

# Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



## “ Diseño de un Túnel Aerodinámico Subsónico en Circuito Cerrado ”

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO**

**JORGE MIRANDA ZUZUNAGA**

PROMOCION: 1983 - 2

**LIMA • PERU • 1986**

TABLA DE CONTENIDOS

	PAG.
TABLA DE CONTENIDOS	1
PROLOGO	
CAPITULO I	
INTRODUCCION	3
1.1. Generalidades	3
1.2. Objeto	4
1.3. Reseña Histórica	7
1.3.1. Historia de los Túneles Aerodinámicos	7
1.3.2. El Primer Túnel Aerodinámico Abierto de Stanton	7
1.3.3. El Primer Túnel Cerrado	9
1.3.4. El Primer Túnel Aerodinámico de Eiffel	11
1.3.5. Túneles mejorados en Inglaterra	13
1.3.6. El Gran Túnel Aerodinámico de de Gottingen	14
1.3.7. Otros Túneles Importantes	16
1.4. La Utilidad de los Túneles Aerodinámicos	17
1.5. Importancia de los Túneles Aerodinámicos	19
1.6. Tipos de Túneles Aerodinámicos	21
1.6.1. Túnel Subsónico de Baja Velocidad	21

	PAG.
1.6.2. Túnel de Alta Velocidad o Super_sónico	22
1.6.3. Tipos de Túneles Subsónicos	22
1.6.4. Túnel Aerodinámico Supersónico para Instrucción	29
 CAPITULO N° 2	 31
 CARACTERISTICAS GENERALES DE DISEÑO	
2.1.0. Generalidades	32
2.1.1. Flujo de Superficie Libre	33
2.1.2. Flujo de Superficie no Libre	33
2.1.3. Flujos de Movimiento dentro de Límites Cerrados	33
2.1.4. Parámetros Importantes para las Pruebas	34
2.2. Definiciones y Símbolos Importantes	35
2.2.1. Flujos Permanentes	35
2.2.2. Velocidad de Flujo Libre	36
2.2.3. Presión Estática	36
2.2.4. Presión Total	36
2.2.5. Presión Dinámica	36
2.2.6. Densidad	37
2.2.7. Peso Específico	37
2.3.0. Principios Básicos que rigen la Mecánica de Fluidos	37
2.3.1. Ecuación de Continuidad	38

	PAG.
2.3.2. Ecuación de Bernoulli	39
2.3.3. Ecuación de Bernoulli, considerando Pérdida de Energía	40
2.4.0. Clasificación de los Flujos y su Tratamiento Teórico	41
2.4.1. Tipos de Flujos según el Número de Mach	41
2.5.0. Consideraciones de Diseño	44
2.5.1. Alcances o Rango de Trabajo	44
2.5.2. Elección del Tipo de Túnel	45
2.5.3. Forma de la Sección de Pruebas	46
2.6.0. Características Geométricas del Túnel	49
2.6.1. Zona de Pruebas	52
2.6.2. Difusor	53
2.6.3. Esquinas	54
2.6.4. Sistema de Generación de Potencia	54
2.6.5. Sistemas Ordenadores de Flujo	55
2.6.6. Cono de Entrada o Contracción	55
2.6.7. Sistema de Transición	56

### CAPITULO N° 3

#### CALCULO Y DISEÑO AERODINAMICO DE LOS COMPONENTES

#### DEL TUNEL

3.0.0. Generalidades	58
----------------------	----

	PAG.
3.1.0. Requerimientos de Potencia	58
3.1.1. Factor de Potencia	59
3.1.2. Relación de Energía	63
3.1.3. Potencia en el Túnel Aerodinámico	64
3.2.0. Factores de Diseño que influyen en el Factor de Potencia	65
3.2.1. Pérdidas en la Zona de Pruebas de Chorro Abierto	66
3.2.2. Pérdidas de Presión en el Colector	66
3.2.3. Pérdidas en los Sistemas de Expansión o Difusores	67
3.2.4. Pérdidas de Presión en Sistemas de Transición	69
3.2.5. Pérdidas de Presión en Esquinas	71
3.2.6. Pérdidas en Ductos debidas a la Fricción Superficial	72
3.2.7. Pérdidas en Sistemas de Contracción	73
3.2.8. Pérdidas de Presión en Tranquilizadores	76
3.2.9. Pérdidas de Presión en Mallas	77
3.2.10. Pérdidas de Presión por Irregularidades y Juntas	78

	PAG.
3.2.11. Pérdidas debidas a la presencia del Modelo en la Sección de Trabajo	78
3.3.0. Parámetros Iniciales de Diseño	79
3.3.1. Presión	79
3.3.2. Temperatura	79
3.3.3. Densidad	80
3.3.4. Viscosidad Dinámica	80
3.3.5. Viscosidad Cinemática	81
3.3.6. Peso Específico	81
3.3.7. Cálculo del Número de Reynolds	81
3.3.8. Cálculo del Coeficiente de Rozamiento	82
3.3.9. Determinación de la Velocidad Máxima de Operación	82
3.4.0. Diseño de los Componentes del Túnel	83
3.4.1. Diseño de la Zona de Pruebas	84
3.4.2. Diseño del Cono de Entrada o Contracción	96
3.4.3. Diseño del Colector	104
3.4.4. Diseño del Difusor	107
3.4.5. Diseño de la Primera Transición	115
3.4.6. Diseño de las Esquinas (1° 2°)	119
3.4.7. Diseño de la Segunda Transición	127

	PAG.
3.4.8. Ubicación y Diseño de la Zona del Ventilador	129
3.4.9. Diseño del Segundo Difusor	131
3.4.10. Diseño de la Tercera Transición	133
3.4.11. Diseño de la Tercera y Cuarta Esquinas	135
3.4.12. Diseño del Ducto entre la Primera y Segunda Esquinas	138
3.4.13. Diseño de la Cuarta Transición y la Zona del Tranquilizador	139
3.5.0. Diseño Aerodinámico	143
3.5.1. Métodos para Reducir la Turbulencia en el Túnel	144
3.6.0. Cálculo de la Potencia Necesaria	157
3.6.1. Cálculo de las Pérdidas de Energía en todo el Túnel	157
3.6.2. Cálculo del Factor de Potencia del Túnel	173
3.6.3. Cálculo de la Relación de Energía	173
3.6.4. Cálculo de la Potencia Aerodinámica	174
3.6.5. Distribución de las Pérdidas de Presiones Totales en el Circuito	175

	PAG.
CAPITULO N° 4	177
<u>SELECCION DEL VENTILADOR</u>	
4.1.0. Generalidades	178
4.2.0. Características del Ventilador a seleccionar	178
4.3.0. Alternativas de Selección del Sistema de Generación de Potencia	178
4.3.1. Accionamiento del Motor a Ventilador por un Juego de Poleas Múltiples por medio de Correas Trapezoidales	179
4.3.2. Accionamiento Directo de Motor a Ventilador	179
4.3.3. Accionamiento Directo de Motor de Giro Variable	180
4.3.4. Accionamiento por Poleas a Ventilador de Paletas o Variables	180
4.4.0. Determinación de la Curva del Sistema	182
4.4.1. Síntesis del Programa "TUNEL"	182
4.4.2. Diagrama de Flujo del Programa "TUNEL"	186
4.4.3. Resultados del Programa "TUNEL"	186
4.5.0. Elección del Ventilador	186
4.5.1. Tipo de Ventilador a Seleccionar	191



	PAG,
4.5.2. Selección detallada del Ventilador	191
4.5.3. Análisis de las Curvas Características	192
4.5.4. Características del Ventilador Seleccionado	195
4.6.0. Características de Funcionamiento del Túnel Aerodinámico	196
4.6.1. Relación RPM versus Eficiencia	196
4.6.2. Relación Factor de Potencia y Relación de Energía versus Capacidad	199
4.6.3. Relación Potencia Aerodinámica y Potencias del Ventilador versus Capacidad	199
4.7.0. Selección del Motor	205
4.7.1. Determinación de la Potencia Nominal del Motor	205
4.7.2. Criterios de Selección del Motor	206
4.8.0. Consideraciones de Ruido	209
CAPITULO N° 5	
DISEÑO MECANICO DE LOS COMPONENTES DEL TUNEL	212
5.1.0. Generalidades	212

	PAG.
5.2.0. Materiales a usar en la Construcción	212
5.3.0. Desarrollo de los Componentes del Túnel	213
5.3.1. Determinación del Desarrollo de Difusores	213
5.3.2. Determinación del Desarrollo de las Transiciones	214
5.3.3. Desarrollo de las Esquinas	217
5.3.4. Desarrollo de las Aletas Defectoras	219
5.3.5. Desarrollo del Cono de Entrada	219
5.4.0. Cálculo del Sistema de Transmisión	223
5.4.1. Selección de Poleas y Fajas	223
5.4.2. Cálculo del Eje de Transmisión	225
5.4.3. Diseño de la Chaveta	230
5.4.4. Selección de los Rodamientos	231
5.5.0. Diseño Estructural del Túnel Aerodinámico	234
5.5.1. Cálculo de Espesores de Plancha	235
5.6.0. Forma de Ensamble del Túnel Aerodinámico	240

## CAPITULO N° 6

### INSTRUMENTACION Y DESCRIPCION DE TIPOS DE ENSAYOS

6.1.0. Parámetros que definan el Flujo	246
6.2.0. Tipos de Mediciones	246

	PAG
6.2.1. Medición de la Temperatura	247
6.2.2. Medición de la Presión Total o de Estancamiento	247
6.2.3. Medición de la Presión Estática	250
6.2.4. Medición de Velocidad	252
6.2.5. Medición de Dirección de Flujo	258
6.2.6. Medición de la Turbulencia	261
6.2.7. Rastrador de Capa Límite	265
6.3.0. Descripción de los Tipos de Ensayos	265
6.3.1. Tipos de Experimentos	265
6.4.0. Desarrollo de los Experimentos Aerodinámicos	266
6.4.1. Calibración del Túnel	266
6.4.2. Investigación de la Distribución de Presiones sobre Cilindros y Perfiles de Ala	266
6.4.3. Investigación del Desarrollo de Capa Límite	270
6.4.4. Determinación Experimental de los Coeficientes Aerodinámicos	271

## CAPITULO N° 7

### COSTOS Y PRESUPUESTOS

7.0.0. Generalidades	273
----------------------	-----

	PAG.
7.1.0. Costos del Equipo	273
7.1.1. Costos del Sistema de Ductos	273
7.1.2. Costos del Motor-Ventilador	275
7.1.3. Costo de la Base de Concreto	275
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	277
APENDICE	
BIBLIOGRAFIA	
PLANOS	

## P . R O L O G O

El presente trabajo es un proyecto de Diseño de un Túnel Aerodinámico Subsónico en Circuito Cerrado, el cual tiene el propósito de sentar las bases para una posible construcción de un túnel aerodinámico en el Laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulica de la UNI, considerando que dicho laboratorio no posee este tipo de túnel.

El trabajo se inicia con una introducción referente a túneles aerodinámicos como reseña histórica, tipos, objeto, importancia. En el Segundo Capítulo se refiere a las características generales de diseño, elección del tipo de túnel a diseñar y descripción de sus partes. Además, se considera un breve resumen de los conceptos teóricos a usar en el diseño.

En el Tercer Capítulo, se trata el diseño propiamente dicho del túnel aerodinámico en proyecto, el cual comprende un estudio de todas las pérdidas que se presentan en todo el circuito, analizándolas una por una. Determinando

luego los parámetros iniciales de diseño bajo los cuales debe operar el túnel. Una vez diseñada cada parte y sus correspondientes pérdidas de presión, con ellas se obtiene la potencia necesaria de consumo.

El Cuarto Capítulo, consiste en la selección del Ventilador y del motor a usar en el túnel. En el Quinto Capítulo se considera el diseño mecánico de los componentes que lo forman, y se consideran los materiales a usar, su resistencia y montaje. En el Sexto Capítulo, se hace una descripción breve de la instrumentación a usar y algunos tipos de ensayos que se pueden experimentar, incidiéndose en ensayos de tipo demostrativo o de instrucción. El Séptimo Capítulo, considera los aspectos de costos que representarían su fabricación. Terminándose con las conclusiones, bibliografía.

Aquí, deseo agradecer a todas las personas que colaboraron de alguna manera en la culminación de la presente Tesis, y en forma muy especial al Ing. A. Federico Coz Pancorvo, Asesor de la Tesis, además, de ser el gestor, su invaluable ayuda permitió la conclusión exitosa de la tesis en: mención.

# CAPITULO 1

## I N T R O D U C C I O N

### 1.1. GENERALIDADES

La Aerodinámica es la ciencia que estudia el movimiento del aire, y como tal, su aporte a la conquista del espacio es grandioso, su estudio a lo largo de los últimos 50 años ha revolucionado el modo de vida. La Aerodinámica, que está estrechamente ligada a la Aeronáutica, fue un poderoso impulso para el estudio de la última, pero existen otros campos de la aerodinámica relativos al movimiento propio de la atmósfera, aplicables a la industria y civilizaciones modernas.

El estudio de la aerodinámica comprende la observación y medida del movimiento del aire, el enunciado de las leyes físicas que gobiernan los distintos tipos de movimiento y el desarrollo de métodos teóricos para descifrar el problema del movimiento del aire. Todo esto resulta complejo, por lo cual es necesario comparar continuamente la teoría con los resultados experimentales.

La Aerodinámica desde sus inicios, está asociada a la Aviación, y de acuerdo a esta asociación comprende el estudio no solo de las perturbaciones originadas en el seno del aire por los objetos sólidos en movimiento, de las fuerzas aerodinámicas que sobre ellos actúan, sino también

de la estabilidad, comportamiento en vuelo y presiones su perfciales, pero la Aerodinámica no se halla restringida al campo de la Aviación, sino que comprende campos como la Meteorología (estudio de los vientos, tornados, huracanes etc.), Aerodinámica Industrial (efecto del viento en puentes, edificios, superestructuras) y Astrofísica (dentro de ella el movimiento de los gases entre las estrellas).

De todo esto, en el estudio de la Aerodinámica, resulta mucho más necesario que en otras ciencias, la correspondencia entre los cálculos teóricos y los resultados prácticos o experimentales.

Este tipo de correspondencia es practicada en los túneles aerodinámicos, los cuales prestan una importantísima ayuda en el estudio de la aerodinámica.

Viendo que el Laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulica de la Universidad aún no cuenta con un túnel aerodinámico subsónico, y por la inmensa necesidad que este representa se ha querido iniciar con este proyecto de diseño, un aporte para una posible construcción de un túnel aerodinámico que esté adecuado a las necesidades de la Universidad y esperando que éste represente un estímulo para llegar finalmente a la meta de contar con un túnel aerodinámico.

#### 1.2.0. OBJETO

Existen infinidad de problemas referentes al movimiento de los fluidos en las diversas ramas de la ciencia e ingene



nierfa, de donde surge la necesidad de conocer en mayor profundidad, el comportamiento real de los fluidos en movimiento y cuyo comportamiento puede estudiarse mediante la teoría del flujo potencial incompresible, altamente desarrollado pero de aplicación limitada en este campo, debido principalmente a que se hace para un flujo ideal.

Esta limitación es aún mucho mayor para el caso de flujos supersónicos en los cuales la teoría de flujo compresible es aún menos aplicable, de manera que surge la imperiosa necesidad de experimentar para lograr los objetivos deseados.

Una de estas formas experimentales, es simular una situación semejante al del movimiento de un cuerpo en un fluido y hacer las respectivas mediciones. Este estudio experimental de las acciones aerodinámicas puede lograrse de 2 maneras diferentes; primero, desplazando el modelo en un fluido en reposo, utilizando un carro sobre rieles, y segundo, midiendo la acción del fluido en movimiento sobre un modelo fijo. La primera forma son ensayos de muy corta duración y son de por sí muy complejos y con el peligro de cometer errores en las mediciones, por lo que es mucho más cómodo realizar los ensayos con los modelos estáticos. Este tipo de ensayo se realiza en los túneles aerodinámicos, siendo esta técnica la más generalizada.

De ahí surge la necesidad de proponer el diseño de un túnel aerodinámico para el Laboratorio de Máquinas Térmicas e Hidráulica para la realización de la infinidad de experimentos que en ella se pueden ensayar.

Dentro del campo de la enseñanza, los túneles aerodinámicos, son de carácter imprescindible por la importancia que estas tienen en la rama de la mecánica de fluidos, y a través de él demostrar los fenómenos que ocurren por observación directa y comparar las mediciones con el conocimiento teórico, y así demostrar las diferentes leyes existentes en el amplio campo de la ingeniería. También en el hecho que a pesar que nuestro país no posee una industria aeronáutica propia, ya que no se fabrican ni diseñan aviones, pero que sí se realizan modificaciones en ellos, especialmente para adicionar exteriormente dispositivos o aparatos ya sean de medición, de investigación o para adoptar nuevos tipos de armamentos como cohetes, para averiguar el comportamiento de los aviones bajo estas nuevas condiciones, para luego rediseñar algunos aspectos y ha - cer las modificaciones necesarias, es preciso hacer las pruebas en túneles aerodinámicos con modelos a escala, y observar el comportamiento de éstos.

En el campo de las investigaciones, los túneles aerodinámicos, juegan un papel de primerísima importancia, ya que permiten diseñar perfiles aerodinámicos, los más óptimos posibles.

Por los aspectos analizados, es que la construcción de un túnel aerodinámico es muy necesario, y el objeto principal de este trabajo, tiende a sentar las bases para una posible construcción en un futuro de un túnel aerodinámico y a la vez que ésta cumpla sus funciones para los cuales sean asignados.

### 1.3. RESEÑA HISTORICA

#### 1.3.1. HISTORIA DE LOS TUNELES AERODINAMICOS

La construcción de los primeros túneles aerodinámicos, datan de los inicios del presente siglo. Así en el año 1903 fue construido el Túnel Abierto de Stanton y luego mejorado por Riabouchinsky; posteriormente, en el año 1907, el primer Túnel Cerrado en Gottingen, luego en 1909 se construyó el primer Túnel de Eiffel con chorro libre, en 1910, se mejoran los primeros túneles y se construyen algo más modernos, seguidamente en 1916, el Túnel Cerrado de Gottingen, es demolido para luego construir otro más grande pero del mismo tipo.

A continuación se presenta una descripción de estos y otros túneles aerodinámicos de los inicios del siglo.

#### 1.3.2. EL PRIMER TUNEL AERODINAMICO ABIERTO DE STANTON

Este primer túnel fue construido por Stanton en el Laboratorio Nacional de Física en Londres en el año 1903, (Figura N° 1). El aire era aspirado por el ventilador B, por medio de una entrada de tubo P pasando luego a través del modelo M, en este punto el tubo es ampliado hacia una caja en el que hay una balanza muy sensible, y un brazo es unido al modelo por un tirante fino. La velocidad máxima del aire era de 30 pies/seg. ó 9.14 m/seg. el diámetro del flujo de aire era de 2 pies.

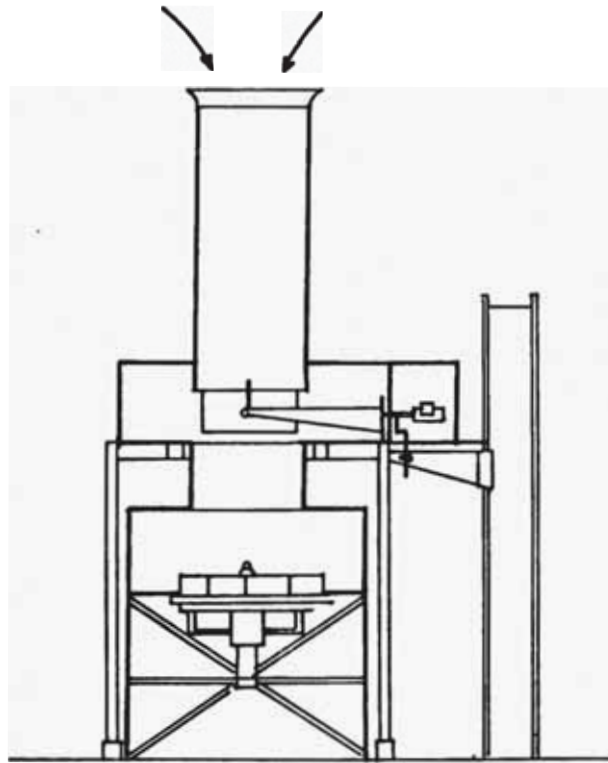


FIGURA N° 1.- Primer Túnel Abierto de Stanton/4/

En el año 1906, sobre sugerencias de Joukowsky, fue construido en Moscú un Laboratorio experimental muy elaborado por Riabouchinsky. El túnel tenía un diámetro de 4 pies y una longitud de aproximadamente 45 pies; la zona de prueba estaba al centro del túnel y las paredes cilíndricas eran de vidrio para observar el modelo. Aquí ya se produce una mejora en la verticidad, ya que se logró disminuirla con el arreglo de un mejor y más grande extremo de la escala del túnel, y también ya se adiciona un número de panales de abejas y mallas de alambre, los cuales dan como resultado que la velocidad del aire tuvo menos variación con respecto al promedio en un 4%.

La variación del viento podía ser variado desde 3 pies por segundo hasta 20 pies/seg (0.914 m/seg-6.096 m/seg).

Como en el Túnel de Stanton, el aire era aspirado por un ventilador, y éste tenía por objeto mostrar por previos experimentos que una corriente de aire de este tipo es mucho menos turbulento que un ventilador hacia el túnel.

### 1.3.3. EL PRIMER TUNEL CERRADO

El primer Túnel Cerrado en Circuito Cerrado, fue cons - truido por Prandtl en Gottingen entre los años 1907 y 1909 y posteriormente en Londres en el Laboratorio Nacional de Física donde Stanton construyó en el año 1910. Estos túne - les tenían la característica que el aire descargaba por el ventilador y eran guiados a través de un circuito ce - rrado, luego tenían que ser librados de verticidad antes de estar de vuelta en la zona de prueba.

El Túnel de Gottingen (Fig. N° 2) de 1910 fue con la in - tención de ser uno temporal para obtener experiencias pa - ra una subsecuente construcción más grande. Este túnel fue demolido en 1918 y luego reconstruido un poco modifi - cado. Este primer túnel tenía una sección transversal de 6 x 6 pies. La velocidad del túnel podía ser variada has - ta 30 pies/seg. Para guiar el aire a través de cuatro án - gulos rectos, se construyeron venas de guías especiales. El túnel para suavizar afuera el aire después de atrave - zar el ventilador, se componía de 2 rectificadores de pa - nal de abeja  $H_1$  y  $H_2$  grueso y fino respectivamente, y de un tamiz o malla de 0.1 pulg. de abertura, luego el aire llegaba al modelo, el cual se soportaba por finos alam -

bres a la balanza aerodinámica, próximo al modelo en la pared del túnel había ventanas para observación.

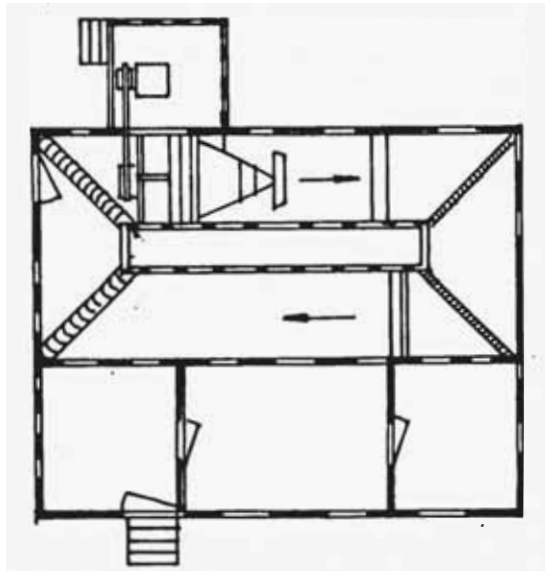


FIGURA N° 2.- Primer Túnel Cerrado de Gottingen

Se descubrió que los correctores de flujo y la malla no aseguraban suficiente uniformidad de la velocidad en toda la sección del túnel, para corregir esta anomalía, se procedió a ampliar o estrechar las aberturas a ambos rectificadores, y se logró una uniformidad de la velocidad en un rango de  $\pm 1\%$ .

El túnel construido en 1910 por Stanton en Moscú, se muestra esquemáticamente en la Fig. N° 3, donde el aire es succionado por la entrada del canal por el ventilador B y luego pasa por el canal externo y retorna al de la entrada, y luego viene el modelo suspendido. A la entrada del canal de prueba que tiene una sección de 4 x 4 pies se colocan panel de abejas para suavizar el flujo de aire.

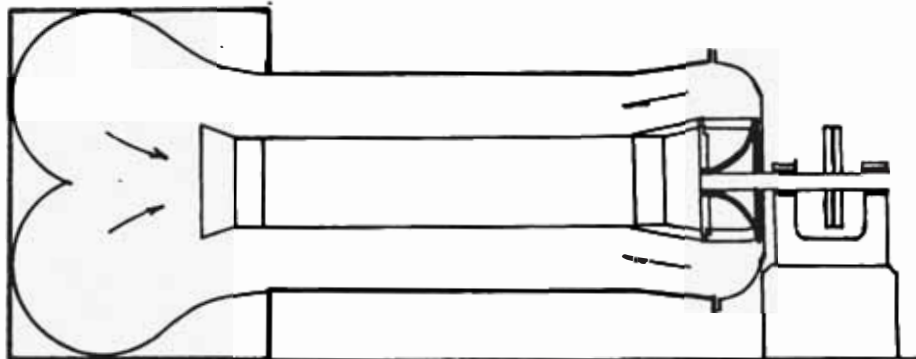


FIGURA N° 3.- Túnel de Doble Retorno de Moscú (1910)

/4/

1.3.4. EL PRIMER TUNEL AERODINAMICO DE EIFFEL CON CHORRO LIBRE

La construcción del primer Túnel de Chorro Libre por Eiffel en 1909, constituye una definitiva mejora, ya que las paredes del túnel con chorro cerrado impiden la corriente libre de aire alrededor de un cuerpo un poco grande, para evitar este efecto Eiffel reemplaza las paredes de la zona de prueba por una gran cámara hermética (Fig. N° 4).

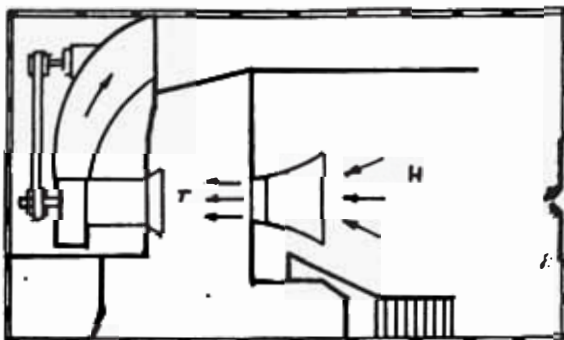


FIGURA N° 4.- Primer Túnel Abierto de Eiffel(1909)/4/

Esta construcción cuenta con la ventaja que tiene acceso libre a la zona de prueba y también la ventaja del chorro libre sobre el del canal cerrado, es que la presión a lo largo del chorro es prácticamente constante e igual a la presión del aire de los alrededores, el cual consecuentemente hace que la velocidad del aire en el chorro es también constante, con la excepción del rango angosto próximo al límite, donde hay mezcla con el aire exterior tomado del lugar.

El aire es succionado del cuarto H a través de una tobera N, un tamiz o malla, la cámara de prueba T y una tobera de admisión por un ventilador B, y luego empujado hacia un canal de sección transversal ensanchada D, volviendo al cuarto H, el model está suspendido en la cámara de prueba a 3 pies de la malla. La velocidad del aire varía de 15 a 70 pies/seg. (4.572 a 21.3 m/seg.) aproximadamente.

En el cuarto H el aire está a la presión atmosférica, y en la cámara de prueba estará más bajo, de acuerdo a la Ley de Bermoulli, esta diferencia es cerca de 1" de agua a 70 pies/seg. de la velocidad del viento. Como el chorro fluye rectilíneamente la cámara de prueba T, el mismo vacfo parcial existe en este por lo que tiene que ser cerrado herméticamente. Durante la prueba la cámara puede ser penetrada sólo a través de un doble juego de puertas.

En 1914, Eiffel construyó otro túnel más grande, pero idéntico al anterior, sólo que con otro tipo de ventilador, un largo difusor o un canal gradualmente ensanchado



en lugar de la tobera de entrada, el diámetro del chorro era aproximadamente 7 pies y la máxima velocidad era de 40 m/seg.

Otra instalación de chorro libre es el que se construyó en 1911 a 1914 en el Laboratorio Aerodinámico de Viena, por R. Knoller. Tenía el chorro vertical y diferente al de Eiffel por la forma de la tobera de entrada.

#### 1.3.5. TUNELES MEJORADOS EN INGLATERRA

El túnel construido en 1910 de la Fig. N° 3, tenía la desventaja de pulsaciones en la velocidad del aire, investigaciones para determinar la causa condujeron a la construcción de otro tipo de gran tamaño en Inglaterra, Fig. N° 5, el canal tiene una sección transversal cuadrada, de 4 x 4 pies y 25 pies de largo, total del túnel y 6 pies de alto. El lado de entrada es redondeado (A) y el ventilador (B) más ancho de la sección, sobre este punto la construcción es similar a uno de Riabouchinsky. La mejora de esta construcción, consistió sin embargo, en que el aire no sopla directamente hacia el salón sino a un largo canal L, teniendo un gran número de pequeños agujeros, de los cuales el aire escapa a baja velocidad, porque de este el estado de turbulencia del aire en el salón exterior al canal de viento es considerablemente menor. Sin el silenciador L, la variación de la velocidad en el canal podía ascender a  $\pm 5\%$  y el silenciador L reduce a  $\pm 1\%$ . Los modelos se observan por una puerta de vidrio colocada a

15 pies de la entrada del canal.

En el año 1919, otro túnel aerodinámico más grande, de 7 x 7 pies de sección transversal fue construido bajo los mismos principios generales.

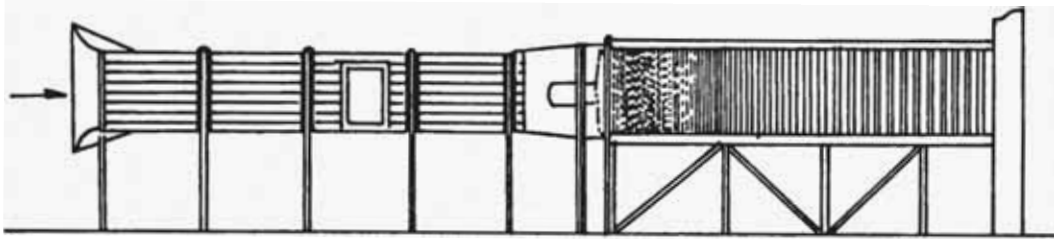


FIGURA N° 5.- Túnel Abierto de Inglaterra (1910)/4/

#### 1.3.6. EL GRAN TUNEL AERODINAMICO EN GOTTINGEN

Para la construcción de este gran túnel en Gottingen en los años 1916 a 1917 por Prandtl, se eligió una instalación de chorro libre en lugar de un chorro cerrado, como era el túnel antiguo de Gottingen, Fig. N° 2, ya que se demostró que en muchos casos las paredes eran responsables de errores en los resultados de las pruebas, la razón para tales errores es que para grandes objetos de prueba, la contracción del chorro por las paredes incrementa la velocidad del viento en el modelo.

La construcción difiere del Túnel de Eiffel en que el chorro libre fue hecho a la presión atmosférica y no en un vacío parcial, porque de este el lugar de prueba puede ser mantenido enteramente abierto. La desventaja del Túnel de Eiffel radica en que el aire descarga del ventilador hacia la atmósfera libre y llega a ser muy turbulento

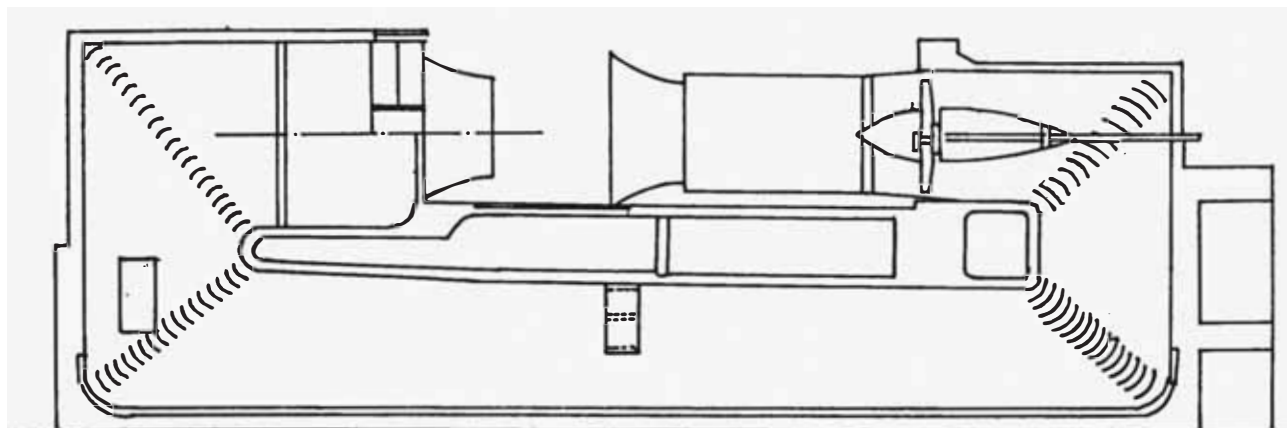


FIGURA N° 6.- Gran Túnel Abierto de Gottingen (1916)/4/

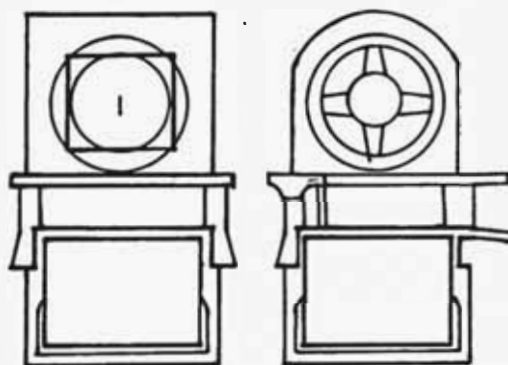


FIGURA N° 7.- Vistas de Corte del gran Túnel de  
Gottingen /4/

en el Centro de Investigación Aeronáutica de los EE.UU. El canal es de tipo cerrado como se muestra esquemáticamente en la Fig. N°8, el chorro tiene una sección transversal arriba de los 300 pies<sup>2</sup>.

Otro aún más grande túnel aerodinámico de similar construcción, fue completado en 1932 con un chorro de sección

y tiene que ser suavizado afuera por medios especiales.

Esto se evitó en la construcción del Túnel de Gottingen de 1916 por la adición de un difusor entre el modelo y el ventilador, como se muestra en las Figs. Nros. 6 y 7, el aire descarga del ventilador B, y pasa a través de algunos estatores V, los cuales tienen el propósito de anular la rotación de la corriente que produce el propulsor. La corriente de aire es luego devaluado hacia abajo a través de un ángulo de  $90^\circ$  por medio de una serie de hojas o gufas de construcción especial, luego otro giro de  $90^\circ$ , éste entra hacia un canal de sección transversal cuadrada en el sótano del edificio, para entrar finalmente hacia un rectificador o malla H, dentro de la cámara de la tobera. La sección transversal de 15 x 15 pies, luego es acelerado dentro de la tobera de sección transversal circular de diámetro de 7.5 pies haciendo que la velocidad sea 5 veces más grande, de la tobera éste fluye hacia el modelo en el espacio del chorro libre.

La principal ventaja de esta construcción reposa en el hecho que la uniformización del aire por una malla se lleva a cabo en un canal de sección transversal más grande, el cual genera no sólo en un chorro de potencia, sino también en un proceso de uniformización mucho más eficiente.

#### 1.3.7. OTROS TUNELES IMPORTANTES

Entre los túneles principales que se construyeron en los inicios del siglo, se puede citar uno de considerable tamaño, que fue instalado en el año 1927 en Longley Field

transversal de alrededor de 1300 pies<sup>2</sup>.

Un túnel también en los EE.UU. digno de mención es uno diseñado por Von Karman en Pasadena, California, el cual es notable por su baja turbulencia y grande por su eficiencia.

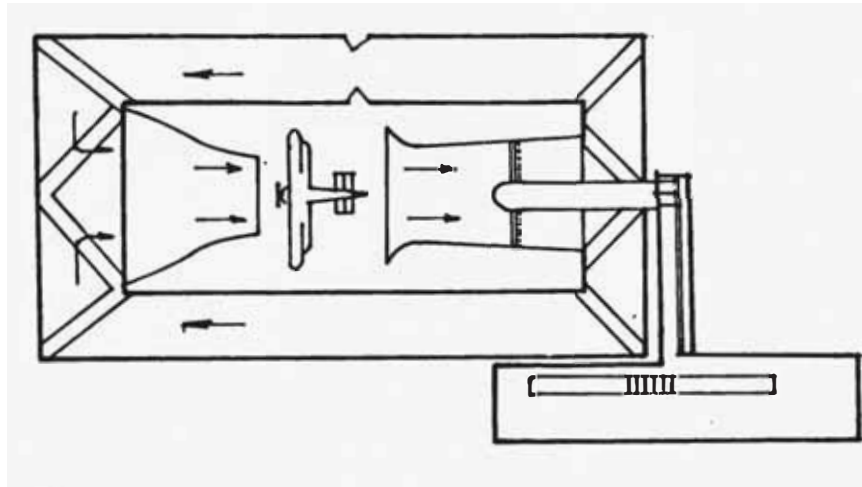


FIGURA N° 8.- Túnel de Doble Retorno de Longley (1927) [4]  
Existen otros túneles que no mencionamos, por ser más o menos de los tipos descritos.

#### 1.4. LA UTILIDAD DE LOS TUNELES AERODINAMICOS

La utilidad de los túneles aerodinámicos es muy grande, y la de contar con uno es tan necesario, debido a que por medio del cual se puede lograr conocer muchos aspectos de la mecánica de fluidos, que teróciamente sería imposible lograr conocer en detalle y con el comportamiento real.

Esta utilidad se ve acrecentada, porque en los túneles aerodinámicos es posible lograr determinar bajo una prueba metódica y programada, los perfiles aerodinámicos, se-

gún su aplicación y bajo las distintas condiciones de funcionamiento. Los diseños de aviones se los estudia previamente en un túnel aerodinámico hasta lograr el mejor diseño, tanto en forma completa del avión o como un estudio de cada una de las partes del avión, que es posible lograr gracias a que se trabajan con modelos a escala, y esto permite trabajar con partes unitarias desmontadas del modelo principal.

Aparte de que los túneles aerodinámicos tienen mucha importancia para el estudio en general del movimiento de los fluidos a través de un cuerpo sólido, se los utiliza en el estudio de radiadores y en todo tipo de aparatos de transferencia de calor donde sea necesario un flujo de aire.

Su importancia se observa también en la utilidad que se le dá al análisis y estudio de las fuerzas necesarias para el sostén de puentes, pontones, así como edificios con respecto a la acción del viento. También es útil para determinar las fuerzas que actúan sobre tableros de avisos publicitarios.

Los túneles aerodinámicos se les utiliza para estudiar y determinar los perfiles de automóviles para su mejor adecuación al movimiento y lograr así la menor resistencia del viento.

Una utilización muy importante que se le dá a los túneles aerodinámicos es con respecto a las pruebas que se hace con ventiladores axiales y de ese modo, lograr la mejor eficiencia previo estudio de cada una de sus partes y

principalmente de las paletas del hélice.

En fin, sería muy extenso citar en forma más completa la importancia que se le dá a los túneles aerodinámicos, por ser esta demasiadamente grande y diversificada, a tal extremo que cada aspecto es toda una especialidad.

### 1.5. IMPORTANCIA DE LOS TUNELES AERODINAMICOS

La importancia de un túnel aerodinámico es muy amplia, los métodos prácticos de estos son muchos y variados. Ellos constituyen una herramienta poderosa para la solución de un amplio rango de problemas en las ciencias de la aeronáutica y de la ingeniería en general; hoy día representan un factor esencial y fundamental en la investigación y en el desarrollo de la tecnología. La utilidad de los túneles aerodinámicos, basan su importancia en el hecho que permiten complementar los conocimientos teóricos por medio de experimentos, y así verificarlos. Estos experimentos son frecuentemente más convenientes, proceder con modelos a escala, y esto facilita enormemente lo difícil y costoso que resultaría trabajar con un modelo de tamaño natural, que por lo general son de grandes dimensiones. Los modelos se prueban en los túneles aerodinámicos.

La importancia de los túneles aerodinámicos también está basada en el hecho que los coeficientes aerodinámicos son adimensionales y por lo tanto, pueden representar acciones en 2 flujos diferentes pero dinámicamente semejantes y en consecuencia, la obtención de estos coeficientes

son válidos para los flujos dinámicamente semejantes al que sirvió para su determinación, y dichos coeficientes se determinan en los túneles aerodinámicos.

La importancia de los túneles aerodinámicos radica en que los experimentos que en ella se realizan, tiene 2 usos principales:

a) En primer lugar, hacen que sea posible determinar la influencia de los varios factores de diseño, y de las modificaciones que se puedan o requieran hacer en ellos, en una manera rápida, directa y como se trabaja con modelos hace que ésta sea segura y relativamente fácil, tal como la determinación del comportamiento de un componente individual, que solo provee la experimentación en un túnel. Por ejemplo, en el caso de aviones, las pruebas de vuelo tienen que ser con los componentes completos, y en un túnel aerodinámico el componente por sí mismo puede ser probado solo; dicha prueba puede ser hecha con la parte extraída del modelo del aeroplano, lo que permite hacer sucesivas modificaciones de manera sistemática.

b) El segundo uso de los experimentos en flujo de fluidos es para la provisión de información de naturaleza general, visualmente en conjunto con trabajo teórico por este medio la teoría es confirmada o ampliada, así como coloca los fundamentos para futuros diseños mejorados de carácter fundamental.

La importancia de los túneles aerodinámicos dentro de la enseñanza y la instrucción, se basa en el hecho que



las pruebas que en ellas se realizan, permiten a los alumnos la fácil comprensión y entendimiento de los diferentes fenómenos y también la demostración por si mismos de la teoría impartida.

## 1.6. TIPOS DE TUNELES AERODINAMICOS

Dentro de la clasificación que se hacen de los túneles aerodinámicos se considera que existen 2 tipos básicos o principales, y que estos son: el Túnel subsónico o de baja velocidad y el otro es el túnel supersónico o de alta velocidad.

### 1.6.1. TUNEL SUBSONICO O DE BAJA VELOCIDAD

Este tipo de túnel, se caracteriza porque en ellos los factores resultantes son la inercia y la viscosidad, y donde los efectos de la compresibilidad son tan pequeños o casi nulos que se los desprecia y no se les toma importancia. Aquí, se supone que los números Reynolds de un modelo de experimentación y otro de escala natural en funcionamiento son iguales, además, una diferencia de velocidades es insignificante y dicho sea de paso muy pocos túneles logran igual número de Reynolds que el de Escala natural en flujos subsónicos, por lo que tendrán que ser desarrolladas técnicas especiales de experimentación para minimizar los efectos de la Escala en ciertos tipos de experimentos.

En el presente trabajo, nos referimos solamente a este

tipo de túnel, ya que el diseño a desarrollar del túnel es del tipo subsónico de número de Mach menor de 0.4.

#### 1.6.2. TUNEL DE ALTA VELOCIDAD O SUPERSONICO

Los túneles de alta velocidad son aquellos que son diseñados para el estudio y la investigación de los flujos en los que las fuerzas debidas a la inercia y la compresibilidad (mayor que el de la viscosidad) son de mayor importancia. Además, que en este caso, los criterios de similitud predominante es igual al número de Mach (M), pero existiendo evidencias considerables que los números de Reynolds pueden aún tener influencias importantes sobre un flujo con alto número de Mach y es por lo tanto, deseable, lograr en estos casos el número de Mach igual que el de Escala natural. Los túneles de alta velocidad deberían lograr números de Reynolds que se aproximen lo máximo posible a los valores del de Escala natural. Por motivos de economía y potencia o energía (y por dificultades pero de menor importancia, asociadas con el soporte del modelo), generalmente se impone una severa limitación a los números de Reynolds que pueden ser logrados en un túnel supersónico, y estos valores logrados en túneles de alta velocidad son bajos comparados con los valores usualmente logrados en funcionamiento real.

#### 1.6.3. TIPOS DE TUNELES SUBSONICOS

Dentro de este tipo de túneles, existen 2 tipos básicos

de túneles aerodinámicos subsónicos y estos son:

#### 1.6.3.1. TUNEL DE CIRCUITO ABIERTO

O llamado también Eiffel o NPL, estos túneles no tienen retorno del aire, y toman totalmente de la atmósfera, estos ingresan por la entrada para luego atravesar un panel de abejas y viene luego una contracción para aumentar la velocidad y llegar a la zona de prueba para posteriormente pasar por el ventilador que es el que aspira el aire y luego abandonar el túnel para llegar a la atmósfera, como la Fig. N° 9.

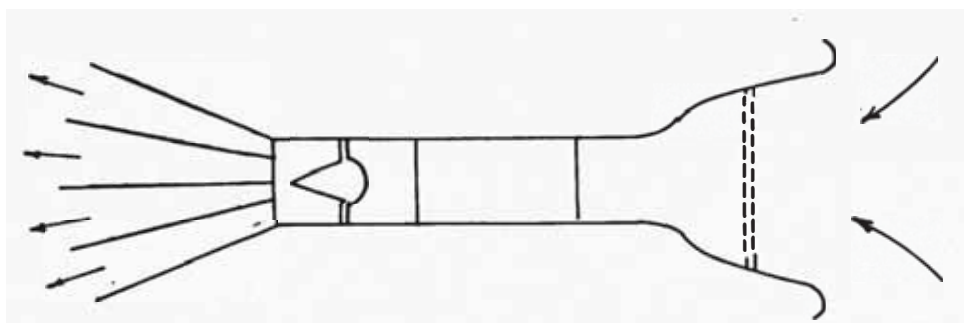


FIGURA N° 9.- Túnel de Circuito Abierto

#### 1.6.3.2. TUNEL DE CIRCUITO CERRADO

A estos túneles se les llama también de "PRANDTL", "GOTTINGEN" ó Túnel con Flujo de Retorno (Return-Flow), y como su nombre lo indica, implica que tiene un camino o senda para el aire en forma continua (Figura N° 10).

Los Túneles de Circuito Cerrado se dividen en 3 tipos y son:

- a) Túnel de Retorno Simple
- b) Túnel de Doble Retorno
- c) Túnel de Retorno Anular

Actualmente, de estos 3 tipos sólo el de Retorno Simple es de aceptación general, debido a que el de Retorno Doble y Retorno Anular (Figuras Nros. 11 y 12), el aire roza a todo lo largo de las paredes del pasaje de retorno para luego pasar directamente al modelo, y a menos que la contracción sea grande, este aire es extremadamente turbulento, lo cual tiende a dificultar la interpretación de los datos de la prueba, y una desventaja adicional del doble retorno es la variación de la distribución de la velocidad que puede ser causada por un modelo grande. En el túnel de retorno simple, la mezcla general y los efectos de estabilización del ventilador, tiende a restablecer alguna variación del flujo producido por el modelo. En el de doble retorno doble, la desviación del flujo a un lado puede producirse debilitando el giro y generar errores de datos.

Otra forma de seleccionar a los túneles aerodinámicos, pueden ser hechos por la forma de la sección transversal de la zona de prueba y estos pueden ser cuadrados, rectangulares, rectangulares con esquinas inclinadas, octogonal, circular y elíptico.

La sección de prueba, puede ser completamente cerrada (chorro cerrado) o puede ser sólo de un espacio abierto con el flujo de aire del cono de entrada al colector, pero en ambos casos los efectos del límite del flujo alrede

dor del modelo, y los datos de las pruebas tienen que ser corregidos para semejar con resultados en el aire libre.

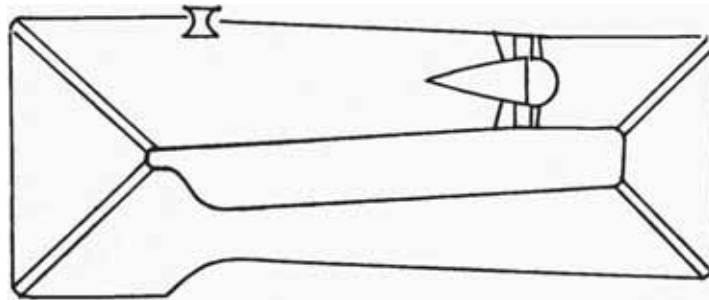


FIGURA N° 10.- Túnel de Circuito Cerrado /1/

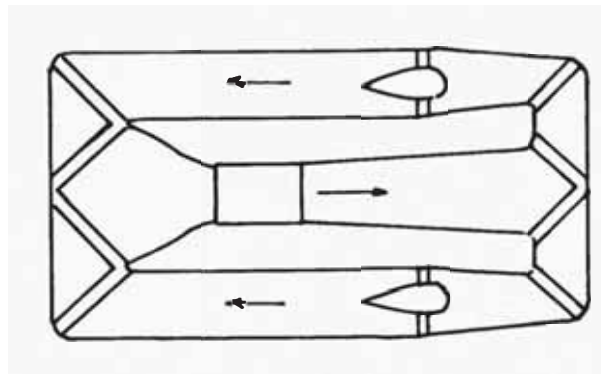


FIGURA N° 11.- Túnel de Doble Retorno /1/

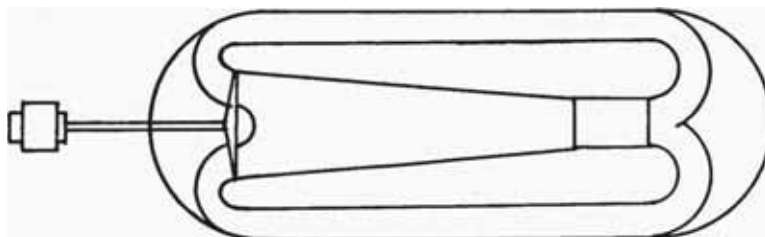


FIGURA N° 12.- Túnel de Retorno Doble Circular/1/

#### A.- TUNEL DE RETORNO SIMPLE.

Este tipo de túnel es el que mayormente poseen las Universidades y Centros de Instrucción de los países del mundo, y su diseño es similar al de la Figura N° 10; estos túneles en gran parte tienen un área de la sección de prueba de cerca de 65 pies<sup>2</sup> y consumen una potencia cercana a 300 HP y estas medidas son buenas para una velocidad de 125 mph (55.87 m/s.) y en conjunto son económicas para operar y construir y muy útil para la mayoría de las pruebas requeridas, algunas de estas pueden ser operadas con el chorro abierto y cerrado. Túneles de retorno doble.

#### B.- TUNEL DE PRESION DE RETORNO SIMPLE.

Este tipo de túnel, trabaja con presiones distintas a la atmosférica, y por tal motivo deben ser herméticos y más robustos, pero es muy semejante en forma al de la Figura N° 10. Las velocidades que se deben imprimir al aire dependen de la presión dentro del túnel, a menor presión que la atmosférica es necesario mayores velocidades, y a mayores presiones que la atmosférica es necesario menores velocidades.

Un ejemplo de estos tipos de túneles, tenemos el "Wright Brothers Wind Tunnel" en el Instituto Tecnológico de Massachusetts, y fue diseñado para 200 mph a la presión atm. y requiere 2000 HP, pero para una presión de 0.23 atm se requiere 396 mph ó para 3.5 atm es requerida 145 mph. a baja presión rinde más alto número de Mach y a alta presión rinde un más alto número de Reynolds; para lograr estas

presiones se requieren aproximadamente 2 horas. Este túnel es uno de los pocos con chorro elíptico con 10 x 7.5 pies, su estructura es de metal en su mayoría y el resto de madera y tiene refrigeración por agua.

#### C.- TUNEL DE DENSIDAD VARIABLE

Estos son túneles que trabajan con densidades variables y el primero de este tipo fue el Túnel VDT de la NASA, con capacidad de 20 atm con el poco usado de pasaje de retorno con 5 pies de diámetro en la zona de prueba, la ventaja de la presión está en el alto número de Reynolds que se logra con modelos muy grandes o con velocidades altas. Por ejemplo, lograr el número de Reynolds de un aeroplano a 200 mph, con un modelo de escala de 1/4, sería necesario 800 mph (357.6 m/s) para obtener el mismo número de Reynolds, pero esta velocidad está dentro del rango de compresibilidad ( $M = 1.05$ ) y desde el punto de vista de la potencia ésta sería exorbitante, pero con una presión de 8 atm, el mismo número de Reynolds sería logrado con sólo 100 mph (44.7 m/s), sin embargo, este tipo de túnel de densidad variable no se le utiliza mucho en pruebas por ser de alta turbulencia. Este túnel proveía los primeros datos para efectos del número de Reynolds sobre características de perfiles y actualmente el VDT se los utiliza como reservorio a presión para pequeños túneles supersónicos.

#### 1.6.3.3. TUNEL DE ESCALA NATURAL

Son túneles para realizar pruebas a escala natural, y

estos son de tamaños muy grandes; uno de estos es el que existe en Longley-Field, y tiene capacidad para probar aeroplanos de medidas moderadas y en condiciones próximas al del vuelo real. Este túnel forma parte de un gran edificio donde las paredes forman parte del pasaje doble de retorno. La velocidad que desarrolla está por encima de 118 mph (52.75 m/s) con el chorro abierto de 60 pies de ancho por 30 pies de alto. Sus propósitos son realizar pruebas que serían imposibles de atacar en túneles con modelos, como:

- Alteraciones a aviones sin problemas por el peso
  - Probar modelos muy grandes
  - Obtener las relaciones entre pruebas de vuelo y pequeños modelos.

También existen otros dos túneles de este tipo, uno en Chalais-Meudon en Francia, con el chorro de 26 x 52 y el Túnel de Moffett Field en California de 40 x 80 pies.

#### 1.6.3.4. TUNEL DE HUMO

Cuando es necesario hacer pruebas de observación del flujo a través de cuerpos o modelos, y a la vez hacer un estudio diferente de éstos, es que se utilizan los túneles aerodinámicos de humo (Figura N° 13), y esto se logra colocando un aparato generador de humo como toberas delante del modelo, y este humo sigue el flujo de aire y hace que su forma sea visible. Estos túneles son generalmente de baja velocidad (cerca de 40 mph = 18 m/s), el humo se



genera con aceite de parafina que provee un humo blanco.

