



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

**“SIMULACION COMPUTACIONAL Y
EXPERIMENTAL PARA UN COMPRESOR
CENTRIFUGO CON APLICACIÓN A
TURBINA DE GAS”**

T E S I S

PARA OBTENER EL GRADO DE:

**DOCTOR EN CIENCIAS EN
INGENIERÍA MECÁNICA
OPCION ENERGETICA**

PRESENTA:

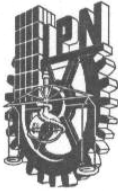
M. EN C. RAUL CRUZ VICENCIO

DIRECTOR DE TESIS:

DR. MIGUEL TOLEDO VELAZQUEZ



MÉXICO, D.F., DICIEMBRE 2006



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
SECRETARIA DE INVESTIGACION Y POSGRADO

ACTA DE REVISION DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 12:00 horas del día 31 del mes de Enero del 2007 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de la E. S. I. M. E. para examinar la tesis de grado titulada:

**"SIMULACIÓN COMPUTACIONAL Y EXPERIMENTAL PARA UN COMPRESOR
CON APLICACIÓN A TURBINA DE GAS".**

Presentada por el alumno:

CRUZ

Apellido paterno

VICENCIO

Apellido materno

RAÚL

Nombre(s)

Con registro:

A	0	0	0	2	8	4
---	---	---	---	---	---	---

Aspirante al grado de:

DOCTOR EN CIENCIAS

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACION DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Director de tesis

DR. MIGUEL TOLEDO VELÁZQUEZ

Segundo Vocal

DR. PEDRO QUINTO DIEZ

Secretario

DR. FLORENCIO SÁNCHEZ SILVA

Presidente

DR. JOSÉ ÁNGEL L. ORTEGA HERRERA

Tercer Vocal

DR. VÍCTOR ZURITA UGALDE

Suplente

DR. LUIS HÉCTOR HERNÁNDEZ GÓMEZ

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. JAIME ROBLES GARCIA






INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de México, D.F. el día 06 del mes Marzo del año 2007, el (la) que suscribe Raúl Cruz Vicencio alumno (a) del Programa de Doctorado en Ciencias en Ingeniería Mecánica con número de registro _____, adscrito a Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la E.S.I.M.E Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección de Dr. Miguel Toledo Vázquez y cede los derechos del trabajo intitulado "Simulación Computacional y Experimentación para un Compresor Centrifugo con Aplicación a Turbina de Gas", al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección mtv49@yahoo.com, vicencio@mexico.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.



Raúl Cruz Vicencio
Nombre y firma

RESUMEN

En este trabajo de tesis se realizó una investigación del comportamiento de un compresor centrífugo, este compresor centrífugo fue diseñado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada (LABINTHAP). La investigación experimental del compresor centrífugo se realizó utilizando un banco de pruebas diseñado en este laboratorio. En esta investigación el impulsor fue operado a velocidades relativamente bajas donde el flujo fue esencialmente incompresible. La potencia fue suministrada por un motor de 7.5 h-p a través de un conjunto de poleas, permitiendo una variación de velocidad entre 1133 y 5000 rpm. Estas pruebas son muy importantes para evaluar el comportamiento del compresor y así poder detectar cuales serán los límites de operación estable, así como detectar las zonas donde se presentan inestabilidades de flujo y poder hacer modificaciones pertinentes en la geometría de la máquina.

Adicionalmente en este trabajo, se utiliza un programa de cómputo para el análisis de flujo a través del impulsor del compresor centrífugo. Este programa calcula el campo de velocidades cerca de la salida del impulsor radial, este campo de velocidades es usado en el experimento para calcular el flujo a través del impulsor. En este programa se supone que se conoce la superficie de corriente promedio entre los alabes desde la base del alabe hasta la punta. Para esta superficie de corriente se obtiene una solución bidimensional para la distribución de presiones y velocidad, y entonces hace un cálculo aproximado de la velocidades sobre la superficie del álabe. Este programa se basa en una ecuación para el gradiente de velocidad a lo largo de una quasi-otogonal arbitraria. Los resultados computacionales y experimentales concuerdan muy bien en todo el rango de operación del compresor. Comparados a otros programas más complejos, este programa es muy accesible a cualquier PC, lo cual lo hace una útil herramienta en el diseño de compresores centrífugos.

ABSTRACT

An Investigation has been made of the performance of a centrifugal compressor in this thesis work. This centrifugal compressor was designed at the Thermal Engineering and Applied Hydraulics Laboratory, (LABINTHAP). The experimental Investigation of the centrifugal compressor is made by using a test ring which was designed in this laboratory. In this Investigation the impeller was operated at relatively low speeds where the flow was essentially incompressible. Power was supplied by a 7.5- hp motor through a set of pulleys allowing speed variations between 1133 and 5000 rpm. This test are very important to evaluate the behaviour of the compressor to be able to detect which is the range of stable operation, and as to detect the unstable zones and in that way to modify the geometry of the machine.

In this work a compute program for the analysis of flow through of this centrifugal compressor is used. This program to computer the velocity field near the exit of the radial impeller, this velocity field is used in this experiment for to calculate the flow through the impeller. In this program is assumed that a mean stream surface from hub to shroud between blades is known.. On This stream surface a two- dimensional solution for the velocity and pressure distributions is obtained, and then an approximate calculation of the blade surface velocities is made. This program is based on an equation for the velocity gradient along an arbitrary quasi-orthogonal. The agreement between computational simulation and experiment is very close over a wide range of compressor operation. Compared to other more complex programs, this program is very accessible to any PC, which mates it a very useful tool in the design of centrifugal compressors.

CONTENIDO

RESUMEN

ABSTRACT

OBJETIVO

JUSTIFICACION

ALCANCE

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

NOMENCLATURA

INTRODUCCION

CAPITULO 1 ESTADO DEL ARTE.

1.1 Estado del Arte Actual en Compresores Centrífugos. 1

CAPITULO 2 INSTALACION EXPERIMENTAL.

2.1 Descripción del Equipo Experimental. 27

2.2 Sistema de Compresión. 29

2.3 Descripción del Compresor. 30

2.4 Instrumentación de Medición. 31

2.4.1 Medición de Presión Total y Estática. 32

2.4.2 Medición del Flujo Másico. 35

2.4.3 Medición de la Velocidad Rotacional. 39

CAPITULO 3 SIMULACION COMPUTACIONAL.

3.1 Suposiciones Básicas del Programa de Cómputo. 41

3.2 Estrategia de Solución. 42

3.3 Detalles del Modelo. 43

3.4 Aplicación del Programa Simulador. 44

CAPITULO 4 ANALISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTAL Y DE SIMULACION.

4.1 Comportamiento del Compresor. 64

4.1.1 Comportamiento a 5000 r.p.m. 65

4.1.2 Comportamiento a 10000 r.p.m. 75

4.1.3 Comportamiento a 15000 r.p.m. 81

4.1.4 Comportamiento a 39000 r.p.m (Velocidad de Diseño) 85

GLOSARIO DE TERMINOS

Turbomaquina: maquina giratoria que proporciona energía a un fluido de trabajo o recibe energía de un fluido de trabajo.

Compresor centrífugo: turbomáquina que adiciona energía a un fluido de trabajo.

Impulsor: parte giratoria de un compresor centrífugo cuya finalidad es proporcionarle energía cinética a un fluido de trabajo.

Flujo incompresible: flujo debajo de Mach 0.3.

Número de Mach: relación entre la velocidad del flujo y la velocidad del sonido en el medio.

Superficie de corriente promedio: superficie sobre la cual se encuentran las líneas de corriente originadas por el flujo y que es en teoría geoméricamente semejante al alabe.

Alabe: paleta que rodea al impulsor de una turbomáquina.

Quasi-orthogonal: línea recta que representa un área seccional por donde pasa el flujo másico y que es aproximadamente perpendicular a la velocidad relativa del flujo dentro del pasaje de alabes.

PC: computadora personal.

OBJETIVO

Realizar una investigación teórico-experimental en el área de compresores centrífugos que permitirá obtener la experiencia en el desarrollo de estas turbomáquinas en nuestro país, así como la comprensión de aquellos criterios relacionados a su diseño y construcción .

Formular y desarrollar una metodología para el análisis del comportamiento de flujo a través de un compresor centrífugo diseñado en el LABINTHAP, utilizando un banco de pruebas diseñado y construido en este laboratorio. Adicionalmente se aplicará un programa de cómputo para llevar a cabo la simulación del campo de velocidades a través del compresor centrífugo y que se comparará con los resultados experimentales, de esta forma se podrá validar la metodología propuesta.

ALCANCE

El alcance de este proyecto se limita al análisis del comportamiento de flujo a través del compresor centrífugo en el régimen incompresible y sin consideración de pérdidas secundarias, lo anterior se debe a que las velocidades a las cuales se puede hacer girar el impulsor son relativamente bajas debido a la infraestructura con que se cuenta para realizar el experimento. Sin embargo en este trabajo se presenta una metodología que permite, en base a los experimentos realizados, inferir sobre el comportamiento del compresor a velocidades superiores a las experimentadas.

INTRODUCCION

Actualmente se realizan una gran cantidad de estudios referentes a compresores centrífugos, sin embargo, este campo es de los más complejos en la práctica de ingeniería, lo anterior se debe a que estas turbomáquinas operan en función de las condiciones de flujo, de las partes que los constituyen y de la geometría. Las condiciones de flujo se pueden considerar hipotéticamente desde flujo incompresible, flujo no viscoso e irrotacional , hasta flujo compresible, viscoso, rotacional y tridimensional extremadamente complejo. Por otro lado cada geometría de los elementos que constituyen el compresor centrífugo, como el impulsor, difusor y voluta influye enormemente en la eficiencia total de la máquina así como en las condiciones de operación.

En el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada del Instituto Politécnico Nacional (LABINTHAP) se han desarrollado líneas de investigación relacionadas con turbomaquinaria, de las cuales, este trabajo mantiene la continuidad de la investigación en estas líneas al experimentar con un compresor centrífugo diseñado en el mismo laboratorio y cuya aplicación se refiere a una turbina de gas.

Sin embargo, es importante señalar que la tecnología desarrollada por los países con gran capital económico ha sido una inversión que les ha costado mucho dinero y por lo tanto esta tecnología no es fácil que la den a conocer, pues esto permite que aumente su poderío económico, así como la dependencia tecnológica de los países en vías de desarrollo como México. Es imposible que la economía del país crezca si no existe inversión de capital en la investigación científica y tecnológica, sin embargo, actualmente se tendrá que trabajar con lo que el gobierno destine a este rubro.

JUSTIFICACIÓN

En nuestro país no se ha generado tecnología que sienta las bases para la manufactura de turbomáquinas, esto puede ser debido a la gran cantidad de conocimientos científicos y experimentación que requiere esto, lo que lo ha limitado a ser solo importador de tecnología extranjera en esta área.

Lo anterior ha originado una dependencia total hacia las potencias generadoras de esta tecnología como los Estados Unidos, Alemania, Francia, Suiza e Inglaterra. Desafortunadamente esto lleva a otras dependencias como lo son el mantenimiento, la operación y hasta las refacciones, dando como resultado con ello una dependencia total.

Si se desea el desarrollo del país se debe generar tecnología propia, quizá básica pero que a la larga lleve a la independencia tecnológica del extranjero en el área de la turbomaquinaria. Para ello en el Labinthap se ha diseñado y construido un compresor centrífugo con aplicación a turbina de gas cuyo comportamiento se estudiará a detalle en esta investigación.

Este proyecto es de gran importancia ya que el compresor centrífugo ha revolucionado tantas áreas, desde la generadora de energía hasta la aeronáutica, sin embargo, no se ha logrado entender completamente todo acerca del comportamiento de flujo a través de él, debido a su complejidad. También existen aspectos que no permiten un conocimiento analítico completo de esta máquina lo que ha llevado a que se complemente mediante la experimentación. Cada día aparecen nuevas correlaciones, nuevas simulaciones así como nuevos experimentos sobre esta turbomáquina, sin embargo, aún hay mucho que aprender.

ANTECEDENTES

Dentro del desarrollo de la turbomaquinaria, un lugar preponderante lo ocupa actualmente el de los sistemas de turbina de gas el cual tiene variadas aplicaciones en la industria en general, así como en la aviación. Uno de los objetivos primordiales de estas máquinas es la de aumento en la eficiencia de operación y simulación de flujo en todos sus componentes , como se puede ver en las tendencias que muestran las multiples publicaciones de años recientes como lo son el Journal of Turbomachinery publicado por la ASME de circulación mundial, en esta publicación aunque su tema es turbomaquinaria, la mayoría de los temas se refieren a la turbina de gas lo cual indica que esta máquina tiene una importancia científica e industrial de primordial importancia. Otra revista que resalta la importancia de la turbina de gas es la international journal of turbo jet-engines, donde los temas principales están enfocados a las turbinas para aplicación en la aviación, cabe mencionar que en esta área es donde se encuentra el desarrollo tecnológico de más alto nivel. Actualmente existen más de seis fabricantes a nivel mundial, cada uno de ellos manejan sus características propias, que incluyen diseño y desarrollo de sus propios materiales, con diferentes manejos de potencia de operación, que van desde unidades simples para mover equipos mecánicos de 500 Kw, hasta unidades para generación de electricidad de 220 Mw.

Mas importancia hoy en día lo tiene el desarrollo de de turbinas de gas pequeñas para aplicaciones de generación de potencia eléctrica y para aplicaciones aéreas como en helicópteros y maquinaria pequeña. En el primer caso la importancia es la portabilidad y durabilidad comparado con otro tipo de maquinaria convencional; en el caso de las aplicaciones aéreas la principal ventaja es el poco espacio que ocupan así como su menor peso lo cual da lugar a un menor consumo de combustible. En este tipo de máquinas es de vital importancia la aplicación del compresor centrífugo ya que este cumple con las características que hacen posible las ventajas mencionadas anteriormente.

Las turbinas de gas que utilizan etapas de compresores centrífugos se aplican predominantemente en máquinas como helicópteros y son cada vez más utilizadas en pruebas de aplicaciones vehiculares. Especialmente en turbinas de gas regenerativas la eficiencia del compresor influye en el consumo específico del combustible de una manera considerable. Los requerimientos para máquinas pequeñas y eficientes necesitan altas relaciones de presión de los compresores centrífugos con una alta eficiencia en la etapa. actualmente las eficiencias pico isentrópicas estáticas de etapas de compresores centrífugos están alrededor del 84%. Algunas Investigaciones relacionadas a desarrollo de compresores centrífugos con aplicación a turbinas de gas pequeñas se estan llevando a cabo en la Office d'Etudes et de Recherches Aérospatiales (ONERA) en Francia, en el National Gas Turbine Establishment

(NGTE) en Inglaterra, en el DFVLR- Institut fur Antriebstechnik en Alemania entre otras instituciones

Por tal motivo en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada de la SEPI-ESIME se ha estado trabajando en un proyecto, cuyo objetivo principal es el diseño de una turbina de gas de 150 Kw de potencia útil , teniendo como primera etapa, el diseño y construcción del compresor centrífugo. Cabe mencionar que se ha culminado esta etapa quedando pendiente solo verificar la operación de este compresor así como las pruebas , es en esta etapa del desarrollo que se enfoca este proyecto doctoral titulado:

“Simulación Computacional y Experimentación para un Compresor Centrífugo con Aplicación a Turbina de Gas”

Este trabajo es muy importante para este país ya que es sabido que los compresores centrífugos realizan una de las operaciones que mayor importancia tiene en diferentes industrias, como lo es la petrolera, la de aviación, la de transporte, la militar etc. La razón de su gran aplicación, es básicamente de que esta turbomáquina, presenta mejor disponibilidad de manejar bajos volúmenes de flujo a alta relación de presión, una longitud más corta, mejor resistencia al daño en los álabes por la presencia de objetos extraños en el flujo y la capacidad de operar en forma estable, un amplio margen de flujo másico a una velocidad de rotación dada.

En México a pesar de la gran importancia y uso de los compresores centrífugos , es difícil encontrar industrias o Instituciones educativas que se dediquen a la investigación y desarrollo de una metodología para su diseño y construcción. Esto puede ser el resultado de que las empresas nacionales que operan con estos equipos solo se dedican al mantenimiento y/o a la venta de la misma y consecuentemente, tienen poco interés en su diseño. La principal causa de este desinterés, es que el procedimiento de diseño de estos equipos esta basado frecuentemente en la experiencia obtenida de la experimentación y la simulación, para lo cual se requieren grandes inversiones monetarias, junto con varios años de estudio y desarrollo, lo que hace que sea, una tecnología restringida y difícil de desarrollar. De lo anterior se explica la razón por la cual, la mayoría de las compañías e institutos de investigación extranjeros, no tan fácilmente publican su procedimiento de cálculo y pruebas usado para el desarrollo de compresores centrífugos.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

No existen en el país muchos trabajos relacionados con experimentación y pruebas de compresores centrífugos con aplicación a turbinas de gas, como tampoco existen metodologías apropiadas para evaluar el comportamiento de estas turbomáquinas. Por tal motivo la propuesta que se presenta en este trabajo de tesis, que es una combinación de experimentación y simulación computacional, plantea la posibilidad de una alternativa de solución en la evaluación del comportamiento de un compresor centrífugo .

A continuación se presenta un resumen de los cuatro capítulos de que consta esta tesis:

En el capítulo uno se realiza una amplia revisión bibliográfica sobre el tema de los compresores centrífugos relacionada con los principales problemas que presentan estas máquinas incluyendo condiciones de flujo, variación del comportamiento con respecto a su geometría, variación de la eficiencia respecto a sus componentes y algunos trabajos relacionados con la simulación numérica del comportamiento de flujo a través de los álabes.

En el capítulo dos Se describe la instalación experimental que consiste en el banco de pruebas para compresor centrífugo diseñado y construido, se describe, además, el compresor experimental utilizado en este experimento, así como los parámetros de diseño, y la instrumentación de medición utilizada. Se presenta, también, la metodología aplicada para medir las diferentes variables implicadas en el experimento.

En el capítulo tres se lleva a cabo la simulación computacional del comportamiento de velocidades en el plano meridional entre alabes del compresor centrífugo a las condiciones en que se realizó el experimento, para esto se utiliza un programa computacional bidimensional. Se presentan las suposiciones básicas que maneja el programa, así como el modelo de la malla de solución en diferencia finitas que se utiliza.

En el capítulo cuatro se comparan los resultados experimentales y aquellos producto de la simulación computacional, en estos resultados se obtiene una buena concordancia que permite establecer que para el rango de velocidades del compresor centrífugo en el cual se experimentó, el programa computacional es confiable y puede ser utilizado para predecir el comportamiento del compresor a velocidades rotacionales mayores a las experimentadas.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En esta Investigación se concluye que para el intervalo de velocidades rotacionales del compresor centrífugo en el cual se experimentó utilizando el banco de pruebas diseñado y construido en el LABINTHAP, el comportamiento del compresor es muy aproximadamente predecible mediante el código computacional utilizado ya que el error entre el valor de flujo másico medido experimentalmente y el calculado por el programa es de alrededor del 5 %, por lo tanto esto valida la metodología propuesta en este trabajo. Los resultados experimentales indican que esta tendencia se mantiene mientras el régimen de flujo sea incompresible, sin embargo, se requerirán más experimentos a velocidades rotacionales más altas para comprobar que este código computacional proporciona cierta exactitud sobre todo el intervalo de operación del compresor.

Por otro lado el utilizar un programa MATLAB para generar gráficas de los resultados obtenidos por el programa FORTRAN, permite la interpretación inmediata del comportamiento de las diferentes variables involucradas en el flujo a través del impulsor del compresor centrífugo de estudio. La ventaja de este programa de cómputo radica en que es sencillo comparado con otros programas y es accesible a cualquier computadora personal por lo que constituye una herramienta útil en el diseño de compresores centrífugos.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] **Massardo**, “ Multistage Centrifugal Compressor Surge Análisis: Part 1 – Experimental Investigation”. Journal of Turbomachinery, 1999.
- [2] **Balje**, “ A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines”. Journal of Engineering for Power, 1962.
- [3] **Gallus**, “ Experimental Investigation of Unsteady Flow Phenomena in a Centrifugal Compressor Vaned Diffuser of Variable Geometry”. Journal of Turbomachinery, 1999.
- [4] **Stanitz**, “Two – Dimensional Compressible Flow in Turbomachines with Conic Flow Surfaces”. NACA, 1949.
- [5] **Emmons**, “The Numerical Solution of Compressible Fluid Flow Problems”. NACA, 1944.
- [6] **Stanitz**, “Two – Dimensional Compressible Flow in Centrifugal Compressors with Straight Blades”. NACA, 1950.
- [7] **Hamrick**, “ Method of Analysis for Compressible Flow Through Mixed-Flow Centrifugal Impellers of Arbitrary Design”. NACA, 1950.
- [8] **Stanitz**, “A Rapid Approximate Method for Determining Velocity Distribution on Impeller Blades of Centrifugal Compressors”. NACA, 1951.
- [9] **Goldstein** , “ Design and Performance of Experimental Axial-Discharge Mixed-Flow Compressor”. NACA, 1948.
- [10] **Anderson and Ritter**, “ An Investigation of the Effect of Blade Curvature on Centrifugal –Impeller Performance”. NACA, 1947.
- [11] **Rodgers**, “ Typical Performance Characteristics of Gas Turbine Radial Compressors”. Journal of Engineering for Power, 1964.
- [12] **Davis**, “ A Unified Procedure for the Calculation of Off – Design Performance of Radial Turbomachinery”. Journal of Engineering for Power, 1971.
- [13] **Greitzer**, “ Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors”. Transactions of the ASME, 1976.

[14] **A. Kolnsberg** “Reasons for Centrifugal Compressor Surging and Surge Control”. Journal of Engineering for Power, ASME, Enero de 1979.

[15] **Senoo**, “ Experimental Study on Flow in a Supersonic Centrifugal Impeller”. Transactions of the ASME, 1979.

[16] **Howard**, “ Experimental Investigation of the Steady and Unsteady Relative Flow in a Model Centrifugal Impeller Passage”. Journal of Turbomachinery, 1994.

[17] **R. Hunziker** “The Operational Stability of a Centrifugal Compressors and its Dependence on the Characteristics of Subcomponents”. Journal of Turbomachinery, ASME, Abril de 1994.

[18] **Sthaler**, “ The Slip Factor of a Radial Bladed Centrifugal Compressor”. Journal of Engineering for Power, ASME, 1965.

[19] **Pampreen**, “ A Method of Calculating the Slip Factor of Centrifugal Compressors From Deviation Angle” Journal of Engineering for Power, ASME, 1978.

[20] **Mashimo**, “Effects of fluid Leakage on Performance of a Centrifugal Compressor”. Journal of Engineering for Power, ASME, Julio de 1979.

[21] **Lakshminarayana**, “ Investigation of the Tip Clearance Flow Inside and at the Exit of a Compressor Rotor Passage”. Journal of Engineering for Power, ASME, 1983.

[22] **Senoo**, “ Pressure Loss Due to the Tip Clearance of Impeller Blades in Centrifugal and Axial Blowers”. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 1986.

[23] **Senoo**, “ Deterioration of Compressor Performance Due to Tip Clearance of Centrifugal Impellers”. Journal of Turbomachinery, 1987.

[24] **Senoo**, “ Application of a Low –Solidity Cascade Diffuser to Transonic Centrifugal Compressor”. Journal of Turbomachinery, 1990.

[25] **Eckard**, “ Instantaneous Measurements in the Jet – Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller”. Journal of Engineering for Power, ASME, 1975.

[26] **Bammert**, “ Matching of Turbocomponents Described by the Example of Impeller and Diffuser in a Centrifugal Compressor”. Journal of Engineering for Power, ASME, 1980.

- [27] **Nakao**, “ The Experimental Study of Matching Between Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser”. Journal of Turbomachinery, 1999.
- [28] **Braembussche**, “Numerical Analysis of the three-Dimensional Swirling Flow in Centrifugal Compressor Volute”. Journal of Turbomachinery, 1994.
- [29] **Furakawa**, “ Behavior of Tree-Dimensional Boundary Layers in a Radial Inflow Turbine Scroll”. Journal of Turbomachinery, 1994.
- [30] **Balje**, “ A Study on Reynolds Number Effects in Turbomachines”. Journal of Engineering for Power, 1964.
- [31] **Balje**, “ Loss and Flow Path Studies on Centrifugal Compressors”. Journal of Engineering for Power, 1970.
- [32] **Johnston**, “ Turbulent Boundary Layers on Centrifugal Compressor Blades” . Journal of Fluids and Engineering, 1976.
- [33] **Ellis**, “ A Study of Induced Vorticity in Centrifugal Compressors”. Journal of Engineering for Power, 1964.
- [34] **Schilhansl**, “ Three- Dimensional Theory of Incompressible and Inviscid Flow Through Mixed Flow Turbomachines”. Journal of Engineering for Power, 1965.
- [35] **Senoo**, “ A Photographic Study of the Tree-Dimensional Flow in a Radial Compressor”. Journal of Engineering for Power, 1968.
- [36] **Howard**, “ Measured and Predicted Flow Near the Exit of Radial-Flow Impeller”. Journal of Engineering for Power, 1971.
- [37] **Howard**, “ Measured Passage Velocities in a Radial Impeller With Shrouded and Unshrouded Configurations”. Journal of Engineering for Power, 1975.
- [38] **Eckard**, “ Detailed Flow Investigations Within a High Speed Centrifugal Compressor Impeller”. Journal of Fluids Engineering for, ASME, 1976.
- [39] **Balje**, “ A Flow Model for Centrifugal Compressor Rotors”. Journal of Engineering for Power, 1978.
- [40] **Bosman**, “ An Analysis of Tree-Dimensional Flow in a Centrifugal Compressor Impeller”. Journal of Engineering for Power, 1980.

[41] **Moore**, “ The Development of Wake Flow in a Centrifugal Impeller”. Journal of Engineering for Power, 1980.

[42] **Moore**, “ Secondary Flow Mixing Losses in a Centrifugal Impeller”. Journal of Engineering for Power, 1983.

[43] **Pinarbasi**, “ Detailed Flow Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser” . Journal of Turbomachinery, 1994.

[44] **Adler**, “ Status of Centrifugal Impeller Internal Aerodynamics”. Journal of Engineering for Power, 1980.

[45] **Howard**, “ Experimental Investigation of Blade Loading Effects at Design Flow in Rotating Passages of Centrifugal Impellers”. Journal of Fluids for Engineering, ASME, 1999.

[46] **Gallus**, “Experimental Investigation of Unsteady Flow Phenomena in a Centrifugal Compressor Vaned Diffuser of Variable Geometry”. Journal of Turbomachinery, 1999.

[47] **Vanco**, “ Fortran Program for Calculating Velocities in the Meridional Plane of a Turbomachine”. NASA,1972.

[48] **Katsanis**, “Use of Arbitrary Quasi-Orthogonals for Calculating Flow Distribution in the Meridional Plane of a Turbomachine”. NASA ,1963.

CAPITULO 1

ESTADO DEL ARTE

Se realizó una amplia revisión bibliográfica sobre el tema de los compresores centrífugos, y los artículos que influyeron para desarrollar este trabajo se resumen en el estado del arte que se presenta a continuación. Además, se presenta la filosofía y la idea principal de cada autor.

1.- ESTADO DEL ARTE ACTUAL EN COMPRESORES CENTRÍFUGOS.

Actualmente se han realizado grandes esfuerzos para explicar el comportamiento de compresores centrífugos usando técnicas numéricas así como investigaciones experimentales. Aunque cada vez se obtienen más altas eficiencias con estas máquinas debido a sus diseños aerodinámicos mejorados, el rango de trabajo del compresor donde su operación es estable es estrecho. El surge es comúnmente adoptado como el límite de operación estable y se muestra en la fig. 1.1.1; [1].

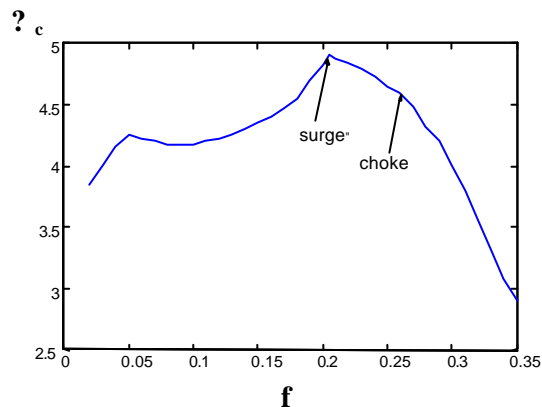


Fig. 1.1.1 Massardo 1999

Algunos valores característicos son comúnmente usados para definir criterios de comportamiento significativos de turbomáquinas, tales como: Razón de Velocidad u/c_0 , Coeficiente de Presión η_p , Factor de Flujo j , Velocidad Específica N_s , Diámetro específico D_n , Número de Reynolds Re , Número de Mach Ma , y otros. Cada uno de esos parámetros representan aspectos importantes y es usado para expresar, en forma adimensional, criterios significativos.

Consideraciones de similitud muestran que realmente solo cuatro parámetros son necesarios para describir totalmente las características de turbomáquinas pasando a través de ellas fluidos compresibles; ellos son, el Número de Mach, el numero de Reynolds, y dos razones de velocidad características. Esas razones de velocidad pueden ser el factor de flujo y la razón de velocidad o valores equivalentes. Consideraciones prácticas, relacionadas con el aspecto de diseño de turbomáquinas, indican que los parámetros que contienen la velocidad rotacional y el diámetro del rotor son términos deseables para los valores equivalentes. Tales valores pueden ser proporcionados por el concepto de similitud en la forma de Velocidad específica N_s y su correlación, Diámetro específico D_s como se muestra en la fig. 1.1.2; [2]

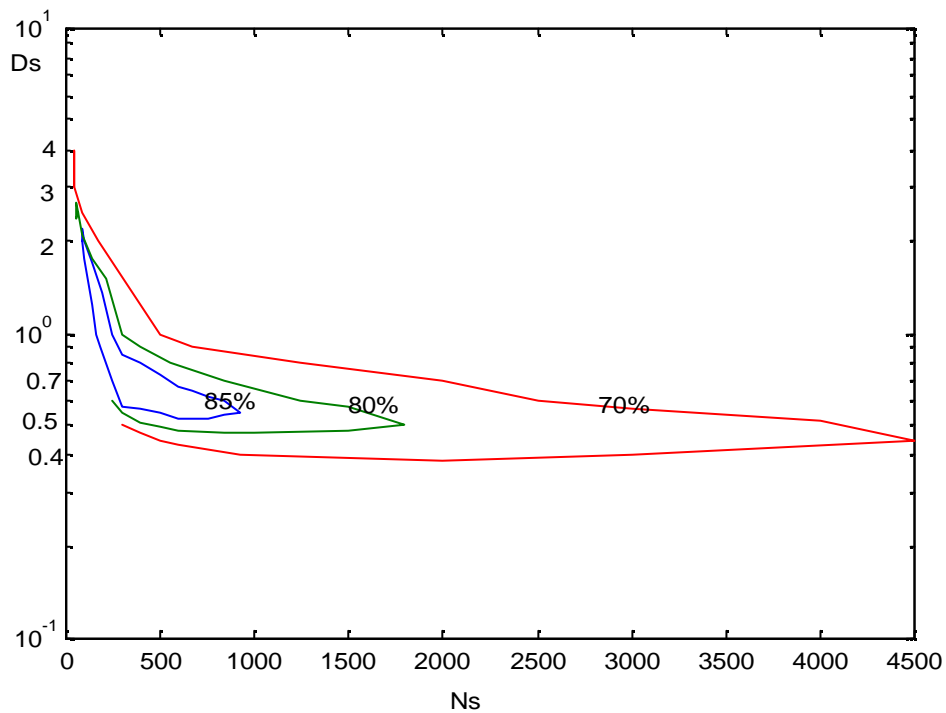


Fig. 1.1.2 Balje (1962)

Se ha observado reiteradamente que el desarrollo de compresores centrífugos requiere de un mejor entendimiento de los fenómenos de flujo inestable, los fenómenos de flujo transitorio tienen significativa influencia en la carga, la eficiencia, la relación de presiones y la emisión de ruido en compresores centrífugos [3].

Uno de los primeros intentos por simular el comportamiento de flujo a través de pasajes de impulsor centrífugo de superficie cónica lo presenta [4] en donde desarrolla un método de análisis para flujo compresible bidimensional estacionario no viscoso, las variables que toma en consideración son: (1) velocidad del tip en el rotor, (2) razón de flujo másico, (3) forma del álabe, (4) variación de la altura con el radio a través del pasaje, (5) número de álabes y (6) ángulo cónico de la superficie de flujo. Se utiliza un método de relajación, [5] que resuelve numéricamente las ecuaciones generales en los dos casos compresible e incompresible para un impulsor radial con la misma velocidad en el tip y mismo flujo másico como en la fig. 1.1.3.

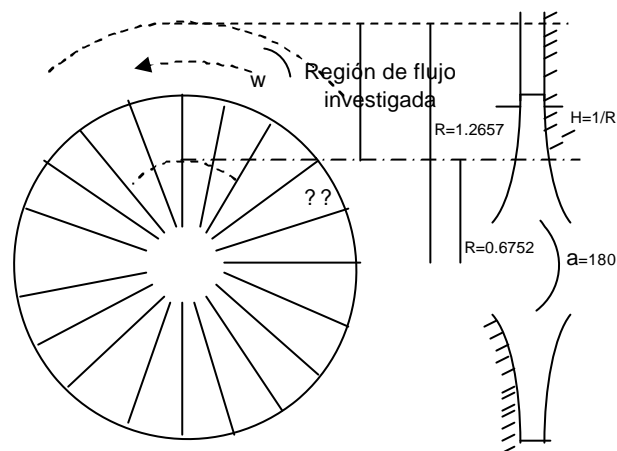


Fig. 1.1.3 Stanitz (1949)

Las configuraciones de líneas de corriente (relativas al impulsor) para los dos ejemplos se muestran en las fig. 1.1.4 y 1.1.5. En el ejemplo de flujo compresible (fig. 1.1.4), se forma un eddy cerca de la superficie positiva del álabe. El fluido en este eddy rota (relativo al impulsor) en la dirección opuesta a la del impulsor de tal forma que el movimiento absoluto del fluido es irrotacional. El tamaño del eddy (para un impulsor dado) depende de las magnitudes relativas del flujo volumétrico a través del compresor y de la velocidad del tip del impulsor. Si la razón de flujo es cero a través del impulsor rotatorio, el eddy ocupa el pasaje de flujo entero y como la razón de flujo del compresor se incrementa (para la misma velocidad del tip del impulsor) el eddy disminuye en tamaño hasta que finalmente desaparece. La razón de flujo en la cual el eddy desaparece incrementa conforme la velocidad del tip aumenta, fig. 1.1.4

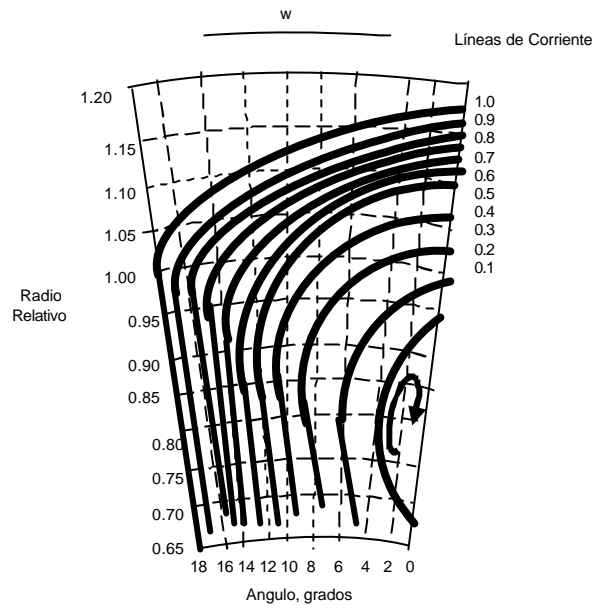


Fig.1.1.4 Stanitz (1949)

Para el caso incompresible el eddy no existe (fig. 1.1.5), debido a que el flujo másico es el mismo para ambos ejemplos, el flujo volumétrico es mas alto para el ejemplo de flujo incompresible como resultado de la mas baja densidad del fluido en el región investigada. Los resultados anteriores son reafirmados mediante nuevas simulaciones para siete impulsores en [6].

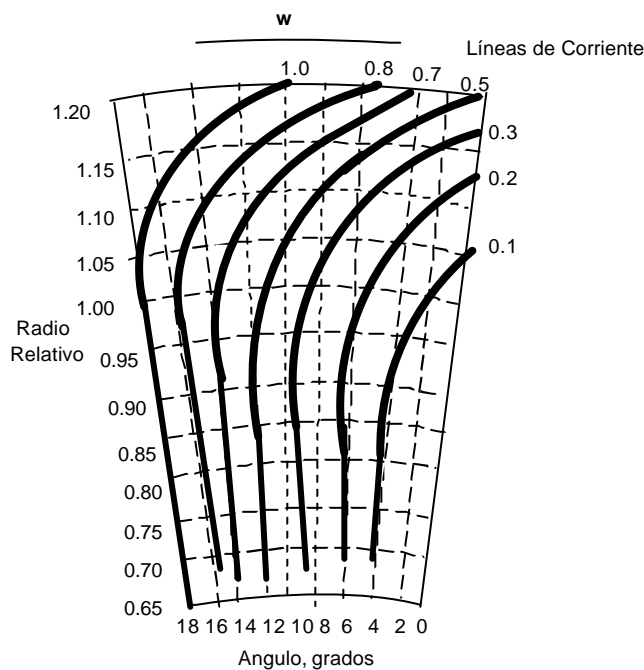


Fig. 1.1.5 Stanitz (1949)

Sin embargo, bajo el análisis presentado se supone que no existe variación de velocidad desde el hub hasta el shroud y bajo esta suposición se ha llevado a cabo el análisis del flujo entre alabes. Pero en un impulsor convencional de flujo mixto [7] describe que el perfil hub-shroud no es simétrico, que la adición de energía no es uniforme a través del pasaje, y la variación del ángulo del alabe debida a la adherencia a los elementos de alabes radiales puede introducir gradientes de velocidad entre el hub y shroud comparables a aquellos entre alabes, y que por lo tanto, para compresores de flujo mixto, se requería un análisis en el plano meridional que resulta según su análisis como en la fig. 1.1.6. Las suposiciones y limitaciones que [7] trabaja es que el fluido se supone no-viscoso pero compresible; toda la compresión se supone por el proceso de flujo estacionario, isentrópico y adiabático; la velocidad se supone uniforme de álabe a alabe en la dirección de rotación (simetría axial) y el ángulo promedio de flujo relativo al impulsor se supone igual al ángulo β , esta suposición se considera válida dentro del canal pero se cuestiona en la entrada y salida, fig. 1.1.6

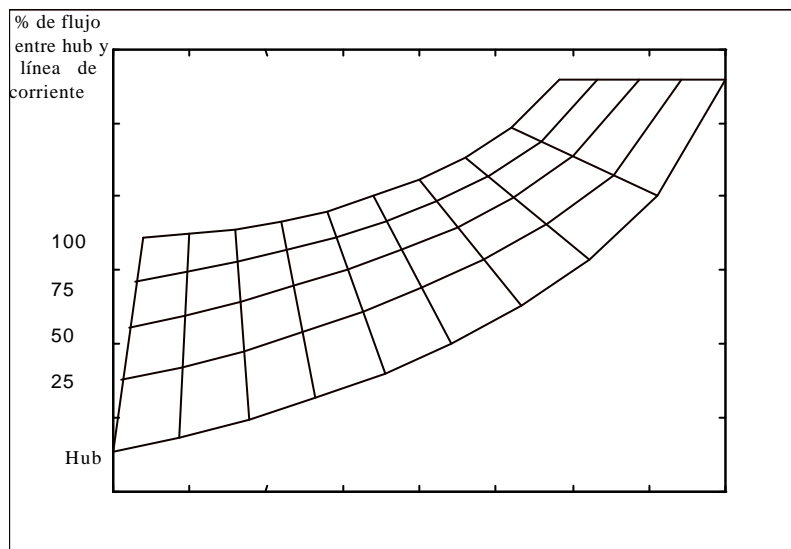


Fig. 1.1.6 Hamrick (1950)

Sin embargo fue hasta [8] donde establece que en un impulsor de compresor centrífugo, parte de las pérdidas viscosas, el fenómeno de surge y choke están relacionados a la distribución de velocidades sobre las superficies de álabe. También menciona que las pérdidas viscosas en impulsores están asociadas con la capa límite a lo largo de las superficies de flujo y que el crecimiento de esta capa límite depende de la variación de velocidad a lo largo de las superficies de flujo justo en la salida de la capa límite.

Menciona también que si la velocidad en cualquier punto a lo largo de la superficie del alabe es suficientemente grande que la velocidad local del sonido, dara como resultado pérdidas por onda de choque. El fenómeno de choke ocurre cuando la velocidad promedio entre álabes es sónica. Este promedio de velocidad sónica es caracterizado por velocidades supersónicas locales a lo largo de porciones de la superficie de succión de los álabes. Una posible causa de surge en impulsores centrífugos es la formación de eddies relativos sobre la superficie de presión de álabes, y que esos eddies están caracterizados por velocidades relativas, opuestas a la dirección del flujo general, a lo largo de porciones de la superficie de presión. Y menciona que con la finalidad de analizar el comportamiento de impulsores centrífugos es por lo tanto necesario determinar la distribución de velocidades en los alabes del impulsor. De esta manera en [8] se presenta un método aproximado y rápido de análisis para flujos compresibles, incompresibles y no viscosos a través de compresores centrífugos con contornos hub y shroud así como forma de alabes arbitrarios. El método de análisis se usa para determinar aproximadamente la velocidad a lo largo de las superficie de alabes pero no da información relacionada a través de l pasaje entre alabes. Se aplica este método a ocho ejemplos numéricos y se valida con método de relajación obteniendo una buena concordancia (fig.(1.1.7)).

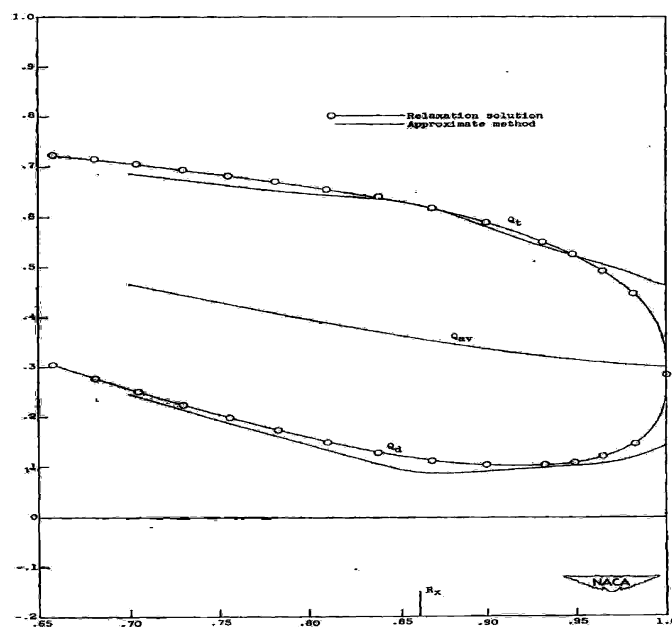


Fig. 1.1.7 Stanitz (1951)

En otro sentido se puede considerar que uno de los trabajos pioneros que realiza un desarrollo analítico de ecuaciones muy simplificadas del

movimiento relativo de un fluido basadas en la teoría del filamento se lleva a cabo en [9] sin embargo, el objeto de estudio fue un compresor de flujo mixto de geometría no muy complicada donde se mencionan suposiciones que simplifican mucho el problema pero que no se pueden considerar muy reales para el diseño óptimo de impulsores de compresores centrífugos por no considerar el fenómeno de la capa límite y por este motivo deberán complementarse con procedimientos experimentales. (Fig. 1.1.8)

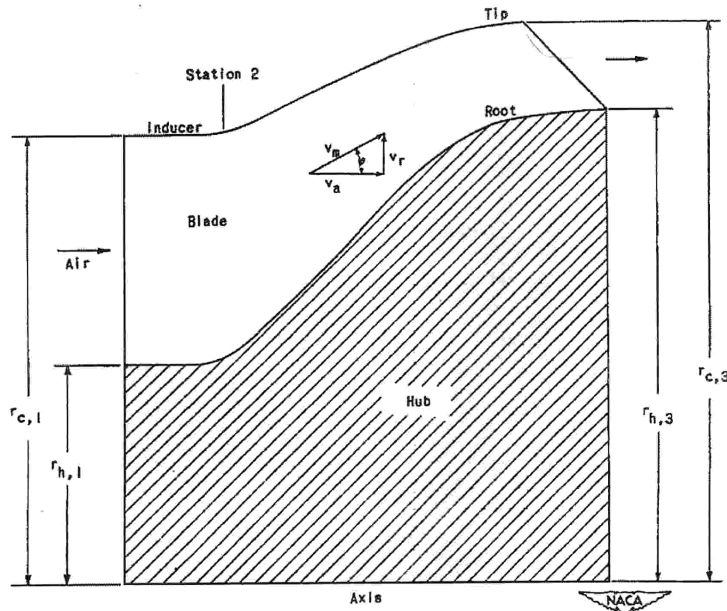


Fig. 1.1.8 Goldstein (1948)

Por otro lado en [10] se lleva a cabo una investigación del efecto de la curvatura del alabe sobre el comportamiento del impulsor centrífugo para tres curvaturas: parabólica, elíptica y circular, obteniendo resultados que indican la dependencia del rendimiento respecto a la geometría del alabe, fig. 1.1.9.

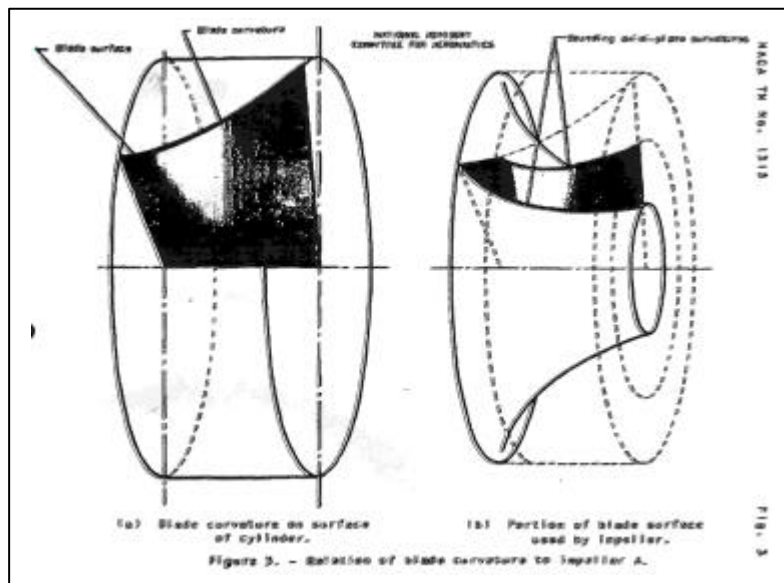


FIG. 1.1.9 Ritter (1947)

Además, si las eficiencias del impulsor y difusor son prescritas, se encuentra que las características de compresores radiales de alta velocidad con alabes radiales rectos son básicamente funciones de las áreas de difusor e inductor, [11] y en este mismo documento se presentan las características estimadas para veintisiete geometrías de compresores para indicar los efectos del ángulo del alabe inductor, relación del área de entrada del impulsor a garganta del difusor, relación del diámetro RMS del inductor al Tip del impulsor, también se discute la probable localización del surge del compresor como influencia de todos los parámetros anteriores. (Fig. 1.1.10)

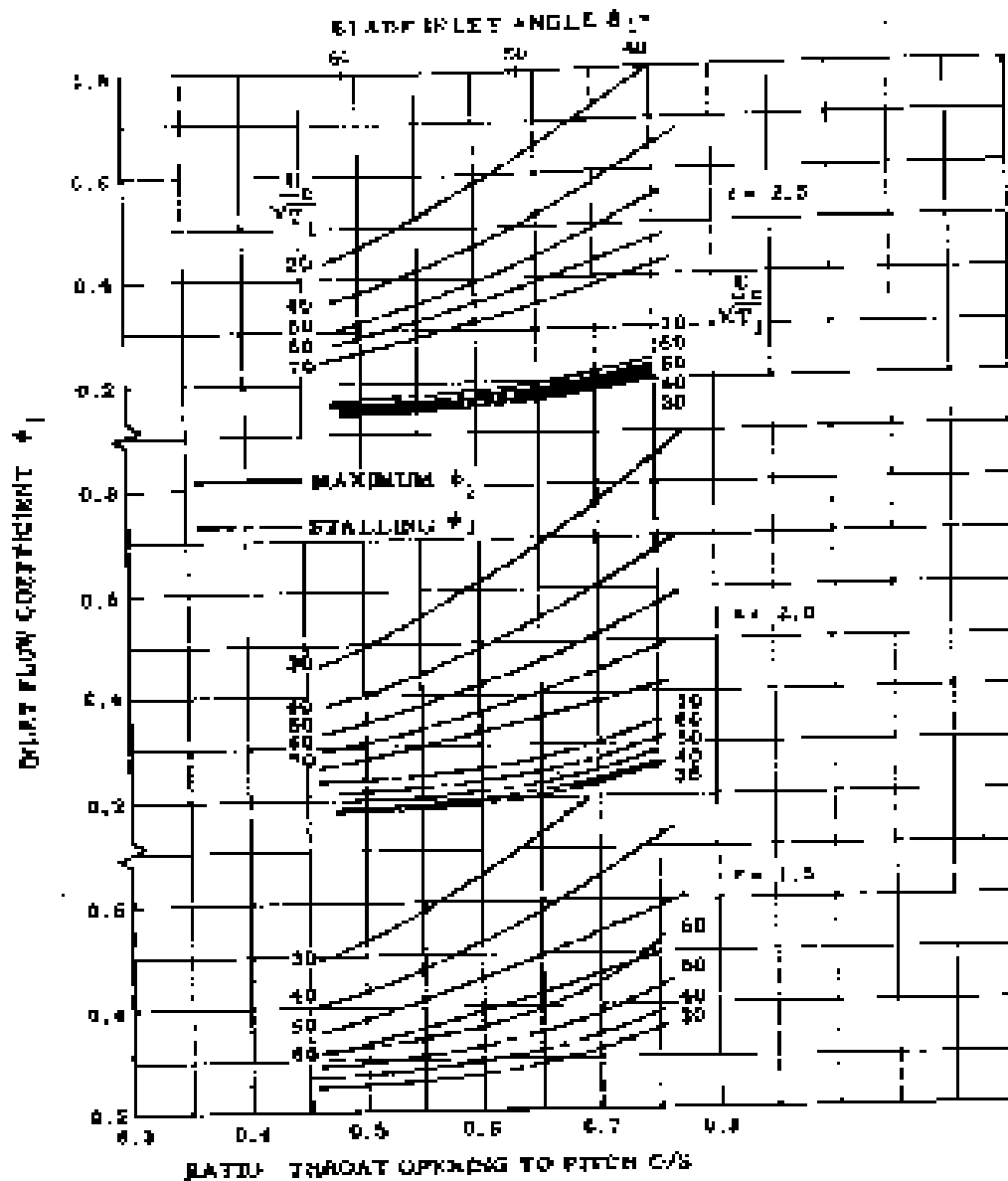


Fig. 1.1.10 Rodgers (1964)

En [12] se presenta una técnica analítica que permite calcular el comportamiento fuera de diseño de compresores y bombas de flujo radial y mixto. El método se basa en la variación de los diagramas de carga del alabe y como se ven afectados por las condiciones de operación de la máquina. La influencia de los cambios de la carga del alabe es expresada en términos de los cambios en el espesor del momentum de la capa límite en el flujo interno de los pasajes. Los espesores de capa límite son expresados como una pérdida y como una aceleración de flujo en los pasajes críticos tales como la garganta y la salida el método utiliza entradas arbitrarias no externas excepto a una que relaciona el desarrollo del espesor de la capa límite con la cantidad de deceleración del fluido. El método fue computarizado y checado contra cinco impulsores y tres difusores. Se encontraron concordancias en el calculo de la forma de las características y la localización de los puntos de surge y choke. (Fig. 1.1.11)

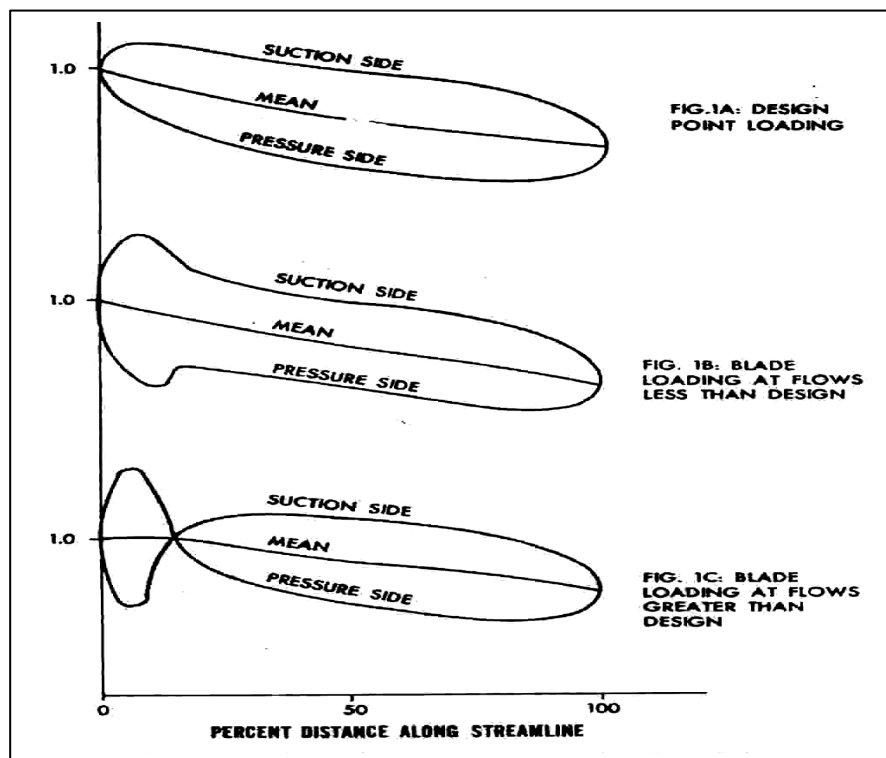


Fig. 1.1.11 Davis (1971)

En [13] se reporta un estudio teórico de surge en compresores axiales y se desarrolla un modelo no lineal para predecir la respuesta transitoria de un sistema de compresión sujeto a una perturbación a partir de las condiciones de operación estacionarias. Se encuentra que para el sistema investigado hay un parámetro adimensional importante de la cual esta respuesta depende.

