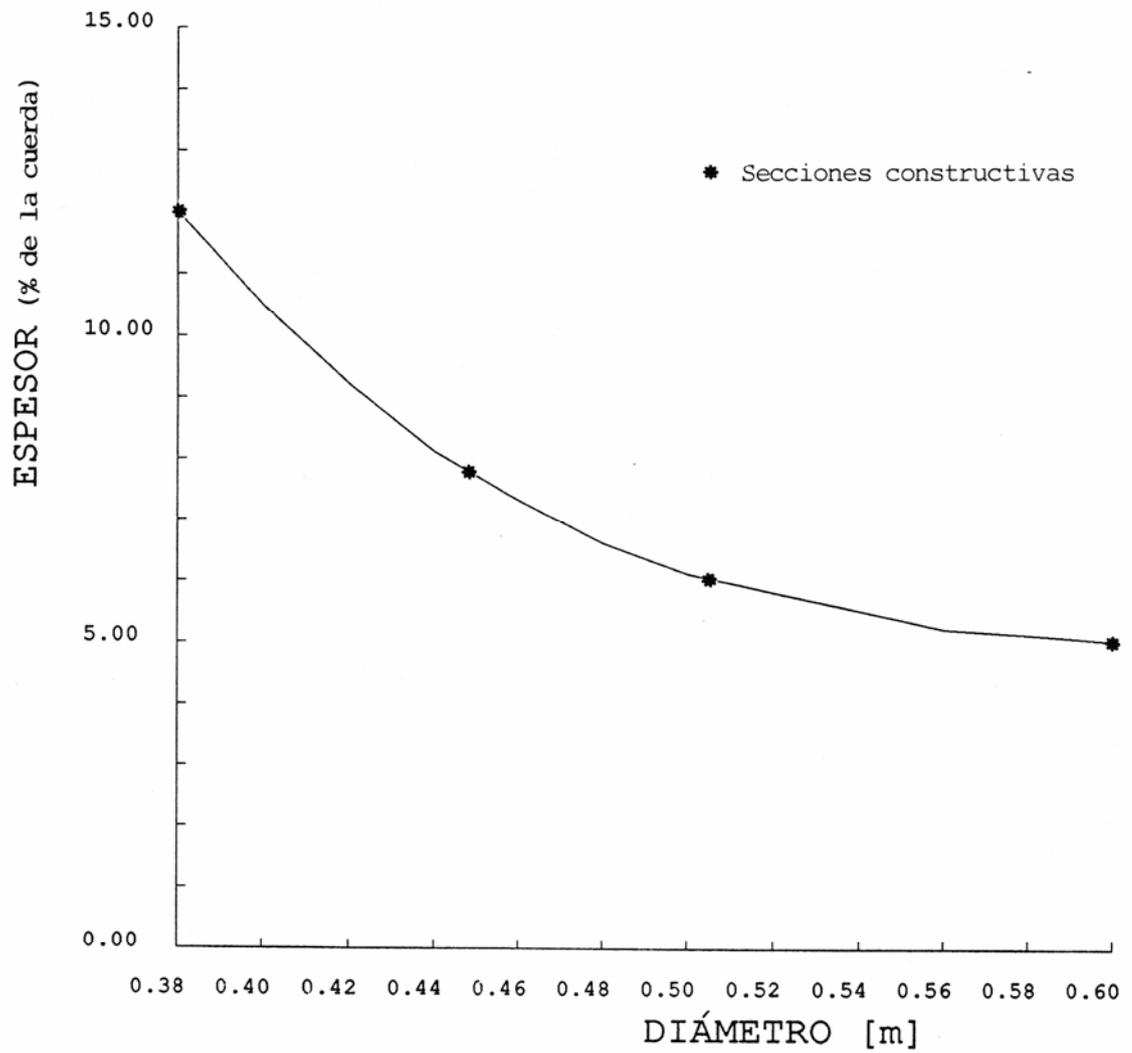


Figura 3.4. Distribución radial del espesor, relativo a la cuerda.

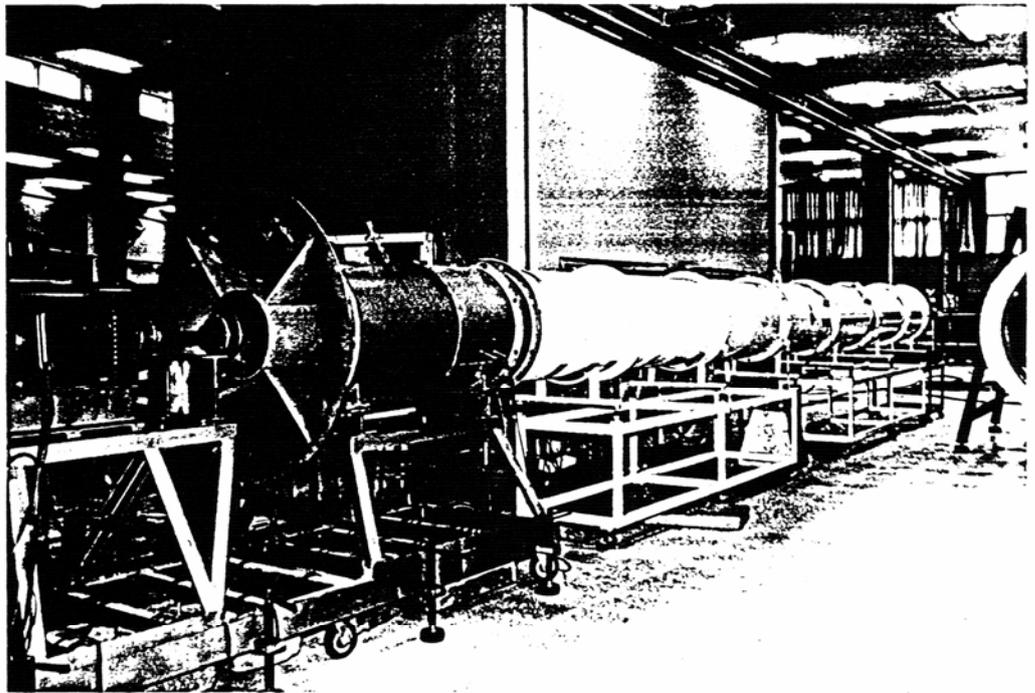


Figura 3.5. a) Banco de ensayos.

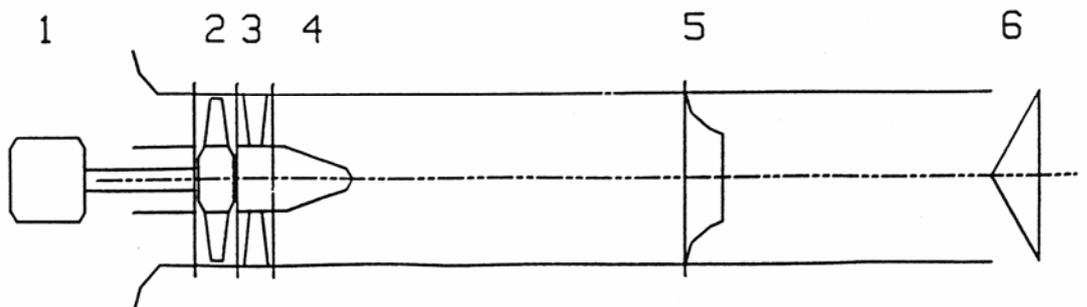


Figura 3.5. b) Esquema del banco de ensayos.

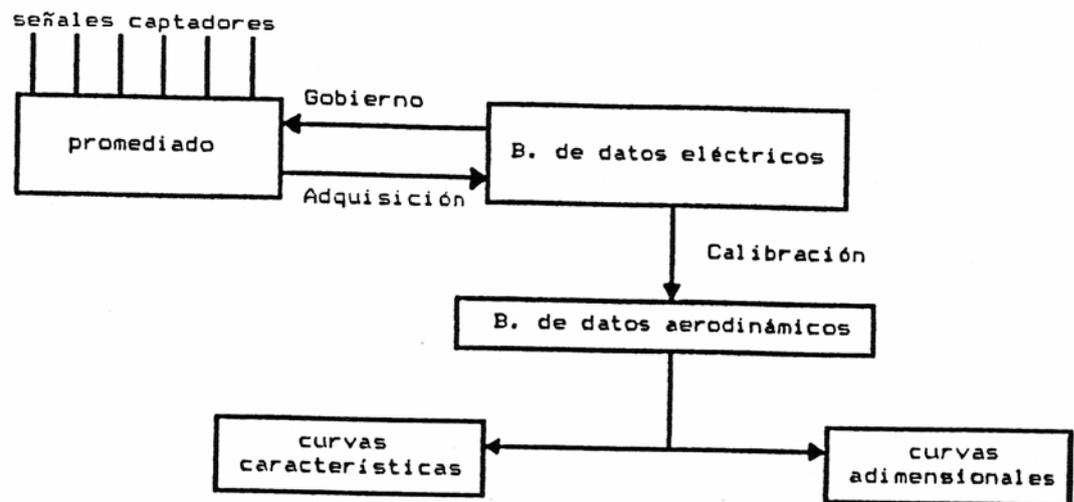


Figura 3.6. Esquema de la adquisición de las curvas características.

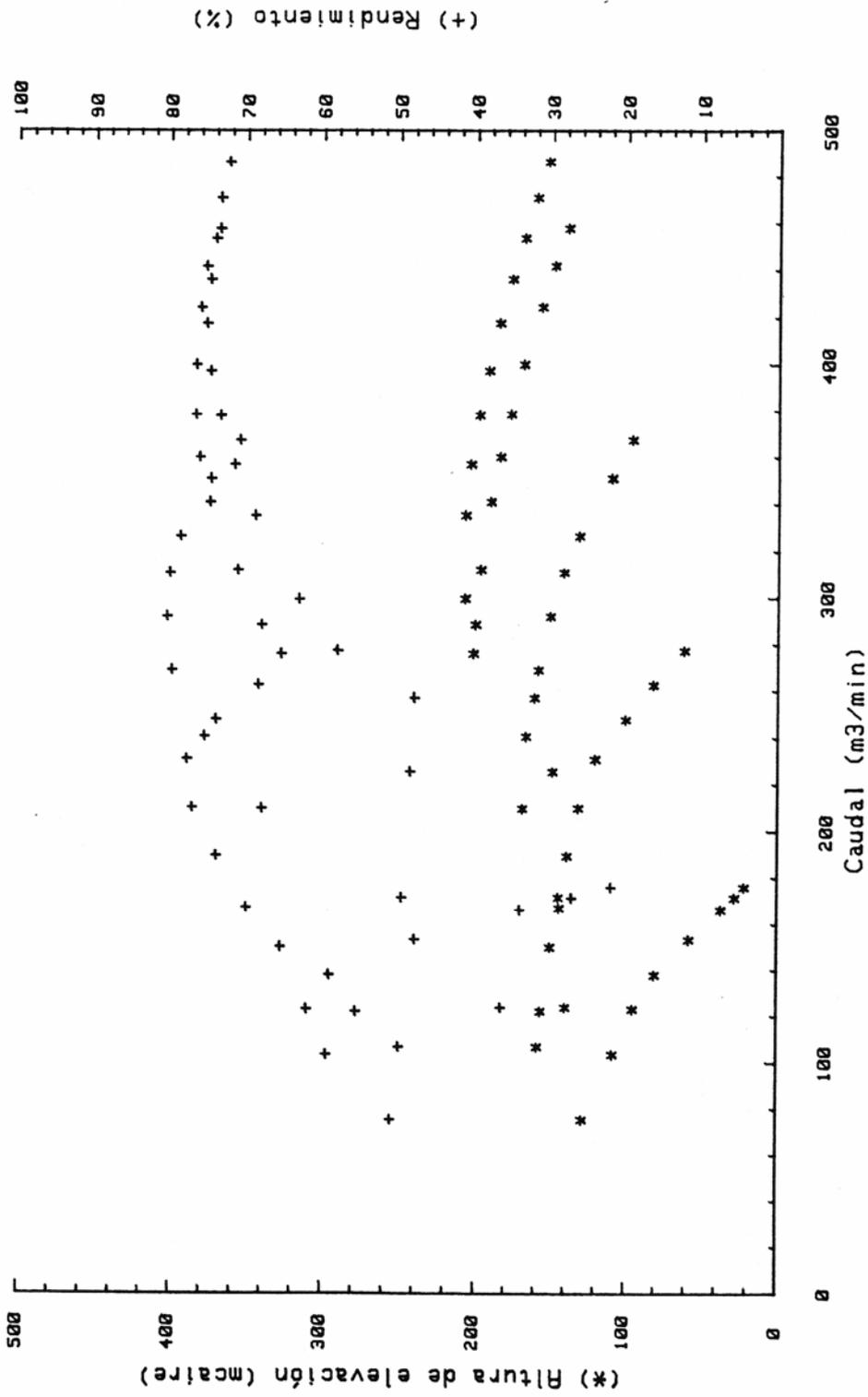


Figura 3.7. Curvas características: 8 álabes, 3.000 r.p.m.

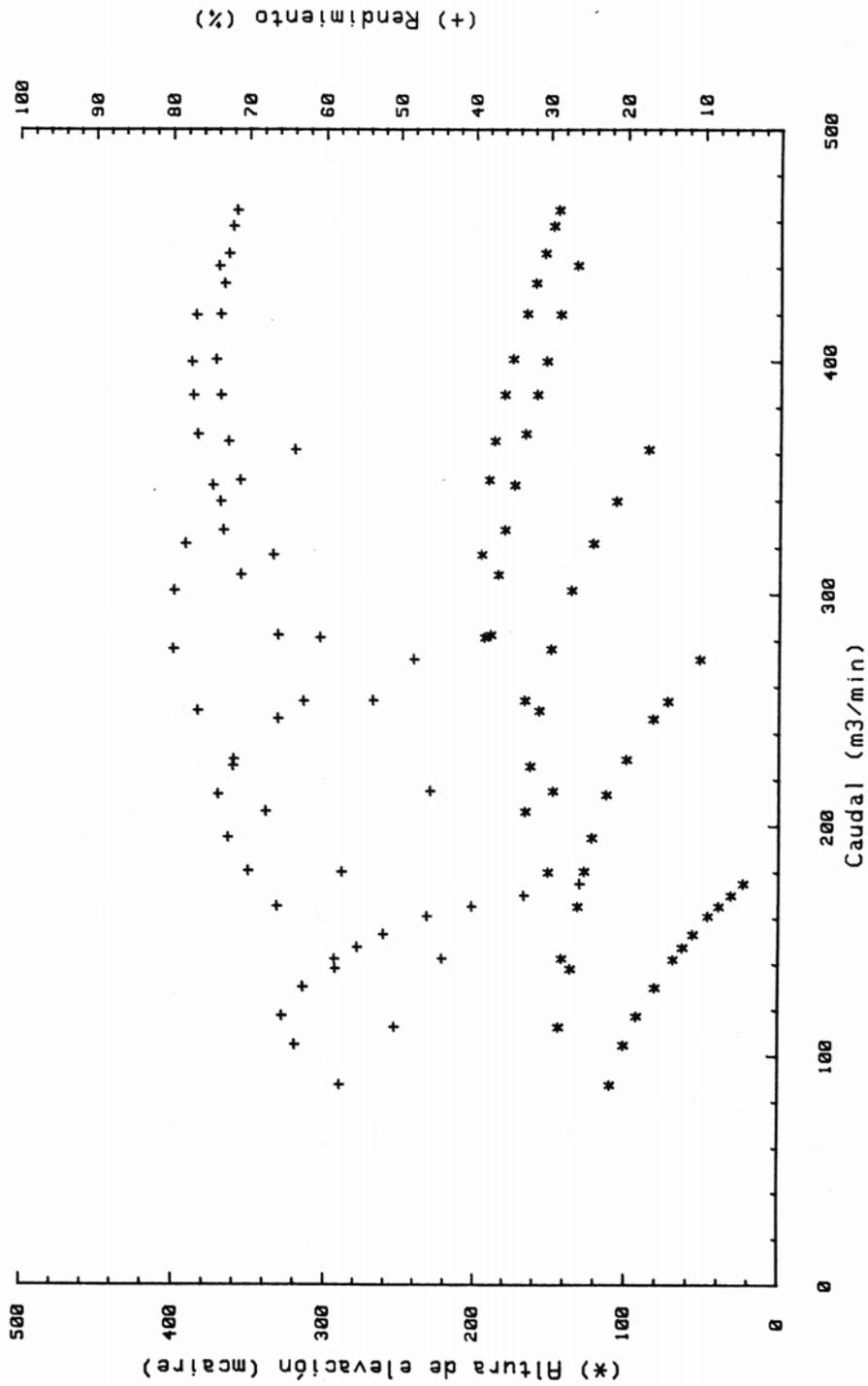


Figura 3.8. Curvas características: 7 álabes, 3.000 r.p.m.

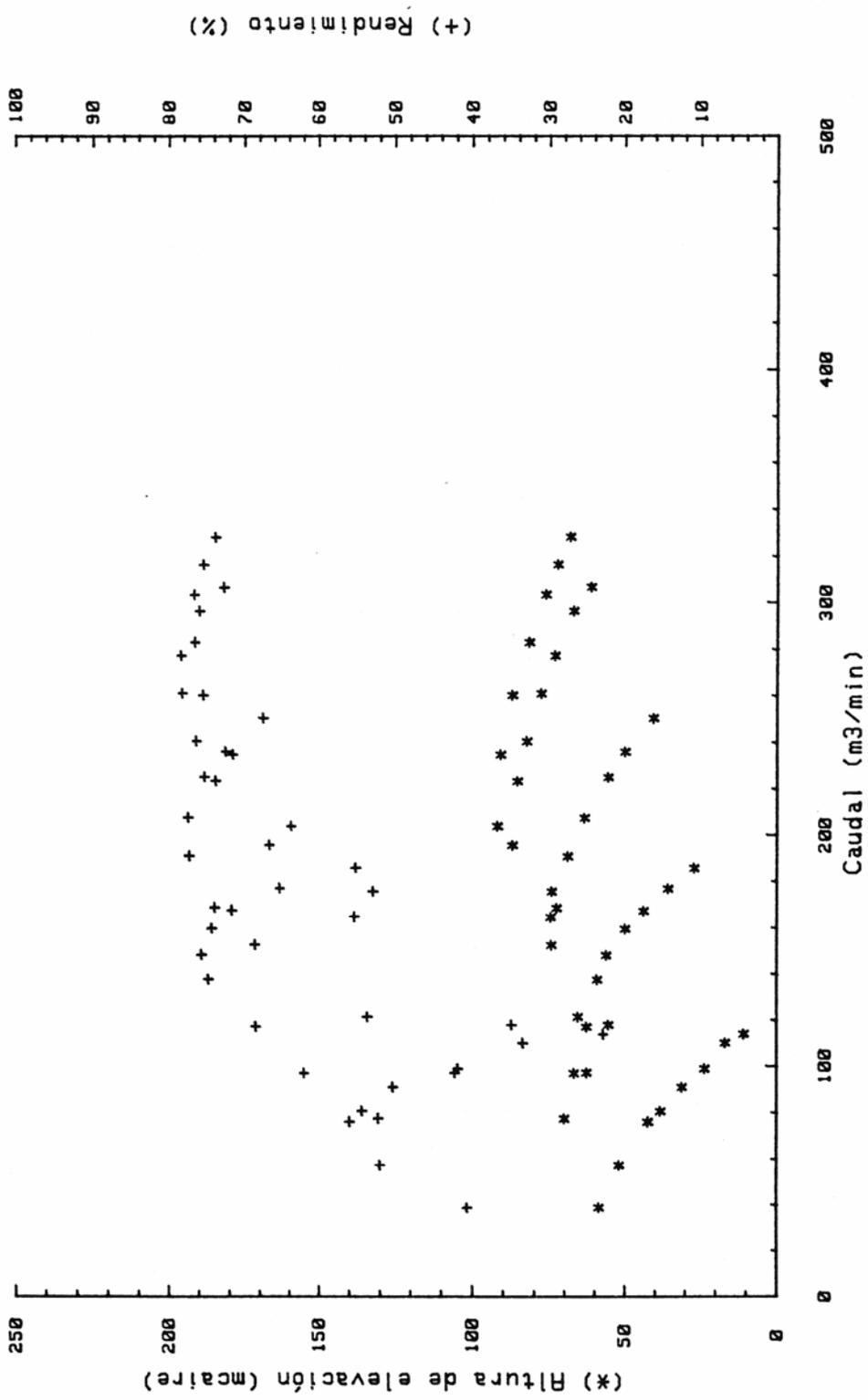


Figura 3.9. Curvas características: 8 álabes, 2.000 r.p.m.

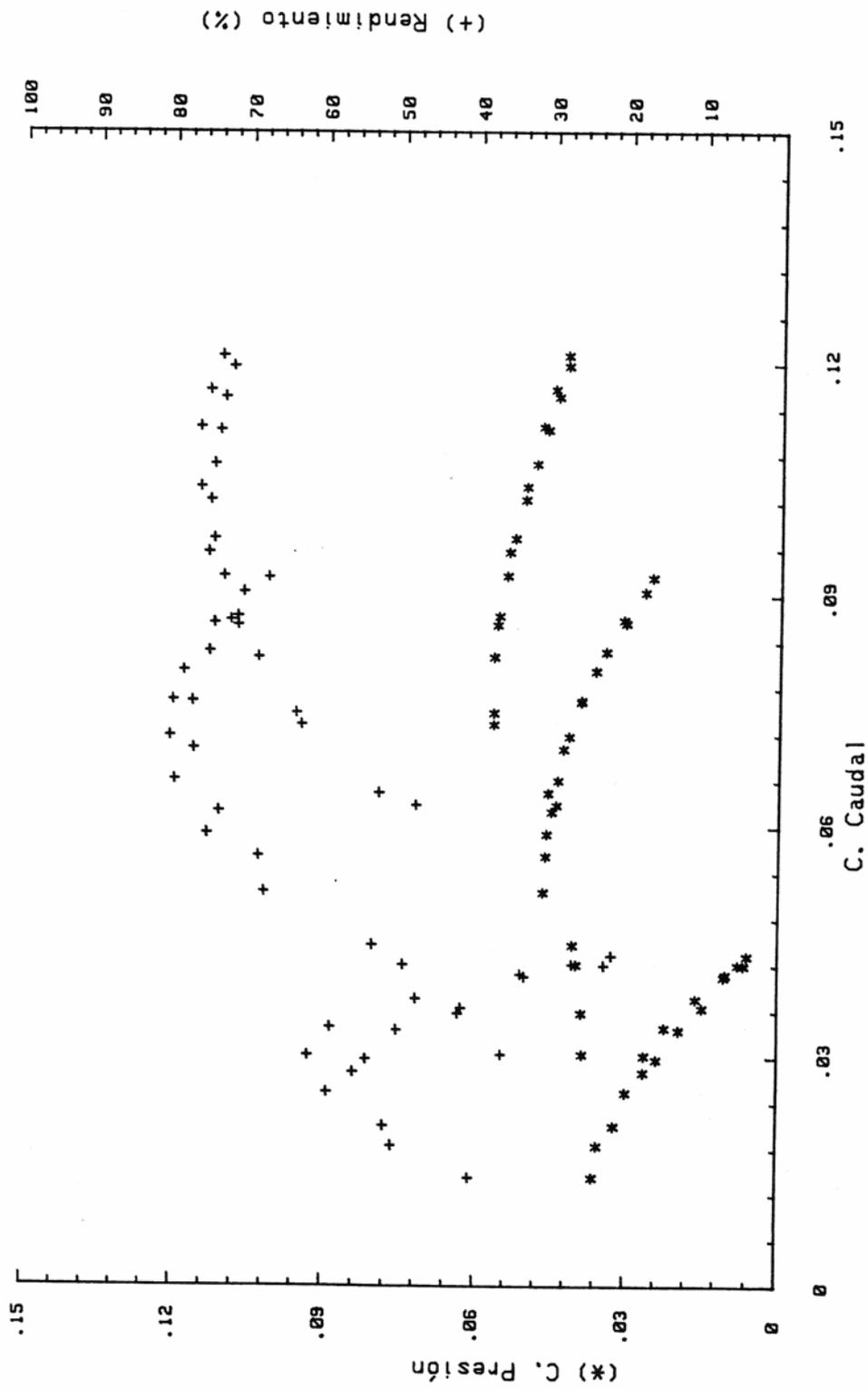


Figura 3.10. Curvas características: 8 álabes, 2.000 r.p.m. y 3.000 r.p.m.

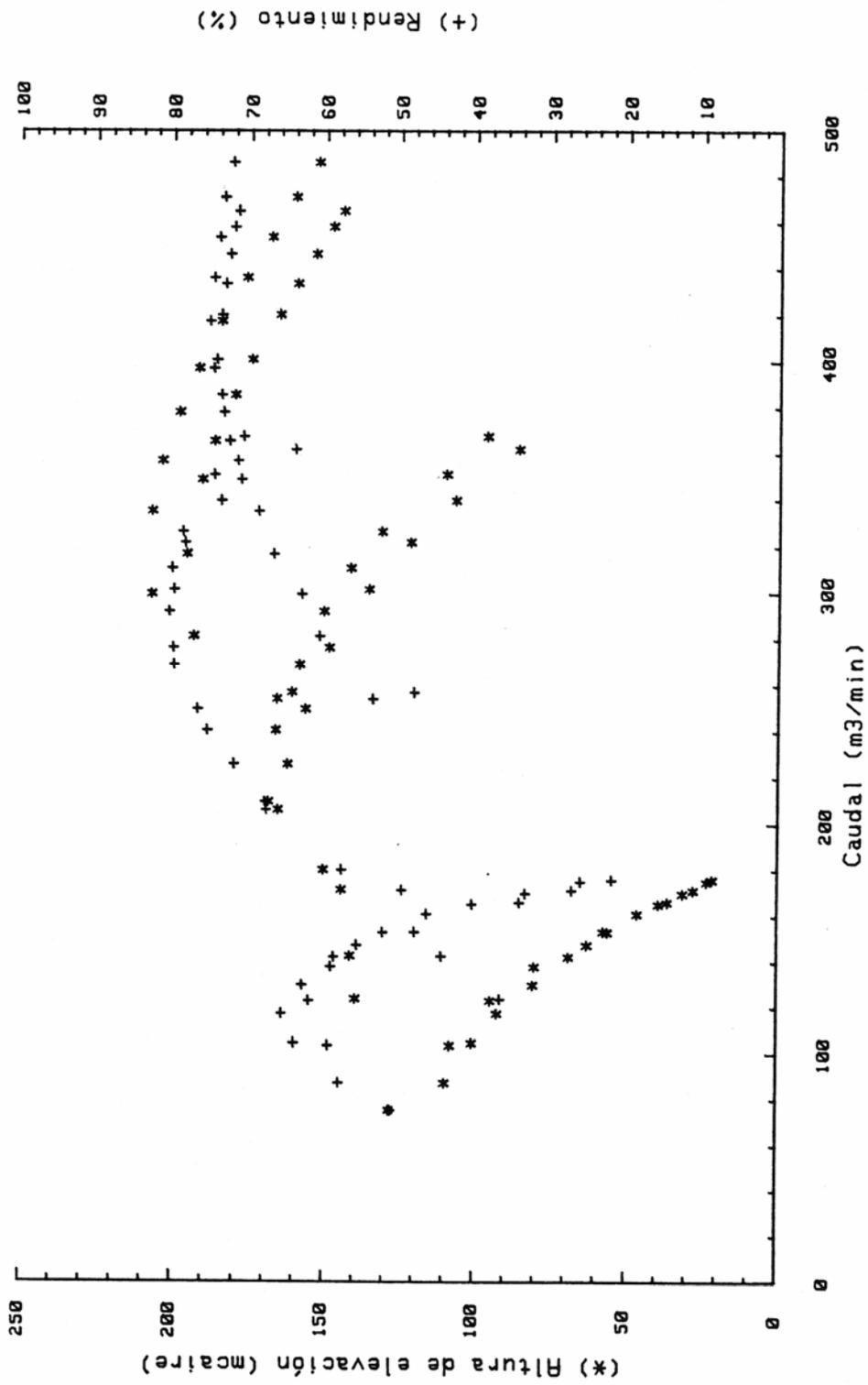


Figura 3.11. Curvas características: 7 y 8 álabes, 3.000 r.p.m.

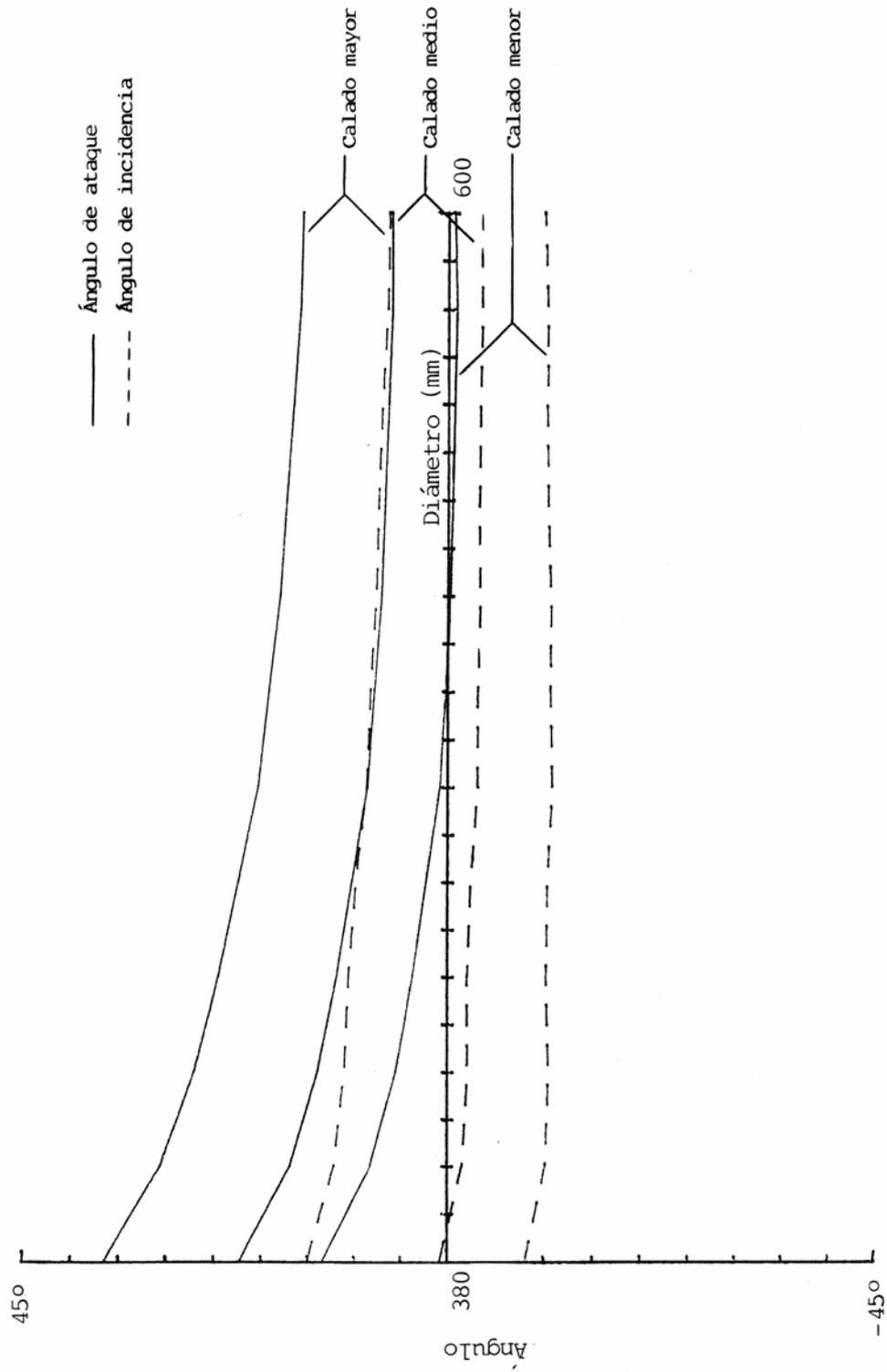


Figura 3.12. Distribución radial del ataque y de la incidencia:
caudal nominal, 8 álabes, 3.000 r.p.m.

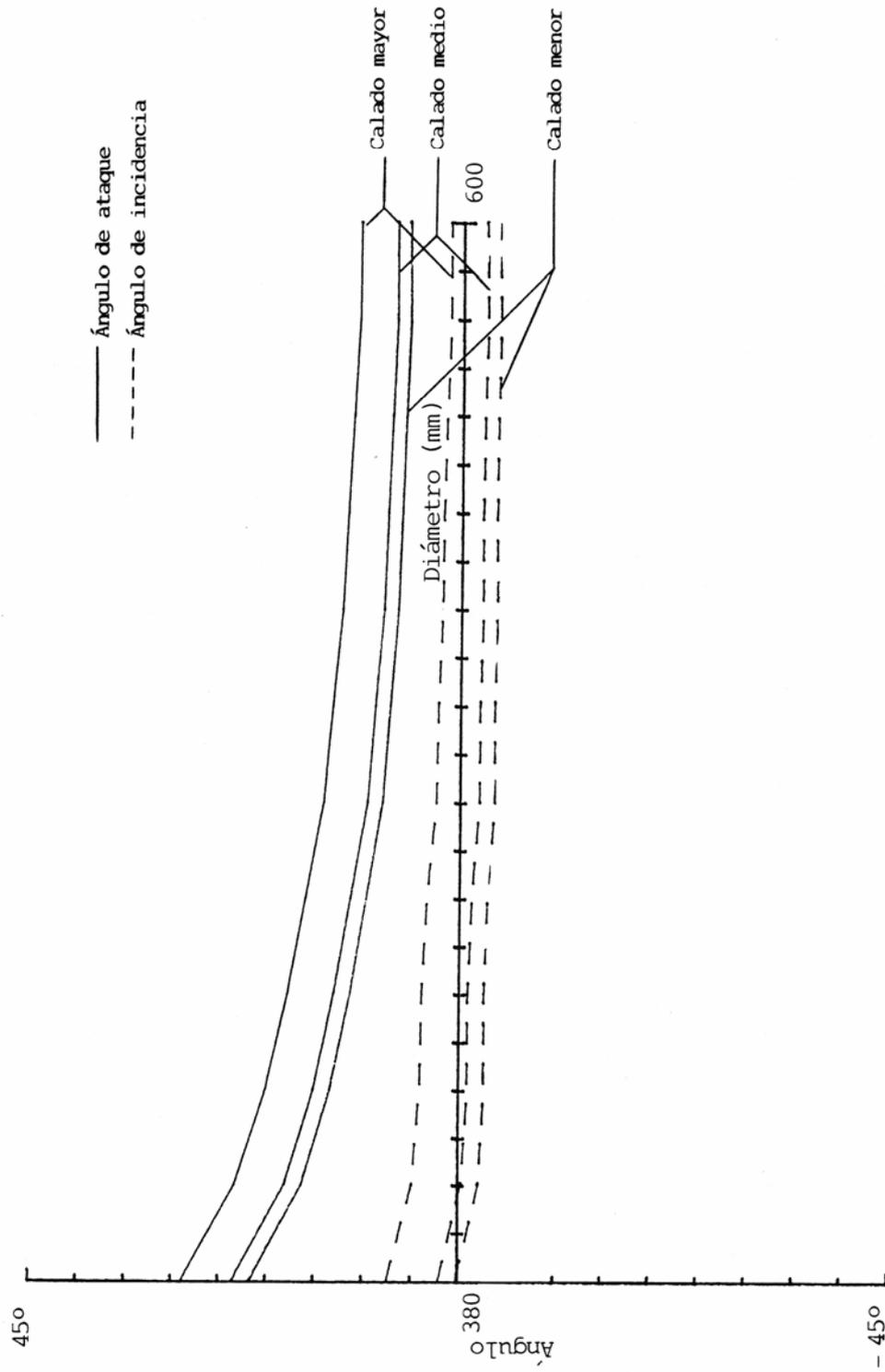


Figura 3.13. Distribución radial del ataque y de la incidencia: punto de desprendimiento, 8 álabes, 3.000 r.p.m.

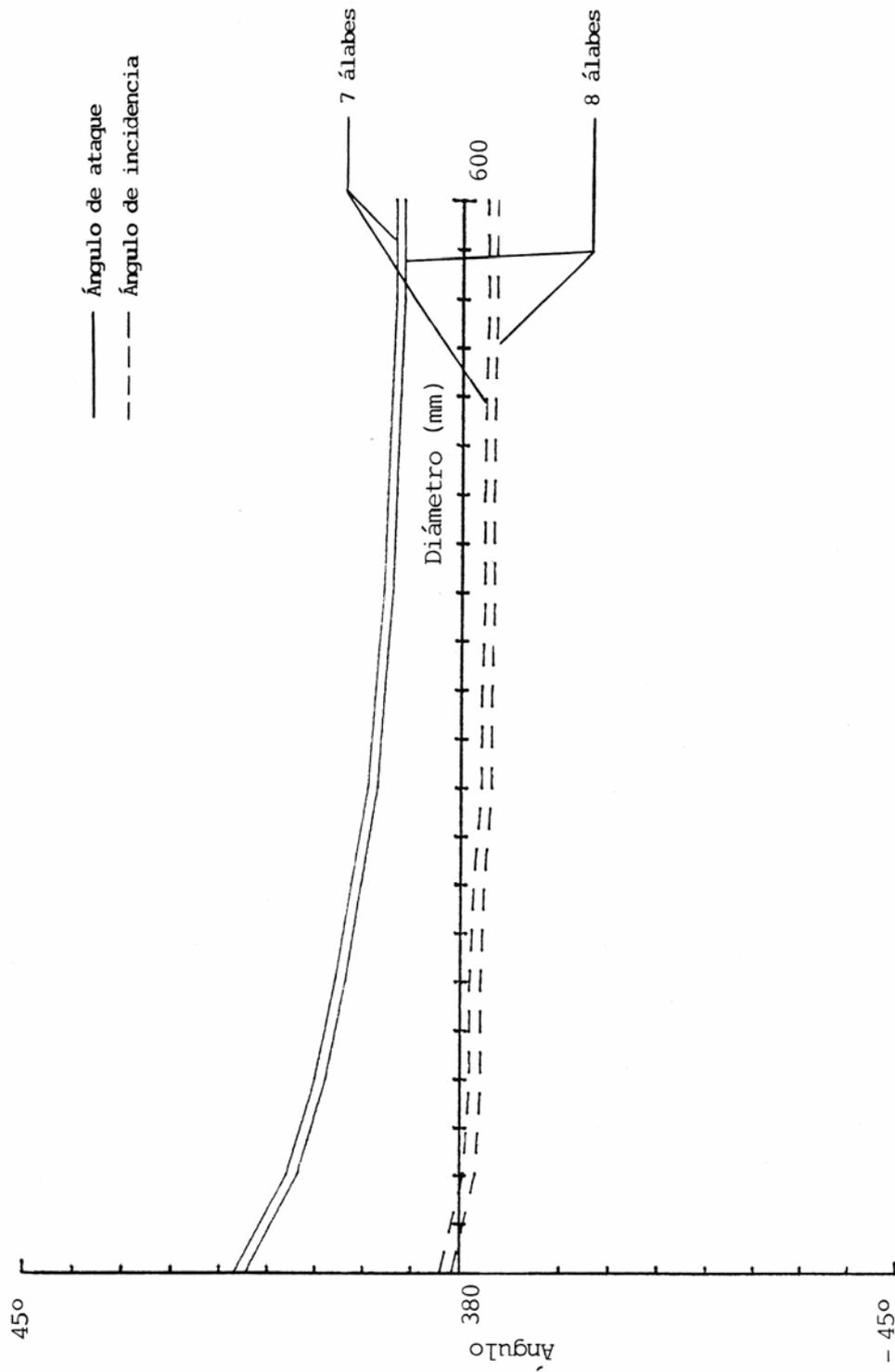


Figura 3.14. Distribución radial del ataque y de la incidencia: caudal nominal, 7 y 8 álabes, 3.000 r.p.m.

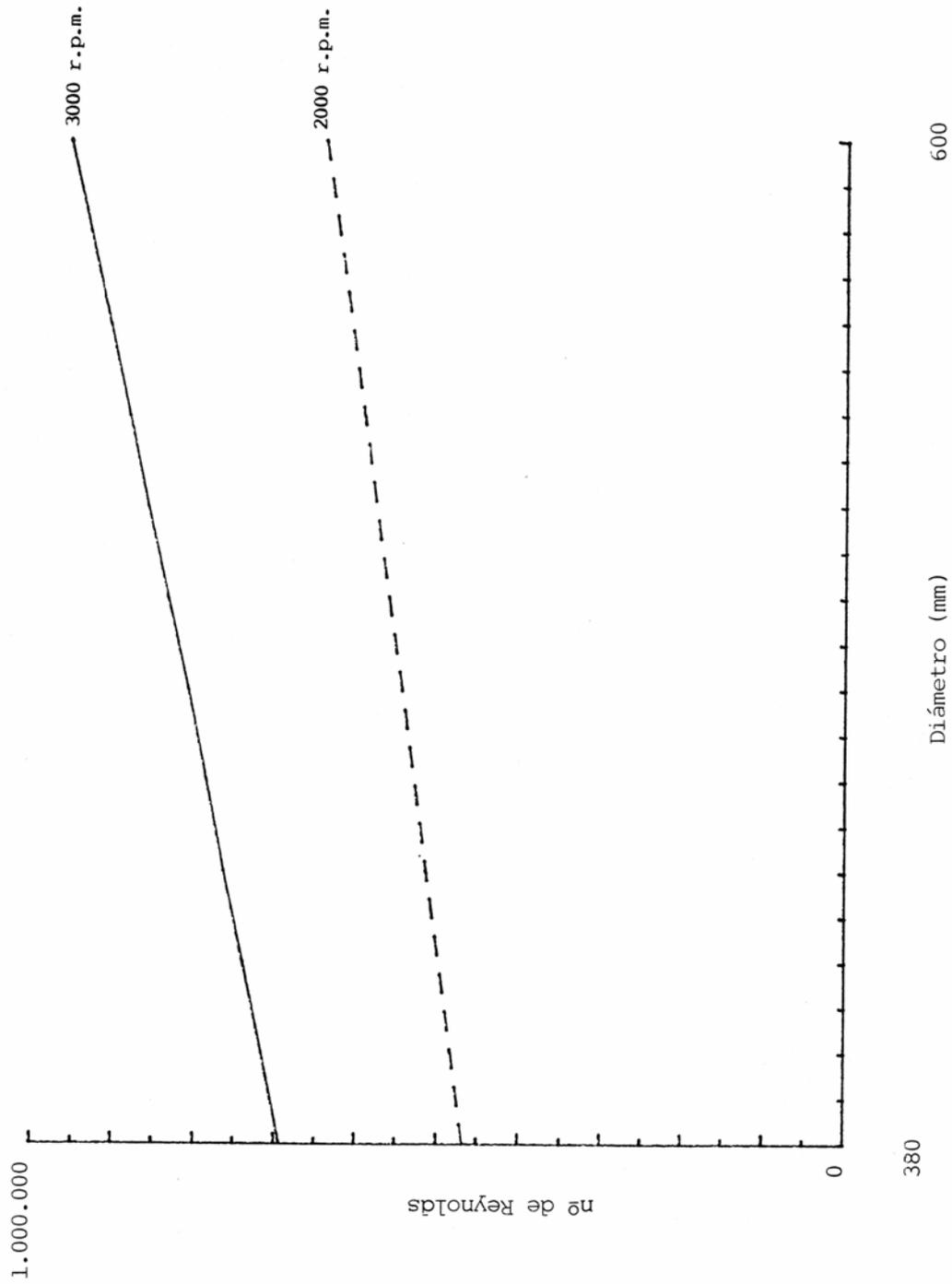


Figura 3.15. Distribución radial del número de Reynolds:
caudal nominal, 8 álabes, 3.000 r.p.m.

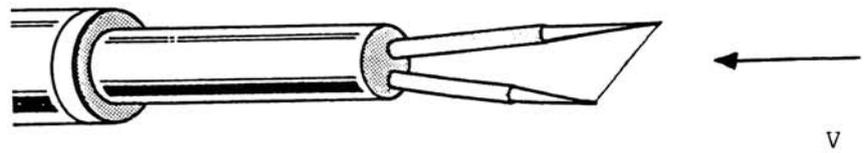


Figura 3.16. a) Sonda de hilo caliente.

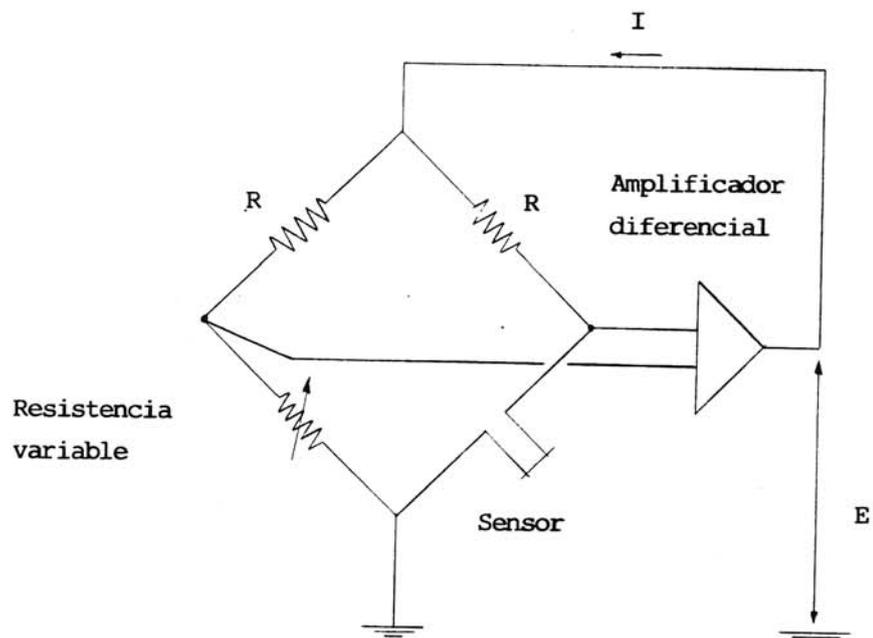


Figura 3.16. b) Anemómetro de temperatura constante.

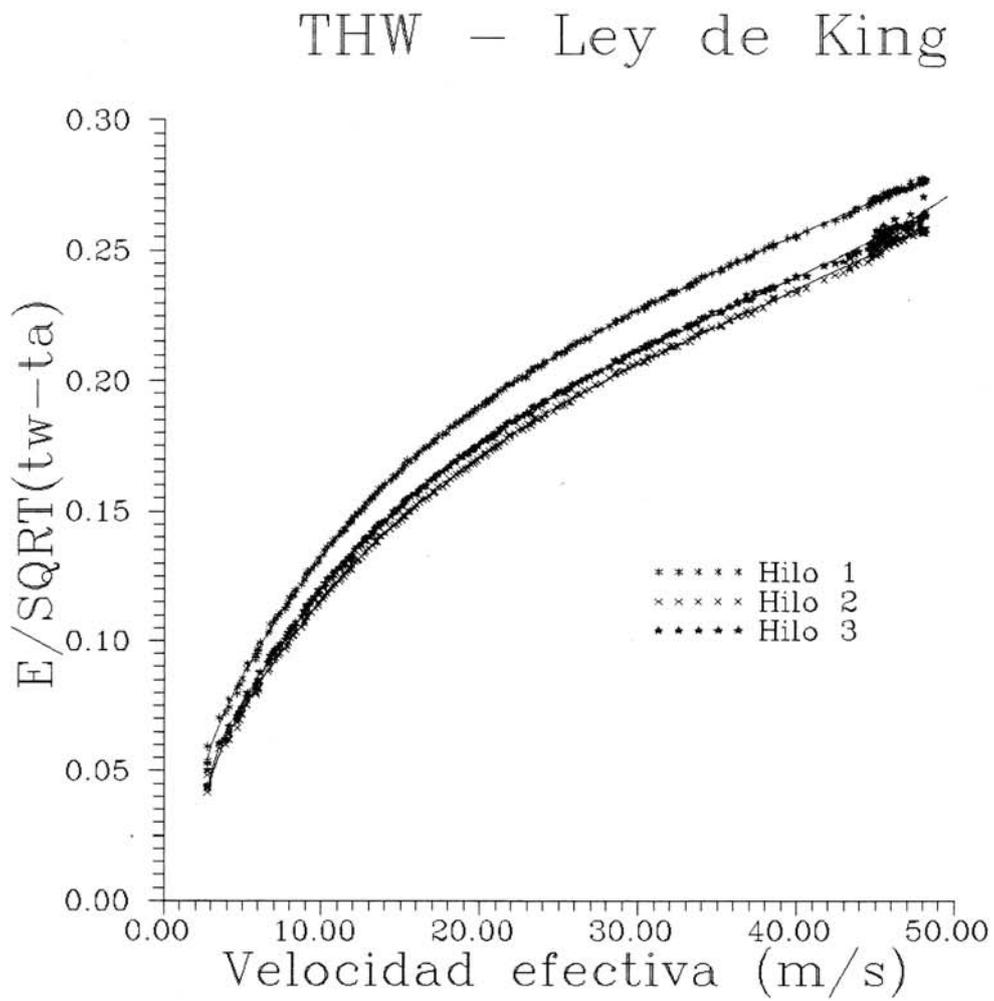


Figura 3.17. Ley de King de la sonda triple.

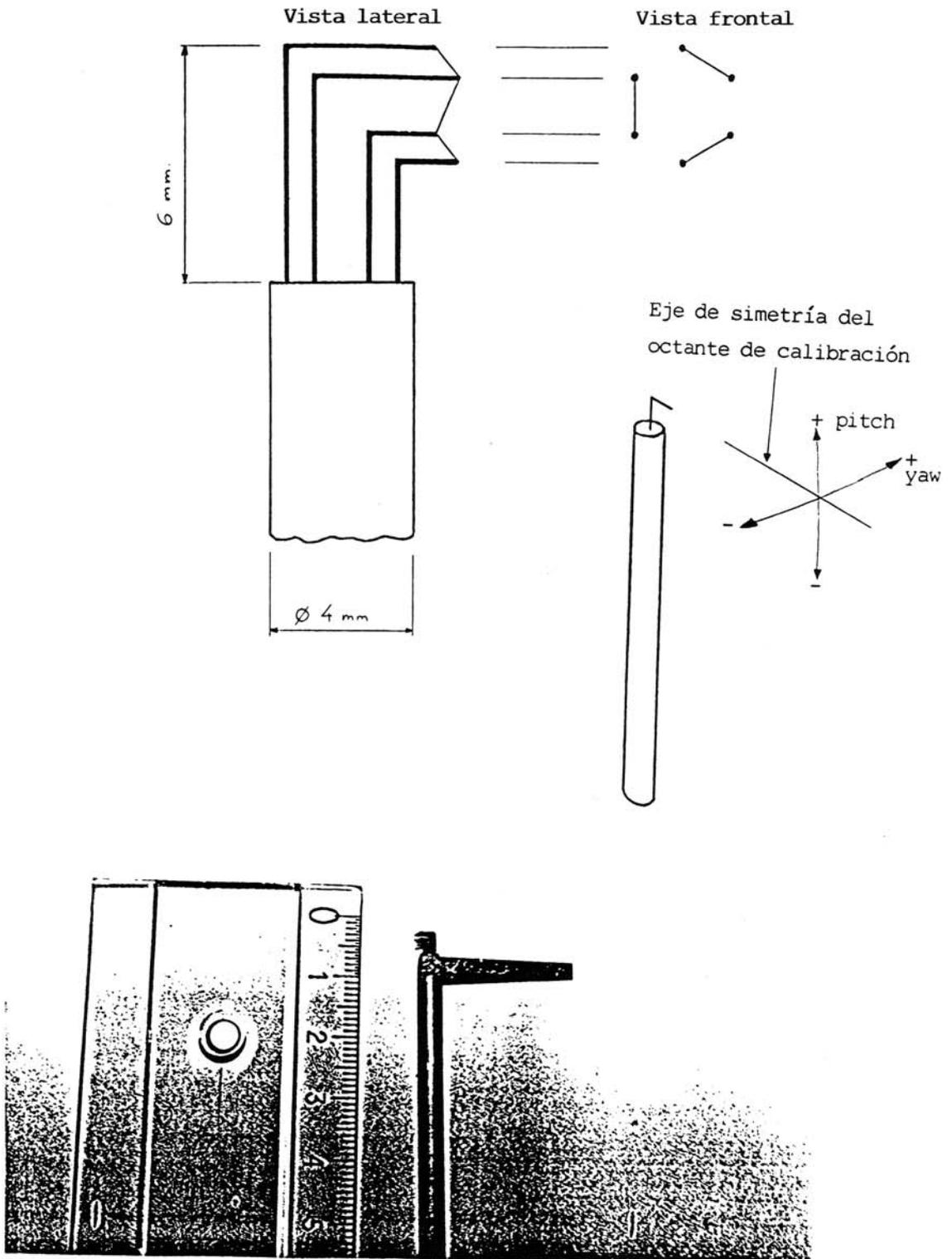


Figura 3.18. Sonda triple. Referencia de ángulos utilizada.

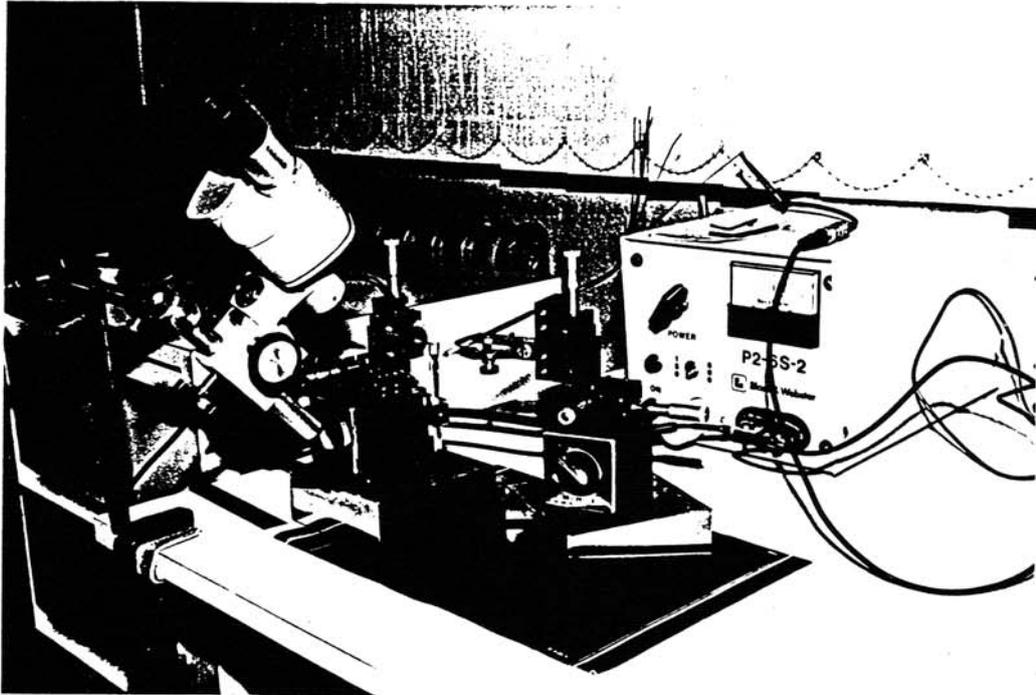


Figura 3.19. a) Equipo de reparación. Vista general.

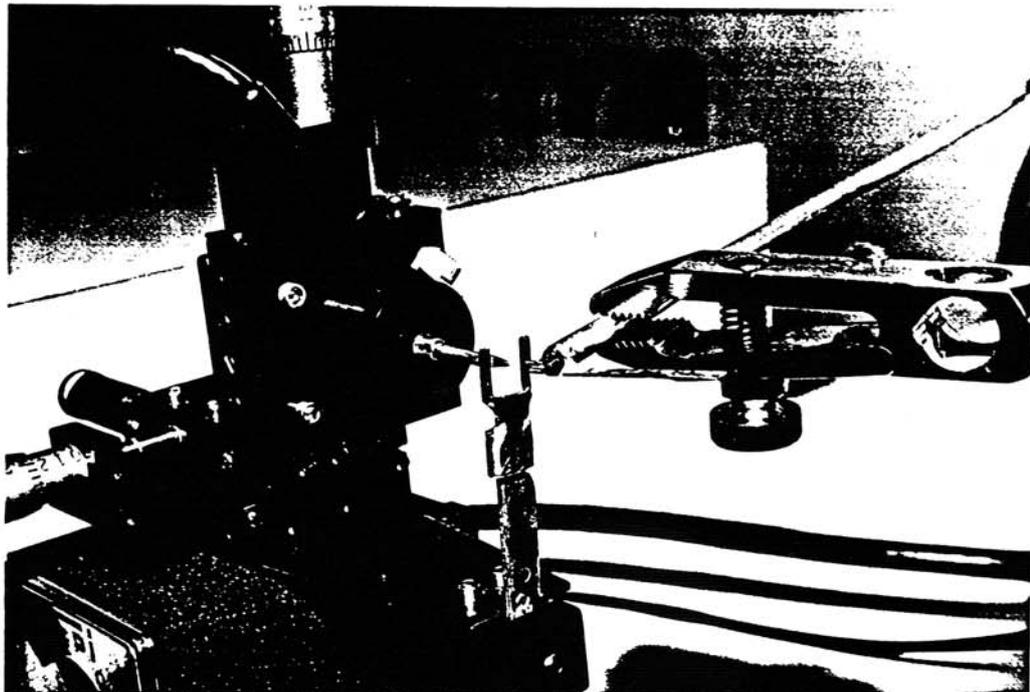
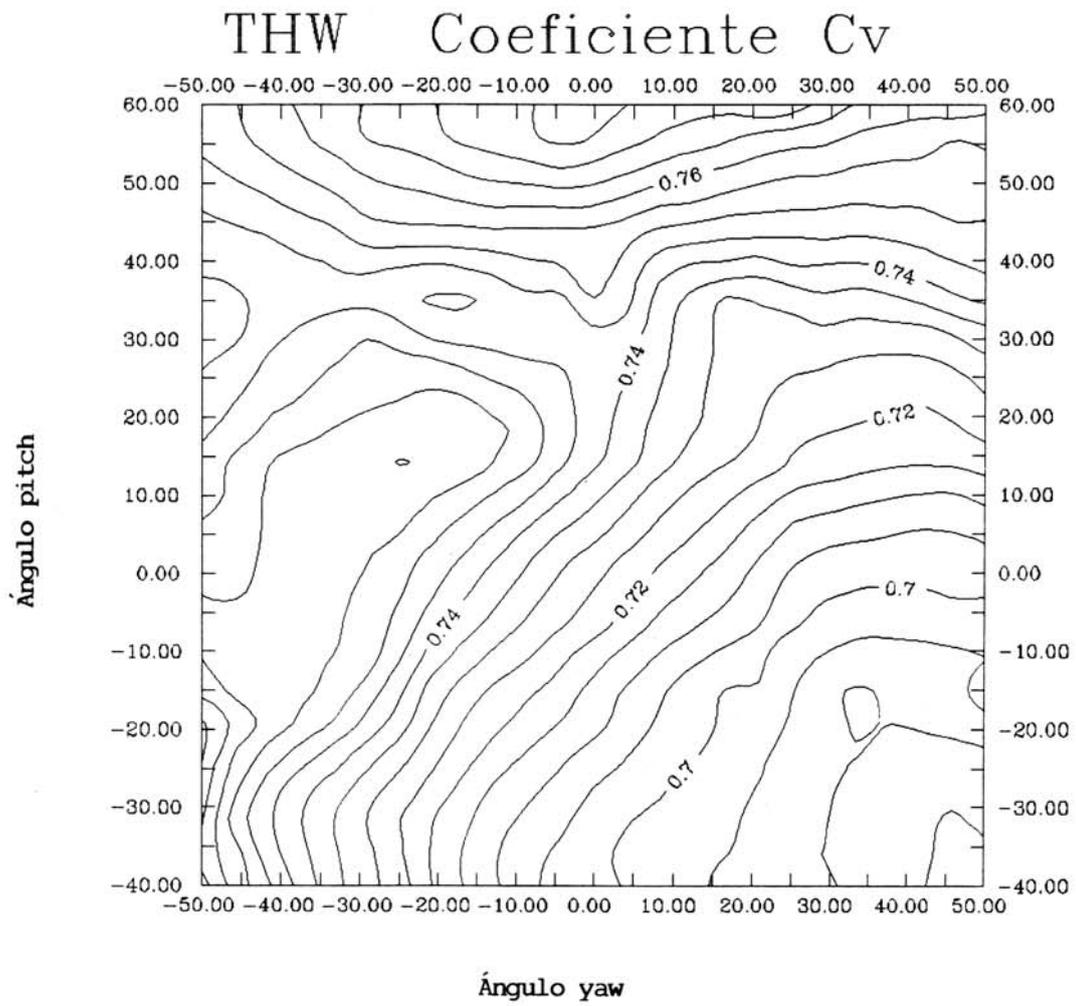


Figura 3.19. b) Sonda triple instalada en el equipo de reparación.

Figura 3.20. Coeficiente C_v de la calibración angular.

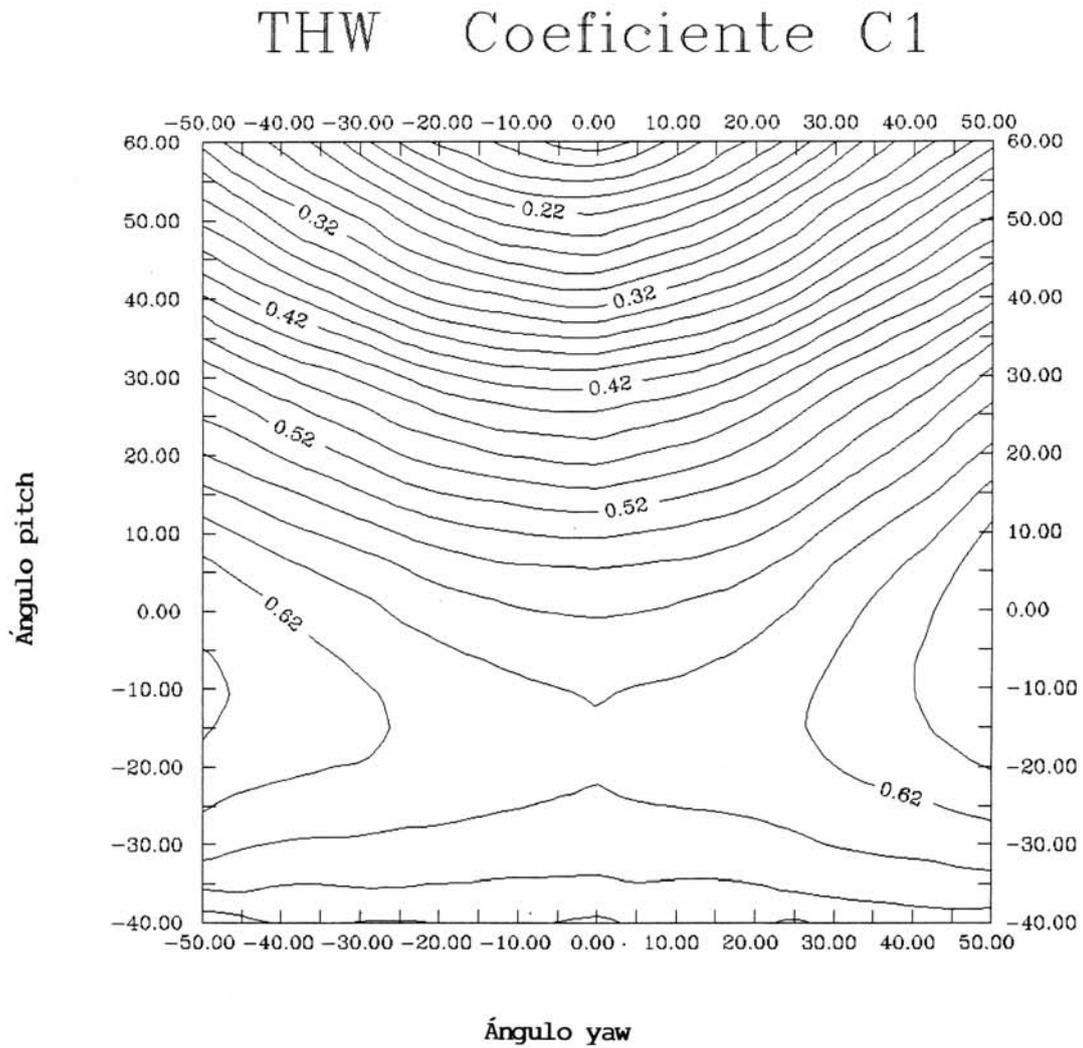


Figura 3.21. Coeficiente C1 de la calibración angular.

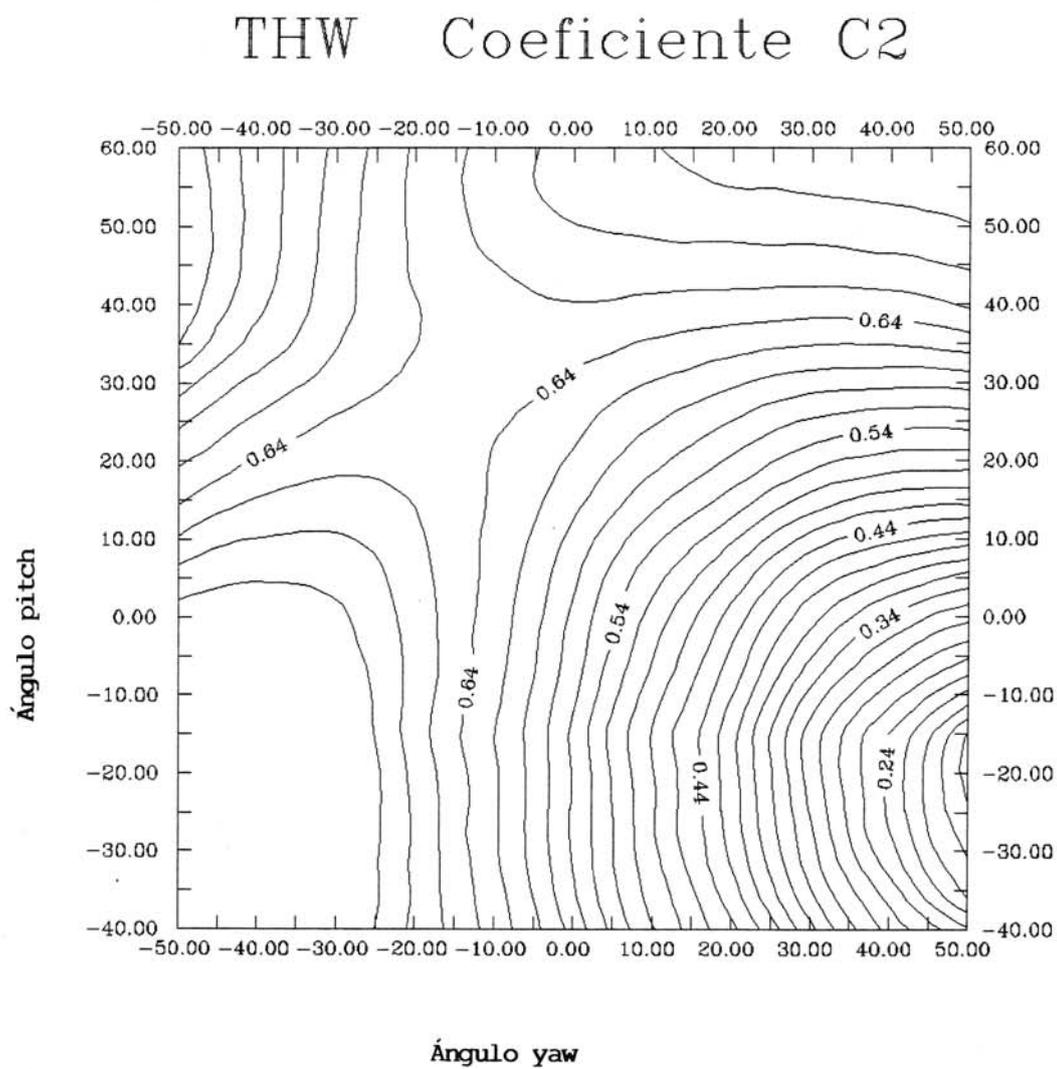


Figura 3.22. Coeficiente C2 de la calibración angular.

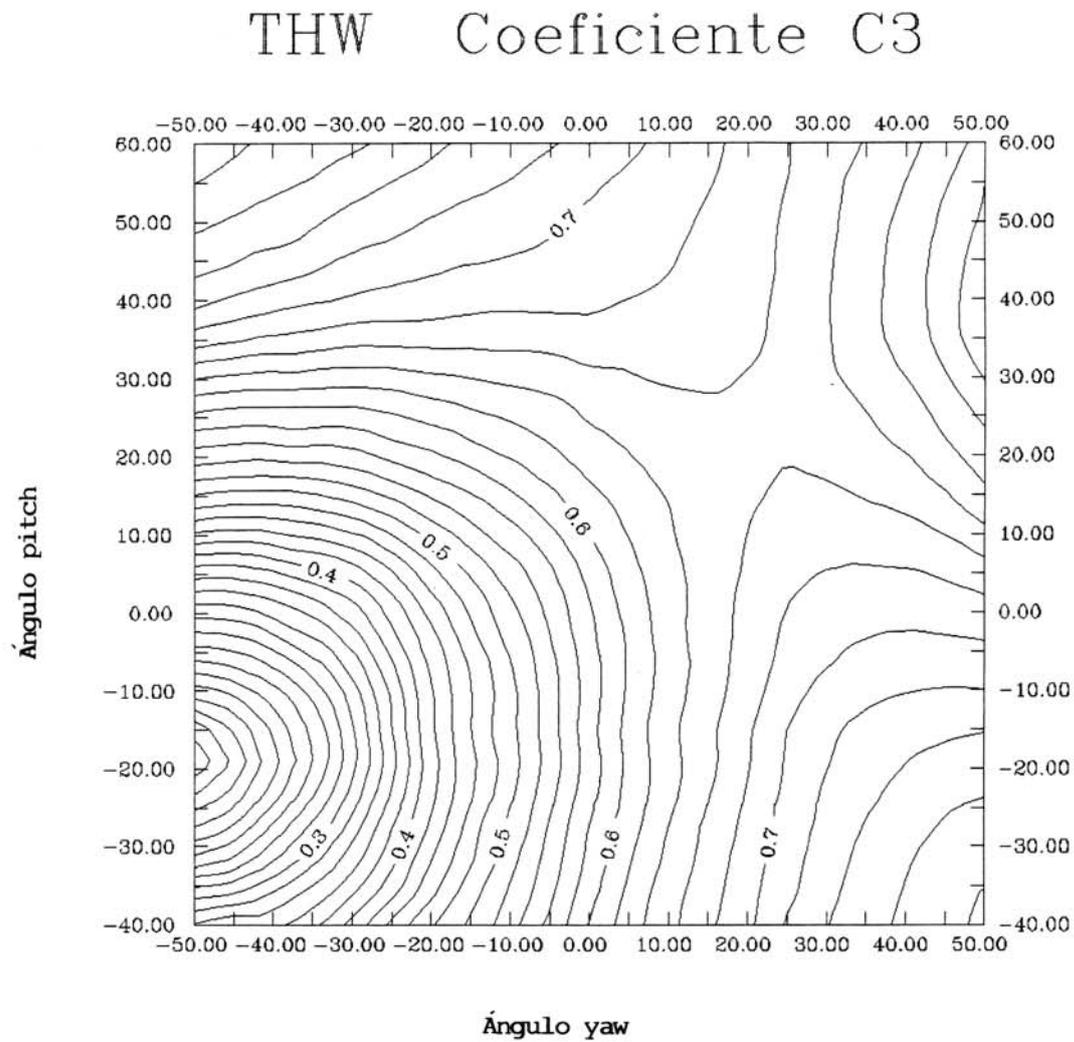


Figura 3.23. Coeficiente C3 de la calibración angular.

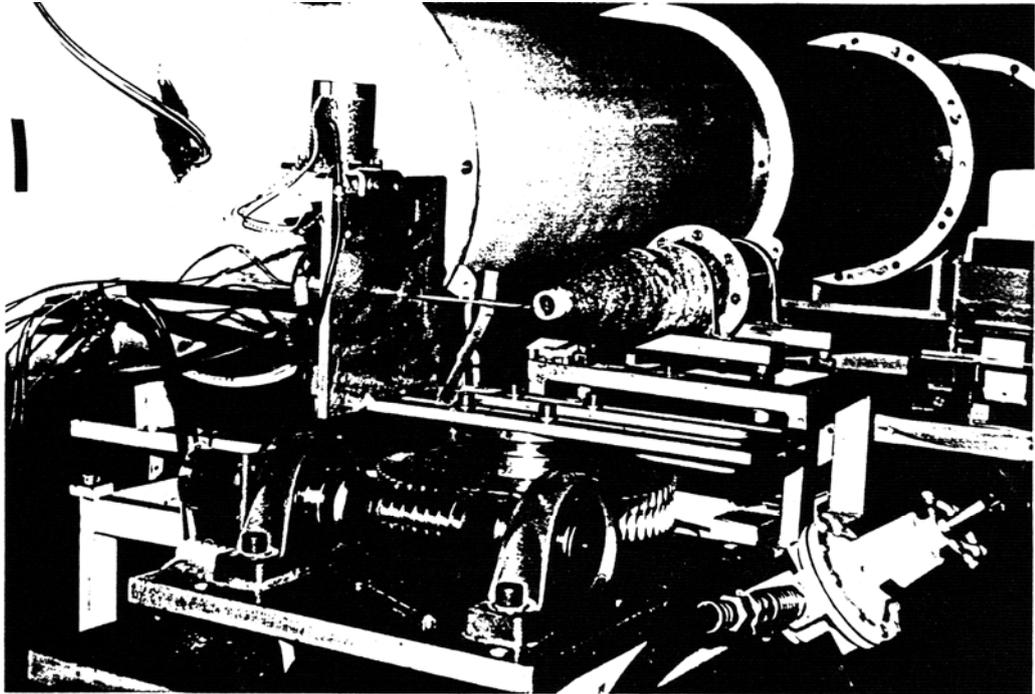


Figura 3.24 a) Dispositivo de calibración de sondas de hilo caliente.

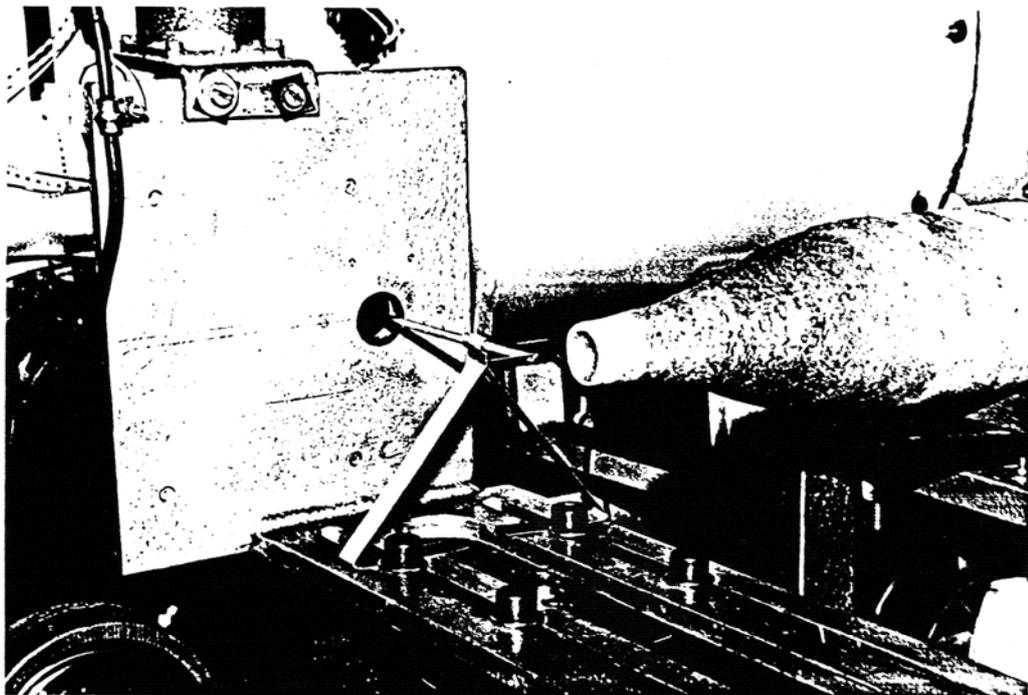


Figura 3.24. b) Sonda instalada en el dispositivo de calibración.

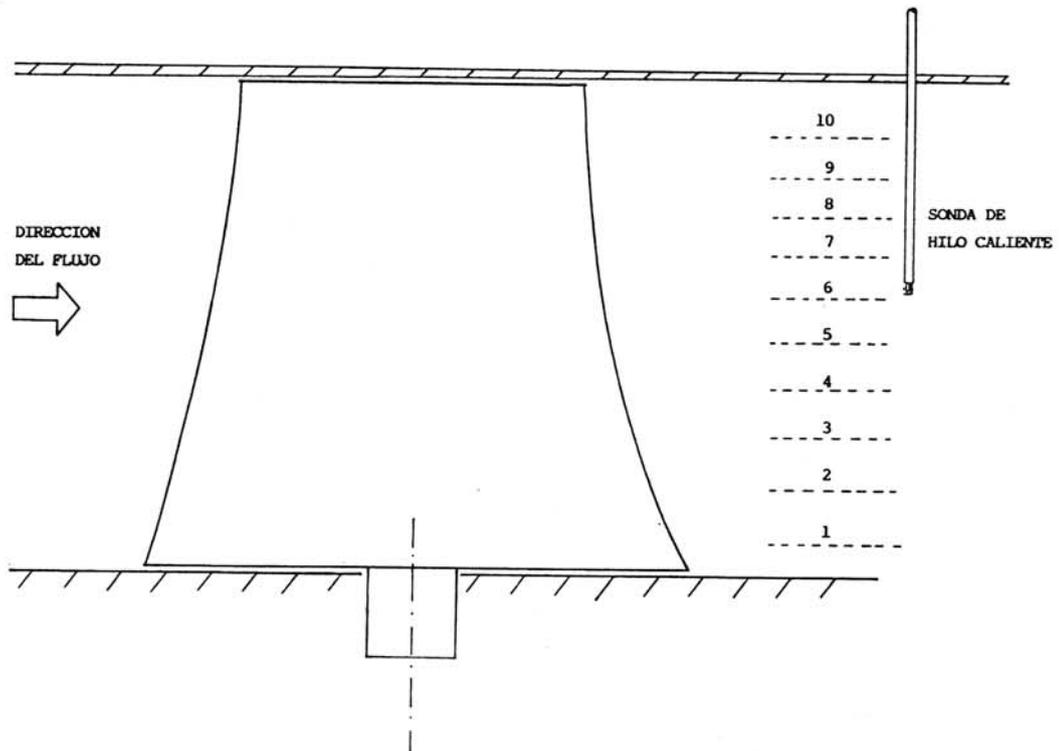


Figura 3.25. a) Posición relativa entre los álabes y la sonda.
Plano meridional.

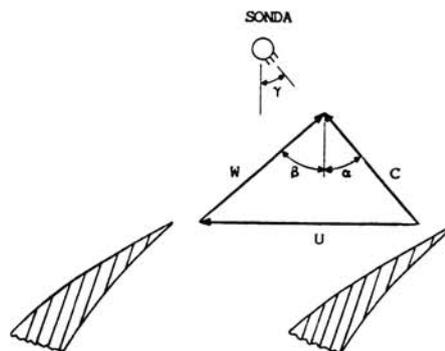


Figura 3.25. b) Posición relativa entre los álabes y la sonda.
Plano tangencial.



Figura 3.26. a) Soporte de la sonda de hilo caliente.

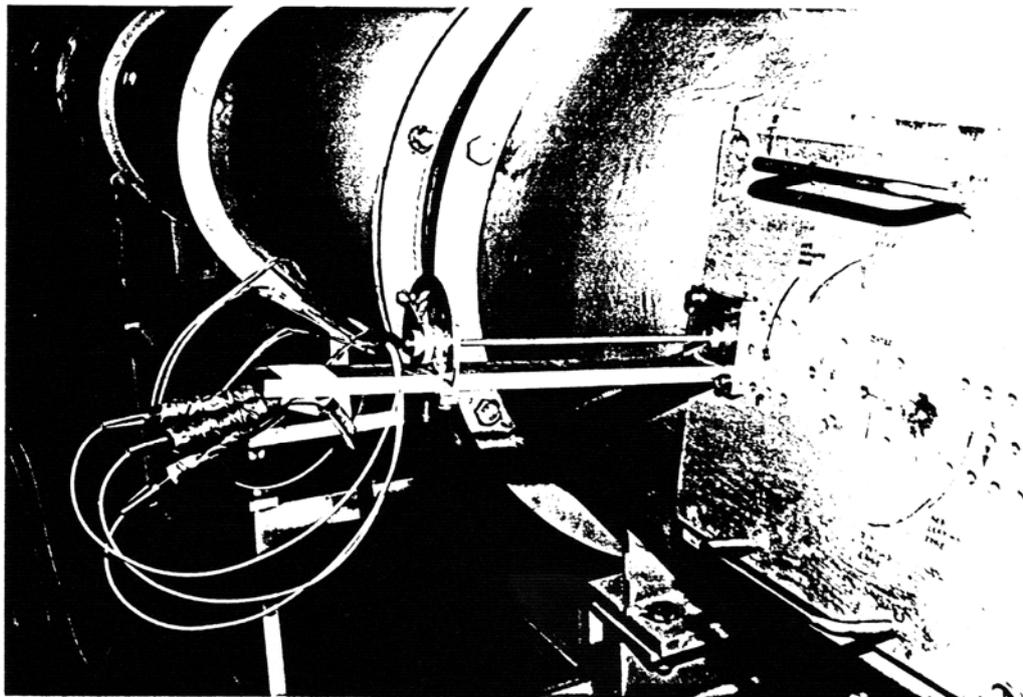


Figura 3.26. b) Soporte instalado en la carcasa del banco de ensayos.

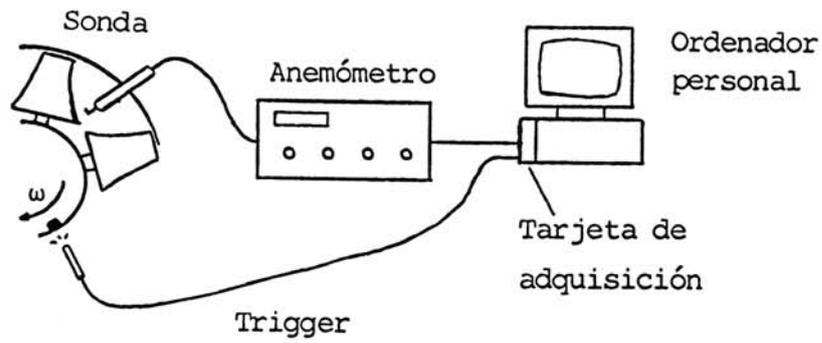


Figura 3.27. a) Esquema de la adquisición de los campos de velocidades.

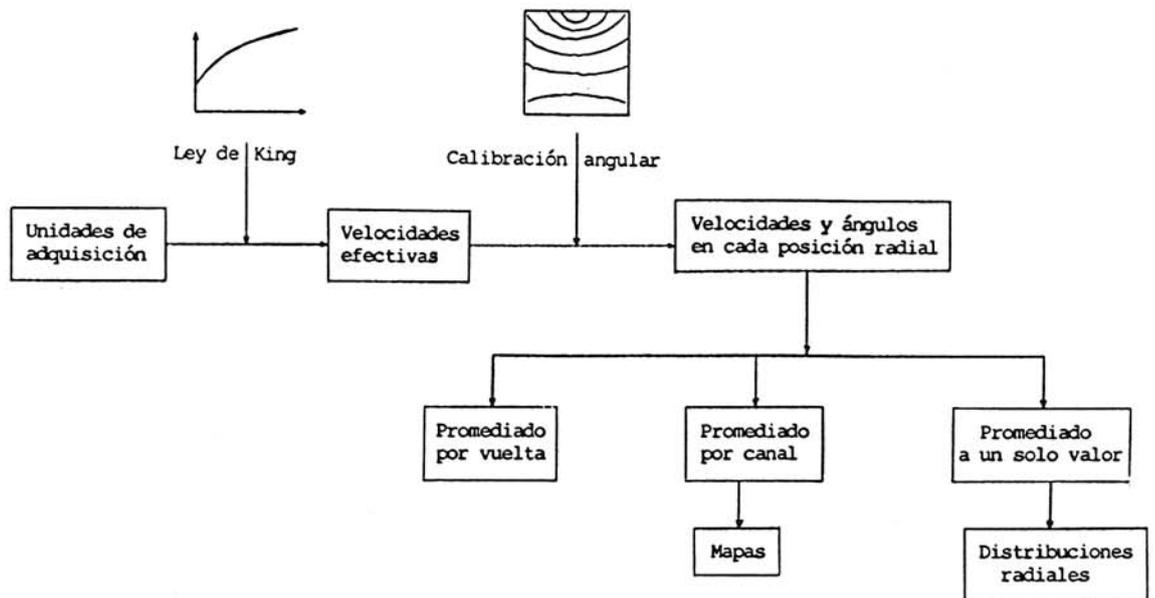


Figura 3.27 b) Tratamiento de los datos adquiridos.

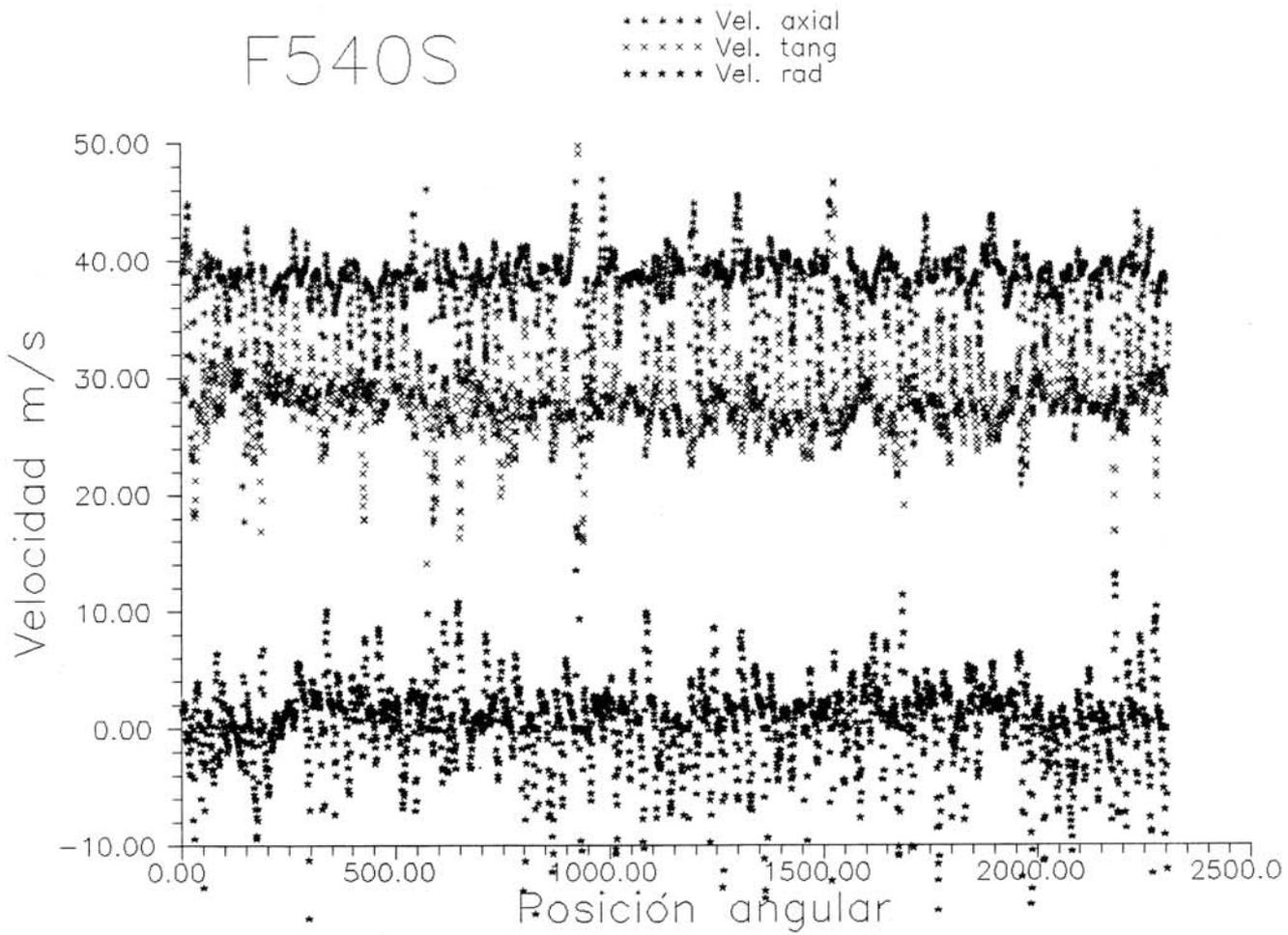


Figura 3.28. Componentes de velocidad en la salida del rotor.

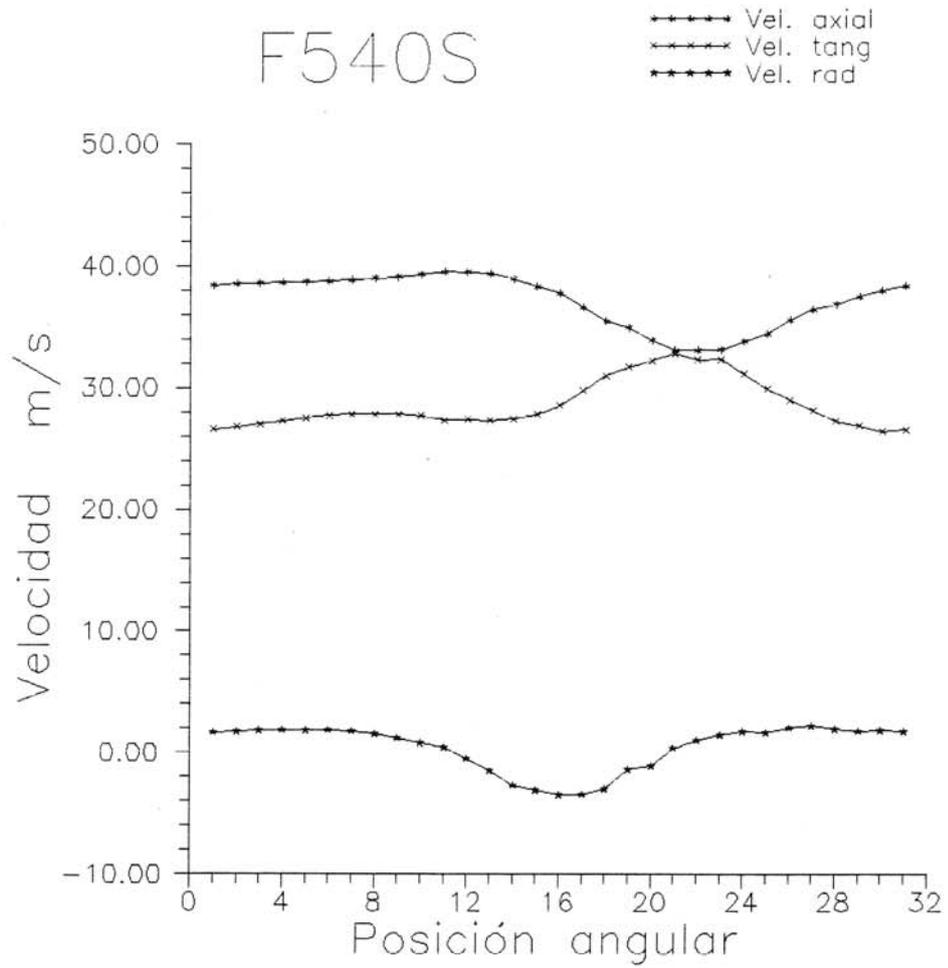


Figura 3.30. Promedio por canal de las señales mostradas en la figura 3.28.

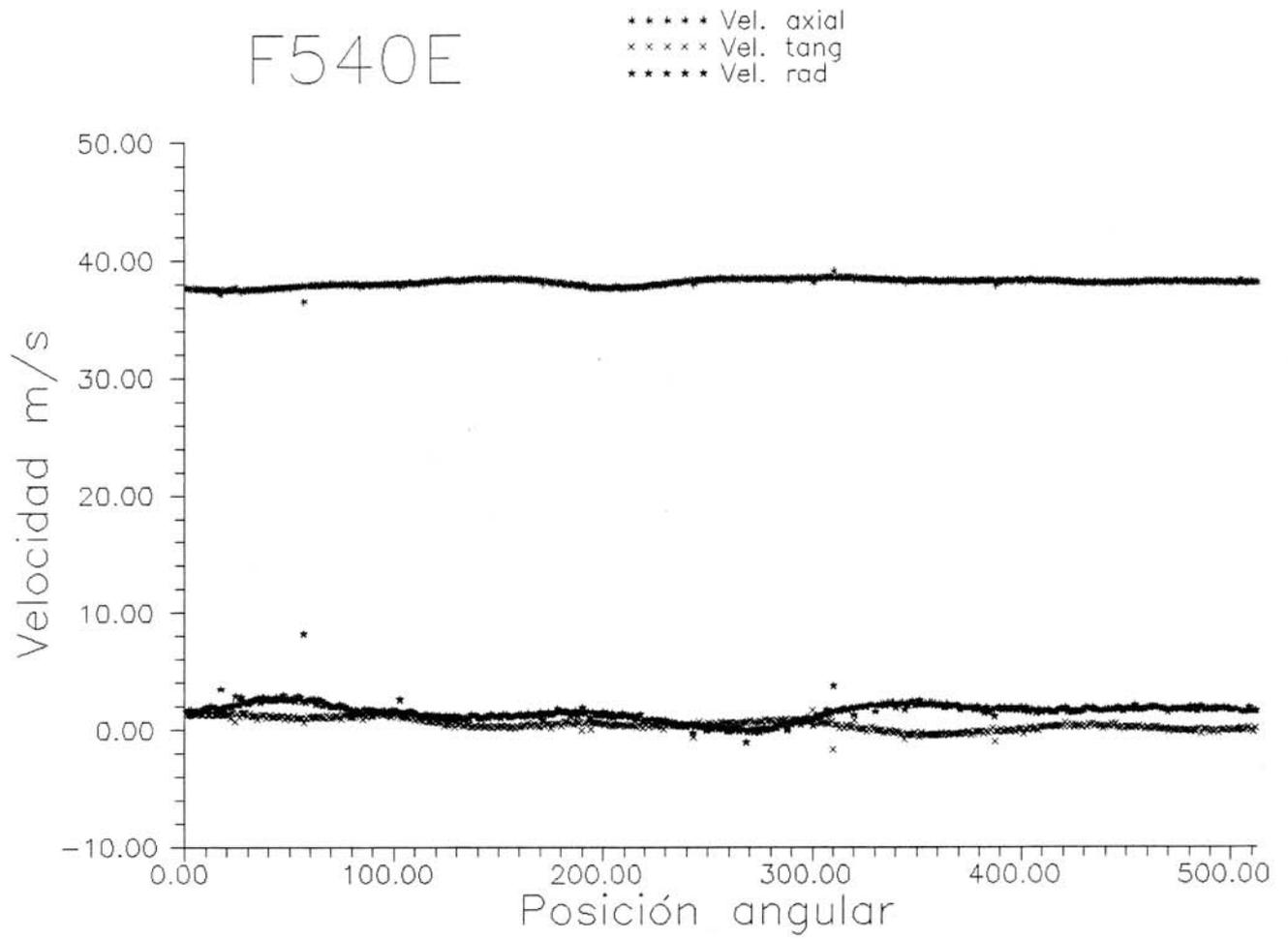


Figura 3.31. Componentes de velocidad en la entrada del rotor.

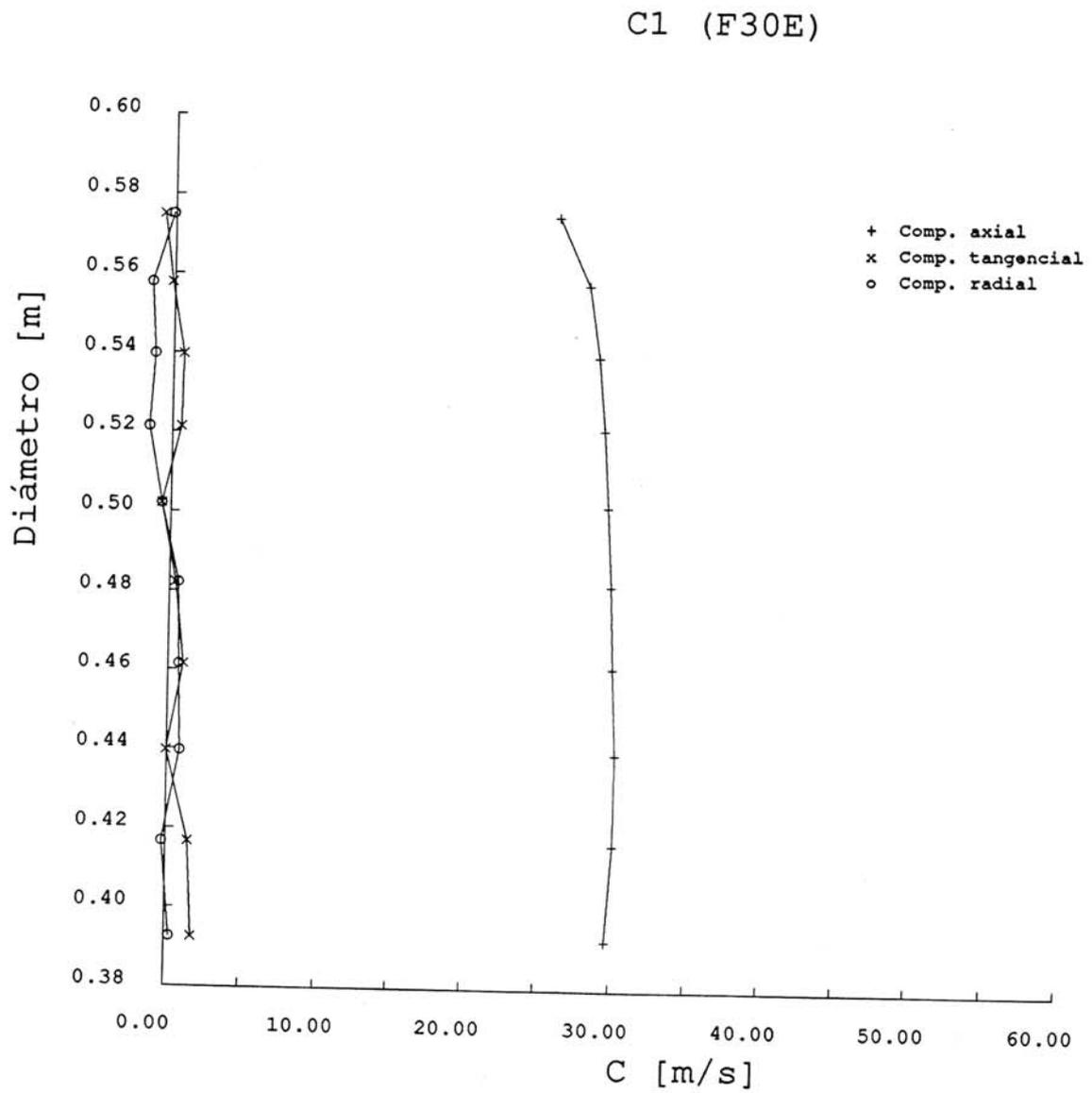


Figura 3.32. Distribución de velocidades en la entrada. (Geometría F30).

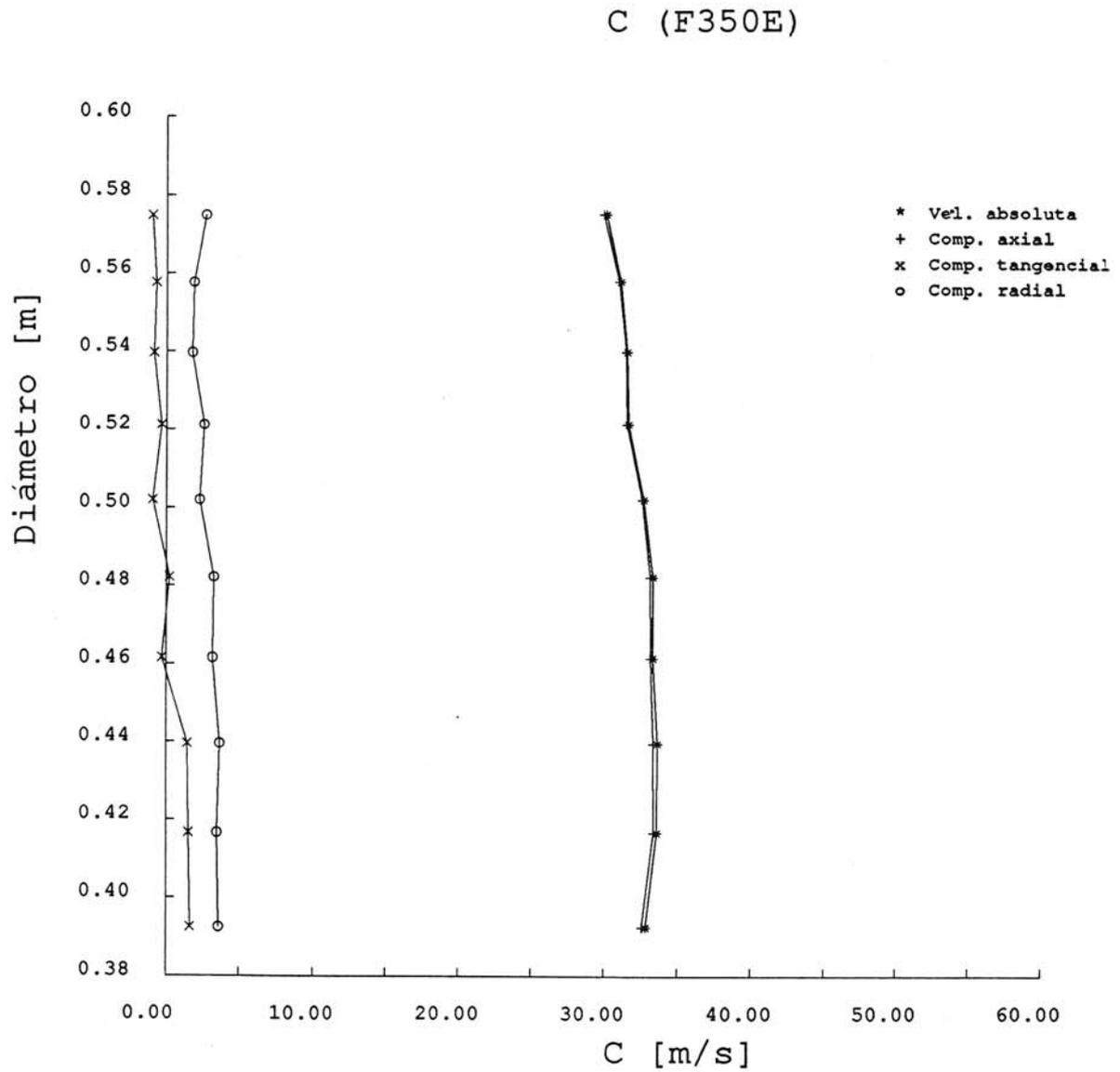


Figura 3.33. Distribución de velocidades en la entrada. (Geometría F350).