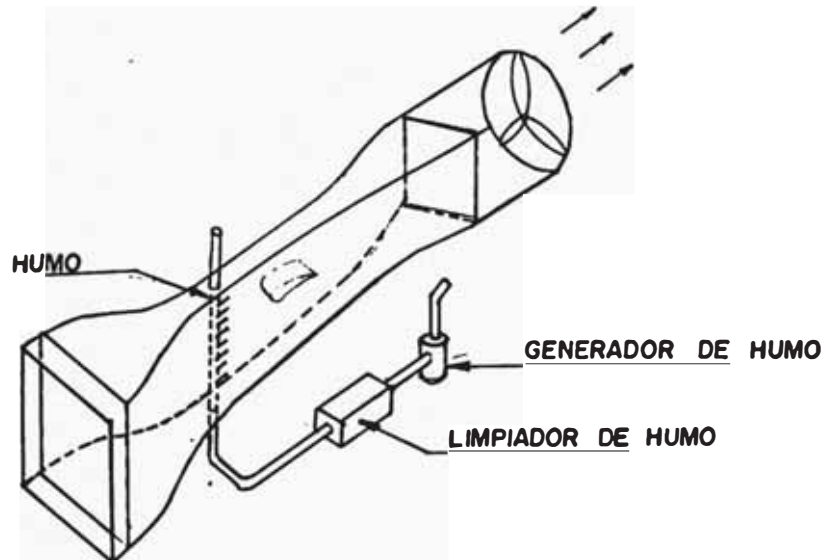


FIGURA N° 13.- Túnel de Humo /1/

Existen muchos tipos de túneles más y estos sería imposible citarlos, ya que algunos son tan raros que son únicos y se los diseña para cumplir una función específica; los túneles citados y reseñados brevemente son los más conocidos y los más utilizados.

#### 1.6.4. TUNEL AERODINAMICO SUPERSONICO PARA INSTRUCCION

Existen túneles aerodinámicos supersónicos de dimensiones pequeñas y representan un instrumento muy útil para la instrucción e investigación. Tienen estructura compacta de acero. Uno de estos tipos existe en el laboratorio de Energía y Mecánica.

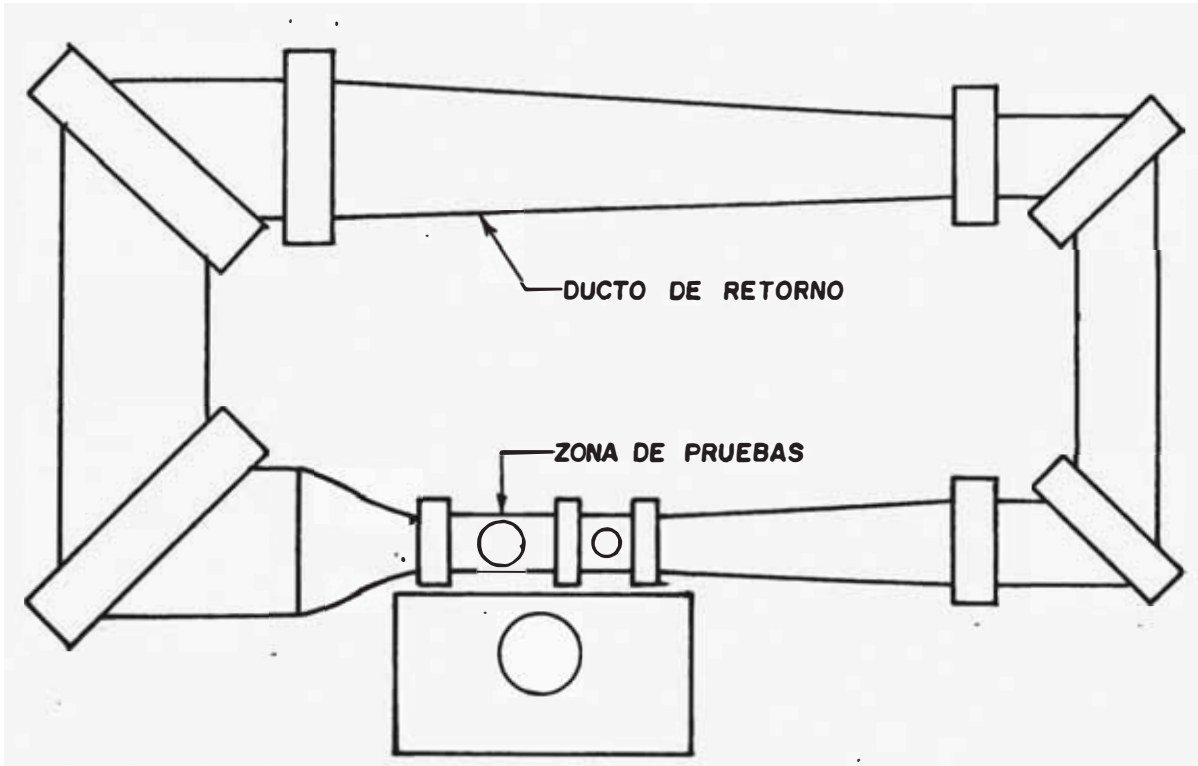


Figura 14.- Túnel Aerodinámico Supersónico para Instrucción

namiento de 10 segundos a un Número de Mach de 1.8 ( $M = 1.8$ ) y un tiempo de 20 segundos a  $M = 1.4$ .

En la Figura 14 se muestra un esquema del túnel descrito.

# CAPITULO 2

## CARACTERISTICAS GENERALES DEL DISEÑO

Cuando se proyecta la construcción de un túnel aerodinámico, el fin principal es lograr las condiciones requeridas para pruebas de modelos y haciendo uso de una potencia mínima consumida y sobre todo con el mínimo costo posible.

Dentro de un túnel, las condiciones aerodinámicas requeridas para la prueba de un modelo son generalmente determinadas por consideraciones de similaridad dinámica, con el flujo alrededor del cuerpo a escala natural y en el que el modelo tiene que ser idéntico o semejante en forma al prototipo.

Una vez terminadas la construcción del túnel y satisfaciendo la potencia calculada, y el costo total de éste, en la práctica es imposible lograr completamente la similaridad dinámica, y es por tal motivo que en estos casos sea necesario un compromiso en el que se requiera satisfacer la más importante de las condiciones y en las otras propiedades aceptar tolerancias de un rango aceptable.

Para el diseño de un túnel se deberá tomar 2 criterios principales y estos están basados en los siguientes puntos:

- 1) Tipo o clase de pruebas que se deben hacer

2) Las dimensiones y forma del chorro en la zona de prueba, así como la velocidad de ésta, son estas consideraciones, las que en gran medida determinan el diseño integro del túnel, motivo por el cual representa un punto muy importante la determinación o elección tanto la velocidad, forma y tamaño del chorro, ya que representa la base de partida para el diseño total.

El tamaño y forma del chorro así como la velocidad, se pueden interpretar como el Número de Reynolds en la cámara de prueba.

Un criterio muy importante en el diseño es el costo que representa la construcción del túnel, y a partir de la necesidad de lograr un número de Reynolds determinado. Esto se puede lograr considerando teóricamente un chorro con un modelo determinado operando a una velocidad, pero ese mismo número de Reynolds se puede lograr con un túnel, el doble de las dimensiones anteriores y con un modelo también más grande y a velocidad del flujo más bajo, sólo con la mitad de la potencia del que utiliza el túnel anterior, pero en términos de costo el más grande, puede representar 4 veces el costo inicial con respecto al más pequeño. Aunque en la realidad, la velocidad del chorro en los túneles grandes son más altos.

#### 2.1.0. GENERALIDADES

Para el estudio de los flujos y la solución de sus distintos problemas, pueden ser clasificados según el tipo

de flujo en el que se desarrolla, en los siguientes tipos:

#### 2.1.1. FLUJO DE SUPERFICIE LIBRE

Este tipo de flujo ocurren en las superficies entre dos diferentes fluidos que generalmente son agua y aire, y el comportamiento de las ondas superficiales. Este flujo es sumamente importante en el estudio de canales hidrodinámicos abiertos y en el diseño de barcos y sus cascos.

#### 2.1.2. FLUJO DE SUPERFICIE NO LIBRE

Este flujo se produce cuando un cuerpo se encuentra completamente sumergido en un fluido y su utilización es importante para el estudio de aviones, proyectiles y submarinos. También se utilizan para el estudio de eliminación de humo de las chimeneas, de locomotoras, barcos y fábricas.

#### 2.1.3. FLUJOS EN LOS CUALES EL MOVIMIENTO SE PRODUCE DENTRO DE UN LIMITE CERRADO

En este tipo de flujos, se incluyen todo tipo de flujos en tuberías, flujos en sistemas de ventilación, superficies y túneles aerodinámicos, dentro del canal el fluido puede tener obstáculos internos como esquinas, venas en el caso de túneles aerodinámicos. El flujo alrededor de obstáculos usualmente se parecen a flujos alrededor de un cuerpo similar en una extensión ilimitada de fluido.

#### 2.1.4. PARAMETROS IMPORTANTES PARA LAS PRUEBAS

Al moverse un cuerpo en un fluido se presentan fuerzas que se deben a la viscosidad del medio, la inercia, elasticidad y gravedad. Las fuerzas de inercia son proporcionales a la masa de aire afectada y la aceleración que dá esa masa. Así, entre tanto, es cierto, que una cantidad muy grande de aire es afectada por el movimiento del cuerpo (y cada partícula de aire a diferente cantidad), por lo que la fuerza de inercia es el resultado de dar una aceleración constante a algún volumen efectivo de aire, este volumen efectivo de aire será  $Kl^3$  donde  $l$  es la longitud característica del cuerpo y  $K$  una constante para la forma particular del cuerpo, luego podemos escribir:

$$\text{Fuerza de inercia} \sim \rho l^3 \frac{v}{t} \quad \dots (2.1)$$

donde:  $\rho$  = Densidad del aire

$v$  = Velocidad del cuerpo

$t$  = tiempo

Sustituyendo  $\frac{l}{v}$  por  $t$  nosotros tenemos:

$$\text{Fuerza de inercia} \sim \frac{\rho l^3 v}{l/v} \sim \rho l^2 v^2 \quad \dots (2.2)$$

La fuerza de la viscosidad de acuerdo con esta definición, puede ser escrita como:

$$\text{Fuerza viscosa} \sim \mu v l \quad \dots (2.3)$$

donde  $\mu$  = coeficiente de viscosidad

La fuerza de gravedad:

$$\text{Fuerza de gravedad} = \rho l^3 g \quad \dots (2.4)$$

donde:  $g$  = aceleración de la gravedad.

Por definición, el tamaño del módulo de elasticidad de un gas es la fuerza necesaria para desarrollar una unidad de cambio en volumen, está dado por el símbolo  $E$  y la unidad es libras/pie<sup>2</sup> ó Kg/m<sup>2</sup>. Nosotros tenemos:

$$\text{Fuerza de elasticidad} \sim El^2 \quad \dots (2.5)$$

La velocidad del sonido en el aire  $a$  está relacionado a la elasticidad, según:

$$E = \rho a^2$$

La importancia de la relación de ambas fuerzas llegan a ser luego:

$$\text{N}^\circ \text{ de Reynolds} = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza viscosa}} = \frac{\rho}{\mu} v l \quad \dots (2.6)$$

$$\text{N}^\circ \text{ de Mach} = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza de elasticidad}} = \frac{v}{a} \quad \dots (2.7)$$

$$\text{N}^\circ \text{ de Froude} = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza de gravedad}} = \frac{v^2}{lg} \quad \dots (2.8)$$

## 2.2.0. DEFINICIONES Y SIMBOLOS IMPORTANTES

### 2.2.1. FLUJOS PERMANENTES

Son aquellos en los que todas las propiedades características y parámetros que las definen, son independientes del tiempo.

Estos parámetros son la velocidad, la densidad, la pre-

sión, la temperatura.

### 2.2.2. VELOCIDAD DEL FLUIDO LIBRE.- (V)

Es la velocidad de un fluido tranquilo relativo a un cuerpo inmerso en él, llamado también velocidad en el infinito de un flujo donde la velocidad es uniforme. Las unidades a usar son:

Sistema Internacional: en m/seg.

### 2.2.3. PRESION ESTATICA.- (p)

Representa la componente normal de la dirección local del flujo o de la fuerza por unidad de área de un elemento de superficie paralelo al flujo. Las unidades a usar son:

Sistema Internacional: Pascal =  $N/m^2$  = Pa

### 2.2.4. PRESION TOTAL (P)

La presión en la cual se lograría si la velocidad relativa llegara a cero, isoenergéticamente e isoentrópicamente. Para flujo incompresible, la presión total es igual a:

$$P = p + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \dots (2.9)$$

### 2.2.5. PRESION DINAMICA (q)

Esta expresión denota la diferencia entre la presión total y la presión estática y es igual a  $\frac{1}{2} \rho v^2$



$$\text{Presión dinámica} = P - p = q \quad \dots (2.10)$$

### 2.2.6. DENSIDAD ( $\rho$ )

Designa a la masa o cantidad de materia contenida en una unidad de su volumen:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad \dots (2.11)$$

Unidades:

$$\begin{array}{ll} \text{Sistema Internacional} & \text{Kgm/m}^3 \\ & \text{Slog/pie}^3 \end{array}$$

### 2.2.7. PESO ESPECIFICO ( $\gamma$ )

Representa la relación entre el peso y el volumen que ocupa

$$\gamma = \frac{w}{V} = \frac{\text{Peso}}{\text{Volumen}} \quad \dots (2.12)$$

Considerando una masa fluida  $m$  que ocupa un volumen  $V$ , la segunda Ecuación de Newton nos dá para el peso  $w$

$$w = m \times g$$

entra el volumen  $V$   $\frac{w}{V} = \frac{m}{V} \times g = \gamma = \rho \times g$

### 2.3.0. PRINCIPIOS BASICOS QUE RIGEN LA MECANICA DE FLUIDOS

Dado que la naturaleza del movimiento de un fluido real es muy compleja, las leyes fundamentales del movimiento de un fluido no son completamente conocidas, por lo que se necesita recurrir a la experimentación.

Aquí, introducimos los principios básicos que relacionan las magnitudes que definen el flujo.

### 2.3.1. ECUACION DE CONTINUIDAD

El principio general de la Ecuación de Continuidad, es la conservación de la masa.

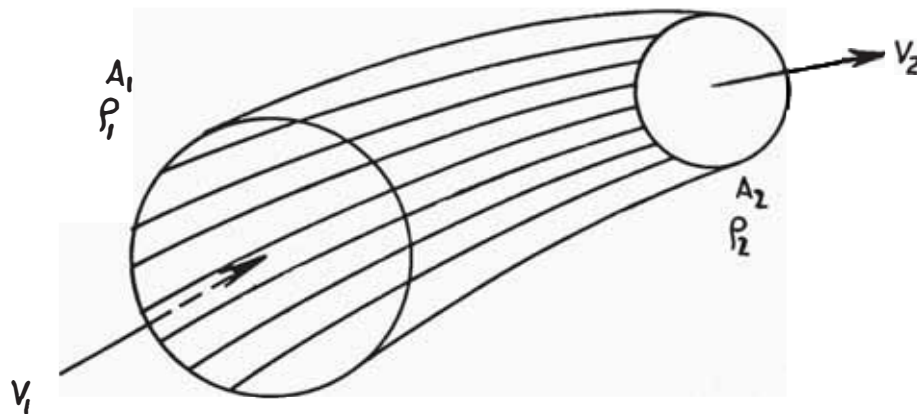
Para un flujo permanente, tenemos:

$$\int \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} = 0 \quad \dots (2.13)$$

Considerando un tubo de corriente como volumen de control, e integrando la ecuación (2.1), se tendrá:

$$\rho_2 V_2 A_2 = \rho_1 V_1 A_1 = 0 \quad \dots (2.14)$$

$$y \quad \dot{m} = \rho_1 \bar{V}_1 A_1 = \rho_2 \bar{V}_2 A_2 \quad \dots (2.15)$$



Para el tubo de corriente, tenemos:

$$\rho_1 \bar{V}_1 A_1 = \rho_2 \bar{V}_2 A_2 = \text{Cte} \quad \dots (2.16) \text{ para flujo compresible}$$

$$A_1 \bar{V}_1 = A_2 \bar{V}_2 = \text{Cte} \quad \dots (2.17) \text{ para flujo incompresible}$$

### 2.3.2. ECUACION DE BERNOULLI

Una forma de la Ecuación de Euler, para flujo permanente es:

$$\frac{dp}{\rho} + VdV + gdz \quad \dots (2.18)$$

La ecuación de Bernoulli se obtiene integrando la Ecuación (2.19).

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + g \cdot z = Cte \quad \dots (2.20)$$

que representa la Ec. de Bernoulli para fluido ideal, incompresible, permanente y sin rozamiento e irrotacional, y expresa la conservación de la energía mecánica por unidad de volumen. Dividiendo entre  $g$ , tenemos:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z = Cte \quad \text{o} \quad p + \rho \frac{v^2}{2} + \rho gz = Cte \quad (2.21)$$

representa la energía mecánica por unidad de peso en altura de fluido. La interpretación de la Ec. de Bernoulli es la siguiente:

$\rho \frac{v^2}{2}$  = Energía cinética por unidad de volumen de la partícula, se expresa en unidades de presión es la presión dinámica.

$p$  = Presión estática y corresponde a la "energía de presión" de la partícula fluida por unidad de volumen.

$\rho gz$  = Energía de posición o energía potencial de la partícula fluida por unidad de volumen.

En problemas de flujos de gases a baja velocidad, esto

es en aerodinámica subsónica baja en la cual los efectos debidos a la compresibilidad son despreciables, se usa:

$$\rho \frac{v^2}{2} + p = \text{Cte} \quad \dots (2.22)$$

### 2.3.3. ECUACION DE BERNOULLI CONSIDERANDO PERDIDA DE ENERGIA

Para que un fluido real se traslade de un punto a otro (1 a 2), será necesaria una energía igual a las pérdidas en el trayecto, y la energía en 1 es mayor que en 2 si no se le comunica energía en el trayecto. Por lo tanto, para un fluido incompresible, la Ecuación de Bernoulli, será:

$$\rho \frac{v_1^2}{2} + p_1 + \rho g z_1 = \rho \frac{v_2^2}{2} + p_2 + \rho g z_2 + \sum \Delta p_{1.2} \quad \dots (2.23)$$

donde:

$\sum \Delta p_{1.2}$  = Pérdida de energía mecánica expresada en unidades de presión y por unidad de volumen del fluido.

La Ecuación de Bernoulli expresada en unidad de peso será:

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \sum \Delta h_{1.2} \quad \dots (2.24)$$

donde:

$\sum \Delta h_{1-2}$  = Suma de pérdidas de energía mecánica expresada en unidades de altura de fluido que experimenta la unidad de peso del fluido al

desplazarse de 1 a 2 y son debidos a la fricción.

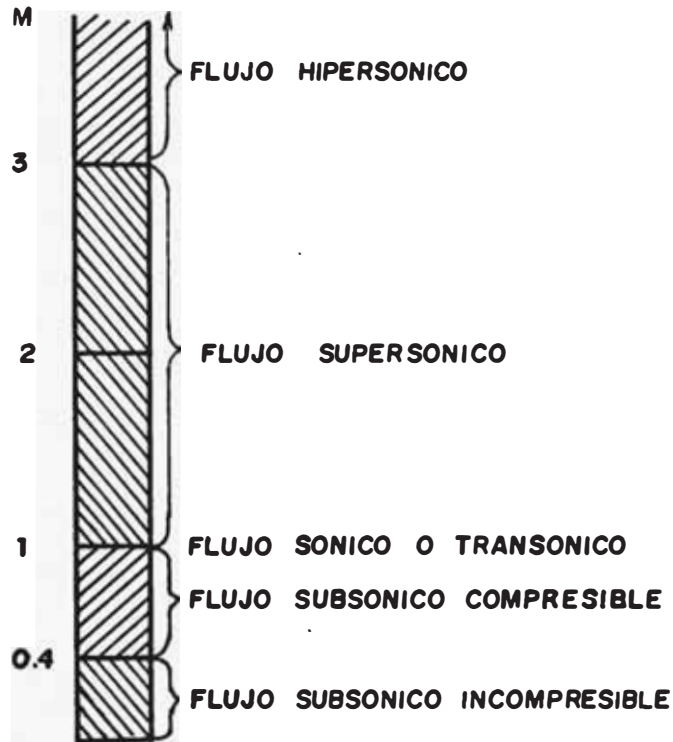
#### 2.4.0. CLASIFICACION DE LOS FLUJOS Y SU TRATAMIENTO TEORICO

Una clasificación muy importante que se hace a los fluidos en la fluidodinámica, es el que se refiere a la variación de la densidad y su tratamiento involucra conceptos distintos que el de la naturaleza del fluido, y verdaderamente depende primordialmente de un cierto parámetro del flujo, y que es el número de Mach, en este caso se hablará de FLUJOS incompresibles o compresibles y no de Fluidos incompresibles y compresibles. Si las variaciones de densidad en un problema no sean de importancia, los gases y los líquidos se someterán al mismo tipo de análisis.

#### 2.4.1. TIPOS DE FLUJOS SEGUN EL NUMERO DE MACH

Estos tipos de flujos se clasifican de acuerdo a la relación de la velocidad del fluido con la velocidad del sonido a las condiciones del flujo y estos son:

- Flujo Subsónico compresible.- Cuando  $0.4 < M < 1$
- Flujo Subsónico incompresible.- Cuando el número de Mach es menor que 0.4
- Flujo Transónico.- Cuando  $M \approx 1$
- Flujo Supersónico.- Cuando  $1 < M < 3$
- Flujo Hipersónico.- Cuando  $M > 3$



El tratamiento teórico de los flujos según el número de Mach se diferencian para ciertos grupos de valores de este, los cuales los trataremos en forma muy breve, sabiendo lo extenso que estos abarcan.

#### 2.4.1.1. FLUJO SUBSONICO INCOMPRESIBLE

En el caso de la aerodinámica subsónica a velocidades por debajo de los 140 m/seg. y a los líquidos se aplicarán los mismos principios.

La Ecuación de continuidad será:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{ó} \quad \vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0, \quad \text{ya que } \rho = \text{Cte}$$

También  $VA = \text{Cte}$

La Ec. de Bernoulli aplicable a estos flujos, será:

$$\rho \frac{v^2}{2} + p + \rho gz + \Delta p_{1-2} = 0 \quad \dots (2.25)$$

### 2.4.1.2. FLUJO SUBSONICO COMPRESIBLE

El efecto de compresibilidad para los fluidos en movimiento, se presenta generalmente para el caso de los gases al desplazarse a grandes velocidades, o sea a  $M > 0.4$ . En la aerodinámica subsónica baja ( $M < 0.4$ ) se desprecia dicho efecto, por lo cual el tratamiento difiere del caso subsónico incompresible.

La Ec. de Bernoulli para flujos compresibles, será:

Partiendo de la Ec. de Navier-Stokes para flujo no viscoso

$$\vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \frac{1}{2} \vec{\nabla} v^2 + (\vec{\nabla} \times \vec{V}) \times \vec{V}$$

Para flujo permanente e irrotacional

$$\frac{\partial v}{\partial t} = 0, \quad \vec{\nabla} \times \vec{V} = 0$$

para los gases  $\vec{F} \approx 0$ , luego queda:  $\frac{1}{2} \vec{\nabla} v^2 + \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p = 0$

En un desplazamiento  $\vec{ds}$

$$\frac{1}{2} \vec{\nabla} v^2 \cdot \vec{ds} + \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p \cdot \vec{ds} = 0 \quad \text{ó} \quad d \frac{v^2}{2} + \frac{dp}{\rho} = 0$$

integrando a lo largo de un filete fluido, se tiene:

$$\frac{v^2}{2} + \int \frac{dp}{\rho} = \text{Cte} \quad \dots (2.26) \text{ Ec. de Bernoulli para flujo compresible}$$

#### a.- CASO DE FLUJO ISENTROPICO

Con  $pV^{\gamma} = \text{Cte}$  y  $\frac{p}{\rho} = rT$  en (2.26), se tiene:

$$\frac{v^2}{2} + \frac{p}{\rho} \times \frac{\gamma}{\gamma - 1} = \text{Cte} \quad \text{Ec. de Saint-Venant}$$

o también:  $\frac{v^2}{2} + C_p T = \text{Cte} \quad \dots (2.27)$

b.- CASO DE FLUJO ADIABATICO DE UN FLUIDO VISCOZO COMPRESIBLE

$$H = \frac{v^2}{2} = \text{Cte} \quad \delta \quad \frac{\gamma}{\gamma + 1} \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} = \text{Cte}$$

2.5.0. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Para determinar el túnel al cual nos abocaremos a diseñar, tendremos que ver el alcance de éste, la selección del tipo de túnel y la forma de la zona de prueba.

2.5.1. ALCANCE O RANGO DE TRABAJO.-

El alcance del túnel aerodinámico a diseñar, estará sujeto de acuerdo a las necesidades requeridas o al tipo de pruebas a realizarse en él. Es harto conocido que existen 2 clases de túneles aerodinámicos desde el punto de vista de la velocidad del flujo y son los túneles subsónicos y supersónicos, y sus diseños difieren completamente.

Nuestras necesidades principales y mayoritariamente, están cerradas a realizar pruebas de tipo subsónico, y a velocidades inferiores a los 140 m/s, los cuales son sobradamente suficientes para pruebas de tipo general en el estudio de la dinámica de fluidos, y en investigaciones prima



rias, y también la importancia en la instrucción y la enseñanza, por lo que se requerirá realizar muchos tipos diferentes de pruebas, que requieren velocidades inferiores a los 140 m/seg.

De acuerdo a la clasificación de los flujos, según el número de Mach visto anteriormente, podemos observar que nuestras necesidades están en la zona donde el número de Mach varía desde 0 a 0.4, o sea el rango donde el flujo es subsónico incompresible.

Por lo visto anteriormente, optamos por diseñar un TUNEL AERODINAMICO SUBSONICO.

El alcance de este túnel no abarcará la zona de flujo compresible, debido a que dentro del rango de flujo incompresible nuestras necesidades son satisfechas.

## 2.5.2. ELECCION DEL TIPO DE TUNEL

Analizando los tipos de pruebas que se desean realizar en el proyecto de construcción de un túnel aerodinámico, se determina la utilidad que ésta tendrá, y es este criterio el que determina el tipo de túnel que se debe construir.

Desde el punto de vista de la utilidad que le daremos al túnel en proyecto, citaremos los siguientes puntos como base inicial de diseño.

- Darle una utilidad de caracter general y no centrarnos a un tipo de prueba específico.
- Dado que la intención de su construcción es hacerla en

la Universidad, por ello tendrá que estar dirigida a la instrucción y a la realización de investigaciones prima  
rias, lo que supone realizar infinidad de tipos de prue  
bas.

- Su utilidad deberá estar también dirigida a la de pres-  
tar servicio a entidades e instituciones que requieran  
realizar distintos tipos de pruebas.

Por estos y otros puntos más, el túnel requerido deberá ser uno que se adecúe a la realización de muchos tipos de pruebas.

De acuerdo a la bibliografía consultada, todos los auto  
res coinciden en que el tipo de túnel que más se adecúa a estas necesidades es el Túnel de Circuito Cerrado Simple, llamado en la literatura inglesa como "WIND TUNNEL SINGLE RETURN" y como tal recomiendan su uso para pruebas de tipo general.

Otro argumento para la elección de este tipo de túnel, se basa en el hecho que la gran mayoría (por no decir casi todas) de las Universidades que poseen túneles aerodinámicos en los países desarrollados son del tipo citado, justamente por lo versátil que estos representan para la realización de pruebas.

Finalmente, nuestra decisión será la de diseñar un túnel aerodinámico subsónico de circuito cerrado para  $M < 0.4$ .

### 2.5.3. FORMA DE LA SECCION DE PRUEBA

Dado que la zona de prueba es la parte más importante

de un túnel, la selección de ésta debe hacerse teniendo en cuenta el fin al cual será destinado, y ésta depende del tipo de pruebas a realizarse en el túnel. Estas pueden adoptar distintas formas como circulares, elípticas, cuadradas, rectangulares, octogonales y muchas otras formas, pero la consideración fundamental es el área transversal porque la diferencia de las pérdidas de fricción en las paredes de las distintas formas son mínimas, por lo que el que define la forma del chorro es la utilidad que se le dá.

Otra consideración es la que sale de la combinación de la utilidad del túnel combinada con aerodinámica, donde la forma del área transversal tiene que ver con el tipo de pruebas que se desea realizar. En el caso nuestro, la forma más adecuada será la circular, debido a que este túnel será para pruebas de tipo general, donde se realizarán muchos tipos de pruebas.

Desde el punto de vista de la forma de la vena, existen 2 tipos que son el de vena limitada, o chorro cerrado y el de vena libre o chorro abierto.

En el caso que la cámara de prueba del tipo cerrada, sucede que al avanzar el aire a través de él, la capa límite generada por las paredes hace que crezca, y esta acción reduce el área efectiva del chorro, por lo que causa un incremento de velocidad, esta elevación produce una caída de la presión estática local, el cual tiende a arrastrar el modelo "aguas abajo", a este arrastre adicional se le llama "fluctuación horizontal". Esto se podría

solucionar engrosando el área transversal gradualmente para permitir que la presión estática sea constante, pero desgraciadamente no se dispone de un método exacto de diseño que asegure el desarrollo de una presión constante, por lo que el efecto de la capa límite puede dar errores en el resultado de las pruebas. Una desventaja es que no permite un acceso libre a la zona de prueba, por lo que deberán ser colocadas puertas de acceso y ventanas de observación.

Cuando se usa el tipo de chorro libre, se logra una uniformidad de la presión en toda la longitud e igual a la presión atmosférica o a la presión circundante, y ofrece considerables ventajas para muchos tipos de pruebas, como ensayos de hélices, ventiladores, dirigibles donde los factores de corrección son mucho más pequeños. Otra de las ventajas del chorro abierto es la facilidad de acceso a la zona de pruebas, y tiene la propiedad de poseer una uniformidad debido a que la salida del cono, el flujo de aire tiende a expandirse al encontrarse con la presión atmosférica, pero luego viene la boca de entrada al difusor que aspira el chorro, este hecho logra que la velocidad prácticamente sea casi horizontal y con poca expansión y también reduce la potencia del ventilador al aprovechar parte de la energía cinética del aire para nuevamente hacer circular a través del túnel.

Otra ventaja del chorro abierto es la mayor facilidad para el montaje del modelo, lo contrario de lo que sucede con el chorro cerrado donde los soportes del modelo son mu

cho más complicados a que deben atravesar las paredes de la zona de pruebas por agujeros.

Por estos puntos es que la elección que se adopta para la zona de prueba es del tipo de chorro abierto, al que se le denomina también Túnel del tipo "GOTTINGEN".

#### 2.6.Q. CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DEL TUNEL

Una vez hecha la elección del tipo de túnel de circuito cerrado con chorro abierto o tipo Gottingen, el cual iniciaremos su diseño y es el que se muestra en la Figura N° 15 en forma esquemática.

Este tipo de túnel, para un funcionamiento, consta de las principales partes siguientes:

- a) La zona de pruebas
- b) El difusor
- c) Las esquinas
- d) El ventilador y motor
- e) Sistemas ordenadores de flujo
- f) El cono de entrada
- g) Sistemas de transición

Como se podrá observar en la Figura N° 15, este túnel posee una forma característica donde el pasaje de retorno del aire posee ciertas particularidades y se adoptan a la forma mostrada para lograr una mayor eficiencia del túnel.

Si el túnel de retorno tuviera la forma de la Figura N° 16, donde todas las partes tienen la misma área de sección transversal y donde la potencia del ventilador es la

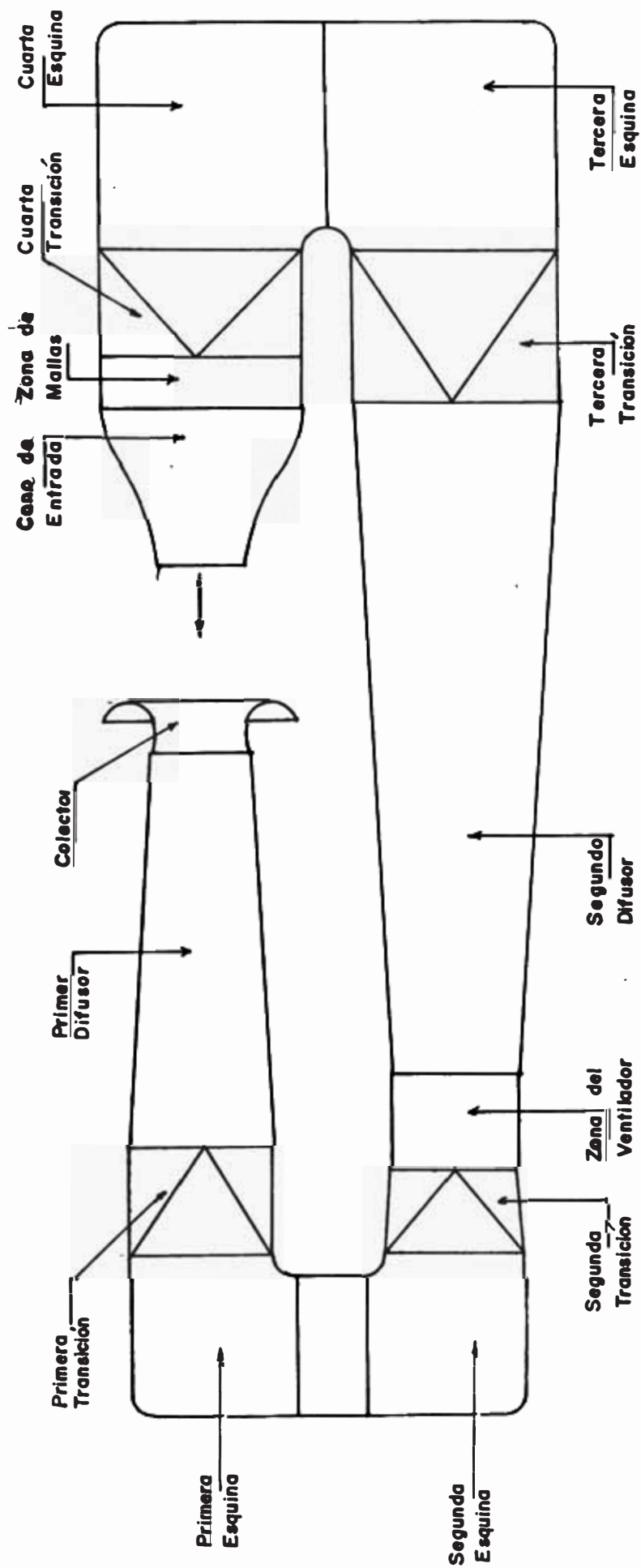


FIGURA No. 15 ESQUEMA DEL TUNEL A DISEÑAR

necesaria para compensar las pérdidas ocurridas en todo el circuito como vorticidad, movimiento de remolino y turbulencia, pero con esta forma simple la velocidad en todas las zonas del circuito será alta y aproximadamente igual a la zona de prueba, motivo por el cual las pérdidas por la fricción superficial de las paredes, así como en mallas, panales y otros objetos que existen a través del circuito para reducir las variaciones de velocidad serán bastante grandes.

Por estas razones, es necesario realizar modificaciones al túnel de la Figura N° 16 para minimizar las pérdidas, siempre manteniendo la alta velocidad en la zona de pruebas con un arreglo de una contracción inmediatamente antes de llegar el aire a la zona de trabajo, para reducir en ella la turbulencia y lograr que la distribución de la velocidad sea uniforme, del mismo modo la zona siguiente a la zona de trabajo tendrá una divergencia, esto para reducir la velocidad del flujo de aire antes de llegar a la esquina, ya que en esta zona las pérdidas son grandes, y es necesario tener velocidades bajas, luego viene la otra esquina por donde el flujo de aire atravieza a la misma velocidad que la anterior, seguidamente viene el ventilador y luego otra divergencia para llegar a las otras 2 esquinas y luego el cono de contracción y volver nuevamente a la zona de prueba después de estas modificaciones el túnel llega a la forma de la Figura N° 15.

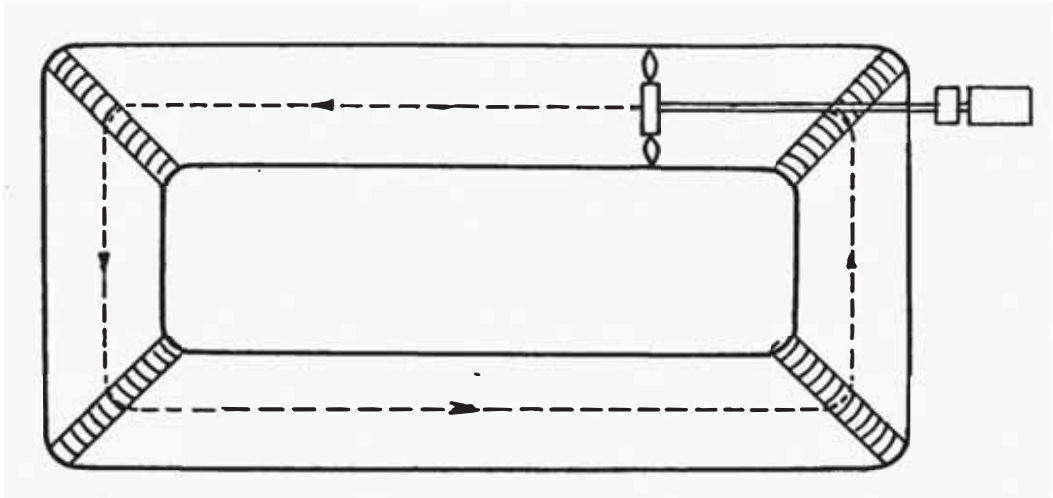


FIGURA N° 16.- Túnel de Sección Transversal Constante

#### 2.6.1. ZONA DE PRUEBAS

Debido a que esta zona es la más importante por cuanto es el fin de la construcción de un túnel aerodinámico, aquí es donde se colocan los modelos para las pruebas y donde se realizan las observaciones y toma de datos requeridos. En nuestro caso esta zona es abierta y limitada por el aire ambiental, por lo cual la presión es constante a lo largo de ella. El chorro antes de llegar a esta zona pasa por el cono de entrada, que hace que la velocidad en la sección de trabajo sea la más alta de todo el túnel. Debido a la expansión que sufre el chorro, en contacto con el aire circundante el área transversal del colector deberá ser más grande que el cono de entrada como se ve en la Figura N° 17.



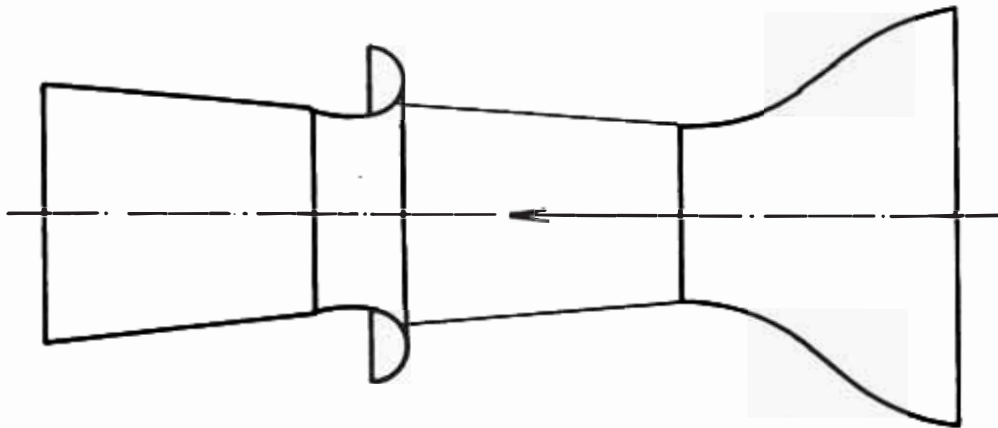


FIGURA N° 17.- Zona de Pruebas

### 2.6.2. EL DIFUSOR

El difusor es la parte siguiente al paso del flujo de aire, luego de ingresar a él por el colector. La función del difusor es convertir la energía cinética del aire que abandona la zona de prueba, en energía de presión lo más rápido posible y con alta eficiencia. Esta transformación de energía se logra ensanchando gradualmente el área transversal del difusor y lograr de esta manera la disminución de la velocidad, el área de entrada del difusor deberá ser más pequeño que el de la salida, y entre pared a pared existirá un ángulo  $\theta$ , el difusor tiene la forma de la Figura N° 18.

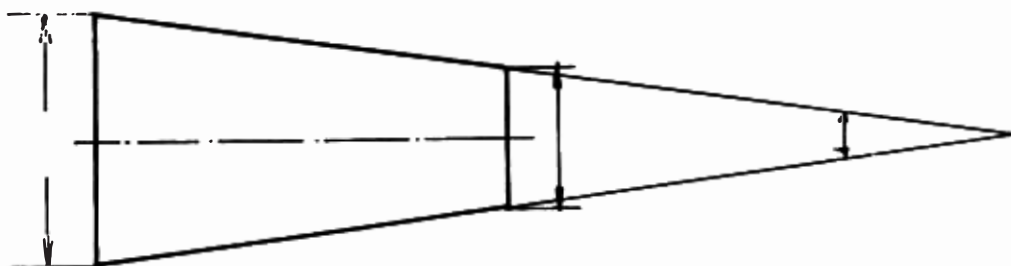


FIGURA N° 18.- Difusor

### 2.6.3. LAS ESQUINAS

Es la zona en que el flujo de aire dá un giro de  $90^\circ$  para permitir el retorno del aire a la zona de prueba. En el túnel de retorno simple existen 4 esquinas en el que se colocan venas que guían el aire, y la velocidad aquí es baja por cuanto las pérdidas como se verá más adelante son grandes en las esquinas. Las esquinas para reducir gastos, generalmente tienen áreas como en nuestro caso cuadradas, (Figura N° 19).

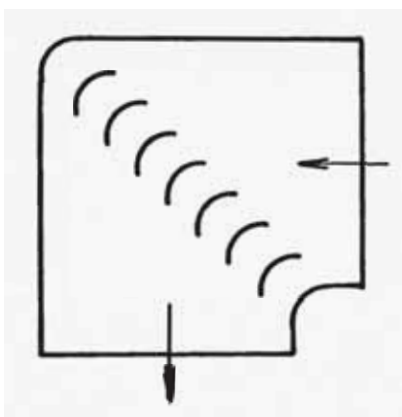


FIGURA N° 19.- Esquinas

### 2.6.4. SISTEMA DE GENERACION DE POTENCIA: VENTILADOR

La unidad de generación de potencia es la encargada de suministrar la energía continuamente para mantener el flujo a través del túnel aerodinámico. Este sistema está formado por el ventilador y el motor.

El grupo estará colocado aguas abajo de la segunda esquina. Por lo general, el ventilador desarrolla la más alta eficiencia si éste está localizado en una corriente de

velocidad alta. El motivo por el que el ventilador debe estar ubicado después de la segunda esquina, es que el flujo debe encontrar al ventilador relativamente suave, y en esta zona el aire recorrió un tramo considerable de área constante desde que salió del primer difusor. Después del ventilador, se deberá colocar un difusor de alabes para uniformizar el flujo.

#### 2.6.5. SISTEMAS ORDENADORES DE FLUJO

En el túnel aerodinámico, existen en varias zonas un desorden del flujo, los cuales al llegar a la zona de prueba causan problemas en los ensayos, y van contra el principal fin del túnel, el cual es el de lograr una uniformidad de flujo en dicha zona.

Una forma de lograr mejorar el flujo es colocando paneles a los que se les denomina así con su semejanza con los panales de abeja, y tienen los agujeros octogonales o cuadrados, las mallas son generalmente de tela metálica fina, estos ayudan a ordenar el flujo, la desventaja de éstos es que producen pérdidas de presión, estos elementos generalmente van colocados antes del cono de entrada para lograr un flujo uniforme en la zona de pruebas.

#### 2.6.6. EL CONO DE ENTRADA O CONTRACCION

Así, se le conoce al cono que se encarga de incrementar la velocidad antes de ingresar a la zona de prueba.

Como se ve en la Figura N° 15, se encuentra después de

la cuarta esquina y por experiencias anteriores la mejor forma es emplear un gradual cono de entrada tanto más próximo a la zona de prueba y lograr la velocidad deseada con un buen flujo. Esta es la última de las partes del túnel de circuito cerrado simple para llegar finalmente a la zona de prueba.

#### 2.6.7. SISTEMAS DE TRANSICION

Los sistemas de transición (Figura N° 20), son los que transforman las áreas transversales de circular a cuadrada o en forma inversa. En el túnel en proyecto existen 4 sistemas de transición, 2 de ellos transforman el área circular a cuadrada y las otras 2 transforman el área cuadrada a circular. La zona de pruebas es de sección circular, por lo tanto, el colector y el primer difusor también tienen dicha sección, posteriormente viene la primera y segunda esquinas, las cuales por facilidad de construcción tendrán un área transversal cuadrada, de modo que es necesario colocar entre la segunda esquina y la salida del primer difusor una transición que transforme el área circular a cuadrada. Como ya se vio, el ventilador está colocado después de la segunda esquina y requiere un ducto circular, por ello es colocada la segunda transición que transforma el área cuadrada de la segunda esquina a circular, seguidamente al segundo difusor que tiene área circular se coloca la tercera transición que permite que la tercera y cuarta esquinas tengan áreas cuadradas. La

cuarta transición permite que el cono de entrada a la zona de pruebas sea circular,

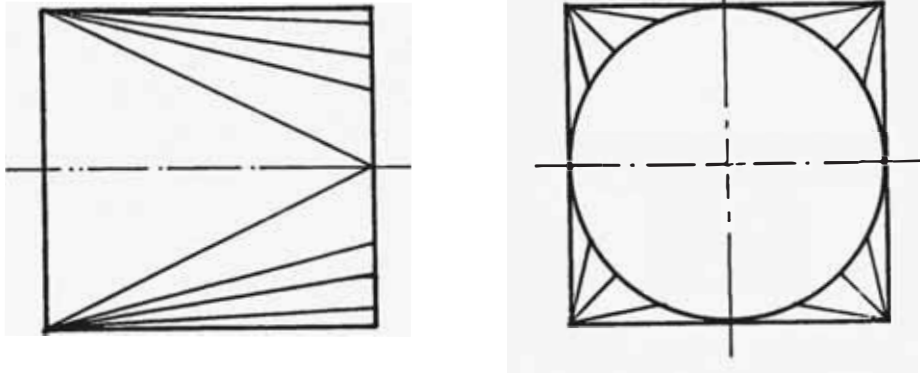


FIGURA N° 20.- Transición

# CAPITULO 3

## CALCULO Y DISEÑO AERODINAMICO DE LOS COMPONENTES DEL TUNEL

### 3.0. GENERALIDADES.-

Una vez seleccionado el tipo de túnel a diseñar, así como la zona de clasificación del tipo de flujos en el que deberá operar, iniciaremos el diseño propiamente dicho de todas y cada una de sus partes, y el comportamiento del flujo a través de ellos.

El fin principal de este análisis, es el de indicar las características de diseño, los cuales conducirán a desarrollar un túnel eficiente, y luego determinar el factor de potencia, y con él la potencia requerida para poner en funcionamiento el túnel, y lograr que esa potencia consumida sea la mínima posible y con el menor costo de instalación.

#### 3.1.0. REQUERIMIENTOS DE POTENCIA

Para el funcionamiento del túnel aerodinámico es necesario el empleo de energía, encargada de generar el flujo de aire en la zona de pruebas a las condiciones requeridas, por ello es necesario determinar la cantidad de dicha energía consumida. Un índice de eficiencia de los túneles aerodinámicos es el llamado FACTOR DE POTENCIA y la

RELACION DE ENERGIA, los cuales presentan una característica de los túneles.

### 3.1.1. FACTOR DE POTENCIA

Dentro del túnel aerodinámico es necesario mantener un flujo estacionario, el cual requiere una potencia que es igual a las pérdidas totales que se producen a través de todo el túnel.

La degradación de energía del flujo se manifiesta como un decremento de la presión total, el cual tendrá que ser recuperado por un aumento de la presión proporcionado por el ventilador.

Las pérdidas de energía en cada una de las partes del túnel aerodinámico, generalmente se expresan como una caída de la presión estática  $\Delta p$ , o como un coeficiente de pérdidas de presión local,

$$K = \frac{\Delta P}{q} \quad \dots (3.1)$$

donde:  $q$  = es la presión dinámica local.

Ahora, si nosotros referimos las pérdidas locales  $\Delta p$  de una determinada zona del túnel con la presión dinámica del chorro en la zona de prueba  $q_0$ , y definiendo a esta relación como el coeficiente de pérdidas  $K_0$ , tendremos:

$$K_0 = \frac{\Delta P}{q_0} \quad \dots (3.2)$$

luego, hacemos: de (3.1) y (3.2)

$$K_0 = \frac{\Delta P}{q_0} \times \frac{q}{q} = K \frac{q}{q_0} \quad \dots (3.3)$$

pero:

$$q = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad \text{y} \quad q_0 = \frac{1}{2} \rho V_0^2$$

donde:  $V_0$  = velocidad del aire en la zona de pruebas  
 $V$  = velocidad local

entonces:

$$K_0 = K \frac{V^2}{V_0^2} \quad \dots (3.4)$$

Por la ecuación de continuidad, tenemos:

$$\rho AV = \rho_0 A_0 V_0$$

donde:  $A$  y  $A_0$  son las áreas transversales local y de la zona de prueba respectivamente.

Según Streetex/5/, para flujo subsónico incompresible con Mach  $< 0.4$ , se tiene:

$$\frac{\rho}{\rho_0} \approx 1 \quad (1\% \text{ de error})$$

luego,  $A \times V = A_0 \times V_0$  y reemplazando en (3.4)

$$K_0 = K \left( \frac{A_0}{A} \right)^2 \quad \dots (3.5)$$

o también:

$$K_0 = K \left( \frac{D_0}{D} \right)^4 \quad \dots (3.6)$$

para sección circular donde  $D$  y  $D_0$  son los diámetros local y de la zona de pruebas respectivamente.



La Energía Cinética en la zona de pruebas será:

$$E_0 = \frac{1}{2} \dot{m} V_0^2 \quad \dots (3.7)$$

$$\dot{m} = \rho A_0 V_0 \Rightarrow E_0 = \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3$$

La energía cinética local será:

$$E = \frac{1}{2} \rho A V^3$$

Relacionando, tenemos:

$$\frac{E}{E_0} = \frac{V^2}{V_0^2} = \frac{K}{K_0} \Rightarrow K_0 = K \frac{E_0}{E}$$

Entonces, concluimos de las relaciones anteriores que la pérdida de energía en una sección del túnel, será:

$$\Delta E = \frac{1}{2} \rho A V^3 \cdot K \quad \dots (3.8)$$

y si lo relacionamos a la energía del chorro en la zona de prueba, tendremos:

$$\Delta E = K \cdot \frac{1}{2} \rho A V^3 \cdot \frac{A_Q V_Q}{A_0 V_0} \cdot \frac{V_Q^2}{V_0^2}$$

$$\Delta E = K \cdot \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 \cdot \frac{A V}{A_0 V_0} \cdot \frac{V^2}{V_0^2}$$

$$\Delta E = K \cdot \frac{V^2}{V_0^2} \rho A_0 V_0^3 \cdot \frac{1}{2}$$

$$\Delta E = K_0 + \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3$$

$$K_0 = \frac{\Delta E}{\frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3} \quad \dots (3.9)$$

Donde  $K_0$  es el factor de potencia de una sección del túnel referido a la energía del chorro de la zona de pruebas. Para determinar el factor de potencia del túnel será necesario calcular  $K_0$  de todas y cada una de sus secciones y sumarlas para tener:

$K_0$  = Factor de potencia del túnel

$$K_0 = K_{01} + K_{02} + K_{03} + \dots + K_{0n} = \sum K_0 \dots (3.10)$$

$$K_0 = \frac{\Delta E_1 + \Delta E_2 + \Delta E_3 + \dots + \Delta E_n}{\frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3}$$

$$K_0 = \frac{\text{Pérdidas de energía a través de todo el túnel}}{\text{Energía del chorro}}$$

$$\Delta E_T = K_0 \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 \dots (3.11)$$

$\Delta E_T$  = representa las pérdidas de energía total a través de todo el túnel.

Finalmente, el factor de potencia de un túnel aerodinámico, se define como la relación de la potencia entregada entre la energía cinética del flujo de aire en la zona de prueba.

El valor numérico del factor de potencia, es generalmente menor que la unidad y un incremento del Factor de Potencia  $K_0$  del túnel disminuye la performance del túnel aerodinámico.

### 3.1.2. RELACION DE ENERGIA

La relación de energía de un túnel aerodinámico representa una medida de eficiencia, o también representa la cantidad de almacenamiento de energía en el flujo de aire que sea capaz de realizar trabajo en alto grado antes de ser puesto en reposo. Su representación simbólica es RE, y en términos numéricos su valor es siempre mayor que la unidad, y además sus rangos de valores varían de acuerdo al tipo de túnel, por ejemplo, para el tipo de túnel en circuito cerrado con zona de pruebas cerrada, su rango aceptable para una buena eficiencia y sobre todo con un costo razonable varía de 3 a 7. En los túneles de circuito cerrado con chorro abierto, este valor es menor debido a las pérdidas que se producen en la zona de pruebas abierta al expandirse el chorro, y siendo este valor aceptable en este caso de 2 a 4.

La relación de energía, una cantidad relativa al comportamiento de un túnel aerodinámico fueron definidos por Pankhurst/2/ y Pope/1/ como

$$RE = \frac{\text{Energía en el chorro}}{\text{Pérdidas totales en el circuito}}$$
$$RE = \frac{\frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3}{K_0 \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3} = \frac{1}{K_0} \quad \dots (3.12)$$

Por lo que la relación de energía representa el valor recíproco del factor de potencia del túnel aerodinámico.

La relación de energía representa un valor importante

como una característica del túnel, al que se cita conjuntamente con el tipo de túnel, forma y tamaño del chorro, potencia y la relación de energía, datos que definen las características generales del túnel.

### 3.1.3. POTENCIA EN EL TUNEL AERODINAMICO

La potencia entregada por los álabes del ventilador al flujo de aire, deberá ser la necesaria para vencer las pérdidas ocurridas a través de todo el túnel, a esta potencia se le denomina Potencia Aerodinámica, luego:

$P_a$  = Pérdidas aerodinámicas a través de todo el túnel.

De la ec. 3.12, tenemos:

$$\Delta E_T = K_0 \frac{1}{2} \rho A_0 V_0^3 \quad P_a \quad \dots (3.13)$$

$$\text{luego, tendremos: } P_v = \frac{P_a}{\eta_v} \quad \dots (3.14)$$

donde:

$P_v$  = Potencia en el eje del ventilador (Kw)

$\eta_v$  = Eficiencia del ventilador

La potencia aerodinámica se puede calcular también con la siguiente expresión:

$$P_a = \gamma Q H_e \quad \dots (3.15)$$

donde:  $Q$  = caudal ( $m^3/\text{seg}$ )

$\gamma$  = Peso específico ( $Kgq/m^3$ )

$H_e$  = Altura específica (en m. de aire)

Para obtener esta potencia, tendremos que calcular las

pérdidas de presión en todas y cada una de las partes del túnel aerodinámico, las que deberán estar expresadas en términos del factor de potencia  $K_0$ , y la altura efectiva  $H_e$ .

### 3.2.0. FACTORES DE DISEÑO QUE INFLUYEN EN EL FACTOR DE POTENCIA

Cuando el flujo de aire pasa a través de los diferentes componentes del túnel, se producen pérdidas de presión, las cuales se deben principalmente a la vorticidad, movimiento de remolino, fricción superficial, separación de flujo, turbulencia en la zona de pruebas, etc.