Si este parámetro está abajo o arriba de un valor crítico, el sistema exhibirá la característica de comportamiento oscilatorio de gran amplitud del surge; mientras abajo del crítico moverá la operación hacia el rotating stall a una reducida relación de presión y relación de flujo. Se presentan, en este documento, resultados numéricos para mostrar el movimiento del punto de operación del sistema de compresión durante esos dos modos básicos de inestabilidad del sistema y se da una explicación física para el mecanismo asociado con la generación del surge en oscilaciones cíclicas.

En [14] se discuten los modos convencionales de presentar el comportamiento operacional de compresores radiales y axiales y las condiciones bajo las cuales cambios tales como el índice politrópico n y el número de Reynolds son despreciables. Se muestra bajo que condiciones de operación los compresores llegan al surge (condiciones de flujo errático o stall). En instalaciones de compresores radiales o axiales el surge solo puede ser controlado por el corrimiento del punto de operación a la derecha de la línea límite del surge.

Un método de hacer esto es abriendo la válvula de bypass para reciclar parte del gas de la tubería de descarga a la tubería de succión. El reporte describe en detalle el sistema de control requerido y discute sistemas de control simplificados y universales. Además se estudian modificaciones de sistemas de control para ajustar, por ejemplo, los rangos de presión de succión, se concluye con una investigación de métodos para proporcionar un alto control del surge.

En [15] se prueba un impulsor de compresor centrífugo supersónico en una cubierta sin difusor de tal forma que el rango de flujo no está limitado por el difusor. Observando el impulsor, el énfasis fue colocado en las condiciones críticas tales como stall y surge en el inductor. Datos experimentales fueron examinados basados en un análisis unidimensional y un análisis quasi tridimensional. Nuevamente, la variación de la presión de la carcasa con respecto al tiempo en muchas localizaciones fueron utilizadas para ver los detalles del comportamiento de flujo entre los alabes del impulsor cerca de la carcasa, y los contornos de las isobaras fueron comparados con aquellos predichos por un análisis quasi tridimensional. Cuando las velocidades relativas a la entrada fueron supersónicas, una onda de choque separada y una onda de choque en un canal del alabe fueron observadas, pero el compresor operó eficientemente, aunque tales condiciones de flujo existieron solamente en rangos de flujo estrechos limitados por surge y choke.

El comportamiento del flujo relativo en turbomáquinas centrífugas es extremadamente complejo debido a la existencia de varios fenómenos de dinámica de fluidos y sus interacciones . En las condiciones de operación de diseño y fuera de diseño el flujo relativo esta sujeto a transitorios que incluye la separación de flujo y el desprendimiento asociado con los gradientes de presión en el pasaje, flujos secundarios y estabilidad en la capa límite , [16] también está sujeto a disturbios periódicos del rotating stall y al fenómeno de flujo cíclico inducido por la carcasa. En [16] se describe el diseño óptico y mecánico de un sistema anemómetro doppler laser rotatorio, el cual permite mediciones directas del flujo relativo por medio de un sistema óptico. Aislando la frecuencia rotacional del impulsor de las muestras de frecuencia, permite mediciones promedio de muestras del comportamiento estacionario del flujo relativo.

(Fig. 1.1.12)

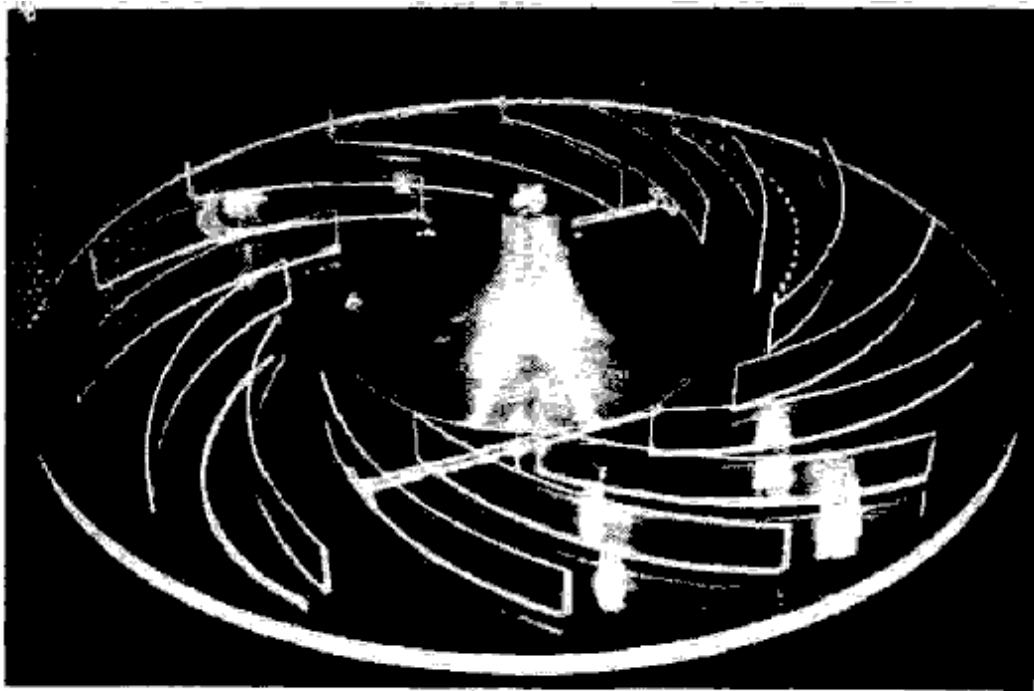


Fig. 1.1.12 Howard (1994)

Actualmente es una práctica industrial común adaptar el rango óptimo de operación de impulsores centrífugos a diferentes usos combinándolos con difusores de diferentes geometrías .

También difusores de geometría variable son ampliamente usados para satisfacer la oferta y demanda de un amplio rango. Hay gran interés en reducir el empirismo involucrado en esas aproximaciones por el establecimiento de criterios para la influencia de factores geométricos clave sobre el límite de estabilidad de una etapa, toda la máxima eficiencia en el compresor centrífugo usualmente ocurre cerca de este límite y por lo tanto la necesidad de un margen de surge da como resultado la reducción de la eficiencia de operación. Las inestabilidades de flujo han sido estudiadas extensivamente. El rotating stall , un fenómeno de flujo observado frecuentemente, algunas veces, pero no necesariamente produce surge. En la literatura muchos parámetros determinan la estabilidad del compresor han sido abarcados, algunos de esos parámetros conciernen al difusor, otros al impulsor. A menudo el espacio semivaneless es calificado como el elemento más crítico de una etapa de compresor centrífugo donde el flujo se corta hacia abajo si un nivel crítico de difusión o un valor crítico de presión de recuperación es excedente . Pero tales valores críticos no son suficientes para explicar el corrimiento de las líneas de surge causadas únicamente por cambios en la geometría del canal difusor, [17].

En otro sentido [18] presenta algunos métodos de evaluación del factor de deslizamiento de un impulsor centrífugo de alabes rectos, calcula el factor de deslizamiento por esos métodos y los compara con los obtenidos experimentalmente con un compresor centrífugo de 19 alabes. En ese trabajo se muestra que el factor de deslizamiento depende de la razón de flujo de gas, la velocidad rotacional y el diámetro del tip del impulsor.

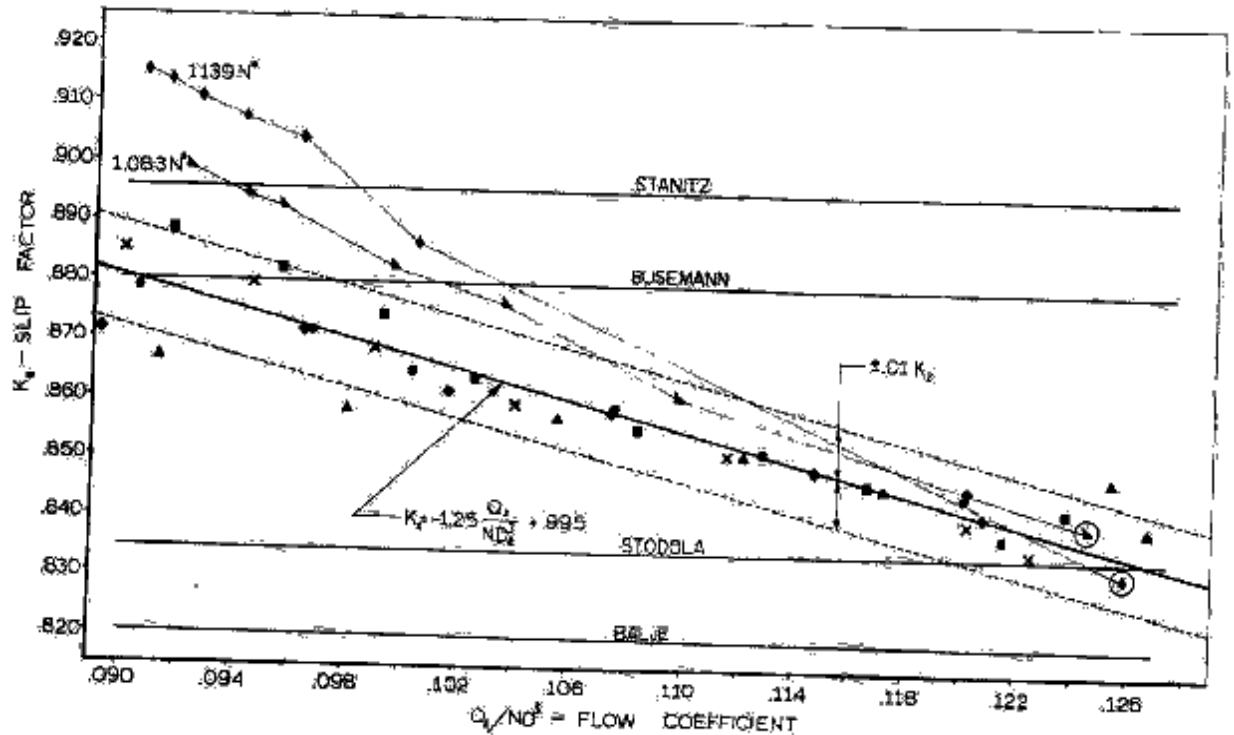


Fig. 1.1.13 Sthaler (1965)

La estimación del coeficiente de trabajo de un compresor centrífugo a partir del ángulo de desviación a la salida del rotor, se presenta en [19] y se demuestra que el coeficiente del ángulo de desviación es alto para impulsores radiales y bajo para impulsores doblados hacia atrás.

En [20] se investigan las pérdidas de flujo de fluido a través del tip-clearance para un compresor centrífugo. Durante el experimento se variaron independientemente las condiciones de operación, número de Reynolds, y el clearance. Se encontró que el comportamiento promedio del compresor se reducía por aproximadamente 4 % cuando el clearance relativo fue incrementado de desde 0.0125 hasta 0.125 y el resultado de las pérdidas de la fugas fue dependiente del número de Reynolds, tendencia que solo se oponía en el caso de pérdidas de fricción en la pared. Además se hizo una determinación del coeficiente de pérdidas por fugas como una función del clearance relativo, el nivel de fuga relativo y el número de Reynolds

En [21] se reporta sobre un estudio experimental de la naturaleza del flujo tip-clearance en un rotor de compresor cargado moderadamente. Las mediciones reportadas fueron obtenidas utilizando un bisensor estacionario, sonda de hilo caliente en combinación con una técnica promediadora de ensamble .

El campo de flujo fue estudiado en varias localizaciones radiales y en diez localizaciones axiales, cuatro de las cuales estuvieron dentro del pasaje de los alabes en la región del clearance y las otras seis permanecieron fuera del pasaje.

Las variaciones de las propiedades del flujo promedio en las direcciones radial y tangencial a varias localizaciones axiales fueron derivadas a partir de los datos. Se estimaron también las variaciones de las velocidades de fuga a diferentes localizaciones axiales y perfiles de capa límite en la pared anular a partir de las velocidades medias promedio del pasaje. Los resultados indican que existe una región de fuerte interacción del flujo que se fuga con la capa límite de la pared anular a la mitad de la cuerda. Los perfiles se comportaron bien mas allá de ese punto. El flujo de salida del rotor se encuentra uniforme mas allá de $\frac{3}{4}$ de la cuerda del alabe corriente abajo del bode de salida del rotor.

En [22] se menciona que la pérdida de presión en el tip-clearance del alabe impulsor consiste de la pérdida de presión inducida por el flujo de fuga a través del clearance y la pérdida de presión para soportar el fluido contra el gradiente de presión en los canales y en el espacio anular del clearance delgado entre el shroud y el impulsor. Las ecuaciones para evaluar esas pérdidas son derivadas y la eficiencia que se predice se compara con los datos experimentales para dos tipos de impulsores centrífugos. Nuevamente las ecuaciones son simplificadas para impulsores axiales como caso especial, y la eficiencia predicha es comparada con los datos experimentales para siete casos en la literatura. Los resultados obtenidos concuerdan con la literatura y demuestran la eficacia del modelo.

En [23] Menciona que su teoría es modificada referente a las pérdidas tip-clearance de impulsores centrífugos es modificada para incluir la variación del coeficiente de deslizamiento del impulsor debido al tip-clearance, por derivación de una ecuación racional entre dos parámetros empíricos de la teoría. Con la finalidad de comparar datos experimentales en la literatura con la predicción, se realizó un examen observando la precisión de los datos disponibles y la forma de selección correspondiente a las razones de flujo del compresor con los diferentes valores del tip-clearance. Se observó buena concordancia entre los datos y la predicción. Esos ejemplos demostraron un seguimiento en la tendencia respecto a los efectos de los diferentes parámetros en las pérdidas tip-clearance..

La eficiencia global debida al tip-clearance de compresores de alta relación de presión es menor que aquella de compresores de baja relación de presión si la razón tip – clearance en la salida del impulsor es igual. La magnitud de las pérdidas del clearance llegan a ser mas pequeñas conforme la razón de flujo es reducida y también a una velocidad de flecha reducida en el caso de compresores a una alta relación de presión. Las ecuaciones teóricas claramente muestran esas tendencias.

[24] Mide la distribución de velocidad en la salida de dos diferentes tipos de impulsores centrífugos bajo cuatro diferentes condiciones de tip-clearance cada uno; uno con 20 alabes radiales e inductores y el otro con 16 alabes doblados hacia atrás. También se midió el efecto del tip – clearance sobre la potencia de entrada. Incrementando el tip-clearance , la potencia de entrada cambió difícilmente en el impulsor del alabes radiales y se redujo en el impulsor con alabes doblados hacia atrás. La distribución de velocidades normalizada por el ancho del pasaje entre la pared del hub y el shroud cambio muy difícilmente en la salida del impulsor del alabe radial por variación del tip-clearance.

Por otro lado, el ángulo de flujo relativo se redujo significativamente y gradualmente conforme se incremento el tip-clearance en el impulsor de alabes doblados hacia atrás. El cambio en la potencia de entrada debido al tip-clearance fue claramente relacionado al cambio del patrón de flujo en la salida del impulsor debido al flujo secundario. Esto es probablemente causado por la componente, normal al alabe, de la fuerza cortante para soportar el fluido en el espacio del clearance contra el gradiente de presión en el plano meridional sin alabes.

[25]) menciona que uno de los problemas críticos en el diseño de compresores centrífugos es la interacción entre difusor e impulsor y que existían modelos teóricos que describían características sobresalientes de este problema y que los procesos de mezclado en la descarga del impulsor tal parece que se originan solo a bajas velocidades del tip. Realizó un estudio de este problema en los difusores de compresores centrífugos de relaciones de presión bajas, girando a velocidades del tip de 300 m/seg . Se obtuvieron mediciones instantáneas detalladas en la descarga del impulsor en la zona de mezcla mediante sistemas de medición de alta frecuencia. Las distribuciones de velocidad relativa en la salida de los canales de los alabes del impulsor muestran pronunciados patrones de desprendimiento.

En [26] se menciona que un importante paso en el diseño de turbomaquinaria es la determinación de los parámetros termodinámicos necesarios para asegurar el óptimo acoplamiento de los componentes individuales del compresor. Con compresores centrífugos, el problema es diseñar impulsores y difusores tales que una eficiencia total máxima es alcanzada para el punto de diseño deseable. Para ese propósito, un modelo matemático es desarrollado acoplando las eficiencias de los componentes individuales.

En [27] se dice que un compresor centrífugo produce una gran relación de presión relativa a su tamaño compacto. Se dice, además, que la eficiencia de un compresor centrífugo es normalmente alta, algunas veces excede al 90 %, el número de Mach absoluto en la descarga del impulsor es transónico en el caso de una alta relación de presión o alto flujo másico, por tal motivo se requiere una presión de recuperación efectiva corriente abajo del impulsor para tener un compresor centrífugo de alta eficiencia y alta relación de presión, así como una apropiada selección del difusor para un impulsor específico es un paso crítico en el desarrollo de un compresor.

Como el gran número de parámetros que influye el comportamiento de una voluta de compresor centrífugo prohíbe sistemáticamente investigaciones experimentales debido al tiempo y costo involucrado en la manufactura y pruebas de las geometrías tridimensionales complejas. Un método de predicción sería útil en la determinación de la influencia de los diferentes parámetros de diseño en los flujos y pérdidas en la voluta. Muchos métodos de predicción presentados en la literatura se basan en modelos simplificados suponiendo flujos unidimensionales o bidimensionales, sin embargo la experiencia muestra que los flujos dentro de la voluta son altamente tridimensionales y que las componentes de velocidad de rotación tienen una influencia sobre la variación longitudinal y circunferencial de la distribución de velocidades y presión estática.

De esta manera los métodos unidimensionales y tridimensionales son de interés limitado, y son inhábiles de posibilidad una predicción real de la distorsión de presión circunferencial y comportamiento de volutas tridimensionales [28] sin embargo, las espirales (Volutas) son ampliamente usadas en pequeños turbocargadores debido a su fácil manufactura, costo de producción bajo y amplio rango de operación [29].

En relación a la viscosidad [30] menciona que debido al comportamiento de la capa límite y al análisis de experimentos se llega a la conclusión de que las pérdidas viscosas dependen del número de Reynolds incrementándose conforme disminuye este y las pérdidas no viscosas casi son independientes del Reynolds en turbomáquinas. En este mismo artículo se propone que el efecto del número de Reynolds podría ser expresado como una función de la velocidad específica y el número de Mach para un diámetro específico óptimo, pero después de observaciones experimentales se llega a la conclusión de que no hay evidencia suficiente para deducir relaciones numéricas precisas entre el Reynolds, Mach y Velocidad específica, sin embargo, se obtiene que la relación de presiones y la velocidad específica afectan significativamente la influencia del Reynolds. (Fig. 1.1.14 y Fig. 1.1.15)

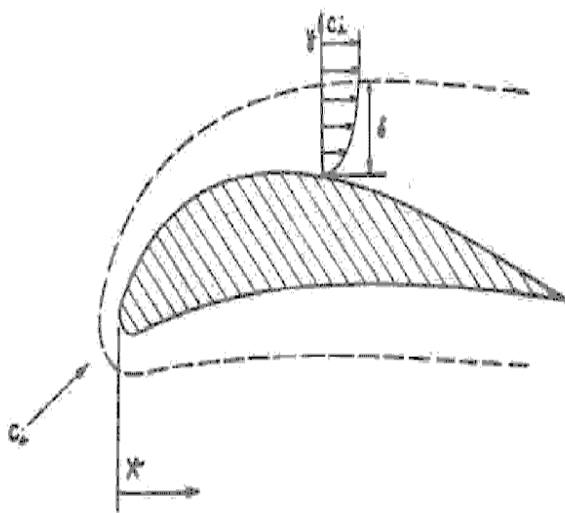


Fig. 1.1.14 Balje (1964)

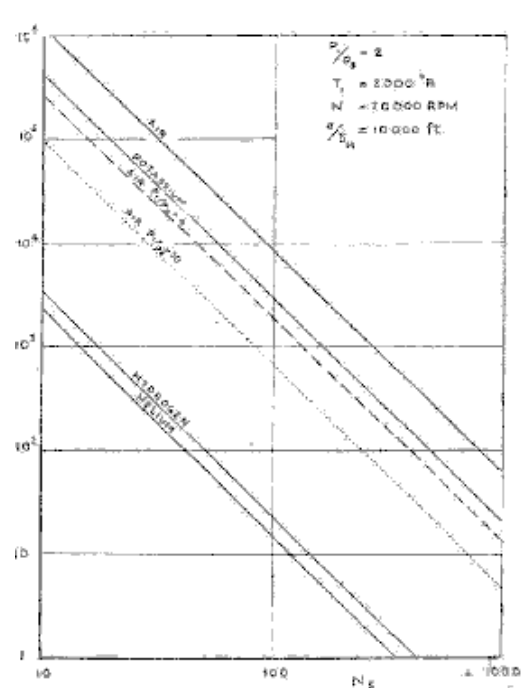


Fig. 1.1.15 Balje (1964)

En [31] se derivan relaciones para el crecimiento del espesor de momentum de la capa límite en canales de compresores centrífugos con gradientes de presión adversos y para el máximo espesor de momentum permisible antes de la separación. Además investiga las condiciones de flujo en un compresor de flujo mixto para una ruta de flujo dada. Los argumentos de la capa límite se aplican para calcular las pérdidas tanto en el rotor como en el difusor. Los datos de eficiencia resultantes implican comparativamente alta eficiencia potencial para compresores de flujo mixto con cascadas múltiples.

[32] presenta un método para cálculo de capa límite turbulenta sobre superficies rotatorias curvas, y además se indica la aplicabilidad del método para la predicción del flujo adjunto sobre los álabes del compresor centrífugo. Los cálculos obtenidos se comparan a los datos existentes y se presentan, además, cálculos de muestra adicionales para estudiar los efectos de la rotación. Las correlaciones de esos resultados calculados proporcionan un método simple para la estimación de los efectos de rotación en la fricción pelicular, C_f , y el factor de forma de capa límite, H .

En [33] realiza un estudio de vorticidad inducida en compresores centrífugos y menciona que había sido de interés particular la observación de un fuerte movimiento de flujo en el tip del impulsor sobre un plano normal a la dirección del flujo medio y que el análisis de este movimiento conocido como movimiento secundario, había sido muy útil, no solo en la evaluación de su significado particular, sino también en el entendimiento del mecanismo de flujo a través de los pasajes del impulsor, además presenta un tratamiento matemático generalizado del flujo rotacional para un flujo estacionario e incompresible y hace uso de las ecuaciones desarrolladas para analizar fenómenos observados experimentalmente en el impulsor de un compresor centrífugo y demuestra que la vorticidad inducida en el impulsor produce un intercambio de energía no uniforme el cual es la base para generar efectos rotacionales adicionales en el difusor.

[34] presenta un estudio de flujo tridimensional para rotores de flujo mixto. Con la finalidad de hacer el análisis manejable las superficies de corriente reales se suponen que coinciden con la superficie de revolución. La intersección de las superficies de los alabes con esas superficies de revolución son mapeadas sobre planos normales a los ejes del rotor. La investigación de el flujo en estos planos ideales se basa en la teoría de cascada bidimensional. La posición y forma de las superficies dependen del equilibrio del flujo en la dirección perpendicular a las superficies de revolución. El flujo se supone no viscoso e incompresible, fig.1.116.

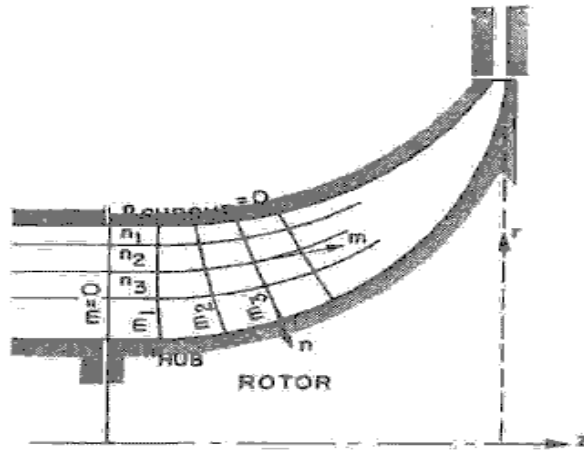


Fig. 1.1.16 Schilhansl (1965)

En [35], con la finalidad de visualizar los flujos tridimensionales en el impulsor y en el difusor de un compresor centrífugo, se utilizó agua coloreada como fluido de trabajo para mapear las líneas de corriente.

La prueba es realizada a una velocidad extremadamente baja para que las líneas coloreadas no se difundan debido a la turbulencia. Las líneas coloreadas demuestran claramente algunos tipos de flujo secundario, las que concuerdan con aquellas que se sostenía se presentaban en un compresor real. En este caso muchos de los patrones de flujo secundario observados eran cuantitativamente congruentes con la teoría existente. (Fig. 1.1.17 y Fig. 1.1.18).

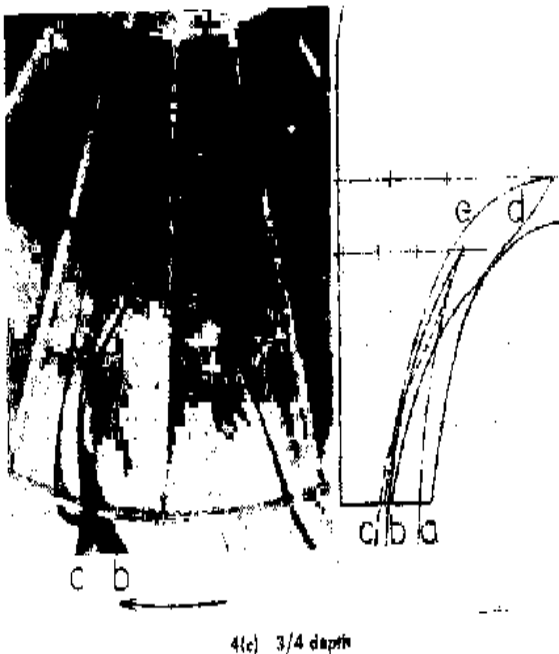


Fig. 1.1.17 Senoo (1968)

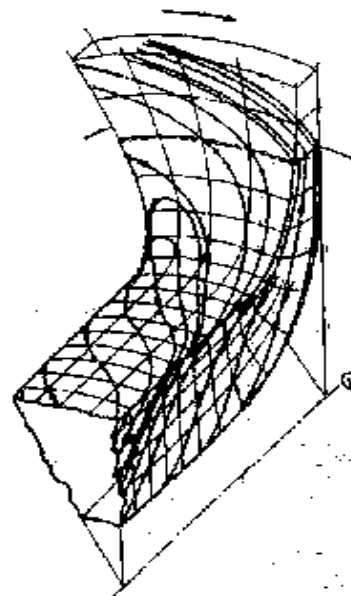


Fig. 1.1.18 Senoo (1968)

En [36] se presentan mediciones experimentales del campo de velocidades cerca de la salida de un impulsor radial con alabes curvados hacia atrás . El patrón de flujo, y sus variaciones con cambios en el coeficiente de flujo , se comparan con predicciones numéricas sobre un plano alabe-alabe. El método de predicción de flujo numérico supone flujo no-viscoso , esencialmente bidimensional y se basa en la curvatura de la línea de corriente. No requiere específicamente la condición de cero vorticidad absoluta. (Fig. 1.1.19).

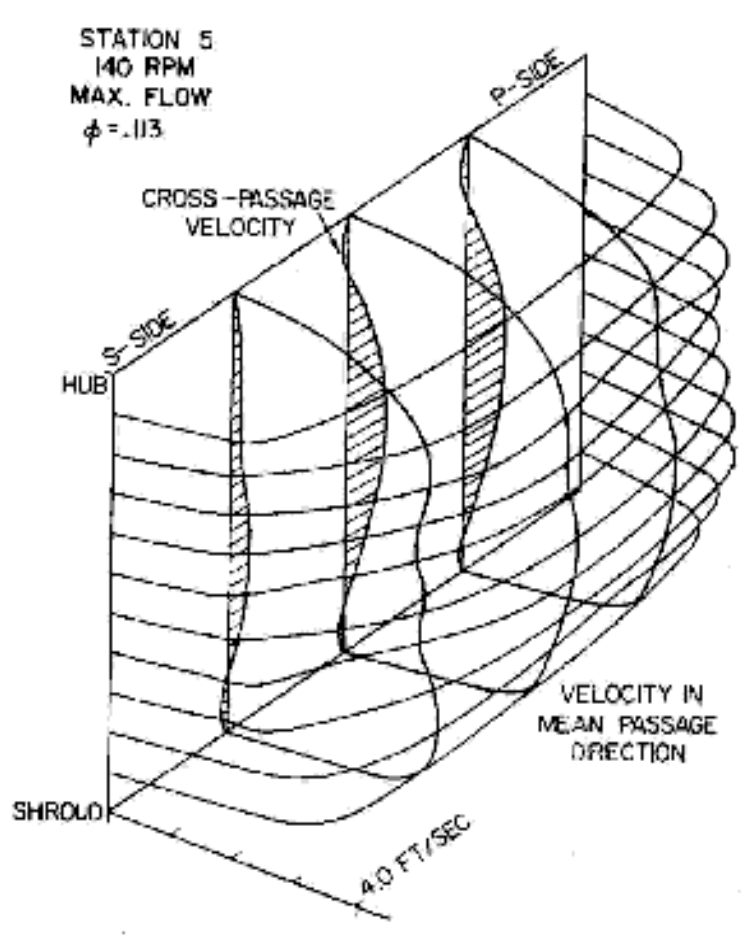


Fig. 1.1.19 Howard (1971)

Además en [36] se mide la distribución completa de velocidades tanto como primarias como secundarias en los pasajes del impulsor de compresor centrífugo simple. Se realizan comparaciones con las vorticidades secundarias predichas teóricamente sobre una combinación simple de un flujo primario no- viscoso y un análisis de vorticidad. Las velocidades medidas fueron obtenidas en un impulsor de prueba de flujo de agua usando una sonda de película caliente miniatura cilíndrica posicionada sobre el rotor girando y controlada mediante un anillo de deslizamiento.

El análisis de los patrones de flujo complejo fue complementado empleando un estudio fotográfico mediante burbujas de hidrógeno y la técnica de visualización de flujo. (Fig. 1.1.20 y Fig. 1.1.21)

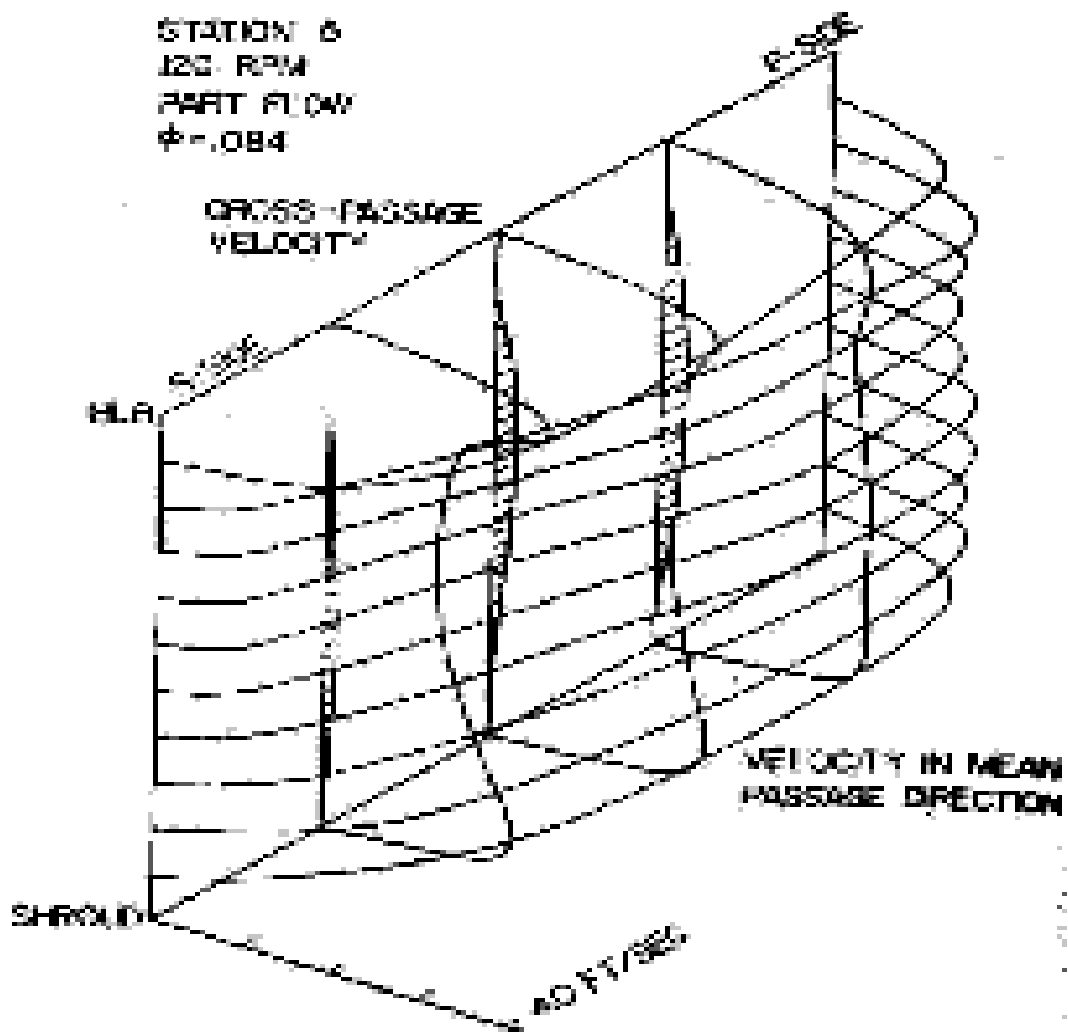


Fig. 1.1.21 Howard (1971)

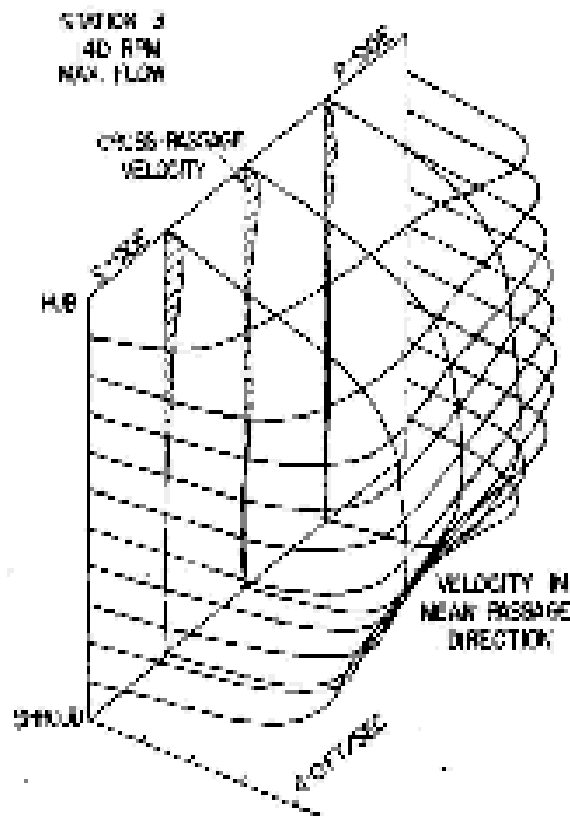


Fig.1.1.21 Howard (1971)

[37] mide el campo de velocidades en un pasaje rotatorio de un impulsor radial con alabes curvados hacia atrás. Se consideraron dos versiones una con una carcasa rotatoria unida y la otra con un claro entre alabes y una superficie estacionaria. La distribución de velocidades en dirección del pasaje fue similar en las dos versiones, pero el patrón de velocidades a través del pasaje en el impulsor sin carcasa fue alterado fuertemente por el flujo de fuga en el tip a la entrada del pasaje.

En [38] se miden detalladamente velocidades, direcciones e intensidad de fluctuación, dentro del campo de flujo interno de un impulsor de descarga radial girando a velocidades del tip arriba de 400 m/seg mediante un nuevo velocímetro laser. Se presentan distribuciones de flujo relativo en cinco áreas de medición desde la entrada del inductor hasta la descarga del impulsor. El patrón de flujo del impulsor, el cual coincide grandemente con los cálculos de la teoría del potencial en el inductor axial, llega a ser mas y mas inverso cuando el flujo se separa desde el lado de succión del alabe, desarrollando un rápido crecimiento en el impulsor radial. Los patrones de flujo secundario observados y los efectos de la curvatura del canal y rotación del sistema sobre la estructura turbulenta son discutidos respecto a la separación y a la interacción del chorro desprendido.

En [39] se menciona que un estudio de la información disponible en ese momento sobre fenómenos de flujo en ductos curvos y en pasajes de flujo de canales rotatorios muestran que la distribución de flujo postulada por los argumentos del flujo potencial ocurren solo en la porción inicial del canal. Y que la producción de energía cinética turbulenta sobre el lado cóncavo y el lado de presión del canal en conjunción con tendencias de estratificación causan que la distribución de flujo sea más uniforme en la sección media del canal y pueda iniciar la generación de un crecimiento grande comparativamente en la salida del canal. Esos fenómenos pueden ser expresados por el número de Richardson y un parámetro de carga los cuales llegan a ser parámetros similares significativos para el flujo desarrollado en un canal rotatorio. La información disponible en este momento es insuficiente para formular relaciones precisas de la influencia de los números de Richardson sobre el rango encontrado en rotores centrífugos típicos. Por eso solo se pueden ofrecer valores tentativos. Mas estudios experimentales y teóricos requerirán derivar más interrelaciones exactas.

[40] presenta resultados detallados del flujo cinemático tridimensional en un impulsor de compresor centrífugo de forma común y con secciones de tipo e inductor de alabes radiales rectos.

El método de cálculo, el cual es no-viscoso y está reportado en otra parte, muestra el desarrollo de un vórtice de un pasaje en contra del sentido de aquella de la rotación del alabe, iniciada en el inductor y desapareciendo conforme el flujo llega a ser radial. Este vórtice descarga las secciones de la carcasa de los alabes y combinada con el deslizamiento en el tipo del alabe produce una distribución de velocidad que produce un desprendimiento de chorro en la salida del pasaje del alabe. Las características generales de los cálculos varían con los cálculos bidimensionales pero están en acuerdo con los resultados experimentales con otros trabajos.

En [41] se realiza un estudio del flujo tridimensional en un impulsor de compresor centrífugo considerando el crecimiento del flujo desprendido. Se presentan resultados de las mediciones de flujo en un impulsor de compresor centrífugo girando a 500 rpm. Las velocidades relativas y las presiones de estancamiento rotatorias fueron medidas a través de cinco planos seccionales transversales entre la entrada y salida del impulsor usando sondas de presión las cuales fueron colocadas transversalmente en el pasaje del impulsor. Se puso particular atención a los flujos secundarios y a la formación de la estela en la región localizada en la esquina del lado de succión junto a la carcasa.

En [42] se estudian los flujos tridimensionales y su influencia sobre pérdida de presión de estancamiento en un impulsor de compresor centrífugo. Las tres componentes perpendiculares de la velocidad de la velocidad relativa y la presión de estancamiento de cinco planos seccionales, entre la salida y la entrada de un impulsor de un compresor centrífugo de 1 m de diámetro que gira a 500 rpm fueron medidas en este experimento. Se realizaron comparaciones entre resultados para una razón de flujo correspondiente a un ángulo de incidencia cercano a cero y otros dos flujos, con razones de flujo incrementadas y reducidas. Esas mediciones detalladas muestran como la posición de la separación de la capa límite del shroud se movió corriente abajo y el tamaño del remolino disminuyó conforme la razón de flujo se incrementó. La localización del desprendimiento en la salida del impulsor se observó también que se movió desde la superficie de succión a la razón de flujo mas bajo hasta el shroud a razones de flujo mas altas.

Se sabe que la eficiencia total de un compresor centrífugo es igualmente dependiente de un buen diseño tanto del impulsor como del difusor. En el caso del impulsor, el flujo entra en forma uniforme; por lo tanto el difusor debe aceptar el flujo del impulsor, el cual es altamente no uniforme con significativas componentes de velocidad tridimensionales.

El difusor debe remover esas no-uniformidades en velocidad y dirección de flujo mientras reduce la energía cinética total del flujo para producir una presión de recuperación. El flujo en la salida de un impulsor centrífugo ha sido medido por varios autores ([25], [42]), [43]). El flujo invariablemente exhibe un patrón de flujo de chorro desprendido cuya posición puede estar sobre la superficie de succión o el shroud dependiendo de la geometría del impulsor y de la razón de flujo. El flujo en los difusores vaneless ha sido también estudiado por varios investigadores, esos estudios han demostrado como las no uniformidades en la dirección circunferencial se mezclan en la salida rápidamente, pero aquella con dirección axial persiste a través del difusor [44].

Por otro lado el desarrollo de la capa límite en alabes de turbomaquinaria normalmente empieza con una capa laminar, pero en muchas situaciones inevitablemente llegará a ser turbulenta. La transición de laminar a turbulenta de la capa límite, la cual a menudo causa un considerable cambio en el comportamiento operacional de la turbomáquina, es generalmente influenciado por la turbulencia en la corriente libre y también por los gradientes de presión [45].

Una conocida aproximación para calcular la transición de la capa límite es llevar a cabo análisis de capa límite usando la versión del número de Reynolds bajo del modelo de turbulencia $k-\epsilon$, el cual involucra las funciones de número de Reynolds bajo para la simulación del transporte turbulento de la turbulencia de la corriente libre en la capa límite laminar.

En [46] se revisan los recientes desarrollos y el estado del arte presente de la aerodinámica interna de compresores centrífugos. Menciona que en vista de la gran cantidad de material publicado la selectividad es inevitable. Por lo tanto este documento está enfocado sobre flujos no viscosos en compresores centrífugos. En este artículo se discuten los resultados experimentales y problemas de flujo viscoso.

El diseño aerodinámico de un compresor centrífugo para máquinas aéreas pequeñas avanzadas tecnológicamente requiere cada vez más el uso de herramientas computacionales sofisticadas con la finalidad de lograr las metas óptimas a un mínimo costo de desarrollo.

En la última década la dinámica de fluidos ha evolucionado grandemente tanto en sus conceptos como en la simulación de las características de flujo. En este proceso, la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) juega un importante papel.

La moderna turbomaquinaria opera bajo muy complejas condiciones de flujo tridimensional, y se requiere nuevo conocimiento detallado de la estructura del flujo. Particularmente, la necesidad de estimar condiciones fuera de diseño, flujos secundarios, y transferencia de calor nos fuerza a ver hacia los modelos viscosos. El flujo real dentro de una turbomáquina es no estacionario y fuertemente influenciado por la interacción rotor-estator, desprendimientos y efectos en los claros. En un impulsor centrífugo se crea un campo de velocidades que tiene predominantemente componentes radial y tangencial. El campo de flujo en el pasaje rotatorio se controla por ambos efectos: no viscosos (que incluye el potencial eddy el cual aumenta a más altas velocidades relativas en el lado de succión del pasaje más que del lado de presión) y los efectos viscosos asociados con la capa límite de toda la pared del pasaje [47]. La capa de la pared sobre las superficies del hub y shroud son de naturaleza tridimensional y asociada con componentes de velocidad en los pasajes transversales (o secundarios). Las capas límite de los lados de presión y succión del álabe pueden estar sujetos a los efectos de la curvatura y de Coriolis sumados a la influencia de los efectos de gradientes de presión adversos, y están fuertemente afectados por los campos de flujo secundario en el pasaje.

Se ha definido el campo de flujo primario como el flujo en la dirección de la línea central del pasaje y el flujo secundario como el flujo en el plano meridional al flujo primario. El flujo secundario es generado por ambos efectos viscosos y de Coriolis y aceleraciones de curvatura interactuando con gradientes de velocidad [47].

Actualmente se han realizado grandes esfuerzos para explicar el comportamiento de compresores centrífugos usando técnicas numéricas así como investigaciones experimentales. Aunque cada vez se obtienen más altas eficiencias con estas máquinas debido a sus diseños aerodinámicos mejorados, el rango de trabajo del compresor donde su operación es estable es estrecho. El surge es comúnmente adoptado como el límite de operación estable [48].

También en años recientes se ha observado reiteradamente que el desarrollo de compresores centrífugos requiere de un mejor entendimiento de los fenómenos de flujo inestable. Los fenómenos de flujo transitorio tienen significativa influencia en la carga, la eficiencia, la relación de presiones y la emisión de ruido en compresores centrífugos [3].

CAPITULO 2

INSTALACION EXPERIMENTAL

2.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

En la fig. 2.1.1 se muestra la instalación física del experimento que consiste en un banco de pruebas de compresor centrífugo. La instalación experimental consiste de los siguientes elementos:

1. Compresor Centrífugo
2. Motor Eléctrico
3. Flecha de Impulsión
4. Acoplamiento Flexible
5. Juego de Bandas y Poleas
6. Guarda de Seguridad
7. Succión del Compresor
8. Ducto de descarga del Compresor
9. Osciloscopio
10. Medidor de Velocidad
11. Variador de velocidad

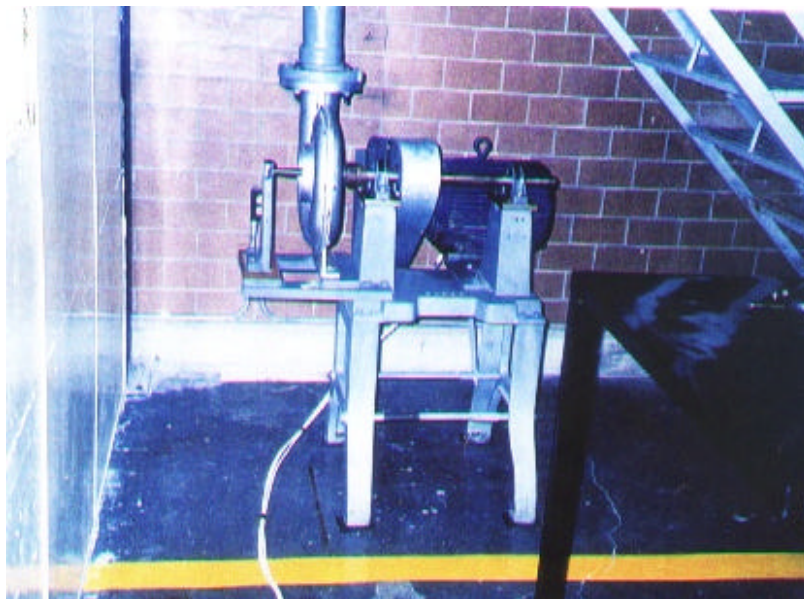


Fig. 2.1.1 Banco Experimental

El objeto de estudio es un compresor centrífugo diseñado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica Aplicada del Instituto Politécnico Nacional. En estas pruebas experimentales el compresor fue operado a velocidades relativamente bajas donde el flujo se consideró incompresible. La potencia impulsora fue suministrada por un motor de 7.5 hp por medio de un conjunto de poleas que permiten la variación de velocidad entre 1333 y 5000 rpm y fue en ese intervalo de velocidades en el cual se llevaron a cabo las pruebas experimentales.