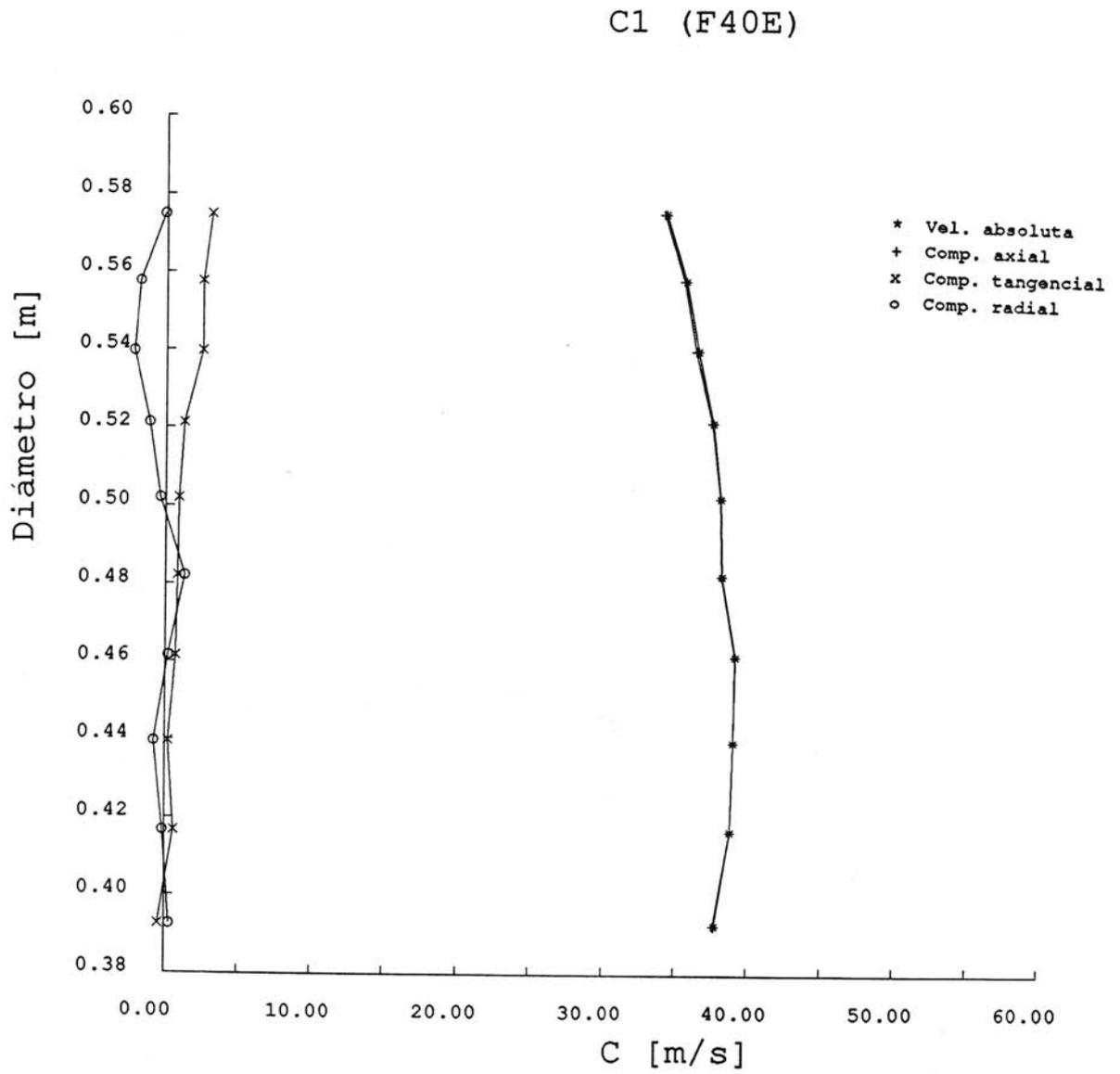


Figura 3.34. Distribución de velocidades en la entrada. (Geometría F40).

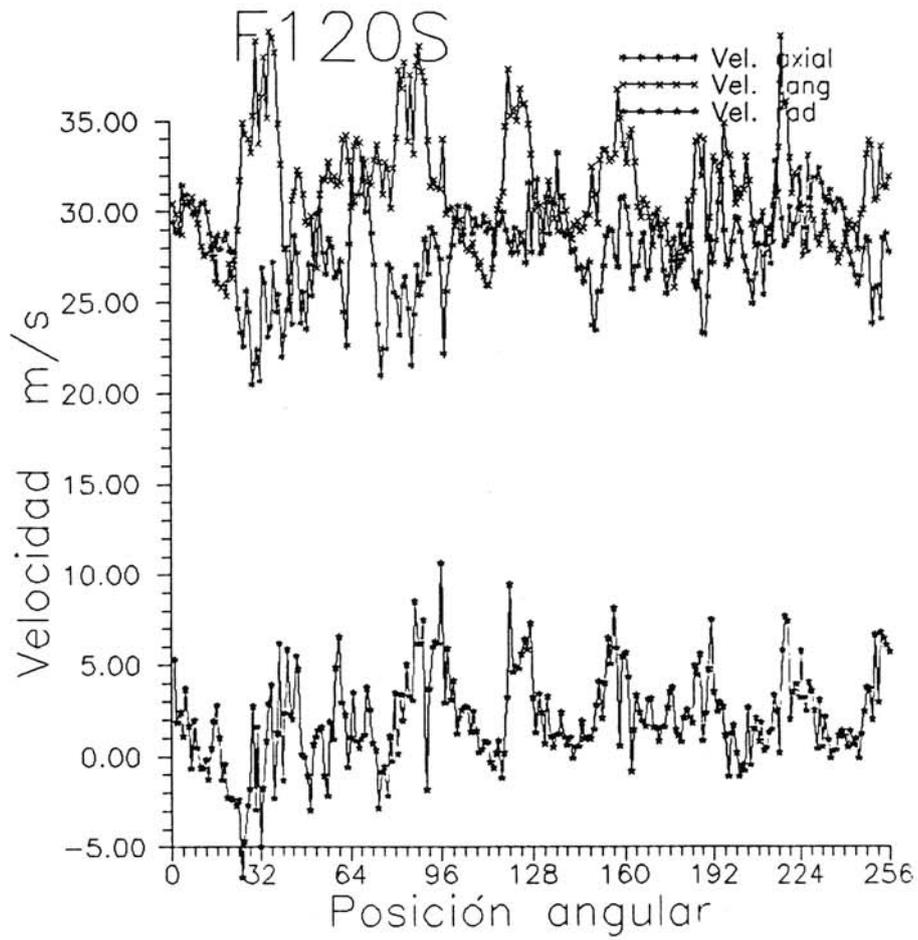


Figura 3.35. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F20. Sección 1).

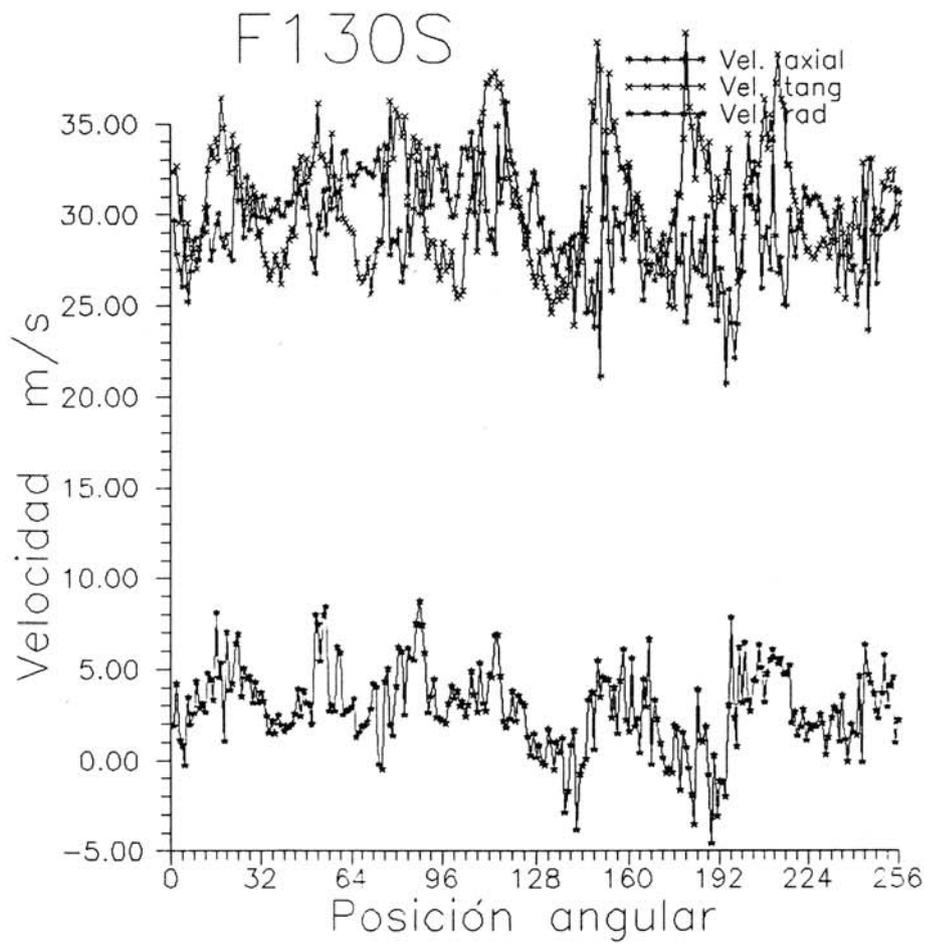


Figura 3.36. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F30. Sección 1).

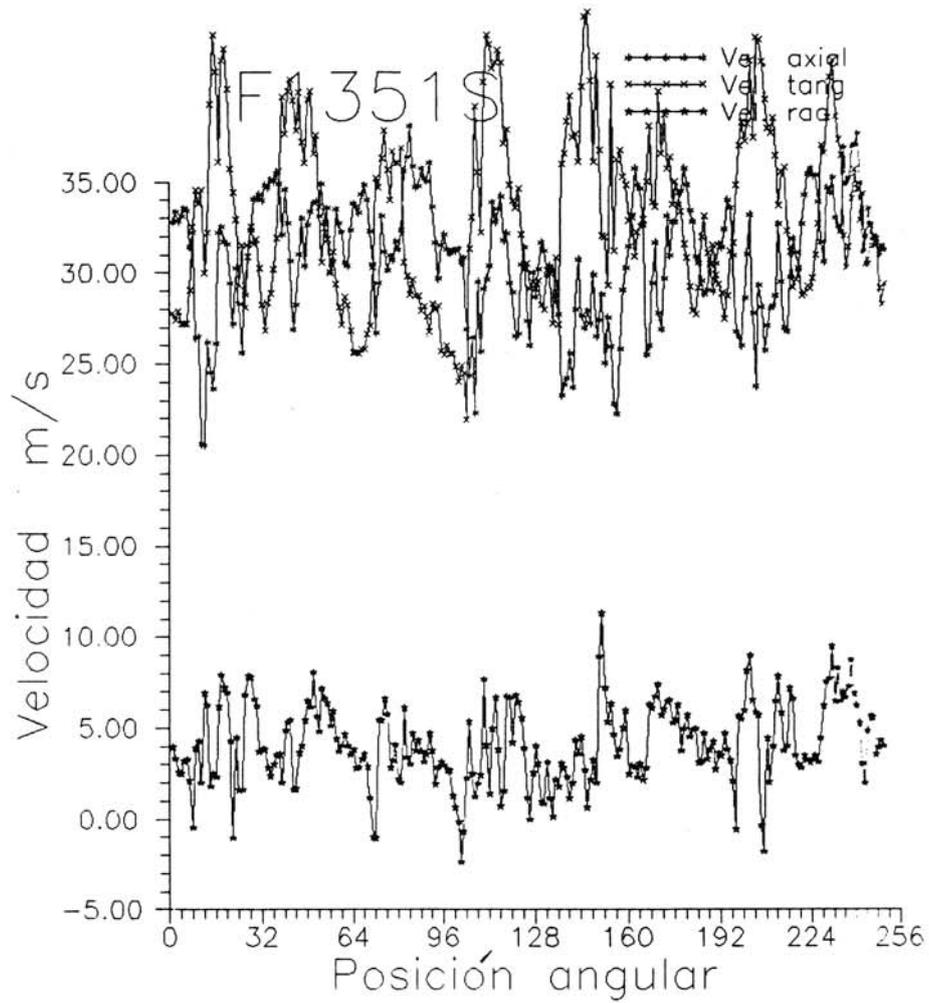


Figura 3.37. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F351. Sección 1).

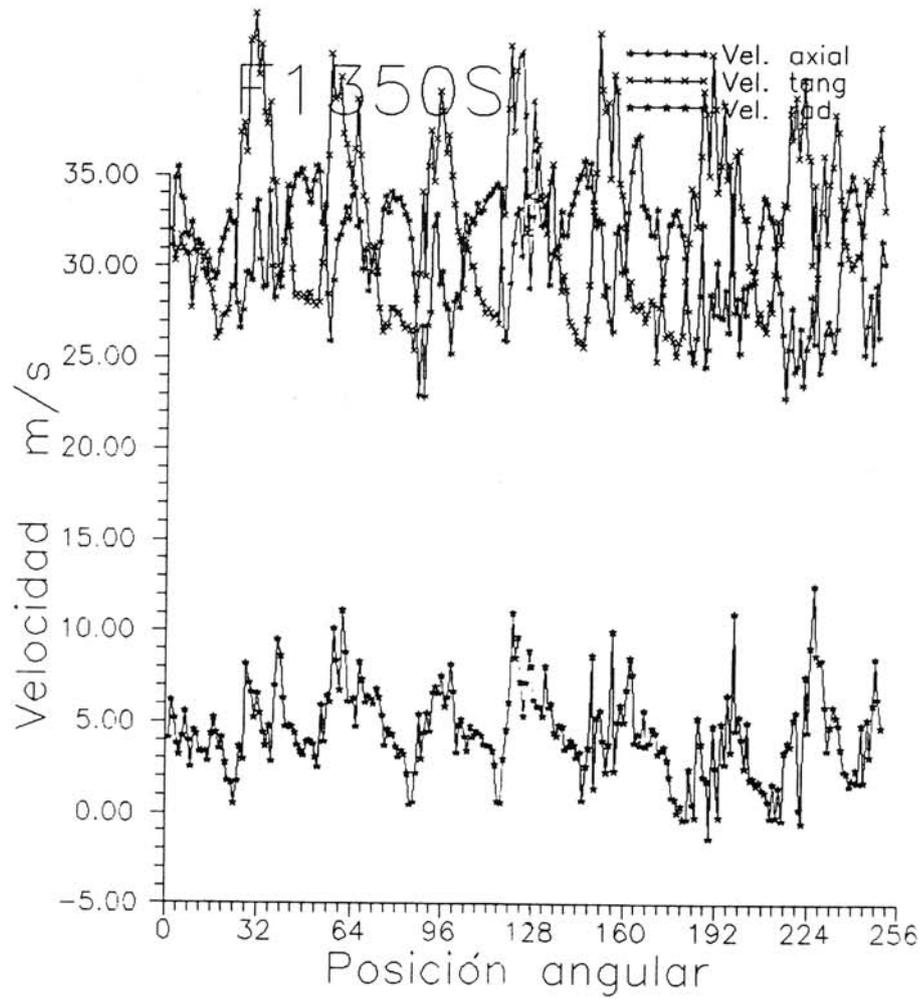


Figura 3.38. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F350. Sección 1).

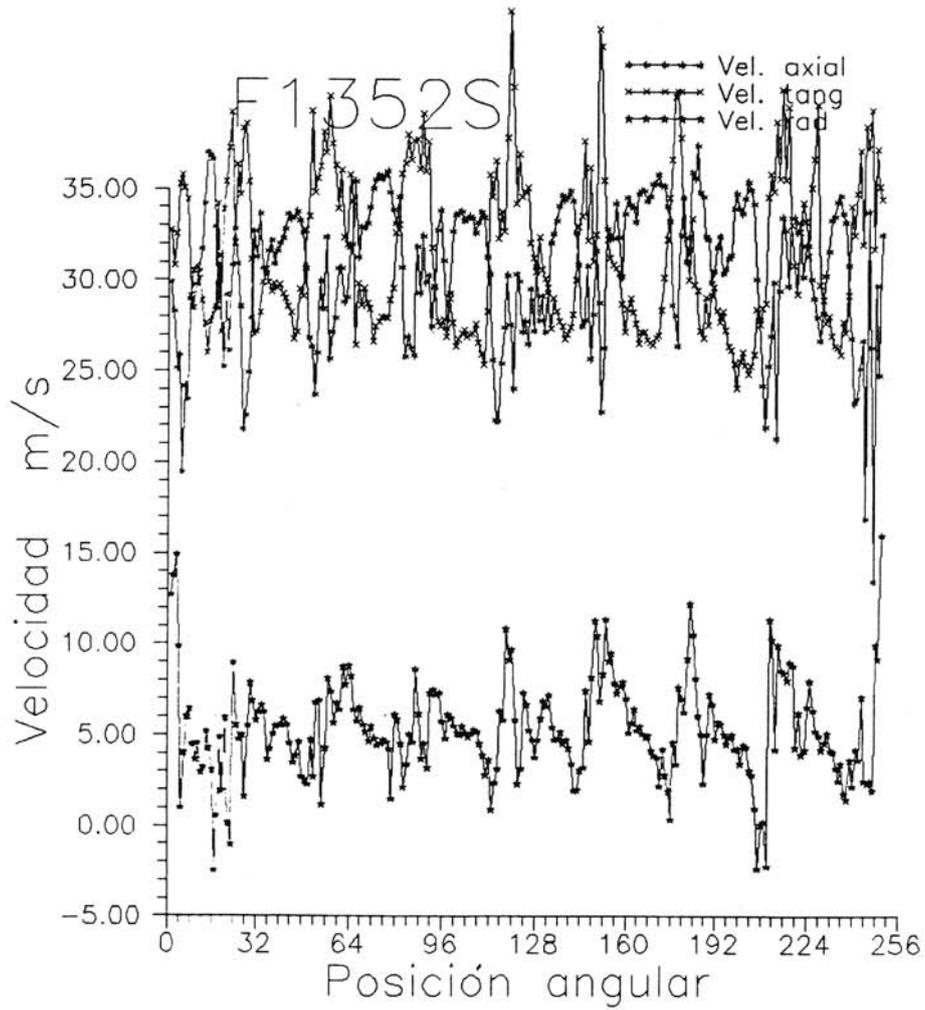


Figura 3.39. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F352. Sección 1).

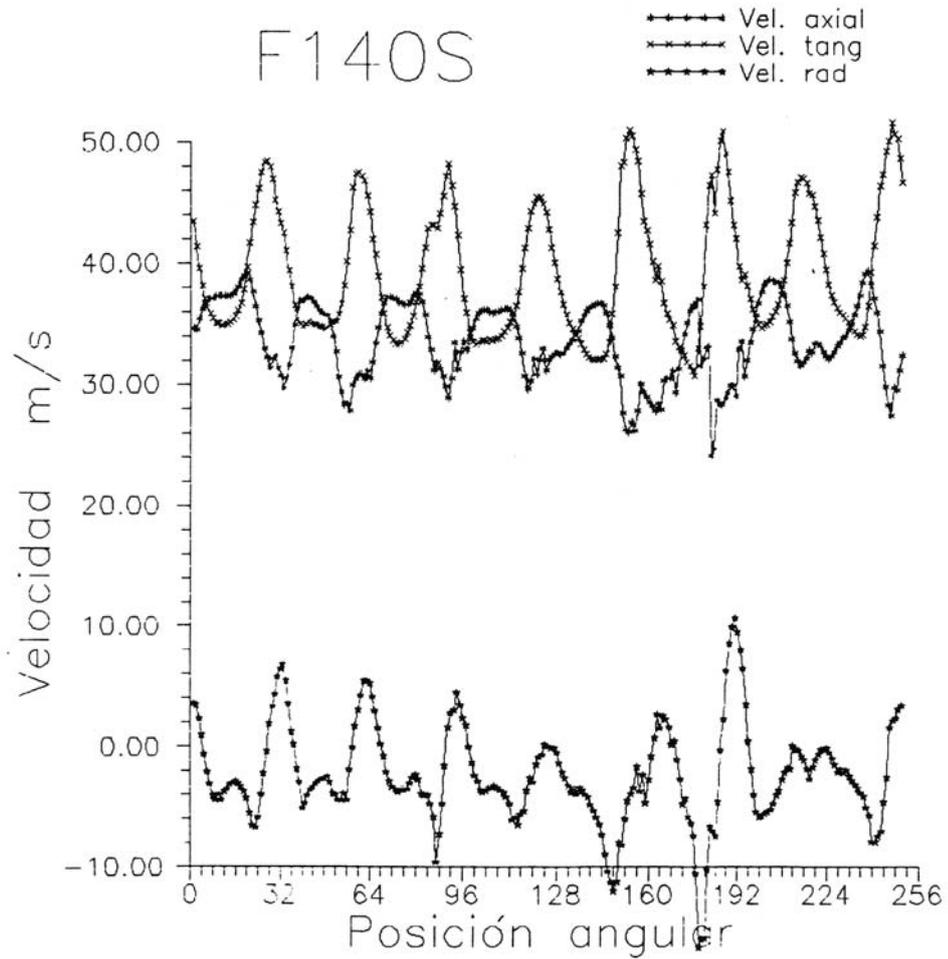


Figura 3.40. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F40. Sección 1).

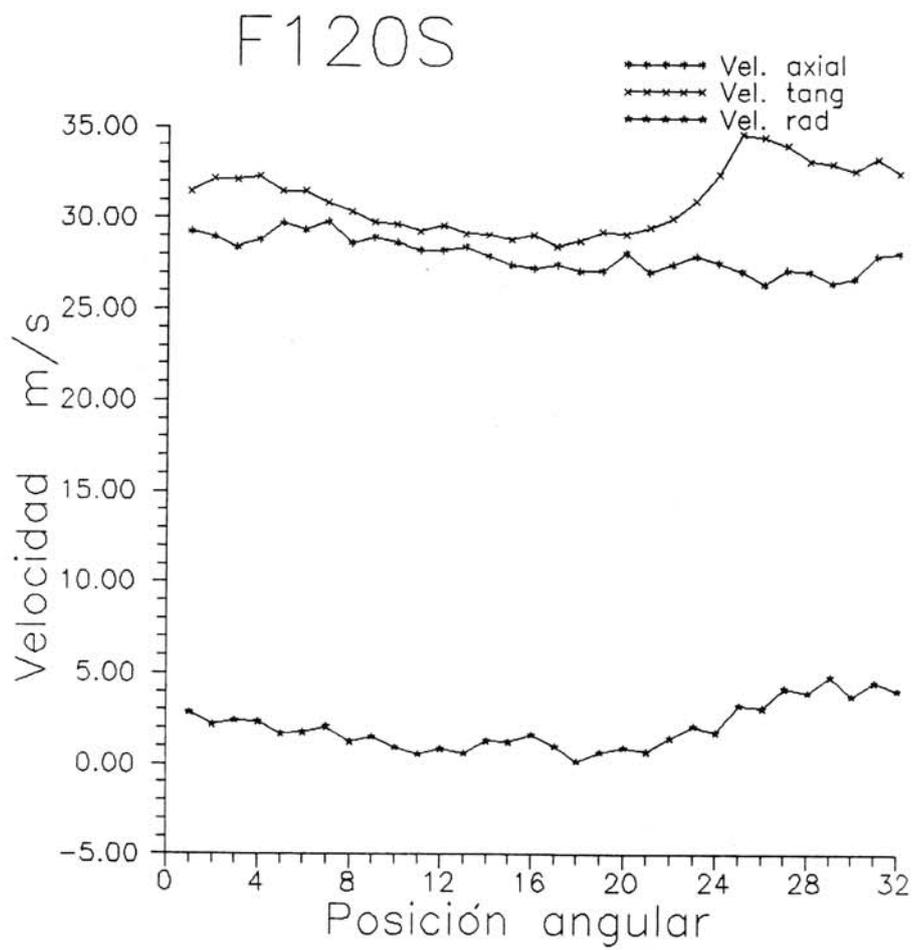


Figura 3.41. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F20. Sección 1).

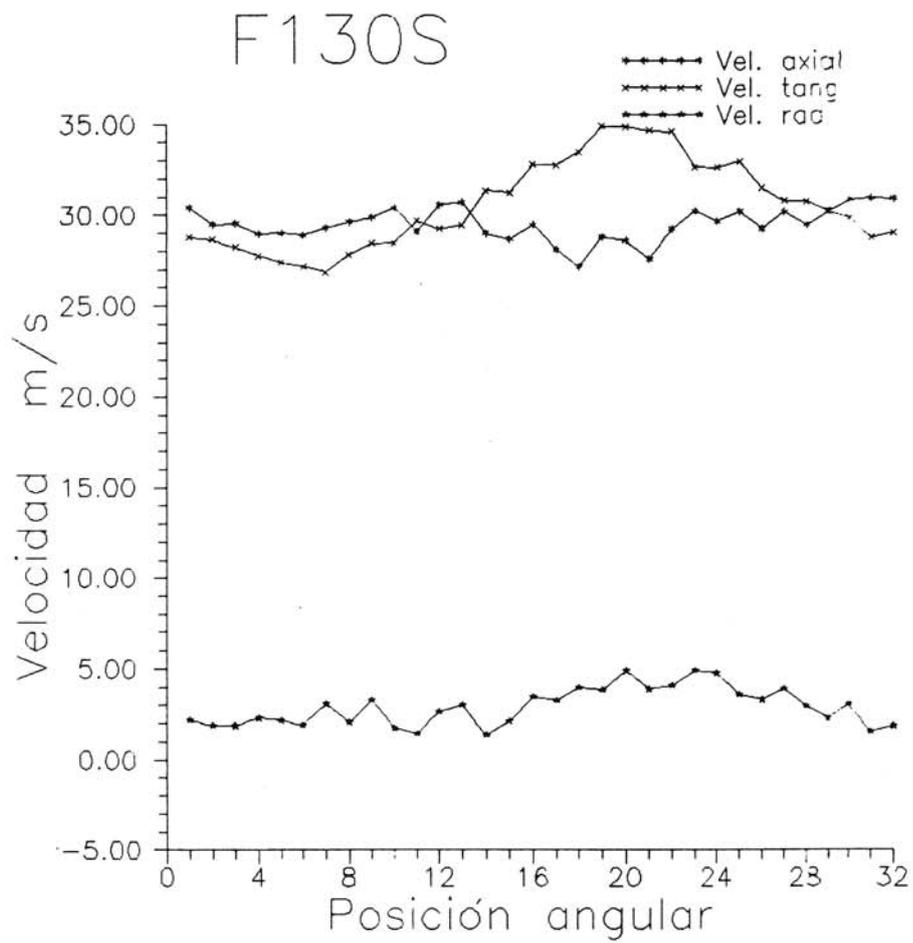


Figura 3.42. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F30. Sección 1).

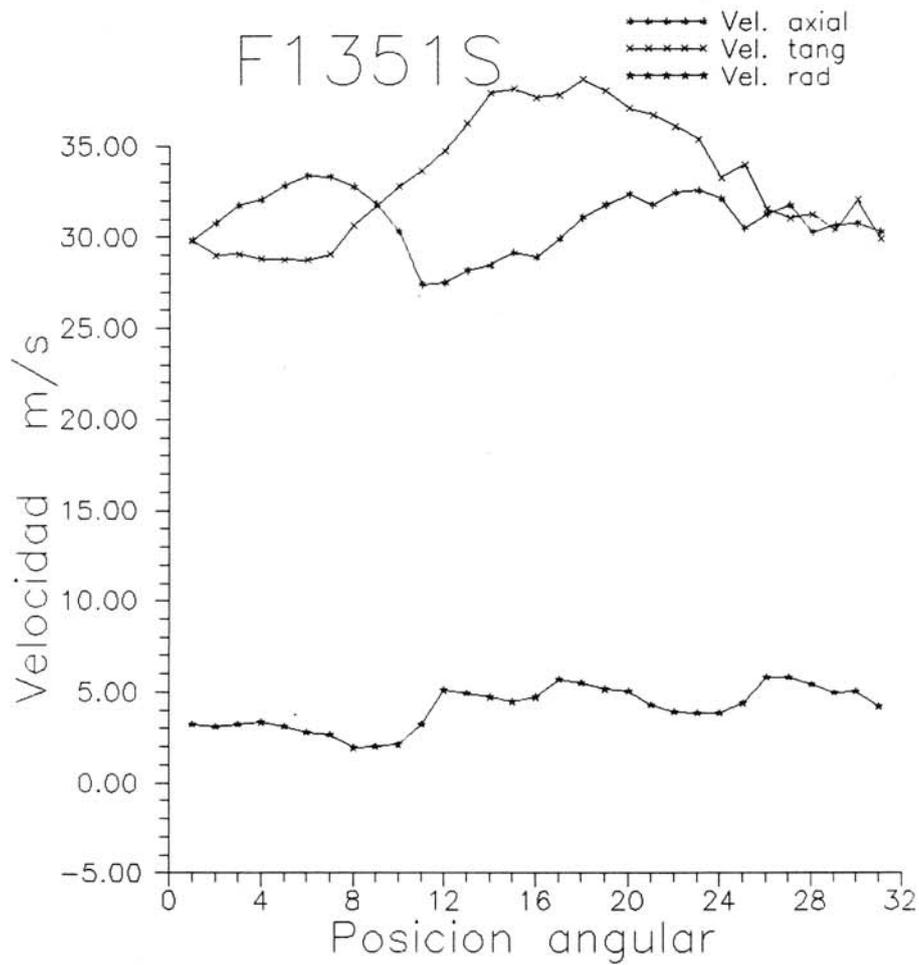


Figura 3.43. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F351. Sección 1).

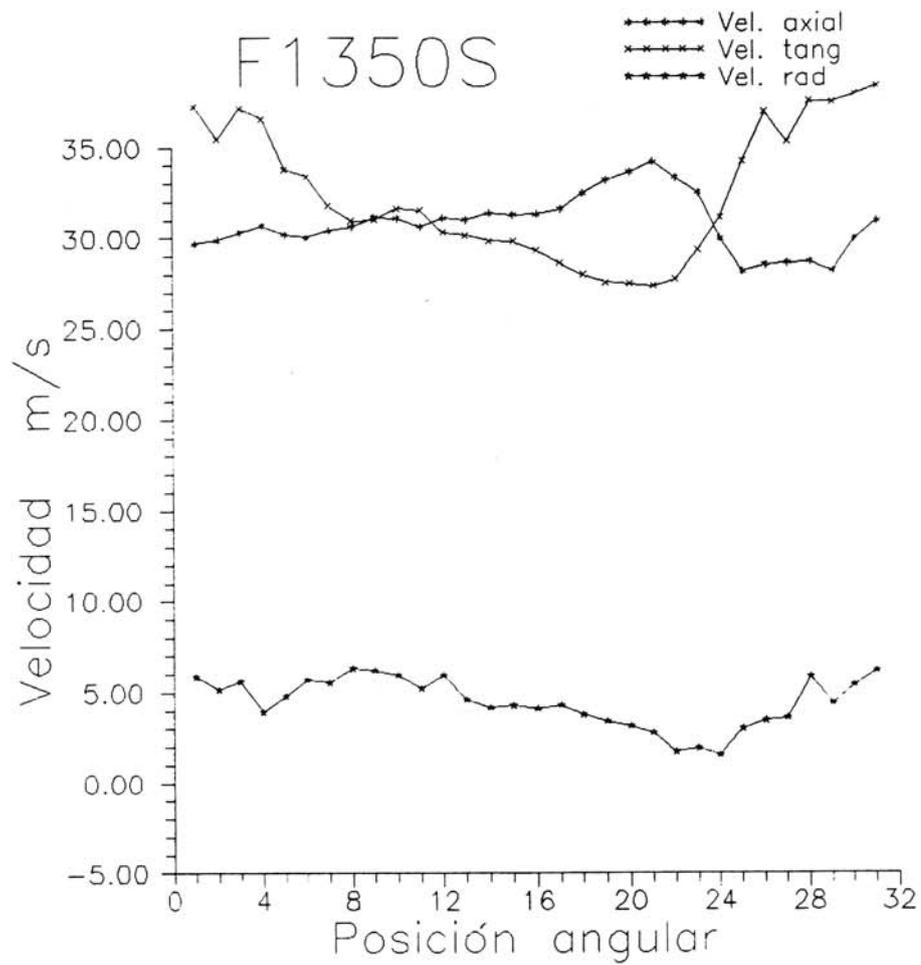


Figura 3.44. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 1).

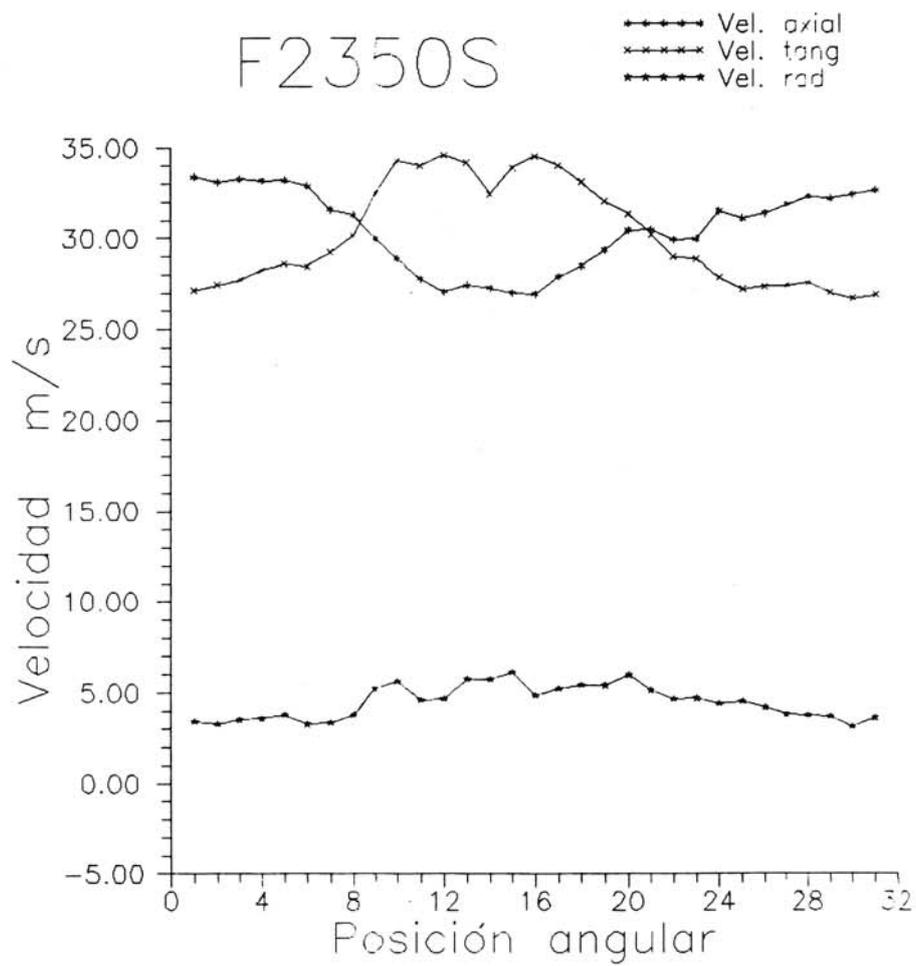


Figura 3.45. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 2).

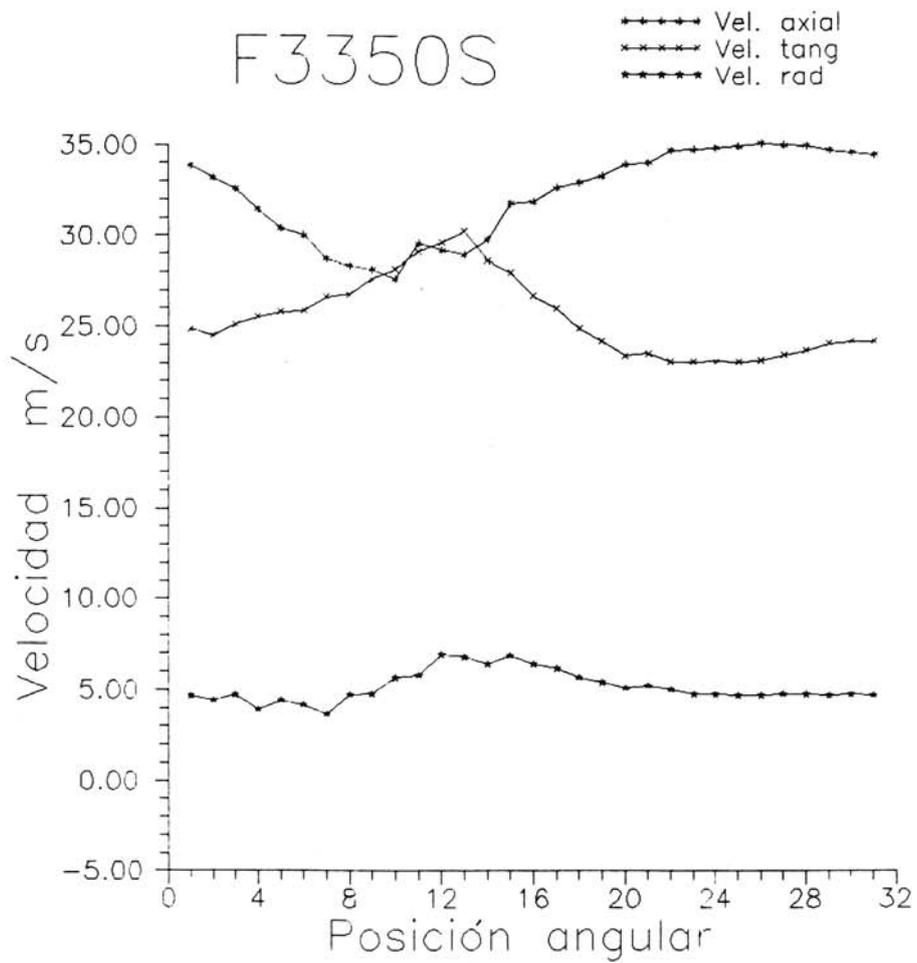


Figura 3.46. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 3).

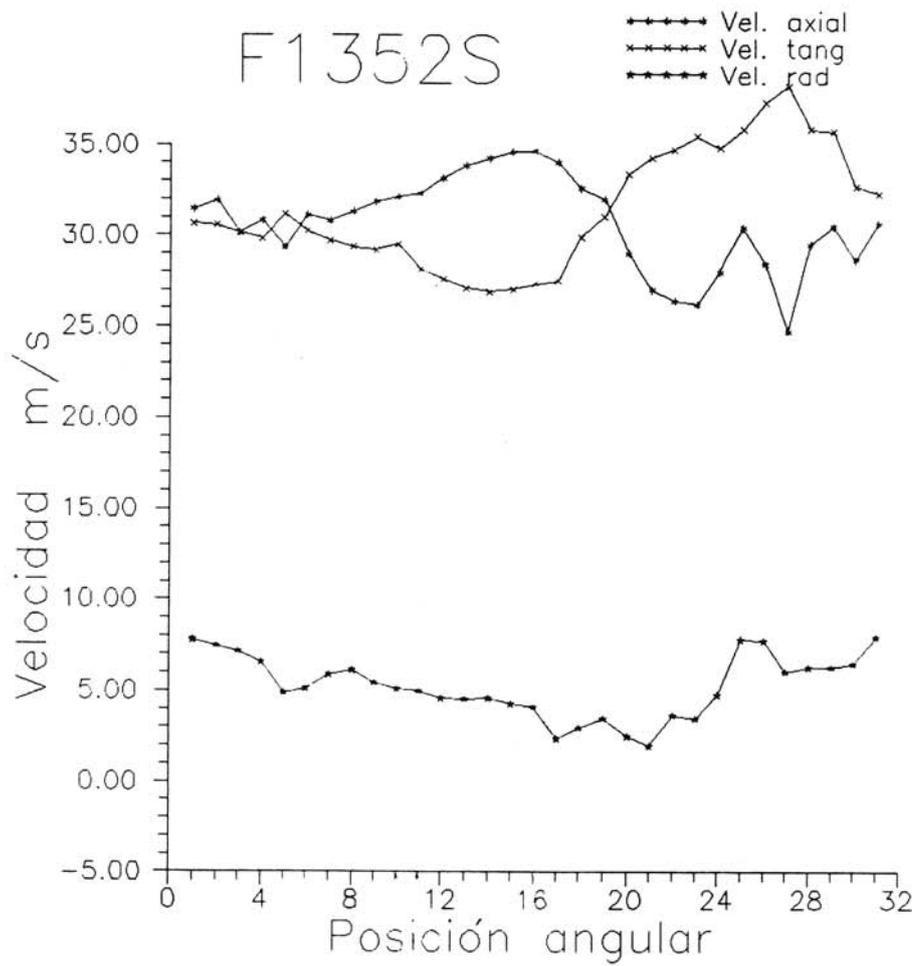


Figura 3.47. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F352. Sección 1).

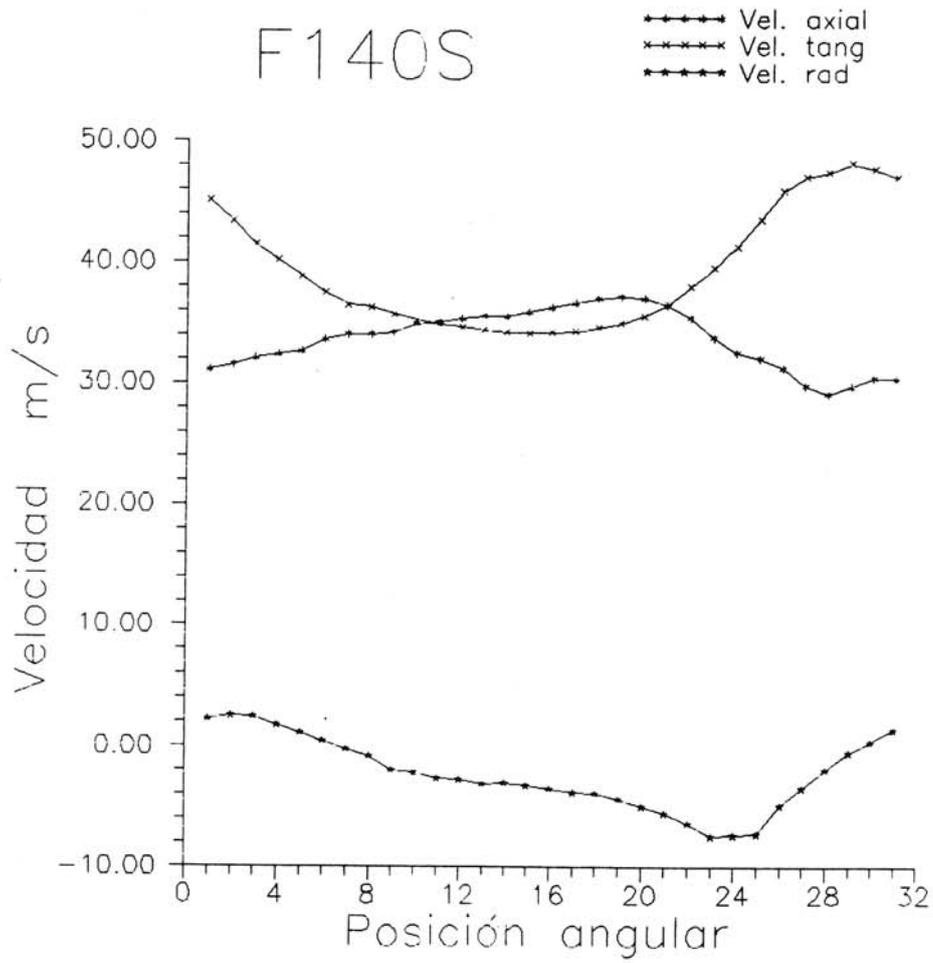


Figura 3.48. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F40. Sección 1).

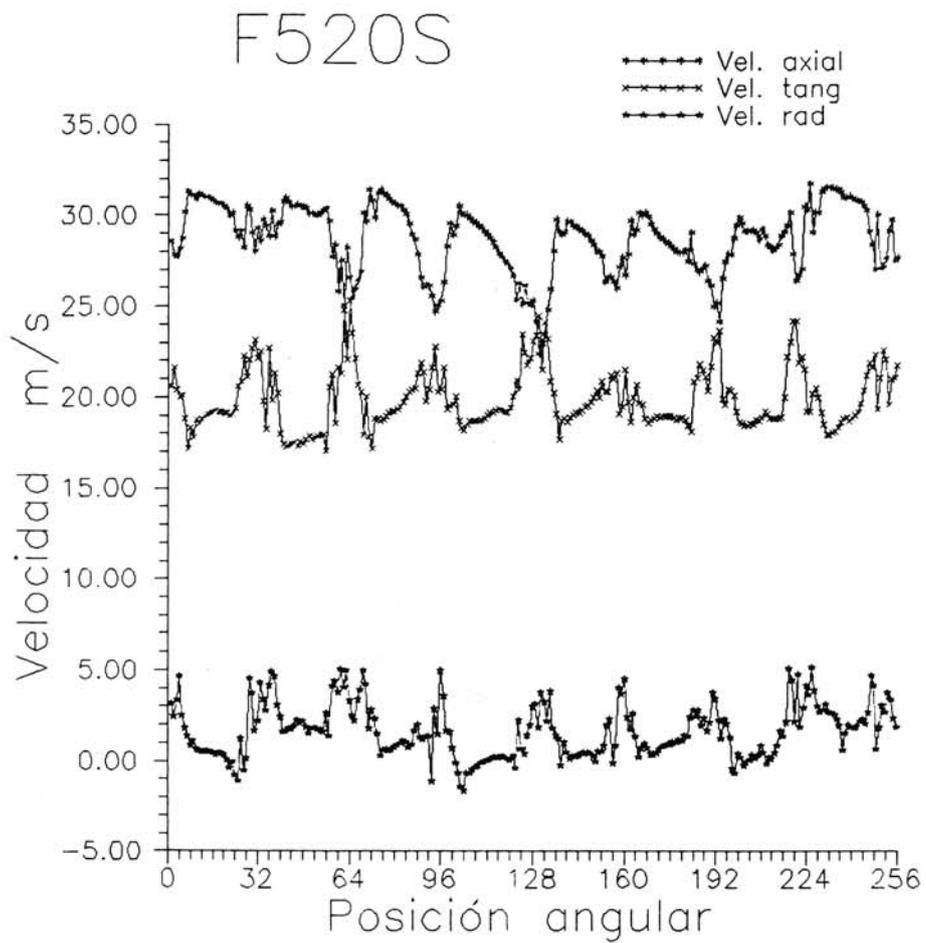


Figura 3.49. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F20. Sección 5).

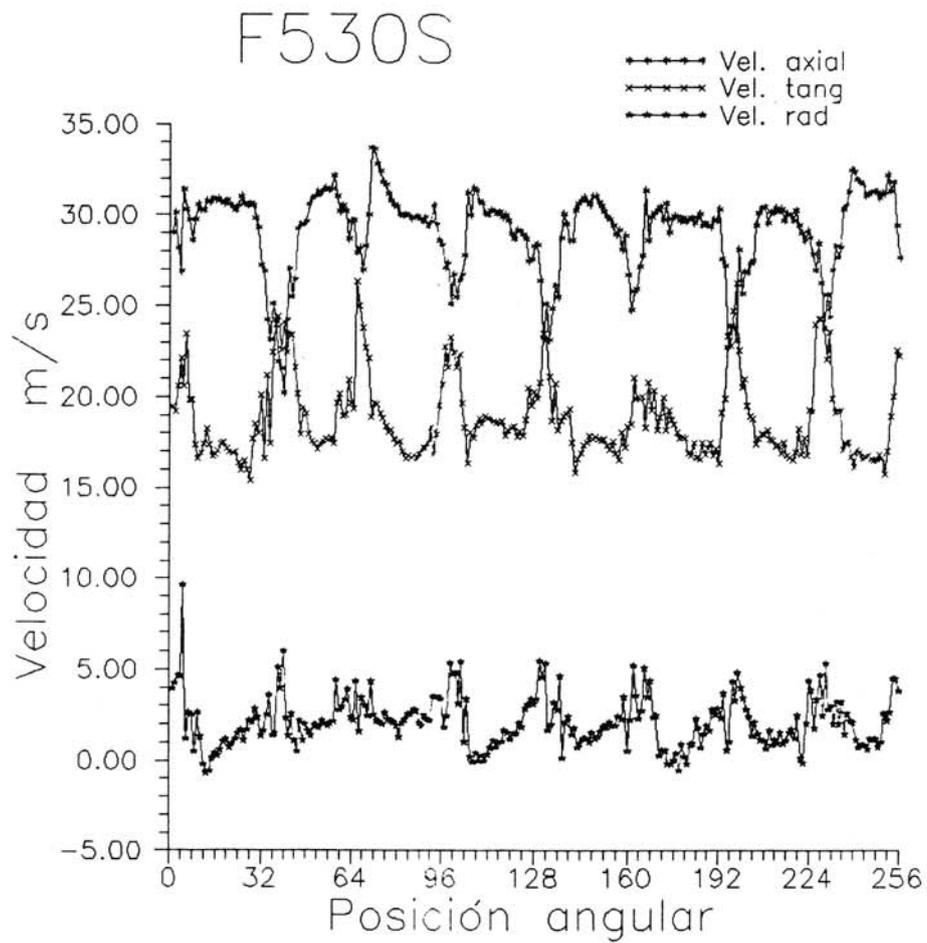


Figura 3.50. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F30. Sección 5).

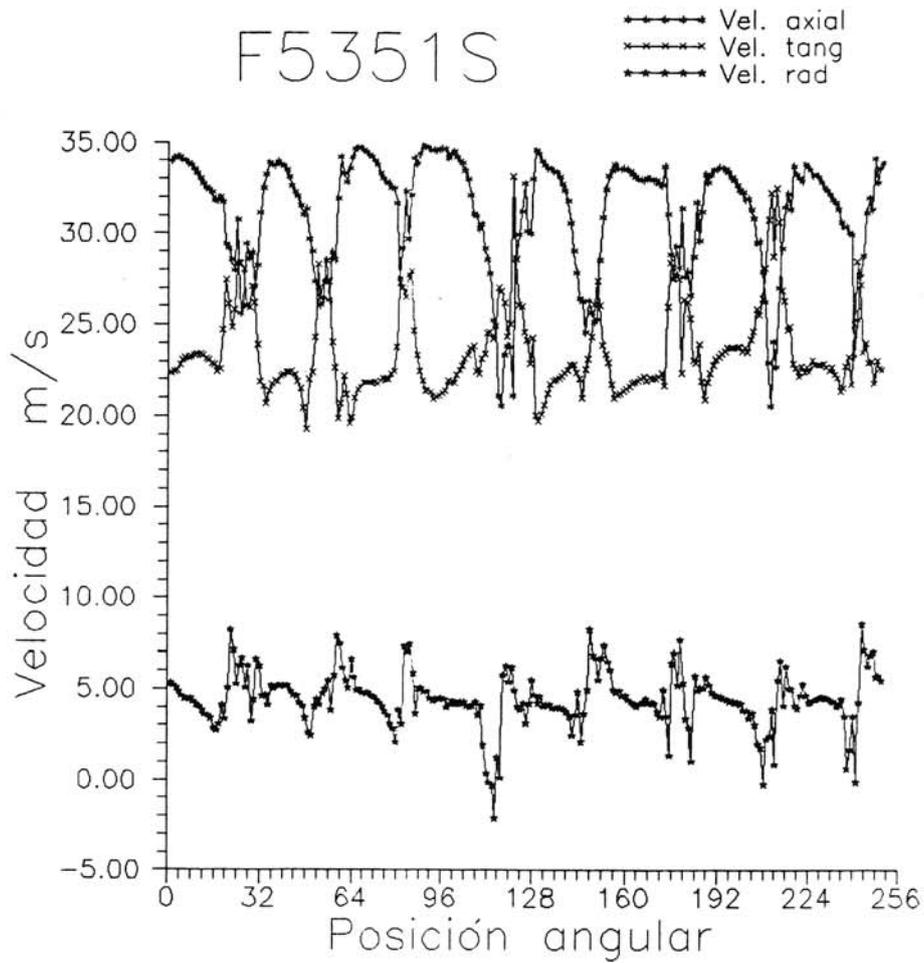


Figura 3.51. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F351. Sección 5).

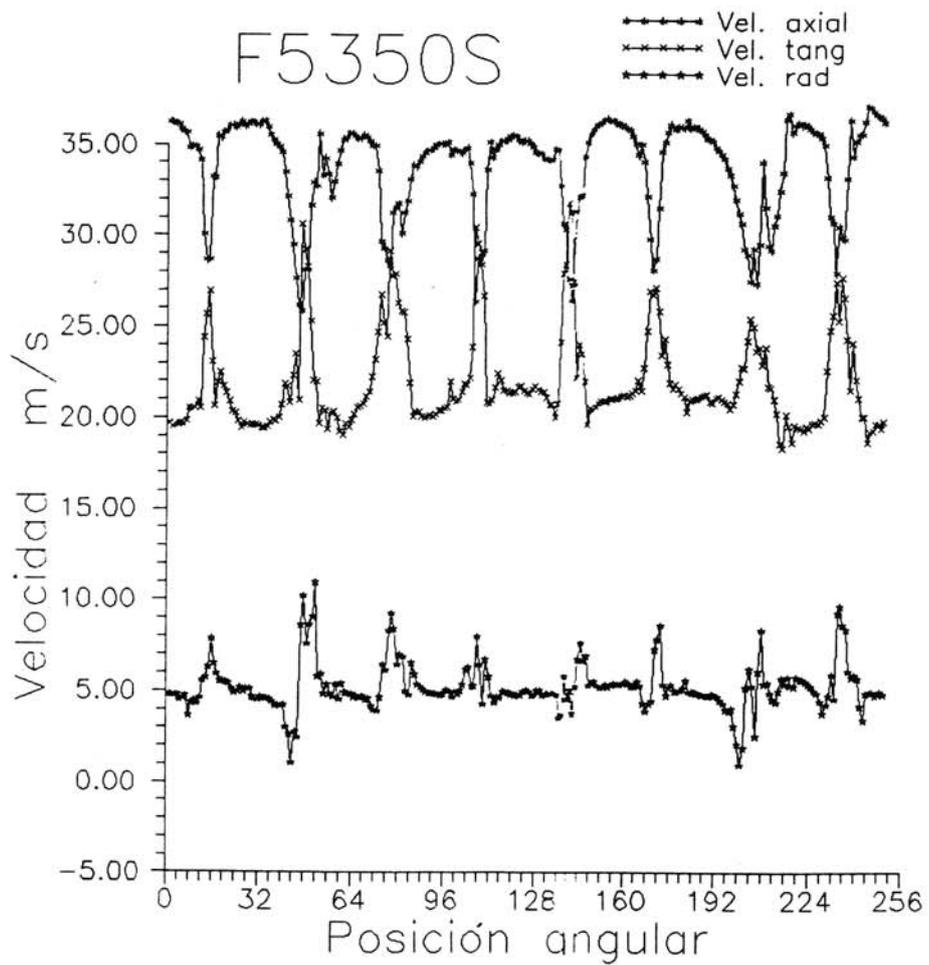
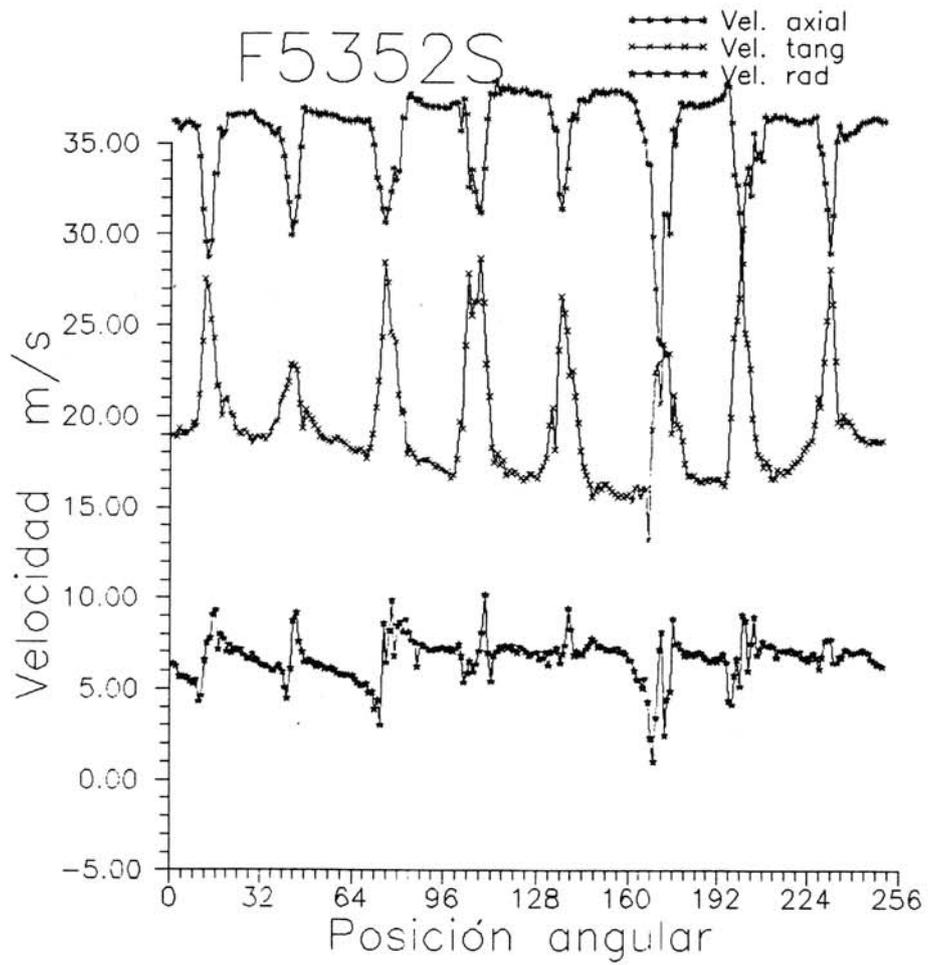


Figura 3.52. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F350. Sección 5).



Figuraa 3.53. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F352. Sección 5).

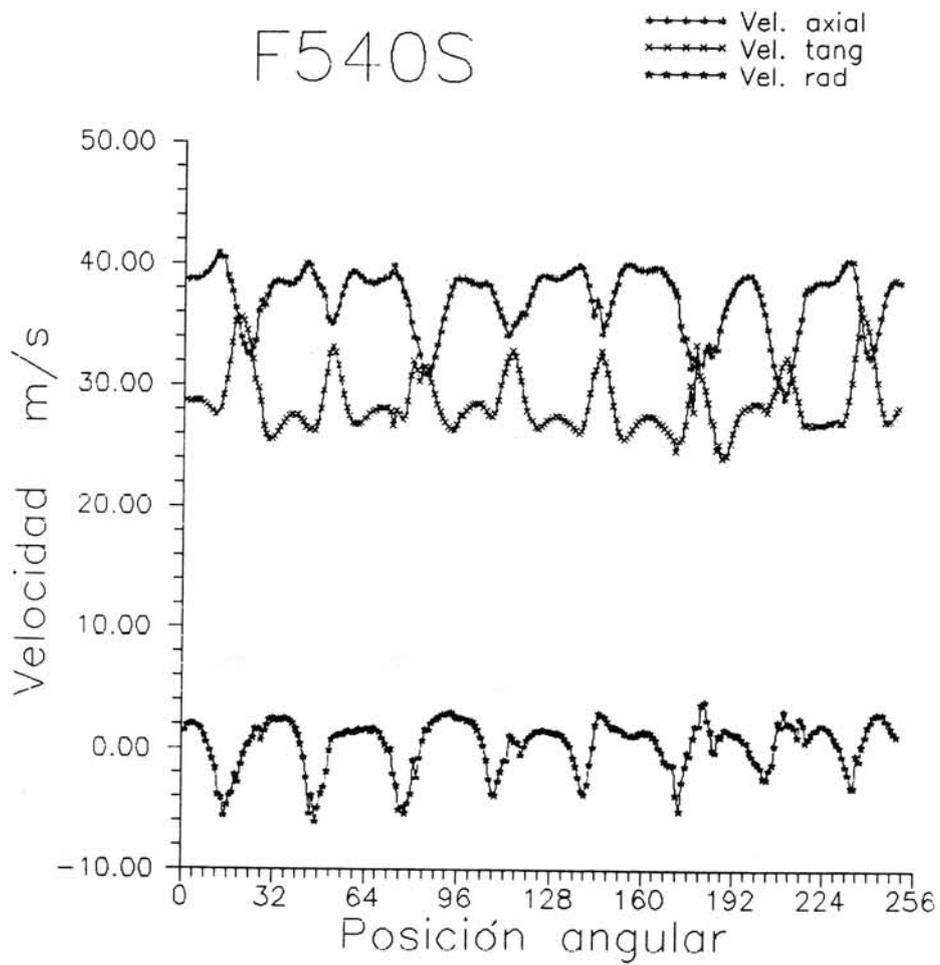


Figura 3.54. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F40. Sección 5).

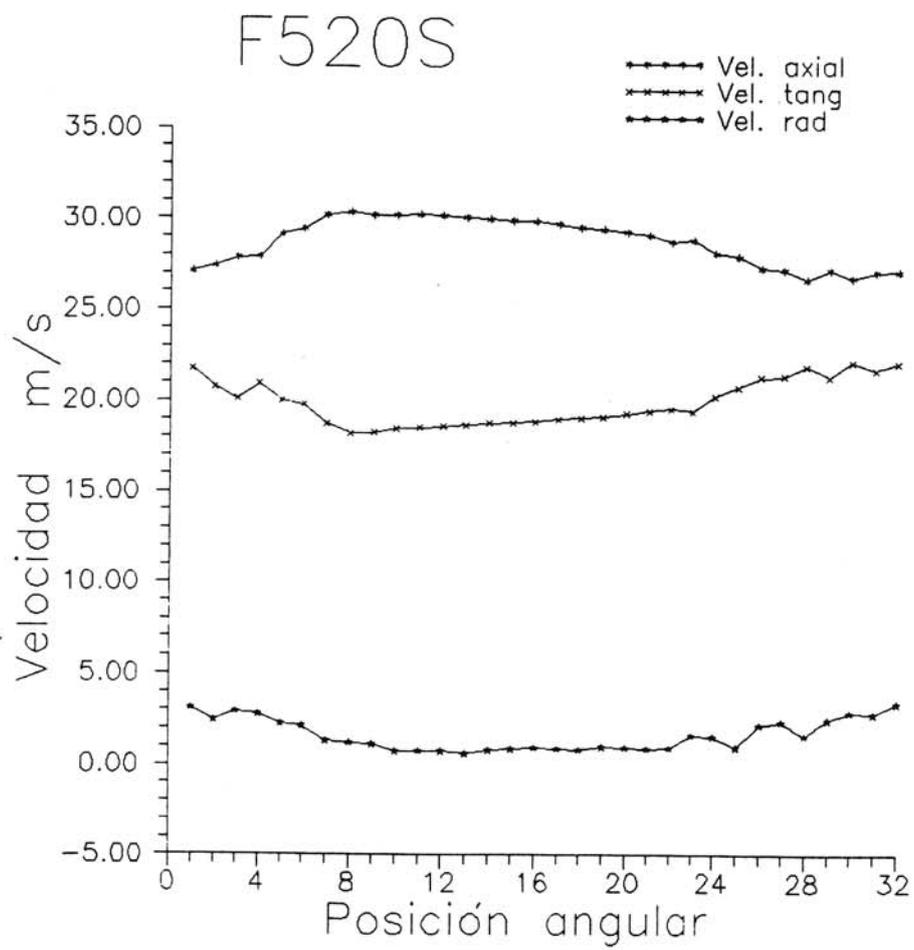


Figura 3.55. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F20. Sección 5).

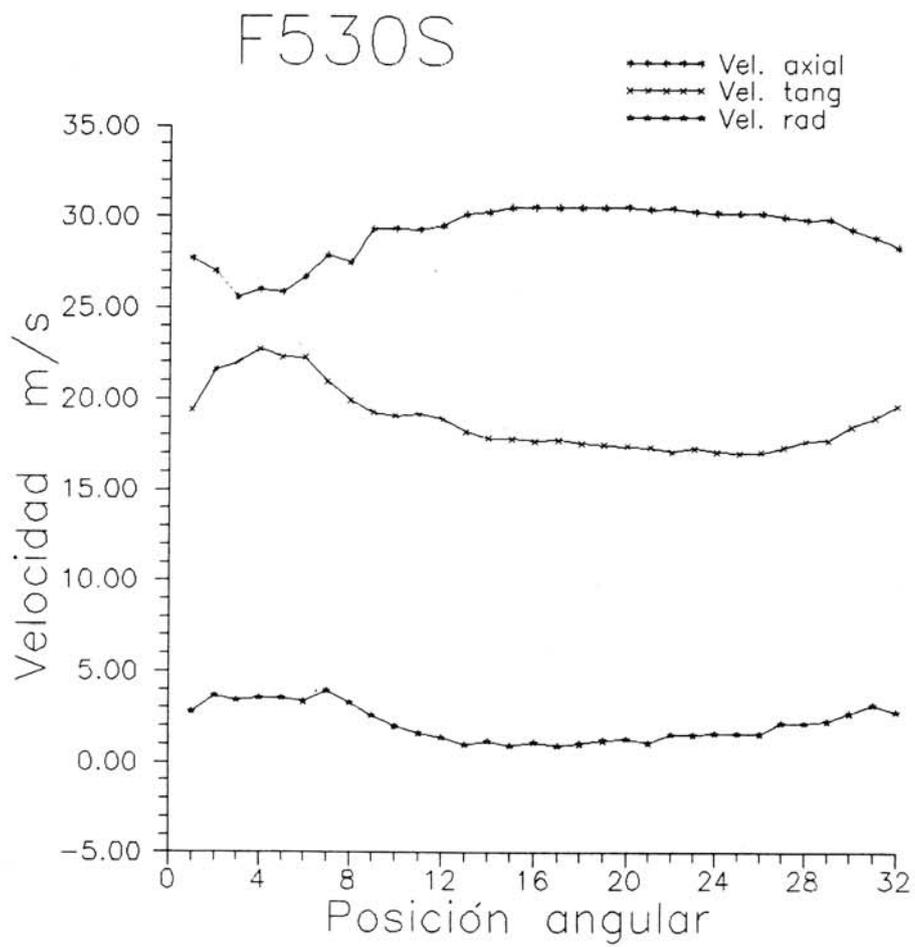


Figura 3.56. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F30. Sección 5).

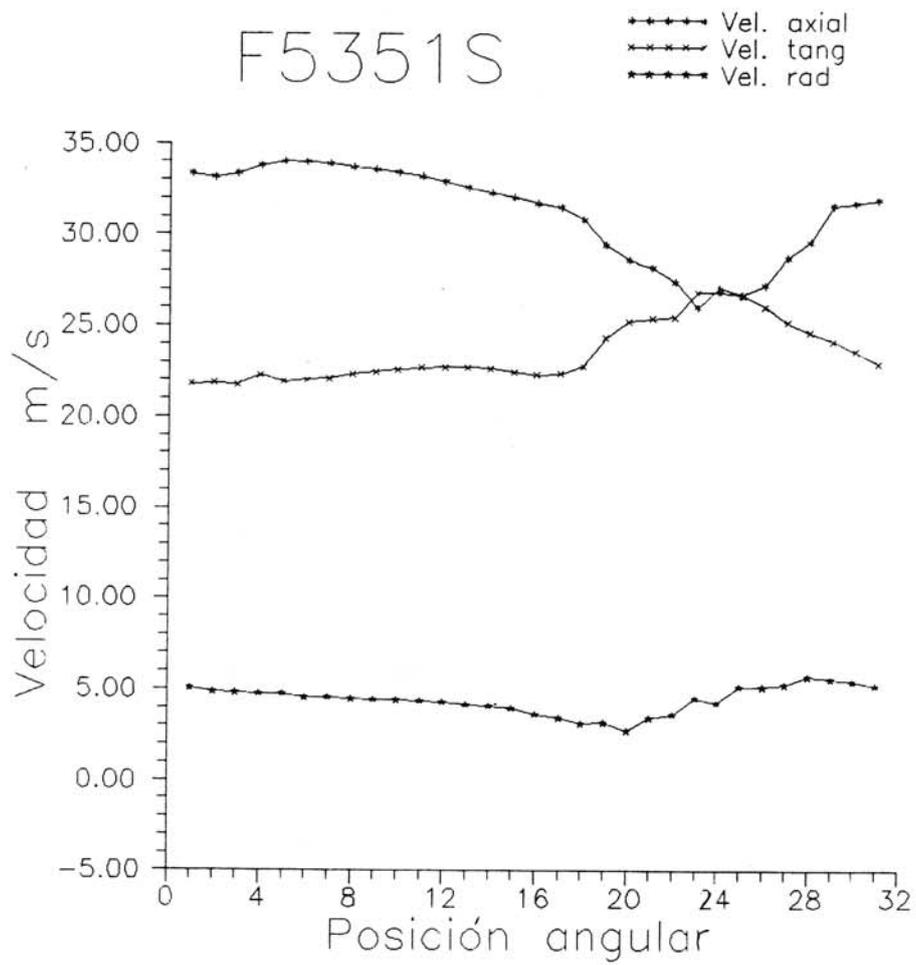


Figura 3.57. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F351. Sección 5).

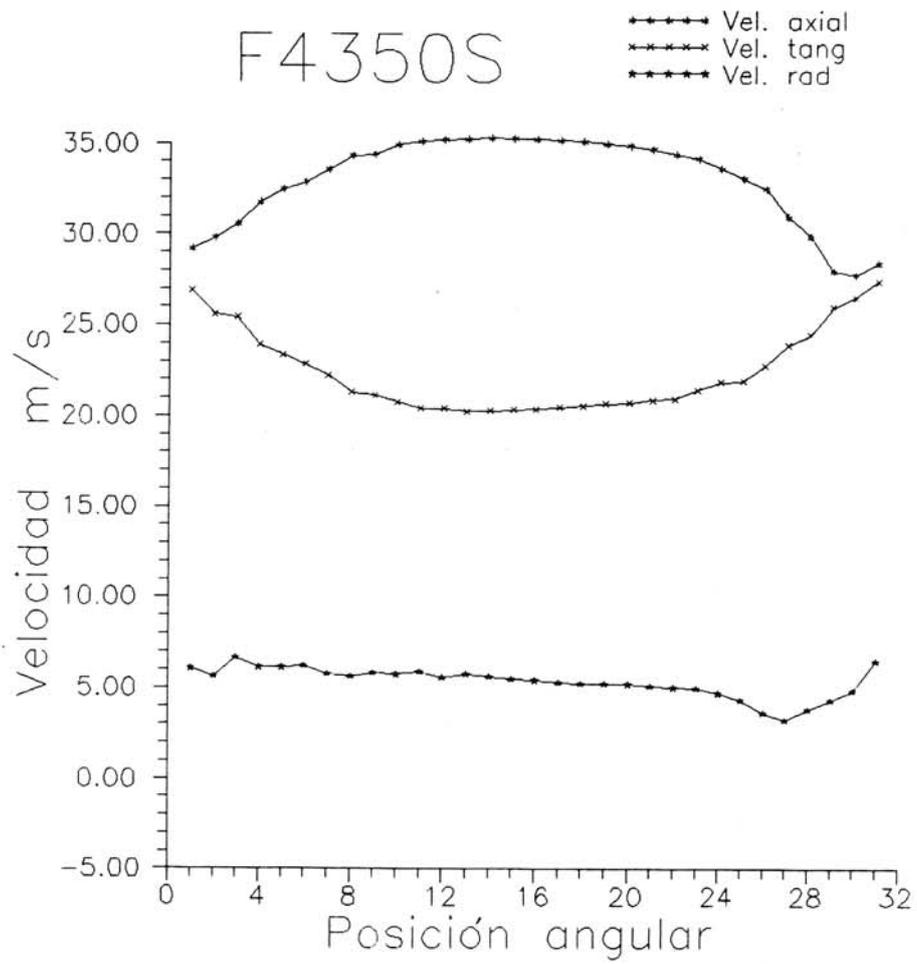


Figura 3.58. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 4).

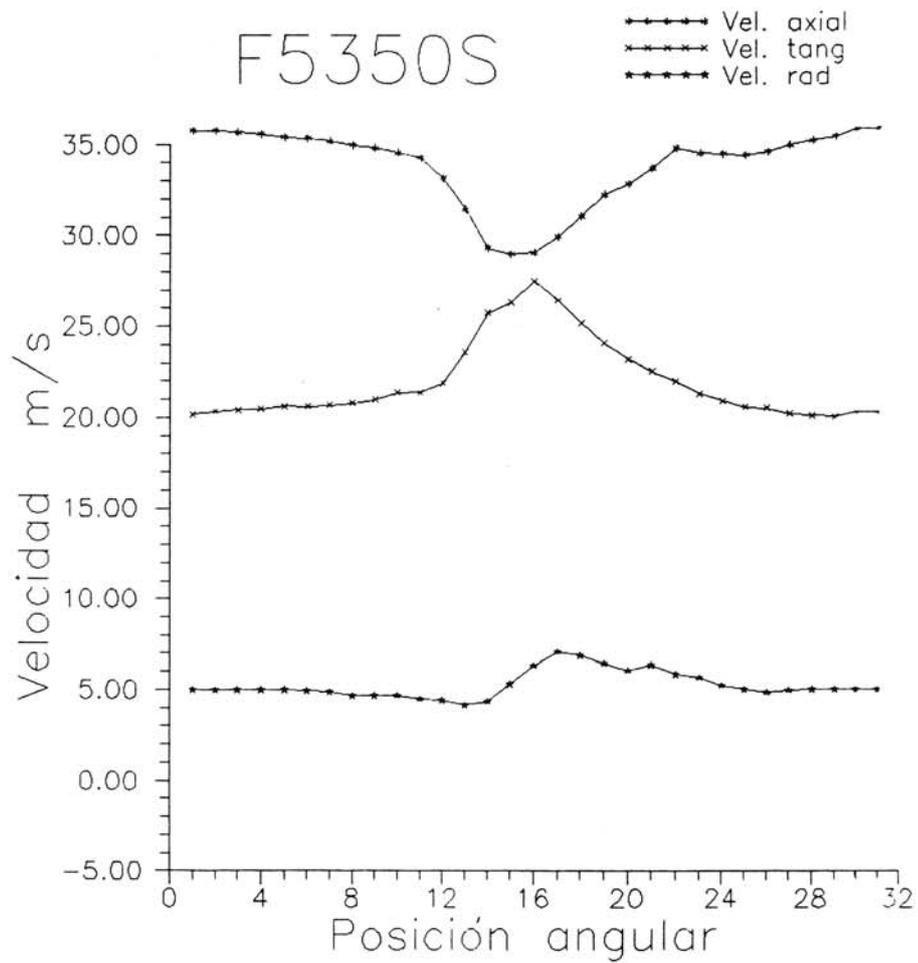


Figura 3.59. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 5).

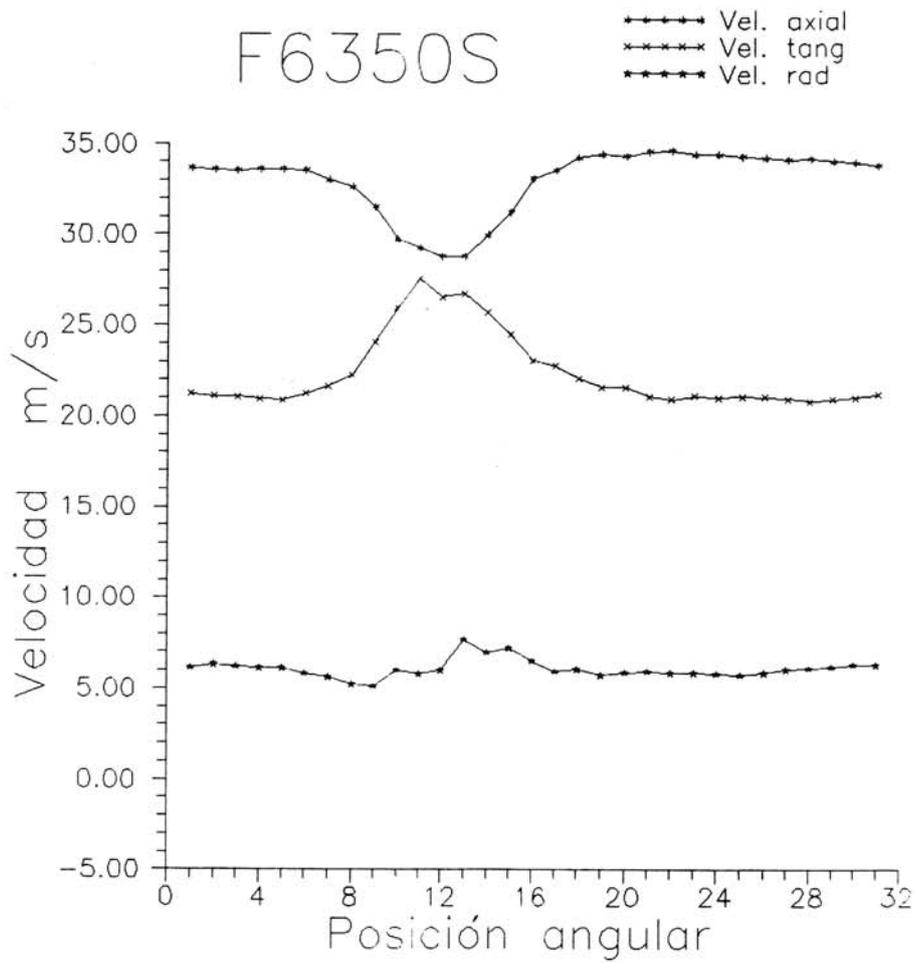


Figura 3.60. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 6).

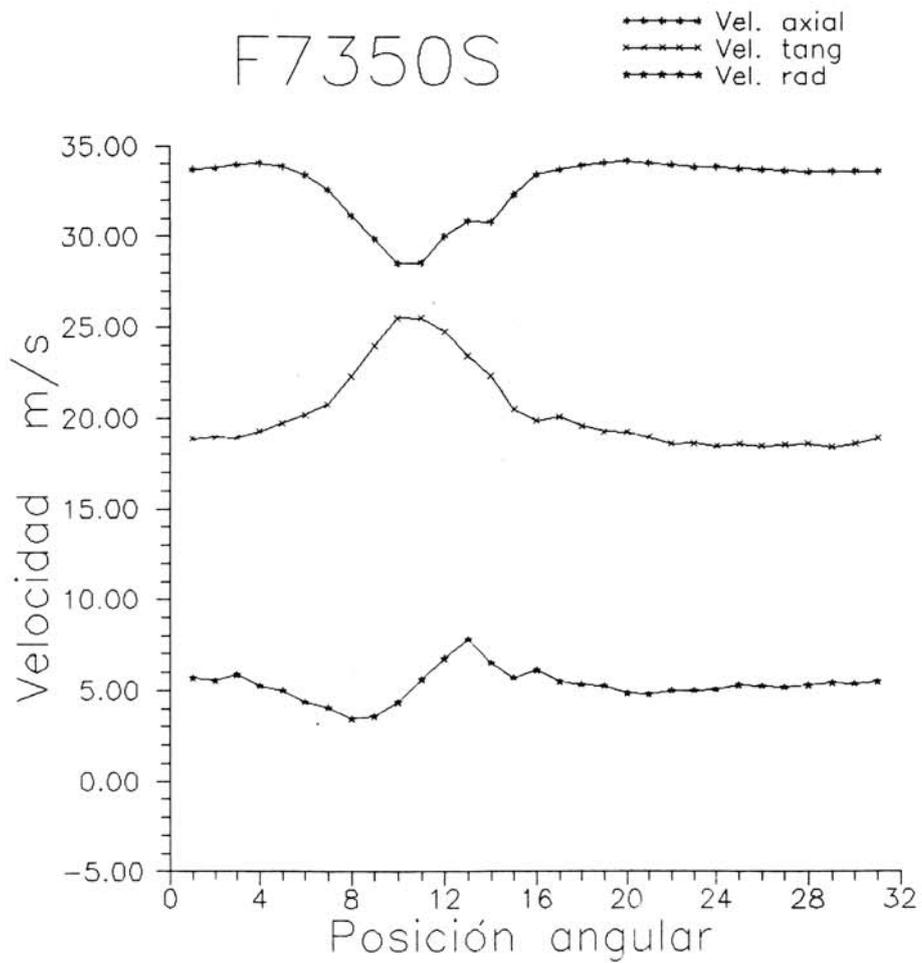


Figura 3.61. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 7).

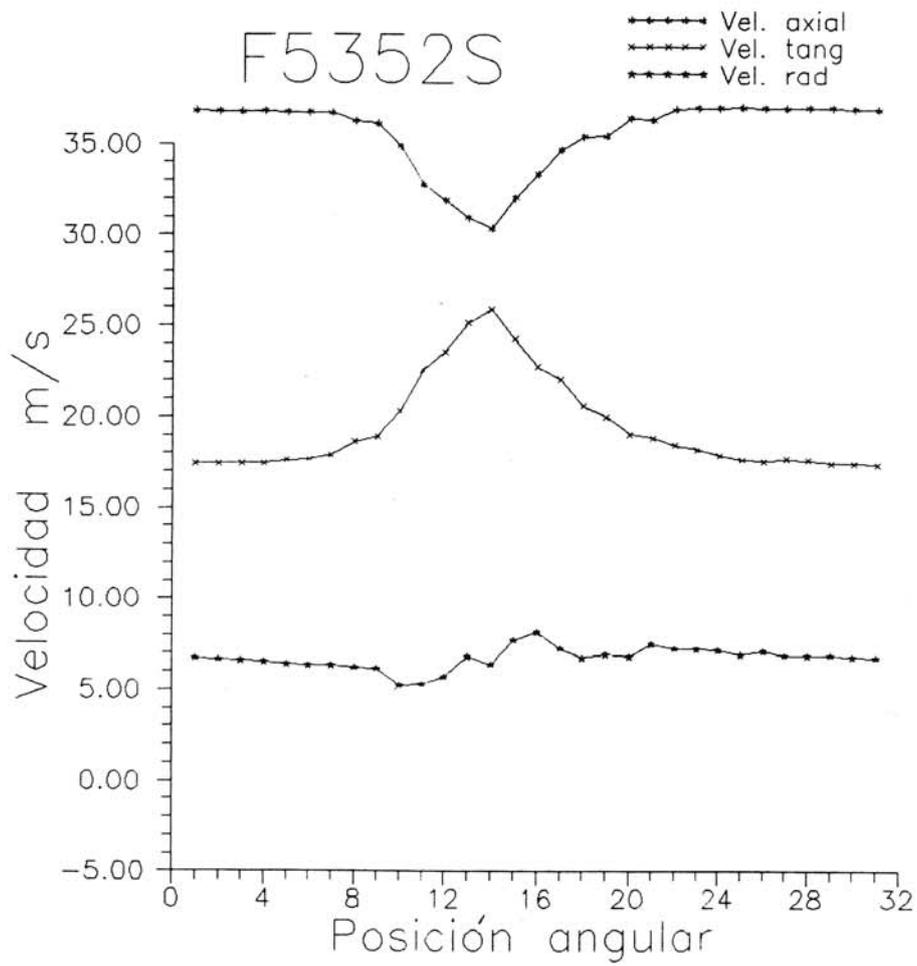


Figura 3.62. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F352. Sección 5).

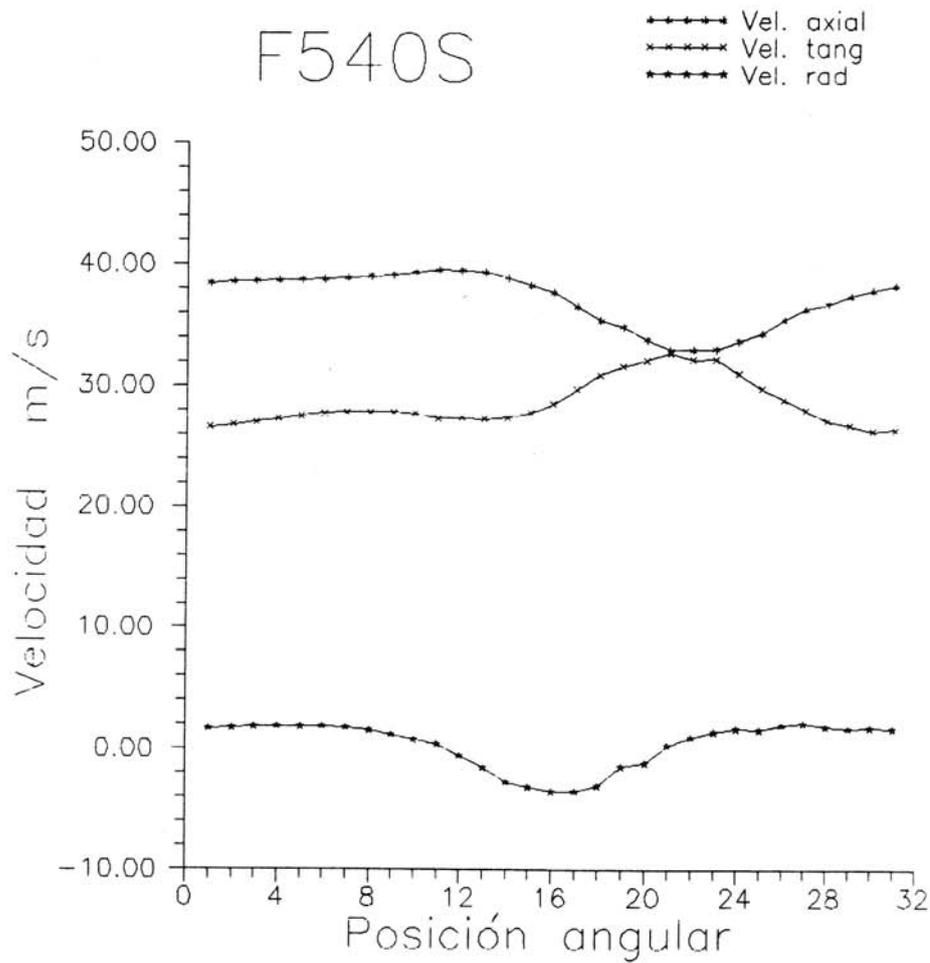


Figura 3.63. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F40. Sección 5).

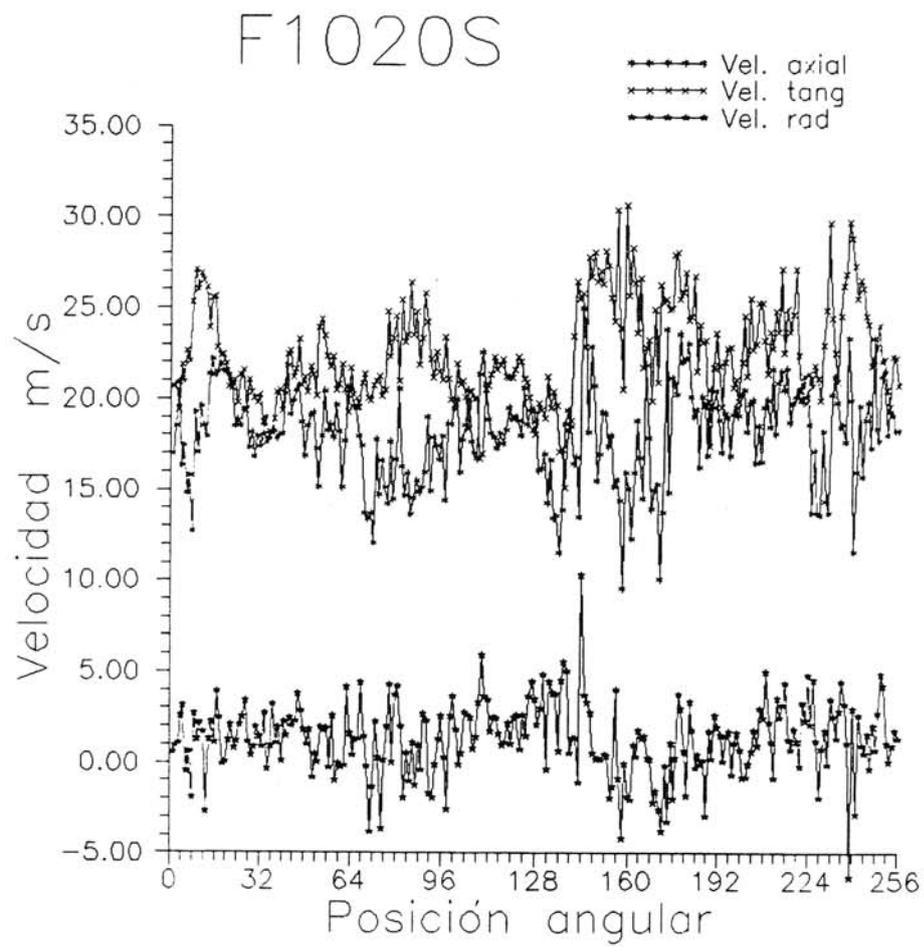


Figura 3.64. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F20. Sección 10).

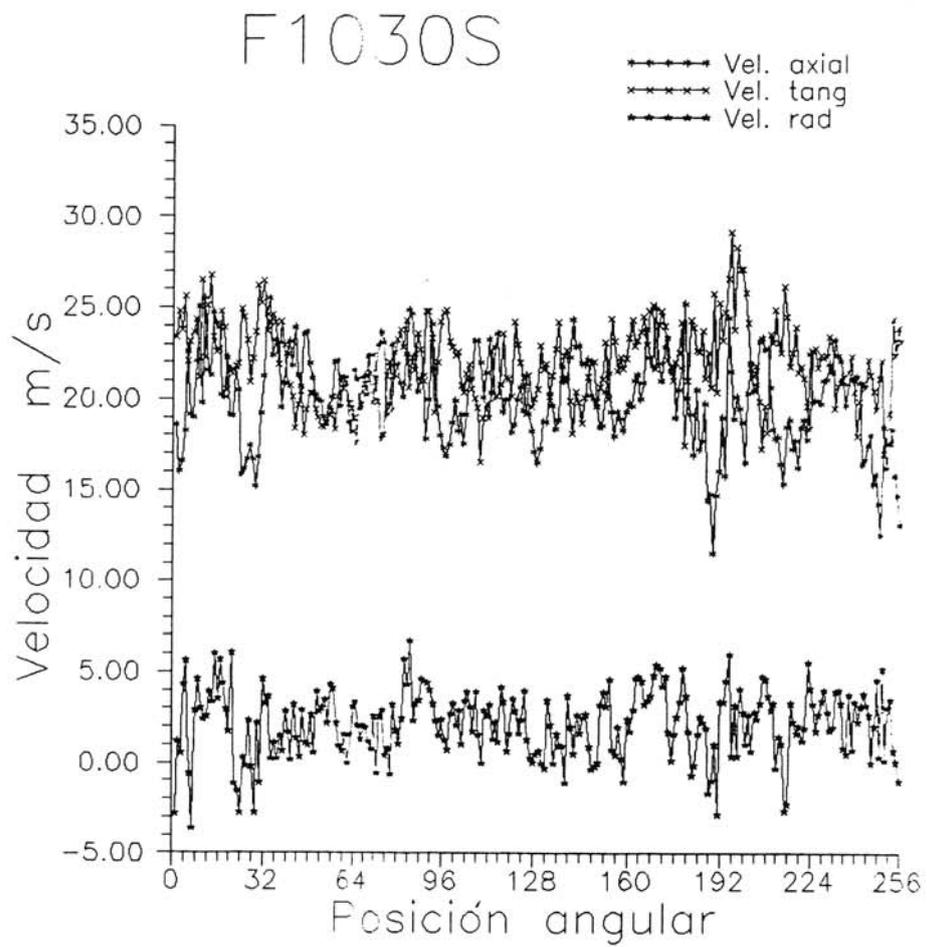


Figura 3.65. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F30. Sección 10).

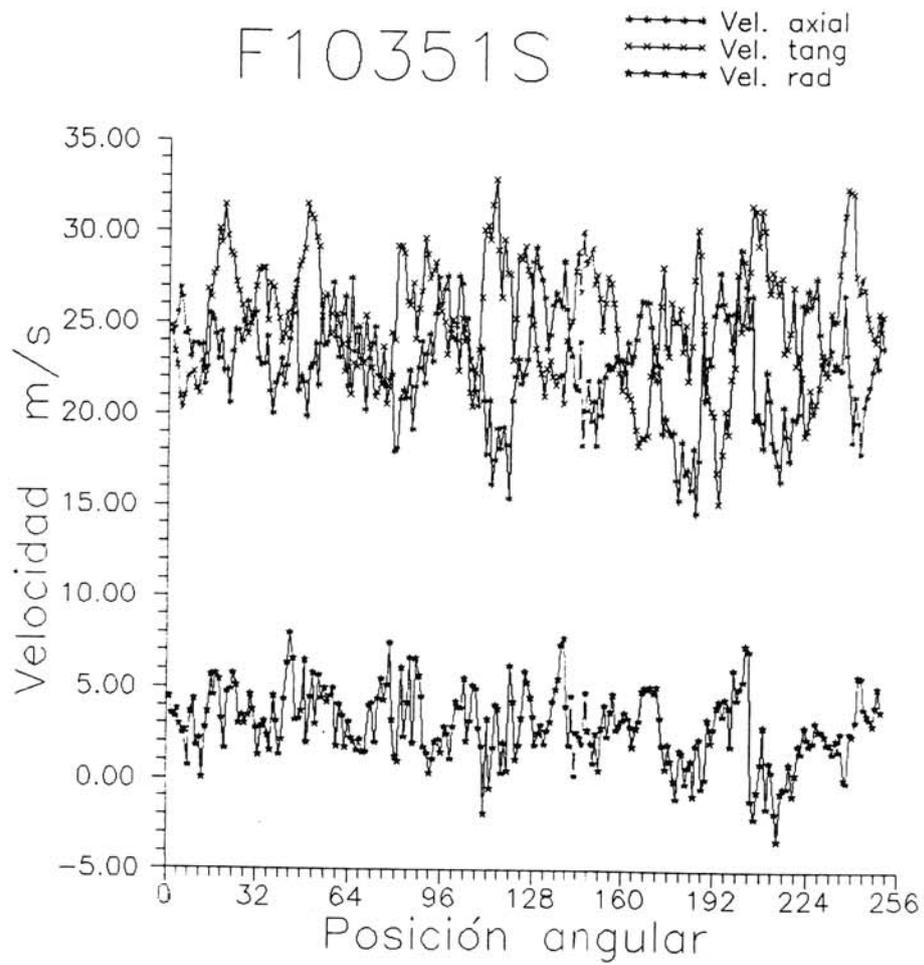


Figura 3.66. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F351. Sección 10).

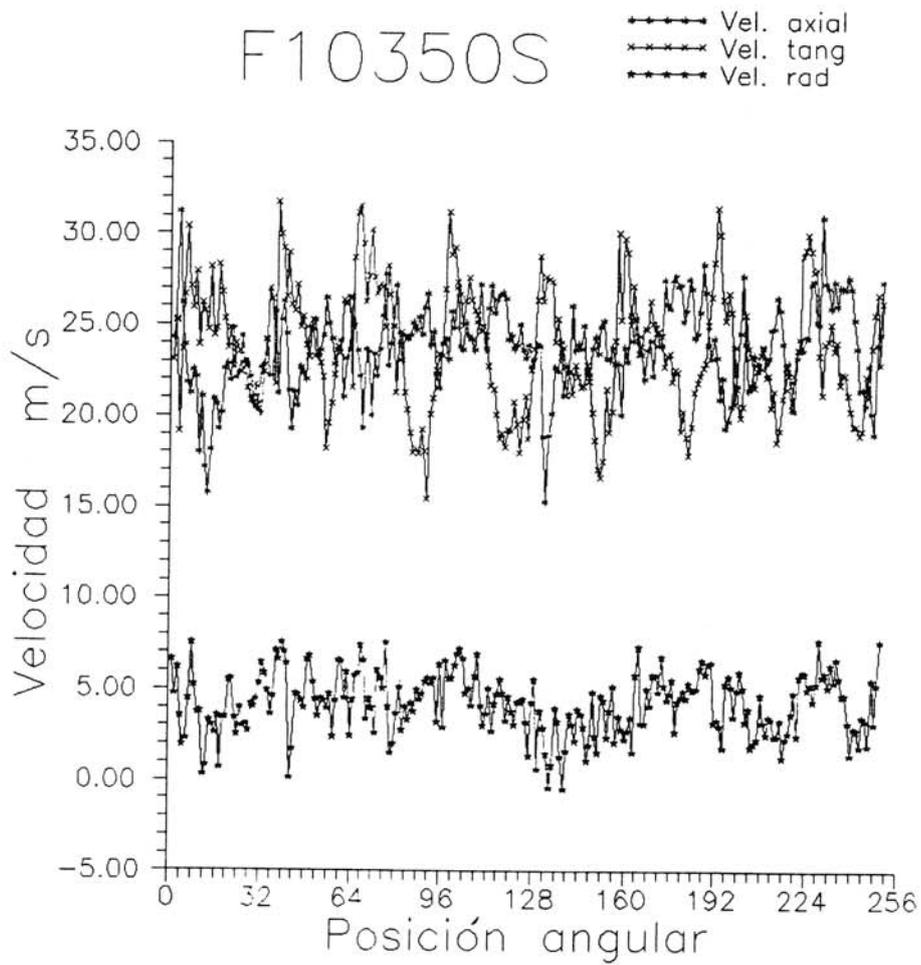


Figura 3.67. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F350. Sección 10).

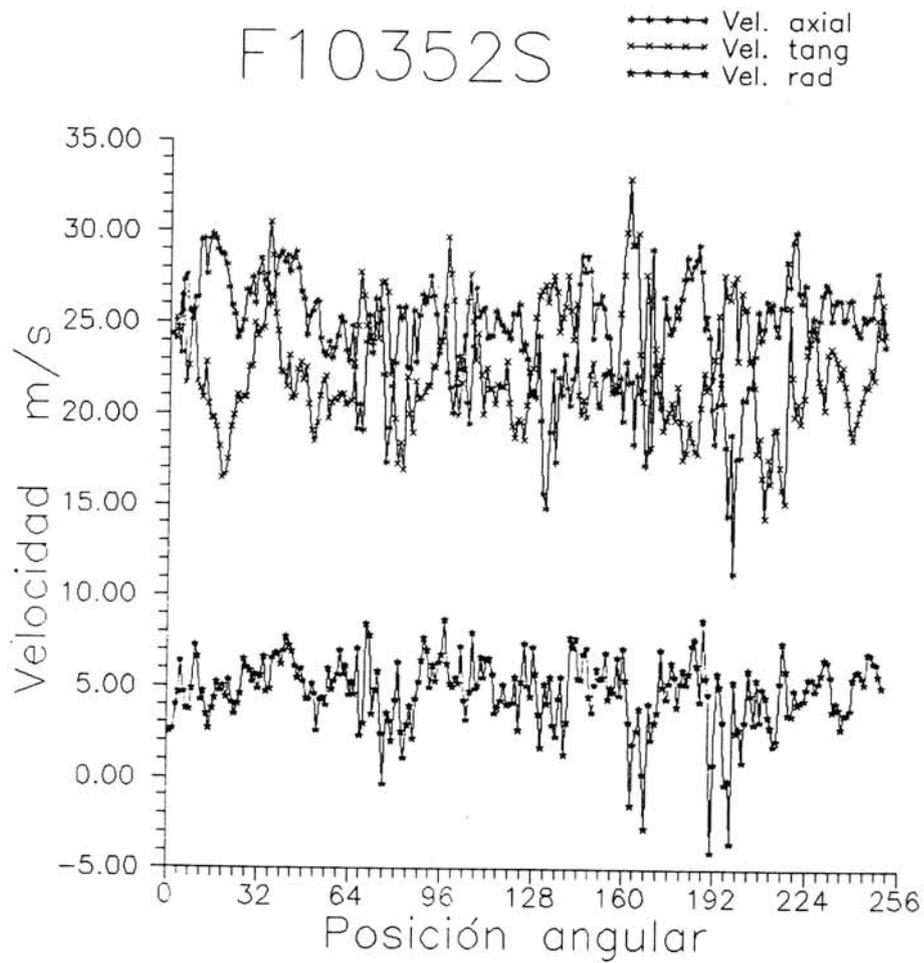


Figura 3.68. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F352. Sección 10).

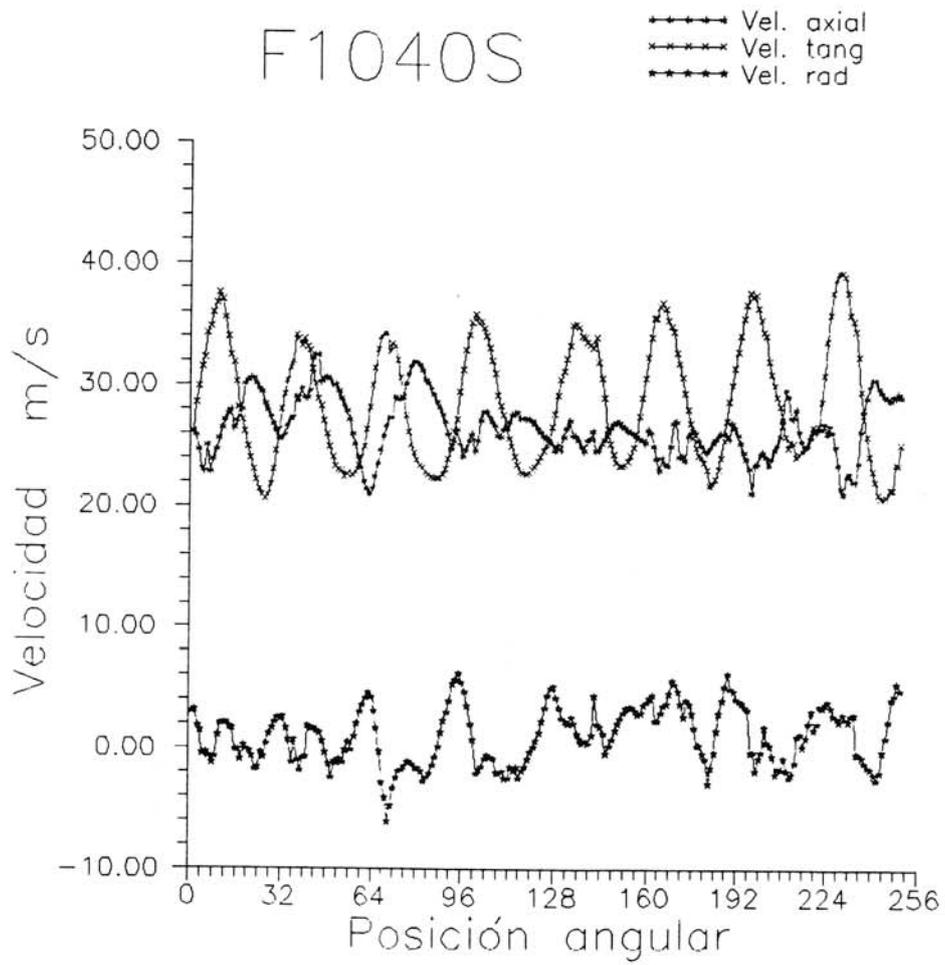


Figura 3.69. Evolución de la velocidad en una vuelta.
(Geometría F40. Sección 10).