Los tipos de pérdidas de presión, se diferencian por el elemento del túnel a través del cual pasa el flujo de aire y estos son los siguientes:

- Pérdidas en la zona de pruebas de chorro abierto
- Pérdidas en el colector
- Pérdidas en los sistemas de expansión o difusores
- Pérdidas en transiciones
- Pérdidas en esquinas
- Pérdidas en ductos debidos a la fricción superficial
- Pérdidas en sistemas de contracción
- Pérdidas en tranquilizadores
- Pérdidas en mallas
- Pérdidas por irregularidades del ducto y por juntas.

Todas las pérdidas serán determinadas como coeficiente de pérdidas de presión de cada parte del túnel  $K$ , y luego referirlas a la presión dinámica del chorro en la zona de pruebas  $K_0$ , con la ecuación (3.5).

La magnitud de las pérdidas totales, serán estimadas su

mando las pérdidas de cada componente del túnel.

### 3.2.1. PERDIDAS EN LA ZONA DE PRUEBAS DE CHORRO ABIERTO

En la zona de pruebas de chorro abierto, existe una expansión brusca, que trae como consecuencia una gran pérdida de presión. Es sabido que las pérdidas de carga son de 2 tipos: debido a la singularidad ó a la expansión brusca y a la fricción. En nuestro caso de zona de pruebas de chorro libre, las pérdidas son fundamentalmente debidas a la expansión y a las debidas a la fricción se consideran despreciables, por lo cual tenemos:

$$\Delta p = K \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \dots (3.16)$$

donde: K = Coeficiente de pérdidas

$\Delta p$  = Pérdidas de carga en N/m<sup>2</sup>

#### CALCULO DE K

El coeficiente K puede calcularse mediante la ecuación teórica siguiente:

$$K = 0.0845 \left(\frac{L_0}{D_0}\right) - 0.0053 \left(\frac{L_0}{D_0}\right)^2 \quad \dots (3.17)$$

donde:  $L_0$  y  $D_0$  son la longitud y diámetro del chorro,

### 3.2.2. PERDIDAS DE PRESION EN EL COLECTOR

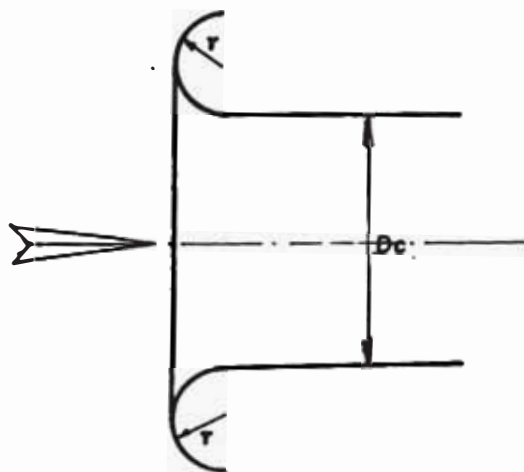
El coeficiente de pérdidas de presión en el colector depende de la geometría de éste, donde la relación  $r/D$  es la que finalmente determina el coeficiente K. Para deter-

minar la caída de presión en el colector tenemos:

$$\Delta p = K \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \text{en (N/m}^2\text{)}$$

$$K_o = K \left( \frac{A_o}{A_c} \right)^2 \quad \text{donde } A_c = \text{Area del colector}$$

Los valores de K para cada relación r/D se determinan experimentalmente y sus valores numéricos serán dados en la parte del diseño del colector.



### 3.2.3. PERDIDAS EN LOS SISTEMAS DE EXPANSION O DIFUSORES

Las pérdidas de presión en los sistemas de expansión, son de 2 tipos, las pérdidas de carga lineales o debidas a la fricción, y las pérdidas de carga singulares o debidas a la expansión. El grado de dichas pérdidas se expresan por el coeficiente de pérdidas de presión "K", el cual depende de muchos factores, por lo tanto, podemos escribir de la siguiente forma:

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} = f(\text{Re}, M, \theta, r_a, a, b, c) \dots (3.18)$$

donde:

$\theta$  : ángulo de abertura, o de divergencia entre paredes opuestos

ra: relación de expansión  $= \frac{A_1}{A_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2} > 0$

a : coeficiente que caracteriza las condiciones de entrada, campo de velocidades o capa límite a la entrada, difícil de determinar.

b : coeficiente que caracteriza la forma de la sección del difusor

c : coeficiente que caracteriza la forma de las generatrices del difusor.

Resulta complicado tratar de introducir estos parámetros en una expresión matemática para calcular "K", pero podemos facilitar las cosas, considerando que K es igual a:

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} = aK_e + K_f \quad \dots (3.19)$$

donde:

$K_e$  = coeficiente de pérdida por ensanche

$K_f$  = coeficiente de pérdidas por fricción

Si la entrada del difusor se encuentra luego de un tramo continuo, donde el campo de velocidades es uniforme, entonces  $a = 1$ , luego:

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} v^2} = K_e + K_f \quad \dots (3.20)$$



Para difusores cónicos o circulares, tenemos:

$$K_e = 0.6 \tan \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{1}{ra^2}\right) = 0.6 \tan \frac{\theta}{2} \left(1 - \left(\frac{A_i}{A_f}\right)^2\right) \dots (3.21)$$

$$K_f = \frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \left(1 - \frac{1}{ra^2}\right) \dots (3.22)$$

finalmente:

$$K = \left(\frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} + 0.6 \tan \frac{\theta}{2}\right) \left(1 - \frac{1}{ra^2}\right) \dots (3.23)$$

$$K_o = K \left(\frac{A_o}{A}\right)^2 = \left(\frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} + 0.6 \tan \frac{\theta}{2}\right) \left(1 - \frac{1}{ra^2}\right) \times \frac{A_o^2}{A^2} \quad (3.24)$$

donde  $K_o$  está referido a la zona de pruebas.

Los coeficientes  $K_e$  y  $K_f$  están dados por Pope/1/ (Pág. 71), luego:

$$\Delta p = K \times \frac{1}{2} \rho v^2$$

El coeficiente de fricción  $\lambda$  se tomará el más desfavorable de los coeficientes de la entrada y salida del difusor.

$A_1 v_1$  se tomarán en la entrada del difusor

#### 3.2.4. PERDIDAS DE PRESION EN SISTEMAS DE TRANSICION

Los sistemas de transición para pasar de círculo a cuadrado o viceversa, serán instalados en el túnel en proyecto, por ello es necesario determinar las pérdidas de pre

si3n que se producen en ellos.

El tratamiento para obtener el coeficiente de p3rdidas de presi3n "K", ser3 conociendo las p3rdidas que se producen en la transici3n y que son de 2 tipos: P3rdidas de expansi3n y p3rdidas por fricci3n, las cuales se determinan como sigue:

a) Determinaci3n de  $K_e$ : coeficiente de p3rdidas por expansi3n. Para determinar  $K_e$  usaremos la f3rmula de I.E. IDELICK.

$$K_e = b \tan \frac{\theta}{2} \sqrt[4]{\tan \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{1}{r_a}\right)^2} \dots (3.25)$$

$b \cong 4.0$  para difusores pir3mides

b) Determinaci3n de  $K_f$ : coeficiente de p3rdidas por fricci3n. Para difusores piramidales de 3ngulos iguales, se tiene:

$$K_f = \frac{1}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \left(1 - \frac{1}{r_a^2}\right) \dots (3.25 A)$$

finalmente, se tiene:

$$\begin{aligned} k &= K_e + K_f \\ &= b \tan \frac{\theta}{2} \sqrt[4]{\tan \frac{\theta}{2} \left(1 - \frac{1}{r_a}\right)^2} + \frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \left(1 - \frac{1}{r_a^2}\right) \dots (3.26) \end{aligned}$$

pero se debe trabajar con un 3ngulo equivalente " $\theta_e$ " que se determina de la siguiente manera:

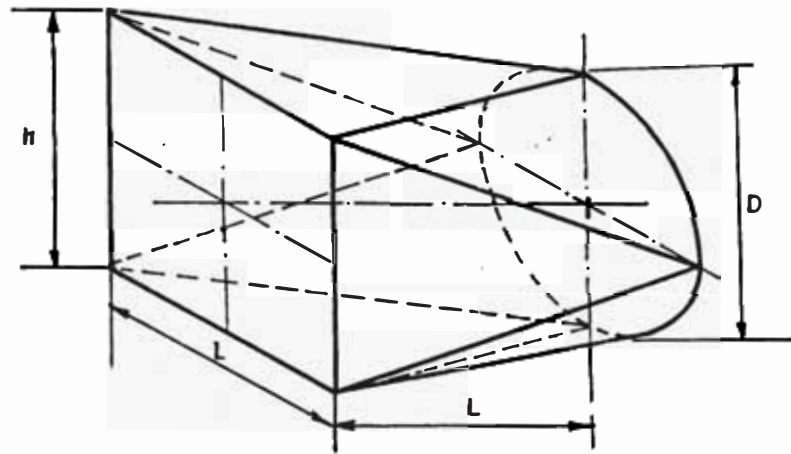


FIGURA 21.- Sistema de Transición

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{\sqrt{\frac{h \times L}{\pi}} - D}{2L} \quad \dots (3.27)$$

El coeficiente de pérdidas referido a la zona de pruebas, será:

$$K_o = K \left( \frac{A_o}{A} \right)^2$$

$$K_o = \left[ b \tan \frac{\theta}{2} \sqrt{4 \tan \frac{\theta}{2} \left( 1 - \frac{1}{r_a} \right)^2} + \frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \left( 1 - \frac{1}{r_a^2} \right) \right] \frac{A_o^2}{A^2} \quad (.3.28)$$

las pérdidas en unidades de presión serán:

$$\Delta p = K \times \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \dots (3.29)$$

dónde: A, V,  $\lambda$  serán tomados en la entrada de la transición.

$$r_a = \frac{A_f}{A_i} > 0$$

### 3.2.5. PERDIDAS DE PRESION EN LAS ESQUINAS

Las pérdidas en las esquinas brascas son bastante gran-

des, pero colocando aletas deflectoras, estas disminuyen grandemente. Las pérdidas de presión que se producen en las esquinas son de 2 tipos; pérdidas debidas a la fricción y las debidas al cambio de dirección o pérdidas singulares, entonces:

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} = K_f + K_s \quad \dots (3.30)$$

Pope/1/, refiere para  $K_s$  ó pérdidas por cambio de dirección un valor que depende del tipo de aletas, y a la vez que considera para el tipo de aleta de forma circular y de espesor constante, el siguiente valor:

$$K_s = 0.1$$

Para  $K_f$  Pope/1/ también refiere como una expresión muy razonable para calcular este coeficiente la siguiente relación:

$$K_f = \frac{4.55}{(\log Re)^{2.58}} \quad \dots (3.31)$$

donde el número de Reynolds y  $A$  están referidas a la entrada de la esquina, luego:

$$K = 0.1 + \frac{4.55}{(\log Re)^{2.58}} \quad \dots (3.32)$$

$$K_o = K \left( \frac{A_o}{A} \right)^2 = \left[ 0.1 + \frac{4.55}{(\log Re)^{2.58}} \right] \frac{A_o^2}{A^2} \quad \dots (3.33)$$

### 3.2.6. PERDIDAS EN DUCTOS DEBIDAS A LA FRICCIÓN SUPERFICIAL

Las pérdidas de presión en ductos de longitud  $L$  puede

determinarse con la siguiente ecuación dada por Pope/1/

$$\Delta p = \int \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{dL}{D_H} \quad \dots (3.34)$$

Integrando para un valor promedio del factor de fricción y para un diámetro constante, tenemos:

$$\Delta p = \lambda \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{L}{D_H} = \lambda q \frac{L}{D_H} \quad \dots (3.35)$$

por la ecuación 3.1, tenemos:

$$\frac{\Delta p}{q} = \lambda \frac{L}{D_H}$$

$$K = \lambda \frac{L}{D_H} \quad \dots (3.36)$$

Si nosotros lo referimos a la zona de pruebas, tenemos:

$$K_o = K \left( \frac{A_o}{A} \right)^2 = \lambda \frac{L}{D_H} \left( \frac{A_o}{A} \right)^2 \quad \dots (3.37)$$

$$D_H = \frac{4A}{C} \quad \dots (3.38)$$

donde:  $D_H$  y  $C$  son el diámetro hidráulico y el perímetro respectivamente.

### 3.2.7. PERDIDAS EN SISTEMAS DE CONTRACCION

En el túnel en proyecto, existen los sistemas de contracción como es el cono de entrada y también 2 transiciones específicamente la segunda y la cuarta, en los que el área de salida es menor que el de entrada, y representan contracciones.

En estos tres elementos de contracción de nuestro túnel las pérdidas de presión que se producen son solamente debidas a la fricción, por lo que la caída de presión se calcula a partir de la Ecuación 3.34.

$$\Delta p = \int_0^{L_c} \lambda \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{dx}{D}$$

donde:  $dx$  es un elemento de longitud en la dirección del flujo

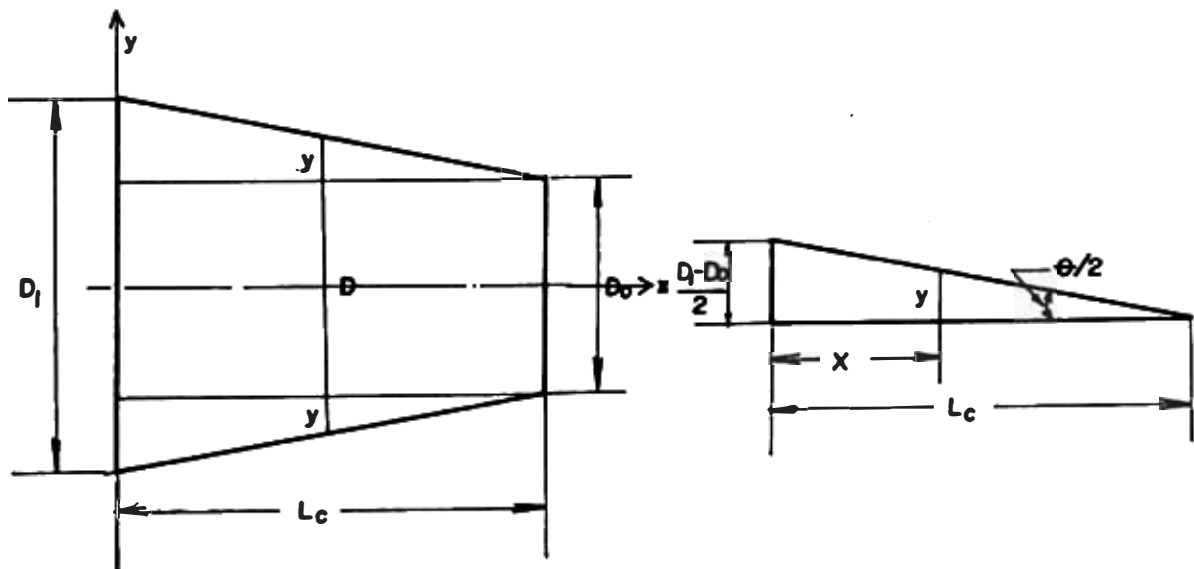


FIGURA 22.- Esquema de la Contracción

$D$  es el diámetro de la sección a una distancia  $x$  cualquiera, también tenemos de las ecuaciones 3.1 y 3.6.

$$K_o = K \frac{D_o^4}{D^4} = \frac{\Delta p}{q} \cdot \frac{D_o^4}{D^4}$$

En la ecuación 3.34, tenemos:

$$K_o = \int_0^{L_c} \lambda \frac{D_o^4}{D^5} \cdot dx \quad \dots (3.39)$$

para poder resolver la integral se asume una contracción

constante y según la figura 22:

$$D = D_0 + 2y \quad \dots (3.40)$$

$$y = \frac{D_1 - D_0}{2L_c} (L_c - x) \quad \dots (3.41)$$

haciendo cambio de variable y diferenciando, tenemos: de las ecuaciones 3.40 y 3.41

$$u = D = D_0 + \frac{D_1 - D_0}{L_c} (L_c - x) \quad \dots (3.42)$$

$$du = - \frac{D_1 - D_0}{L_c} dx$$

$$dx = \frac{L_c}{D_0 - D_1} du \quad \dots (3.43)$$

reemplazando la ecuación 3.43 en la ec. 3.39, tenemos:

$$K_o = \int_0^{L_c} \lambda \frac{D_0^4 L_c}{u^5 (D_0 - D_1)} du \quad \dots (3.44)$$

$$K_o = \frac{\bar{\lambda} D_0^4 L_c}{D_0 - D_1} \int_0^{L_c} \frac{du}{u^5}$$

integrando, tenemos:

$$K_o = \frac{\bar{\lambda} D_0^4 L_c}{D_1 - D_0} \left[ \frac{1}{4u^4} \right]_0^{L_c} = \frac{\bar{\lambda} D_0^4 L_c}{4(D_1 - D_0)} \left[ \frac{1}{\left( D_0 + \frac{D_1 - D_0}{L_c} (L_c - x) \right)^4} \right]_0^{L_c}$$

$$K_o = \frac{\bar{\lambda} D_0^4 L_c}{D_1 - D_0} \left[ \frac{1}{D_0^4} - \frac{1}{D_1^4} \right] = \frac{\bar{\lambda} D_0^4 L_c}{4(D_1 - D_0) D_0^4} \left[ 1 - \frac{D_0^4}{D_1^4} \right]$$

$$K_o = \frac{\bar{\lambda} L_c}{4(D_1 - D_o)} \left[ 1 - \frac{D_o^4}{D^4} \right] \dots (3.45)$$

De la figura 22, tenemos también:

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{D_1 - D_o}{2L_c} \Rightarrow D_1 - D_o = 2L_c \tan \frac{\theta}{2} \dots (3.46)$$

reemplazando la ec. 3.46 en la ec. 3.45, tenemos:

$$K_o = \frac{\bar{\lambda} L_c}{4 \times 2 L_c \tan \frac{\theta}{2}} \left( 1 - \frac{1}{\left( \frac{D_1}{D_o} \right)^4} \right) \dots (3.47)$$

luego, tenemos:

$$K_o = \frac{\bar{\lambda}}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \left( 1 - \frac{1}{r_a^2} \right) \dots (3.48)$$

La expresión 3.48 representa las pérdidas por fricción en la contracción y que son las pérdidas totales en él.

El coeficiente de fricción  $\lambda$  es el promedio de los coeficientes de fricción de la entrada y salida de la contracción.

### 3.2.8. PERDIDAS DE PRESION EN TRANQUILIZADORES

Las pérdidas que se producen en el tranquilizador o corrector, se deben a la fricción que sufre el flujo de aire al atravesar las celdillas.

El arrastre se calcula con la expresión siguiente:

$$F_a = \text{Arrastre} = C_x \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot V^2 S \dots (3.49)$$

$C_x$  y  $S$  son el coeficiente de arrastre y la superficie pro



yectada en la dirección del flujo

$$C_x = \frac{0.074}{(Re)^{0.2}} \quad \dots (3.50)$$

la caída de presión se calcula como sigue:

$$\Delta p = \frac{F}{A} \quad \dots (3.51)$$

también: 
$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad \dots (3.52)$$

el coeficiente referido a la zona de pruebas se calcula con la ecuación 3.5.

El número de Reynolds se calcula con la siguiente expresión:

$$Re = \frac{V \times L_p}{\nu} \quad \dots (3.53)$$

### 3.2.9. PERDIDA DE PRESION EN LAS MALLAS

El coeficiente de pérdidas K se calcula con el coeficiente de bloqueo  $\beta$

$$K = \frac{1 - \beta}{\beta^2} \quad \dots (3.54)$$

donde:

$$\beta = \left(1 - \frac{d}{l}\right)^2 \quad \dots (3.55)$$

donde: l y d son la distancia entre alambres y el diámetro del alambre de la malla. El coeficiente  $K_o$  se calcula con la ecuación 3.5.

Una mayor profundización de este tipo de pérdida se verá en la parte del diseño aerodinámico.

### 3.2.10. PERDIDAS DE PRESION POR IRREGULARIDADES Y JUNTAS

A través de todo el circuito del túnel, existen las juntas que son las uniones empernadas de un elemento con otro; este hecho genera cierta pérdida de presión, así como ciertas irregularidades en los ductos, como son por ejemplo, los resaltos causados por las soldaduras, etc.

Para calcular estas pérdidas Pope/1/ y Pankrusht/2/ recomiendan considerar el 10% de las pérdidas totales del circuito, de tal modo tendremos:

$$K_0 = 0.1 \times \sum K_0 \quad \dots (3.56)$$

$$\Delta p = 0.1 \times \sum p \quad \dots (3.57)$$

### 3.2.11. PERDIDAS DEBIDAS A LA PRESENCIA DEL MODELO EN LA SECCION DE TRABAJO

La presencia del modelo en la zona de pruebas, genera una pérdida adicional de presión, la cual debe ser compensada por el ventilador. Al considerar un flujo infinito o libre, el coeficiente de arrastre de un modelo es denotado por  $C_R$  y la potencia requerida para vencer el arrastre en el túnel está dado por

$$\frac{1}{2} \rho \cdot V^3 A C_R^3 \quad \dots (3.58)$$

donde A es el área del modelo sobre el cual está basado

el coeficiente  $C_R$ . Este valor de potencia es pequeño comparado con la potencia total requerida para hacer funcionar el túnel, por lo que su cálculo no requiere gran precisión salvo una necesidad de conocerlo necesariamente. Cada modelo tiene su propio  $C_R$  y  $A_1$  la potencia depende de estos parámetros.

### 3.3.0. PARAMETROS INICIALES DE DISEÑO

Para iniciar el diseño mismo del túnel es necesario establecer las condiciones de operación del túnel aerodinámico, las cuales están determinadas por la presión y la temperatura

También es necesario determinar la velocidad máxima que debe alcanzar el chorro de aire en la zona de pruebas.

#### 3.3.1. PRESION.-

La presión a la que operará el túnel es la presión atmosférica al nivel del mar, debido a la zona de pruebas del tipo abierto, la cual opera a la presión ambiental, este valor es:

$$p_0 = 760 \text{ mmHg} = 1034.52 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2} = 101415.7211 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} =$$

$$= 1.01415 \text{ bar}$$

#### 3.3.2. TEMPERATURA DE DISEÑO

La temperatura de diseño será la temperatura media anual

para Lima, la cual es aproximadamente 20°C.

$$T_0 = 20^\circ\text{C}$$

### 3.3.3. DENSIDAD

La densidad a  $p_0$  y  $T_0$  la calculamos con la siguiente expresión:

$$\rho = \frac{p_0}{RT_0} \quad \dots (3.59)$$

donde:

$$R = 287 \text{ J/Kg}^\circ\text{K}$$

$T_0$  en °K

$p_0$  en Pascal

$$\rho = \frac{1.0141572 \times 10^5 \text{ N/m}^2}{287 \text{ J/Kg}^\circ\text{K} (T_0 + 273)^\circ\text{K}} = 1.20602 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

### 3.3.4. VISCOSIDAD DINAMICA

Para determinar la viscosidad dinámica, emplearemos la fórmula de Sutherland/2/

$$\mu = A \frac{T_0^{1.5}}{T_0 + B} \quad \dots (3.60)$$

los valores de las constantes A y B dadas por S.Goldstein/2/ son:

$$A = 1.4657 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \quad \delta \quad \frac{\text{Kg.}}{\text{m} \cdot \text{seg}}$$

$$B = 114^\circ\text{K}$$

$T_0$  = Temperatura en °K

luego, tenemos para  $p_0$  y  $T_0 = 20^\circ\text{C}$

$$\mu = 1.4657 \times \frac{(20 + 273)^{1.5}}{20 + 273 + 114}$$

$$\mu = 1.80625 \times 10^{-5} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$$

### 3.3.5. VISCOSIDAD CINEMATICA ( $\nu$ )

Se representa por:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.80625 \times 10^{-5}}{1.20602} \dots (3.61)$$

$$\nu = 1.49769 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

### 3.3.6. PESO ESPECIFICO ( $\gamma$ )

Se representa por:

$$\gamma = \rho g = 1.20602 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 9.80665 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} = 11.82705 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \quad (3.62)$$

### 3.3.7. CALCULO DEL NUMERO DE REYNOLDS

El número de Reynolds para las condiciones asumidas, se deberá calcular como sigue:

sq:

$$\text{Re} = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} \dots (3.63)$$

para  $\rho$  y  $\mu$  a las condiciones de diseño, tenemos:

$$\text{Re} = \frac{1.20602}{1.80625 \times 10^{-5}} \times V \times D =$$

$$Re = 66769.381 \times V \times D \quad \dots (3.64)$$

donde:  $V$  = en m/seg

$D$  = en metros

### 3.3.8. CALCULO DEL COEFICIENTE DE ROZAMIENTO ( $\lambda$ )

Para conocer las pérdidas en las diferentes partes del túnel, es necesario conocer el coeficiente de rozamiento  $\epsilon_D$ , que depende del número de Reynolds y la rugosidad relativa  $E/D$ , que depende del material de los ductos.

En nuestro caso usaremos planchas de fierro galvanizado para el cual la rugosidad absoluta es:

$$\epsilon = 0.0154 \text{ cm} = 0.000154 \text{ m}$$

con  $Re$  y  $\epsilon/D$  se obtiene  $\lambda$ , reemplazando en la fórmula empírica de COLEBROCK, que es la base del diagrama de Moody

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -0.86 \ln \left( \frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \dots (3.65)$$

para resolver esta ecuación, se recurre al método de aproximaciones sucesivas.

### 3.3.9. DETERMINACION DE LA VELOCIDAD MAXIMA DE OPERACION

Cuando se hacen ensayos con modelos a escala, y obtener buena precisión se debe intentar conseguir un número de Reynolds de  $1.25 \times 10^6$  a  $1.5 \times 10^6$  por pie de longitud del modelo (Recomendación dada por la Revista Técnica de la Universidad de Canterbury)/6/.

Luego tenemos:

$$Re = \frac{V \times l}{\gamma} = 1.25 \times 10^6 \text{ a } 1.5 \times 10^6$$

En nuestro caso, optaremos por el máximo valor recomendado o sea:

$$Re = 1.5 \times 10^6 = \frac{V \times l}{\gamma} \quad \text{donde: } l = 0.3048 \text{ m} = 1 \text{ pie}$$

Como el número de Reynolds varía con la temperatura, calcularemos cuáles serán las velocidades que debe existir en la zona de pruebas, tanto en verano como en invierno para lograr un número de Reynolds de  $1.5 \times 10^6$ .

En invierno: la temperatura mínima es aproximadamente  $14^\circ\text{C}$

$$\gamma = 1.4434 \times 10^{-5}$$

$$Re = 1.5 \times 10^6 = \frac{V \times 0.3048}{1.4434 \times 10^{-5}} \Rightarrow V = 71.03 \text{ m/seg}$$

En verano: la temperatura máxima es aproximadamente  $30^\circ\text{C}$

$$\gamma = 1.5897 \times 10^{-5}$$

$$Re = 1.5 \times 10^6 = \frac{V \times 0.3048}{1.5897 \times 10^{-5}} \Rightarrow V = 78.23 \text{ m/seg}$$

Para lograr un número de Reynolds de  $1.5 \times 10^6$  en verano, se requiere  $78.2 \text{ m/s}$  de acuerdo a esto nuestra velocidad máxima de diseño será:

$$V_{\max} = 80 \text{ m/s.}$$

### 3.4.0. DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL TUNEL

La zona de pruebas es la parte desde donde se inicia el diseño para luego, en forma concadenada seguir con las de

más partes siguiendo en orden al que sigue el flujo, por lo que las demás partes serán diseñadas a partir de la zona de prueba. Para la verdadera ubicación de las diferentes partes, nos guiaremos a las que aparece en la Figura 15

### 3.4.1. DISEÑO DE LA ZONA DE PRUEBAS

Como se indicó anteriormente, esta zona será del tipo de chorro libre según la Figura 23. A esta zona ingresa el flujo de aire por el cono de entrada, el cual reduce la velocidad del chorro, luego de pasar por la zona de prueba ingresa al colector para continuar en el circuito. La velocidad máxima que se adoptó es de 80 m/seg.

#### 3.4.1.1. DIMENSIONES DE LA ZONA DE PRUEBAS

Las principales dimensiones de la zona de prueba, son el diámetro del chorro a la salida del cono de entrada, y la longitud de esta hasta ingresar al colector, aquí se colocan los modelos.

El diámetro inicial del chorro se determinará considerando un tamaño adecuado para realizar las pruebas, y que esta no represente ser demasiado grande, teniendo en cuenta que el costo de instalación limita agrandar este diámetro, aunque signifique una ventaja de los túneles aerodinámicos.

Por lo tanto, adoptamos un diámetro de salida del chorro de:



Diámetro del Chorro = 1 m. =  $d_0$

La longitud del chorro se determinará de acuerdo a las recomendaciones que da A. Pope /1/, la cual dice:

$$L_0 = (1 \text{ a } 2) d_0 \quad \dots (3.66)$$

Nosotros adoptamos:

$$L_0 = 1.6 d_0 = 1,6 \text{ m.}$$

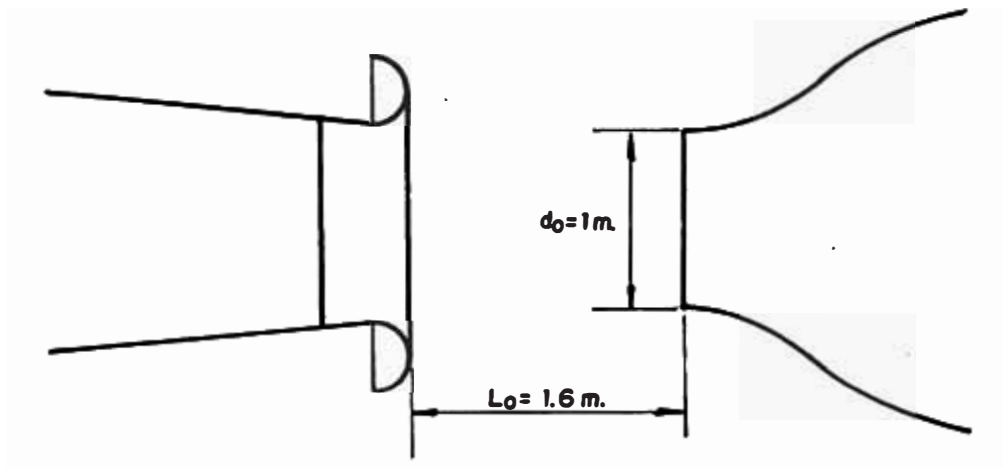


FIGURA 23.- Dimensiones de la zona de pruebas

En vista que el chorro libre tiende a expandirse, el área de la sección transversal del colector deberá ser más grande que el diámetro inicial del chorro.

En primer lugar, observando que el chorro ingresa a la zona de prueba como un chorro libre, demostraremos que la presión de salida del fluido debe ser la de la atmósfera que la rodea. Partiendo de suposiciones falsas, considerando las posibilidades para esta condición. En el supuesto de que la presión de la atmósfera que la rodea fuese inferior a la del chorro, se produciría una expansión lateral del mismo, hecho que disminuiría la velocidad en el

chorro de acuerdo con la teoría del flujo isoentrópico, y por consiguiente crecería necesariamente la presión en el chorro, lo cual agravaría más la situación, y una continua ción de este efecto sería perjudicial.

Partiendo de la suposición contraria, considerando la hipótesis de que la presión de la atmósfera sea mayor que la del chorro, se tendría entonces una contracción del chorro y un incremento de velocidad, lo que produciría una disminución posterior de la presión del chorro, agravando de nuevo la situación, lo que nos muestra que ambas suposiciones nos lleva a una inestabilidad en el flujo del chorro puesto que se sa be que el chorro subsónico libre es estable, con lo que con cluimos que la presión del chorro debe ser igual a la presión del ambiente que la rodea.

#### 3.4.1.2. COMPORTAMIENTO DEL CHORRO

Para determinar las dimensiones del diámetro del colector, será necesario conocer el comportamiento del chorro y deter minar el grado de expansión que esta sufre, para ello haremos un estudio del chorro.

El chorro sale de un conducto circular, y representa un chorro axialmente simétrico, el cual se difunde en el aire en reposo y es perturbado por las fuerzas de rozamiento que se desarrollan entre el chorro y el aire.

Como la presión permanece constante en todo el chorro y los alrededores, entonces la cantidad de movimiento en la dirección axial permanece constante. Con respecto a la ve locidad se produce un fenómeno de retardación de la velocidad en función inversa de la longitud del chorro, y un

ensanchamiento del diámetro de la sección del chorro en función directa de su longitud.

A continuación discutiremos las ideas que aclaren con respecto a características generales de la difusión del chorro. En la Figura 24 se muestra un caso de turbulencia libre de un chorro redondo.

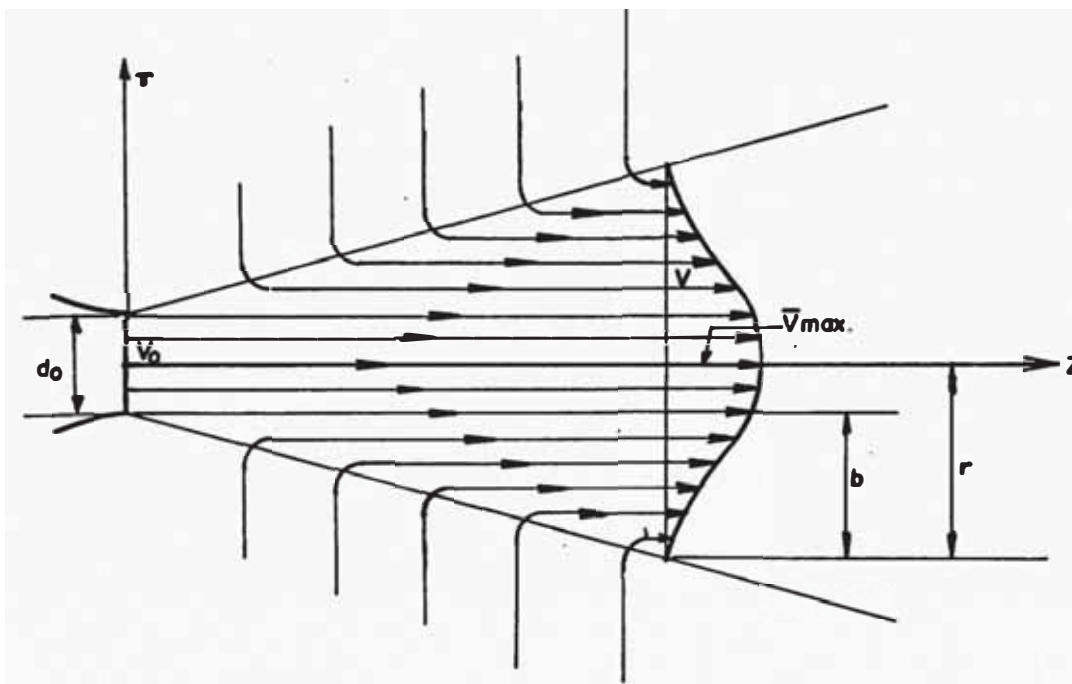


FIGURA 24.- Distribución de la velocidad en el chorro inmerso completamente desarrollado/7/.

En movimiento de turbulencia libre como el de la Figura 24, tiene una propiedad común con los movimientos de capa límite de fluidos que están limitados por fronteras sólidas, la anchura  $b$  es pequeña en la zona de mezcla comparada con  $z$  y el gradiente de velocidad en la dirección  $r$  es grande en comparación con el que aparece en la dirección  $z$ . Estas son las suposiciones hechas por Prandtl para simplificar las ecuaciones de capa límite.

El fluido adyacente es arrastrado y mezclado con el emi

tido radialmente y para grandes valores de  $r$ , el fluido adyacente se aproxima al chorro en dirección vertical. Debido a este arrastre del fluido adyacente, el gasto en cualquier sección del chorro aumenta en la dirección  $z$ ; sin embargo, pese a la complicación del fenómeno, ciertas propiedades básicas, de la difusión de la cantidad de movimiento del chorro, en la región de flujo completamente desarrollado, pueden deducirse de la ecuación de movimiento.

La ecuación de movimiento en coordenadas cilíndricas  $(r, \theta, z)$ , o la Ec. de Navier-Stokes, para un sistema de viscosidad y densidad constante son: Componente  $z$ .

$$\rho \left( \frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] \quad (3.67)$$

haciendo las simplificaciones para el chorro libre de flujo permanente, incompresible, homogéneo, donde el gradiente de presión es igual a cero para capa límite, obtendremos una sola ecuación de movimiento para la componente  $z$ .

O sea:

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} = 0 \quad \frac{\partial v_z}{\partial \theta} = 0 \quad \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

tendremos:

$$\rho v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \rho v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) \right] \dots (3.68)$$

t

$$\tau = \mu \frac{\partial v_z}{\partial r}$$

luego:

$$v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = \frac{1}{\rho r} \frac{\partial (r\tau)}{\partial r} \dots (3.69)$$

La Ec. de Continuidad en coordenadas cilíndricas, para fluido de densidad constante es

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (v_z) = 0 \dots (3.70)$$

simplificando queda:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{\partial}{\partial z} (v_z) = 0 \dots (3.71)$$

Si el esfuerzo tangencial  $\tau$  lo interpretamos como debido al movimiento turbulento del flujo, resulta razonable aceptar la ecuación 3.69 para el chorro turbulento redondo, por lo tanto, las ecuaciones 3.68 y 3.71 representan las ecuaciones de movimiento y continuidad respectivamente para chorro redondo.

La Ec. de movimiento (3.69) puede desarrollarse integrando con respecto a  $r$ , obteniéndose,

$$\rho \int_0^\infty v_r \cdot \frac{\partial v_z}{\partial r} \cdot dr + \rho \int_0^\infty v_z \cdot \frac{\partial v_z}{\partial z} \cdot dr = \frac{1}{\rho} \int_0^\infty \frac{1}{r} \frac{\partial (r\tau)}{\partial r} dr$$

y con la Ec. de continuidad (3.71), se obtendrá finalmente la Ec. 3.72 que representa la expresión equivalente para el flujo constante de cantidad de movimiento en el chorro redondo y queda como sigue:

$$2\pi\rho \int_0^\infty v_z^2 \cdot r dr = \text{constante} = \rho \cdot v_0^2 (\pi d_0^2 / 4) \dots (3.72)$$

La constante de integración en la Ec. 3.72 se calcula del flujo de entrada de la cantidad de movimiento en

$z = 0$ , esto es donde  $V_0$  y  $d_0$  son la velocidad y el diámetro iniciales del chorro.

La Ec. 3.72 es equivalente a la aseveración de que el flujo de cantidad de movimiento del chorro es constante e independiente de  $z$ . Esta es una consecuencia de la suposición de que hay una presión constante.

En chorros libres redondos existe una zona de formación de flujo, el cual alcanza una longitud de  $L_0$ , en esta zona existe un flujo potencial en el cual la velocidad a lo largo del eje  $V_0$ , permanece constante. Para valores de  $z$  mayores que  $L_0$ , se dice que el chorro está completamente desarrollado (Ver Fig. 25 y los perfiles de velocidad son como se muestra en la Figura 24, donde  $V_{zmax}$  es menor que  $V_0$ ).

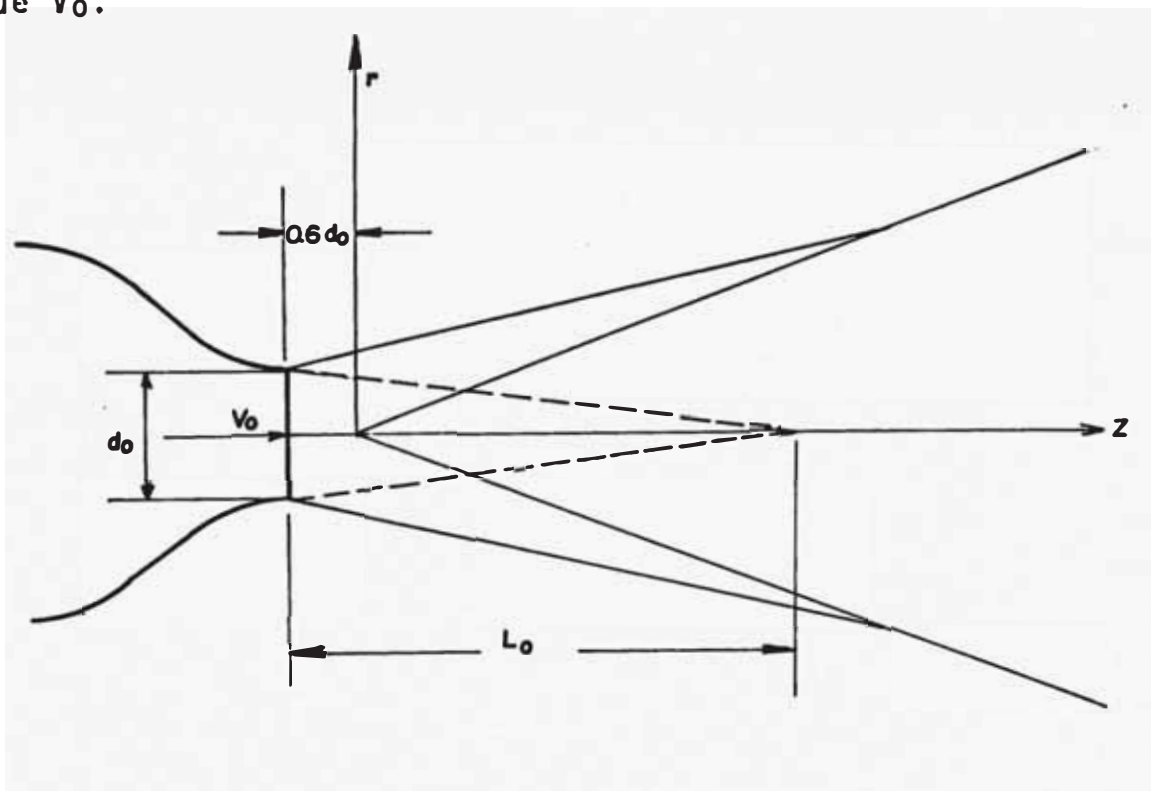


FIGURA 25.- Distribución de la velocidad radial en un chorro redondo/7/.

En la región de flujo completamente desarrollado ( $z > L_0$ ) el diámetro local del chorro y la velocidad central, pueden expresarse en términos de la variable  $z$ , elevados a exponentes desconocidos, o sea

$$d \sim z^m \text{ y } V_{z\max} \sim z^{-n}$$

El orden de magnitud de los diferentes términos de la Ec. de movimiento (3.69) puede deducirse de la siguiente manera:

$$V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \sim \frac{V_{z\max}^2}{z} \sim \frac{z^{-2n}}{z} \sim z^{-2n-1}$$

de la Ec. de Continuidad 3.71, tenemos:

$$\frac{\partial(rV_r)}{\partial r} = -r \frac{\partial V_z}{\partial z}$$

integrando:

$$rV_r = - \int \frac{r \partial V_z}{\partial z} dr \Rightarrow rV_r \sim \frac{rV_{z\max} r}{z}$$

luego:

$$v_r \sim \frac{V_{z\max} r}{z} \text{ y } \frac{\partial V_z}{\partial r} \sim \frac{V_{z\max}}{r}$$

entonces:

$$V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} \sim \left( \frac{V_{z\max} \cdot r}{z} \right) \left( \frac{V_{z\max}}{r} \right) \sim \frac{V_{z\max}^2}{z} \sim \frac{z^{-2n}}{z} \sim z^{-2n-1}$$

Ahora:

$$\frac{1}{\rho r} \frac{\partial(r\tau)}{\partial r} = \frac{1}{\rho r} \left( r \frac{\partial \tau}{\partial r} + \tau \frac{\partial r}{\partial r} \right) = \frac{1}{\rho r} \left( r \frac{\partial \tau}{\partial r} + \tau \right)$$

entonces:

$$\begin{aligned} \frac{\tau}{\rho} &\sim \frac{V_{z\max}^2}{z}, \text{ luego } \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau}{\partial r} + \frac{\tau}{\rho r} \sim \frac{V_{z\max}^2}{r} + \frac{V_{z\max}^2}{r} \\ &\sim \frac{z^{-2n}}{z^m} + \frac{z^{-2n}}{z^m} \sim z^{-2n-m} \end{aligned}$$

luego, el orden de magnitud del 1er. y 2do. término de la Ec. (3.69) son respectivamente:

$$z^{-2n-1} = z^{-2n-m}$$

luego

$$m = 1$$

Siguiendo los mismos razonamientos, el orden de magnitud de la expresión para el flujo de la cantidad de movimiento (Ec. 3.72) es:

$$\frac{2}{V_{z\max}} \cdot d^2 \sim z^{-2n+2m}$$

pero como el flujo debe ser independiente de  $z$ , tenemos:

$$-2n + 2m = 0 \quad \text{y} \quad \text{como } m = 1$$

se obtiene:

$$n = 1$$

lo cual implica que el diámetro del chorro aumenta linealmente con  $z$  y la velocidad a lo largo del eje disminuye inversamente con  $z$ .

Concluimos que el chorro redondo tiene una propiedad importante, que el número de Reynolds es constante a todo lo largo de la región del flujo.

El esfuerzo tangencial  $\tau$  que aparece en la Ec. 3.69 es el esfuerzo turbulento, o sea:

$$\tau = \eta \frac{\partial v_z}{\partial r} \quad \dots (3.73)$$

donde  $\eta$  = coeficiente de la viscosidad de remolina ó turbulenta.

Considerando el concepto de viscosidad de remolino, aplicable al movimiento turbulento, tenemos ya que  $\eta$  es



proporcional a una longitud de mezcla multiplicada por una velocidad.

$$\eta \sim d(\bar{V}_z)_{\max} \sim z^{m-n} \sim z^0 \sim \text{Const.}$$

De donde deducimos que la viscosidad provocada por los torbellinos se mantiene constante a todo lo largo de la región de mezcla del chorro, lo que implica que la Ec. original 3.69 es válida para un chorro redondo turbulento ahora si la viscosidad molecular constante  $\mu$ , se reemplaza por la viscosidad de remolino,  $\eta$  también constante entonces la Ec. 3.69 se transforma en:

$$\bar{v}_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \bar{v}_z \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial z} = \frac{\epsilon}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \bar{v}_z}{\partial r} \right) \dots (3.74)$$

donde:

$\epsilon$  = Viscosidad cinemática de remolino

$$\epsilon = \frac{\eta}{\rho}$$

A pesar de que la discusión anterior ha aclarado las ideas con respecto a características generables de difusión del chorro, no aclara preguntas básicas que surgen con respecto a la distribución de las velocidades, al volumen arrastrado del fluido circundante, o las dimensiones reales del chorro. Existen algunos métodos semiempíricos basados en la suposición de que los perfiles de velocidad son geoméricamente semejantes, en la región de flujo completamente desarrollado.

Resolviendo la Ec. de movimiento 3.74 y la ecuación 3.71, bajo las premisas anteriores y las siguientes condi

ciones de frontera:

$$\text{en } r = \infty ; \bar{V}_z = 0$$

$$\text{en } r = 0 ; \bar{V}_r = 0 \text{ y } \frac{\partial \bar{V}_z}{\partial r} = 0$$

la ecuación resultante para la distribución de velocidades es:

$$\frac{\bar{V}_z}{\bar{V}_{z\max}} = \frac{1}{\left[ 1 + \bar{V}_{z\max} r^2 / 8\epsilon z \right]^2} \dots (3.75)$$

Esta ecuación coincide extremadamente bien con las observaciones experimentales en un chorro turbulento redondo, como puede verse en la Figura 26 y donde  $\epsilon$  está dado por

$$\epsilon = 0.0001821 z (\bar{V}_z)_{\max} \left[ \text{en m}^2/\text{seg} \right] \dots (3.76)$$

entonces, la distribución de velocidad en la zona de flujo completamente establecido se transforma en:

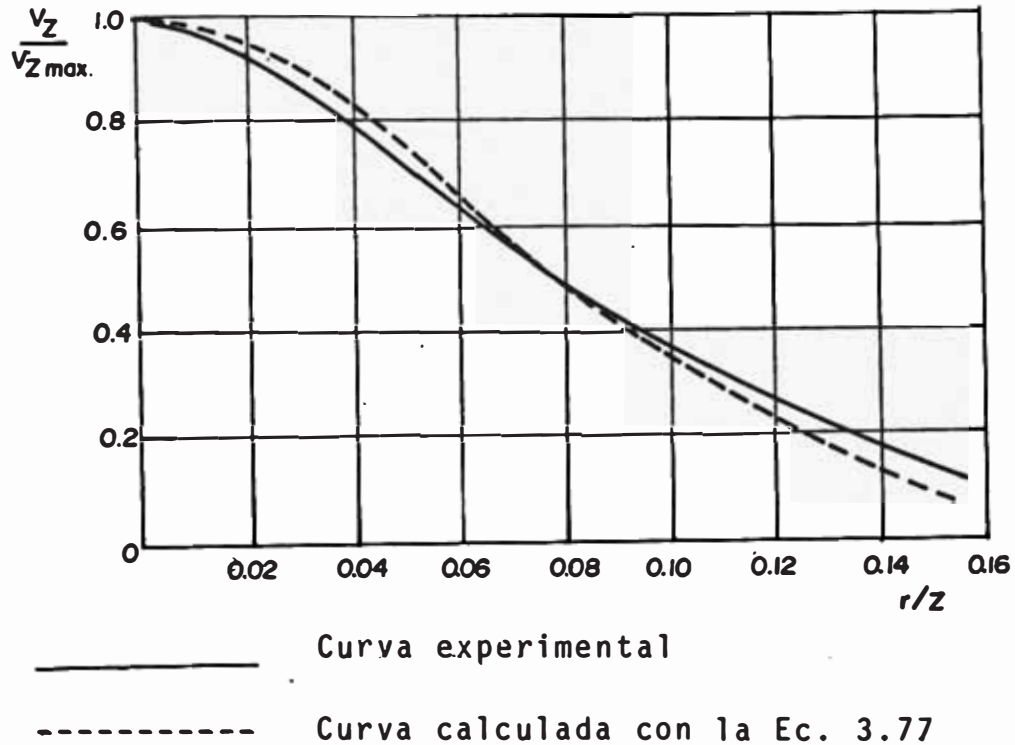
$$\frac{\bar{V}_z}{\bar{V}_{z\max}} = \frac{1}{\left[ 1 + \frac{r^2}{0.016z^2} \right]^2} \dots (3.77)$$

La variación longitudinal de la velocidad de la línea central es:

$$\frac{\bar{V}_{z\max}}{V_0} = 6.4 \left( \frac{d_0}{z} \right) \dots (3.78)$$

En las ecuaciones anteriores, la distancia longitudinal  $z$  se mide desde el origen geométrico de la similitud, que está a una distancia de  $0.6 d_0$  del origen real del chorro (Ver Figura 25). De la Ec. 3.78, el chorro estará completamente desarrollado cuando  $\bar{V}_{z\max}/V_0$  sea cero, o sea cuando

do  $z = 6.4 d_o$ , por lo tanto la distancia  $L_o = 6.4 d_o + 0.6 d_o = 7 d_o$ .



**Figura 26.-** Curvas Experimental y Teórica de la distribución de la velocidad radial /7/

De las ecuaciones 3.76 y 3.78, tenemos:

$$\epsilon = 0.00117 v_o d_o \left[ \text{en } m^2 s^{-1} \right]$$

Luego:

$$\frac{\epsilon}{\nu} = 0.00117 \frac{v_o d_o}{\nu} = 0.00117 Re \dots (3.79)$$

Como ejemplo, el chorro descargando en la atmósfera en condiciones estandar con:

$$v_o = 30 \text{ m/seg} \quad d_o = 0.03 \text{ m}$$

$$Re = 64000 \quad \text{y } \epsilon/\nu = 830$$

Entonces la viscosidad de torbellino elefectivo es del

orden de mil veces más grande que la viscosidad molecular. Aparentemente el movimiento de un chorro redondo se hace laminar ( $\zeta \ll \nu$ ), cuando el número de Reynolds es aproximadamente 80.

De acuerdo a los análisis anteriores, concluimos que en la zona entre  $z = 0$  y  $z = L_0 = 7d_0$ , el flujo no está completamente desarrollado, por lo que las deducciones matemáticas y empíricas obtenidas, no tienen validez en dicha zona del chorro.

En nuestro caso en que  $d_0 = 1$  m, y  $L_0 = 7$ , vemos que la zona de prueba está bajo un flujo en el que no está completamente desarrollado ( $z < 7d_0$ ), en vista que nuestra zona de ensayos llega hasta  $z = 1.6 d_0 = 1.6$  m.

Sin embargo, se concluye del mismo análisis, que la velocidad del chorro permanece constante e igual a la velocidad de salida  $V_0$ , dentro de un cono imaginario, cuya base circular es la boca de salida del chorro, y el vértice situado en el eje central del chorro a  $z = 7d_0$ , como puede verse en las figuras 25 y 27.

Debido a la naturaleza turbulenta del flujo, los límites del chorro real tienen sólo un significado estadístico, y no puede concluirse que las llamadas fronteras del chorro estén bien definidas.