En la descarga del compresor se coloca un tubo con 0.106 m de diámetro con la finalidad de obtener mediciones de velocidad de flujo (fig. 2.1.2).



Fig 2.1.2 Descarga del compresor y tubo de pitot instalado

El flujo másico se obtuvo midiendo la velocidad del flujo en el tubo de descarga mediante un anemómetro de hilo caliente y la velocidad rotacional del compresor se obtuvo con un sistema optoelectrónico cuya señal se envía a un osciloscopio.

En la fig. 2.1.3 se muestra una vista del compresor centrífugo y la geometría del mismo

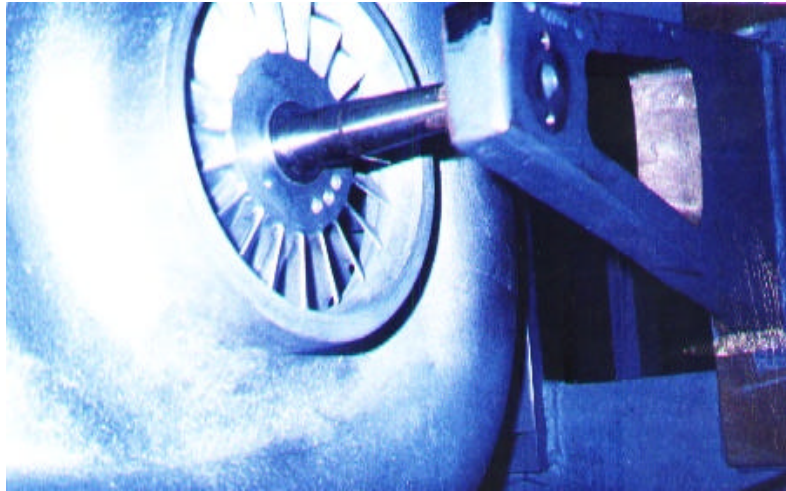


Fig. 2.1.3 Compresor Experimental

2.2 SISTEMA DE COMPRESIÓN

El sistema de compresión consiste de los siguientes componentes: pasaje de entrada al compresor (fig. 2.2.1) , compresor y ducto de salida con una longitud de 1m.

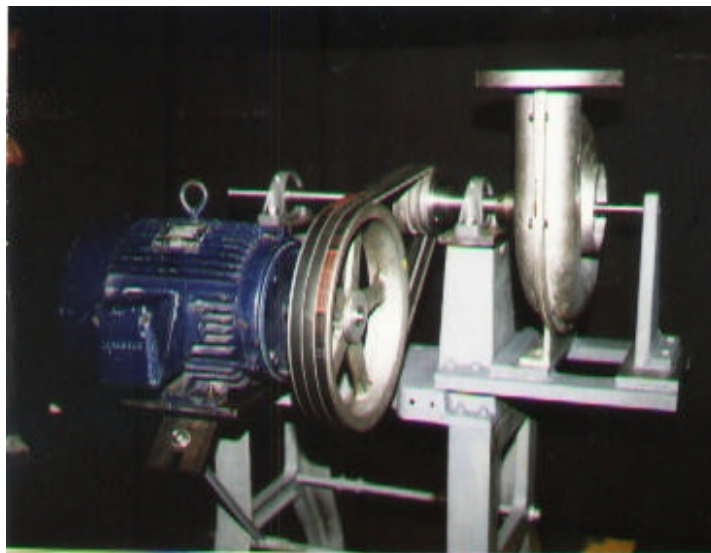


Fig.2.2.1 Sistema de Compresión

2.3 DESCRIPCION DEL COMPRESOR

El compresor es impulsado por un juego de bandas y poleas a través de un motor eléctrico que a la vez es controlado por un variador de velocidad. La conexión del compresor y el sistema impulsor se realiza mediante un acoplamiento flexible que evita que el compresor este sujeto a esfuerzos y vibraciones generadas por el sistema impulsor.

El compresor es del tipo radial con un espacio muerto entre la carcasa y el impulsor, este espacio hace la función de difusor, además contiene una voluta cuya función es coleccionar el flujo másico descargado por el impulsor. El impulsor contiene 20 álabes. El impulsor tiene las dimensiones que se muestran en la fig. 2.3.1 y 2.3.2

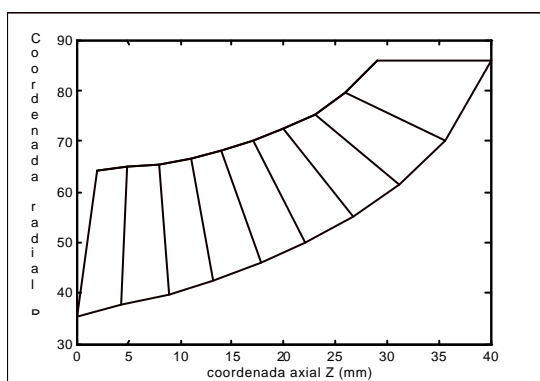


Fig.2.3.1 Perfil Flecha-Carcasa

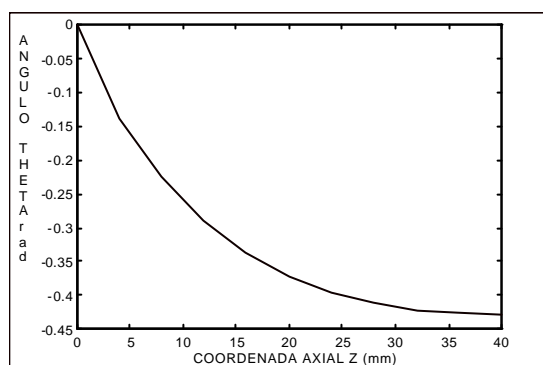


Fig. 2.3.2 Forma Promedio del Alabe

Las especificaciones de diseño se muestran en la tabla 2.3.1. El compresor se diseñó para una eficiencia máxima a una relación de presión de 3 a un flujo másico aproximado de 1.4 Kg/seg.

Flujo Másico :	1.474 Kg/seg
Número de Alabes:	20
Razón de Calores Específicos :	1.4
Constante Gas:	287 J/Kg.K
Temperatura Total de Entrada:	296.15 K
Pérdida de Presión Total Relativa:	4099.7 Nw/m ²
Velocidad Rotacional.	38000 rev/min
Area de Descarga del Rodete :	0.006685 m ²

Tabla 2.3.1 Especificaciones de Diseño del Compresor

2.4 INSTRUMENTACIÓN DE MEDICIÓN

Con la finalidad de estudiar el comportamiento del compresor es necesario medir las siguientes magnitudes

- Presión Estática P_0
- Presión Total P
- Velocidad de Flujo V
- Flujo Másico m
- Velocidad Rotacional N

El presente trabajo considera solo las mediciones en la tubería de descarga del compresor en función de las condiciones ambientales de la succión, pero no considera mediciones dentro de los pasajes rotatorios del compresor ni en la carcasa.

La presión estática y la presión total se obtienen de un tubo pitot conectado a un manómetro de columna líquida para posteriormente calcular la velocidad del flujo en la tubería de descarga del compresor por medio de la fórmula:

$$V_A = \sqrt{\frac{2(P - P_0)}{\rho}} \quad 2.4.1$$

El flujo másico se calcula mediante la fórmula

$$\dot{m} = \bar{V} \rho A \quad 2.4.2$$

Siendo V_A , ρ y \bar{V} respectivamente la velocidad axial en la tubería, la densidad del aire y la velocidad media en la tubería.

La velocidad rotacional del compresor es medida mediante un circuito electrónico que consta de un sensor opto-electrónico el cual genera una señal que va a un osciloscopio.

2.4.1 MEDICIÓN DE PRESIÓN TOTAL Y ESTÁTICA

Las mediciones de presión estática y presión total se obtienen de la tubería de descarga del compresor centrífugo mediante un tubo pitot colocado 50 cm corriente debajo de la descarga del compresor, esta señal se dirige hacia un conjunto de manómetros de agua de los cuales se leen las presiones correspondientes tal como se observa en la siguiente fig. 2.4.1.1

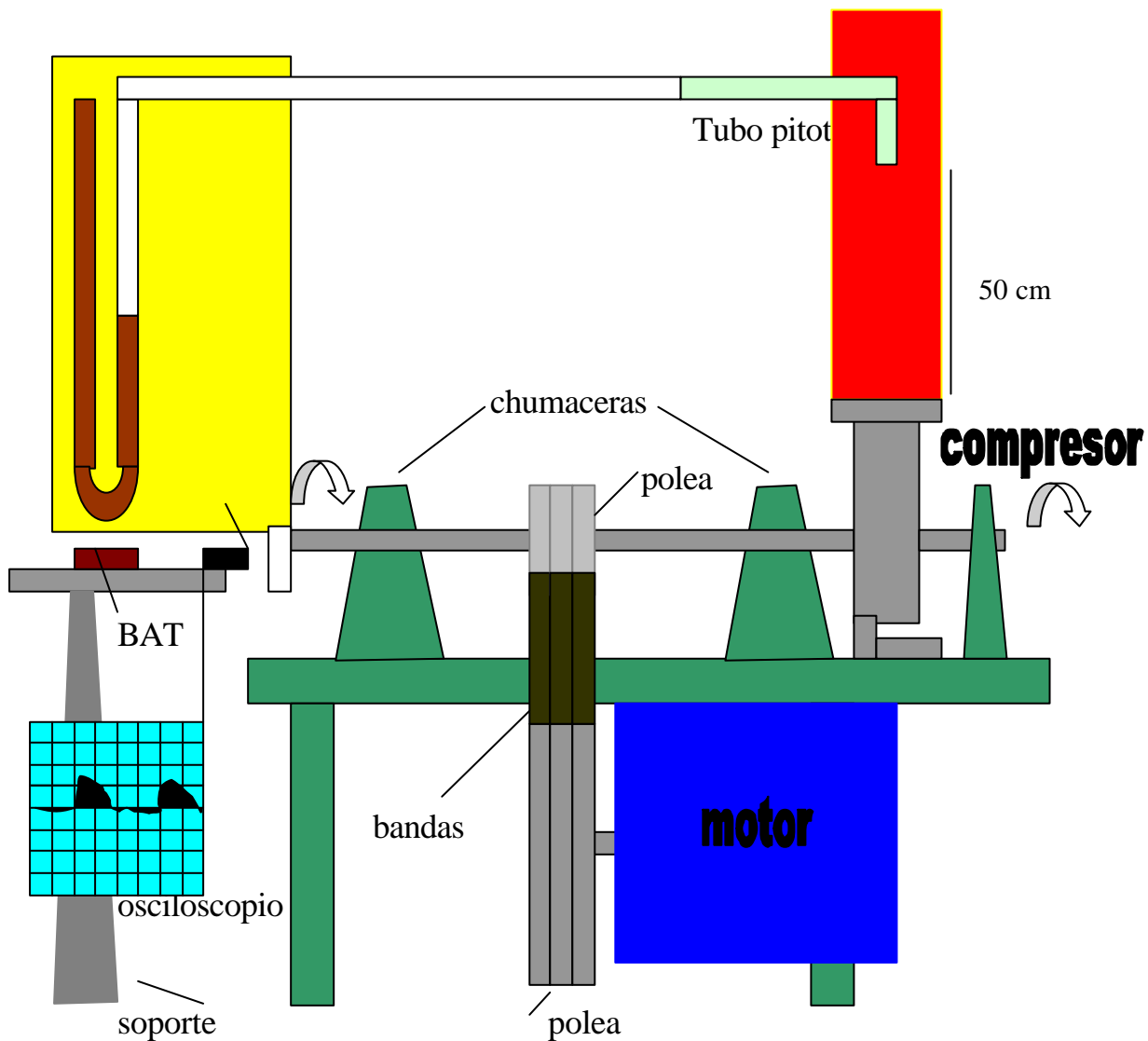


Fig. 2.4.1.1 Forma en que se coloca el Tubo Pitot.

Se llevan a cabo pruebas a diferentes velocidades cuyos resultados de las mediciones en presión estática y presión total se resumen en la tabla 2.4.1.1

Vc	Po	Ps
1333	2.5	0
1500	4.5	0
2000	6	1
2500	10	1
3000	14.5	2
3500	18.5	2
4000	24.5	3
4500	31	3
5000	41	3

Tabla 2.4.1.1 Presión Medida a Diferentes Velocidades del Compresor

Donde:

$V_c(RPM)$ = velocidad del compresor en revoluciones por minuto.

$P_t(mm)$ = presión total en milímetros de agua.

$P(mm)_s$ = presión estática en milímetros de agua.

Posteriormente se procede a realizar un barrido diametral utilizando el tubo pitot en dos direcciones perpendiculares cuyo origen es el centro de la tubería de descarga del compresor con la finalidad de conocer el comportamiento de la presión en la sección transversal de la tubería de descarga del compresor. La disposición del experimento se presenta en la fig. 2.4.1.2.

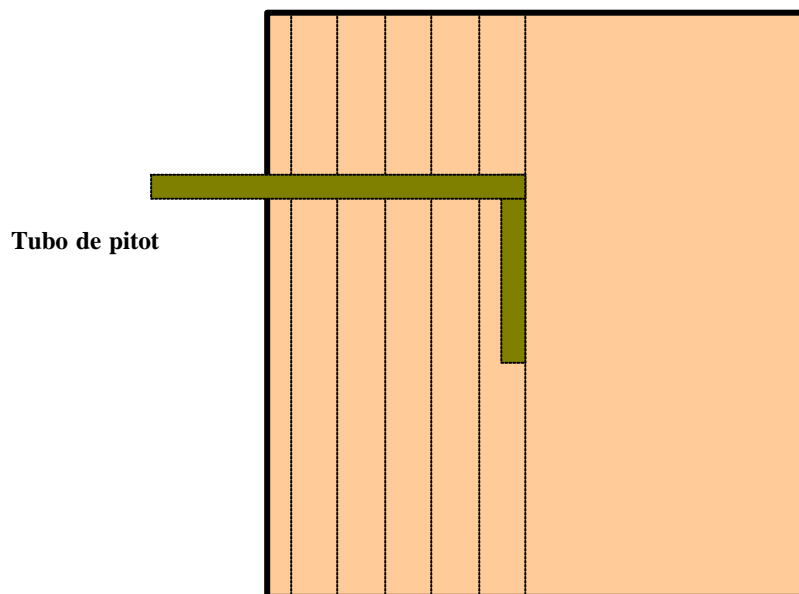
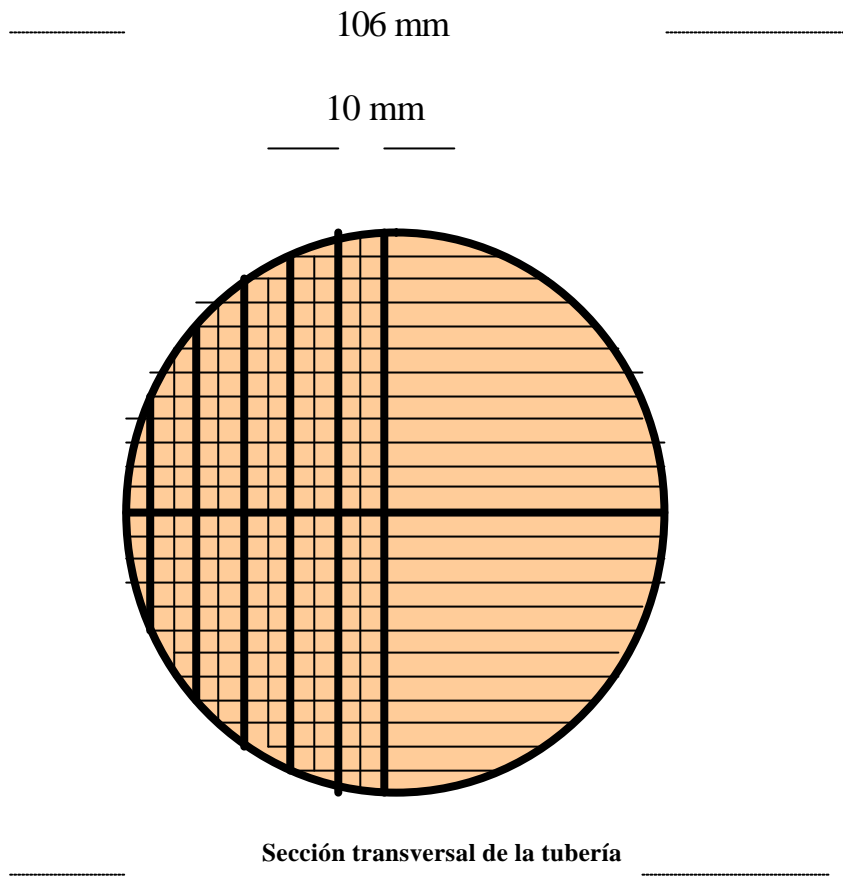


Fig. 2.4.1.2 Forma en que se Realiza el Barrido con el Tubo Pitot.

A continuación se resumen en la tabla 2.4.1.2 los resultados obtenidos de presión total P_o y presión estática P para la velocidad rotacional del compresor de 5000 r.p.m.

distancia desde el centro del tubo	P_o	P
0	43	4
10	42.5	3.5
20	41.5	3
30	42	3
40	41.5	3
50	41.5	3

Tabla 2.4.1.2 Comportamiento de la Presión en la dirección Radial de la Tubería de Descarga.

Cabe mencionar que a las otras velocidades del compresor en las que se experimento, el comportamiento del campo de presiones fue el mismo.

2.4.2 MEDICION DEL FLUJO MASICO

Para este experimento se considera que el flujo es incompresible a través del compresor centrífugo, y el flujo másico se calcula de la siguiente fórmula:

$$m_{\text{exp}} = \bar{V} A \rho \quad \text{2.4.2.1}$$

donde \bar{V} es la velocidad media en la tubería de descarga, A es la sección del tubo, ρ es la densidad del aire y m_{exp} es el flujo másico experimental. Las variables anteriores se calculan en la tubería de descarga del compresor centrífugo, esta tubería tiene un diámetro de 10.6 cm.

Para cada velocidad del compresor existe una \bar{V} correspondiente en la tubería de descarga, esta velocidad media se calcula muy aproximadamente mediante la fórmula

$$\bar{V} = \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_o - P)} \quad 2.4.2.2$$

Esta fórmula se puede reducir a la siguiente expresión más simple:

$$\bar{V} \approx 4.06\sqrt{(P_o - P)} \quad 2.4.2.3$$

donde P_o y P se dan en mm de agua.

En la siguiente tabla 2.4.2.1 se presentan los resultados para la velocidad calculada a la descarga del compresor así como el flujo másico.

Velocidad rotacional (r.p.m)	Presión Total (mm H ₂ O)	Presión Estática (mm H ₂ O)	Velocidad Media (m/seg)
1133	2.5	0	6.4
1500	4.5	0	8.59
2000	6	1	9.05
2500	10	1	12.15
3000	14.5	2	14.31
3500	18.5	2	16.45
4000	24.5	3	18.77
4500	31	3	21.43
5000	41	3	25

Fig. 2.4.2.1 Velocidad en la Tubería de Descarga del Compresor.

Estas velocidades concuerdan muy bien con aquellas obtenidas mediante el anemómetro de hilo caliente, fig. 2.4.2.1.

Se mide con la sonda de hilo caliente la velocidad promedio del aire en el centro del diámetro del ducto y a diferentes velocidades del compresor. Los resultados se muestran en la tabla 2.4.2.2 .

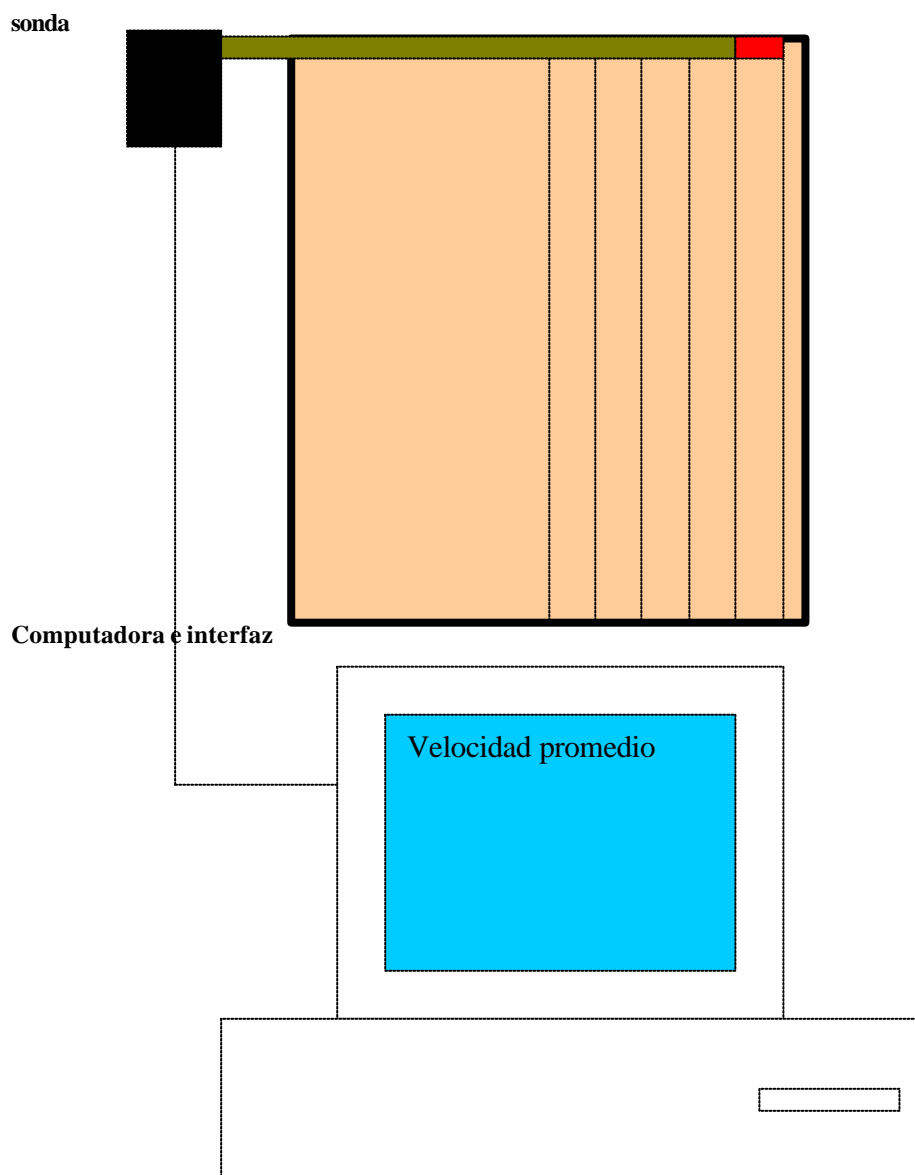


Fig. 2.4.2.1 Forma en que se Realiza el Barrido con la Sonda de Hilo Caliente.

Vc (r.p.m)	Vf (m/seg)	muestras/min
1333	6.46	6
1500	7.52	6
2000	9.92	6
2500	12.23	6
3000	14.82	6
3500	17.16	6
4000	19.45	6
4500	22.18	6
5000	26.505	6

Tabla. 2.4.2.2 Velocidades Obtenidas con la Sonda de Hilo Caliente.

Compárese esta tabla con la obtenida utilizando las mediciones por medio del tubo pitot, como en la tabla 2.4.2.3.

Velocidad rotacional (r.p.m)	Velocidad Obtenida con Pitot (m/seg)	Velocidad Obtenida con Anemómetro (m/seg)
1133	6.4	6.46
1500	8.59	7.52
2000	9.05	9.92
2500	12.15	12.23
3000	14.31	14.82
3500	16.45	17.16
4000	18.77	19.45
4500	21.43	22.18
5000	25	26.505

Tabla. 2.4.2.3 Comparativo de las Velocidades Obtenidas.

2.4.3 MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD ROTACIONAL.

el compresor centrífugo experimental se prueba en el intervalo de 1333 a 5000 revoluciones por minuto, esta velocidad rotacional se controla mediante un variador de velocidad conectado directamente a un motor de c.a. el cual es el medio impulsor del compresor.

La instrumentación utilizada para medir la velocidad rotacional del compresor consiste en los siguientes elementos: diodo emisor de luz, fototransistor, circuito de polarización y osciloscopio.

En un circuito sensor óptico- reflexivo son contenidos el diodo y fototransistor, como se muestra en las fig. 2.4.3.1 y 2.4.3.2

Fig. 2.4.3.1 Sensor Electrónico Optico Reflectivo.

Fig. 2.4.3.2 Diagrama Electrónico

La velocidad rotacional se mide por el principio de reflexión de la luz con un diodo emisor de luz y un fototransistor montado en torno a un eje sobre el cual convergen las señales boticas. El fototransistor responde a la radiación del emisor solo cuando un objeto reflectivo para por su campo de acción

En la figura 2.4.3.3 se presentan el circuito físico en el cual se observa el sensor óptico reflectivo fijo al extremo de la flecha del compresor, se presenta también, la salida de la señal (cable rojo y negro) que va al osciloscopio y que mide la velocidad del compresor

Fig. 2.4.3.1 Circuito Sensor Electrónico para la Medición de Velocidad en el Compresor.

CAPITULO 3

SIMULACIÓN COMPUTACIONAL.

A continuación se lleva a cabo la simulación computacional del comportamiento de flujo a través de los álabes del compresor centrífugo para las diferentes condiciones de velocidad rotacional (ω), flujo másico (\dot{m}) en las que se experimentó utilizando el banco de pruebas diseñado y construido en el Labinthap.

Se aplica un programa computacional, Vanco (1972), para presentar los resultados gráficamente. El programa calcula la distribución de velocidades en el plano meridional del impulsor de compresor centrífugo con alabes rectos diseñado en el Laboratorio de Ingeniería Térmica e Hidráulica

Adicionalmente se utiliza este programa para calcular las curvas de comportamiento de relación de presiones vs flujo másico, los resultados muestran un rango de comportamiento estable cerca del punto de diseño, así como puntos de máxima eficiencia cerca del “surge” tal como se encuentra tradicionalmente en la literatura.

3.1 SUPOSICIONES BÁSICAS DEL PROGRAMA DE CÓMPUTO.

Las suposiciones básicas son que hay flujo relativo estacionario y que el fluido es no viscoso e isentrópico. Para esto se hace uso de un factor de corrección para considerar las pérdidas suponiendo una pérdida en la presión total relativa que varía desde cero en la entrada a un máximo en la salida del pasaje del álabe. El problema de obtener una solución aproximada a un problema de flujo de fluido tridimensional se considera simplificada si se hacen ciertas suposiciones de tal forma que el problema pueda ser reducido a la solución de una serie de problemas bidimensionales sobre superficies de corriente alabe-alabe y flecha-carcasa (nuestro caso) como se muestra en la Figura 3.1.1. El método usado aquí para obtener una solución de líneas de corriente sobre cualquier superficie de corriente, ya sea flecha-carcasa o álabe-álabe, es esencialmente el mismo y se conoce como el método de la quasi-ortogonal Katsanis (1964).

La suposición inicial usada aquí es que la superficie media entre los alabes es una superficie de corriente. Con esta suposición, se obtiene una solución

bidimensional en el plano meridional por el método de las quasi-ortogonales. Esta solución define una superficie álabo-alabe para cada línea de corriente meridional, y de esta manera se obtienen soluciones sobre esas superficies por el método de la quasi-ortogonal, dando como resultado una distribución de velocidad a través del pasaje.

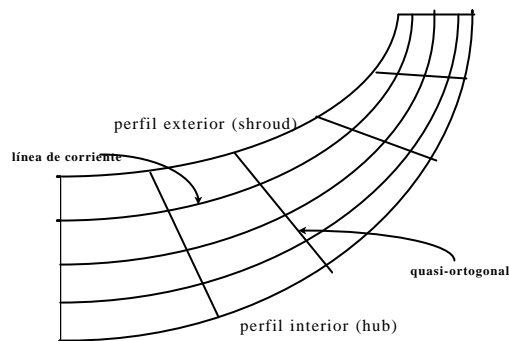


Fig. 3.1. 1. Representación que muestra las quasi-ortogonales y líneas de corriente del perfil meridional.

3.2 ESTRATEGIA DE SOLUCIÓN

En este programa se supone conocida la superficie de corriente media entre alabes, desde la flecha hasta los límites con la carcasa. Sobre esta superficie de corriente se obtiene una solución bidimensional para la distribución de velocidades. Este método se basa en la ecuación para el gradiente de velocidad a lo largo de una línea recta arbitraria llamada quasiortogonal que intersecta las líneas de corriente como indica la fig.3.1.1.

Las ecuaciones 3.2.1 y 3.2.2 donde el gradiente de velocidad a lo largo de una quasiortogonal en el plano meridional Vanco (1972).

$$\frac{dW}{ds} = \left(A \frac{dr}{ds} + B \frac{dz}{ds} \right) W + C \frac{dq}{ds} + D \frac{dz}{ds} + \left(\frac{dh'_i}{ds} - \mathbf{w} \frac{d\mathbf{l}}{ds} \right) \frac{1}{W} \quad (3.2.1)$$

donde

$$A = \frac{\cos^2 \mathbf{b} \cos \mathbf{a}}{r_c} - \frac{\sin^2 \mathbf{b}}{r} + \sin \mathbf{a} \cos \mathbf{b} \sin \mathbf{b} \frac{dq}{dr}$$

$$B = -\frac{\cos^2 \mathbf{b} \text{ Sena}}{r_c} + \text{Sena} \cos \mathbf{b} \text{ Senb} \frac{\mathcal{I}q}{\mathcal{I}z}$$

$$C = \text{Sena} \cos \mathbf{b} \frac{dW_m}{dm} - 2w \text{ Senb} + r \cos \mathbf{b} \left(\frac{dW_q}{dm} + 2w \text{ Sena} \right) \frac{\mathcal{I}q}{\mathcal{I}r} \quad (3.2.2)$$

$$D = \cos \mathbf{a} \cos \mathbf{b} \frac{dW_m}{dm} + r \cos \mathbf{b} \left(\frac{dW_q}{dm} + 2w \text{ Sena} \right) \frac{\mathcal{I}q}{\mathcal{I}z}$$

A parte de la ecuación 3.2.1, que representa la ecuación de equilibrio, se deben satisfacer la ecuación de continuidad, la ecuación de gases ideales y la ecuación de energía.

3.3 DETALLES DEL MODELO.

Cada malla se formo por la intersección de las quasi-ortogonales y las líneas de corriente, en este caso, fue de 21x 10, como se muestra en la fig 3.3.1

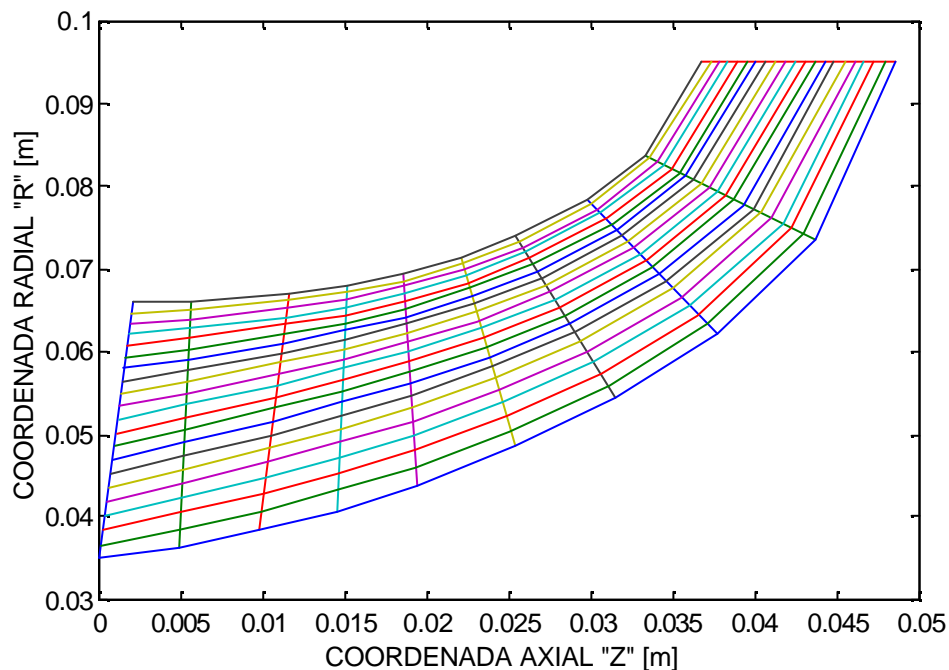


Fig. 3.3. 1. Representación de las Mallas de Solución.

3.4 APLICACIÓN DEL PROGRAMA SIMULADOR

a continuación se obtienen las graficas del comportamiento del patrón de corriente, velocidad relativa, presión y temperatura para los correspondientes valores de velocidad rotacional y flujo másico del compresor en los cuales se realizó el experimento.

Los datos de diseño del compresor centrífugo se dan a continuación (tabla 4.1):

Flujo Másico	1.474 Kg/seg
Numero de alabes	20
Razón de Calores Específicos	1.4
Constante de Gas	287 J/KgK
Temperatura Total de Entrada	296.15 K
Perdida de Presión Total Relativa	5560.7Nw/m ²
Velocidad Rotacional	4099.15 rad/seg
Area de Descarga del Rodete	0.006685 m ²

Tabla 4.1 Parámetros de Diseño del Compresor

Los resultados obtenidos de la aplicación del programa se muestran en las fig.3.4.1 – 3.4.36.

El programa calcula la velocidad promedio a la salida del impulsor y se indica en cada grafica de velocidad.

En el anexo 1 se presenta la metodología que se aplica para correr el programa, esta metodología incluye la tabla de resultados de salida y el archivo de datos que contiene los parámetros termodinámicos del compresor, el perfil meridional, la forma promedio del álabe y la tabla de espesores del álabe. El programa esta codificado en lenguaje FORTRAN, pero como se indica en el anexo 1 los resultados de salida se dan en forma numérica, en este trabajo se ha adaptado a este código un programa MAT-LAB que permite presentar los resultados en forma grafica, estos programas MAT-LAB se listan en el anexo2.

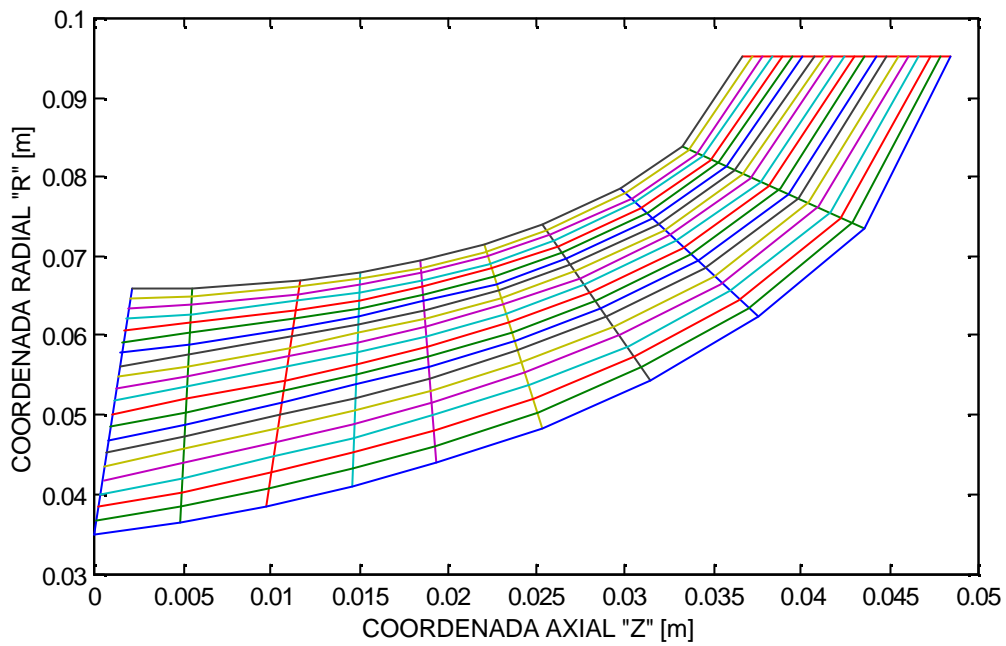


Fig. 3.4.1 Comportamiento del Patron de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 1133 rpm y un flujo másico de 0.0677 Kg/seg.

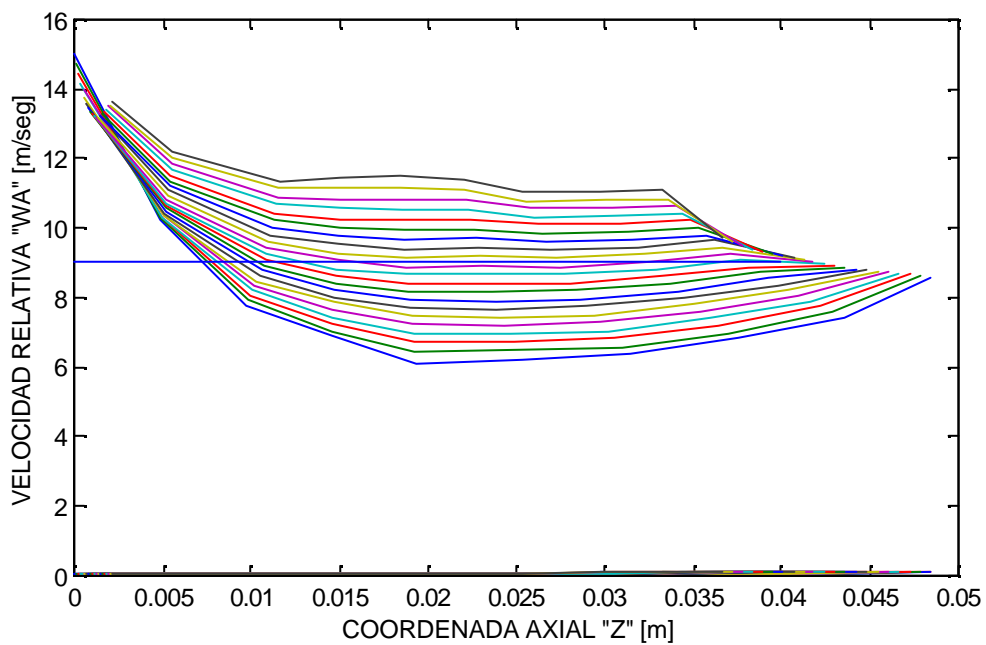


Fig. 3.4.2 Comportamiento de la Velocidad Relativa a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 1133 rpm y un flujo másico de 0.0677 Kg/seg.

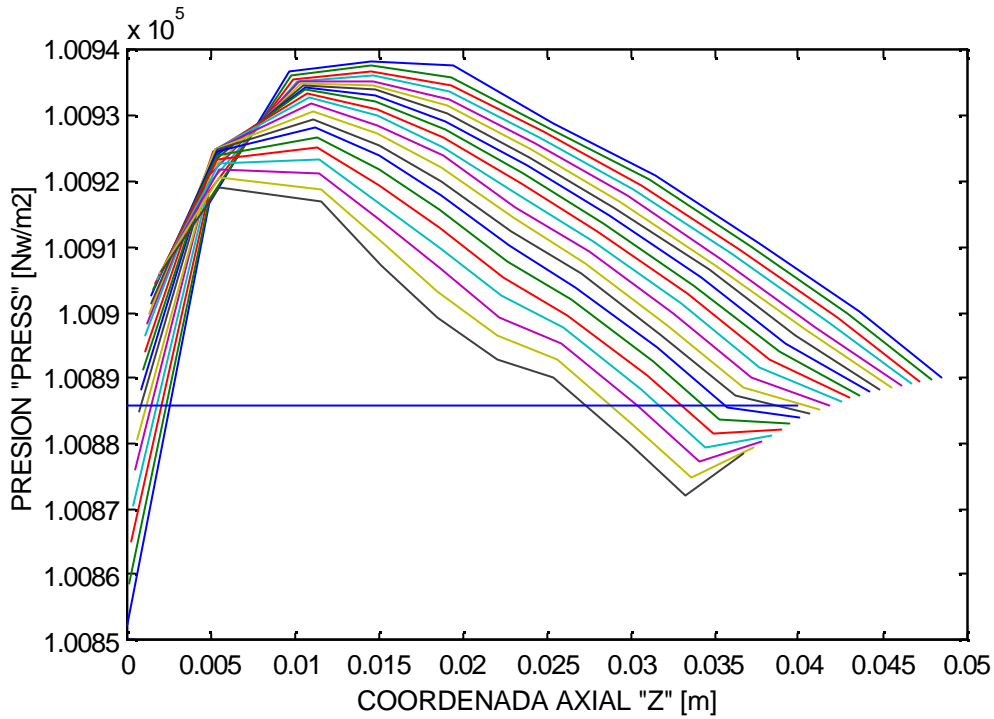


Fig. 3.4.3 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 1133 rpm y un flujo másico de 0.0677 Kg/seg.

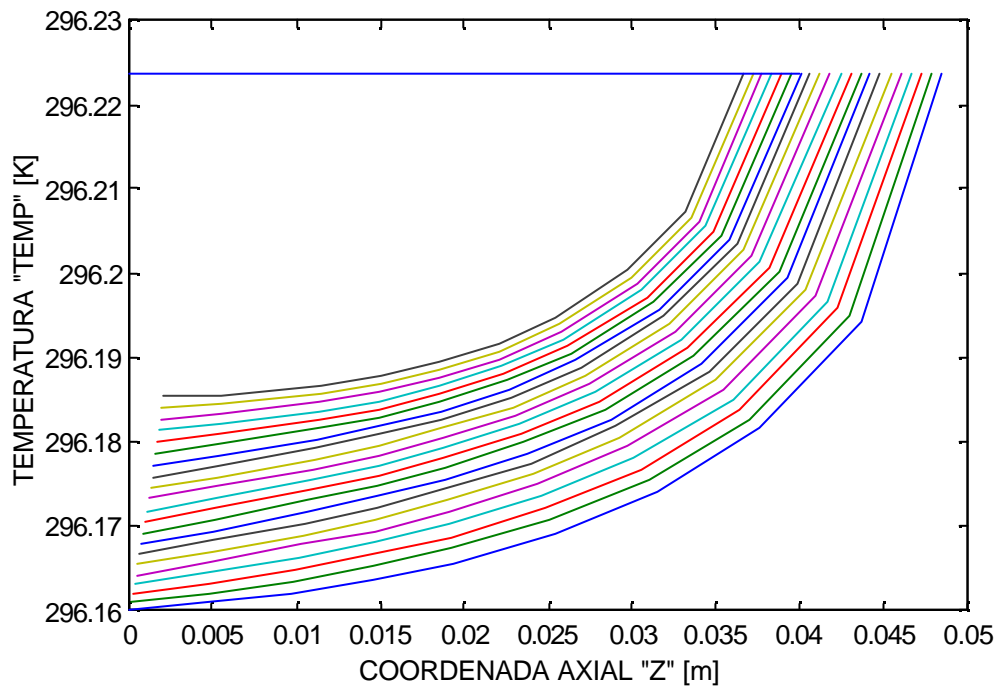


Fig. 3.4.4 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 1133 rpm y un flujo másico de 0.0677 Kg/seg.

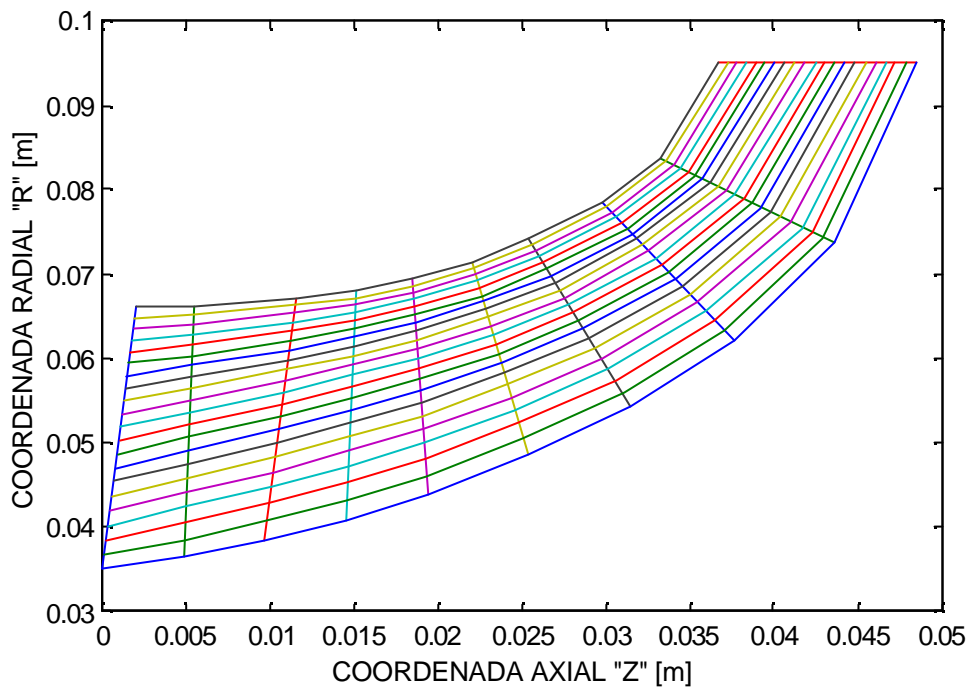


Fig. 3.4.5 Comportamiento del Patron de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 1500 rpm y un flujo másico de 0.0788 Kg/seg.

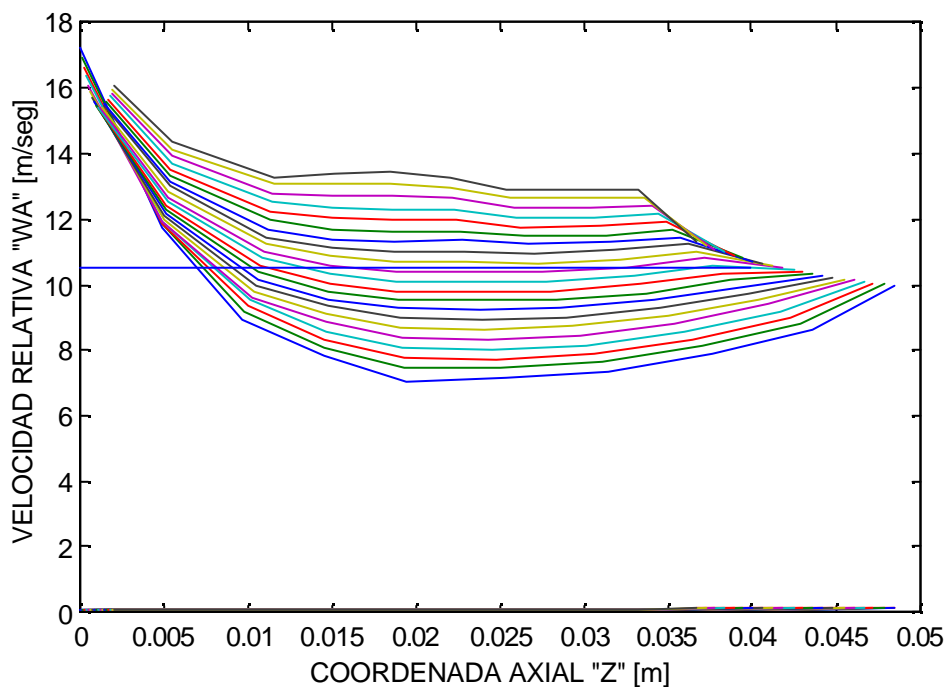


Fig. 3.4.6 Comportamiento de la Velocidad Relativa a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 1500 rpm y un flujo másico de 0.0788 Kg/seg.

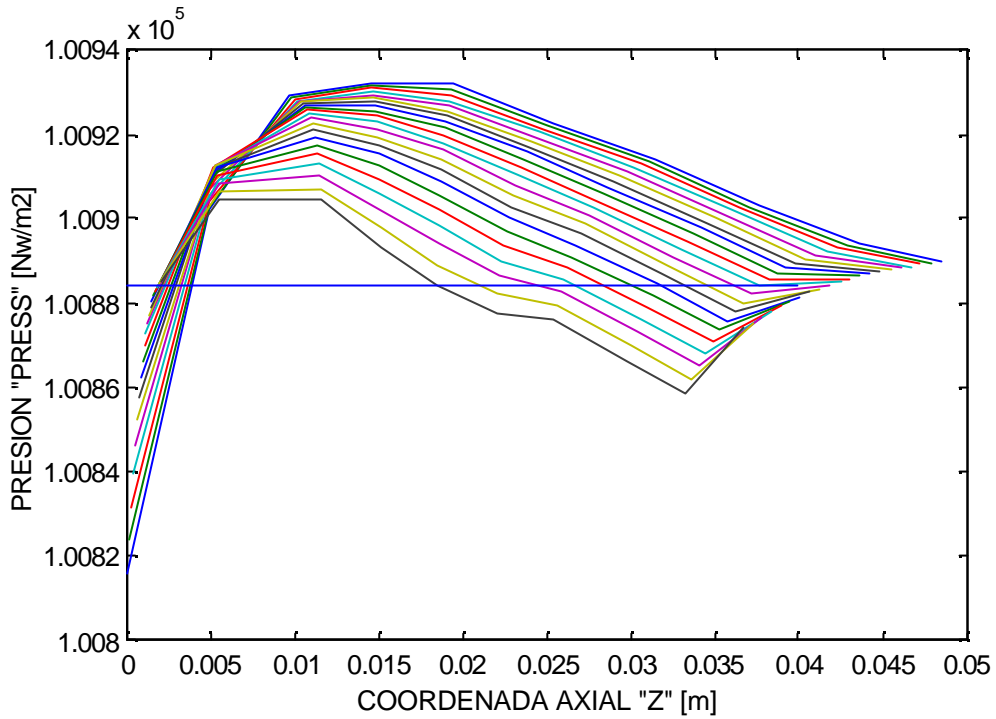


Fig. 3.4.7 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 1500 rpm y un flujo másico de 0.0788 Kg/seg.