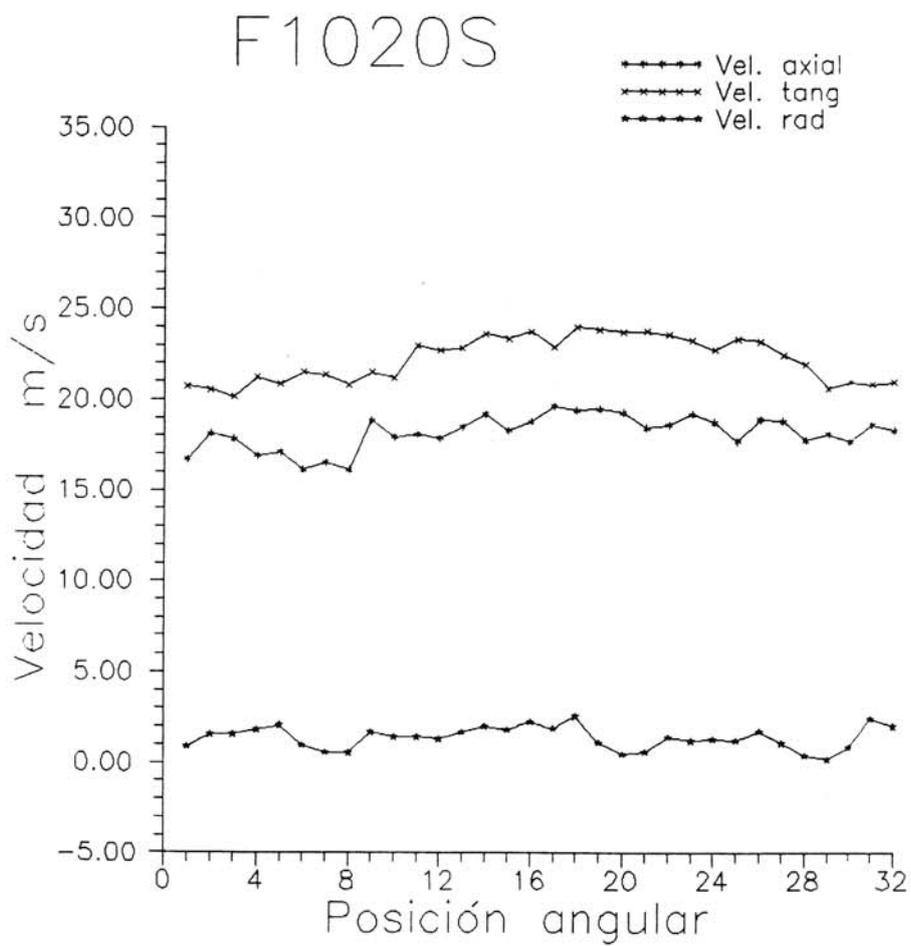


Figura 3.70. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F20. Sección 10).

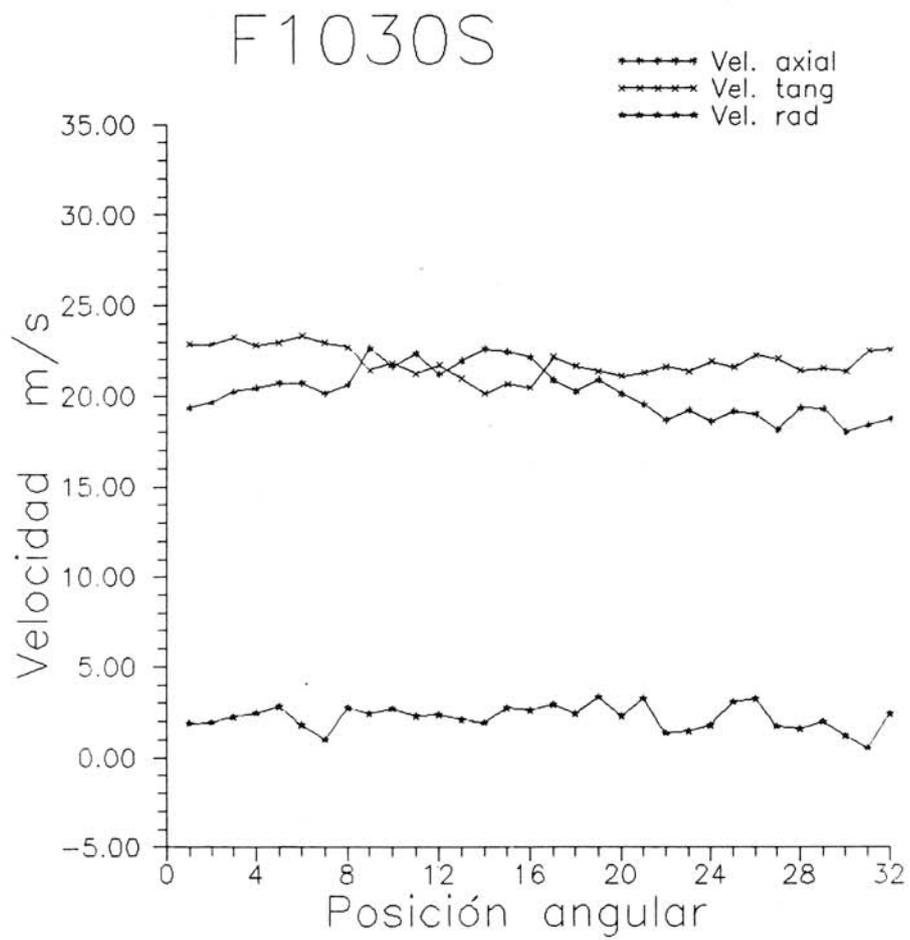


Figura 3.71. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F30. Sección 10).

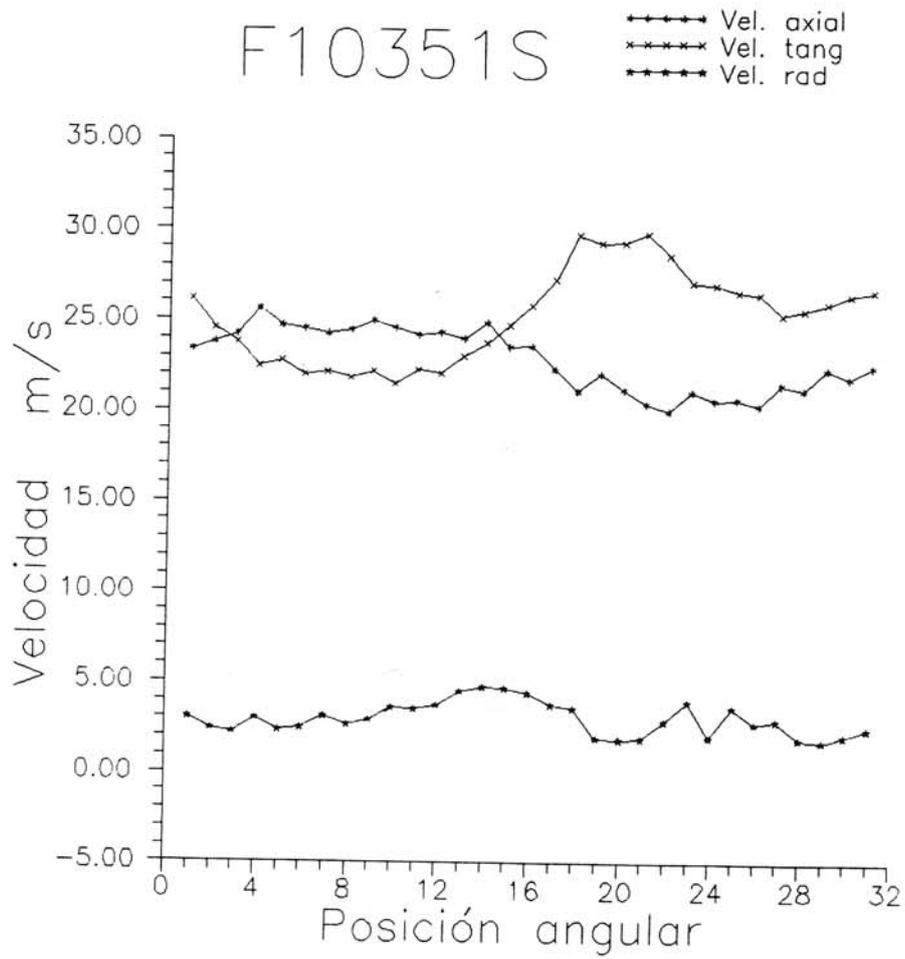


Figura 3.72. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F351. Sección 10).

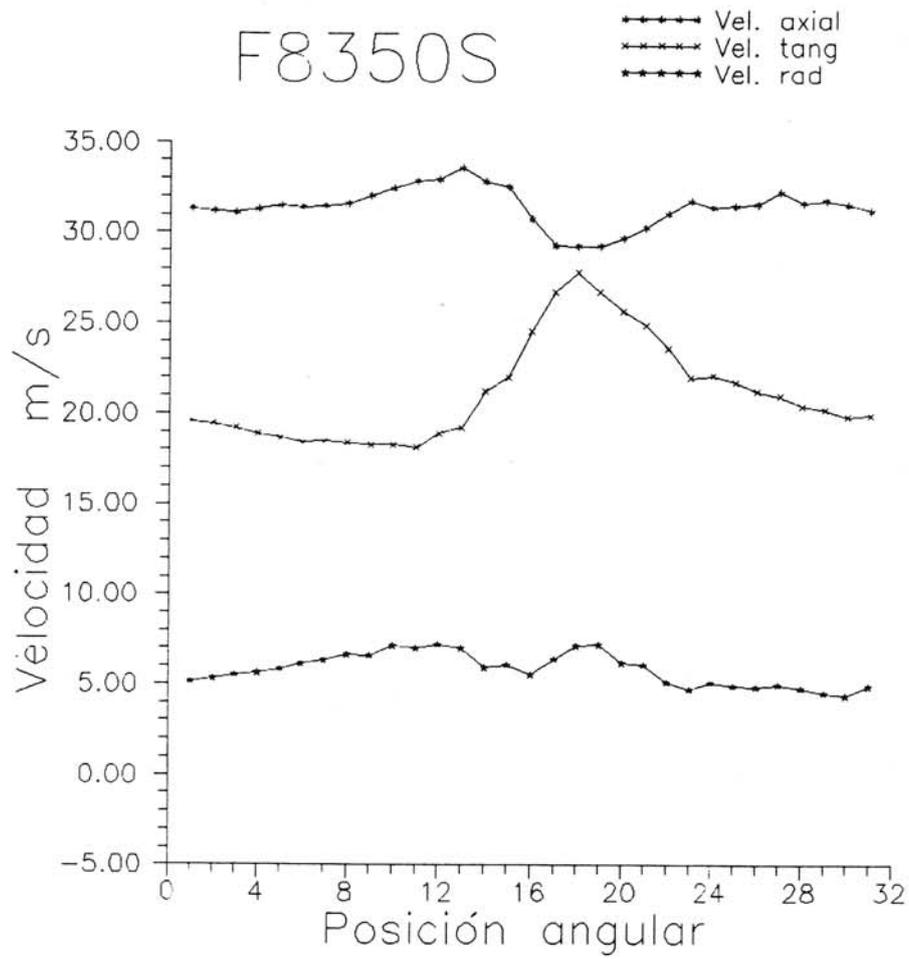


Figura 3.73. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 8).

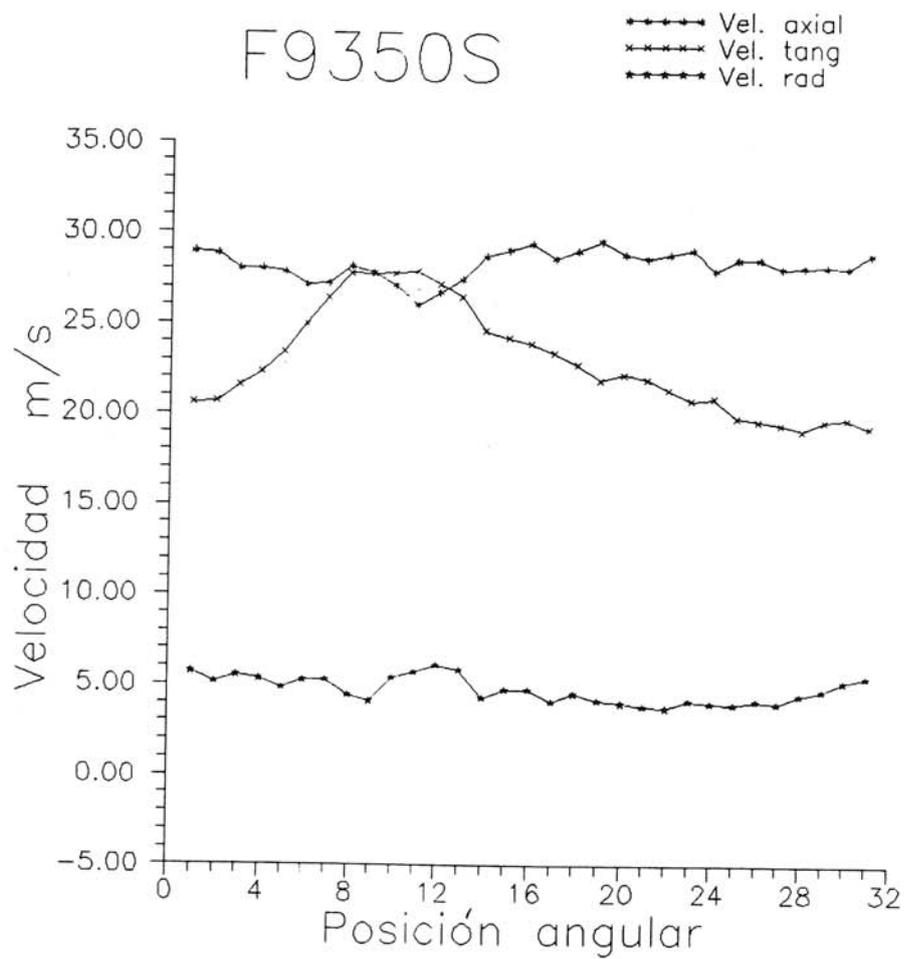


Figura 3.74. Distribución de velocidad en un canal.
(Geometría F350. Sección 9).

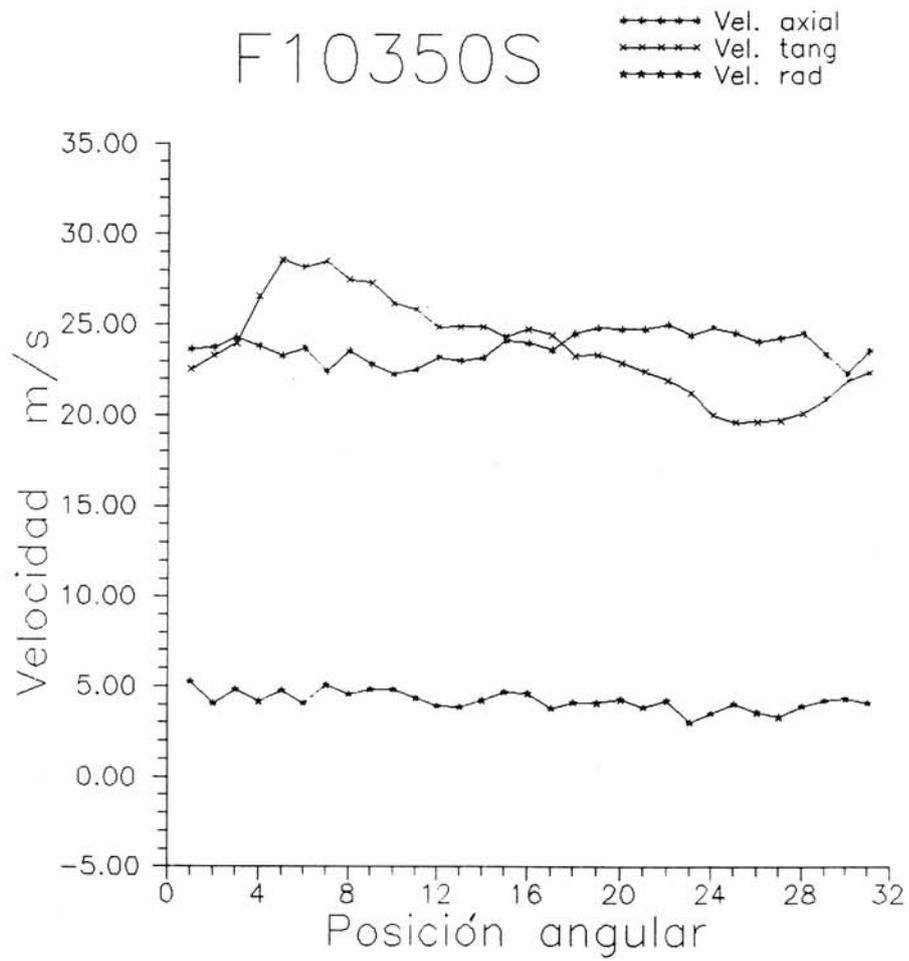


Figura 3.75. Distribución de velocidades en un canal.
(Geometría F350. Sección 10).

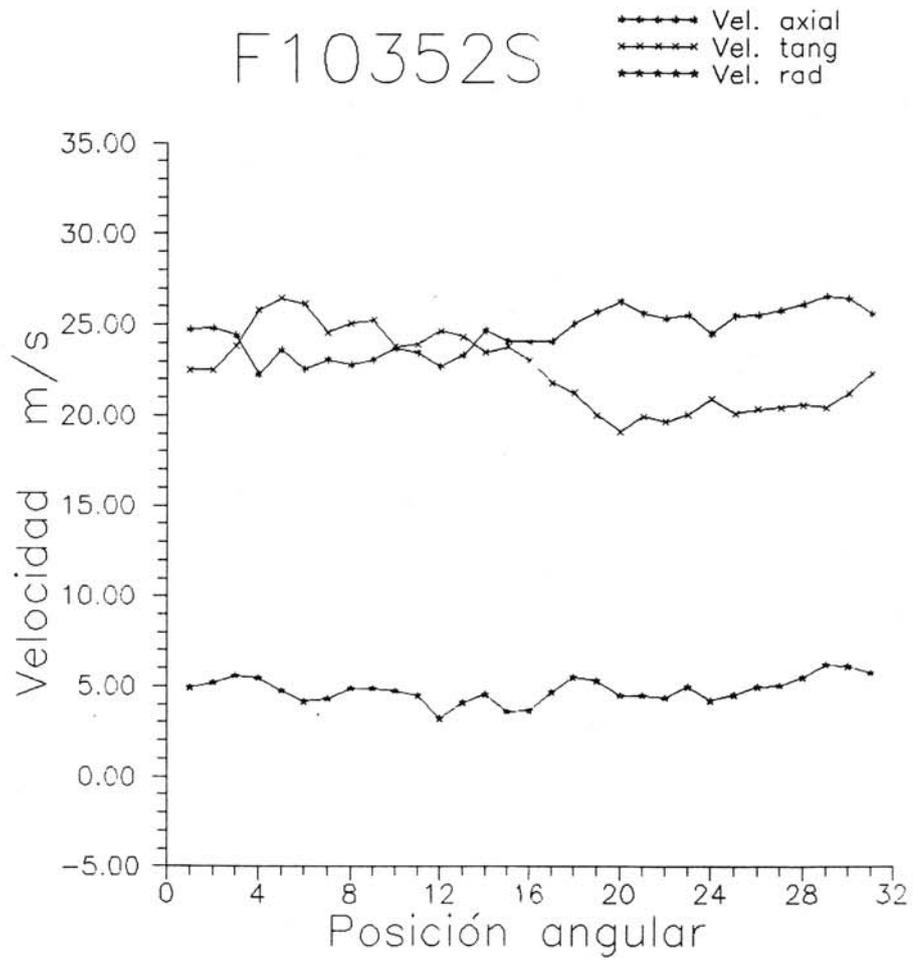


Figura 3.76. Distribución de velocidades en un canal.
(Geometría F352. Sección 10).

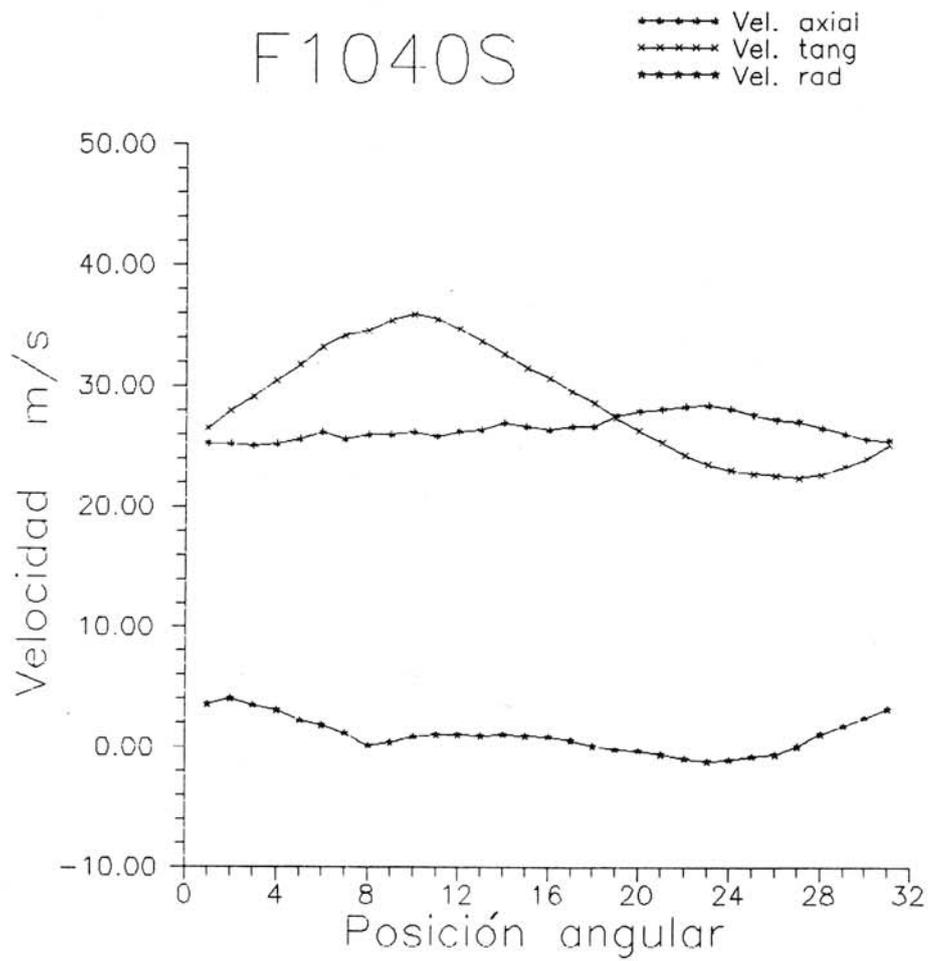


Figura 3.77. Distribución de velocidades en un canal.
(Geometría F40. Sección 10).

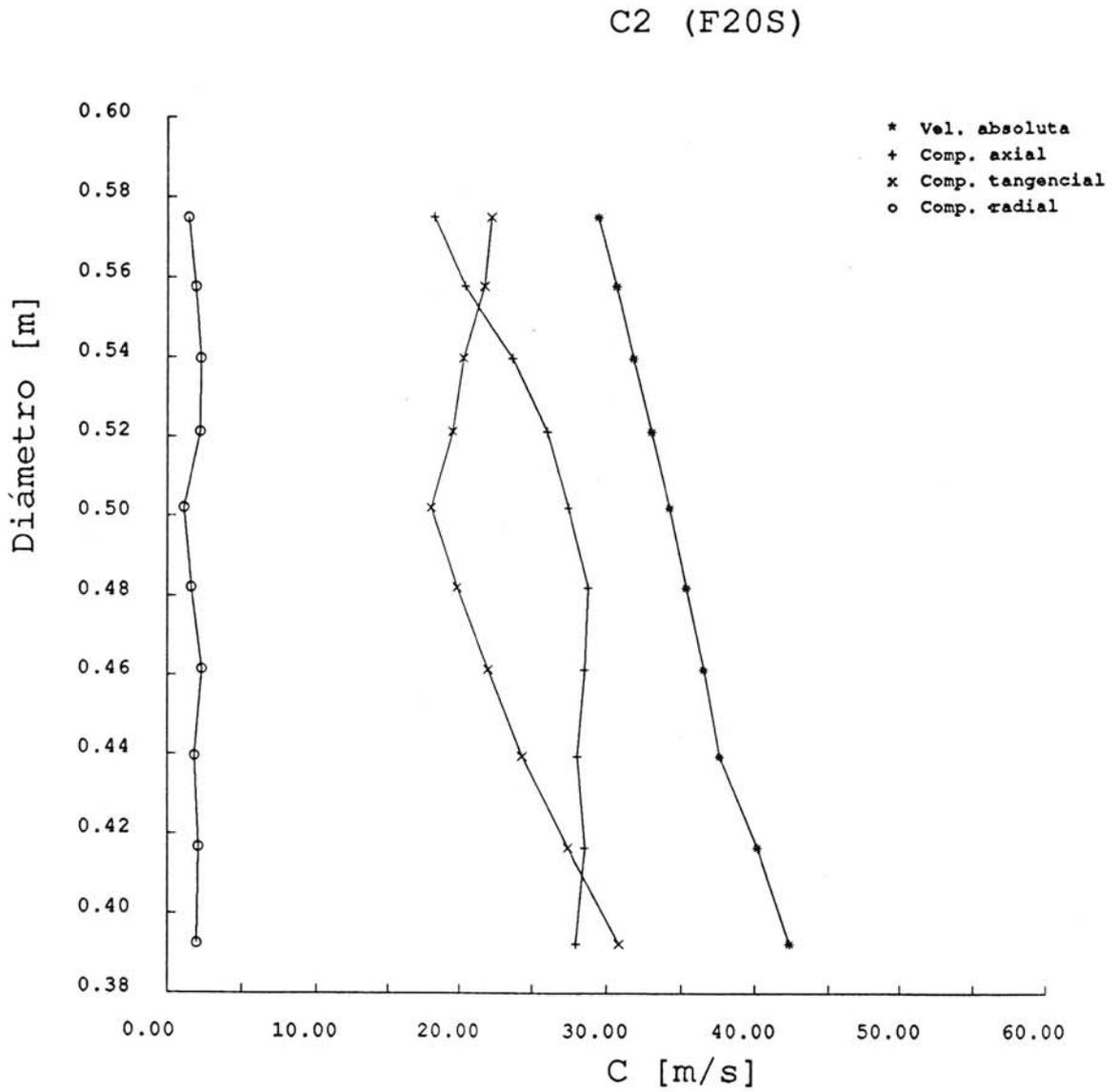


Figura 3.78. Distribución radial de velocidades. (Geometría F20).

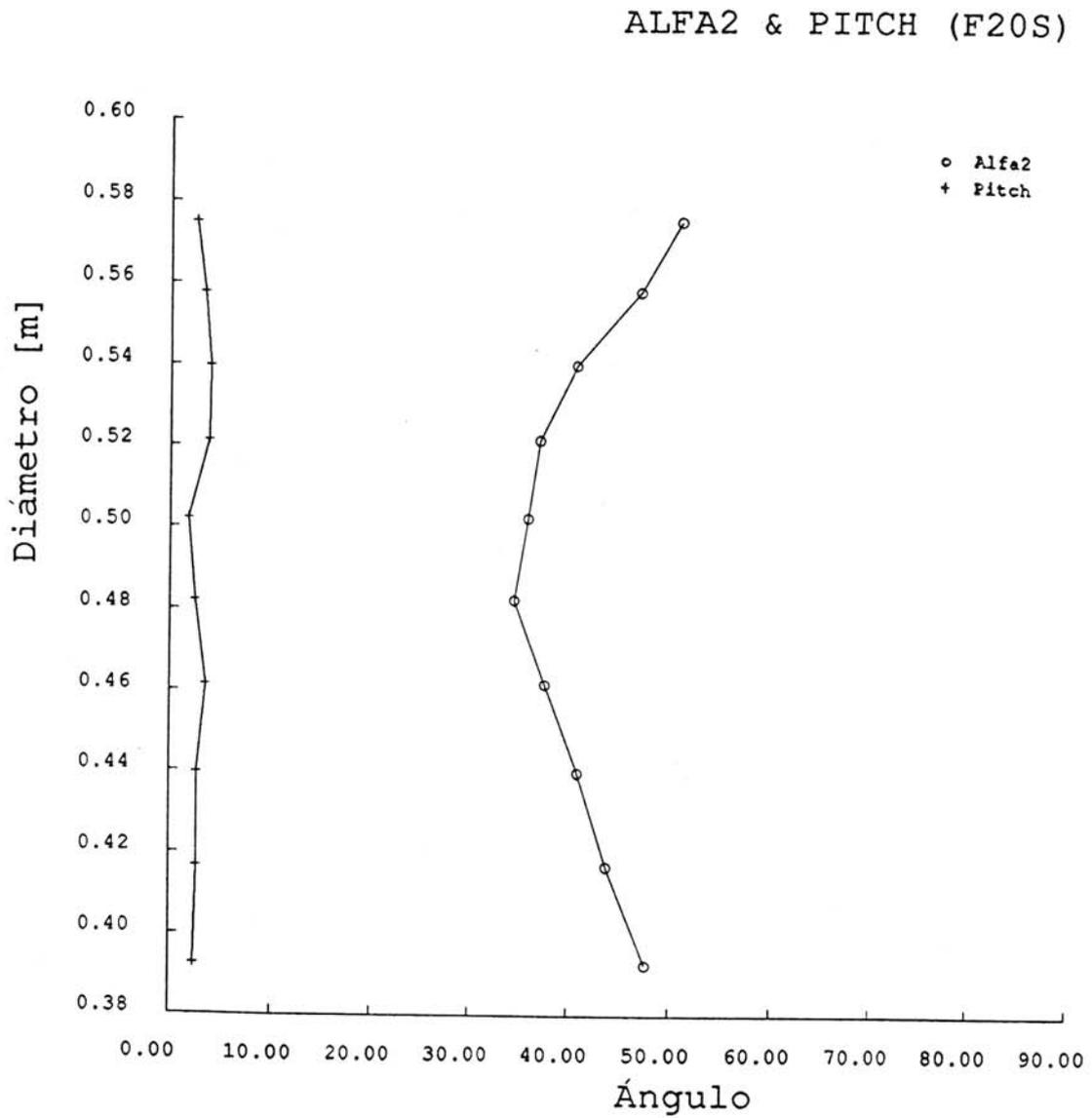


Figura 3.79. Distribución radial de ángulos. (Geometría F20).

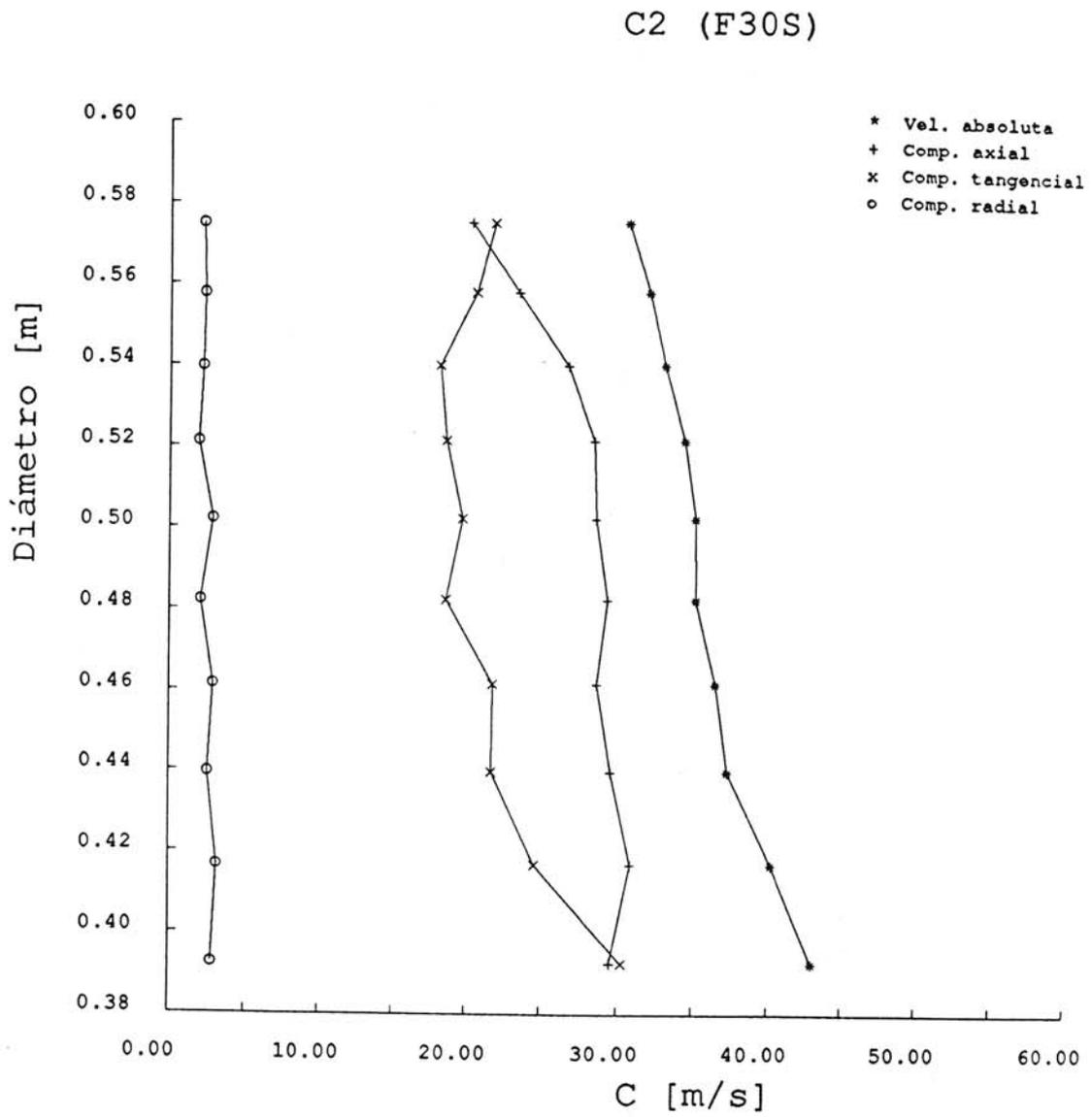


Figura 3.80. Distribución radial de velocidades. (Geometría F30).

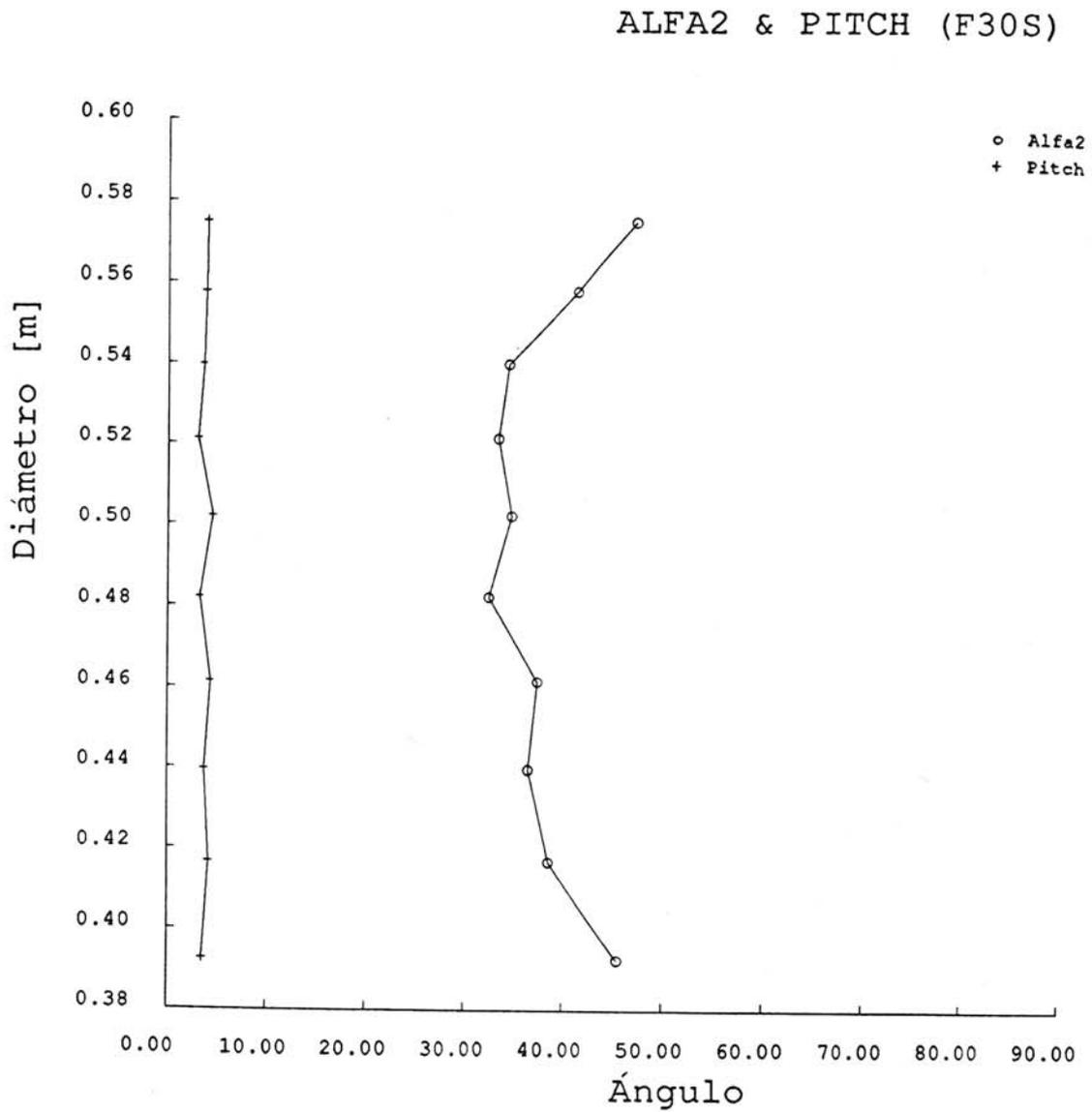


Figura 3.81. Distribución radial de ángulos. (Geometría F30).

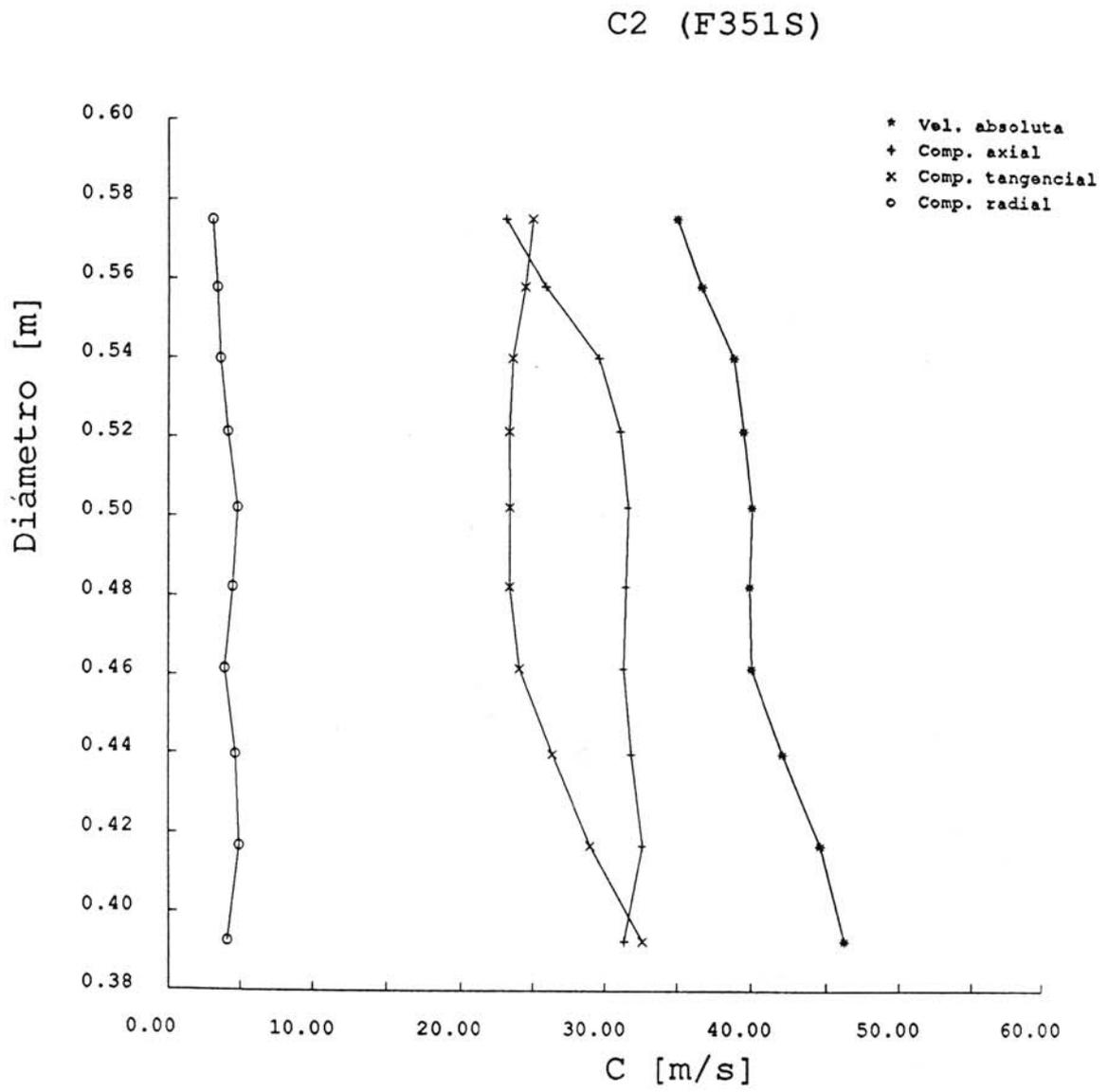


Figura 3.82. Distribución radial de velocidades. (Geometría F351).

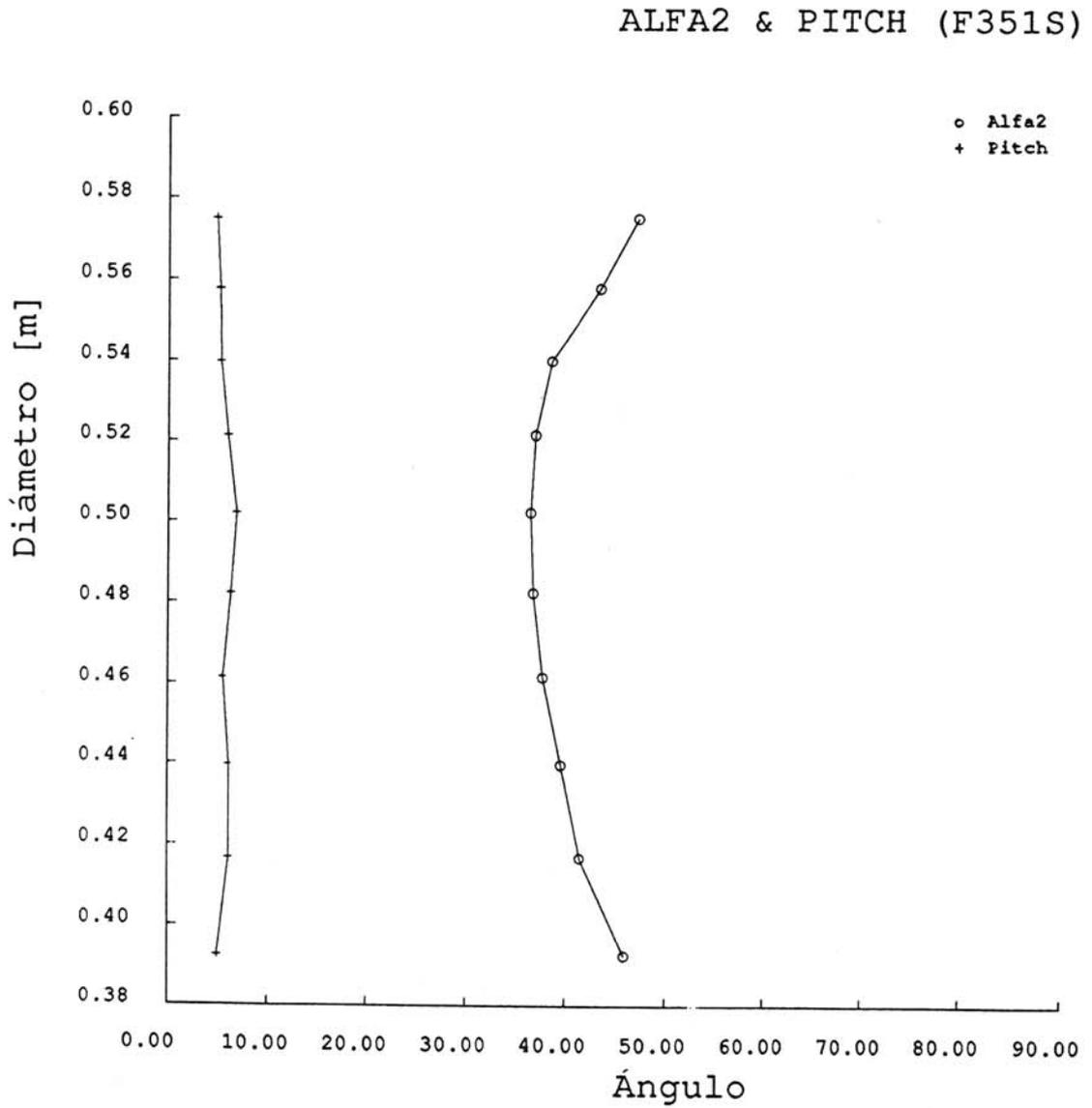


Figura 3.83. Distribución radial de ángulos. (Geometría F351).

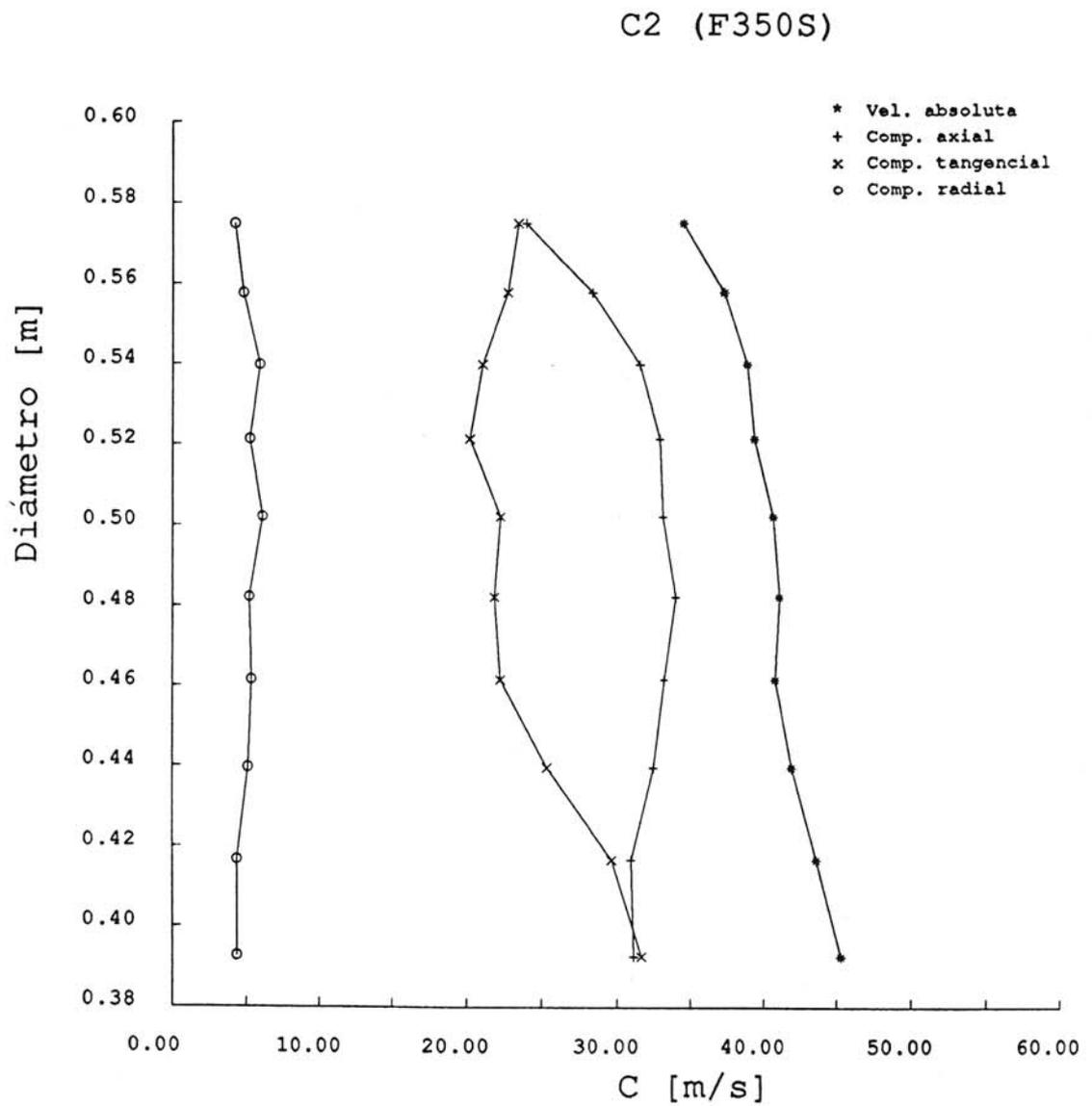


Figura 3.84. Distribución radial de velocidades. (Geometría F350).

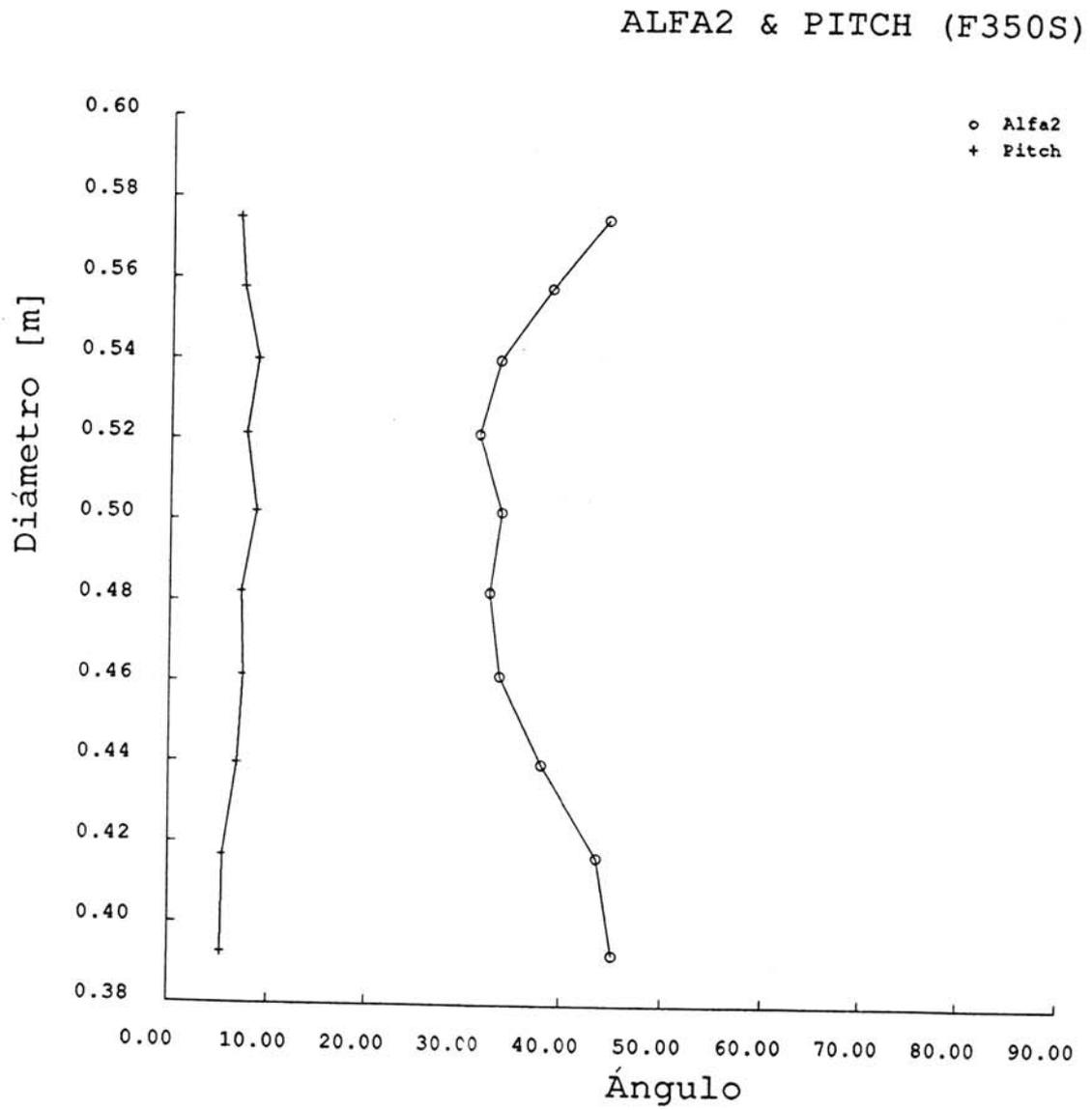


Figura 3.85. Distribución radial de ángulos. (Geometría F350).

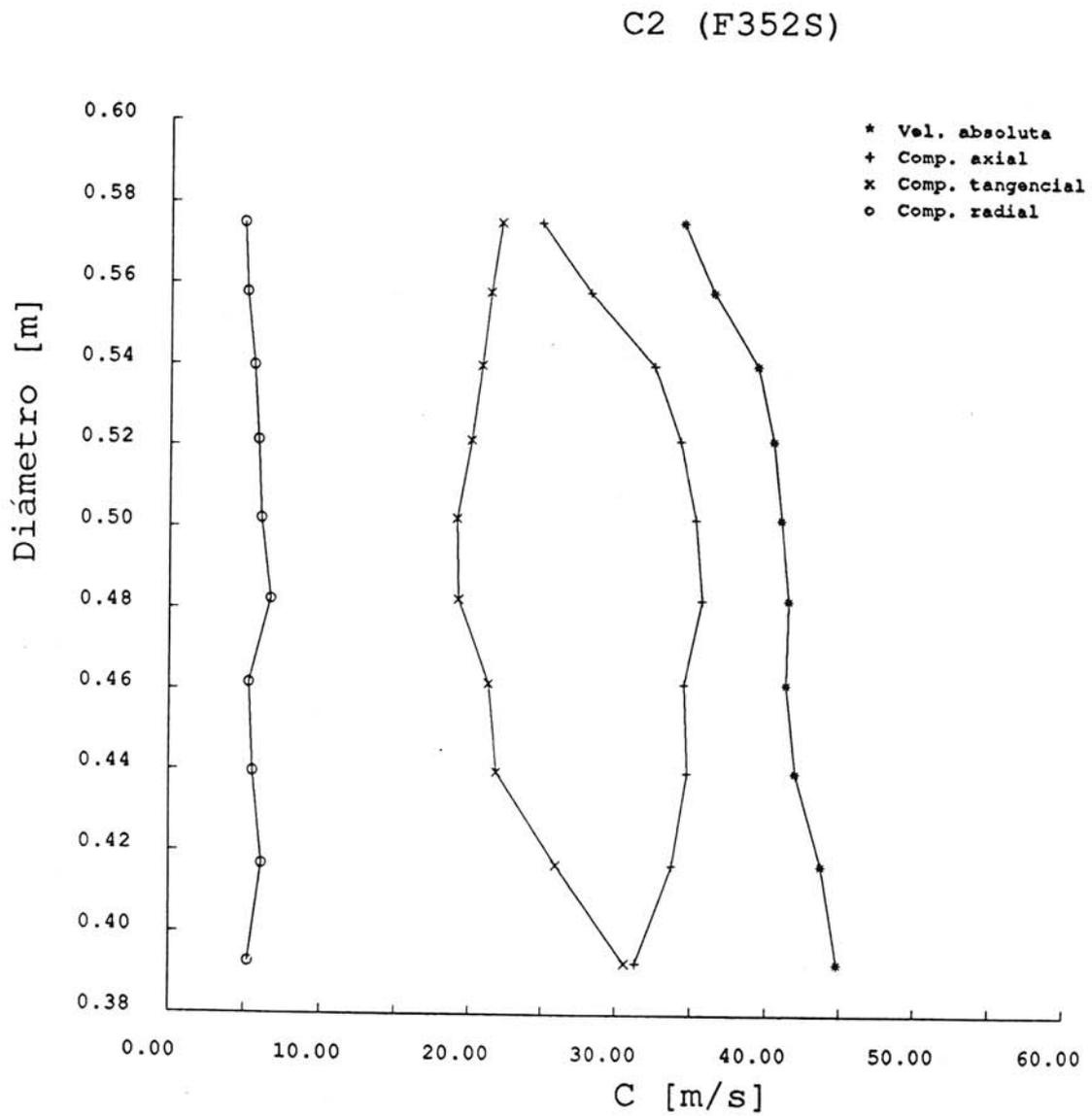


Figura 3.86. Distribución radial de velocidades. (Geometría F352).

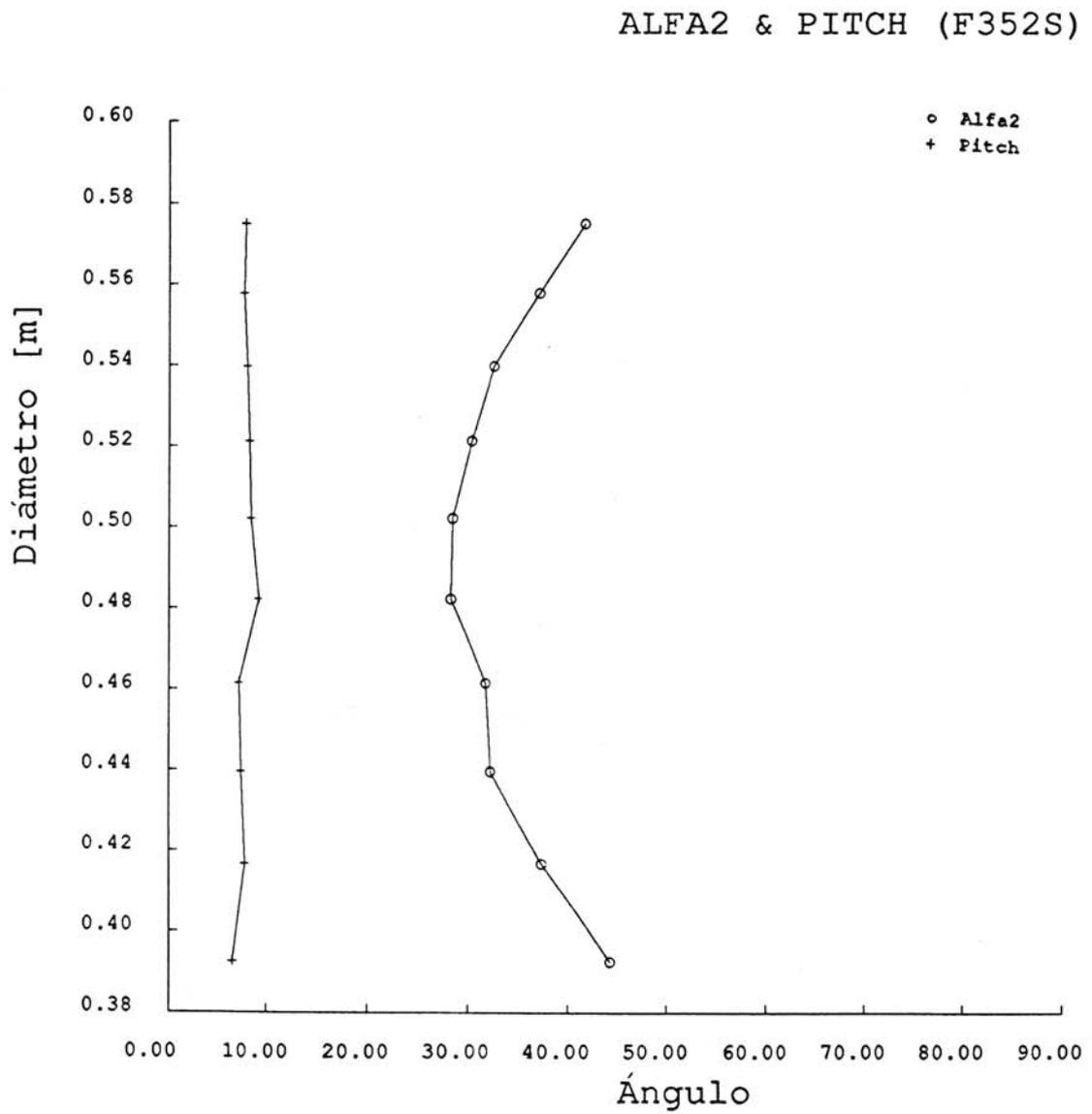


Figura 3.87. Distribución radial de ángulos. (Geometría F352).

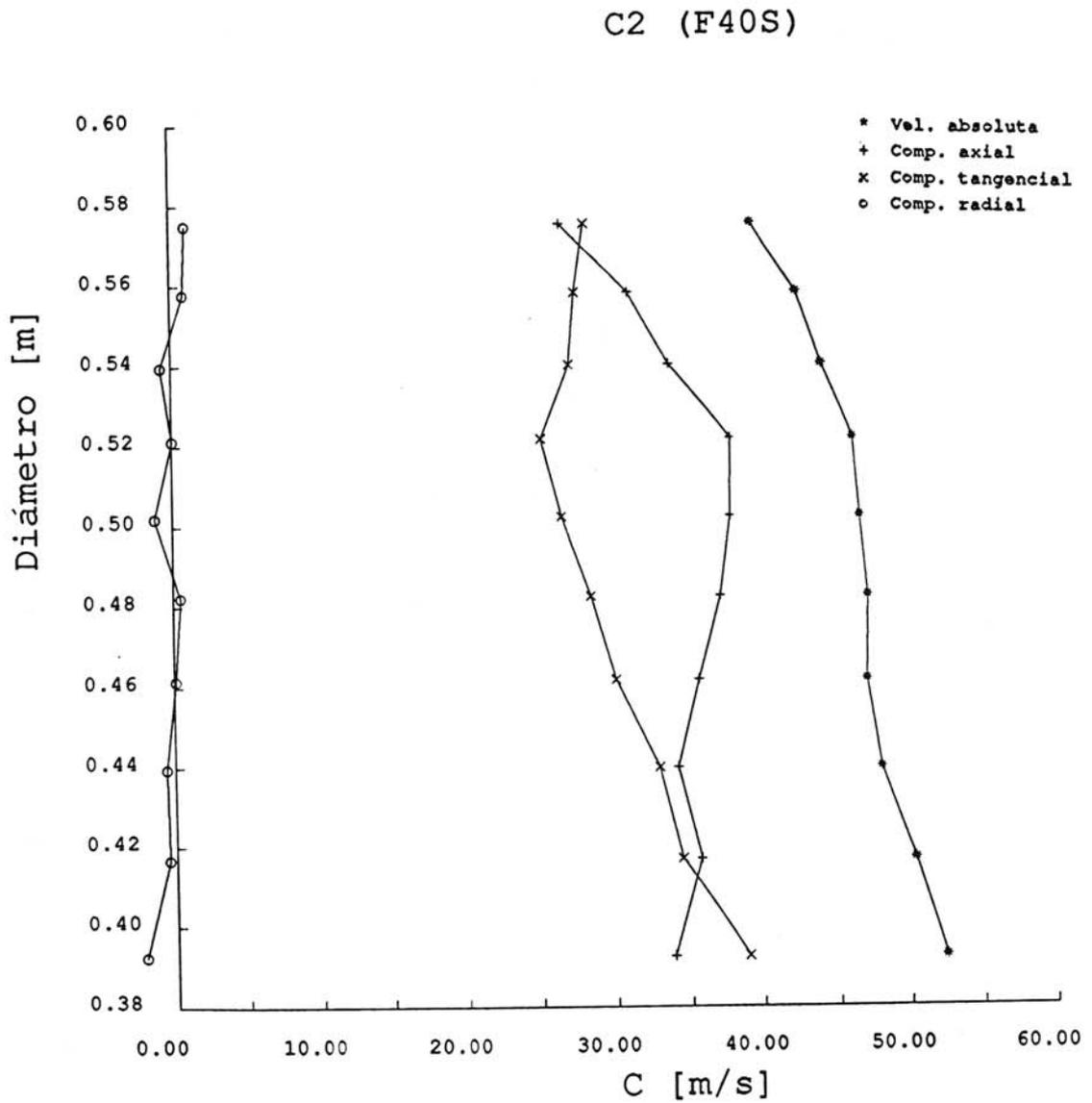


Figura 3.88. Distribución radial de velocidades. (Geometría F40).

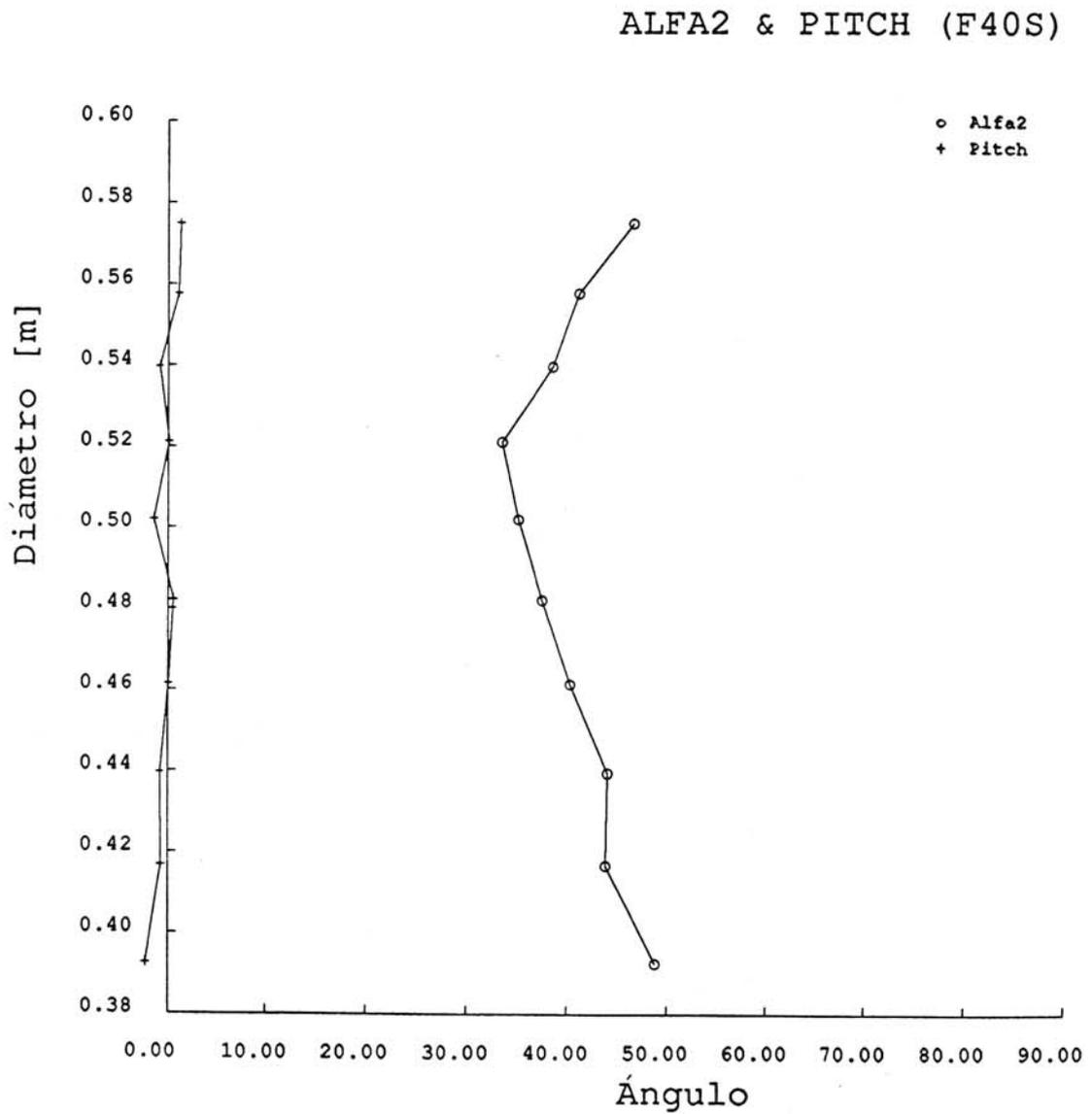


Figura 3.89. Distribución radial de ángulos. (Geometría F40).

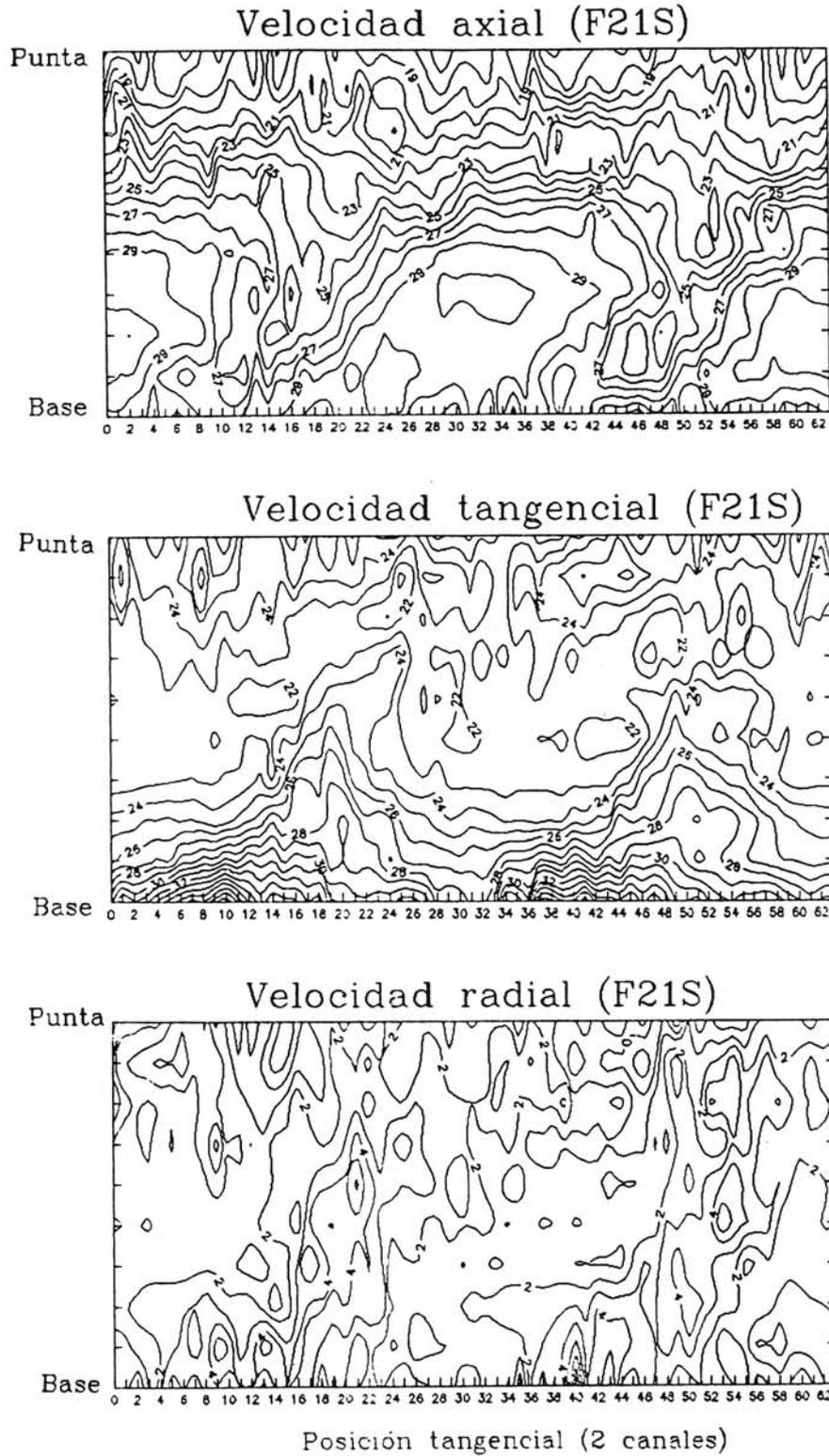


Figura 3.90. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F21).

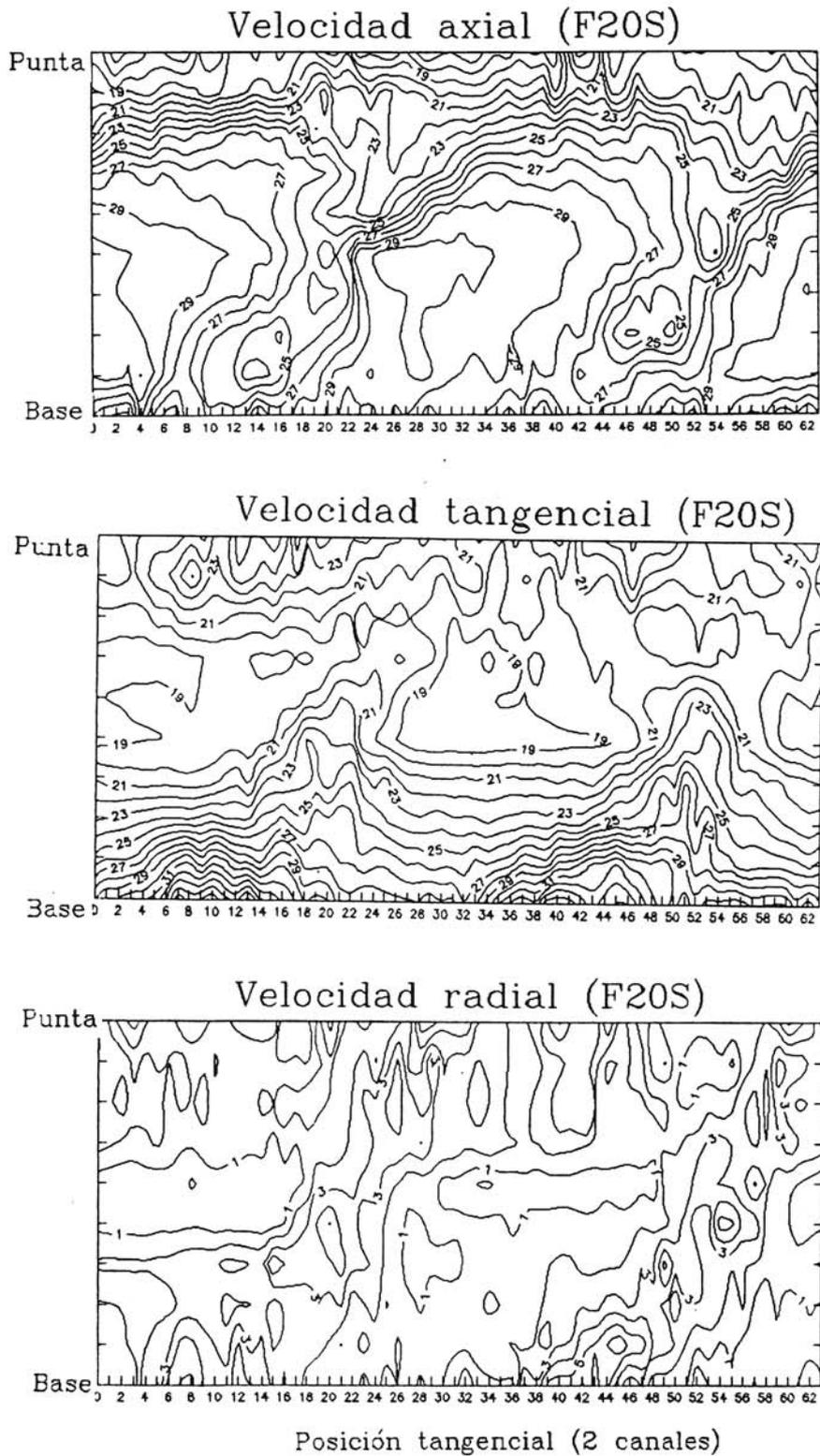


Figura 3.91. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F20).

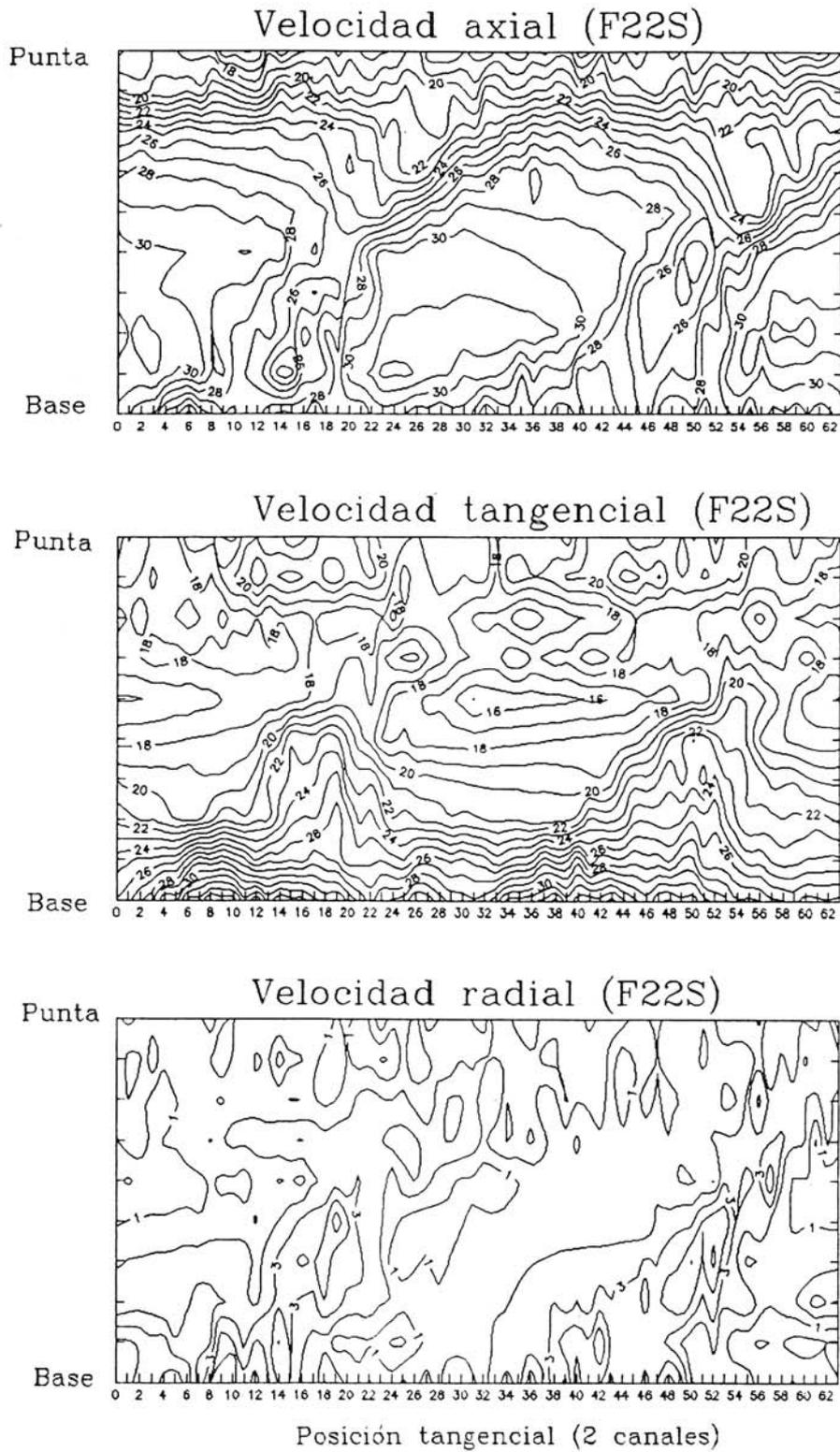


Figura 3.92. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F22).

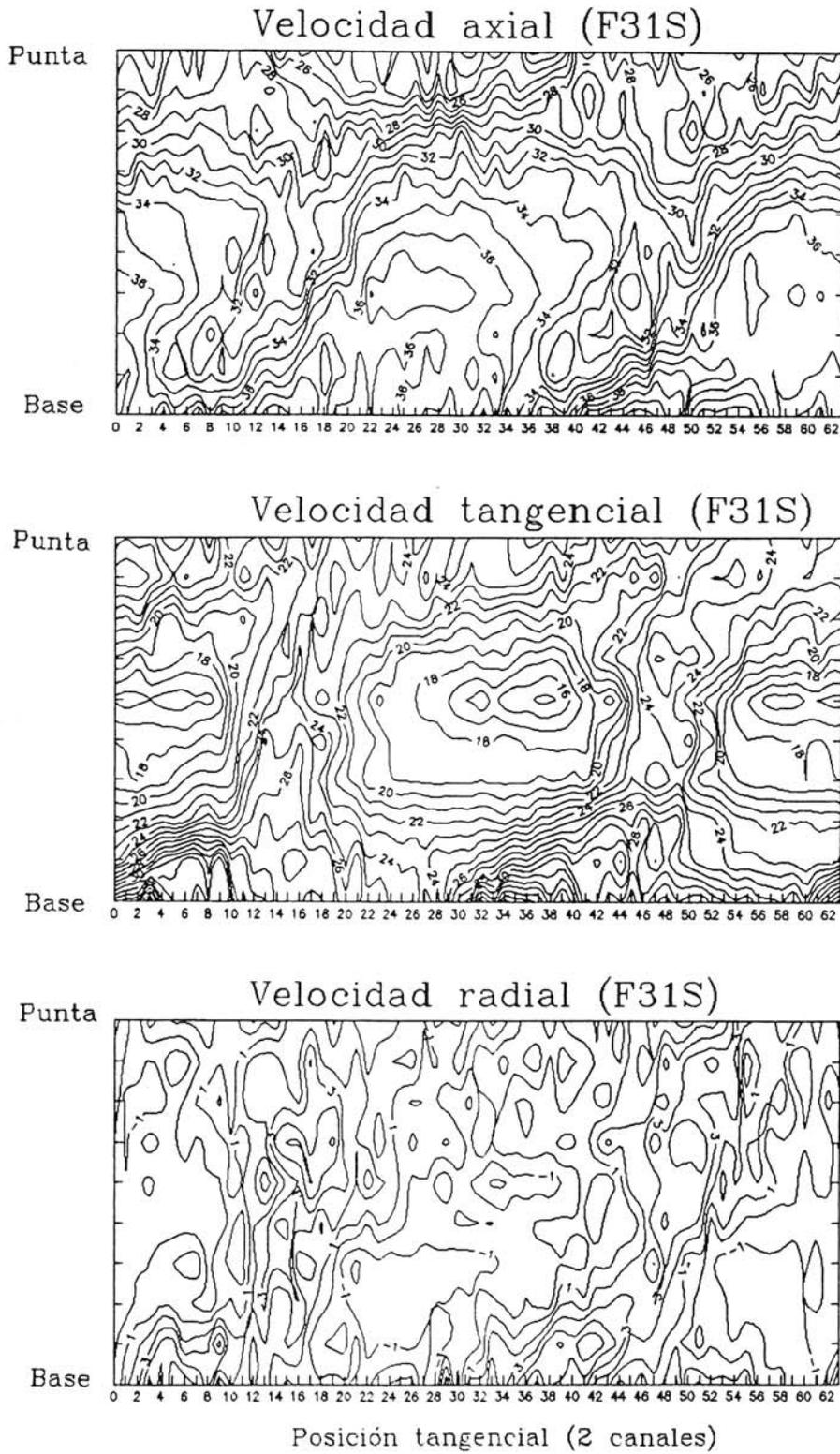


Figura 3.93. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F31).

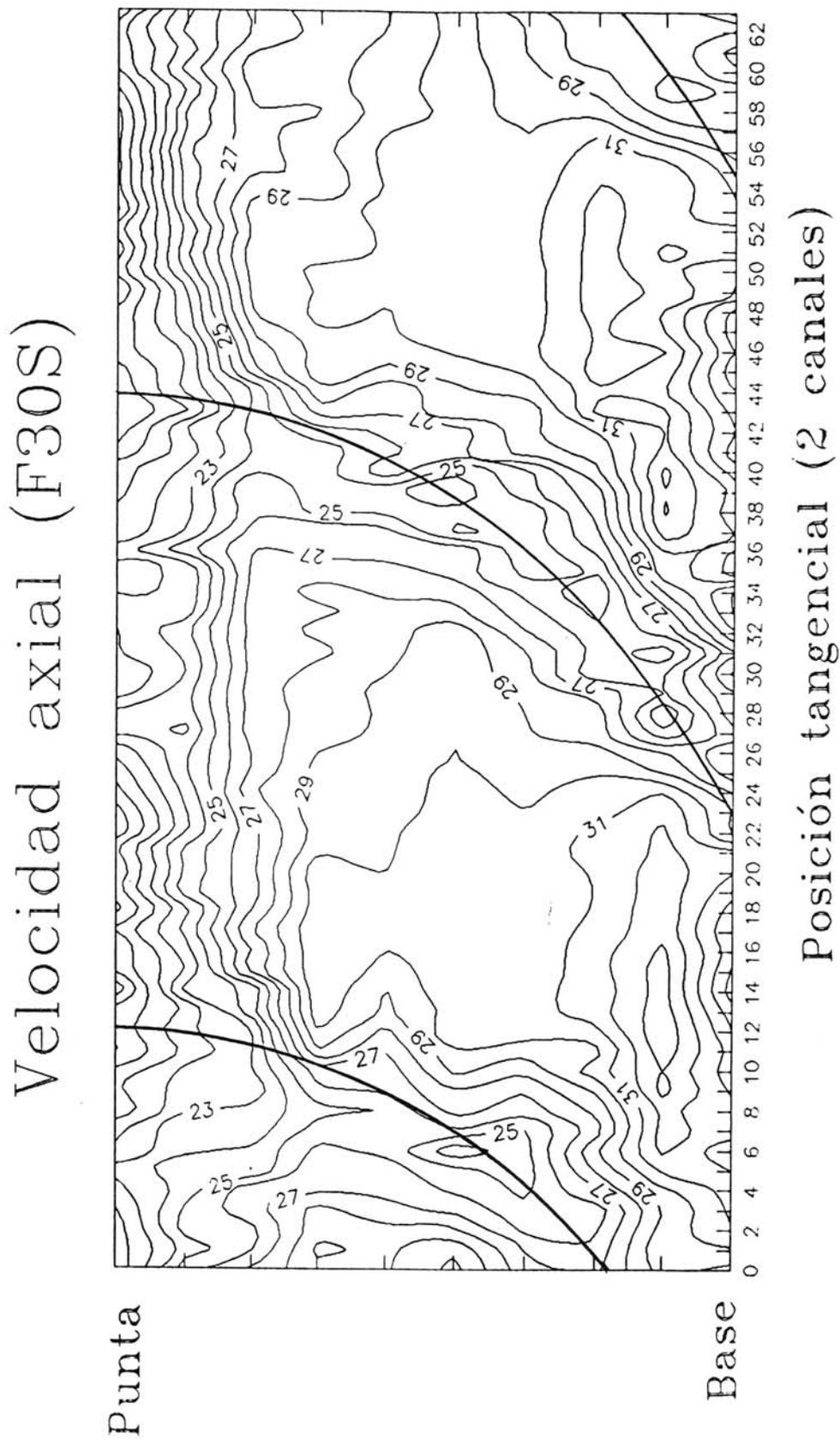
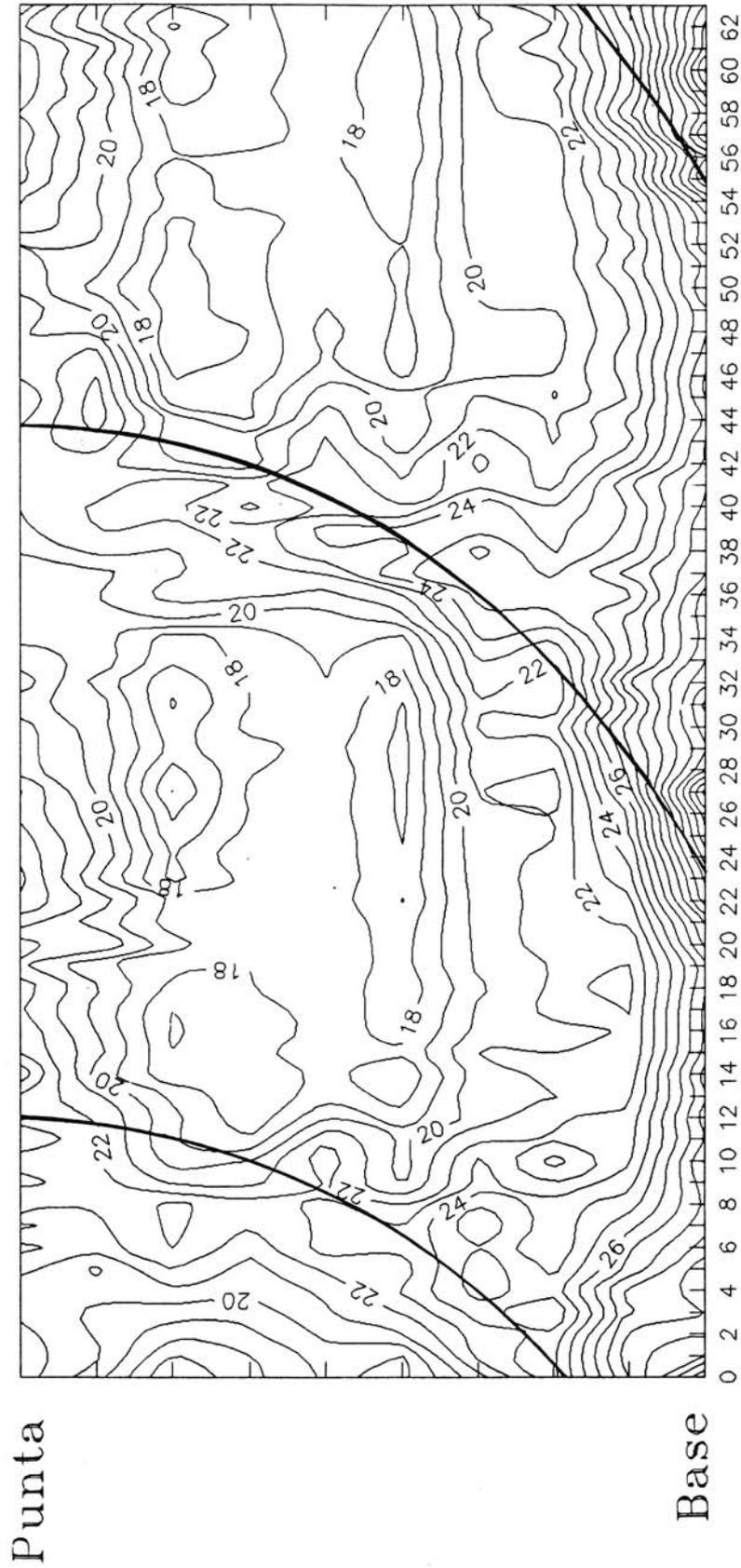


Figura 3.94. Mapas de iso-velocidades. (Geometría F30).

Velocidad tangencial (F30S)



Posición tangencial (2 canales)

Figura 3.95. Mapas de iso-velocidades. (Geometría F30).

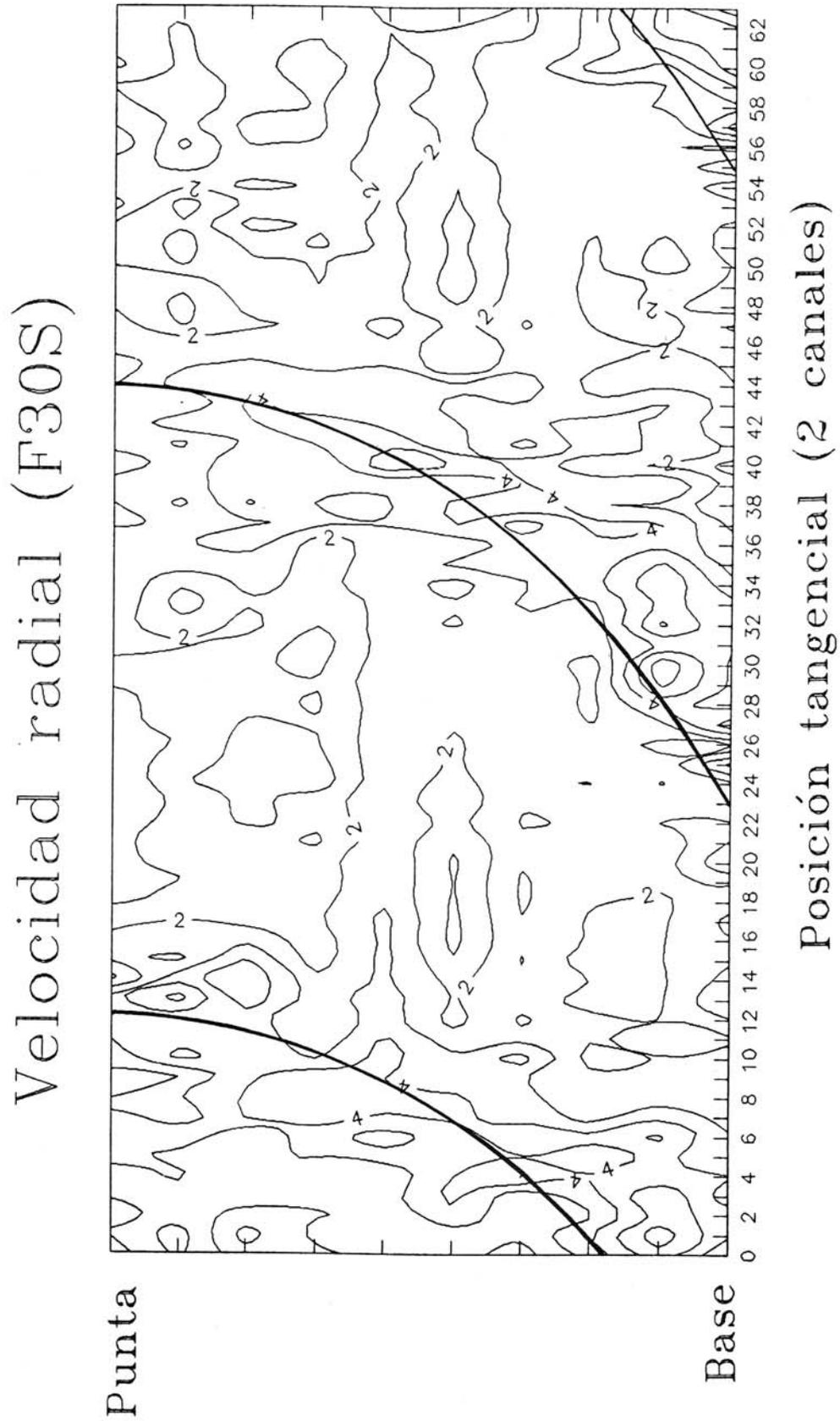


Figura 3.96. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F30).

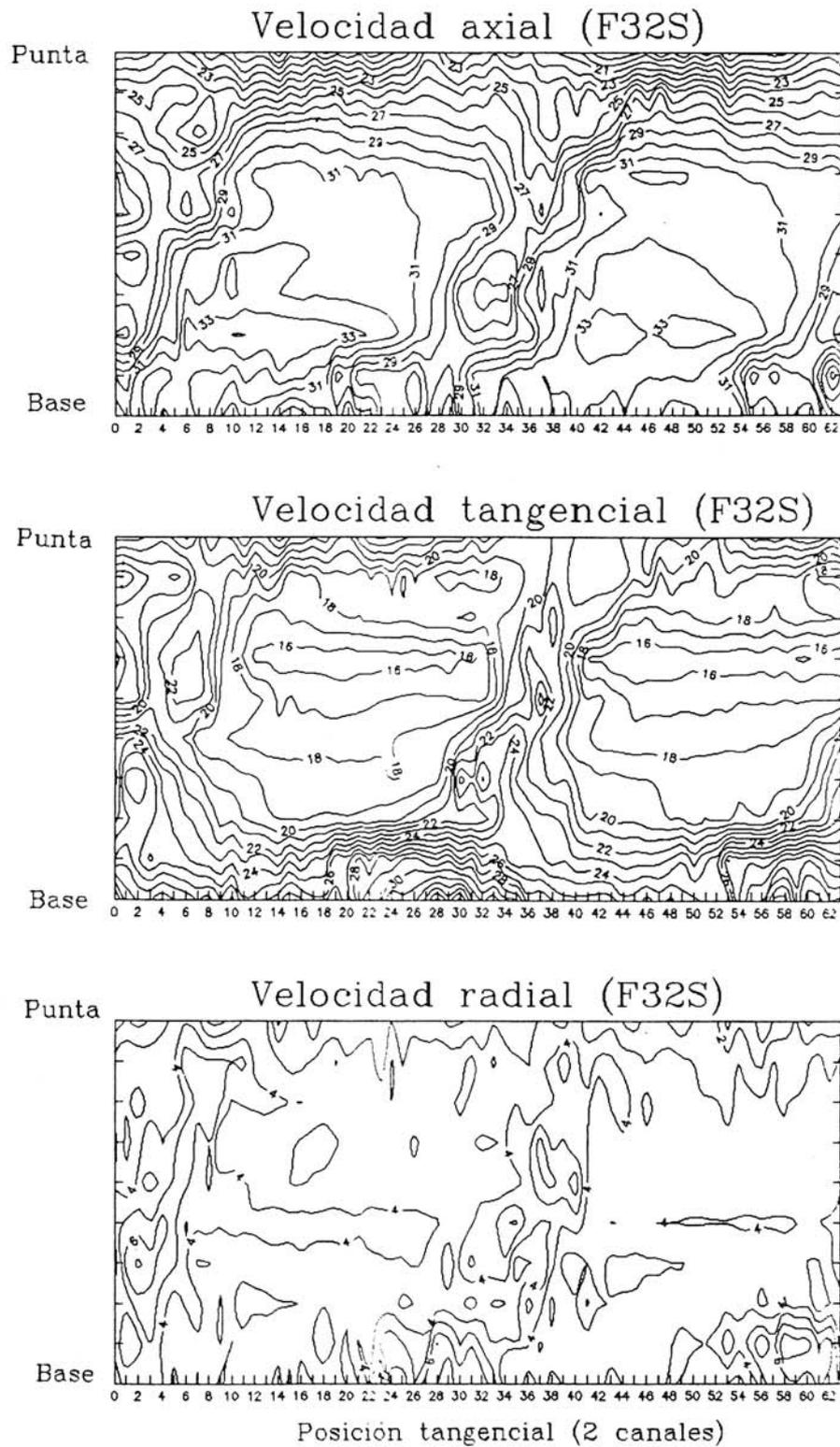


Figura 3.97. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F32).

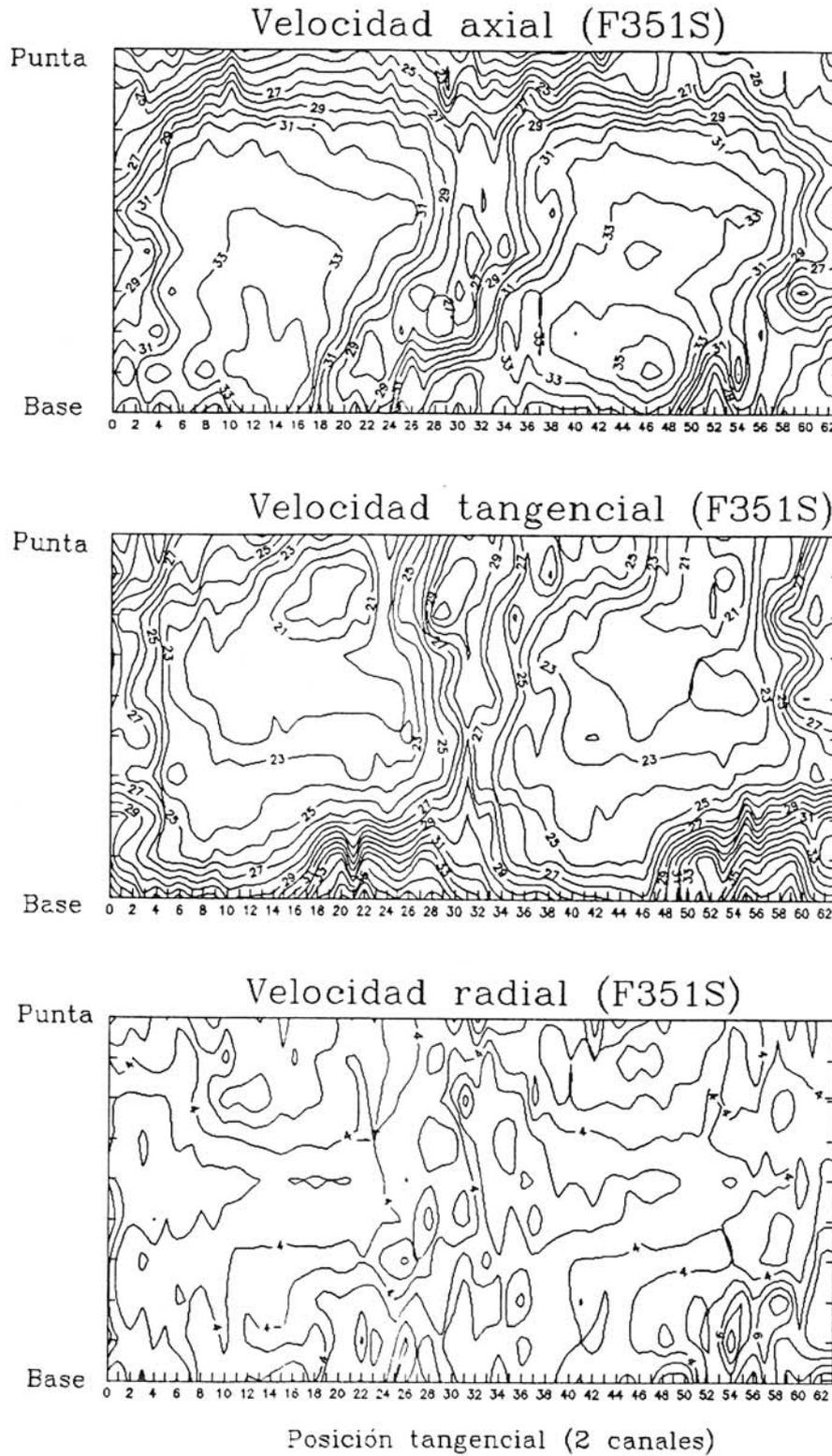


Figura 3.98. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F351).