#### 3.4.2. DISEÑO DEL CONO DE ENTRADA O CONTRACCION

La contracción o cono de entrada hacia la zona de pruebas es probablemente la sección más interesante de un túnel aerodinámico, tanto aerodinámica como estructuralmen-

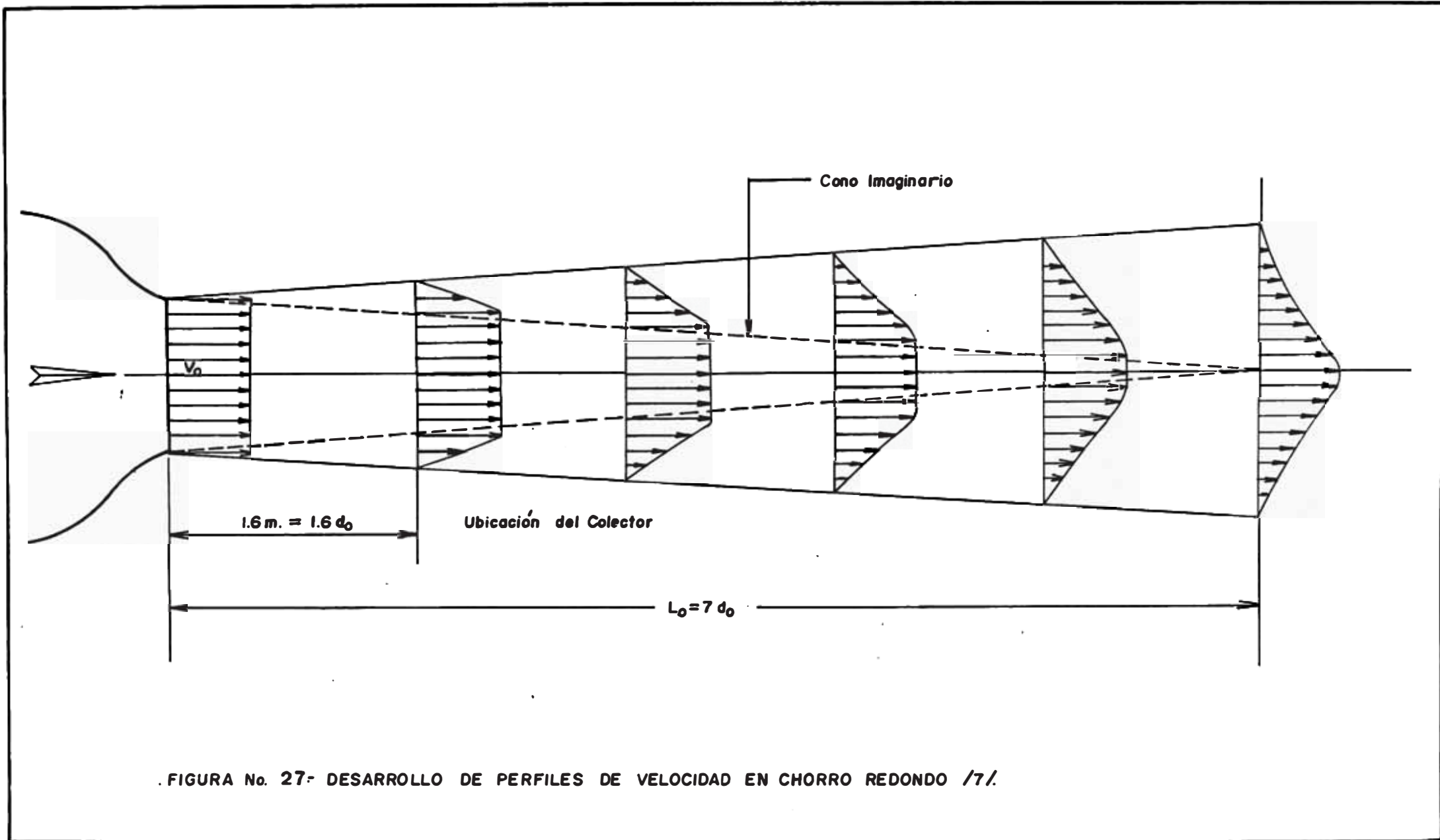


FIGURA No. 27- DESARROLLO DE PERFILES DE VELOCIDAD EN CHORRO REDONDO /7/.

te. El propósito de la contracción es reducir la no-uniformidad y la turbulencia del flujo en la zona de ensayos. También reduce considerablemente las irregularidades relativas a la distribución de la velocidad.

La contracción es la sección inmediatamente antes de la zona de pruebas por lo que su función es fundamental en la obtención de un buen flujo.

El diseño ideal del cono de entrada debería ser tal que permita un incremento continuo de la velocidad, pero esto parece ser posible sólo a lo largo de la línea central del túnel. Es deseable mantener un gradiente de presión favorable a lo largo de las paredes para evitar un crecimiento excesivo de la capa límite o separación de ésta, pero no es posible lograr en una longitud finita de contracción el evitar completamente los gradientes de presión adversos si el flujo es contractado luego de un ducto paralelo hacia otro también paralelo en la sección de pruebas, por lo tanto, es usual tolerar un pequeño gradiente de presión adverso al final de la contracción.

Es deseable también que la contracción tenga pequeña curvatura inmediatamente aguas arriba de la sección de pruebas, para reducir la variación de la velocidad axial a través del flujo, los cuales son inevitables en contracciones de longitud finita bi-o tri dimensionales.

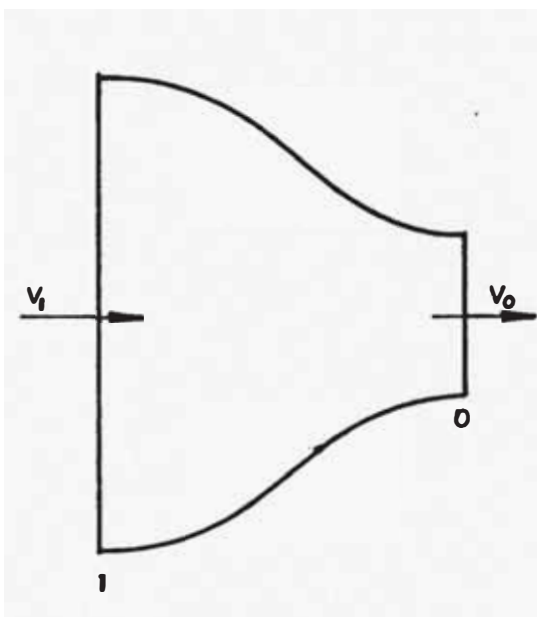
El uso de la contracción también tiene un efecto beneficioso sobre el factor de potencia, debido a que en un túnel subsónico de circuito cerrado o de baja velocidad, su factor de potencia depende principalmente de la relación

de contracción del cono de entrada, ya que si esta es grande, permite que la velocidad a través del ducto de retorno sea baja, o en caso contrario si esta relación es pequeña la velocidad en el ducto de retorno será alta, lo cual influye directamente en la potencia.

Por todo esto, para obtener un buen flujo en la zona de ensayos, el cono de entrada debe ser construido de tal manera que la reducción del diámetro local debe ser en forma suave y gradual hacia la zona de pruebas.

Las relaciones de contracción de 4 o menos, eran de uso común en el pasado pero actualmente se usan valores de hasta 16 o un poco más, siempre que sea posible su construcción.

Un aspecto bastante importante que se debe considerar, cuando se seleccione la relación de contracción, es el efecto que éste tiene en el decremento de la variación de la velocidad en la sección de pruebas, como se demuestra seguidamente.



Donde:

$$n = \frac{A_1}{A_0} = \frac{D_1^2}{D_0^2} = \frac{V_0}{V_1} \dots (3.80)$$

n = relación de contracción

Supongamos que:

V<sub>1</sub> = Velocidad media en la sección 1

V<sub>0</sub> = Velocidad media en la zona de pruebas

V<sub>1</sub>' = Variación de la veloci -

dad en 1

$V'_0$  = Variación de la velocidad en 0

Aplicando la Ec. de Bernoulli entre 1 y 0, tenemos:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho (v_1 + v'_1)^2 = p_0 + \frac{1}{2} \rho (v_0 + v'_0)^2 \quad \dots (3.81)$$

Desarrollando y considerando que las pérdidas de presión son pequeñas entre 1 y 0, tenemos:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_0 + \frac{1}{2} \rho v_0^2 \quad \dots (3.82)$$

también:

$$v_1^2 + 2v_1v'_1 = v_0^2 + 2v'_0v_0 \quad \dots (3.83)$$

Dividiendo entre  $v_1^2 v_0^2$  y considerando que  $(v'_1/v)^2$  es pequeño y podemos despreciarlo:

$$\frac{v'_0}{v_0} = \frac{v_n^2 v'_n}{v_0^2 v_n} \quad \dots (3.84)$$

también:

$$\frac{v_n^2}{v_0^2} = \frac{1}{n^2} \quad \text{Por lo tanto,} \quad \frac{v'_0}{v_0} = \frac{1}{n^2} \frac{v'_n}{v_n} \quad \dots (3.85)$$

De donde deducimos que la variación de la velocidad en la zona de trabajo, varía inversamente con el cuadrado de la relación de contracción, por lo que un valor grande de "n" es de gran ayuda para obtener chorros buenos, y los valores de "n" óptimos varían de 5 a 16.



No existe una teoría adecuada para el diseño de la contracción, tampoco una preasignación de la distribución de la velocidad a lo largo de la línea de flujo que luego podría ser adoptado como la forma de la contracción.

Sin embargo, algunos autores muestran métodos gráficos, y estos consisten en dar directamente las curvas de la forma de la contracción. Uno de estos gráficos están dados por A. Pope/1/ y los que mostramos en la figura 28 los cuales son útiles para adoptar la forma de la contracción en la parte final del cono, que es la parte más importante y la que incide directamente sobre la zona de pruebas.

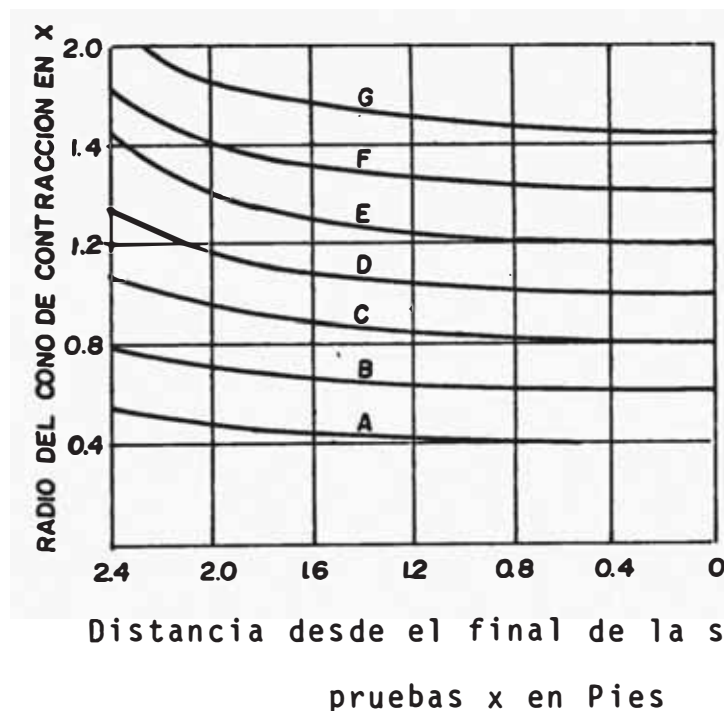


FIGURA 28.- Curvas adecuadas para conos de entrada/1/.

### 3.4.2.1. DIMENSIONAMIENTO DEL CONO DE ENTRADA

Primeramente será necesario determinar la relación de contracción del cono para poder determinar el diámetro inicial ( $D_1$ ). De acuerdo a la expresión N° 3.84; se llegó

CONO DE CONTRACCION

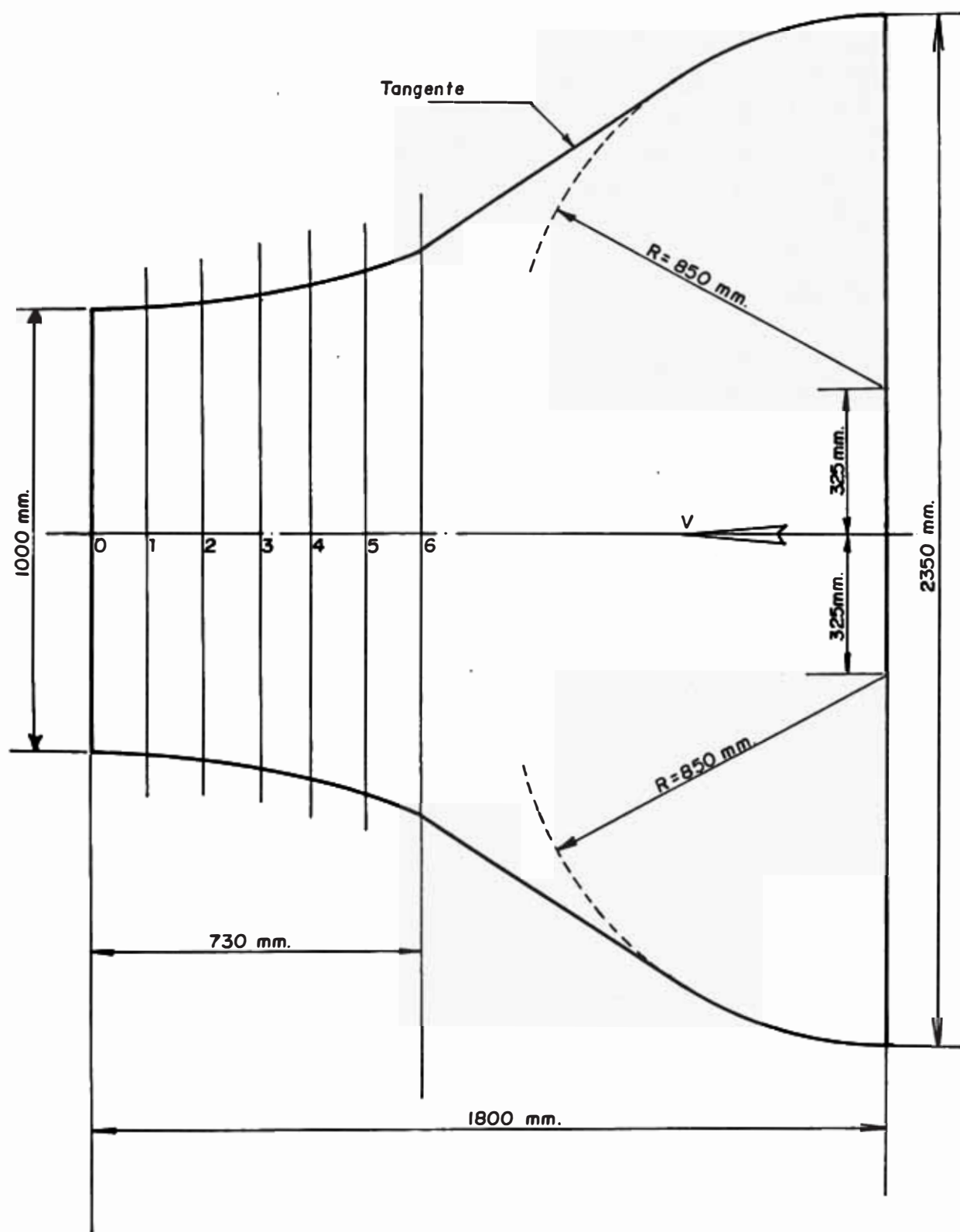


FIGURA No.29: DIMENSIONES DEL CONO DE ENTRADA .

Los diámetros en los puntos del 0 al 6 de la parte de la salida son:

Punto	Diámetro
0	1000 mm
1	1015 mm
2	1030 mm
3	1055 mm
4	1086 mm
5	1150 mm
6	1270 mm

### 3.4.3. DISEÑO DEL COLECTOR

Debido a la expansión que sufre el chorro de aire en la zona de pruebas, es necesario instalar un colector o campana receptora del aire, delante del primer difusor y sobre el cual el chorro llega directamente. Este colector deberá tener una forma tal que permita recibir la mayor cantidad de flujo de aire de la zona de pruebas y con las menores pérdidas posibles. La forma del perfil de los colectores más eficiente representa la curvatura elíptica que es la más usada y por lo cual nosotros adoptamos dicho perfil.

Longitud.- La longitud del colector deberá tener aproxima

damente de 0.5 a 0.6 veces el diámetro mínimo del colector.

Para determinar el diámetro del colector nos basaremos en la recomendación de Pankhurst/2/ (Pág. 95), que relaciona las áreas del colector y el área de la salida del chorro en el cono de entrada que debe estar en el siguiente rango 1.05 a 1.1, de acuerdo a esto tenemos:

$$\begin{aligned} \text{Relación de expansión o de áreas} &= \frac{\text{Área del colector}}{\text{Área del chorro}} = \\ &= \frac{D_c^2}{D_o^2} = r_a \end{aligned}$$

$$\text{Para } r_a = 1.05 \Rightarrow D_c = \sqrt{1.05} \times D_o = 1.025 \times D_o$$

$$\text{Para } r_a = 1.10 \Rightarrow D_c = \sqrt{1.1} \times D_o = 1.05 \times D_o$$

Nosotros asumimos para  $D_c = 1.05 \times D_o$ ; luego:

el diámetro interno del colector  $D_c$  será:

$$D_c = 1.05 \times 1000 \text{ mm} = 1050 \text{ mm} = D_2$$

Longitud del colector:  $L_c = (0.5 \text{ a } 0.6) D_c$

$$L_c = 0.5 \times D_c \Rightarrow 0.5 \times 1000 = 500 \text{ mm.}$$

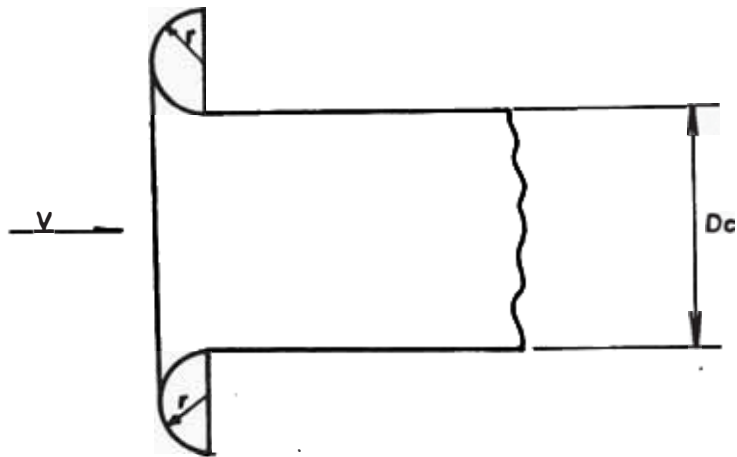
$$L_c = 0.6 \times D_c \Rightarrow 0.6 \times 1000 = 600 \text{ mm.}$$

Nosotros asumimos  $L_c = 550 \text{ mm}$ .

#### 3.4.3.1. FORMA DE LA CURVATURA

La forma de la curvatura del colector será la de una elipse, para determinar sus dimensiones es necesario conocer previamente la magnitud aproximada del radio de curvatura y luego aproximar la elipse a dicho radio. Para esto

recurriremos a la figura 30 y su respectiva tabla.



$\frac{r}{D_c}$	0	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.16	< 0.2
K	0.5	0.43	0.36	0.31	0.26	0.22	0.20	0.15	0.12	0.09	0.06	0.03

Graficando, tenemos:

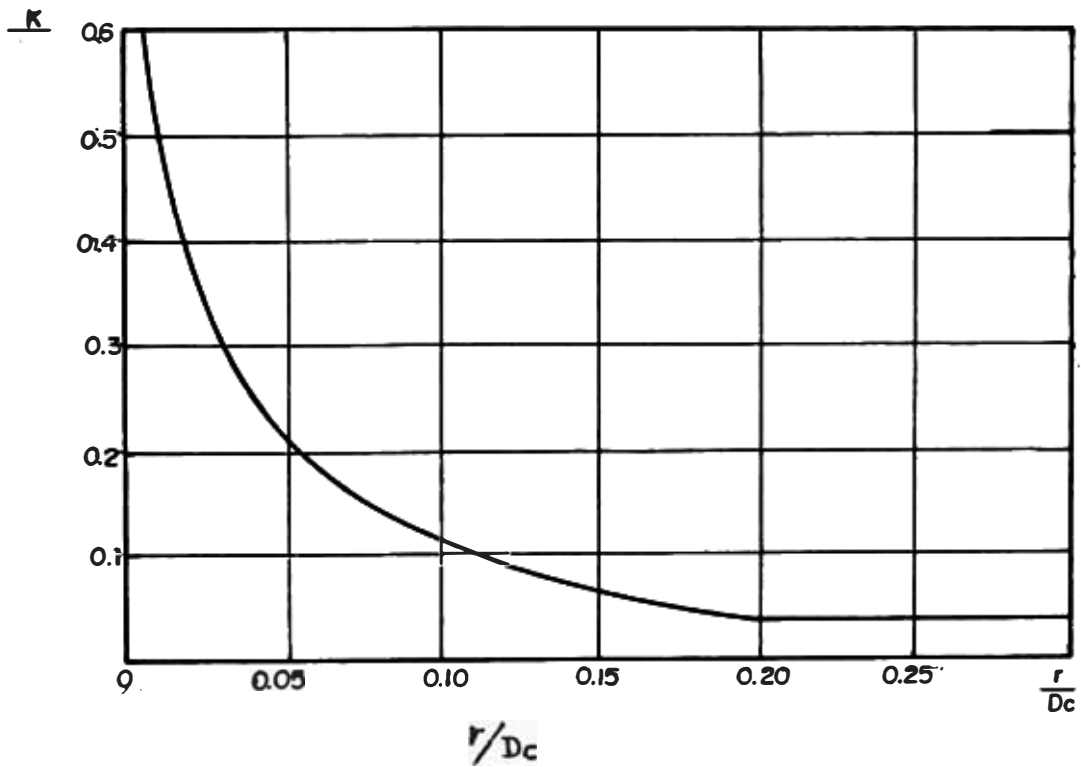


FIGURA 30.- Variación del Coeficiente de Pérdidas vs  $r/D$

De la figura 30, podemos observar que el grado de curvatura influye sobre las pérdidas, pero para  $r/D = 0.2$  se tiene el coeficiente  $K$  que produce las menores pérdidas, y para relaciones mayores el valor de  $K$  ya no varía. Nosotros adoptamos para  $r/D = 0.2$  y tener las menores pérdidas, luego:  $K = 0.03$ .

$$\frac{r}{D_c} = 0.2 \Rightarrow r = 0.2 \times D_c = 0.2 \times 1050 = 210 \text{ mm.}$$

De acuerdo a esto, las dimensiones de la elipse que se aproximen a este radio de curvatura, son las siguientes:

$b = 340 \text{ mm} \rightarrow$  semieje mayor

$a = 250 \text{ mm} \rightarrow$  semieje menor

luego, la ecuación que genera esta elipse será:

$$\frac{y^2}{a^2} + \frac{x^2}{b^2} = 1 \Rightarrow \frac{y^2}{250^2} + \frac{x^2}{340^2} = 1$$

La curvatura del colector abarcará solamente una parte de la elipse como se muestra en la figura 31. En la figura 32, se observa la forma de recepción del chorro de aire por el colector.

#### 3.4.4. DISEÑO DEL DIFUSOR

Una vez que el chorro de aire abandona la zona de prueba, ingresa por el colector al difusor para iniciar el retorno del flujo de aire, luego de ser impulsado nuevamente por el ventilador.

La finalidad de los difusores es la conversión de la energía cinética del flujo de aire en energía de presión,

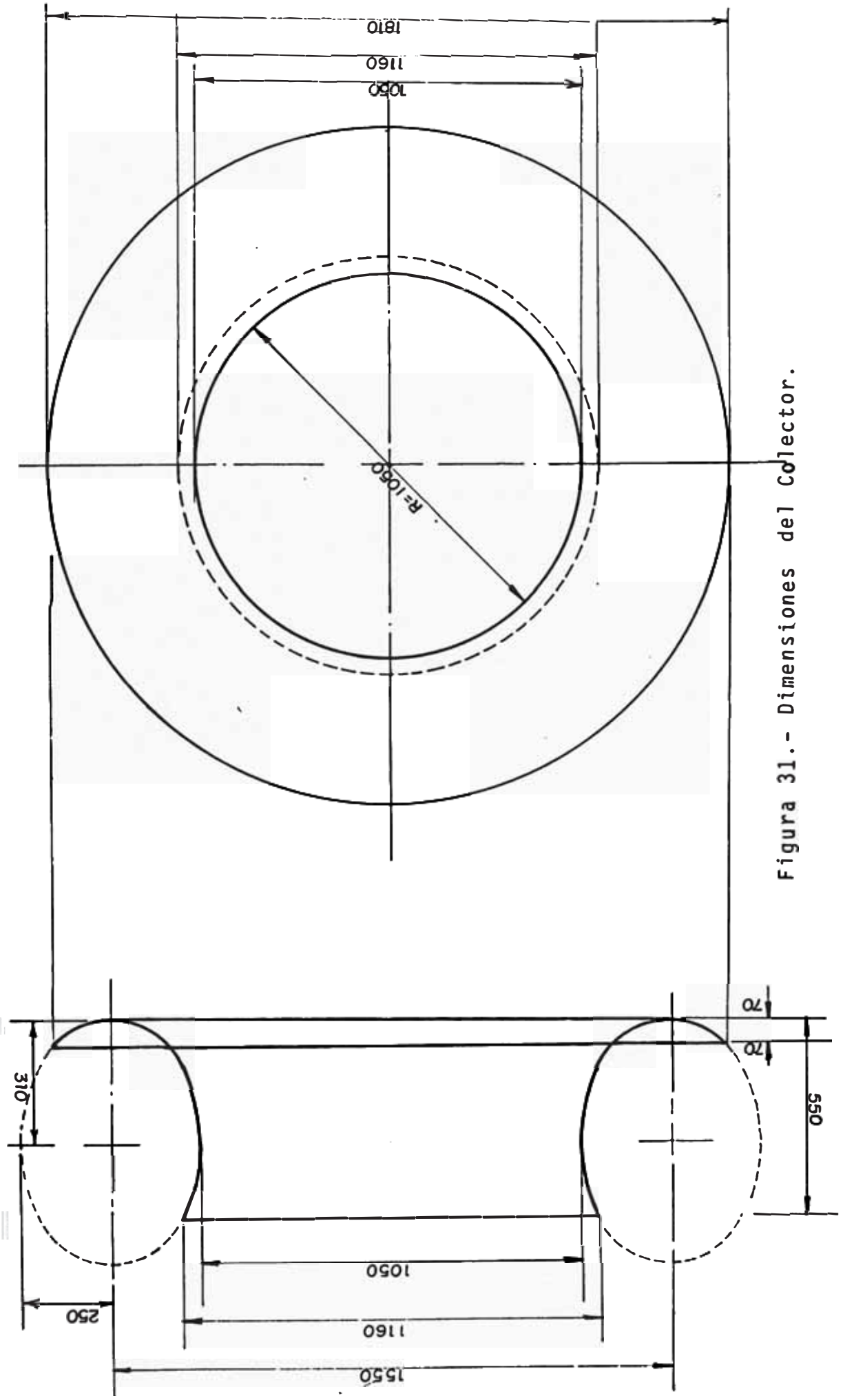


Figura 31.- Dimensiones del Colector.

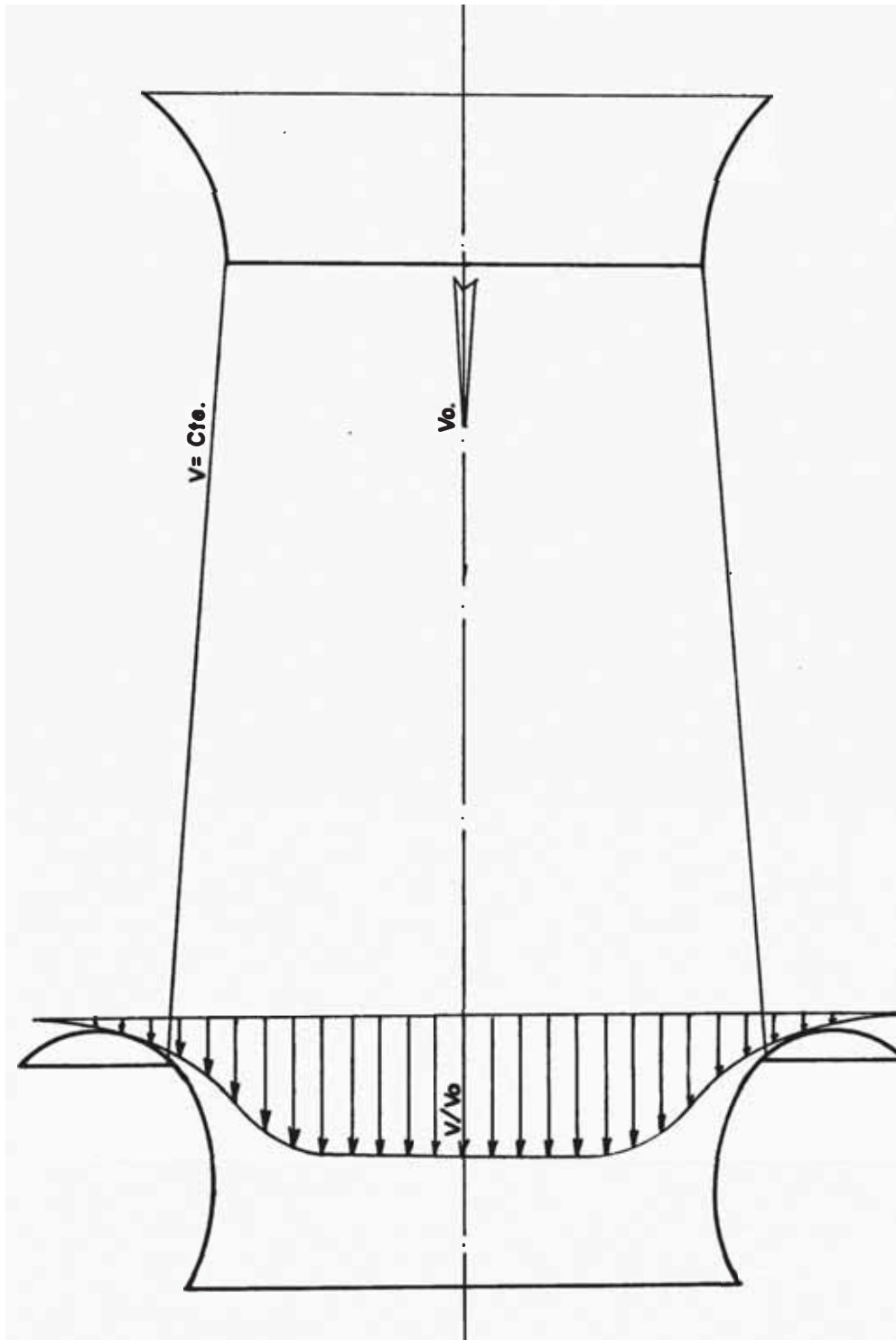


FIGURA No. 32 FORMA DEL CHORRO EN LA ZONA DE PRUEBAS Y COLECTOR.



con lo cual se reduce los requerimientos de potencia del túnel aerodinámico.

Debido a que las pérdidas de potencia en el túnel, varía con el cubo de la velocidad del aire, la cual es más alta en la zona de prueba a través de todo el circuito, se deberá reducir la velocidad incrementando el área transversal del ducto, a este arreglo se le denomina difusor. Esta reducción de la velocidad antes de la primera esquina es particularmente importante porque un gran porcentaje de las pérdidas ocurren en esta zona. Sin embargo, el promedio de esta área incrementada deberá ser pequeña por la aparición de la separación del flujo en las paredes, los cuales traen consigo grandes pérdidas, evitando obtener un rendimiento satisfactorio del flujo.

En un difusor ideal, la ecuación de Bernoulli aplicada entre 2 secciones transversales, en el cual las condiciones asumidas son uniformes, podrá escribirse en forma diferencial como:

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad \dots (3.86)$$

lo que implica que por una disminución de la energía cinética  $d(v^2/2)$  por unidad de masa, hay un correspondiente incremento de la energía de presión  $dp/\rho$ .

En las paredes del difusor existe un gradiente de presión adverso, y se presenta la separación local, y un rápido crecimiento de la capa límite, los cuales son difíciles de evitar, por lo que un difusor no es completamente eficiente. el cual llega en el mejor de los casos a un 70

a 85%.

Las pérdidas totales en un difusor estarán referidas a la fricción superficial y a las pérdidas por expansión dentro del difusor.

### 3.4.4.1. OPTIMIZACION DE LOS DIFUSORES

Las pérdidas de energía en los difusores dependen de varios factores como son, la relación de expansión, del ángulo de separación de las paredes opuestas y la longitud del difusor. Por lo que será necesario determinar en qué relación deben variar estos parámetros para obtener las menores pérdidas, o sea el difusor m<sup>rs</sup> eficiente. Otro factor que influye en la eficiencia es la rugosidad del material del difusor.

De la ecuación 3.23 que determina el coeficiente "k", vemos que una vez determinado la relación de expansión, las pérdidas de carga dependen del ángulo  $\theta$ , por lo que habrá un ángulo que representa la expresión óptima del difusor. Diferenciando la ecuación 3.23 con respecto al ángulo  $\theta$  e igualando a cero, tendremos el ángulo óptimo.

$$\frac{dk}{d\theta} = \left[ \frac{\lambda}{8} \left( -\tan^{-2} \frac{\theta}{2} \right) \frac{\sec^2 \frac{\theta}{2}}{2} \left( -\frac{\theta}{2} \right) + \frac{0.6}{2} \sec^2 \frac{\theta}{2} \right] \left( 1 - \frac{1}{r_a^2} \right) = 0$$

... (3.87)

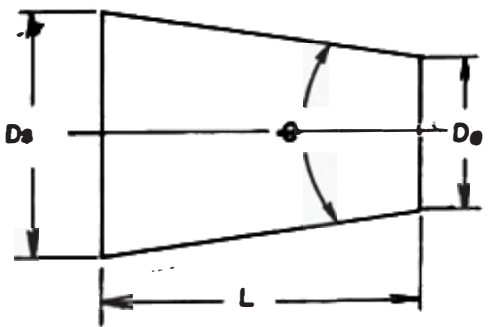
simplificando:

$$\frac{\lambda \sec^2 \frac{\theta}{2}}{16 \tan^2 \frac{\theta}{2}} = 0.3 \sec^2 \frac{\theta}{2}$$

$$\tan \frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{\lambda}{4.8}} \quad \dots (3.88)$$

de donde vemos que el ángulo óptimo  $\theta$  depende del coeficiente de fricción; pero valores razonables de  $\lambda$ , los ángulos óptimos están entre 5 y 6°, motivo por el cual estos en ningún caso deben exceder los 8 ó 9°.

En la figura vemos:



$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{D_s - D_e}{2L} \quad \dots (3.89)$$

de donde:

$$L = \frac{D_s - D_e}{2 \tan \frac{\theta}{2}}$$

pero  $r_a = \frac{A_s}{A_e} = \left(\frac{D_s}{D_e}\right)^2 \Rightarrow D_s = D_e \sqrt{r_a}$

luego:

$$L = \frac{D_e(\sqrt{r_a} - 1)}{2 \tan \frac{\theta}{2}} \quad \dots (3.90)$$

Como el ángulo  $\theta$  es el óptimo con  $D_e$ ,  $D_s$  y  $L$ , tendremos que la ecuación 3.90 representa la longitud óptima del difusor, donde  $D_e$  y  $D_s$  son los diámetros de entrada y salida.

#### 3.4.4.2. RELACION DE EXPANSION DEL PRIMER DIFUSOR

En el túnel en proyecto, en el cono de entrada se produce la contracción total del túnel, los cuales a través del circuito de retorno debe ser recuperado

para llegar nuevamente a la entrada del cono. Esta recuperación de expansión se produce en los 2 difusores, principalmente y en menor grado en la zona de pruebas hacia el colector, de tal modo que la expansión de los 2 difusores será la que se produce desde la salida del colector hasta la entrada del cono.

La expansión total del túnel, será:

$$r_a = r_{az} \times r_{ad1} \times r_{ad2} \quad \dots (3.91)$$

donde:

$$r_{az} = \left(\frac{D_z}{D_1}\right)^2 = \frac{(1.16)^2}{1} = 1.3456$$

luego:

$$r_{ad1} \times r_{ad2} = \frac{r_a}{r_{az}} = \frac{5.5}{1.3456} = 4.087 \quad \dots (3.92)$$

la relación de expansión de cada difusor será:

$$r_{ad} = \sqrt{4.087} = 2.02 \quad \dots (3.93)$$

finalmente: la relación de expansión del primer difusor, será:

$$r_{ad1} = 2.02 \quad \dots (3.94)$$

#### 3.4.4.3. DIMENSIONAMIENTO DEL PRIMER DIFUSOR

El primer difusor está ubicado después de la zona de pruebas, luego de recibir el flujo de aire por el colector, llega a este difusor. Su diseño es muy importante, ya que aquí se produce una buena parte de las pérdidas totales.

El diámetro de entrada del primer difusor, será igual al diámetro de salida del colector (ver figura 31), entondo

ces, tenemos:

$$De = 1160 \text{ mm} \quad 1.16 \text{ m} \quad D_3$$

El número de Reynolds en la entrada del difusor, lo determinamos con la ecuación 3.64.

$$Re = 66769.38 \times v \times D$$

la velocidad  $v_1$  será: 
$$v_1 = \frac{v_0 A_0}{A_1} = \frac{80 \times 1^2}{(1.16)^2} = 59.453 \text{ m/seg}$$

$$Re = 66769.38 \times 59.435 \times 1.16 = 4604784.8$$

la rugosidad relativa:

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{1.524 \times 10^{-4}}{1.16 \text{ m}} = 1.3137 \times 10^{-4}$$

El coeficiente de fricción, lo determinamos con la ecuación de COLEBROCK (ec. 3.65) y obtenemos:

$$\lambda = 0.013195$$

El ángulo óptimo del primer difusor, lo determinamos con la ecuación 3.88

$$\tan \frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{0.013195}{4.8}} = 0.05243$$

La longitud óptima del primer difusor, lo determinamos con la ec. 3.90, para

$$r_a = 2.02 ; \quad De = 1.16, \text{ tenemos:}$$

$$L = \frac{1.16(\sqrt{2.02} - 1)}{2 \times 0.05243} = 4.66 \text{ m}$$

El diámetro de salida del primer difusor lo determinamos de la relación de expansión.

$$r_a = 2.02 = \frac{A_s}{A_e} = \left(\frac{D_s}{D_e}\right)^2 \implies D_s = D_e \sqrt{r_a}$$

$$D_s = 1.16 \times \sqrt{2.02} = 1650 \text{ mm} = 1.65 \text{ m}$$

finalmente, tenemos:

$$D_e = 1.16 \text{ m} = 1160 \text{ mm}$$

$$D_s = 1.65 \text{ m} = 1650 \text{ mm}$$

$$L = 4.66 \text{ m}$$

$$\theta = 6.019^\circ$$

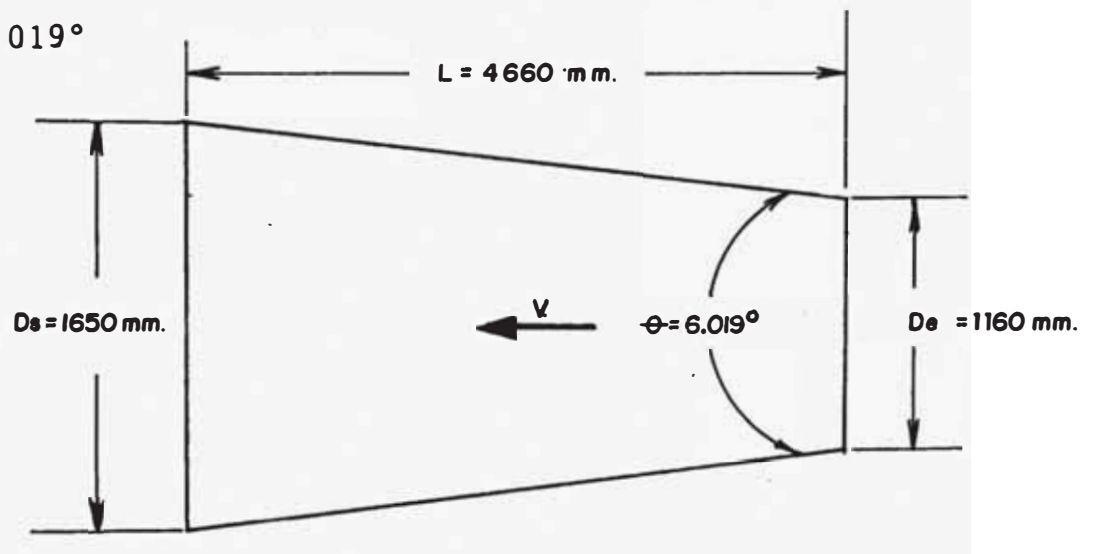


FIGURA 33.- Dimensiones del primer difusor.

### 3.4.5.- DISEÑO DE LA PRIMERA TRANSICION

En el túnel en proyecto es sabido que la zona de pruebas es de área transversal circular y consecuentemente el colector y el difusor, pero las esquinas serán cuadradas, por ello es necesario instalar la primera transición que transforme el área circular del difusor a un área cuadrada de la esquina.

Esta primera transición tendrá un diámetro de entrada igual al de salida del primer difusor, y la salida que es de área cuadrada tendrá un lado igual al diámetro de entrada, ya que la finalidad es sólo transformar áreas de

circular a cuadrado.

Para obtener la longitud óptima de esta transición, es decir, donde el coeficiente  $k$  sea el mínimo, se tendrá que derivar la ecuación 3.26 con respecto a  $L$ , previamente en la ecuación 3.27, tenemos:

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{2\sqrt{\frac{1 \times h}{\pi}} - D}{2L} \quad \text{hacemos } B = \frac{2\sqrt{\frac{1 \times h}{\pi}} - D}{2} \dots (3.95)$$

$$\text{luego: } \tan \frac{\theta}{2} = \frac{B}{L} \dots (3.96)$$

reemplazando, la ecuación 3.95 en 3.26:

$$k = b \frac{B^{1.25}}{L^{1.25}} \left(1 - \frac{1}{r_a}\right)^2 + \frac{\lambda L}{8B} \left(1 - \frac{1}{r_a^2}\right) \dots (3.97)$$

$$\frac{dk}{dL} = \frac{bB^{1.25}(-1.25)(r_a - 1)^2}{L^{1.25} r_a^2} + \frac{\lambda(r_a^2 - 1)}{8B r_a^2} = 0$$

despejando  $L$ , tenemos:

$$L^{2.25} = \frac{bB^{1.25} (1.25) (r_a - 1)^2 \times 8 \times B}{\lambda (r_a^2 - 1)}$$

$$L = B \left[ \frac{10b (r_a - 1)^2}{\lambda (r_a^2 - 1)} \right]^{(4/9)} \dots (3.98)$$

la ecuación 3.97 representa la longitud óptima de la transición.

### 3.4.5.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA PRIMERA TRANSICION

Las dimensiones conocidas de la primera transición son:

Diámetro de entrada de la transición = 1.65 m.

Lado del cuadrado de salida = 1.65 m.

$$\text{Relación de áreas} = \frac{\text{Area salida (cuadrado)}}{\text{Area entrada (circular)}} =$$

$$= \frac{(1.65)}{(1.65)^2 \times \frac{\pi}{4}} = \frac{4}{\pi}$$

$$r_a = 1.2732$$

Tendremos que calcular la longitud óptima:

Cálculo del número de Reynolds en la entrada con la ecuación 3.64.

$$Re = 66769.38 \times V_e \times D_e$$

$$\text{Velocidad en la entrada: } v = \frac{v_o A_o}{A} = \frac{80}{(1.65)^2} = 29.3847 \text{ m/s}$$

$$Re = 66769.38 \times 29.3847 \times 1.65 = 3237303.3$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{1.524 \times 10^{-4}}{165} = 9.2363 \times 10^{-5}$$

Cálculo de " $\lambda$ " con la ecuación 3.65 (COLEBROCK)

$$\lambda = 0.0126071$$

Cálculo de B con la ec. 3.95 y con  $h = l = D = 1.65 \text{ m}$

$$B = 0.10591$$

la longitud óptima con la ecuación 3.98 y para  $b = 4$ :

$$L = 1.4866 \text{ m}$$

Las pérdidas en las transiciones son bastante pequeñas comparadas con las de todo el túnel, por lo que acortar esta longitud óptima a una más pequeña, no nos generará



un aumento grande de pérdidas, pero sí podemos ganar algo de espacio, por lo tanto, reducimos L a 1.20 m. La pérdida adicional es pequeña, como vemos a continuación:

- Con L óptimo = 1.486 m.

$$\tan \frac{\theta}{2} = 0.0712449 ; \quad \frac{\theta}{2} = 4.07^\circ$$

cálculo de k en la ecuación 3.26

$$k = 0.01525$$

- Con L = 1.20

$$\tan \frac{\theta}{2} = 0.08826 ; \quad \frac{\theta}{2} = 5.04^\circ$$

$$k = 0.01570$$

El k con L = 1.20 representa 2.9% de pérdidas más con respecto al óptimo, pero con respecto a las pérdidas totales del túnel representa un aumento de energía de aproximadamente 0.2%, por lo cual adoptamos para L = 1.20 m.

Finalmente, la primera transición queda según la figura 34:

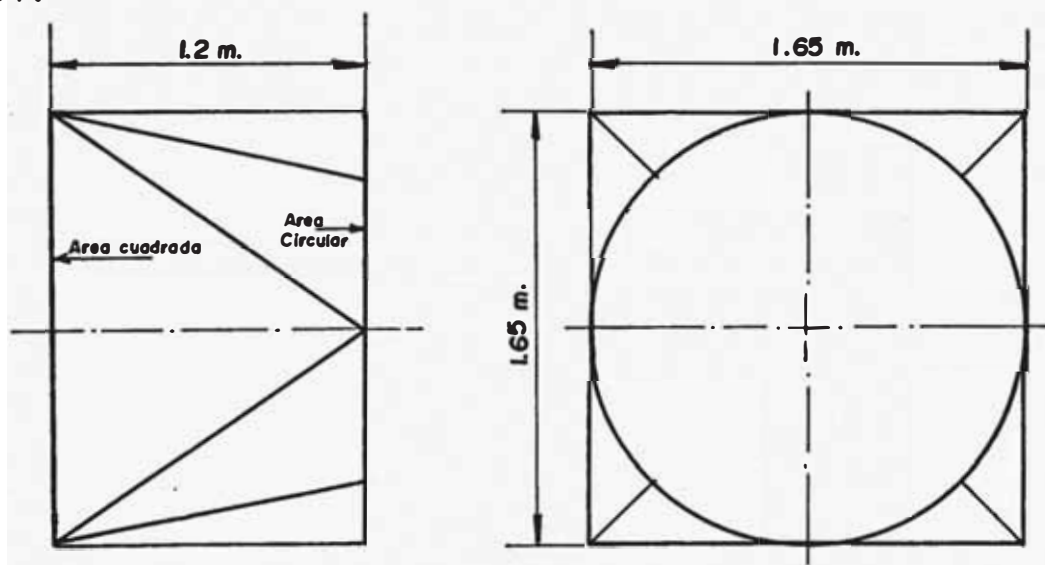


FIGURA 34.- Dimensiones de la Primera Transición.

### 3.4.6. DISEÑO DE LAS ESQUINAS

En todo túnel aerodinámico de circuito cerrado, es necesario un giro del ducto de  $360^\circ$  para poder pasar a través de la zona de pruebas nuevamente.

Actualmente no es práctico hacer las esquinas del pasaje de retorno en forma gradual, de tal modo que el aire pueda seguir la curva con pequeñas pérdidas, debido a que tales esquinas requieren más espacio e incrementan los costos de construcción. Una solución es la de usar 4 esquinas de giro brusco de  $90^\circ$ , como se muestra en la figura 35, pero las pérdidas representan el 100% de la presión dinámica, por lo cual la idea básica que permite superar esta dificultad, es la de dividir la esquina en un número de estrechas celdas, por la inserción de aletas directrices paralelas en toda la longitud cruzada de la esquina, las cuales conducen a un apreciable incremento de la eficiencia tanto aerodinámicamente como en términos de energía. Esta forma de esquina es como se muestra en la figura 35:

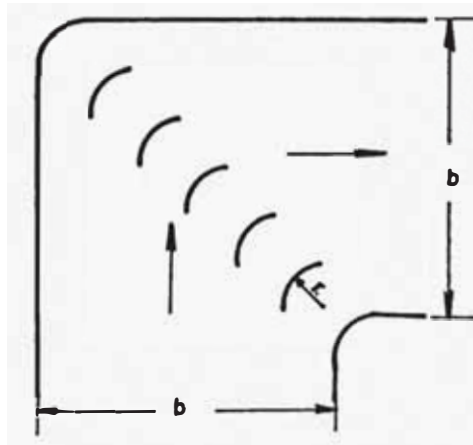


FIGURA 35.- Esquema de una Esquina con Aletas Directrices.

Las pérdidas en estas esquinas están referidas a una caída de la presión estática  $\Delta p$  y referidas a la presión en el ducto por lo tanto, tenemos:

$$k = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} = \frac{\Delta p}{q}$$

donde:  $q$  = presión dinámica en la esquina

$k$  = coeficiente de pérdidas en la esquina

La forma de la sección transversal de las 4 esquinas serán cuadradas por facilidad de construcción.

#### 3.4.6.1. FORMA DE LAS ALETAS DIRECTRICES

Las aletas directrices son las encargadas de hacer girar el flujo de aire  $90^\circ$ . Estas pueden tener distintas formas desde el punto de vista de sus secciones transversales y se les mide por la magnitud de su cuerda y del radio de curvatura.

Varios tipos de aletas directrices típicas se muestran en Ref 2, los cuales también muestra sus respectivos coeficientes de resistencia como se muestra en las figuras 36 y 37.

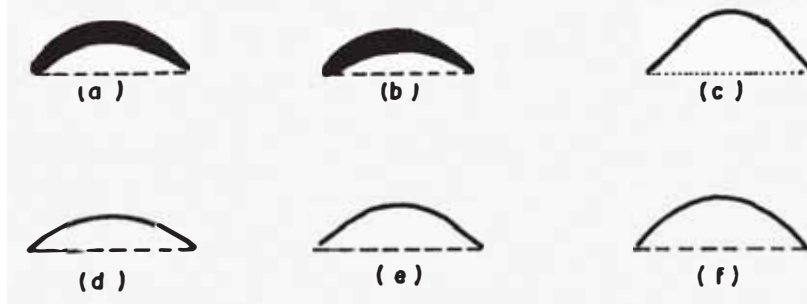


FIGURA 36.- Típicas Aletas Directrices (perfiles).

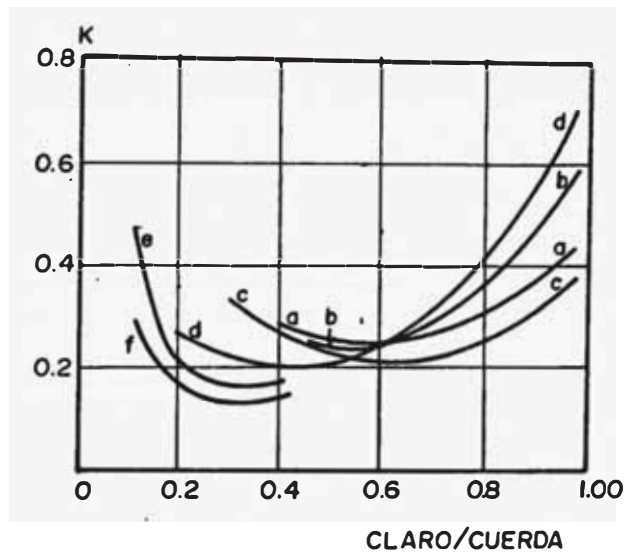


FIGURA 37.- Variación del Coeficiente de Resistencia con la Relación Claro-Cuerda de Aletas Directrices de Esquinas.

Observando los perfiles de las aletas directrices de la figura 36. Los tipos (a) y (b) actualmente, su uso tiende a desaparecer en túneles aerodinámicos, debido a que su construcción o manufactura es complicada y por el alto costo que este representa. Mientras que existe una tendencia a usar aletas delgadas de sección transversal uniforme similar a las mostradas en los tipos (c), (d), (e) y (f). En la figura 37 se observa claramente que la eficiencia de las esquinas depende de la relación claro/cuerda, que representa la distancia adecuada de la colocación de las aletas, como se muestra en la figura 38.

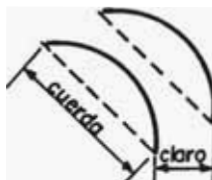


FIGURA 38.- Aletas Directrices de una Esquina.

Alan Pope/1/, también muestra perfiles de aletas directrices con sus respectivos coeficientes de resistencia, según se observa en la figura 39, además recomienda que el tipo (b) es el más adecuado para túneles aerodinámicos.

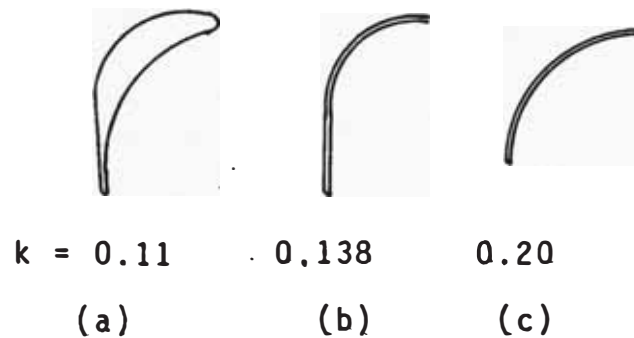


FIGURA 39.- Tipos de Aletas Directrices /1/.

Según experiencias, se demuestra que los efectos de la estela de cada aleta directriz, se extingue más rápidamente, si se usan muchas aletas de cuerdas cortas en lugar de pocas aletas de cuerdas grandes; esto es especialmente válido para el conjunto de aletas en la 4ta. esquina justo antes de la entrada del cono.

#### 3.4.6.2. NUMERO DE ALETAS DIRECTRICES

El número de aletas en la esquina, tendrá que ser determinado en forma adecuada, y dependerá directamente del tamaño de cada aleta (cuerda y radio). El número de las aletas determinaremos con la expresión:

$$N_a = 1.4 \frac{L_d}{c} \quad \dots (3.99)$$

donde:

$$N_a = N^\circ \text{ de aletas directrices}$$

$L_d$  = Longitud de la diagonal de la esquina

$c$  = Cuerda de la aleta directriz

Este número ( $Na$ ) será determinado eligiendo previamente un valor óptimo de la relación claro/cuerda.

Las pérdidas en las aletas directrices se producen de 2 formas, pérdidas por fricción y las pérdidas por rotación del flujo o pérdidas singulares.

Según Alan Pope/1/, para las aletas directrices del tipo (b) mostrado en la figura 39, da la siguiente relación empírica, la cual se considera bastante razonable.

### 3.4.6.3. DIMENSIONES DE LA 1ra. Y 2da. ESQUINAS

Las esquinas en el túnel en diseño tendrán la forma de giro brusco de  $90^\circ$ , y para minimizar las pérdidas serán colocadas aletas directrices como se muestra en la figura 35.

La primera y segunda esquinas son de diseño idéntico tanto en el área transversal como en la forma, y dimensiones de las aletas directrices, por lo tanto, la velocidad del flujo de aire a través de ellos será la misma.

El área transversal de la esquina será el mismo que el final de la transición colocada luego del 1er. difusor, la transición (Transformación de un área circular a cuadrado) se instaló para permitir que la esquina tenga la forma cuadrada dado que facilita grandemente su construcción.

Las esquinas tendrán una pequeña curvatura de radio "r" igual al que tendrán las aletas directrices como se ve en

la figura 40, que será la forma final de la 1ra. y 2da. esquinas.