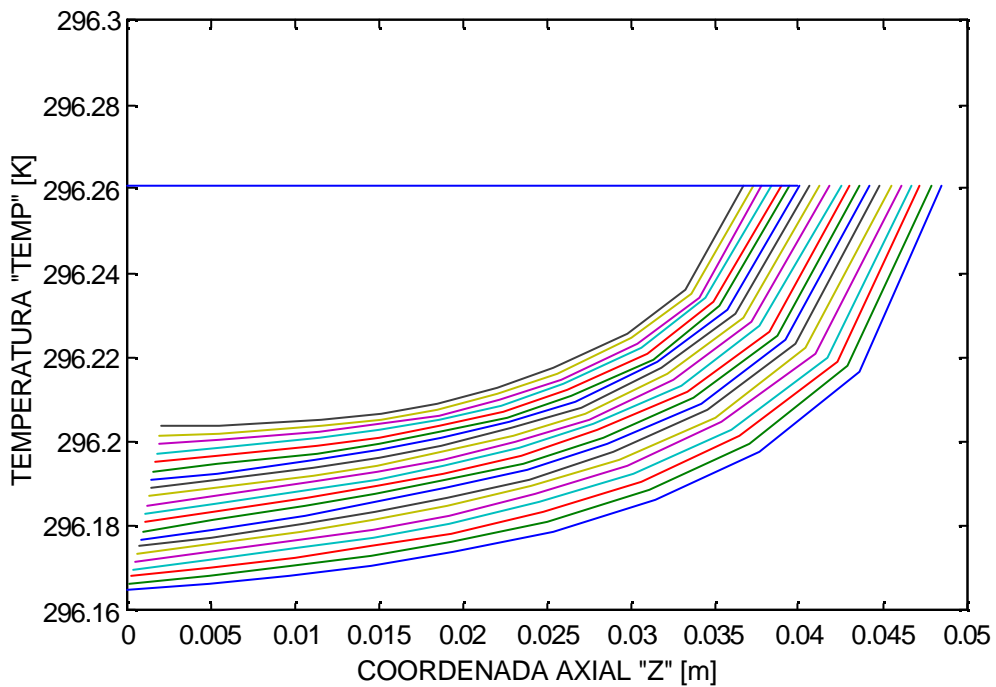


Fig. 3.4.8 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 1500 rpm y un flujo másico de 0.0788 Kg/seg.

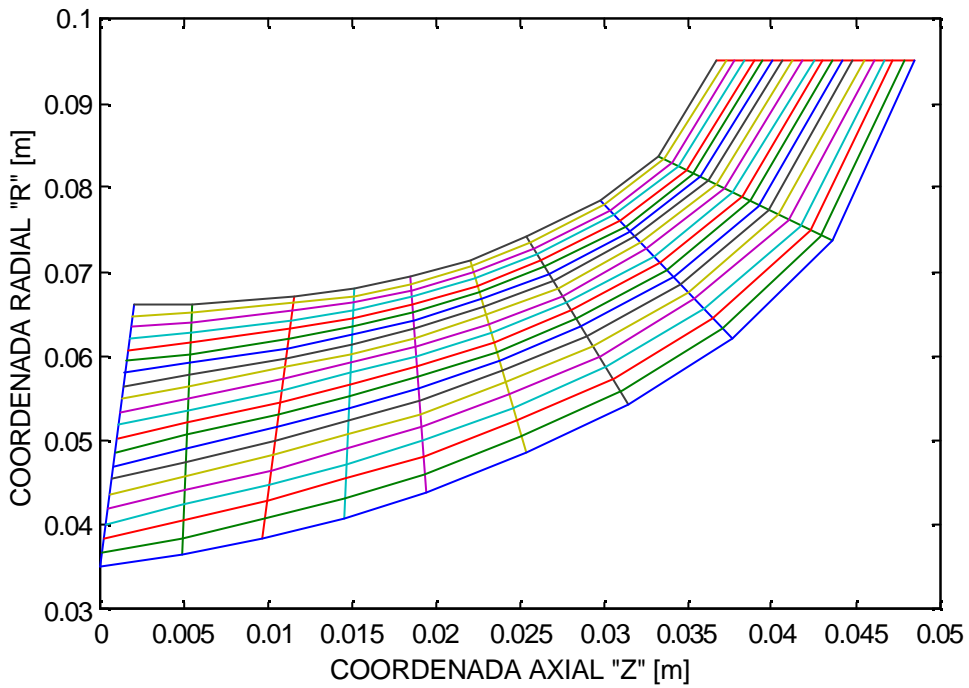


Fig. 3.4.9 Comportamiento del Patron de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 2000 rpm y un flujo másico de 0.1039 Kg/seg.

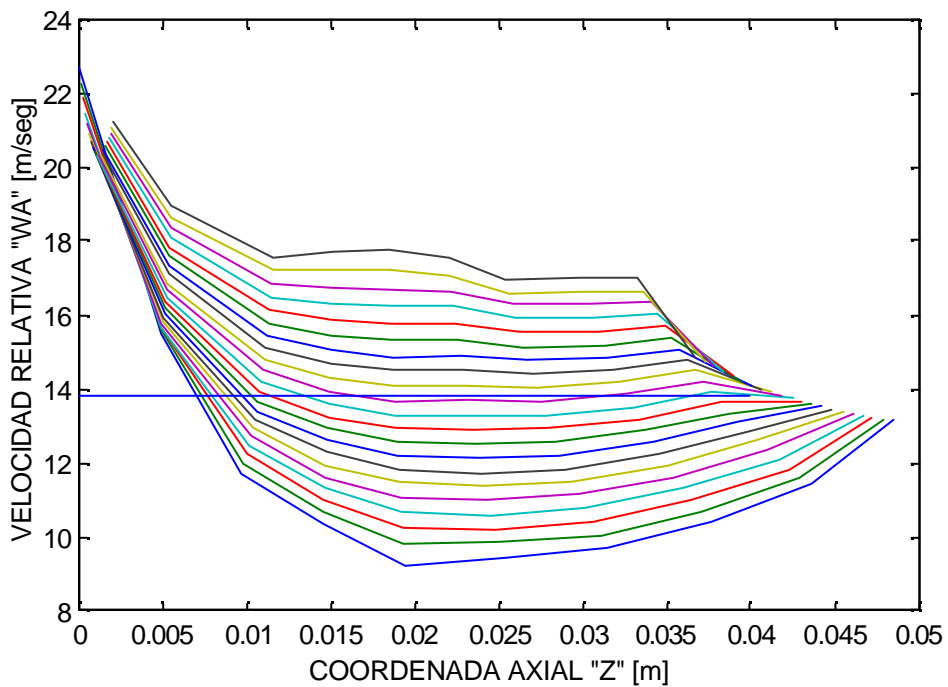


Fig. 3.4.10 Comportamiento de la Velocidad Relativa a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 2000 rpm y un flujo másico de 0.1039 Kg/seg.

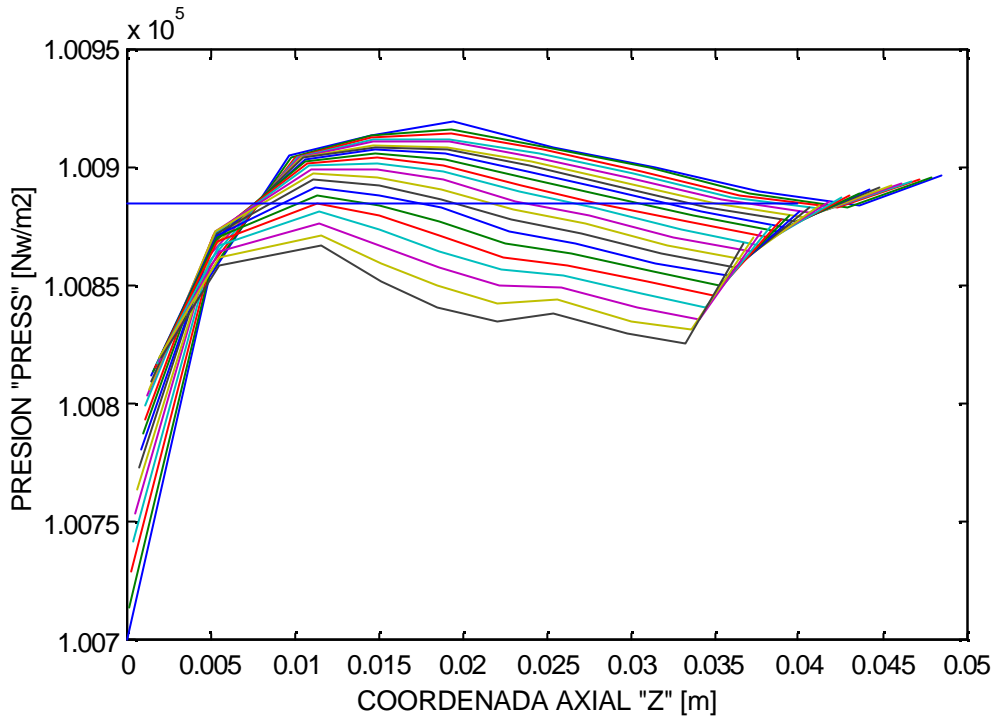


Fig. 3.4.11 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 2000 rpm y un flujo másico de 0.1039 Kg/seg.

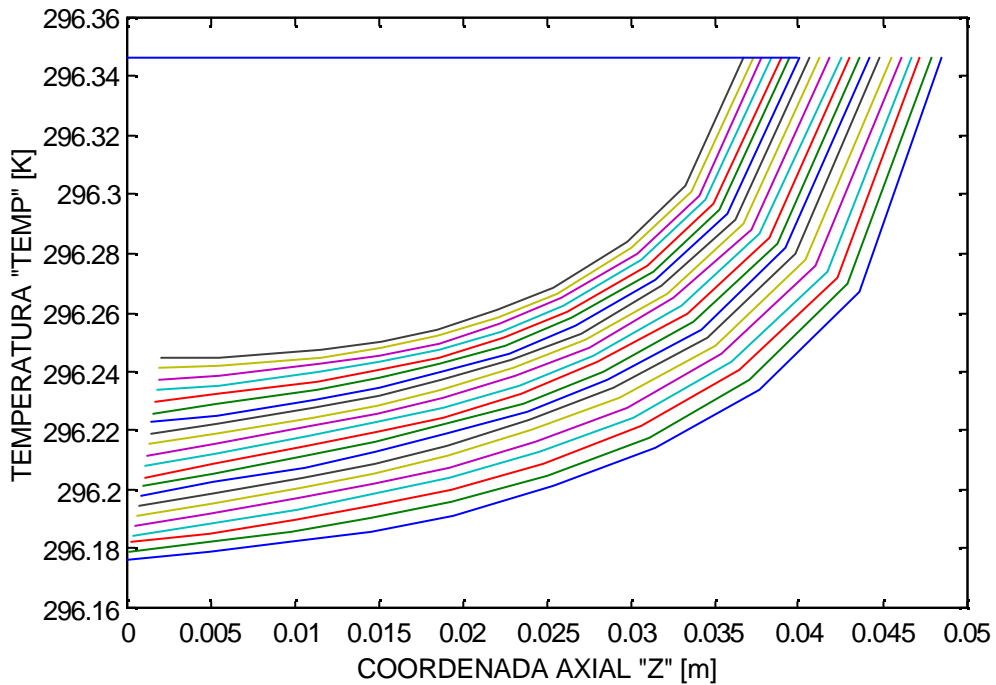


Fig. 3.4.12 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 2000 rpm y un flujo másico de 0.1039 Kg/seg

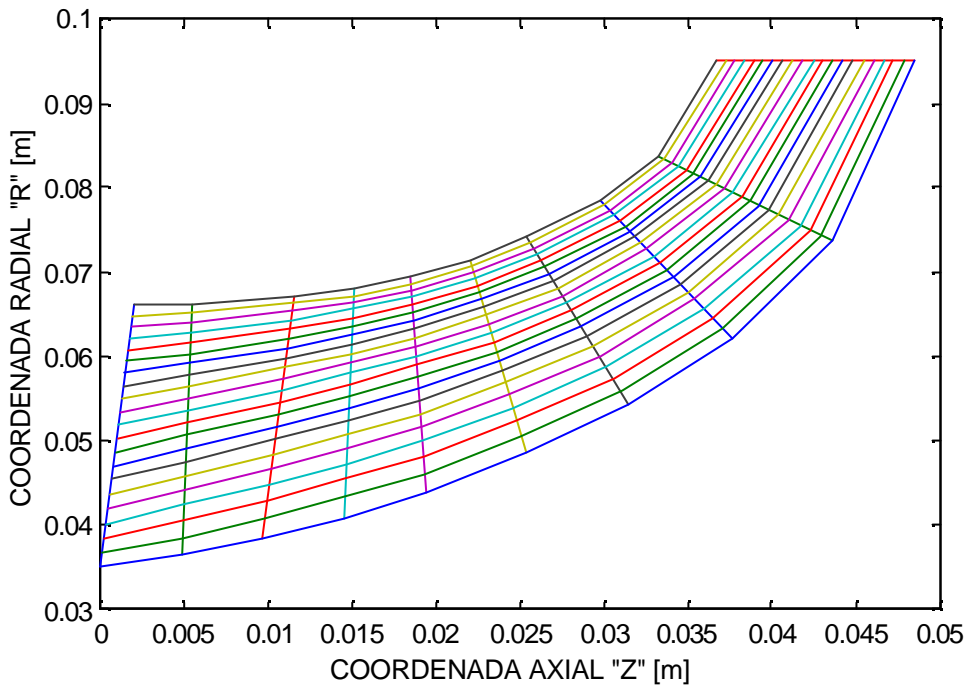


Fig. 3.4.13 Comportamiento del Patron de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 2500 rpm y un flujo másico de 0.1284 Kg/seg.

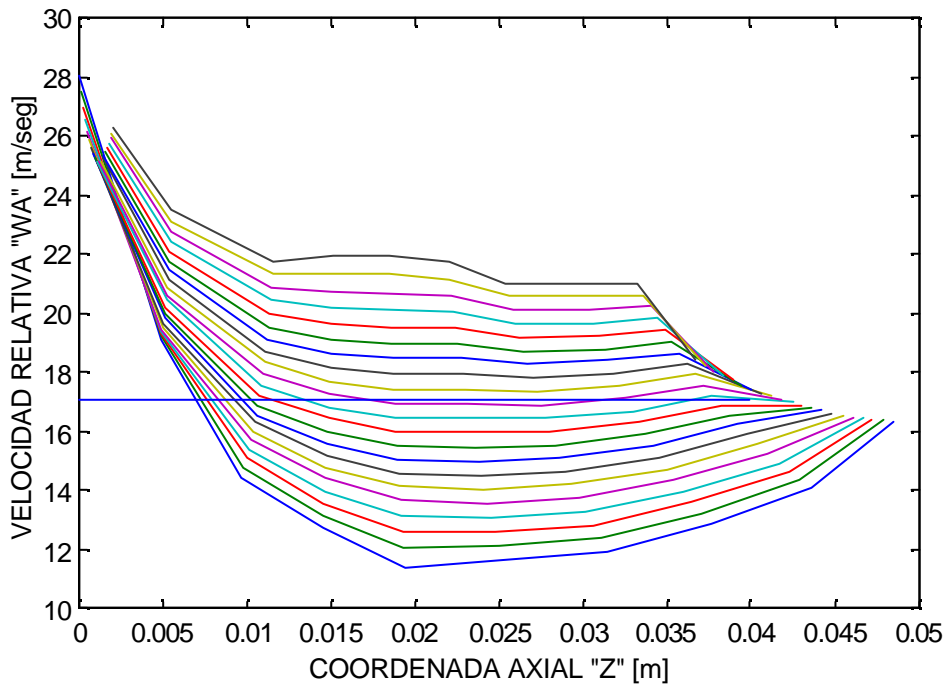


Fig. 3.4.14 Comportamiento de la Velocidad Relativa a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 2500 rpm y un flujo másico de 0.1284 Kg/seg.

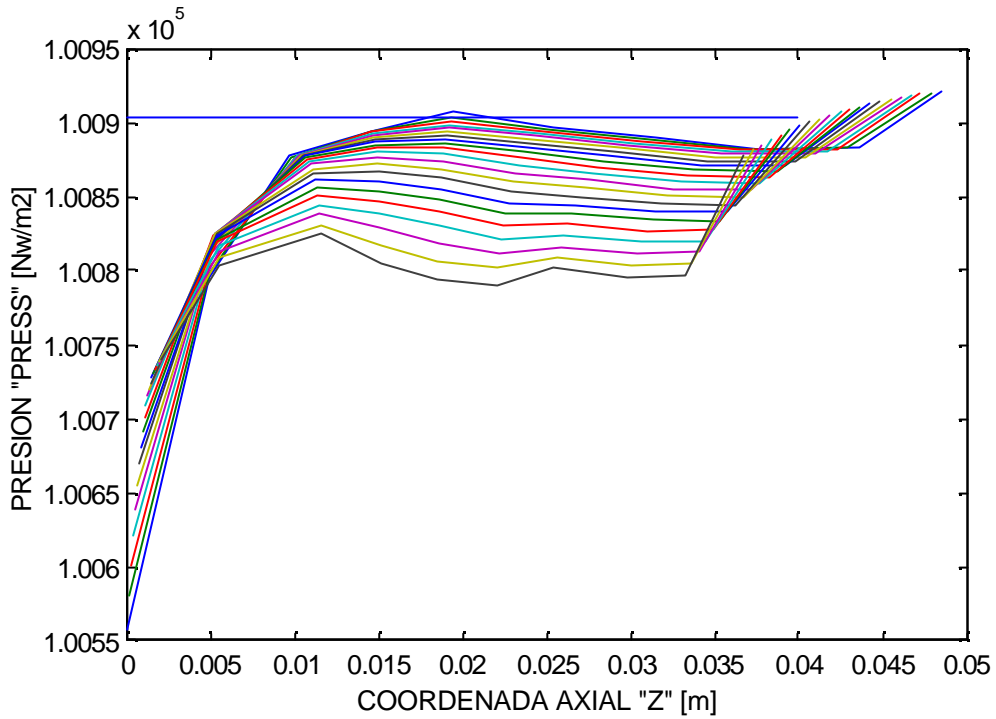


Fig. 3.4.15 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 2500 rpm y un flujo másico de 0.1284 Kg/seg.

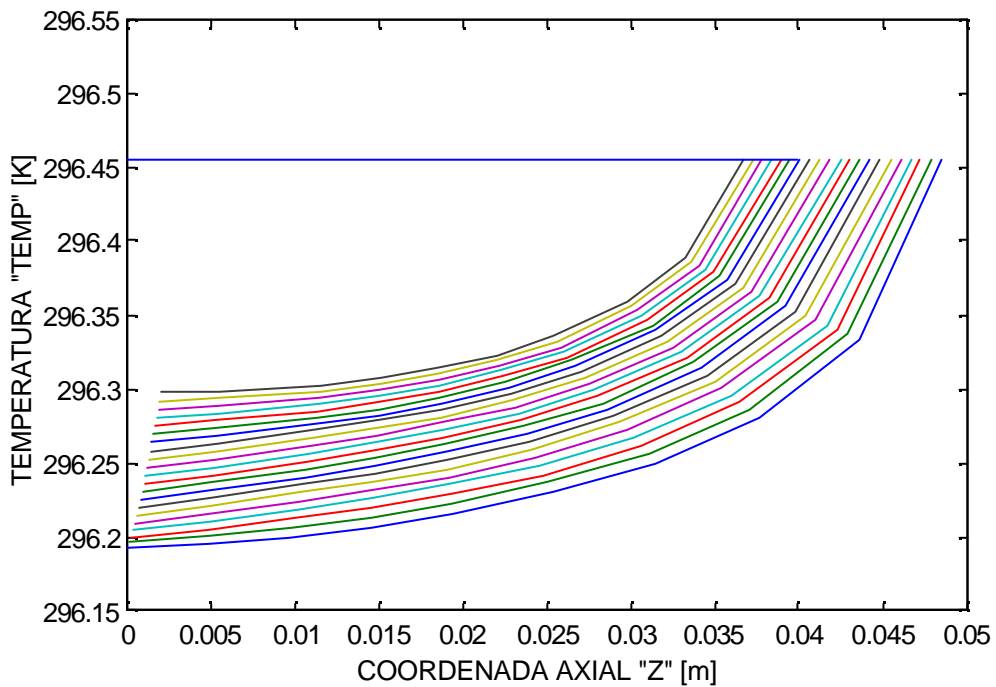


Fig. 3.4.16 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 2500 rpm y un flujo másico de 0.1284 Kg/seg.

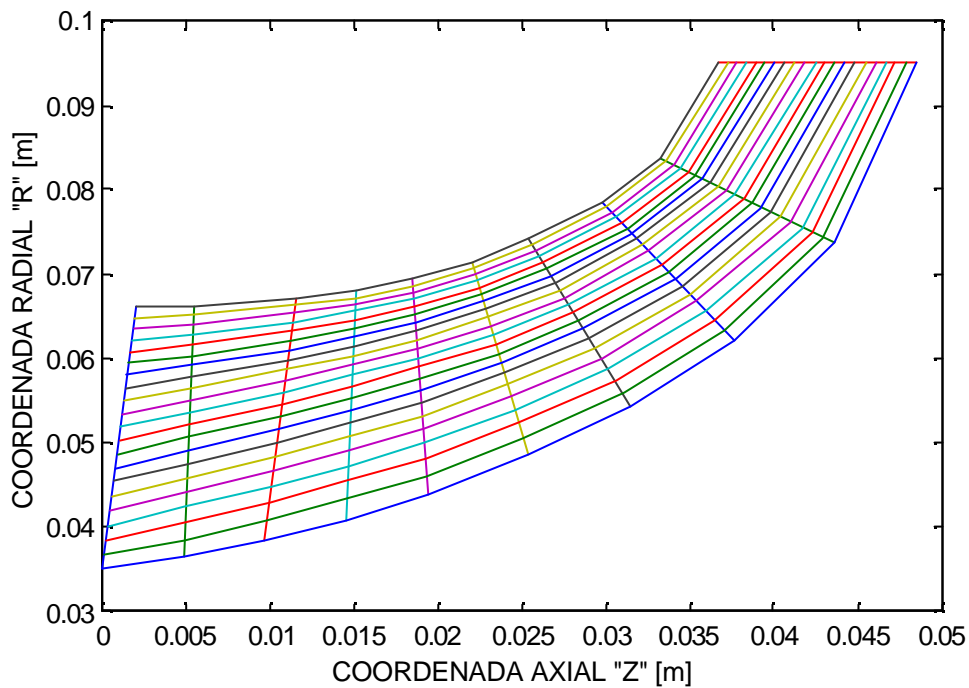


Fig. 3.4.17 Comportamiento del Patrón de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 3000 rpm y un flujo másico de 0.1553 Kg/seg.

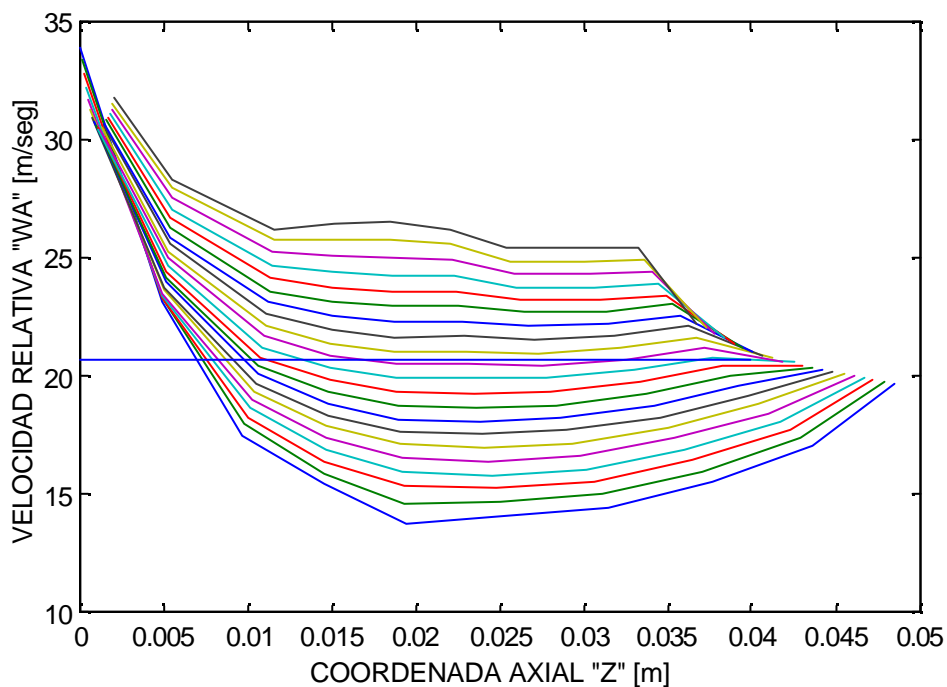


Fig. 3.4.18 Comportamiento de la Velocidad Relativa a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 3000 rpm y un flujo másico de 0.1553 Kg/seg.

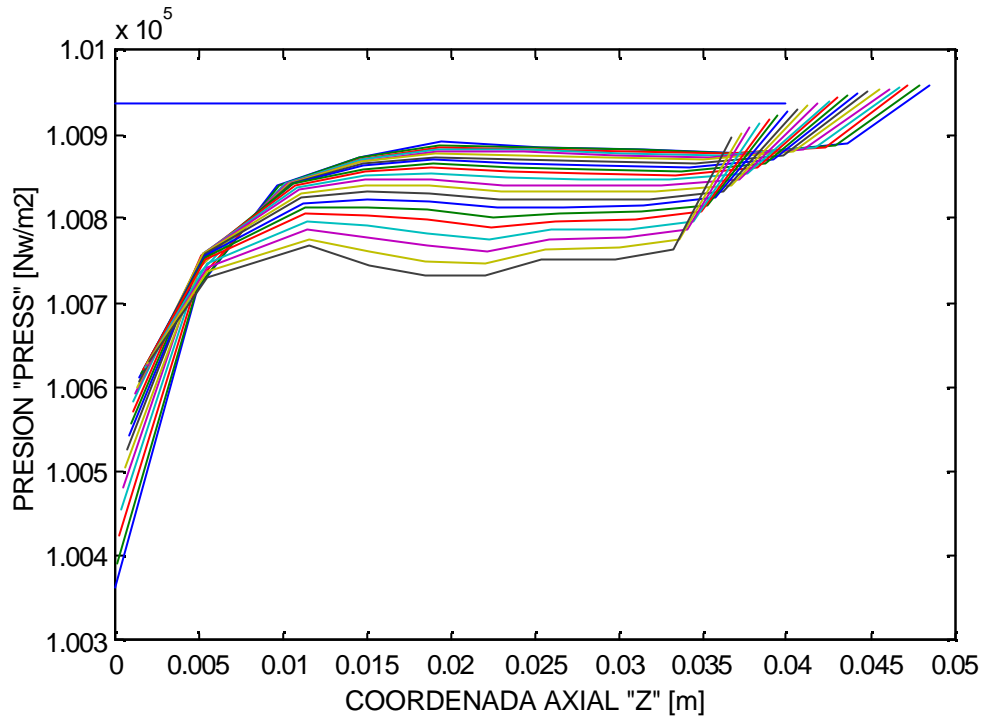


Fig. 3.4.19 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 3000 rpm y un flujo másico de 0.1553 Kg/seg.

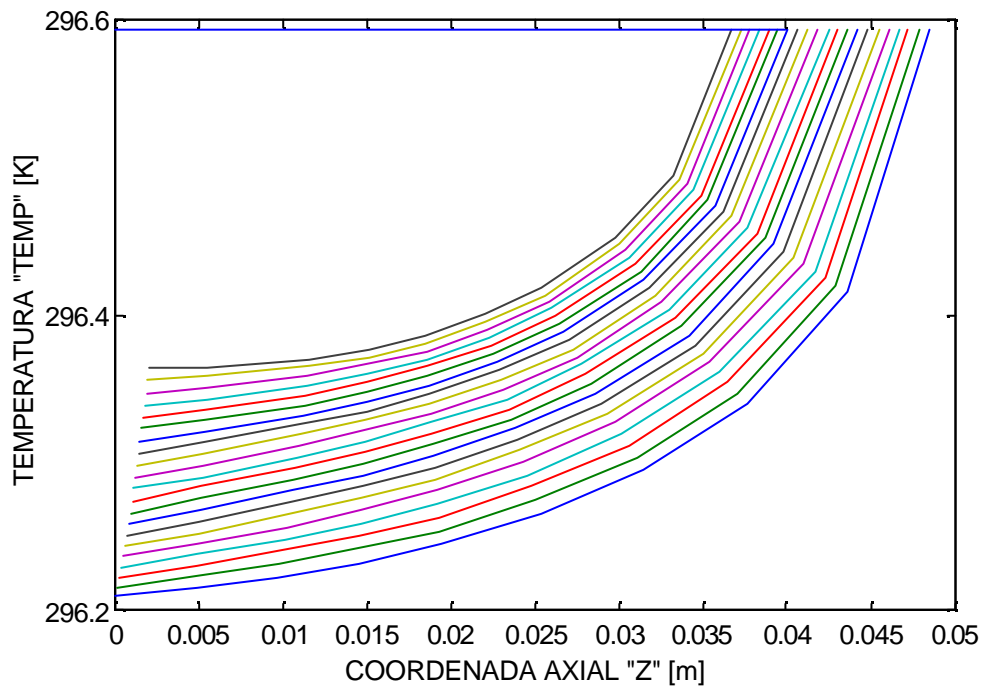


Fig. 3.4.20 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 3000 rpm y un flujo másico de 0.1553 Kg/seg.

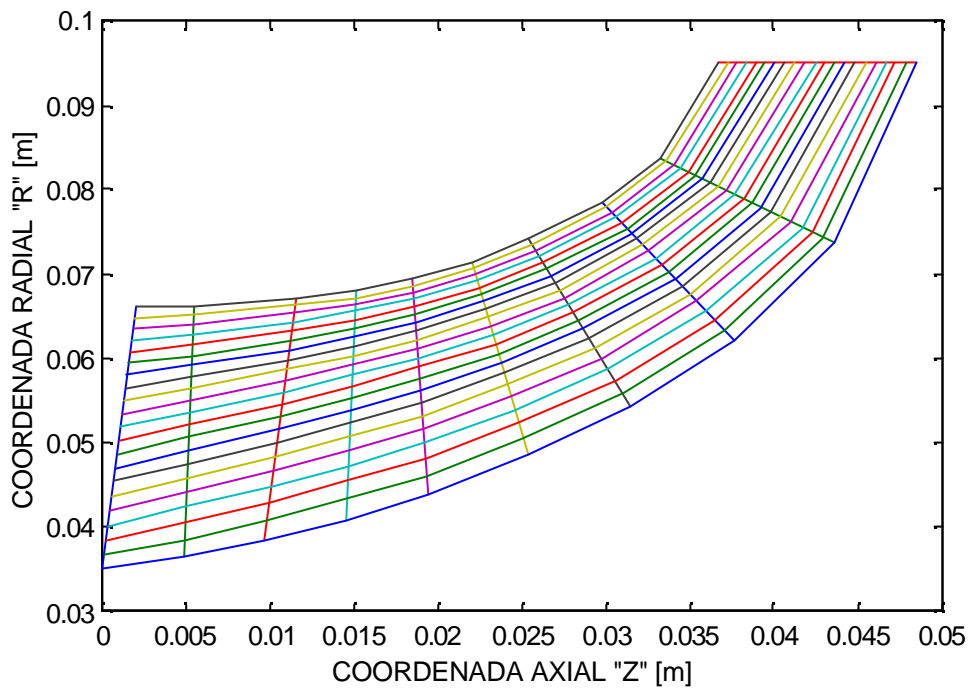


Fig. 3.4.21 Comportamiento del Patrón de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 3500 rpm y un flujo másico de 0.1798 Kg/seg.

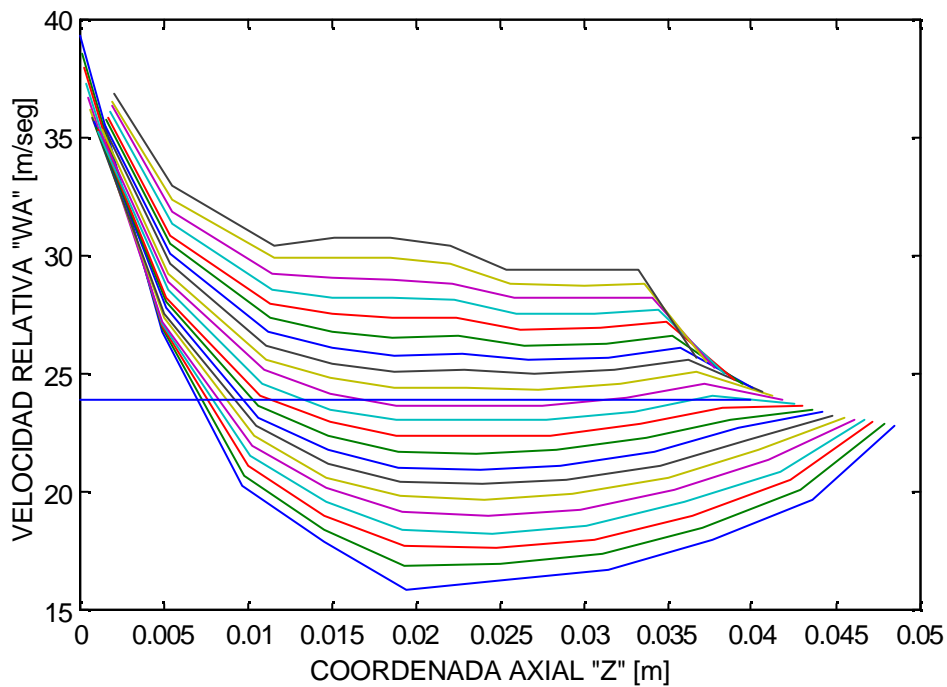


Fig. 3.4.22 Comportamiento de la Velocidad Relativa a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 3500 rpm y un flujo másico de 0.1798 Kg/seg.

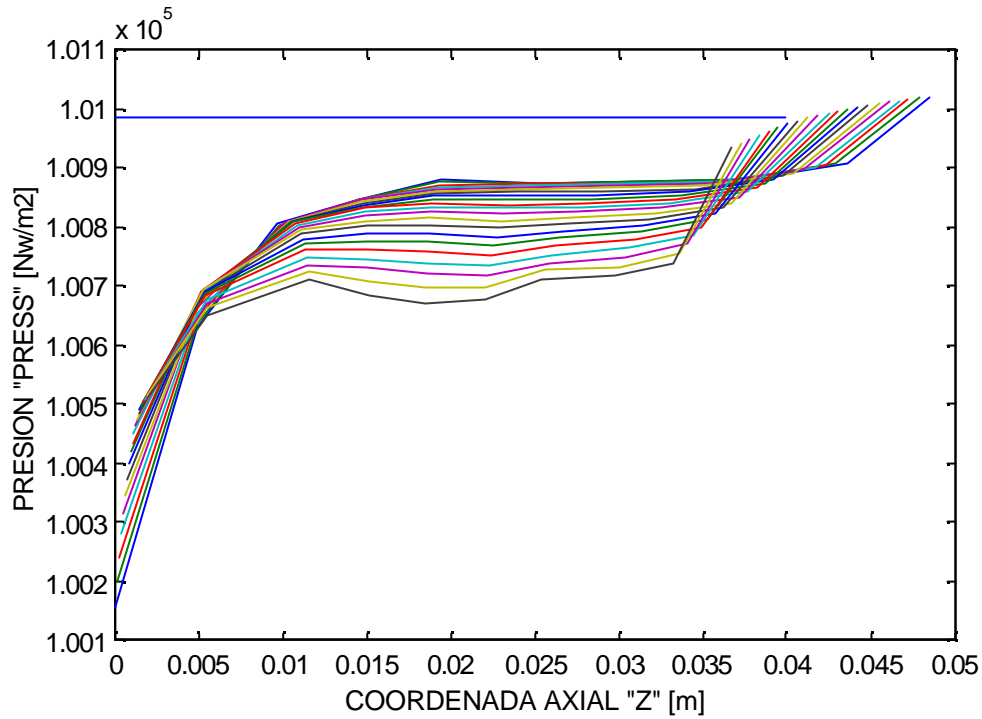


Fig. 3.4.23 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 3500 rpm y un flujo másico de 0.1798 Kg/seg.

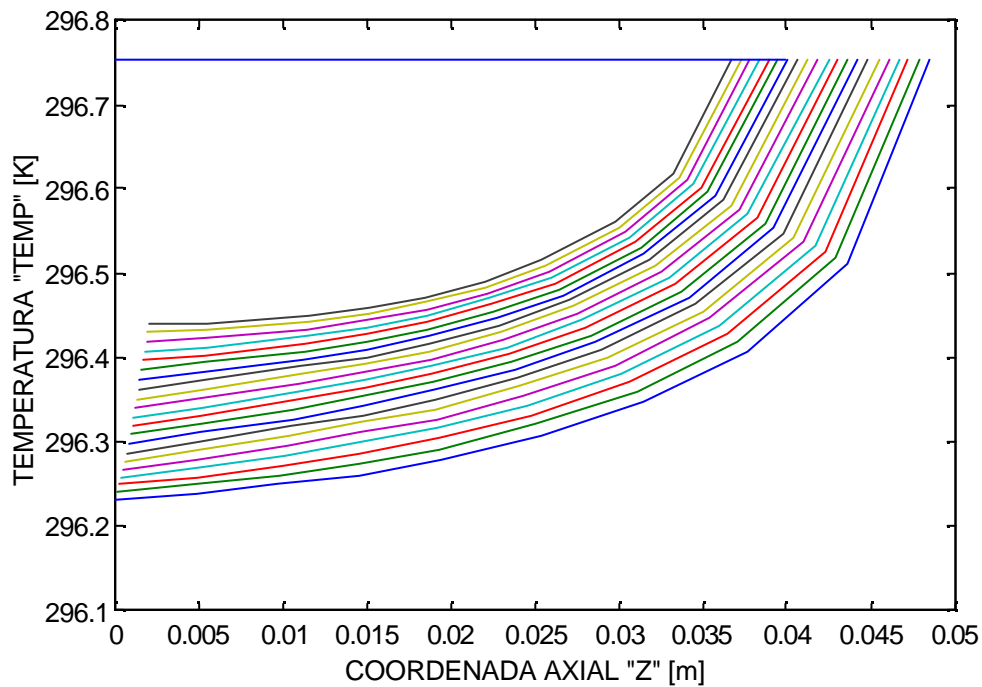


Fig. 3.4.24 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 3500 rpm y un flujo másico de 0.1798 Kg/seg.

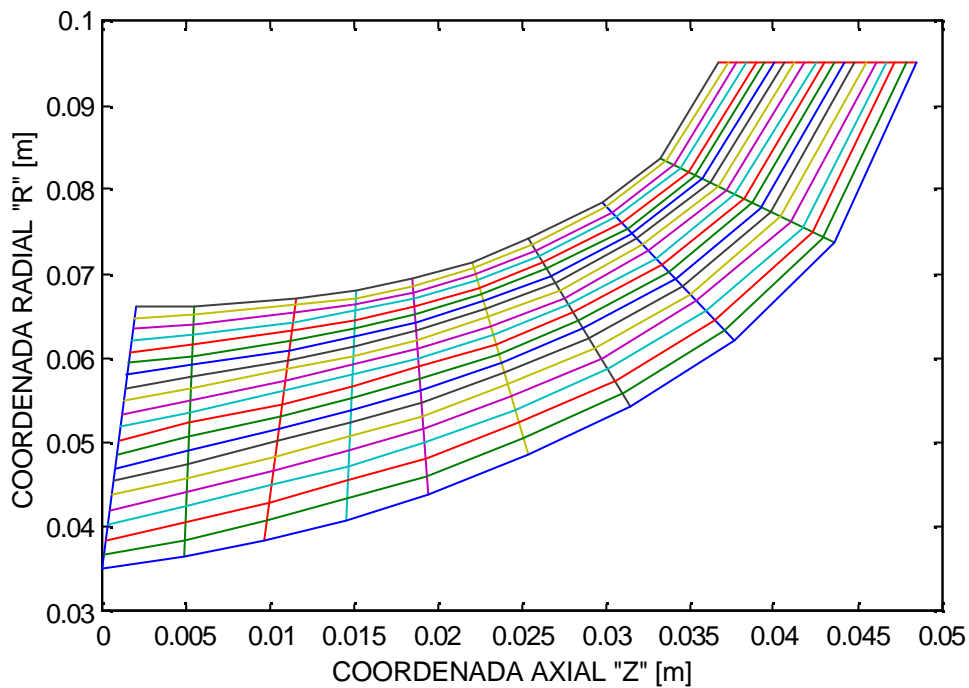


Fig. 3.4.25 Comportamiento del Patrón de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 4000 rpm y un flujo másico de 0.2038 Kg/seg.

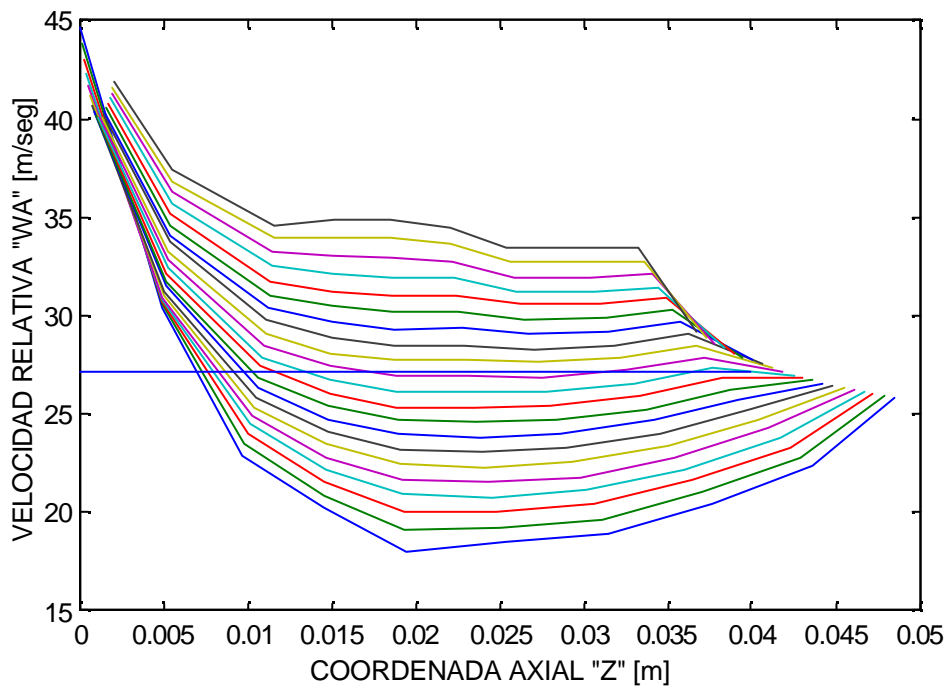


Fig. 3.4.26 Comportamiento de la Velocidad Relativa a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 4000 rpm y un flujo másico de 0.2038 Kg/seg.

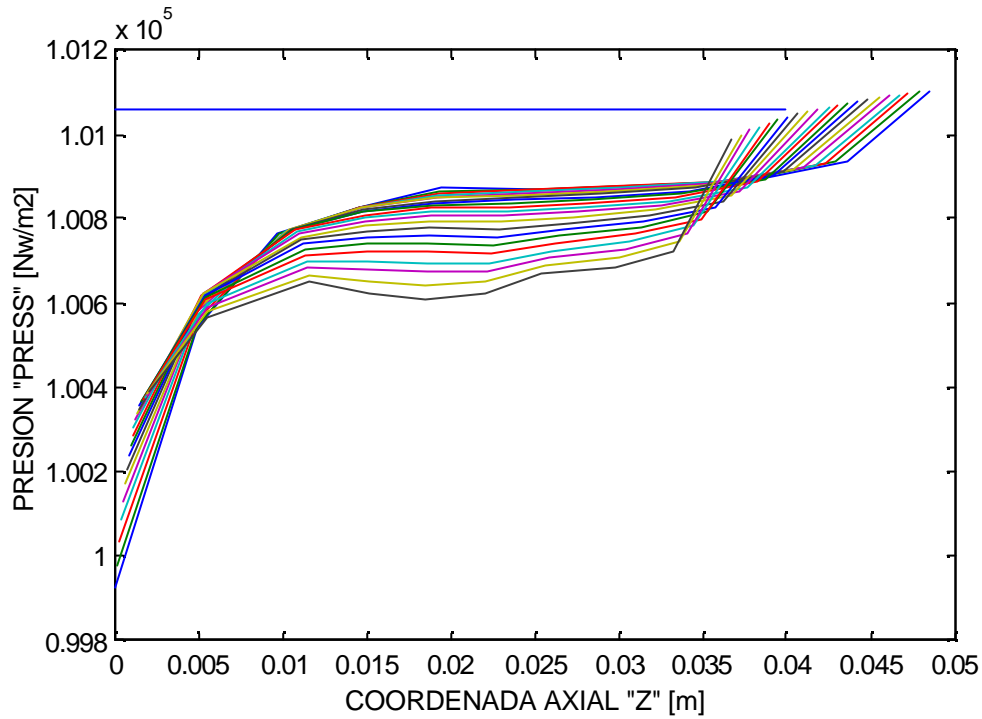


Fig. 3.4.27 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 4000 rpm y un flujo másico de 0.2038 Kg/seg.

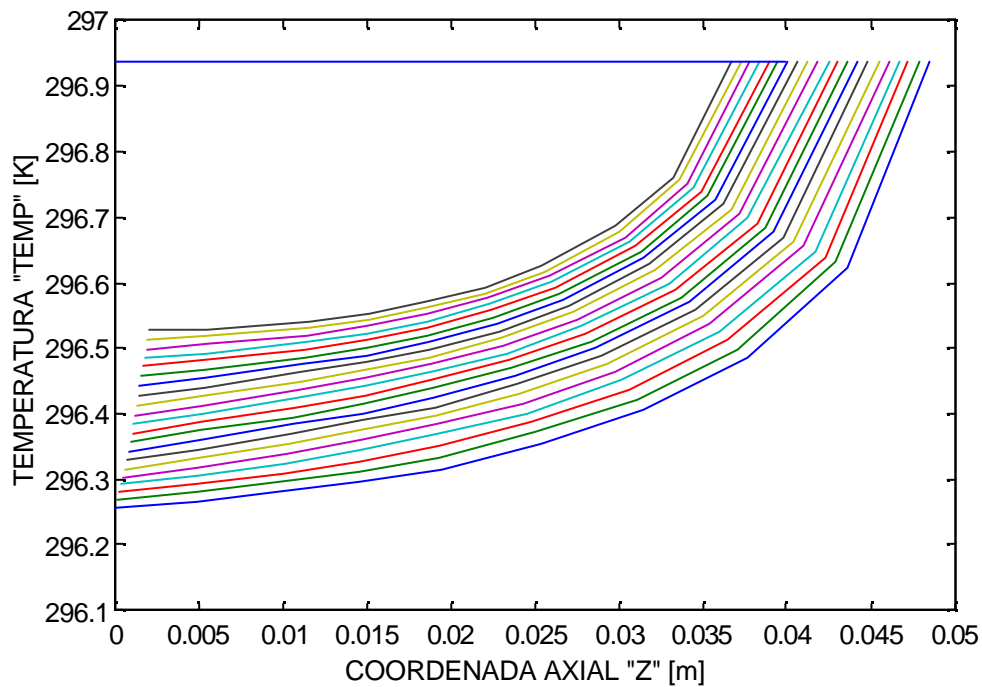


Fig. 3.4.28 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 4000 rpm y un flujo másico de 0.2038 Kg/seg.

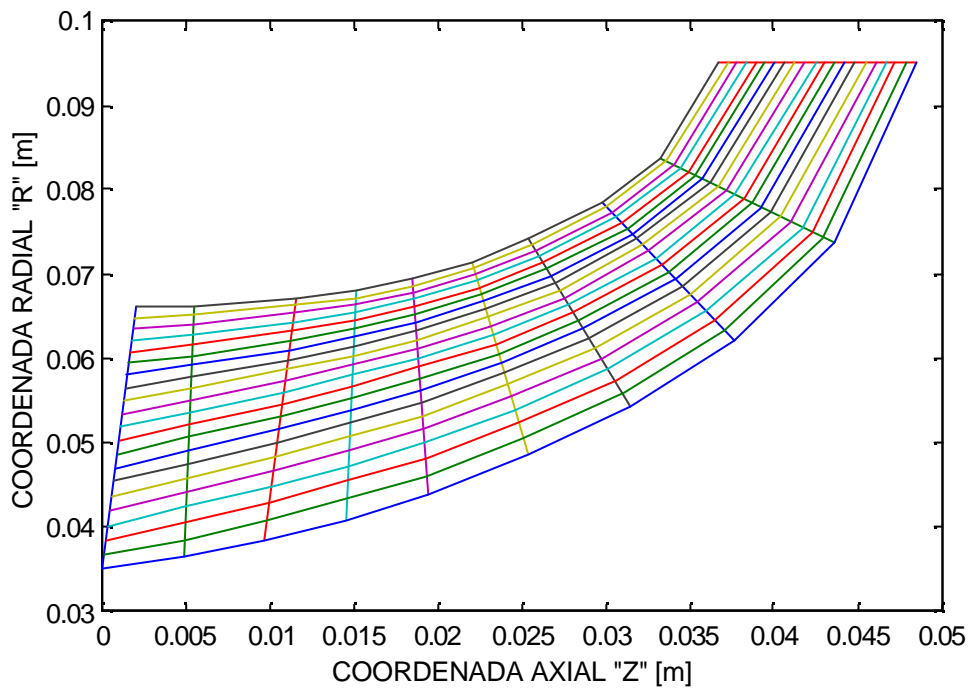


Fig. 3.4.29 Comportamiento del Patrón de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 4500 rpm y un flujo másico de 0.232 Kg/seg.