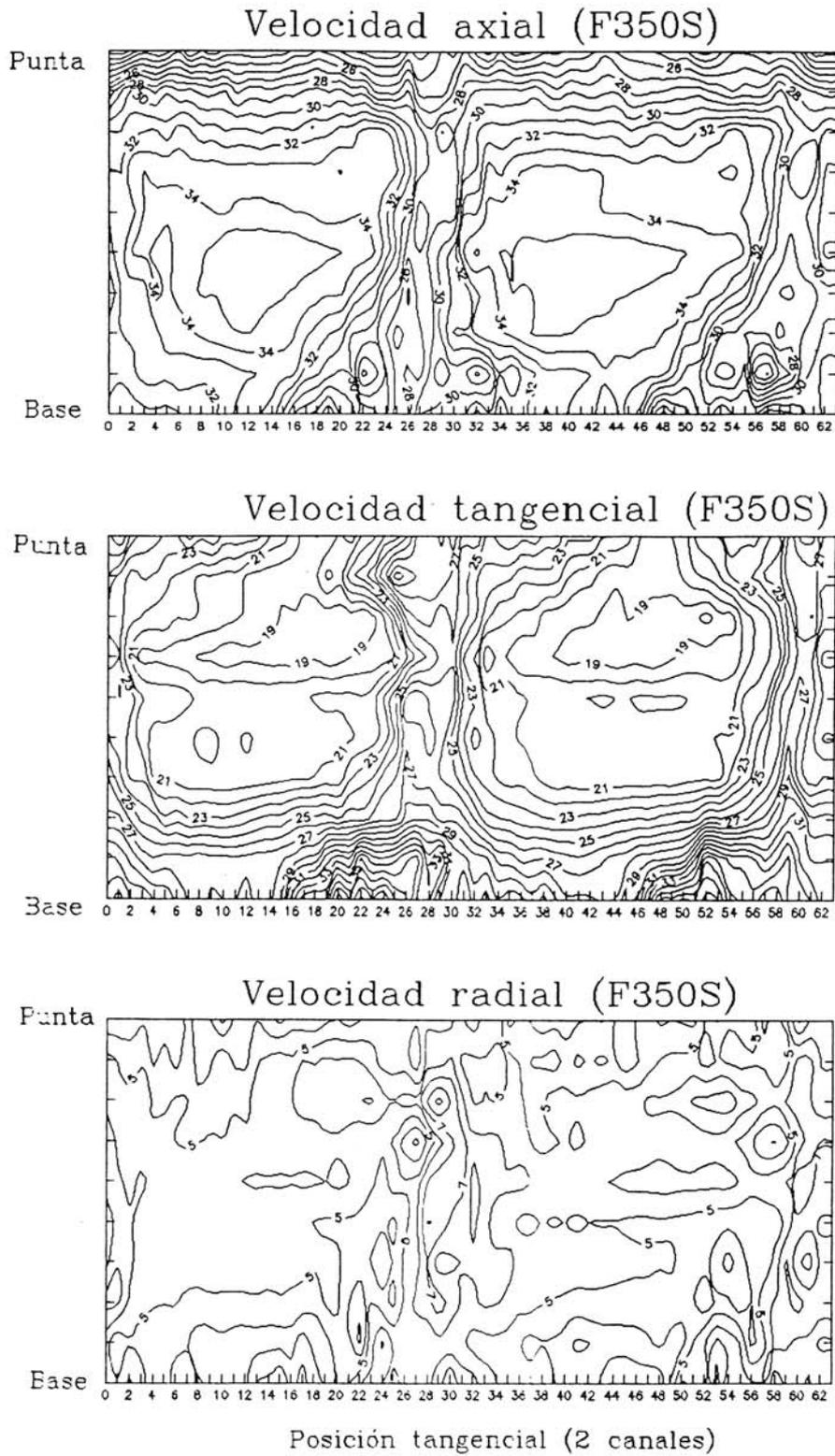


Figura 3.99. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F350).

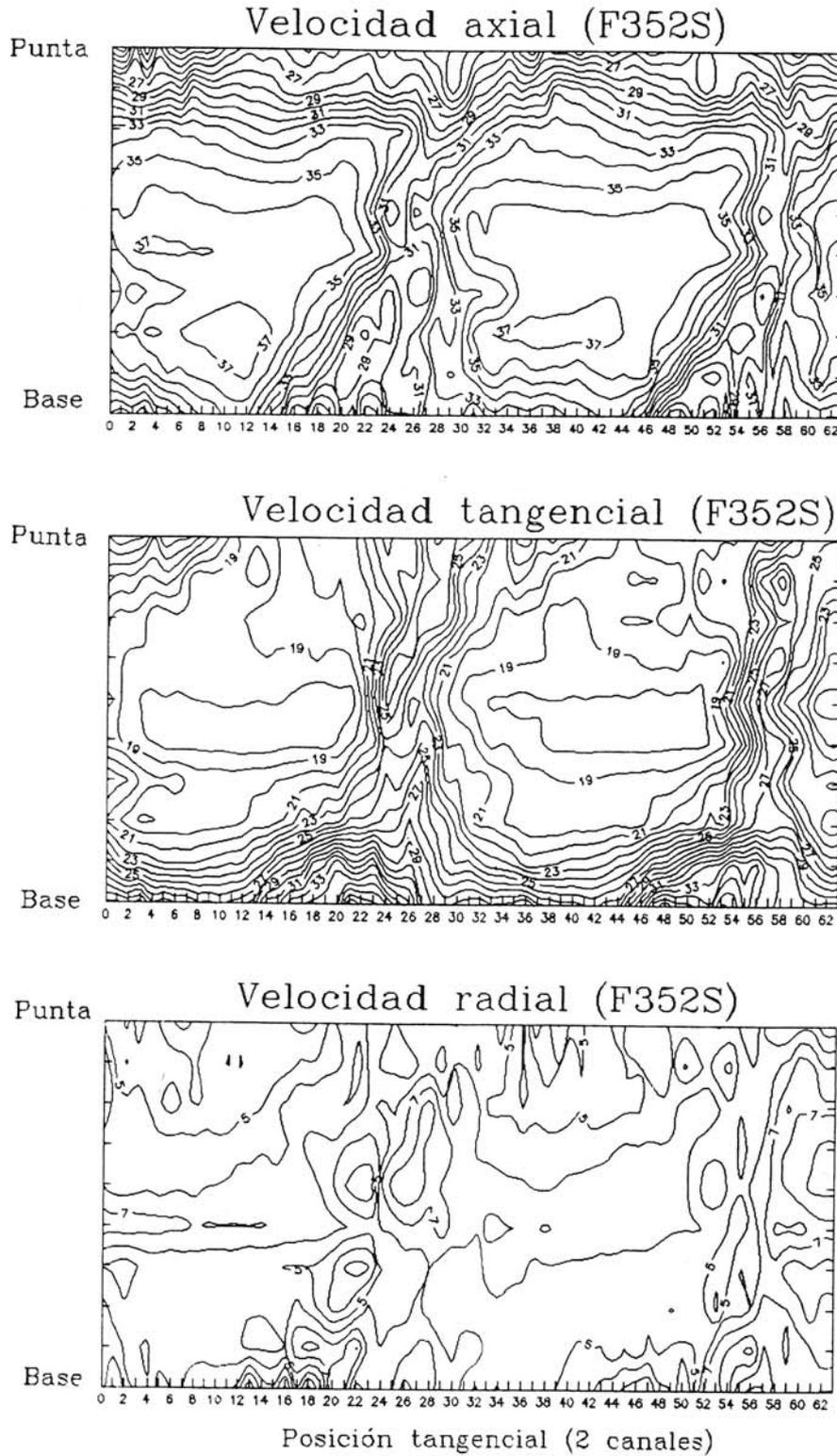


Figura 3.100. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F352).

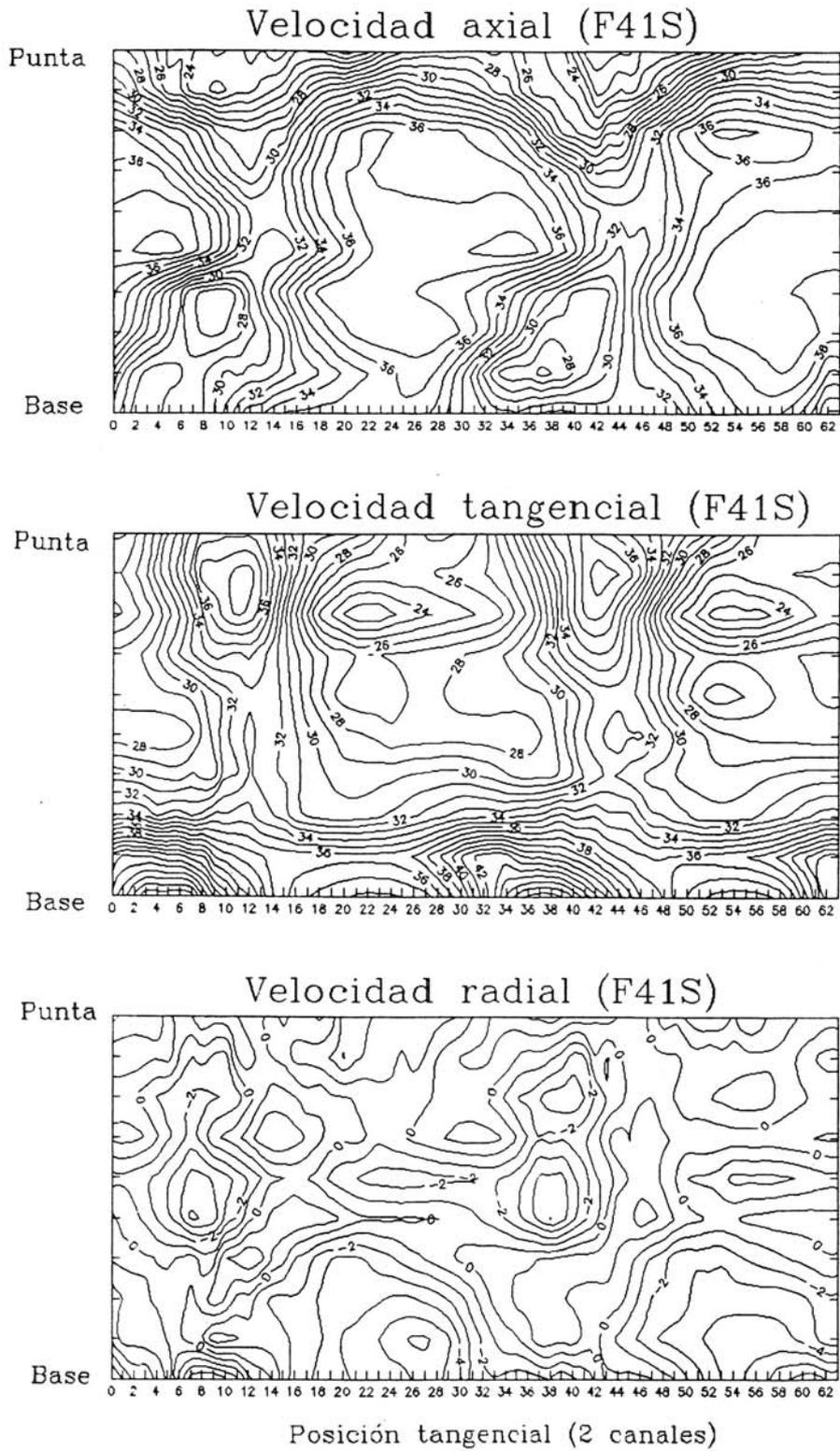


Figura 3.101. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F41).

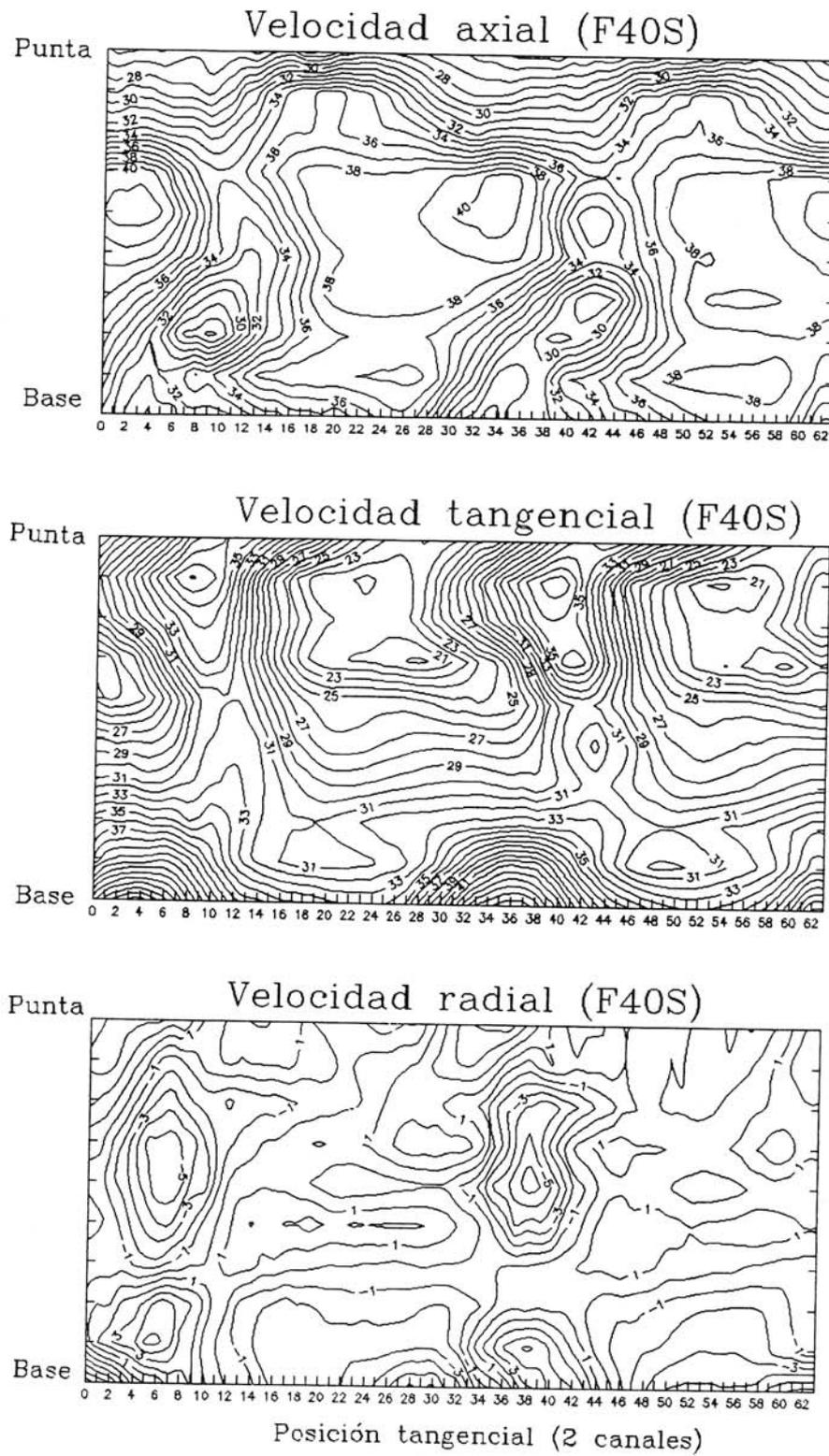


Figura 3.102. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F40).

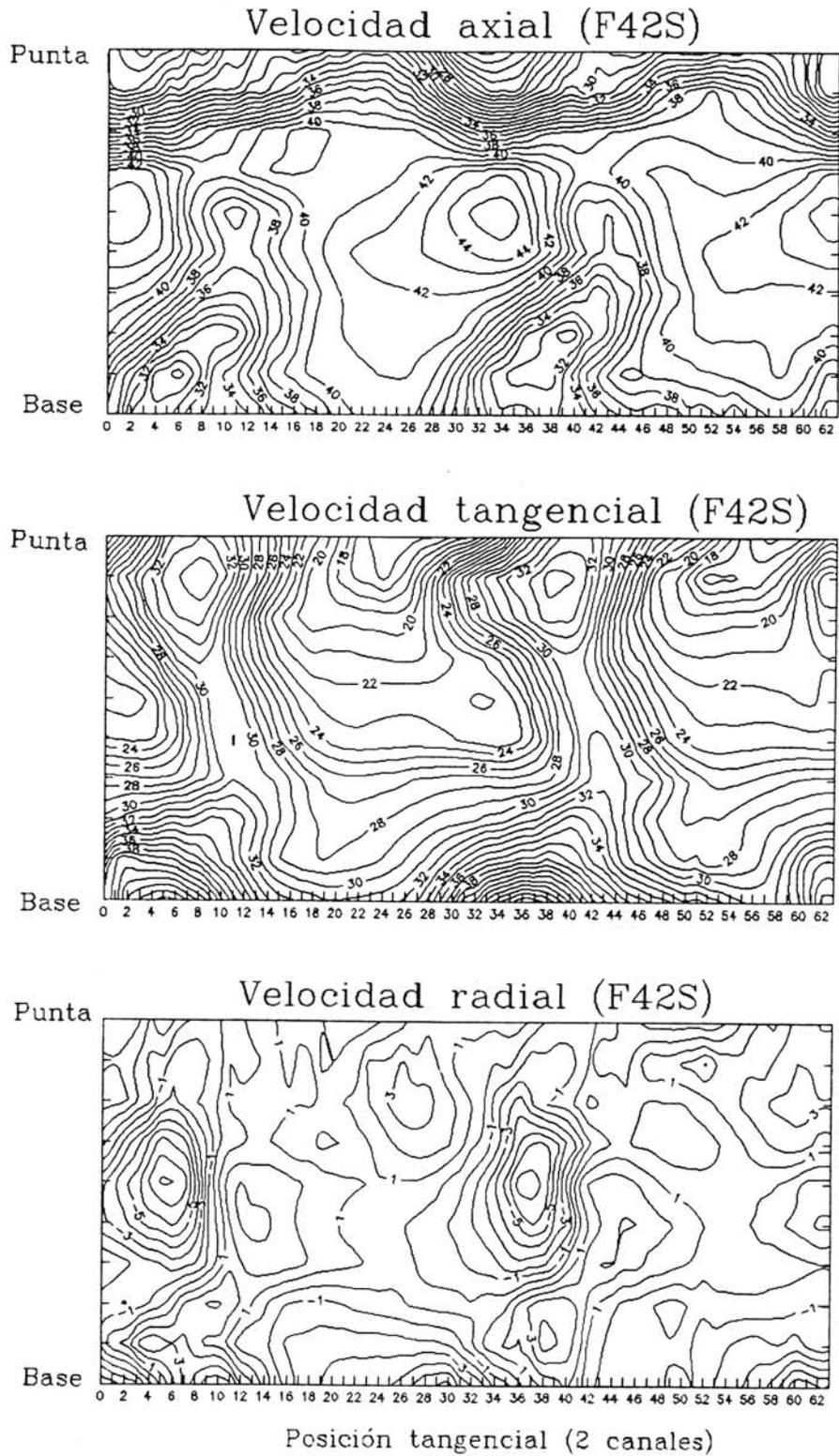


Figura 3.103. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F42).

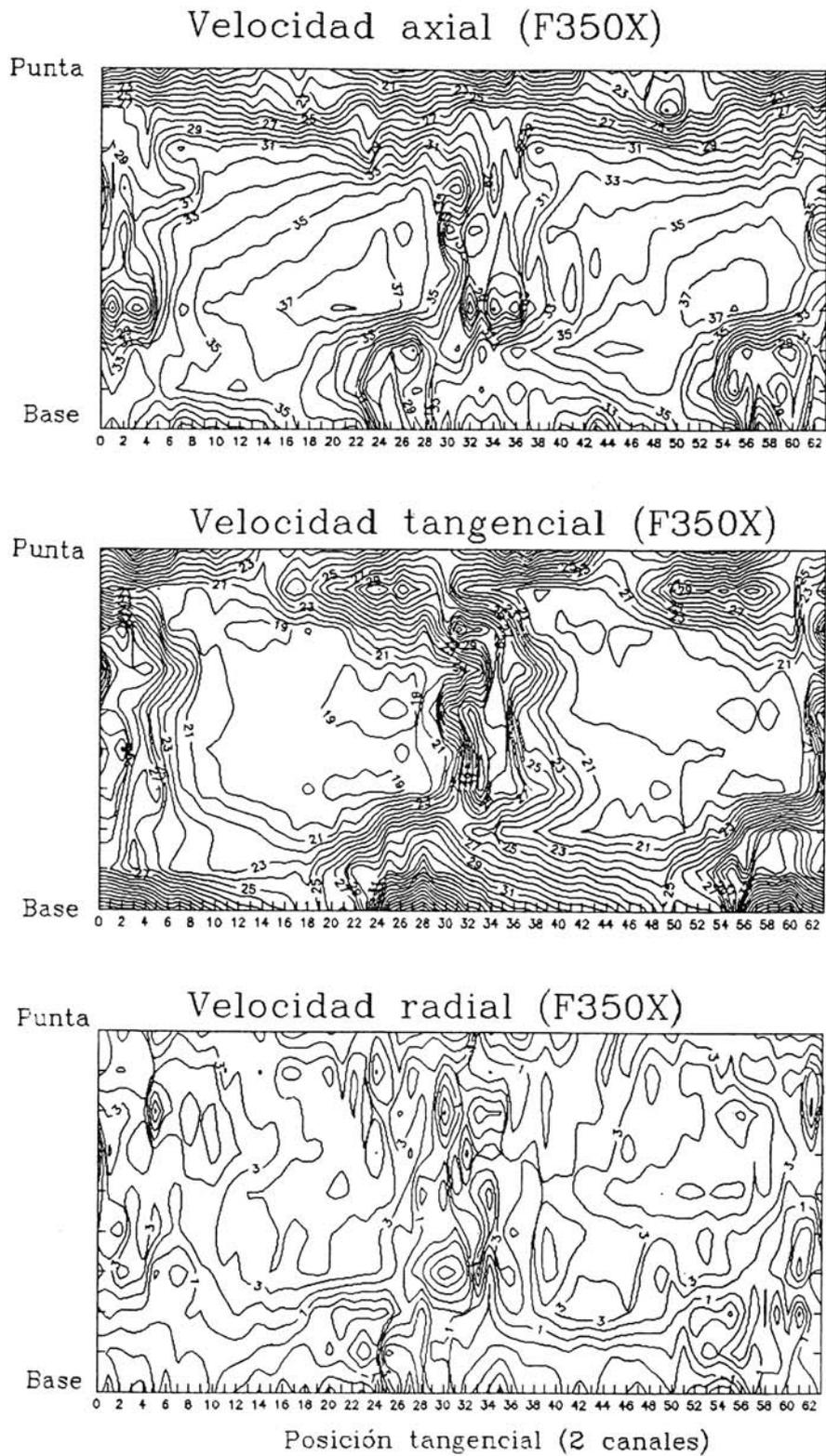


Figura 3.104. Mapas de iso-velocidad. (Geometría F350).

4. MODELO FÍSICO-MATEMÁTICO ADOPTADO.

4.1. HIPÓTESIS DE PARTIDA.

En el capítulo 2 se han analizado las características de los distintos métodos de cálculo. En este capítulo se procede a describir las hipótesis realizadas respecto al modelo de flujo y al método de resolución elegido.

Dadas las dificultades que supone la resolución de las ecuaciones de Navier-Stokes por la modelización de la turbulencia, por la gran capacidad de cálculo necesaria, por la complejidad de los esquemas de cálculo y por el gran refinamiento del mallado necesario en las zonas en las que la viscosidad desempeña un papel preponderante, es frecuente, particularmente en flujos en turbomáquinas, combinar el cálculo no viscoso resolviendo las ecuaciones de Euler con algún modelo de pérdidas; éste puede consistir en el cálculo de la capa límite y su interacción con el flujo no viscoso, o bien en la evaluación de las pérdidas mediante correlaciones basadas en estudios experimentales sobre cascadas de álabes.

Siguiendo la aproximación de Wu, se va a realizar el análisis del flujo en estado estacionario en un ventilador axial a partir de un método cuasi-tridimensional. Se han elegido 11 superficies de álabe a álabe distribuidas radialmente de forma que por cada tubo de corriente definido a partir de ellas fluya la misma porción del caudal total que en el resto. En cada una de estas secciones se resuelven las ecuaciones de Euler según un método de "time-marching" y una discretización por volúmenes finitos, teniendo en cuenta la variación del espesor del tubo de corriente. Una vez resuelto el flujo en estas secciones, se procede a imponer la condición de equilibrio radial a la salida del rodete. Esto provocará que varíen las condiciones de contorno en cada una de las secciones bidimensionales, concretamente de la velocidad axial y del espesor del tubo de corriente a la salida de cada sección. Por tanto, se recalcula el flujo en todas las secciones, repitiendo el proceso hasta obtener la convergencia deseada.

Para que las secciones de álabe a álabe puedan acomodarse a las variaciones que se

producirán como consecuencia del cálculo meridional es preciso que el espesor de los tubos de corriente asociados a cada sección pueda variar. Siendo invariable dicho espesor en la entrada y permitiendo su variación en la salida, se supondrá una variación lineal entre ambos valores.

4.2. SOLUCIÓN MERIDIONAL.

En el cálculo del flujo meridional en turbomáquinas se realizan habitualmente las siguientes hipótesis (Chauvin, 1977; Dixon, 1981; Smith, 1966; Vavra, 1974). En primer lugar, el flujo relativo en la entrada y en la salida de los álabes se considera estacionario, sin tener en cuenta las estelas no estacionarios de otros rodets previos o debidas a otros elementos de la instalación.

Muchos métodos de cálculo utilizan el concepto de las superficies de corriente S1 y S2, debido a Wu. Las superficies S1 son superficies de corriente que cortan a los álabes en la dirección tangencial; no necesariamente son superficies de revolución. Las superficies S2 son superficies meridionales que interseccionan con la carcasa de la máquina en la base y en la punta.

Una segunda hipótesis frecuentemente hecha es que el flujo es adiabático, y por tanto no existe transferencia de calor entre el fluido y el entorno, lo cual es verificado en el ventilador considerado. Esta hipótesis permite considerar como constantes las distintas propiedades del fluido.

Una hipótesis más restrictiva es suponer que el flujo es axisimétrico, lo cual significa que ninguna componente de velocidad ni propiedad del fluido varía en la dirección tangencial. Esto permite suponer que las superficies S1 son superficies de revolución y permite el uso de datos de cascadas rectas en el diseño de turbomáquinas.

Otra hipótesis es la de considerar el flujo promediado tangencialmente, en referencia al

flujo en cierta superficie S_2 ; esto significa que la velocidad y las propiedades en los puntos de esta superficie son promedios tangenciales de los valores entre álabe y álabe en el correspondiente radio y posición axial.

Las dos últimas hipótesis reducen la complejidad de cálculo del flujo meridional, pero también reducen la posibilidad de una predicción de la complejidad real del flujo.

Teniendo en cuenta estas consideraciones, se van a deducir las ecuaciones que expresan el equilibrio radial a partir de las ecuaciones de conservación de masa, de cantidad de movimiento y de energía, tridimensionales y no estacionarias.

- Deducción de las ecuaciones fundamentales en un sistema absoluto de referencia.

a) Ecuación de continuidad.

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \nabla(\bar{\rho} \bar{v}) = 0 \quad (4.1)$$

b) Ecuación de cantidad de movimiento.

$$\bar{\rho} \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \bar{\rho}(\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} = \bar{F} - \nabla p + \bar{F}_f \quad (4.2)$$

donde \mathbf{F} representa el campo exterior de fuerzas másicas y \mathbf{F}_f las fuerzas de fricción. Estas fuerzas de fricción son importantes en la capa límite pero pueden ser despreciadas en la mayor parte del flujo. Por otro lado, las fuerzas másicas pueden no ser consideradas en flujos en turbomáquinas; por tanto:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} = - \frac{\nabla p}{\bar{\rho}} \quad (4.3)$$

c) Ecuación de la energía.

Se expresa a partir del primer principio de la Termodinámica, considerando flujo

adiabático:

$$T \cdot dS = dh - \frac{dp}{\rho} \quad (4.4)$$

Utilizando la definición de la entalpía total \mathbf{H}

$$H = h + \frac{v^2}{2} \quad (4.5)$$

y utilizando la identidad

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + (\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} = \frac{\partial \bar{v}}{\partial t} + \nabla \left(\frac{\bar{v}^2}{2} \right) - \bar{v} \times (\nabla \times \bar{v}) \quad (4.6)$$

se puede reescribir la ecuación de cantidad de movimiento de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \bar{v}}{\partial t} - \bar{v} \times (\nabla \times \bar{v}) = T \cdot \nabla S - \nabla H \quad (4.7)$$

Con flujo estacionario, se obtiene

$$\bar{v} \times (\nabla \times \bar{v}) = \nabla H - T \cdot \nabla S \quad (4.8)$$

La componente radial de esta ecuación, expresada en coordenadas cilíndricas, toma la forma

$$\frac{\partial H}{\partial r} - T \cdot \frac{\partial S}{\partial r} = \frac{V_\theta}{r} \left[\frac{\partial(r \cdot V_\theta)}{\partial r} - \frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right] - V_z \left[\frac{\partial V_r}{\partial z} - \frac{\partial V_z}{\partial r} \right] \quad (4.9)$$

Si se considera el flujo axisimétrico y que las superficies de cálculo son superficies de radio constante, en las que se asume que no existe componente radial de la velocidad, la ecuación se convierte en

$$\frac{\partial H}{\partial r} - T \cdot \frac{\partial S}{\partial r} = V_\theta \cdot \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta^2}{r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} \quad (4.10)$$

Si se asume que la entropía no varía en la dirección radial, se tiene

$$\frac{\partial H}{\partial r} = V_{\theta} \cdot \frac{\partial V_{\theta}}{\partial r} + \frac{V_{\theta}^2}{r} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial r} \quad 11 \quad (4.11)$$

En el modelo de cálculo propuesto, esta ecuación se aplica en la salida del rodete del rodete. Dado que la solución bidimensional que se obtiene en cada sección permite conocer los triángulos de velocidades, se puede expresar la ecuación anterior en función de la velocidad y el ángulo de la corriente absoluta a la salida, α

$$\begin{aligned} V_z &= V \cdot \cos \alpha \\ V_{\theta} &= V \cdot \operatorname{sen} \alpha \end{aligned} \quad 12 \quad (4.12)$$

La ecuación anterior se convierte en

$$\frac{1}{2} \frac{d(V^2)}{dr} + \frac{V^2 \cdot \operatorname{sen}^2 \alpha}{r} = \frac{dH}{dr} \quad 13 \quad (4.13)$$

Esta ecuación puede ser integrada obteniéndose la solución siguiente

$$V^2 = \frac{V_m^2 + 2 \int_{r_m}^r \frac{dH}{dr} \cdot \left[e^{\int_{r_m}^r 2 \frac{\operatorname{sen}^2 \alpha}{r} dr} \right] dr}{e^{\int_{r_m}^r 2 \frac{\operatorname{sen}^2 \alpha}{r} dr}} \quad 14 \quad (4.14)$$

Siendo \mathbf{V}_m la velocidad absoluta en un radio de referencia r_m . Esta ecuación proporciona una distribución de velocidad absoluta a la salida del rodete en función de la distribución del ángulo absoluto de la corriente y del gradiente radial del trabajo obtenido a partir de los triángulos de velocidad.

Para determinar el valor de \mathbf{V}_m hay que imponerle a la distribución de velocidad obtenida que satisfaga la ecuación de continuidad

$$Q = \int_{R_B}^{R_P} V \cos \alpha \cdot 2 \pi r dr \quad 15 \quad (4.15)$$

Siendo Q el caudal de funcionamiento considerado y R_B y R_P los radios de base y punta del ventilador, respectivamente.

4.3. MÉTODO NO ESTACIONARIO.

Las ecuaciones de Euler en estado estacionario presentan un carácter elíptico-hiperbólico en función del valor del número de Mach. Por ello, en el caso de querer resolver estas ecuaciones en flujos con zonas subsónicas y transónicas hay que utilizar una técnica distinta en cada zona, no conociendo a priori dónde tiene lugar el paso de una zona a otra.

Por contra, las ecuaciones de Euler en su formulación no estacionaria tienen un carácter hiperbólico independientemente del número de Mach, dando origen a los métodos denominados "time-marching".

El principio de un método "time-marching" (Denton, 1974; Arts, 1982) es considerar la solución de un problema estacionario como la solución, después de un tiempo de cálculo suficientemente largo, de las ecuaciones no estacionarias que describen este problema.

La interpretación física podría ser la siguiente: el cálculo empieza a partir de una aproximación grosera de la solución final, considerada como una gran perturbación del flujo estacionario, y se desarrolla a partir de ciertas condiciones de contorno hasta alcanzar la convergencia. La ventaja de la aproximación no estacionaria es que mantiene el carácter hiperbólico de las ecuaciones para cualquier régimen, subsónico o supersónico. La desventaja es que requiere un largo tiempo de cálculo antes de alcanzar la convergencia.

Su utilización en la resolución de flujos en turbomáquinas está ligado a la utilización de métodos de diferencias finitas, pero sobre todo a la aparición del método de volúmenes finitos.

Este método no es de aplicación en situaciones en las que el número de Mach sea muy pequeño, como puede ser el caso de flujo en bombas o turbinas hidráulicas, en las que no existe ningún efecto de compresibilidad, y hay que recurrir a técnicas de pseudo-compresibilidad.

4.4. MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS.

4.4.1. Ecuaciones.

Las ecuaciones de conservación representan las leyes de conservación de la Naturaleza y son aplicadas a un volumen de control. Si V_0 es dicho volumen, que está fijo en el espacio, las ecuaciones simplemente expresan que el flujo de una determinada magnitud a través de las superficies del volumen de control es igual a la variación temporal de dicha magnitud dentro del volumen. La presión sobre las superficies debe considerarse equivalente a un flujo de cantidad de movimiento a su través. Si $d\mathbf{A}$ es el vector normal de un elemento de superficie del volumen de control, las ecuaciones se escriben en la siguiente forma

Continuidad:

$$\int_A \rho \bar{v} d\bar{A} = V_0 \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad 16 \quad (4.16)$$

Cantidad de movimiento:

$$\int_A [p d\bar{A} + \rho(\bar{v} d\bar{A})\bar{v}] = V_0 \frac{\partial(\rho\bar{v})}{\partial t} \quad 17 \quad (4.17)$$

Energía:

$$\int_A \rho(\bar{v} d\bar{A})H = V_0 \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} \quad 18 \quad (4.18)$$

siendo H la entalpía de estancamiento definida por

$$H = C_p T + \frac{1}{2} v^2 \quad 19 \quad (4.19)$$

y E la energía interna

$$E = C_v T + \frac{1}{2} v^2 \quad 20 \quad (4.20)$$

El conjunto de ecuaciones lo completa una ecuación de estado del fluido, que supuesto un gas perfecto, es

$$p = \rho R T \quad 21 \quad (4.21)$$

siendo R la constante del gas.

Así planteadas las ecuaciones, los valores de las variables en el primer miembro de las ecuaciones son evaluadas sobre las caras de los elementos mientras que los de las variables en la parte derecha son evaluados como valores medios dentro del elemento. Esta forma de plantear las ecuaciones se denomina formulación mediante volúmenes finitos.

Estas ecuaciones se plantean a menudo en forma diferencial relacionando los gradientes espaciales de las propiedades en un punto. En este caso, pueden escribirse:

Continuidad:

$$\Delta(\bar{\rho v}) = -\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} \quad 22 \quad (4.22)$$

Cantidad de movimiento:

$$\Delta p + \rho(\bar{v} \cdot \nabla) \bar{v} = -\frac{\partial(\bar{\rho v})}{\partial t} \quad 23 \quad (4.23)$$

Energía:

$$\Delta(\bar{\rho v H}) = - \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} \quad (4.24)$$

Estas ecuaciones pueden ser resueltas en forma integral o en forma diferencial. En forma integral, las propiedades del flujo son almacenadas en el centro de los elementos y los valores sobre los contornos necesarios para formar los flujos se hallan por interpolación. En forma diferencial, los gradientes se obtienen por aproximaciones en diferencias finitas en términos de los puntos vecinos.

No está aparentemente claro qué formulación es más correcta. De hecho, sobre un mallado uniforme, ambas son equivalentes. Sin embargo, sobre un mallado irregular la aproximación por volúmenes finitos tiene la ventaja de que como todos los flujos (de masa, cantidad de movimiento y energía) que atraviesan la frontera de un volumen entran en un volumen vecino, la conservación global de estas magnitudes está asegurada. Esto significa que en el estado estacionario el flujo másico que sale del dominio debe igualar al que entra, y la variación de cantidad de movimiento debe equilibrar la fuerza aplicada. Esta conservación global no se obtiene automáticamente con la formulación por diferencias finitas, especialmente sobre mallados muy irregulares, y puede llevar a grandes errores en el cálculo de flujos internos.

4.4.2. Elección del mallado.

Los cálculos de flujos en turbomáquinas son exigentes en cuanto al mallado a utilizar comparados con cálculos sobre perfiles aislados. Esto es debido a los grandes cambios en la dirección del flujo unido a la necesidad de satisfacer una condición de periodicidad aguas abajo y aguas arriba de los álabes. La periodicidad exige que todas las propiedades del flujo en puntos separados por el paso de la cascada sean idénticas, y esto es fácil si los puntos del mallado sobre los contornos periódicos superiores están desplazados un paso circunferencialmente de aquellos sobre los contornos inferiores. La elección natural para alcanzar este requisito es aquel mallado en el que las líneas están formadas por pseudo-líneas de corriente y por líneas de álabe a álabe. Este mallado, denominado de tipo **H**, presenta ciertas limitaciones en exactitud si los elementos están muy distorsionados, por lo que se han desarrollado otros tipos de mallado en los que la

intersección de ambas familias de líneas es casi ortogonal. Sin embargo, el uso de estos mallados introduce ciertas complicaciones para satisfacer la condición de periodicidad. En el modelo propuesto se utilizará el mallado tipo H.

En el apartado siguiente se describe detalladamente cómo ha sido aplicado este método para el cálculo del flujo bidimensional en una cascada de álabes.

4.5. MÉTODO DE RESOLUCIÓN DEL FLUJO BIDIMENSIONAL.

4.5.1. Ecuaciones básicas.

El sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales que se quiere resolver por un método de "time-marching" usando una discretización por volúmenes finitos es el sistema de ecuaciones de Euler, escrito en forma no estacionaria. Introduciendo las siguientes expresiones adimensionales:

$$\begin{aligned} \bar{x} &= \frac{x}{c} & \bar{y} &= \frac{y}{c} & \bar{t} &= \frac{t}{c} \sqrt{R \bar{T}_{01}} \\ \bar{p} &= \frac{p}{P_{01}} & \bar{\rho} &= \frac{\rho}{\rho_{01}} & \bar{T} &= \frac{T}{T_{01}} \\ \bar{e} &= \frac{e}{R \bar{T}_{01}} & \bar{E} &= \frac{E}{R \bar{T}_{01}} \end{aligned} \quad (4.25)$$

siendo \bar{c} la cuerda del álabe, se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones escrito en forma conservativa:

$$\frac{\partial \bar{\sigma}}{\partial \bar{t}} + \frac{\partial \bar{f}(\bar{\sigma})}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{g}(\bar{\sigma})}{\partial \bar{y}} = 0 \quad (4.26)$$

$$\bar{\sigma} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho E \end{pmatrix} \quad \bar{f}(\bar{\sigma}) = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho u v \\ \rho u \left(E + \frac{P}{\rho}\right) \end{pmatrix} \quad \bar{g}(\bar{\sigma}) = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho u v \\ \rho v^2 + p \\ \rho v \left(E + \frac{P}{\rho}\right) \end{pmatrix} \quad 27 \quad (4.27)$$

Las ecuaciones de estado del fluido son:

$$P = \rho T \quad 28 \quad (4.28)$$

$$E = \frac{T}{\gamma - 1} + \frac{u^2 + v^2}{2}$$

La expresión para la velocidad del sonido es:

$$a = \sqrt{\gamma T} \quad 29 \quad (4.29)$$

Estas ecuaciones expresan en forma diferencial las leyes de conservación de masa, cantidad de movimiento (en dirección axial y tangencial) y energía.

4.5.2. Discretización del dominio físico del flujo.

El dominio físico del flujo está representado en la figura 4.1. Está formado por dos álabes representativos de toda la cascada y se extiende aguas arriba y aguas abajo, en dirección paralela a la del flujo, sobre una distancia habitualmente igual a una dimensión característica de la cascada, como la cuerda o el paso. Las líneas AB, EF, CD y GH son contornos periódicos a lo largo de los cuales se debe verificar la periodicidad del flujo. Las líneas BC y GF son contornos impermeables a través de los cuales no puede existir transporte de masa y energía; el único término de transporte de cantidad de movimiento es debido a la presión estática ejercida sobre las caras de los álabes. Las líneas AE y DH son respectivamente la entrada y la salida del dominio.

El dominio numérico está representado en la figura 4.2. Está formado por varias pseudo-líneas de corriente y líneas álabe a álabe. Las pseudo-líneas de corriente están uniformemente espaciadas en la dirección tangencial, mientras que el espaciado de las líneas álabe a álabe decrece regularmente desde la entrada del dominio hasta el borde de la entrada del álabe y crece regularmente desde el borde de salida hasta la salida del dominio para limitar el tiempo de cálculo.

4.5.3. Descripción del esquema de cálculo.

Si S es el área de una superficie de control, ∂S el contorno de dicho elemento y n , con componentes n_x y n_y , la normal al contorno, la integración de las ecuaciones de Euler (4.26) sobre S , aplicando el teorema de Gauss a las derivadas espaciales, da la siguiente expresión:

$$S \cdot \frac{\partial \bar{\sigma}}{\partial t} = - \int_{\partial S} (\bar{f} n_x + \bar{g} n_y) d\bar{l} \quad (4.30)$$

Las variables del flujo permanecen constantes sobre la superficie de control considerada. Esta ecuación expresa matemáticamente la igualdad existente entre la variación de σ dentro de la superficie de control S y el transporte convectivo neto de σ a través del contorno ∂S de S . Como se usan elementos poligonales regulares, la integral sobre ∂S de los términos de transporte puede ser calculada como la suma de los flujos a través de los diferentes lados de la superficie de control.

La derivada temporal de la expresión anterior se discretiza mediante el esquema de la viscosidad corregida (Couston et al., 1975; Van Hove y Arts, 1979; Arts, 1982). En este esquema, el amortiguamiento inherente al uso de un esquema numérico de primer orden disminuye progresivamente a medida que el cálculo evoluciona. Este esquema muestra buenas cualidades de convergencia y estabilidad. La única desventaja es el largo tiempo de cálculo. Para el cálculo bidimensional en cascadas se obtiene la siguiente ecuación discretizada, donde i y j son los índices de la discretización espacial en la dirección axial y tangencial, y n el índice temporal:

$$\begin{aligned}
\bar{\sigma}_{i,j}^{n+1} = & \frac{\Delta t}{S} \Sigma(\text{términos de transporte}) + \\
& + \frac{I}{4} (\bar{\sigma}_{i-1,j}^{n+1} + \bar{\sigma}_{i+1,j}^n + \bar{\sigma}_{i,j-1}^n + \bar{\sigma}_{i,j+1}^n) + \quad 31 \\
& + \frac{\alpha}{4} (\bar{\sigma}_{i-1,j}^* + \bar{\sigma}_{i+1,j}^* + \bar{\sigma}_{i,j-1}^* + \bar{\sigma}_{i,j+1}^* - 4 \bar{\sigma}_{i,j}^*)
\end{aligned} \quad (4.31)$$

Los términos cuyo superíndice es un asterisco son calculados cada N_v iteraciones (se han adoptado 20). El esquema es estable según el criterio C.F.L., que será descrito posteriormente, y α es un coeficiente de viscosidad numérica, función del gradiente de densidad:

$$\alpha = AVC \left\{ 1 - \frac{|\rho_{i-1,j}^* + \rho_{i+1,j}^* + \rho_{i,j-1}^* + \rho_{i,j+1}^* - 4 \rho_{i,j}^*|}{4} \right\} \quad 32 \quad (4.32)$$

siendo AVC es un coeficiente numérico, ligeramente inferior a 1, escogido empíricamente.

El esquema presentado posee cierto carácter semi-implícito debido al término $\bar{\sigma}_{i-1,j}^{n+1}$. Esta modificación posee mejores propiedades de estabilidad y no introduce ninguna dificultad en el proceso de cálculo. Como el cálculo evoluciona desde la entrada hacia la salida, plano a plano, los valores de σ en el plano $\mathbf{i-1}$ en $\mathbf{t+\Delta t}$ son conocidos cuando se calcula σ en el nodo $(\mathbf{i,j})$.

La figura 4.3 representa una superficie de control típica ACDEGHA. El nodo $(\mathbf{i,j})$ está situado en el centro de la superficie y las incógnitas en dicho punto son calculadas a partir de los valores correspondientes en los nodos $(\mathbf{i-1,j})$, $(\mathbf{i,j+1})$, $(\mathbf{i,j-1})$ y $(\mathbf{i+1,j})$. Los diferentes parámetros geométricos están también definidos en dicha figura, donde las magnitudes $\Delta \mathbf{x}_i$, $\Delta \mathbf{y}_i$, $\Delta \mathbf{x}\mathbf{x}_i$, son valores absolutos y las magnitudes $\Delta \mathbf{x}\mathbf{y}_{i,j}$ son valores algebraicos.

A través del lado AC, sólo se considera transporte en dirección axial; el valor de este flujo entrante es uniforme a lo largo de AC e igual al valor en el nodo $(\mathbf{i-1,j})$. El mismo argumento se aplica a lo largo de EG: el valor de este flujo saliente se calcula en el nodo $(\mathbf{i+1,j})$. A través de los lados CDE y GHA, las dos componentes de los términos de transporte son consideradas. A través de CDE, los flujos son calculados como valores medios entre los nodos

situados a cada lado de CDE, (i,j) y $(i,j+1)$; dichos flujos se consideran uniformes a lo largo de CDE. En la dirección axial se observa un flujo entrante mientras que en la dirección tangencial se observa un flujo saliente. A través del lado GHA, los flujos se calculan como valores medios entre los nodos (i,j) y $(i,j-1)$; también se consideran uniformes a lo largo de GHA. La componente axial es un flujo saliente mientras la componente tangencial es un flujo entrante. La ecuación (4.31) se puede reescribir de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 \bar{\sigma}_{i,j}^{n+1} = & \frac{I}{4} (\bar{\sigma}_{i-1,j}^{n+1} + \bar{\sigma}_{i+1,j}^{n+1} + \bar{\sigma}_{i,j-1}^n + \bar{\sigma}_{i,j+1}^n) + \\
 & + \frac{\alpha}{4} (\bar{\sigma}_{i-1,j}^* + \bar{\sigma}_{i+1,j}^* + \bar{\sigma}_{i,j-1}^* + \bar{\sigma}_{i,j+1}^* - 4\bar{\sigma}_{i,j}^*) + \\
 & + \frac{\Delta t}{S} [\bar{f}_{i-1,j}^n \Delta y_{i-1} - \bar{f}_{i+1,j}^n \Delta y_{i+1} + \frac{I}{2} (\bar{f}_{i,j}^n + \bar{f}_{i,j+1}^n) \Delta xy_{i,j} - 34 \\
 & - \frac{I}{2} (\bar{f}_{i,j}^n + \bar{f}_{i,j-1}^n) \Delta xy_{i,j-1} + \frac{I}{2} (\bar{g}_{i,j}^n + \bar{g}_{i,j-1}^n) \Delta x_i - \\
 & - \frac{I}{2} (\bar{g}_{i,j}^n + \bar{g}_{i,j+1}^n) \Delta x_i] \quad (4.33)
 \end{aligned}$$

El área S se calcula como:

$$S = \frac{I}{2} [\Delta xx_{i-1} (\Delta y_{i-1} + \Delta y_i) + \Delta xx_i (\Delta y_i + \Delta y_{i+1})] \quad (4.34)$$

Cuando las incógnitas sobre la frontera periódica inferior (línea 1) deben ser calculadas, se usa el mismo procedimiento, aplicando la condición de periodicidad. Si hay JM pseudo-líneas de corriente, la superficie de control se obtiene desplazando la pseudo-línea de corriente JM-1 la distancia de un paso de álabe. El mismo procedimiento se aplica para la frontera periódica superior, pero desplazando la línea 2.

Para calcular las incógnitas sobre los álabes, se consideran elementos especiales, como el mostrado en la figura 4.4, que son la mitad de los elementos normales. A lo largo del lado ABC, la presión estática en B determina el único término de flujo. A través de los otros lados, el esquema de cálculo es el mismo que en el caso general; la ecuación se convierte en:

$$\begin{aligned}
\bar{\sigma}_{i,j}^{-n+1} = & \frac{\Delta t}{S} \Sigma(\text{términos de transporte}) + \\
& + \frac{1}{4} (\bar{\sigma}_{i-1,1}^{-n+1} + \bar{\sigma}_{i+1,1}^{-n} + 4 \bar{\sigma}_{i,2}^{-n} - 2 \bar{\sigma}_{i,3}^{-n}) + \quad 36 \\
& - \frac{\alpha}{4} (\bar{\sigma}_{i-1,1}^* + \bar{\sigma}_{i+1,1}^* + 4 \bar{\sigma}_{i,2}^* - 2 \bar{\sigma}_{i,3}^* - 4 \bar{\sigma}_{i,1}^*)
\end{aligned} \tag{4.35}$$

Para las incógnitas sobre la cara de presión, $J=JM$, se aplica el mismo procedimiento, pero esta vez se utilizan las líneas JM-1 y JM-2.

Para el cálculo de las incógnitas en el borde de entrada, se utiliza el elemento representado en la figura 4.5. A través de AD, los términos de transporte se calculan como valores medios entre los flujos en los nodos B y C. Sobre AB actúa únicamente el término de presión estática calculado como valor medio entre B y C. Sobre BE actúa el término de presión estática, calculado en el nodo B. A través de los otros lados del elemento, los flujos se calculan como en el caso general. En el borde de salida, se utiliza el elemento mostrado en la figura 4.6. y el cálculo se haría de la misma forma que en la entrada.

4.5.4. Definición de las condiciones de contorno.

4.5.4.1. Condiciones físicas.

Para tener el problema correctamente planteado, el sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales debe ser completado con un conjunto de condiciones a lo largo de los contornos del dominio numérico. A lo largo de los contornos AB, EF, CD y GH (figura 4.2), se debe verificar la condición de periodicidad: el transporte de masa, cantidad de movimiento y energía a través de AB es igual al correspondiente valor a través de EF. El mismo argumento se puede aplicar a través de CD y GH. A través de los contornos sólidos BC y FG se debe satisfacer la condición de impermeabilidad. Como el proceso de cálculo usa explícitamente los términos de transporte, esta condición se verificará imponiendo flujos nulos de masa y energía y considerando únicamente a la presión estática actuando sobre la cara de presión y la cara de succión, en el cálculo de los flujos de cantidad de movimiento.

El número de condiciones de contorno a aplicar en el plano de entrada AE y en el plano de salida DH se determina usando la teoría de las características. Se supone que estas condiciones son uniformes en la dirección tangencial; esta hipótesis es equivalente a anular todas las derivadas en esa dirección. En estas condiciones, el sistema de ecuaciones, escrito en forma cuasi-lineal queda:

$$\frac{\partial \bar{\sigma}}{\partial t} + A(\bar{\sigma}) \frac{\partial \bar{\sigma}}{\partial x} = 0 \quad 37 \quad (4.36)$$

$$\bar{\sigma} = \begin{pmatrix} \rho \\ u \\ v \\ T \end{pmatrix} \quad \bar{A}(\bar{\sigma}) = \begin{pmatrix} u & \rho & 0 & 0 \\ \frac{T}{\rho} & u & 0 & 1 \\ 0 & 0 & u & 0 \\ 0 & (\gamma - 1)T & 0 & u \end{pmatrix} \quad 38 \quad (4.37)$$

Los valores propios de $A(\bar{\sigma})$ 39 y los correspondientes vectores propios son:

$$\begin{aligned}
\lambda_1 = u \quad \lambda_2 = u \quad \lambda_3 = u + a \quad \lambda_4 = u - a \\
\bar{v}_1 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ -\frac{T}{\rho} \end{pmatrix} \quad \bar{v}_2 = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 1 \\ -\frac{T}{\rho} \end{pmatrix} \quad \bar{v}_3 = \begin{pmatrix} 1 \\ \frac{a}{\rho} \\ 0 \\ \frac{T}{\rho}(\gamma - 1) \end{pmatrix} \quad \bar{v}_4 = \begin{pmatrix} 1 \\ -\frac{a}{\rho} \\ 0 \\ \frac{T}{\rho}(\gamma - 1) \end{pmatrix} \quad 40 \quad (4.38)
\end{aligned}$$

siendo a la velocidad del sonido en el fluido.

El sistema de ecuaciones en derivadas parciales puede reemplazarse por un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias llamadas ecuaciones características. Se obtienen las siguientes ecuaciones, en las que s representa una coordenada curvilínea, medida a lo largo de las líneas características:

$$\begin{aligned}
\lambda_1 = u, \quad \frac{\gamma - 1}{\gamma \rho} \frac{d\rho}{ds} - \frac{du}{ds} - \frac{1}{a^2} \frac{dT}{ds} = 0 \\
\lambda_2 = u, \quad \frac{du}{ds} = 0 \\
\lambda_3 = u + a, \quad \frac{1}{\gamma \rho} \frac{d\rho}{ds} + \frac{1}{a} \frac{du}{ds} + \frac{1}{a^2} \frac{dT}{ds} = 0 \quad 41 \\
\lambda_4 = u - a, \quad \frac{1}{\gamma \rho} \frac{d\rho}{ds} - \frac{1}{a} \frac{du}{ds} + \frac{1}{a^2} \frac{dT}{ds} = 0 \\
\text{siendo } \frac{d}{ds} = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_j^2}} \left(\frac{\partial}{\partial t} + \lambda_j \frac{\partial}{\partial x} \right)
\end{aligned} \quad (4.39)$$

Las líneas características se muestran esquemáticamente en la figura 4.7. Si la componente axial de la velocidad es subsónica en el plano de entrada ($\mathbf{u} < \mathbf{a}$), tres líneas características que atraviesan dicho plano poseen pendiente positiva (\mathbf{u} , \mathbf{u} , $\mathbf{u} + \mathbf{a}$); la información transportada por dichas líneas llega de fuera del dominio numérico; esto quiere decir que hay que imponer tres condiciones de contorno. Si la componente axial es supersónica ($\mathbf{u} > \mathbf{a}$), la pendiente de la cuarta línea característica es también positiva y se deberán imponer cuatro condiciones de

contorno. En el plano de salida, se aplica el mismo argumento: la existencia de líneas características con pendiente negativa aportando información del exterior del dominio numérico implica la definición del mismo número de condiciones de contorno. Si la componente axial es subsónica ($\mathbf{u} < \mathbf{a}$), se impone una condición de contorno mientras que no se imponen condiciones cuando la componente axial es supersónica ($\mathbf{u} > \mathbf{a}$).

En lo que se refiere a estas condiciones, se realiza la siguiente elección, suponiendo una componente axial subsónica:

Plano de entrada:

- Presión total, \mathbf{P}_{01} .
- Temperatura total, \mathbf{T}_{01} .
- Ángulo de la corriente relativa, β_1 .

Plano de salida:

- Flujo másico.

Esta elección ha sido hecha teniendo en cuenta que es habitual que el ventilador aspire de un recinto en el que la presión y la temperatura sean conocidas, y además, dado un caudal de funcionamiento y una velocidad de rotación, se puede conocer inmediatamente la velocidad relativa a los álabes en la entrada, y su dirección. En lo que respecta a la salida, dado que en cada tubo de corriente se mantiene constante el flujo másico, y éste es impuesto, parece lógica la elección.

4.5.4.2. Condiciones numéricas.

Para resolver numéricamente el problema, esto es, para tener el mismo número de ecuaciones que de incógnitas, se necesita aplicar alguna condición de contorno adicional. Su elección tiene un papel decisivo en la estabilidad del proceso de cálculo (Arts, 1982).

Se han seleccionado las siguientes condiciones numéricas. En la entrada se aplica el esquema de viscosidad corregida para resolver la ecuación de conservación de cantidad de movimiento en la dirección axial en medio elemento bitrapezoidal en la entrada de la cascada. En el plano de salida se aplica la anterior condición más la aplicación del esquema de la viscosidad corregida para resolver la ecuación de continuidad y la ecuación de conservación de cantidad de movimiento en la dirección tangencial en medio elemento bitrapezoidal en la entrada de la cascada.

4.5.5. Criterio de estabilidad C.F.L.

El criterio C.F.L. (Courant-Friedrichs-Lewy, 1928) es una condición necesaria de estabilidad, según la cual, para un método explícito, el dominio físico de influencia de un nodo de la discretización debe estar dentro del dominio numérico de influencia de dicho nodo. En estas condiciones, cualquier perturbación que influya físicamente en este nodo, le influirá también numéricamente.

Se sabe que el sistema de ecuaciones en derivadas parciales que se trata de resolver es hiperbólico respecto al tiempo para cualquier régimen del flujo. El concepto de líneas características se puede extender a superficies características para un problema bidimensional. En general, un sistema hiperbólico de k ecuaciones posee k superficies características.

Considérese una perturbación que se origina en un punto Q en el instante t_0 (figura 4.8); la definición de una superficie característica establece que esa perturbación sólo puede ser percibida en instantes $t \geq t_0$ dentro de dicha superficie con vértice en Q . Por otro lado, para instantes $t \leq t_0$, Q sólo puede ser influenciado por perturbaciones originadas en la misma superficie característica. De este modo se generaliza el concepto de dominio físico de influencia y dependencia del punto Q . La intersección entre la superficie característica y el plano (x,y) en el instante t es una curva cerrada limitando la región influenciada por Q ($t_0 < t$) o la región que puede influir sobre Q ($t < t_0$).

El punto Q se calcula en función de los puntos A , B , C y D . Una perturbación originada en Q en el instante t_0 sólo puede alcanzar los puntos A , B , C y D en el instante $t_0 + \Delta t$. La superficie ABCD define el dominio influenciado numéricamente después de un paso temporal. En el caso de las ecuaciones de Euler, la superficie característica es un cono cuya intersección con el plano (x,y) en el instante $t_0 + \Delta t$ es un círculo con centro en Q' y radio $a \Delta t$ (Q' es la extremidad del vector velocidad en Q). Para verificar el criterio de estabilidad C.F.L., este círculo debe estar dentro del cuadrilátero ABCD.

En este caso, el criterio C.F.L. establece que:

$$(V + a) \frac{\Delta t}{\Delta l} \leq 1 \quad (4.40)$$

donde $V = \sqrt{u^2 + v^2}$ es el módulo de la velocidad en cada punto y Δl es la distancia más corta entre Q y los lados del cuadrilátero ABCD. Cuando el dominio computacional es ortogonal, con iguales incrementos en la discretización ($\Delta x = \Delta y$) se obtiene la expresión:

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{\sqrt{2} (V + a)} \quad (4.41)$$

Esta condición es válida para cualquier dirección del flujo. La construcción del mallado de cálculo implica que la dirección del flujo está casi alineada con las pseudo-líneas de corriente. Esta situación puede permitir un mayor paso temporal (figura 4.9).

4.6. VALIDACIÓN DEL MODELO NO VISCOSO BIDIMENSIONAL.

El método utilizado para la resolución del flujo bidimensional ha sido ampliamente utilizado para el cálculo del flujo en cascadas de álabes de turbomáquinas. Dado que resuelve las ecuaciones de Euler, sin tener en cuenta efectos viscosos, las soluciones obtenidas se aproximarán más al flujo real en cascadas de turbinas en las que el flujo es acelerado y la capa límite ocupa una pequeña zona próxima a los álabes.

En la figura 4.10 se muestra una cascada de álabes de la tobera de una turbina, y en la figura 4.11 se muestra la comparación entre los resultados experimentales (Sieverding, 1973) y los resultados numéricos para un número de Mach igual a 1 en la salida de la tobera.

En cascadas de compresores, la difusión que tiene lugar hace que la capa límite ocupe una mayor extensión en el canal de paso y produce una mayor desviación del flujo real que en el flujo modelizado. Se ha aplicado el modelo bidimensional a varias geometrías de cascada de compresor de la familia NACA 65 variando distintos parámetros. Las geometrías utilizadas han sido las siguientes (figuras 4.12, 4.13 y 4.14):

Geometría	G11A	G12A	G2B
Cámbor	1.2	1.2	1.2
Ángulo de entrada	30°	30°	45°
Ángulo de ataque	13.1°	23.1°	16.5°
Ángulo de calado	16.9°	6.9°	28.5°
Solidez	1.25	1.25	1.00
Cuerda	127 mm	127 mm	76 mm
N° de Mach en la entrada	0.11	0.11	0.36

Las figuras 4.15, 4.16 y 4.17 muestran las distribuciones de velocidad sobre las caras de

los perfiles tanto numéricas como experimentales (Herrig et al., 1957; Briggs, 1952), observándose una buena correlación entre ambos conjuntos de datos, salvo en la zona próxima al borde de ataque del perfil en el que los datos numéricos presentan valores superiores a los experimentales así como ciertas oscilaciones. Esta discrepancia se debe posiblemente a que el mallado utilizado no es capaz de adaptarse correctamente a las variaciones de la geometría del perfil en esa zona, y por tanto a los gradientes de las propiedades del flujo.

En cuanto al ángulo de salida de la corriente, se tienen los siguientes valores:

Geometría	G11A	G12A	G2B
Ángulo β_2 numérico	3.8°	-8.5°	18.0°
Ángulo β_2 experimental	7.3°	-2.0°	23.4°

Se observa en todos los casos una menor desviación de la corriente, o lo que es lo mismo, un mejor guiado del flujo. Este hecho parece lógico pues en la simulación numérica no existe una capa límite ni estela que pueda desviar la corriente.

En la geometría G12A se observa la mayor diferencia entre los ángulos de salida numérico y experimental. Esto se justifica en el hecho de que en esta geometría se tiene un mayor ángulo de ataque, lo cual provoca una mayor desviación del flujo real. En cuanto a la diferencia existente entre las geometrías G11A y G2B, cuyo ángulo de ataque es similar, se puede justificar en la diferencia de solidez por la cual, en el caso G11A, cuya solidez es mayor, se produce un mejor guiado del flujo real, reduciendo la desviación respecto al valor calculado teóricamente.

4.7. CORRECCIÓN A CUASI-TRIDIMENSIONAL.

En el cálculo bidimensional de cascadas de álabes, se ha admitido que el espesor de los tubos de corriente debía permanecer constante en la geometría considerada. Esto no es cierto si las máquinas están poco cargadas, lo cual implica una baja relación de cubo. A fin de mejorar la modelización del flujo real, se va a introducir un nuevo parámetro, que es la variación axial del espesor del tubo de corriente. Este tipo de flujos se denominan cuasi-tridimensionales ya que, teniendo en cuenta efectos geométricos tridimensionales, únicamente consideran las componentes axial y tangencial de la velocidad; la componente radial, así como todos los gradientes radiales, permanecen nulos. Asimismo, se sigue admitiendo que el flujo se desarrolla sobre superficies axisimétricas.

El sistema de ecuaciones debe ser modificado para utilizar esta aproximación cuasi-tridimensional. Un término suplementario, proveniente de las fuerzas de presión actuantes sobre las paredes del tubo de corriente aparece en la ecuación de conservación de movimiento en dirección axial (4.18); las contribuciones en la dirección perpendicular al plano del flujo principal se equilibran mutuamente. Igualmente se tiene en cuenta en el cálculo de los diferentes flujos de la variable Δr , que representa el espesor local del tubo de corriente.

La ecuación que resulta de la integración sobre el volumen de control del sistema de ecuaciones diferenciales, se convierte en:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{\Delta V} \int_{\partial s} (\rho u n_x + \rho v n_y) \Delta r dl = 0 \quad (4.42)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{1}{\Delta V} \left\{ \int_{\partial s} [(\rho u^2 + p)n_x + \rho uv n_y] \Delta r dl + 2 \int_{S_c} p n_x dS \right\} = 0 \quad (4.43)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{1}{\Delta V} \int_{\partial s} [\rho uv n_x + (\rho v^2 + p)n_y] \Delta r dl = 0 \quad (4.44)$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{1}{\Delta V} \int_{\partial s} [\rho u(E + \frac{P}{\rho})n_x + \rho v(E + \frac{P}{\rho})n_y] \Delta r dl = 0 \quad (4.45)$$

donde ΔV es volumen de un elemento, ∂s la superficie lateral del elemento y S_c la superficie superior (e inferior) del elemento.

El dominio físico del flujo se discretiza mediante los elementos bitrapezoidales ya descritos a los cuales se superpone un espesor del tubo de corriente. Se obtienen así volúmenes de control como los mostrados en la figura 4.19, en la que se ha representado la posición de los diferentes nodos que intervienen en el cálculo de las incógnitas del flujo en el interior de uno de esos volúmenes elementales.

Las ecuaciones anteriores son discretizadas mediante la versión semi-implícita del esquema de la viscosidad corregida. Los diferentes casos ya descritos que se podían presentar permanecen válidos para esta aplicación. La única modificación proviene del cálculo de las diferentes superficies del elemento: hay que tener en cuenta el espesor local Δr del tubo de corriente. Asimismo, hay que tenerlo en cuenta para calcular el volumen del elemento V , que, por ejemplo, tiene la siguiente expresión:

$$V = \frac{1}{6} \{ [(2\Delta r_{i-1} + \Delta r_i) \Delta y_{i-1} + (2\Delta r_i + \Delta r_{i-1}) \Delta y_i] \Delta x x_i + 49 \quad (4.46)$$

$$+ [(2\Delta r_i + \Delta r_{i+1}) \Delta y_i + (2\Delta r_{i+1} + \Delta r_i) \Delta y_{i+1}] \Delta x x_{i+1} \}$$

Los distintos parámetros geométricos utilizados son definidos en la figura 4.19.

El número y la naturaleza de las condiciones de contorno a aplicar a lo largo de las diferentes fronteras del dominio numérico se determinan según los principios ya expuestos. Asimismo, es de aplicación lo ya comentado acerca de la estabilidad del proceso numérico.

Este método se ha aplicado al cálculo del flujo en una cascada de álabes, mostrada en la figura 4.20, cuyas características son las siguientes:

Cámber	0.915
Ángulo de entrada	64.1°
Ángulo de ataque	12°
Ángulo de calado	52.1°
Solidez	0.78
Cuerda	149.6 mm
Nº de Mach en la entrada	0.26

En la figura 4.21 se representa la variación del ángulo relativo de la corriente a la salida de la cascada. Se observa que si el espesor del tubo de corriente disminuye entre la entrada y la salida, se produce un mayor guiado de la corriente así como una aceleración del flujo, y viceversa.

4.8. MODELO DE CAPA LÍMITE.

Para calcular el crecimiento de la capa límite a lo largo de la superficie de un álabe, se deben considerar las siguientes regiones:

- Capa límite laminar
- Zona de transición
- Capa límite turbulenta
- Estela y posibles zonas de separación

No se abordará el cálculo de las zonas de separación; únicamente se predecirá su aparición. Asimismo, la zona de transición se tratará como un simple punto cuya posición se predice mediante el criterio de Michel.

La capa límite laminar se calcula mediante el método de Thwaites y la capa límite turbulenta mediante el método de Head. Ambos métodos, cuya elección se ha basado en su fácil implementación y en su validez para este tipo de aplicaciones, se describen a continuación.

4.8.1. Método de Thwaites para capa límite laminar.

Como la mayor parte de los métodos de cálculo de la capa límite, Thwaites (1949) utiliza la forma integral de la ecuación de cantidad de movimiento a lo largo del contorno del cuerpo sobre el que se desarrolla la capa límite

$$\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta}{U_e}(2 + H)\frac{dU_e}{dx} = \frac{C_f}{2} \quad (4.47)$$

siendo θ el espesor de cantidad de movimiento, U_e la velocidad de la corriente exterior a la capa límite, $H = \delta^*/\theta$ el factor de forma del perfil de velocidades de la capa límite, δ^* el espesor de desplazamiento y C_f el coeficiente de fricción definido por

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho U_e^2} \quad 51 \quad (4.48)$$

siendo τ_w la tensión cortante en la superficie sólida

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \quad 52 \quad (4.49)$$

Multiplicando la ecuación integral de cantidad de movimiento por el número de Reynolds basado en el espesor de cantidad de movimiento

$$Re_\theta = \frac{\rho U_e \theta}{\mu} \quad 53 \quad (4.50)$$

se obtiene la siguiente expresión

$$\frac{\rho U_e \theta}{\mu} \frac{d\theta}{dx} + \frac{\rho \theta^2}{\mu} (2 + H) \frac{dU_e}{dx} = L \quad 54 \quad (4.51)$$

$$L = \frac{Re_\theta C_f}{2} \quad 55 \quad (4.52)$$

Thwaites definió un gradiente de presión adimensional

$$\lambda = \frac{\rho \theta^2}{\mu} \frac{dU_e}{dx} \quad 56 \quad (4.53)$$

Reescribiendo la ecuación anterior:

$$\frac{\rho U_e}{\mu} \frac{d\theta^2}{dx} = 2 [L - (2 + H)\lambda] \quad 57 \quad (4.54)$$

Ajustando datos experimentales, Thwaites encontró la siguiente aproximación para el miembro derecho de la ecuación anterior

$$2[L - (2 + H)\lambda] \approx 0.45 - 6\lambda \quad 58 \quad (4.55)$$

Sustituyendo

$$\frac{\rho U_e}{\mu} \frac{d\theta^2}{dx} = 0.45 - 6 \frac{\rho \theta^2}{\mu} \frac{dU_e}{dx} \quad 59 \quad (4.56)$$

Operando y multiplicando por U_e^5 60

$$\frac{\rho}{\mu} \left(U_e^6 \frac{d\theta^2}{dx} + 6\theta^2 U_e^5 \frac{dU_e}{dx} \right) = \frac{\rho}{\mu} \frac{d(\theta^2 U_e^6)}{dx} = 0.45 U_e^5 \quad 61 \quad (4.57)$$

Por tanto, para cualquier distribución $U_e(\mathbf{x})$ y un valor inicial de θ , $\theta(\mathbf{x})$ puede ser determinado por integración de una ecuación diferencial ordinaria de primer orden.

Una vez calculado θ , λ puede ser calculado, y a partir de este valor los de $L(\lambda)$ y $H(\lambda)$ a partir de las correlaciones de Cebeci y Bradshaw (Cousteix, 1988, 1989):

$$\begin{aligned} L(\lambda) &= 0.22 + 1.57\lambda - 1.8\lambda^2 \quad \text{para } 0 < \lambda < 0.1 \\ L(\lambda) &= 0.22 + 1.402\lambda + \frac{0.018\lambda}{\lambda + 0.107} \quad \text{para } -0.1 < \lambda < 0 \\ H(\lambda) &= 2.61 - 3.75\lambda + 5.24\lambda^2 \quad \text{para } 0 < \lambda < 0.1 \\ H(\lambda) &= 2.088 + \frac{0.0731}{\lambda + 0.14} \quad \text{para } -0.1 < \lambda < 0 \end{aligned} \quad 62 \quad (4.58)$$

Como este método requiere la solución de una ecuación diferencial ordinaria, necesita una condición inicial para iniciar los cálculos. Esta condición es el valor del espesor de cantidad de movimiento en el punto de estancamiento. La velocidad de un fluido ideal en un punto de estancamiento es generalmente analítica y puede ser expresada en una serie de potencias en ese punto. Ya que x es medida a lo largo de la superficie a partir del punto de estancamiento, cerca del origen se tiene

$$U_e(x) = \frac{dU}{dx}(0)x + \frac{1}{2} \frac{d^2U_e}{dx^2}(0)x^2 + \dots = \dot{U}_0 x \quad (4.59)$$

siendo \dot{U}_0 el gradiente de velocidad en el punto de estancamiento.

Sustituyendo en se tiene

$$\frac{\rho}{\mu} \frac{d}{dx} (\dot{U}_0^6 x^6 \theta^2) = 0.45 \dot{U}_0^5 x^5 \quad (4.60)$$

que puede integrarse para dar

$$\frac{\rho}{\mu} \dot{U}_0^6 x^6 \theta^2 = 0.075 \dot{U}_0^5 x^6 + cte \quad (4.61)$$

4.8.2. Método de Head para capa límite turbulenta.

El método de Head (1960) se basa en el concepto de la velocidad de penetración. Si $\delta(x)$ es el espesor de la capa límite, el caudal entrante en la capa límite en x es

$$Q(x) = \int_0^{\delta(x)} u \, dy \quad (4.62)$$

La velocidad de penetración E es la variación de dicho caudal con x

$$E = \frac{dQ}{dx} \quad 68 \quad (4.63)$$

El espesor de desplazamiento se define como

$$\delta^*(x) = \int_0^{+\infty} \left(1 - \frac{u(x, y)}{U_e(x)}\right) dy \quad 69 \quad (4.64)$$

que combinado con la ecuación inicial da

$$\delta^* = \delta - \frac{Q}{U_e} \quad 70 \quad (4.65)$$

entonces

$$E = \frac{d}{dx} (U_e (\delta - \delta^*)) \quad 71 \quad (4.66)$$

Definiendo

$$H_1 = \frac{\delta - \delta^*}{\theta} \quad 72 \quad (4.67)$$

La ecuación se convierte en

$$E = \frac{d}{dx} (U_e \theta H_1) \quad 73 \quad (4.68)$$

Head supuso que la velocidad de penetración adimensional E/U_e depende sólo de H_1 y

que H_1 es función del factor de forma $H = \delta^*/\theta$. Cebeci y Bradshaw ajustaron datos experimentales y obtuvieron las siguientes correlaciones

$$\frac{1}{U_e} \frac{d}{dx} (U_e \theta H_1) = 0.0306 (H_1 - 3)^{-0.6169} \quad 74 \quad (4.69)$$

$$\begin{aligned} H_1 &= 3.3 + 0.8234 (H - 1.1)^{-1.287} \quad \text{para } H \leq 1.6 \quad 75 \\ H_1 &= 3.3 + 1.5501 (H - 0.6778)^{-3.064} \quad \text{para } H > 1.6 \end{aligned} \quad (4.70)$$

De nuevo, Head utiliza la ecuación integral de cantidad de movimiento

$$\frac{d\theta}{dx} + \frac{\theta}{U_e} (2 + H) \frac{dU_e}{dx} = \frac{C_f}{2} \quad 76 \quad (4.71)$$

que junto con las ecuaciones anteriores representa tres ecuaciones con las incógnitas θ , H , H_1 y C_f . Head completa el conjunto con la ley de Ludwig-Tillman para el coeficiente de fricción

$$C_f = 0.246 \cdot 10^{-0.678 H} \cdot Re_\theta^{-0.268} \quad 77 \quad (4.72)$$

deducida ajustando datos disponibles de estudios experimentales con una fórmula en forma de productos $f(H) \cdot g(Re)$.

4.8.3. Transición de capa límite laminar a turbulenta.

En general, el flujo a lo largo de un álabe presenta un carácter laminar a partir del punto de estancamiento y, salvo que se separe, se convierte en inestable y se inicia la transición a flujo turbulento. La transición comienza en un valor particular del número de Reynolds basado en la distancia x desde el punto de estancamiento, Re_x .

El valor del número de Reynolds de transición depende de muchos factores. Entre los factores más importantes están el gradiente de presión impuesto en la capa límite por el flujo no

viscoso, la rugosidad, la turbulencia de la corriente exterior, etc. El Re_x en la transición es reducido por la rugosidad superficial y por un valor positivo de gradiente de presión.

Para flujos incompresibles sin transferencia de calor, Michel (1951) examinó una variedad de datos y concluyó que la transición debería empezar cuando

$$Re_{\theta} > 1.1174 \left(1 + \frac{22400}{Re_x}\right) Re_x^{0.46} 78 \quad (4.73)$$

Esta fórmula tiene en cuenta el efecto del gradiente de presión, pues tiene en cuenta el valor local del espesor de cantidad de movimiento que depende (según se observa en la ecuación integral de cantidad de movimiento) de la variación de la velocidad exterior con la posición, pero no permite tener en cuenta el efecto de la rugosidad.

Como se mencionó previamente, se asume que la transición tiene lugar en un punto, es decir, que la transición de capa límite laminar a turbulenta es instantánea. Para poder iniciar el método de Head, se requieren valores iniciales de θ , H y C_f . El método de Thwaites puede dar valores de dichas variables hasta la transición, pero H y C_f cambian tan radicalmente durante la transición que sólo el valor de θ puede ser tomado del cálculo laminar para iniciar la zona turbulenta. El valor inicial de H es supuesto, pues en capa límite turbulenta el factor de forma varía dentro de un estrecho margen. Con un suave gradiente de presión oscila entre 1.3 y 1.4 y en general no excede el valor 1.6. Además se ha comprobado en la ejecución del programa que los parámetros aguas abajo del punto de transición olvidan rápidamente el valor inicial.

4.8.4. Separación.

En este trabajo únicamente se aborda la predicción de la separación, no de su cálculo.

Separación laminar: el hecho bien conocido de que la tensión tangencial en la pared es nula en el punto de separación puede ser utilizado en el método de Thwaites para predecir la

posición de inicio de la separación.

Por tanto, en separación $\tau_w=0$; o sea $C_f=0$ y de la ecuación (4.52) se ve que $L=0$. De acuerdo con las correlaciones, L es cero cuando $\lambda=-0.0842$.

Separación turbulenta: desafortunadamente un criterio similar no es posible en el método de Head pues el coeficiente de fricción dado por la expresión de Ludwig-Tillman no se puede anular.

Sin embargo, el método de Head, como la mayor parte de los métodos integrales para capa límite turbulenta, utiliza el factor de forma H como criterio de separación. La ecuación predice la separación, esto es $C_f=0$, sólo si $H=+\infty$. No es posible dar un valor exacto de H cuando se tiene separación, y un rango entre 1.8 y 2.6 es comúnmente utilizado.

4.8.5. Acoplamiento entre la solución no viscosa y la capa límite.

Existen cierto número de métodos para acoplar el cálculo de la capa límite con el cálculo no viscoso. El efecto de la capa límite sobre la corriente principal se modeliza usualmente tanto mediante un modelo de desplazamiento como mediante un modelo de transpiración. En el primer modelo, el álabe es recrecido por el espesor de desplazamiento y el flujo no viscoso es recalculado con la geometría modificada. En el segundo modelo (figura 4.22), se hace transpirar masa, cantidad de movimiento y energía a través de la superficie del álabe para simular los efectos de la capa límite sobre la corriente principal. Como el modelo de desplazamiento implica la regeneración del mallado a medida que el espesor de desplazamiento varía, el modelo es útil si la generación del mallado es rápido o si es inevitable pues se necesita el uso de una línea de corriente efectiva sobre el álabe en el modelo no viscoso, como ocurre en el método de la curvatura de las líneas de corriente. El modelo de transpiración tiene una mayor aplicabilidad y puede ser usado en métodos que resuelven el flujo potencial o las ecuaciones de Euler mediante volúmenes o elementos finitos; en estos métodos, el modelo evita la regeneración del mallado, lo cual es muy costoso. En el caso de flujo bidimensional, la velocidad de transpiración, normal a la

superficie del álabe, viene dada por

$$(\rho u_y)_0 = \frac{d}{dx} [(\rho u_x)_\delta \delta^*] \quad (4.74)$$

donde el subíndice 0 se refiere a las condiciones sobre el álabe y el subíndice δ se refiere a las condiciones en el borde de la capa límite. A partir de consideraciones de cantidad de movimiento en la dirección del flujo y de energía, se puede demostrar que

$$\begin{aligned} (u_x)_0 &= (u_x)_\delta \\ H_0 &= H_\delta \end{aligned} \quad (4.75)$$

es decir, los valores de la velocidad de transpiración en la dirección del flujo y la entalpía total son los mismos que los valores locales no viscosos.

4.8.6. Modelo de pérdidas.

Cuando se está calculando el flujo en una turbomáquina, es necesario estimar las pérdidas de la presión de estancamiento del flujo relativo, o el aumento de entropía, al pasar por una cascada de álabes. Esta cuestión se expresa mejor en términos de la entropía pues es claro que el efecto de las pérdidas en una turbomáquina compuesta por varias etapas es acumulativo. Téngase en cuenta que el gradiente de entropía aparece expresamente en la ecuación que expresa el equilibrio radial. A medida que el flujo pasa por una cascada de álabes, para flujo adiabático, la entropía aumenta progresivamente a lo largo de las líneas de corriente. Para el flujo a través de un rodete aislado, el cambio en entropía y el gradiente de entropía son de pequeño valor y tienen poco efecto en el flujo. Sin embargo, en una máquina multi-etapa, el flujo atraviesa muchas cascadas de álabes, existiendo un gran aumento de entropía y el término del gradiente radial es importante. Es por tanto, preciso establecer un buen modelo de pérdidas para predecir correctamente la eficiencia de una turbomáquina.

Los primeros programas utilizaban un rendimiento politrópico (Horlock, 1971, 1973)

como un simple método par incluir las pérdidas en el cálculo. Este procedimiento fue rápidamente superado mediante la incorporación del modelo de pérdidas de Lieblein como una subrutina que debería reemplazarse según se fuera disponiendo de mejores datos.

El análisis de las distribuciones de velocidad sobre la superficie de cascadas convencionales de álabes indica que cuando aumenta la curvatura o el ángulo de ataque, se producen grandes cambios en el gradiente de velocidad sobre la cara de succión. Por tanto, los cambios en el espesor de cantidad de movimiento se deben principalmente a la contribución de la difusión de la capa límite en la cara de succión.

A partir de la ecuación integral de cantidad de movimiento de von Kármán que describe la variación del espesor de cantidad de movimiento en función del coeficiente local de fricción superficial y del gradiente de velocidad sobre la superficie, Lieblein (1957) consiguió relacionar el espesor de cantidad de movimiento en la salida de la cascada de álabes, con la difusión de velocidad en la cara de succión. La expresión que obtuvo es la siguiente:

$$\left(\frac{\theta}{c}\right)_2 = \frac{\varepsilon}{1 - K_s \ln\left(\frac{W_{\max,s}}{W_2}\right)} 81 \quad (4.76)$$

Siendo ε y K_s parámetros ajustados a partir de resultados experimentales, y que para cascadas de álabes NACA 65(A10)10, toman respectivamente los valores de 0.004 y 1.17.

Lieblein estudió el flujo en cascadas bidimensionales y relacionó el espesor de cantidad de movimiento de la estela θ , adimensionalizado con la cuerda del álabe, con el coeficiente de pérdida de presión de estancamiento ω , según la expresión:

$$\omega = 2 \left(\frac{\theta}{c}\right)_2 \frac{\sigma}{\cos \beta_2} \left(\frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2}\right)^2 \frac{2 H_2}{3 H_2 - 1} \left(1 - \left(\frac{\theta}{c}\right)_2 \frac{\sigma H_2}{\cos \beta_2}\right)^{-3} 82 \quad (4.77)$$

siendo H_2 el factor de forma de la estela, el cual, según observó Lieblein puede ser considerado constante e igual a 1.08.

4.9. VALIDACIÓN DEL MODELO DE CAPA LÍMITE BIDIMENSIONAL.

El método descrito en el apartado anterior se incorporó al programa no viscoso bidimensional y se aplicó a las tres geometrías utilizadas en el apartado 4.6. con la intención de apreciar el efecto de la inclusión de la capa límite sobre el flujo.

La validación se centró principalmente en observar la variación del ángulo de salida de la corriente. Por tanto, a partir de las soluciones bidimensionales no viscosas y a obtenidas, se efectuó el cálculo de la carga límite sobre el perfil, obteniéndose la evolución del factor de forma, H y del espesor de cantidad de movimiento, θ ; a partir de H y θ , se obtiene el espesor de desplazamiento, δ^* , que permite calcular una velocidad de transpiración a través de las caras del perfil. A continuación, se procedió a realizar otro cálculo bidimensional teniendo en cuenta dicha velocidad.

Los ángulos obtenidos de la corriente a la salida son los siguientes, comparados con los obtenidos experimentalmente (y mencionados en 4.6.):

Geometría	G11A	G12A	G2B
Ángulo β_2 numérico sin capa límite	3.8°	-8.5°	18.0°
Ángulo β_2 numérico con capa límite	6.8°	-4.4°	22.7°
Ángulo β_2 experimental	7.3°	-2.0°	23.4°

Se observa que los ángulos de salida calculados numéricamente son muy próximos a los obtenidos experimentalmente (salvo posiblemente en la geometría G12A) y que comparándolos con los obtenidos con el modelo no viscoso, reproducen el efecto de la capa límite de desviación del flujo.

También se obtuvo la distribución del espesor de cantidad de movimiento sobre las caras de los álabes (figuras 4.23, 4.24 y 4.25) y se comparó el valor de dicho espesor

adimensionalizado con la cuerda, con el valor experimental (Herrig et al., 1957; Lieblein, 1957) en la salida de los álabes, obteniéndose los siguientes resultados:

Geometría	G11A	G12A	G2B
θ/C numérico	$6.10 \cdot 10^{-3}$ m	$6.97 \cdot 10^{-3}$ m	$12.39 \cdot 10^{-3}$ m
θ/C experimental	$9.83 \cdot 10^{-3}$ m	$7.42 \cdot 10^{-3}$ m	$9.30 \cdot 10^{-3}$ m

Se observa que, aunque el orden de magnitud es similar, existen discrepancias entre ambos valores.

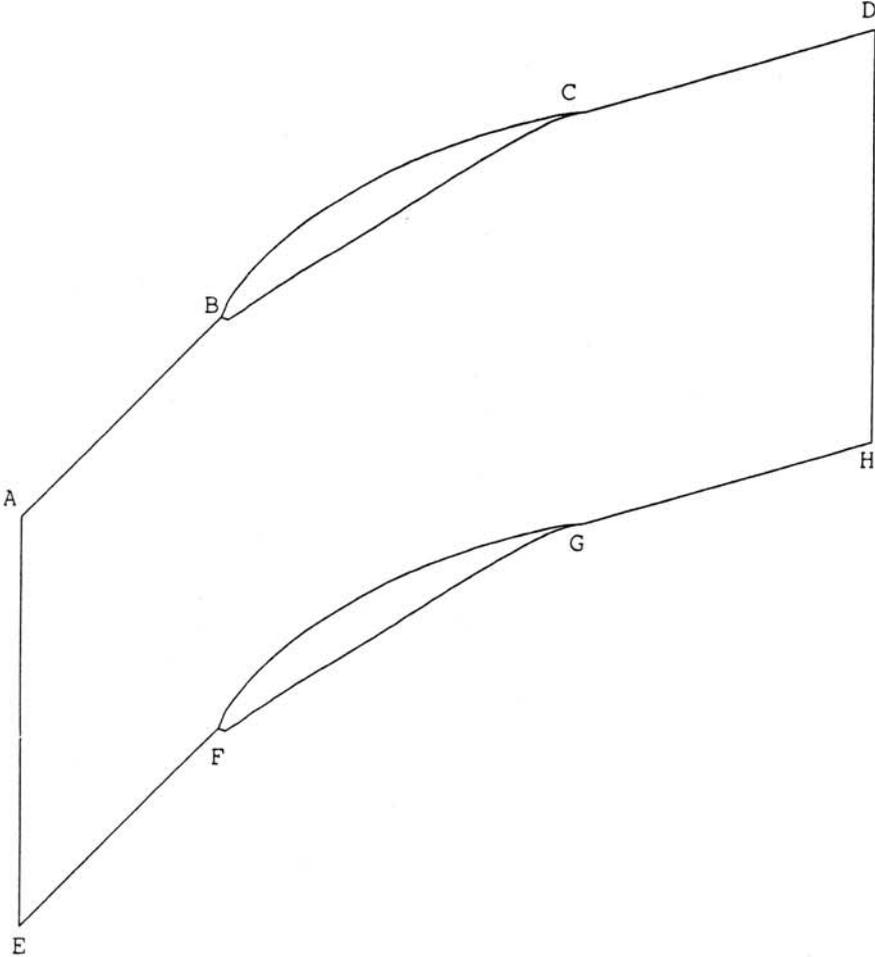


Figura 4.1. Dominio físico del flujo.

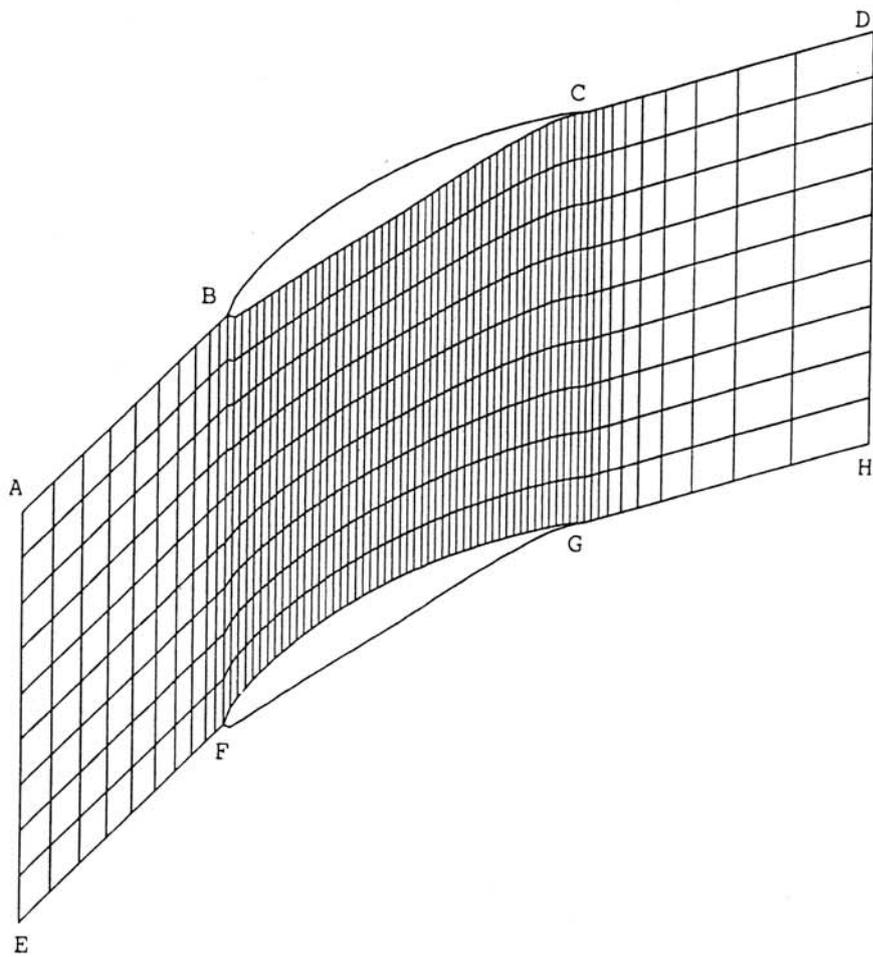


Figura 4.2. Dominio numérico del flujo.

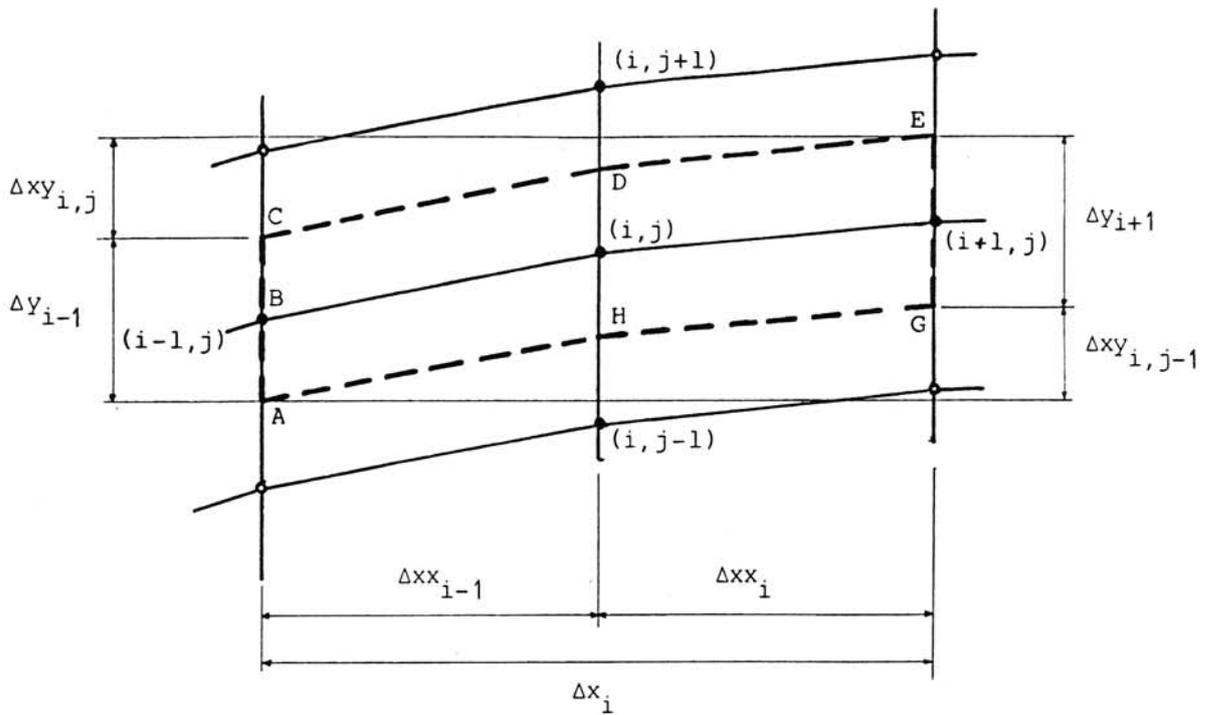


Figura 4.3. Superficie de control considerada en el método de los volúmenes finitos.

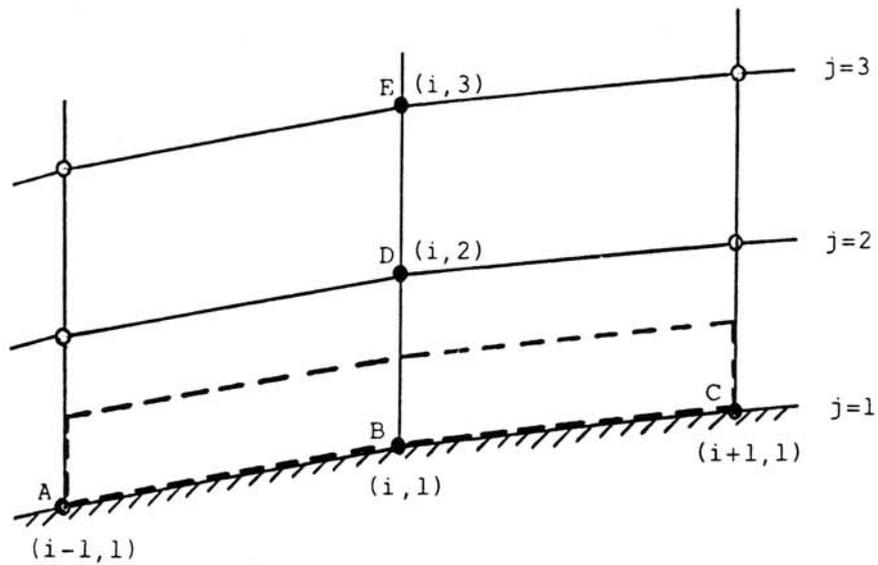


Figura 4.4. Superficie de control sobre la superficie de los álabes.

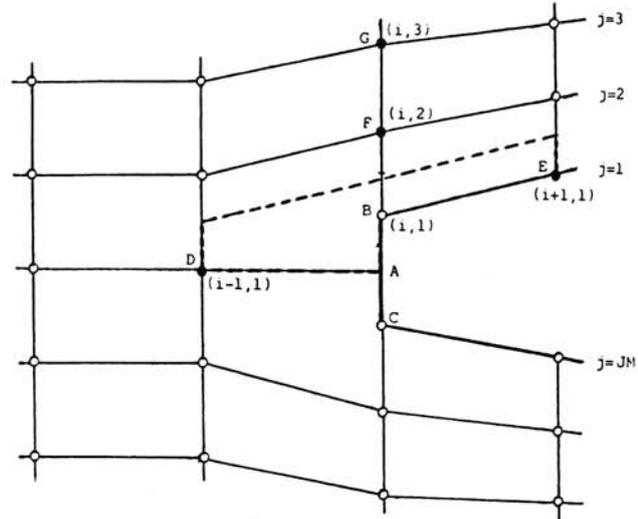


Figura 4.5. Superficie de control en el borde de entrada del álabe.

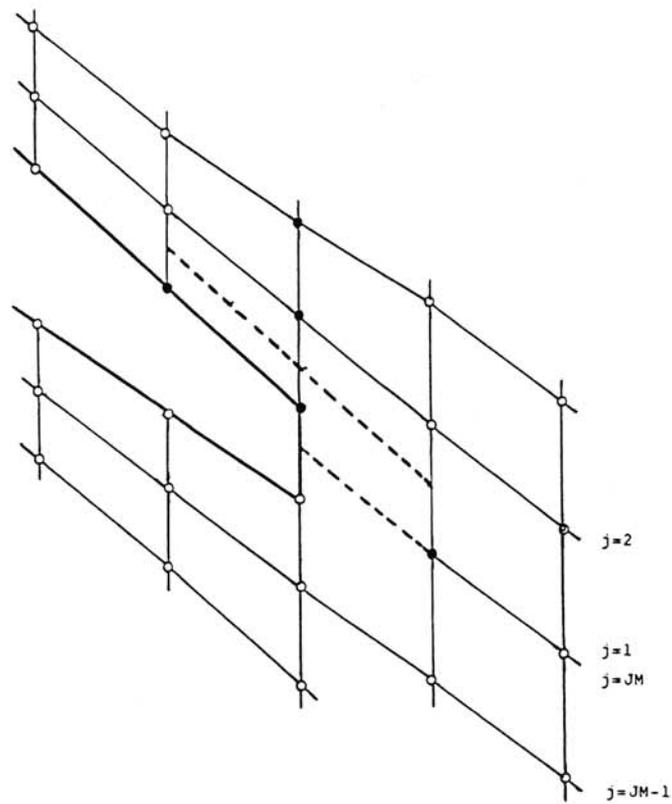


Figura 4.6. Superficie de control en el borde de salida del álabe.

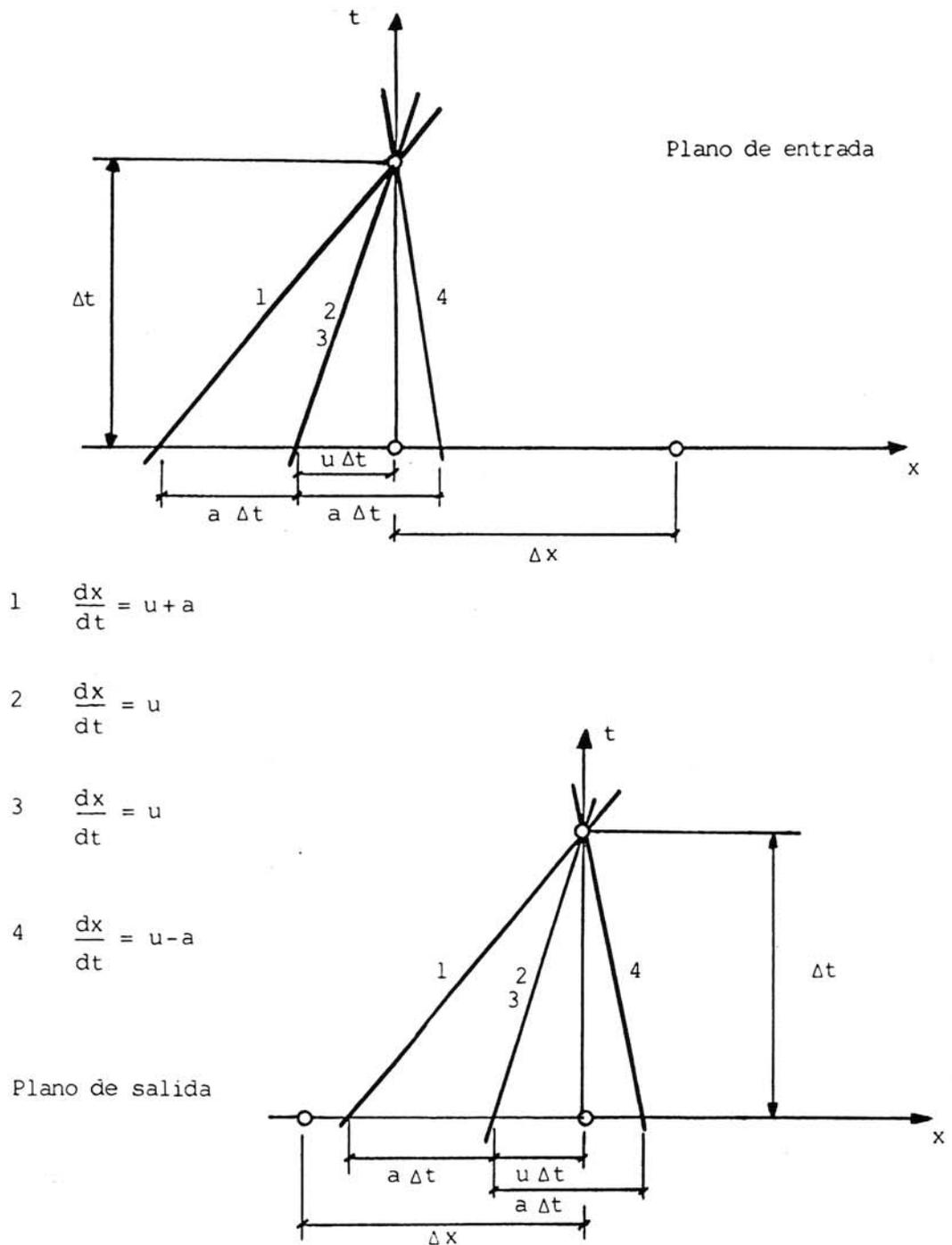


Figura 4.7. Líneas características en los planos de entrada y de salida del dominio numérico.

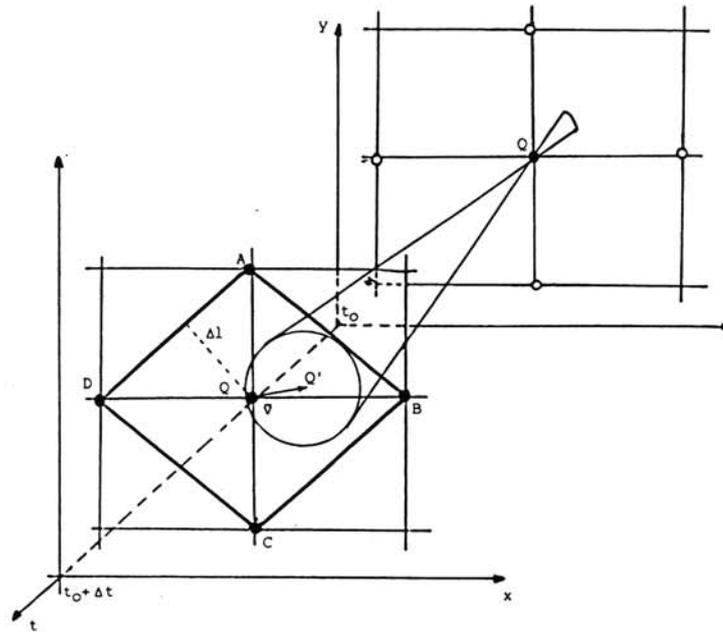


Figura 4.8. Criterio de estabilidad C.F.L.

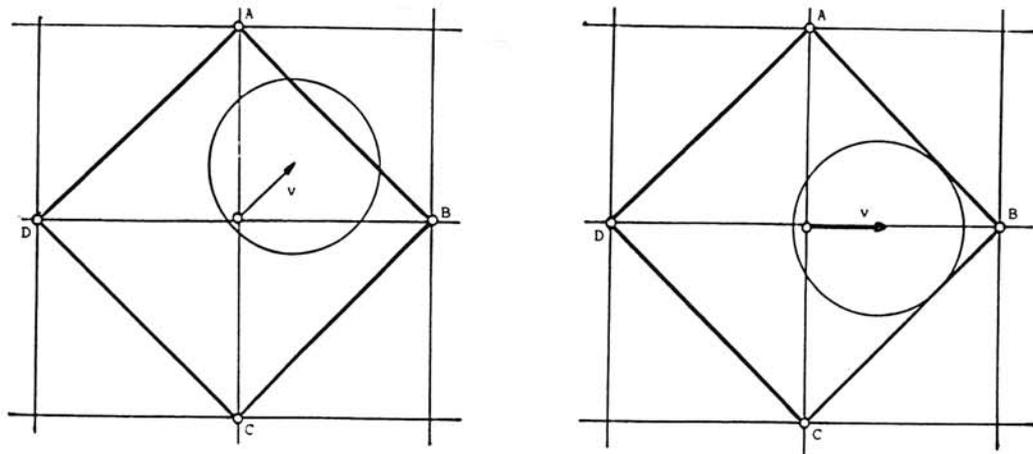


Figura 4.9. Alineación del mallado con la dirección del flujo.