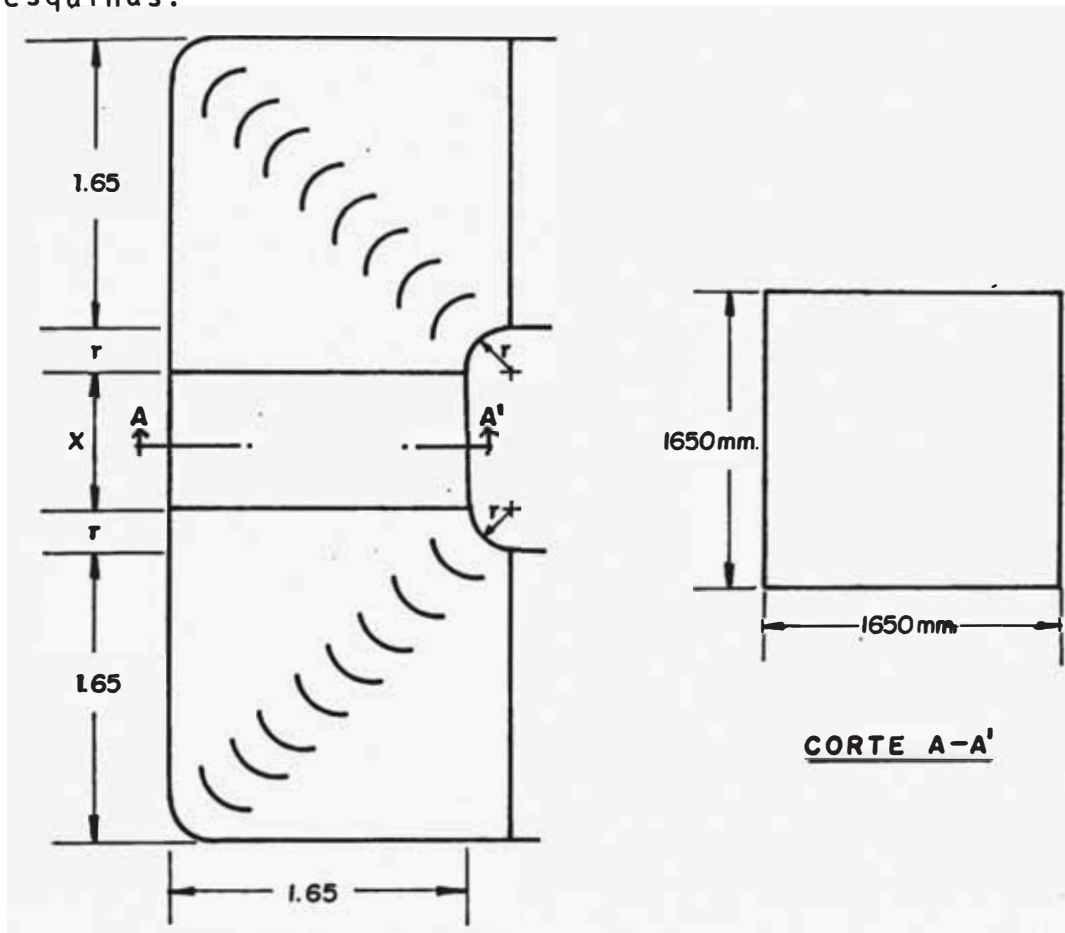


FIGURA 40.- Dimensiones de la 1ra. y 2da. Esquinas.

La longitud "x" será determinada posteriormente de acuerdo a las dimensiones de la 3ra. y 4ta. esquinas, así también "r" al determinar las dimensiones de las aletas.

#### 3.4.6.4. DIMENSIONAMIENTO Y NUMERO DE ALETAS DIRECTRICES DE LA 1ra. Y 2da. ESQUINAS

Las dimensiones de las aletas están determinadas por la cuerda y el radio de curvatura. Estas dimensiones serán iguales para la 1ra. y 2da. esquinas.

De los muchos tipos de perfiles que se muestran en las

figuras 36 y 39, basándonos en la facilidad de construcción de éstos, decidimos que estas tendrán un perfil de espesor uniforme.

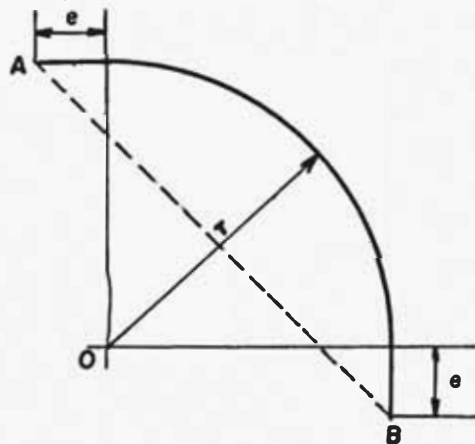
Si observamos la figura 37, notamos que los valores óptimos de la relación claro/cuerda, varían entre 0.3 a 0.62, donde el mínimo valor corresponde a aletas pequeñas por lo cual requieren muchas aletas, y el máximo valor a pocas pero de grandes dimensiones.

En nuestro caso, optamos por un valor intermedio para la relación claro/cuerda, que corresponde al perfil de tipo (d) y es aproximadamente 0.45. Por lo tanto, el perfil a diseñar tendrá pequeñas extensiones tangenciales

$$\frac{\text{claro}}{\text{cuerda}} = 0.45 \quad \dots (3.100)$$

Basándonos en la recomendación de Pope/1/, el perfil de tipo (b) de la figura 39 es el más utilizado en túneles aerodinámicos, y también posee extensiones tangenciales, que es el que nosotros adoptamos.

El perfil de aleta a diseñar será según la figura 41.



- $\overline{AB}$  = cuerda = c
- e = extensión tangencial
- r = radio de curvatura

FIGURA 41.- Forma de Aleta Directriz que tendrán las 4 Esquinas.



Donde:

$$e = (0.15 \text{ a } 0.2)r \quad \dots (3.100 \text{ A})$$

Tomamos  $e = 0.16 r$

El radio de curvatura en función de la cuerda, de la figura 41:

$$c^2 = (r + e)^2 + (r + e)^2 = 2(r + 0.16r)^2 = 2 \times 1.16^2 \cdot r^2$$

$$r = \frac{\text{cuerda}}{\sqrt{2(1.16)}} = 0.609 \times c \quad \dots (3.101)$$

Longitud de la curva:

$$L = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{4} + 2(0.16 r) = 1.8907 \times r \quad \dots (3.102)$$

$$\text{Claro} = \frac{b}{N_a + 1} \quad N_a = \frac{b}{\text{Claro}} - 1 \quad \dots (3.103)$$

relacionando con la ec. N° 3.68, tendremos:

$$N_a = 1.4 \frac{L_d}{c} = \frac{b}{\text{claro}} - 1$$

pero  $L_d = \sqrt{2} b$  y  $\frac{\text{claro}}{\text{cuerda}} = 0.45 \Rightarrow \text{claro} = 0.45 \times c$

$$= 1.4 \times \frac{\sqrt{2} b}{c} = \frac{b}{0.45 \times c} - 1$$

Para la 1ra. y 2da. esquinas con  $b = 164 \text{ cm}$  tenemos:

$$c = \left( \frac{b}{0.45} \right) - 1.4 \sqrt{2} b$$

$$c = 39.7410 \text{ cm}$$

luego:

$$N_a = 1.4 \times \frac{\sqrt{2} b}{39.7410} = 8.17$$

luego:

$$N_a = 8 \text{ aletas directrices}$$

Recalculando,  $c$ , con la ecuación N° 3.99.

$$c = \frac{1.4 \times L_d}{N_a} = \frac{1.4 \times \sqrt{2} b}{8} = 40.58 \text{ cm} \approx 405 \text{ mm}$$

luego:

$$r = 0.609 \times c = 24.74 \text{ cm} \approx 250 \text{ mm}$$

$$e = 0.16 r = 3.95 \approx 40 \text{ mm}$$

Finalmente, la aleta queda con las siguientes dimensiones, Figura 42.

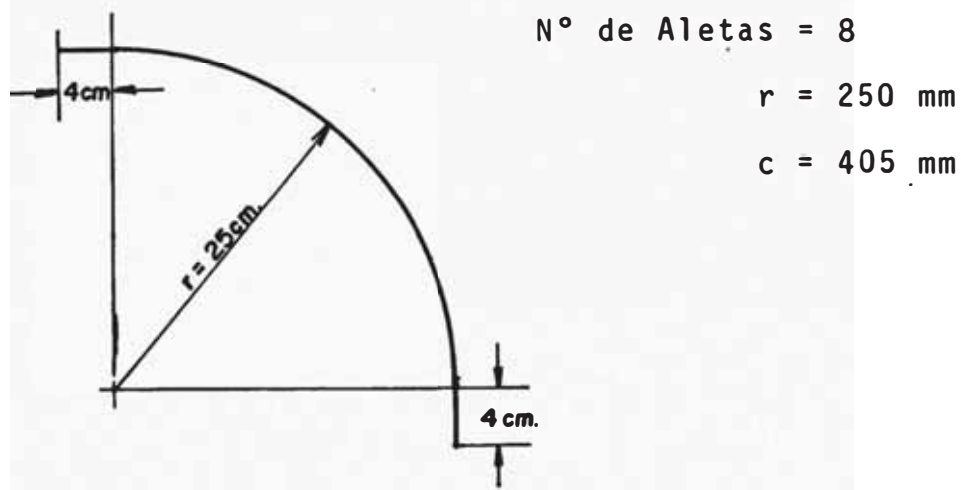


FIGURA 42.- Aleta Directriz de la 1ra. y 2da. Esquinas.

### 3.4.7. DISEÑO DE LA SEGUNDA TRANSICIÓN

Después de la segunda esquina es necesario instalar una transición que transforme el área cuadrada de la esquina en área circular, esto debido a que posteriormente está ubicado el ventilador, el cual requiere un ducto circular.

El área de entrada de la segunda transición es cuadrada y tendrá la misma dimensión del lado de la esquina.

Lado del cuadrado de entrada de la segunda transición = 1.65 m.

El diámetro de salida de la segunda transición será la misma que el diámetro del ducto del ventilador seleccionado, este diámetro siempre será igual o menor que el lado de la entrada de la transición, esto por los siguientes motivos:

- Un ventilador funciona a mejor eficiencia cuando el flujo de aire está a mayor velocidad.
- Un ventilador de diámetro mayor que la entrada de la transición ocasionaría un mayor costo.

Esta segunda transición a diferencia de la primera que era una expansión, representa una contracción, ya que el área de salida (circular) es menor que el área de entrada. Por lo tanto, las pérdidas ocurridas aquí son sólo debidas a la fricción y el cálculo del coeficiente "k" estará basada en la ecuación 3.48, válida para sistemas de contracción, y el ángulo equivalente calculada con la ecuación 3.27, y el coeficiente de fricción se calcula en la entrada de la transición.

La longitud de la segunda transición incide directamente en el largo del eje de transmisión de potencia del motor al ventilador, motivo por el cual el largo de esta transición debe ser lo más corto posible.

Derivando la ec. 3.48 con respecto a L e igualando a cero, no habrá una longitud óptima sino que a más longitud mayores pérdidas.

La longitud para la segunda transición será asumida, y

esta será

$L = 1.0 \text{ m.}$  (60% del lado de la entrada)

El diámetro de salida queda pendiente y será adoptado al seleccionar el ventilador.

### 3.4.8. UBICACION Y DISEÑO DE LA ZONA DEL VENTILADOR

La ubicación del ventilador en túneles aerodinámicos de circuito cerrado, varían de acuerdo a criterio de sus constructores, siendo las más usadas, la zona entre la 1ra. y 1da. esquinas y la zona aguas abajo de la 2da. esquina, pero actualmente existe casi un acuerdo general que el ventilador debería estar ubicado inmediatamente después de la 2da. esquina. Un argumento válido para esta ubicación es que el flujo de aire debe atravesar una sección de área constante por un tiempo considerable para llegar con relativa suavidad al lugar donde se ubica el ventilador y es esta zona precisamente donde se logra esta condición.

La zona de ubicación del ventilador debe ser de forma circular y de sección constante, y la longitud lo suficiente para albergar tanto el ventilador como el estator.

En nuestro caso el diámetro será igual o menor al lado del cuadrado de la segunda esquina, y dependiendo de los diámetros exteriores de los ventiladores estandar que existen en el mercado. Para nuestra selección nos guiaremos en los ventiladores fabricados por BUFFALO FORCE COMPANY, USA, que son electroventiladores axiales tipo "S" ADJUSTAY.

En el Apéndice N° 1, mostramos las dimensiones de los ventiladores tipo "S" de donde seleccionamos un ventilador que tenga la dimensión "C" menor o igual que 1650 mm.

Tamaño 60 D

Diámetro del casco  $C = 60.5" = 1.54 \text{ m}$ .

Longitud del casco  $A = 42" = 1.12 \text{ m}$ .

Esta selección solo tuvo en cuenta las dimensiones del casco del ventilador, los demás aspectos concernientes al funcionamiento serán analizados en el siguiente capítulo que corresponde precisamente a la selección del ventilador.

De acuerdo a esto las dimensiones de la segunda transición y la zona del ventilador serán:

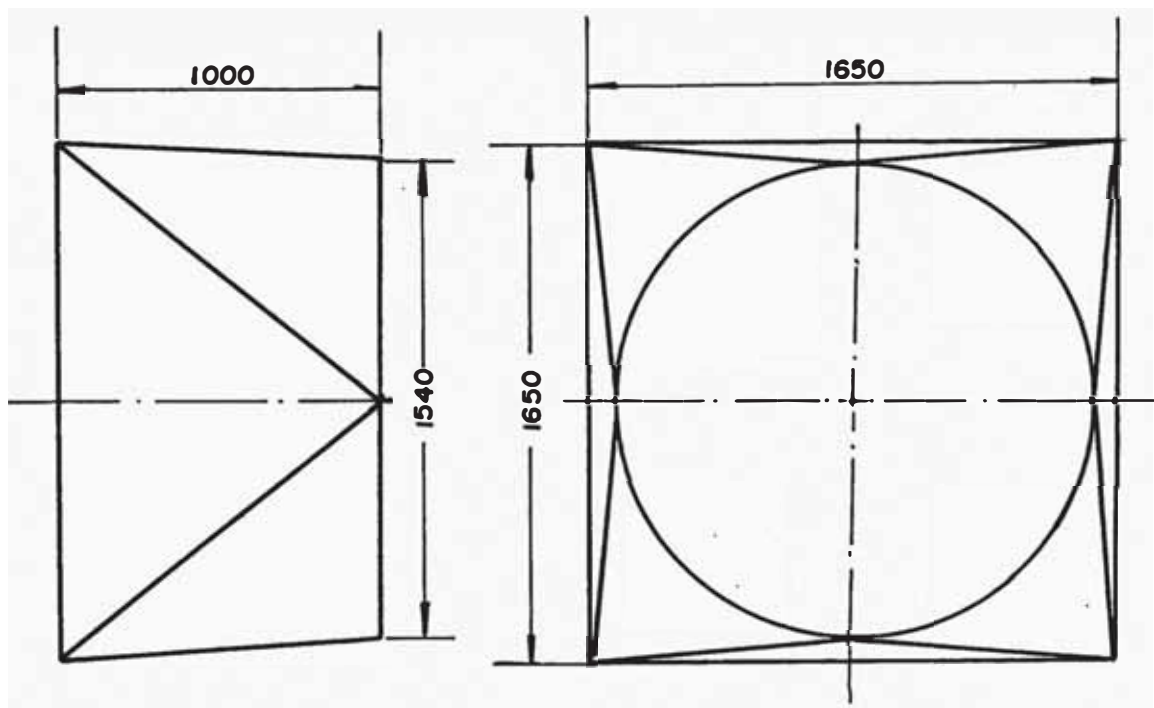


FIGURA 43.- Dimensiones de la Segunda Transición.

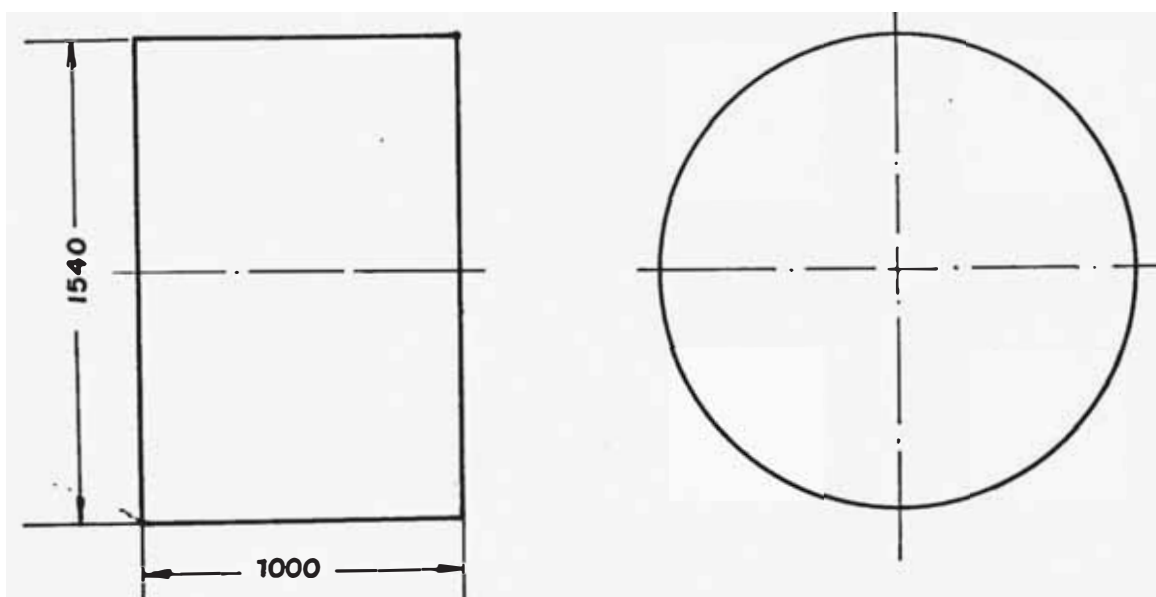


FIGURA 44.- Dimensiones de la Zona del Ventilador.

### 3.4.9. DISEÑO DEL SEGUNDO DIFUSOR

Existe un segundo difusor en el ducto de retorno, y su finalidad es la de convertir la energía cinética en energía de presión, al mismo tiempo disminuir la velocidad del flujo y reducir las pérdidas, también para tener una velocidad baja en la 3ra. y 4ta. esquinas, que son zonas de grandes pérdidas.

El método de diseño y su tratamiento es similar al 1er. difusor, sus diámetros extremos prácticamente ya están determinados, el diámetro menor es igual al diámetro del ducto del ventilador. El diámetro de salida será igual al lado del cuadrado de la entrada de la tercera y cuarta esquinas que son idénticas.

El lado de estas esquinas es igual al diámetro de entra

da del cono de entrada, por lo tanto tendremos para el difusor.

$$\text{Diámetro de entrada} = 1.54 \text{ m} = D_e$$

$$\text{Diámetro de salida} = 2.35 \text{ m} = D_s$$

$$r_a = \left(\frac{235}{154}\right)^2 = 2.32859 = \text{relación de áreas}$$

Cálculo de la longitud y el ángulo óptimos, los cuales se obtienen con las ecuaciones 3.89 y 3.90 respectivamente.

$$\tan \frac{\theta}{2} \sqrt{\frac{\lambda}{4.8}} \quad ; \quad L = \frac{D_e(\sqrt{r_a} - 1)}{2 \tan \frac{\theta}{2}}$$

Cálculo de  $\lambda$  :

Nº de Reynolds en la zona de entrada del difusor, con la ecuación 3.64

$$v_e = v_o \frac{A_o}{A_e} = 80 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \frac{\pi/4 \cdot 1^2}{\pi/4 \cdot 1.54^2} = 33.73250 \text{ m/s.}$$

$$Re = 66769.38 \times v_e \times D_e$$

$$Re = 3468539.2$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.01524 \text{ cm}}{154} = 9.8961038 \times 10^{-5}$$

Reemplazando en la ecuación 3.65, tenemos " $\lambda$ "

$$\lambda = 0.012704$$

$$\text{luego el ángulo óptimo será: } \tan \frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{0.0127047}{4.8}} = 0.051447$$

$$\frac{\theta}{2} = 2.94^\circ$$

La longitud óptima será:

$$L = \frac{1.54 (\sqrt{2.3285} - 1)}{2 \times 0.051447} = 7.87 \text{ m.}$$

Finalmente, el 2do. difusor queda con las siguientes dimensiones:

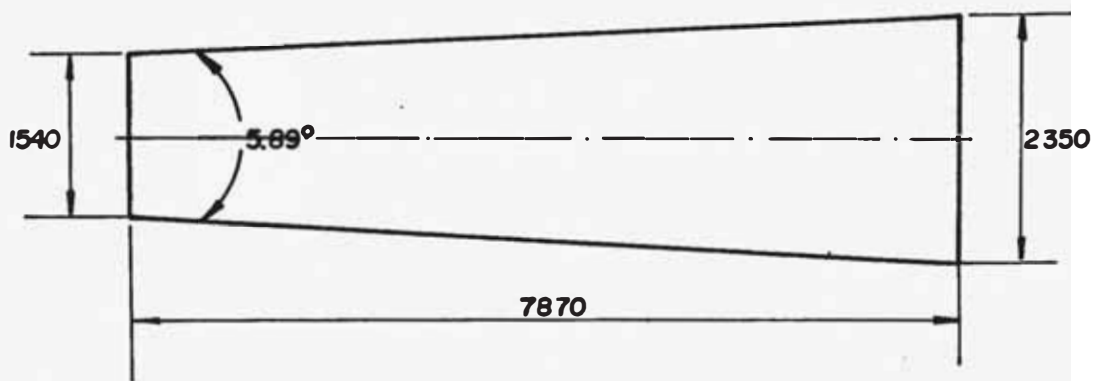


FIGURA 45.- Dimensiones del Segundo Difusor.

### 3.4.10. DISEÑO DE LA TERCERA TRANSICION

La finalidad de esta transición es la de transformar el área circular del segundo difusor a un área cuadrada que es la forma de la tercera y cuarta esquinas.

Las dimensiones de la transición como el diámetro de entrada y el lado del cuadrado de la salida serán iguales.

Diámetro de entrada =  $D_e = 2.35 \text{ m}$

Lado del cuadrado al final =  $l = 2.35 \text{ m}$

La longitud óptima será determinada con la ecuación

3.98

$$L = B \left[ \frac{10b (r_a - 1)^2}{(r_a^2 - 1)} \right]^{4/9}$$



Cálculo de B con la ec. 3.95,  $r_a$ ,  $\lambda$

$$B = \frac{2 \sqrt{\frac{2.35 \times 2.35}{\pi}} - 2.35}{2} = 0.15084$$

$$r_a = \frac{A_s}{A_e} = \frac{4}{\pi}$$

El número de Reynolds en la entrada con la ec. 3.64 y " $\lambda$ " con 3.65

$$v_e = 14.48619 \text{ m/s}$$

$$Re = 2273000.2$$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{1.524 \times 10^{-4}}{2.35} = 6.4851063 \times 10^{-5}$$

luego:

$$\lambda = 0.01225$$

reemplazando en la ecuación 3.98, tenemos la longitud óptima

$$L = 2.14 \text{ m} = 2140 \text{ mm.}$$

Al igual que la primera transición, la longitud de la tercera será también acortado con respecto a la longitud óptima. El porcentaje recortado será 20% de L, la longitud final será:

$$L = L \text{ óptima} \times 0.8 = 2.14 \times 0.8 = 1.71 \text{ m} = 1710 \text{ mm}$$

El aumento de pérdidas por este recorte será:

- Con L óptima = 2140 mm

$$\tan \frac{\quad}{2} = 0.07048$$

Cálculo de k en la ecuación 3.26

$$k = 0.015018$$

- Con  $L = 1710$  mm

$$\tan \frac{\theta}{2} = 0.08021$$

$$k = 0.01551$$

Vemos que representa un aumento de pérdidas de 3.2%, y con respecto a las pérdidas totales representa un aumento de 0.2% aproximadamente. Finalmente, las dimensiones de la tercera transición quedan como la figura 46:

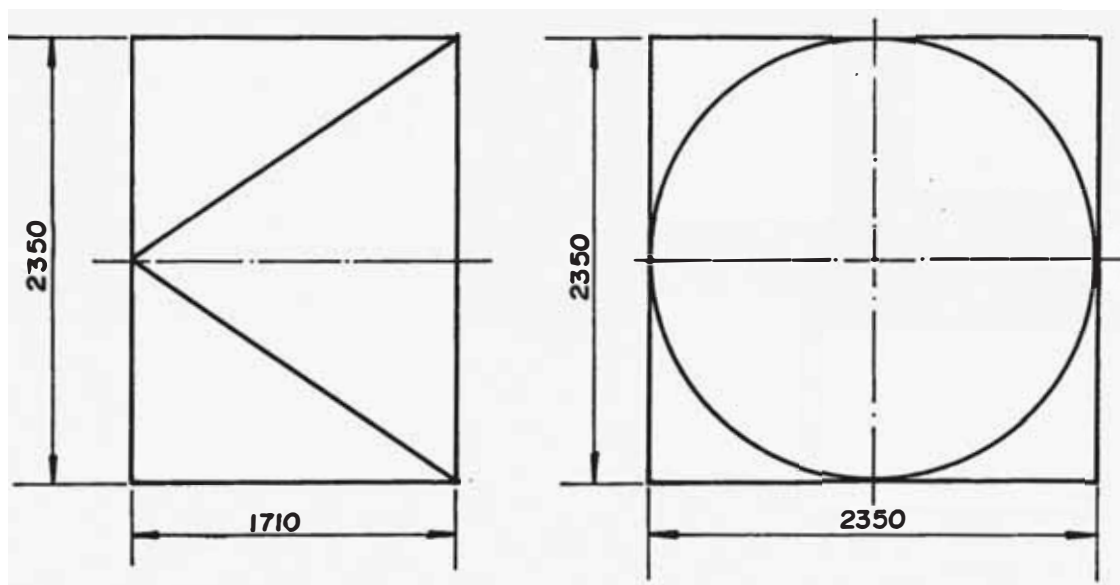


FIGURA 46.- Dimensiones de la Tercera Transición.

#### 3.4.11. DIMENSIONAMIENTO DE LA TERCERA Y CUARTA ESQUINAS

Al igual que las anteriores esquinas, estas tendrán también un giro brusco de  $90^\circ$  cada una y formando un ángulo de  $180^\circ$ , en ellas estarán instaladas aletas directrices, y serán de las mismas dimensiones ya que una sigue inmediatamente a la otra, pero son más grandes que la 1ra. y 2da. esquinas. La forma del área transversal será cuadra-

da y el lado de dicho cuadrado será la misma que el diámetro mayor del cono de entrada, por lo cual entre ellos es necesario instalar una transición para pasar de cuadrado a círculo.

En vista que inmediatamente después de la 3ra. esquina, viene la 4ta., la unión entre ellos por la parte interna será con una media luna, pero la parte externa será de formas planas con una curvatura entre ellas de un radio igual que el radio de la media luna para facilitar el giro del flujo. En este caso asumimos para  $r_i$  y  $r_e$  (Ver figura 47).

$r_i = 300$  mm (radio de curvatura de la parte interna)

$r_e = 300$  mm (radio de curvatura de la parte externa)

Ya que el diámetro mayor del cono de entrada es 235 cm, entonces el lado del cuadrado del área transversal de la esquina será 235 cm.

La forma de la esquina quedará como se muestra en la figura 47.

#### 3.4.11.1. DIMENSIONAMIENTO DE LAS ALETAS DIRECTRICES DE LA 3ra. Y 4ta. ESQUINAS

La forma de las aletas de estas esquinas, serán semejantes al de las primeras esquinas, y tendrán perfiles de espesor constante.

Como ya se mencionó anteriormente, los efectos de la estela de las aletas desaparecen rápidamente si las aletas son de cuerda corta, esto es mayor número de aletas, especialmente válido en la 4ta. esquina, zona bastante cerca-

na a la zona de pruebas. Por motivos prácticos, las aletas de la 3ra. y 4ta. esquinas serán iguales en número y dimensiones.

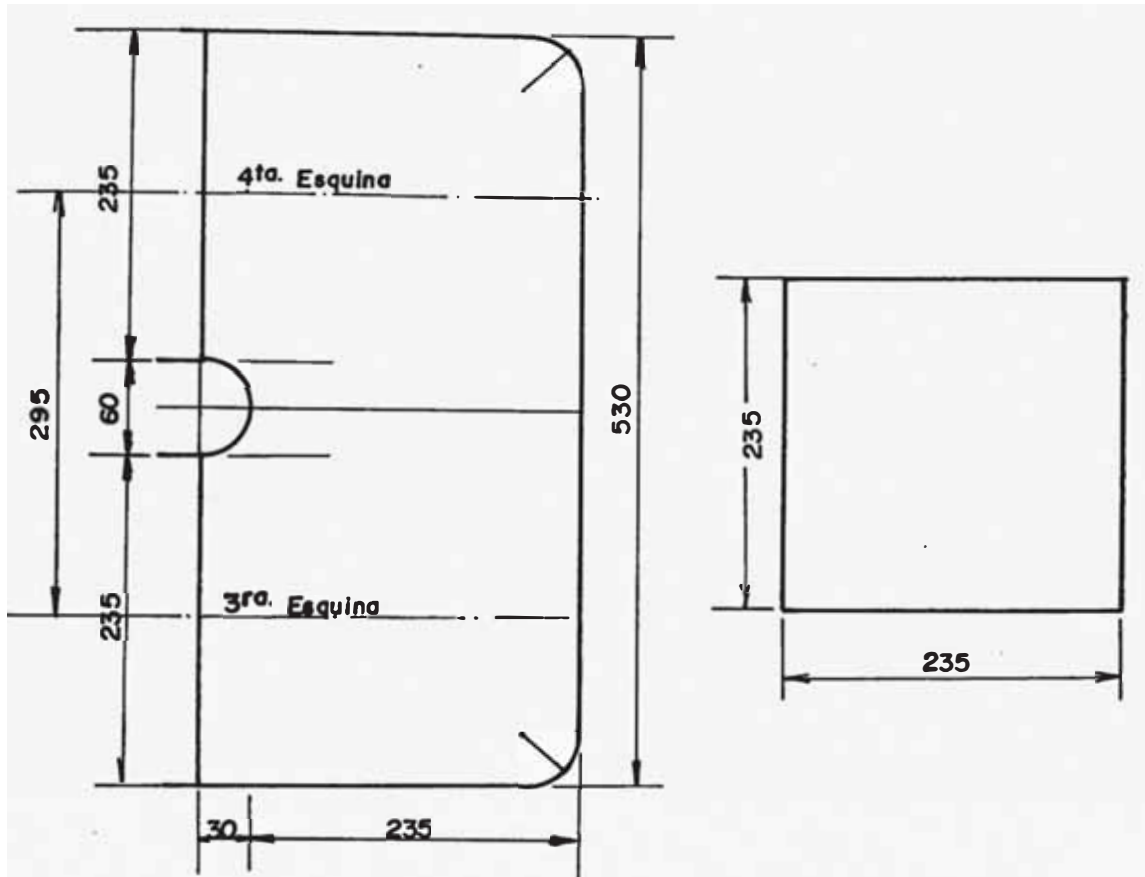


FIGURA 47.- Dimensiones de la Tercera y Cuarta Esquinas

Asumimos:

$$\frac{\text{Claro}}{\text{Cuerda}} = 0.465$$

Utilizando las mismas expresiones utilizadas en las primeras esquinas, tenemos

$$c = \left( \frac{b}{0.465} - 1.4 \sqrt{2} b \right) = \left( \frac{235}{0.465} - 1.4 \sqrt{2} \times 235 \right) =$$

$$= 40.1 \text{ cm} \cong 40 \text{ cm.}$$

$$N_a = 1.4 \frac{\sqrt{2} \cdot b}{c} = 11.6 \text{ aletas}$$

Tomamos  $N_a = 12$  aletas

$$\text{Claro} = \frac{b}{N_a + 1} = \frac{235}{13} = 18.07 \text{ cm} \cong 18 \text{ cm}$$

Finalmente: Recálculo de la relación claro/cuerda

$$\frac{\text{cuerda}}{\text{claro}} = \frac{18}{40} = 0.45$$

$$r = 0.609 \times c = 24.45 \text{ cm} \cong 24.5 \text{ cm.}$$

$$e = 0.16 r = 3.9 \text{ cm} \cong 4 \text{ cm.}$$

Las aletas tendrán la siguiente forma:

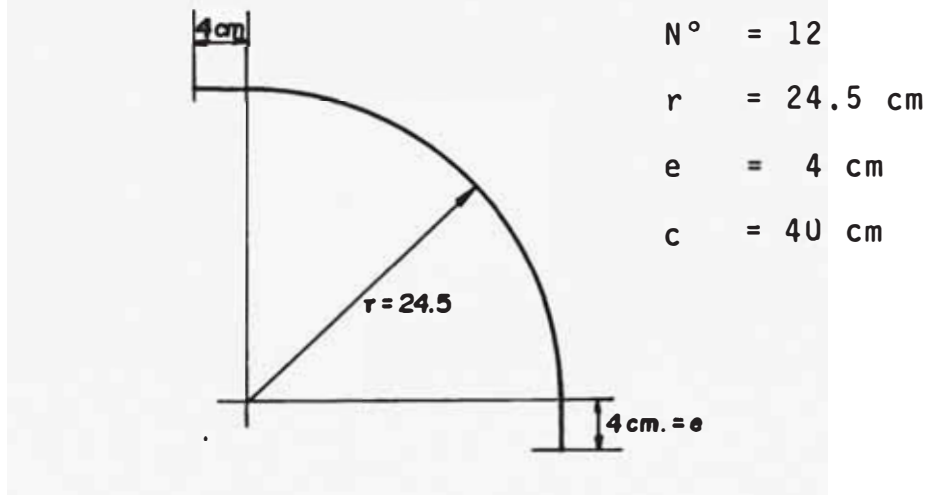


FIGURA 48.- Dimensiones de las Aletas Directrices de la Tercera y Cuarta Esquinas

### 3.4.12. DISEÑO DEL DUCTO ENTRE LA 1ra. Y 2da. ESQUINAS

En el diseño de la 1ra. y 2da. esquinas, quedó pendiente la determinación de la longitud del ducto entre dichas esquinas con una magnitud de "x" cm (ver figura N° 40

En la figura 47, podemos observar que la distancia entre los ejes centrales de la zona de prueba y el ducto de

retorno es de 2950 mm, además "r" es igual a 25 cm. luego en la figura 40 vemos que:

$$1650 + x + 24 = 2950 \quad x = 800 \text{ mm}$$

La forma de la sección transversal es un cuadrado de 1650 mm de lado como se ve en la siguiente figura 49.

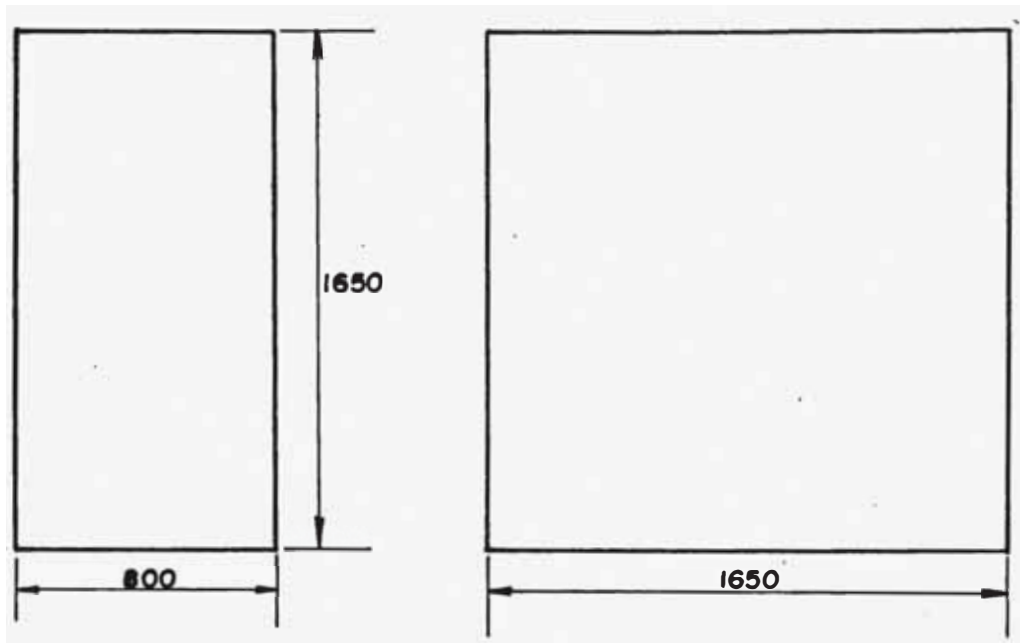


FIGURA 49.- Ducto entre Primera y Segunda Esquinas.

### 3.4.13. DISEÑO DE LA CUARTA TRANSICION Y LA ZONA DEL TRANQUILIZADOR

El final de la cuarta esquina tienen un área cuadrada y debe ser transformado a área circular con la cuarta transición, al final de éste debe estar colocado la zona del tranquilizador y las mallas que es un ducto circular y luego viene el cono de entrada hacia la zona de pruebas.

Dimensiones de la zona del tranquilizador

Diámetro = 2.35 m = 2350 mm

Longitud = 0.6 m = 600 mm

La longitud de la cuarta transición estará determinada por el espacio restante entre la primera y cuarta esquinas, y este último será igual a la distancia entre la segunda y tercera esquinas.

Observando la figura 51, determinamos las dimensiones de la cuarta transición:

Lado del cuadrado de entrada = 2350 mm

Diámetro de la salida = 2350 mm

Longitud = 1290 mm

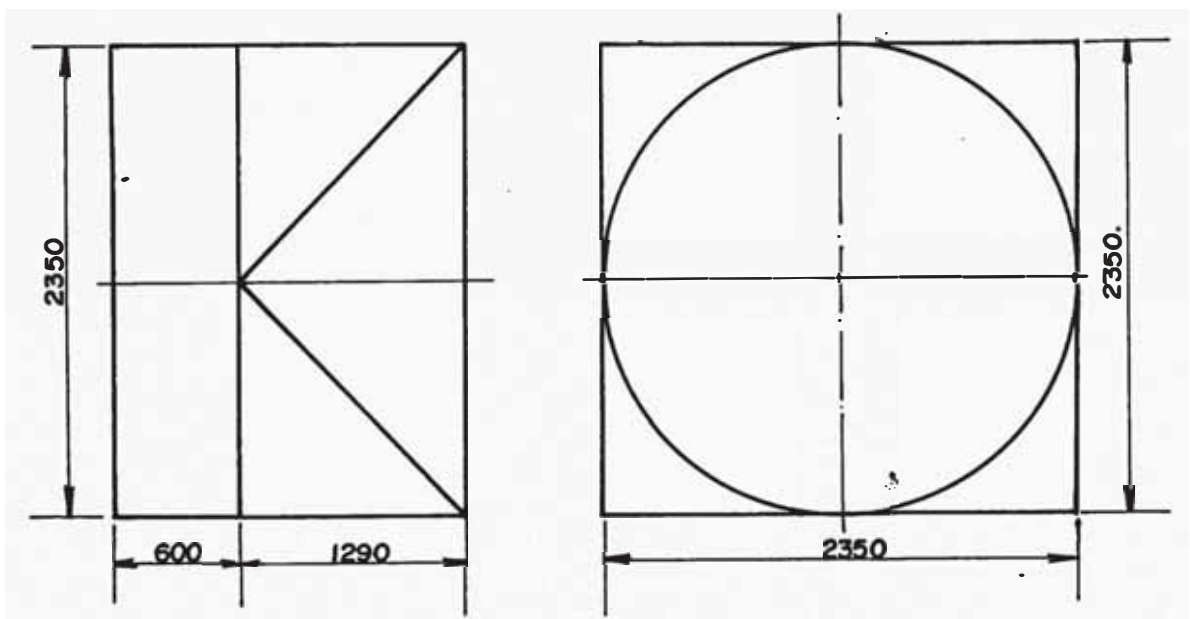


FIGURA 50.- Dimensiones de la Cuarta Transición y Zona del Tranquilizador.

Una vez finalizado el diseño de cada una de las partes del túnel, las dimensiones quedan según muestra la figura 51, con sus respectivas descripciones en la tabla N° 1:

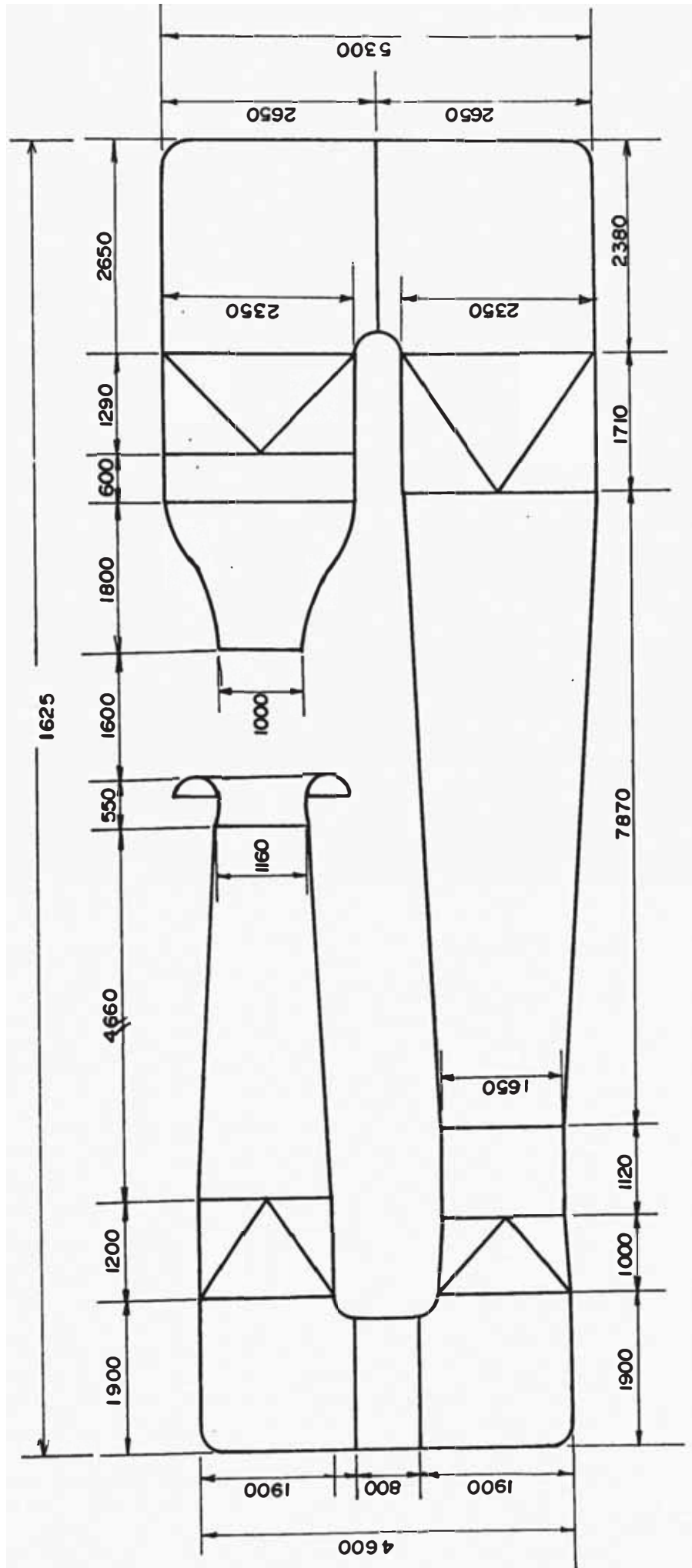


FIGURA No. 51 DIMENSIONES FINALES DEL TUNEL AERODINAMICO DISEÑADO



TABLA N° 1

	DESCRIPCION	FORMA DEL AREA TRANSVERSAL
A	Zona de Pruebas	Circular
B	Colector	Circular
C	Primer Difusor	Circular
D	Primera Transición	Circular a cuadrado
E	Primera Esquina	Cuadrado
F	Ducto de Unión entre Esquinas	Cuadrado
G	Segunda Esquina	Cuadrado
H	Segunda Transición	Cuadrado a Circular
I	Zona del Ventilador	Circular
J	Segundo Difusor	Circular
K	Tercera Transición	Circular a Cuadrado
L	Tercera Esquina	Cuadrado
M	Cuarta Esquina	Cuadrado
N	Cuarta Transición	Cuadrado a Circular
O	Zona del Panal	Circular
P	Cono de Entrada	Circular

### 3.5.0. DISEÑO AERODINAMICO

El avance logrado hasta el momento estuvo relacionado con los requerimientos de potencia, por lo que el diseño aerodinámico tiene que relacionar los factores que regulan la uniformidad y estabilidad del flujo en la zona de prueba, los cuales en un túnel de circuito cerrado son frecuentes por la separación del flujo. Aunque anteriormente ya se tocaron los aspectos que se relacionan con la mejora del flujo, y que forman parte del diseño aerodinámico de divergencia de los difusores, que tuvieron necesariamente que ver con el diseño de la forma del túnel, ahora, aparte de estas consideraciones, se tienen que usar algunos recursos para mejorar el flujo en túneles aerodinámicos.

Las irregularidades del flujo se pueden seleccionar como sigue:

- a) Distribución no uniforme de la velocidad.- donde la distribución de la velocidad varía sobre una misma sección transversal.
- b) Remolinos.- El flujo rota alrededor del eje paralelo a la dirección del movimiento, y usualmente localizado próximo a la línea central del túnel. Una solución son los difusores del ventilador que eliminan la rotación del torbellino de la hélice, otra solución es la instalación de tranquilizadores o correctores de flujo como los filtros celulares o paneles.

- c) Pulsaciones de baja frecuencia.- El flujo puede estar sujeto a pulsaciones de baja frecuencia de la velocidad media, pero no afectan apreciablemente el flujo, aunque son extremadamente inconveniente para mediciones con balanzas aerodinámicas, su origen es difícil de localizar, pero desaparecen automáticamente al corregir otras irregularidades.
- d) Turbulencia.- Es quizás la irregularidad más importante que debe considerarse en los túneles aerodinámicos.

### 3.5.1. METODOS PARA REDUCIR LA TURBULENCIA EN EL TUNEL

Los principales métodos que se usan para reducir la turbulencia, son la instalación de telas metálicas, tranquilizadores, y el cono de entrada (ya analizados anteriormente).

#### 3.5.1.1. EFECTO DE LA TELA METALICA O MALLA

Representa uno de los métodos más efectivos que se usan en la actualidad para reducir la turbulencia, la explicación física de la acción de las mallas es que los remolinos de gran escala son eliminados a expensas de la introducción de un número más grande de remolinos de mucha más pequeña escala, los cuales son los que dan inicio a la rápida desaparición, a una reducción, de este modo decrece la turbulencia a una distancia suficiente aguas abajo, aunque esto puede incrementar considerable-

mente la turbulencia a pequeñas distancias.

La magnitud de los remolinos generados por una malla, depende del número de Reynolds, basado sobre el diámetro de los alambres de los cuales está construido, por lo tanto, para asegurar un bajo número de Reynolds requerido, la malla debería estar localizada en una región de baja velocidad aguas arriba de la contracción, y debería consistir de alambres de pequeño diámetro, además al colocar en dicha zona, incrementa efectivamente la distancia entre la malla y la sección de pruebas, lo que permite a los remolinos más tiempo para que desaparezcan. Es importante que la malla sea uniforme sobre todo el área.

Los efectos aerodinámicos de una malla colocada a través de un flujo de aire depende primeramente del coeficiente de resistencia  $k$  y está definido por:

$$k = \frac{P_1 - P_2}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad \dots (3.104)$$

donde 1 y 2 son los sufijos de las condiciones antes y después de la malla respectivamente.

Existen teorías de los efectos de las mallas sobre la turbulencia, sugeridos por Prandtl, Batchelor, Dryden y Schubauer/2/, y teorías de los efectos sobre la distribución de velocidades, fueron propuestas por Collar y Batchelor/2/ pero ninguna de estas pueden ser consideradas como completamente satisfactorias, y el exacto mecanismo aún no son enteramente conocidos.

### A.- TEORIA PARA FLUJO NO UNIFORME

Desarrollados por Collar y Batchelor que consideran que:

Si  $(U + u_1)$  = Veloc. longitudinal aguas arriba de la malla

$(U + u_2)$  = Veloc. longitudinal aguas abajo de la malla.

Con la velocidad transversal igual a cero en ambos casos, se llega a:

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{2 - k}{2 + k} \quad \dots (3.105)$$

De donde observamos que la no uniformidad es eliminada por una malla, si el coeficiente  $k$  de la caída de presión es 2.0, y resulta de signo negativo si  $k > 2.0$ . Estas ecuaciones fueron confirmadas con experimentos por Collar y MacPhail.

### B.- TEORIA PARA CUANDO SE PRODUCEN FLUCTUACIONES DE TURBULENCIA

Según Batchelor/2/, para considerables fluctuaciones de turbulencia, las características de la malla requerida son menos precisas, y asevera que la relación de los componentes de la velocidad longitudinal de turbulencia de aguas arriba y aguas abajo de la malla están dados por:

$$\frac{\overline{u_2^2}}{\overline{u_1^2}} = \frac{(1 - \frac{2}{5}k)^2}{(1 + \frac{2}{5}k)^2} \quad \dots (3.106)$$

donde la barra indica valores medios, de donde  $\bar{u}_2$  es reducido a cero si  $k = 2.5$ , valor no muy alejado del requerido para flujo estable. Los componentes transversales son:

$$\frac{\bar{v}_2^2}{\bar{v}_1^2} = \left[ 1 - \frac{k}{10(1 + \frac{2}{5}k)} \right]^2 = \frac{\bar{w}_2^2}{\bar{w}_1^2} \dots (3.107)$$

Dryden y Schubaver/2/ encontraron que la intensidad de turbulencia media es reducida por la malla en la relación:

$$\frac{u_2'}{u_1'} = \frac{1}{\sqrt{1+k}} \dots (3.108)$$

lo que indica que el coeficiente de caída de presión debiera ser lo más grande posible, esta expresión está de acuerdo con los experimentos.

### C.- FORMA DE SELECCIONAR LA MALLA

La especificación de la malla usualmente se refiere al número de aberturas o espacios libres por pulgada lineal. Cada tipo de malla tiene un coeficiente de resistencia  $k$ .

Pankhurst/2/, asevera que el coeficiente  $k$  depende principalmente del coeficiente de bloqueo  $\beta$  y el cual se define de la siguiente manera: (Ver ec. 3.55).

$$\beta = \left( 1 - \frac{d}{l} \right)^2$$

donde:

$d$  = diámetro del alambre

$l$  = distancia entre alambres

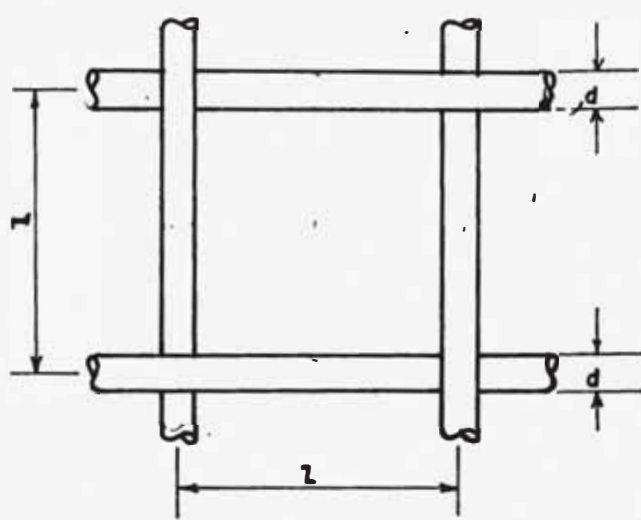


FIGURA 52.- Malla de alambre

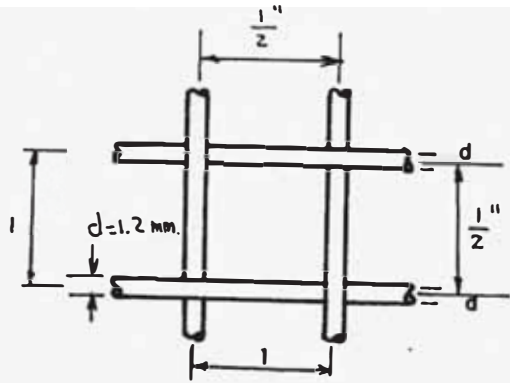
Pankhurst/2/ muestra la ecuación 3.54 que en forma muy aproximada obtiene el coeficiente  $k$  si la malla está perpendicular al flujo, y este está a una velocidad cercana a 30 pies/seg (9.1 m/s) y a la presión atmosférica, el coeficiente  $k$  se obtiene con la ecuación 3.54.

$$k = \frac{1 - \beta}{\beta^2}$$

En la figura 53 muestra resultados experimentales, para mallas y a distintas velocidades del flujo de aire.

#### D.- TIPO DE MALLA A USAR Y CÁLCULO DE LA PERDIDA DE CARGA

El tipo de malla a usar estará sujeto a la disponibilidad que exista en el mercado local. De acuerdo a esto y analizando los tipos que existen optamos por elegir una malla cuadriculada que tiene las siguientes medidas:



Malla de 1/2"

$d = 1.3 \text{ mm.}$

$1 = 1/2" = 12.7 \text{ mm.}$

Cálculo de K: siguiendo el método expuesto, tenemos:

El coeficiente de bloqueo:

$$= \left(1 - \frac{d}{1}\right)^2 = \left(1 - \frac{1.3}{12.7}\right)^2 = 0.80575$$

$$k = \frac{1 - 0.80575}{2} = \frac{0.19425}{2} = 0.097125$$

$$k_0 = k \frac{D_0^4}{D^4} = 0.097125$$

$$p = 37.86018416 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 3.86077$$

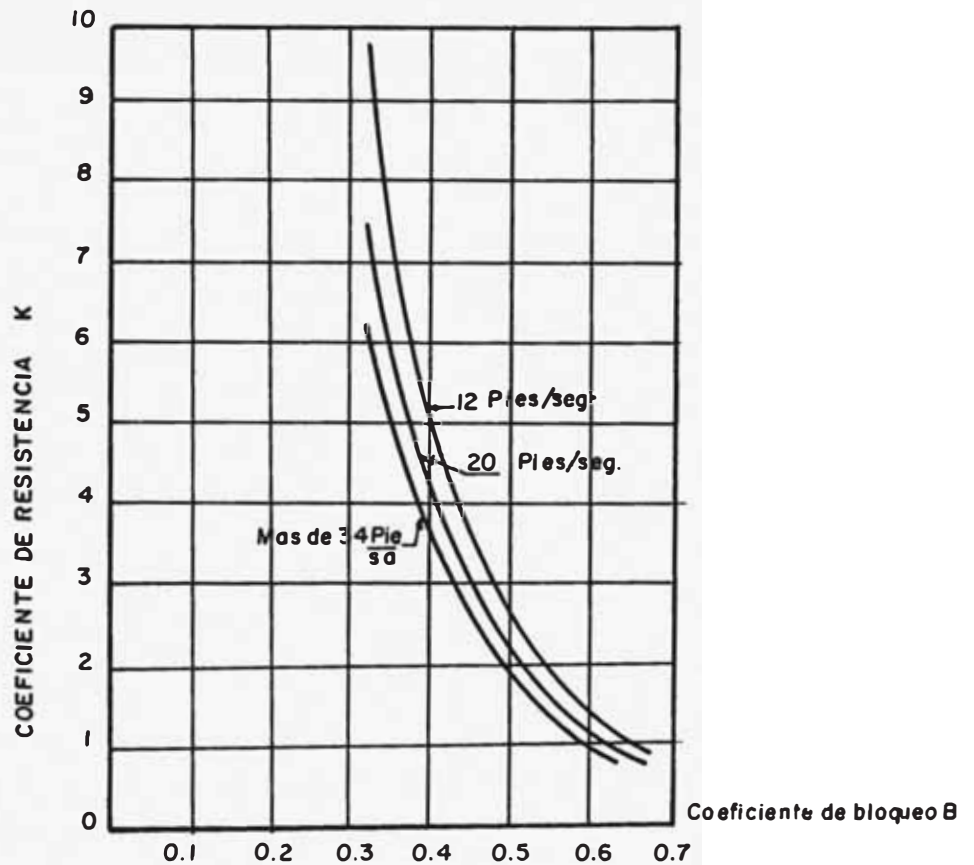


Figura 53.- Coeficiente de Resistencia vs. Coeficiente de Bloqueo



### E.- NUMERO DE MALLAS

Según recomendación de Pankhrust/2/ un número de mallas a usar de 1 o 2 trae buenos resultados, aunque sin embargo, pueden instalarse muchos más, esto si se desea tener un grado de turbulencia bastante bajo. Nosotros optamos por instalar 2 mallas.

$$N^{\circ} \text{ de mallas} = 2$$

luego:

$$K_T = 2 \times k = 0,598381$$

$$k_{OT} = 0.019620$$

$$\Delta P_T = 75,72036 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

### 3.5.1.2. EFFECTO DE LOS TRANQUILIZADORES O CORRECTOR Y SU DISEÑO

La instalación de panales en túneles aerodinámicos, tiene la finalidad de mejorar el flujo en la sección de prueba. Estos panales pueden ser de forma octogonal, cuadrada, circular, etc. Al igual que para las mallas también existen teorías para correctores o filtros celulares.