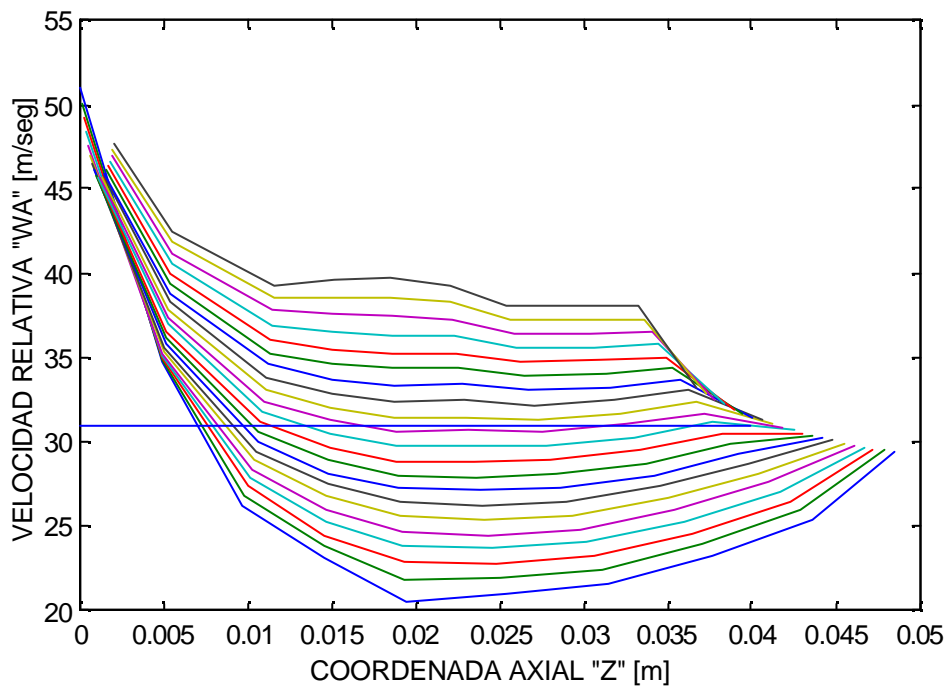


Fig. 3.4.30 Comportamiento de la Velocidad Relativa través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 4500 rpm y un flujo másico de 0.232 Kg/seg.

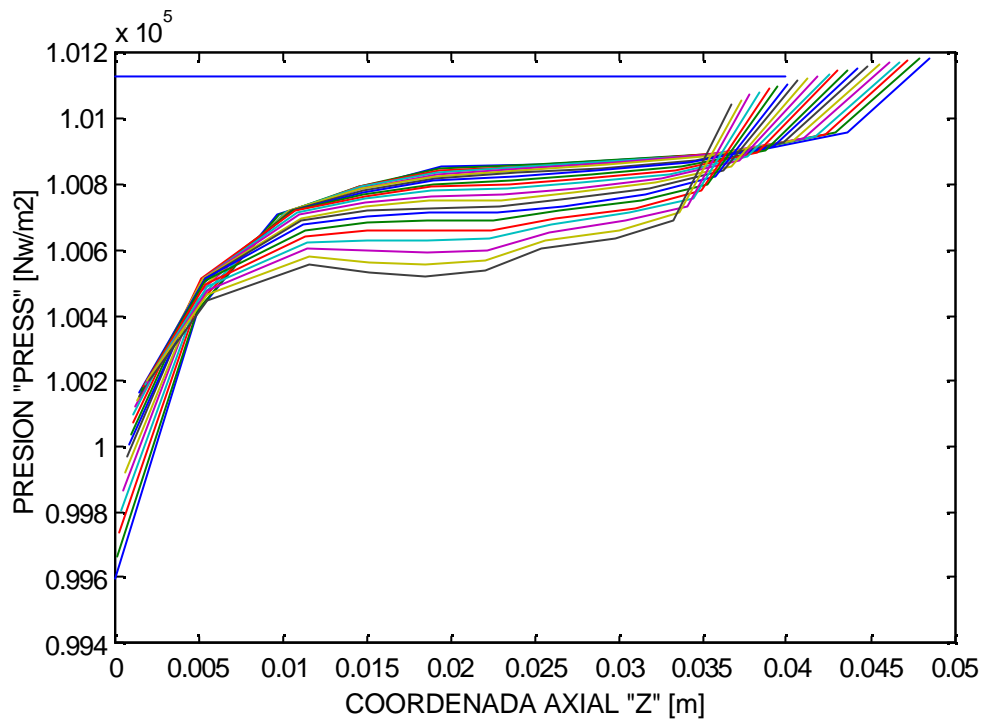


Fig. 3.4.31 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 4500 rpm y un flujo másico de 0.232 Kg/seg.

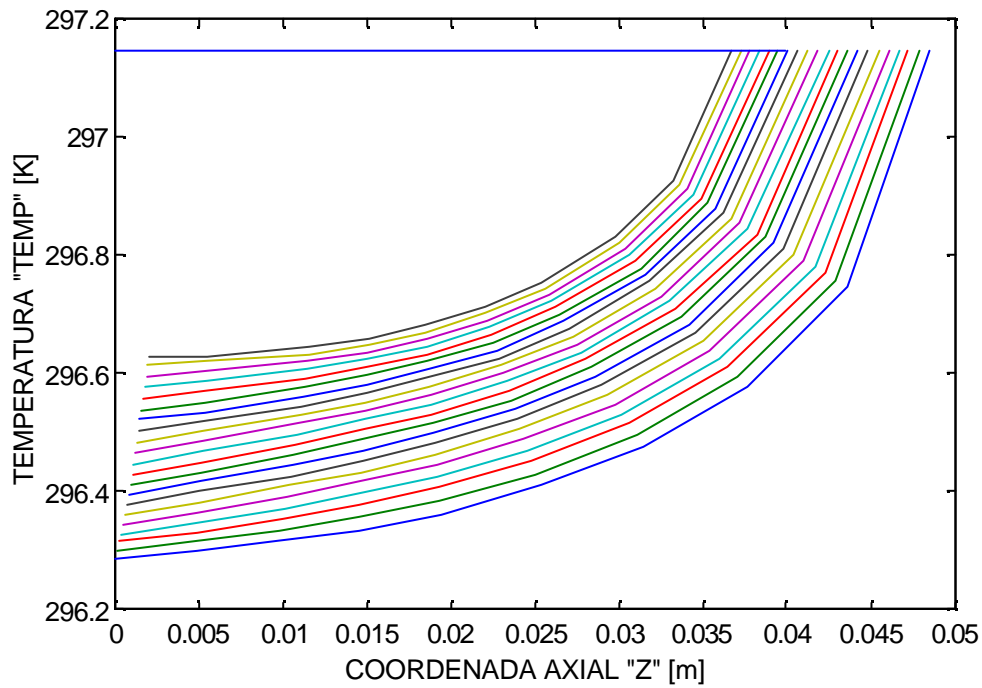


Fig. 3.4.32 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 4500 rpm y un flujo másico de 0.232 Kg/seg.

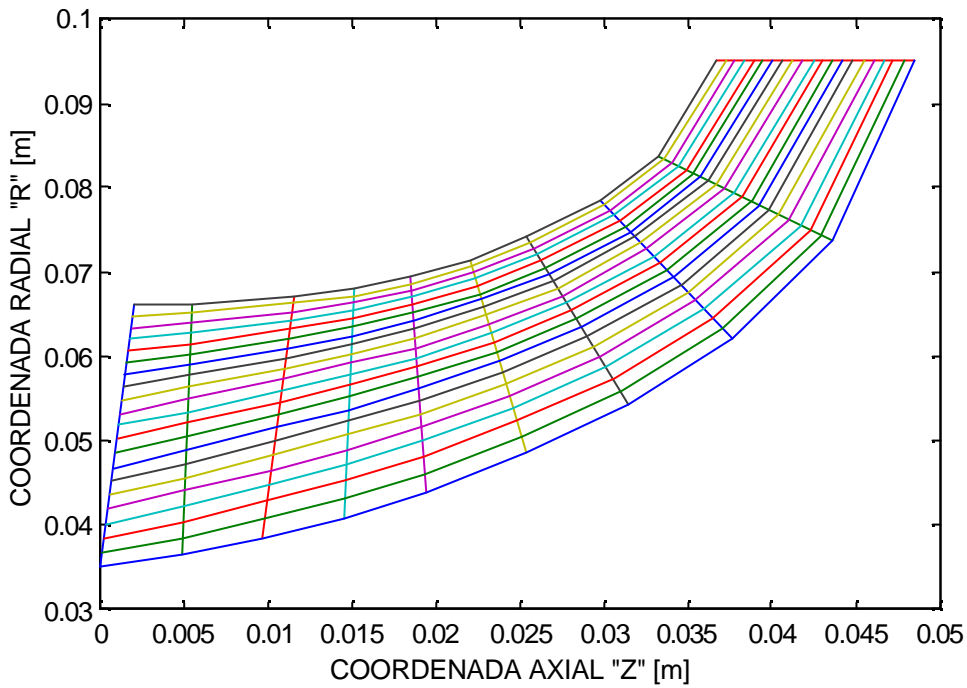


Fig. 3.4.33 Comportamiento del Patrón de Corriente a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 5000 rpm y un flujo másico de 0.277 Kg/seg.

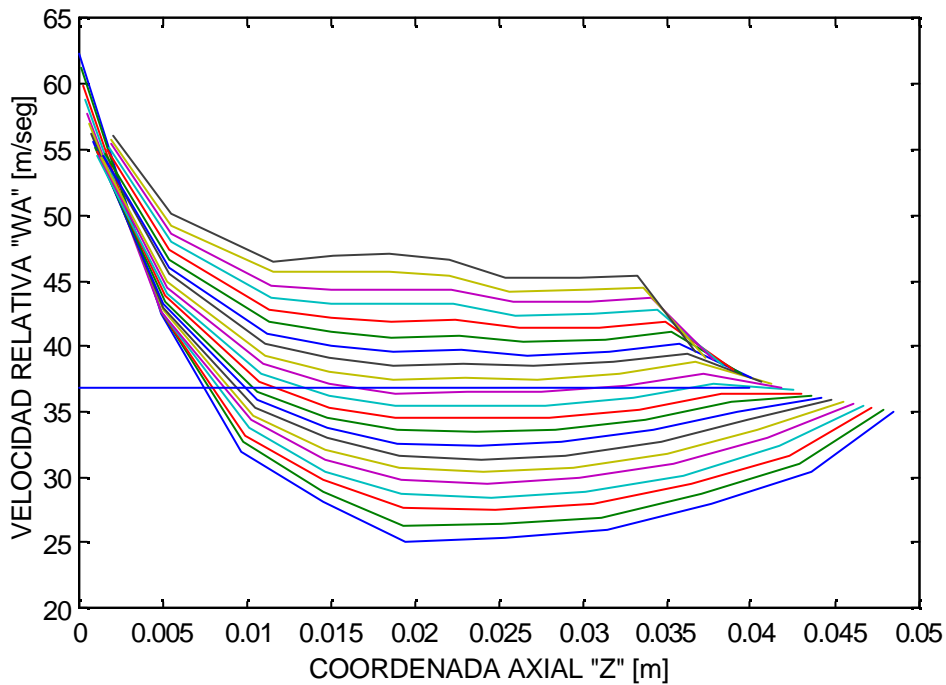


Fig. 3.4.34 Comportamiento de la Velocidad Relativa a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 5000 rpm y un flujo másico de 0.277 Kg/seg.

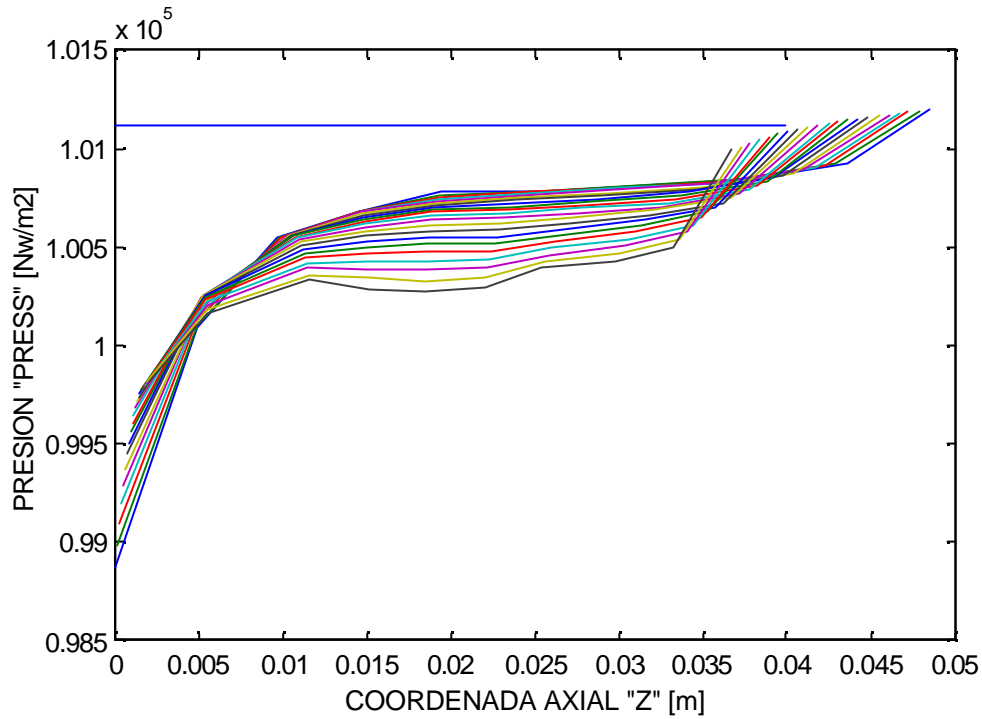


Fig. 3.4.35 Comportamiento de la Presión a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 5000 rpm y un flujo másico de 0.277 Kg/seg.

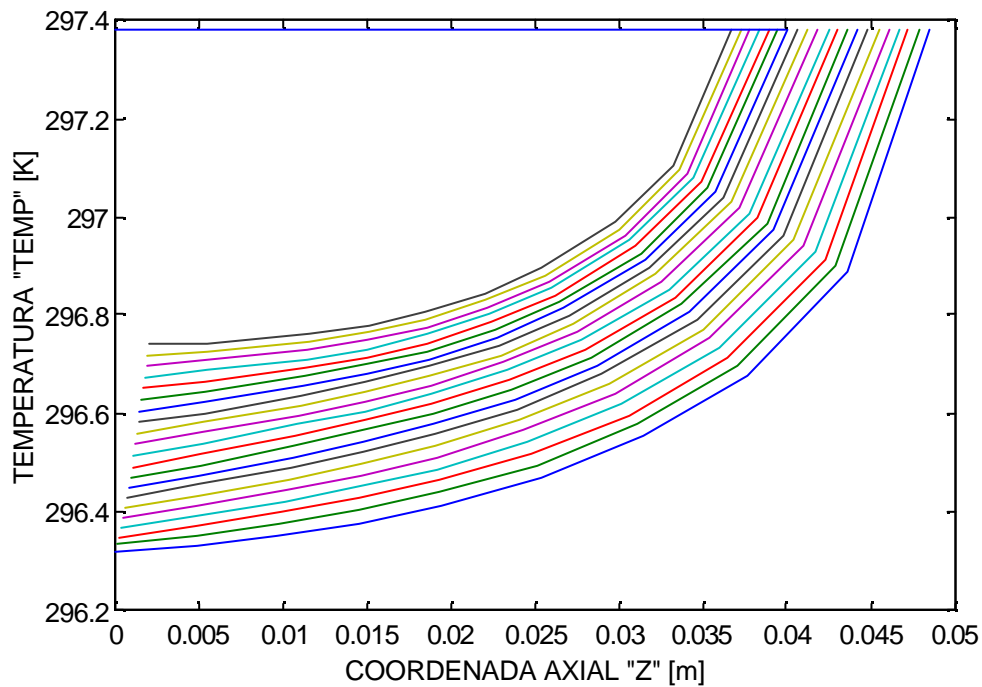


Fig. 3.4.36 Comportamiento de la Temperatura a través del Impulsor a una Velocidad Rotacional de 5000 rpm y un flujo másico de 0.277 Kg/seg.

CAPITULO 4

ANALISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTAL Y DE SIMULACION

La tabla 4.1 compara los resultados experimentales y de simulación, en la primera columna se indican las velocidades del compresor para cada prueba, en la segunda columna se indican las velocidades medidas en el tubo de descarga del compresor, el flujo másico se calcula sobre la tubería de descarga considerando flujo incompresible y se indica respectivamente para cada velocidad en la columna tres. Aplicando el programa de cómputo se obtienen velocidades promedio a la descarga del impulsor, estas se muestran en la columna cuatro, y finalmente considerando las velocidades promedio se obtiene el flujo másico a la salida del rodete tomando como base el área de salida del impulsor. La fig. 4.1 muestra las dos curvas que comparan los flujo másico experimental y el teórico calculado por simulación contra la velocidad rotacional del compresor, estas curvas coinciden satisfactoriamente lo que indica que esta metodología seguida hasta ahora es válida para predecir el comportamiento del compresor a velocidades superiores a las experimentadas.

ω (velocidad rotacional del compresor medida en el experimento rpm)	V_{exp} (velocidad del aire medida en el tubo de descarga del compresor m/s)	$\dot{m}_{exp} = V_{exp} \times r \times A_{tuberia}$ (flujo másico experimental Kg/s) donde: $A_{tuberia} = p(0.106)^2 / 4$ $r = 1.188 \text{ Kg} / m^3$	V_{rel_out} (Velocidad Relativa a la descarga del rodete del impulsor calculada por el programa)	$\dot{m}_{calc} = V_{rel_out} \times r \times A_{out_compr}$ (flujo masico calculado por el programa Kg/s) donde: V_{rel_out} =velocidad relativa en la descarga del impulsor. A_{out_compr} =Area de descarga del rodete del impulsor. $r = 1.188 \text{ Kg} / m^3$
1133	6.46	0.0677	9.02	0.07163
1500	7.52	0.0788	10.58	0.08402
2000	9.92	0.1039	13.84	0.1099
2500	12.23	0.1284	17.11	0.1358
3000	14.82	0.1553	20.69	0.1643
3500	17.16	0.1798	23.95	0.1902
4000	19.45	0.2038	27.14	0.2155
4500	22.18	0.232	30.88	0.2452
5000	26.505	0.277	36.88	0.2928

Tabla 4.1 Comparativo entre el Flujo Másico Experimental y el Calculado por el Programa.

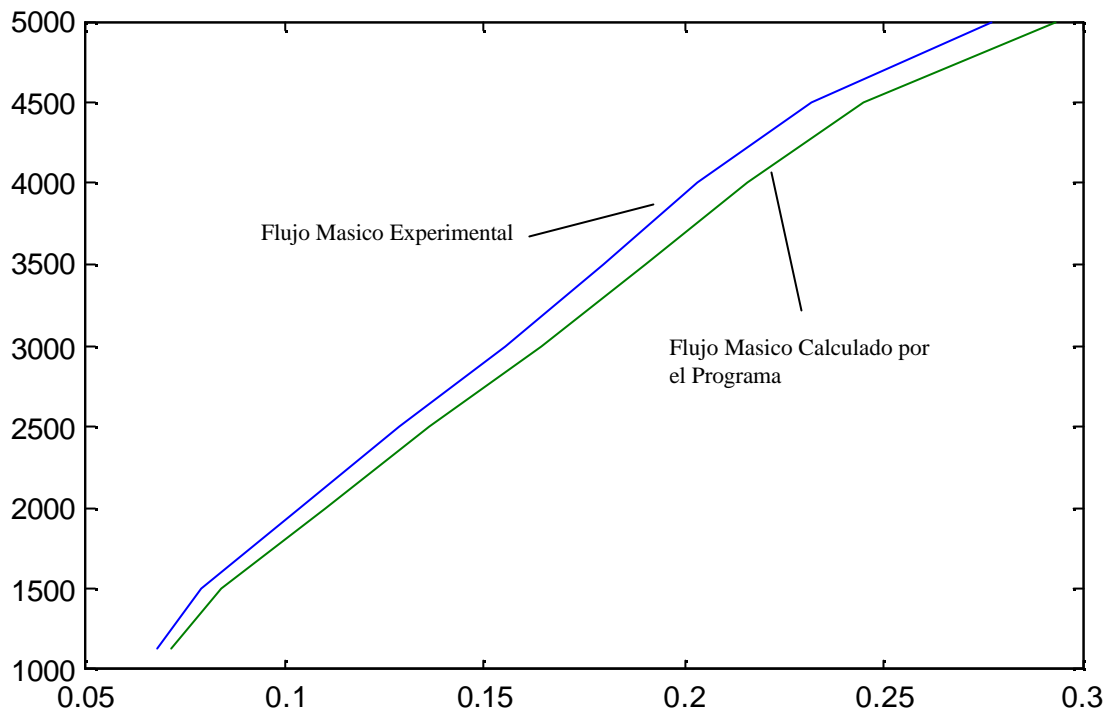


Fig. 4.1 Gráfica Comparativa entre el Flujo Experimental y el Calculado por el Programa.

Considerando que el error es de aproximadamente el 5 % entre el flujo real y el calculado por el programa se puede decir que ambos métodos, experimental y computacional, se validan entre si. Sin embargo debido a que las limitaciones económicas y de infraestructura no permitieron llevar a cabo pruebas experimentales a velocidades superiores a las 5000 r.p.m., se procede a utilizar este programa computacional para predecir el comportamiento del compresor centrífugo a velocidades superiores, incluyendo la velocidad de diseño.

4.1 COMPORTAMIENTO DEL COMPRESOR.

A continuación se presentan las graficas de comportamiento (fig.4.1.1-4.1.156) de las principales variables termodinámicas para las diferentes velocidades de rotación del compresor centrífugo a las que no se pudo experimentar.

4.1.1 COMPORTAMIENTO A 5000 RPM.

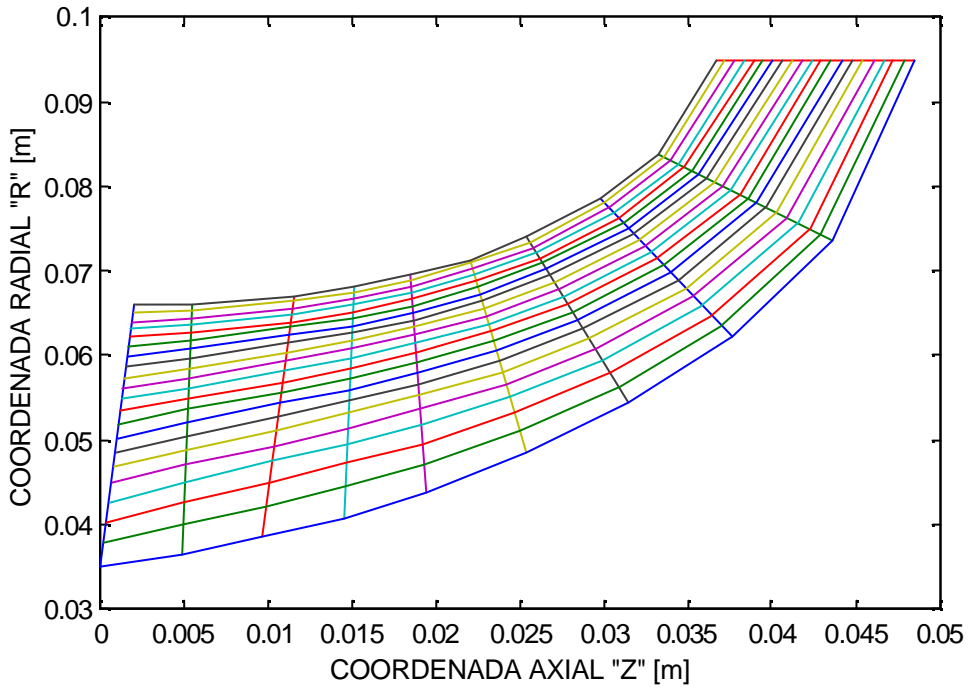


Fig. 4.1.1 Patrón de Corriente para un flujo másico de 0.1 Kg/seg.

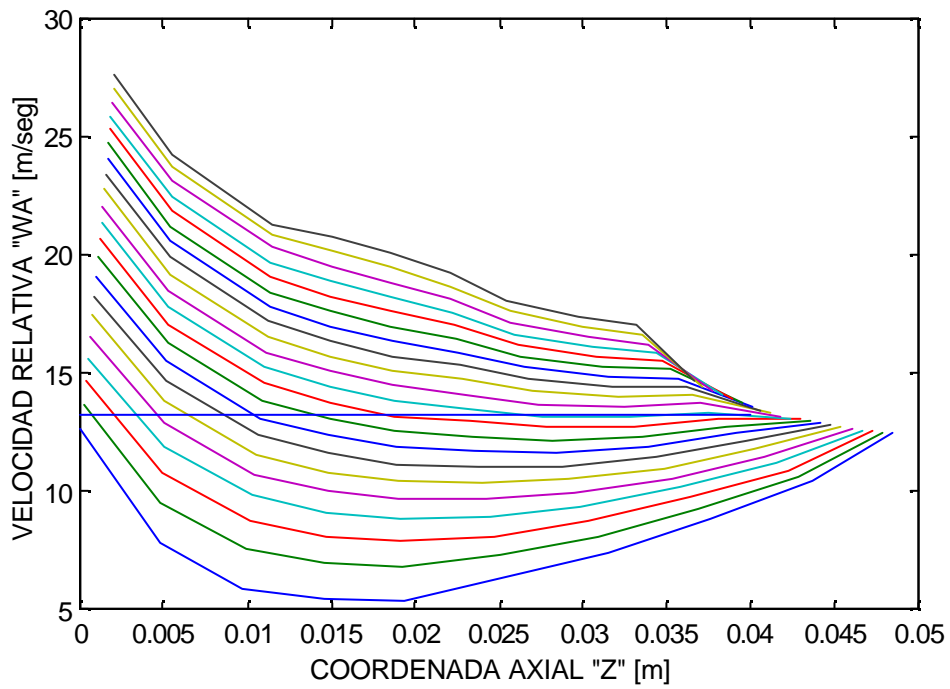


Fig. 4.1.2 Velocidad Relativa para un flujo másico de 0.1 Kg/seg.

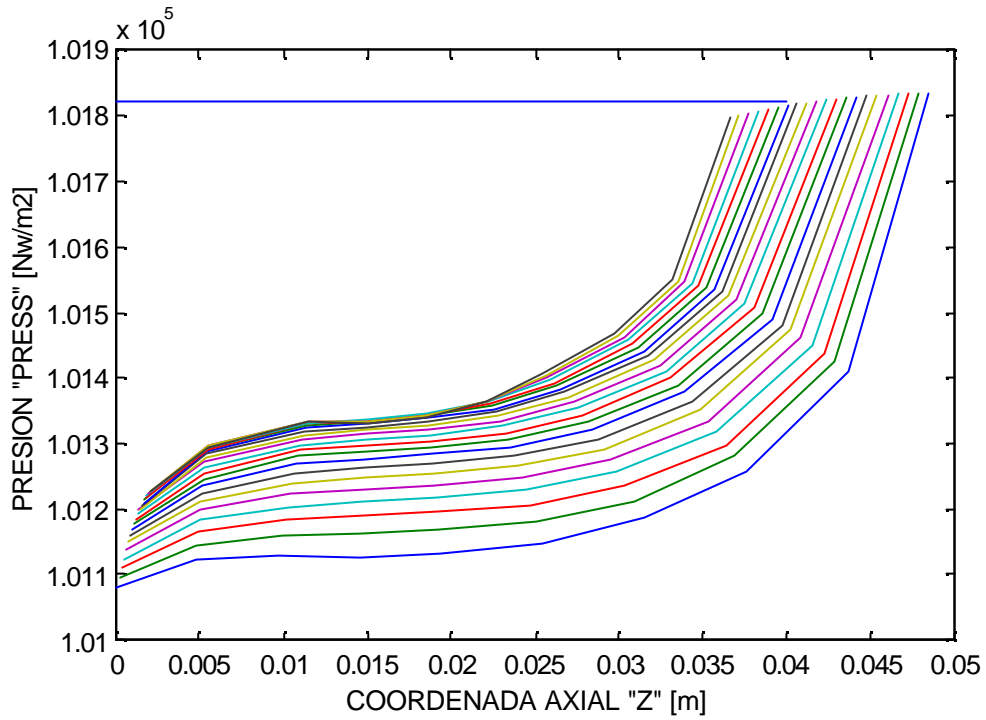


Fig. 4.1.3 Presión para un flujo másico de 0.1 Kg/seg.

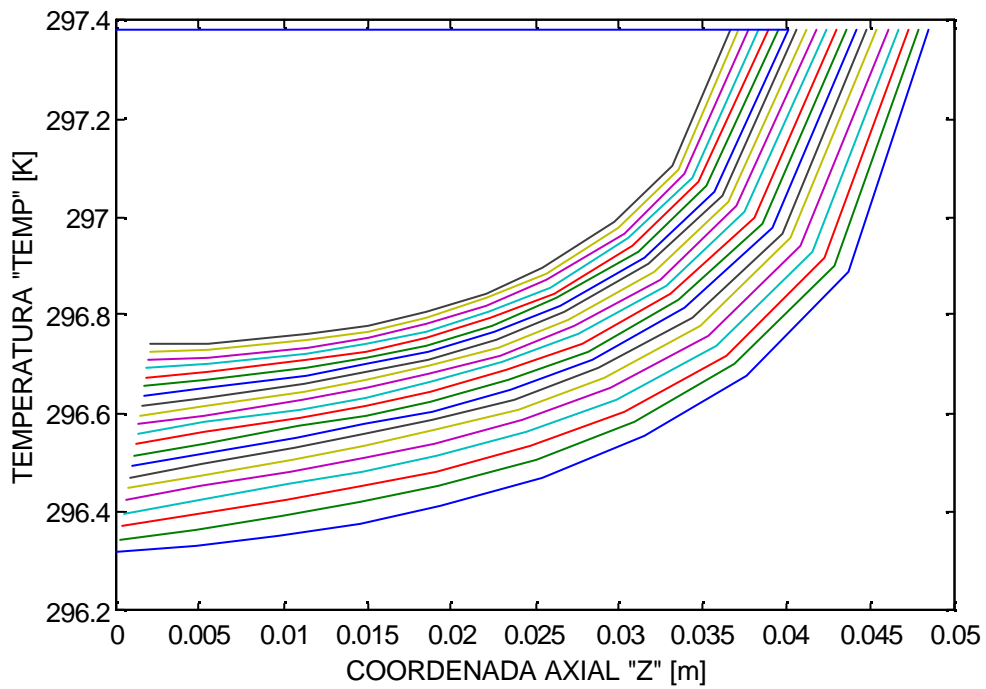


Fig. 4.1.4 Temperatura para un flujo másico de 0.1 Kg/seg

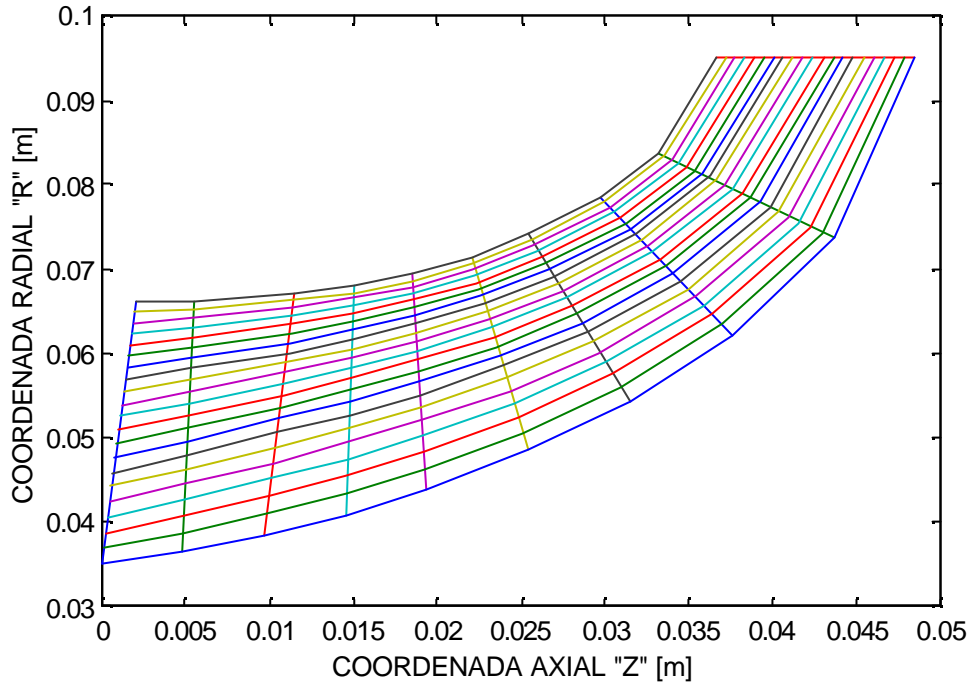


Fig. 4.1.5 Patrón de Corriente para un flujo másico de 0.2 Kg/seg

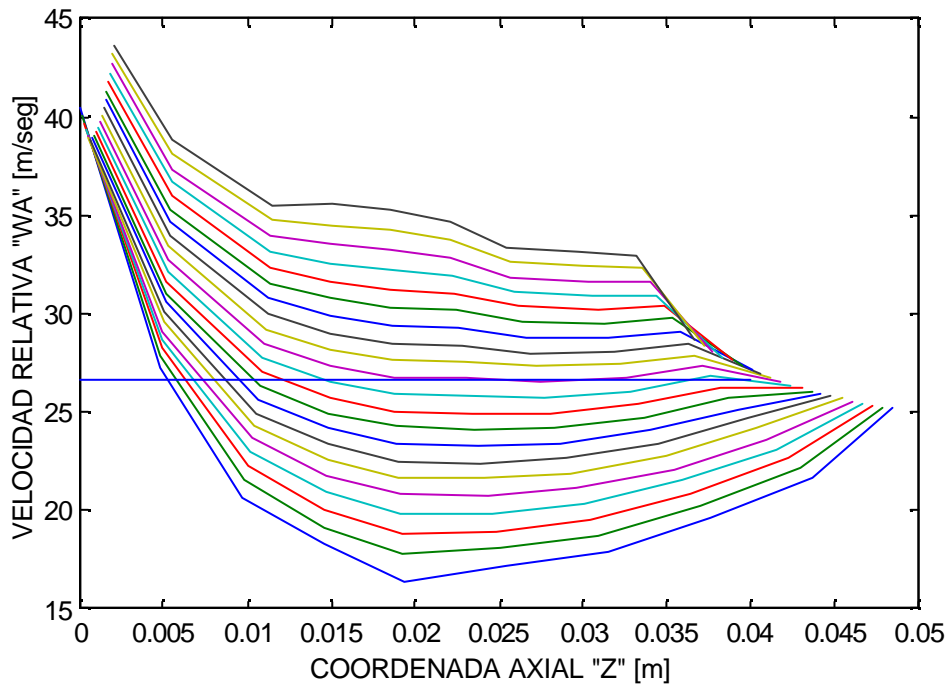


Fig. 4.1.6 Velocidad Relativa para un flujo másico de 0.2 Kg/seg.

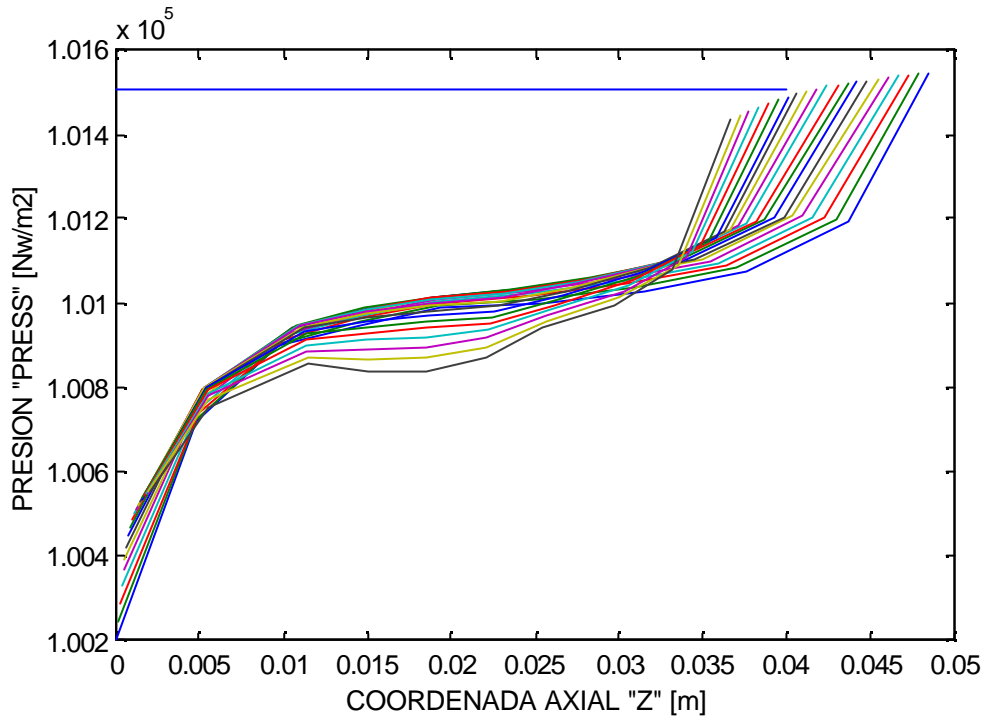


Fig. 4.1.7 Presión para un flujo másico de 0.2 Kg/seg.

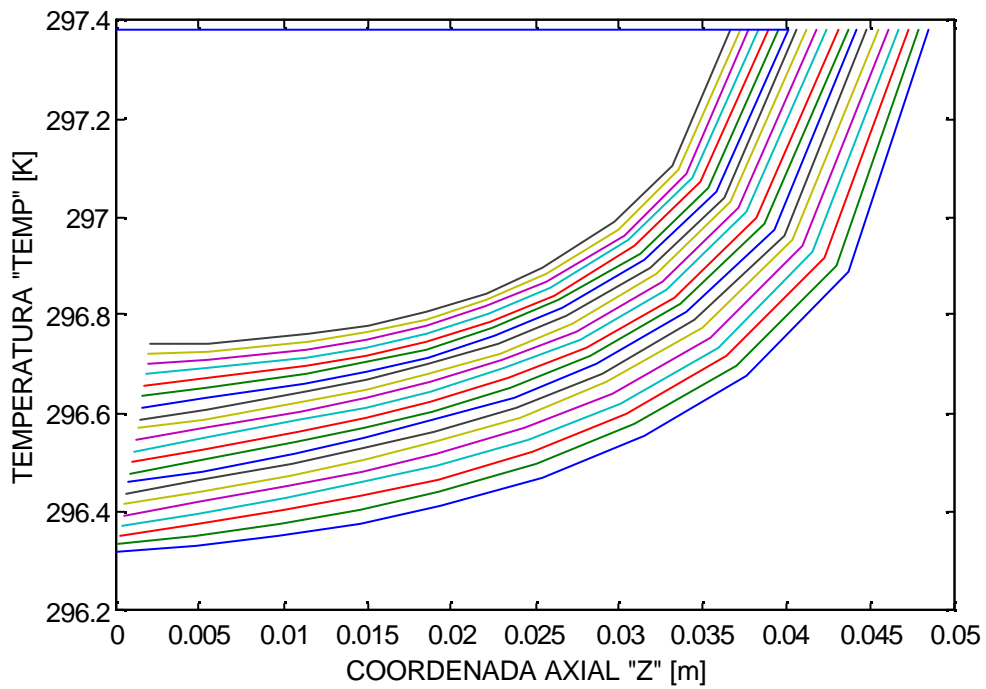


Fig. 4.1.8 Temperatura para un flujo másico de 0.2 Kg/seg

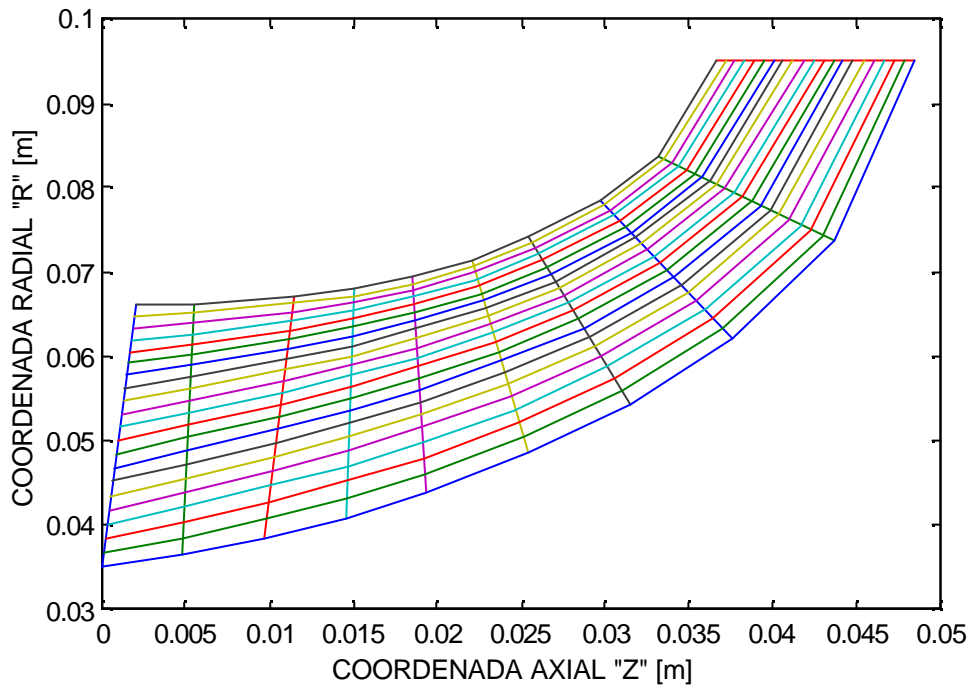


Fig. 4.1.9 Patrón de Corriente para un flujo másico de 0.3 Kg/seg

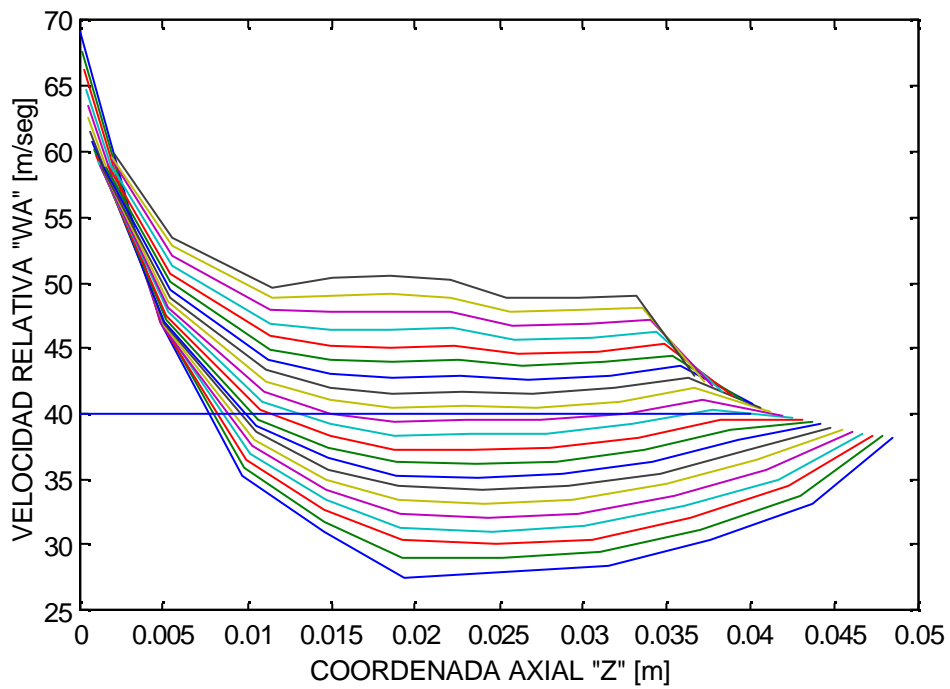


Fig. 4.1.10 Velocidad Relativa para un flujo másico de 0.3 Kg/seg.

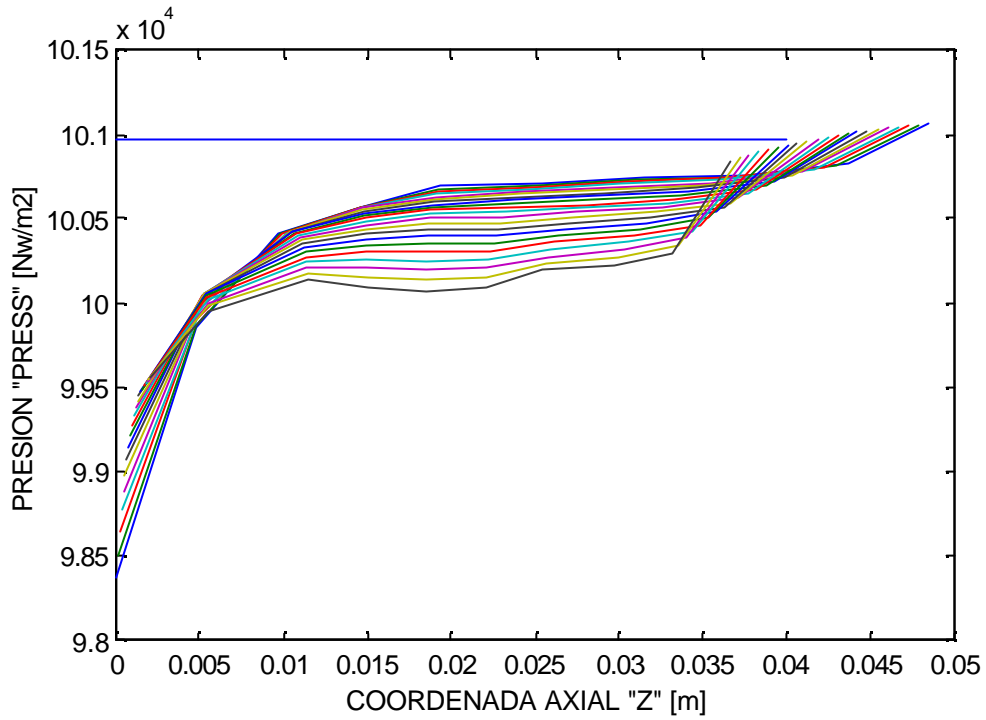


Fig. 4.1.11 Presión para un flujo másico de 0.3 Kg/seg.

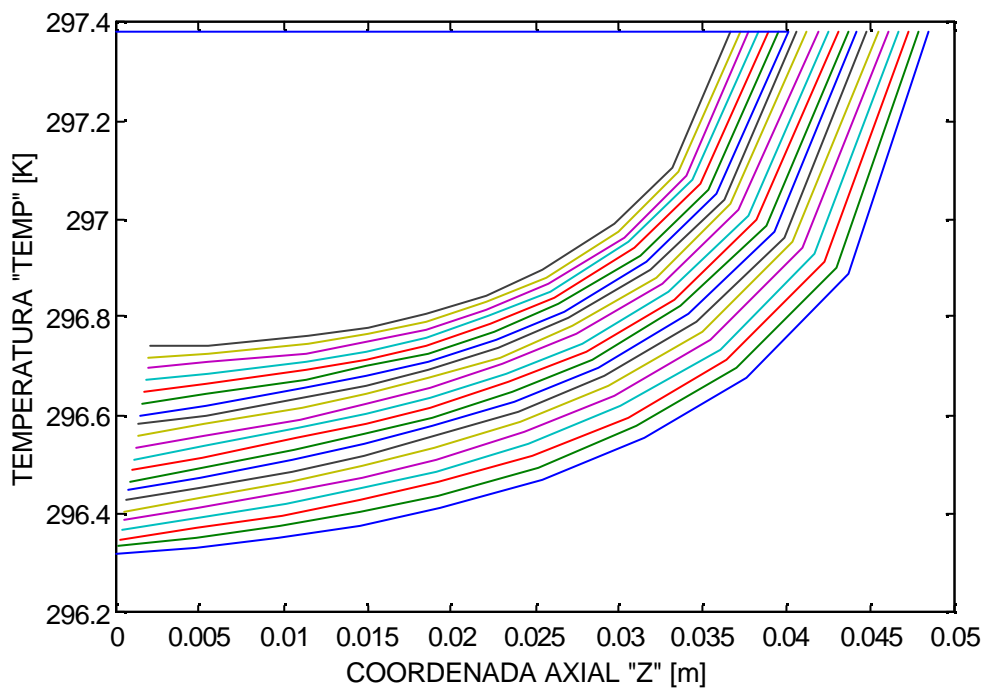


Fig. 4.1.12 Temperatura para un flujo másico de 0.3 Kg/seg.

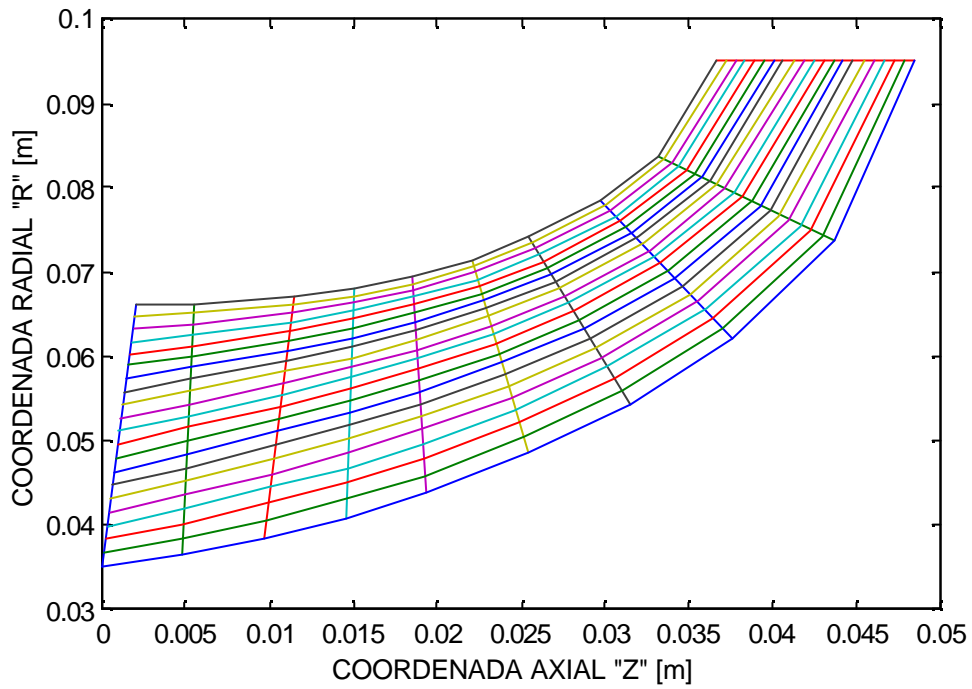


Fig. 4.1.13 Patrón de Corriente para un flujo másico de 0.4 Kg/seg.