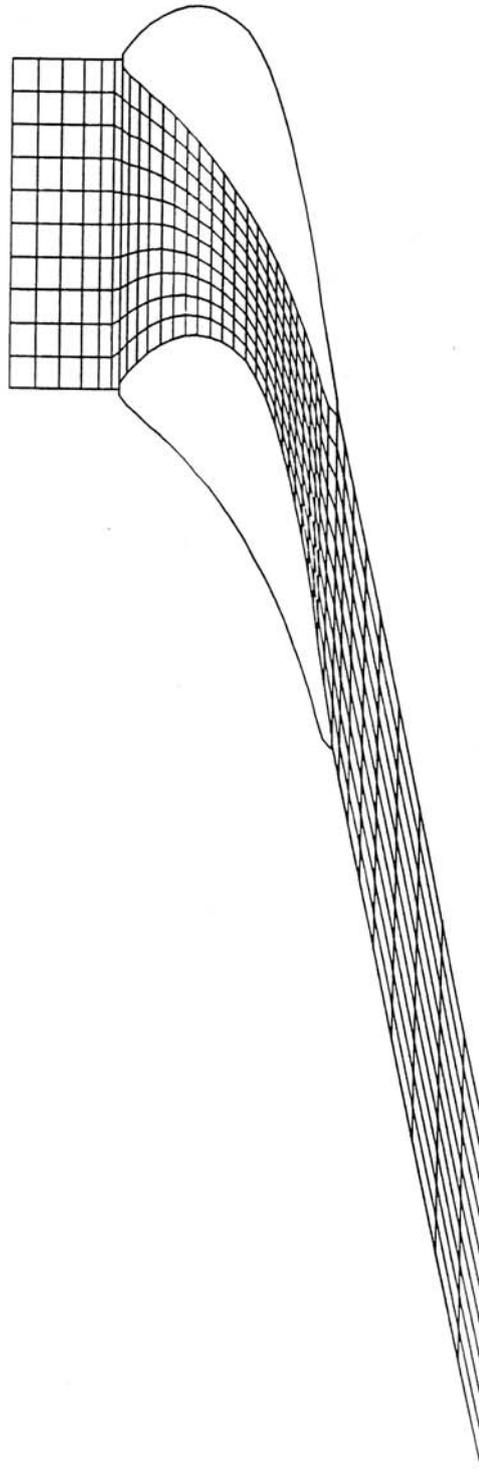


Figura 4.10. Cascada de álabes de la tobera de una turbina.

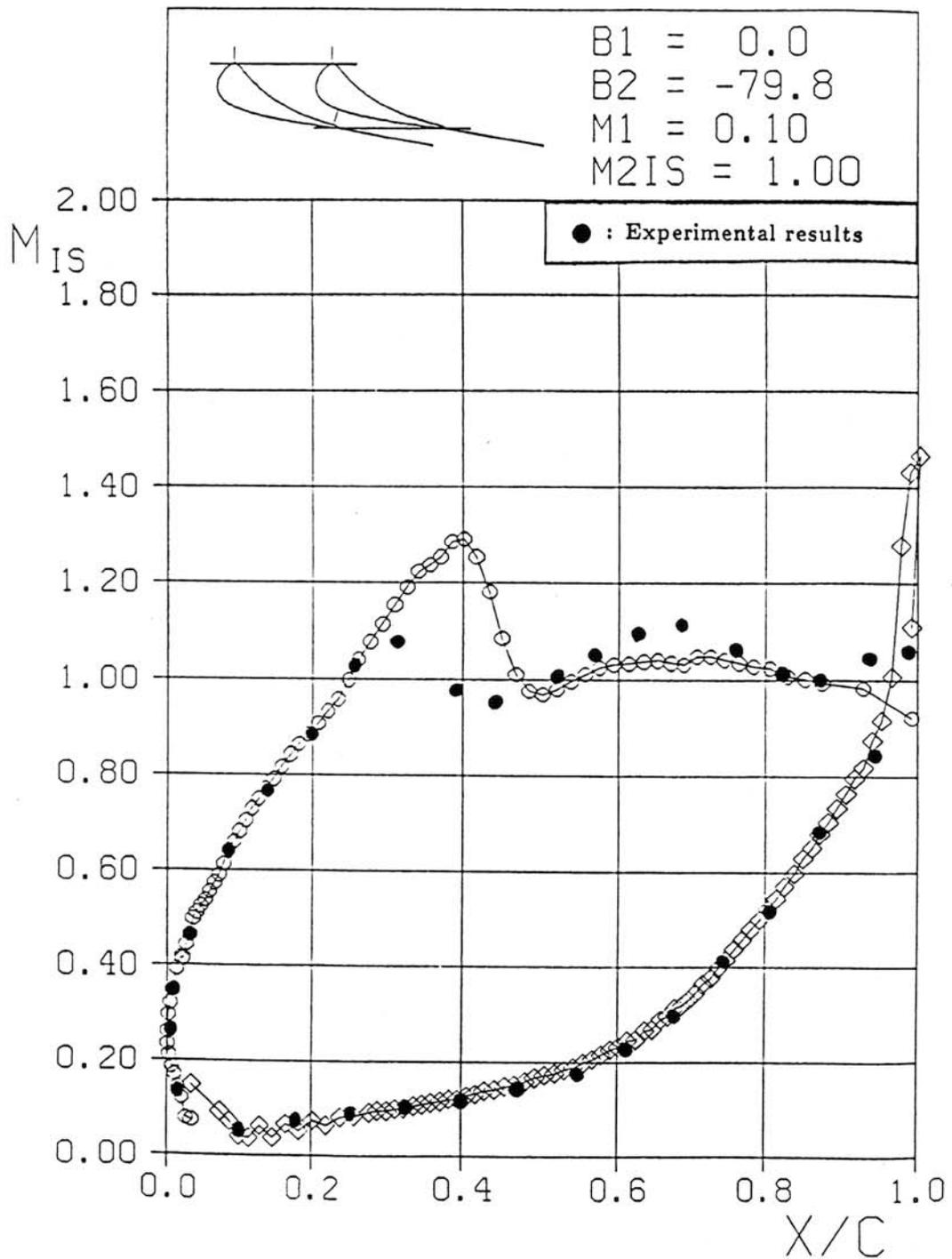
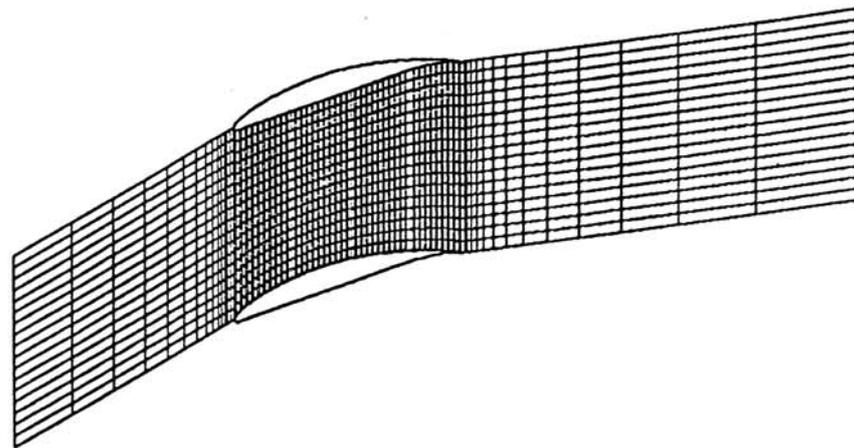
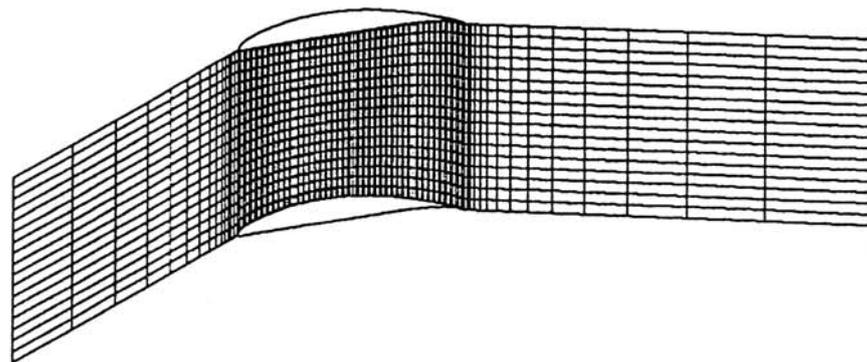


Figura 4.11. Distribución del nº de Mach sobre las caras de los álabes de la tobera de una turbina.



G11A

Figura 4.12. Geometría G11A.



G12A

Figura 4.13. Geometría G12A.

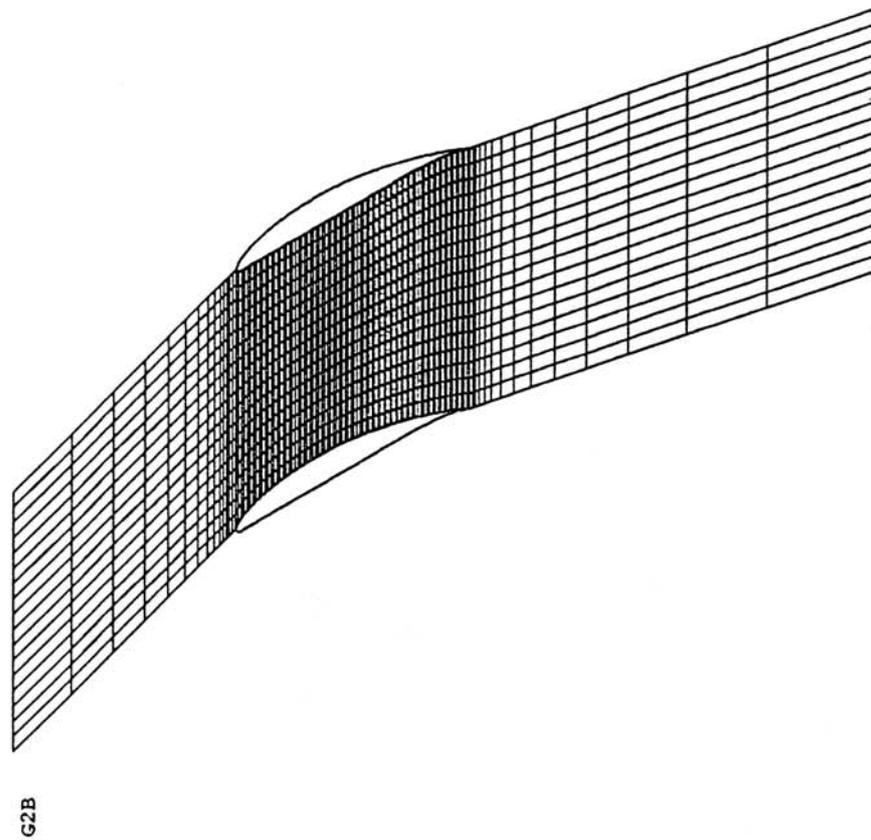


Figura 4.14. Geometría G2B.

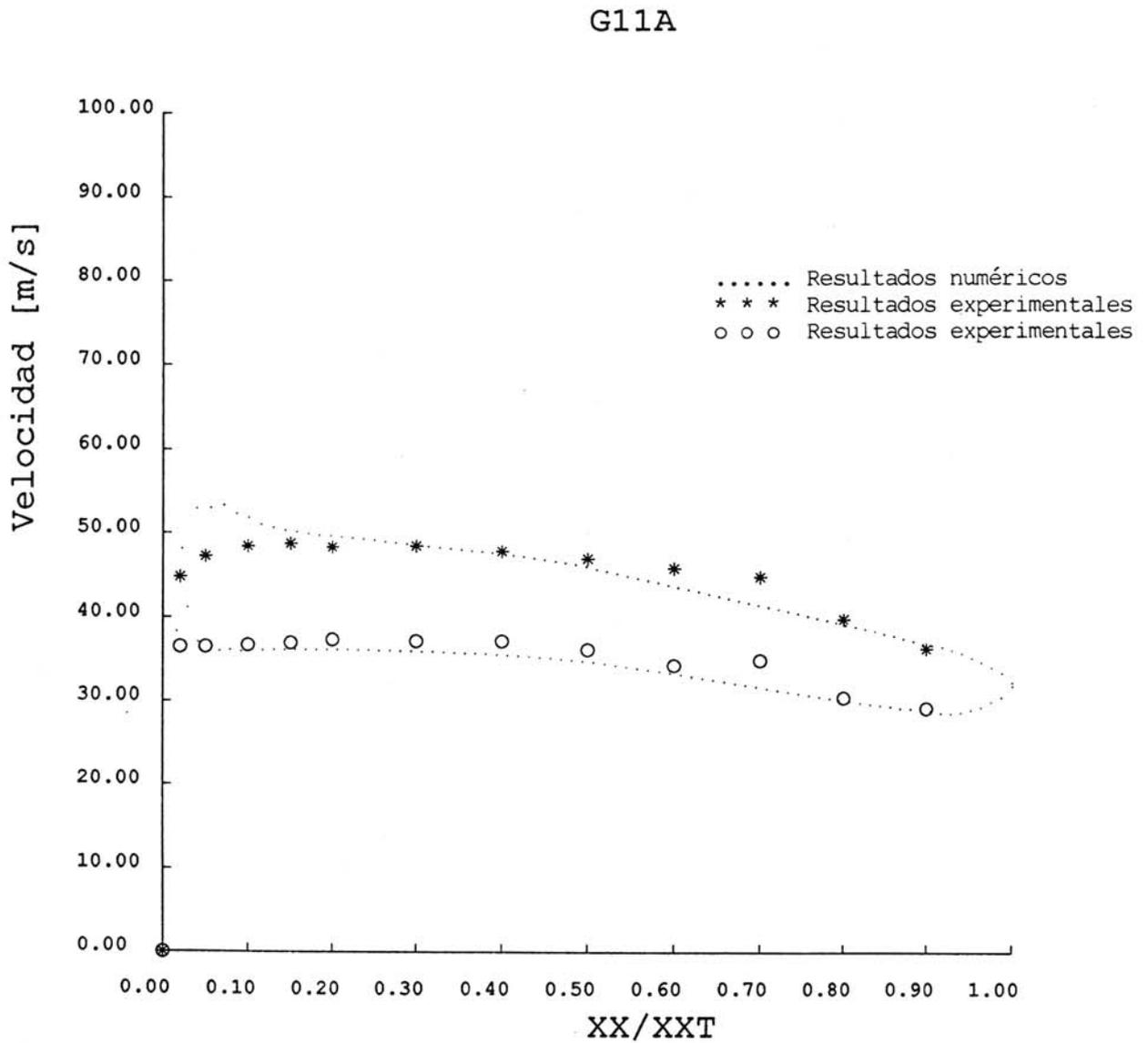


Figura 4.15. Distribución de velocidad sobre las caras de los álabes. (Geometría G11A).

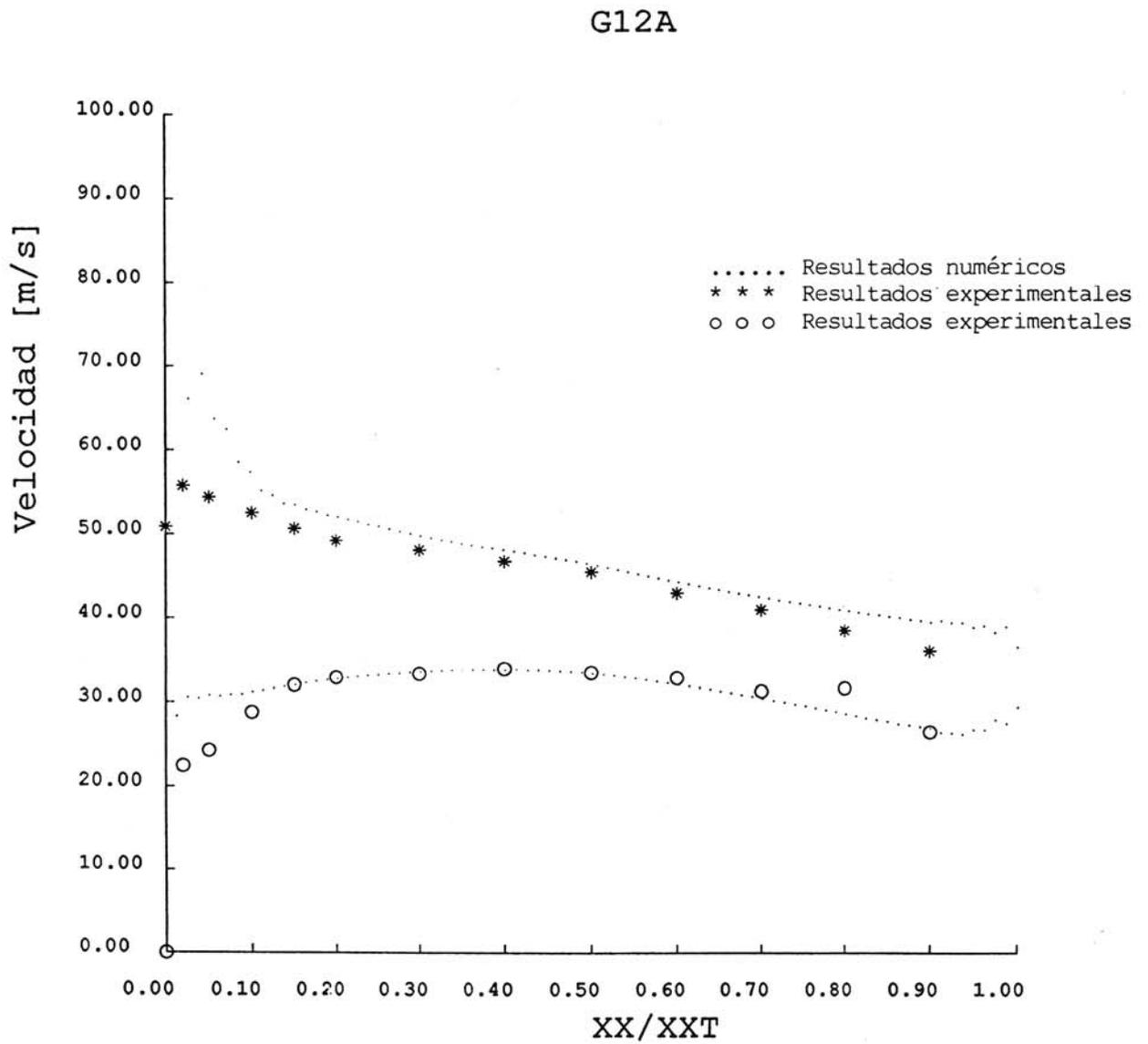


Figura 4.16. Distribución de velocidad sobre las caras de los álabes.
(Geometría G12A).

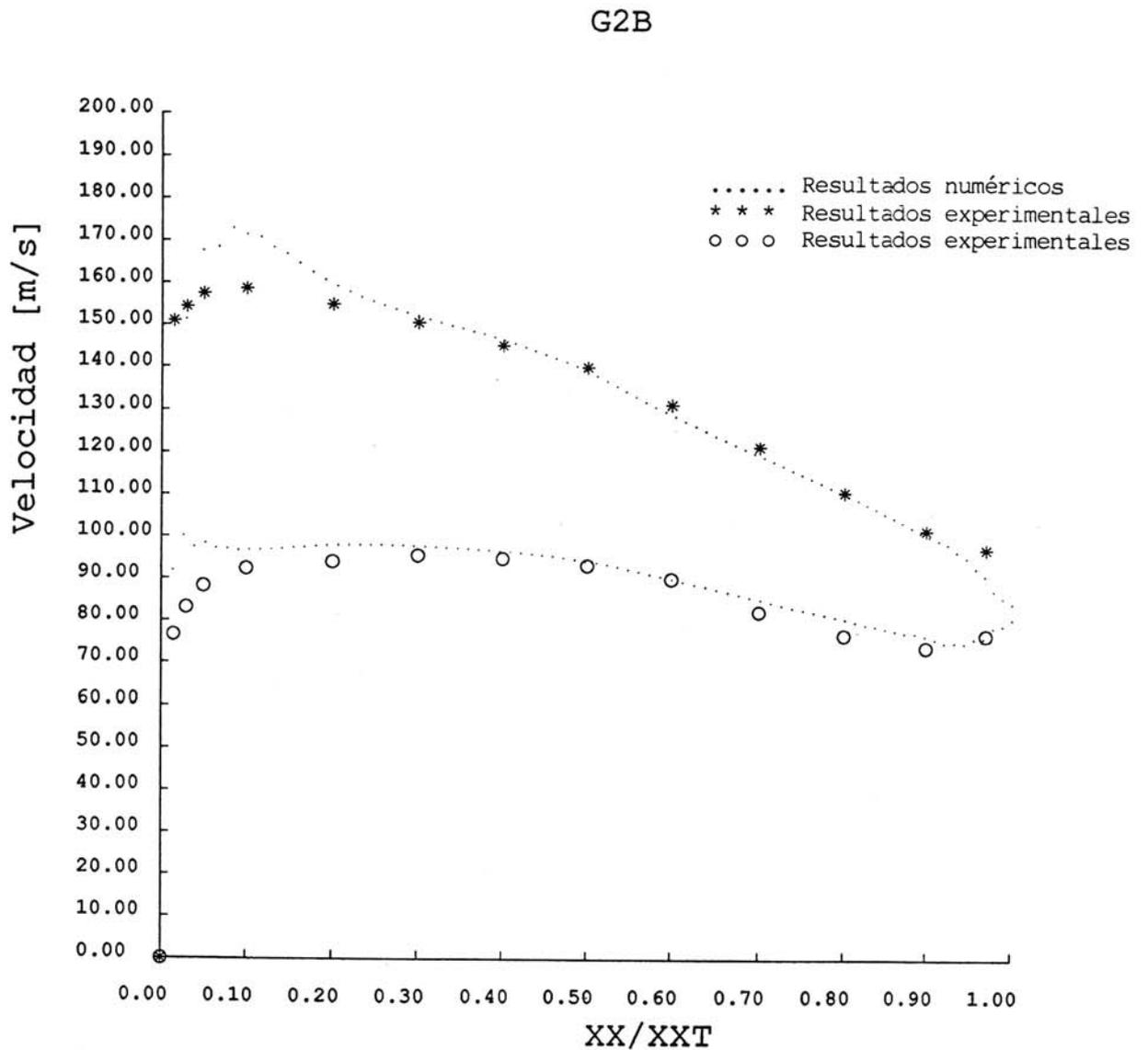


Figura 4.17. Distribución de velocidad sobre las caras de los álabes.
(Geometría G2B).

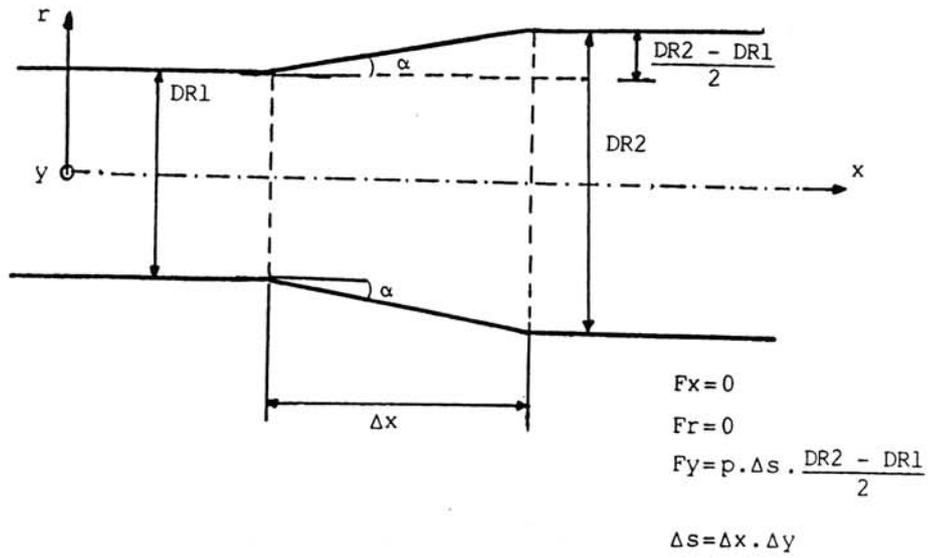


Figura 4.18. Fuerzas actuantes sobre el tubo de corriente.

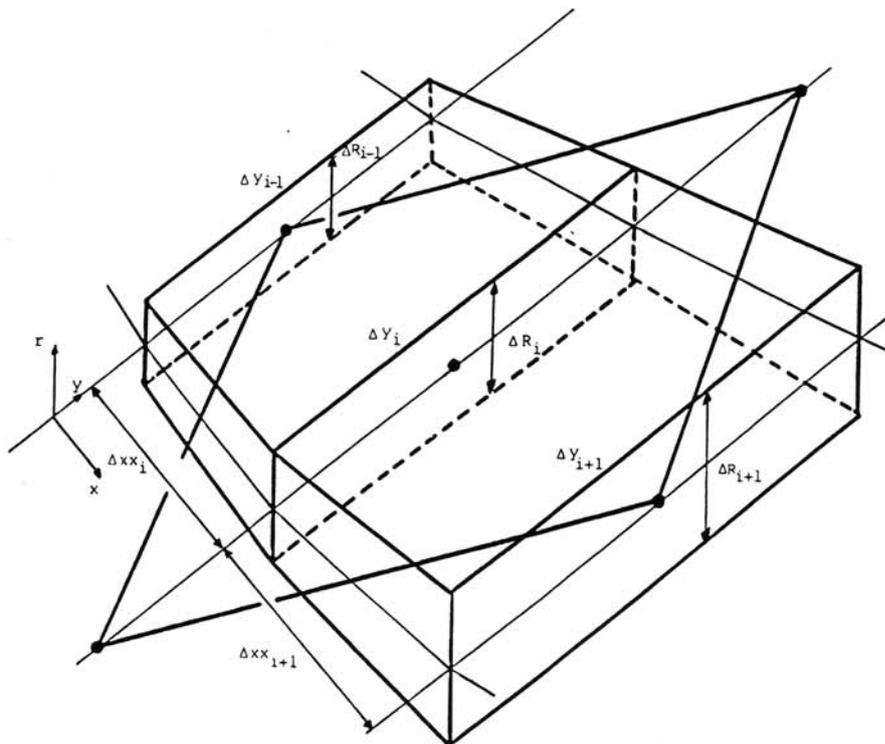


Figura 4.19. Volumen de control utilizado en la corrección a cuasi-tridimensional.

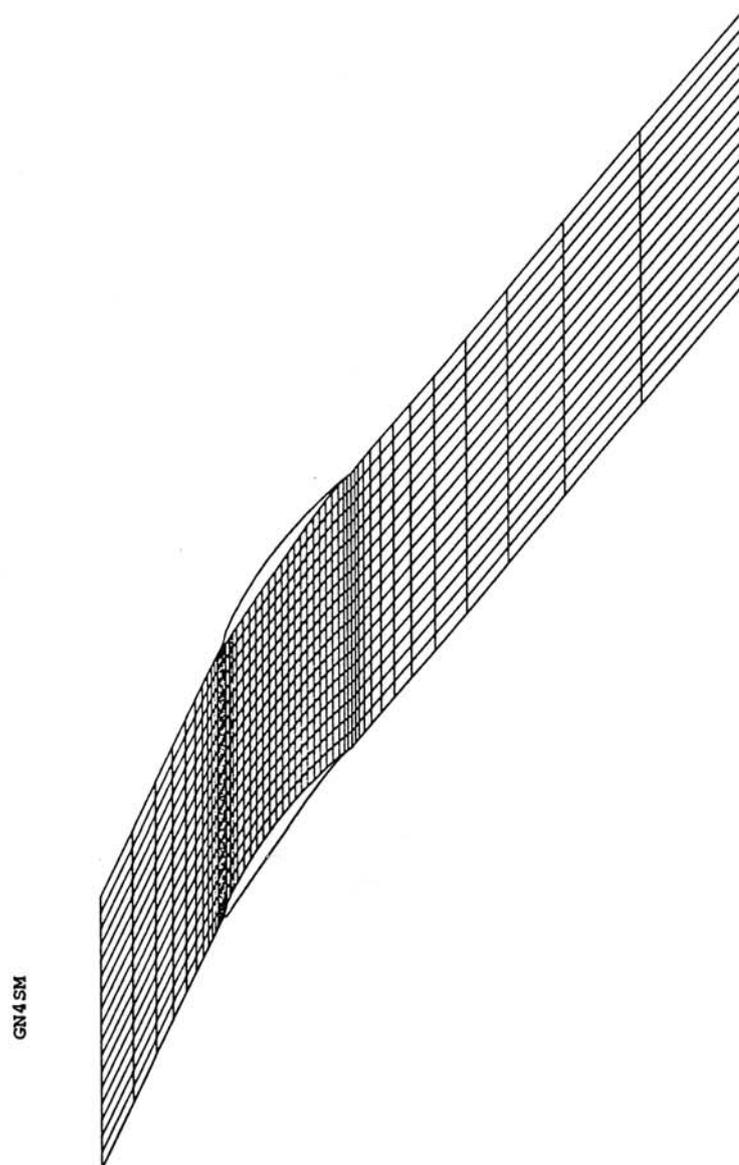


Figura 4.20. Geometría utilizada en la validación de la corrección a cuasi-tridimensional.

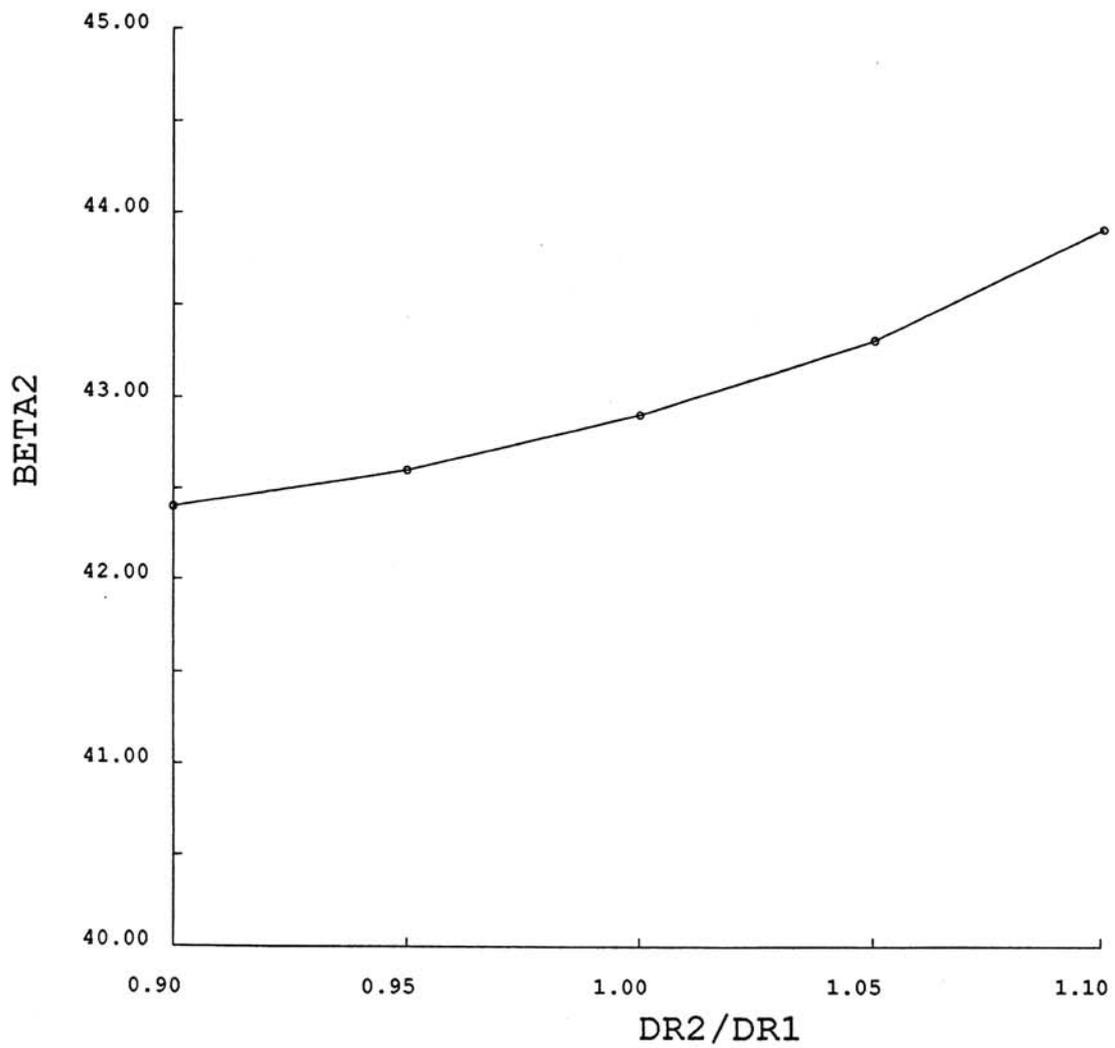


Figura 4.21. Variación del ángulo de salida de la cascada con la relación entre los espesores del tubo de corriente en la salida y en la entrada.

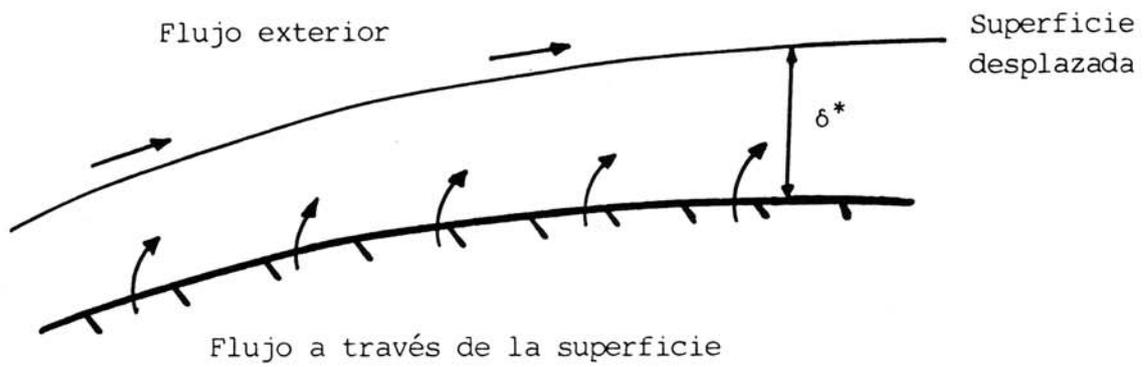


Figura 4.22. Modelo de transpiración.

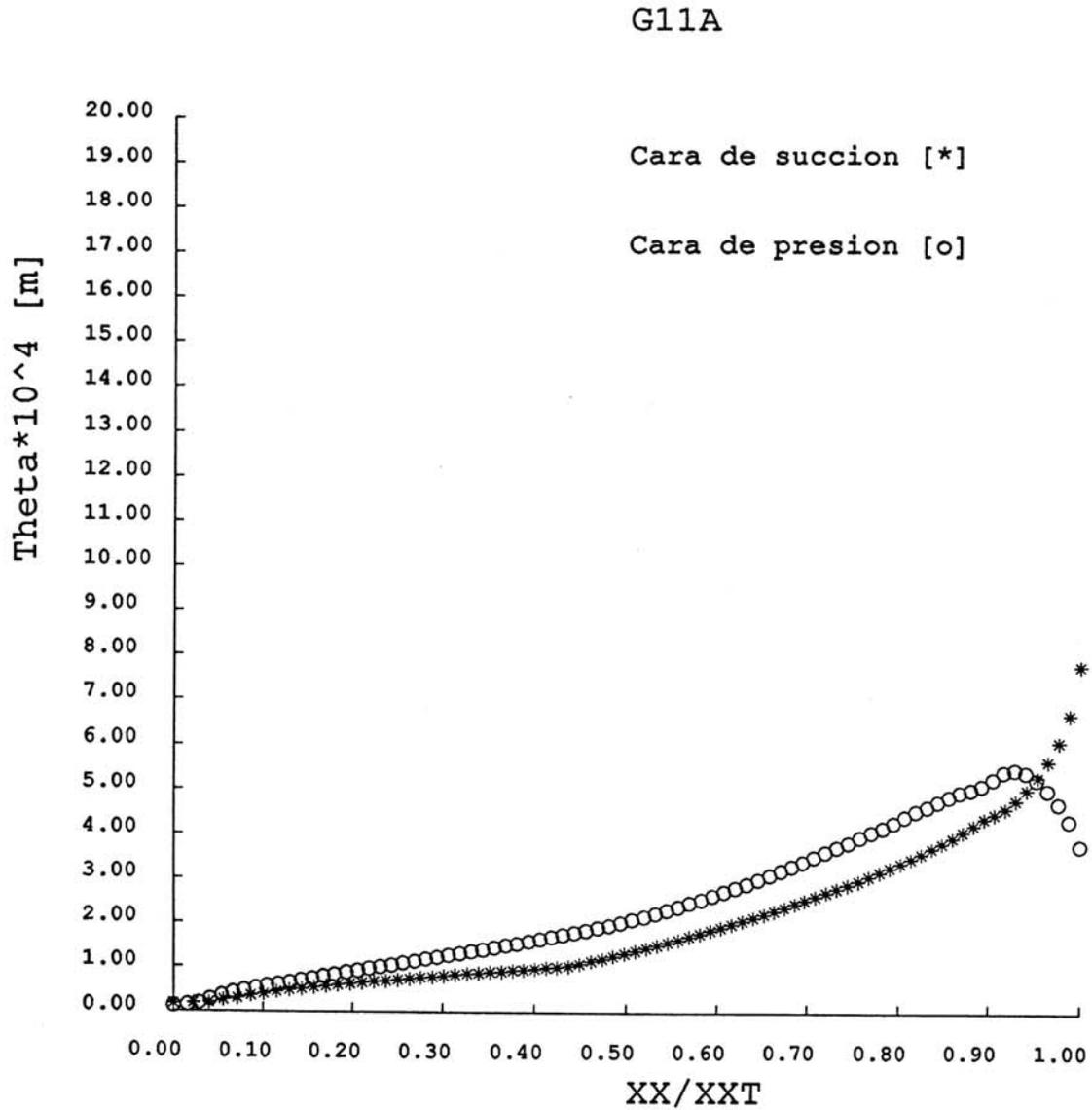


Figura 4.23. Distribución del espesor de cantidad de movimiento sobre la superficie de los álabes. (Geometría G11A).

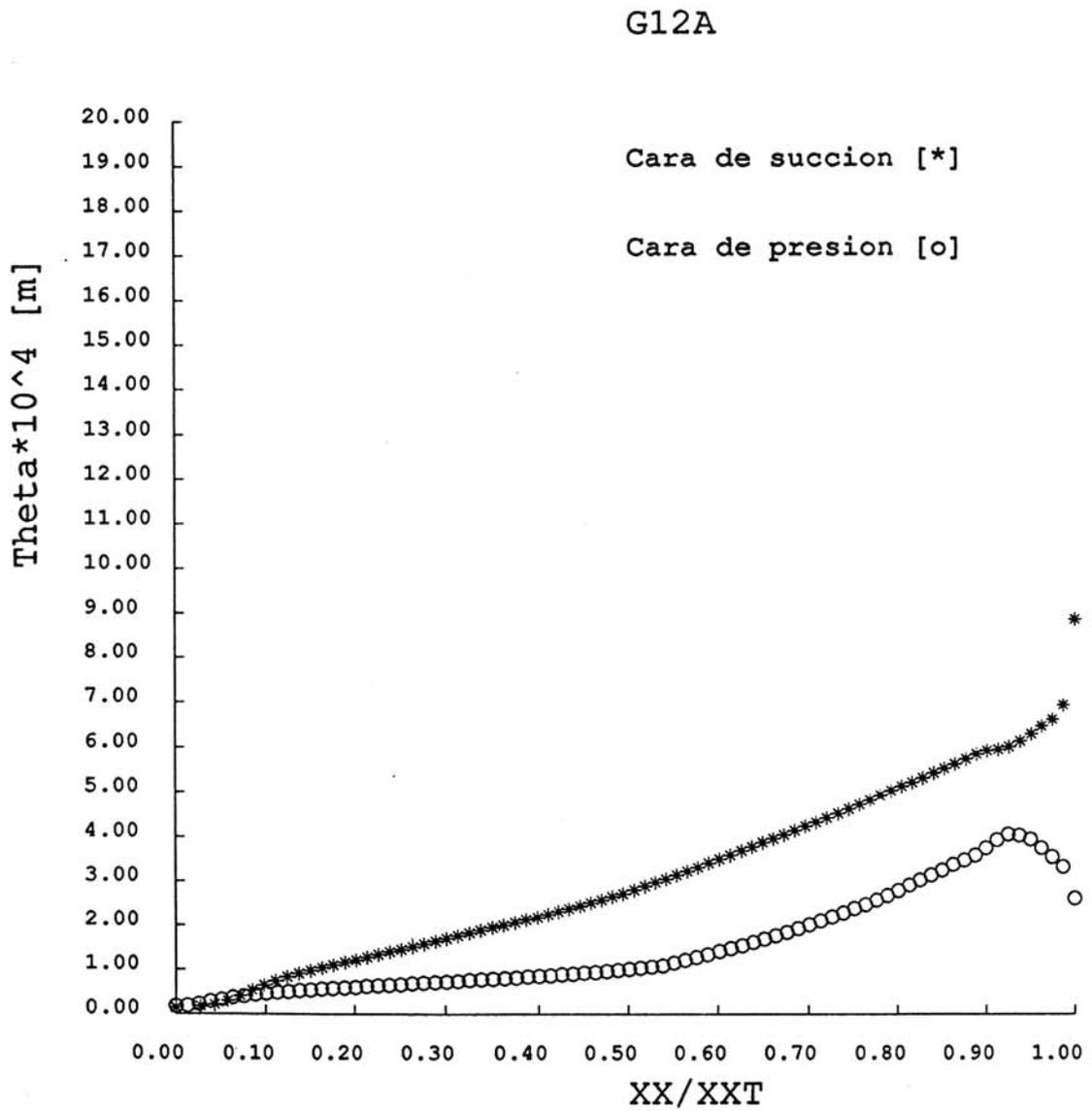


Figura 4.24. Distribución del espesor de cantidad de movimiento sobre la superficie de los álabes. (Geometría G12A).

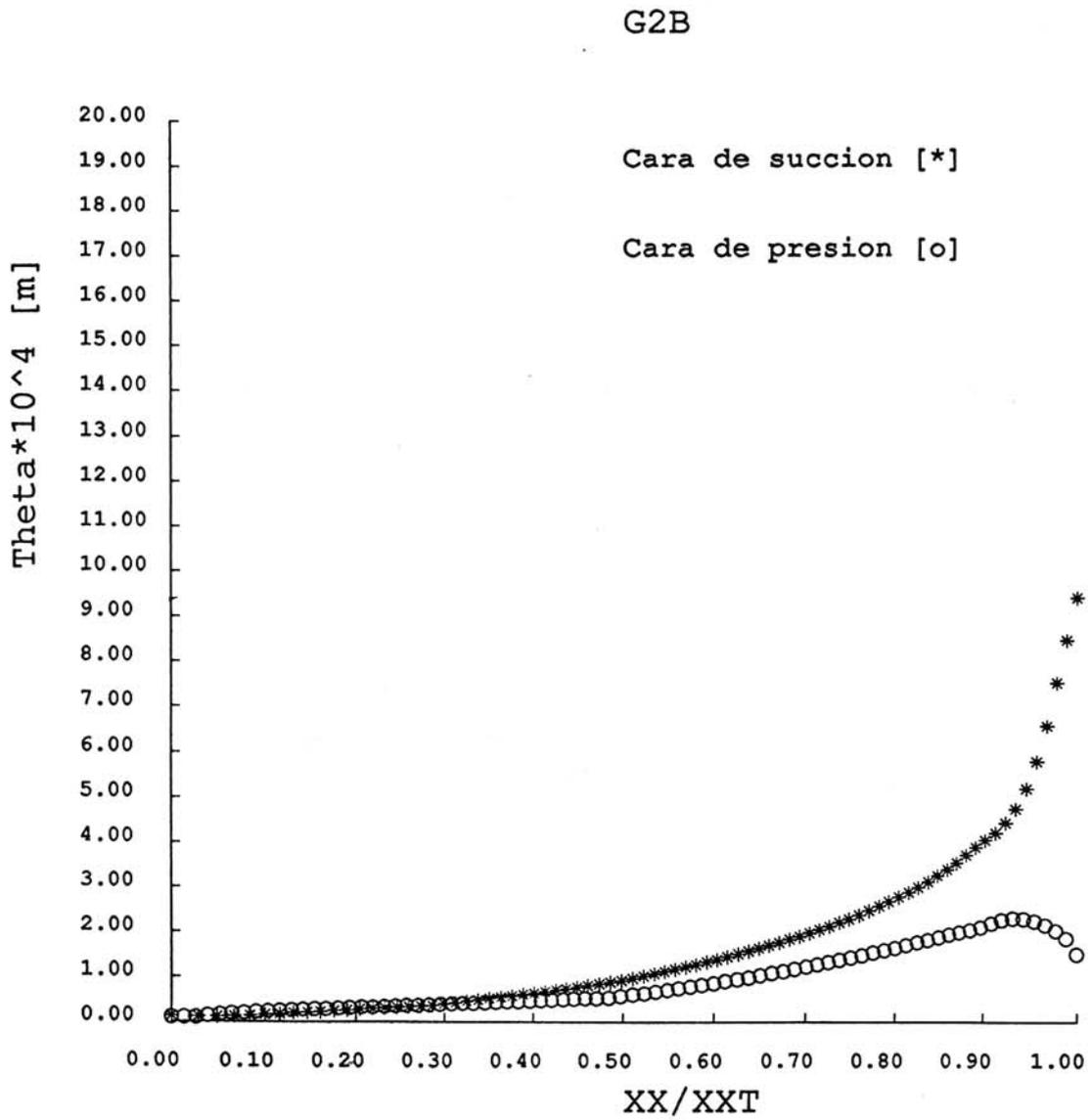


Figura 4.25. Distribución del espesor de cantidad de movimiento sobre la superficie de los álabes. (Geometría G2B).

5. ESTUDIO TEÓRICO DEL FLUJO EN UN VENTILADOR AXIAL.

5.1. CARACTERIZACIÓN GEOMÉTRICA Y FUNCIONAL DEL VENTILADOR.

El modelo físico-matemático adoptado ha sido implementado en un programa de ordenador, el cual ha sido ejecutado para la geometría del rodete del ventilador utilizado en el estudio experimental. Las características de dicha geometría han sido ya expuestas en el apartado 3.1. así como las distribuciones radiales del ángulo de calado, del cámbor, de la solidez y del espesor, que se muestran en las figuras 3.1 a 3.4.

Los ángulos de calado y los caudales ensayados han sido los mismos utilizados en la determinación experimental de los campos de velocidades y se han presentado en la tabla 3.I. La correspondencia entre la denominación de las distintas geometrías para distinguir resultados experimentales y numéricos es la siguiente:

Estudio experimental	Estudio teórico
Geometría F2	Geometría G25
Geometría F3	Geometría G3
Geometría F35	Geometría G35
Geometría F4	Geometría G4

5.2. IMPLEMENTACIÓN DEL MODELO EN UN PROGRAMA DE ORDENADOR.

El modelo de cálculo descrito previamente se ha implementado en una serie de programas de ordenador, en lenguaje FORTRAN. El equipo utilizado ha sido una VAXstation 3100, con una memoria central de 16 Mb, operando con el sistema operativo VMS versión 5.4, multitarea y multiusuario.

Los programas desarrollados se describen a continuación, pudiendo establecer la siguiente clasificación según la función de cada programa:

- Generación de la geometría a analizar.
- Análisis del flujo en la geometría deseada.
- Tratamiento de resultados.

5.2.1. Generación de la geometría.

Este programa se encarga de obtener la geometría a analizar. Parte de las características geométricas del rodete del ventilador y obtiene las características necesarias para definir el perfil en las diferentes posiciones radiales. La geometría estudiada se ha diseñado utilizando perfiles de la serie NACA-65 (Abbott, 1958; Herrig et al., 1957); por tanto, para definir las coordenadas del perfil en cada posición hay que especificar la cuerda, el espesor máximo, la solidez, la curvatura y el ángulo de calado. Como valores de entrada de este programa, se leen las variables anteriores obtenidas a partir de los valores de diseño; a partir de estas, se obtienen por interpolación parabólica dichas variables en las posiciones radiales deseadas. Asimismo se leen los valores del caudal del punto de funcionamiento a analizar, la velocidad de rotación y el ángulo de calado en la base. Con este último dato se puede calcular el ángulo de calado en cada una de las posiciones deseadas y con los primeros, se puede obtener el triángulo de velocidades en la entrada, y a partir de él, la dirección de la corriente relativa a los álabes. El mallado en la entrada se alinea con dicha dirección, y en la salida se alinea con la dirección definida por el álabe.

Una vez obtenidas las coordenadas de cada una de las secciones, se procede a definir el mallado necesario para el análisis bidimensional del comportamiento de cada sección. Dado que los elementos son del tipo **H**, las coordenadas de cada cara del álabe deben especificarse para iguales coordenadas axiales. Como la generación de este tipo de secciones no se hace con esa condición, es necesario realizar una interpolación parabólica, para obtener las coordenadas correctamente. Una vez realizado este proceso, el programa genera un banco de datos que contiene las coordenadas de cada sección y los parámetros que definen el mallado, así como con

las condiciones ambientales absolutas a la entrada del rodete, y las propiedades del aire.

Dentro de este apartado se ha realizado un programa que permite la representación gráfica de cada una de las secciones y del mallado generado para su uso en el programa de análisis bidimensional.

5.2.2. Análisis del flujo.

El método de análisis descrito se ha implementado en un único programa compuesto por un programa principal que llama a una serie de subrutinas, cada una de las cuales realiza una función concreta. La figura 5.1 muestra el diagrama de bloques del programa, y a continuación se describe cada una de las subrutinas.

5.2.2.1. Subrutina GEOMETR.

Esta subrutina se encarga de leer la geometría obtenida con el programa obtenido en el apartado anterior y preparar cada sección para el análisis bidimensional. Esta preparación consiste en obtener las coordenadas de cada uno de los puntos del mallado y adimensionalizarlas. Esta adimensionalización se hace con el diámetro exterior del ventilador. Asimismo se obtienen las variables geométricas necesarias para calcular los flujos de masa, cantidad de movimiento y energía a través de los contornos de los elementos según se vio previamente. También se calculan los espesores de los pseudo-tubos de corriente correspondientes a cada una de las secciones. Inicialmente se asume un espesor uniforme para cada posición axial, y posteriormente, el esquema de cálculo varía dichos espesores, según se ha especificado al introducir la corrección a cuasi-tridimensional.

5.2.2.2. Subrutina CINLET.

En esta subrutina se obtienen las características del flujo en la entrada de cada una de las secciones. Estas variables se obtienen a partir de las condiciones absolutas y de la velocidad de

rotación en cada sección. Algunas de estas condiciones constituyen las condiciones de contorno que necesita el método de cálculo de álabe a álabe. Estas condiciones son: la presión, la temperatura y la dirección de la corriente relativa en la entrada, y el flujo másico en la salida.

5.2.2.3. Subrutina FIRSTGU.

Para comenzar el proceso de cálculo de álabe a álabe es preciso partir de una solución inicial, que será considerada como una perturbación, que el esquema de cálculo irá amortiguando hasta alcanzar la convergencia. La solución inicial considerada asume una variación lineal de las propiedades del flujo entre la cara de succión y la cara de presión desde la entrada a la salida.

Arts (1982) comprobó que esquemas más sofisticados no aceleraban la convergencia, salvo que se tomase como solución inicial la solución generada en una ejecución previa sobre un mallado menos fino.

5.2.2.4. Subrutina BTBVT.

Esta subrutina es la que realiza el análisis bidimensional de cada una de las secciones del ventilador. Este análisis lo hace utilizando el método de los volúmenes finitos descrito. Esta subrutina puede subdividirse en los siguientes bloques de acuerdo a la función que realizan. Cada una de esas funciones se realiza con todas las secciones del álabe consideradas.

- 1 - Cálculo del espesor del tubo de corriente en cada posición axial; se asume una distribución lineal entre el borde de entrada del álabe (en el que el espesor es constante en todo momento) y el borde de salida del álabe (en el que el espesor varía para satisfacer el equilibrio radial).
- 2 - Cálculo de los términos del esquema de viscosidad corregida; como se recordará, este esquema permite discretizar la derivada temporal. Estos términos, de acuerdo con la filosofía de este esquema, no se evalúan en cada iteración, sino cada cierto número de

ellas; en este caso, cada 20.

- 3 - Cálculo del paso temporal entre iteración e iteración. Este cálculo se hace en virtud del criterio de estabilidad C.F.L. descrito.
- 4 - Aplicación de las condiciones de contorno físicas y numéricas en la entrada del dominio numérico.
- 5 - Aplicación del método de resolución por volúmenes finitos según un esquema "time-marching" a los elementos del dominio numérico desde el plano de entrada hasta el de salida. Dentro de cada plano axial, el cálculo progresa desde la cara de succión hasta la de presión. Pruebas efectuadas por Arts demuestran que la forma de hacer progresar el cálculo, esto es, de entrada hacia salida, y de cara de succión a cara de presión es necesaria para preservar la estabilidad del proceso de cálculo. Además de esta forma, se puede convertir el esquema en semiimplícito, como se comentó al describirlo.
- 6 - Aplicación de las condiciones de contorno físicas y numéricas en la salida del dominio numérico.

5.2.2.5. Subrutina COUTLET.

Una vez realizado el cálculo bidimensional, se procede a obtener las variables necesarias para obtener los triángulos de velocidades en la salida de cada sección. Asimismo se calcula el valor del trabajo realizado en cada sección y el gradiente radial del trabajo.

5.2.2.6. Subrutina RADEQ.

En esta subrutina se efectúa el cálculo meridional, resolviendo la componente radial de la ecuación de cantidad de movimiento. Los datos de partida son la distribución radial del ángulo absoluto de la corriente y del gradiente de trabajo. Se pretende obtener la distribución radial de la

velocidad absoluta.

El método de solución proporciona una distribución de velocidad a la salida que satisface el equilibrio radial, pero queda en función de una constante (la velocidad absoluta en una sección de referencia; en este caso, la de base). Posteriormente hay que ajustar esa constante para que la distribución obtenida satisfaga la ecuación de continuidad. Una vez calculada dicha constante, la distribución obtenida satisface, pues, la ecuación de continuidad y la del equilibrio radial. A partir de la velocidad axial en cada sección se obtiene, planteando continuidad tubo a tubo de corriente, el espesor de tubo de corriente a la salida de cada sección.

Dado que se parte de una solución inicial de la velocidad axial y del espesor de los tubos de corriente, es necesario ir corrigiendo estas variables mediante un proceso iterativo, volviendo a realizar el cálculo bidimensional con las nuevas distribuciones, hasta alcanzar la convergencia.

A la hora de utilizar la distribución meridional calculada al aplicar la condición de equilibrio radial, se observó que se reducía el número de iteraciones necesarias para alcanzar la convergencia de la solución meridional si, en vez de utilizar la distribución obtenida, se utilizaba dicha distribución ponderada con la utilizada en la iteración anterior. Se realizaron pruebas con varios factores de ponderación, y se llegó a la conclusión de que el factor óptimo era de $1/2$. En la figura 5.2 se muestra la evolución de la componente axial y del ángulo de la corriente absoluta en la salida, de las secciones de base, media y de punta, correspondiente a la geometría G30 en función del número de iteraciones. El cálculo se inició sin realizar ninguna ponderación, observándose que no existe amortiguación en la evolución de las variables; a partir de la iteración 25 se introdujo el factor de ponderación de $1/2$, apreciándose que las variables tienden a estabilizarse.

5.2.2.7. Subrutina RESULTS.

Una vez alcanzada la convergencia, se procede a escribir en un banco de datos los resultados de la ejecución. Se obtienen así la evolución de la convergencia durante la ejecución

del programa, los valores de la velocidad, del ángulo de la corriente y de las propiedades del fluido dentro del dominio de cálculo.

5.2.3. Tratamiento de resultados.

A partir de los resultados de cada sección, almacenados en un banco de datos, se han elaborado programas de ordenador, que permiten representar gráficamente las distribuciones de velocidad y espesor de cantidad de movimiento sobre cada una de las secciones del ventilador, el campo de velocidades y presiones en cada una de las secciones, y a partir de los valores obtenidos a la salida, las distribuciones radiales de las distintas componentes de la velocidad, de los ángulos relativos y absolutos de la corriente y del trabajo.

5.2.4. Características de la ejecución del programa.

Como se ha mencionado, en la ejecución del programa se pueden distinguir dos fases de cálculo: el cálculo de la solución bidimensional en cada una de las secciones y el cálculo de la solución meridional. Este último cálculo requiere poco tiempo de ejecución; la mayor parte del tiempo de ejecución se emplea, una vez inicializados los cálculos, en la solución bidimensional. En este cálculo se han realizado 1000 iteraciones en cada sección, salvo antes de las dos primeras iteraciones meridionales en las que, dado que el cálculo álabes a álabes comienza a partir de una solución alejada de la solución final, se han realizado 5000 iteraciones en cada sección. El tiempo de C.P.U. requerido para efectuar las 1000 iteraciones de la solución bidimensional en las 11 secciones es de aproximadamente 1 hora y 25 minutos.

En las figuras 5.3, 5.4, 5.5 y 5.6 se muestra la evolución de la componente axial y del ángulo absoluto de la corriente en la salida, de las secciones de base, media y de punta, correspondiente a las geometrías G250, G30, G350 y G40 en función del número de iteraciones. Cada punto corresponde a un cálculo bidimensional de las 11 secciones más el cálculo meridional correspondiente. Se observan grandes variaciones al principio del proceso que se van amortiguando progresivamente. En alguna de las figuras mostradas se puede apreciar que en el

proceso de cálculo se podrían haber evitado algunas iteraciones.

5.3. SOLUCIÓN ÁLABE A ÁLABE.

Como resultado de la ejecución del programa de cálculo para los ángulos de calado y caudales mencionados, se ha obtenido la definición del flujo en las 11 secciones del ventilador en todos los casos; sin embargo, las observaciones y conclusiones que se presentan en este apartado se refieren únicamente a 3 de dichas secciones, representativas del resto: la sección de base (sección 1), la sección media (sección 5) y la sección de punta (sección 11), con el caudal óptimo en las geometrías G25, G3 y G4, y para todos los caudales en la geometría G35. De cada una de ellas se presenta la distribución de presiones en el canal formado por dos álabes, y la distribución de velocidad y del espesor de cantidad de movimiento sobre la superficie de los mismos.

5.3.1. Campos de velocidades y presión en la sección de base.

5.3.1.1. Campo de presiones en el canal.

En todos los campos de se observa un aumento de presión entre la entrada y la salida, y entre la cara de succión y la cara de presión. Asimismo, la depresión máxima sobre la cara de succión aumenta con el aumento del caudal; su posición se adelanta con el aumento del caudal y con el aumento de la abertura de los álabes.

En las figuras 5.7, 5.8 y 5.12 se muestran los campos de presiones para las geometrías G25, G3 y G4 respectivamente, con el caudal óptimo. En las figuras 5.9, 5.10 y 5.11 se muestran los campos de presión para la geometría G35 con el caudal inferior al óptimo, el óptimo y el superior al óptimo respectivamente.

5.3.1.2. Distribución de velocidades sobre el perfil.

En todas las geometrías ensayadas se aprecia una disminución de la difusión de velocidad sobre la cara de succión al aumentar el caudal. Dicha difusión es el cociente entre la velocidad máxima sobre la cara de succión y la velocidad en la salida del álabe. El máximo de velocidad se presenta en todos los casos aproximadamente en el 10% de la longitud total del álabe medida sobre la cara de succión.

Sobre la cara de presión la velocidad es muy uniforme, existiendo oscilaciones en el borde de ataque del álabe que, como ya se ha mencionado, están provocadas por la distorsión del mallado en esa zona.

En las figuras 5.13, 5.14 y 5.18 se muestran las distribuciones de velocidad para las geometrías G25, G3 y G4 respectivamente, con el caudal óptimo. En las figuras 5.15, 5.16 y 5.17 se muestran las distribuciones de velocidad para la geometría G35 con el caudal inferior al óptimo, el óptimo y el superior al óptimo respectivamente.

5.3.1.3. Evolución de la capa límite sobre el perfil.

Sobre la cara de succión se observa un aumento del espesor de cantidad de movimiento con el caudal, detectando el esquema de cálculo separación sobre la cara de presión, por lo cual no se presenta ninguna figura.

5.3.2. Campos de velocidades y presión en la sección media.

5.3.2.1. Campo de presiones en el canal.

Al igual que en la sección de base, en todos los campos de se observa un aumento de presión entre la entrada y la salida, y entre la cara de succión y la cara de presión. La depresión máxima sobre la cara de succión aumenta con el aumento del caudal. Su posición se adelanta con

el aumento del caudal y con el aumento de la abertura de los álabes, estando más retrasada que en la sección de base. Sobre la cara de presión, existe bastante uniformidad en la presión.

En las figuras 5.19, 5.20 y 5.24 se muestran los campos de presiones para las geometrías G25, G3 y G4 respectivamente, con el caudal óptimo. En las figuras 5.21, 5.22 y 5.23 se muestran los campos de presión para la geometría G35 con el caudal inferior al óptimo, el óptimo y el superior al óptimo respectivamente.

5.3.2.2. Distribución de velocidades sobre el perfil.

En todas las geometrías ensayadas se observa una disminución de la difusión sobre la cara de succión al aumentar el caudal. El máximo de velocidad se halla más retrasado que en las figuras correspondientes a la sección de base y se acerca al borde de entrada a medida que aumenta la abertura de los álabes.

En las figuras 5.25, 5.26 y 5.30 se muestran las distribuciones de velocidad para las geometrías G25, G3 y G4 respectivamente, con el caudal óptimo. En las figuras 5.27, 5.28 y 5.29 se muestran las distribuciones de velocidad para la geometría G35 con el caudal inferior al óptimo, el óptimo y el superior al óptimo respectivamente.

5.3.2.3. Evolución de la capa límite sobre el perfil.

El espesor de cantidad de movimiento aumenta más sobre la cara de succión que sobre la cara de presión. Tanto en la cara de succión como en la cara de presión, el espesor de cantidad de movimiento aumenta con el caudal y con la abertura. Se han detectado problemas de separación en las dos aberturas mayores.

En las figuras 5.31, 5.32 y 5.36 se muestran las distribuciones del espesor de cantidad de movimiento para las geometrías G25, G3 y G4 respectivamente, con el caudal óptimo. En las figuras 5.33, 5.34 y 5.35 se muestran dichas distribuciones para la geometría G35 con el caudal

inferior al óptimo, el óptimo y el superior al óptimo respectivamente.

5.3.3. Campos de velocidades y presión en la sección de punta.

5.3.3.1. Campo de presiones en el canal.

Sobre la cara de succión disminuye la depresión al aumentar el caudal; se aprecian altos gradientes de presión y un mayor valor de la depresión como consecuencia de la alta velocidad de la corriente de entrada. La depresión máxima aparece muy retrasada con respecto a las secciones de base y central, adelantándose con el aumento de la abertura.

En las figuras 5.37, 5.38 y 5.42 se muestran los campos de presiones para las geometrías G25, G3 y G4 respectivamente, con el caudal óptimo. En las figuras 5.39, 5.40 y 5.41 se muestran dichos campos para la geometría G35 con el caudal inferior al óptimo, el óptimo y el superior al óptimo respectivamente.

5.3.3.2. Distribución de velocidades sobre el perfil.

En la geometría G25, el máximo de velocidad aparece mucho más retrasado que en el resto de geometrías. En todas ellas la difusión sobre la cara de succión disminuye al aumentar el caudal. El máximo de velocidad sobre la cara de succión aparece mucho más retrasado que en las secciones de base y punta, siendo menor el retraso a medida que aumenta la abertura.

En las figuras 5.43, 5.44 y 5.48 se muestran las distribuciones de velocidad para las geometrías G25, G3 y G4 respectivamente, con el caudal óptimo. En las figuras 5.45, 5.46 y 5.47 se muestran dichas distribuciones para la geometría G35 con el caudal inferior al óptimo, el óptimo y el superior al óptimo respectivamente.

5.3.3.3. Evolución de la capa límite sobre el perfil.

El espesor de cantidad de movimiento en la cara de succión aumenta con la abertura, no apreciándose variación con el aumento del caudal. Los valores son menores que los obtenidos en la sección media.

En las figuras 5.49, 5.50 y 5.54 se muestran las distribuciones del espesor de cantidad de movimiento para las geometrías G25, G3 y G4 respectivamente, con el caudal óptimo. En las figuras 5.51, 5.52 y 5.53 se muestran dichas distribuciones para la geometría G35 con el caudal inferior al óptimo, el óptimo y el superior al óptimo respectivamente.

5.4. SOLUCIÓN MERIDIONAL.

Para obtener la solución meridional en la salida del canal, se han promediado a un solo valor las variables provenientes del cálculo álabe a álabe, concretamente de las variables necesarias para definir los triángulos de velocidades.

5.4.1. Distribución de las velocidades medias con el radio.

5.4.1.1. Componente meridional.

Se han representado las componentes meridionales de cada geometría ensayada adimensionalizadas con la velocidad meridional media en cada caso, para ver la irregularidad de la distribución respecto al valor medio.

En la tabla 5.I se muestra la varianza de las distribuciones radiales de la componente axial, obtenidas numérica y experimentalmente, calculada según la expresión siguiente:

$$\sigma = \sum_i \left(\frac{Cm_{2i}}{Cm_{2M}} - 1 \right)^2 \quad (5.1)$$

siendo Cm_{2i} la componente axial en cada posición radial y Cm_{2M} el valor medio de todas las componentes axiales.

Se observa que los valores de las varianzas obtenidas son muy parecidos entre sí, así como que los mayores valores se corresponden al caudal inferior al óptimo. Se aprecia que la mayor uniformidad de la distribución corresponde a la geometría G35.

Geometría G25: La componente disminuye de base a punta hasta los $3/4$ de la altura del canal y luego aumenta ligeramente (figura 5.55). En la base, la componente adimensional es mayor con el caudal mayor que con el óptimo, y en este que con el caudal menor; en la punta, se observa la tendencia contraria, siendo similares los valores en el centro del canal.

Geometría G3: La componente disminuye de base a punta hasta los $4/5$ de la altura del canal y luego aumenta (figura 5.56). En la base, es mayor con el caudal mayor que con los otros; y en la punta se observa lo contrario.

Geometría G35: La componente disminuye de base a punta hasta los $4/5$ de la altura del canal y luego aumenta ligeramente (figura 5.57). En la base, es mayor con el caudal mayor que con los otros; en la punta ocurre lo contrario.

Geometría G4: Con el caudal menor, la velocidad es constante hasta los $3/4$ de la altura del canal y luego aumenta (figura 5.58); con el caudal mayor, la componente disminuye levemente hasta los $2/3$ de la altura del canal, aumentando hacia la punta; el caudal óptimo presenta características intermedias.

5.4.1.2. Componente tangencial.

Se ha representado la componente tangencial adimensionalizada con la velocidad de rotación en la punta de los álabes (figuras 5.59 a 5.62). En todos los casos se observa una disminución de la componente tangencial de base a punta. Dentro de cada ángulo de calado, la componente tangencial disminuye al aumentar el caudal. Considerando los caudales óptimos de cada geometría, se observa que la componente tangencial aumenta con la abertura.

5.4.1.3. Ángulos relativos y absolutos.

Respecto al ángulo de la corriente relativa en la salida, en todas las geometrías ensayadas aumenta de base a punta estabilizándose al final. Dentro de un mismo ángulo de calado existen muy pocas diferencias respecto al caudal de funcionamiento como se puede apreciar en la figura 5.63, correspondiente a la geometría G35 con los tres caudales. Considerando los caudales óptimos de cada geometría, se observa que el ángulo de la corriente relativa disminuye con la abertura (figura 5.64).

El ángulo de la corriente absoluta aumenta casi linealmente de base a punta, siendo su valor superior en el caudal menor que en el óptimo, y en éste que con el caudal mayor. (Figuras 5.65 a 5.68).

5.4.2. Distribución del trabajo y de la presión estática con el radio.

5.4.2.1. Trabajo.

Se observa un aumento del trabajo con el aumento de la abertura, y fijador un ángulo de calado, un aumento del trabajo con la disminución del caudal. Asimismo, se observa un aumento del trabajo en la punta del álabe.

Geometría G25: Disminuye ligeramente de base hasta la mitad del canal y luego se uniformiza. (Figura 5.69).

Geometría G3: Es uniforme para el caudal óptimo, y para los otros caudales disminuye algo hasta los 3/4 del canal, aumentando ligeramente en la punta (figura 5.70).

Geometría G35: Con el caudal menor, es bastante uniforme en una gran extensión aumentando a partir de los 4/5 de la altura del canal (figura 5.71); con el caudal mayor

disminuye ligeramente de base a punta hasta los 4/5 del canal y luego aumenta.

Geometría G4: Con el caudal menor, aumenta de base a punta; con el caudal mayor, disminuye hasta los 3/4 de la altura del canal, aumentando hacia la punta, y con el caudal óptimo, se mantiene uniforme hasta los 4/5 del canal, y luego aumenta (figura 5.72).

5.4.2.2. Presión estática.

En todos los casos se observa un aumento del valor de la presión estática al disminuir el caudal para cada posición radial; asimismo, se aprecia un leve aumento de la presión de base a punta, llegando a uniformizarse en la zona de punta en algún caso (figuras 5.73 a 5.76).

Se puede apreciar que la distribución radial de presión estática se corresponde con la de trabajo si se tiene en cuenta el término de energía cinética obtenido a partir de la distribución radial de velocidad absoluta. Las figuras 5.71, 5.75 y 5.77 muestran respectivamente las distribuciones radiales de trabajo, presión estática y velocidad absoluta, para la geometría G35; se puede apreciar cómo aumenta la presión estática con la posición radial y cómo disminuye la velocidad absoluta, obteniéndose una distribución de trabajo bastante uniforme.

5.4.3. Distorsión de los tubos de corriente.

Una de las variables que utiliza el cálculo meridional del flujo es la distribución radial de la componente axial. La modificación de esta variable provoca que, como por cada tubo de corriente circula el mismo caudal de aire, se modifique el espesor del mismo. Las figuras 5.78 y 5.79 presentan la variación de dicho espesor entre la entrada y la salida para los caudales óptimos de los cuatro ángulos de calado ensayados; en la figura 5.80 se muestra dicha variación para la geometría G35 con los tres caudales ensayados.

Geometría G25: se aprecia una disminución del espesor de los tubos de corriente en la base, y un aumento en la punta, siendo mayor la distorsión a medida que aumenta el caudal.

Geometría G3: para los caudales menor y óptimo no se aprecia apenas distorsión, mientras que para el caudal mayor se observa la tendencia mencionada en la geometría G25.

Geometría G35: para los caudales menor y óptimo, se observa un estrechamiento en la punta, mientras que para el caudal mayor, no se aprecia distorsión.

Geometría G4: Se observa en los tres caudales un estrechamiento de los tubos de corriente en la punta, siendo mayor a medida que disminuye el caudal.

5.5. CARACTERÍSTICAS GLOBALES.

Una vez obtenidas las distribuciones radiales de trabajo se realizó una integración a lo largo del canal para obtener el trabajo total obtenido para cada geometría y cada caudal de funcionamiento. En la figura 5.81 se han representado los resultados obtenidos, uniendo aquellos puntos correspondientes al mismo ángulo de calado. En dicha figura se puede apreciar que, dentro de un mismo ángulo de calado, el trabajo aumenta al disminuir el caudal; asimismo se puede apreciar que a medida que disminuye el ángulo de calado (aumenta la abertura) aumenta el trabajo proporcionado por el ventilador, reproduciendo el comportamiento detectado en el estudio experimental.

5.6. CONCLUSIONES DEL ESTUDIO TEÓRICO.

A partir de las características señaladas en los apartados precedentes, se pueden extraer las siguientes conclusiones del estudio teórico:

-Para un ángulo de calado considerado, la depresión máxima sobre la cara de succión aumenta con la disminución del caudal; este hecho se justifica teniendo en cuenta que en una sección determinada, el ángulo de ataque aumenta al disminuir el caudal. En las figuras 5.82 a 5.85 se representan las distribuciones radiales del ángulo de ataque en

todas las geometrías y caudales ensayados.

-La posición de la depresión sobre la cara de succión de base a punta se retrasa; este hecho se justifica por la disminución de base a punta del ángulo de ataque, de la curvatura y del espesor de los álabes.

-Aumenta la depresión sobre la cara de succión con la abertura, como consecuencia del aumento del ángulo de ataque.

-Para un ángulo de calado considerado, aumenta la difusión sobre la cara de succión con la disminución del caudal, como consecuencia del aumento del ángulo de ataque sobre cada sección.

-Fijados un ángulo de calado y un caudal, se produce un aumento de la velocidad con la posición radial, pero disminuye la difusión sobre la cara de succión.

-Con el aumento de la abertura de los álabes, en cada sección se produce un aumento de la velocidad y algo de la difusión; se adelanta la posición de la depresión máxima sobre la cara de succión, y la evolución de la velocidad se hace más brusca.

-Fijado un ángulo de calado, el espesor de cantidad de movimiento disminuye con el aumento del caudal, debido a que existe menor difusión sobre el perfil y menor gradiente adverso de presión.

-Fijados un ángulo de calado y un caudal, el espesor de cantidad de movimiento disminuye de base a punta.

-Para el caudal óptimo en cada ángulo de calado, en una sección determinada, el espesor de cantidad de movimiento aumenta con la abertura.

-Respecto a las distribuciones radiales de velocidad, con el aumento del caudal, se produce un aumento de la componente axial adimensionalizada en la base, disminuyendo en la punta, es decir, una mayor desigualdad.

-La mayor uniformidad de las distribuciones radiales de la componente axial se obtiene con la geometría G35, y después en las geometrías G3 y G4, que son los calados para los que se obtuvo mejor rendimiento en el estudio experimental.

-El ángulo absoluto de la corriente a la salida de los álabes disminuye con el caudal, disminuye de base a punta y disminuye al aumentar el ángulo de calado.

-El trabajo realizado aumenta al aumentar la abertura y, fijado un ángulo de calado, al disminuir el caudal. Si el caudal es grande, el trabajo puede disminuir de base a punta para aumentar en la punta; y si el caudal es pequeño, el trabajo es prácticamente constante o aumenta siempre. En todos los casos, las variaciones de trabajo son mayores en la punta de los álabes.

-La presión estática aumenta siempre de base a punta, obteniéndose las mayores variaciones en la punta.

-La comparación de las geometrías G352 y G41, en las que el caudal de funcionamiento casi es el mismo, con lo cual el ángulo relativo de la corriente es el mismo en cada sección, revela una mayor difusión en cada sección y un adelanto del máximo de velocidad sobre el perfil en la geometría G41 respecto a la G352. (Figuras 5.86, 5.87 y 5.88).

-Como consecuencia del mayor ángulo de ataque en G41 que en G352, aquella proporciona más trabajo al fluido (Figura 5.90). Como el gradiente radial de trabajo es positivo, el gradiente de velocidad axial también lo es, de acuerdo con la ecuación que expresa la condición de equilibrio radial. (Figuras 5.57 y 5.58).

Geometría	G25		
	1	0	2
Numérico	$5.46 \cdot 10^{-2}$	$7.85 \cdot 10^{-2}$	$10.49 \cdot 10^{-2}$
Experimental	$25.23 \cdot 10^{-2}$	$19.52 \cdot 10^{-2}$	$23.74 \cdot 10^{-2}$
Geometría	G3		
	1	0	2
Numérico	$0.73 \cdot 10^{-2}$	$1.21 \cdot 10^{-2}$	$2.49 \cdot 10^{-2}$
Experimental	$14.17 \cdot 10^{-2}$	$12.58 \cdot 10^{-2}$	$14.20 \cdot 10^{-2}$
Geometría	G35		
	1	0	2
Numérico	$1.47 \cdot 10^{-2}$	$0.77 \cdot 10^{-2}$	$0.70 \cdot 10^{-2}$
Experimental	$9.33 \cdot 10^{-2}$	$8.40 \cdot 10^{-2}$	$10.46 \cdot 10^{-2}$
Geometría	G4		
	1	0	2
Numérico	$2.49 \cdot 10^{-2}$	$1.58 \cdot 10^{-2}$	$0.86 \cdot 10^{-2}$
Experimental	$9.31 \cdot 10^{-2}$	$9.06 \cdot 10^{-2}$	$12.77 \cdot 10^{-2}$

Tabla 5.I. Varianza de las distribuciones radiales de la componente meridional.

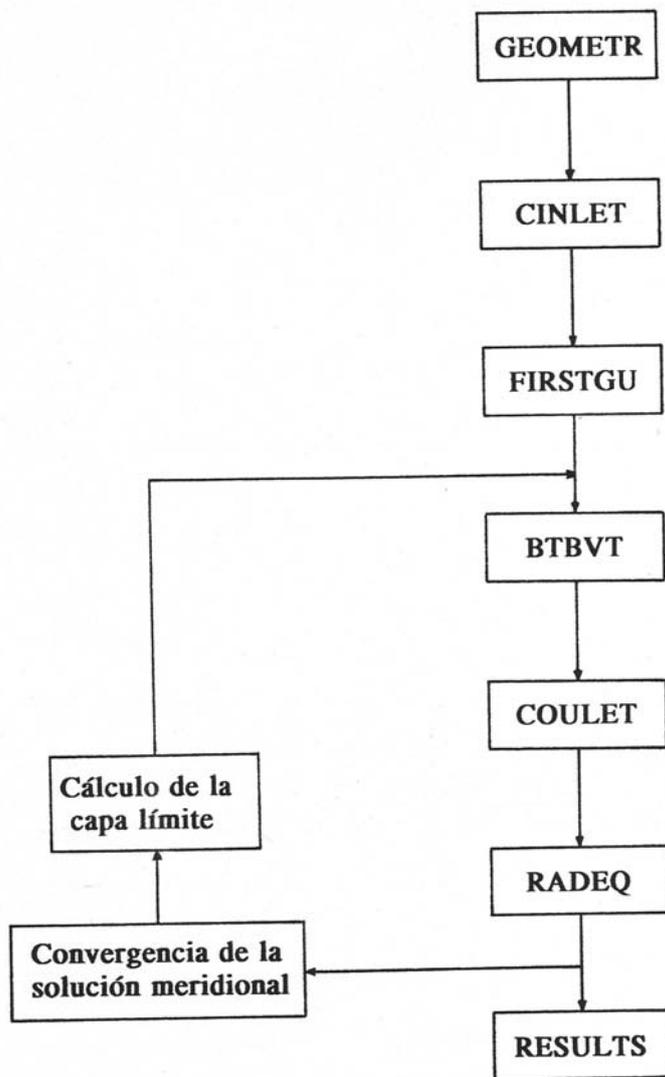


Figura 5.1. Diagrama de bloques del programa.

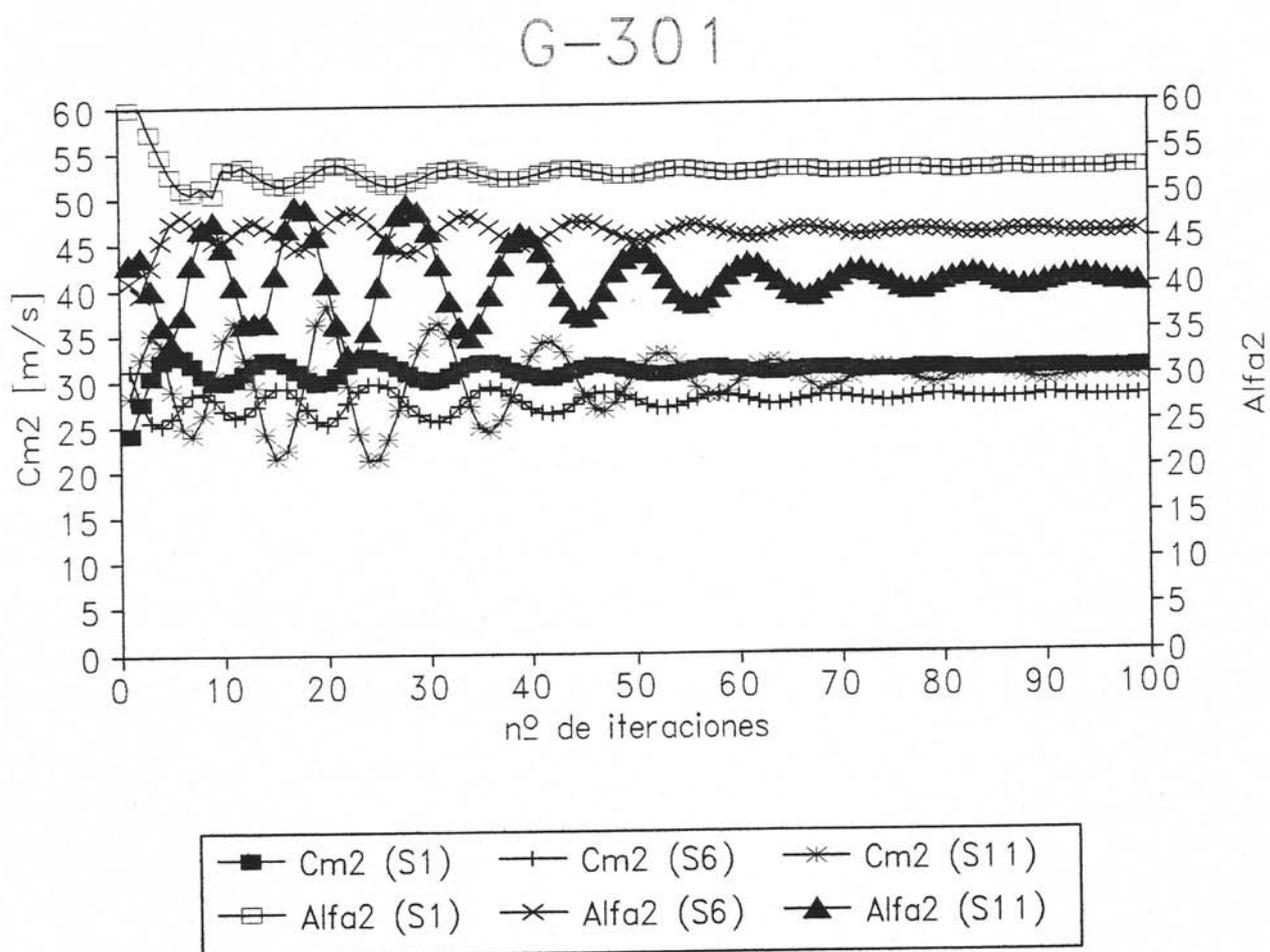


Figura 5.2. Evolución de la convergencia de la solución meridional.
(Geometría G30).

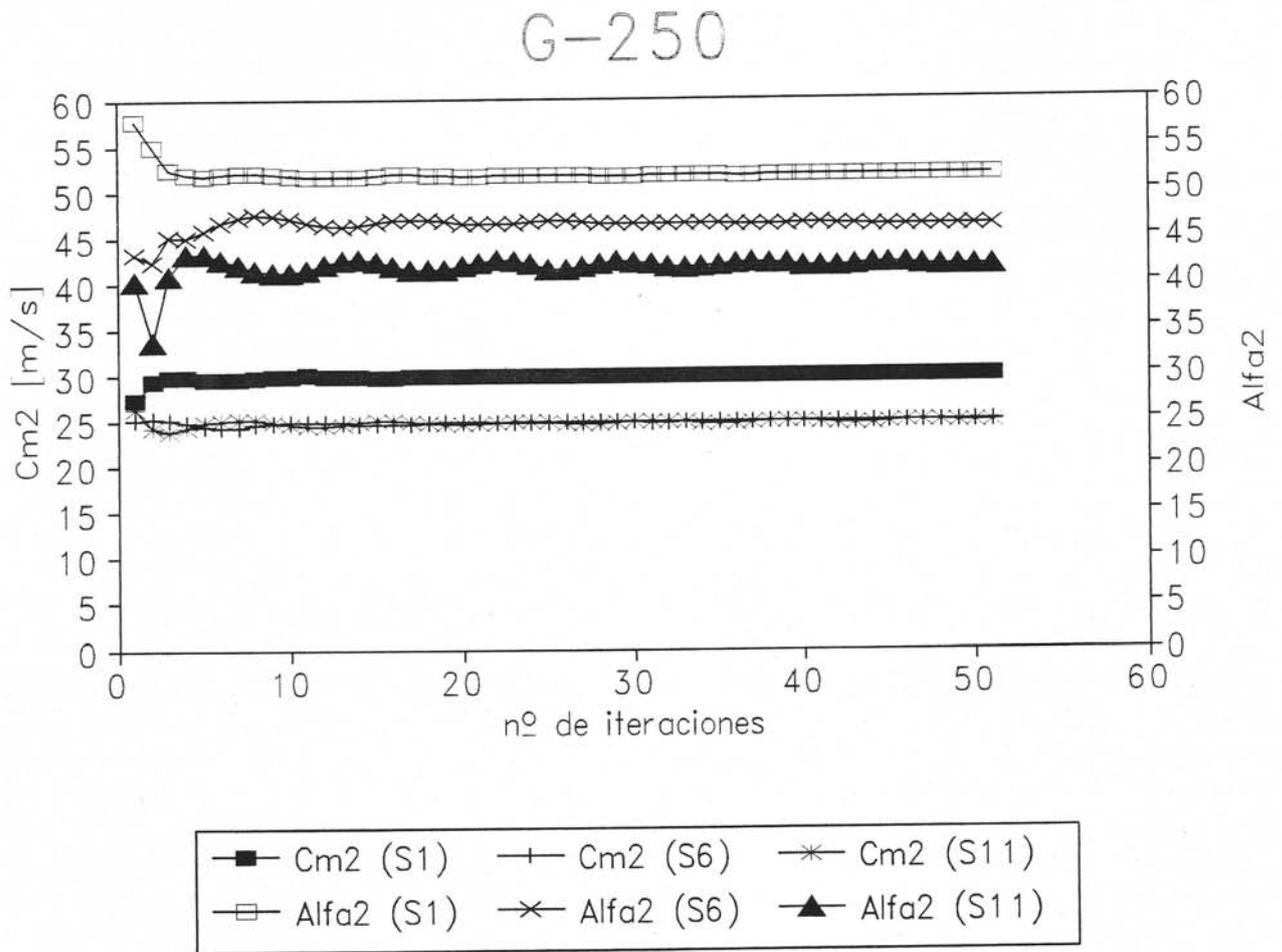


Figura 5.3. Evolución de la convergencia de la solución meridional. (Geometría G250).

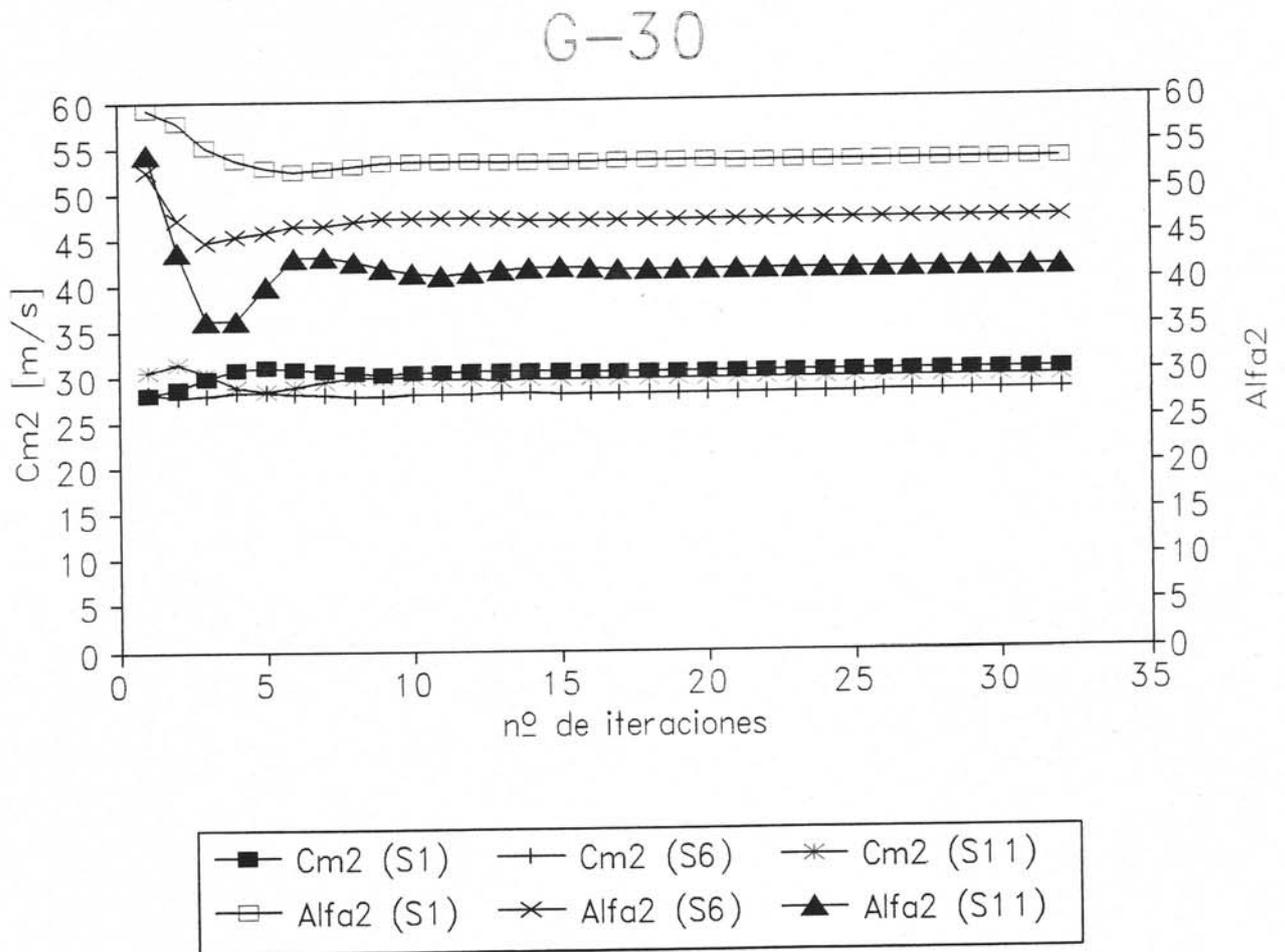


Figura 5.4. Evolución de la convergencia de la solución meridional. (Geometría G30).

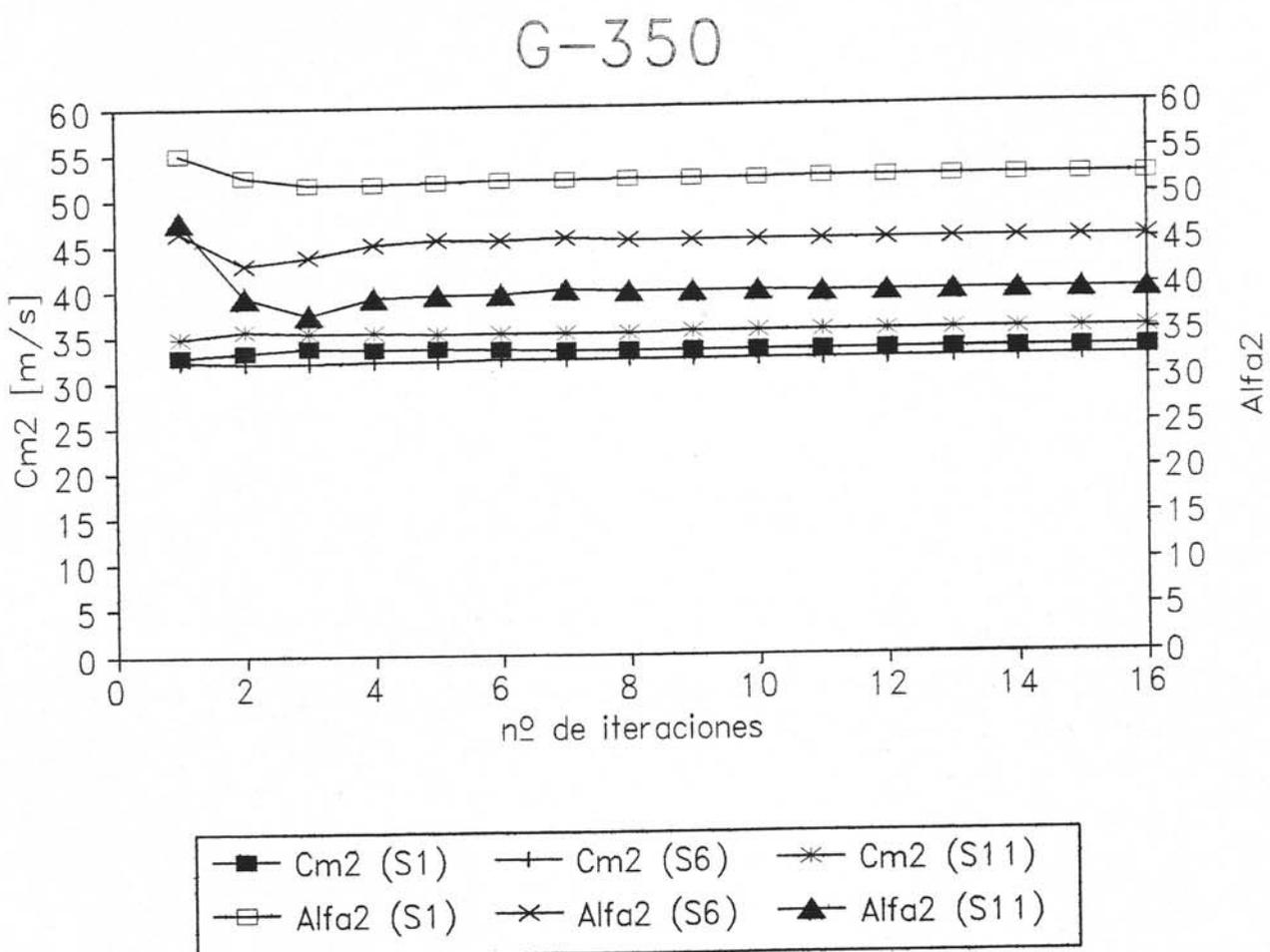


Figura 5.5 Evolución de la convergencia de la solución meridional.
(Geometría G350).

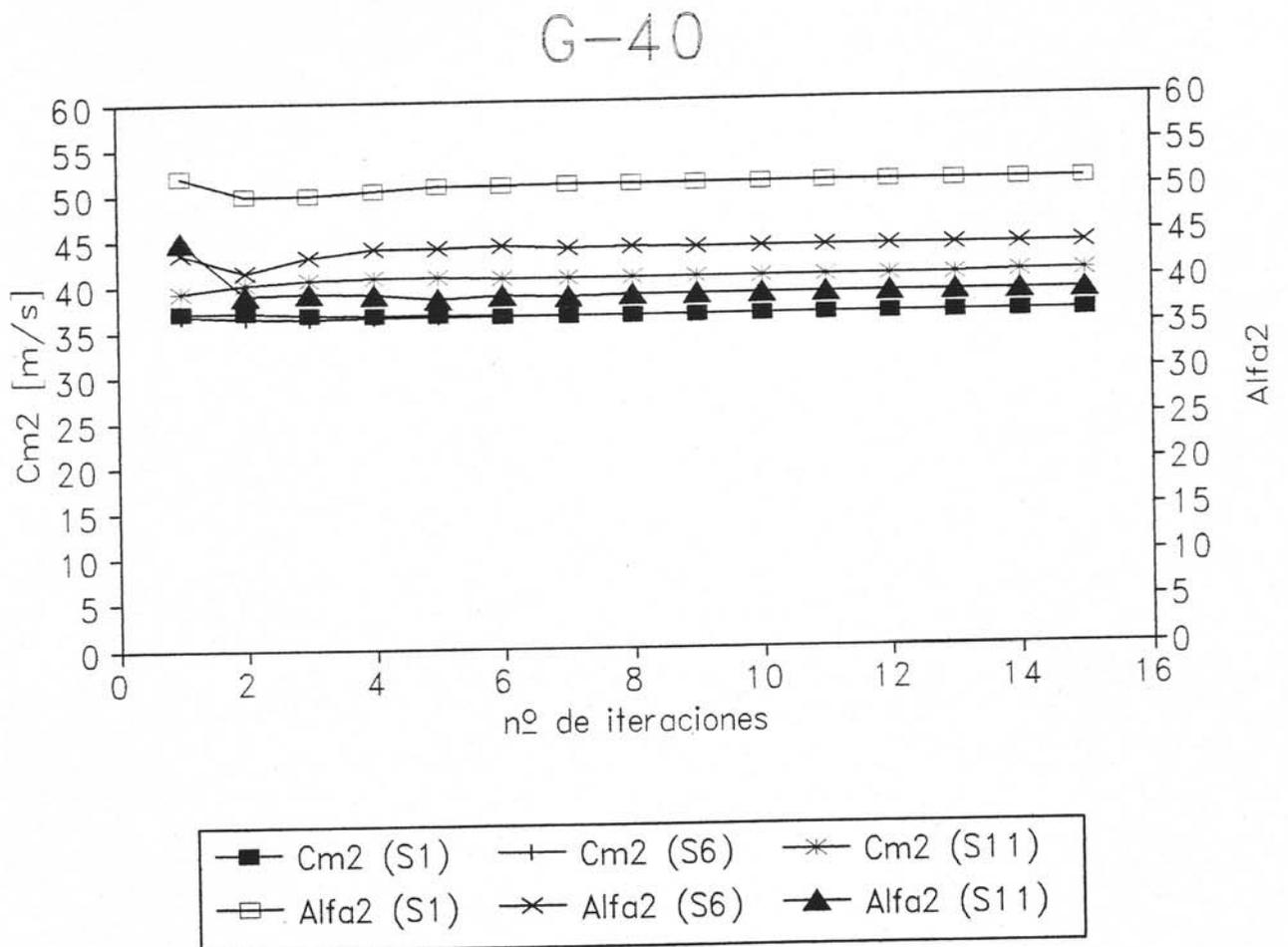


Figura 5.6. Evolución de la convergencia de la solución meridional. (Geometría G40).

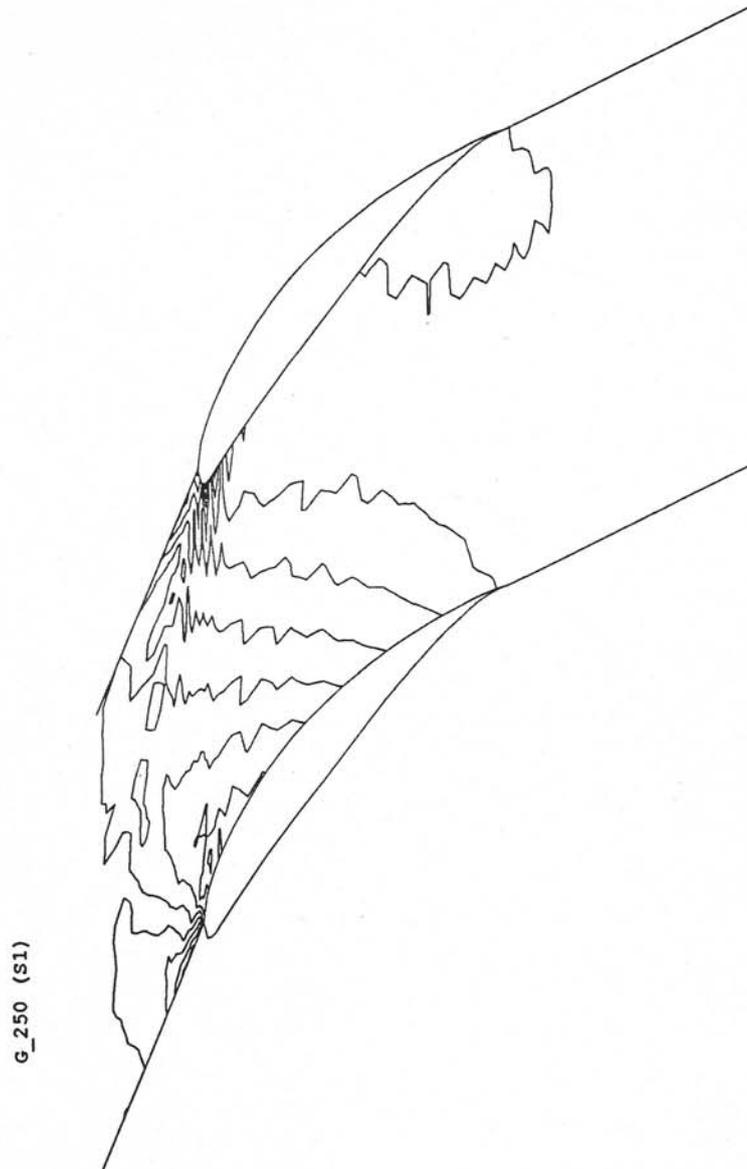


Figura 5.7. Campo de presiones en el canal. (Geometría G250).

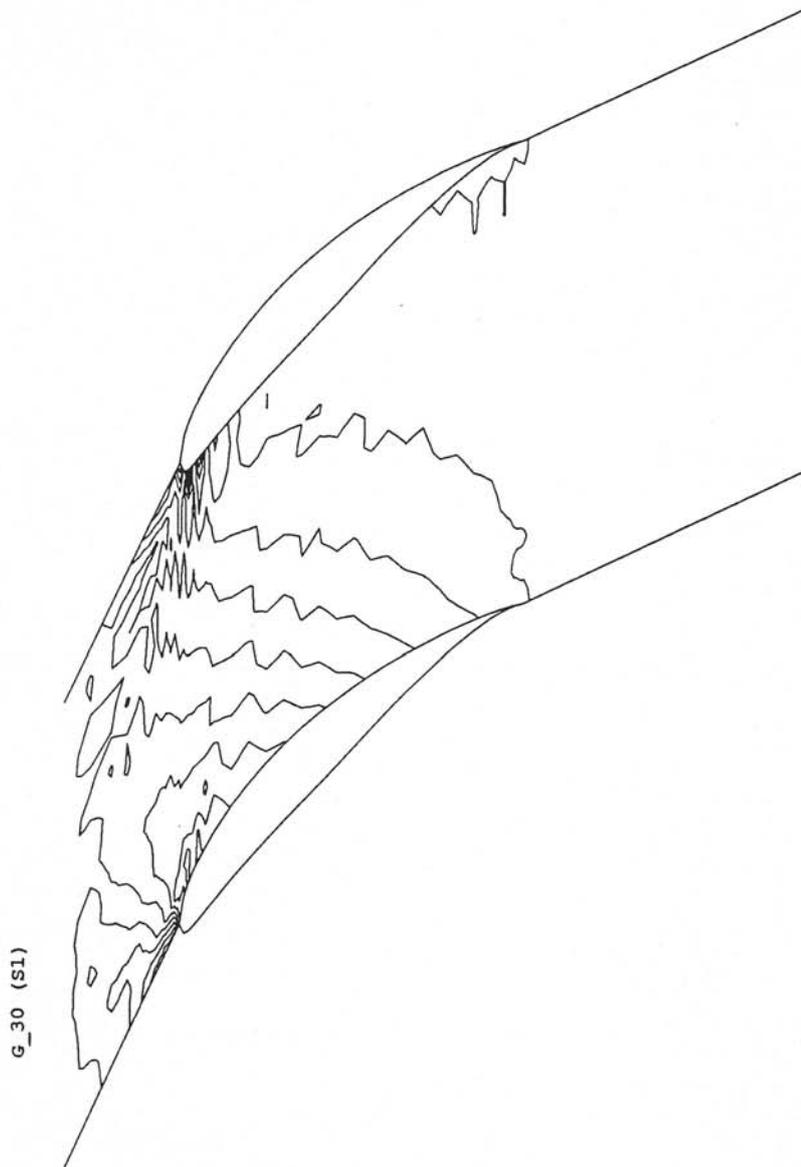


Figura 5.8. Campo de presiones en el canal. (Geometría G30).