Taylor/2/ demostró que la intensidad de la turbulencia debido a un corrector de tamaño de celdillas M está dado por:

$$\frac{\sqrt{u^2}}{U} = \frac{1}{k + \frac{5x}{A^2M}} \quad \dots (3.109)$$

Donde:  $x$  es la distancia aguas abajo del panel a los cuales  $\sqrt{u^2}$  es medido y para valores de  $x/M$  hasta alrededor de 500;  $A$  puede ser asumido constante e igual aproximadamente a 2.1, por lo tanto:

$$\frac{\sqrt{u^2}}{U} = 0.9 \frac{M}{x} = n \left( \frac{\sqrt{u^2}}{U} \right) \quad \dots (3.110)$$

sección de prueba

La información experimental concerniente a la influencia de un corrector es sin embargo inconsistente, habiendo en algunos casos mejora del flujo y en otros un incremento de la turbulencia, y en otros habrá un efecto no perceptible.

En el pasado se tendía a usar correctores de gran tamaño de celdas (alrededor de 2") y de muy pequeña longitud en la dirección del flujo, pero actualmente se usan pequeñas celdas y de longitudes mayores. La relación longitud/ancho de celdillas usados actualmente varía de 5 a 10.

Un aumento de la longitud del panel en la dirección de la corriente producirá un incremento de los efectos de la dirección (la componente transversal de las fluctuaciones de velocidad son disminuidos en una extensión más grande) y el incremento de la resistencia friccional puede conducir a una mejora en la distribución de la velocidad longitudinal, las estelas de las celdas sin embargo introducen molestias y turbulencia hacia el flujo, por lo tanto, es necesario una longitud de tranquilización aguas abajo, además será requerida la instalación de una

mallas metálicas después del corrector para romper el grado de turbulencia dejada por el tranquilizador.

Cuando la relación de contracción es grande, no es practicable un incremento de la longitud del panel, y MacPhail/2/ hace hincapié que el uso de correctores finos está probablemente limitado a casos en los que la relación de contracción es bastante pequeño.

La longitud de los panales de uso corriente varían entre 100 y 300 mm. y en túneles grandes un incremento de la longitud de la celda es deseable.

#### A.- TIPOS DE CORRECTORES

A. Pope/1/, propone 3 tipos de correctores a ser instalados, dando sus valores de  $k$  adecuadas para correctores con una longitud/diámetro de 6.0 y tubos de áreas iguales. Aproximadamente las pérdidas en un panel es usualmente menos del 5% de las pérdidas totales del túnel.

La Figura 54, muestra estos tres tipos dados por Pope/1/.

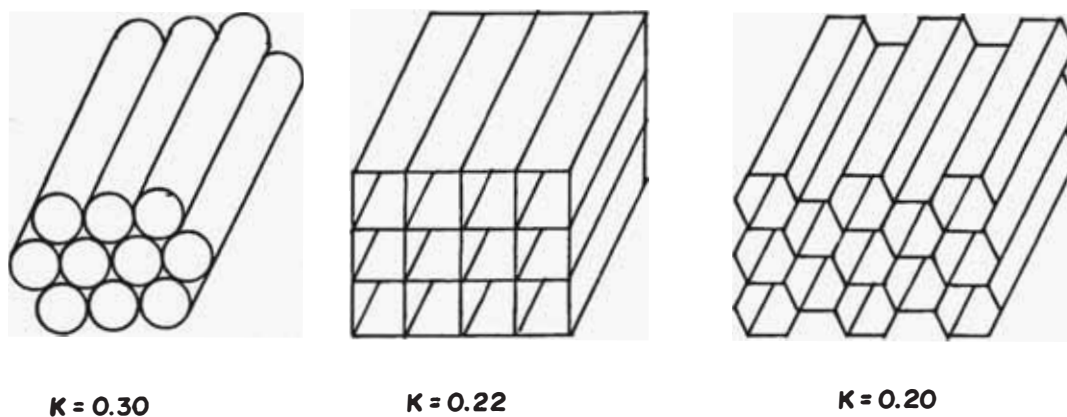


FIGURA 54.- Tipos de Correctores/1/

Pankhurst/2/, también muestra el método de construcción comúnmente empleado, el cual está ilustrado en la Figura 55. El coeficiente de resistencia para tales panales expresados como la relación de las pérdidas de presión total a la presión dinámica es del orden de 0.4 a 35 m/seg.

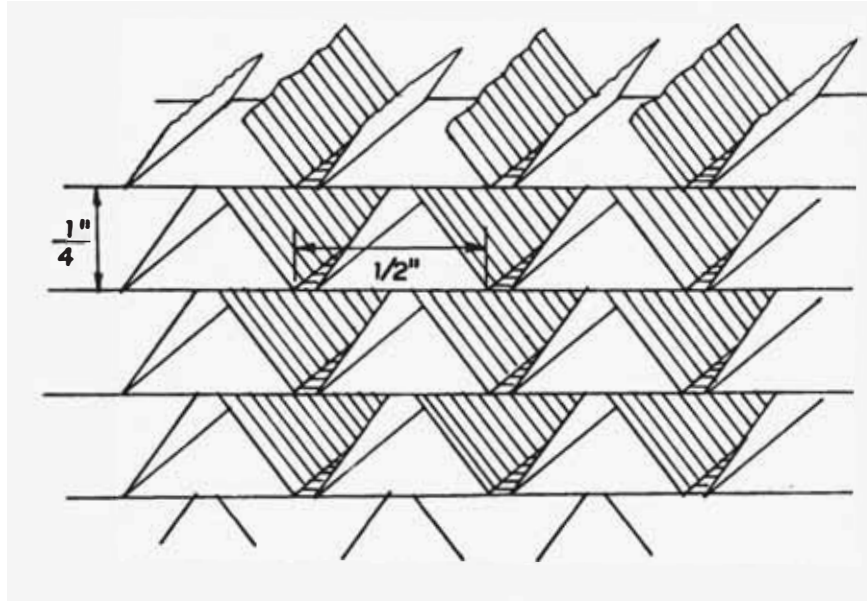


FIGURA 55.- Una forma de instalar correctores/2/

#### B.- SELECCION DEL TIPO DE TRANQUILIZADOR A USAR

El tipo de panal a usar tendrá que estar basado en la facilidad de construcción que esta puede tener, y de la magnitud del coeficiente  $k$ .

Observando las figuras 54 y 55, presentados por Pope y Pankhurst, optamos por seleccionar el tipo (b) de la figura 54, formada por cuadrados que tiene un  $k$  intermedio ( $k = 0.2$ ).

### C.- DIMENSIONES DEL TRANQUILIZADOR

Según recomendación de Pankhurst, usaremos celdas pequeñas y grandes longitudes para reducir convenientemente la turbulencia. Las relaciones recomendadas son:

$$\frac{L_p}{c} = (5 \text{ a } 10) \quad \text{usaremos} \quad \frac{L_p}{c} = 8.3$$

luego: adoptamos para:  $c = 3 \text{ cm}$        $L_p = 8 \times c = 25 \text{ cm}$ .

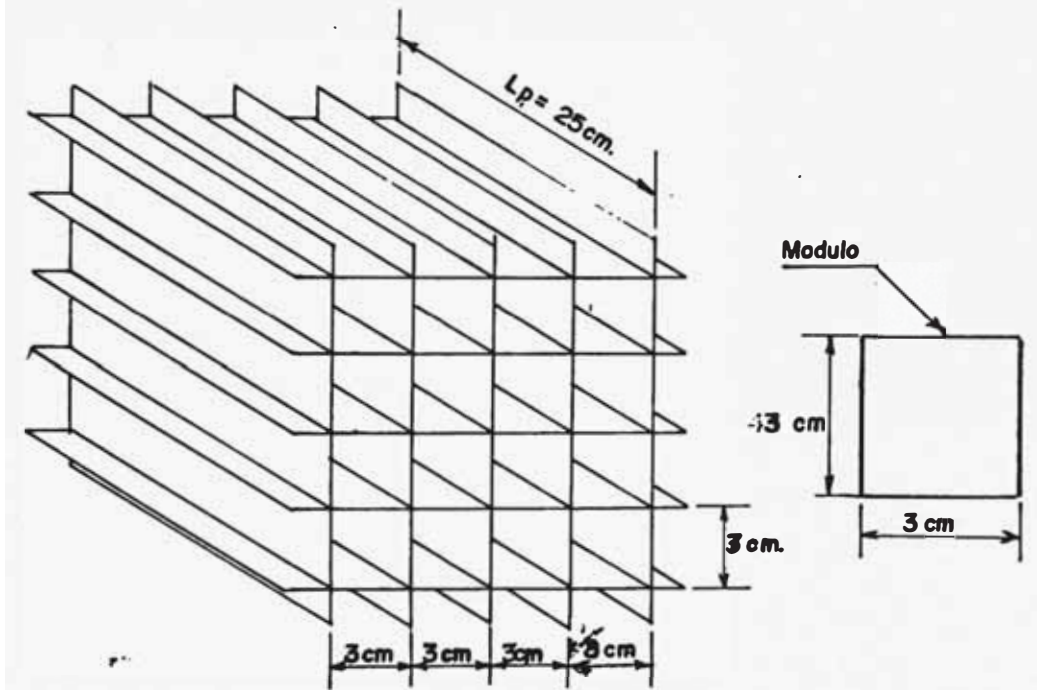


FIGURA 56.- Dimensiones de las Celdas del Corrector a usar.

### D.- FORMA DE CALCULO DEL COEFICIENTE K Y LA PERDIDA DE CARGA EN EL TRANQUILIZADOR

Este análisis lo realizaremos aplicando la teoría de capa límite para el caso de una placa plana delgada, luego tendremos sucesivamente:

- El arrastre se define de la siguiente manera:

$$F_a = \text{Arrastre} = C_x \frac{1}{2} \rho v^2 S$$

donde:

$C_x$  = coeficiente de arrastre

$S$  = superficie proyectada en la dirección del fluido de cada celda.

- N° de Reynolds  $Re$  para placas horizontales y verticales:

$$Re = \frac{v \times L_p}{\nu}$$

-  $C_x$  será:

$$C_x = \frac{0.074}{(Re)^{0.2}} \quad \text{para flujo turbulento (PRANDTL)} \\ \text{para } 10^5 < Re < 10^7$$

En nuestro caso, para una cara de un módulo tenemos:

$$V = 14.48619 \text{ m/s}$$

$$\nu = 1.49769 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$$

luego:

$$Re = \frac{14.486 \times 0.25}{1.49769 \times 10^{-5}} = 241808.5$$

$$C_x = \frac{0.074}{(241808.5)^{0.2}} = 0.00620$$

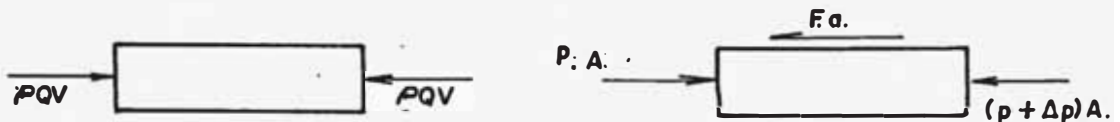
$$F_a = C_x \frac{1}{2} \rho v^2 S = 0.006202 \times \frac{1}{2} \times 1.2060 \times 14.486^2 \times 0.03^2$$

$$F_a = 0.00588 \text{ Newtons}$$

para las 4 caras del módulo, tenemos:

$$F = 4 \times F_a = 0.02354 \text{ Newtons}$$

Aplicando el teorema de la cantidad de movimiento, tenemos:



Superponiendo las 2 figuras anteriores, y viendo que no existe cambio en la cantidad de movimiento entre la entrada y salida del modelo, tendremos que la caída de presión entre ellos se debe al rozamiento del aire y las paredes del módulo, entonces tenemos:

$$F = \Delta p \times A \quad A = \text{Area transversal del módulo}$$

$$\Delta p = \frac{F}{A} = \frac{0.02354}{0.03 \times 0.03} = 26.16076 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Cálculo de k:

$$\text{s.q.} \quad k = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} = \frac{26.16076}{\frac{1}{2} \times 1.2060 \times 14.486^2}$$

$$k = 0.20673$$

$$k_0 = k \times \frac{D_0^4}{D^4} = 0.20673 \times \frac{1}{(2.35)^4} = 0.00677$$

también:

$$\Delta p = 26.16076 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 2.66765 \text{ Kg./m}^2.$$

### 3.6.0. CALCULO DE LA POTENCIA NECESARIA

Para calcular la potencia total consumida por el túnel aerodinámico, es necesario conocer las pérdidas que se producen a través de todo el túnel.

Previamente para facilidad de identificación numeraremos las zonas del túnel y también las áreas transversales y serán identificados con dichos números de acuerdo a la figura 57.

### 3.6.1. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA

Para conocer las pérdidas totales de energía en el túnel, habrá que calcular las pérdidas en cada una de las partes del túnel, estarán expresadas en términos de caída de presión  $\Delta p$ , y serán calculadas con la ecuación

3.1.

El coeficiente "k" será calculado para cada zona del túnel y luego referidas a la zona de pruebas "k<sub>0</sub>".

Previamente calcularemos para cada sección el área, velocidad del flujo, número de Reynolds, rugosidad relativa, coeficiente de rozamiento, los cuales están resumidos en la tabla N° 2 y serán calculados para las condiciones de diseño ya establecidos como  $T = 20^{\circ}\text{C}$  ,  $V_0 = 80 \text{ m/s}$ .

$$A_n = \frac{\pi D_n^2}{4} \qquad V_n = \frac{A_1 V_1}{A_n}$$

$$\text{Re} = 66769.38 \times V_n \times D_n$$



$$\frac{\varepsilon}{D_n} = \frac{1.524 \times 10^{-4}}{D_n}$$

$\lambda_n$  será calculado con la ecuación 3.65.

### 3.6.1.1. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN LA ZONA PRUEBAS - ZONA N° 1

Tenemos:

$$D_1 = 1000 \text{ mm}$$

$$L_1 = 1600 \text{ mm}$$

Cálculo de k con la ecuación 3.17

$$k = 0.0845 \left( \frac{1600}{1000} \right) - 0.0053 \left( \frac{1600}{1000} \right)^2$$

$$k = k_0 = 0.121632$$

$$\Delta p_1 = k \frac{1}{2} \rho v_1^2 = 0.121632 \times \frac{1}{2} \times 1.2060 \times 80^2$$

$$\Delta p_1 = 469.4113 \text{ N/m}^2$$

### 3.6.1.2. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN EL COLECTOR - ZONA N° 2

Tenemos:

$$L_2 = 0.55 \text{ m.}$$

$$D_2 = 1.05 \text{ m.}$$

$$k = 0.03 \text{ (ver figura)}$$

$$k_0 = k \frac{D_1^4}{D_2^4} = 0.03 \times \frac{1^4}{1.05^4} = 0.02468$$

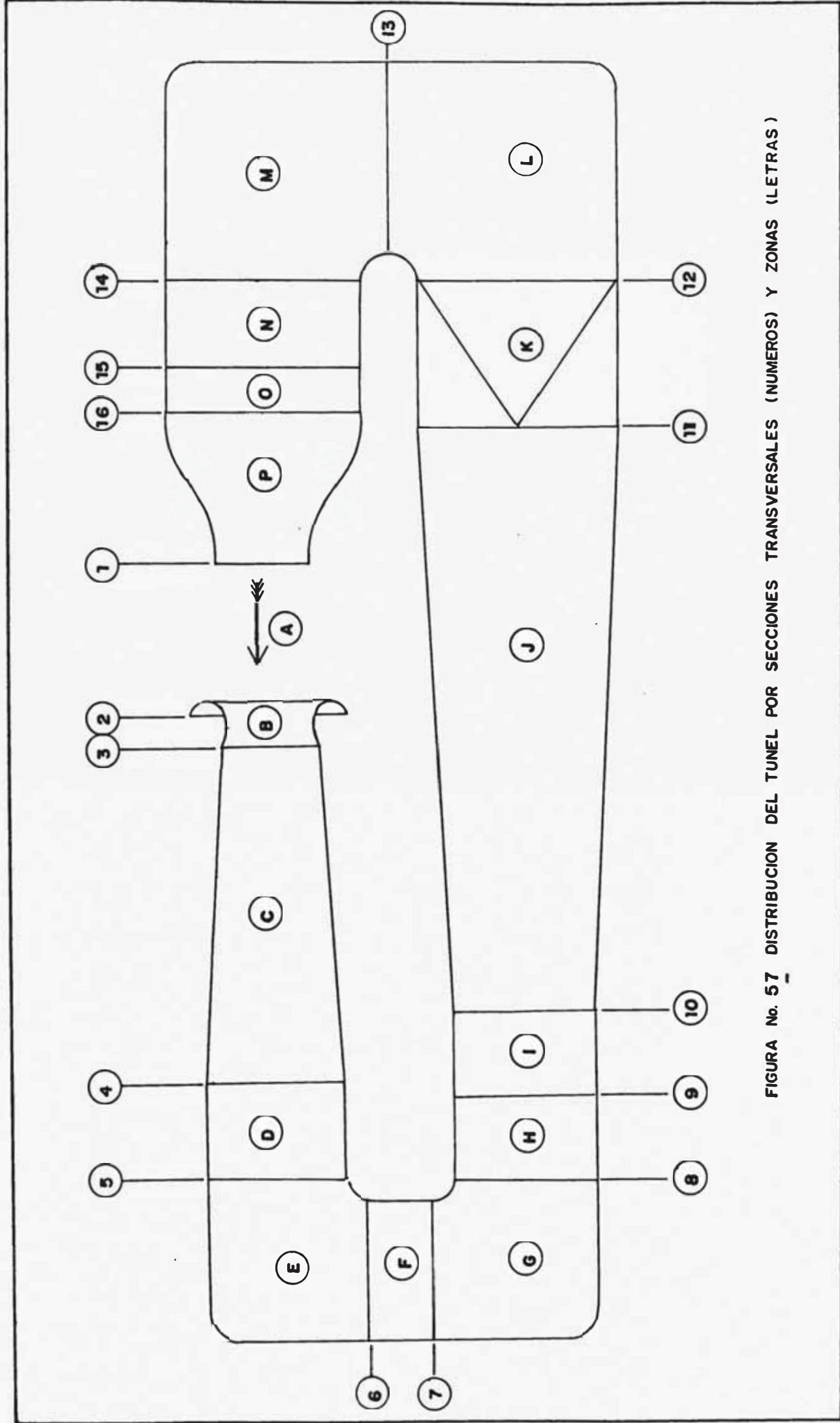


FIGURA No. 57 DISTRIBUCION DEL TUNEL POR SECCIONES TRANSVERSALES (NUMEROS) Y ZONAS (LETRAS)

T A B L A N° 2

	DIAMETRO O DIAMETRO HIDRAULICO	AREA $m^2$	VELOCIDAD $m - s^{-1}$	NUMERO DE REYNOLDS	RUGOSIDAD RELATIVA $\epsilon / D$	COEFICIENTE DE FRICCION ( $\lambda$ )
1	1000	0.7854	80.000	5341550.51	0.0001524	0.01349
2	1050	0.8569	72.562	5087190.961	0.0001451	0.01336
3	1160	1.0568	59.4531	4604784.922	0.0001313	0.01319
4	1650	2.1382	29.3848	3237303.339	0.0000923	0.01260
5	1650	2.7225	23.078	2542572.097	0.0000923	0.01274
6	1650	2.7225	23.078	2542577.097	0.0000923	0.01274
7	1650	2.7225	23.078	2542572.097	0.0000923	0.01274
8	1650	2.7225	23.078	2542572.097	0.0000923	0.01274
9	1540	1.8626	33.732	3468539.292	0.0000989	0.01270
10	1540	1.8626	33.732	3468539.292	0.0000989	0.01270
11	2350	4.3374	14.486	2273000.217	0.0000648	0.01225
12	2530	5.5225	11.377	1785210.195	0.0000648	0.01247
13	2530	5.5225	11.377	1785210.195	0.0000648	0.01247
14	2530	5.5225	11.377	1785210.195	0.0000648	0.01247
15	2530	4.3374	14.486	2273000.217	0.0000648	0.01225
16	2530	4.3374	14.486	2273000.217	0.0000648	0.01225

$$\Delta p_2 = 95.25105 \text{ N/m}^2$$

### 3.6.1.3. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN EL PRIMER DIFUSOR - ZONA 3

El  $Re$ ,  $\lambda$ ,  $v$  serán tomados en la sección 3

$$L = 4.66 \text{ m}$$

$$D_3 = 1.16 \text{ m}$$

$$D_4 = 1.65 \text{ m}$$

$$Re_3 = 66769.38 \times v_3 \times D_3 = 4604748.9$$

$$\begin{aligned} \lambda_3 &= 0.0131950 \\ \lambda_4 &= 0.0126071 \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \text{El más desfavorable es } \lambda_3$$

$$r_a = \frac{A_4}{A_3} = 2.023$$

$$\text{Tan} = \frac{\theta}{2} = \frac{D_4 - D_3}{2 \times L_3} = \frac{1.65 - 1.16}{2 \times 4.66} = 0.052575$$

Cálculo de "k" con la ecuación 3.23 y  $K_o$  con 3.24

$$k = \left( \frac{0.0131950}{8 \times 0.052575} + 0.6 \times 0.052575 \right) \left( 1 - \frac{1}{(2.02)^2} \right)$$

$$k = 0.047547$$

$$k_o = k \times \frac{D_1^4}{D_3^4} = 0.047547 \times \frac{1}{(1.16)^4} = 0.026259$$

$$\Delta p_2 = k \times \frac{1}{2} \rho v_3^2 = 101.34431 \text{ N/m}^2$$

3.6.1.4. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN LA PRIMERA TRANSICION - ZONA 4

$$D_4 = 1.64 \text{ m}$$

$$D_5 = 1.65 \text{ m}$$

$$L_4 = 1.20 \text{ m}$$

Re,  $\lambda$ , v serán tomados en la entrada o sección 4.

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{2 \times 1.65/\pi - 1.65}{2 \times 1.2} = 0.08826$$

$$\frac{\theta}{2} = 5.04^\circ \quad (\text{con ecuación 3.27})$$

$$Re_4 = 3237303.339$$

$$\lambda_4 = 0.012607188 \quad r_a = \frac{A_5}{A_4} = \frac{4}{\pi}$$

Cálculo de k con la ecuación 3.26

$$k = 4(0.08826)^{1.25} \left(1 - \frac{1}{\frac{4}{\pi}}\right)^2 + \frac{0.0126071}{8 \times 0.08826} \left(1 - \frac{1}{\left(\frac{4}{\pi}\right)^2}\right)$$

$$k = 0.0157032$$

$$k_o = k \times \frac{D_1^4}{D_4^4} = 0.0021186$$

$$\Delta P_4 = k \times \frac{1}{2} \rho v_4^2 = 8.1763 \quad \text{N/m}^2$$

3.6.1.5. CALCULO DE PERDIDAS DE ENERGIA EN LA PRIMERA Y SEGUNDA ESQUINAS - ZONA 5 Y ZONA 7

El número de Reynolds calculado en la sección 5:

$$Re_5 = 66769.38 \times v_5 \times D_5$$

$$D_5 = D_H = 1.65 \text{ m}$$

$$v_5 = 23.0787 \text{ m/s.}$$

$$Re = 2542572.097$$

Cálculo de k con la ecuación 3.32 y  $k_0$  con 3.33

$$k = 0.1 + \frac{4.55}{(\log 2542572.097)^{2.58}} = 0.13776$$

$$k_0 = k \times \left(\frac{A_1}{A_5}\right)^2 = 0.011465$$

$$\Delta P_5 = k \times \frac{1}{2} \times \rho \times v_5^2 = 44.24901 \text{ N/m}^2$$

### 3.6.1.6. CALCULO DE PERDIDAS DE ENERGIA EN EL DUCTO ENTRE PRIMERA Y SEGUNDA ESQUINAS - ZONA 6

Tenemos:

$$L_6 = 0.8 \text{ m}$$

$$D_6 = D_H = 1.65 \text{ m}$$

Cálculo de k con la ecuación 3.36 y  $k_0$  con 3.37

$$k = \lambda \times \frac{L}{D_6} = 0.0127451 \times \frac{0.8}{1.65} = 0.0061794$$

$$k_0 = k \left(\frac{A_1}{A_6}\right)^2 = 5.1427 \times 10^{-4}$$

$$\Delta P_6 = k \times \frac{1}{2} \times \rho \times v_6^2 = 1.98473$$

3.6.1.7. PERDIDAS DE ENERGIA EN LA SEGUNDA TRANSICION -  
ZONA 8

Tenemos:

$$D_8 = D_H = 1.65 \text{ m.}$$

$$D_9 = 1.54 \text{ m.}$$

$$L_8 = 1.0 \text{ m.}$$

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{2 \times 1.65 \sqrt{\pi} - 1.54}{2 \times 1.0} = 0.16091$$

$$r_a = \frac{(1.65)^2}{(1.54)^2 \pi / 4} = 1.46162$$

Cálculo de "k" con la ecuación 3.48, con " $\lambda$ " calculado en la sección 8

$$k = \frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \left(1 - \frac{1}{r_a^2}\right) = \frac{0.012754}{8 \times 0.1609} \left(1 - \frac{1}{(1.4609)^2}\right)$$

$$k = 0.05266$$

$$k_0 = k \left(\frac{A_1}{A_8}\right)^2 = 4.328 \times 10^{-4}$$

$$\Delta P_8 = k \times \frac{1}{2} \rho v_8^2 = 1.69143 \text{ N/m}^2$$

3.6.1.8. PERDIDAS DE ENERGIA EN EL DUCTO DEL VENTILADOR  
ZONA 9

Tenemos:

$$L_g = 1.12 \text{ m}$$

$$D_g = D_{10} = 1.54 \text{ m}$$

Cálculo de k con la ecuación 3.36 y  $k_0$  con 3.37

$$\lambda_g = 0.012704796 \quad v_g = 33.7325 \text{ m/s.}$$

$$k = \lambda_g \frac{L_g}{D_g} = 0.009239 \quad k_0 = k \left( \frac{A_1}{A_g} \right)^2 = 0.0016427$$

$$\Delta p_g = \frac{1}{2} k \rho v_g^2 = 6.33997 \text{ N/m}^2$$

### 3.6.1.9.. PERDIDAS DE ENERGIA EN EL SEGUNDO DIFUSOR - ZONA 10

Tenemos:

$$D_{10} = 1.54 \text{ m.}$$

$$D_{11} = 2.35 \text{ m.}$$

$$L_{10} = 7.87 \text{ m.}$$

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{D_{11} - D_{10}}{2 \times L_{10}} = 0.05144 \quad \frac{\theta}{2} = 2.94^\circ \Rightarrow \theta = 5.9^\circ$$

$$\lambda_{10} = 0.0127047 > \lambda_{11} = 0.0122568 \text{ el más desfavorable}$$

$$r_a = \left( \frac{2.35}{1.54} \right)^2 = 2.3285$$

Cálculo de "k" con la ecuación 3.23 y  $k_0$  con 3.24

$$k = \left( \frac{0.0127047}{8 \times 0.051447} + 0.6 \times 0.051447 \right) \left( 1 - \frac{1}{(2.3285)^2} \right)$$



$$k = 0.050351$$

$$k_o = k \left( \frac{A_1}{A_{10}} \right)^2 = 0.008952$$

$$\Delta P_{10} = k \frac{1}{2} \rho v_{10}^2 = 34.5488 \text{ N/m}^2$$

3.6.1.10. PERDIDAS DE ENERGIA EN LA TERCERA TRANSICION - ZONA 11

Tenemos:

$$D_{11} = 2.35 \text{ m.} \quad L_{11} = 1.71$$

$$D_{12} = D_H = 2.35 \text{ m. (cuadrado)}$$

$$V_{11} = 14.4861 \text{ m/s.}$$

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{2 \times 2.35 / \sqrt{\pi} - 2.35}{2 \times 1.71} = 0.088213 \quad (\text{ec. 3.27})$$

$\lambda$  se tomará en la sección de entrada o sección 11

El cálculo de k con la ecuación 3.26

$$k = b \left( \tan \frac{\theta}{2} \right)^{1.25} \left( 1 - \frac{1}{r_a} \right) + \frac{\lambda_{11}}{8 \times \tan \frac{\theta}{2}} \left( 1 - \frac{1}{r_a^2} \right)$$

$$r_a = \frac{A_{11}}{A_{10}} = \frac{4}{\pi} \quad \text{y} \quad \lambda_{11}$$

$$k = 0.0155107$$

$$k_o = k \left( \frac{A_1}{A_{11}} \right)^2 = 5.0858 \times 10^{-4}$$

$$\Delta P_{11} = \frac{1}{2} k \times \rho v_{11}^2 = 1.96276 \text{ N/m}^2$$

3.6.1.11. PERDIDAS DE ENERGIA EN LA TERCERA Y CUARTA ES -  
QUINAS, ZONAS 12 Y 13

El número de Reynolds calculado en la sección 12

$$Re_{12} = 1785210.195$$

$$V_{12} = 11.377 \text{ m/s}$$

$$D_{12} = D_H = 2.35 \text{ m (cuadrado)}$$

Cálculo de k con la ecuación 3.32 y  $k_0$  con la ecuación 3.33

$$k = 0.1 + \frac{4.55}{(\log Re)^{2.58}} = 0.14021$$

$$k_0 = k \left( \frac{A_1}{A_{12}} \right)^2 = 0.0028358$$

$$\Delta P_{12} = P_{13} = \frac{1}{2} \rho k v_{12}^2 = 10.9444 \text{ N/m}^2$$

3.6.1.12. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE ENERGIA EN LA CUARTA  
TRANSICION - ZONA 14

Tenemos  $l_{14} = D_{H14} = 2.35 \text{ m (cuadrado)}$

$$D_{15} = 2.35 \text{ m}$$

$$L_{14} = 1.29 \text{ m}$$

$$v_{14} = 11.377 \text{ m/s}$$

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{2 \times 2.35 \sqrt{\pi} - 2.35}{2 \times 1.29} = 0.11693; \frac{\theta}{2} = 6.6^\circ$$

$\lambda$  será calculado en la entrada, o sea sección 14

$$\lambda_{14} = 0.0124719$$

Cálculo de k con la ecuación 3.48

$$k = \frac{\lambda}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \left(1 - \frac{1}{r_a^2}\right) \quad \text{y} \quad r_a = \frac{4}{\pi}$$

$$k = 5.1082 \times 10^{-3}$$

$$k_0 = k \left(\frac{A_1}{A_0}\right)^2 = 1.03318 \times 10^{-4}$$

$$\Delta P_{14} = \frac{1}{2} k \rho v_{14}^2 = 0.39873 \text{ N/m}^2$$

### 3.6.1.13. PERDIDAS DE ENERGIA EN LA ZONA DEL TRANQUILIZADOR - ZONA 15

Tenemos:

$$L_{15} = 0.6 \text{ m}$$

$$D_{15} = 2.35 \text{ m}$$

$$v_{15} = 14.486 \text{ m/s}$$

$$Re_{15} = 2273000.217$$

$$\lambda_{15} = 0.0122568$$

Cálculo de k con la ecuación 3.36 y  $k_0$  con 3.37

$$k = \lambda \frac{L_{15}}{D_{15}} = 0.0031294$$

$$k_0 = k \left(\frac{A_1}{A_{15}}\right)^2 = 0.0001026$$

$$\Delta P_{15} = \frac{1}{2} k \rho v_{15}^2 = 0.396000 \text{ N-m}^{-2}$$

3.6.1.14. PERDIDAS DE ENERGIA EN EL CONO DE ENTRADA - ZO-  
NA 16

El cálculo de "k" se obtendrá con la ecuación 3.48

$$k = \frac{\bar{\lambda}}{8 \tan \frac{\theta}{2}} \left(1 - \frac{1}{ra^2}\right)$$

k = k<sub>0</sub>, debido a que el chorro descarga en la zona de pruebas.

La ecuación 3.48 es válida para contracciones de pendiente constante (línea punteada en la figura ), pero nosotros adoptamos para el cálculo de k del cono de entrada, dado que las pérdidas en esta zona representan menos del 2% de las pérdidas totales del túnel, motivo por el que cálculos de mayor precisión en este cálculo es de poca importancia.

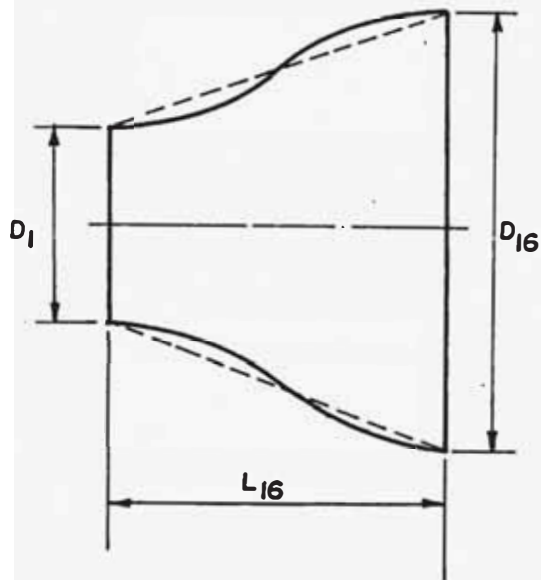
El coeficiente  $\bar{\lambda}$  será el promedio de  $\lambda_1$  y  $\lambda_{16}$ .

$$L_{16} = 1.8 \text{ m}$$

$$D_1 = 1.0 \text{ m}$$

$$D_{16} = 2.35 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= 0.0135042 \\ \lambda_{16} &= 0.0122568 \end{aligned} > \bar{\lambda} = \frac{\lambda_1 + \lambda_{16}}{2} = 0.0128805$$



$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{D_{16} - D_1}{2 \times L_k} = 0.375$$

$$r_a = \frac{A_{16}}{A_1} = 5.5225$$

$$k = \frac{\bar{\lambda}}{8 \times \tan \frac{\theta}{2}} \left(1 - \frac{1}{r_a^2}\right)$$

$$k = \frac{0.01288}{8 \times 0.375} \left(1 - \frac{1}{(5.5225)^2}\right)$$

$$k = 0.0041527$$

$$k_0 = k = 0.0041527$$

$$\Delta p = \frac{1}{2} k \rho v_1^2 = 16.02651 \text{ N-m}^{-2}$$

### 3.6.1.15. PERDIDA DE ENERGIA DEBIDO A LOS TRANQUILIZADO - RES

Tenemos:

$$L_p = 250 \text{ mm.}$$

$$c = 30 \text{ mm.}$$

Las pérdidas ya fueron calculadas en el acápite 3.5.1.2 con los siguientes resultados:

$$k = 0.2067$$

$$k_0 = 0.00677$$

$$\Delta p = 26.16076 \text{ N/m}^2$$

El valor  $k$  coincide con el valor recomendado por Pankhurst/2/. Ver figura. 54

3.6.1.16. PERDIDAS DE ENERGIA DEBIDO A LA PRESENCIA DE LAS MALLAS

$$N^{\circ} \text{ de mallas} = NMa = 2$$

$$\text{Diámetro del alambre} = DIA = 1.3 \text{ mm.}$$

$$\text{Longitud entre alambres} = LEA = 12.7 \text{ mm.}$$

$$\text{Malla a usar} = \text{malla de } 1/2''$$

Las pérdidas ya fueron calculadas en el acápite 3.5.1 con los siguientes resultados:

$$k = 0.59838$$

$$k_0 = 0.01962$$

$$\Delta p = 75.72036 \text{ N-m}^{-2}$$

3.6.1.17. PERDIDAS DE ENERGIA POR JUNTAS E IRREGULARIDADES DEL DUCTO

Estas pérdidas representan el 10% de las pérdidas aerodinámicas de todo el circuito del túnel. Calculamos  $k_0$  y  $\Delta p$  con las ecuaciones 3.56 y 3.57 respectivamente.

$$k_0 = \sum k_0 \times 0.1$$

$$\sum k_0 = 0.246108$$

luego

$$k_0 = 0.246108 \times 0.1 = 2.461 \times 10^{-2}$$

$$\text{y } \Delta p = \sum \Delta p \times 0.1$$

$$\Delta p = 949.80012 \times 0.1 = 94.98 \text{ N-m}^2$$

TABLA N° 3

N°	ZONA	COEFICIENTE DE PERDIDAS		PERDIDAS $\Delta p (N-m^{-2})$
		K	K <sub>o</sub>	
1	Z. de Pruebas	0.121632	0.12163	469.4113
2	Colector	0.030000	0.02468	95.2510
3	1er. Difusor	0.047547	0.02625	101.3443
4	1ra. Transición	0.015703	0.00211	8.1763
5	1ra. Esquina	0.137769	0.01146	44.2490
6	Ducto	0.006179	0.00051	1.9847
7	2da. Esquina	0.137769	0.01146	44.2490
8	2da. Transición	0.005266	0.00046	1.6914
9	Z. del Ventilador	0.009239	0.00164	6.3399
10	2do. Difusor	0.050351	0.00895	34.5488
11	3ra. Transición	0.015510	0.00050	1.9627
12	3ra. Esquina	0.140210	0.00283	10.9444
13	4ta. Esquina	0.140210	0.00283	10.9444
14	4ta. Transición	0.005108	0.00010	0.3987
15	Z. del Tranquilizador	0.05108	0.00010	0.3960
16	Cono de Entrada	0.003129	0.00415	16.0265
17	Tranquilizador	0.004152	0.00677	26.1607
18	Mallas	0.206736	0.01962	75.7203
19	Juntas	0.598381	0.02461	94.9800
SUMA TOTAL DE K <sub>o</sub> y $\Delta p$			0.270719265	1044.7801

Resumiendo, tenemos la tabla 3 con los coeficientes de pérdidas  $k$ ,  $k_0$  y la caída de presión  $\Delta p$  para cada zona del túnel aerodinámico.

### 3.6.2. CALCULO DEL FACTOR DE POTENCIA DEL TUNEL

El factor de potencia  $K_0$  es la suma de todos los coeficientes de pérdidas  $k_0$ , según la ecuación 3.10

$$\bar{K}_0 = \sum_{i=1}^{i=18} k_0$$

de la tabla, tenemos:

$$\bar{K}_0 = 0.270719$$

Este valor del factor de potencia está dentro del rango recomendado para túneles de circuito cerrado con cámara de prueba abierta.

### 3.6.3. CALCULO DE LA RELACION DE ENERGIA

De la ecuación 3.12, tenemos:

$$RE = \frac{1}{\text{Factor de potencia}} = \frac{1}{\bar{K}_0}$$

$$RE = \frac{1}{0.2707192} = 3.6938$$

$$RE = 3.6938$$

Este valor está dentro del rango para que un túnel de circuito cerrado con cámara abierta, tenga una eficiencia buena.



### 3.6.4. CALCULO DE LA POTENCIA AERODINAMICA

El cálculo de la potencia aerodinámica puede calcularse de dos formas, con la ecuación 3.13 y 3.15.

$$P_a = \overline{K}_0 \times \frac{1}{2} \rho A_0 v_0^3$$

$$A_0 = \frac{\pi}{4} (1)^2 = 0.78539$$

$$v_0 = 80 \text{ m/seg.}$$

$$\overline{K}_0 = 0.270719$$

$$P_a = 65645.4718 \quad w = 65.645 \text{ kw}$$

Con la ecuación 3.15

$$P_a = QHe$$

He en m. de aire

$$He = 1044.7801 \text{ N-m}^{-2} = \rho \times g \times h$$

$$He = 106.5379 \text{ mmH}_2\text{O}$$

$$He = 88.3381 \text{ m. de aire}$$

$$P_a = \rho \times g \times A_0 \times V_0 \times He =$$

$$= 1.2060 \times 9.806 \times \frac{\pi}{4} (1)^2 \times 88.3381 \times 80$$

$$P_a = 65645.4723 \quad w = 65.645 \text{ kw}$$

La potencia al eje del ventilador será determinada al seleccionar el ventilador y su eficiencia.

### 3.6.5. DISTRIBUCION DE LAS PERDIDAS DE PRESIONES TOTALES EN EL CIRCUITO

Las pérdidas por irregularidades y juntas que representan el 10% de las pérdidas totales del circuito, están repartidas en todas las partes, en forma proporcional a las que se producen en cada zona excepto en la sección de pruebas, debido a que ésta es de chorro libre. Los resultados de las pérdidas totales se muestran en la Tabla N° 4 con sus respectivos porcentajes.

TABLA N° 4

DISTRIBUCION DE LAS PERDIDAS POR ZONAS

ZONA		Pérdidas de Pre - sión tot. (N/m <sup>2</sup> )	Porcenta - je de PÉR - didas (%)	Pérdidas de Pre - sión tot. Kg/m <sup>2</sup> .
A	Zona de Pruebas	469.411	44.93	47.866
B	Colector	117.607	11.26	11.993
C	Primer Difusor	125.131	11.98	12.760
D	Primera Transición	10.095	0.96	1.029
E	Primera Esquina	54.635	5.23	5.571
F	Ducto	2.451	0.23	0.250
G	Segunda Esquina	54.635	5.23	5.571
H	Segunda Transición	2.088	0.20	0.213
I	Zona del Ventilador	7.828	0.75	0.798
j	Segundo Difusor	42.657	4.08	4.350
K	Tercera Transición	2.423	0.23	0.247
L	Tercera Esquina	13.513	1.29	1.378
M	Cuarta Esquina	13.513	1.29	1.378
N	Cuarta Transición	0.492	0.05	0.050
O	Zona del Tranquilizador	108.510	10.39	11.065
P	Cono de Entrada	19.788	1.89	2.018
PERDIDA TOTAL		1044.778	100.0	106.537

# CAPITULO 4

## SELECCION DEL VENTILADOR

### 4.0. SELECCION DEL VENTILADOR

#### 4.1.0. GENERALIDADES

Para el funcionamiento del túnel aerodinámico, es necesario mantener un flujo uniforme de aire a través del circuito, el cual será generado por un sistema Motor-ventilador.

Una de las principales características del túnel aerodinámico en proyecto, debe ser tal que pueda generar en la zona de pruebas distintas velocidades, dentro de un rango que permita hacer del túnel un instrumento bastante versátil, de tal modo que pueda realizarse un gran número de ensayos.

El sistema de generación de flujo de aire debe cumplir con dichos requisitos en forma eficiente, por lo que la selección adecuada de estos es de suma importancia.

#### 4.2.0. CARACTERISTICAS DEL VENTILADOR A SELECCIONAR

El ventilador a seleccionar debe tener características que permitan su adecuación al túnel aerodinámico, además de permitir un óptimo funcionamiento de éste, por lo que debe cumplir con los siguientes requisitos básicos:

- El Ventilador tiene que ser necesariamente de tipo axial y no del tipo centrífugo a pesar de ser estos más eficientes que los primeros.
- Poseer bastante flexibilidad en su funcionamiento, que permita generar en la zona de pruebas velocidades variables
- Poseer difusor de alabes y que su función principal sea la de enderezar el movimiento de vortice del aire producido por los alabes del rotor.

#### 4.3.0. ALTERNATIVAS DE SELECCION DEL SISTEMA DE GENERACION DE POTENCIA

El sistema de generación de potencia, está formado por el motor y el ventilador, y las alternativas de selección pueden ser de varios tipos, de tal manera que cumplan las condiciones de la zona de pruebas.

Estas alternativas pueden ser:

#### 4.3.1. ACCIONAMIENTO DEL MOTOR AL VENTILADOR POR UN JUEGO DE POLEAS MULTIPLES POR MEDIO DE CORREAS TRAPEZOIDALES

Este tipo de accionamiento, permite lograr en el ventilador, diferentes velocidades de rotación por poleas de distintos diámetros accionados por correas en "V", los que generan varias velocidades del flujo de aire. La desventaja principal de este tipo de accionamiento, aparte de la pérdida de potencia, son las bajas velocidades que podrían lograrse en el ventilador cuando tanto el giro del motor como las alabes del ventilador son fijas. Este tipo de accionamiento se muestra en la Figura 58.

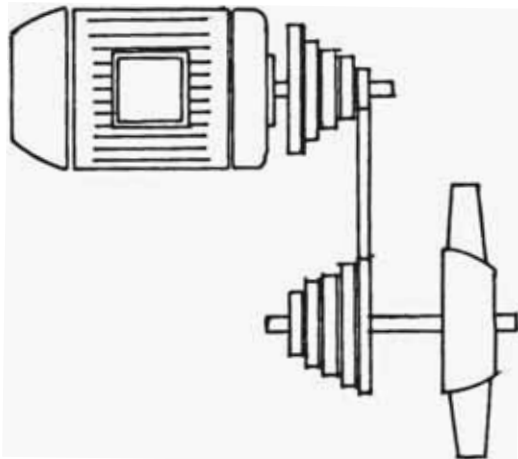


Figura 58.- Accionamiento por Poleas Múltiples

#### 4.3.2. ACCIONAMIENTO DIRECTO DEL MOTOR AL VENTILADOR

Este tipo de accionamiento es el que el motor es de giro constante, pero el ventilador debe tener las paletas móviles (Angulo de ataque variable), el cual será el que

genere las velocidades variables del aire. El número de velocidades que se puede lograr es igual al número de posiciones que tenga la paleta, los cuales no son generalmente muchos. En la Figura 59 mostramos este tipo de accionamiento.

#### 4.3.3. ACCIONAMIENTO DIRECTO DE MOTOR DE GIRO VARIABLE AL VENTILADOR

Este tipo de accionamiento es bastante bueno y eficiente. En este caso, el que varía son las rpm del motor, siendo el ventilador de alabes fijos, y el acoplamiento directo. La desventaja de este sistema es el tipo de motor, el cual resulta demasiado costoso (idéntico a la Figura 59).

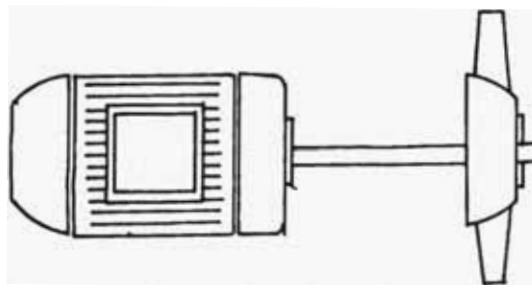


Figura 59.- Accionamiento Directo Motor-Ventilador

#### 4.3.4. ACCIONAMIENTO POR POLEAS A VENTILADOR DE PALETAS VARIABLES

Este tipo de accionamiento consiste en unir los ejes

del motor al ventilador por un juego de poleas de modo que permita dos velocidades distintas en el eje del ventilador.

El ventilador será de alabes variables que generará tantas velocidades como posiciones diferentes de las paletas por cada velocidad del eje.

Al considerar 2 velocidades en el eje del ventilador, duplicamos el número de velocidades del aire en la zona de pruebas (2 veces el número de posiciones de las paletas).

Nosotros adoptamos este sistema porque nos permite lograr más velocidades diferentes del aire, el cual es una condición importante en nuestro túnel aerodinámico.

Otro fundamento muy importante que está relacionado con el ruido y el consumo de energía, es que nos llevó a adoptar este sistema que se muestra en la Figura 60.

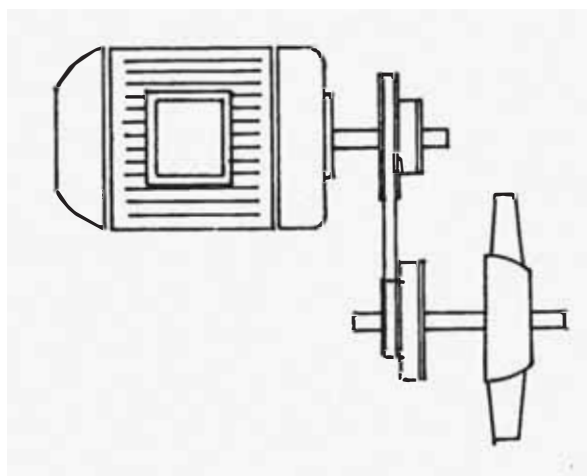


Figura 60.- Accionamiento de Poleas a Ventilador de Paletas Variables.



#### 4.4.0. DETERMINACION DE LA CURVA DEL SISTEMA

Antes de elegir el ventilador a usar en el túnel, es necesario determinar la curva del sistema, las cuales tienen que tener correspondencia con las curvas características del ventilador elegido.

La curva del sistema (Circuito Completo del Túnel), será obtenido calculando las pérdidas (en términos de presión total) a través del circuito para distintas velocidades del flujo de aire en la zona de ensayos.

El método de cálculo es similar al cálculo hecho en el Capítulo 3 de la caída de presión total para la máxima velocidad del aire en la zona de pruebas que es de 80 m/s.

Las velocidades para este cálculo serán:

$$V = 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 \text{ m/s.}$$

Para realizar todos estos cálculos, referentes a las pérdidas totales en todo el circuito del túnel, se elaboró un programa de computación en el Lenguaje FORTRAN, al que denominamos PROGRAMA TUNEL.

#### 4.4.1. SINTESIS DEL PROGRAMA TUNEL

Este "Programa Tunel" se preparó para realizar todos los cálculos que lleven a determinar las pérdidas producidas en todo el circuito de un túnel exactamente similar en forma al túnel ya diseñado.

Para que el programa resulte bastante versátil, se ha considerado en su diseño varios parámetros de tipo varia-

ble los cuales son:

- a) DIMENSIONES.- Las dimensiones del túnel son datos de entrada para el programa "TUNEL", de modo que pueden variarse de tal manera que pueda realizar todos los cálculos para otros túneles de la misma forma pero de distintas dimensiones.
- b) TEMPERATURA.- La temperatura puede variarse sin límite desde un valor inicial hasta una temperatura final con un rango de variación, los cuales se dan como datos de entrada al programa. En nuestro caso, determinamos las pérdidas en el túnel para la temperatura de diseño de 20°C.
- c) VELOCIDAD DEL AIRE EN LA ZONA DE PRUEBAS.- La velocidad es un parámetro variable, a los que se dá un valor inicial hasta un valor final con un rango de variación de uno a otro. En nuestro caso consideramos desde 10 m/s con variación de 10 m/s, hasta 80 m/s.

El orden de Trabajo del Programa TUNEL es como sigue:

- a) Dimensionamiento de todas las Variables Matrices
- b) Identificación de las Variables
- c) Lectura de los Datos de Entrada
  - Dimensiones
    - DIAM (N) = Diámetro de la sección transversal N
    - LONG (N) = Longitud de la zona N
    - RUAB = Rugosidad absoluta
  - Velocidades consideradas para la Zona de Pruebas
    - VELI = Velocidad inicial = 10 m/s;

VELF = Velocidad final = 80 m/s

RVEL = Rango de velocidad = 10 m/s

- Temperaturas consideradas para el aire

TEMI = Temperatura inicial = 14°C

TEMF = Temperatura final = 29°C

RTEM = Rango de temperatura = 3°C

Se consideran 6 temperaturas para el cálculo

- Dimensiones del Panal y Mallas

LOP = Longitud del panal

LMP = Longitud de módulo del panal

DIA = Diámetro del alambre

d) Cálculos que realiza el Programa

- Cálculo de las áreas transversales

ARE (N) = Area de la sección N, Areas cuadradas y  
circulares

RURE (N) = RUAB/DIAM (N) = Rugosidad relativa para  
la sección N

- Cálculo de las velocidades del aire en cada sección

VEL (N,J) = velocidad en la sección N si la veloci -  
dad en la zona de pruebas es J (J = 1 a 8)

Para cada J se calculan 16 velocidades (N = 16).

Escritura de los Cálculos preliminares

Copiado al papel de N: DIAM (N), ARE (N), (VEL (N,J),  
N = 1, 16, J = 1,8)

e) Cálculos considerando temperatura

Para la temperatura inicial TEMI = TEM (1) = TEM (K)

K = Contador de las temperaturas (K = 1 a 6)

DEN (K) = Densidad del aire para la temperatura K

VISD (K) = Viscosidad dinámica para TEM (K)

VISC (K) = Viscosidad cinemática para TEM (K)

NREY (N, J, K) = N° de Reynolds para la sección N, Velocidad J y temperatura K.

FFRI (N, J, K) = Factor de fricción para N, J y K.

f) Cálculo de los coeficientes de pérdidas K y Ko

Se calcula K y Ko para cada zona (zonas del 1 al 18)

CPK (N, J, K) = Coeficiente de pérdidas K de cada zona  
N

CPKO (N, J, K) = Coeficiente de pérdidas Ko referidas  
a la zona de pruebas

CPRE (N, J, K) = Caída de presión en la zona N (en N/  
m<sup>2</sup>)

Inicializando sumas de CPKO y CRRE,

SKO (N, J, K) = 0, Suma de los coeficientes Ko

SCP (N, J, K) = 0, Suma de las caídas de presión de todas las zonas

Suma de CPKO y CPRE

SKO (N, J, K) = SKO (N, J, K) + CPKO (N, J, K)

SCP (N, J, K) = SCP (N, J, K) + CPRE (N, J, K)

g) Cálculo de las Pérdidas Aerodinámicas

PAE ( J, K) = Potencia aerodinámica en W

REN (J, K) = 1/SKO (J, K) = Relación de energía

ALT (J, K) = Altura de pérdidas en mmH<sub>2</sub>O

h) Copiado de todos los resultados.

#### 4.4.2. DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA TUNEL

Seguidamente, en la Figura 61, se muestra el diagrama de flujo del Programa Túnel.

#### 4.4.3. RESULTADOS DEL PROGRAMA TUNEL

Resumiremos en la Tabla N° 5, los resultados obtenidos por el programa, para las dimensiones del túnel diseñado y a la temperatura de diseño  $T_d = 20^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.5. ELECCION DEL VENTILADOR

Para una adecuada elección del ventilador es necesario analizar las posibles combinaciones de requerimiento y a partir de allí poder seleccionar el ventilador adecuado a nuestro túnel.