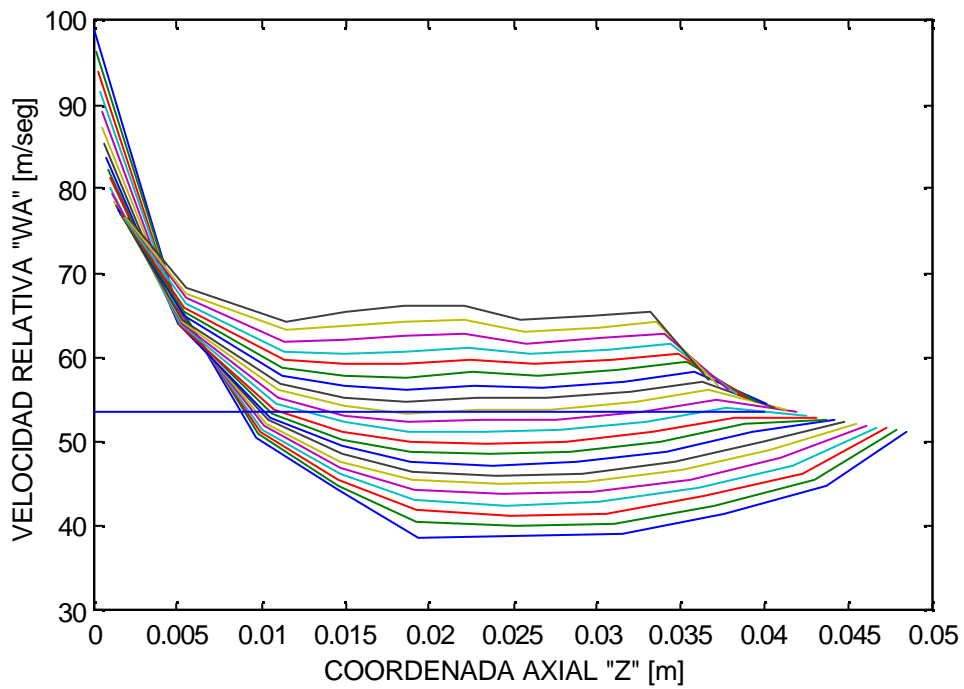


Fig. 4.1.14 Velocidad Relativa para un flujo másico de 0.4 Kg/seg.

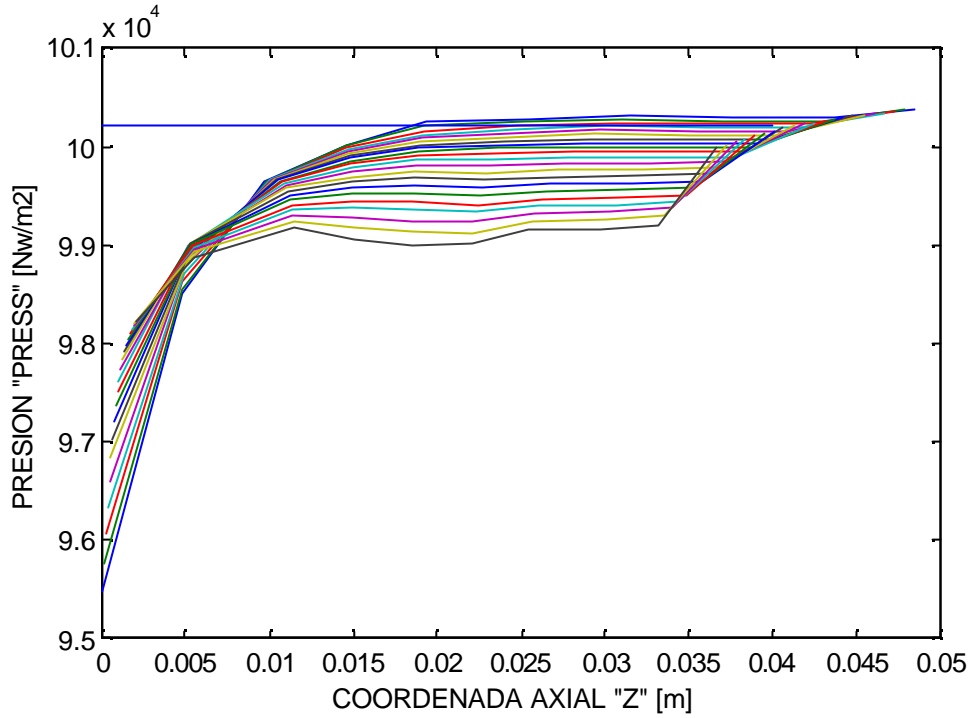


Fig. 4.1.15 Presión para un flujo másico de 0.4 Kg/seg.

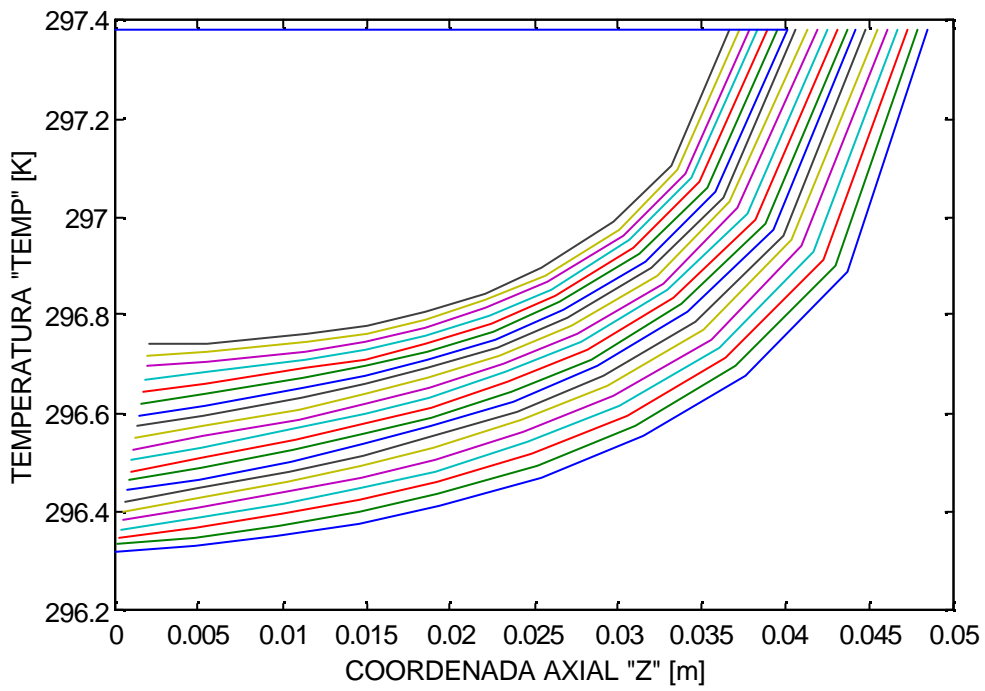


Fig. 4.1.16 Temperatura para un flujo másico de 0.4 Kg/seg.

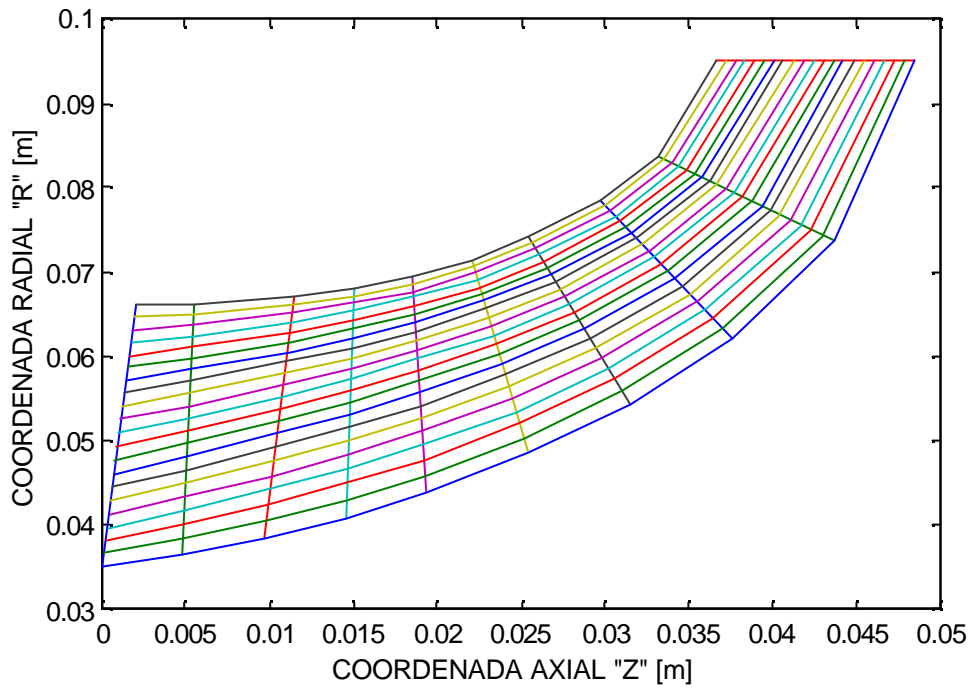


Fig. 4.1.17 Patrón de Corriente para un flujo másico de 0.5 Kg/seg.

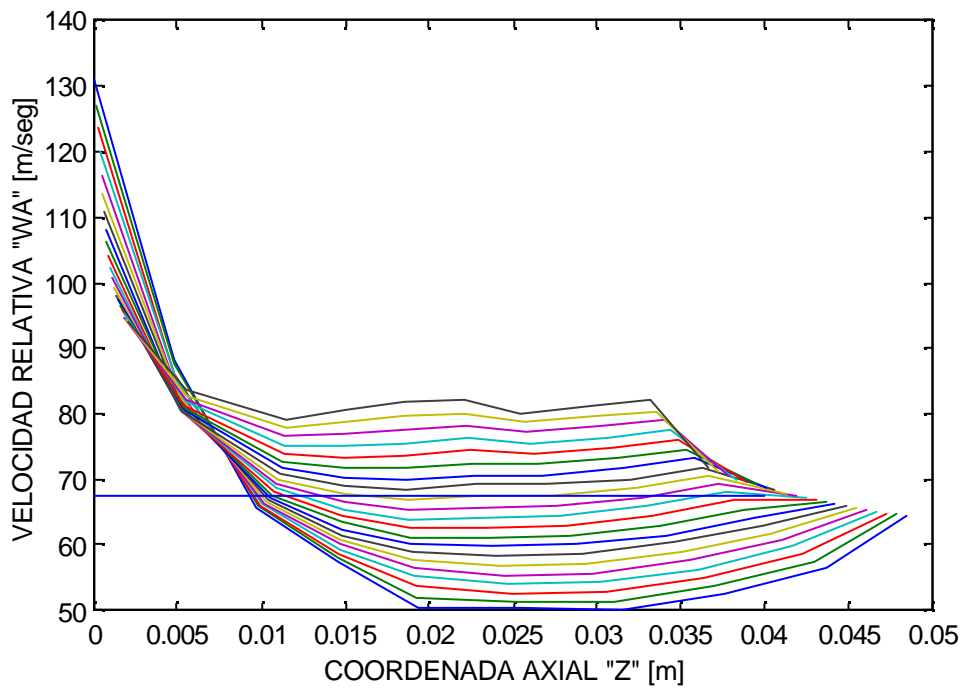


Fig. 4.1.18 Velocidad Relativa para un Flujo Másico de 0.5 Kg/seg.

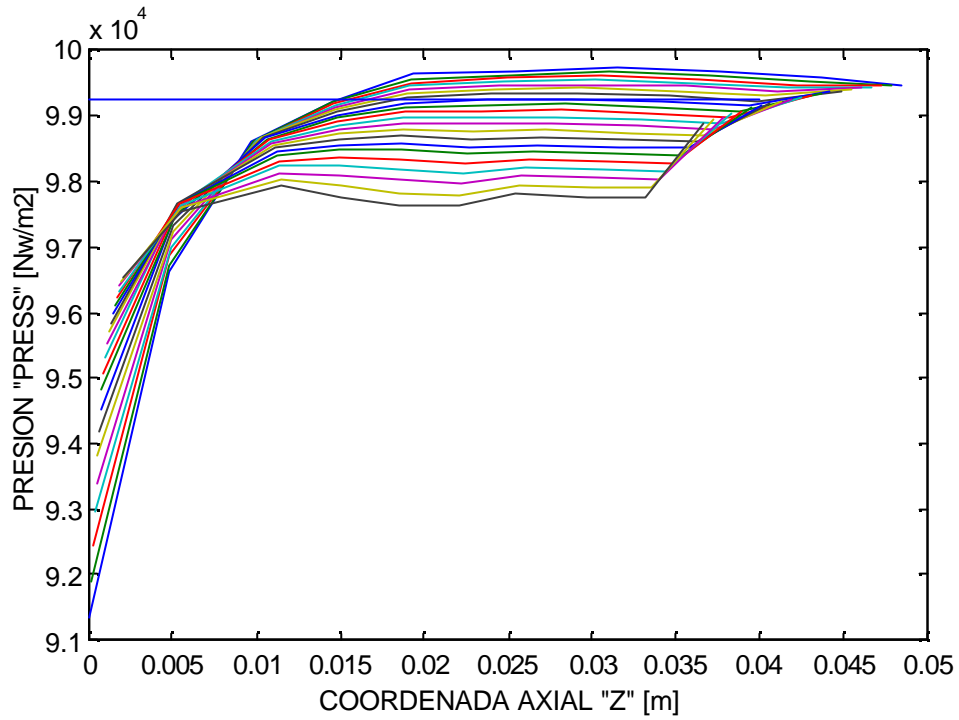


Fig. 4.1.19 Presión para un Flujo Másico de 0.5 Kg/seg.

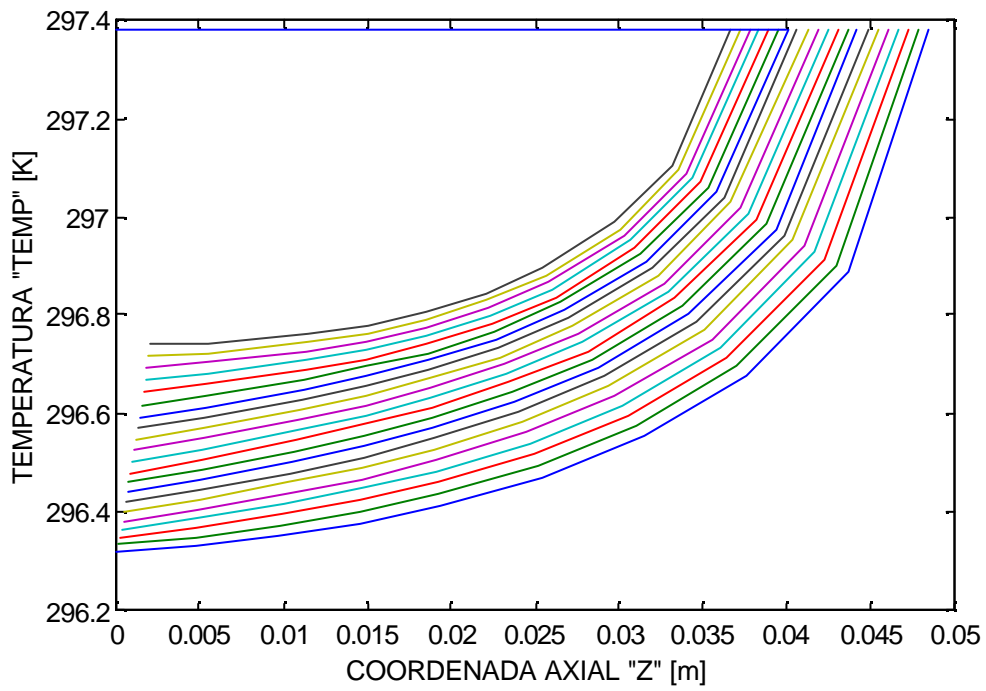


Fig. 4.1.20 Temperatura para un Flujo Másico de 0.5 Kg/seg.

4.1.2 COMPORTAMIENTO A 10000 RPM.

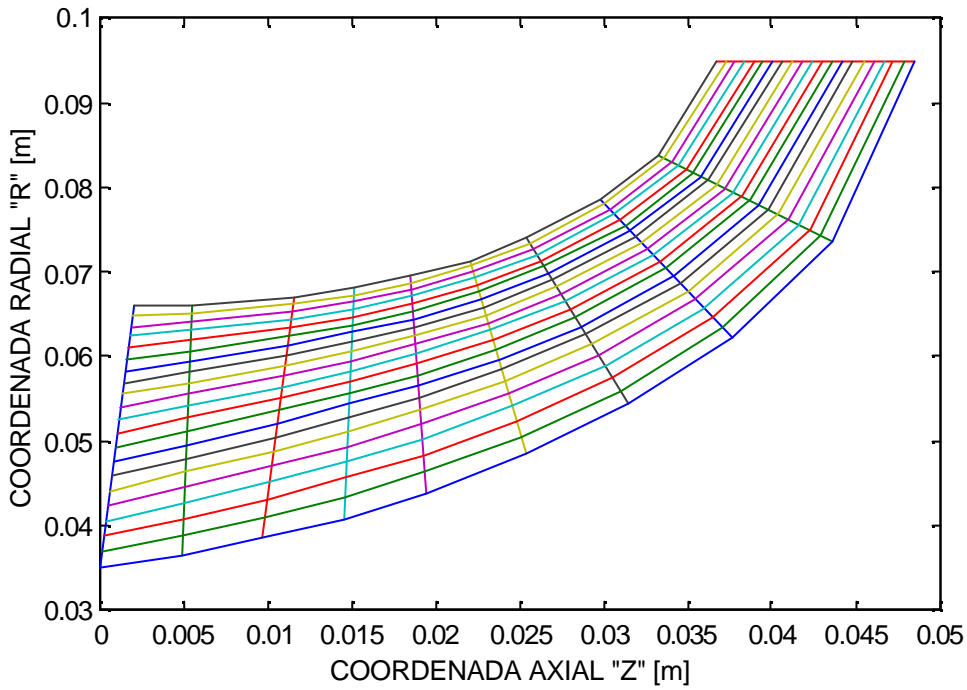


Fig. 4.1.21 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 0.4 Kg/seg.

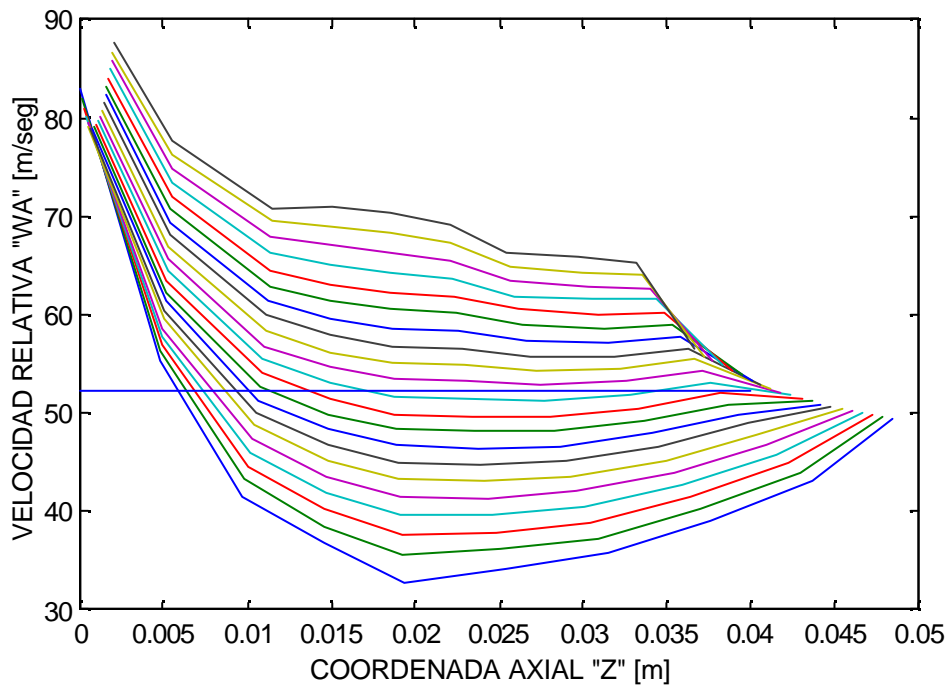


Fig. 4.1.22 Velocidad Relativa para un Flujo Másico de 0.4 Kg/seg.

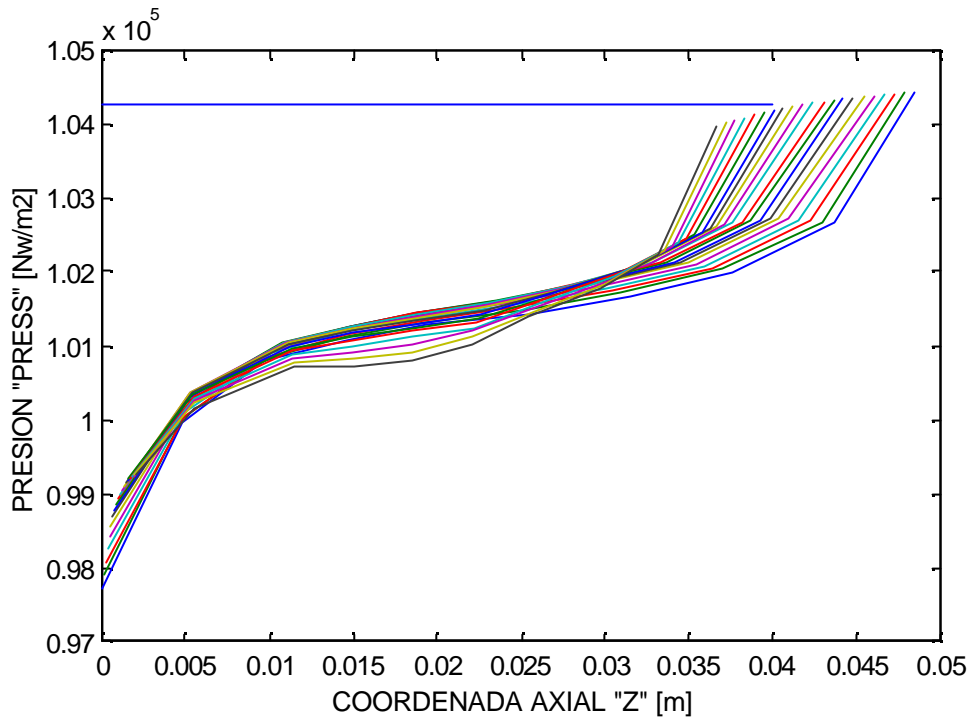


Fig. 4.1.23 Presion para un Flujo Másico de 0.4 Kg/seg

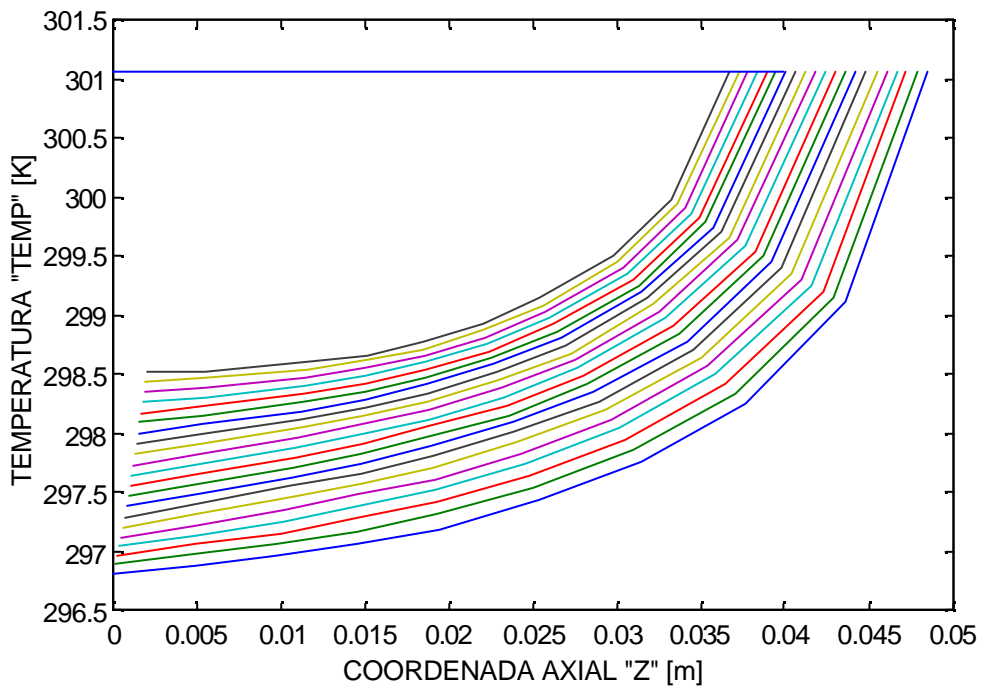


Fig. 4.1.24 Temperatura para un Flujo Másico de 0.4 Kg/seg

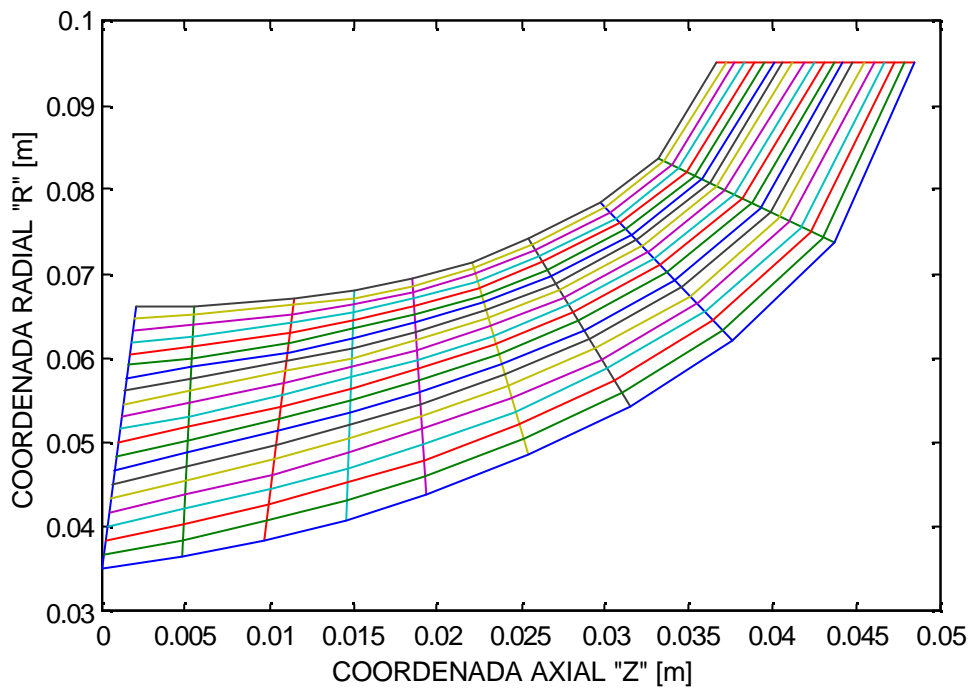


Fig. 4.1.25 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

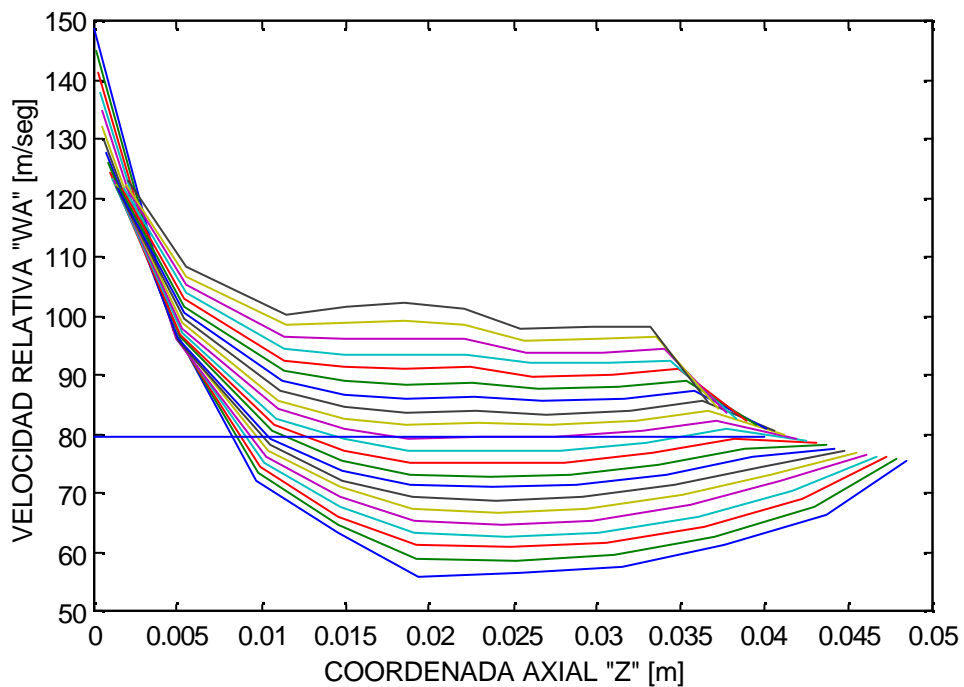


Fig. 4.1.26 Velocidad Relativa para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

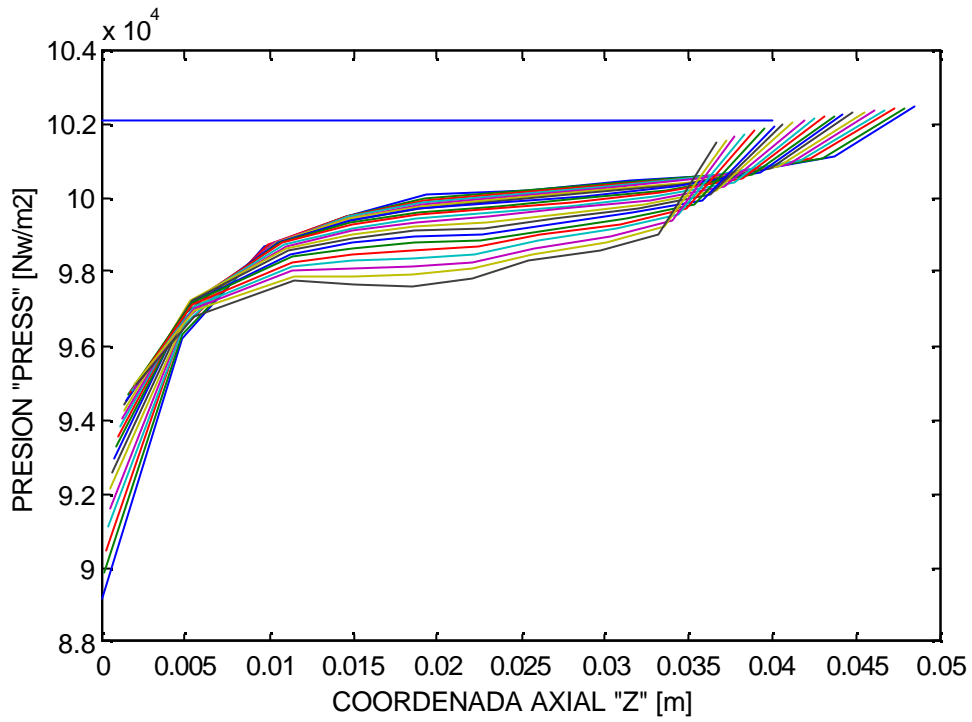


Fig. 4.1.27 Presión par a un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

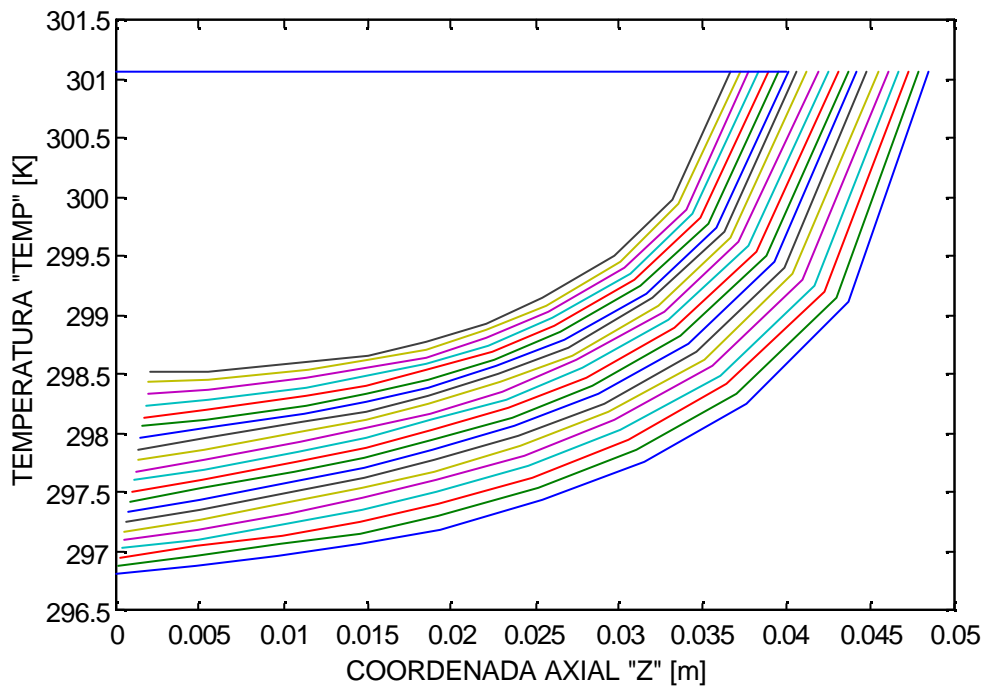


Fig. 4.1.28 Temperatura para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

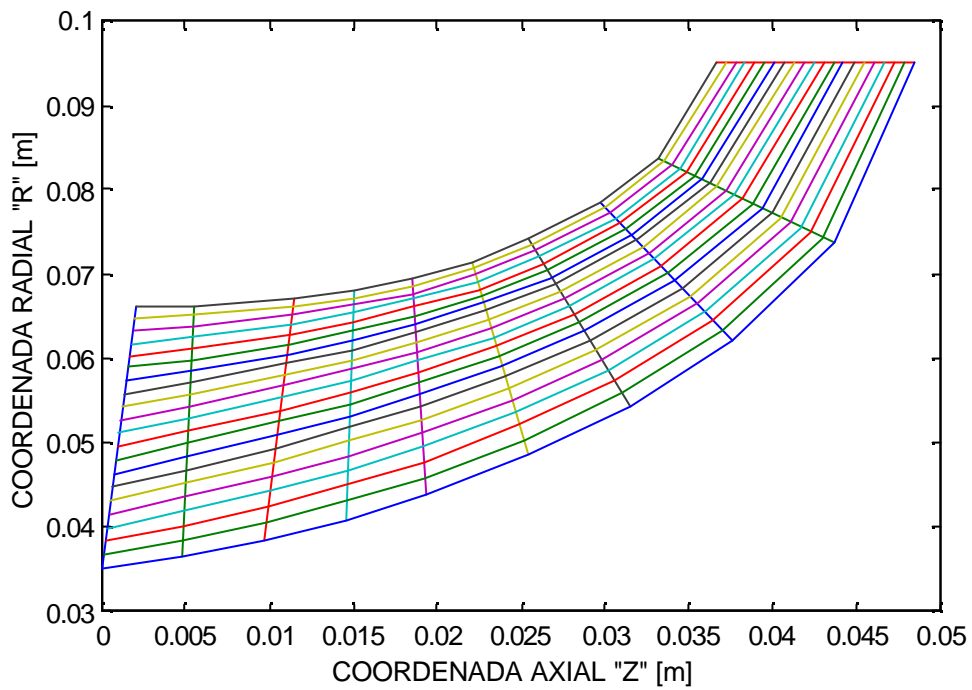


Fig. 4.1.29 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 0.8 Kg/seg

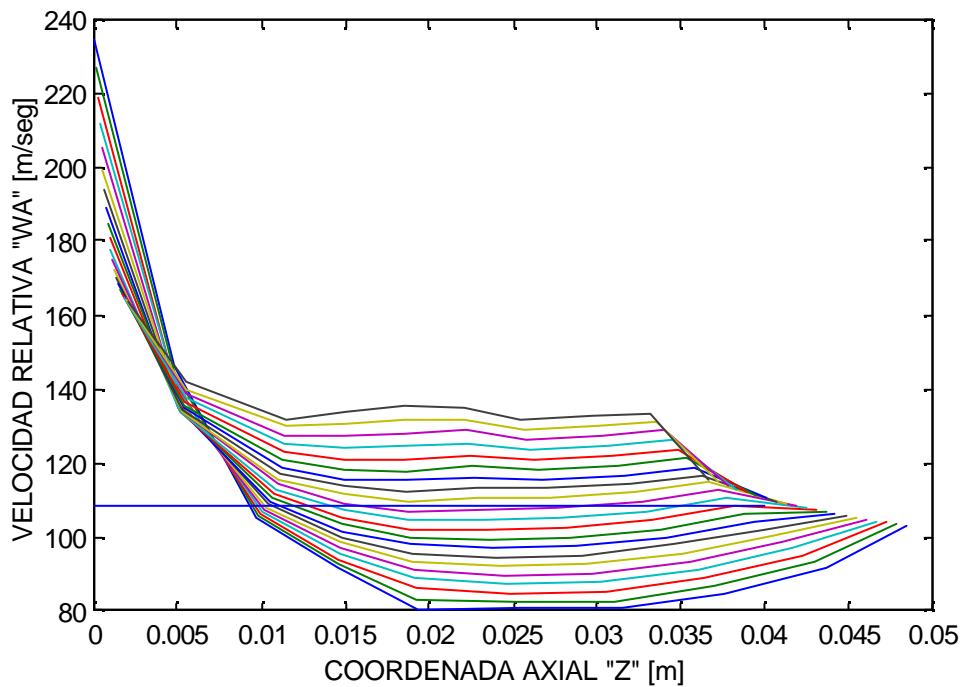


Fig. 4.1.30 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 0.8 Kg/seg

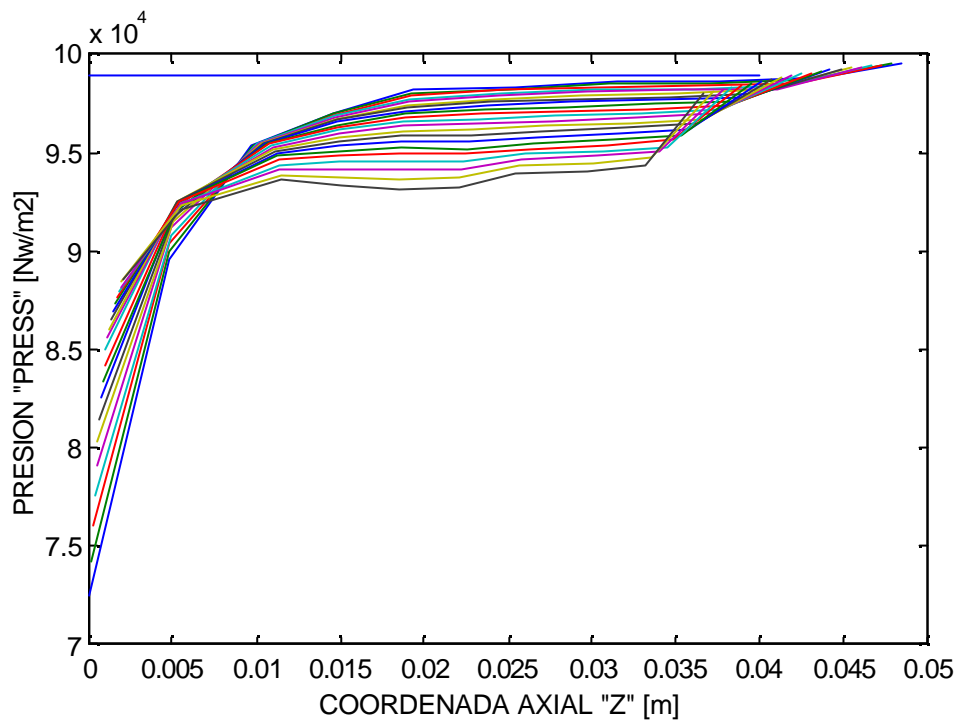


Fig. 4.1.31 Presión para un Flujo Másico de 0.8 Kg/seg

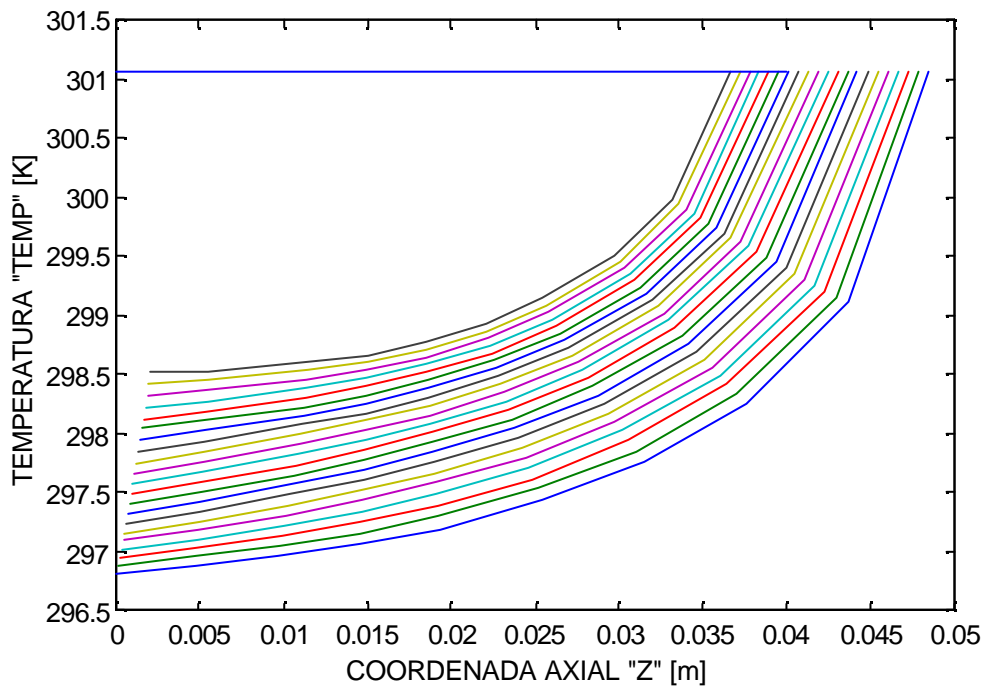


Fig. 4.1.32 Temperatura para un Flujo Másico de 0.8 Kg/seg

4.1.2 COMPORTAMIENTO A 15000 RPM.

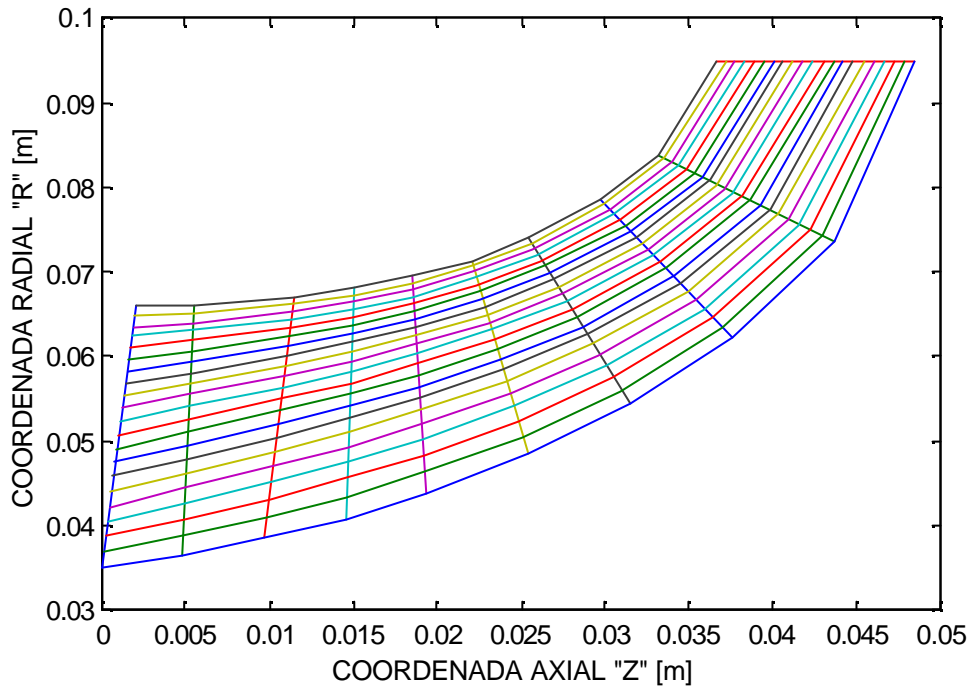


Fig. 4.1.33 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

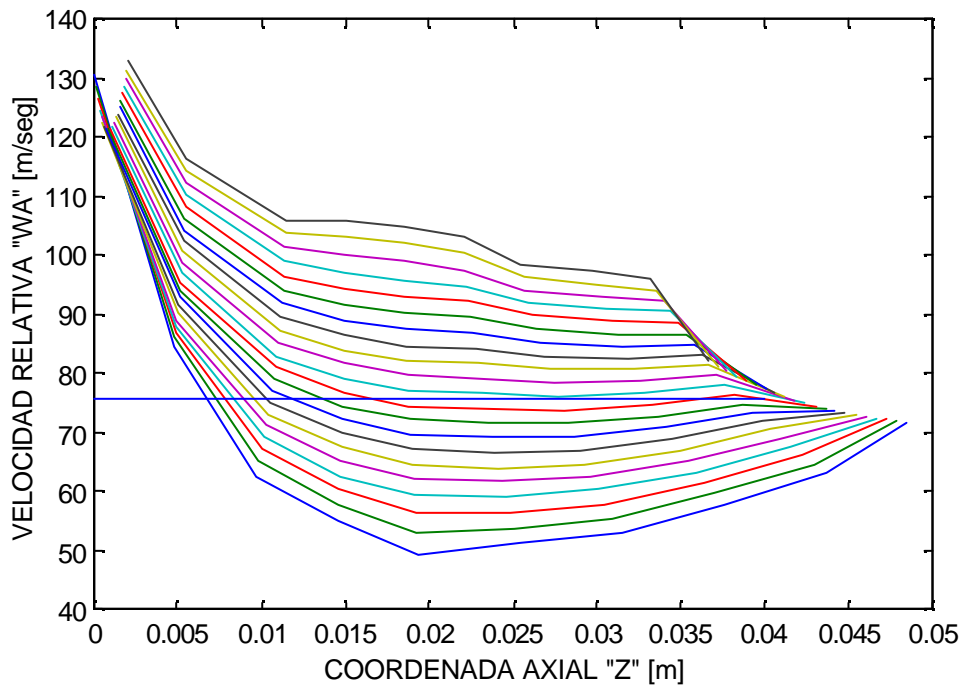


Fig. 4.1.34 Velocidad Relativa par a un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

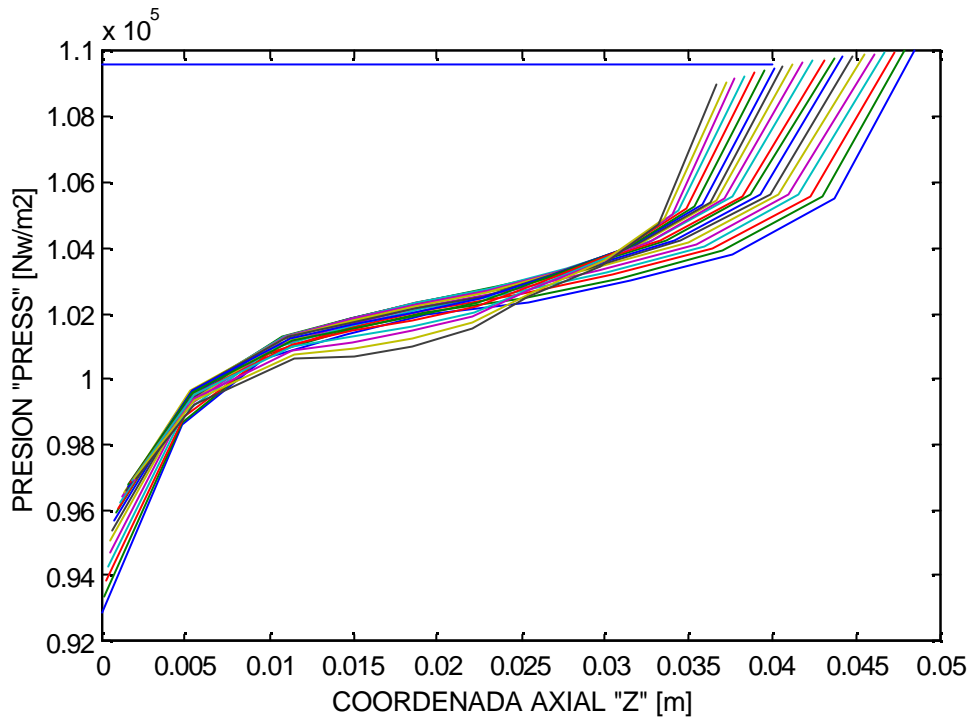


Fig. 4.1.35 Presión para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

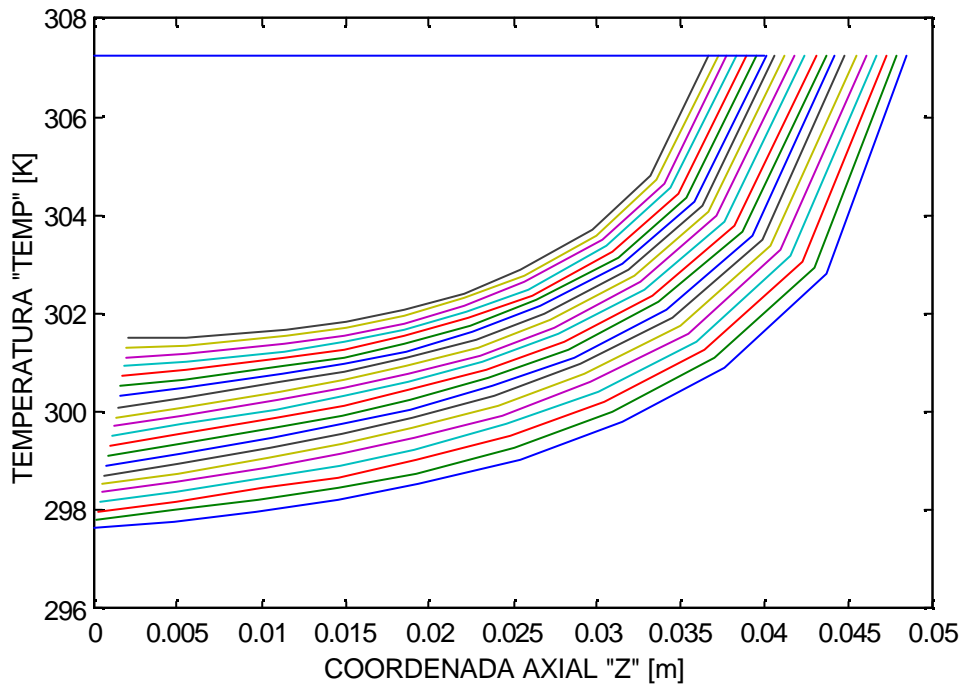


Fig. 4.1.36 Temperatura para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