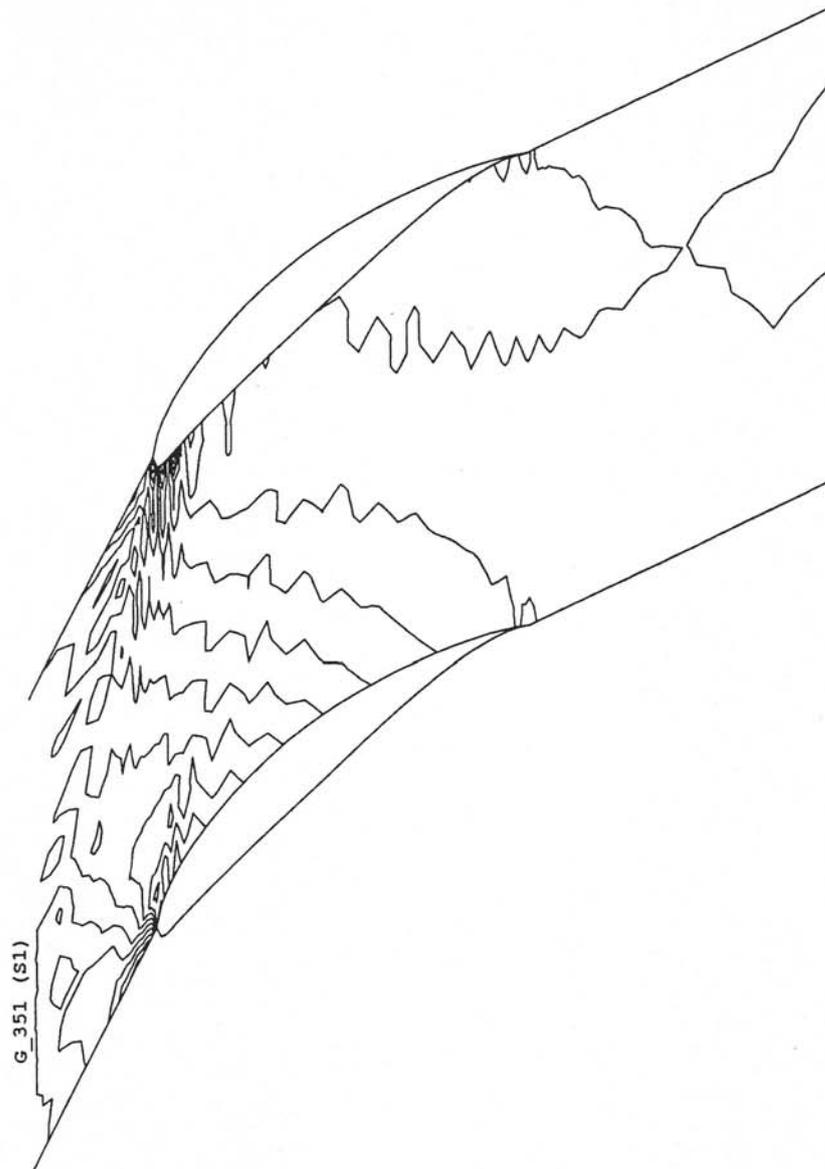


Figura 5.9. Campo de presiones en el canal. (Geometría G351).

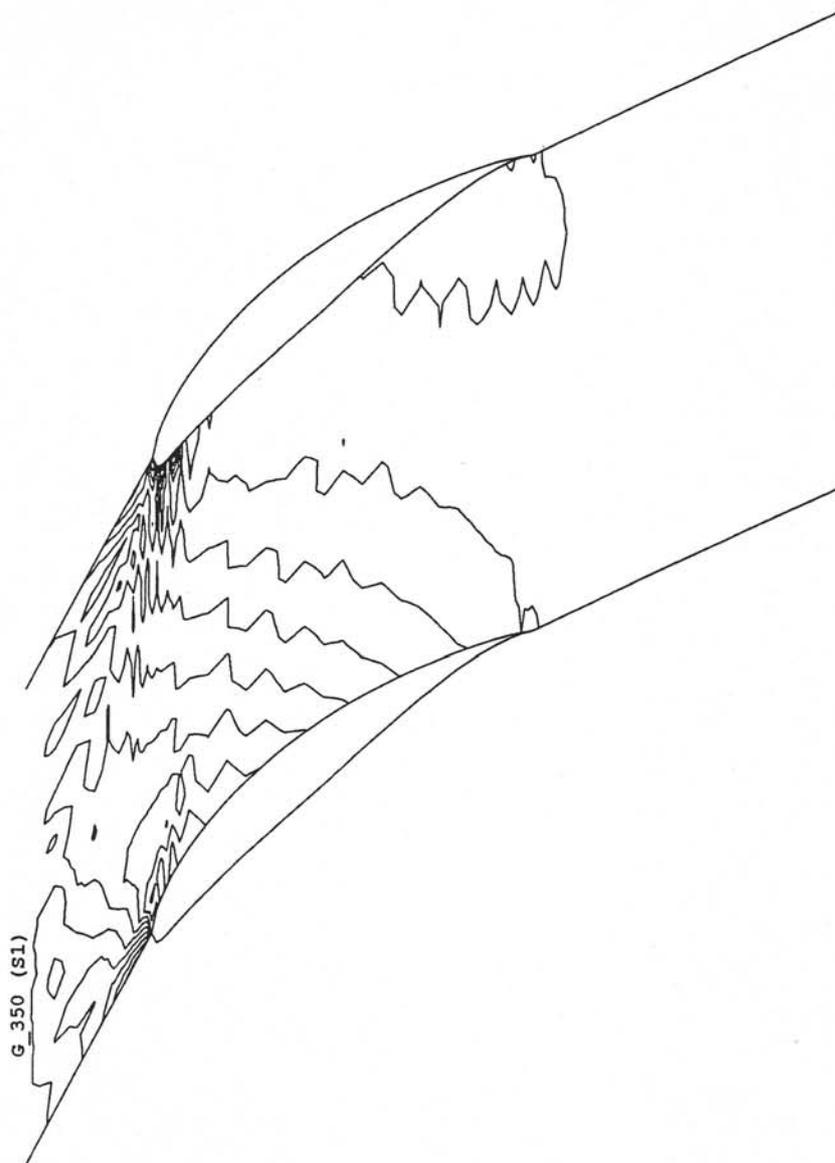


Figura 5.10. Campo de presiones en el canal. (Geometría G350).

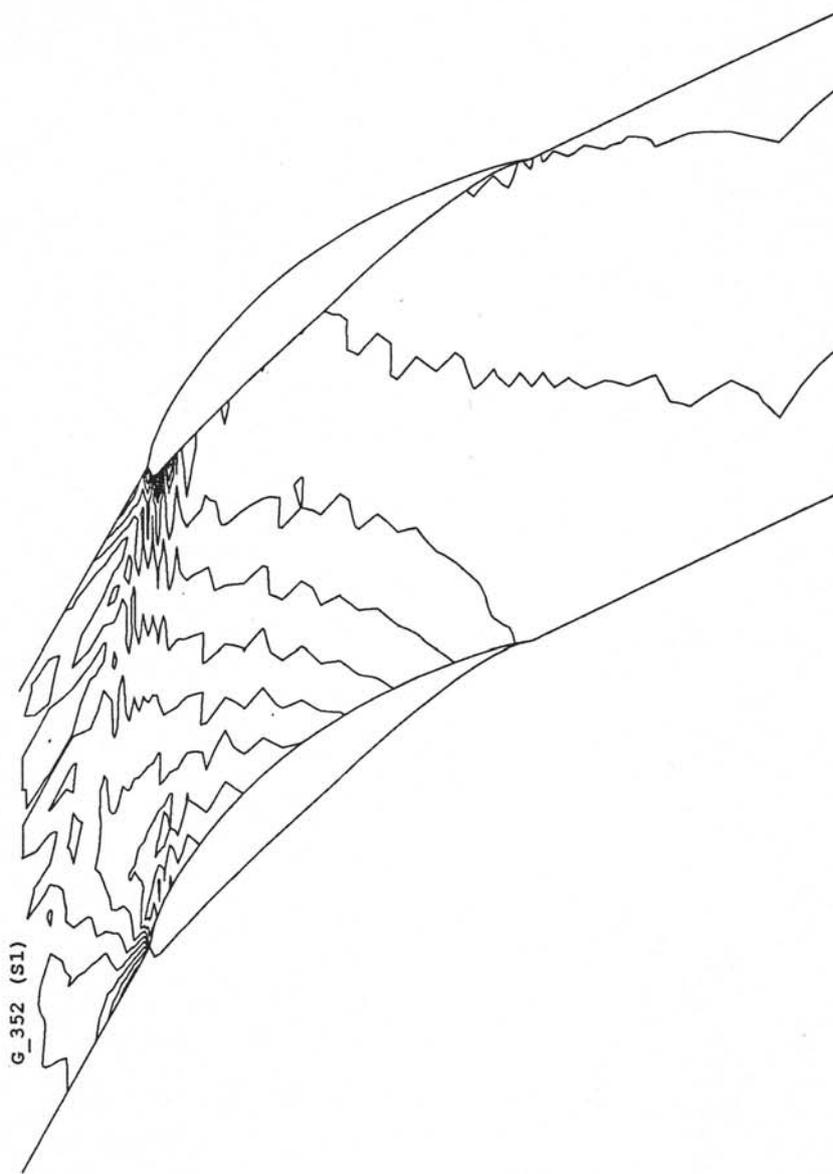


Figura 5.11. Campo de presiones en el canal. (Geometría G352).

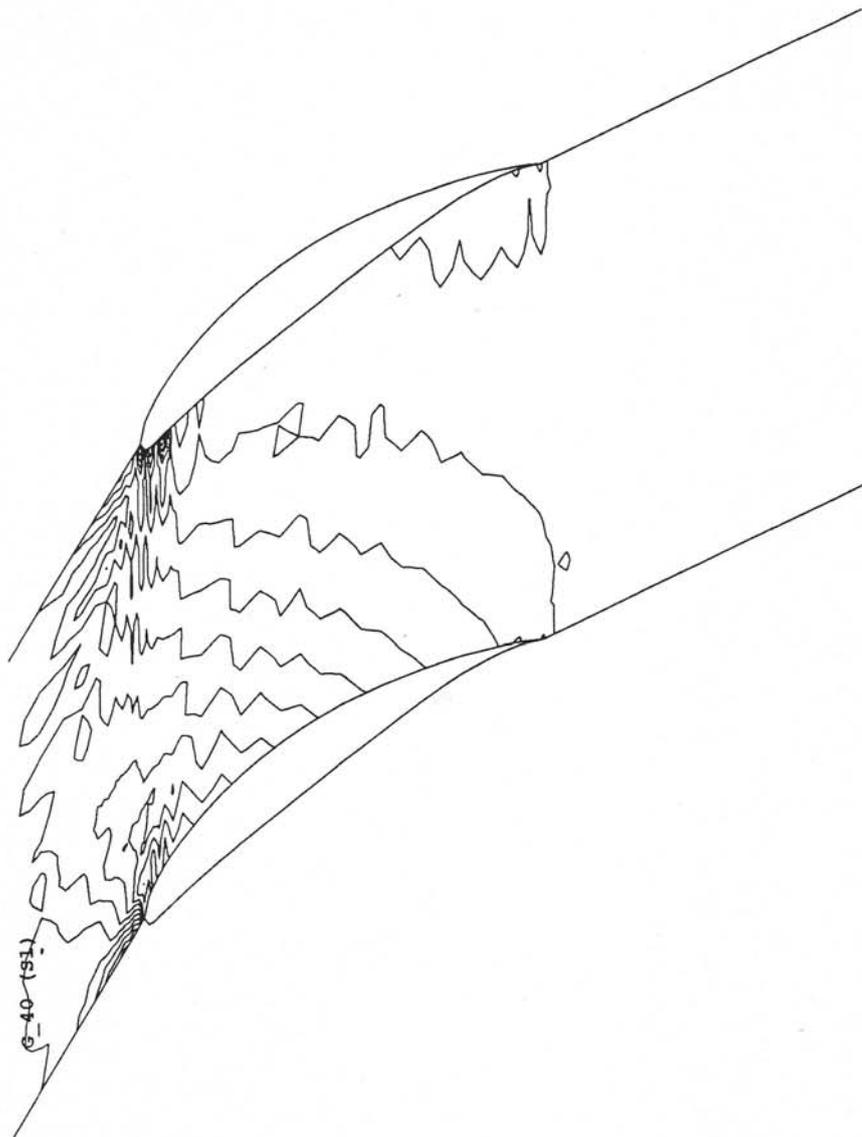


Figura 5.12. Campo de presiones en el canal. (Geometría G40).

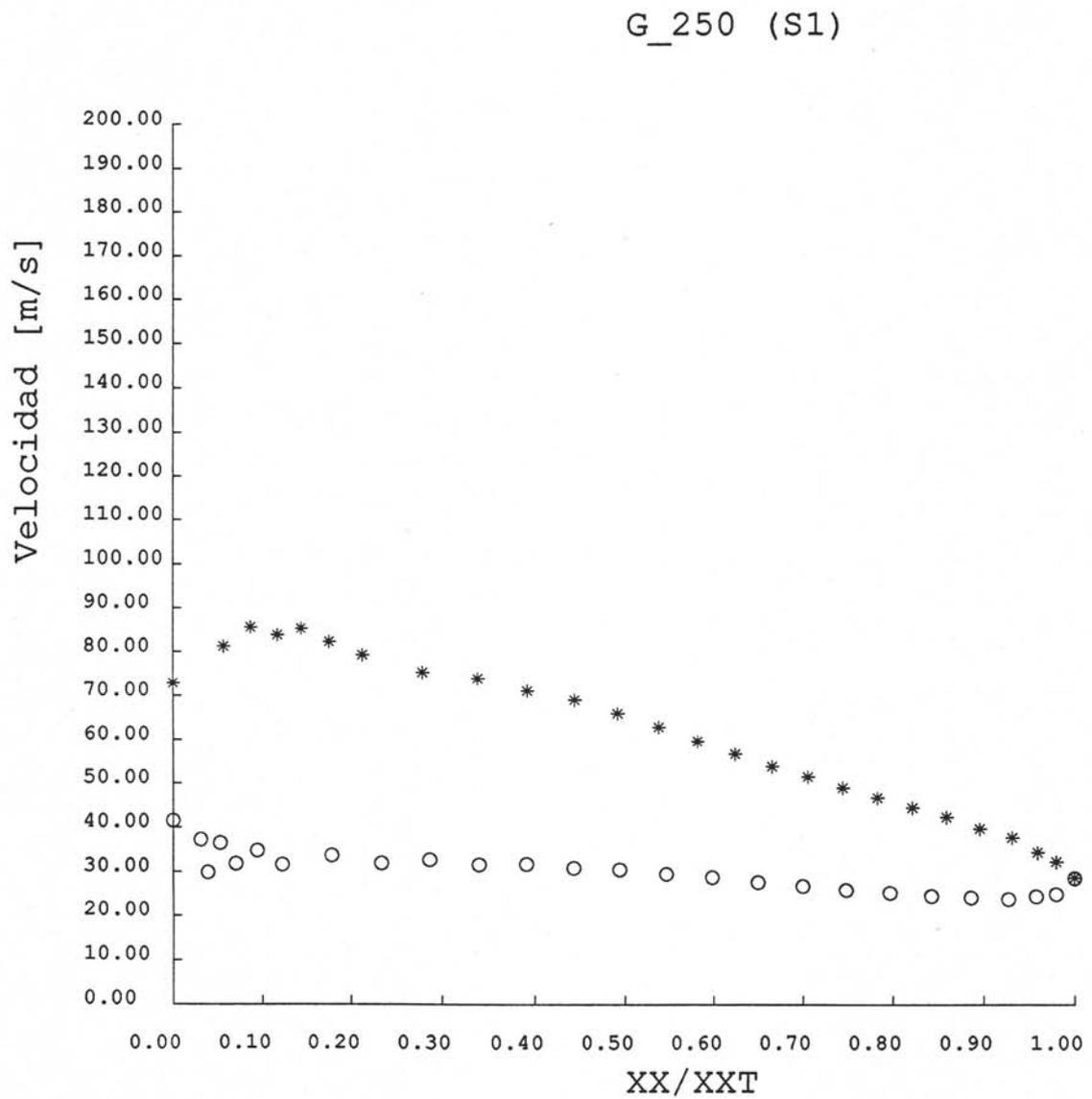


Figura 5.13. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G250).

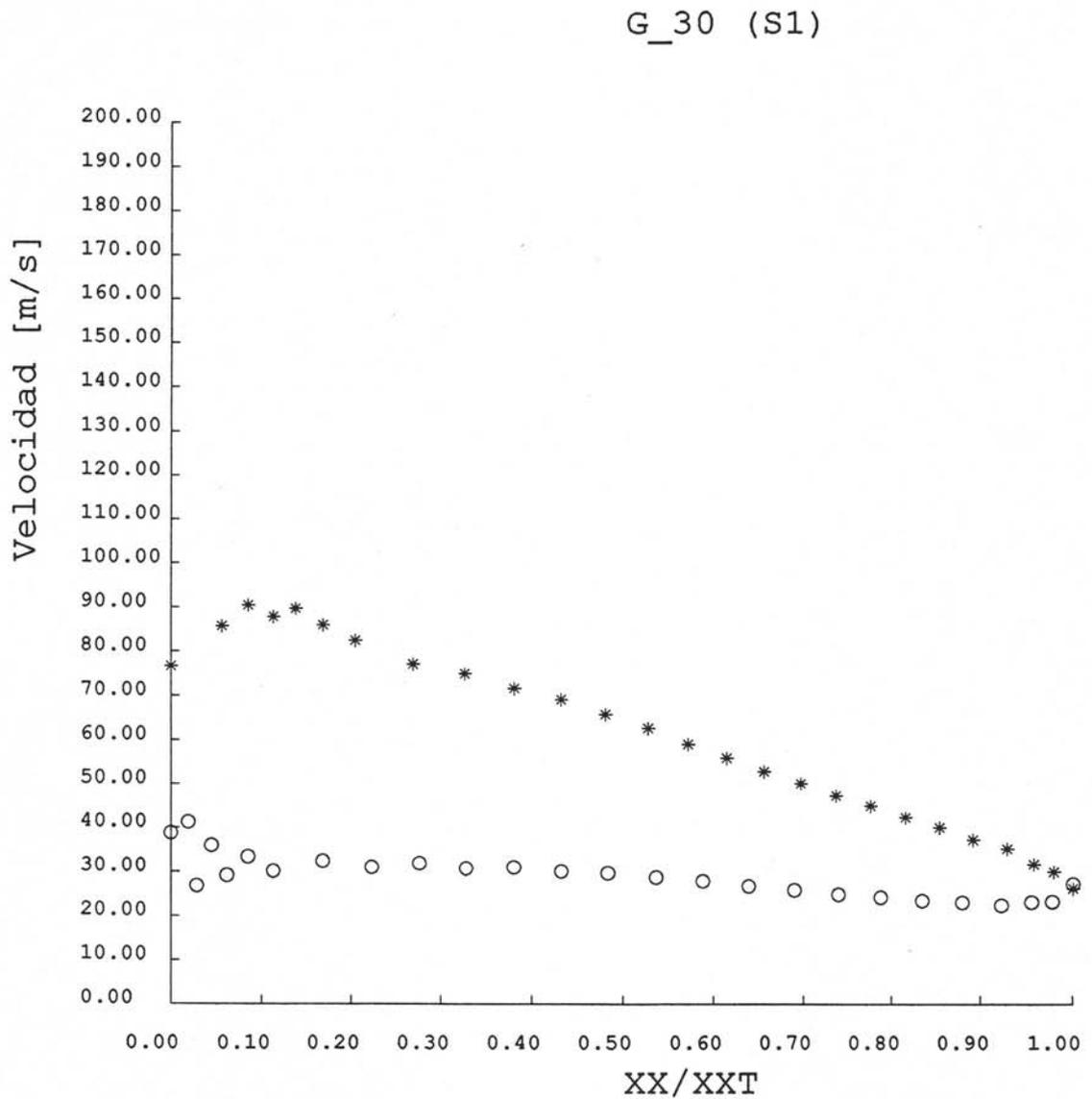


Figura 5.14. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G30).

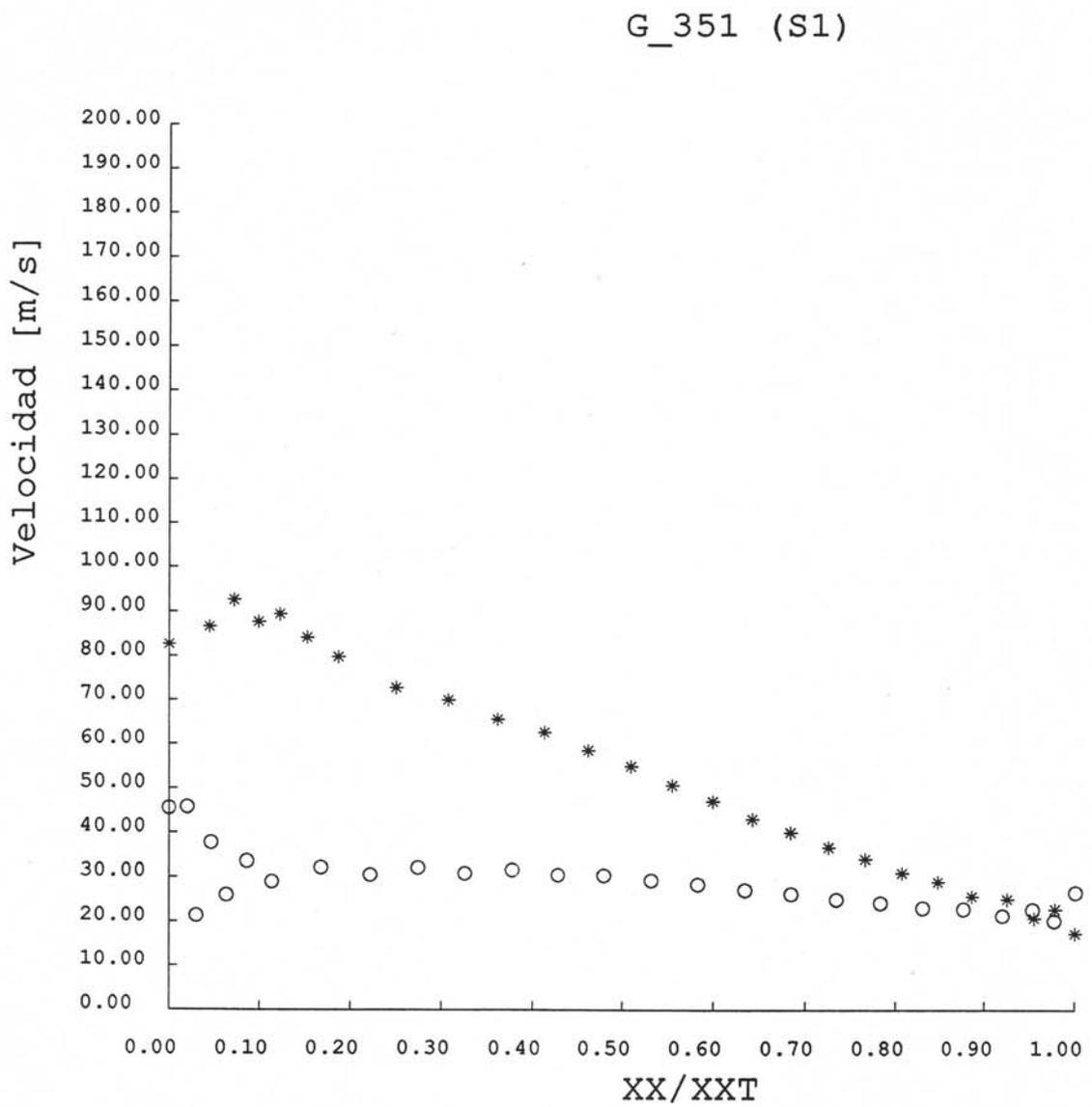


Figura 5.15. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G351).

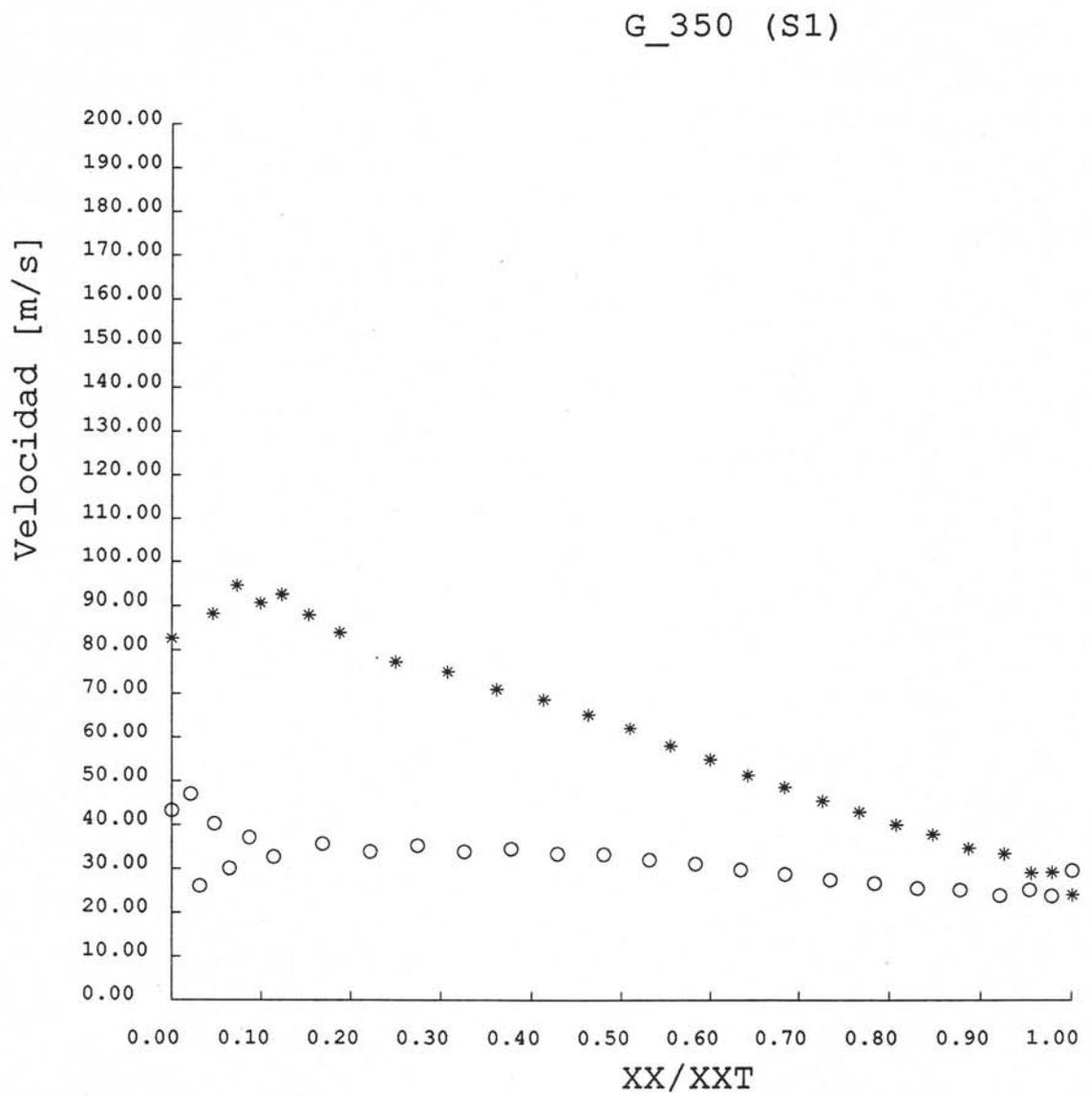


Figura 5.16. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G350).

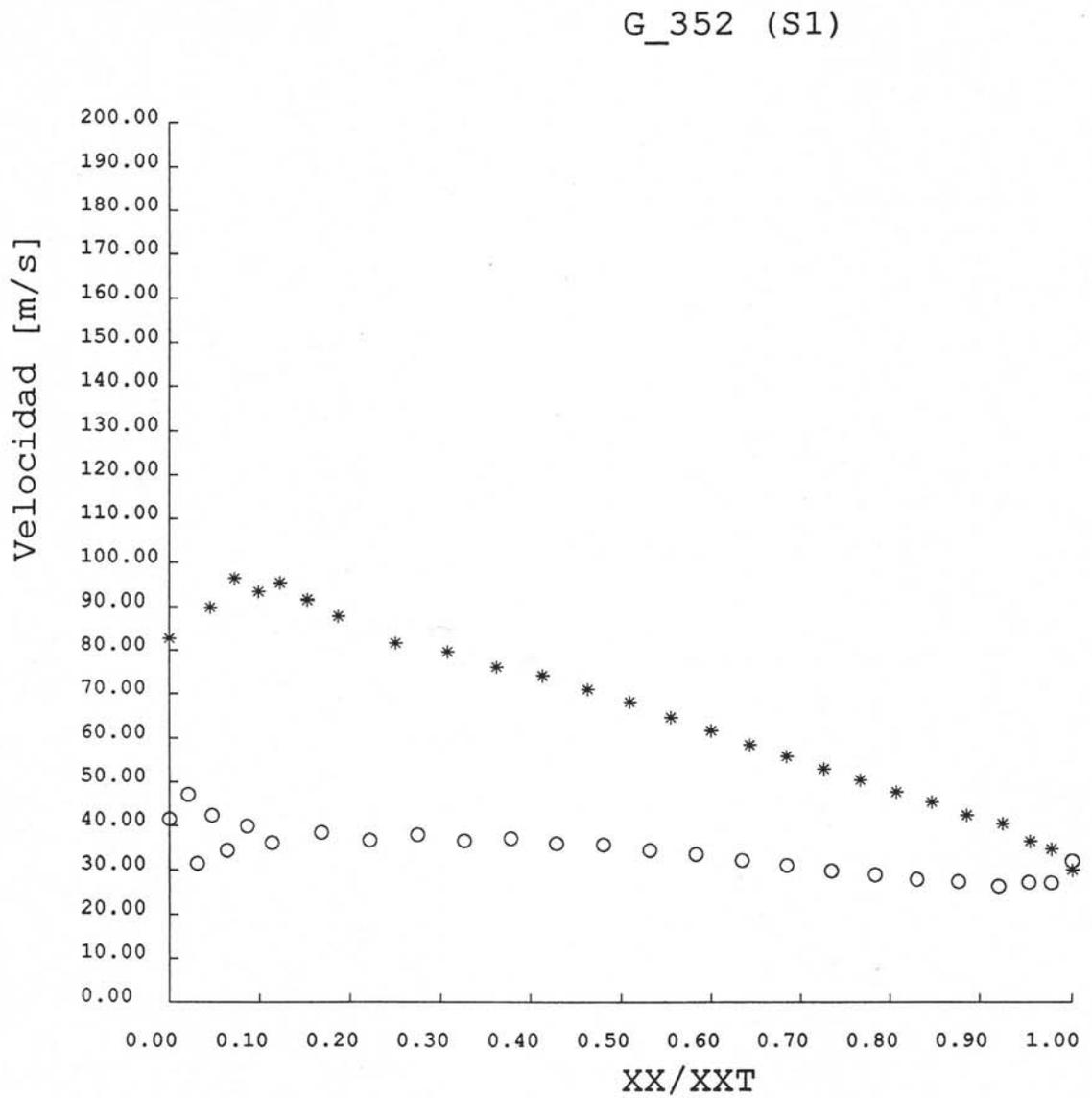


Figura 5.17. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G352).

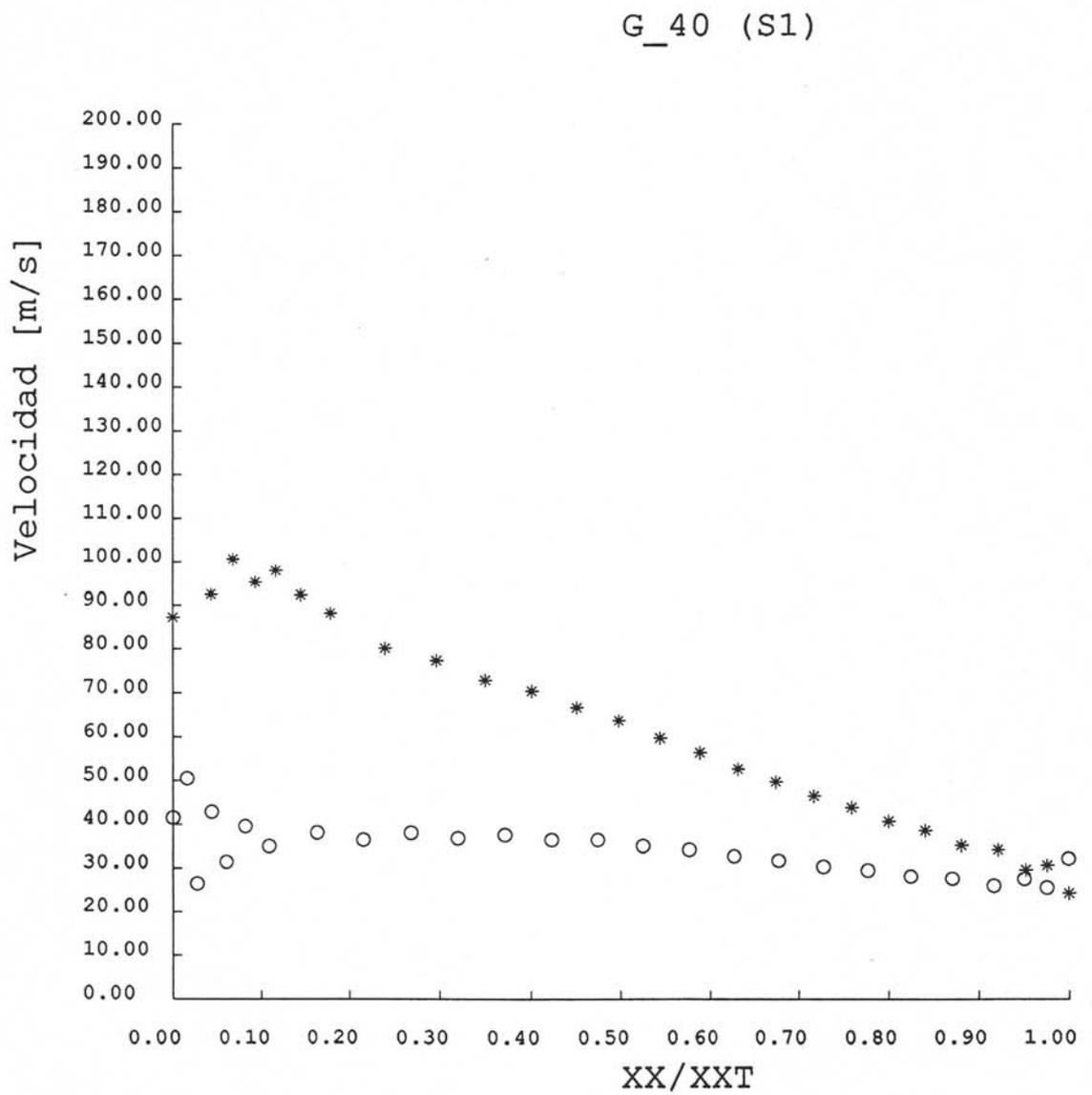


Figura 5.18. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G40).

G_250 (S5)

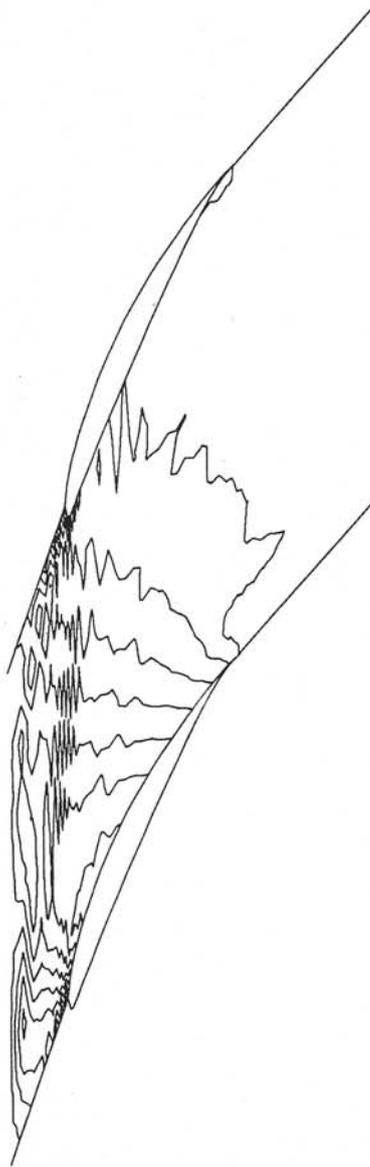


Figura 5.19. Campo de presiones en el canal. (Geometría G250).

G_30 (S5)

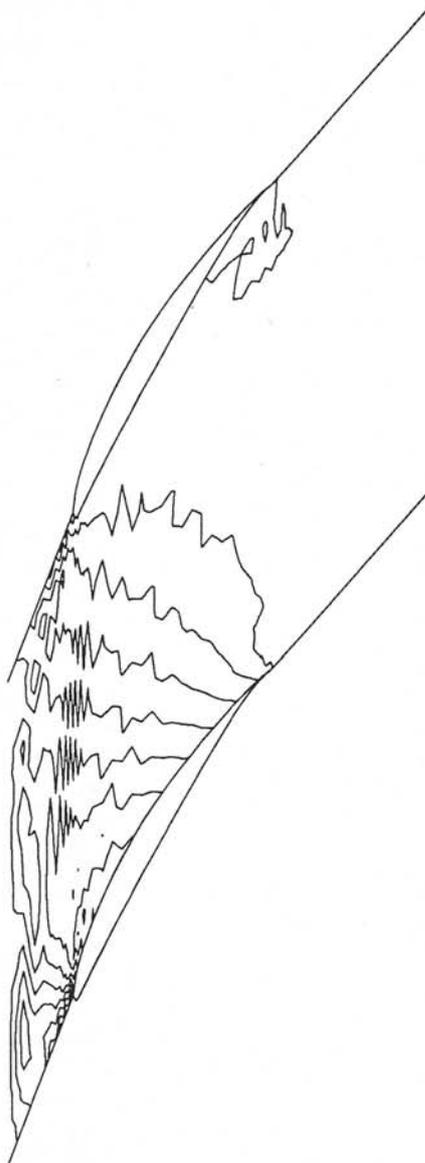


Figura 5.20. Campo de presiones en el canal. (Geometría G30).

G_351 (S5)

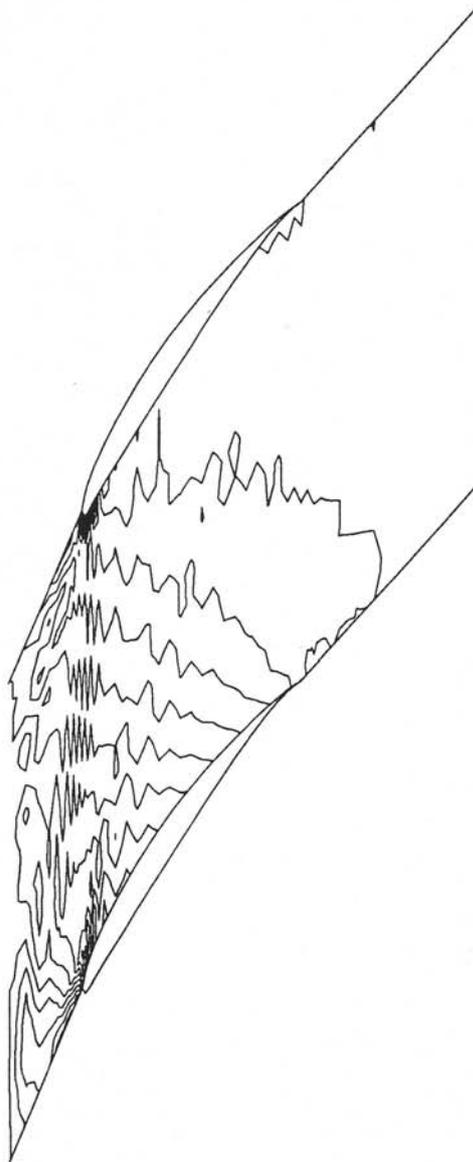


Figura 5.21. Campo de presiones en el canal.(Geometría G351).

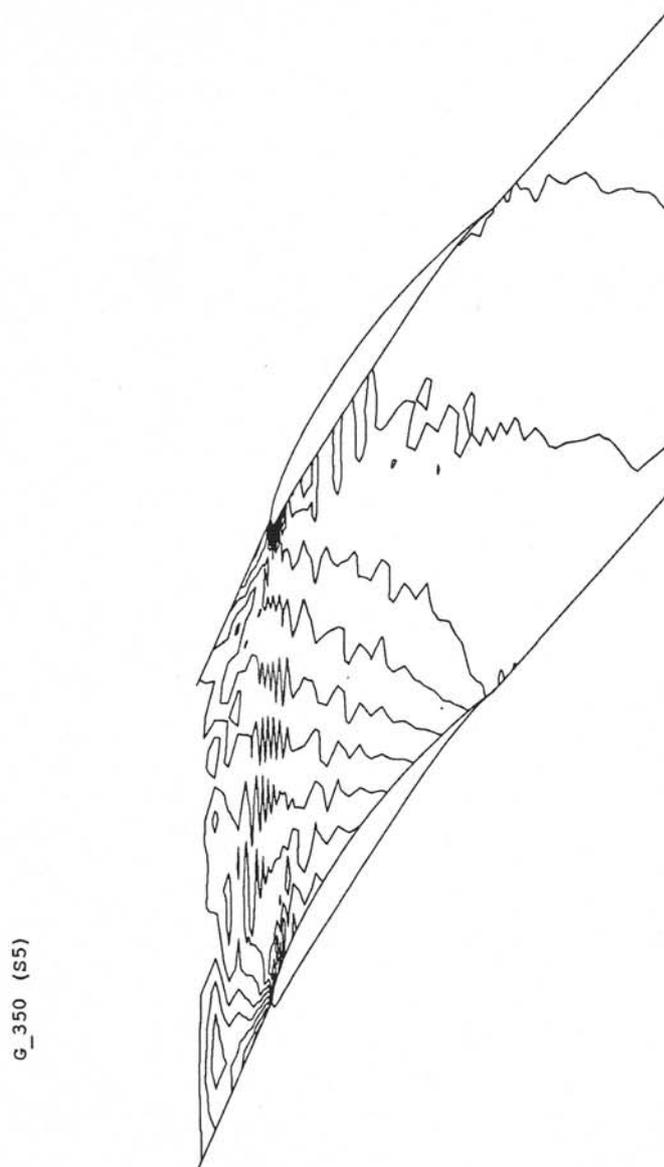


Figura 5.22. Campo de presiones en el canal. (Geometría G350).

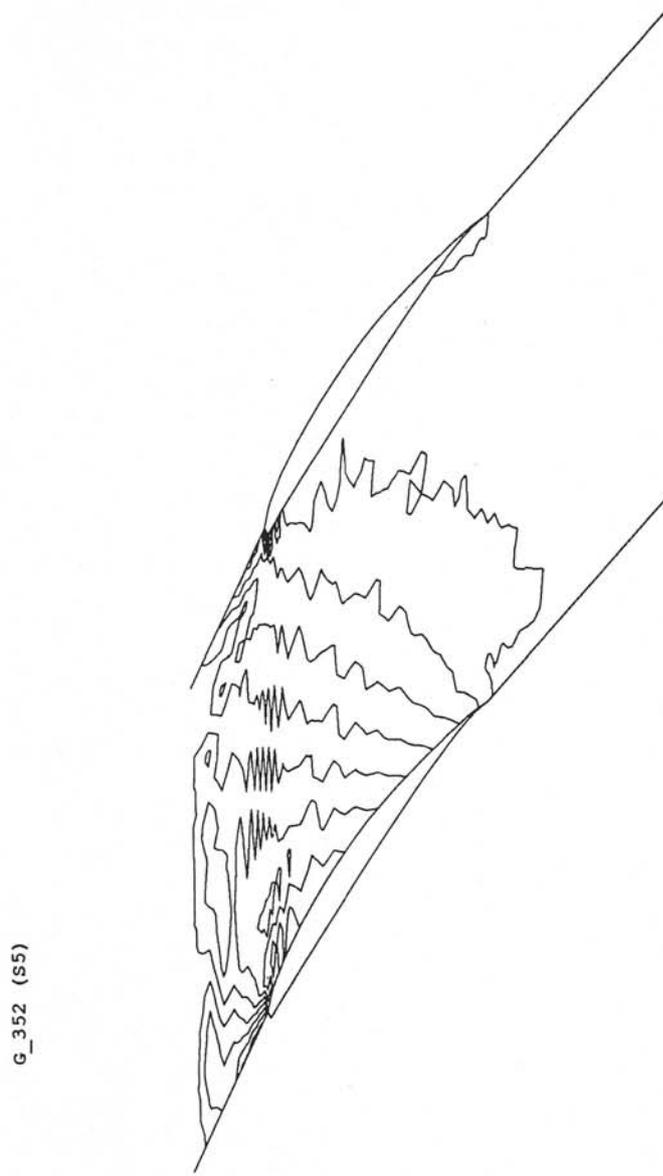


Figura 5.23. Campo de presiones en el canal. (Geometría G352).

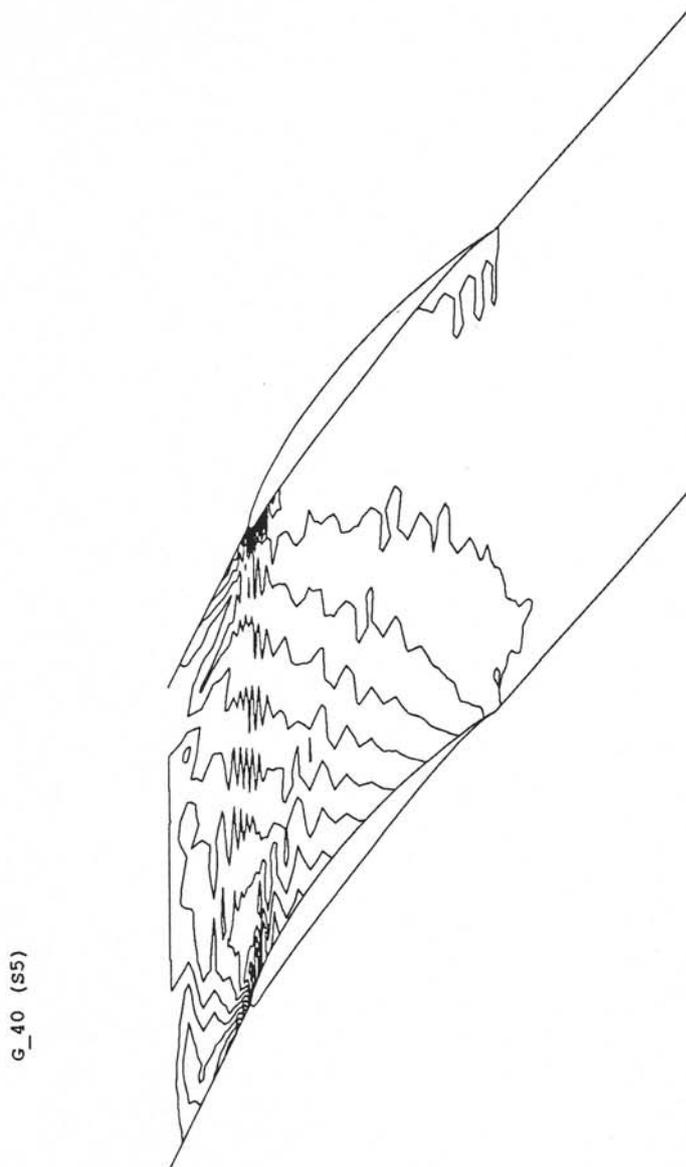


Figura 5.24. Campo de presiones en el canal.(Geometría G40).

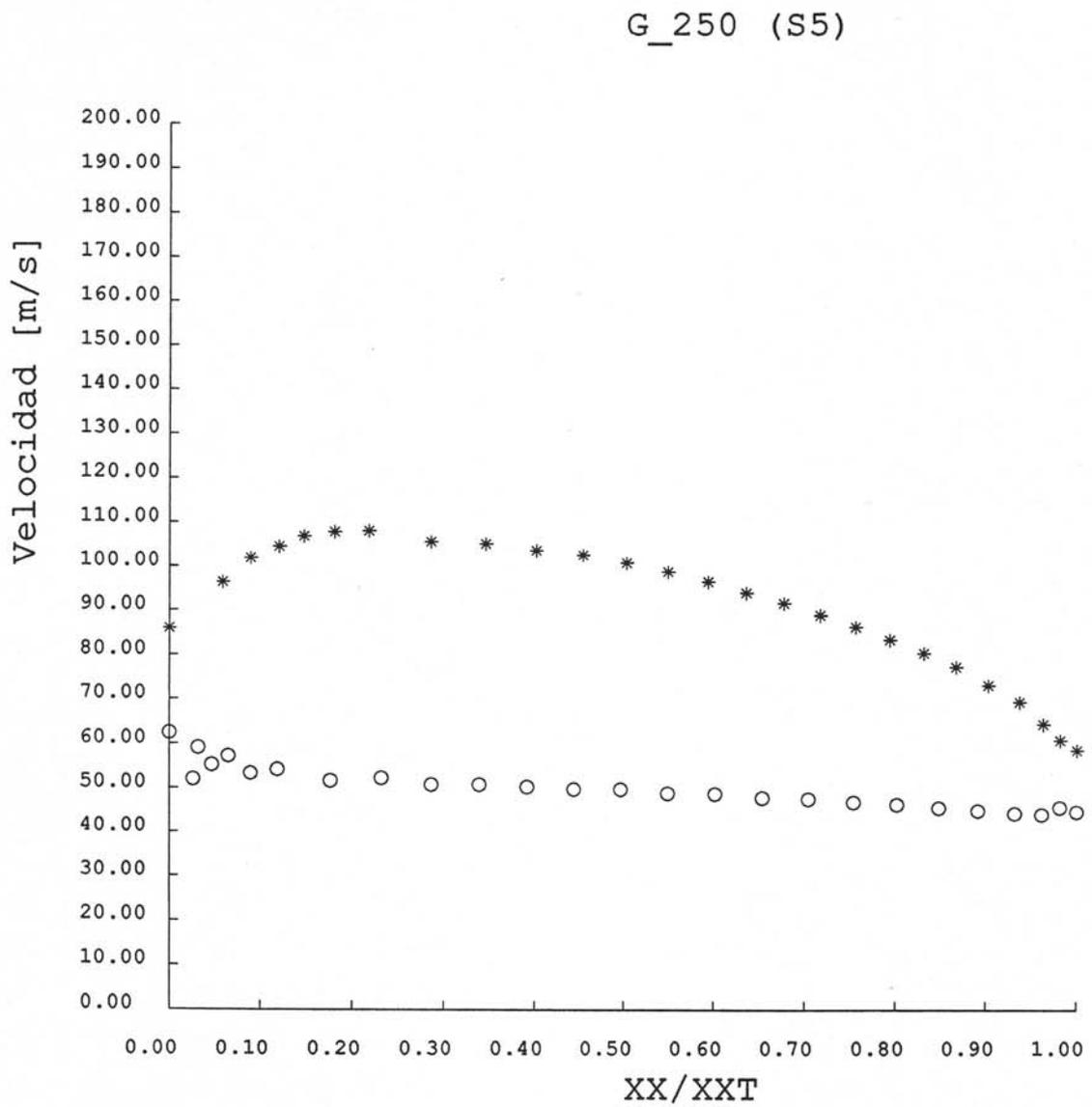


Figura 5.25. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G250)

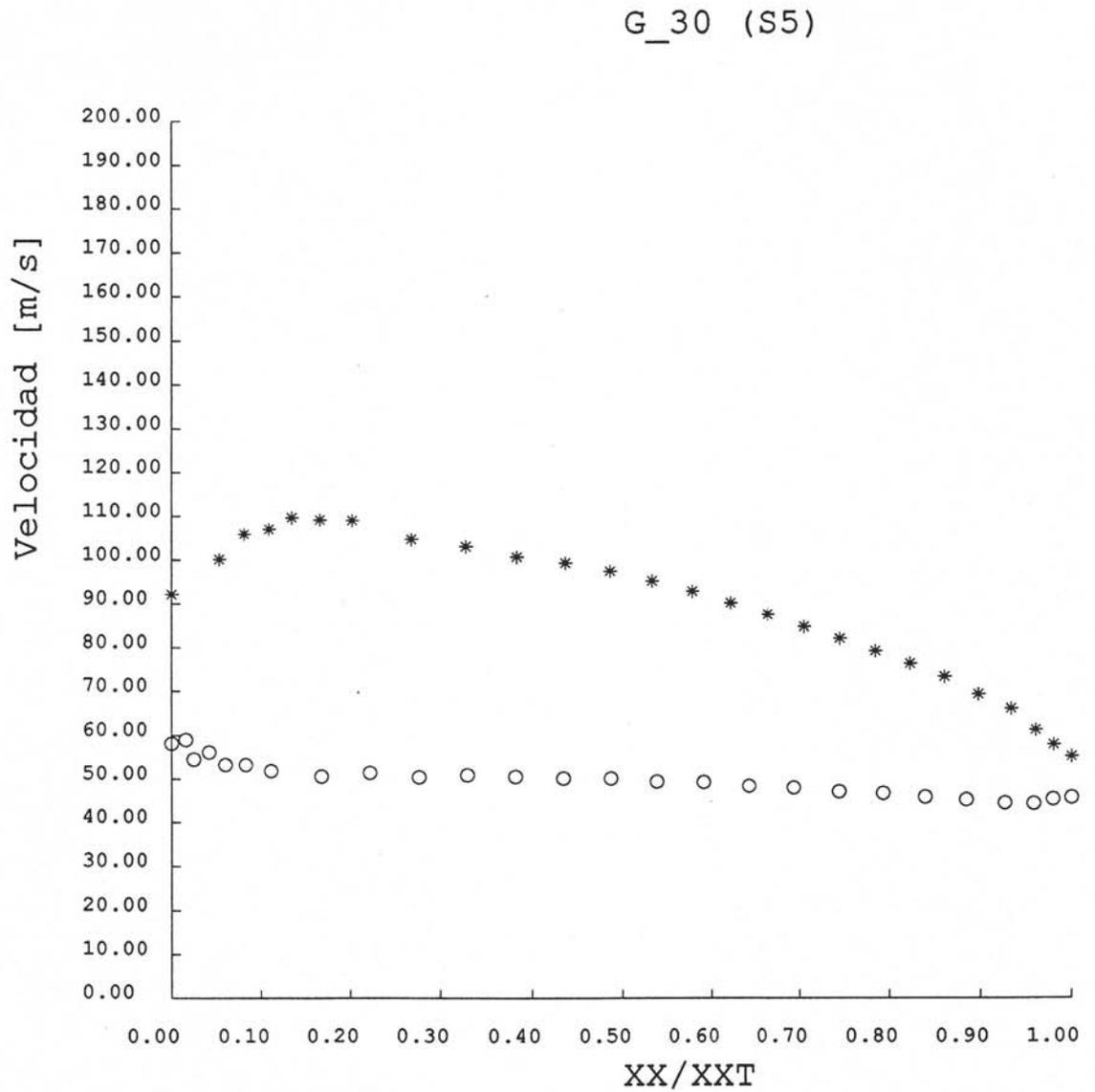


Figura 5.26. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G30).

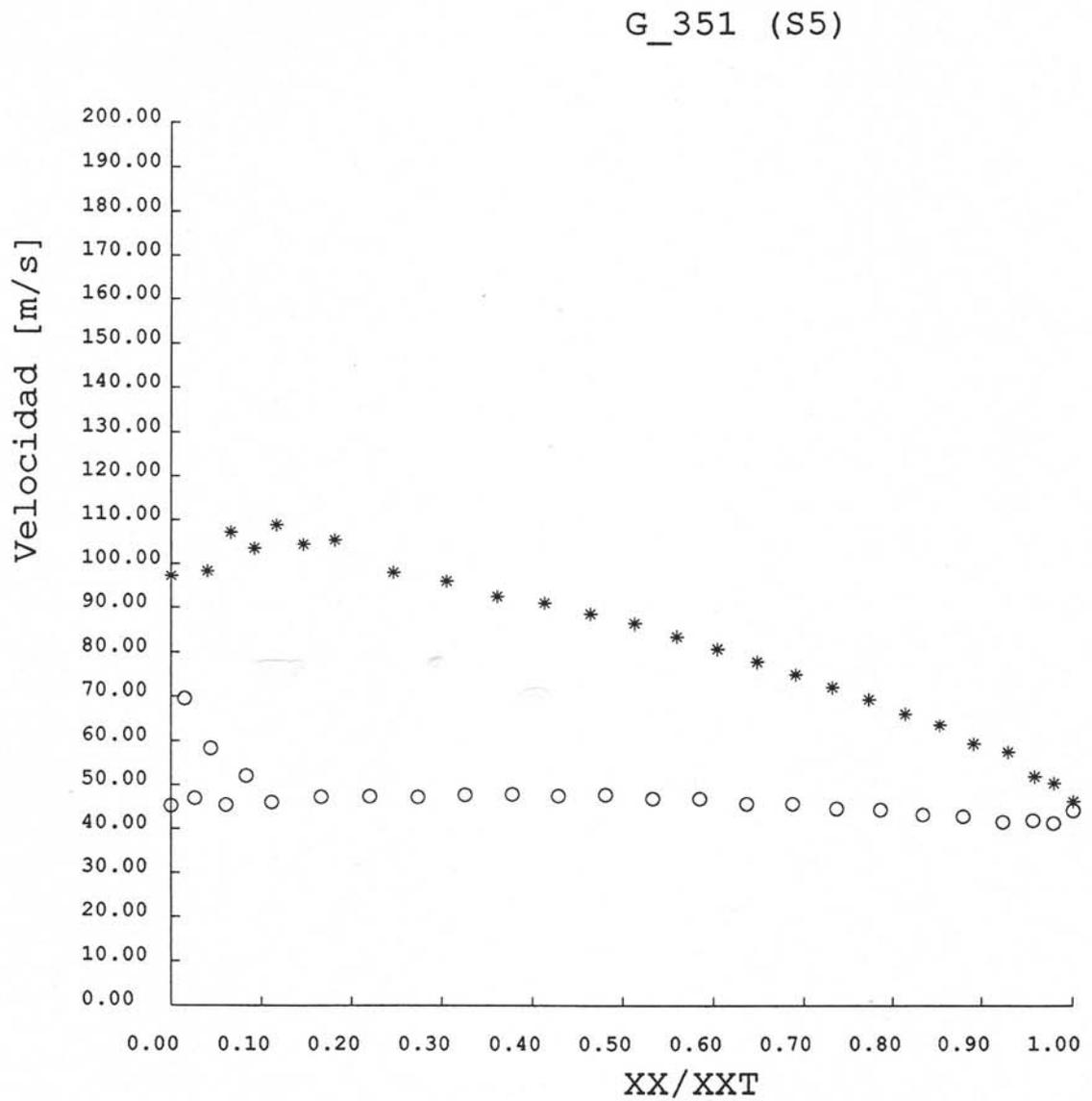


Figura 5.27. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G351).

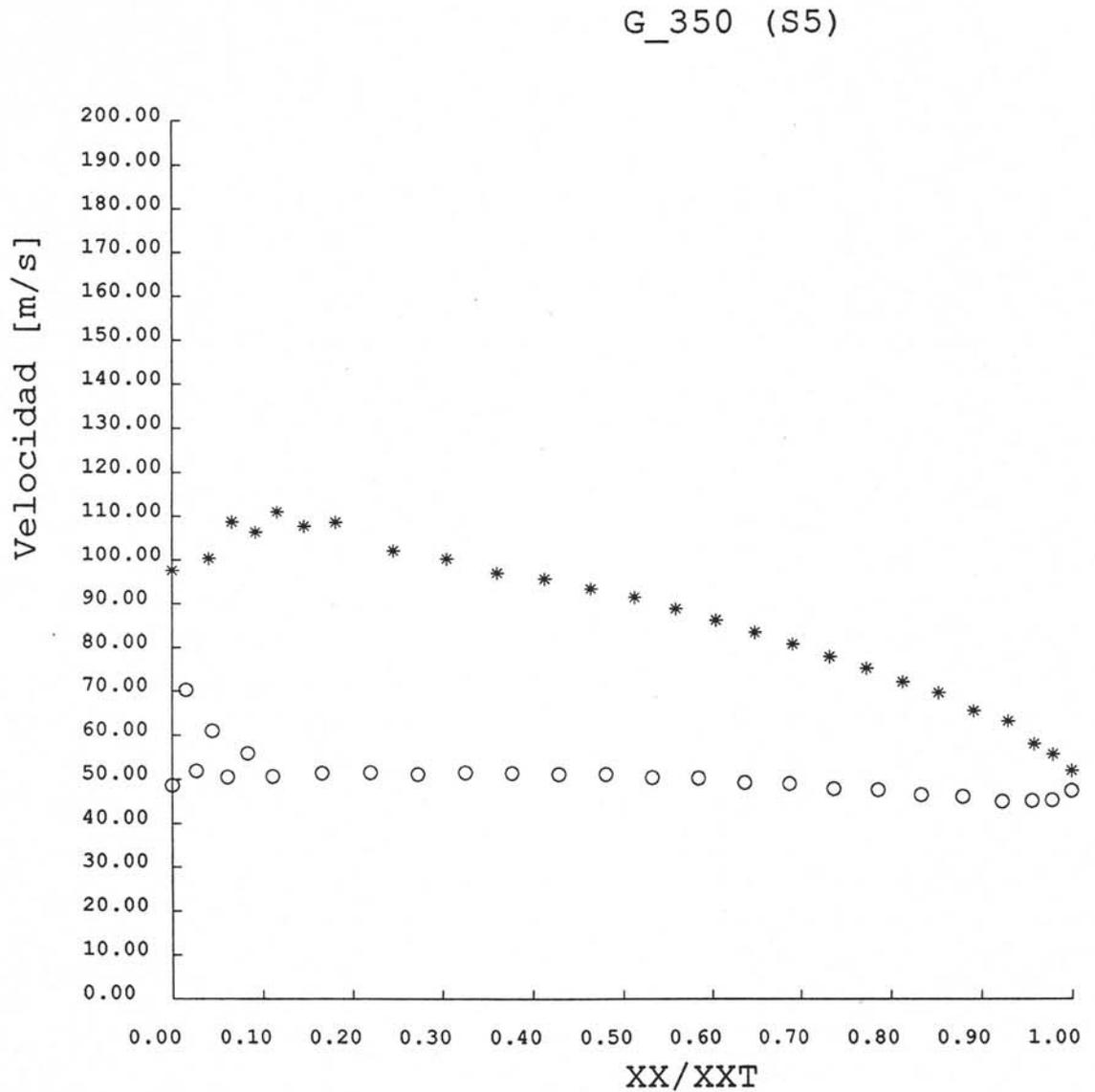


Figura 5.28. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G350).

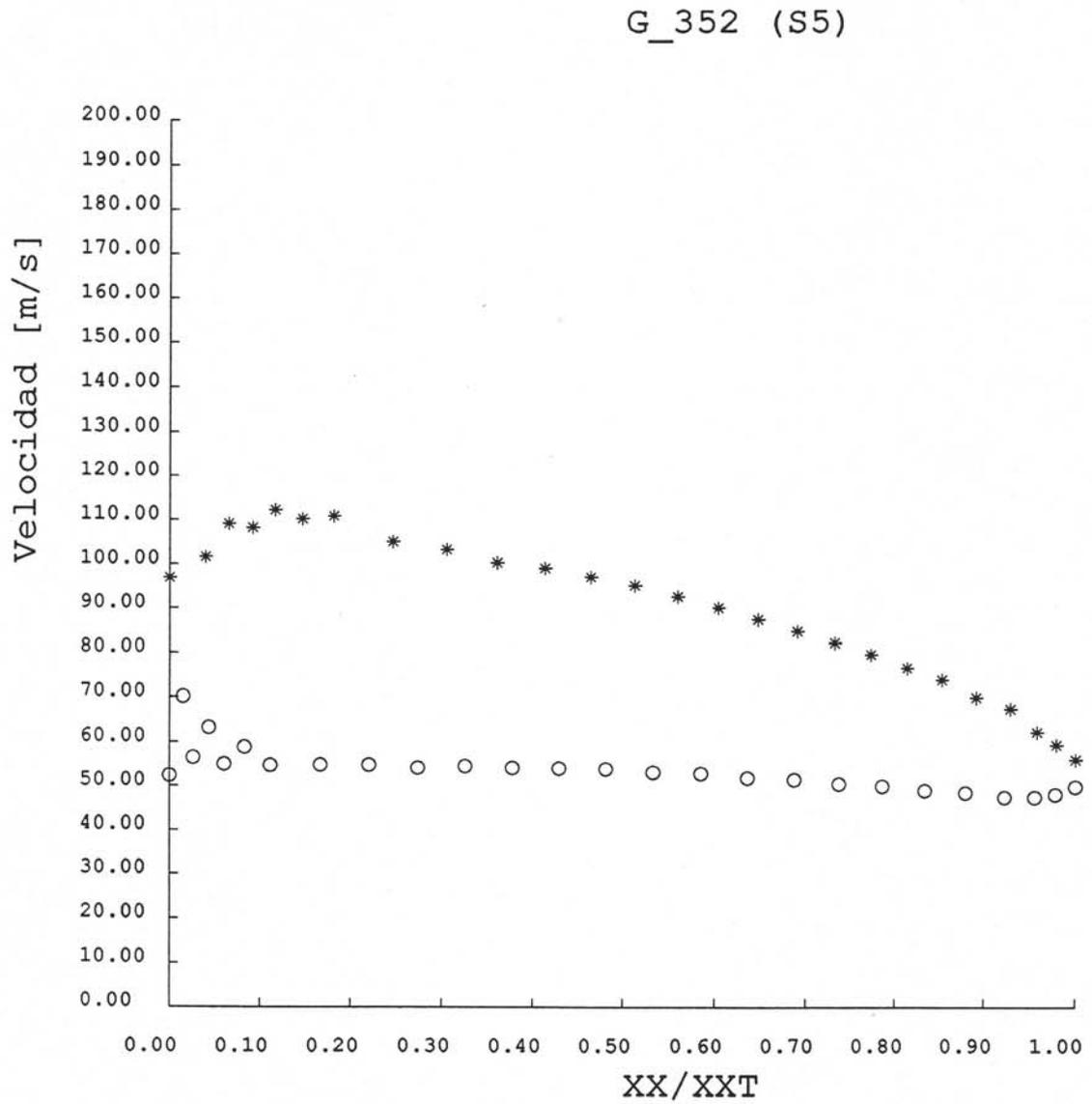


Figura 5.29. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G352).

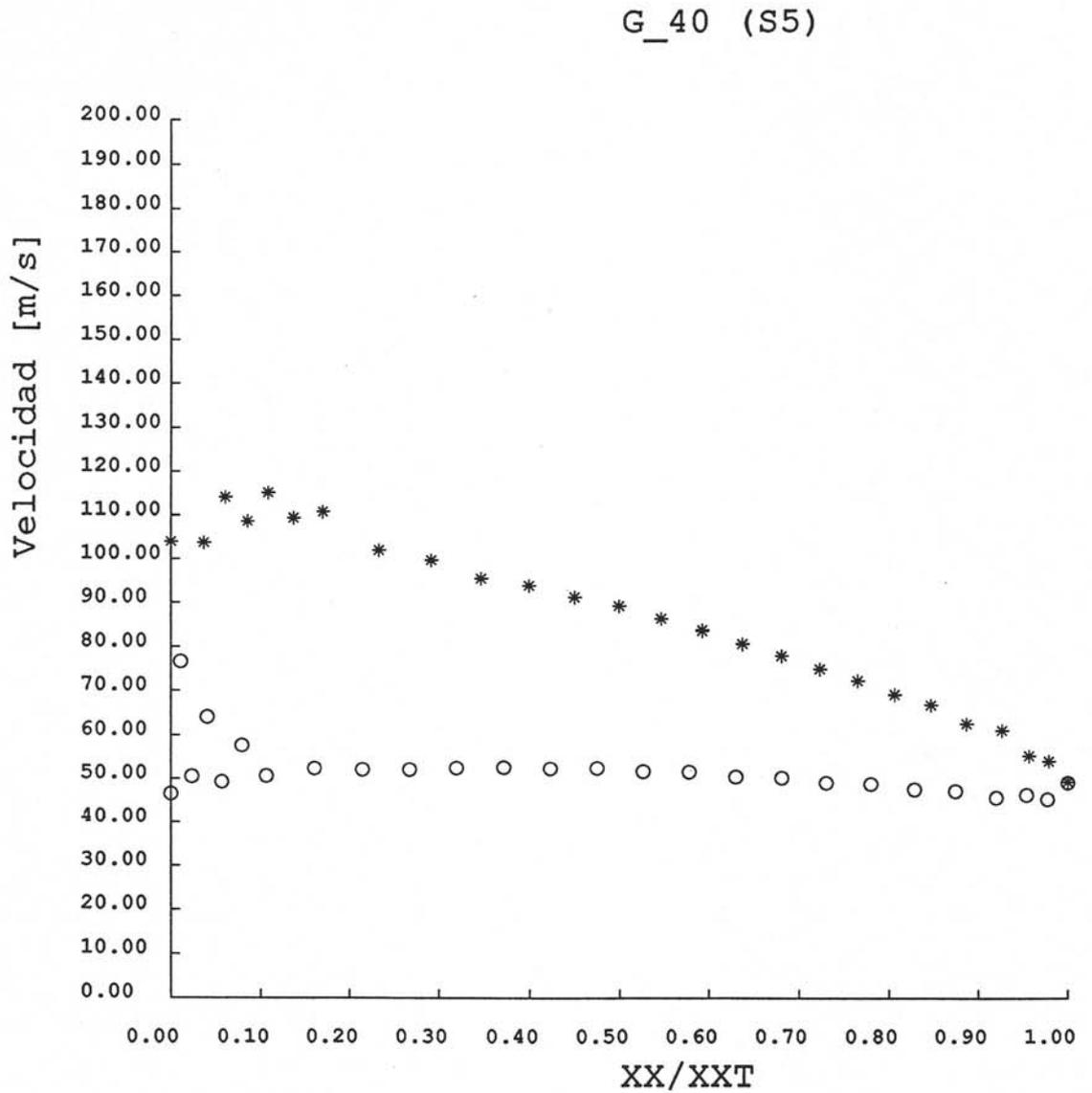


Figura 5.30. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G40).

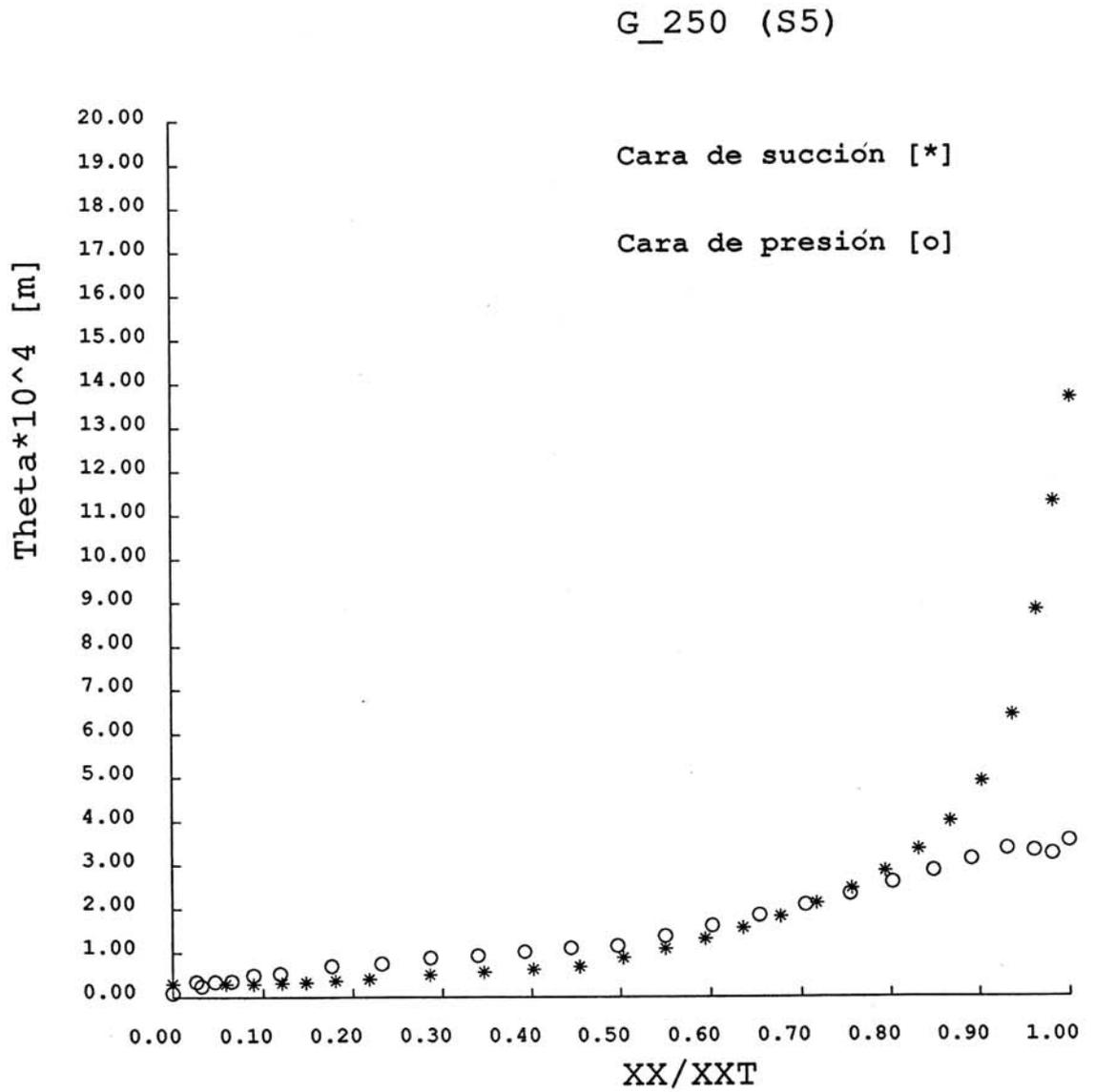


Figura 5.31. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G250).

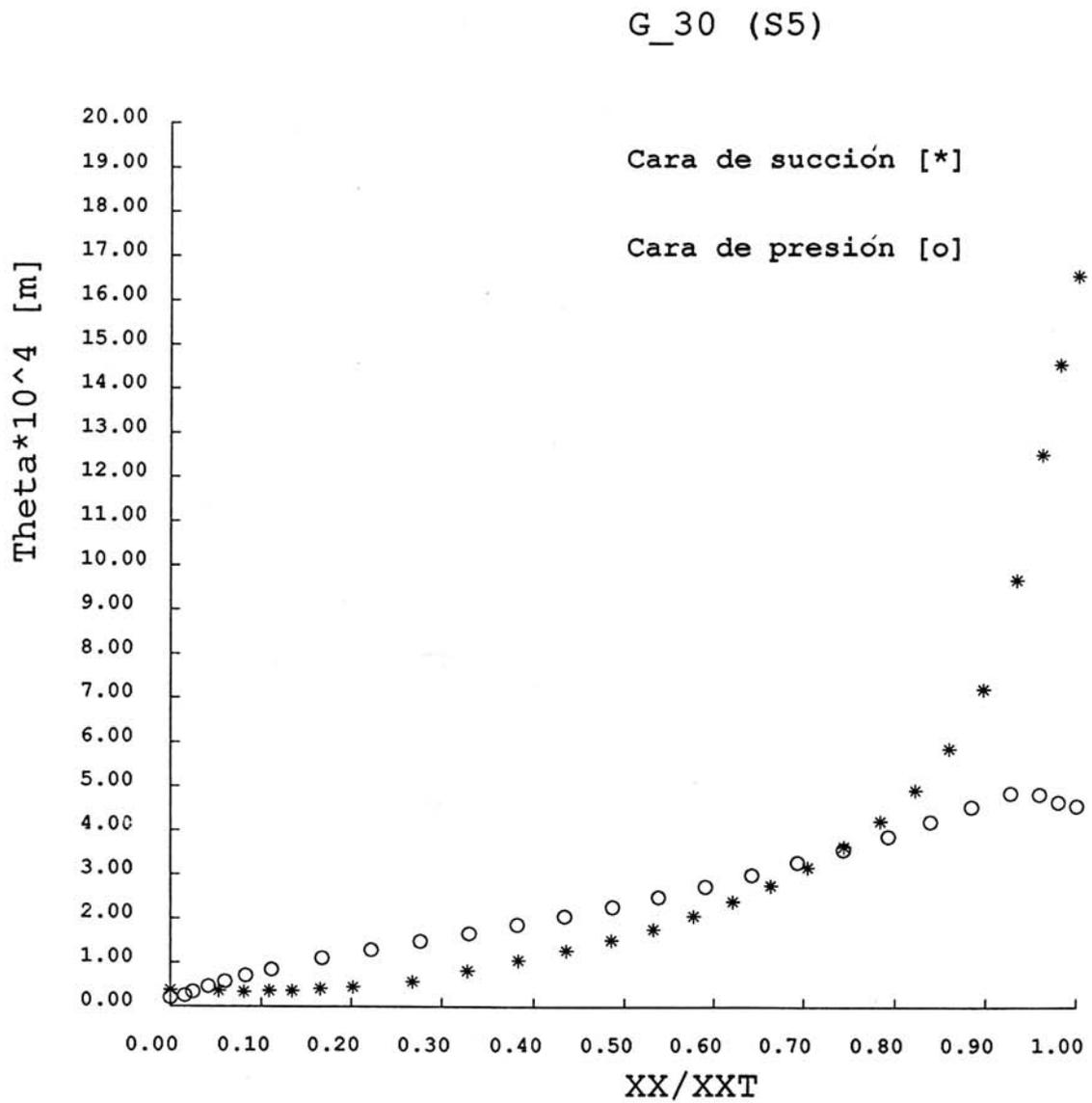


Figura 5.32. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G30).

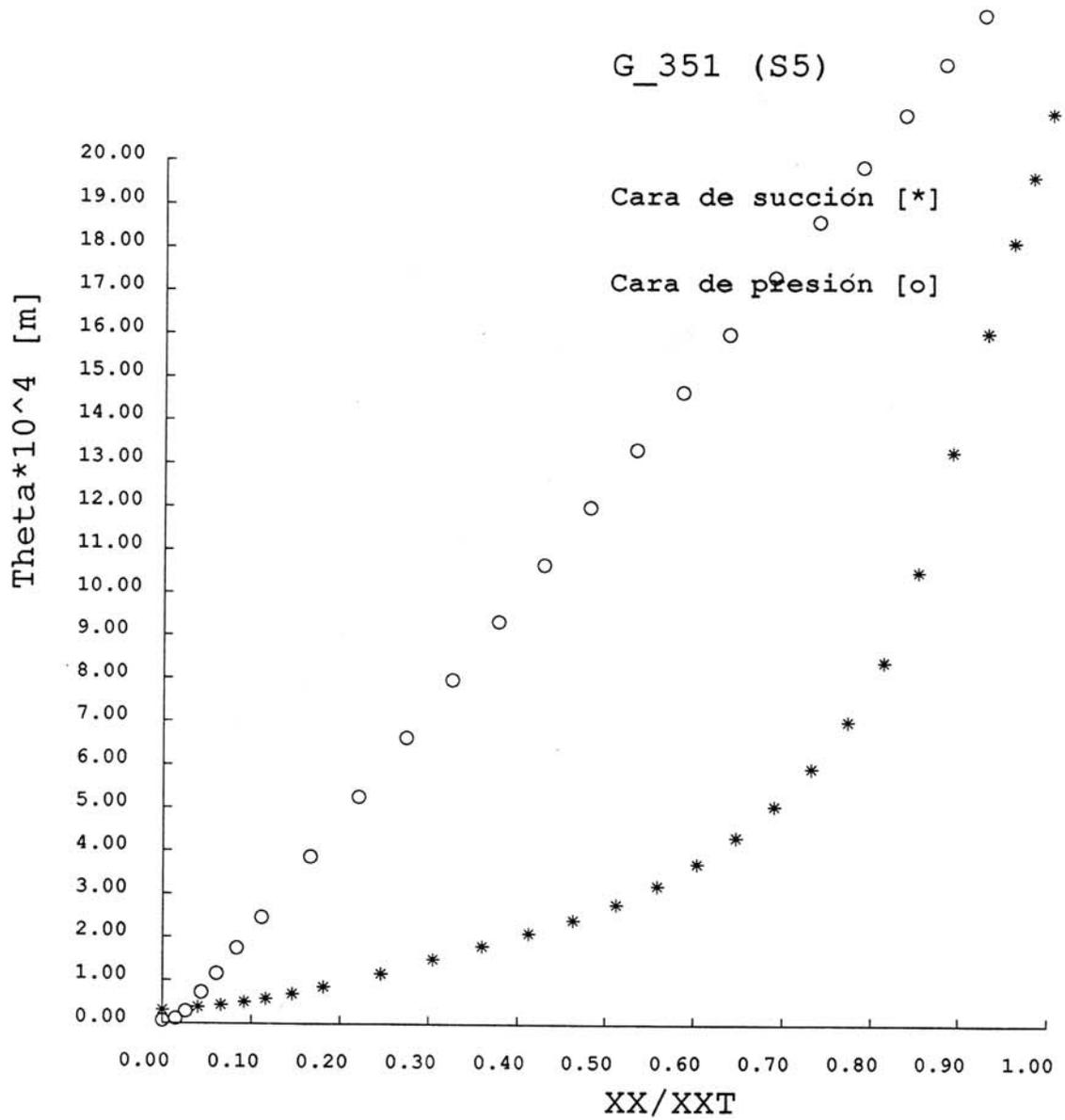


Figura 5.33. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G351).

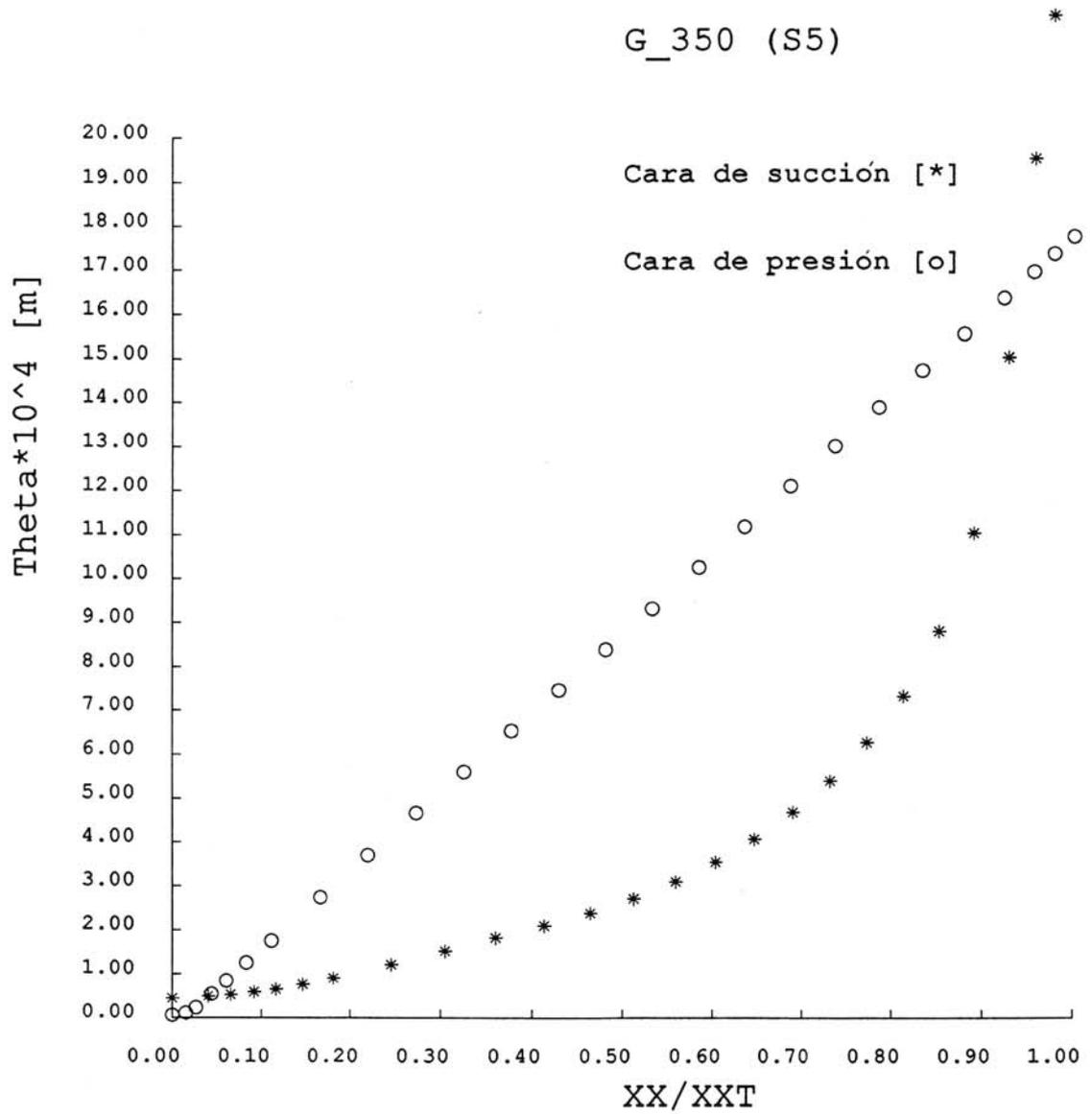


Figura 5.34. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G350).

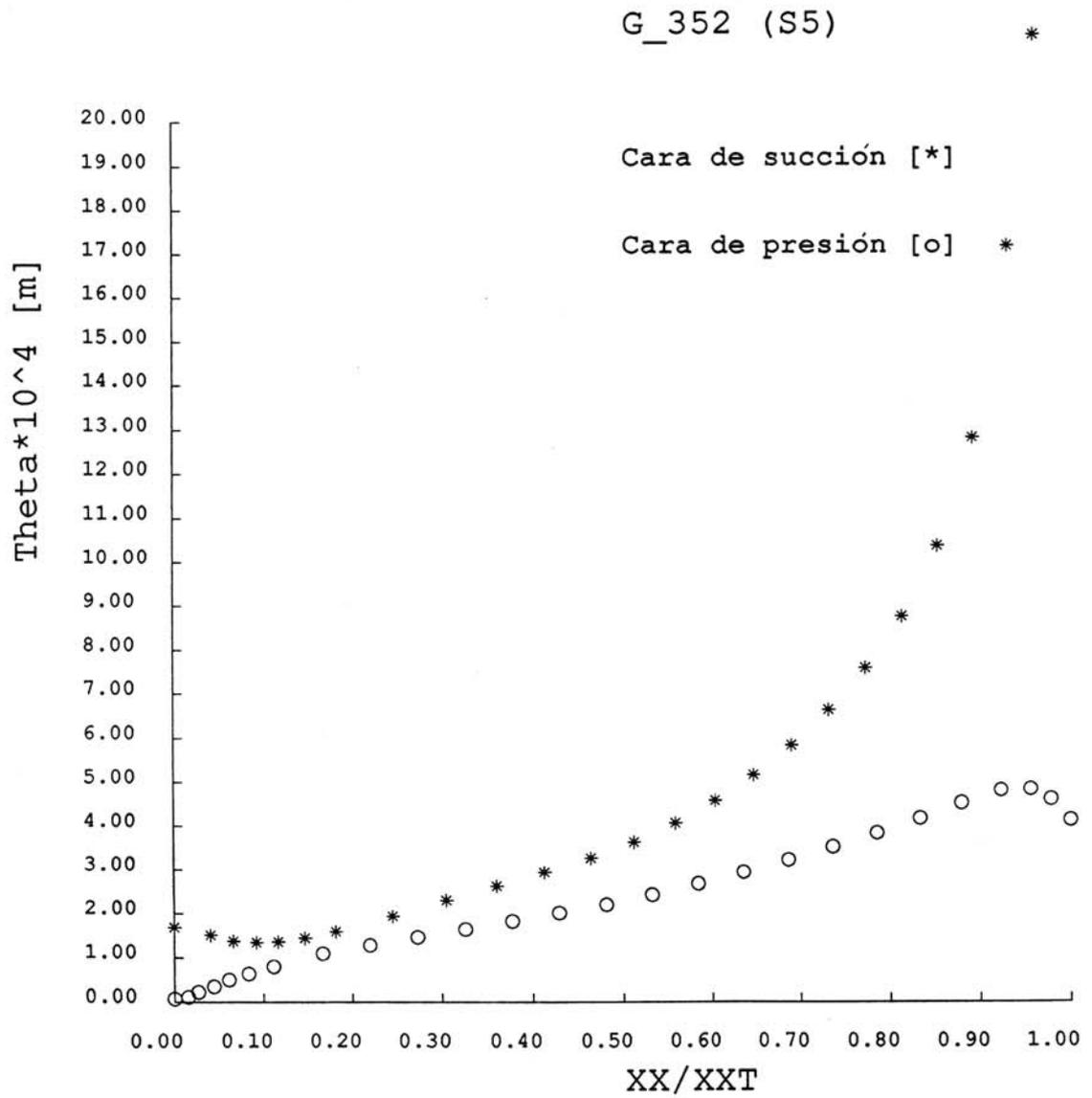


Figura 5.35. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G352).

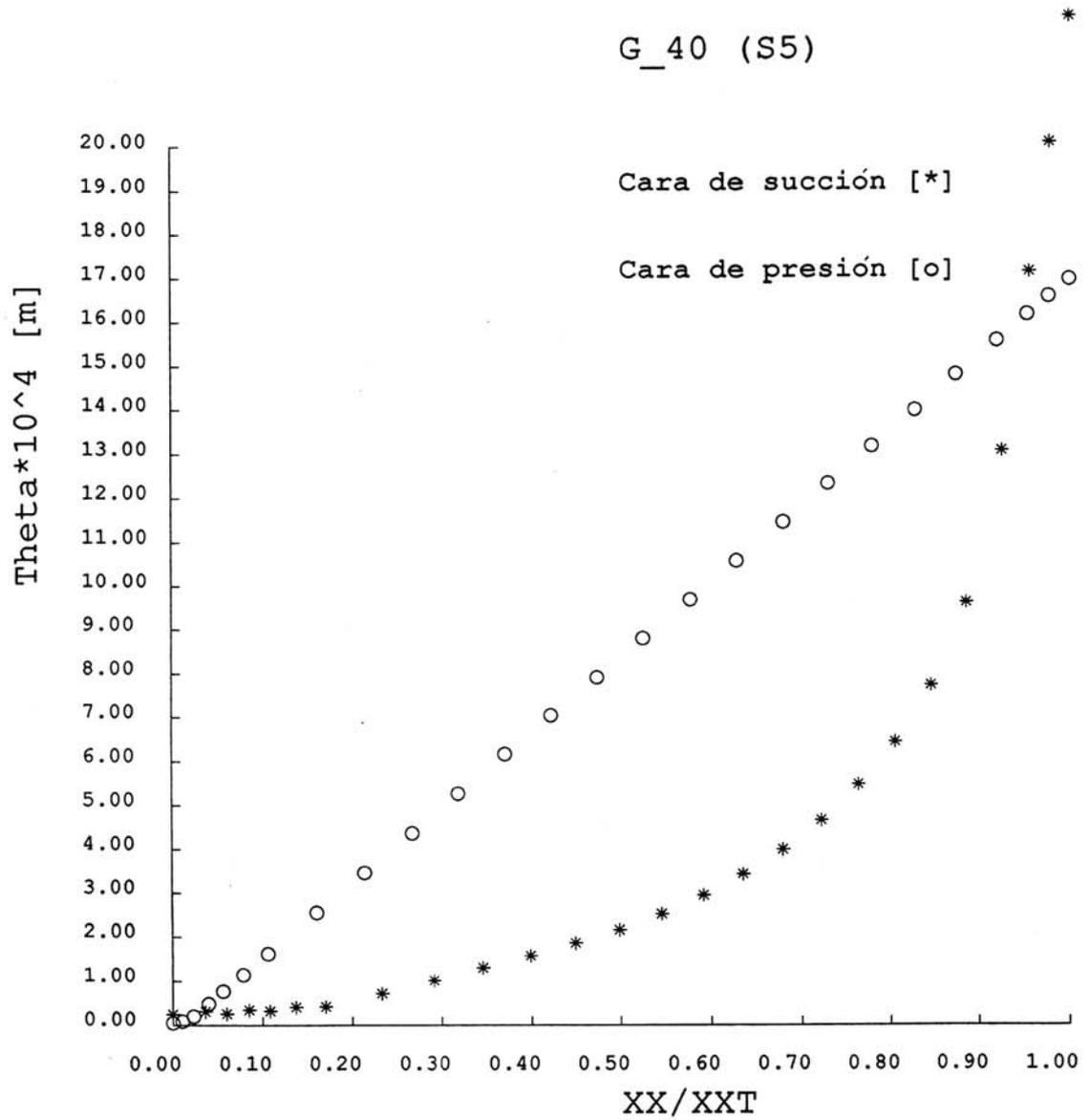


Figura 5.36. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G40).

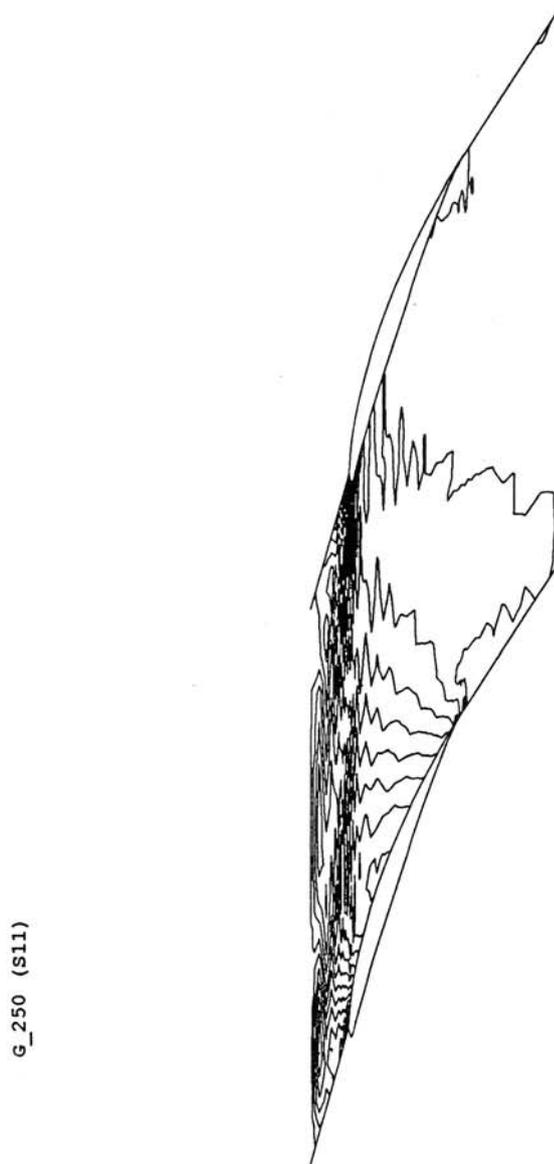


Figura 5.37. Campo de presiones en el canal. (Geometría G250).

G_30 (S11)

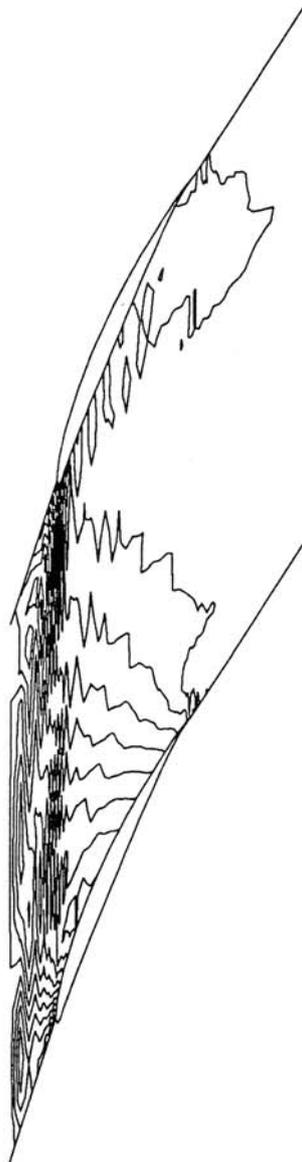


Figura 5.38. Campo de presiones en el canal. (Geometría G30).

G_3561 (s11)

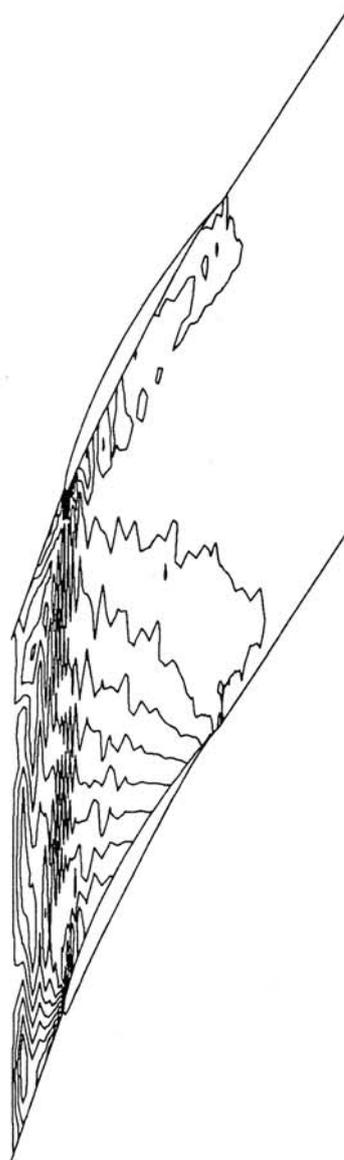


Figura 5.39. Campo de presiones en el canal. (Geometría G351).

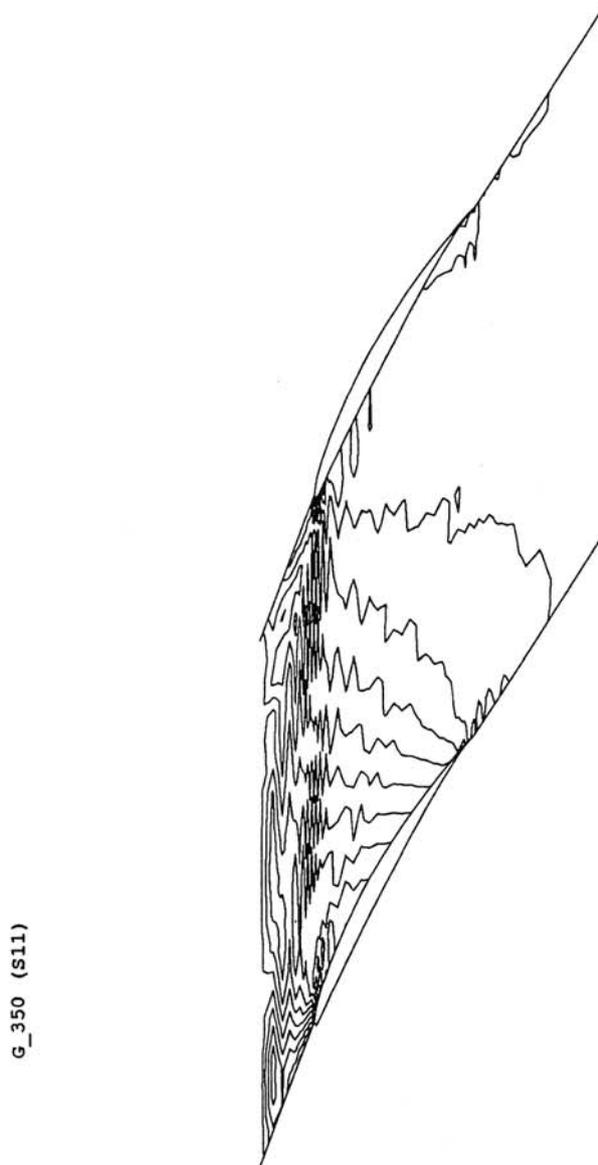


Figura 5.40. Campo de presiones en el canal. (Geometría G350).

G_352 (s11)

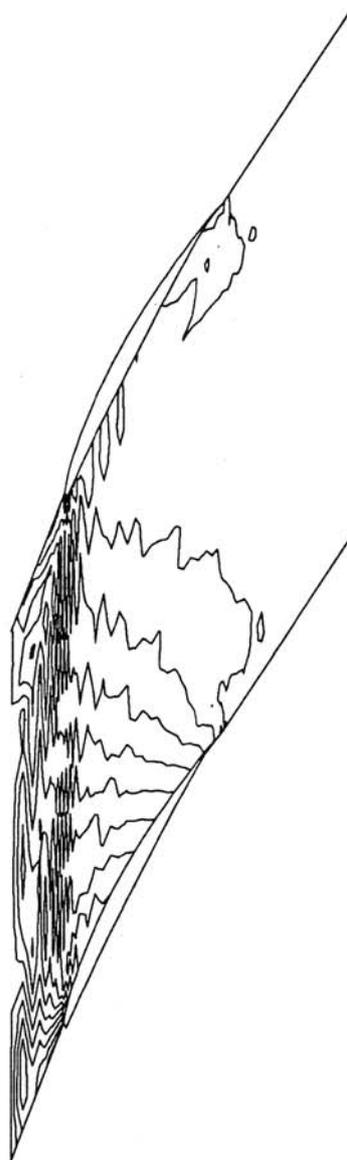


Figura 5.41. Campo de presiones en el canal. (Geometría G352).

G_40 (S11)

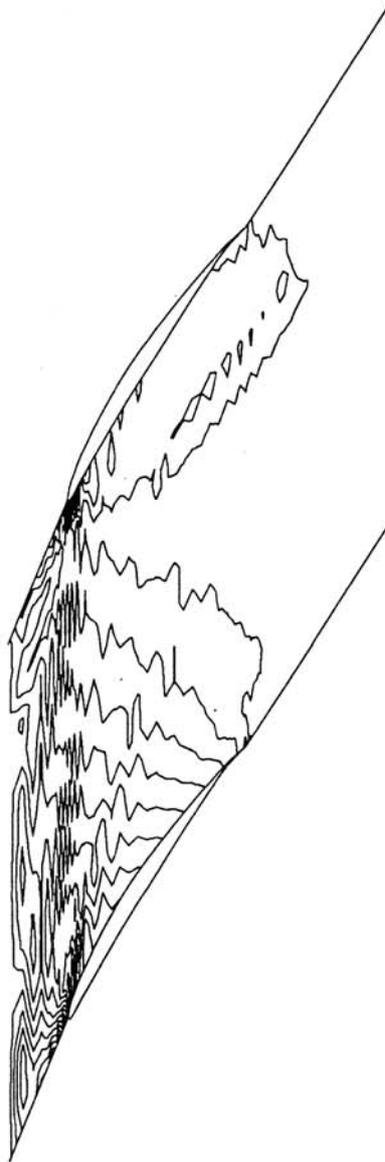


Figura 5.42. Campo de presiones en el canal. (Geometría G40).