Consideramos cinco posibles combinaciones de requerimiento para la selección del ventilador, que son:

A	- Capacidad ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) - Presión estática
B	- Capacidad ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) - Presión Total
C	- Capacidad - Presión estática - Tamaño del ventilador ó velocidad de salida

D	- Capacidad - Presión estática - Velocidad del ducto ó Tamaño del ducto ó Velocidad del cono
E	- Capacidad - Presión total - Tamaño del ventilador ó Velocidad del ducto ó Velocidad del cono

- A.- La combinación A, no nos asegura una adecuada selección del ventilador, ya que no son suficientes ambos datos.
- B.- La combinación B, nos permite una amplia libertad en la selección del ventilador, cuando no existe limitaciones de tamaño. En nuestro caso, tenemos limitación en este aspecto.
- C.- Esta combinación resulta útil para seleccionar ventiladores cuando hay limitaciones de espacio, En nuestro caso no resulta usual, ya que no tenemos la presión estática.
- D.- Cuando se indica sólo la capacidad y la presión estática se deben solicitar datos de esta combinación para una adecuada selección se puede recurrir también a la combinación C.
- E.- Se usa también cuando hay limitación de espacio, como

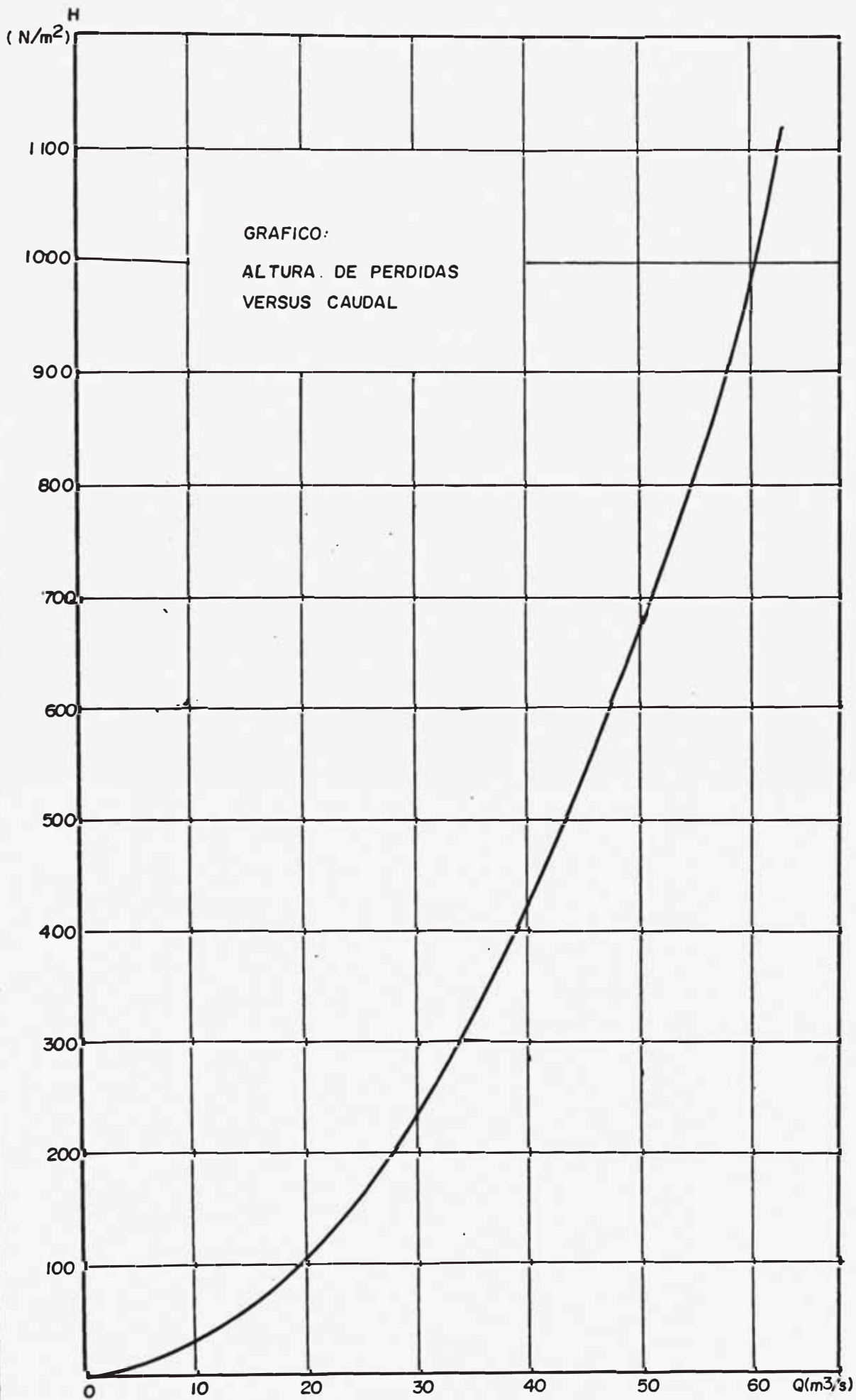


FIGURA No 62 GRAFICO DE ALTURA DE PERDIDAS VERSUS CAUDAL

es nuestro caso la desventaja de esta combinación son que puede resultar en una no óptima selección del ventilador desde un punto de vista de eficiencia o ruido.

Nosotros adoptamos la combinación E, ya que contamos con los datos:

- Tamaño del ventilador definido
- Capacidad
- Presión total

#### 4.5.1. TIPO DE VENTILADOR A SELECCIONAR

En el mercado nacional, existen ventiladores que se adecuan a nuestros requerimientos y son los Electroventiladores Axiales tipo "S" ADJUSTAX Marca BUFFALO fabricados por DELCROSA (Ver Apéndice 1).

Nosotros elegimos este tipo de ventilador por:

- El tipo "S" Adjustax es un ventilador axial
- Se caracteriza por tener las aletas variables con 6 posiciones diferentes.

#### 4.5.2. SELECCION DETALLADA DEL VENTILADOR

Ya se hizo una primera selección del ventilador (Ver acápite 3.4.8.), que tomó en cuenta solo su tamaño:

Ventilador Seleccionado      Tamaño: 60D9

Diámetro de la carcaza = 60 1/2" =  
= 1536 mm

Longitud de la carcaza = 40" =  
= 1117 mm



Para aprobar la selección anterior, es necesario verificar la capacidad del ventilador elegido, para lo cual comparamos las curvas características con la curva del sistema.

En las Figuras 63 y 64 se muestran las curvas características del ventilador 60D9 y a la curva del sistema sobrepuestos para 1170 y 870 rpm respectivamente.

#### 4.5.3. ANALISIS DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS

Observando las Figuras 63 y 64 que representan las curvas características para 6 posiciones de las paletas para 1170 y 870 rpm, respectivamente, concluimos lo siguiente:

Las capacidades que generará este ventilador instalado en nuestro túnel, son los puntos de corte con la curva del sistema, de modo que para cada rpm obtendremos 6 capacidades diferentes, y un resumen de los valores máximos y mínimos de las capacidades y sus velocidades en la zona de pruebas están en la Tabla N° 6.

TABLA N° 6

CAPACIDADES MAXIMAS Y MINIMAS QUE PROPORCIONA EL VENTILA-

	RPM = 1170	Posición Pateta	RPM = 870	Posición Pateta
Capacidad máxima	134000 pies <sup>3</sup> /min 63.24 m <sup>3</sup> /seg.	60	101000 pies <sup>3</sup> /min 47.66 m <sup>3</sup> /s	60
Capacidad mínima	62000 pies <sup>3</sup> /min 29.26 m <sup>3</sup> /seg	10	46000 pies <sup>3</sup> /min 21.7 m <sup>3</sup> /s	10
Velocidad máxima	80.5 m/s	60	60.69	60
Velocidad mínima	37.5 m/s	10	27.64	10



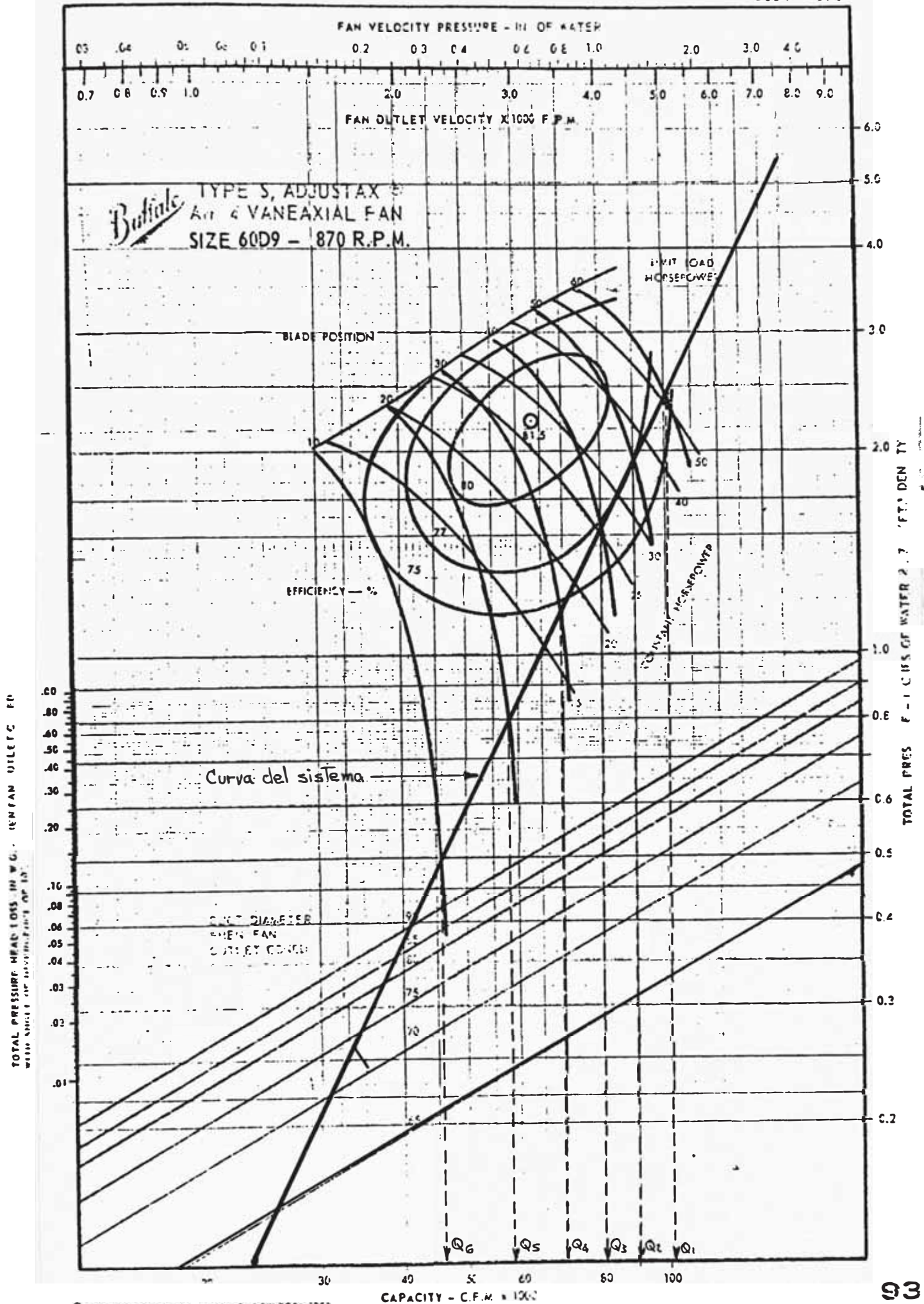


FIG 64

Del cuadro anterior, vemos que cuando el ventilador gira a 1170 rpm se logra una velocidad máxima en la zona de pruebas de 80.5 m/s.

Para un giro de 870 rpm se logra una velocidad mínima de 27.64 m/s.

De donde:

$$27.64 \leq V \leq 80.5 \text{ m/s.}$$

Este ventilador satisface nuestros requerimientos de funcionamiento del túnel aerodinámico.

Ventilador seleccionado:

Tipo "S" ADJUSTAX 60D9 MARCA BUFFALO

#### 4.5.4. CARACTERISTICAS DEL VENTILADOR SELECCIONADO

- Las envolturas del ventilador son de plancha de acero soldado de grueso calibre con bridas.
- Los difusores estacionarios están soldados íntegramente en la cubierta.
- Las paletas son de corte aerodinámico de aluminio fundido de alta resistencia.
- Las dimensiones principales del ventilador seleccionado son:

Diámetro de la cubierta	= 60 1/2" = 1540 mm
Largo de la cubierta	= 44" = 1120 mm
Paso y diámetro de agujeros en la brida	= 24 - 9/16
Distancia entre agujeros de la base soporte	= 7 1/2"

N° de agujeros en la base soporte = 4

N° de paletas del ventilador = 7

#### 4.6. CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL TUNEL AERODINAMICO

El accionamiento del motor al eje del ventilador generará 2 velocidades distintas de 1170 y 870 rpm. Además, el ventilador tiene 6 posiciones distintas de las paletas, lo que en conjunto se tendrá 12 velocidades distintas del flujo de aire en la zona de pruebas. Estas velocidades para cada posición de los álabes, así como la eficiencia y la presión total se muestra en la Tabla N° 7, obtenidas de las figuras 63 y 64.

##### 4.6.1. RELACION RPM VS. EFICIENCIA

Graficando Eficiencia y Presión Total Vs. Capacidad en la figura 65, tenemos:

Las 2 curvas de eficiencias para 1170 y 870 rpm, se cortan en un punto A, la que representa una capacidad de  $46.75 \text{ m}^3/\text{s}$ , por lo que concluimos lo siguiente:

- Para  $Q = 46.75 \text{ m}^3/\text{s}$  usar 1170 rpm del ventilador
- Para  $Q < 46.75 \text{ m}^3/\text{s}$  usar 870 rpm del ventilador

Estas consideraciones de funcionamiento, se hacen para lograr una mayor eficiencia del ventilador, lo que representa menor consumo de energía. Pero se pueden usar las otras alternativas si se requiere una determinada veloci-

T A B L A N° 7

POSICION DE LOS ALABES Y SUS EFICIENCIAS Y VELOCIDADES

RPM = 870						
N°	Posición Paleta	Capacidad pie <sup>3</sup> /min.	Capacidad m <sup>3</sup> /s	Eficiencia %	Velocidad zona de pruebas (m/s).	Presión Total Pulg. H <sub>2</sub> O
1	60	101,000	47.66	75.5	60.69	2.42
2	50	90,000	42.47	77.0	54.08	1.95
3	40	80,000	37.75	76.8	48.07	1.54
4	30	70,000	33.04	74.7	42.06	1.17
5	20	58,000	27.37	68.5	34.85	0.81
6	10	46,000	21.70	59.5	27.64	0.50
RPM = 1170						
1	60	134,000	63.24	75.5	80.52	4.30
2	50	121,000	57.11	77.0	72.70	3.48
3	40	107,000	50.49	76.8	64.29	2.73
4	30	93,000	43.89	74.9	55.88	2.05
5	20	77,000	36.34	68.5	46.27	1.43
6	10	62,000	29.26	59.5	37.25	0.91

Potencia Aerodinámica  
KW.

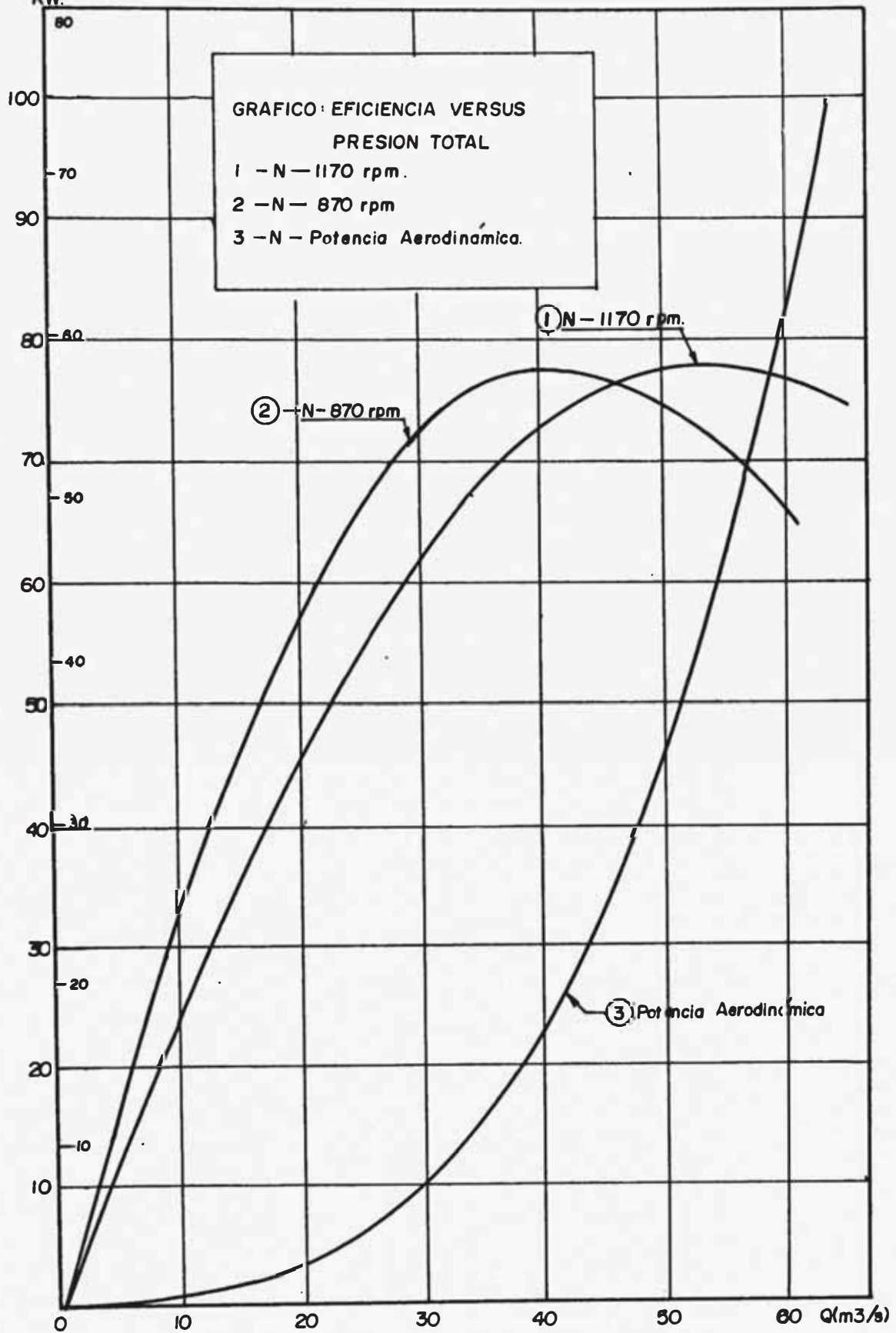


FIGURA No 65 GRAFICO DE EFICIENCIAS Y PRESION TOTAL VERSUS CAUDAL

dad, aunque este en la zona de baja eficiencia.

#### 4.6.2. RELACION FACTOR DE POTENCIA Y RELACION DE ENERGIA VS. CAPACIDAD

Graficando Factor de potencia y relación de energía vs. Capacidad en la figura 66 con los datos de la Tabla N° 8, tenemos:

Un menor valor del factor de potencia  $K$ , representa mayor performance del túnel, y de la figura 66, vemos que éste disminuye al aumentar el caudal, lo cual representa un aumento de la velocidad del aire a través de todo el túnel, esta disminución se debe a que a mayor velocidad disminuye el factor de fricción " $\lambda$ ", y es este valor que incide directamente en el coeficiente de pérdidas  $K_o$ , disminuyéndolo y el factor de potencia es la suma de todos los  $K_o$  (Ec. 3.10). Pero al seguir aumentando la velocidad esta disminución del F.P. se hace cada vez menor ya que el factor de fricción también tiene la misma tendencia.

La curva de la relación de energía crece al aumentar la velocidad, esto es debido a que es un valor inverso del factor de potencia.

#### 4.6.3. RELACION POTENCIA AERODINAMICA Y POTENCIAS DEL VENTILADOR VERSUS CAPACIDAD

En primer lugar, determinamos las potencias consumidas en el eje del ventilador para todas las posiciones de las aletas girando a 1170 y 870 rpm; así como también las po-



tencias aerodinámicas  $P_A$ .

De la expresión 3.14, tenemos:

$$P_A = \rho Q H$$

donde:  $\rho = 11.827 \text{ N/m}^3$  (Para  $T = 20^\circ\text{C}$ )

luego:

$$P_A = \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \times \text{m} = \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}} = \text{watts}$$

la potencia del ventilador con la ecuación 3.15

$$P_v = \frac{P_A}{\eta_v}$$

Ejemplo: Para la posición de la paleta en 60 y girando a 1170 rpm, tenemos: de la tabla N° 7  $Q = 63.24 \text{ m}^3/\text{s}$ .

$$H = 4.3 \text{ pulg H}_2\text{O} \times \frac{25.4 \text{ mmH}_2\text{O}}{1 \text{ pulg H}_2\text{O}} \times \frac{1}{1.20602} = 90,562 \text{ m. de aire}$$

$$P_a = 11.827 \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \times 63.241 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times 90.562 \text{ m} = 67736.3 \text{ w.}$$

$$= 67.736 \text{ Kw}$$

$$P_v = \frac{P_a}{\eta_v} = \frac{67736}{0.755} = 89716.9 \text{ w} = 89.7 \text{ Kw.}$$

Resumiendo en la Tabla N° 9 para los demás datos.

Si graficamos las potencias aerodinámicas y del eje del ventilador en la figura 67 con los datos de la Tabla 9, tenemos:

TABLA N° 8

FACTOR DE POTENCIA Y RELACION DE ENERGIA VS. CAUDAL

	Velocidad Zona de Pruebas (m/seg)	Factor de Potencia	Relación de Energía	Caudal m <sup>3</sup> /s.
1	10	0.2831	3.53225	7.854
2	20	0.2778	3.59913	15.708
3	30	0.2753	3.63169	23.562
4	40	0.2738	3.65213	31.416
5	50	0.2727	3.66666	39.270
6	60	0.2719	3.67773	47.124
7	70	0.2712	3.68657	54.978
8	80	0.2707	3.69387	62.832

Los datos de la Tabla N° 8, fueron obtenidos haciendo uso del programa de computación TUNEL, el cual realiza dichos cálculos para distintas velocidades del aire en la zona de pruebas. Estos resultados se grafican en la Figura 66.

FACTOR DE POTENCIA

RELACION DE ENERGIA

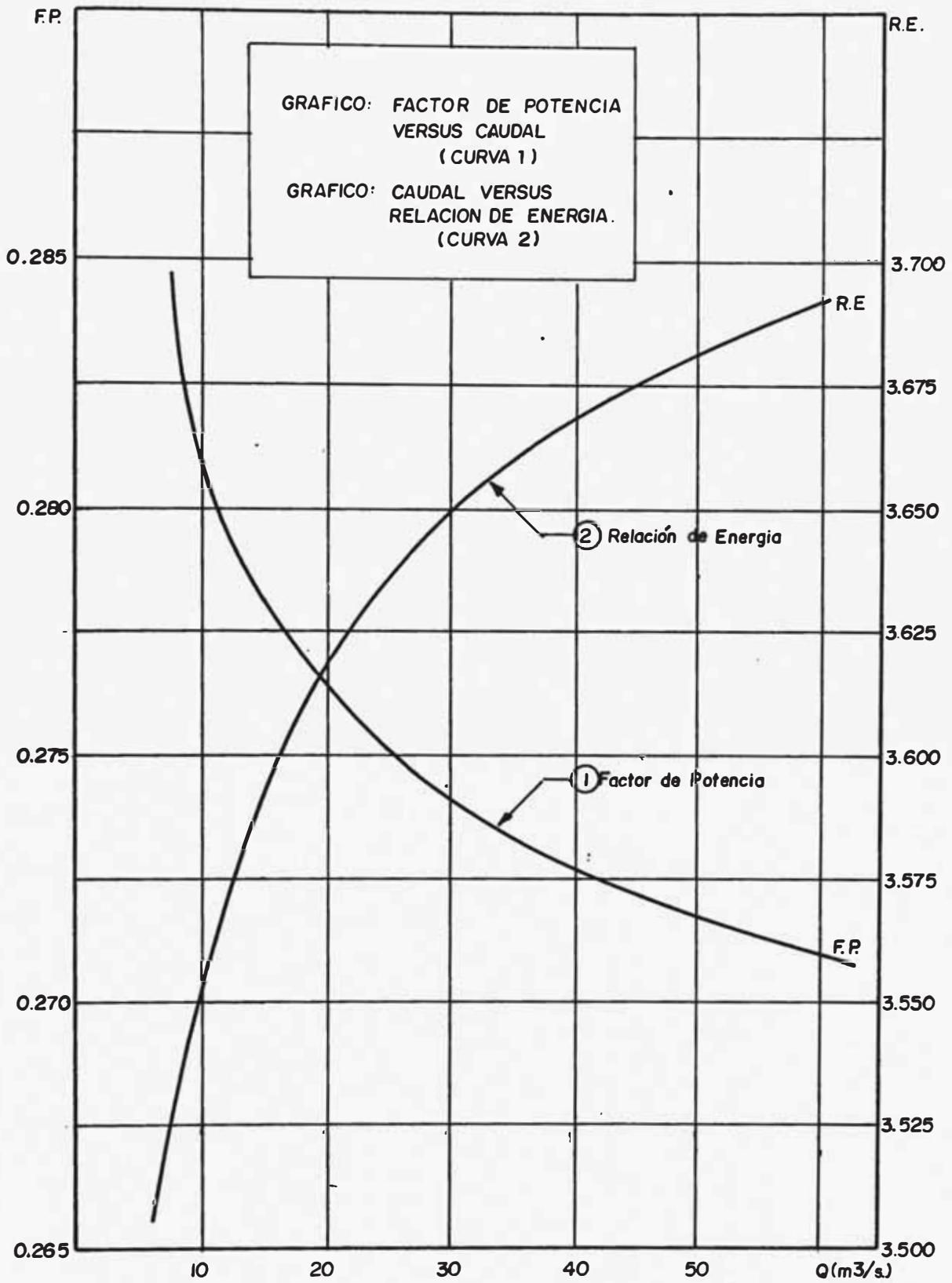


FIGURA No.66 GRAFICO DE FACTOR DE POTENCIA VERSUS CAUDAL Y GRAFICO DE CAUDAL VERSUS RELACION DE ENERGIA.

POTENCIAS DEL VENTILADOR PARA CADA POSICION LOS ALABES

RPM = 870							
N°	Posición Paleta	Capacidad m <sup>3</sup> /s	Eficiencia %	Presión tot. Pulg. H <sub>2</sub> O	Altura de pérdidas m. de aire	Potencia Aerodinámica Kw	Potencia del Ventilador
1	60	47.66	75.5	2.42	50.96	28.73	38.05
2	50	42.47	77.0	1.95	41.07	20.63	26.79
3	40	37.75	76.8	1.54	32.43	14.48	18.85
4	30	33.03	74.7	1.17	24.64	9.63	12.88
5	20	27.37	68.5	0.81	17.06	5.52	8.06
6	10	21.71	59.5	0.50	10.53	2.70	4.54
RPM = 1170							
1	60	63.24	75.5	4.30	90.56	67.74	89.72
2	50	57.10	77.0	3.48	73.29	49.50	64.28
3	40	50.50	76.8	2.73	57.49	34.34	44.71
4	30	43.89	74.7	2.05	43.17	22.41	30.00
5	20	36.34	68.5	1.43	30.12	12.94	18.89
6	10	29.26	59.5	0.91	19.16	6.63	11.15

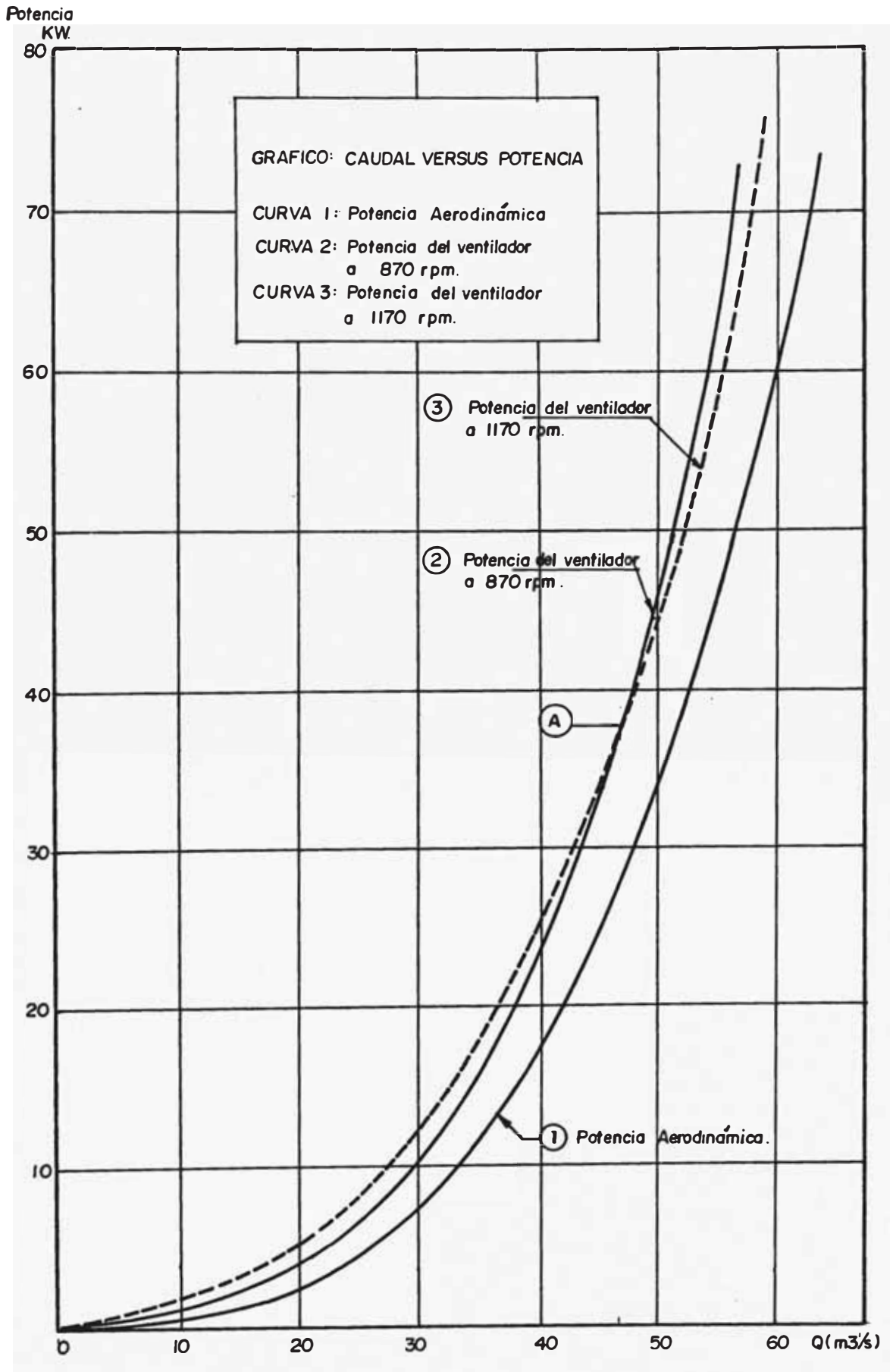


FIGURA No.67: GRAFICO CAUDAL VERSUS POTENCIA.

Las 2 y 3 referentes al eje del ventilador girando a 1170 y 870 rpm se encuentran por encima de la curva de la potencia aerodinámica (1), y el espacio existente entre uno y otro representan las pérdidas debidas a la eficiencia del ventilador.

Podemos observar también que las curvas 2 y 3 se cortan en el punto A para  $46.7 \text{ m}^3/\text{s}$  de caudal, lo que nos indica que para  $Q \geq 45.7$  se debería girar el ventilador a 1170 rpm y a 870 para menores capacidades este hecho nos confirma la aseveración hecha con respecto a la figura 65 de las eficiencias.

#### 4.7.0. SELECCION DEL MOTOR

El motor de accionamiento del ventilador del túnel, será un motor eléctrico asíncrono con rotor en corto circuito.

#### 4.7.1. DETERMINACION DE LA POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR

Sabemos que:

Potencia aerodinámica =  $65.645 \text{ Kw} = P_a$

La potencia en el eje del ventilador

$$P_v = \frac{P_a}{n}$$

$n = 0.755 =$  Eficiencia del ventilador a máxima potencia

$$P_v = \frac{65.645}{0.755} = 86.947 \text{ Kw} = 116.596 \text{ HP}$$

La transmisión del motor al eje del ventilador, será por

fajas en V.

Eficiencia de la faja = 95 a 98%

Adoptamos  $\eta_q = 0.96$

$$P = \frac{P_v}{\eta_q} = \frac{86.947}{0.96} = 90.569 \quad \text{Kw} = 121.45 \text{ HP}$$

$$P = 121.5 \text{ HP} = 90.569 \text{ Kw}$$

#### 4.7.2. CRITERIOS DE SELECCION DEL MOTOR

- Nos interesará tener un motor de alto factor de potencia o de menor número de polos, lo cual hace que este sea menos costoso, pero de alto RPM, lo cual nos limita por la velocidad requerida en el túnel.
- Nos interesa tener un motor de alta eficiencia.

En el mercado nacional, tenemos la Fábrica Delcrosa, fabricante de motores eléctricos, bajo cuya línea de suministro elegiremos el motor adecuado.

Dadas las condiciones de funcionamiento del túnel aerodinámico, el que no requiere características especiales del motor, elegiremos lo siguiente:

Motor Trifásico	Potencias de suministro hasta 310 HP
Serie NV	Motor completamente cerrado útil para uso general

De la línea de suministro de DELCROSA, elegimos los motores de la SERIE NV de potencias cercanas a nuestra necesidad ( $P = 121 \text{ HP}$ ).

TABLA N° 10

MOTORES ELECTRICOS CERCANOS A NUESTRA NECESIDAD

TIPO	Potencia		RPM	N° de Polos	Eficiencia $\eta$	Cos $\varphi$	Peso Kg
	HP	KW					
NV 280 S2	100	74.6	2950	2	90.0	0.91	625
	125	93.3	3540		90.0		
NV 280 M2	125	93.3	2950	2	91.0	0.91	702
	150	112	3540				
NV 280 S4	100	74.6	1470	2	92.0	0.86	696
	125	93.3	1765				
NV 280 M4	125	93.3	1470	4	92.0	0.86	775
	150	112	1765				
NV 315 Sr6	100	74.6	970	6	92.0	0.82	952
	125	93.3	1165				
NV 315 Mr6	125	93.3	970	6	92.0	0.83	1062
	150	112	1165				
NV 315 Mr8	100	74.6	730	8	91.0	0.82	1044
	150	93.3	875				
NV 315 Lr8	125	93.3	735	8	91.5	0.82	1070
	150	112	880				



La máxima velocidad de giro del ventilador será 1170 rpm, para generar 80 m/s en la zona de pruebas, además debe girar a menor rpm como 870 rpm, para generar velocidades menores del aire en la zona de pruebas, por ello, la transmisión del motor al ventilador será por fajas.

Lo conveniente sería elegir un motor de 4 polos que tiene un rpm de 1765, la cual por fajas podría ser reducido a 1170 rpm.

Elegir un motor de 6 polos nos resultaría más costoso a pesar de tener un rpm bastante cercano a 1170.

Observando la tabla anterior, observamos que los moto.-res de 4 polos poseen una eficiencia de 92%, la más alta del grupo mostrado.

Por lo tanto, elegimos el motor siguiente:

Tipo	NV 280 S4
Eficiencia	- 125 HP = 93,3 Kw
RPM	- 1765
Nº de polos	= 4
Eficiencia	= 92%

#### 4.8.0. CONSIDERACIONES DE RUIDO

En el túnel aerodinámico, el cual representa todo un sistema, y por lo tanto sujeto a producir ruido, el cual se inicia al poner en movimiento el ventilador.

Los ruidos en sistemas de ductos como nuestro caso, se dividen en 3 principales clases: Ruido mecánico, Ruido de vortex y Ruido por rotación.

- El Ruido Mecánico, se origina principalmente en los motores, correas de transmisión y el tamboreo de una inadecuada rigidez de la estructura. En ductos el ruido mecánico es grandemente audible por conducción a tra - vés de paredes en las cuales la energía del sonido es eficientemente transferido al aire y de allí al oído. Este ruido mecánico es posible reducirlo haciendo la estructura más rígida, con mejor anclaje a bases pesadas tanto del motor-ventilador.
  - El Ruido de Vortex es el que produce el mayor ruido y generado por el ventilador en las regiones de flujo turbulento, y está asociado con las pérdidas y debido a imperfecciones aerodinámicas en el diseño del ventilador.
  - El Ruido por Rotación es producido por el ventilador como resultado del trabajo hecho sobre el aire por la hélice, porque las fuerzas actúan entre la hélice y el aire no son uniformemente distribuidos por todo el volumen de la cubierta.
- El problema del ruido hace que tengamos que adoptar re

fuerzas en las diferentes partes del túnel con ángulos de 2", los cuales se muestran en el plano N° 5, de esa manera damos mayor rigidez tanto en esquinas como en difusores para evitar las vibraciones que generan mucho ruido.

Existen muchos factores que originan ruidos en sistemas como nuestro túnel y los principales son: Caudal ( $m^3/S$ ), Caída de presión estática, Diámetro rpm, Densidad del aire, Velocidad y Número de paletas del ventilador.

Aunque es sumamente difícil determinar los decibeles que produciría un túnel, existe un método para determinar el ruido que produce el ventilador y que es el que mayor ruido genera. Este método se basa en calcular analíticamente con la siguiente expresión:

$$L = L_s + 50 \log V$$

donde:

L = ruido producido

Ls = ruido específico

V = velocidad tangencial de la punta de la hélice  
(m/s)

Para ventiladores axiales: Ls = 5 - 10 decibeles

$$r = 1.54/2 = 0.77$$

$$n = 1170 \text{ rpm}$$

$$V = 2 \pi r \times n/60 = 94.34 \text{ m/s}$$

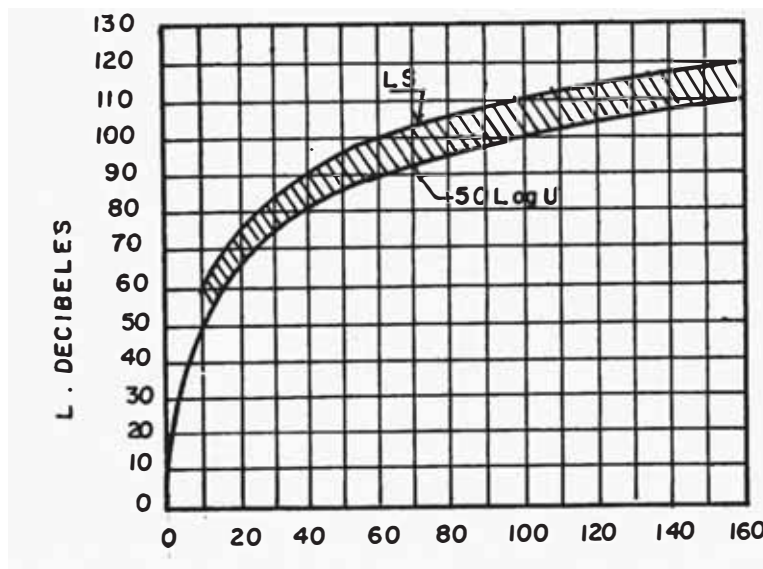
$$L = L_s + 50 \log 94.34$$

$$L_s = 5 \Rightarrow L = 103.7 \text{ db}$$

$$L_s = 10 \Rightarrow L = 108.7 \text{ db}$$

Estos rangos se encuentran dentro de los decibeles admisibles para laboratorios.

La figura 68 muestra los decibeles producidos por ventiladores axiales versus la velocidad tangencial.



$$V = \text{Velocidad Tangencial (m/s)} / 9$$

Figura 68.- Velocidad Tangencial vs. Decibeles en Ventiladores Axiales

# CAPITULO 5

## DISEÑO MECANICO DE LOS COMPONENTES DEL TUNEL

### 5.1.0. GENERALIDADES

Dimensionado el túnel aerodinámico, es necesario diseñar la parte estructural, es decir, como será la fabricación, para lo cual es necesario determinar los materiales del que estará formado, forma de ensamble, sistema de generación de potencia y anclaje.

Cada parte será independiente de las otras, por facilidad de construcción y transporte. El túnel posteriormente será armado con la unión de todas sus partes, las que estarán ancladas al piso.

### 5.2.0. MATERIALES A USAR EN LA CONSTRUCCION

El túnel aerodinámico representa un conducto de geometría variada, por el que circula el aire, los que estarán formadas por planchas de fierro galvanizado, reforzados con ángulos de 2 1/2" que serán los materiales predominantes. Las uniones de plancha a plancha serán soldadas y la

forma de unión de parte a parte serán con pernos de 1/2" con empaquetaduras entre ellas para lograr hermeticidad.

Los soportes del túnel estarán formados por ángulos de 2 1/2" anclados al piso, la cual será una base de concreto especialmente diseñado sobre el que estará apoyado el túnel aerodinámico.

### 5.3.0. DESARROLLO DE LOS COMPONENTES DEL TUNEL

Para la construcción de cada parte del túnel, es necesario determinar su desarrollo, para conocer las dimensiones de las planchas que darán forma a cada parte y luego determinar el área de la plancha.

El desarrollo de los difusores y transiciones, lo determinaremos en forma analítica, las 4 esquinas dada su geometría su desarrollo es simple.

### 5.3.1. DETERMINACION DEL DESARROLLO DE DIFUSORES

Considerando el difusor siguiente y la forma de su desarrollo, determinamos sus dimensiones.

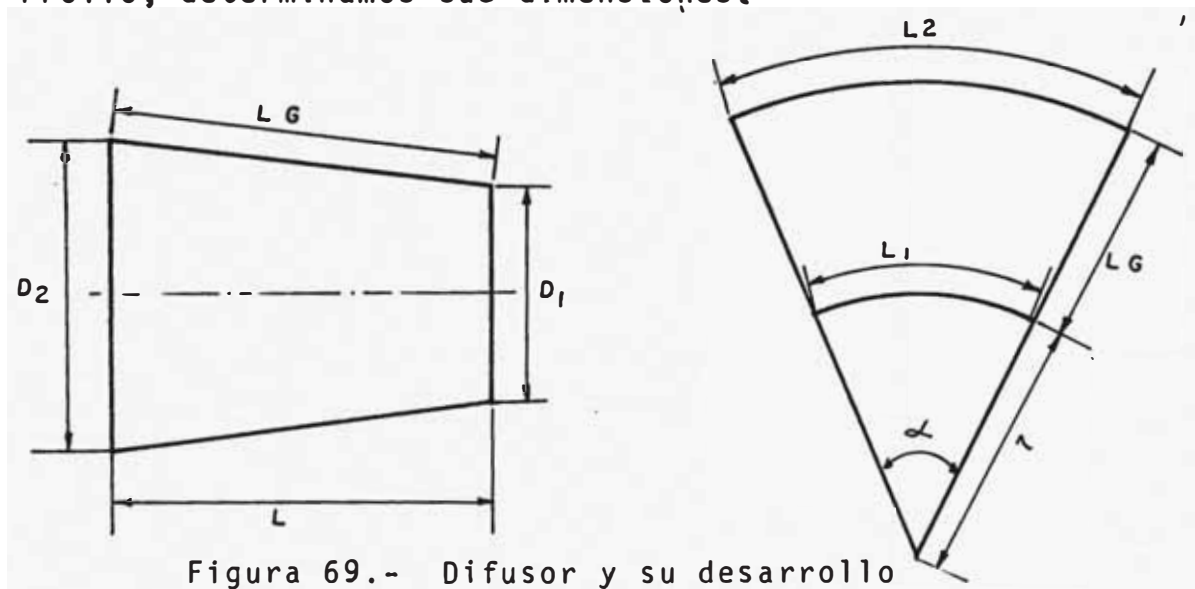


Figura 69.- Difusor y su desarrollo

De las figuras, tenemos:

$$L_2 = \pi D_2 = (L_G + x) 2\pi x \frac{\alpha}{360}$$

$$L_1 = \pi D_1 = 2\pi x \cdot \frac{\alpha}{360}$$

Despejando  $\alpha$  e igualando ambas ecuaciones, tenemos:

$$D_2 \cdot x = D_1(L_G + x)$$

luego:

$$x = \frac{L_G D_1}{D_2 - D_1}$$

$$\alpha = \frac{180(D_2 - D_1)}{L_G}$$

ET área desarrollada del difusor será:

$$A = \frac{L_G (D_2 + D_1)\pi}{2}$$

DESARROLLO DEL PRIMER Y SEGUNDO DIFUSOR

	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	L	$\alpha$	x	Area	L <sub>G</sub>
1er. Difusor	1.16	1.65	4.66	18.9°	11.047	20.597	4.666
2do. Difusor	1.54	2.35	7.87	18.5°	14.982	48.152	7.88

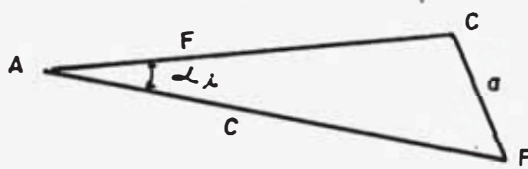
5.3.2. DETERMINACION DEL DESARROLLO DE LAS TRANSICIONES

Cada transición está formada por 4 triángulos planos y 4 envolventes curvadas ó roladas. Para determinar sus dimensiones nos guiaremos de la siguiente figura:

$$L_{TA}^2 = L^2 + r^2 \left[ 3 - 2(\sin \theta + \cos \theta) \right]$$

luego, calculamos  $L_{T_i}$  para  $\theta$  desde  $0^\circ$  hasta  $90^\circ$  cada  $1^\circ$ .

En el  $\triangle ACF$



$$\text{Sq: } a^2 = c^2 + f^2 - 2cf \cos \alpha_i$$

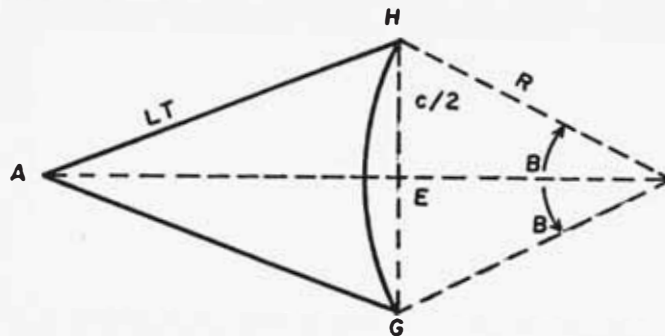
$$\cos \alpha_i = \frac{c^2 + f^2 - a^2}{2cf}$$

luego calculamos  $\alpha_i$  para cada tramo y sumando:

$$\sum_{i=0}^{i=90} \alpha_i = \alpha$$

$$i = j$$

quedando la envolvente:



Cálculo de  $R$  = radio de la curvatura de la envolvente.

$$\triangle AHE \quad \frac{c}{2} = L_T \times \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$\text{Del Arco } \widehat{GH} \Rightarrow 2\pi R \times \frac{2\beta}{360} = \frac{2\pi r}{4}; \text{ donde } r = \frac{D}{2}$$

$$\beta R = 45 r$$

$$\text{Del } \triangle HEO \Rightarrow R \sin \beta = \frac{c}{2}$$

despejando  $R$  de ambas ecuaciones e igualando, tenemos:



$$\frac{\text{sen } \beta}{\beta} = \frac{c}{90 \cdot r}$$

Con esta ecuación, determinamos el ángulo  $\beta$  por el método de aproximaciones sucesivas, luego se obtiene R que representa el radio de curvatura de la envolvente.

$$A_e = \frac{\overline{HG} \times \overline{AE}}{2} - \left[ \frac{\pi R^2 \times 2\beta}{360} - \frac{\overline{HG} \times R \cos \beta}{2} \right]$$

Esta expresión calcula el área de la envolvente.

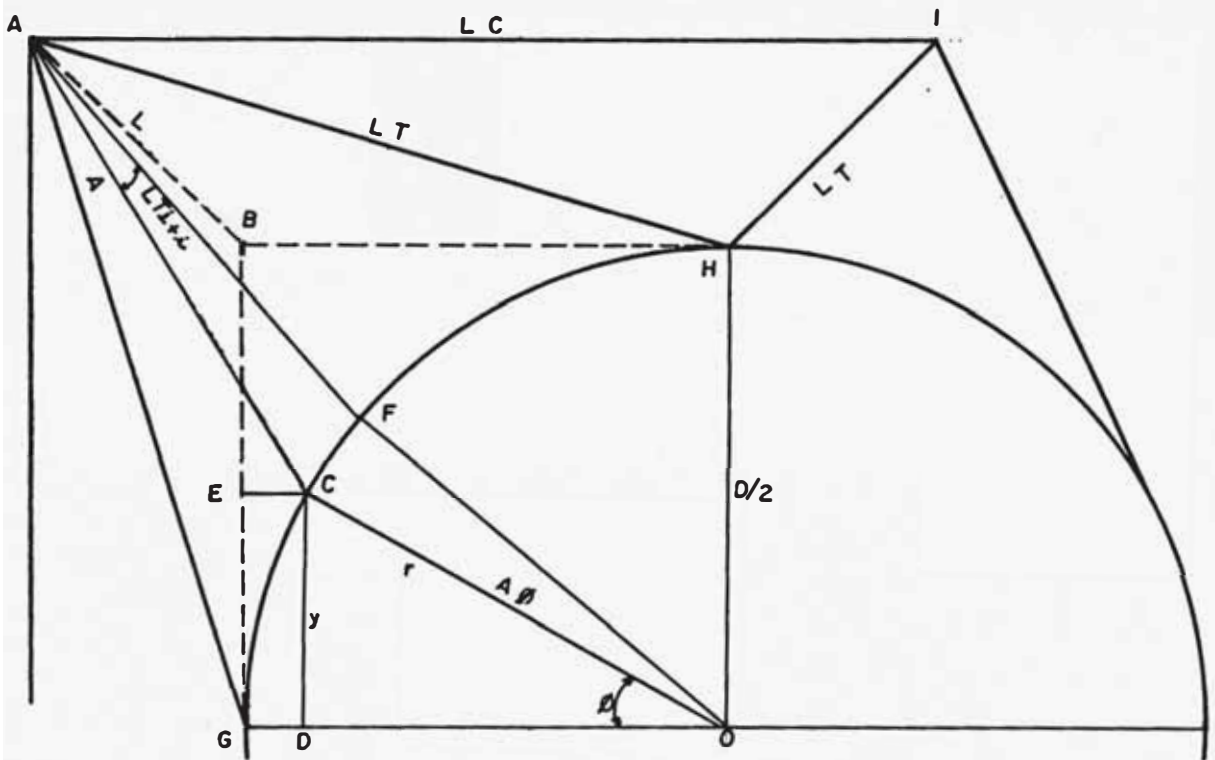
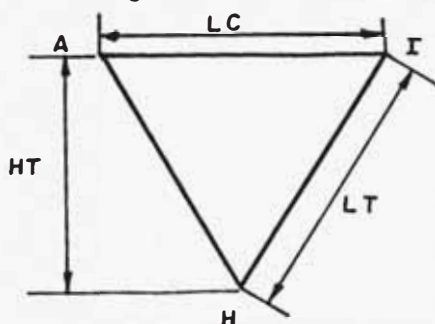


Figura 70.- Esquema para el cálculo de la envolvente.

El desarrollo del triángulo plano será:

En la figura 70 el  $\triangle AHI$



$$A_T = \frac{L_c \times H_T}{2}$$

El desarrollo de la envolvente AGH será determinado de la siguiente manera:

Si el arco  $\widehat{GH}$  lo dividimos en muchas partes, de tal manera que una parte CF tienda a ser recto, de ahí obtenemos  $\Delta \alpha$  para cada tramo, sumamos estos y tendremos el ángulo  $\alpha$  desarrollado.

En el  $\Delta$  CDO:

$$y = r \sin \theta$$

$$x = r \cos \theta$$

El  $\Delta$  ABC es rectángulo

$$\overline{AB} = L \Rightarrow L_{T_i}^2 = L^2 + \overline{AB}^2$$

El  $\Delta$  BCE es triángulo rectángulo

$$\overline{AB}^2 = \overline{BE}^2 + \overline{EC}^2$$

$$\overline{AB}^2 = (r - y)^2 + (r - x)^2$$

Calculamos las dimensiones de las 4 Transiciones, las que se resumen en la Tabla N° 11.

### 5.3.3. DESARROLLO DE LAS ESQUINAS

Las esquinas estarán formadas por planchas soldadas, y las aletas deflectoras colocadas diagonalmente. Las dimensiones de las planchas serán:

- Primera y segunda esquinas

Cantidad de plancha por esquina

2 planchas de 1900 x 1900 mm

1 plancha de 3693 x 1650 mm

Tabla N° 11

DIMENSIONES DE LOS ELEMENTOS DE LAS TRANSICIONES

DIMENSIONES DE LOS TRIANGULOS						
	$L_C$	$L_T$	$H_T$	AREA	AREA	
1ra.Transición	1.65	1.456	1.20	0.99	3.96	
2da.Transición	1.65	1.2975	1.0015	0.8262	3.305	
3ra.Transición	2.35	2.075	1.71	2.009	8.037	
4ta.Transición	2.35	1.745	1.29	1.5157	6.063	
DIMENSIONES DE LAS ENVOLVENTES						
	$\alpha$	$\beta$	R	$L_T$	AREA	AREA 4 EN
1ra.Transición	52.56°	9.884°	3.756	1.456	0.794	3.176
2da.Transición	54.97°	13.82°	2.508	1.0015	0.631	2.524
3ra.Transición	52.54°	9.888°	5.347	2.075	1.611	6.444
4ta.Transición	63.26	12.84°	4.118	1.745	1.234	4.936

1 Plancha de 393 x 1650 mm

- Tercera y cuarta esquinas

2 planchas de 2650 x 2650 mm

1 plancha de 5170 x 2350 mm

1 plancha de 471 x 2350 mm

#### 5.3.4. DESARROLLO DE LAS ALETAS DEFLECTORAS

Serán planchas roladas de fierro galvanizado y soldadas a la estructura de la esquina.

De las figuras 41 y 48 tenemos:

- Para la primera y segunda esquinas

8 planchas de 1650 mm x 475 mm

Area de cada plancha =  $0.78 \text{ m}^2$

1 plancha soporte de aletas de 2436 mm x 500 mm

Area total por esquina =  $7.4616 \text{ m}^2$

Para la tercera y cuarta esquinas

12 planchas de 465 x 2350 mm

Area de cada plancha =  $1.093 \text{ m}^2$

1 plancha soporte de aletas de 3447 x 500 mm

Area total de aletas por esquina =  $14.832 \text{ m}^2$

#### 5.3.5. DESARROLLO DEL CONO DE ENTRADA

Dada la forma especial de esta parte, donde normalmente se lo construye bajo el método de conformado, nosotros lo armamos por partes y cada parte representa un tronco de cono y luego soldados entre ellos hasta darle una forma bastante aproximada. Dada la importancia del cono de en -

trada en el resultado del flujo en la zona de pruebas nosotros tendremos que subsanar las irregularidades que se presentan por la forma como se plantea su construcción, aplicando una capa de masilla por la parte interna tratando de blegar a la forma inicial de diseño.

El cono de entrada estará formado por 11 troncos de cono como puede verse en la figura, previamente se determinó los diámetros de entrada y salida y la altura de cada cono, los cuales se muestran en la figura 71.