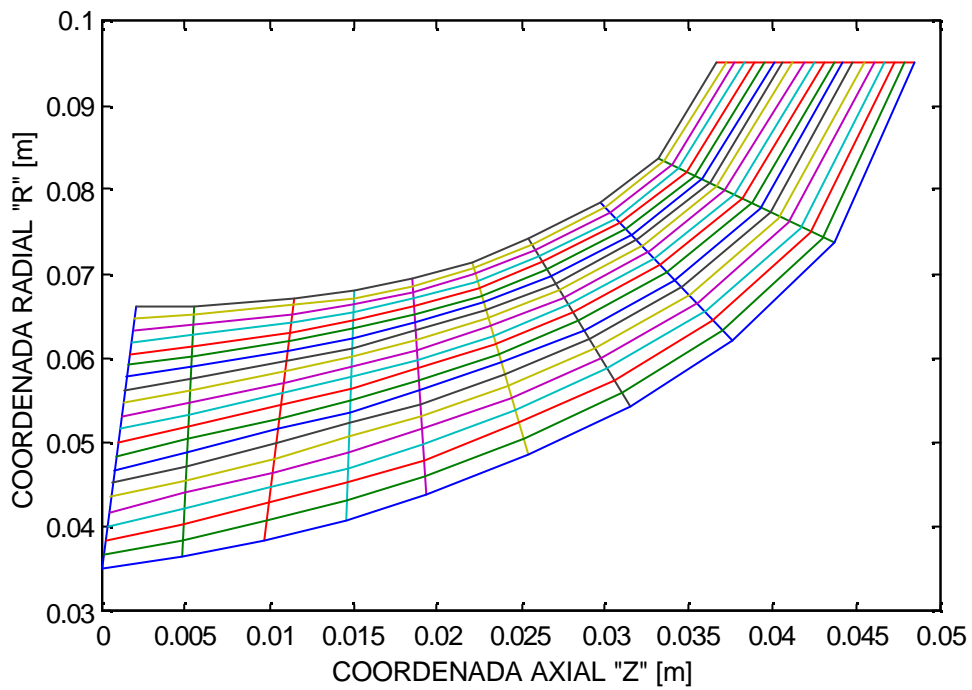


Fig. 4.1.37 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 0.8 Kg/seg

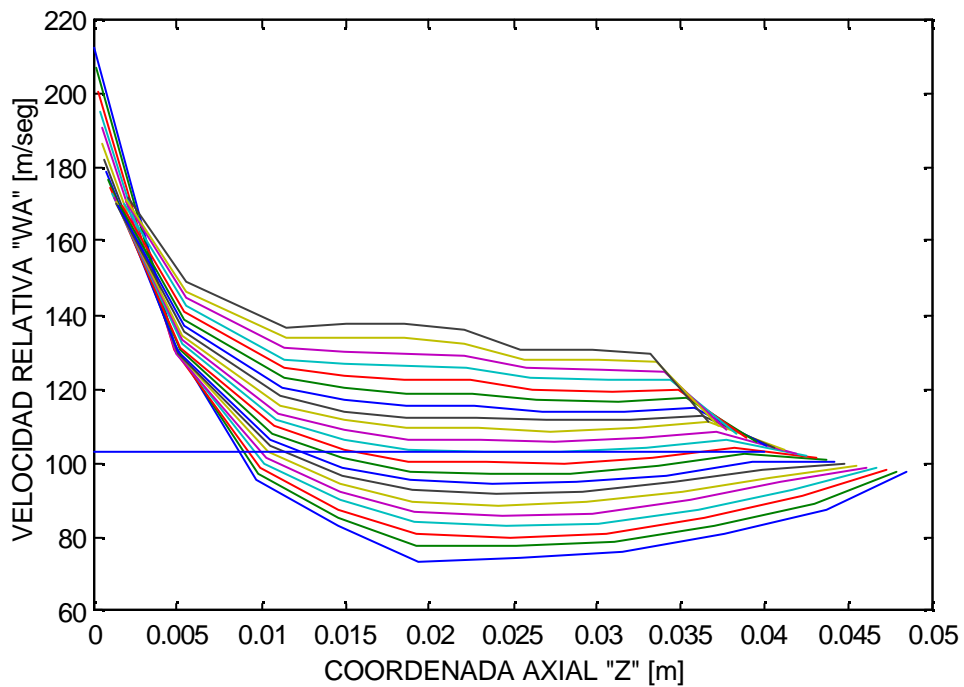


Fig. 4.1.38 Velocidad Relativa para un Flujo Másico de 0.8 Kg/seg

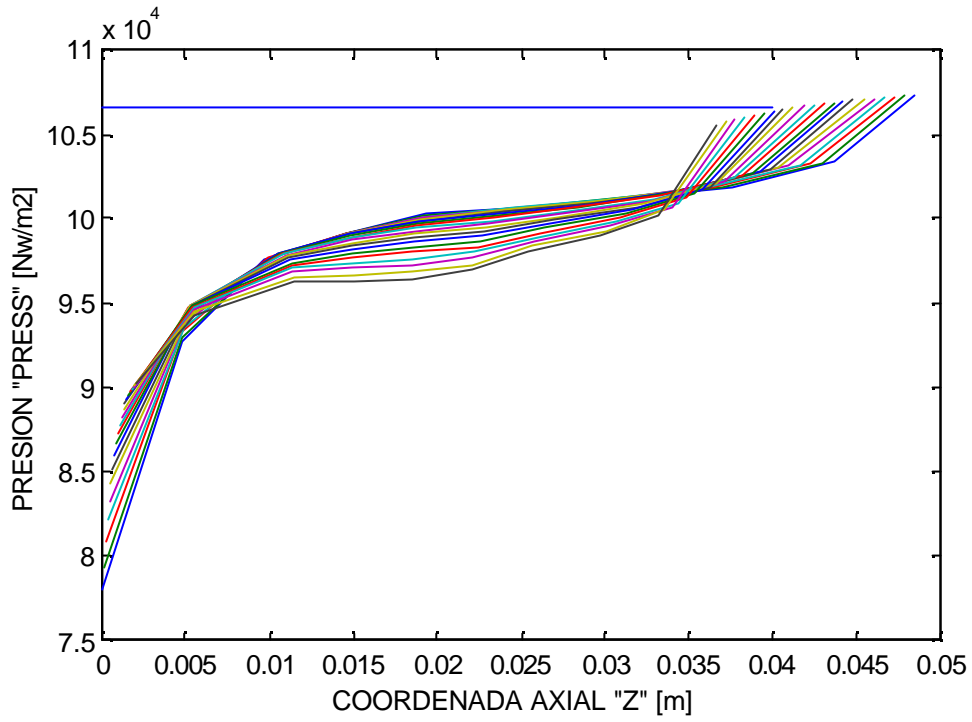


Fig. 4.1.39 Presión para un Flujo Másico de 0.8 Kg/seg

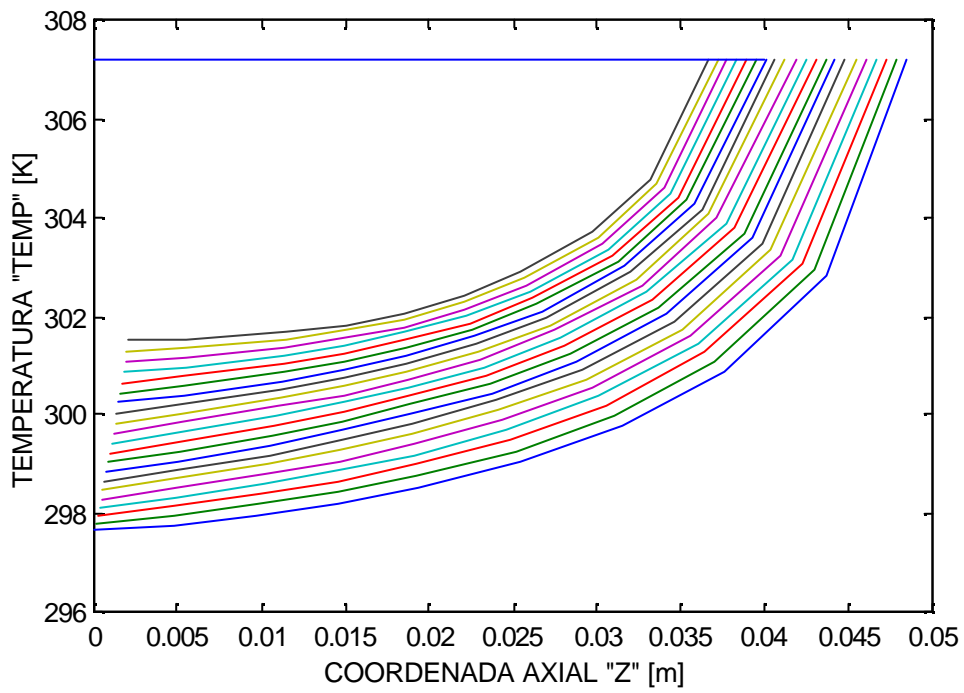


Fig. 4.1.40 Temperatura para un Flujo Másico de 0.8 Kg/seg

4.1.3 COMPORTAMIENTO A 39000 RPM. (VELOCIDAD DE DISEÑO)

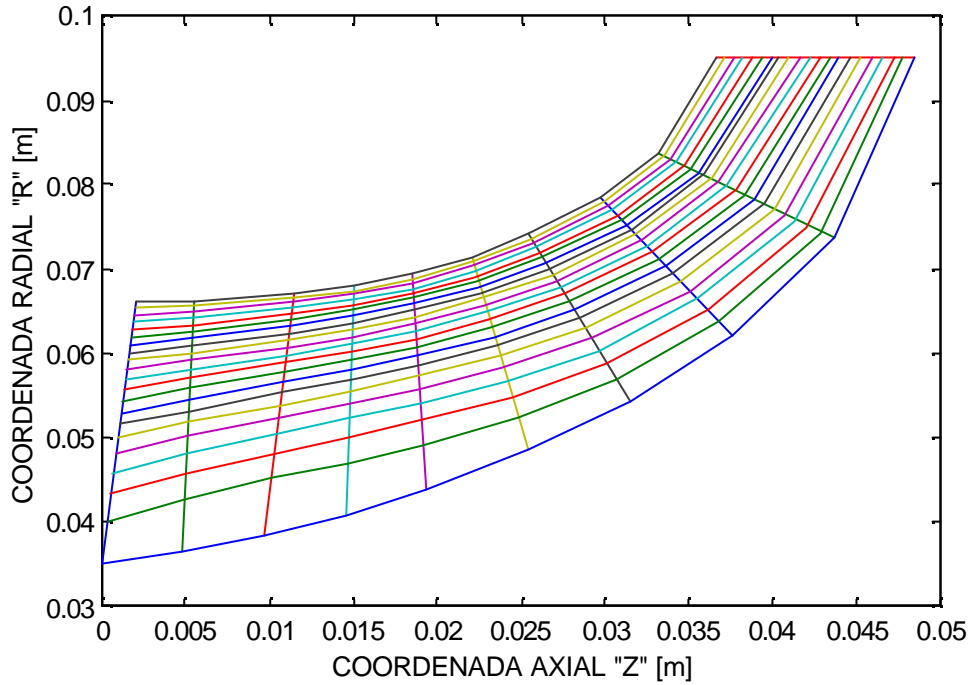


Fig. 4.1.41 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

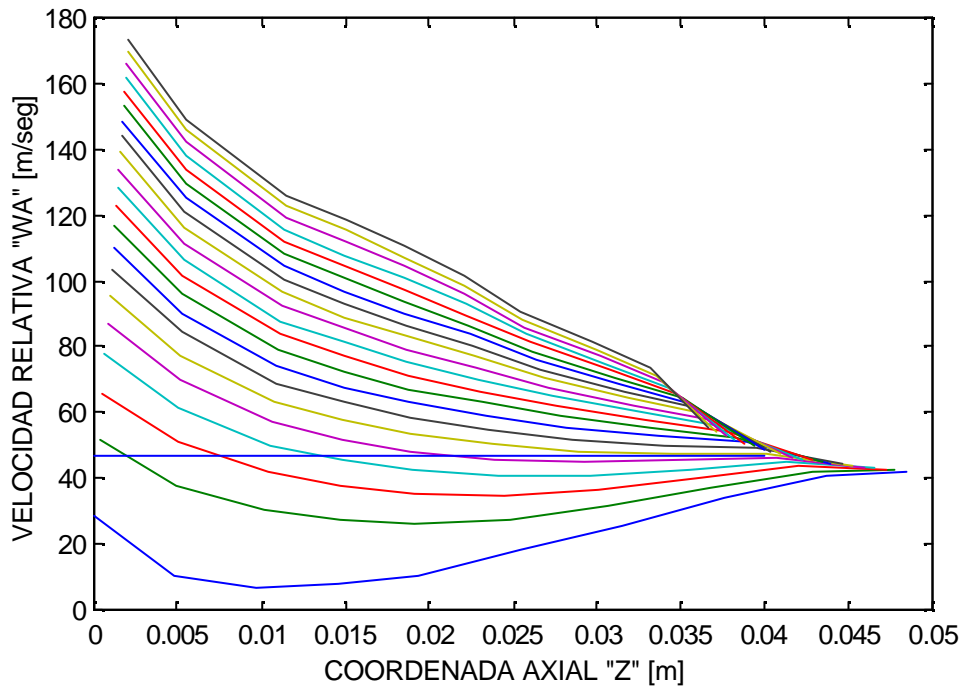


Fig. 4.1.42 Velocidad Relativa para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

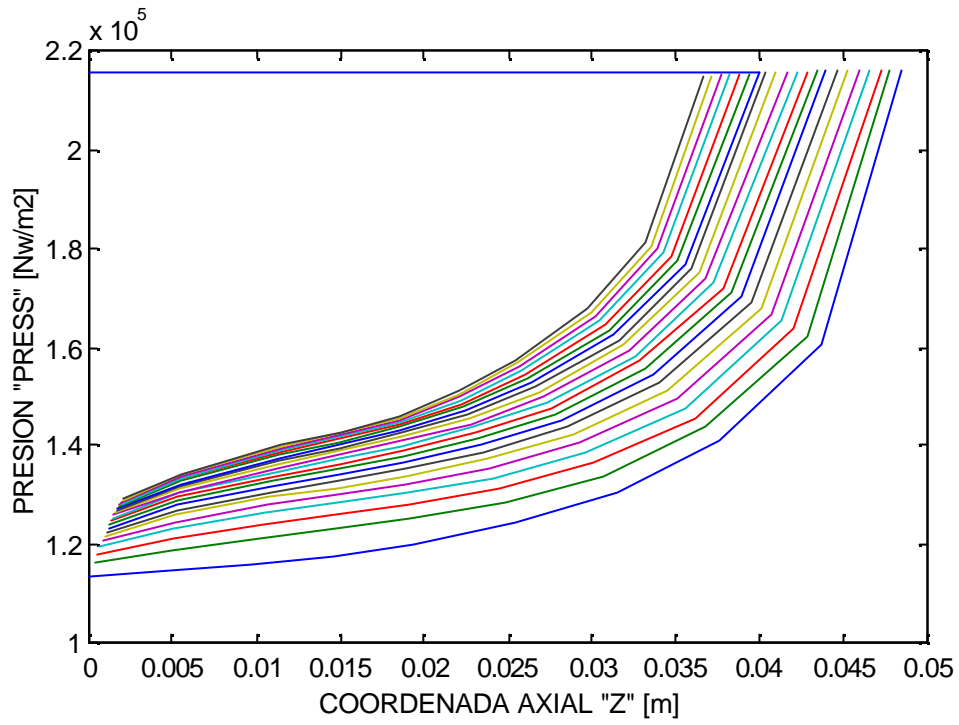


Fig. 4.1.43 Presión para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

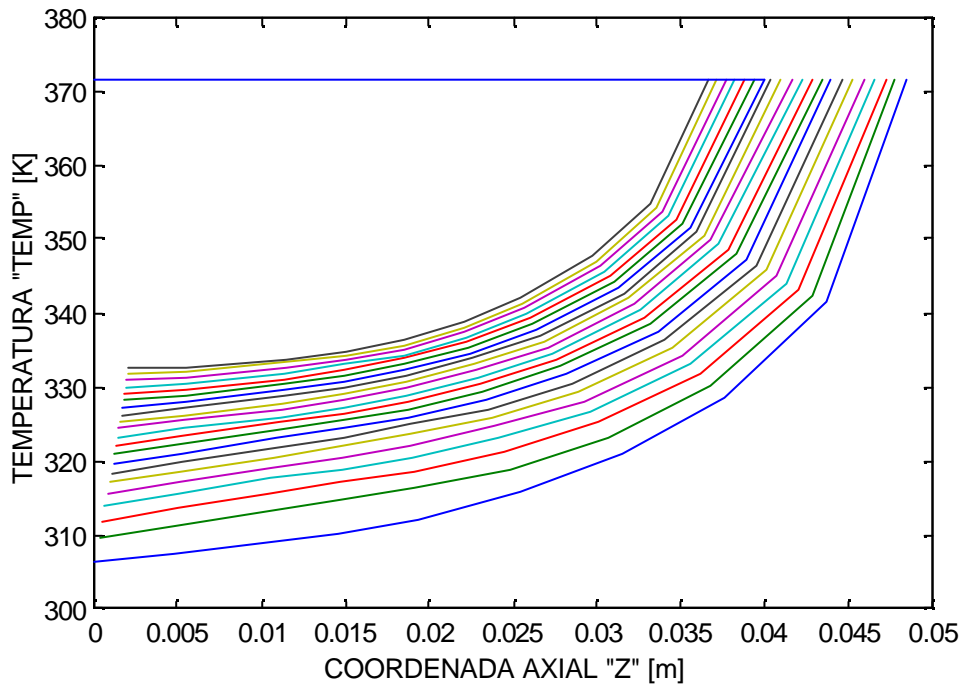


Fig. 4.1.44 Temperatura para un Flujo Másico de 0.6 Kg/seg

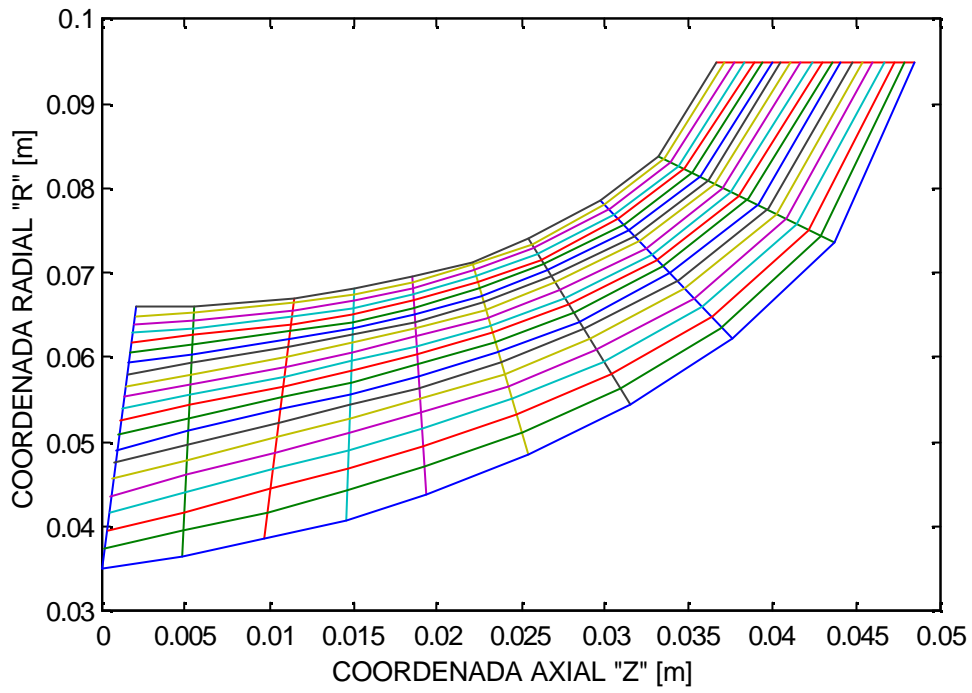


Fig. 4.1.45 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 1.0 Kg/seg

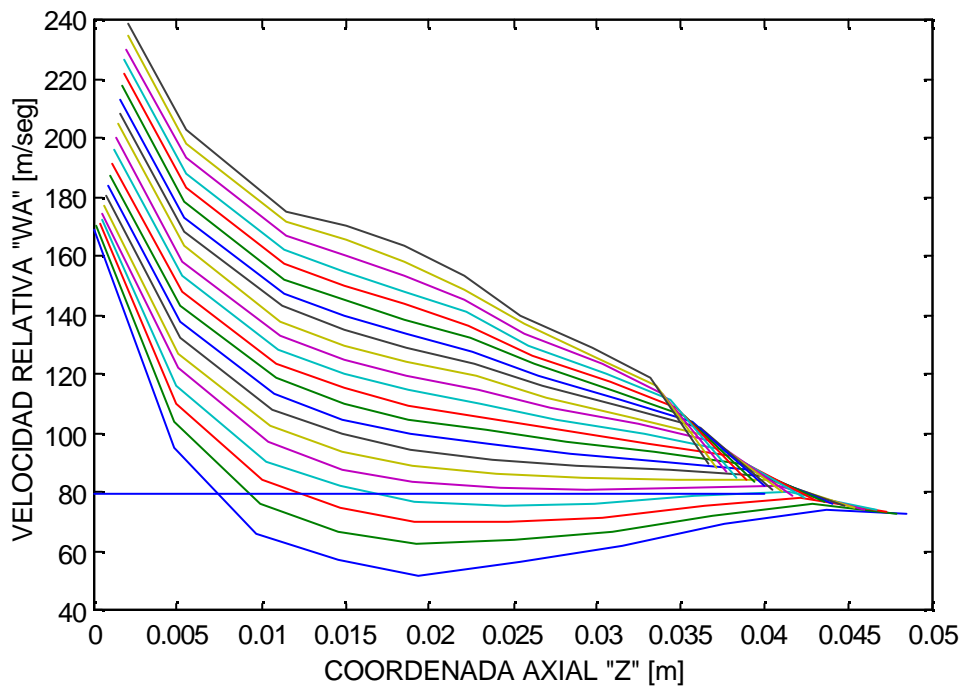


Fig. 4.1.46 Velocidad Relativa para un Flujo Másico de 1.0 Kg/seg

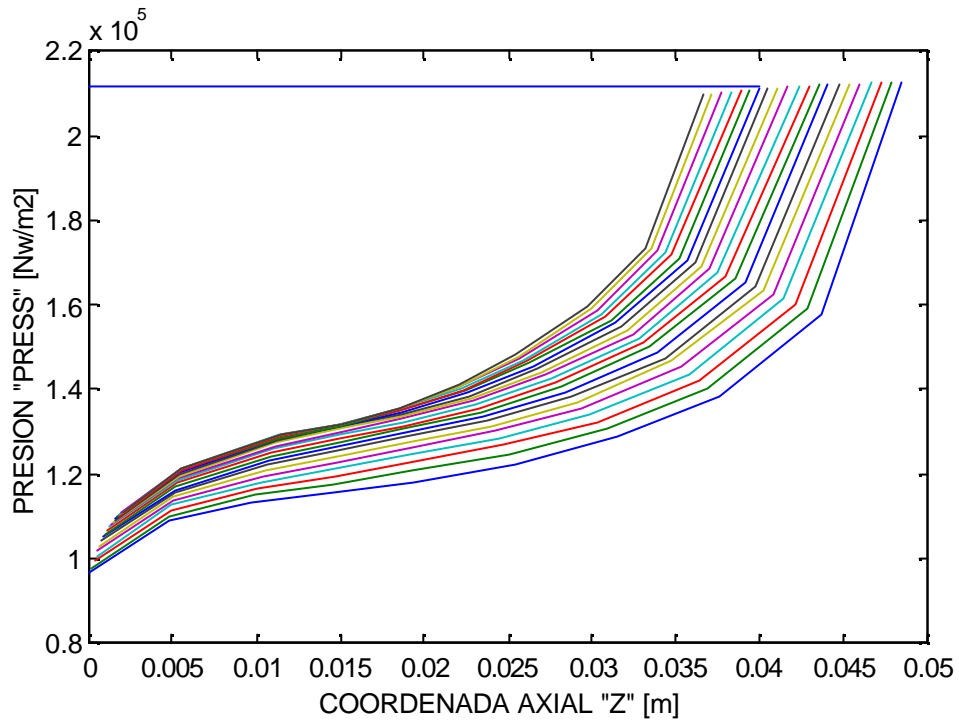


Fig. 4.1.47 Presión para un Flujo Másico de 1.0 Kg/seg

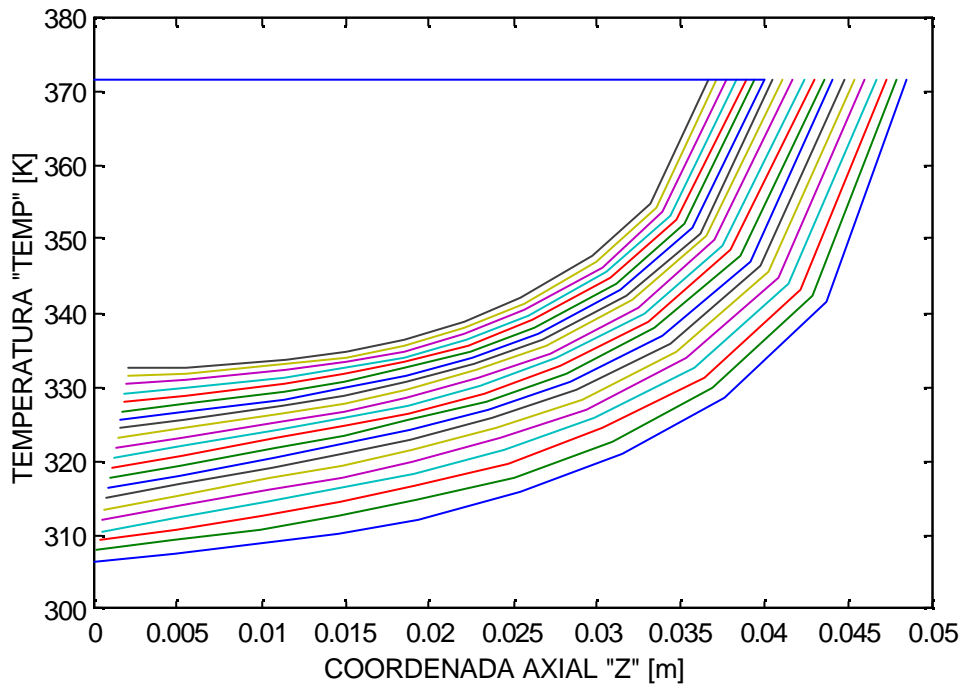


Fig. 4.1.48 Temperatura para un Flujo Másico de 1.0 Kg/seg

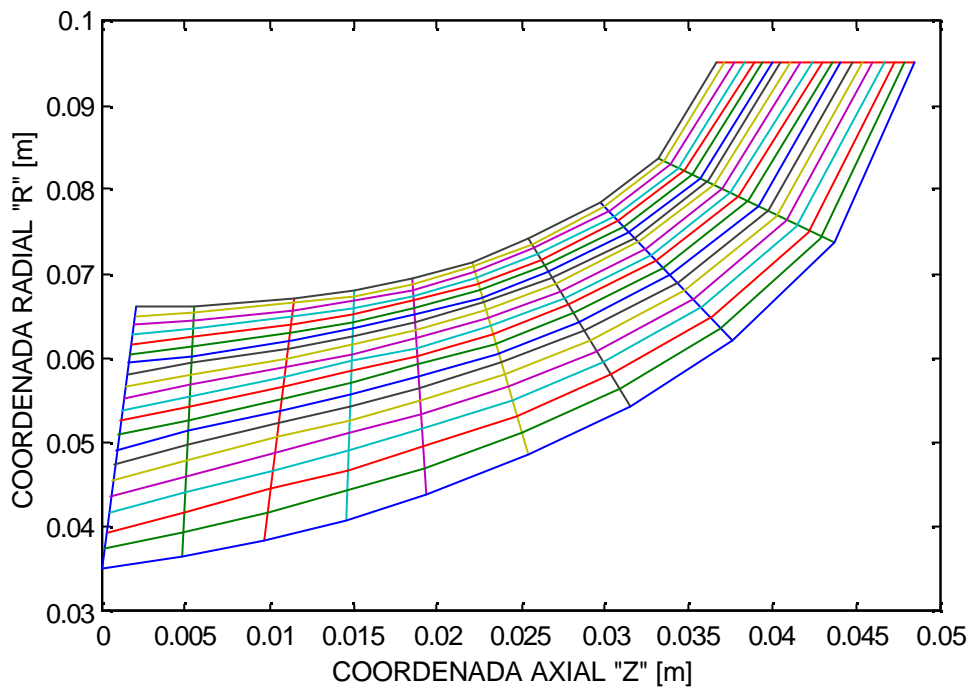


Fig. 4.1.49 Patrón de Corriente para un Flujo Másico de 1.2 Kg/seg

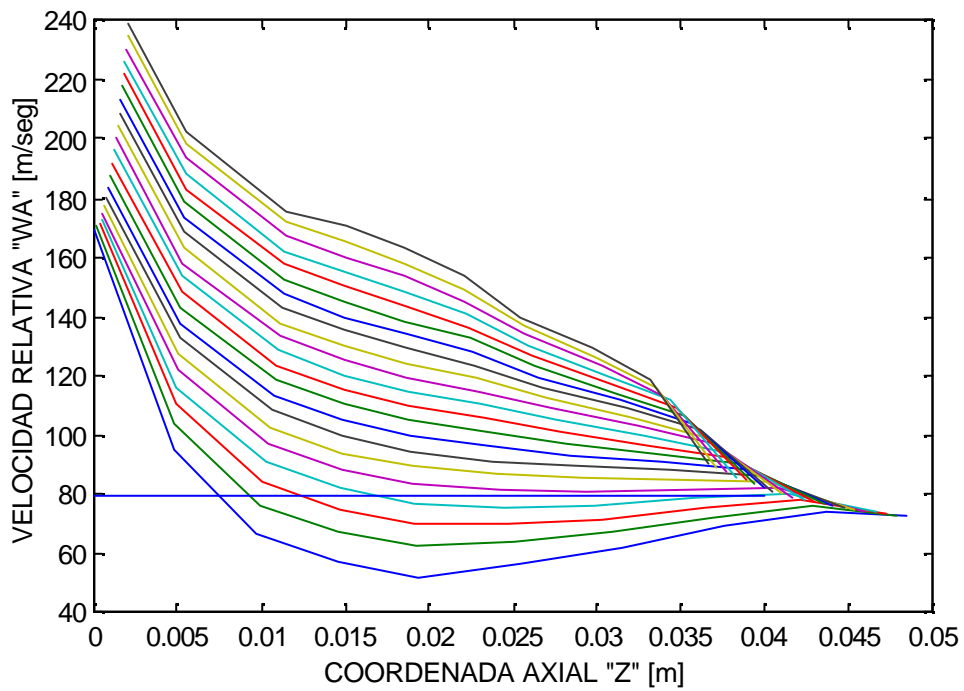


Fig. 4.1.50 Velocidad Relativa para un Flujo Másico de 1.2 Kg/seg

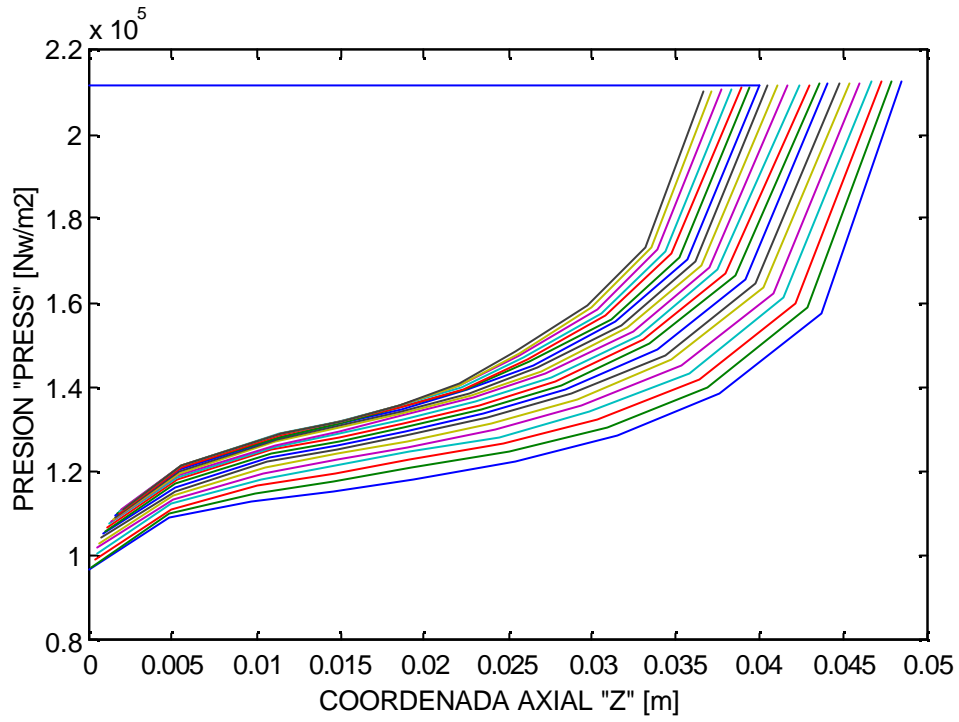


Fig. 4.1.51 Presión para un Flujo Másico de 1.2 Kg/seg

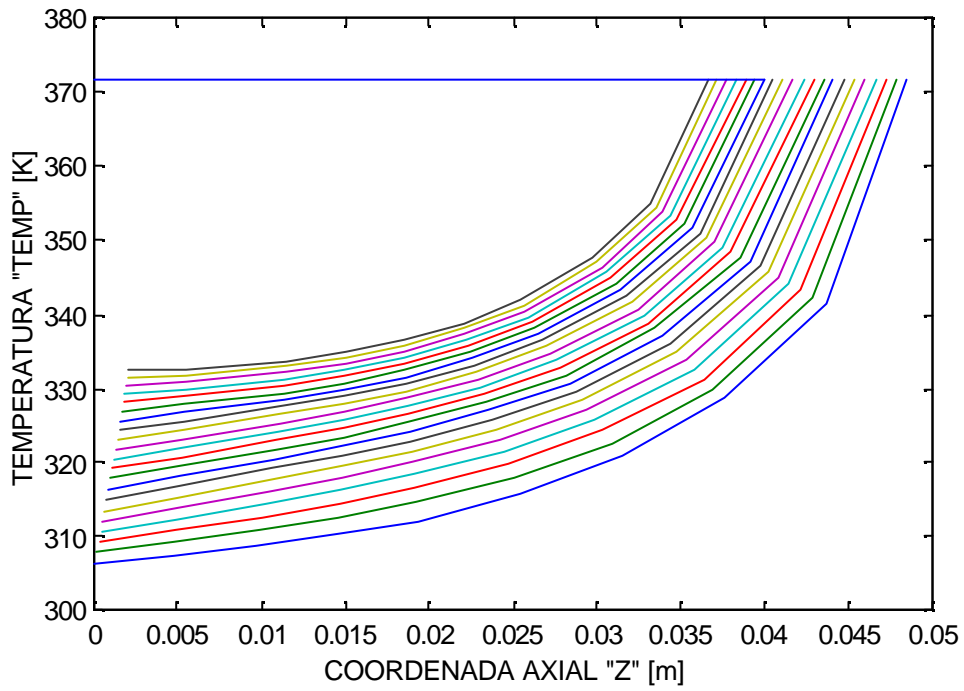


Fig. 4.1.52 Temperatura para un Flujo Másico de 1.2 Kg/seg

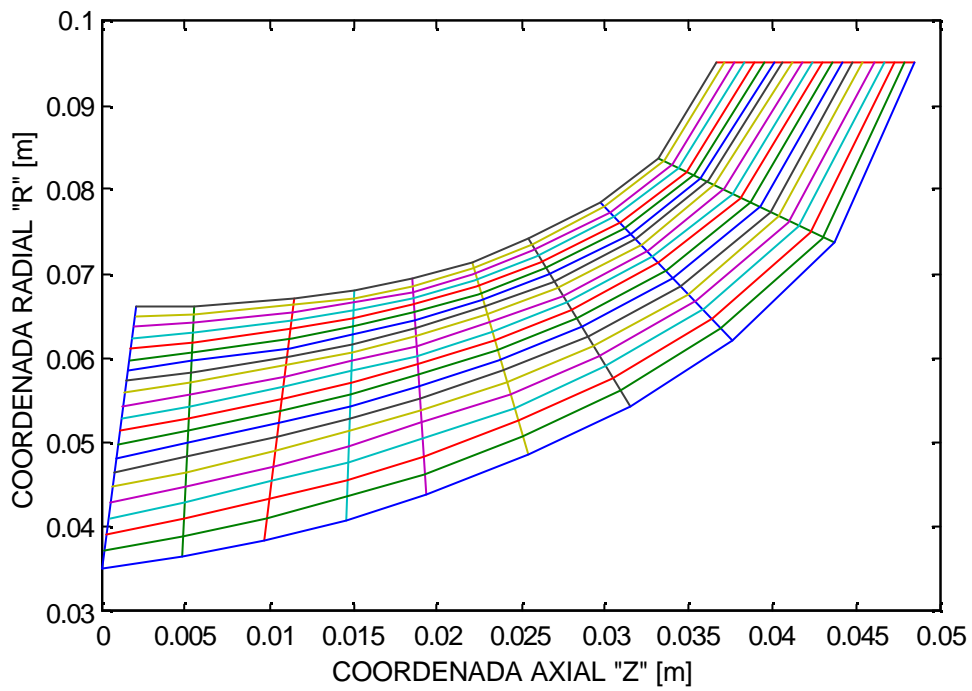


Fig. 4.1.53 Patrón para un Flujo Másico de 1.48 Kg/seg

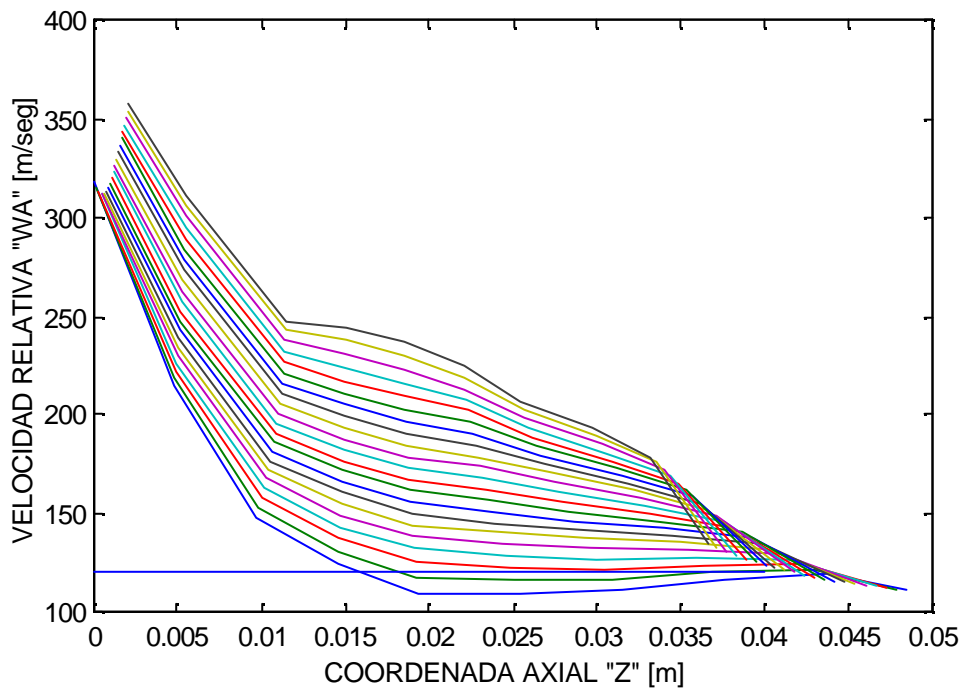


Fig. 4.1.54 Velocidad Relativa para un Flujo Másico de 1.48 Kg/seg

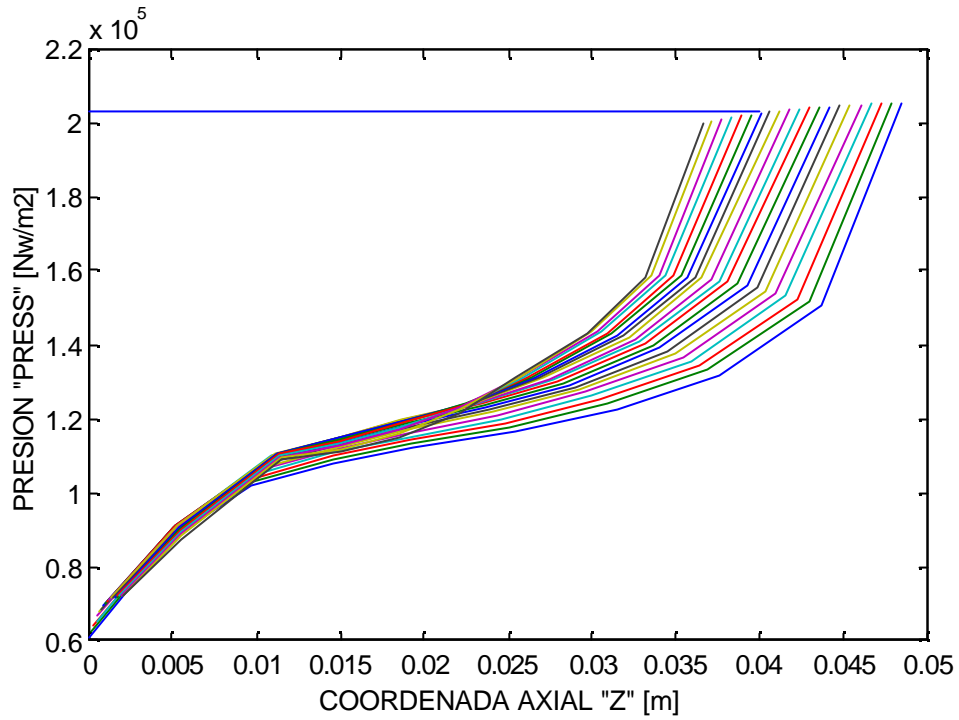


Fig. 4.1.55 Presión para un Flujo Másico de 1.48 Kg/seg

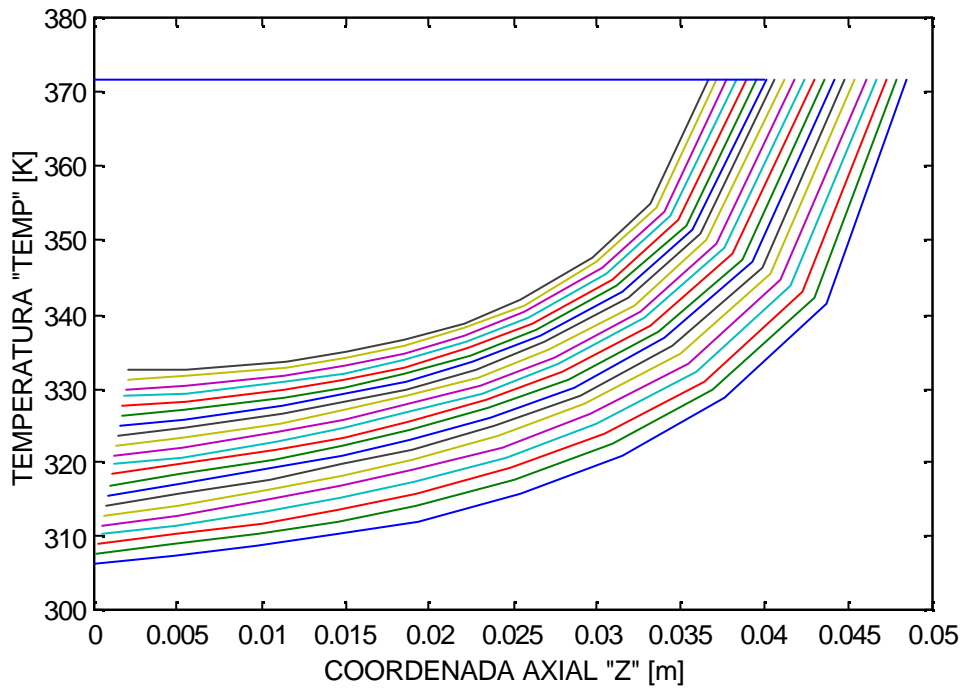


Fig. 4.1.56 Temperatura para un Flujo Másico de 1.48 Kg/seg

En las figs. 4.1.53-4.1.56 se presenta el comportamiento aproximado que el compresor tendrá a la velocidad, flujo másico y presión de diseño.