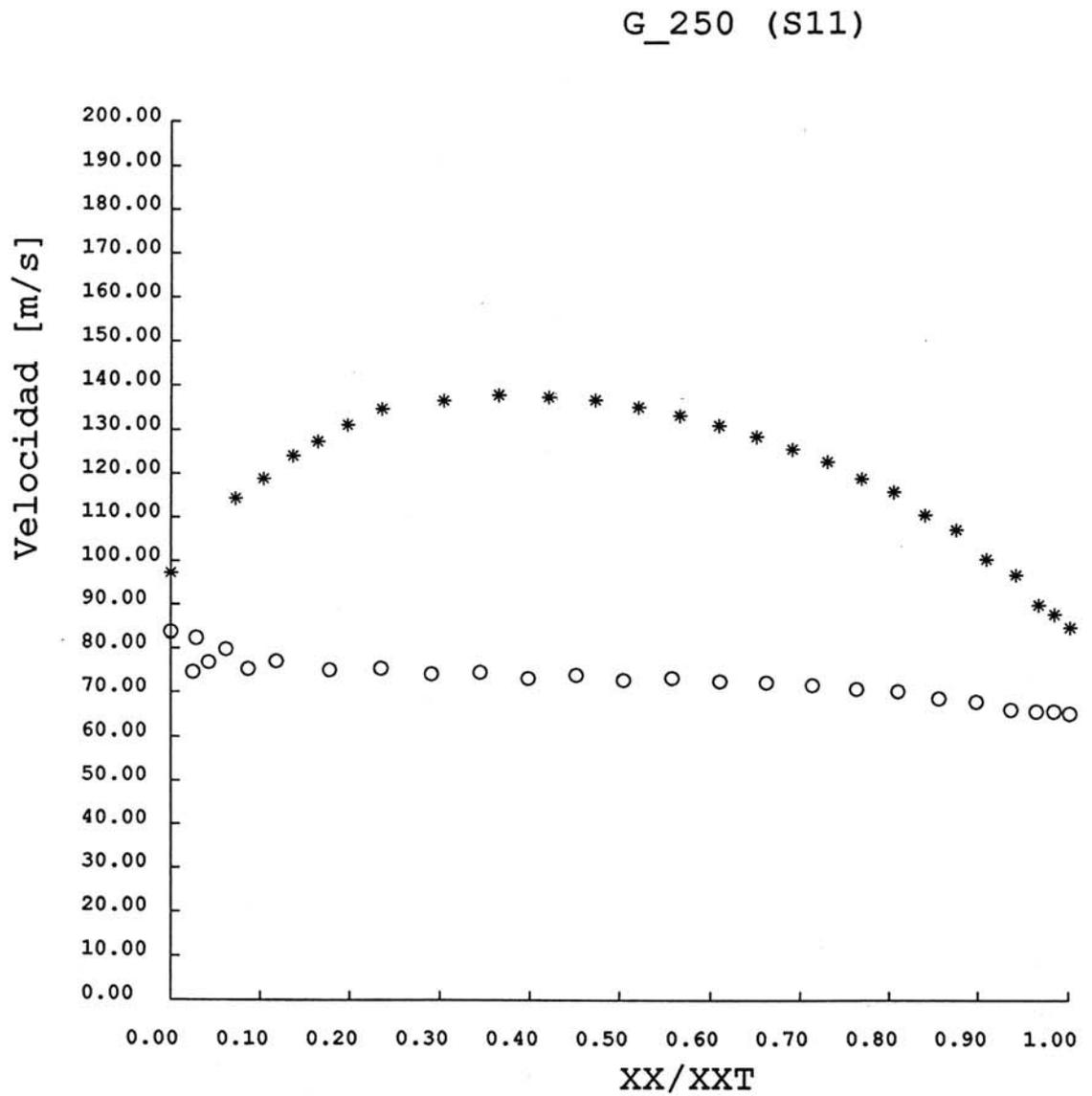


Figura 5.43. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G250).

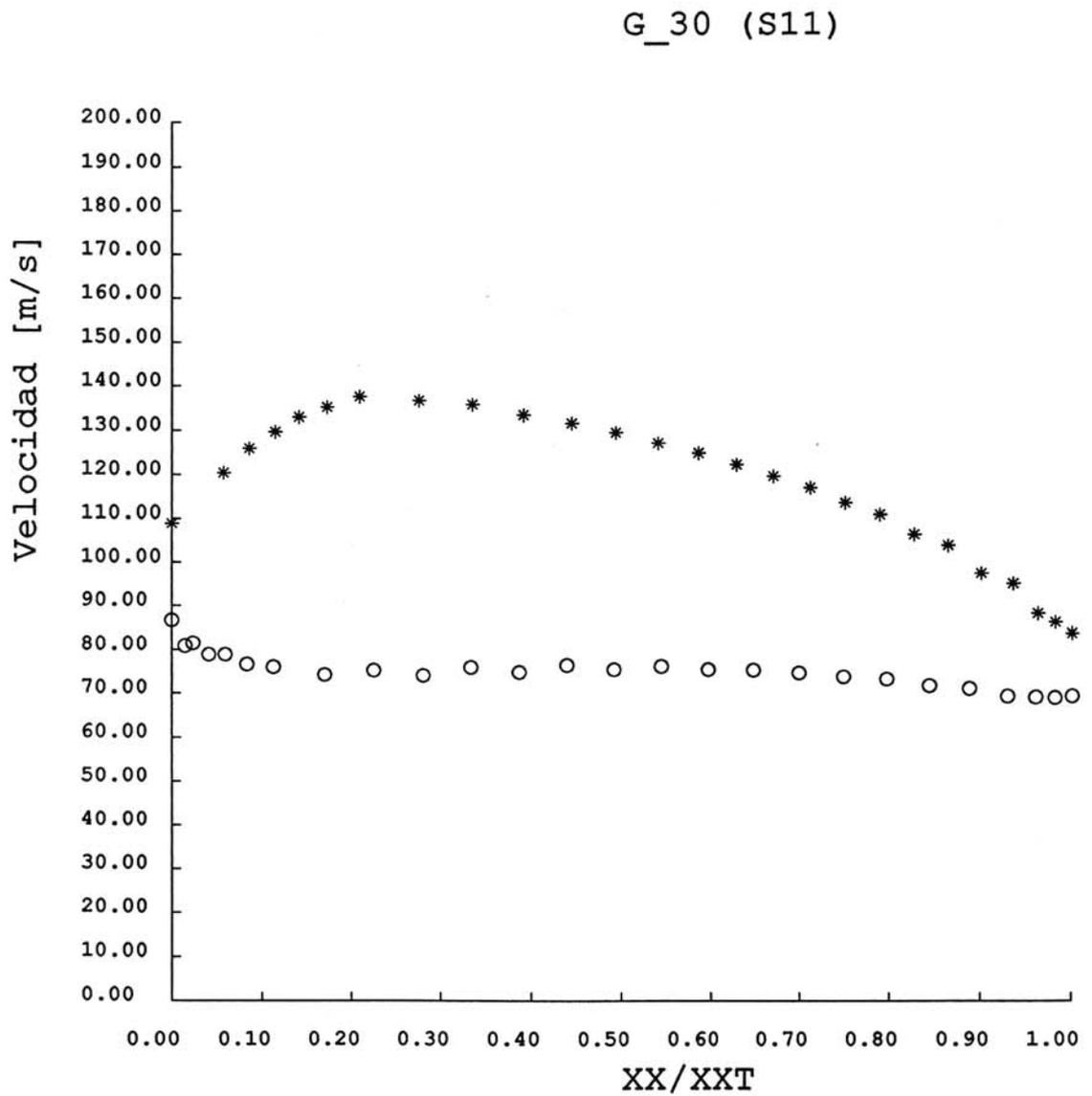


Figura 5.44. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G30).

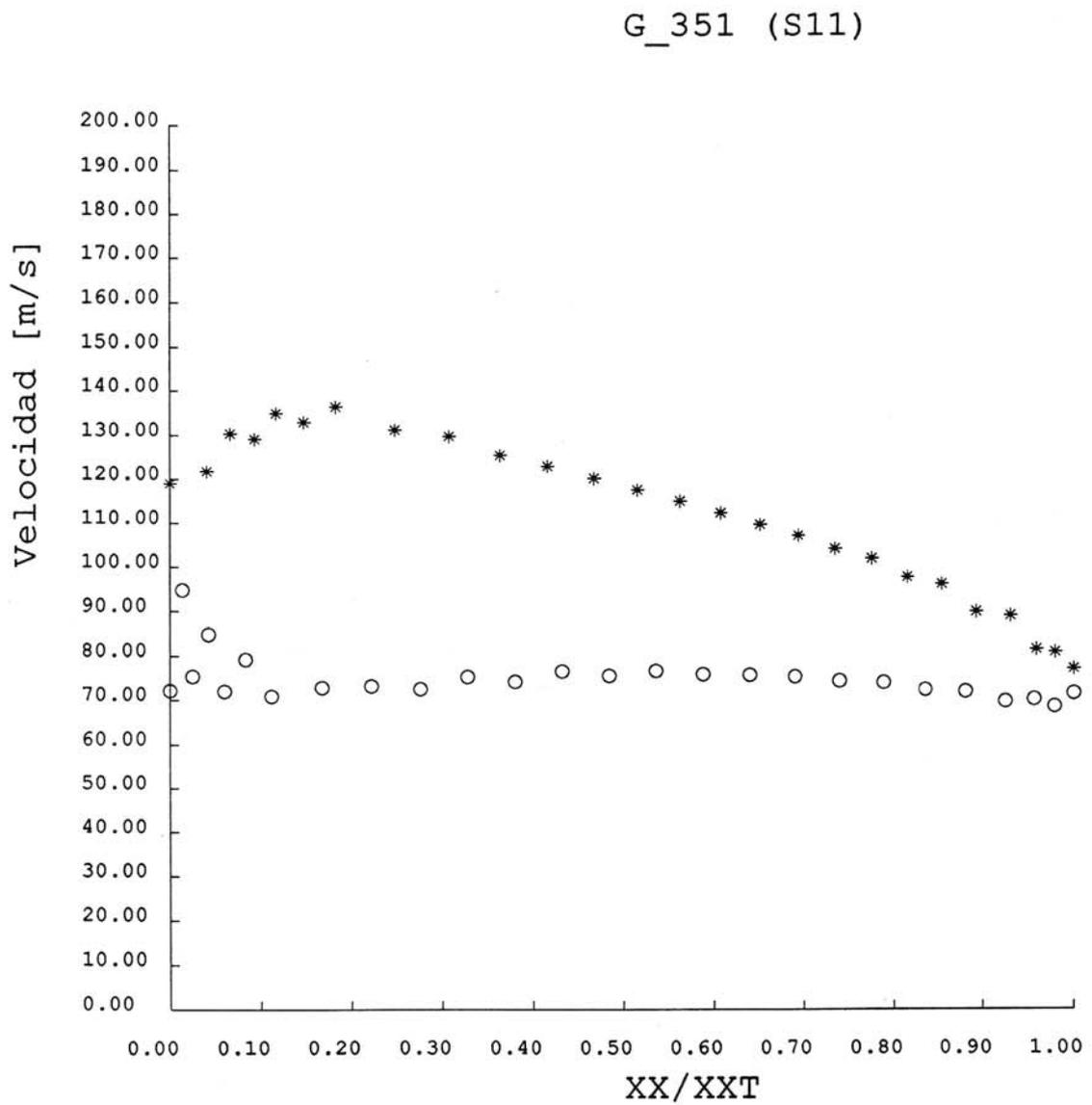


Figura 5.45. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G351).

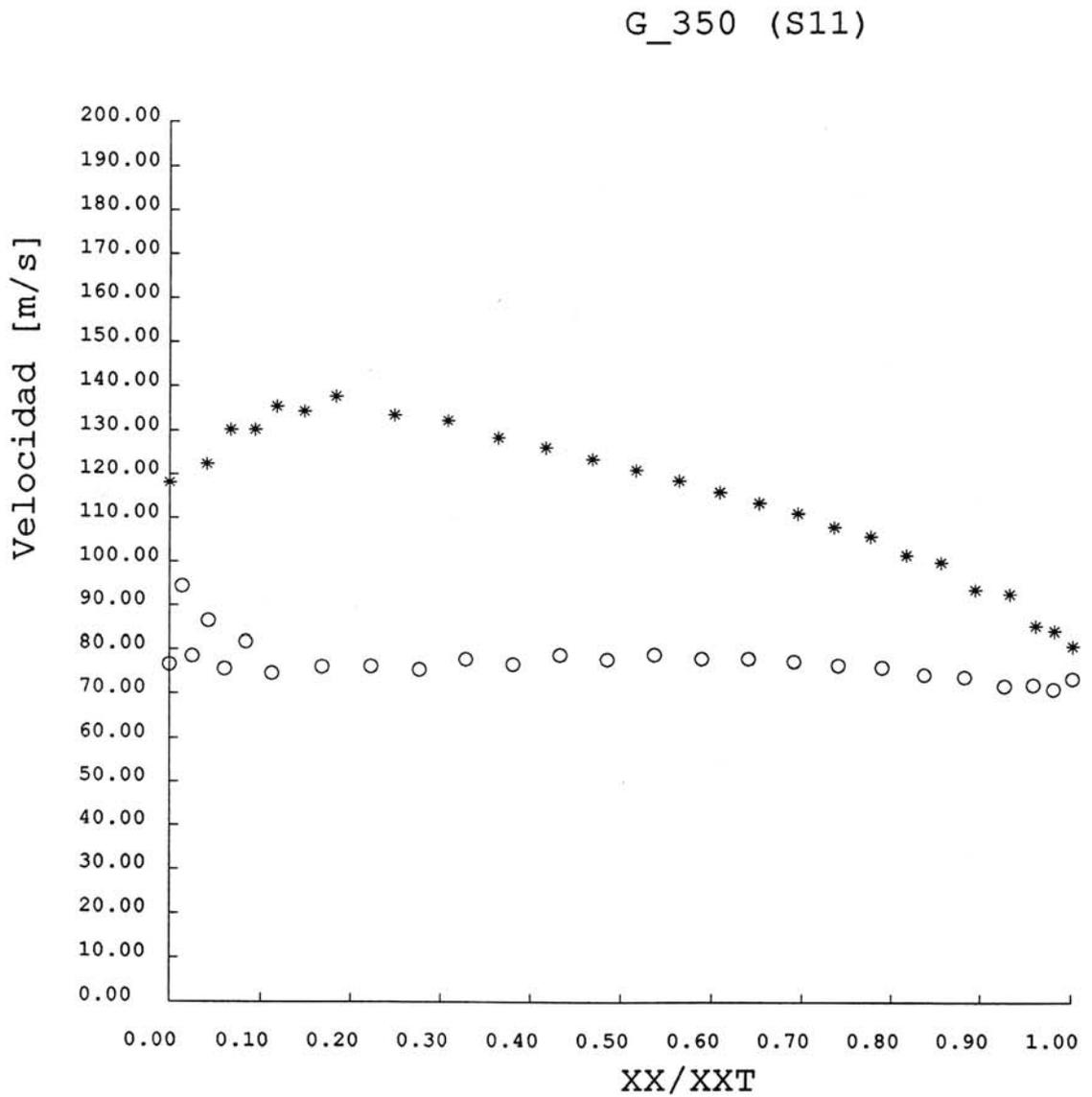


Figura 5.46. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G350).

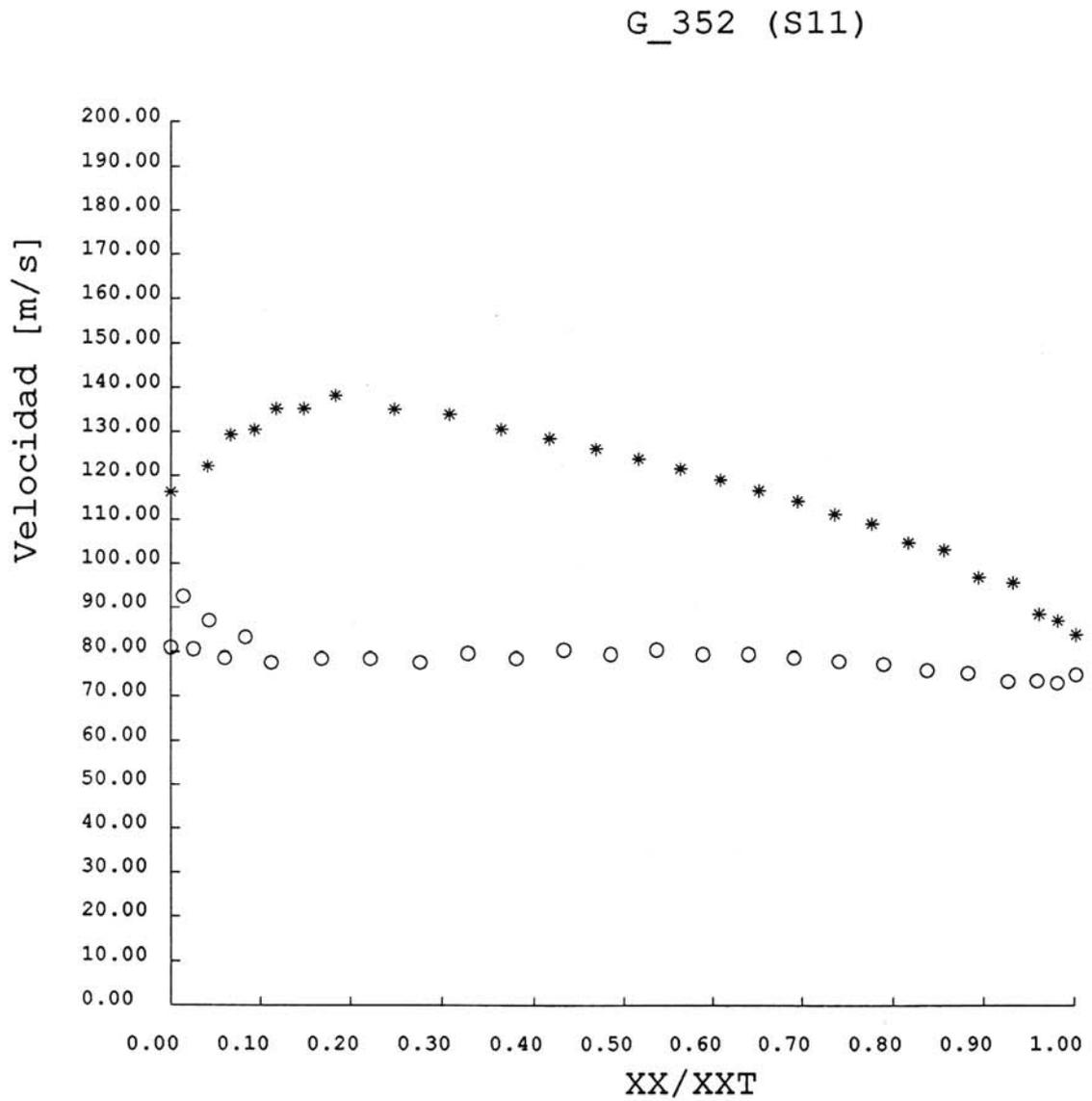


Figura 5.47. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G352).

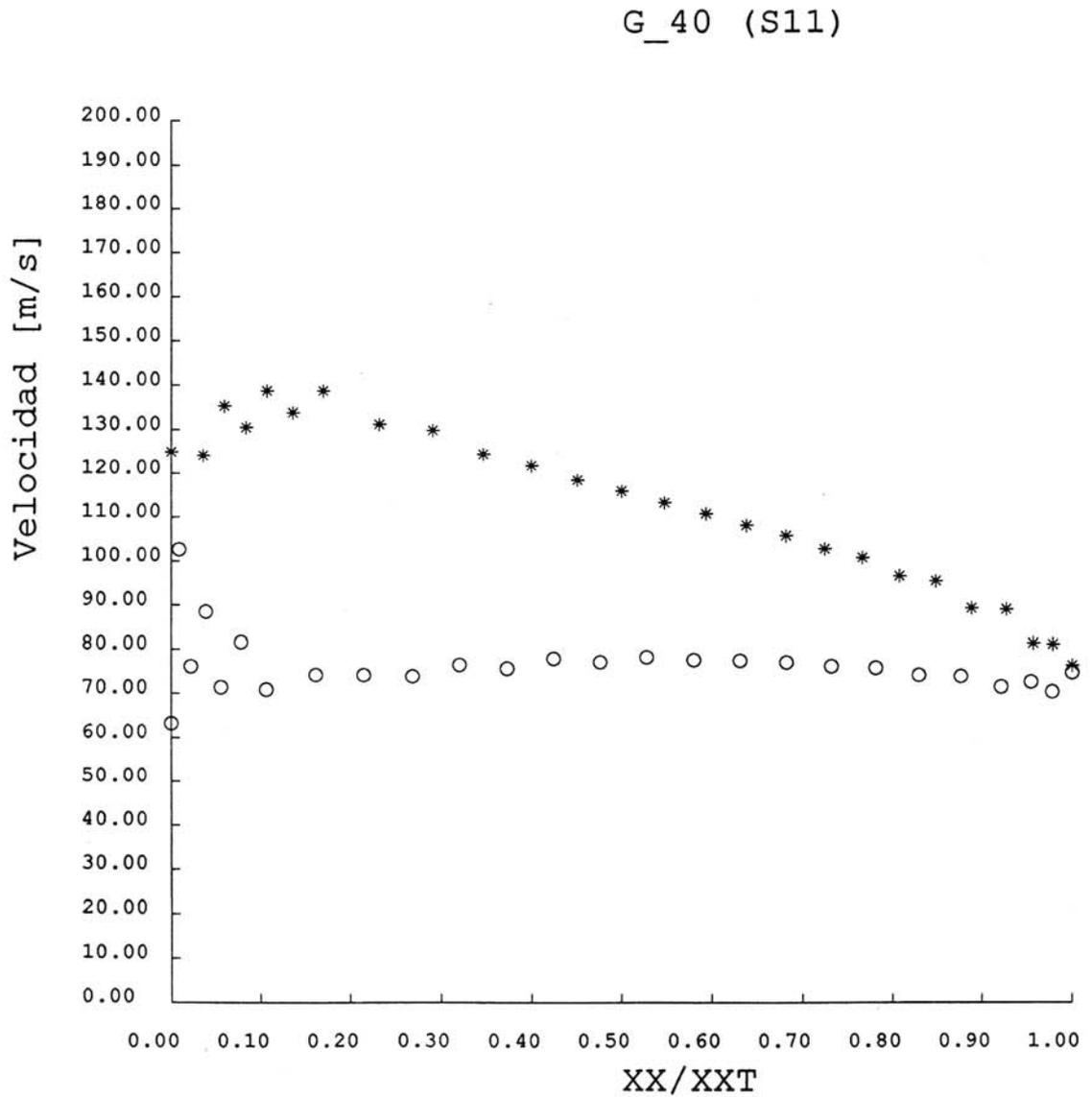


Figura 5.48. Distribución de velocidad sobre el perfil. (Geometría G40).

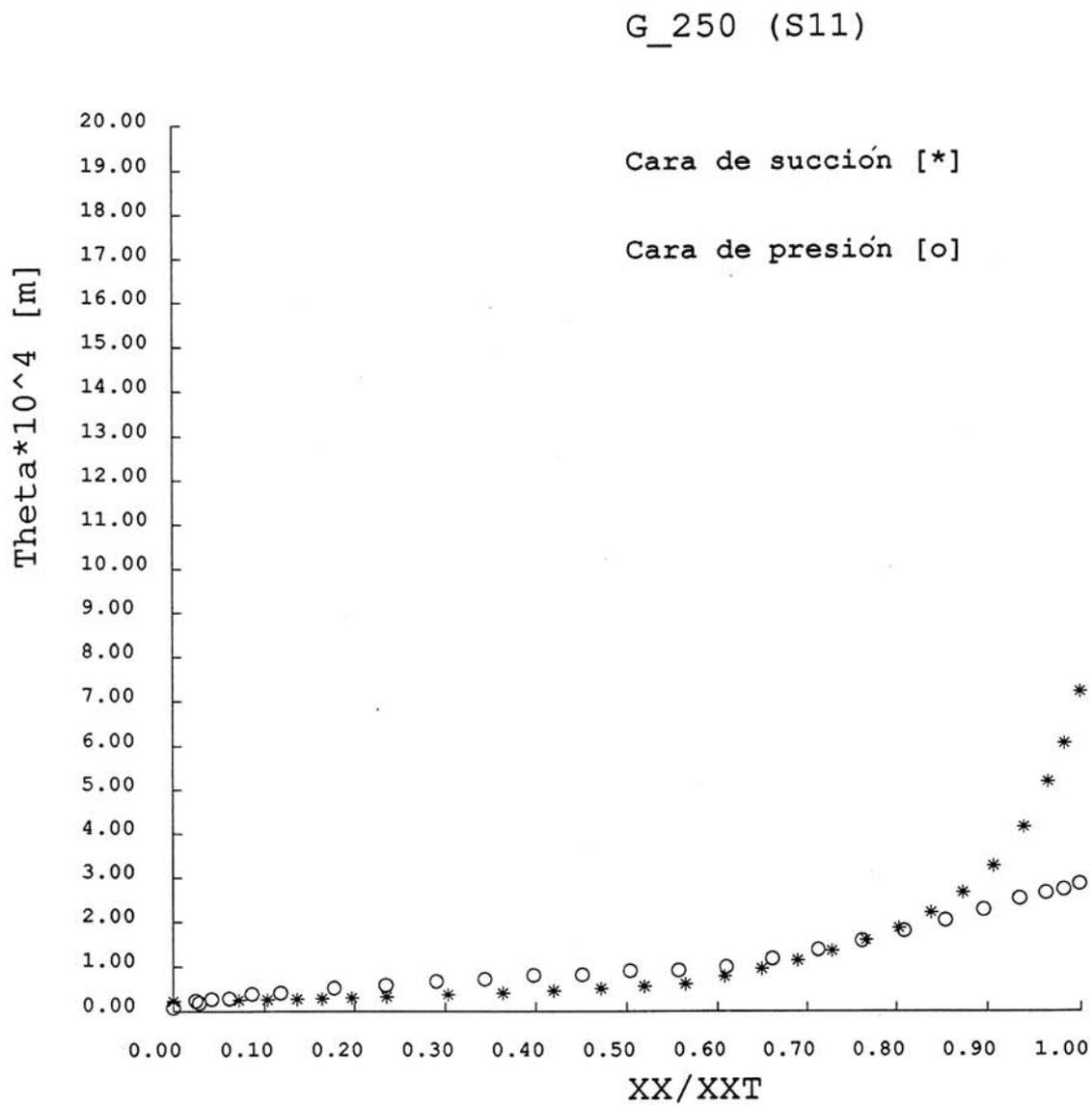


Figura 5.49. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G250).

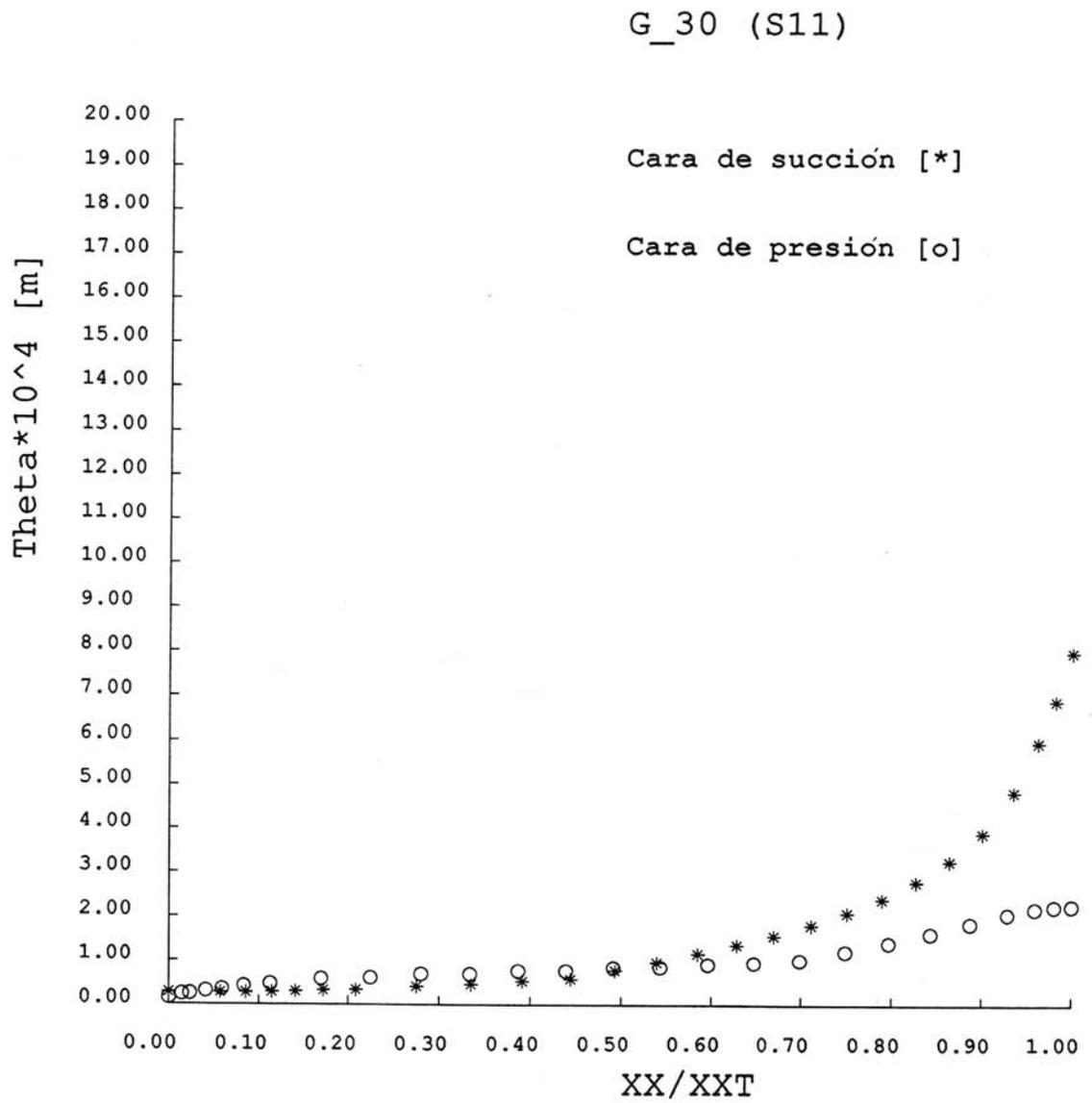


Figura 5.50. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G30).

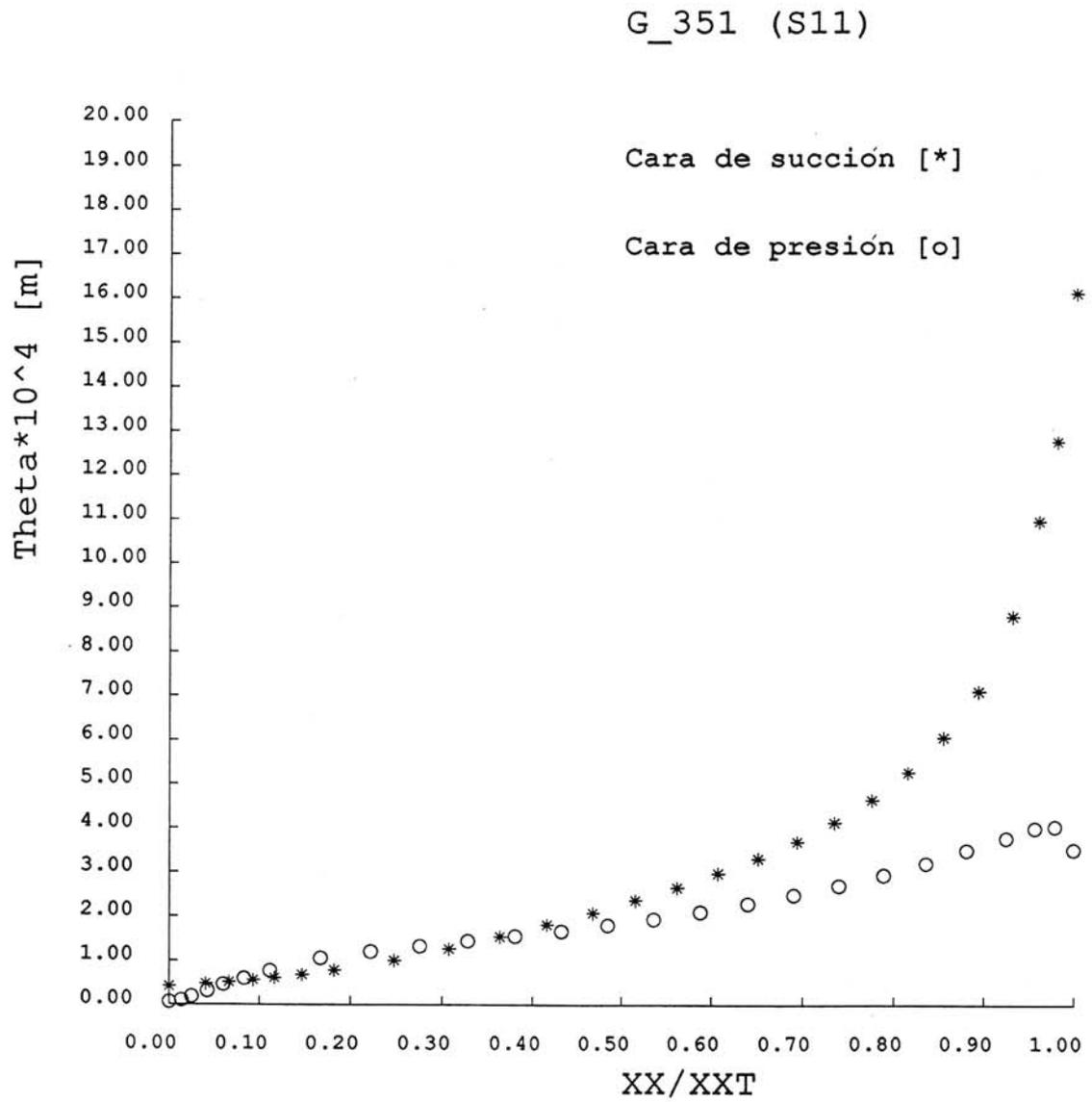


Figura 5.51. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G351).

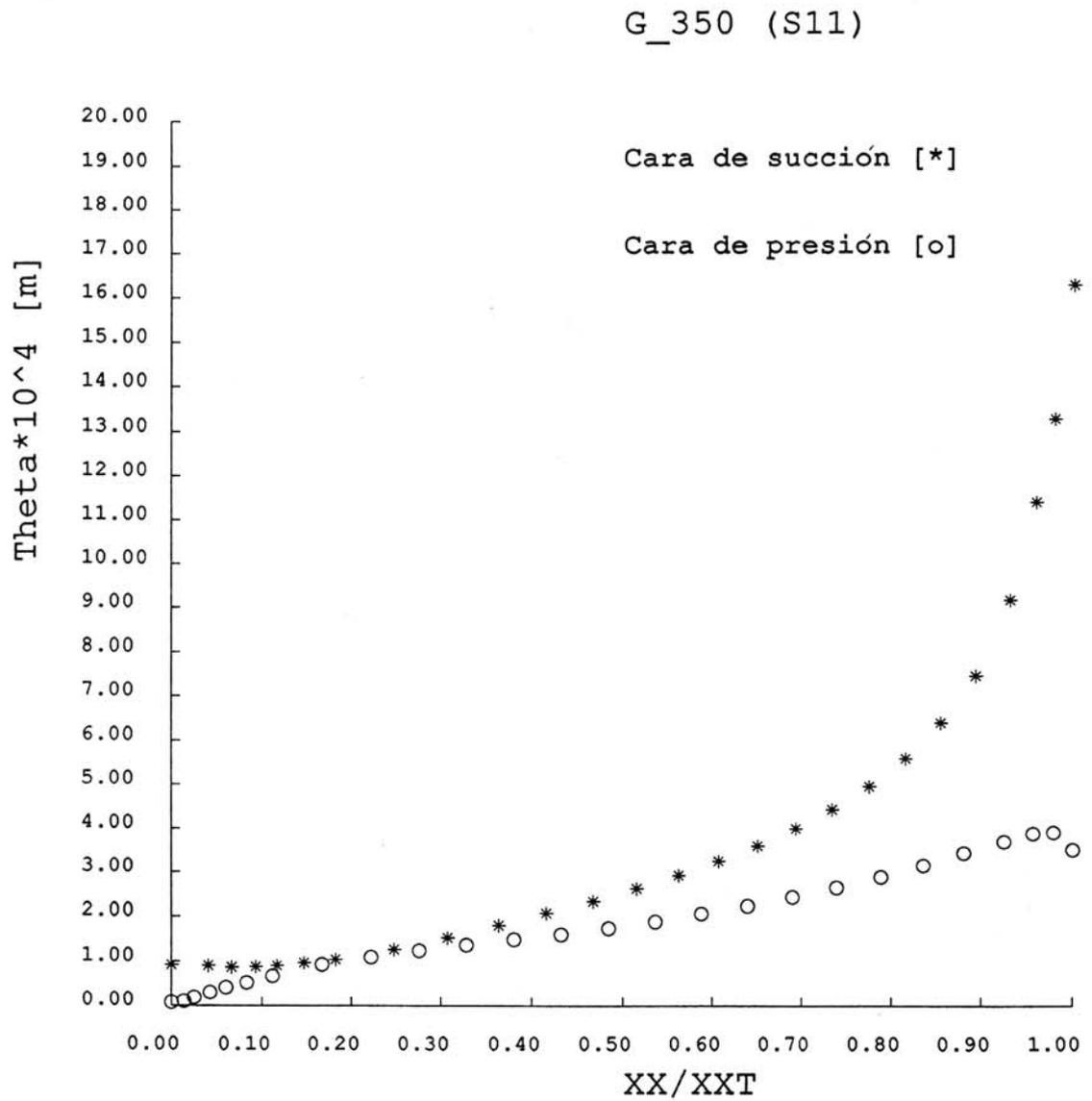


Figura 5.52. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G350).

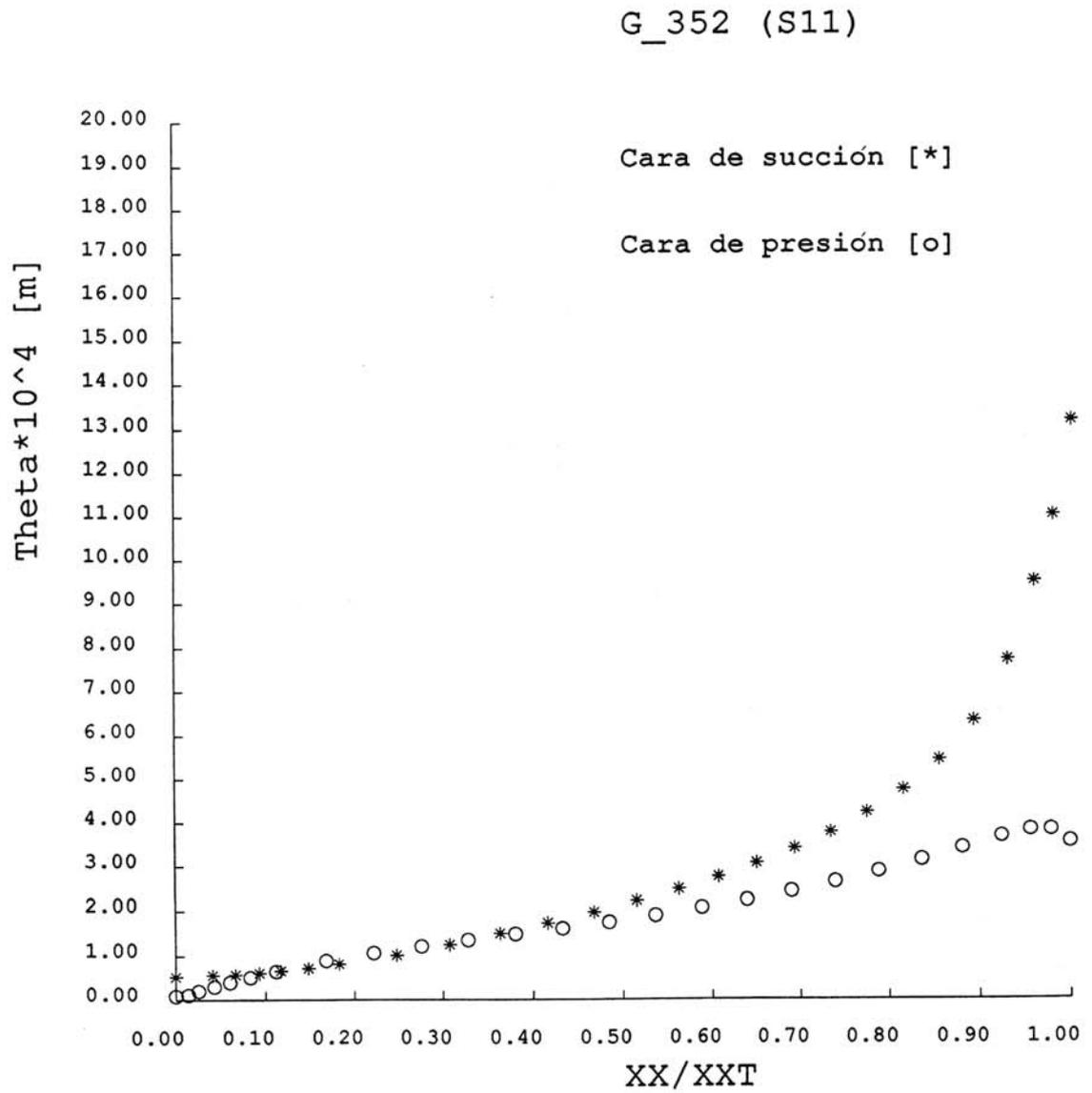


Figura 5.53. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G352).

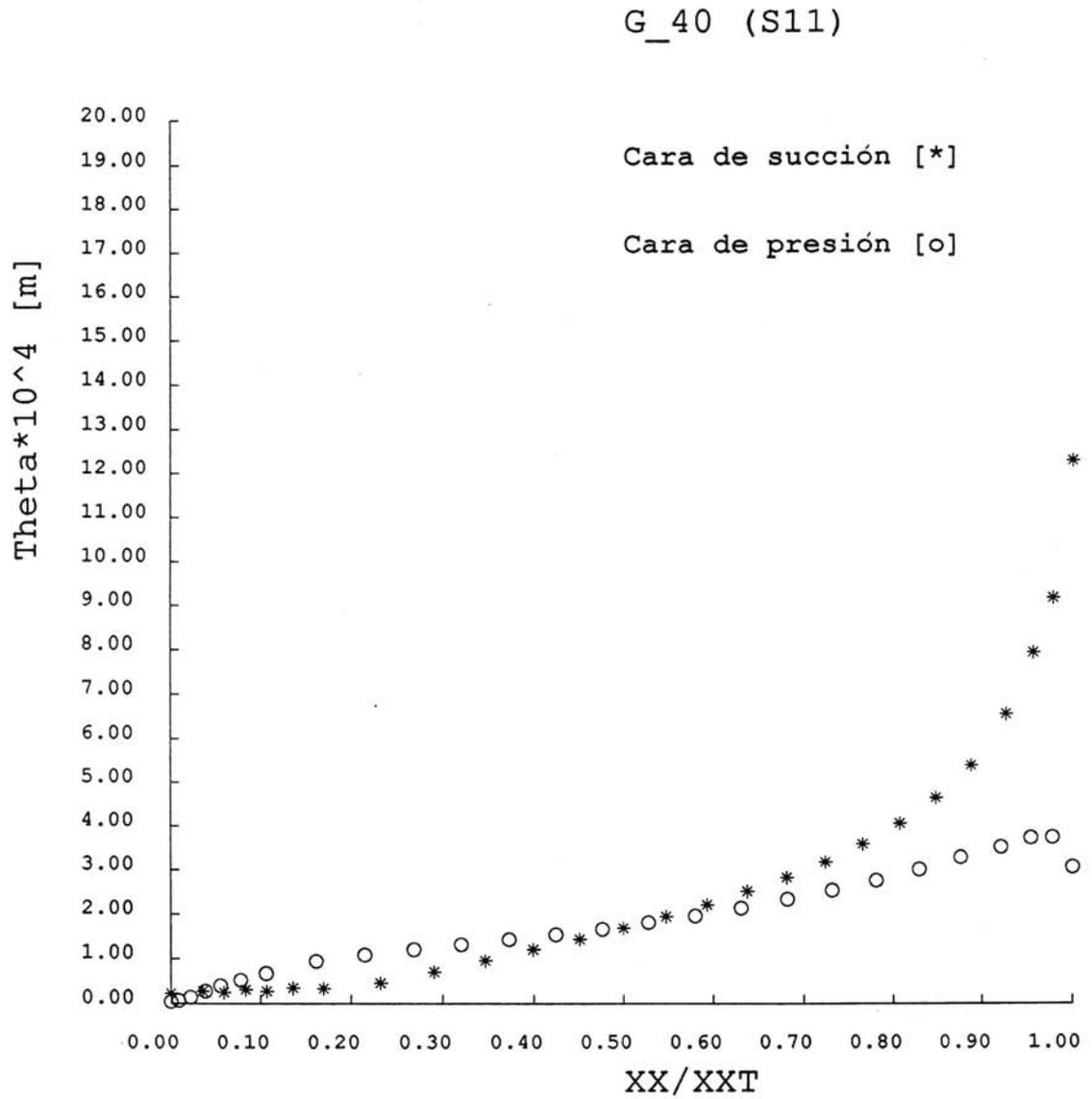


Figura 5.54. Evolución de la capa límite sobre el perfil. (Geometría G40).

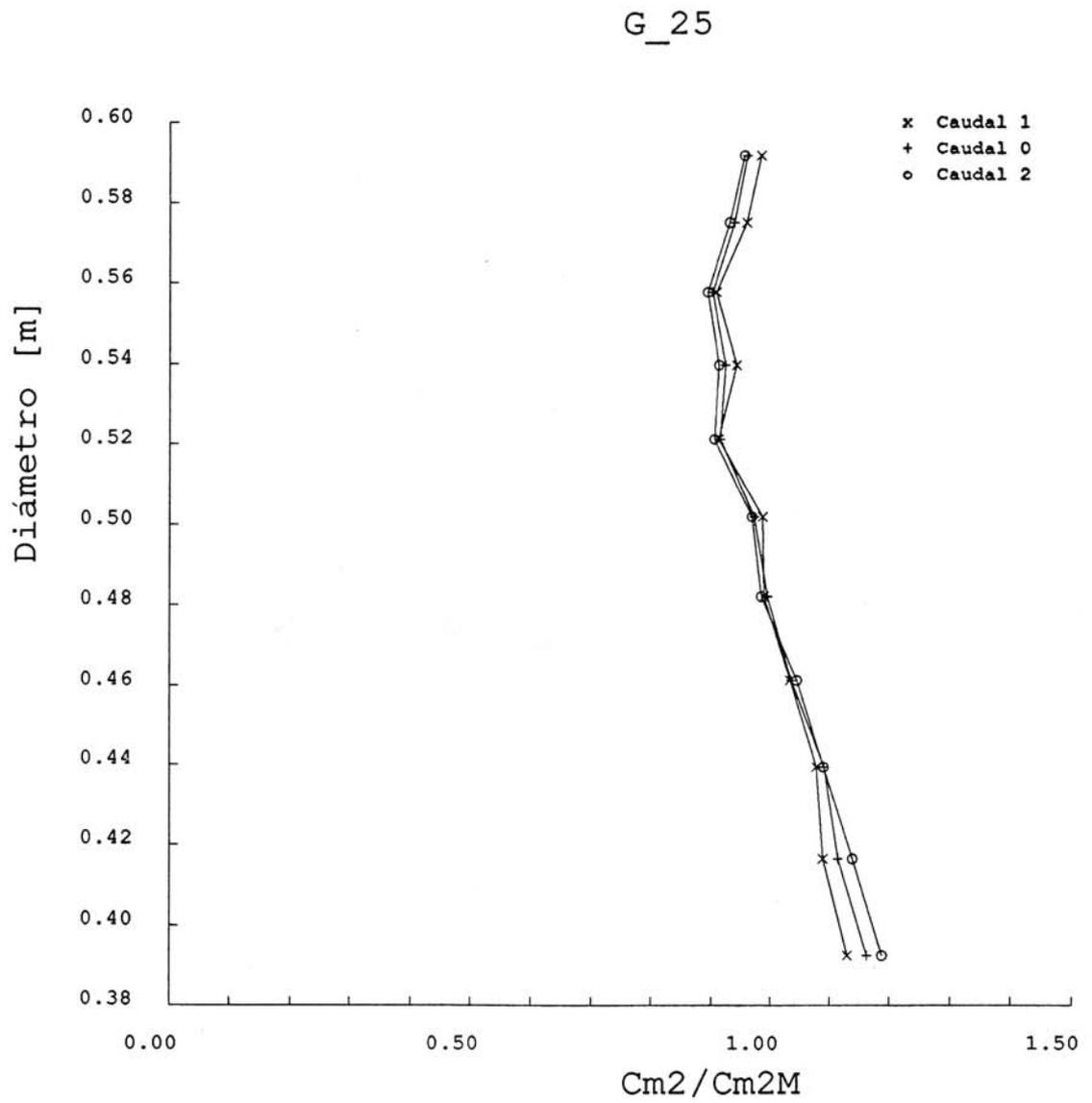


Figura 5.55. Distribución radial de la componente axial adimensionalizada.
(Geometría G25).

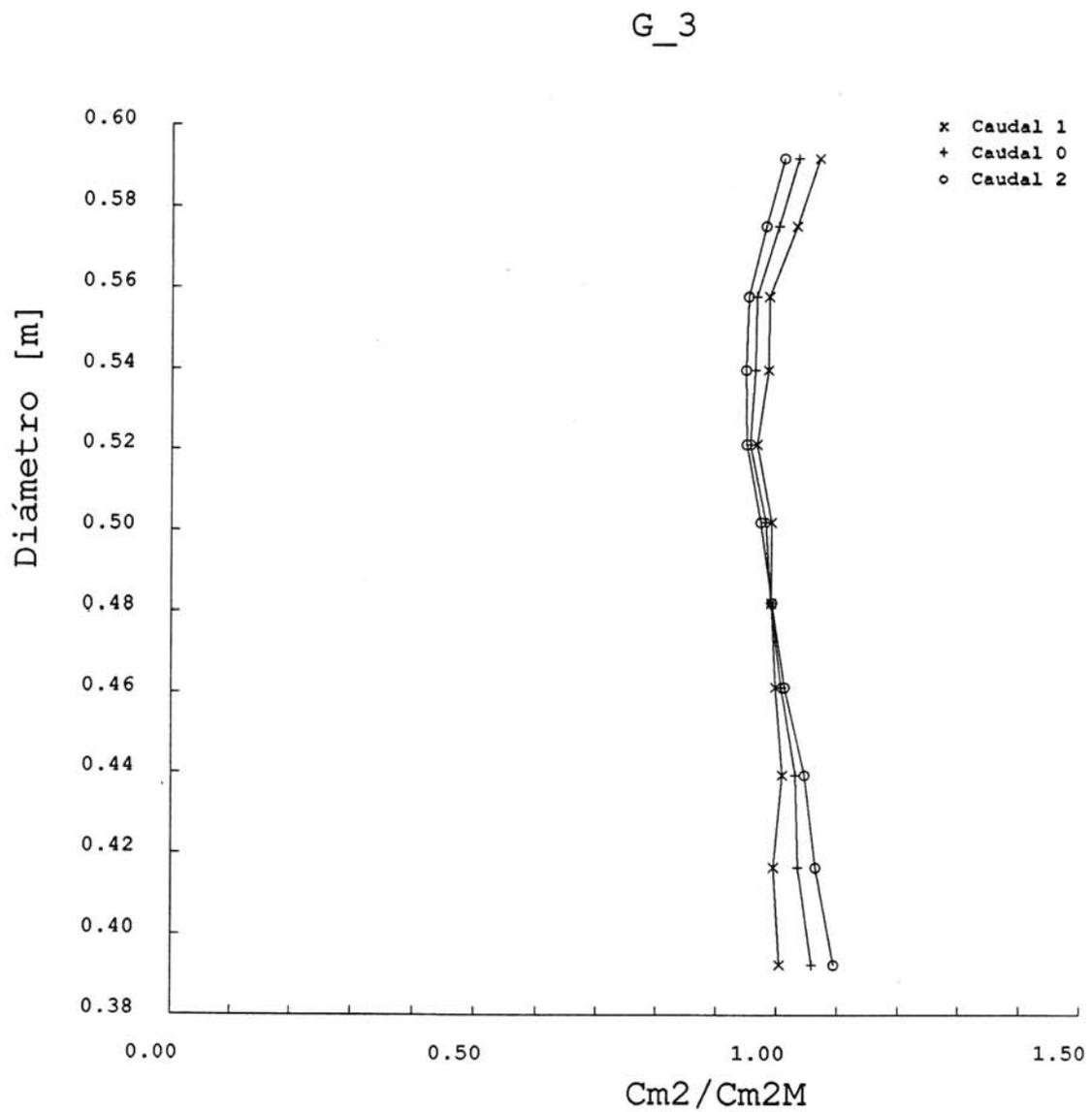


Figura 5.56. Distribución radial de la componente axial adimensionalizada.
(Geometría G3).

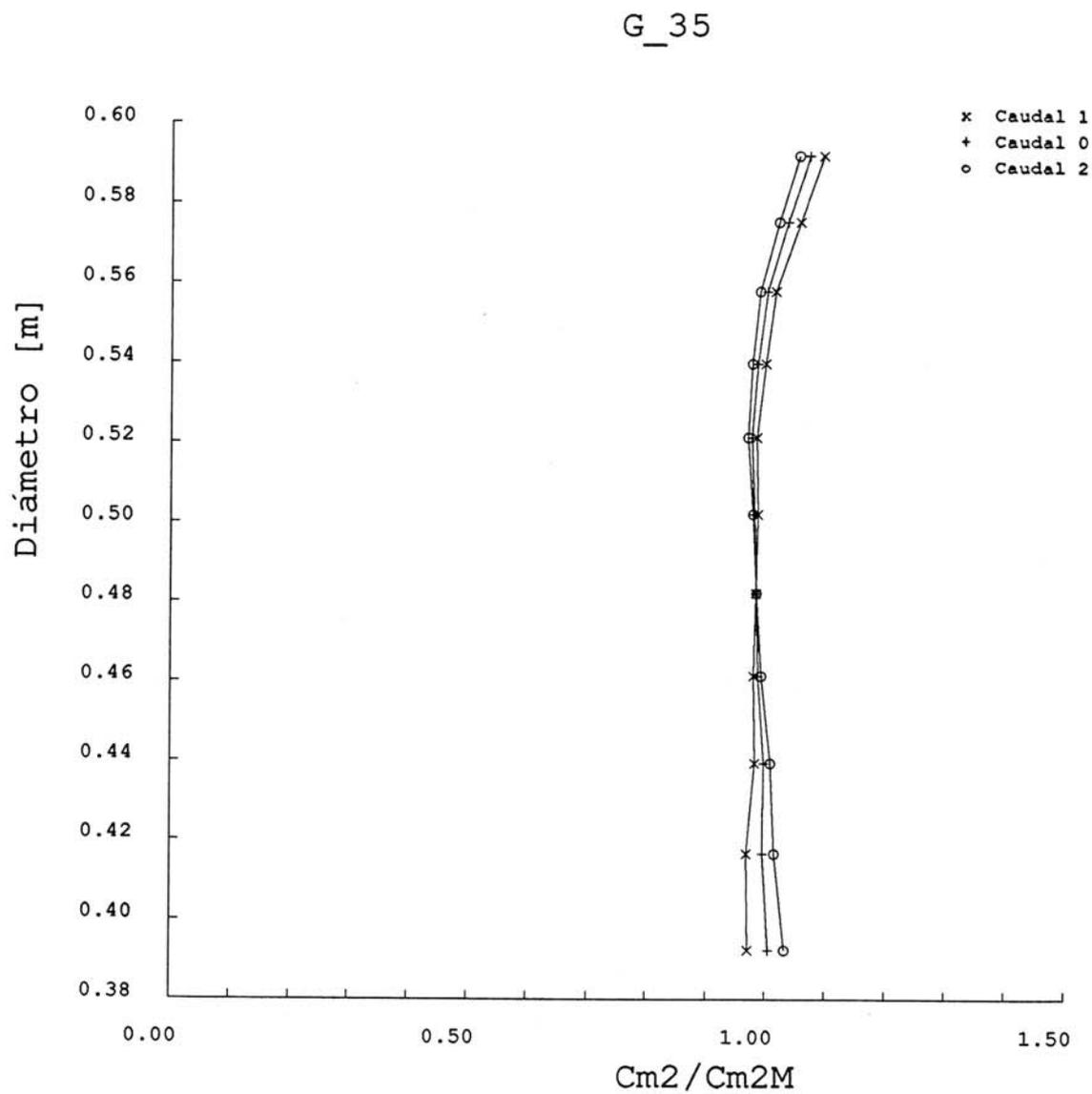


Figura 5.57. Distribución radial de la componente axial adimensionalizada.
(Geometría G35).

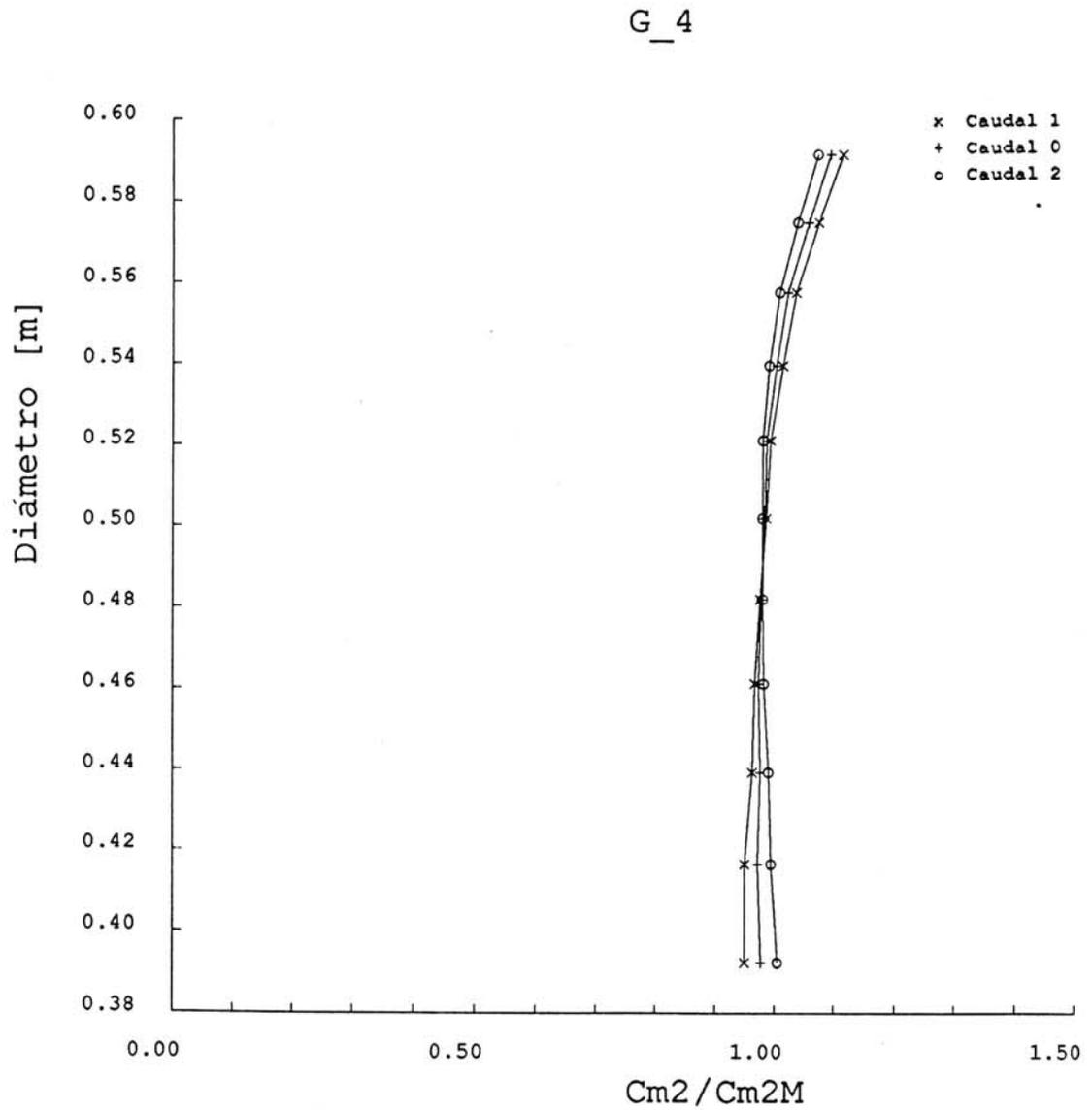


Figura 5.58. Distribución radial de la componente axial adimensionalizada.
(Geometría G4).

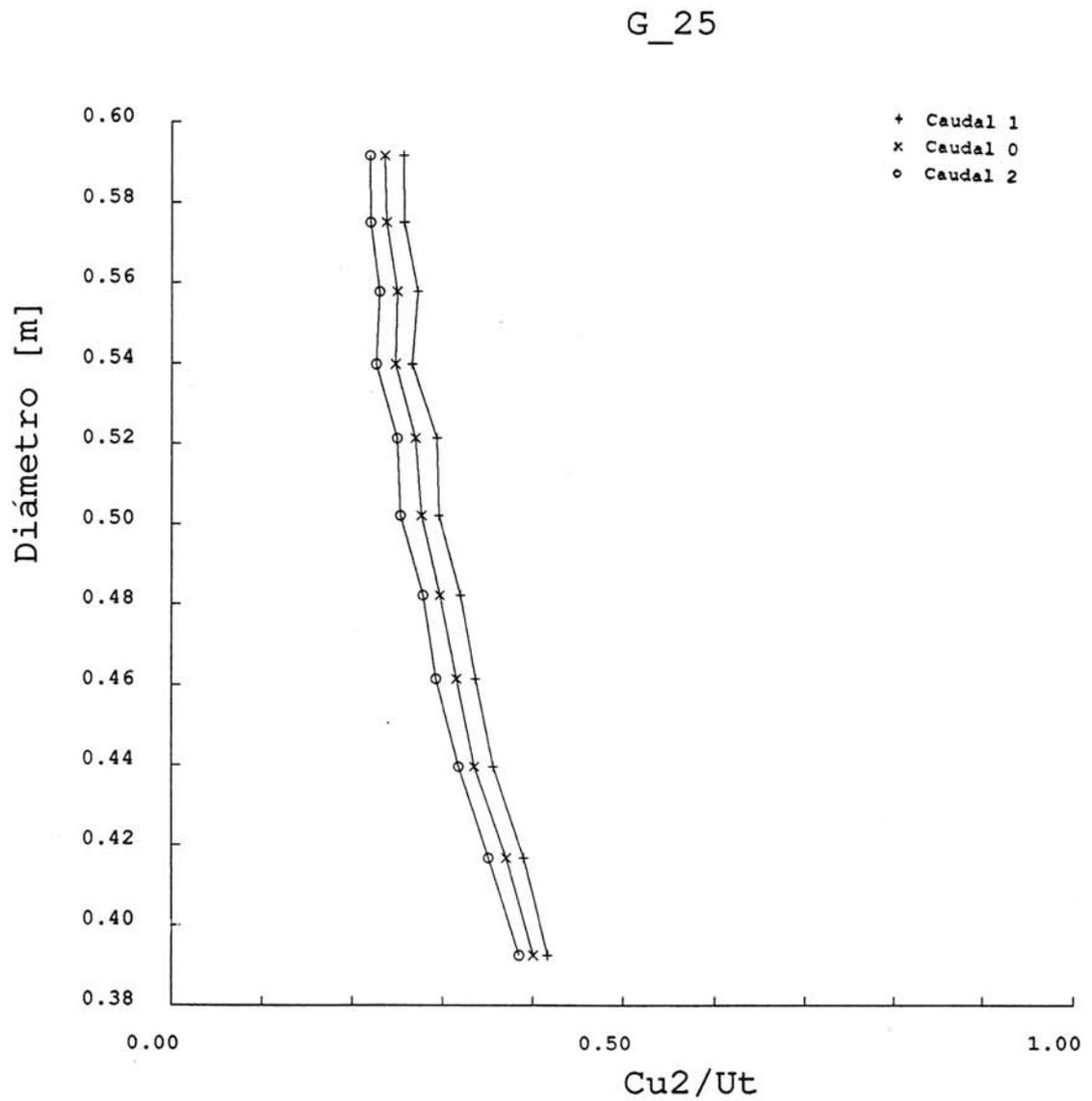


Figura 5.59. Distribución radial de la componente tangencial adimensionalizada. (Geometría G25).

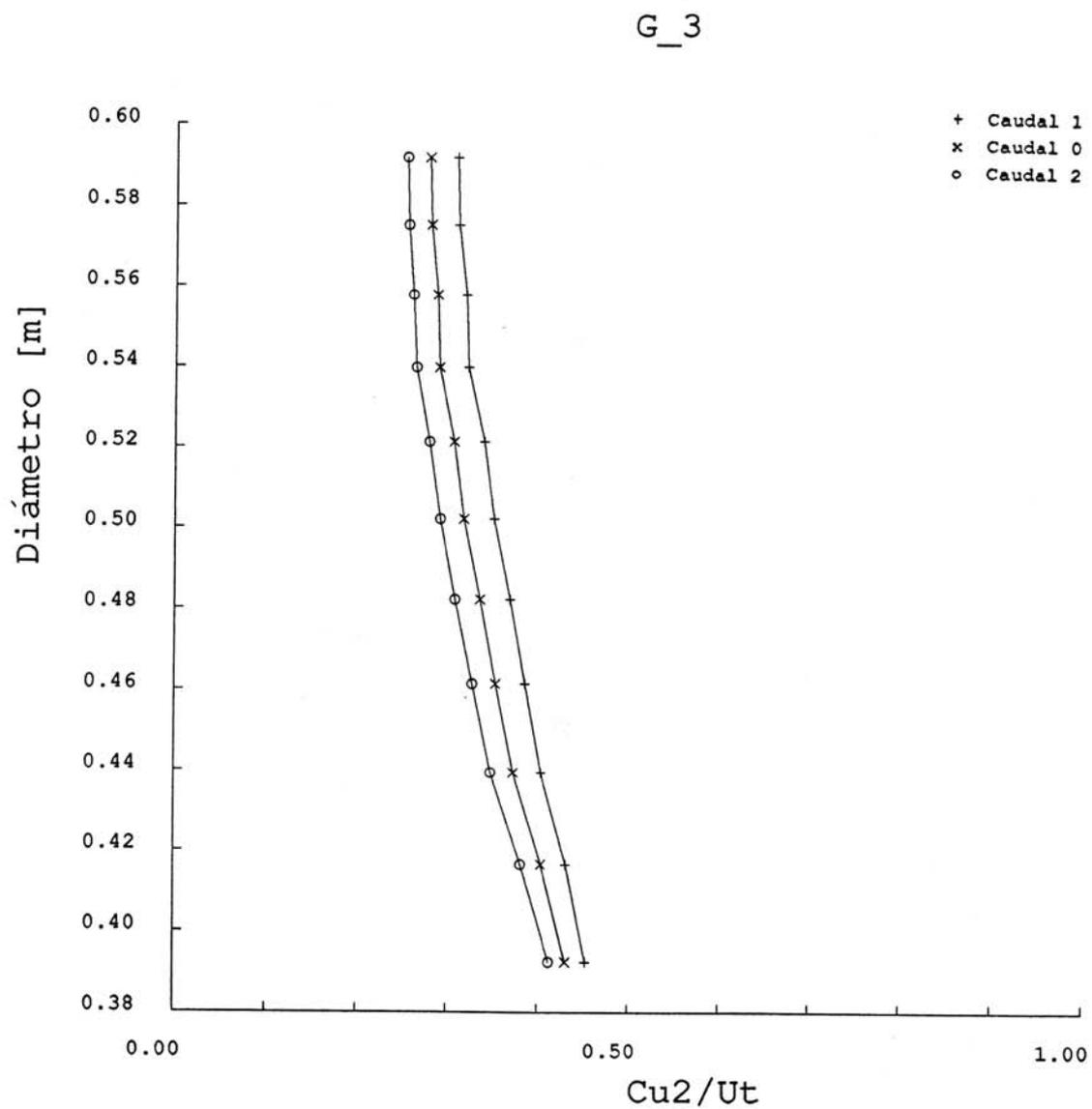


Figura 5.60. Distribución radial de la componente tangencial adimensionalizada. (Geometría G3).

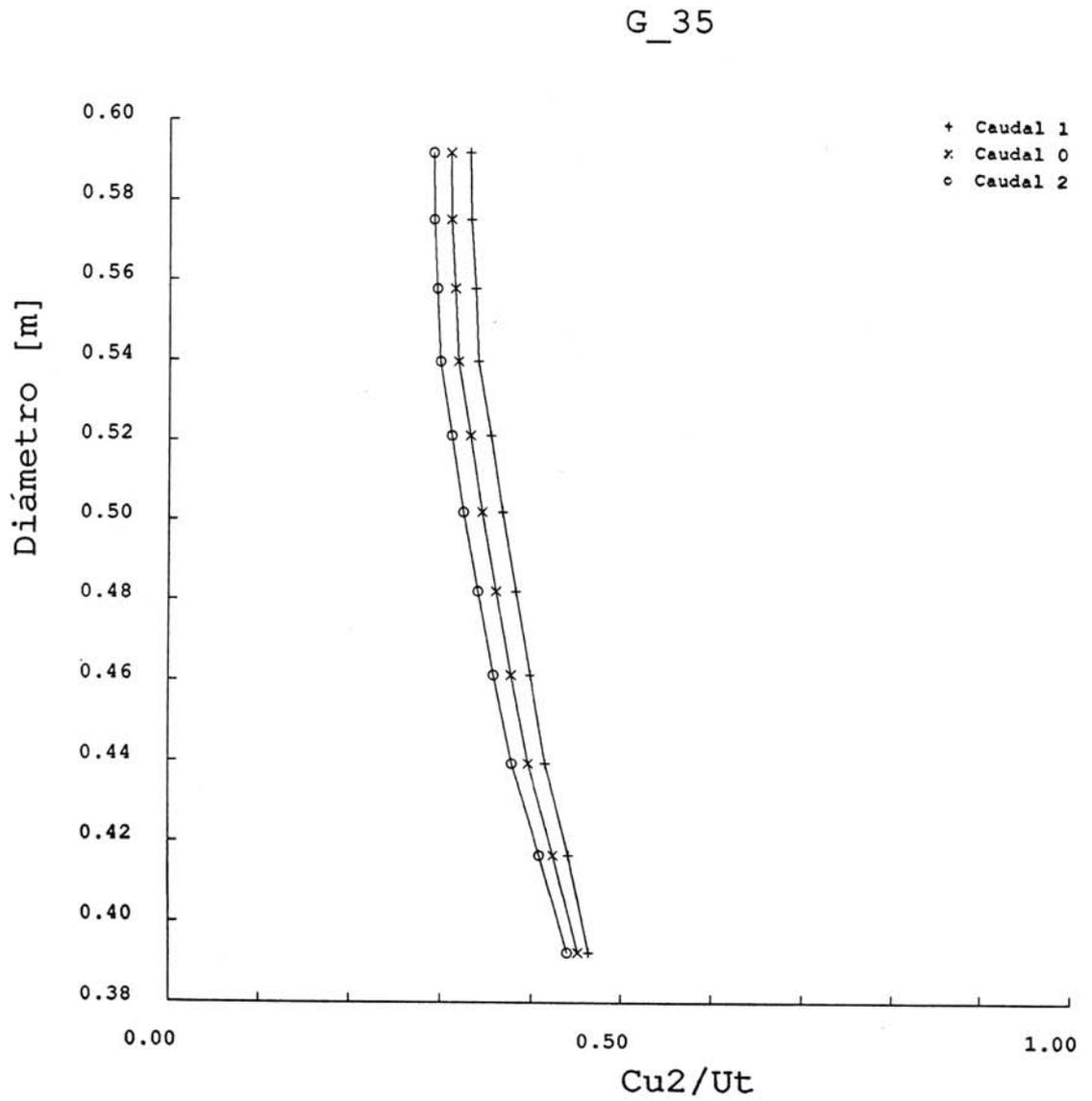


Figura 5.61. Distribución radial de la componente tangencial adimensionalizada.
(Geometría G35).

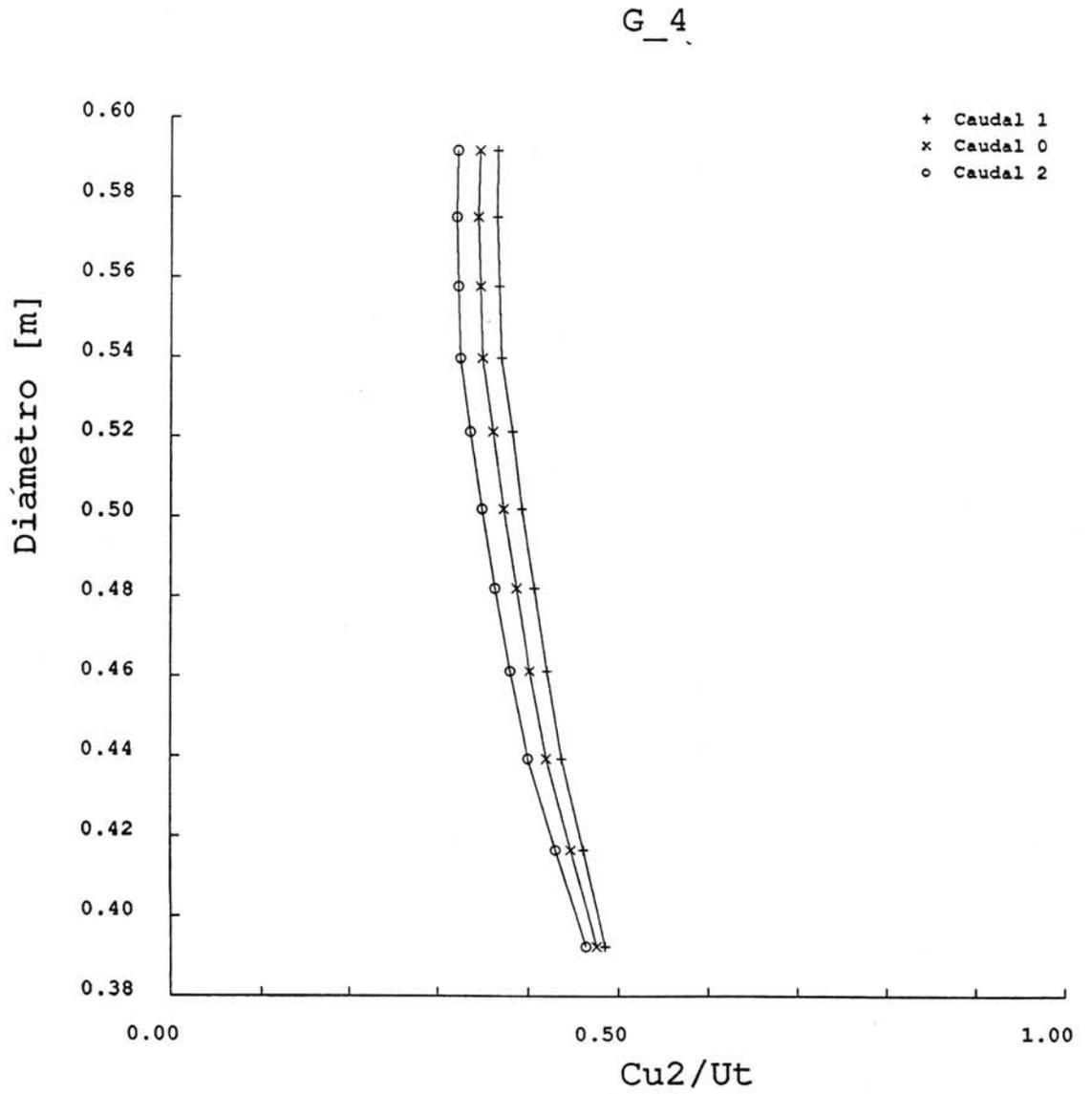


Figura 5.62. Distribución radial de la componente tangencial adimensionalizada.
(Geometría G4).

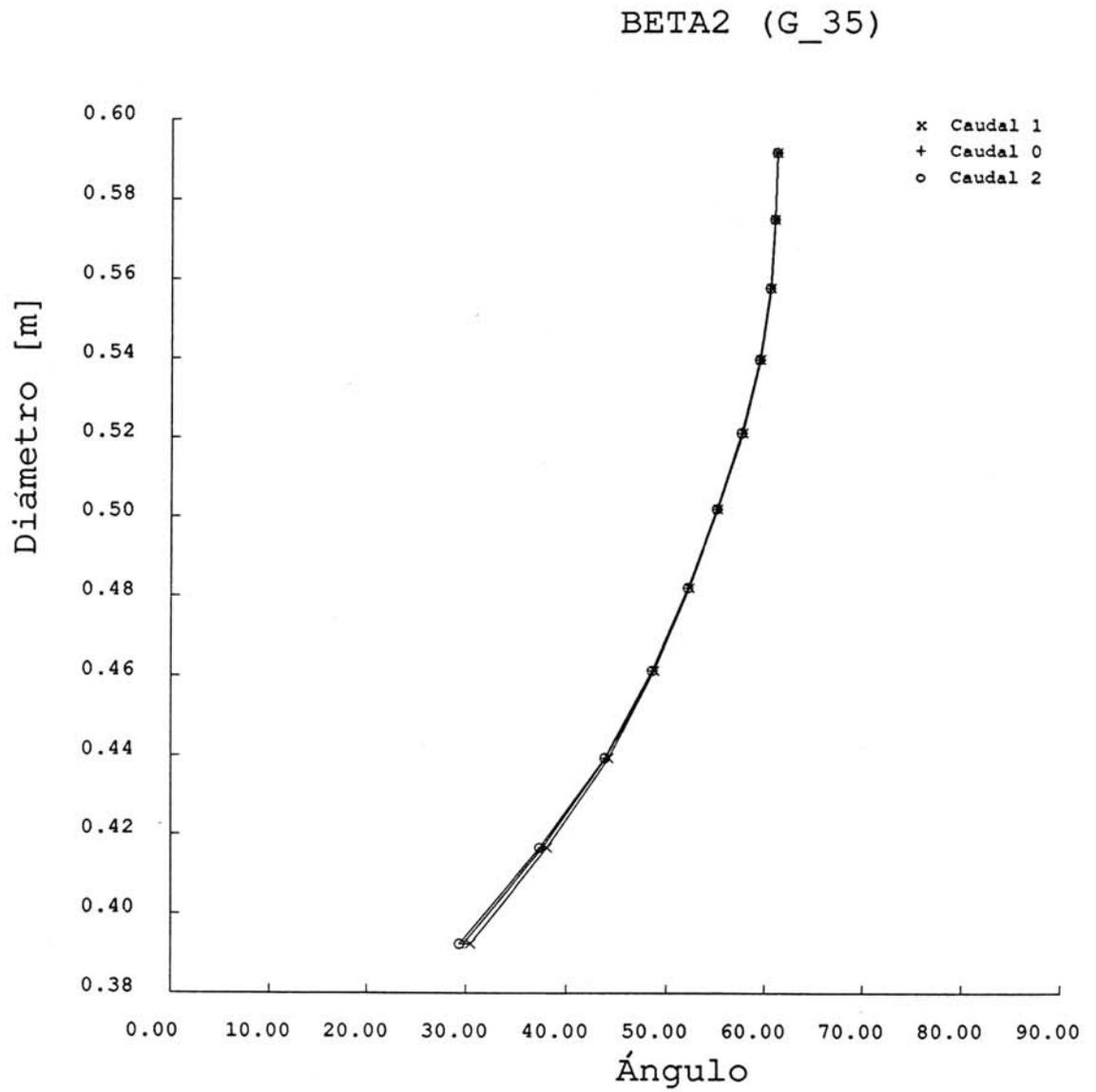


Figura 5.63. Distribución radial del ángulo relativo. (Geometría G35).

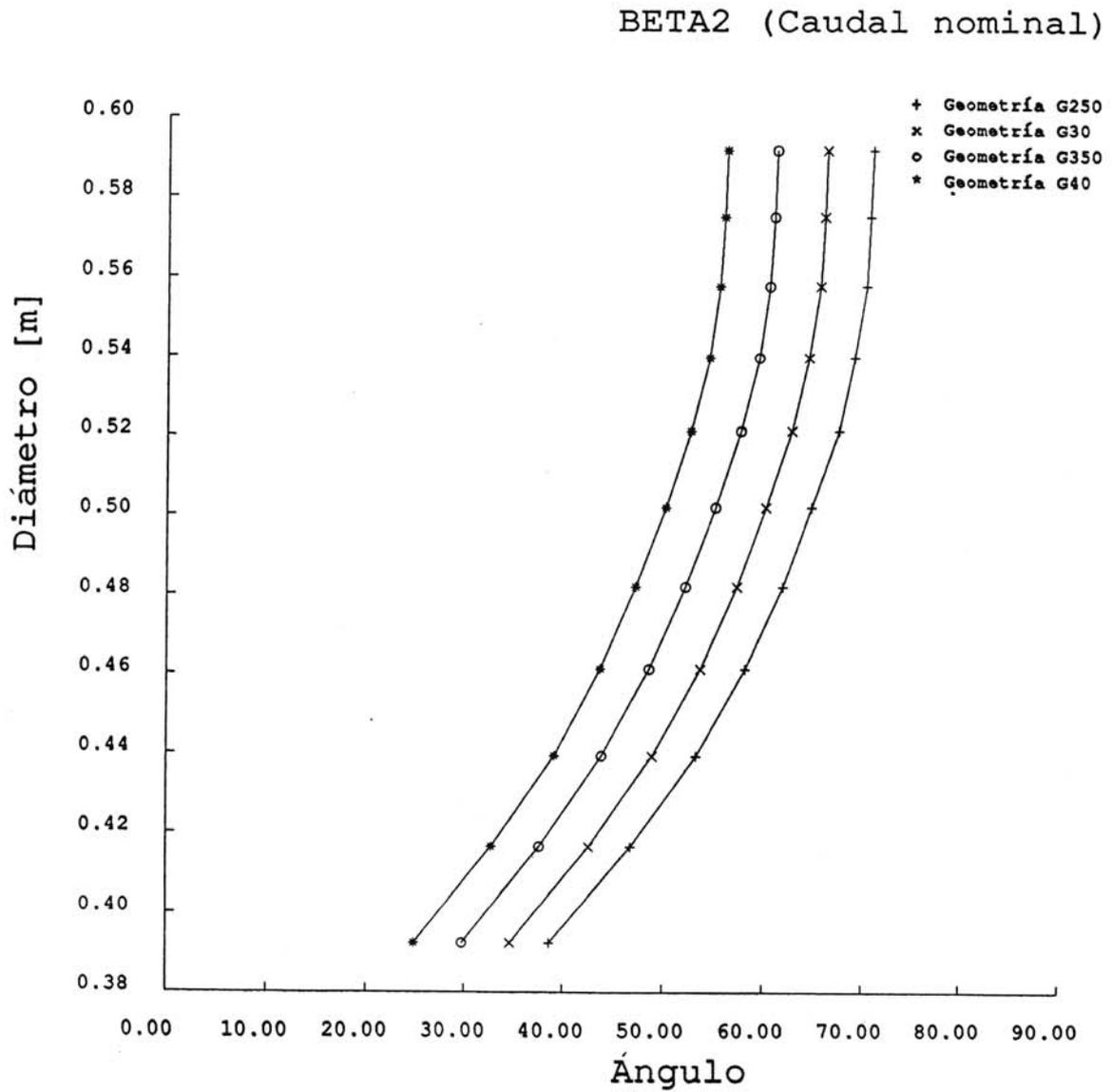


Figura 5.64. Distribución radial del ángulo relativo. (Caudal nominal de cada geometría).

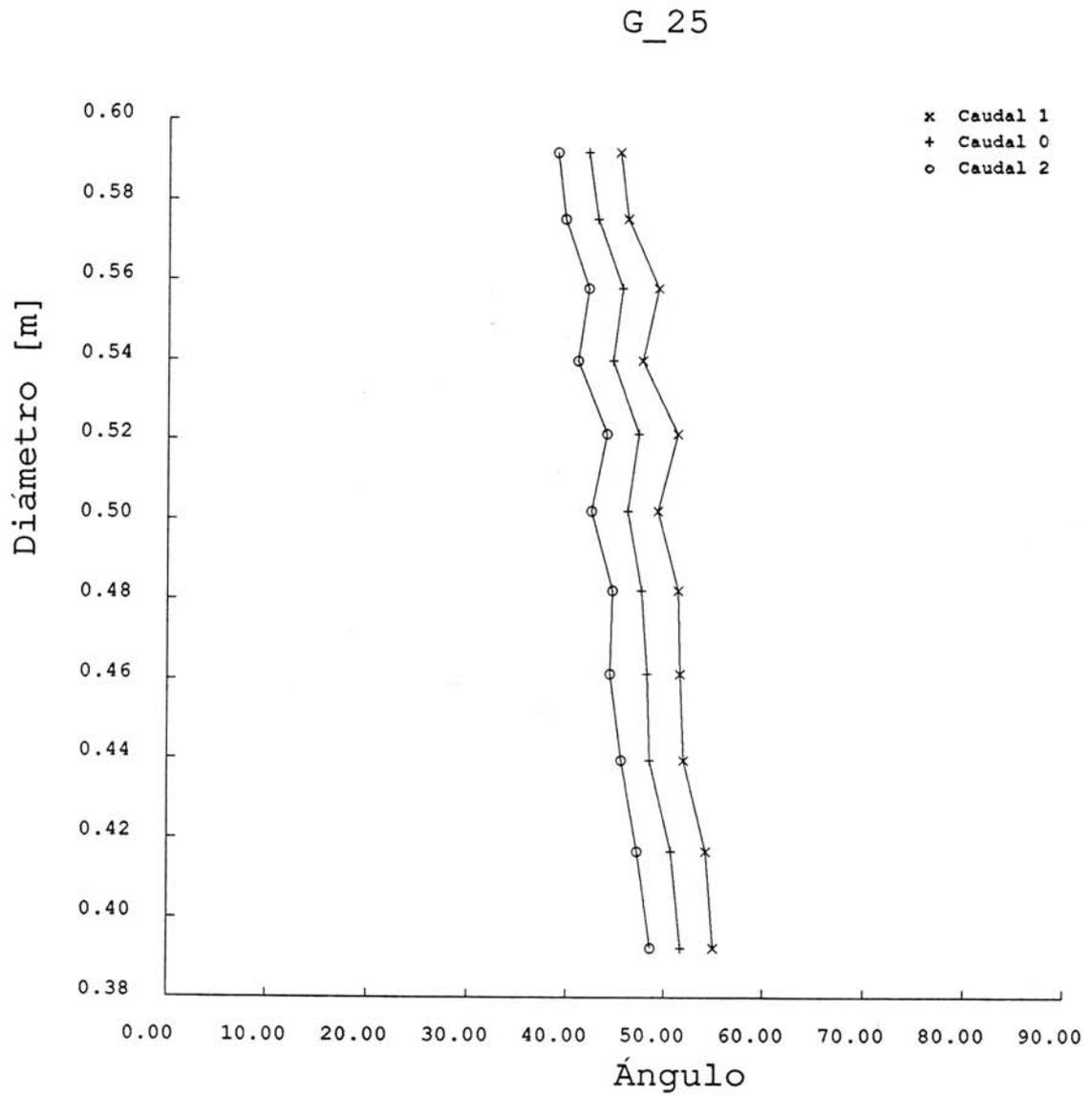


Figura 5.65. Distribución radial del ángulo absoluto. (Geometría G25).

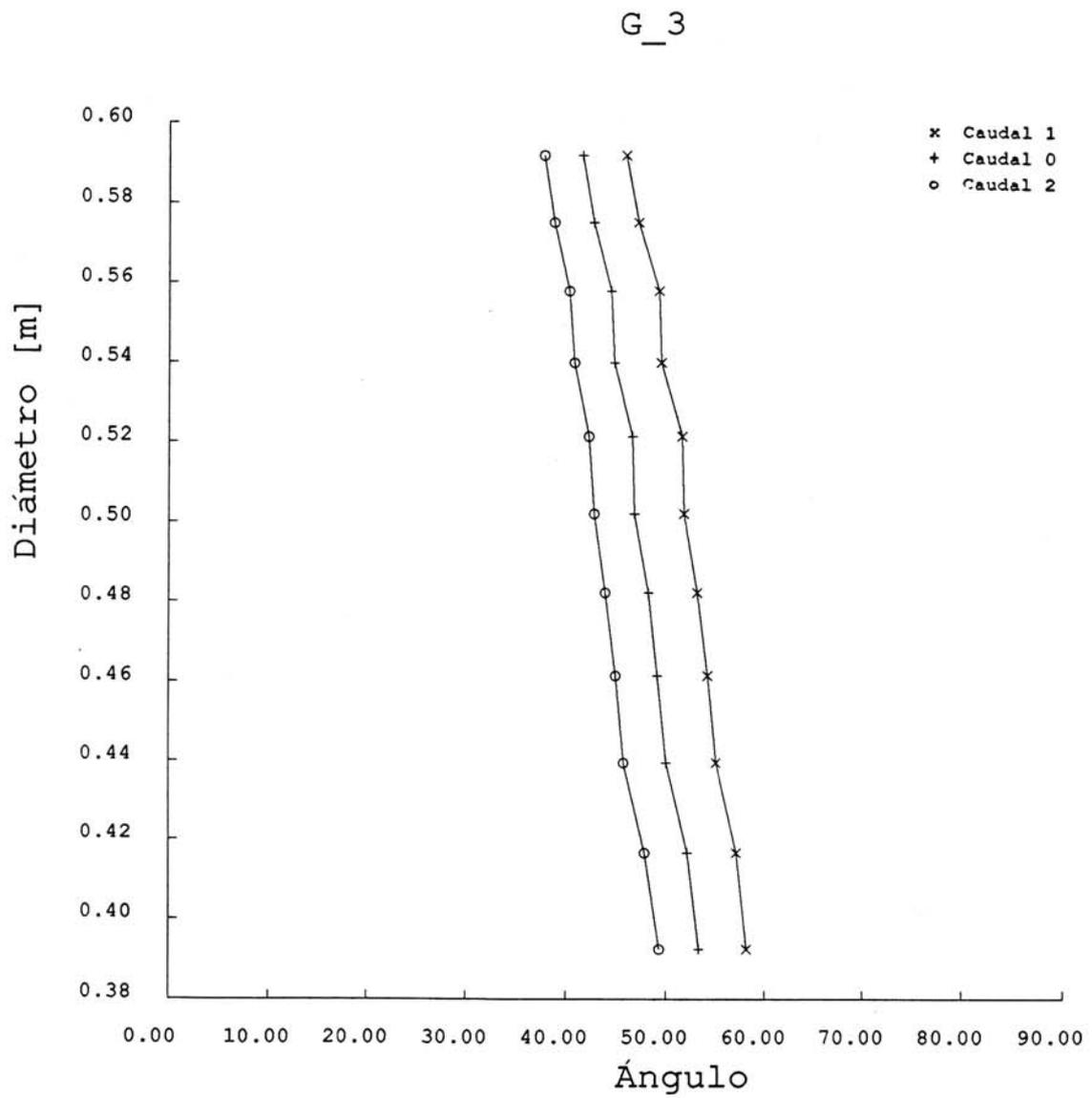


Figura 5.66. Distribución radial del ángulo absoluto. (Geometría G3).

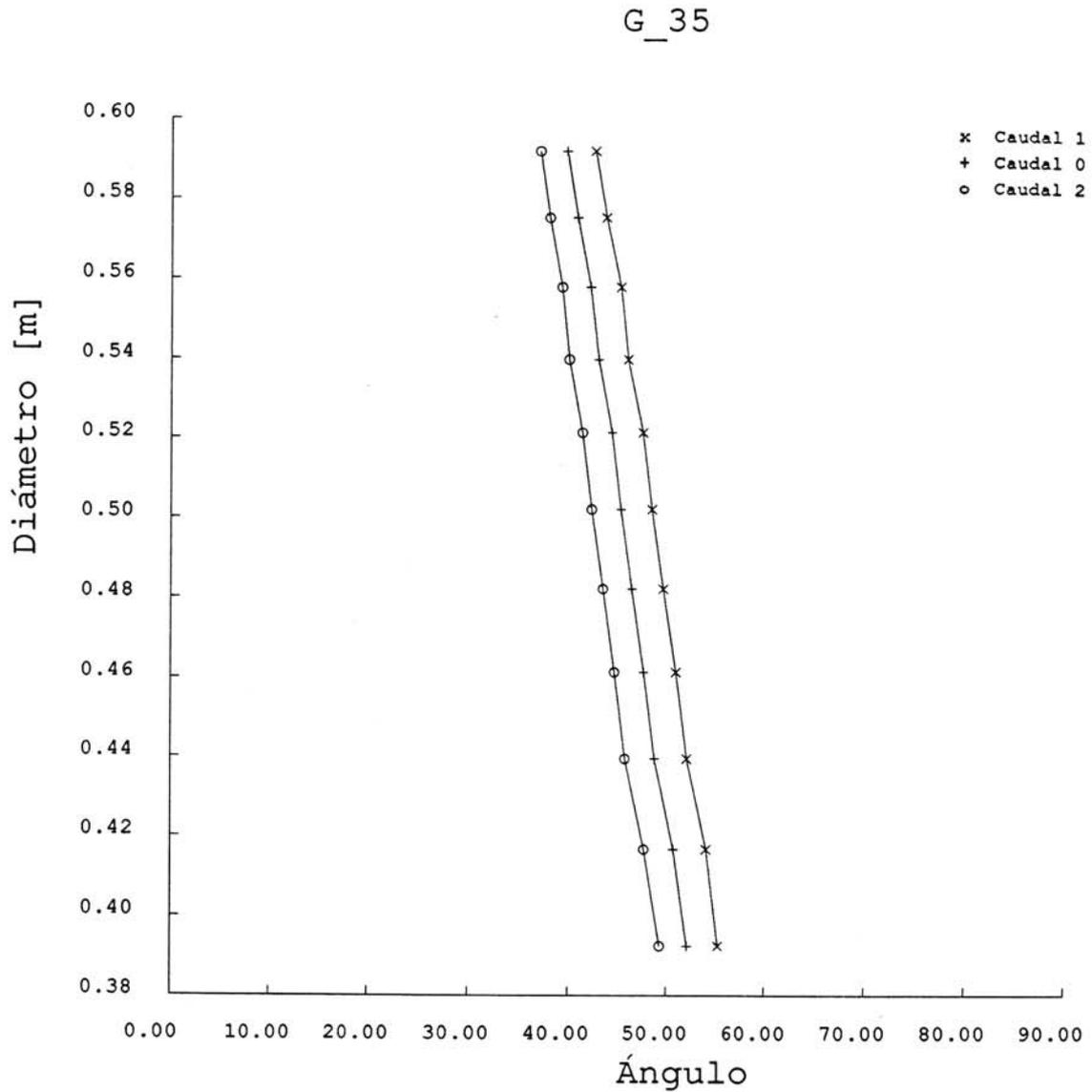


Figura 5.67. Distribución radial del ángulo absoluto. (Geometría G35).

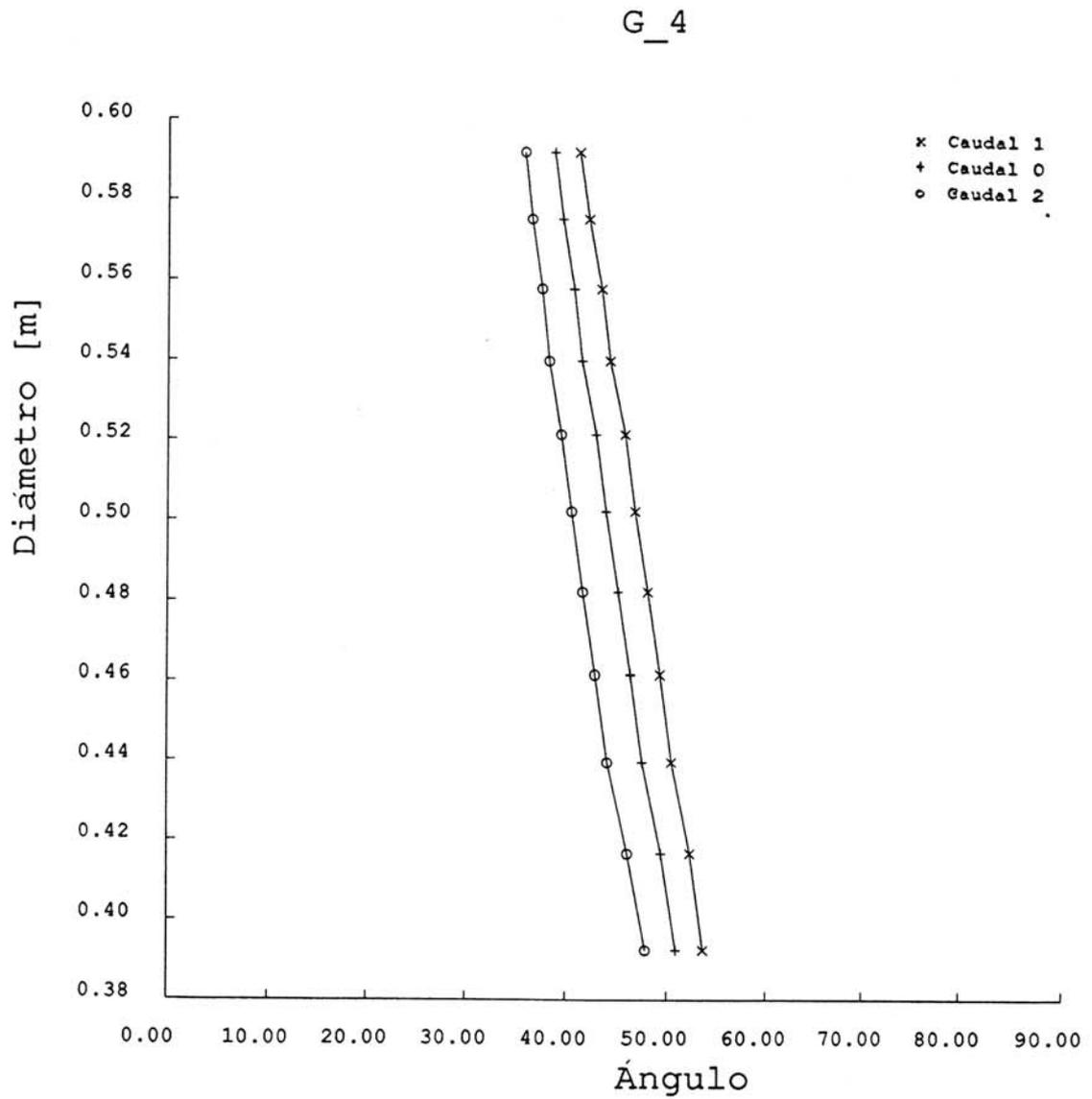


Figura 5.68. Distribución radial del ángulo absoluto. (Geometría G4).

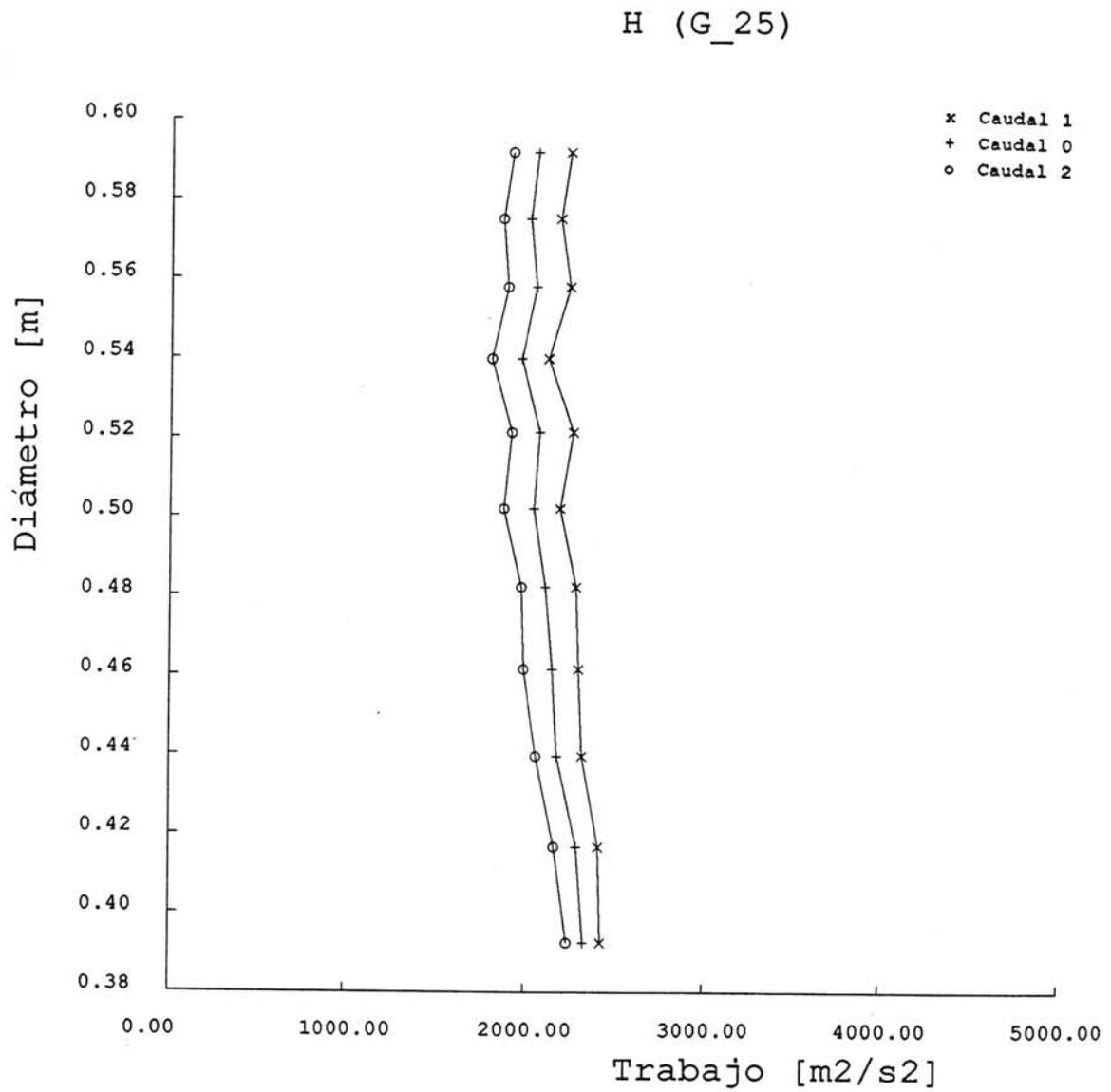


Figura 5.69. Distribución radial del trabajo. (Geometría G25).