RUN NO. 1 INPUT DATA CARD LISTING

MX	KMX	MR	MZ	W	WT	XN	GAM
AR	10	21	6	10	128.00	.67700E-01	20.000
	287.00						1.4000

TYPE	MT	SRW	MXBL	TEMP	ALM	RHO	PLOSS
ANGR	0	11	0	1	296.15	.00000	1.1880
	45.000						128.00

KSTH	NPRT	ITER	KD	SFACT	ZSPLIT	BETO	CORFAC
SSN	2	1	1	2	1.0000	.50000E-01	-15.700
	5.0000						.10000

ZS ARRAY

.21000E-02	.56000E-02	.11600E-01	.15100E-01	.18500E-01
.22000E-01	.25400E-01			
.29800E-01	.33200E-01	.36700E-01		

ZH ARRAY

.00000	.48000E-02	.97000E-02	.14500E-01	.19400E-01
.25400E-01	.31500E-01			
.37600E-01	.43600E-01	.48500E-01		

RS ARRAY

.66000E-01	.66000E-01	.67000E-01	.68000E-01	.69400E-01
.71400E-01	.74000E-01			
.78500E-01	.83800E-01	.95000E-01		

RH ARRAY

.35000E-01	.36500E-01	.38500E-01	.40900E-01	.43800E-01
.48500E-01	.54400E-01			
.62200E-01	.73600E-01	.95000E-01		

***** 6.600000E-02 3.500000E-02
 wa(1,1)= 5.796415

THTA ARRAY

.00000	-.13350	-.21950	-.28130	-.32630	-
.35910	-.38220				
-.39750	-.40700	-.41170	-.41310		

ZT ARRAY

.00000	.48000E-02	.97000E-02	.14500E-01	.19400E-01
.24200E-01	.29100E-01			
.33900E-01	.38800E-01	.43600E-01	.48500E-01	

TN ARRAY

.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02
.15000E-02	.15000E-02			
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02		

.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02
.15000E-02	.15000E-02			
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02		
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02
.15000E-02	.15000E-02			
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02		
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02
.15000E-02	.15000E-02			
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02		
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02
.15000E-02	.15000E-02			
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02		
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02		
.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02	.15000E-02
.15000E-02	.15000E-02			

Z ARRAY

-.10000E-02	.12000E-02	.35000E-02	.10000E-01	.17500E-01
.22500E-01	.26500E-01			
.35000E-01	.40000E-01	.49000E-01		

R ARRAY

.34500E-01	.50800E-01	.68000E-01	.75000E-01	.84000E-01
.96000E-01				

rs(1) = 6.600000E-02 rh(1) = 3.500000E-02

*****las constantes 1.400000 287.000000 296.150000

L	Z	R	WA	PRESS	WTR	WL	TTRE
STREAMLINE 1							
.000000	.0350000		15.00098	100852.40000	17.79065	12.21096	296.16000
.004800	.0365000		10.26334	100916.70000	13.06607	7.46040	296.16090
.009700	.0385000		7.75878	100936.70000	9.54009	5.97717	296.16210
.014500	.0409000		6.84712	100938.10000	8.13622	5.55755	296.16360
.019400	.0438000		6.08179	100937.50000	7.55545	4.60834	296.16560
.025400	.0485000		6.21334	100928.90000	7.63480	4.79163	296.16920
.031500	.0544000		6.33890	100920.70000	8.12111	4.55653	296.17410
.037600	.0622000		6.80845	100910.50000	9.11648	4.50025	296.18150
.043600	.0736000		7.43070	100900.20000	9.81884	5.04257	296.19420
.048500	.0950000		8.58666	100890.20000	9.81216	7.36117	296.22360
STREAMLINE 2							
.000116	.0367068		14.71792	100858.60000	17.41940	12.01607	296.16100
.004856	.0385672		10.32060	100917.20000	13.10101	7.54002	296.16210
.009851	.0407612		7.92919	100936.10000	9.80818	6.04998	296.16350
.014550	.0431638		7.03185	100937.60000	8.44509	5.61804	296.16520
.019322	.0460246		6.43208	100935.90000	7.98178	4.88255	296.16730
.025115	.0504164		6.45477	100928.30000	7.97848	4.93083	296.17070
.031019	.0559459		6.57529	100920.10000	8.43010	4.72028	296.17550
.037033	.0633856		6.99429	100910.10000	9.36219	4.62621	296.18280
.042923	.0742643		7.57997	100899.80000	9.99427	5.16564	296.19500
.047887	.0950000		8.61397	100889.90000	9.77270	7.45524	296.22360
STREAMLINE 3							
.000232	.0384203		14.42345	100865.00000	17.10926	11.73727	296.16200
.004906	.0404191		10.31805	100918.40000	13.10720	7.52873	296.16330
.009986	.0427877		8.07226	100935.70000	10.00943	6.13492	296.16490
.014596	.0452147		7.22814	100936.90000	8.74898	5.70669	296.16670
.019251	.0480393		6.73337	100934.60000	8.35892	5.10788	296.16880
.024854	.0521762		6.69494	100927.50000	8.31405	5.07562	296.17220
.030571	.0573848		6.80862	100919.40000	8.74098	4.87600	296.17680
.036495	.0645093		7.18394	100909.60000	9.61232	4.75537	296.18390
.042268	.0749067		7.73252	100899.30000	10.17544	5.28955	296.19570
.047276	.0950000		8.64310	100889.60000	9.73376	7.55244	296.22360
STREAMLINE 4							
.000348	.0401313		14.15860	100870.80000	16.82592	11.49093	296.16310
.004955	.0422181		10.32486	100919.60000	13.12634	7.52320	296.16460
.010114	.0447145		8.20479	100935.40000	10.19190	6.21754	296.16630
.014638	.0471324		7.42808	100936.10000	9.04852	5.80707	296.16810
.019186	.0498904		6.99980	100933.40000	8.70415	5.29537	296.17030
.024612	.0538056		6.93525	100926.60000	8.64518	5.22517	296.17360
.030152	.0587315		7.03959	100918.70000	9.05421	5.02468	296.17810
.035984	.0655774		7.37715	100908.90000	9.86688	4.88722	296.18510
.041634	.0755284		7.88827	100898.60000	10.36244	5.41402	296.19650
.046666	.0950000		8.67416	100889.30000	9.69547	7.65283	296.22360
STREAMLINE 5							
.000463	.0418371		13.92689	100876.00000	16.57601	11.27747	296.16420
.005002	.0439671		10.34298	100920.70000	13.15904	7.52673	296.16580
.010237	.0465492		8.33565	100935.20000	10.36801	6.30322	296.16770
.014678	.0489318		7.62710	100935.40000	9.34313	5.91053	296.16950
.019126	.0516071		7.24646	100932.40000	9.02920	5.46350	296.17170
.024387	.0553242		7.17570	100925.70000	8.97416	5.37712	296.17500
.029758	.0599980		7.26921	100917.80000	9.37099	5.16710	296.17940
.035497	.0665952		7.57361	100908.10000	10.12551	5.02148	296.18620
.041020	.0761305		8.04719	100897.90000	10.55561	5.53867	296.19730
.046057	.0950000		8.70723	100889.00000	9.65782	7.75664	296.22360

STREAMLINE 6

.000578	.0435332	13.72979	100880.60000	16.36153	11.09779	296.16550
.005049	.0456683	10.37379	100921.70000	13.20581	7.54157	296.16700
.010353	.0482987	8.46933	100934.90000	10.54424	6.39438	296.16900
.014715	.0506259	7.82487	100934.60000	9.63447	6.01475	296.17090
.019069	.0532101	7.48237	100931.30000	9.34173	5.62269	296.17310
.024176	.0567469	7.41662	100924.70000	9.30305	5.53007	296.17630
.029386	.0611936	7.49831	100916.90000	9.69242	5.30385	296.18050
.035032	.0675672	7.77301	100907.30000	10.38790	5.15791	296.18720
.040425	.0767141	8.20931	100897.10000	10.75530	5.66323	296.19800
.045451	.0950000	8.74243	100888.60000	9.62078	7.86407	296.22360

STREAMLINE 7

.000692	.0452155	13.56705	100884.70000	16.18181	10.95210	296.16670
.005094	.0473229	10.41791	100922.60000	13.26668	7.56895	296.16820
.010465	.0499685	8.60815	100934.60000	10.72404	6.49218	296.17030
.014751	.0522254	8.02252	100933.80000	9.92463	6.12003	296.17220
.019016	.0547146	7.71316	100930.30000	9.64768	5.77818	296.17440
.023977	.0580857	7.65850	100923.50000	9.63266	5.68425	296.17750
.029033	.0623263	7.72760	100915.80000	10.02333	5.43151	296.18170
.034587	.0684973	7.97505	100906.30000	10.63498	5.31490	296.18830
.039848	.0772802	8.37465	100896.20000	10.93304	5.81615	296.19870
.044846	.0950000	8.77990	100888.20000	9.64090	7.91890	296.22360

STREAMLINE 8

.000805	.0468799	13.43734	100888.30000	16.03453	10.84002	296.16790
.005137	.0489320	10.47542	100923.30000	13.34101	7.60962	296.16950
.010571	.0515635	8.75344	100934.20000	10.90934	6.59746	296.17170
.014784	.0537394	8.22155	100932.90000	10.21551	6.22733	296.17360
.018966	.0561322	7.94248	100929.20000	9.95114	5.93325	296.17570
.023789	.0593498	7.90192	100922.30000	9.96483	5.83893	296.17870
.028698	.0634025	7.95761	100914.70000	10.35906	5.55581	296.18280
.034160	.0693890	8.17945	100905.20000	10.88645	5.47223	296.18920
.039287	.0778298	8.54321	100895.20000	11.11655	5.96975	296.19940
.044243	.0950000	8.81981	100887.80000	9.66282	7.97679	296.22360

STREAMLINE 9

.000916	.0485229	13.33858	100891.40000	15.91632	10.76075	296.16920
.005180	.0504966	10.54601	100923.90000	13.42772	7.66406	296.17080
.010673	.0530881	8.90602	100933.70000	11.10110	6.71088	296.17300
.014816	.0551754	8.42343	100932.00000	10.50878	6.33785	296.17480
.018919	.0574722	8.17285	100928.00000	10.25531	6.08974	296.17690
.023611	.0605473	8.14745	100921.00000	10.29995	5.99485	296.17990
.028379	.0644277	8.18876	100913.50000	10.70176	5.67541	296.18380
.033750	.0702453	8.38605	100904.00000	11.13462	5.63726	296.19020
.038743	.0783636	8.71508	100894.10000	11.29319	6.13684	296.20010
.043642	.0950000	8.86233	100887.30000	9.71152	8.01312	296.22360

STREAMLINE 10

.001026	.0501415	13.26827	100894.00000	15.82326	10.71323	296.17050
.005221	.0520176	10.62914	100924.30000	13.52543	7.73261	296.17210
.010770	.0545463	9.06647	100933.20000	11.29967	6.83315	296.17430
.014846	.0565402	8.62941	100931.00000	10.80591	6.45281	296.17610
.018875	.0587422	8.40609	100926.70000	10.56269	6.24877	296.17810
.023442	.0616845	8.39563	100919.50000	10.63909	6.15206	296.18100
.028074	.0654065	8.42130	100912.20000	11.05241	5.78987	296.18490
.033356	.0710688	8.59469	100902.70000	11.37857	5.81059	296.19120
.038214	.0788825	8.89032	100892.90000	11.46059	6.31991	296.20070
.043044	.0950000	8.90767	100886.90000	9.79096	8.02436	296.22360

STREAMLINE 11

.001134	.0517332	13.22367	100896.30000	15.75113	10.69618	296.17180
.005261	.0534961	10.72416	100924.60000	13.63247	7.81562	296.17330
.010863	.0559419	9.23514	100932.50000	11.50515	6.96497	296.17550
.014875	.0578392	8.84063	100929.90000	11.10802	6.57323	296.17730
.018832	.0599486	8.64363	100925.30000	10.87543	6.41107	296.17930
.023282	.0627671	8.64694	100918.00000	10.98335	6.31041	296.18210
.027783	.0663431	8.65539	100910.80000	11.41154	5.89895	296.18590
.032977	.0718619	8.80525	100901.30000	11.61726	5.99303	296.19210
.037699	.0793873	9.06900	100891.60000	11.61705	6.52082	296.20140
.042449	.0950000	8.95607	100886.40000	9.90448	8.00764	296.22360

STREAMLINE 12

.001239	.0532962	13.20198	100898.30000	15.69560	10.70835	296.17320
.005300	.0549331	10.83039	100924.80000	13.74707	7.91349	296.17460
.010952	.0572785	9.41225	100931.70000	11.71730	7.10704	296.17680
.014902	.0590772	9.05811	100928.60000	11.41611	6.70012	296.17840
.018792	.0610966	8.88660	100923.70000	11.19552	6.57697	296.18040
.023128	.0637998	8.90183	100916.20000	11.33380	6.46968	296.18320
.027504	.0672410	8.89104	100909.20000	11.77945	6.00238	296.18690
.032611	.0726267	9.01767	100899.80000	11.84953	6.18559	296.19300
.037198	.0798786	9.25121	100890.20000	11.76115	6.74114	296.20200
.041856	.0950000	9.00782	100885.80000	10.05523	7.96040	296.22360

STREAMLINE 13

.001343	.0548293	13.20045	100899.90000	15.65232	10.74856	296.17450
.005338	.0563301	10.94715	100924.80000	13.86749	8.02661	296.17590
.011037	.0585593	9.59795	100930.70000	11.93562	7.26010	296.17790
.014929	.0602588	9.28281	100927.20000	11.73084	6.83476	296.17960
.018753	.0621909	9.13603	100921.90000	11.52502	6.74640	296.18150
.022982	.0647867	9.16062	100914.40000	11.69157	6.62945	296.18420
.027235	.0681031	9.12814	100907.50000	12.15617	6.09991	296.18780
.032257	.0733652	9.23195	100898.20000	12.07445	6.38925	296.19390
.036710	.0803572	9.43702	100888.70000	11.89181	6.98210	296.20270
.041267	.0950000	9.06324	100885.20000	10.24587	7.88059	296.22360

STREAMLINE 14

.001445	.0563317	13.21639	100901.30000	15.61716	10.81563	296.17590
.005375	.0576882	11.07379	100924.60000	13.99195	8.15547	296.17720
.011119	.0597874	9.79232	100929.50000	12.15948	7.42490	296.17920
.014954	.0613876	9.51553	100925.50000	12.05271	6.97838	296.18080
.018717	.0632354	9.39297	100920.00000	11.86608	6.91924	296.18260
.022842	.0657315	9.42354	100912.30000	12.05778	6.78905	296.18520
.026977	.0689324	9.36647	100905.70000	12.54154	6.19124	296.18880
.031916	.0740790	9.44819	100896.40000	12.29100	6.60519	296.19480
.036235	.0808237	9.62649	100887.10000	12.00802	7.24485	296.20330
.040681	.0950000	9.12268	100884.60000	10.47913	7.76620	296.22360

STREAMLINE 15

.001545	.0578031	13.24730	100902.40000	15.58621	10.90839	296.17720
.005410	.0590089	11.20971	100924.30000	14.11867	8.30063	296.17840
.011198	.0609657	9.99527	100928.20000	12.38796	7.60231	296.18030
.014977	.0624669	9.75718	100923.70000	12.38215	7.13229	296.18180
.018682	.0642336	9.65835	100917.90000	12.22113	7.09502	296.18360
.022707	.0666374	9.69071	100910.10000	12.43347	6.94766	296.18620
.026729	.0697313	9.60566	100903.80000	12.93519	6.27602	296.18960
.031585	.0747697	9.66658	100894.60000	12.49823	6.83476	296.19560
.035771	.0812787	9.81968	100885.40000	12.10893	7.53033	296.20390
.040099	.0950000	9.18652	100883.90000	10.75763	7.61538	296.22360

STREAMLINE 16

.001642	.0592435	13.29079	100903.40000	15.55580	11.02577	296.17860
.005445	.0602938	11.35440	100923.90000	14.24608	8.46260	296.17970
.011273	.0620969	10.20665	100926.70000	12.61975	7.79327	296.18150
.015000	.0634999	10.00879	100921.70000	12.71916	7.29851	296.18290
.018648	.0651886	9.93320	100915.50000	12.59309	7.27284	296.18470
.022578	.0675072	9.96208	100907.70000	12.81984	7.10402	296.18720
.026489	.0705020	9.84521	100901.80000	13.33630	6.35408	296.19050
.031265	.0754386	9.88746	100892.60000	12.69527	7.07950	296.19640
.035318	.0817229	10.01660	100883.50000	12.19376	7.83934	296.20450
.039520	.0950000	9.25518	100883.10000	11.08402	7.42629	296.22360

STREAMLINE 17

.001738	.0606533	13.34463	100904.20000	15.52267	11.16654	296.18000
.005479	.0615444	11.50737	100923.30000	14.37268	8.64196	296.18090
.011346	.0631836	10.42621	100925.10000	12.85320	7.99893	296.18260
.015022	.0644892	10.27135	100919.40000	13.06365	7.47919	296.18390
.018616	.0661029	10.21867	100912.80000	12.98542	7.45153	296.18560
.022454	.0683436	10.23741	100905.10000	13.21795	7.25655	296.18810
.026257	.0712466	10.08448	100899.60000	13.74372	6.42525	296.19140
.030955	.0760870	10.11133	100890.40000	12.88112	7.34142	296.19720
.034875	.0821568	10.21720	100881.50000	12.26156	8.17276	296.20500
.038946	.0950000	9.32909	100882.30000	11.46155	7.19658	296.22360

STREAMLINE 18

.001831	.0620333	13.40673	100904.80000	15.48392	11.32947	296.18140
.005512	.0627621	11.66819	100922.60000	14.49719	8.83912	296.18210
.011415	.0642281	10.65349	100923.20000	13.08600	8.22066	296.18360
.015043	.0654371	10.54610	100916.80000	13.41523	7.67722	296.18490
.018585	.0669791	10.51601	100909.90000	13.40246	7.62921	296.18660
.022334	.0691489	10.51615	100902.40000	13.62872	7.40327	296.18900
.026033	.0719670	10.32268	100897.40000	14.15574	6.48968	296.19220
.030654	.0767159	10.33887	100888.10000	13.05472	7.62294	296.19800
.034443	.0825809	10.42137	100879.40000	12.31105	8.53163	296.20560
.038377	.0950000	9.40872	100881.40000	11.89419	6.92321	296.22360

STREAMLINE 19

.001923	.0633841	13.47510	100905.40000	15.43707	11.51303	296.18280
.005544	.0639487	11.83648	100921.70000	14.61861	9.05431	296.18330
.011482	.0652328	10.88791	100921.10000	13.31472	8.46073	296.18470
.015063	.0663459	10.83453	100913.90000	13.77428	7.89522	296.18590
.018556	.0678193	10.82666	100906.60000	13.84537	7.80761	296.18750
.022219	.0699254	10.79748	100899.40000	14.07064	7.52405	296.18990
.025816	.0726649	10.55853	100895.10000	14.50070	6.61646	296.19310
.030361	.0773267	10.57056	100885.70000	13.18923	7.95185	296.19880
.034020	.0829958	10.62932	100877.20000	12.47052	8.78806	296.20620
.037813	.0950000	9.49430	100880.50000	12.28757	6.70097	296.22360

STREAMLINE 20

.002012	.0647074	13.54787	100905.90000	15.37996	11.71567	296.18410
.005576	.0651058	12.01190	100920.60000	14.73620	9.28760	296.18460
.011547	.0661993	11.12850	100918.80000	13.53549	8.72112	296.18570
.015083	.0672172	11.13817	100910.70000	14.13982	8.13713	296.18690
.018527	.0686251	11.15220	100903.00000	14.31964	7.98451	296.18840
.022108	.0706753	11.08007	100896.30000	14.54837	7.61153	296.19070
.025605	.0733420	10.79042	100892.70000	14.75987	6.82114	296.19390
.030077	.0779209	10.80643	100883.10000	13.27968	8.33318	296.19950
.033606	.0834020	10.84171	100874.80000	12.76775	8.91564	296.20670
.037254	.0950000	9.58571	100879.40000	12.62958	6.54180	296.22360

```

STREAMLINE 21
.002100 .0660000 13.63144 100906.20000 15.23800 12.02477 296.18550
.005600 .0660000 12.20088 100919.10000 14.90089 9.50095 296.18550
.011600 .0670000 11.31432 100917.00000 13.67447 8.95377 296.18660
.015100 .0680000 11.44420 100907.20000 14.43114 8.45801 296.18770
.018500 .0694000 11.47413 100899.20000 14.77944 8.16869 296.18930
.022000 .0714000 11.36886 100892.90000 15.01755 7.71996 296.19160
.025400 .0740000 11.01534 100890.20000 15.01408 7.01685 296.19460
.029800 .0785000 11.04731 100880.30000 13.32953 8.76515 296.20030
.033200 .0838000 11.05892 100872.20000 13.11371 9.00414 296.20720
.036700 .0950000 9.68303 100878.30000 12.99750 6.36852 296.22360

```

```

ITERATION NO. 57          MAX. STREAMLINE CHANGE =          .0000051

```

En este trabajo se grafica esta matriz de resultados , originada por la iteración 57 del programa y cuyas columnas representan perfil meridional, perfil de velocidades, perfil de presiones y perfil de temperaturas. Para poder graficar estos resultados, esta tabla se convertirá en una matriz de 210x7 cuyo nombre será C:\datos.dat, de esta manera la matriz tendrá la siguiente forma:

Matriz C:\datos.dat

```

.000000 .0350000 15.00098 100852.40000 17.79065 12.21096 296.16000
.004800 .0365000 10.26334 100916.70000 13.06607 7.46040 296.16090
.009700 .0385000 7.75878 100936.70000 9.54009 5.97717 296.16210
.014500 .0409000 6.84712 100938.10000 8.13622 5.55755 296.16360
.019400 .0438000 6.08179 100937.50000 7.55545 4.60834 296.16560
.025400 .0485000 6.21334 100928.90000 7.63480 4.79163 296.16920
.031500 .0544000 6.33890 100920.70000 8.12111 4.55653 296.17410
.037600 .0622000 6.80845 100910.50000 9.11648 4.50025 296.18150
.043600 .0736000 7.43070 100900.20000 9.81884 5.04257 296.19420
.048500 .0950000 8.58666 100890.20000 9.81216 7.36117 296.22360
.000116 .0367068 14.71792 100858.60000 17.41940 12.01607 296.16100
.004856 .0385672 10.32060 100917.20000 13.10101 7.54002 296.16210
.009851 .0407612 7.92919 100936.10000 9.80818 6.04998 296.16350
.014550 .0431638 7.03185 100937.60000 8.44509 5.61804 296.16520
.019322 .0460246 6.43208 100935.90000 7.98178 4.88255 296.16730

.025115 .0504164 6.45477 100928.30000 7.97848 4.93083 296.17070
.031019 .0559459 6.57529 100920.10000 8.43010 4.72028 296.17550
.037033 .0633856 6.99429 100910.10000 9.36219 4.62621 296.18280
.042923 .0742643 7.57997 100899.80000 9.99427 5.16564 296.19500
.047887 .0950000 8.61397 100889.90000 9.77270 7.45524 296.22360
.000232 .0384203 14.42345 100865.00000 17.10926 11.73727 296.16200
.004906 .0404191 10.31805 100918.40000 13.10720 7.52873 296.16330
.009986 .0427877 8.07226 100935.70000 10.00943 6.13492 296.16490
.014596 .0452147 7.22814 100936.90000 8.74898 5.70669 296.16670
.019251 .0480393 6.73337 100934.60000 8.35892 5.10788 296.16880
.024854 .0521762 6.69494 100927.50000 8.31405 5.07562 296.17220
.030571 .0573848 6.80862 100919.40000 8.74098 4.87600 296.17680
.036495 .0645093 7.18394 100909.60000 9.61232 4.75537 296.18390

```

.042268	.0749067	7.73252	100899.30000	10.17544	5.28955	296.19570
.047276	.0950000	8.64310	100889.60000	9.73376	7.55244	296.22360
.000348	.0401313	14.15860	100870.80000	16.82592	11.49093	296.16310
.004955	.0422181	10.32486	100919.60000	13.12634	7.52320	296.16460
.010114	.0447145	8.20479	100935.40000	10.19190	6.21754	296.16630
.014638	.0471324	7.42808	100936.10000	9.04852	5.80707	296.16810
.019186	.0498904	6.99980	100933.40000	8.70415	5.29537	296.17030
.024612	.0538056	6.93525	100926.60000	8.64518	5.22517	296.17360
.030152	.0587315	7.03959	100918.70000	9.05421	5.02468	296.17810
.035984	.0655774	7.37715	100908.90000	9.86688	4.88722	296.18510
.041634	.0755284	7.88827	100898.60000	10.36244	5.41402	296.19650
.046666	.0950000	8.67416	100889.30000	9.69547	7.65283	296.22360
.000463	.0418371	13.92689	100876.00000	16.57601	11.27747	296.16420
.005002	.0439671	10.34298	100920.70000	13.15904	7.52673	296.16580
.010237	.0465492	8.33565	100935.20000	10.36801	6.30322	296.16770
.014678	.0489318	7.62710	100935.40000	9.34313	5.91053	296.16950
.019126	.0516071	7.24646	100932.40000	9.02920	5.46350	296.17170
.024387	.0553242	7.17570	100925.70000	8.97416	5.37712	296.17500
.029758	.0599980	7.26921	100917.80000	9.37099	5.16710	296.17940
.035497	.0665952	7.57361	100908.10000	10.12551	5.02148	296.18620
.041020	.0761305	8.04719	100897.90000	10.55561	5.53867	296.19730
.046057	.0950000	8.70723	100889.00000	9.65782	7.75664	296.22360
.000578	.0435332	13.72979	100880.60000	16.36153	11.09779	296.16550
.005049	.0456683	10.37379	100921.70000	13.20581	7.54157	296.16700
.010353	.0482987	8.46933	100934.90000	10.54424	6.39438	296.16900
.014715	.0506259	7.82487	100934.60000	9.63447	6.01475	296.17090
.019069	.0532101	7.48237	100931.30000	9.34173	5.62269	296.17310
.024176	.0567469	7.41662	100924.70000	9.30305	5.53007	296.17630
.029386	.0611936	7.49831	100916.90000	9.69242	5.30385	296.18050
.035032	.0675672	7.77301	100907.30000	10.38790	5.15791	296.18720
.040425	.0767141	8.20931	100897.10000	10.75530	5.66323	296.19800
.045451	.0950000	8.74243	100888.60000	9.62078	7.86407	296.22360
.000692	.0452155	13.56705	100884.70000	16.18181	10.95210	296.16670
.005094	.0473229	10.41791	100922.60000	13.26668	7.56895	296.16820
.010465	.0499685	8.60815	100934.60000	10.72404	6.49218	296.17030
.014751	.0522254	8.02252	100933.80000	9.92463	6.12003	296.17220
.019016	.0547146	7.71316	100930.30000	9.64768	5.77818	296.17440
.023977	.0580857	7.65850	100923.50000	9.63266	5.68425	296.17750
.029033	.0623263	7.72760	100915.80000	10.02333	5.43151	296.18170
.034587	.0684973	7.97505	100906.30000	10.63498	5.31490	296.18830
.039848	.0772802	8.37465	100896.20000	10.93304	5.81615	296.19870
.044846	.0950000	8.77990	100888.20000	9.64090	7.91890	296.22360
.000805	.0468799	13.43734	100888.30000	16.03453	10.84002	296.16790
.005137	.0489320	10.47542	100923.30000	13.34101	7.60962	296.16950
.010571	.0515635	8.75344	100934.20000	10.90934	6.59746	296.17170
.014784	.0537394	8.22155	100932.90000	10.21551	6.22733	296.17360
.018966	.0561322	7.94248	100929.20000	9.95114	5.93325	296.17570
.023789	.0593498	7.90192	100922.30000	9.96483	5.83893	296.17870
.028698	.0634025	7.95761	100914.70000	10.35906	5.55581	296.18280
.034160	.0693890	8.17945	100905.20000	10.88645	5.47223	296.18920
.039287	.0778298	8.54321	100895.20000	11.11655	5.96975	296.19940
.044243	.0950000	8.81981	100887.80000	9.66282	7.97679	296.22360
.000916	.0485229	13.33858	100891.40000	15.91632	10.76075	296.16920
.005180	.0504966	10.54601	100923.90000	13.42772	7.66406	296.17080
.010673	.0530881	8.90602	100933.70000	11.10110	6.71088	296.17300
.014816	.0551754	8.42343	100932.00000	10.50878	6.33785	296.17480
.018919	.0574722	8.17285	100928.00000	10.25531	6.08974	296.17690

.023611	.0605473	8.14745	100921.00000	10.29995	5.99485	296.17990
.028379	.0644277	8.18876	100913.50000	10.70176	5.67541	296.18380
.033750	.0702453	8.38605	100904.00000	11.13462	5.63726	296.19020
.038743	.0783636	8.71508	100894.10000	11.29319	6.13684	296.20010
.043642	.0950000	8.86233	100887.30000	9.71152	8.01312	296.22360
.001026	.0501415	13.26827	100894.00000	15.82326	10.71323	296.17050
.005221	.0520176	10.62914	100924.30000	13.52543	7.73261	296.17210
.010770	.0545463	9.06647	100933.20000	11.29967	6.83315	296.17430
.014846	.0565402	8.62941	100931.00000	10.80591	6.45281	296.17610
.018875	.0587422	8.40609	100926.70000	10.56269	6.24877	296.17810
.023442	.0616845	8.39563	100919.50000	10.63909	6.15206	296.18100
.028074	.0654065	8.42130	100912.20000	11.05241	5.78987	296.18490
.033356	.0710688	8.59469	100902.70000	11.37857	5.81059	296.19120
.038214	.0788825	8.89032	100892.90000	11.46059	6.31991	296.20070
.043044	.0950000	8.90767	100886.90000	9.79096	8.02436	296.22360
.001134	.0517332	13.22367	100896.30000	15.75113	10.69618	296.17180
.005261	.0534961	10.72416	100924.60000	13.63247	7.81562	296.17330
.010863	.0559419	9.23514	100932.50000	11.50515	6.96497	296.17550
.014875	.0578392	8.84063	100929.90000	11.10802	6.57323	296.17730
.018832	.0599486	8.64363	100925.30000	10.87543	6.41107	296.17930
.023282	.0627671	8.64694	100918.00000	10.98335	6.31041	296.18210
.027783	.0663431	8.65539	100910.80000	11.41154	5.89895	296.18590
.032977	.0718619	8.80525	100901.30000	11.61726	5.99303	296.19210
.037699	.0793873	9.06900	100891.60000	11.61705	6.52082	296.20140
.042449	.0950000	8.95607	100886.40000	9.90448	8.00764	296.22360
.001239	.0532962	13.20198	100898.30000	15.69560	10.70835	296.17320
.005300	.0549331	10.83039	100924.80000	13.74707	7.91349	296.17460
.010952	.0572785	9.41225	100931.70000	11.71730	7.10704	296.17680
.014902	.0590772	9.05811	100928.60000	11.41611	6.70012	296.17840
.018792	.0610966	8.88660	100923.70000	11.19552	6.57697	296.18040
.023128	.0637998	8.90183	100916.20000	11.33380	6.46968	296.18320
.027504	.0672410	8.89104	100909.20000	11.77945	6.00238	296.18690
.032611	.0726267	9.01767	100899.80000	11.84953	6.18559	296.19300
.037198	.0798786	9.25121	100890.20000	11.76115	6.74114	296.20200
.041856	.0950000	9.00782	100885.80000	10.05523	7.96040	296.22360
.001343	.0548293	13.20045	100899.90000	15.65232	10.74856	296.17450
.005338	.0563301	10.94715	100924.80000	13.86749	8.02661	296.17590
.011037	.0585593	9.59795	100930.70000	11.93562	7.26010	296.17790
.014929	.0602588	9.28281	100927.20000	11.73084	6.83476	296.17960
.018753	.0621909	9.13603	100921.90000	11.52502	6.74640	296.18150
.022982	.0647867	9.16062	100914.40000	11.69157	6.62945	296.18420
.027235	.0681031	9.12814	100907.50000	12.15617	6.09991	296.18780
.032257	.0733652	9.23195	100898.20000	12.07445	6.38925	296.19390
.036710	.0803572	9.43702	100888.70000	11.89181	6.98210	296.20270
.041267	.0950000	9.06324	100885.20000	10.24587	7.88059	296.22360
.001445	.0563317	13.21639	100901.30000	15.61716	10.81563	296.17590
.005375	.0576882	11.07379	100924.60000	13.99195	8.15547	296.17720
.011119	.0597874	9.79232	100929.50000	12.15948	7.42490	296.17920
.014954	.0613876	9.51553	100925.50000	12.05271	6.97838	296.18080
.018717	.0632354	9.39297	100920.00000	11.86608	6.91924	296.18260
.022842	.0657315	9.42354	100912.30000	12.05778	6.78905	296.18520
.026977	.0689324	9.36647	100905.70000	12.54154	6.19124	296.18880
.031916	.0740790	9.44819	100896.40000	12.29100	6.60519	296.19480
.036235	.0808237	9.62649	100887.10000	12.00802	7.24485	296.20330
.040681	.0950000	9.12268	100884.60000	10.47913	7.76620	296.22360
.001545	.0578031	13.24730	100902.40000	15.58621	10.90839	296.17720
.005410	.0590089	11.20971	100924.30000	14.11867	8.30063	296.17840

.011198	.0609657	9.99527	100928.20000	12.38796	7.60231	296.18030
.014977	.0624669	9.75718	100923.70000	12.38215	7.13229	296.18180
.018682	.0642336	9.65835	100917.90000	12.22113	7.09502	296.18360
.022707	.0666374	9.69071	100910.10000	12.43347	6.94766	296.18620
.026729	.0697313	9.60566	100903.80000	12.93519	6.27602	296.18960
.031585	.0747697	9.66658	100894.60000	12.49823	6.83476	296.19560
.035771	.0812787	9.81968	100885.40000	12.10893	7.53033	296.20390
.040099	.0950000	9.18652	100883.90000	10.75763	7.61538	296.22360
.001642	.0592435	13.29079	100903.40000	15.55580	11.02577	296.17860
.005445	.0602938	11.35440	100923.90000	14.24608	8.46260	296.17970
.011273	.0620969	10.20665	100926.70000	12.61975	7.79327	296.18150
.015000	.0634999	10.00879	100921.70000	12.71916	7.29851	296.18290
.018648	.0651886	9.93320	100915.50000	12.59309	7.27284	296.18470
.022578	.0675072	9.96208	100907.70000	12.81984	7.10402	296.18720
.026489	.0705020	9.84521	100901.80000	13.33630	6.35408	296.19050
.031265	.0754386	9.88746	100892.60000	12.69527	7.07950	296.19640
.035318	.0817229	10.01660	100883.50000	12.19376	7.83934	296.20450
.039520	.0950000	9.25518	100883.10000	11.08402	7.42629	296.22360
.001738	.0606533	13.34463	100904.20000	15.52267	11.16654	296.18000
.005479	.0615444	11.50737	100923.30000	14.37268	8.64196	296.18090
.011346	.0631836	10.42621	100925.10000	12.85320	7.99893	296.18260
.015022	.0644892	10.27135	100919.40000	13.06365	7.47919	296.18390
.018616	.0661029	10.21867	100912.80000	12.98542	7.45153	296.18560
.022454	.0683436	10.23741	100905.10000	13.21795	7.25655	296.18810
.026257	.0712466	10.08448	100899.60000	13.74372	6.42525	296.19140
.030955	.0760870	10.11133	100890.40000	12.88112	7.34142	296.19720
.034875	.0821568	10.21720	100881.50000	12.26156	8.17276	296.20500
.038946	.0950000	9.32909	100882.30000	11.46155	7.19658	296.22360
.001831	.0620333	13.40673	100904.80000	15.48392	11.32947	296.18140
.005512	.0627621	11.66819	100922.60000	14.49719	8.83912	296.18210
.011415	.0642281	10.65349	100923.20000	13.08600	8.22066	296.18360
.015043	.0654371	10.54610	100916.80000	13.41523	7.67722	296.18490
.018585	.0669791	10.51601	100909.90000	13.40246	7.62921	296.18660
.022334	.0691489	10.51615	100902.40000	13.62872	7.40327	296.18900
.026033	.0719670	10.32268	100897.40000	14.15574	6.48968	296.19220
.030654	.0767159	10.33887	100888.10000	13.05472	7.62294	296.19800
.034443	.0825809	10.42137	100879.40000	12.31105	8.53163	296.20560
.038377	.0950000	9.40872	100881.40000	11.89419	6.92321	296.22360
.001923	.0633841	13.47510	100905.40000	15.43707	11.51303	296.18280
.005544	.0639487	11.83648	100921.70000	14.61861	9.05431	296.18330
.011482	.0652328	10.88791	100921.10000	13.31472	8.46073	296.18470
.015063	.0663459	10.83453	100913.90000	13.77428	7.89522	296.18590
.018556	.0678193	10.82666	100906.60000	13.84537	7.80761	296.18750
.022219	.0699254	10.79748	100899.40000	14.07064	7.52405	296.18990
.025816	.0726649	10.55853	100895.10000	14.50070	6.61646	296.19310
.030361	.0773267	10.57056	100885.70000	13.18923	7.95185	296.19880
.034020	.0829958	10.62932	100877.20000	12.47052	8.78806	296.20620
.037813	.0950000	9.49430	100880.50000	12.28757	6.70097	296.22360
.002012	.0647074	13.54787	100905.90000	15.37996	11.71567	296.18410
.005576	.0651058	12.01190	100920.60000	14.73620	9.28760	296.18460
.011547	.0661993	11.12850	100918.80000	13.53549	8.72112	296.18570
.015083	.0672172	11.13817	100910.70000	14.13982	8.13713	296.18690
.018527	.0686251	11.15220	100903.00000	14.31964	7.98451	296.18840
.022108	.0706753	11.08007	100896.30000	14.54837	7.61153	296.19070
.025605	.0733420	10.79042	100892.70000	14.75987	6.82114	296.19390
.030077	.0779209	10.80643	100883.10000	13.27968	8.33318	296.19950

.033606	.0834020	10.84171	100874.80000	12.76775	8.91564	296.20670
.037254	.0950000	9.58571	100879.40000	12.62958	6.54180	296.22360
.002100	.0660000	13.63144	100906.20000	15.23800	12.02477	296.18550
.005600	.0660000	12.20088	100919.10000	14.90089	9.50095	296.18550
.011600	.0670000	11.31432	100917.00000	13.67447	8.95377	296.18660
.015100	.0680000	11.44420	100907.20000	14.43114	8.45801	296.18770
.018500	.0694000	11.47413	100899.20000	14.77944	8.16869	296.18930
.022000	.0714000	11.36886	100892.90000	15.01755	7.71996	296.19160
.025400	.0740000	11.01534	100890.20000	15.01408	7.01685	296.19460
.029800	.0785000	11.04731	100880.30000	13.32953	8.76515	296.20030
.033200	.0838000	11.05892	100872.20000	13.11371	9.00414	296.20720
.036700	.0950000	9.68303	100878.30000	12.99750	6.36852	296.22360

A continuación se corren los programas en MAT-LAB :

C:\PATRON21X10.M

C:\VELOCIDAD21X10.M

C:\PRESION21X10.M

C:\TEMPERATURA21X10.M

Estos programas proporcionan las graficas correspondientes y se listan en el anexo 2.

ANEXO 2

2.1 Programa que grafica el patrón de líneas de corriente.

"programa C:\patron21x10.m"

```
load c:\datos.dat
Z=datos(:,1);
R=datos(:,2);
for i=1:10
    Z1(i)=Z(i);
end
for i=1:10
    Z2(i)=Z(i+10);
end
for i=1:10
    Z3(i)=Z(i+20);
end
for i=1:10
    Z4(i)=Z(i+30);
end
for i=1:10
    Z5(i)=Z(i+40);
end
for i=1:10
    Z6(i)=Z(i+50);
end
for i=1:10
    Z7(i)=Z(i+60);
end
for i=1:10
    Z8(i)=Z(i+70);
end
for i=1:10
    Z9(i)=Z(i+80);
end
for i=1:10
    Z10(i)=Z(i+90);
end
for i=1:10
    Z11(i)=Z(i+100);
end
for i=1:10
```

```
    Z12(i)=Z(i+110);
end
for i=1:10
    Z13(i)=Z(i+120);
end
for i=1:10
    Z14(i)=Z(i+130);
end
for i=1:10
    Z15(i)=Z(i+140);
end
for i=1:10
    Z16(i)=Z(i+150);
end
for i=1:10
    Z17(i)=Z(i+160);
end
for i=1:10
    Z18(i)=Z(i+170);
end
for i=1:10
    Z19(i)=Z(i+180);
end
for i=1:10
    Z20(i)=Z(i+190);
end
for i=1:10
    Z21(i)=Z(i+200);
end
for i=1:10
    R1(i)=R(i);
end
for i=1:10
    R2(i)=R(i+10);
end
for i=1:10
    R3(i)=R(i+20);
end
for i=1:10
    R4(i)=R(i+30);
end
for i=1:10
    R5(i)=R(i+40);
end
for i=1:10
    R6(i)=R(i+50);
end
```

```
for i=1:10
    R7(i)=R(i+60);
end
for i=1:10
    R8(i)=R(i+70);
end
for i=1:10
    R9(i)=R(i+80);
end
for i=1:10
    R10(i)=R(i+90);
end
for i=1:10
    R11(i)=R(i+100);
end
for i=1:10
    R12(i)=R(i+110);
end
for i=1:10
    R13(i)=R(i+120);
end
for i=1:10
    R14(i)=R(i+130);
end
for i=1:10
    R15(i)=R(i+140);
end
for i=1:10
    R16(i)=R(i+150);
end
for i=1:10
    R17(i)=R(i+160);
end
for i=1:10
    R18(i)=R(i+170);
end
for i=1:10
    R19(i)=R(i+180);
end
for i=1:10
    R20(i)=R(i+190);
end
for i=1:10
    R21(i)=R(i+200);
end
QZH1=[Z(1),Z(201)];
QRS1=[R(1),R(201)];
```

```
QZH2=[Z(2),Z(202)];
QRS2=[R(2),R(202)];
QZH3=[Z(3),Z(203)];
QRS3=[R(3),R(203)];
QZH4=[Z(4),Z(204)];
QRS4=[R(4),R(204)];
QZH5=[Z(5),Z(205)];
QRS5=[R(5),R(205)];
QZH6=[Z(6),Z(206)];
QRS6=[R(6),R(206)];
QZH7=[Z(7),Z(207)];
QRS7=[R(7),R(207)];
QZH8=[Z(8),Z(208)];
QRS8=[R(8),R(208)];
QZH9=[Z(9),Z(209)];
QRS9=[R(9),R(209)];
QZH10=[Z(10),Z(210)];
QRS10=[R(10),R(210)];
```

```
plot(QZH1,QRS1,QZH2,QRS2,QZH3,QRS3,QZH4,QRS4,QZH5,QRS5,QZH6,QRS6,Q
ZH7,QRS7,QZH8,QRS8,QZH9,QRS9,QZH10,QRS10);
hold on
YLABEL('COORDENADA RADIAL "R" [m]')
XLABEL('COORDENADA AXIAL "Z" [m] ')
plot(Z1,R1,Z2,R2,Z3,R3,Z4,R4,Z5,R5,Z6,R6,Z7,R7,Z8,R8,Z9,R9,Z10,R10
,Z11,R11,Z12,R12,Z13,R13,Z14,R14,Z15,R15,Z16,R16,Z17,R17,Z18,R18,Z
19,R19,Z20,R20,Z21,R21);
```

2.2 Programa que grafica el perfil de velocidades

"programa C:\velocidad21x10.m"

```
load c:\datos.dat
Z=datos(:,1);
VEL=datos(:,3);
for i=1:10
    Z1(i)=Z(i);
end
for i=1:10
    Z2(i)=Z(i+10);
end
for i=1:10
    Z3(i)=Z(i+20);
end
for i=1:10
    Z4(i)=Z(i+30);
end
for i=1:10
    Z5(i)=Z(i+40);
end
for i=1:10
    Z6(i)=Z(i+50);
end
for i=1:10
    Z7(i)=Z(i+60);
end
for i=1:10
    Z8(i)=Z(i+70);
end
for i=1:10
    Z9(i)=Z(i+80);
end
for i=1:10
    Z10(i)=Z(i+90);
end
for i=1:10
    Z11(i)=Z(i+100);
end
for i=1:10
```



```
    Z12(i)=Z(i+110);
end
for i=1:10
    Z13(i)=Z(i+120);
end
for i=1:10
    Z14(i)=Z(i+130);
end
for i=1:10
    Z15(i)=Z(i+140);
end
for i=1:10
    Z16(i)=Z(i+150);
end
for i=1:10
    Z17(i)=Z(i+160);
end
for i=1:10
    Z18(i)=Z(i+170);
end
for i=1:10
    Z19(i)=Z(i+180);
end
for i=1:10
    Z20(i)=Z(i+190);
end
for i=1:10
    Z21(i)=Z(i+200);
end
for i=1:10
    VEL1(i)=VEL(i);
end
for i=1:10
    VEL2(i)=VEL(i+10);
end
for i=1:10
    VEL3(i)=VEL(i+20);
end
for i=1:10
    VEL4(i)=VEL(i+30);
end
for i=1:10
    VEL5(i)=VEL(i+40);
end
for i=1:10
    VEL6(i)=VEL(i+50);
end
```

```
for i=1:10
    VEL7(i)=VEL(i+60);
end
for i=1:10
    VEL8(i)=VEL(i+70);
end
for i=1:10
    VEL9(i)=VEL(i+80);
end
for i=1:10
    VEL10(i)=VEL(i+90);
end
for i=1:10
    VEL11(i)=VEL(i+100);
end
for i=1:10
    VEL12(i)=VEL(i+110);
end
for i=1:10
    VEL13(i)=VEL(i+120);
end
for i=1:10
    VEL14(i)=VEL(i+130);
end
for i=1:10
    VEL15(i)=VEL(i+140);
end
for i=1:10
    VEL16(i)=VEL(i+150);
end
for i=1:10
    VEL17(i)=VEL(i+160);
end
for i=1:10
    VEL18(i)=VEL(i+170);
end
for i=1:10
    VEL19(i)=VEL(i+180);
end
for i=1:10
    VEL20(i)=VEL(i+190);
end
for i=1:10
    VEL21(i)=VEL(i+200);
end
```

```
VMEDIA=(VEL(10)+VEL(20)+VEL(30)+VEL(40)+VEL(50)+VEL(60)+VEL(70)+VEL(80)+VEL(90)+VEL(100)+VEL(110)+VEL(120)+VEL(130)+VEL(140)+VEL(150)+VEL(160)+VEL(170)+VEL(180)+VEL(190)+VEL(200)+VEL(210))/21
VELMEDIA=[VMEDIA,VMEDIA]
ZMEDIA=[0,0.04]
plot(Z1,VEL1,Z2,VEL2,Z3,VEL3,Z4,VEL4,Z5,VEL5,Z6,VEL6,Z7,VEL7,Z8,VEL8,Z9,VEL9,Z10,VEL10,Z11,VEL11,Z12,VEL12,Z13,VEL13,Z14,VEL14,Z15,VEL15,Z16,VEL16,Z17,VEL17,Z18,VEL18,Z19,VEL19,Z20,VEL20,Z21,VEL21);
YLABEL('VELOCIDAD RELATIVA "WA" [m/seg]')
XLABEL('COORDENADA AXIAL "Z" [m] ')
hold on
plot(ZMEDIA,VELMEDIA)
```

2.3 Programa que grafica el comportamiento de la presion.

```
"programa C:\presion21x10.m"
```

```
load c:\datos.dat
Z=datos(:,1);
PRE=datos(:,4);
for i=1:10
    Z1(i)=Z(i);
end
for i=1:10
    Z2(i)=Z(i+10);
end
for i=1:10
    Z3(i)=Z(i+20);
end
for i=1:10
    Z4(i)=Z(i+30);
end
for i=1:10
    Z5(i)=Z(i+40);
end
for i=1:10
    Z6(i)=Z(i+50);
end
for i=1:10
    Z7(i)=Z(i+60);
end
for i=1:10
    Z8(i)=Z(i+70);
end
for i=1:10
    Z9(i)=Z(i+80);
end
for i=1:10
    Z10(i)=Z(i+90);
end
for i=1:10
    Z11(i)=Z(i+100);
end
for i=1:10
    Z12(i)=Z(i+110);
end
for i=1:10
```

```
    Z13(i)=Z(i+120);
end
for i=1:10
    Z14(i)=Z(i+130);
end
for i=1:10
    Z15(i)=Z(i+140);
end
for i=1:10
    Z16(i)=Z(i+150);
end
for i=1:10
    Z17(i)=Z(i+160);
end
for i=1:10
    Z18(i)=Z(i+170);
end
for i=1:10
    Z19(i)=Z(i+180);
end
for i=1:10
    Z20(i)=Z(i+190);
end
for i=1:10
    Z21(i)=Z(i+200);
end
for i=1:10
    PRE1(i)=PRE(i);
end
for i=1:10
    PRE2(i)=PRE(i+10);
end
for i=1:10
    PRE3(i)=PRE(i+20);
end
for i=1:10
    PRE4(i)=PRE(i+30);
end
for i=1:10
    PRE5(i)=PRE(i+40);
end
for i=1:10
    PRE6(i)=PRE(i+50);
end
for i=1:10
    PRE7(i)=PRE(i+60);
end
```

```

for i=1:10
    PRE8(i)=PRE(i+70);
end
for i=1:10
    PRE9(i)=PRE(i+80);
end
for i=1:10
    PRE10(i)=PRE(i+90);
end
for i=1:10
    PRE11(i)=PRE(i+100);
end
for i=1:10
    PRE12(i)=PRE(i+110);
end
for i=1:10
    PRE13(i)=PRE(i+120);
end
for i=1:10
    PRE14(i)=PRE(i+130);
end
for i=1:10
    PRE15(i)=PRE(i+140);
end
for i=1:10
    PRE16(i)=PRE(i+150);
end
for i=1:10
    PRE17(i)=PRE(i+160);
end
for i=1:10
    PRE18(i)=PRE(i+170);
end
for i=1:10
    PRE19(i)=PRE(i+180);
end
for i=1:10
    PRE20(i)=PRE(i+190);
end
for i=1:10
    PRE21(i)=PRE(i+200);
end
PMEDIA=(PRE(10)+PRE(20)+PRE(30)+PRE(40)+PRE(50)+PRE(60)+PRE(70)+PRE(80)+PRE(90)+PRE(100)+PRE(110)+PRE(120)+PRE(130)+PRE(140)+PRE(150)+PRE(160)+PRE(170)+PRE(180)+PRE(190)+PRE(200)+PRE(210))/21
PREMEDIA=[PMEDIA,PMEDIA]
ZMEDIA=[0,0.04]

```

```
plot(Z1,PRE1,Z2,PRE2,Z3,PRE3,Z4,PRE4,Z5,PRE5,Z6,PRE6,Z7,PRE7,Z8,PRE8,Z9,PRE9,Z10,PRE10,Z11,PRE11,Z12,PRE12,Z13,PRE13,Z14,PRE14,Z15,PRE15,Z16,PRE16,Z17,PRE17,Z18,PRE18,Z19,PRE19,Z20,PRE20,Z21,PRE21);
YLABEL('PRESION "PRESS" [Nw/m2]')
XLABEL('COORDENADA AXIAL "Z" [m] ')
hold on
plot(ZMEDIA,PREMEDIA)
```

2.4 Programa que grafica el comportamiento de la temperatura

"programa C:\temperatura21x10.m"

```
load c:\datos.dat
Z=datos(:,1);
TEM=datos(:,7);
for i=1:10
    Z1(i)=Z(i);
end
for i=1:10
    Z2(i)=Z(i+10);
end
for i=1:10
    Z3(i)=Z(i+20);
end
for i=1:10
    Z4(i)=Z(i+30);
end
for i=1:10
    Z5(i)=Z(i+40);
end
for i=1:10
    Z6(i)=Z(i+50);
end
for i=1:10
    Z7(i)=Z(i+60);
end
for i=1:10
    Z8(i)=Z(i+70);
end
for i=1:10
    Z9(i)=Z(i+80);
end
for i=1:10
    Z10(i)=Z(i+90);
end
for i=1:10
    Z11(i)=Z(i+100);
end
for i=1:10
    Z12(i)=Z(i+110);
end
```



```
for i=1:10
    Z13(i)=Z(i+120);
end
for i=1:10
    Z14(i)=Z(i+130);
end
for i=1:10
    Z15(i)=Z(i+140);
end
for i=1:10
    Z16(i)=Z(i+150);
end
for i=1:10
    Z17(i)=Z(i+160);
end
for i=1:10
    Z18(i)=Z(i+170);
end
for i=1:10
    Z19(i)=Z(i+180);
end
for i=1:10
    Z20(i)=Z(i+190);
end
for i=1:10
    Z21(i)=Z(i+200);
end
for i=1:10
    TEM1(i)=TEM(i);
end
for i=1:10
    TEM2(i)=TEM(i+10);
end
for i=1:10
    TEM3(i)=TEM(i+20);
end
for i=1:10
    TEM4(i)=TEM(i+30);
end
for i=1:10
    TEM5(i)=TEM(i+40);
end
for i=1:10
    TEM6(i)=TEM(i+50);
end
for i=1:10
    TEM7(i)=TEM(i+60);
```

```

end
for i=1:10
    TEM8(i)=TEM(i+70);
end
for i=1:10
    TEM9(i)=TEM(i+80);
end
for i=1:10
    TEM10(i)=TEM(i+90);
end
for i=1:10
    TEM11(i)=TEM(i+100);
end
for i=1:10
    TEM12(i)=TEM(i+110);
end
for i=1:10
    TEM13(i)=TEM(i+120);
end
for i=1:10
    TEM14(i)=TEM(i+130);
end
for i=1:10
    TEM15(i)=TEM(i+140);
end
for i=1:10
    TEM16(i)=TEM(i+150);
end
for i=1:10
    TEM17(i)=TEM(i+160);
end
for i=1:10
    TEM18(i)=TEM(i+170);
end
for i=1:10
    TEM19(i)=TEM(i+180);
end
for i=1:10
    TEM20(i)=TEM(i+190);
end
for i=1:10
    TEM21(i)=TEM(i+200);
end
TMEDIA=(TEM(10)+TEM(20)+TEM(30)+TEM(40)+TEM(50)+TEM(60)+TEM(70)+TE
M(80)+TEM(90)+TEM(100)+TEM(110)+TEM(120)+TEM(130)+TEM(140)+TEM(150
)+TEM(160)+TEM(170)+TEM(180)+TEM(190)+TEM(200)+TEM(210))/21
TEMEDIA=[TMEDIA,TMEDIA]

```

```
ZMEDIA=[0,0.04]
plot(Z1,TEM1,Z2,TEM2,Z3,TEM3,Z4,TEM4,Z5,TEM5,Z6,TEM6,Z7,TEM7,Z8,TE
M8,Z9,TEM9,Z10,TEM10,Z11,TEM11,Z12,TEM12,Z13,TEM13,Z14,TEM14,Z15,T
EM15,Z16,TEM16,Z17,TEM17,Z18,TEM18,Z19,TEM19,Z20,TEM20,Z21,TEM21);
YLABEL('TEMPERATURA "TEMP" [K]')
XLABEL('COORDENADA AXIAL "Z" [m] ')
hold on
plot(ZMEDIA,TEMEDIA)
```