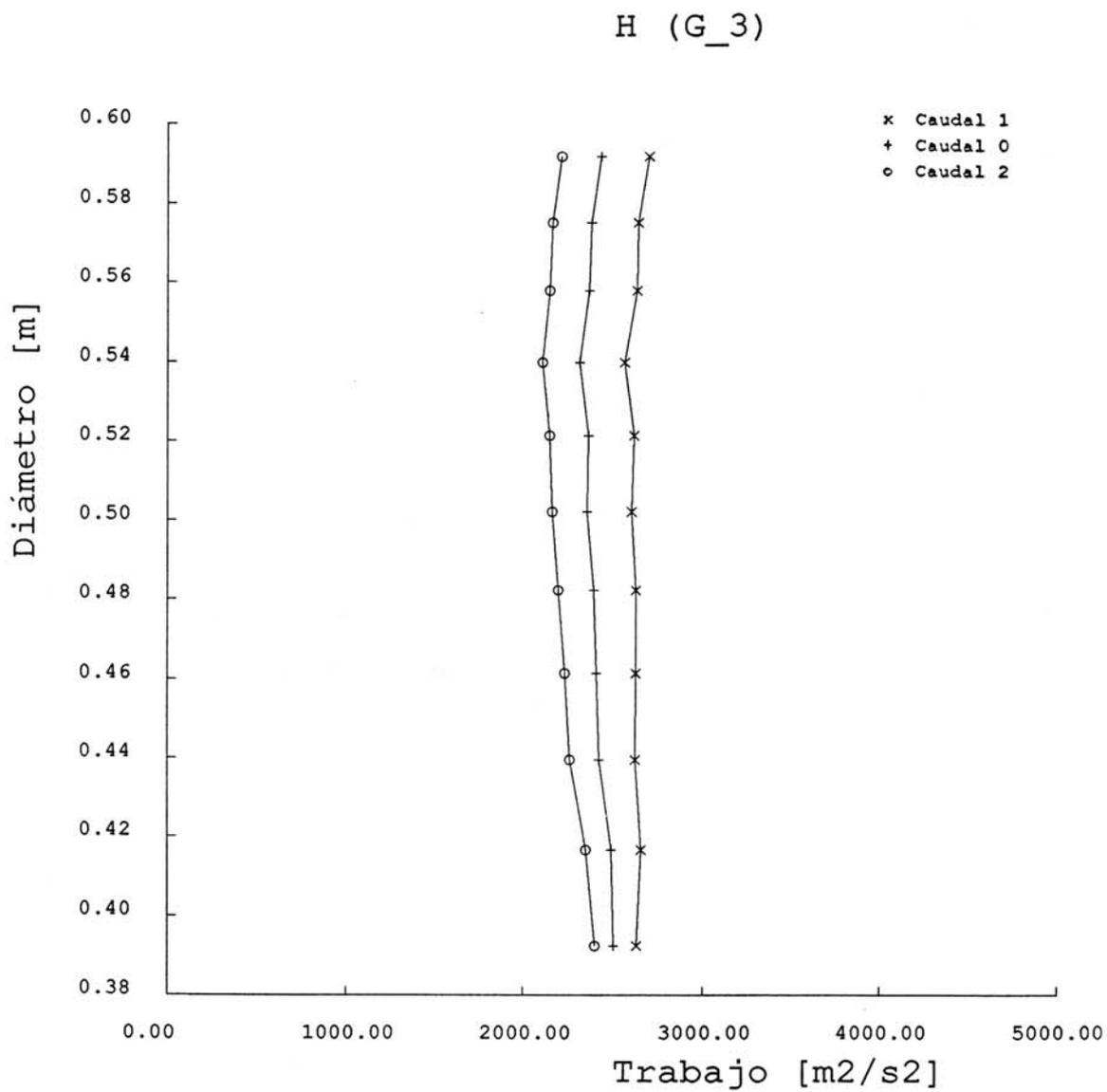


Figura 5.70. Distribución radial del trabajo. (Geometría G3).

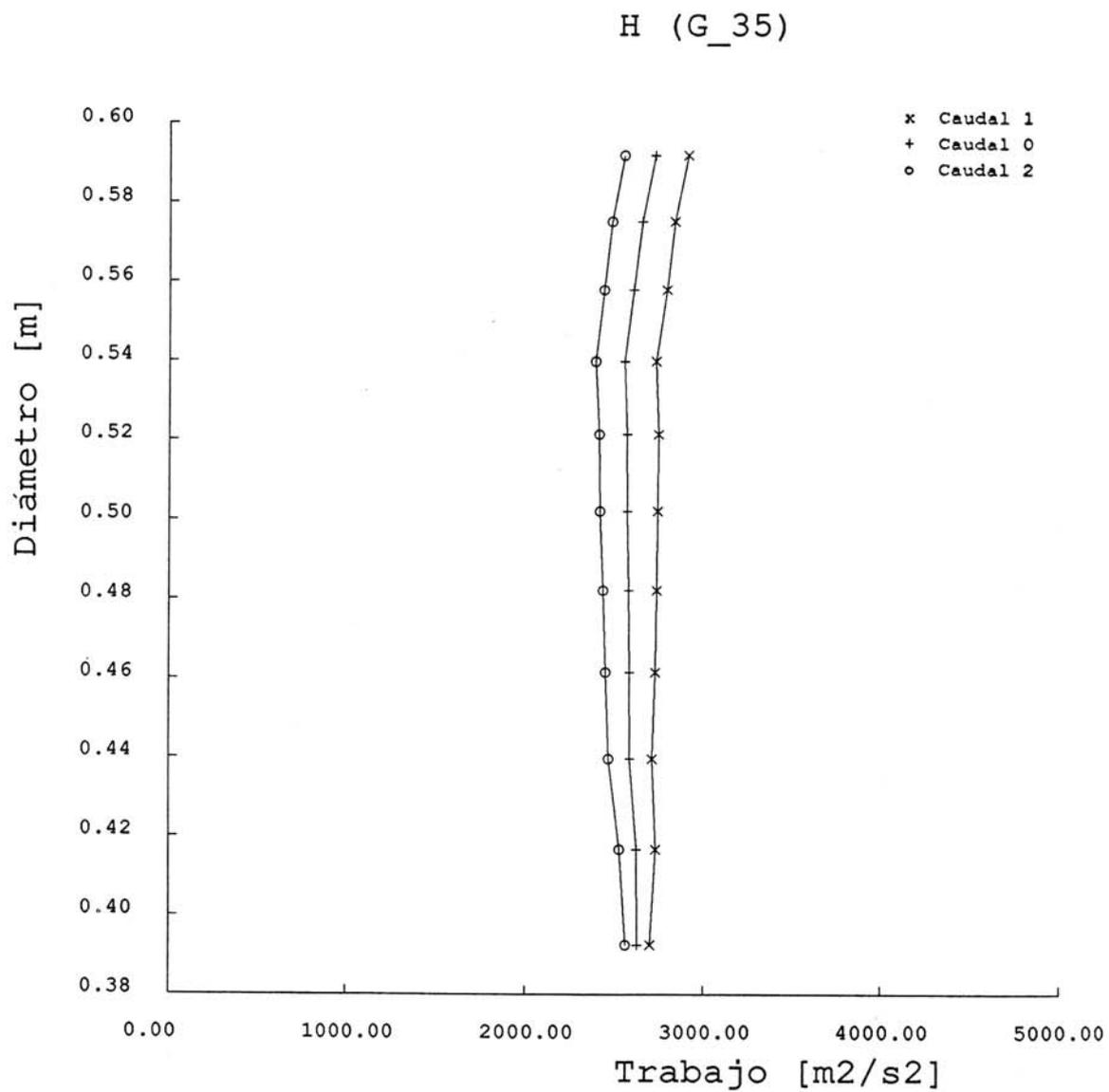


Figura 5.71. Distribución radial del trabajo. (Geometría G35).

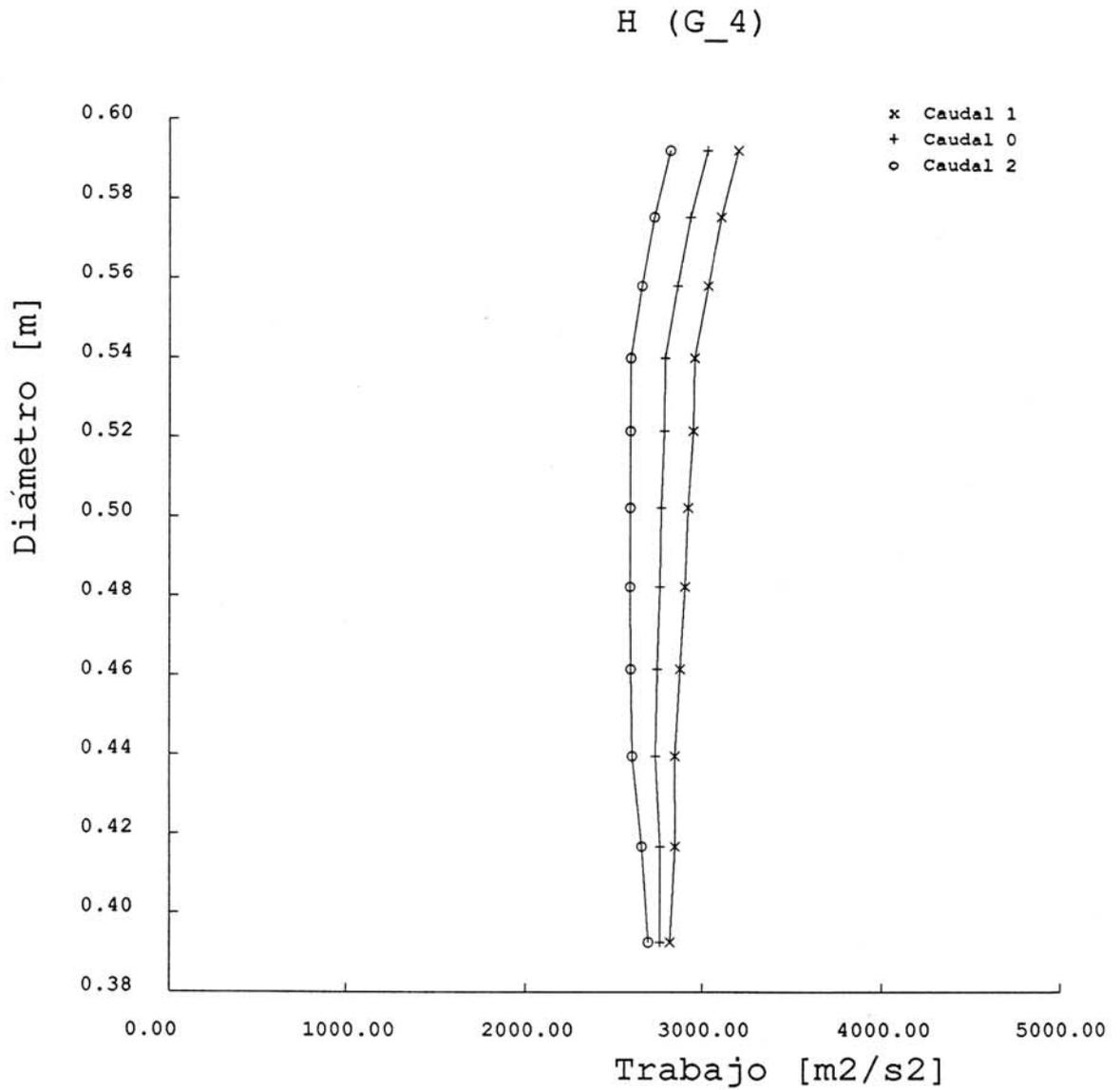


Figura 5.72. Distribución radial del trabajo. (Geometría G4).

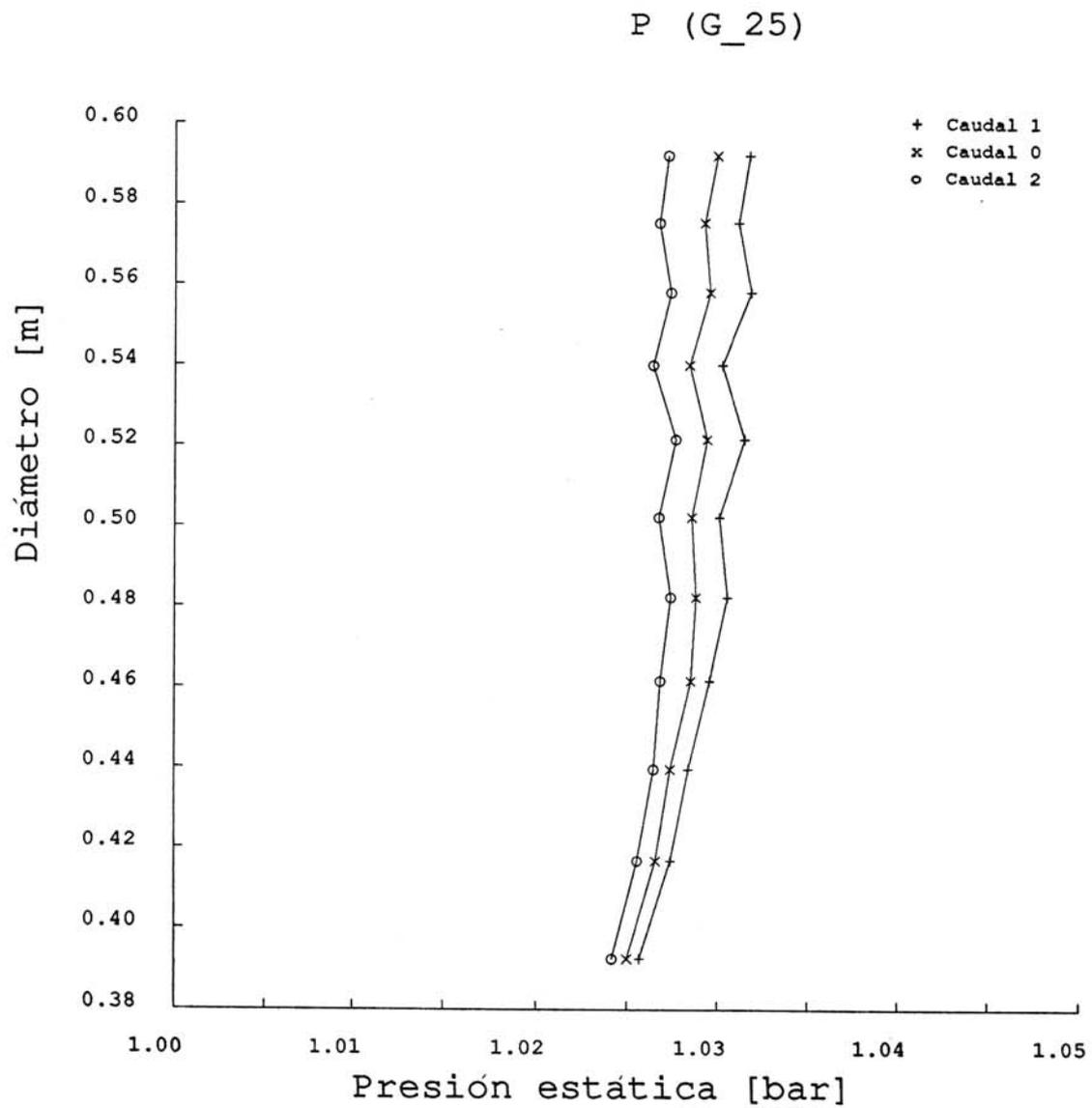


Figura 5.73. Distribución radial de la presión estática. (Geometría G25).

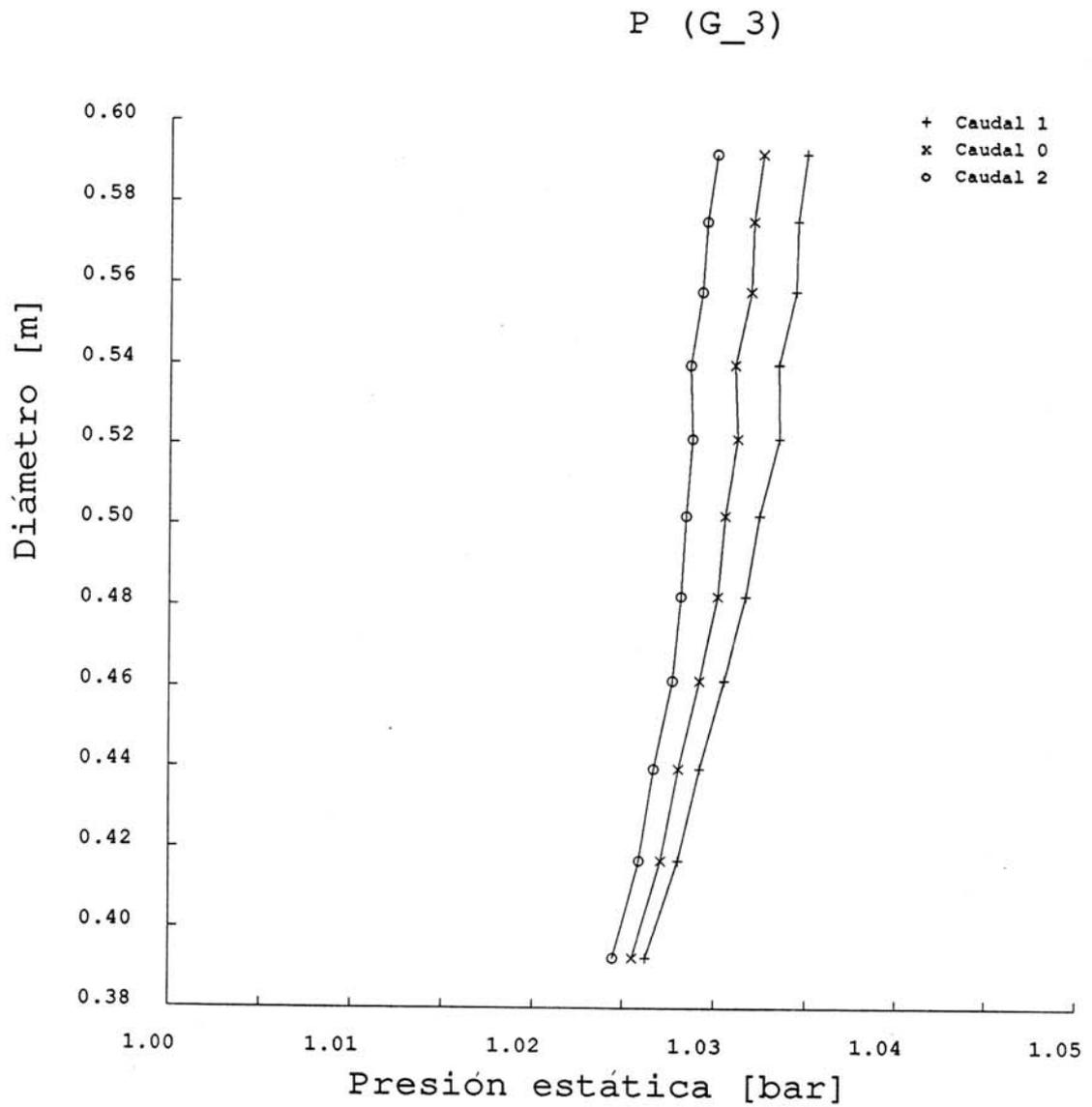


Figura 5.74. Distribución radial de la presión estática. (Geometría G3).

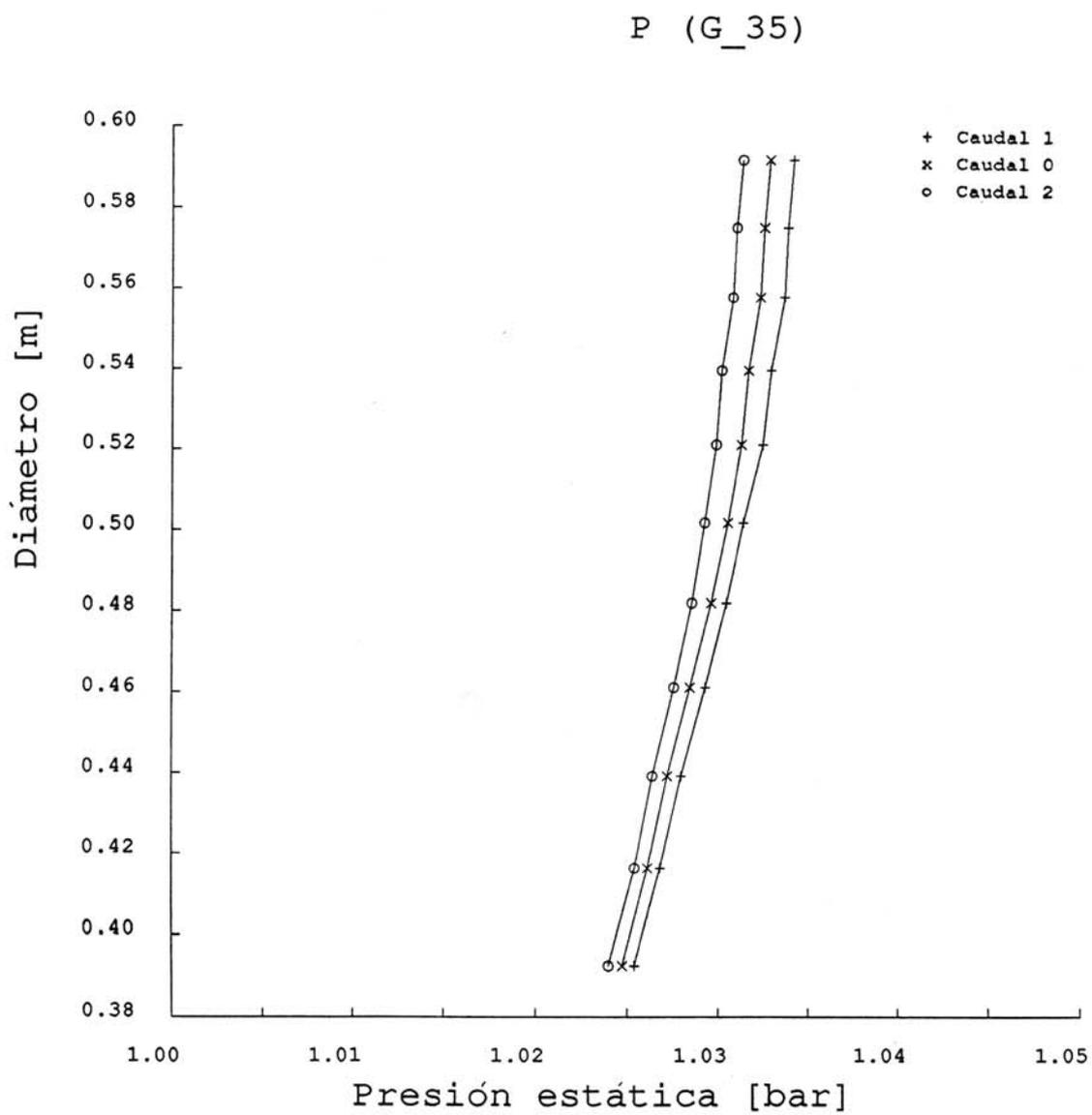


Figura 5.75. Distribución radial de la presión estática. (Geometría G35).

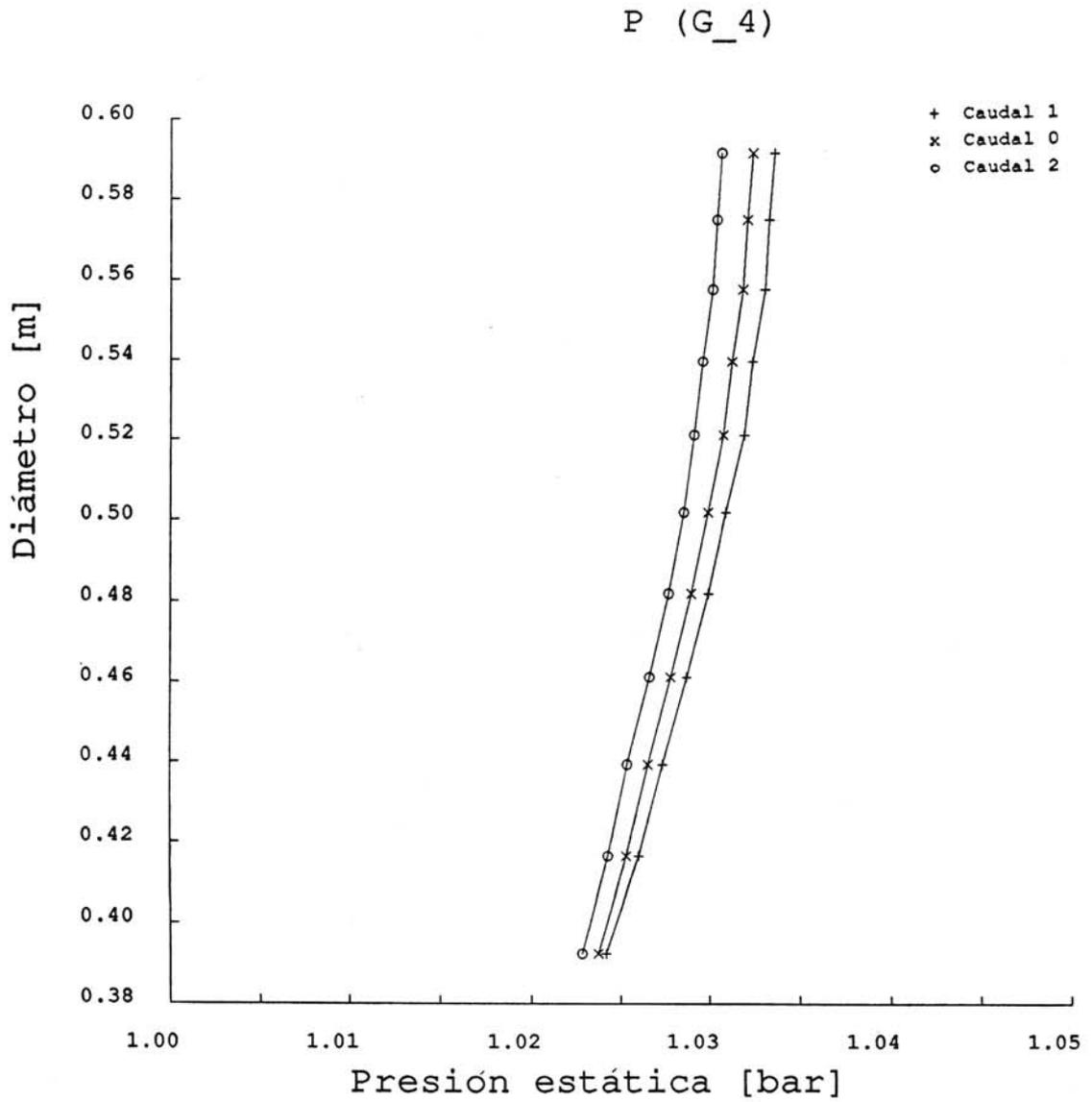


Figura 5.76. Distribución radial de la presión estática. (Geometría G4).

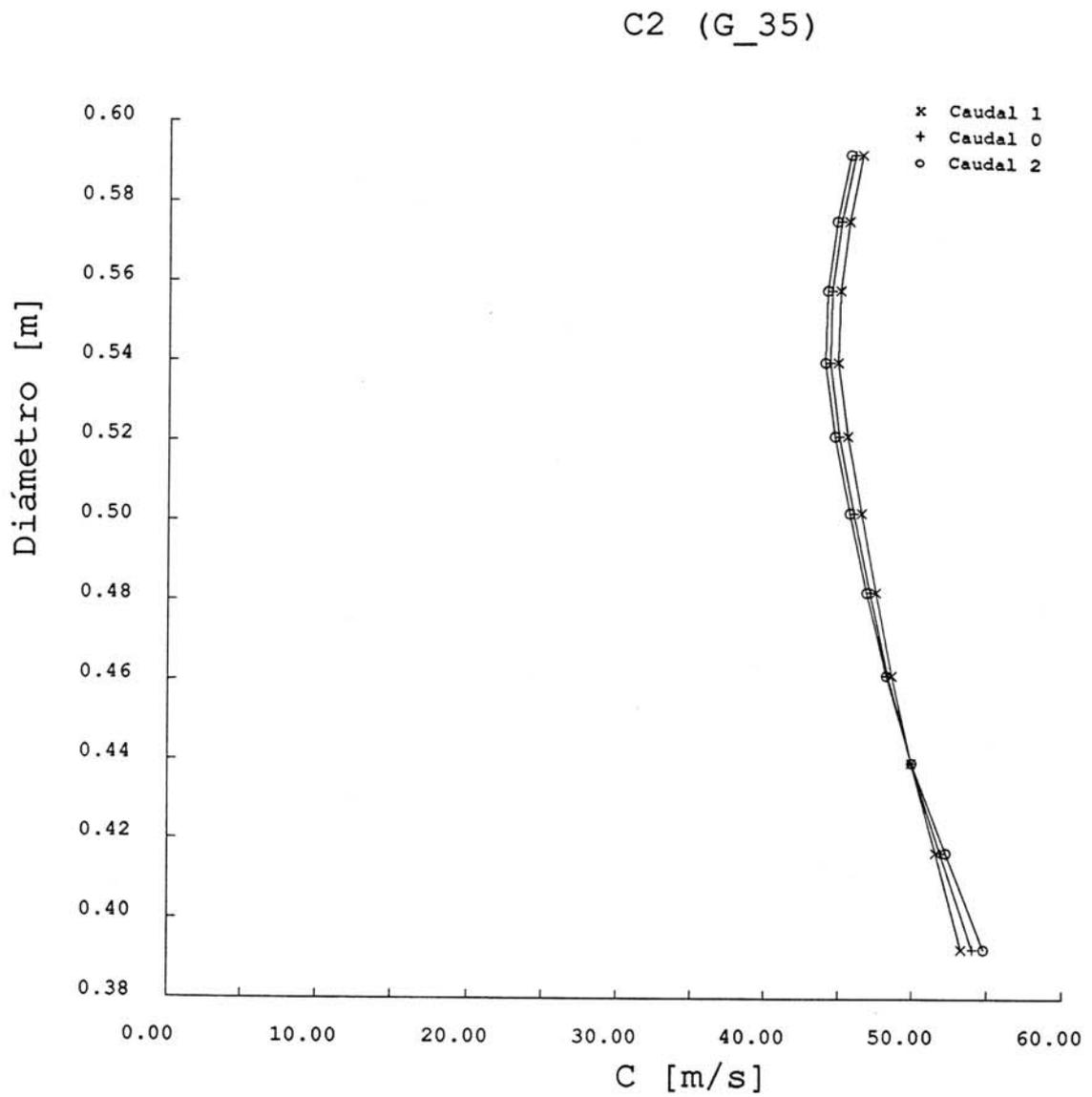


Figura 5.77. Distribución radial de la velocidad absoluta. (Geometría G35).

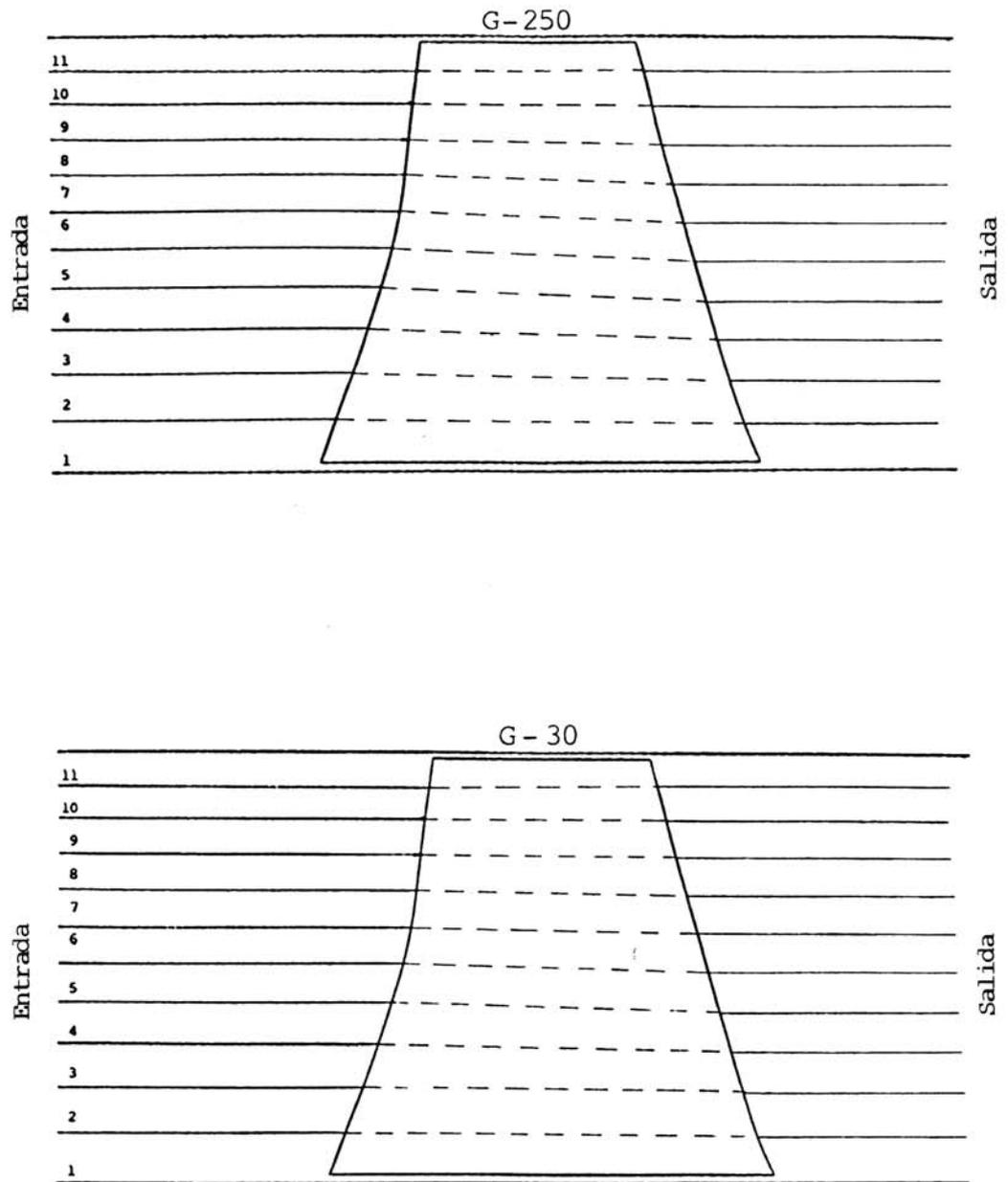


Figura 5.78. Distorsión de los tubos de corriente. (Geometrías G250 y G30).

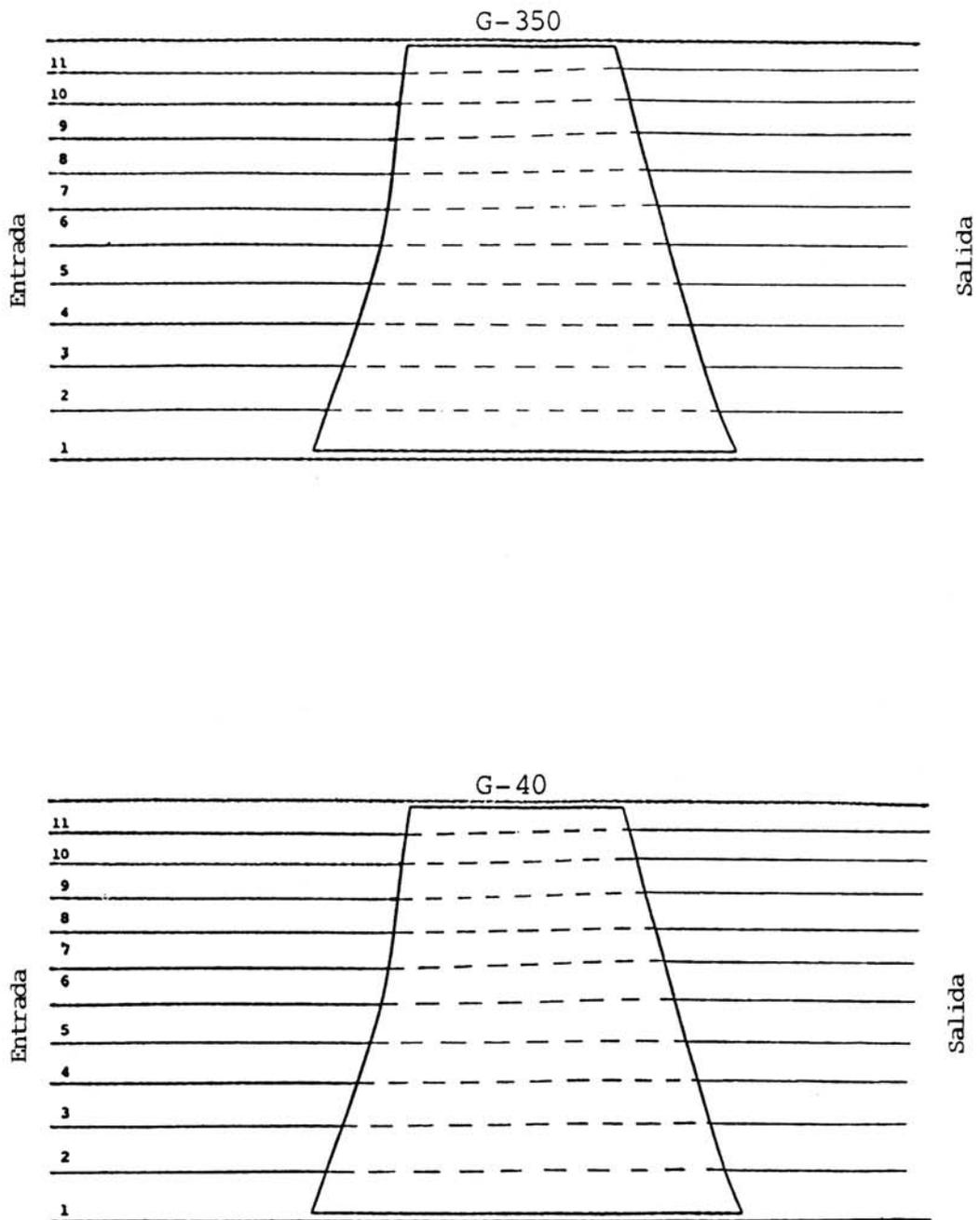


Figura 5.79. Distorsión de los tubos de corriente. (Geometrías G350 y G40).

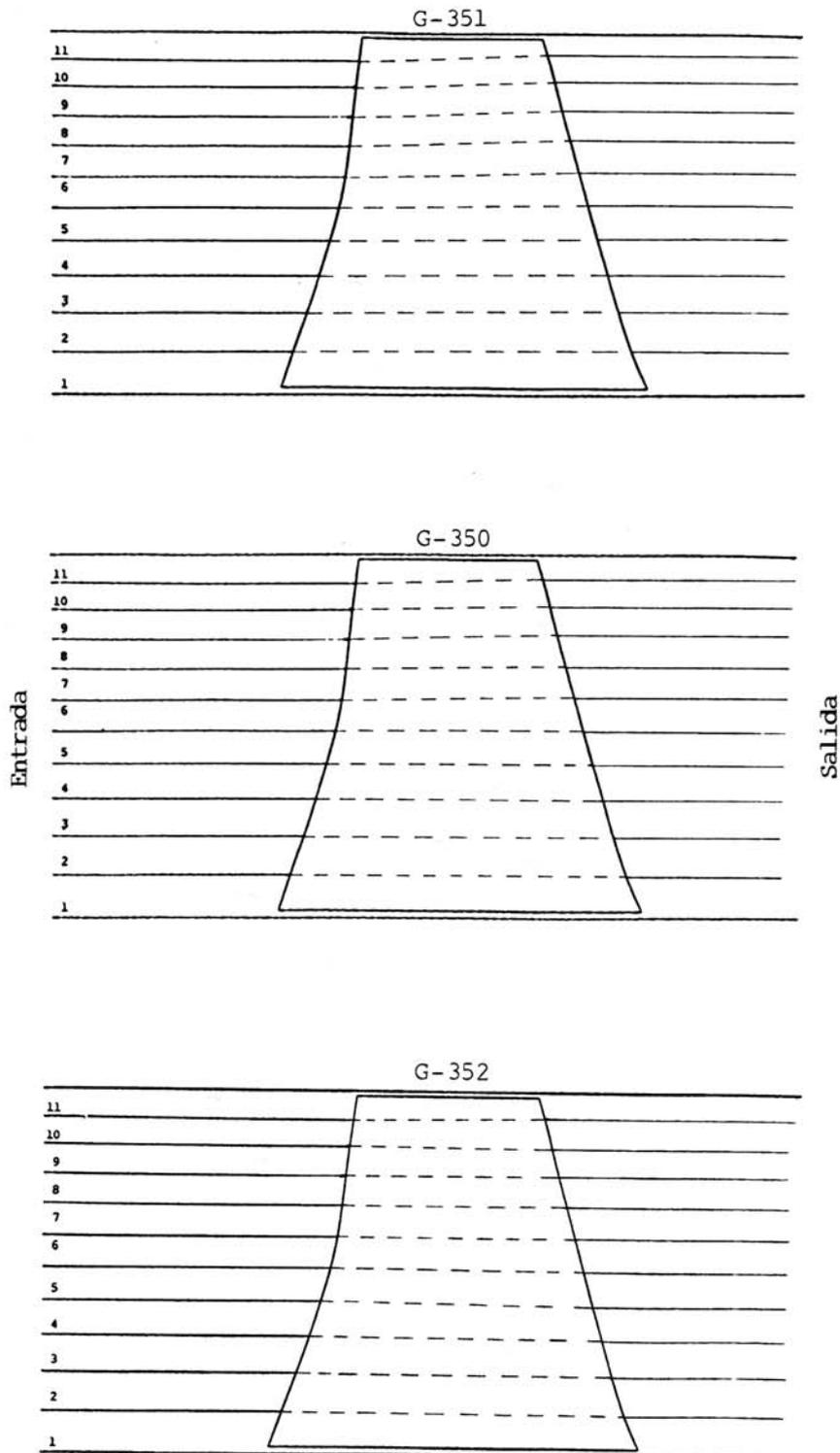


Figura 5.80. Distorsión de los tubos de corriente. (Geometrías G351, G350 y G352).

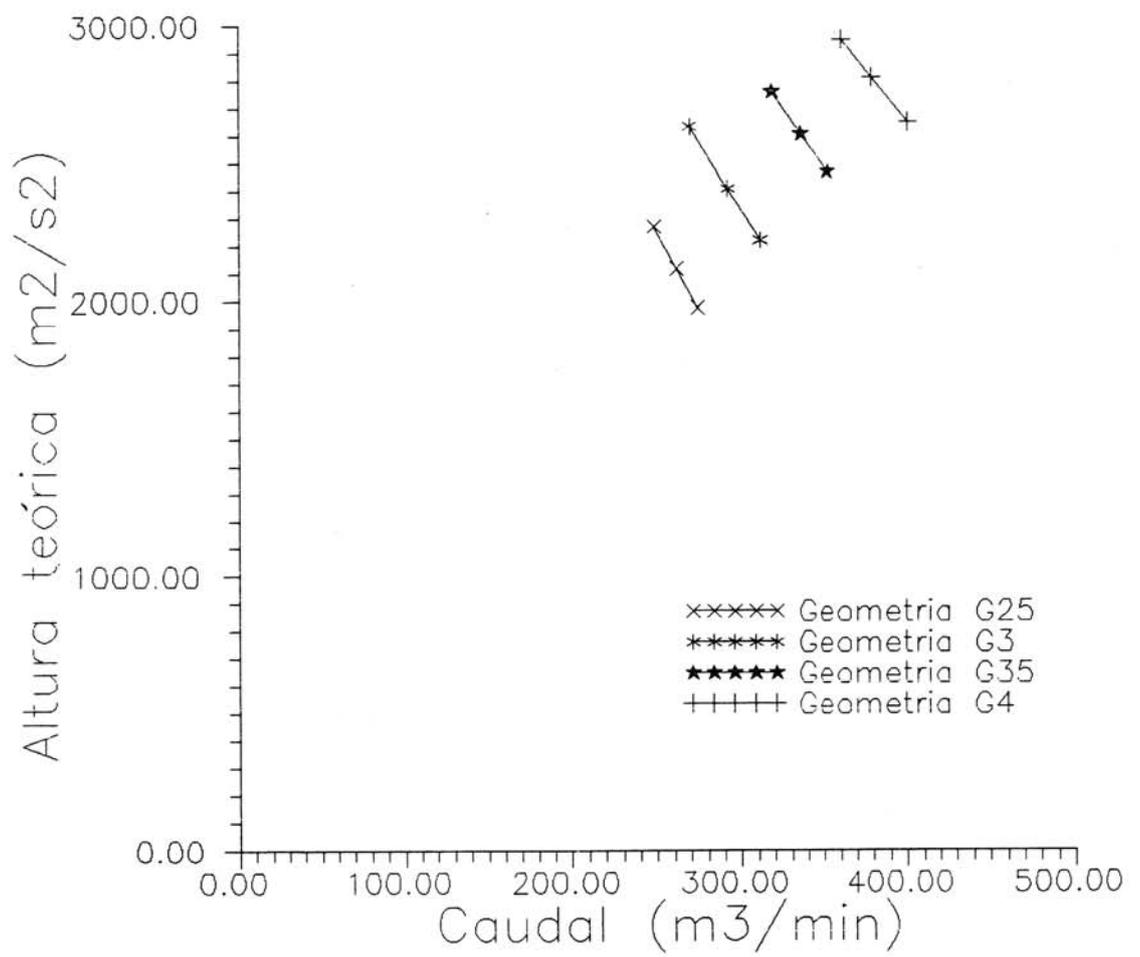


Figura 5.81. Características globales de todas las geometrías ensayadas.

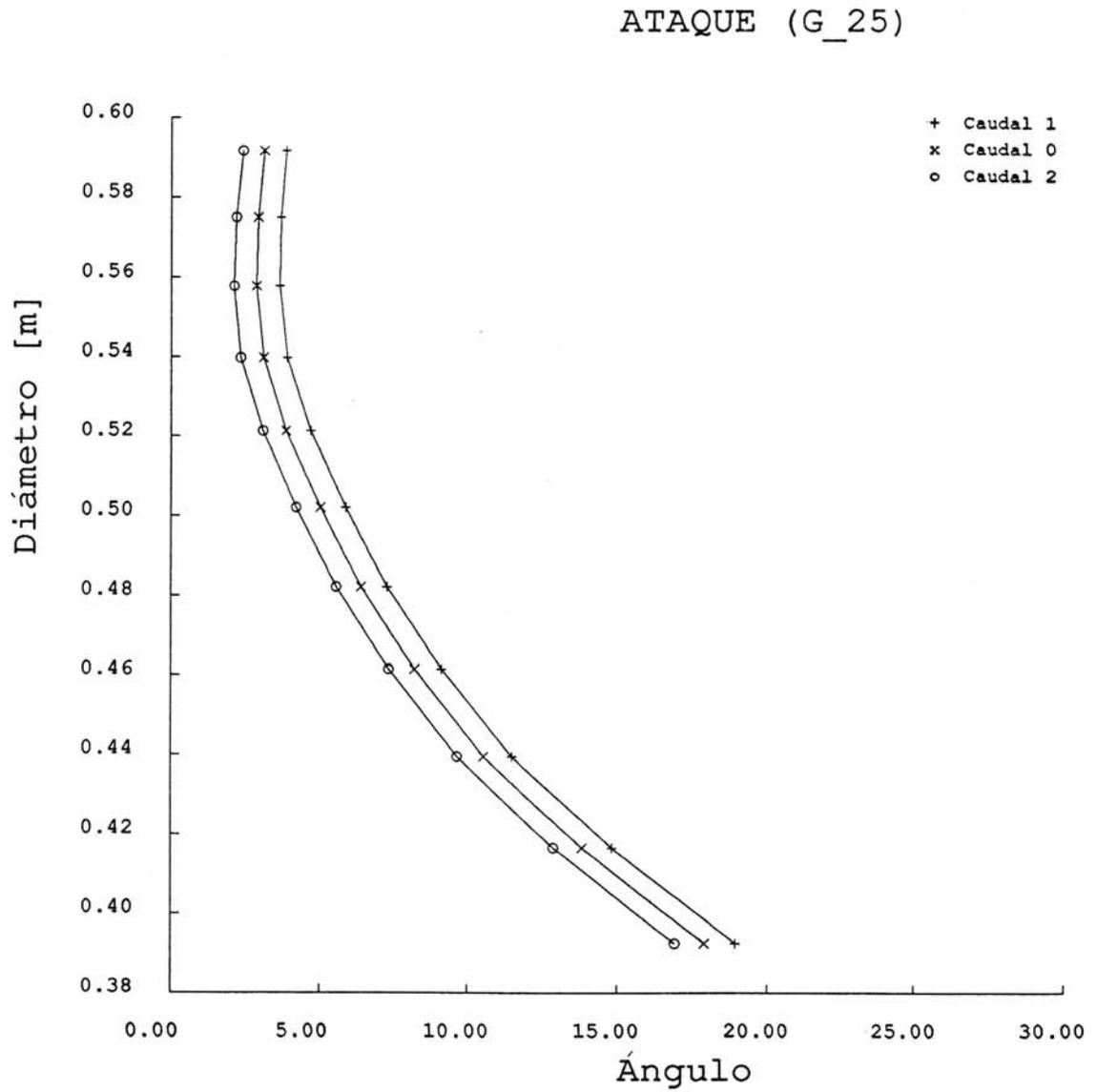


Figura 5.82. Distribución radial del ángulo de ataque. (Geometría G25).

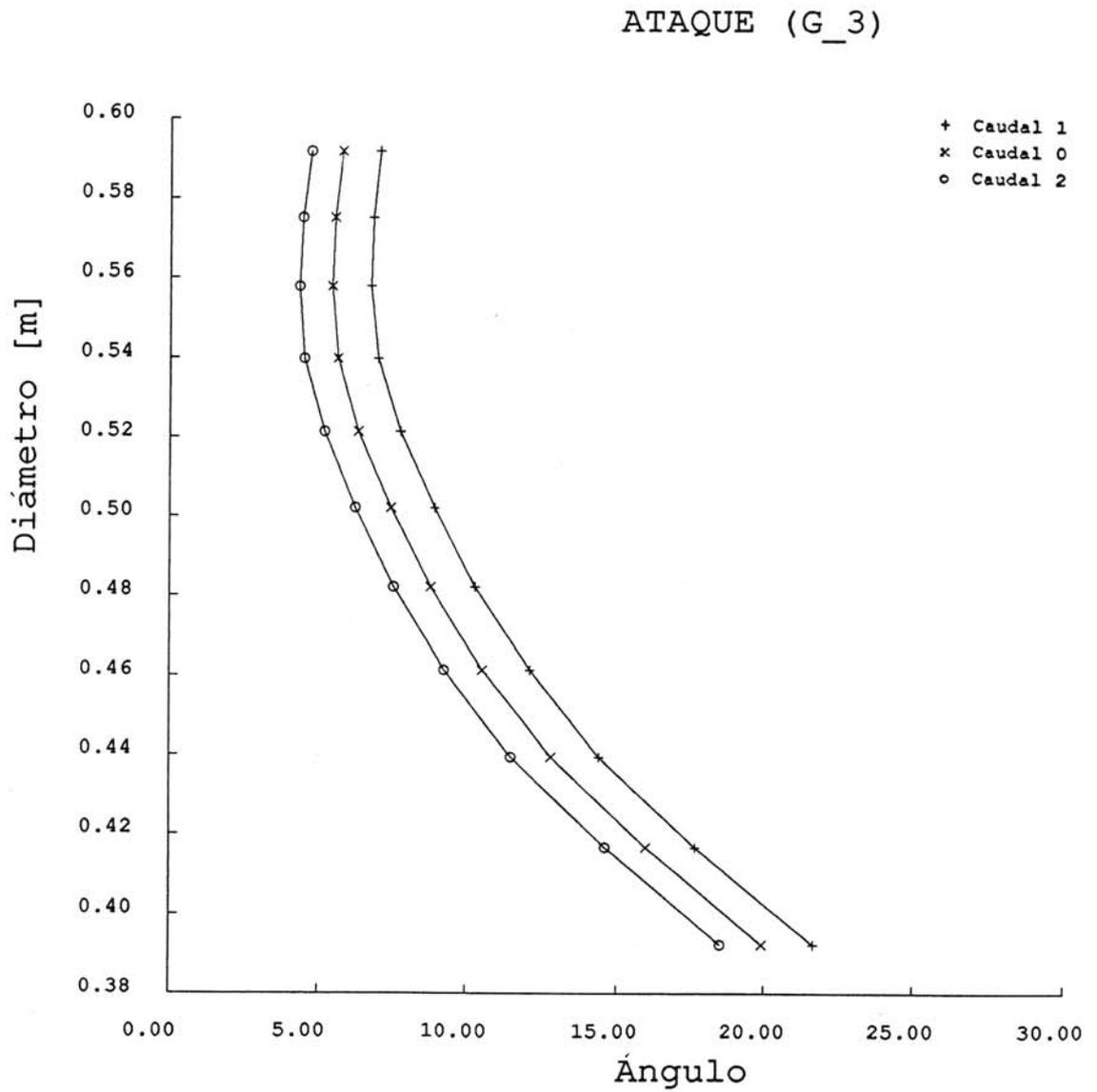


Figura 5.83. Distribución radial del ángulo de ataque. (Geometría G3).

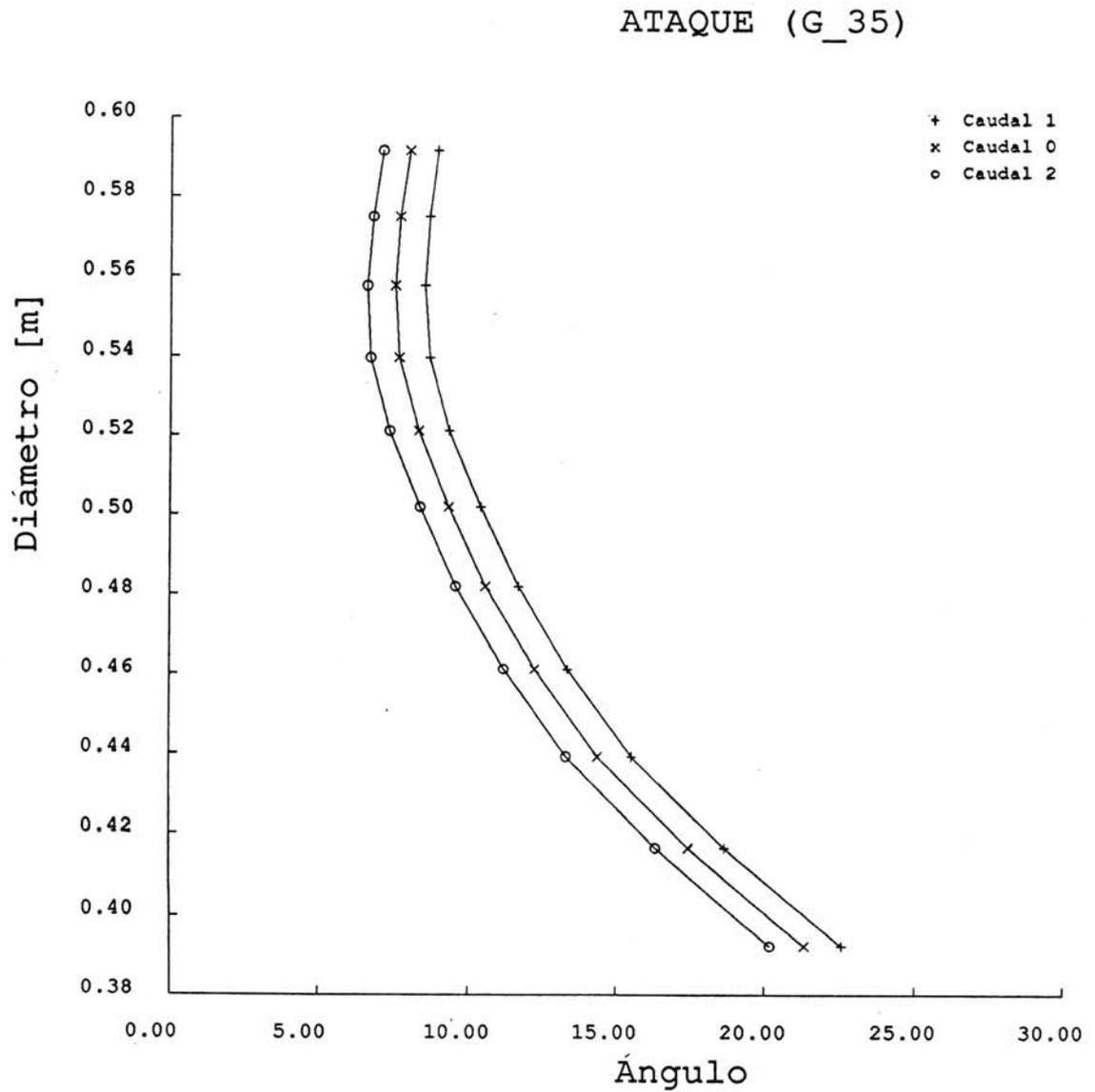


Figura 5.84. Distribución radial del ángulo de ataque. (Geometría G35).

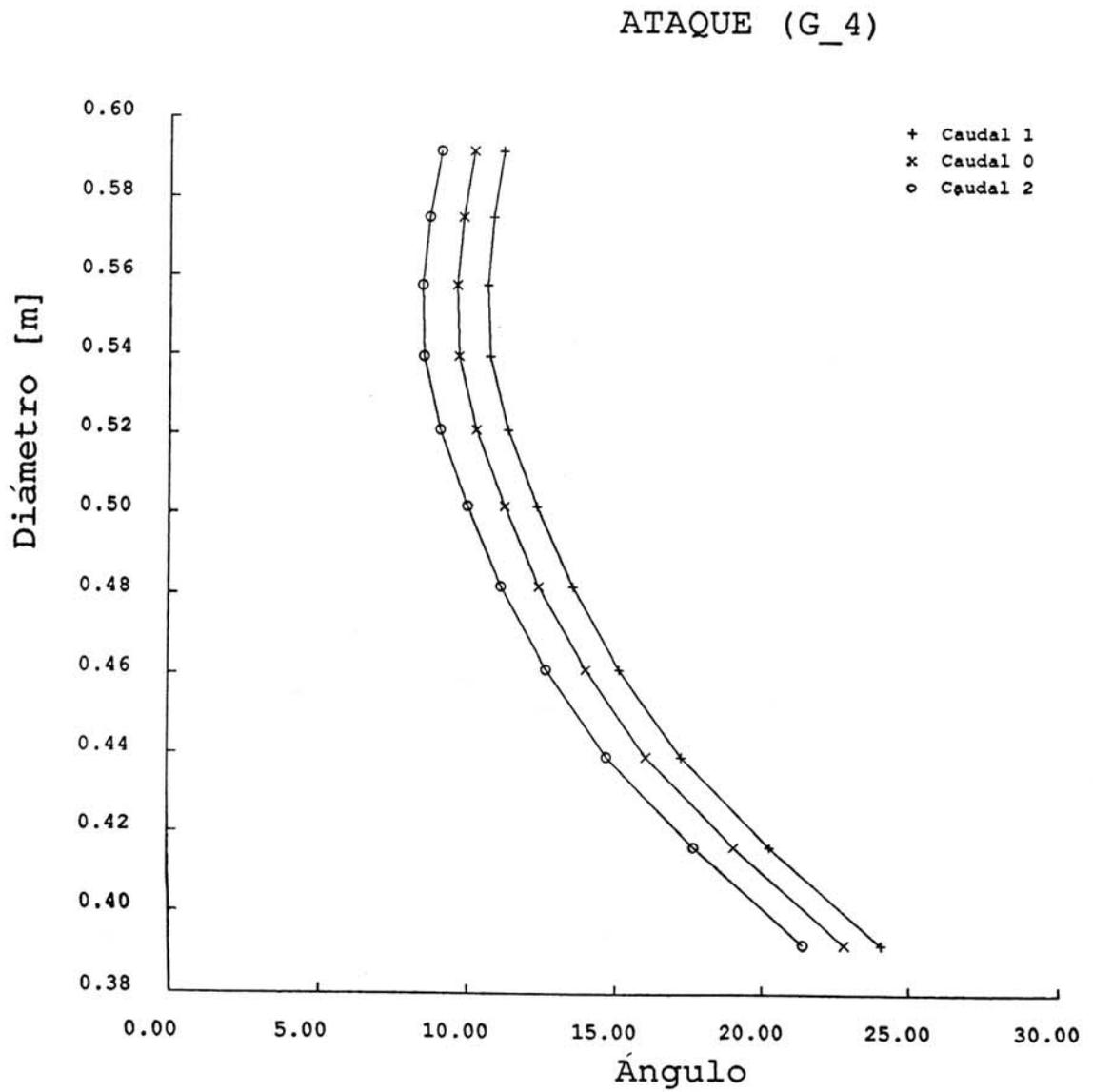


Figura 5.85. Distribución radial del ángulo de ataque.(Geometría G4).

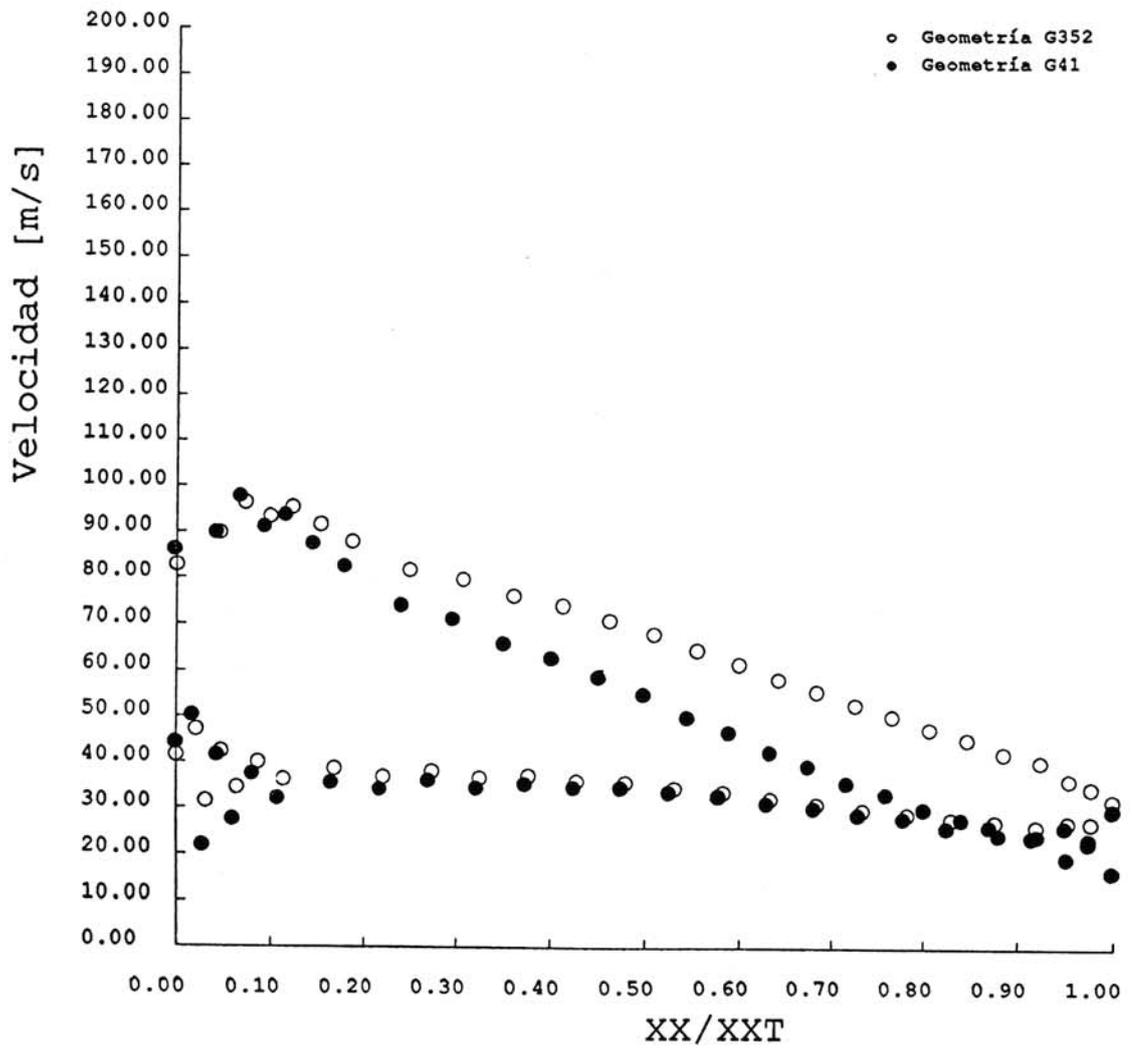


Figura 5.86. Distribución de velocidad sobre el perfil. Sección de base.
(Geometrías G352 y G41).

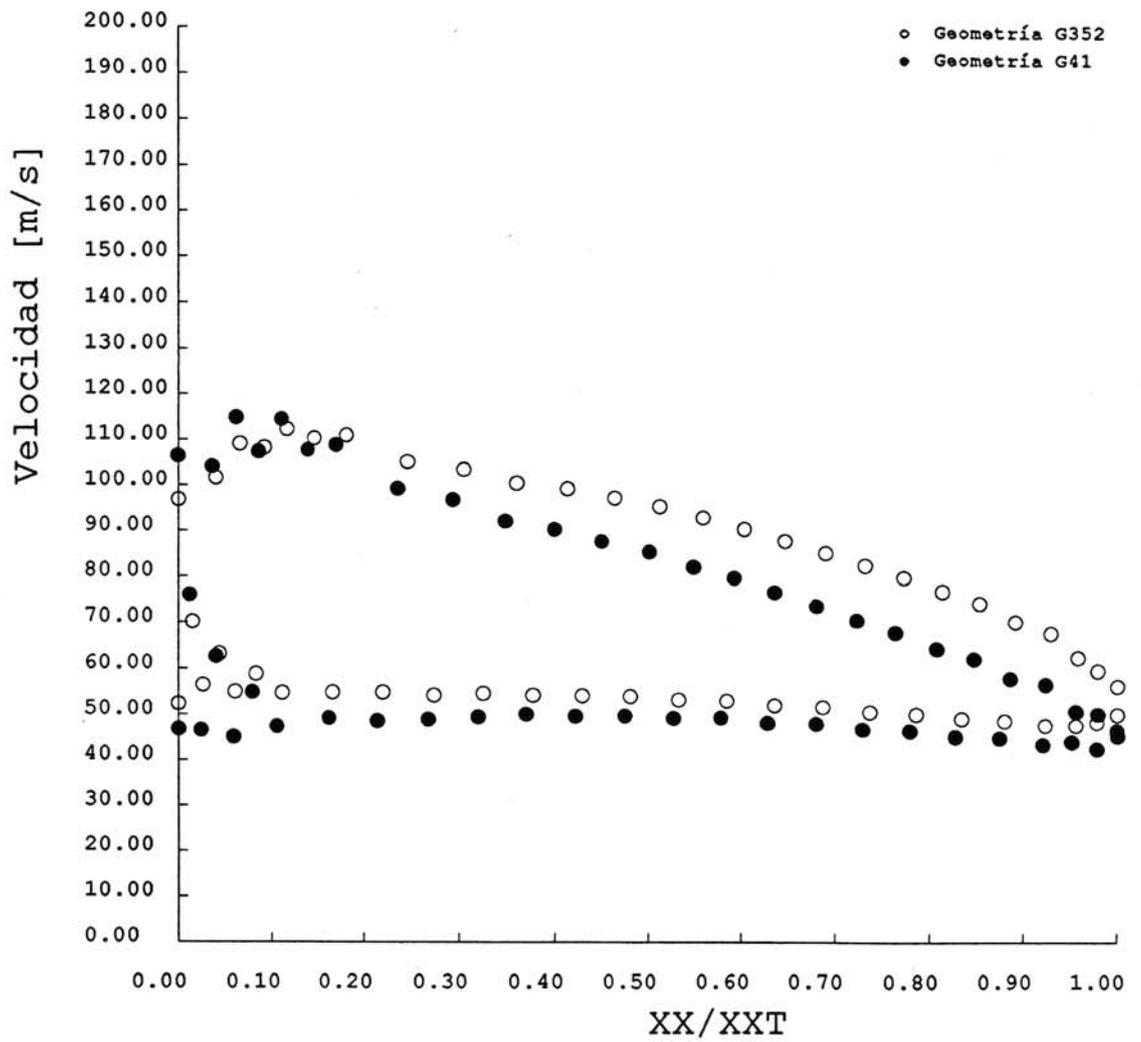


Figura 5.87. Distribución de velocidad sobre el perfil. Sección media.
(Geometrías G352 y G41).

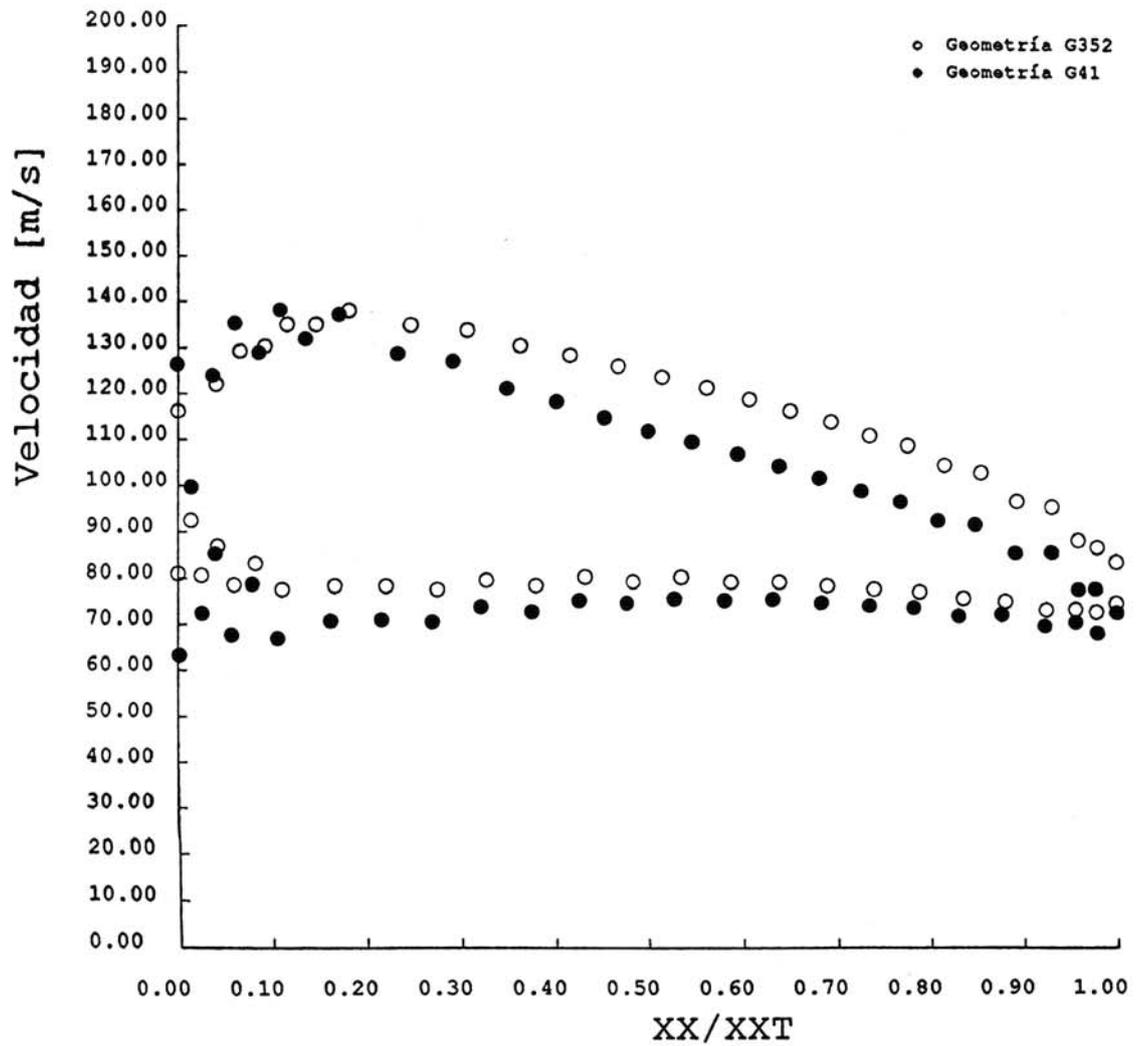


Figura 5.88. Distribución de velocidad sobre el perfil. Sección de punta. (Geometrías G352 y G41).

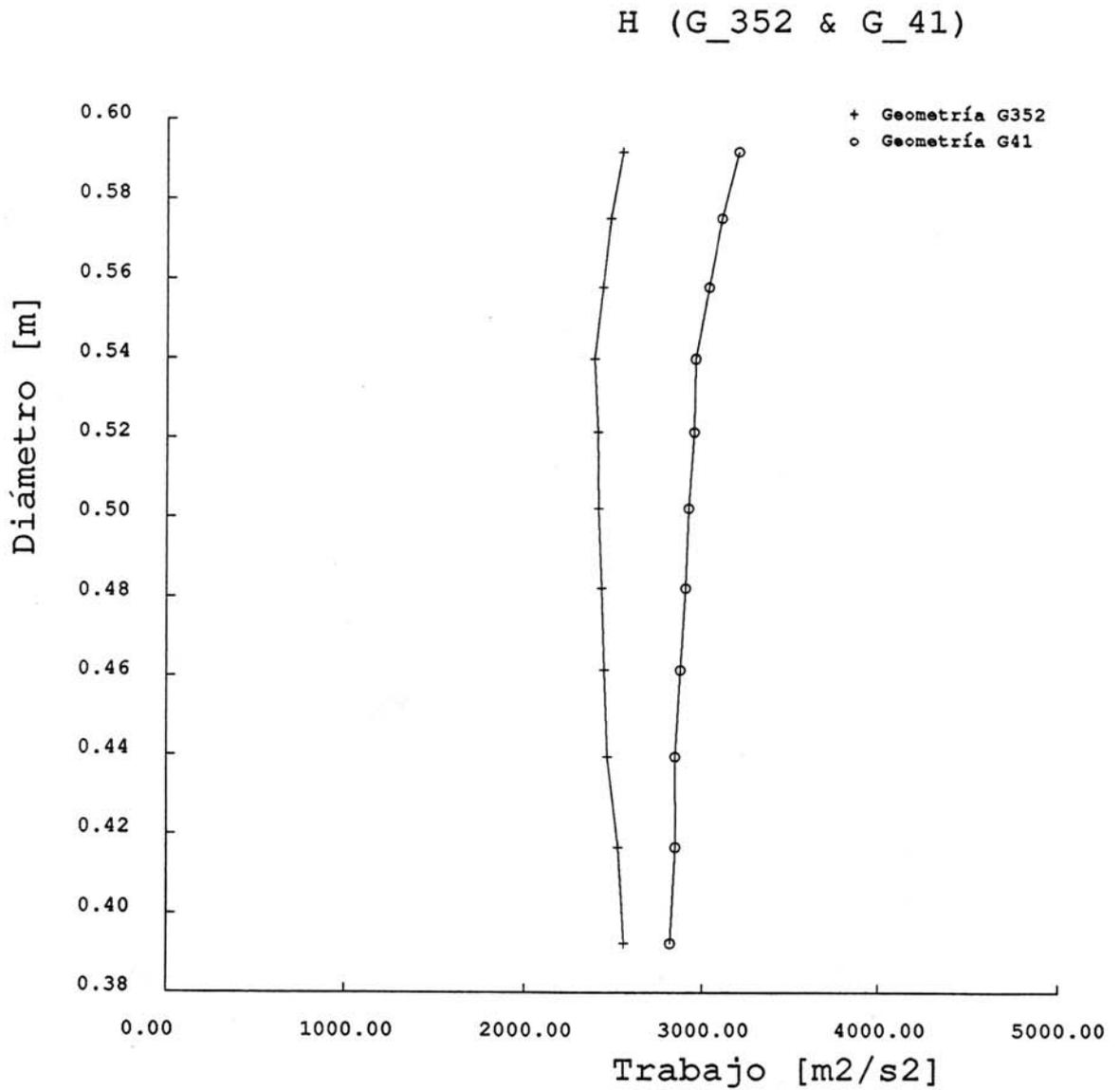


Figura 5.89. Distribución radial del trabajo. (Geometrías G352 y G41).

6. COMPARACIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES FINALES.

6.1. RECAPITULACIÓN.

En este trabajo se ha estudiado experimental y numéricamente un ventilador modelo a escala 1/2.5 de un ventilador de grandes dimensiones de una central térmica. El ventilador ha sido diseñado para satisfacer unas especificaciones particulares de caudal y altura de elevación, según una distribución radial de la deflexión de vórtice libre.

Desde el punto de vista experimental se han obtenido las curvas características del ventilador, que proporcionan el conocimiento sobre el funcionamiento global del mismo, observándose variaciones en función del ángulo de calado de los álabes; algunas de estas variaciones se han justificado mediante razonamientos elementales basados en la variación del ángulo de ataque sobre los álabes.

Un estudio más detallado ha consistido en la medición de los campos de velocidad antes y después del rodete mediante técnicas de anemometría térmica, habiéndose obtenido dichos campos tanto en su variación de álabe a álabe como radial, permitiendo definir perfectamente la estructura del flujo a la salida del rodete.

Se ha podido comprobar que el flujo es muy desordenado, con grandes fluctuaciones en los valores de las componentes de velocidad; se han apreciado grandes variaciones entre la base y la punta del álabe, caracterizándose la estela del álabe en las tres componentes de la velocidad, y comprobando su gran extensión circunferencial, así como los efectos del cubo y de la carcasa sobre el flujo principal. El flujo es claramente tridimensional, y las componentes radiales, aun existiendo en todas las zonas, sólo son considerables en las estelas, provocando corrientes secundarias en esas zonas. La variación del ángulo de calado da lugar a cambios en la estructura del flujo, siendo éste más ordenado con los menores calados, en general, en la zona de diseño y de mejores prestaciones del ventilador. Fijado un ángulo de calado existe una variación de la estructura del flujo en función del caudal, apreciándose mejor ordenación (mayor núcleo) a

mayores caudales.

Desde el punto de vista teórico, se ha adoptado un modelo físico-matemático del flujo en un ventilador axial que se ha implementado en un programa de ordenador; se ha elegido un modelo cuasi-tridimensional, estacionario, no viscoso, aplicando la condición de equilibrio radial para obtener la solución meridional a la salida del rodete, proporcionando el cálculo bidimensional en las secciones álabe a álabe las variaciones radiales necesarias en esta fase. En estas secciones se han resuelto las ecuaciones de Euler mediante un método "time-marching" y una discretización por volúmenes finitos. Sobre este modelo se ha superpuesto el cálculo de la capa límite que proporciona el espesor de cantidad de movimiento y el espesor de desplazamiento, que permite corregir el cálculo no viscoso.

El programa de cálculo ha sido ejecutado para las geometrías ensayadas experimentalmente, obteniéndose resultados de los campos bidimensionales que explican el comportamiento real del ventilador, como la variación de la presión dentro del canal, la posición y el valor de la depresión máxima sobre la cara de succión, la variación del espesor de cantidad de movimiento con la posición radial, con respecto al ángulo de calado y al caudal de funcionamiento. Sin embargo, las soluciones meridionales están más alejadas del comportamiento real. Las características globales estimadas a partir de la aproximación numérica presentan similitudes con las curvas características experimentales, obteniéndose mayor trabajo al aumentar la abertura, y para una abertura dada, disminuyendo el trabajo con el aumento del caudal, aunque mayorando las prestaciones.

A continuación se expone la comparación de resultados, su discusión y las conclusiones finales del presente trabajo.

6.2. SOLUCIÓN MERIDIONAL.

En el capítulo 3 se han presentado las distribuciones radiales obtenidas

experimentalmente, y en el capítulo 5 las correspondientes al estudio teórico.

Respecto a las distribuciones experimentales, en la entrada se obtiene una distribución de velocidad prácticamente axial, excepto en base y punta en las que la componente axial disminuye debido a las capas límite que se desarrollan en el conducto anular de entrada.

Hay que destacar el hecho de que las distribuciones radiales experimentales han sido obtenidas promediando a un único valor las señales de velocidad obtenidas, por la imposibilidad de definir exactamente la extensión del núcleo y de la estela, y por la irregularidad temporal y espacial del flujo. Esta irregularidad provoca que, en esta zona, la proporción de medidas que se salen fuera del octante de medida de la sonda sea alta. Respecto a la salida, en ambas soluciones se observa un aumento de la componente axial con el caudal y con la abertura; en las experimentales se observa una disminución de la componente axial en la punta del álabe en todos los calados y caudales considerados, mientras que en las numéricas, se aprecia una tendencia al aumento de dicha componente en dicha zona; en el resto de la envergadura del álabe, existen algunas discrepancias originadas por la redistribución del flujo ocasionada por los efectos de punta. Estas discrepancias se justifican por los motivos siguientes:

- 1) La existencia de una capa límite muy extendida sobre la carcasa del ventilador, no considerada en el modelo teórico.

- 2) Una descompensación del trabajo realizado por los álabes entre las distintas secciones de los mismos como consecuencia de la construcción del modelo de los álabes, con dos secciones extremas y dos secciones intermedias, insuficientes para reflejar todas las variaciones geométricas (torsión, curvatura, espesor) del álabe entre base y punta. Además, en el modelo teórico, la imposición de la condición de equilibrio radial implica una gran dependencia de la variación de los tubos de corriente con el gradiente de trabajo; esto exige componentes axiales crecientes allí donde el gradiente de trabajo es creciente. Finalmente, en la punta de los álabes, existe un efecto perturbador del flujo principal debido al huelgo entre los álabes y la carcasa, debido a una mala ejecución de

los álabes.

3) Al realizar el promedio de todos los datos a un único valor, se están considerando los bajos valores de la componente axial en las estelas, con lo que el promedio disminuye sobre todo en la punta, en la que el núcleo es muy pequeño.

La modelización del flujo meridional muestra que en los ángulos de calado más próximos a las especificaciones del ventilador, la distribución radial de la componente axial es más uniforme (como corresponde a una solución de vórtice libre).

Para la obtención de estas distribuciones se podrían haber utilizado sondas direccionales de presión, pero los tamaños de las sondas existentes comercialmente (10 mm de diámetro) son demasiado grandes para el ventilador estudiado en el que los álabes tienen una envergadura de 110 mm; además, el tamaño de la sonda haría que la medida obtenida no sería tan puntual como lo es con la sonda de hilo caliente.

Se puede concluir que la modelización teórica es una buena aproximación a la realidad para el modelo estudiado excepto en una pequeña zona próxima al cubo y una mayor zona hacia la punta.

6.3. SOLUCIÓN DE ÁLABE A ÁLABE.

En lo que a la solución álabe a álabe se refiere, los resultados experimentales y numéricos son complementarios.

Experimentalmente, se han obtenido los campos de velocidad a la salida del rodete pudiéndose observar, para las tres componentes de velocidad, el efecto de los álabes, para una vuelta completa y para un canal. En consecuencia con ello, se han observado buenas definiciones de la zona de núcleo y de la estela en las secciones inferiores y medias de la envergadura del

álabe mientras que en la punta del álabe la estela queda enmascarada con la de la carcasa.

A la salida de los álabes existen grandes perturbaciones del flujo, apreciándose la existencia de componentes radiales. El núcleo tiene una extensión limitada, desde el centro de la envergadura de los álabes hacia la base; se han detectado grandes estelas confundiendo en base y punta con las estelas del cubo y de la carcasa; en el centro del canal, se definen muy bien las estelas con un déficit de componente axial, aumento de componente tangencial y una discontinuidad en la componente radial, entre la cara de presión y la cara de succión de los álabes. Se han detectado corrientes secundarias entre base y punta, tanto por la existencia de componentes radiales en las caras de los álabes como por la existencia de componentes tangenciales que aumentan y disminuyen en cubo y carcasa, lo cual complica el estudio y limita el grado de aproximación de la modelización numérica.

Desde el punto de vista teórico, se han obtenido los campos de presiones y de velocidades en el canal formado por dos álabes, así como una evaluación del espesor de cantidad de movimiento sobre el perfil. De esta manera, se han obtenido unas distribuciones de presión sobre la cara de succión que dan como resultado una depresión máxima mayor en base que en punta, mayor al disminuir el caudal para el mismo ángulo de calado, y mayor al aumentar la abertura, que se corresponden con una predicción de mayores espesores de cantidad de movimiento, de base a punta, al disminuir el caudal y al aumentar la abertura.

6.4. CARACTERÍSTICAS GLOBALES.

A pesar de sus limitaciones, la modelización numérica marca las tendencias básicas del comportamiento del ventilador: aumento de las prestaciones con la abertura y disminución del trabajo con el caudal, a un calado dado. Cuantitativamente, las predicciones teóricas son algo superiores a las evidencias experimentales, con unas discrepancias que disminuyen en el calado correspondiente a la zona de diseño.

En las figuras 6.1 y 6.2 se muestra la comparación de las curvas características obtenidas experimental y numéricamente para las geometrías G3 y G4. El modelo efectúa predicciones razonables para caudales próximos a los de máximo rendimiento en cada calado para los calados estudiados. Estas discrepancias vienen dadas por el modelo de flujo; a pesar de contemplar la presencia de la capa límite sobre los álabes, proporciona deflexiones algo mayores que las reales; además, existen efectos tridimensionales que no han sido contemplados.

6.5. TRABAJOS FUTUROS.

Como consecuencia de lo expuesto anteriormente, quedan abiertas unas líneas de estudio y profundización. Desde el punto de vista experimental, las líneas propuestas son las siguientes:

- Efectuar medidas en el campo relativo del rodete, que permitirá obtener una definición del flujo entre los álabes y permitirá su comparación con las teóricas.
- Efectuar medidas del campo de presiones con transductores miniatura, desde el campo absoluto, que permitirá la evaluación de las pérdidas de energía que tienen lugar en el ventilador.
- Desarrollar sondas de hilo caliente que permitan seguir fielmente las irregularidades espaciales del flujo, ampliando la zona válida de medida de las mismas.
- Extender el estudio efectuado incluyendo la presencia del estátor realizando medidas antes y después de este elemento, para analizar su efecto en el funcionamiento del ventilador.
- Extender asimismo el estudio a ventiladores con carcasa acodada en la entrada, en los cuales el flujo entra en el rodete con una prerrotación (que induce flujos secundarios) y con una asimetría debido a la geometría de este tipo de carcasas.

-Realizar el estudio presentado para otras geometrías de álabes en las que se hayan utilizado otros criterios de diseño.

Desde el punto de vista teórico, las líneas propuestas son las siguientes:

-Extender a tres dimensiones el método bidimensional utilizado en el cálculo de álabe a álabe. Esto permitiría poner de manifiesto explícitamente las características tridimensionales del flujo en los distintos puntos del dominio físico. La extensión a tres dimensiones del modelo no viscoso adoptado no plantea dificultades teóricas, pero precisa de una gran capacidad de cálculo.

-Relacionado con lo anterior, sería conveniente optimizar el mallado utilizado, con el objeto de evitar las discontinuidades y las oscilaciones que tienen lugar en los bordes de entrada y salida de los álabes, que desestabilizan el cálculo y pueden inducir errores en el resultado final. Este hecho está muy relacionado con el cálculo de la capa límite, altamente sensible a dichas perturbaciones.

-Incluir en la modelización teórica los efectos provocados por las capas límites que se desarrollan sobre el cubo y la carcasa del ventilador.

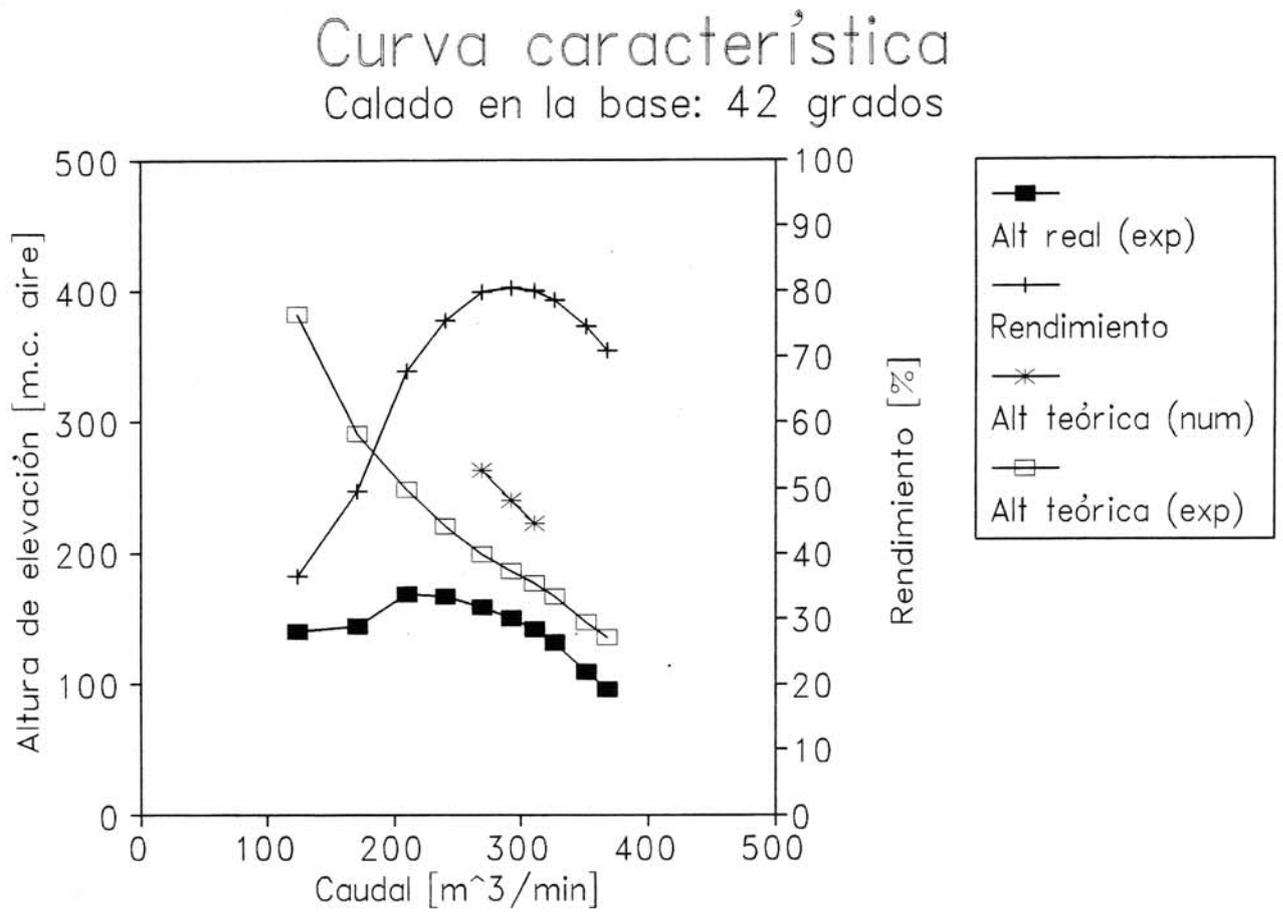


Figura 6.1. Comparación entre las curvas características experimentales y numéricas. (Geometría G3).

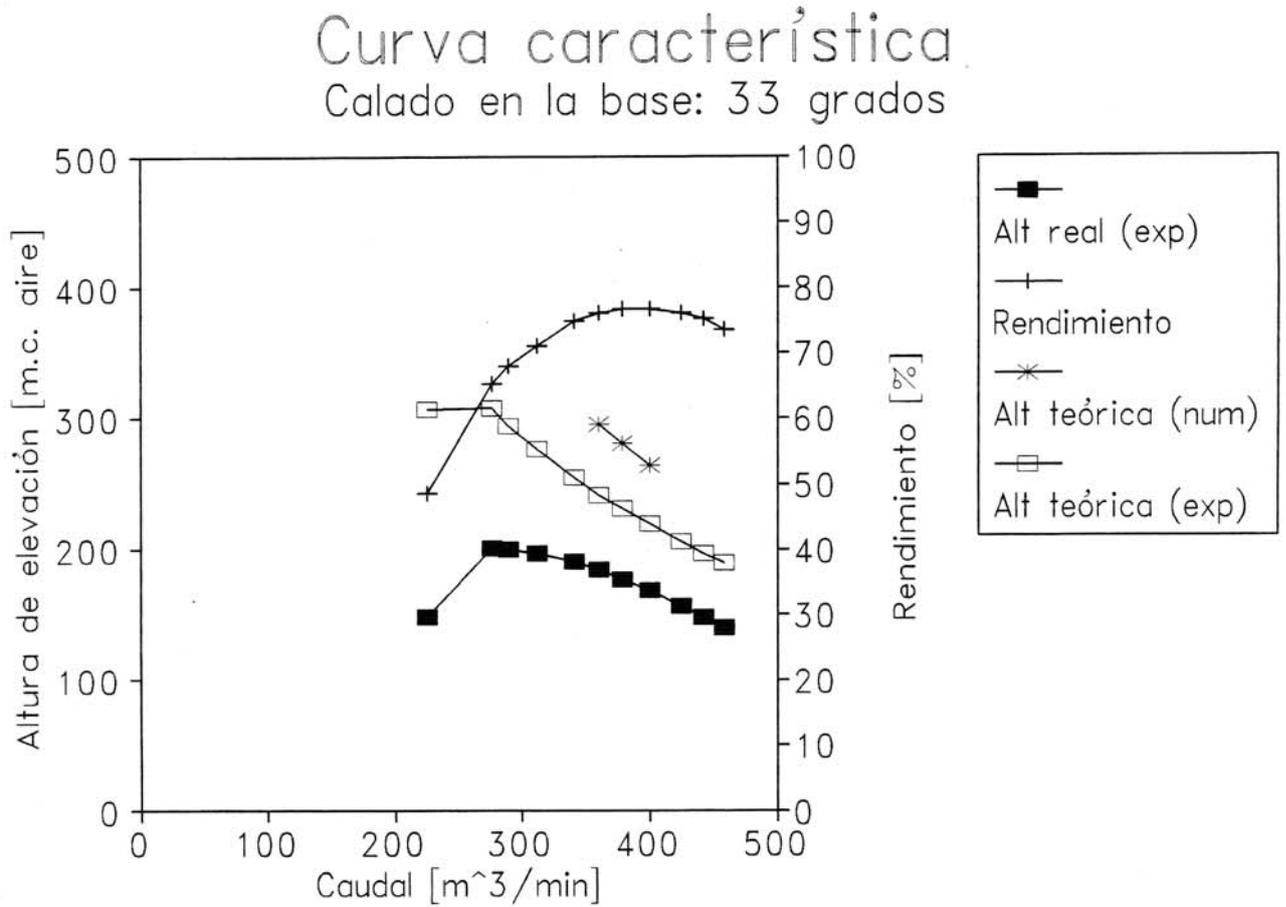


Figura 6.2. Comparación entre las curvas características experimentales y numéricas. (Geometría G4).

BIBLIOGRAFÍA

Abbott, I.M.; Von Doenhoff, A. E. "Theory of wing sections", DOVER PUBLICATIONS INC., 1958.

AGARD Propulsion and Energetics Panel, "Through-flow calculations in axial turbomachinery"; AGARD-CP-195, 1976.

AGARD Propulsion and Energetics Panel, WG 12, "Through-flow calculations in axial turbomachines"; AGARD-AR-175, 1981.

Air Moving and Conditioning Association, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, "Laboratory methods of testing fans for rating", ASHRAE Standard 51-75, AMCA Standard 210-74, 1974-75.

Arts, T. "Étude de l'écoulement tridimensionnel dans une étage de turbine transsonique", Ph.D. Thesis, Université Catholique de Louvain, 1982.

Arts, T. "Cascade flow calculations using a finite volume method", V.K.I. LS 1982-05 "Numerical methods for flows in turbomachinery", 1982.

Arts, T. "Three-dimensional rotational inviscid flow calculation in axial turbine blade rows", V.K.I. TN 154, 1985.

Ballesteros, R.; Santolaria, C.; Blanco, E. "Estudio experimental del funcionamiento de un ventilador axial con variación de los parámetros de diseño", Anales de Ingeniería Mecánica, Vol. 8, No. 2, 1990.

Blanco, E.; Santolaria, C. "Diseño y construcción de una unidad para el estudio del movimiento relativo en un ventilador axial", Anales de Ingeniería Mecánica, Vol. 8, No. 2, 1990.

Bosman, C.; "The occurrence and removal of indeterminacy from flow calculations in turbomachines", A. R. C. R&M 3746, 1974.

Bosman, C.; Marsh, H. "An improved method for calculating the flow in turbomachines, including a consistent loss model", JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING

SCIENCE, Vol. 16 No. 1, 1974.

Bosman, C.; El - Shaarawi, M. A. I. "Quasi-three-dimensional solution of flow in turbomachines", ASME Paper 76-FE-23, 1976.

Bosman, C. et al. "A calculation method for incompressible viscous, blade-to-blade flow through radial turbomachines with log-spiral blade surfaces", ASME JOURNAL OF ENGINEERING FOR POWER, ASME Paper 78-GT-195, 1978.

Bosman, C.; Highton, J. "A calculation procedure for three-dimensional, time-dependent, inviscid, compressible flow through turbomachine blades of any geometry", JOURNAL OF MECHANICAL ENGINEERING SCIENCE. Vol. 21 No. 1, 1979.

Briggs, W.B. "Effect of Mach number on the flow and application of compressibility corrections in a two-dimensional subsonic-transonic cascade having varied porous-wall suction at the blade tips", NACA TN 2649, 1952.

British Standards Institution, "Fans for general purposes. Part I: Methods of testing performance. BS 848: Part I", 1980.

Buffalo Forge Company, "Fan engineering", 1961.

Chauvin, J. "Meridional flow in axial turbomachines", V.K.I. CN 99, 1977.

Courant, R.; Friedrichs, K.O.; Lewy, H. "Über die partiellen differenzgleichungen Physik", Matematische Annalen, 100, 1928.

Couston, M.; McDonald, P.W.; Smolderen, J.J. "The damping surface technique for time dependent solutions to fluid dynamics problems", V.K.I. TN 109, 1975.

Cousteix, I. "Couche limite laminaire", CEPADUES-EDITIONS, 1988.

Cousteix, I. "Turbulence et couche limite", CEPADUES-EDITIONS, 1989.

Delaney, R.A. "Time marching analysis of steady transonic flow in turbomachinery using the hopscotch method", ASME Paper 82-GT-152, 1982.

Denton, J.D.; "A time marching method for two-and three-dimensional blade to blade flows", A. R. C. R&M 3775, 1974.

Dixon, S.L.; "Termodinámica de las turbomáquinas", Ed. DOSSAT, 1981.

Head, M.R. "Entrainment in a turbulent boundary layer", ARC R&M 3152, 1960.

Herrig, L.; Emery, J.C.; Erwin, J.R. "Systematic two-dimensional cascade tests of NACA 65-Series compressor blades at low speeds", NACA TN 3916, 1957.

Hesselgreaves, J.E.; Jones, M.R. "The performance of an axial-flow fan designed by computer", NEL REPORT, 1970.

Hesselgreaves, J.E.; Mcewen, D. "A computer-aided design method for axial flow pumps and fans", NEL REPORT, 1972.

Hirsch, C. "Numerical computation of internal and external flows: Vol. I: Fundamentals of numerical discretization", 1988.

Hirsch, C. "A finite element method for through-flow calculations in turbomachines", ASME JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING, 1976.

Hoddinott, P. "Mine ventilation fans. Part I: An introduction to the theory and practice", Mining Magazine, Vol. 150, No. 6, 1984.

Horlock, J.H. "On entropy production in adiabatic flow in turbomachines", ASME JOURNAL OF BASIC ENGINEERING, 1971.

Horlock, J.H. "Axial flow compressors", R.E. KRIEGER PUB. CO., 1973.

Inoue, M.; Kuroumaru, M. "Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor", ASME JOURNAL OF TURBOMACHINERY, ASME Paper 88-GT-251, 1989.

Jameson, A. et al. "Numerical solutions of the Euler equations by finite volume methods using Runge-Kutta time stepping schemes", AIAA Paper 81-1239, 1981.

Katsanis, T. "Computer program for calculating velocities and streamlines on a blade-to-blade stream surface of a turbomachine", NASA TN D-4525, 1968.

Lieblein, S. "Analysis of experimental low-speed loss and stall characteristics of two-dimensional compressor blade cascades", NACA RM E57A28, 1957.

Lieblein, S. "Loss and stall analysis of compressor cascades", ASME JOURNAL OF BASIC ENGINEERING, 1959.

Lieblein, S. "Incidence and deviation-angle correlations for compressor cascades", ASME JOURNAL OF BASIC ENGINEERING, 1960.

Lomas, C.G. "Fundamentals of hot wire anemometry", CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, 1986.

MacCormack, R.W.; Paullay, A.J. "Computational efficiency achieved by time splitting of finite difference operators", AIAA Paper 72-154, 1972.

Marsh, H. "A digital computer for the through-flow fluid mechanics in an arbitrary turbomachine using a matrix method", ARC R&M 3509, 1968.

Martensen, E. "Berechnung der Druckverteilung an Gitterprofilen in ebener Potentialströmung mit einer Fredholmschen Integralgleichung", Archive for Rotational Mechanics & Analysis, Vol. 3, No. 3, 1959.

Martinson, J. "Use of the characteristic method for the prediction of the three-dimensional flow field in high transonic compressors", ASME JOURNAL OF ENGINEERING FOR POWER, ASME Paper 79-GT-34, 1980.

McDonald, P.W. "The computation of transonic flow through two-dimensional gas turbine cascades", ASME JOURNAL OF BASIC ENGINEERING, ASME Paper 71-GT-89, 1971.

McDougall, N.M. "A comparison between the design point and near-stall performance of an axial compressor", ASME JOURNAL OF TURBOMACHINERY, ASME Paper 89-GT-70, 1990.

Michel, R. "Etude de la transition sur les profils d'aile", ONERA Report, 1/1578A, 1951.

Myles, D.J.; Watson, J.T.R. "The design of axial-flow fans by computer. Part. I. Basic frame sizes", NEL REP. 145, 1964.

Myles, D.J. et al. "The design of axial-flow fans by computer. Part. II. Blade geometry for the rotor and stator", NEL REP. 181, 1965.

NASA Lewis Compressor Group "Axial flow compressors", NASA SP-36, 1965.

Ni, R.H. "A multiple grid scheme for solving the Euler equations", AIAA Paper 81-1025, 1981.

Novak, R.A. "Streamline curvature computing procedures for fluid-flow problems", ASME JOURNAL OF ENGINEERING FOR POWER, 1967.

Novak, R.A.; Hearshey, R. M. "A nearly three-dimensional intrablade computing system for turbomachinery", ASME JOURNAL OF FLUIDS ENGINEERING, 1977.

Olivari, D. "Hot wire techniques", V.K.I. CN 117.

Pearsall, I.S. "The testing of axial-flow fans", NEL REP., 1963.

Reason, J. "Fans. Special report", Power, Vol. 127, No.9, 1983.

Santolaria, C. "Estudio del diseño con ayuda de ordenador de ventiladores axiales de grandes dimensiones para centrales térmicas", Tesis doctoral, Universidad de Oviedo, 1986.

Schlichting, H. "Teoría de la capa límite", Ed. Urmo, Bilbao, 1972.

Schlichting, H. "Berechnung der reibungslosen inkompressiblen strömung für ein vorgegebenes ebenes schaufelgitter", VDI Forschungheft 447, 1955.

Sieverding, C. "The turbine blade definition-experimental data on two transonic turbine blade section and comparison with various theoretical methods in transonic flows in turbomachinery", V.K.I. LS 59, 1973.

Smith, L.H. "The radial-equilibrium equation of turbomachinery", ASME JOURNAL OF ENGINEERING FOR POWER, 1966.

Thwaites, B. "Approximate calculation of the laminar boundary layer", The Aeronautical Quarterly, Vol. 1, 1949.

Ücer, A.S.; Stow, P.; Hirsch, C. "Thermodynamics and fluid mechanics of turbomachinery", NATO ASI Series, Martinus Nijhoff Publishers, 1985.

Van Hove, W.; Arts, T. "Comparison of several finite difference schemes for time-marching methods as applied to one-dimensional nozzle flow", V.K.I. TN 132, 1979.

Vavra, M.H. "Aero-Thermodinamics and flow in turbomachines", R.E. KRIEGER PUBL. CO. INC., 1974.

V.K.I. LS 1989-06, "Numerical methods for flows in turbomachines", 1989.

Wallis, R.A. "Axial flow fans and ducts", JOHN WILEY & SONS, 1983.

Wilkinson, D.H. "A numerical solution of the analysis and design problems for the flow past one or more aerofoils or cascades", ARC R&M 3545, 1967.

Wu, C.H. "Application of radial-equilibrium condition to axial-flow compressor and turbine design", NACA REPORT 955, 1950.

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, 1952.

Zienkiewicz, O.C.; Cheung, Y.K. "Finite elements in the solution of field problems", The engineer, 1965.