Determinaremos el desarrollo de cada uno de los 11 conos para su armado posterior, similar a como se determinó el desarrollo de los difusores.

En la Tabla N° 12 tenemos los parámetros que definen el desarrollo de los conos del 1 al 11. La figura 71, muestra la forma de armado del cono de entrada.

Tabla N° 12

DIMENSIONES Y CARACTERISTICAS DE LOS DESARROLLOS DEL CONO DE ENTRADA

N°	D <sub>entrada</sub>	D <sub>salida</sub>	L(m)	LG(m)	x	α°	A(m <sup>2</sup> )
1	1000	1015	121	121.8	8.126	22.1	0.385
2	1015	1030	121	121.9	8.248	22.1	0.392
3	1030	1055	121	122.3	5.039	36.8	0.400
4	1055	1086	121	122.6	4.174	45.5	0.412
5	1086	1150	121	125.8	2.135	91.6	0.442
6	1150	1270	121	135.6	1.300	159.2	0.516
7	1270	2039	580	695.8	1.149	198.7	3.617
8	2039	2183	122	142.0	2.014	182.2	0.942
9	2183	2278	122	131.4	3.020	130.1	0.921
10	2278	2332	122	125.5	5.254	78.0	0.908
11	2332	2350	122	122.8	1.614	26.0	0.903

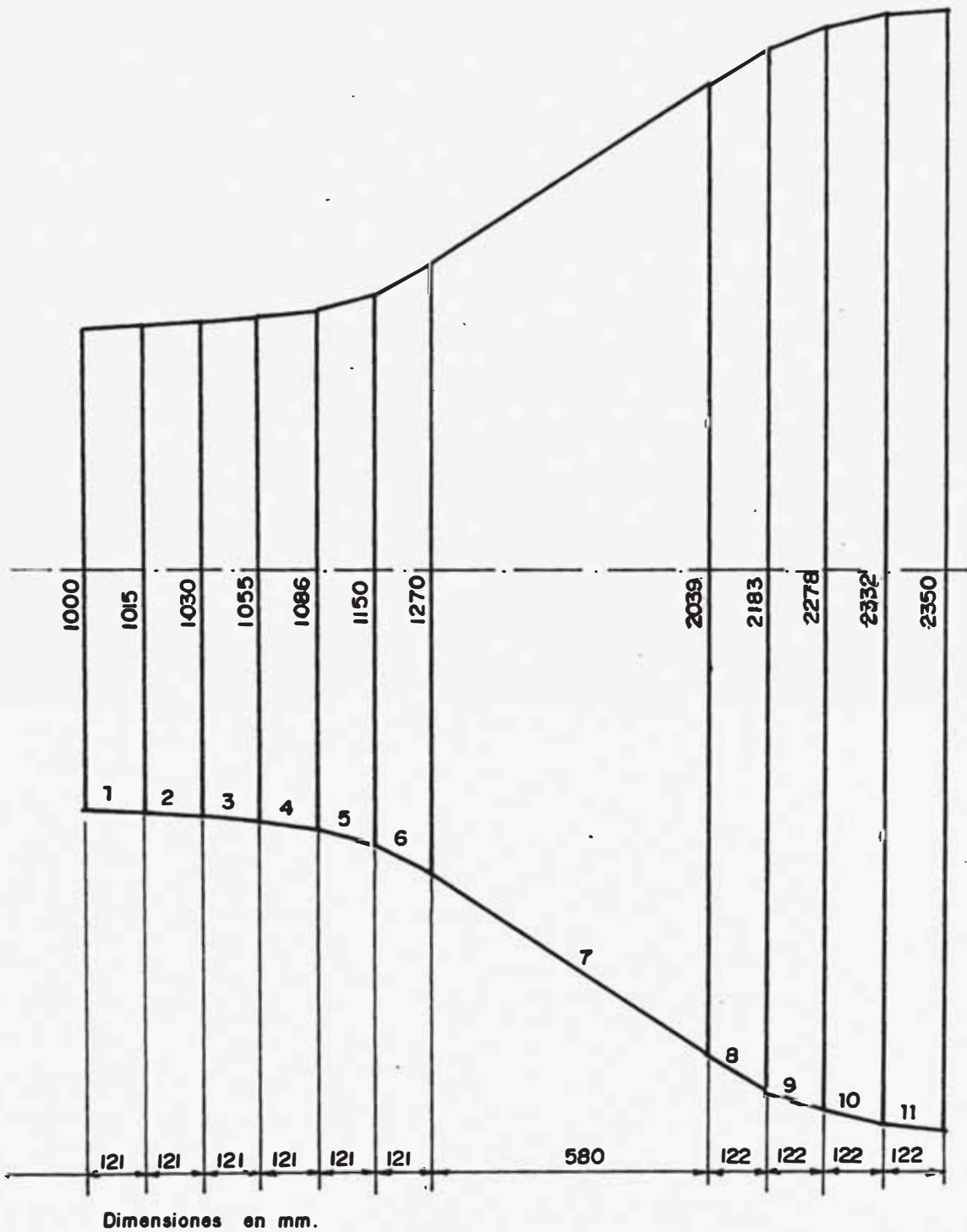


FIGURA No. 71 FORMA DE ARMADO DEL CONO DE ENTRADA.

Finalmente, el área de material que se emplea en cada zona, está registrado en la Tabla N° 13.

Tabla N° 13

AREAS DE MATERIAL POR ZONAS DEL TUNEL

	Zona	Area de Material m <sup>2</sup>
A	Zona de Pruebas	—
B	Colector	3.82
C	Primer Difusor	20.597
D	Primera	7.136
E	Primera Transición	13.836
F	Ducto	5.280
G	Segunda Esquina	13.836
H	Segunda Transición	5.829
I	Zona del Ventil.	0.000
J	Segundo Difusor	48.152
K	Tercera Transición	14.481
L	Tercera Esquina	27.125
M	Cuarta Esquina	27.125
N	Cuarta Esquina	11.000
O	Zona del Panal	4.429
P	Cono de Entrada	9.840
	Aletas 1° y 2° Esq.	14.9232
	Aletas 3° y 4° Esq.	29.664
	AREA TOTAL	253.253 m <sup>2</sup>

#### 5.4.0. CALCULO DEL SISTEMA DE TRANSMISION

El motor estará instalado fuera del ducto del túnel, por lo que será necesario instalar un eje de transmisión desde el ventilador hasta el motor, el cual accionará por fajas en V.

#### 5.4.1. SELECCION DE POLEAS Y FAJAS

La potencia en el eje del ventilador es:

$$P_v = 116.396 \quad \text{HP} = 86.947 \text{ Kw.}$$

#### 5.4.1.1. CALCULO DE LA POTENCIA DE DISEÑO Pd

$P_d = P_v \times f.s.$  ; donde  $f.s.$  = factor de servicio

Usaremos el método seguido en el libro Diseño de Elementos de Máquinas, por el Ing. Juan J. Hori.

$$f_s = 1.2 \text{ (Tabla N° 1) Pág. 53./6/}$$

$$P_d = 86.947 \times 1.2 = 104.336 \text{d Kw} = 139.91 \text{ HP} \approx 140 \text{ HP}$$

Datos previos:

$$\text{RPM}_{\text{motor}} = 1760; \quad \text{RPM}_{\text{ventilador}} = 1170$$

#### 5.4.1.2. SELECCION DE LA SECCION DE FAJA

De Figura N°/6/ Pág. 56

Con  $\text{RPM}_m = 1760$  y  $P_d = 140 \text{ HP}$ , tenemos:

Sección B ó C (Seleccionamos faja tipo C)



5.4.1.3. RELACION DE TRANSMISION

$$m = \frac{1760}{1170} = 1.5043$$

5.4.1.4. SELECCION DE LOS DIAMETROS DE PASO DE POLEAS

De Tabla N° 2  $HP_{motor} = 125 \text{ HP}$  diám. mínimo = 10.5"

tomamos  $d = 13''$

luego  $D = d \times m = 13 \times 1.5043 = 19.55''$

5.4.1.5. SELECCION DE LA LONGITUD ESTANDAR DE FAJA

Tomamos el mayor de:

$$C \geq \frac{D + 3d}{2} = \frac{19.5 + 13 \times 3}{2} = 29.25''$$

$$C \geq 19.5 \Rightarrow C = 29.25''$$

Longitud aproximada de faja

$$L \approx 2 \times 29.25 + 1.65 (19.5 + 13) = 112.125''$$

de Tabla N° 7 /6/ Pág. 58,

Faja C112 longitud = 114.9°

Distancia entre centros corregida

$$C = 31.75'' = 80.66 \text{ cm.}$$

5.4.1.6. POTENCIA POR FAJA

Factor por ángulo de contacto

$$\frac{D - d}{C} = 0.20467$$

De tabla N° 5 Pag. 57/6/

$$K_{\theta} = 0.9695$$

Factor de corrección por longitud de faja

de Tabla N° 7  $K_L = 0.95$

Potencia por faja 21.6 HP (Tabla N° 10)

Potencia adicional (de Tabla N° 6)

$$\text{Pot. adicional} = 0.0919 \times \frac{1760}{100} = 1.61744$$

Potencia que puede transmitir será

$$\text{HP/faja} = (21.6 + 1.61744) \times 0.95 \times 0.9695 = 21.384$$

#### 5.4.1.7. NUMERO DE FAJAS

$$\text{N° fajas} \frac{P_d}{\text{HP/faja}} = \frac{140}{21.384} = 6.54 \approx 7 \text{ fajas}$$

finalmente:

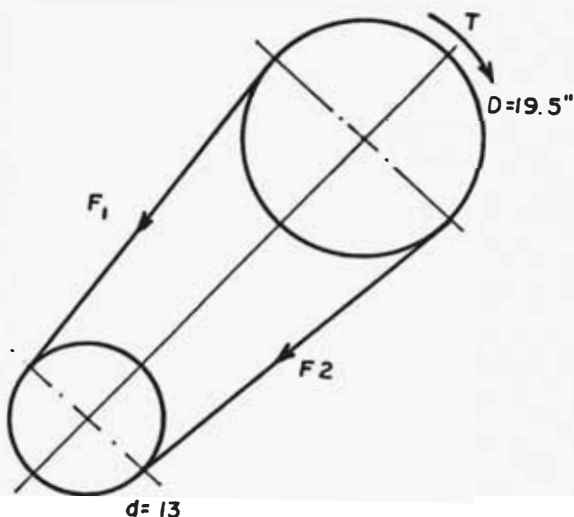
$$D = 19.5''$$

$$d = 13''$$

$$\text{Faja} = \text{C112} \Rightarrow 7 \text{ fajas}$$

$$C = 31.76''$$

#### 5.4.2. CALCULO DEL EJE DE TRASMISION



$$\begin{aligned} \text{Potencia a transmitir} &= \\ &= 116.6 \text{ HP} \end{aligned}$$

$$\text{Torque} = T = \frac{63000 \times \text{HP}}{\text{RPM}}$$

$$T = \frac{63000 \times 116.6}{1170} =$$

$$= 6278,4615 \text{ lib-pulg.}$$

$$= 7240.07 \text{ Kg-cm}$$

Cálculo de  $F_1$  y  $F_2$

de la figura:

$$T = (F_1 - F_2) \frac{D}{2} \text{ consideramos } \frac{F_1}{F_2} = 2$$

Trasladando fuerzas al eje

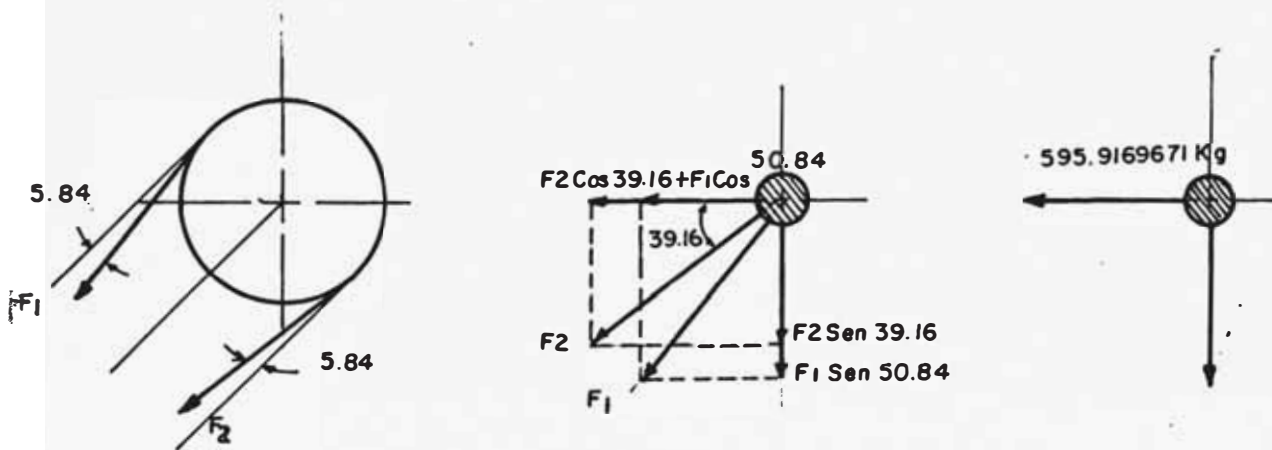


Figura 72.- Diagrama de Cuerpo Libre del Eje

DIMENSIONES DEL EJE DE TRANSMISIÓN.-

Se determina geoméricamente

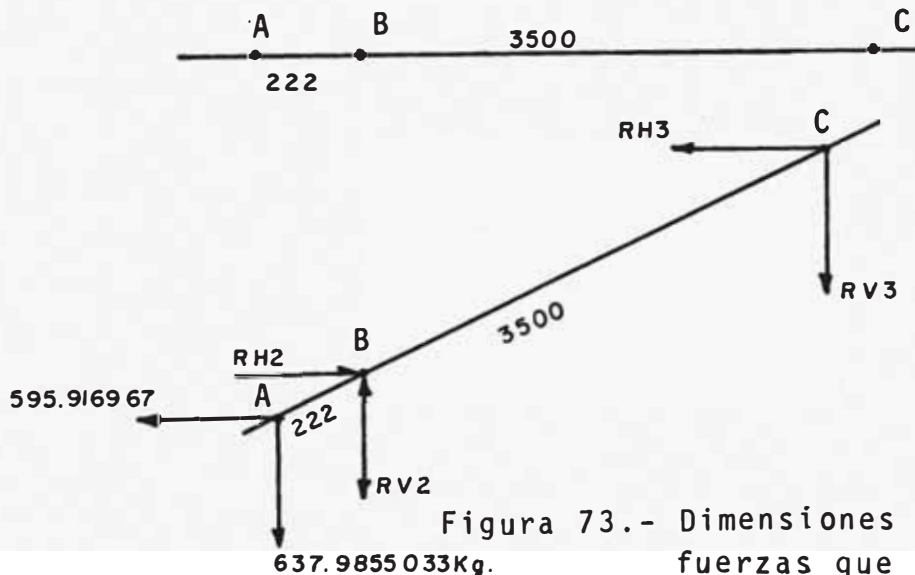


Figura 73.- Dimensiones del Eje y fuerzas que actúan

CALCULO DE CARGAS Y MOMENTOS

Por sumatoria de fuerzas y momentos:

$$R_{HB} = 633.7151288 \text{ Kg}$$

$$R_{H3} = 678.4520142 \text{ Kg}$$

$$R_{V2} = 37.7981617 \text{ Kg}$$

$$R_{V3} = 40.4665089 \text{ Kg}$$

Determinamos el diagrama de momentos y torque

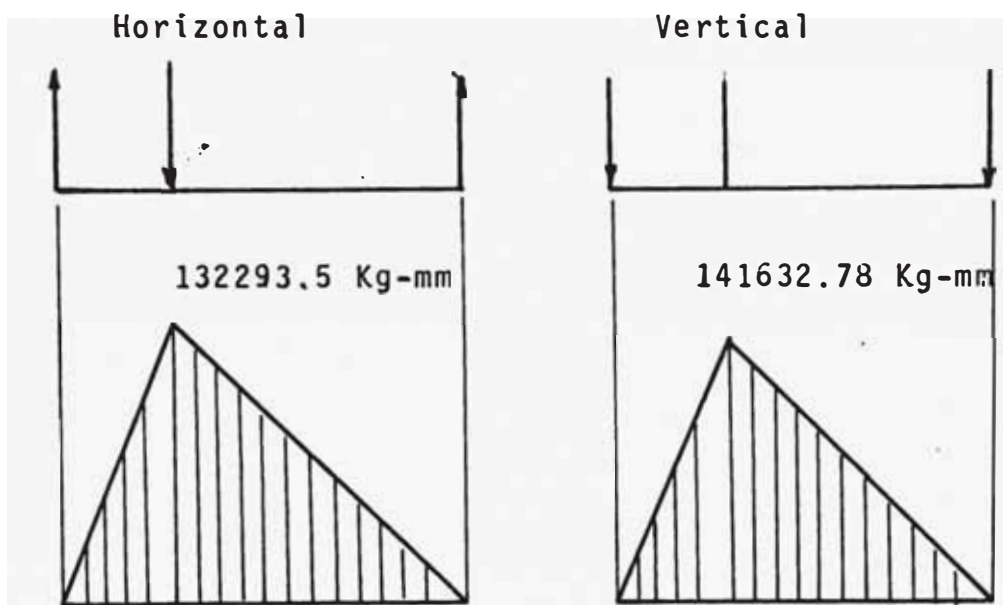


Figura 74.- Diagrama de Cargas y Momentos

$$M_{HA} = 0$$

$$M_{VA} = 0$$

$$M_{HB} = 132293.5 \text{ Kg-mm}$$

$$M_{VB} = 141632.78 \text{ Kg-mm}$$

$$M_{HC} = 0$$

$$M_{VC} = 0$$

Torque

$$7240.07 \text{ Kg-cm}$$

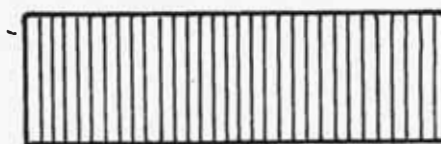


Figura 75.- Diagrama del Torque

Momentos resultantes:

$$M_A = 0$$

$$M_B = 193807.721 \text{ Kg-mm}$$

$$M_C = 0$$

Sección crítica  $\rightarrow$  Sección B

$$M = 193807.721 \text{ Kg-mm}$$

$$T = 7240.07 \text{ Kg-mm}$$

### Material del Eje

Acero SAE 1040

$$S_y = 58000 \text{ lib/pulg}^2 = 4981.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_n = 88000 \text{ lib/pulg}^2 = 6192.6 \text{ Kg/cm}^2$$

### Cálculo del Diámetro del Eje

Haciendo uso de la Ecuación de ASME

$$d^3 = \frac{16}{S_{sd} \times \pi} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}$$

$K_m = 1.5 \rightarrow$  Factor de momento para carga constante

$K_t = 1.0 \rightarrow$  Factor de Torsión para carga constante

$$S_{sd} \begin{cases} 0.3 & S_y = 1224.44 \text{ Kg/cm}^2 \\ 0.18 & S_n = 1114.66 \text{ Kg/cm}^2 \end{cases} \rightarrow \text{el menor}$$

$S_{sd} =$  Esfuerzo permisible al corte =  $1114.66 \text{ Kg/cm}^2$

Por canal chavetero

$$S_{sd} = 0.75 \times 1114.66 = 835.99 \text{ Kg/cm}^2$$

$$d^3 = \frac{16}{835.99 \times \pi} \sqrt{(1.5 \times 193807.7)^2 + (7240.07)^2} =$$
$$= 136.885$$

$$d = 51.5 \text{ mm} = 5.15 \text{ cm.}$$

Chequeo por Fatiga

Usaremos el criterio de Soderberg

$$S_e' = \frac{1}{2} S_n = 6192.57/2 = 3096.28 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_e = (k_a k_b \dots k_f) S_e' = 0.35 \times S_e' = 1083.70 \text{ kg/cm}^2$$

Consideramos factor de seguridad  $\rightarrow f_s = 2$

$$f_s = \frac{d^3}{32 \sqrt{(T/S_y)^2 + (M/S_e)^2}}$$

$$d = 7.15 \text{ cm} = 2.81" \Rightarrow d = 80 \text{ mm}$$

Chequeo por Deformación Torsional

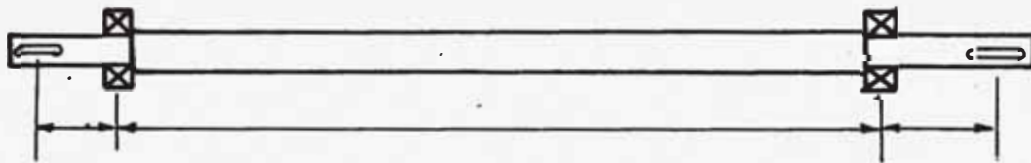


Figura 76. Esquema del Eje

$$\theta = \sum \frac{T_i l_i}{J_i G} \quad ; \quad G = 8000 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} = 800000 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\theta = \frac{7240.07}{8 \times 10^5 \times \frac{32}{32}} \left( \frac{24.2}{7.5^4} + \frac{346}{8.0^4} + \frac{24.2}{7.5^4} \right)$$

$$\theta = 0.009205 \text{ rad} = 0.5274^\circ$$

$$\theta_{\text{max}} = 1^\circ \text{ por } 20 \text{ rad} \Rightarrow 20 \times 7.62 = 152.4 \text{ cm.}$$

$$\theta_{\text{permisible}} = 2.56^\circ > 0.5274^\circ \text{ correcto}$$

### 5.4.3. DISEÑO DE LA CHAVETA

Según norma ASA, para eje de 3"  $\emptyset$  usar chaveta de 3/4" x 3/4".

Seleccionamos acero AISI 1020

$$S_y = 42000 \text{ lib/pulg}^2 = 2955.54 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_n = 65000 \text{ lib/pulg}^2 = 4574.059 \text{ kg/cm}^2$$

$$S'_y = 0.30 \times S_y = 0.3 \times 2955.54 = 886.63 \text{ kg/cm}^2$$

$$S'_v = 0.18 \times S_n = 0.18 \times 4574.059 = 823.33 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_v = 0.75 \times 823.33 = 617.498 \text{ kg/cm}^2$$

$$S'_a = \frac{S_y}{F_s} = \frac{2955.54}{2} = 1477.773 \text{ kg/cm}^2$$

$$S_a = 0.75 \times S'_a = 0.75 \times 1477.773 = 1108.33 \text{ kg/cm}^2$$

Cálculo de la longitud mínima por cizallamiento

$$L = \frac{2M_t}{bdS_v}$$

$$M_t = \text{Momento torsionante} = 7240.7/2 = 3620.035 \text{ Kg.}$$

$$b = 3/4" = 1.905 \text{ cm}$$

$$d = 80 \text{ mm} = 8.0 \text{ cm}$$

$$L = \frac{2 \times 3620.035}{1.905 \times 8.0 \times 617.498} = 0.76 \text{ cm}$$

Cálculo de la longitud mínima por aplastamiento

Será máxima en la cara inferior

$$L = \frac{2 M_t}{fbS_a(1.14d + h/2)}$$

$$f = \text{Coeficiente de rozamiento} = 0.15$$

$$L = \frac{2 \times 3620.035}{0.15 \times 1.905 \times 1108.33 (1.14 \times 7.62 + 0.952)} = 2.26 \text{ cm.}$$

Esfuerzo permisible por aplastamiento

$$F_a = 500 \text{ kg/cm}^2$$

$$L = 2.26 \times 1108.33 / 500 = 5.03 \text{ cm}$$

Adoptamos:

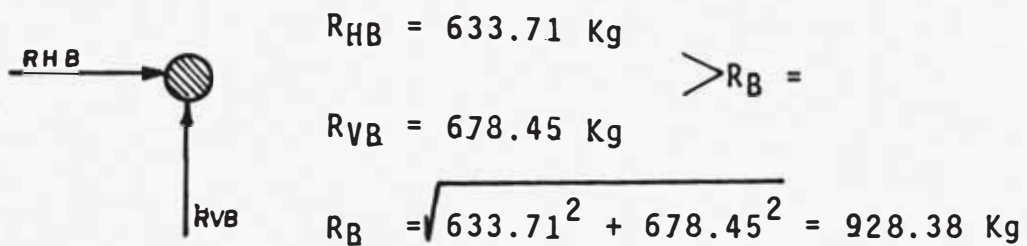
$$L = 8 \text{ cm}$$

Chaveta Seleccionada:

$$3/4" \times 3/4" \times 8 \text{ cm}$$

#### 5.4.4. SELECCION DE LOS RODAMIENTOS

##### 5.4.4.1. SELECCION DEL RODAMIENTO A USAR EN EL PUNTO B



Cálculo de la Fuerza Axial  $F_a$

Sq:  $F = \dot{m}V$  donde  $V = 33.73 \text{ m/s}$  (Zona del Ventilador)

$$\dot{m} = \rho VA = 1.20602 \times 33.73 \times 1.54^2 \frac{\pi}{4}$$

$$\dot{m} = 75.77 \frac{\text{Kgm}}{\text{Seg}}$$

$$F = 75.77 \times 33.73 = 25556.13 \text{ Newtons} = 260.65 \text{ Kg}$$



Entonces :

$$F_r = \text{Fuerza radial} = 928.38 \text{ kg}$$

$$F_a = \text{Fuerza axial} = 260.65 \text{ kg}$$

$$\text{RPM} = 1170$$

$$\text{Duración nominal de por lo menos } 20000 \text{ horas} = L_h$$

$$\text{Cálculo de la relación } F_a/F_r = 260.65/928.38$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.28076$$

Considerando  $\frac{F_a}{F_r} \geq e$  y asumimos para  $x = 0.56$  e  
 $y = 1.6$

entonces la carga equivalente será:

$$P = X.F_r + YF_a$$

$$P = 0.56 \times 928.38 + 1.6 \times 260.65$$

$$P = 936.939 \text{ kg}$$

La duración en millones de revoluciones es:

$$L = 60 \times 10^{-6} \times n \times L_h$$

$$L = 60 \times 10^{-6} \times 1170 \times 20000 = 1404$$

Seguridad de carga  $\frac{C}{P} = L^{1/p}$  , para rodamiento de bolas

$$p = 3$$

$$\frac{C}{P} = 1404^{1/3} = 11.1975$$

Capacidad de base dinámica requerida

$$C = 11.1975 \times 936.939 = 10491.4 \text{ kgs.}$$

de Tablas tenemos las siguientes alternativas:

N°	d	C	C <sub>0</sub>	F <sub>a</sub> /C <sub>0</sub>	e	Y	X	P
16015	75	2240	2160	0.12067	0.30378	1.4311	0.56	
6015	75	3100	2800	0.09309		2.017	0.56	
6215	75	5200	4250	0.06133	0.26133	1.6578	0.56	
6315	75	9000	7200	0.036201	0.2349	1.85064	0.56	
6415	75	12000	11000	0.02369	0.21826	2.01739	0.56	

Recalculando cargas equivalentes y capacidades de base dinámica

N°	P	C <sub>req.</sub>	C
16015	892.91	9098.3	2240
6015	916.876	10266.71	3100
6215	952.004	10660	5200
6315	1002.26	11222.9	9000
6415	1045.73	11709.59	12000

debe cumplir que  $C > C_{req.}$ , por lo tanto:

Rodamiento a usar será: Rodamiento rígido de bolas  
6415 SKF

Dimensiones

d	D	B	r
75	190	45	4

5.4.4.2. SELECCION DEL RODAMIENTO EN EL PUNTO C

Fuerzas en el punto C

$$R_{VC} = 40.466 \text{ kg}$$

$$R_{HC} = 37.798 \text{ Kg}$$

Seleccionamos rodamientos del tipo rígido de bolas.

En el punto C no existe carga axial.

Fuerza resultante:

$$F_C = 55.37 \text{ Kg}$$

Carga equivalente será:

$$P = 55.37 \text{ Kg}$$

Duración en millones de revoluciones.

Duración nominal de por lo menos 20000 horas

$$L = 1404$$

Seguridad de carga requerida  $C/p = L^{1/p}$ ;  $p = 3$

$$C = 1404^{1/3} = 11.1975$$

Capacidad de base dinámica requerida

$$C = 11.1975 \times 55.37 = 620.05 \text{ kg}$$

Alternativas de selección

N°	d	D	B	C
16015	75	115	13	22400

$$2240 > 620 \text{ conforme}$$

Rodamiento a usar:

SKF 16015

#### 5.5.0. DISEÑO ESTRUCTURAL DEL TUNEL AERODINAMICO

En esta parte, se consideran lo referente a la estructura en sí del túnel como es, dimensiones, espesores, re fuerzas, etc. de los materiales que componen el túnel.

Para el diseño de la estructura del túnel será neces-

rio conocer la presión que actúa internamente a través de todo el circuito. Determinaremos el caso más crítico, esto es cuando la presión dentro del túnel sea la máxima. Para determinar el caso más crítico consideramos el siguiente hecho. Si estando funcionando el ventilador, colocáramos un obstáculo en la boca de salida del cono de entrada, aumentando las pérdidas hasta lograr un caudal cero, de modo que toda la presión cinética lo convertimos en presión estática logrando lo siguiente:

$$P_{\text{Total}} = P_{\text{est}} + P_{\text{din}} \quad \text{pero} \quad P_{\text{din}} = 0$$

Observando las curvas características del ventilador, tenemos (ver fig. 77)

$$P_c = 8 \text{ pulg } H_2O = \text{presión crítica} = 0.0203 \text{ kg/cm}^2$$

Los cálculos lo haremos bajo esta presión como medio de seguridad a pesar de que esta situación es casi imposible que se presente.

#### 5.5.1. CALCULO DE ESPESORES DE PLANCHA

Características de las planchas a usar:

Material : Planchas de fierro galvanizado

Esfuerzo de rotura:  $St = 65000 \text{ PSI}$

Esfuerzo de fluencia :  $Sy = 48000 \text{ PSI}$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ lib/pulg}^2$$

Para nuestro caso, consideraremos 2 tipos de cálculos y que son: para elementos curvos y placas planas.

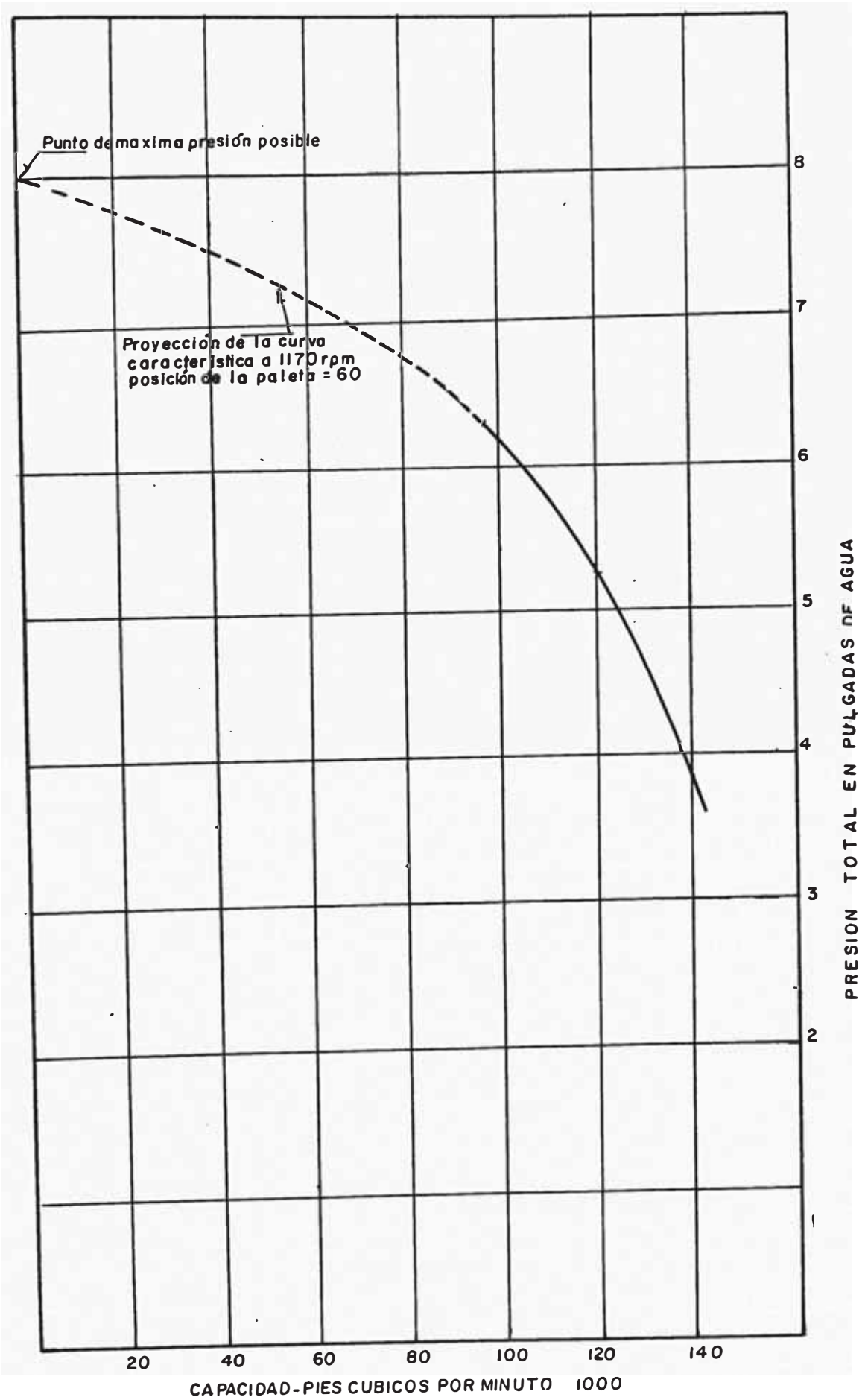


Figura 77 .- CURVA CARACTERISTICA DEL VENTILADOR D 60

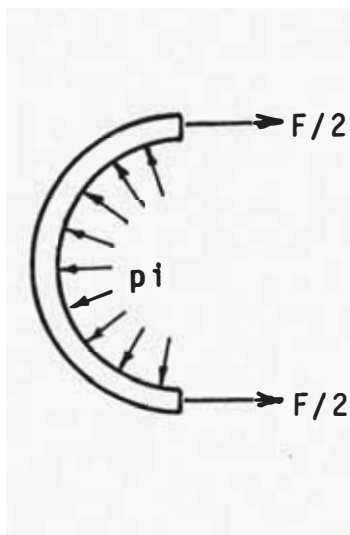
### 5.5.1.1. CALCULO DE ESPESOR DE PLANCHA DE ELEMENTOS CIRCULARES

Dentro de esta clasificación, están los difusores a los que nosotros los clasificamos como cilindros de paredes delgadas, ya que  $t/d_i \leq 0.07$ .

En estos casos se asume que la distribución de los esfuerzos circunferenciales o tangenciales son uniformes en la dirección radial, o sea constante en todo el espesor ya que es relativamente delgado con respecto al diámetro del cilindro.

Planteando las ecuaciones de deformación elástica, tenemos:

En la figura 78 observamos un cilindro cortado por la mitad, en el que se aplica una presión interna  $p_i$ . Para equilibrar se actúa una fuerza  $F/2$  sobre el espesor del cilindro y el que soportará el material. La fuerza  $F$  debe ser igual a la fuerza resultante horizontal producida por  $p_i$ .



Si  $L$  es la longitud del cilindro

$d_i$  = diámetro interno, se tiene

$$F = p_i d_i L \rightarrow L = F / p_i d_i$$

$$\text{También } F = 2\sigma_t t L \quad L = F / 2\sigma_t t$$

igualando, tenemos:

$$\sigma_t = \frac{p_i d_i}{2t} \Rightarrow t = \frac{p_i d_i}{2\sigma_t}$$

Figura 78 Cilindro Cortado

### CALCULO DE LOS ESPESORES DE PLANCHA DE DIFUSORES

- Para el primer difusor:

$$t = \frac{p_i d_i}{2\sigma_t} \quad \text{donde} \quad \sigma_t = \frac{S_y}{F.S} = \frac{48000}{2} = 24000 \text{ lib/pulg}^2$$

$$= 1688.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$p_i = 0.02036 \text{ Kg/cm}^2$$

$$d_{i1} = 116 \text{ cm} \rightarrow t = 0.02036 \times 116/2 \times 1688.8 = \\ = 0.000699 \text{ cm}$$

$$d_{i2} = 165 \text{ cm} \rightarrow t = 0.02036 \times 165/2 \times 1688.8 = \\ = 0.00099 \text{ cm}$$

- Para el segundo difusor:

$$d_{i1} = 154 \text{ cm} \rightarrow t = 0.02036 \times 154/2 \times 1688.8 = \\ = 0.00092 \text{ cm}$$

$$d_{i2} = 235 \text{ cm} \rightarrow t = 0.02036 \times 235/2 \times 1688.8 = \\ = 0.001416 \text{ cm}$$

Nosotros colocaremos planchas de 1/16" para darle rigidez a los difusores, dada las dimensiones de éstas.

Para darle mayor rigidez se colocaron como refuerzo ángulos de 2" x 1/4" rolados (ver plano N° 5)

### 5.5.1.2. CALCULO DE ESPESORES DE PLANCHA DE ELEMENTOS

#### PLANOS

Las partes del túnel que poseen elementos planos son las 4 esquinas, las que requieren para el cálculo hacer uso de fórmulas de placas planas aplicables de acuerdo a

las consideraciones de tipo de carga y condiciones de bordes. Estas fórmulas permiten calcular los esfuerzos máximos.

Estas fórmulas están dadas en la tabla N° 3-1/8/ de los cuales para nuestro caso escogemos la fórmula N° 29 para placas rectangulares, donde todos los bordes están apoyados y el tipo de carga es uniforme en toda la superficie.

$$\sigma_{\max} = \frac{0,75 w b^2}{t^2 (1 + 1,61\alpha^3)} \quad \text{donde:}$$

$w = 0,02036 \text{ kg/cm}^2$   
 $b = \text{lado menor}$   
 $a = \text{lado mayor}$   
 $\alpha = b/a$

Considerando que las planchas serán de 1/16" (1.58 mm) para darle rigidez, calcularemos las dimensiones de las placas que requieren refuerzos y la distancia a la que deben estar colocadas.

De la ecuación, tenemos:

$$b = \sqrt{\frac{\max t^2 (1 + 1,61\alpha^3)}{0,75 w}} \quad \text{Consideramos}$$

$a = b \Rightarrow \alpha = 1$

$$\sigma_{\max} = \frac{S_y}{1,5} = 2251,84 \text{ kg/cm}^2; \quad t = 0,158 \text{ cm}$$

$$b = 98,5 \text{ cm}$$

lo cual quiere decir que las placas planas no deben exceder de 98.5 cm sin que tengan un refuerzo. En nuestro caso, colocaremos refuerzos de ángulos de 2" x 1/4" (ver plano N° 5), los cuales deben ir soldados a las planchas.



#### 5.6.0. FORMA DE ENSAMBLE DEL TUNEL AERODINAMICO

Cada parte del túnel será armado en forma compacta, con planchas soldadas de 1/16" de espesor y en los extremos serán colocadas bridas (ángulos de 2 1/2" x 1/4) las que tendrán agujeros para empernarse unas partes a otras. Entre brida y brida se colocará una banda de empaquetaduras de jebe para lograr hermeticidad y evitar fugas. En cada unión embridada tendrán soportes las que estarán ancladas al piso de concreto construido especialmente para servir de base al túnel. Angulos de 2" x 1/4" se colocarán como refuerzos en los difusores y esquinas (Ver plano N° 5

Los pesos de los materiales predominantes en el túnel son las siguientes:

- Plancha de 1/16" de espesor - 12.46 kg por m<sup>2</sup>
- Plancha de 1/64" de espesor = 3.115 kg por m<sup>2</sup>
- Angulos de 2 1/2" x 1/4" = 6 kg por m
- Angulos de 2" x 1/4" = 4.75 kg por m

Seguidamente, se dan los metrados de los materiales, que intervienen en el montaje del túnel.

TABLA N° 14

CANTIDAD DE PLANCHAS DE FIERRO GALVANIZADO

N°	ZONA	AREA (m <sup>2</sup> )	PESO (m)	ESPESOR DE PLANCHA
1	Z. de Pruebas	-----	-----	
2	Colector	3.82	47.604	1/16"
3	1er. Difusor	20.597	256.68	1/16"
4	1ra. Transición	7.136	88.928	1/16"
5	1° Esquina	13.836	172.422	1/16"
6	Ducto	5.280	65.798	1/16"
7	2da. Esquina	13.836	172.422	1/16"
8	2da. Transición	5.824	72.640	1/16"
9	Z. Ventilador	-----	-----	-----
10	2do. Difusor	48.152	600.064	1/16"
11	3ra. Transición	14.481	180.460	1/16"
12	3ra. Esquina	27.125	338.028	1/16"
13	4ta. Esquina	27.125	338.023	1/16"
14	4ta. Transición	11.000	137.08	1/16"
15	Zona del Panal	4.421	55.19	1/16"
16	Cono de entrada	9.840	122.62	1/16"
17	Aletas 1° y 2° Esq	14.923	185.97	1/16"
18	Aletas 3° y 4° Esq	29.665	369.67	1/16"
19	Tranquilizador	72.326	225.295	1/64"
			3428.899	

TABLA N° 15

METRADO DE ANGULOS DE UNION ENTRE PARTES (BRIDAS DE  
2 1/2" x 1/4")

Sec ción N°	Díametro ó lado	Tipo de Sección	Long.de Brida Lado	Can ti dad	Long. Total	N° de Pernos	Peso (kg)
3	1.160	Circular	3864	01	3864	20	23.18
34	1.405	Circular	4633	01	4633	23	27.80
4	1.650	Circular	5403	01	5403	27	32.42
5	1.650	Cuadrado	1777	04	7108	36	42.65
6	1.650	Cuadrado	1777	04	7108	36	42.65
7	1.650	Cuadrado	1777	04	7108	36	42.65
8	1.650	Cuadrado	1777	04	7108	36	42.65
9	1.540	Circular	5057	01	5057	26	30.34
10	1.540	Circular	5057	01	5057	26	30.34
10A	1.810	Circular	5906	01	5906	30	35.44
10B	2.080	Circular	6754	01	6754	34	40.52
11	2.350	Circular	7602	01	7602	38	45.61
12	2.350	Cuadrado	2477	04	9908	48	59.45
13	2.350	Cuadrado	2477	04	9908	48	59.45
14	2.350	Cuadrado	2477	04	9908	48	59.45
15	2.350	Circular	7602	01	7602	38	45.61
16	2.350	Circular	7602	01	7602	38	45.61
Total						588	705.82

TABLA N° 16

METRADO DE ANGULOS DE REFUERZO (2" x 1/4") POR ZONAS

N°	ZONA	Diámetro δ largo	Longi- tud de Angulo	N° de Angu- los	Long. de Total	Peso (kg)
	1er.difusor	1.282(D)	4.029	01	4.029	19.137
		D=1.527	4.798	01	4.798	22.791
	1ra.Transic.	L=1.456	1.456	08	11.649	55.333
	1ra.Esquina	L=1.951	1.951	04	7.804	37.069
		L=1.752	1.752	02	3.503	16.639
		L=3.693	3.693	01	3.692	17.537
	Ducto	L = 0.8	0.800	04	3.200	15.200
	2da.Esquina	L=1.951	1.951	04	7.804	37.069
		L=1.752	1.752	02	3.503	16.639
		L=3.693	3.693	01	3.691	17.532
	2da.Transic.	L=1.296	1.296	08	10.371	49.262
		D=1.630	5.121	01	5.121	24.325
		D=1.720	5.403	01	5.403	25.664
		D=1.900	5.969	01	5.969	28.353
		D=2.170	6.817	01	6.817	32.381
		D=2.260	7.099	01	7.099	33.720
	3ra.Transic.	L=2.074	2.074	08	16.598	78.841
	3ra.Esquina	L=2.701	2.701	08	21.606	102.628
		L=2.452	2.452	04	9.806	46.578
		L=5.171	5.171	01	5.171	24.562
	4ta.Esquina	L=2.701	2.701	08	21.606	102.628
		L=2.452	2.452	04	9.806	46.578
		L=5.171	5.171	01	5.171	24.562
	4ta.Transic.	L=1.686	1.686	08	13.493	64.092

TOTAL

197.71

939.1197

TABLA N° 17

METRADO DE ANGULOS DE SOPORTE (ANCLAJE) POR SECCIONES  
SEGUN PLANO N° 5 (ANGULOS DE 2 1/2" x 2 1/2"x1/4

N°	Sección	N° de Secciones	Longitud de Angulo	N° de Area	Longitud Total	Peso
1	A	01	600	02	1200	7.200
			1000	02	2000	12.00
			966	01	966	5.796
2	B	01	500	02	1000	6.000
			1200	02	2400	14.400
			1351	01	1351	8.106
3	C	01	480	02	960	5.760
			1500	02	3000	18.000
			1726	01	1726	10.356
4	D	04	240	08	1926	11.52
			190	08	1520	9.12
			1790	04	7160	42.96
5	E	02	480	04	1920	11.52
			1300	04	5200	31.2
			1335	02	2670	16.02
6	F	01	460	02	920	5.52
			1680	01	1680	10.08
			1887	01	1887	11.322
7	G	01	520	02	1040	6.240
			1990	01	1990	11.940
			1997	01	1997	11.982
8	H	03	540	06	3240	19.44
			2180	03	6540	39.24
			2217	03	6651	39.906
9	I	03	520	06	3120	18.72
			1990	03	5970	35.82
			1997	03	5991	35.946

Metrado de la Base de la Caja Bipartida

1 Plancha	700 x 250 x 3/4"	Peso = 26.169 Kg
2 Planchas	250 x 790 x 3/4"	Peso = 24.918 c/u kg
1 Plancha	160 x 380 x 3/4"	Peso = 9.0922 kg
1 Plancha	700 x 790 x 380	Peso = 63.3949 kg
		147.492

Metrado de Planchas de Base de Soporte

37 Planchas 200 x 200 x 1/2"      Peso =147.5486 kg

Pernos de Anclaje (50 unidades)

Diámetro 1/2" x 217 =                      Peso = 49.72 kg

# CAPITULO 6

## INSTRUMENTACION Y DESCRIPCIÓN DE TIPOS DE ENSAYOS

### 6.0.0. INSTRUMENTACION Y DESCRIPCION DE TIPOS DE ENSAYOS

Una vez finalizada la construcción de un túnel aerodinámico, es necesario determinar las características de flujo y hacer algunos arreglos si estos son necesarios, independientemente del túnel aerodinámico mismo, el uso del túnel implica disponer de instrumentos adicionales para efectuar mediciones.

### 6.1.0. PARAMETROS QUE DEFINEN EL FLUJO

En flujo subsónico de aire, este estará definido cuando se conozcan los siguientes parámetros:

- Presión dinámica
- Presión estática
- Presión total

Temperatura  
- Turbulencia

### 6.2.0. TIPOS DE MEDICIONES

Previo al uso del túnel aerodinámico, es necesario la calibración de éste, para ello, se hacen una serie de mediciones. Antes de proceder a describir estas en un túnel, es útil citar la única relación que existe entre la presión y la velocidad en el flujo incompresible permanente y es

$$\frac{1}{2} \rho v^2 + p = P = \text{Cte.} \quad \dots (6.1.)$$

por lo tanto la presión dinámica que se determina directamente, conociendo  $P - p$ , y para obtener  $V$ , requerimos  $\rho$  y para ello la temperatura de operación.

#### 6.2.1. MEDICION DE LA TEMPERATURA

En flujo incompresible, la temperatura es constante en todo el flujo, y este puede ser medido con suficiente exactitud por medio de un termómetro ordinario y en un lugar conveniente; la medición en el túnel lo haremos en una zona próxima a la zona de pruebas.

#### 6.2.2. MEDICION DE LA PRESION TOTAL O DE ESTANCAMIENTO

Es la presión que se logra cuando el fluido tiene una velocidad cero para un proceso, y para un líquido se crea colocando un obstáculo en la corriente al que llama



mamos puntos de estancamiento, la sonda que mide esta presión es la presión total.

Los instrumentos que miden la presión total son de varios tipos y se muestran en la figura 79.

La influencia del número de Reynolds sobre la lectura de estas sondas no tiene importancia en un amplio rango, excepto para velocidades muy pequeñas, ( $Re < 100$ )

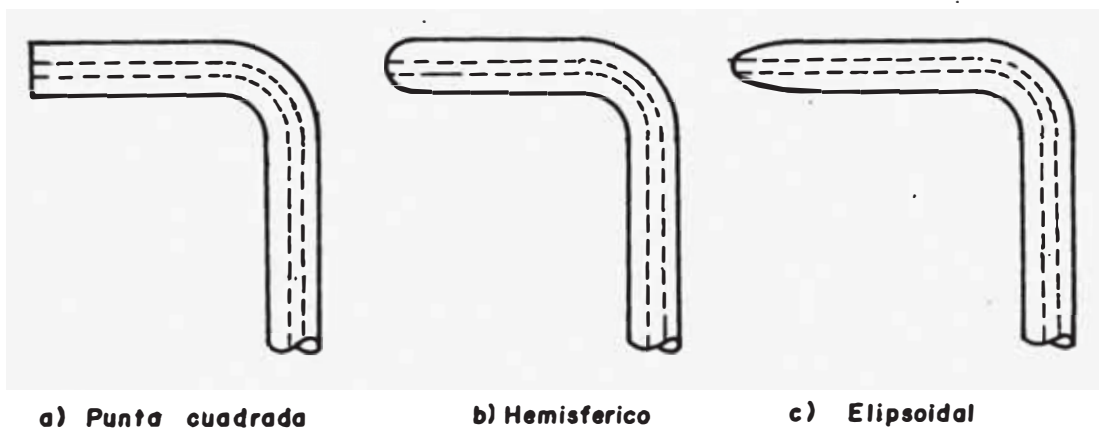
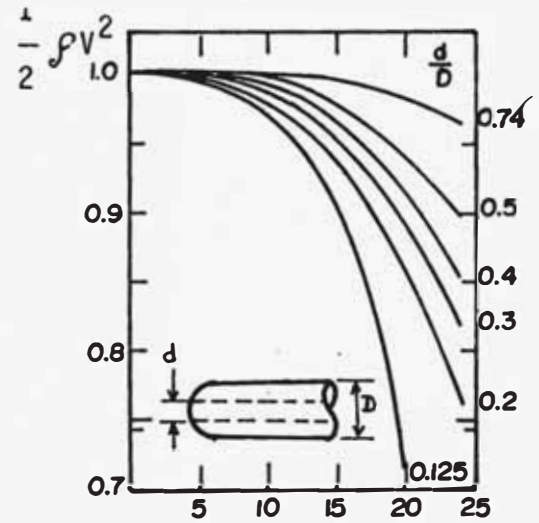
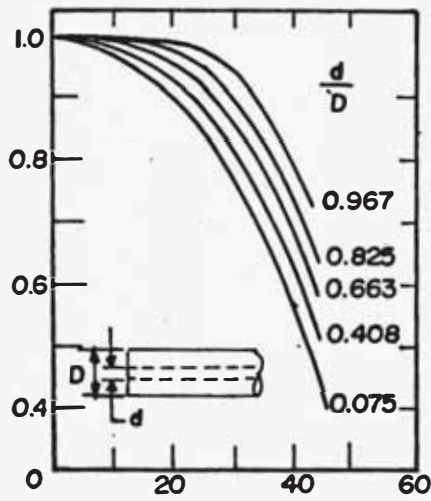


Figura 79.-SONDAS PARA MEDIR PRESION TOTAL

Las lecturas de estas sondas varían cuando el flujo no es paralelo al eje axial de la sonda, por lo que es necesario conocer también la dirección de la corriente para conocer la verdadera lectura. En la figura 80 mostramos los efectos del ángulo del flujo para las sondas tipo a y b de la figura 79.

Presión del pitot -  $p/\frac{1}{2}\rho V^2$

Presión pitot -  $p$



a) Angulo del flujo

b) Angulo del flujo

Figura No. 80 EFECTOS DEL ANGULO DEL FLUJO PARA SONDAS

Si en las sondas tipo (a) se hacen modificaciones en la punta, veremos que estas toleran un mayor ángulo del flujo, en la figura 81 mostramos dichas modificaciones y en la tabla N° 18 las tolerancias máximas de los ángulos del flujo

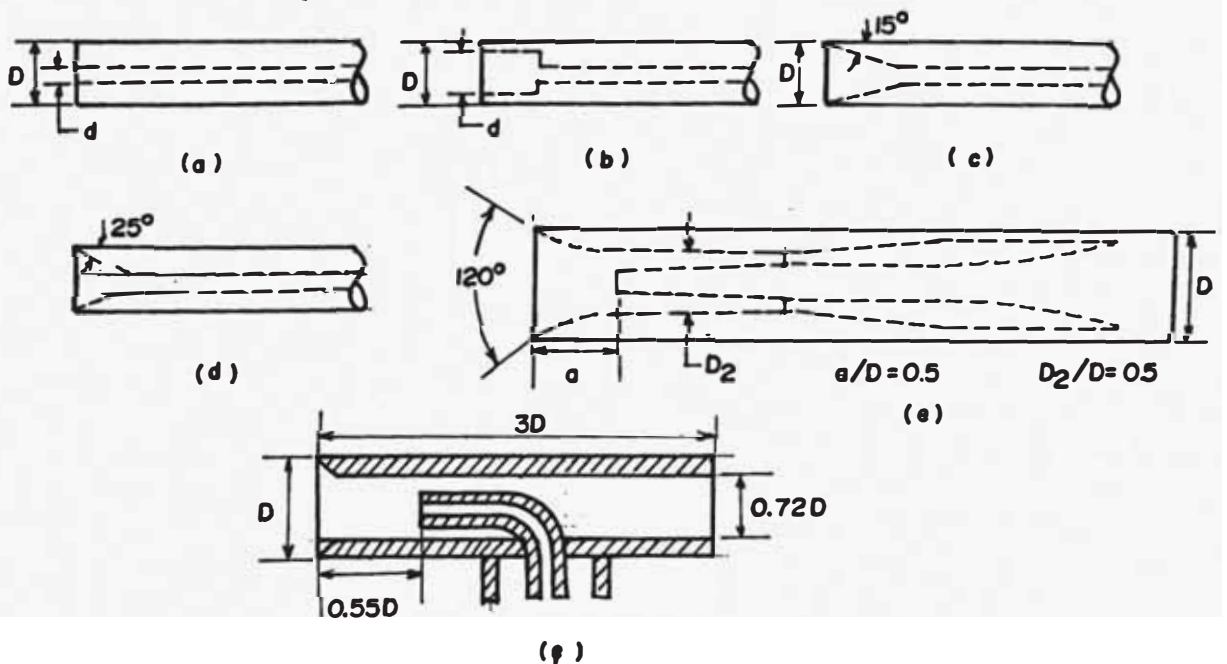


FIGURA No. 81 TIPOS DE SONDAS MODIFICADAS EN LA PUNTA

Tabla N° 13

Fig.	Tolerancia del Angulo en Grados Flujo Incompresión	Fig.	Tolerancia del Angulo en Grados Flujo Incompresión
a	$\pm 11^\circ$	d	$\pm 23.5^\circ$
b	$\pm 23^\circ$	e	$\pm 63^\circ$
c	$\pm 27 \frac{1}{2}^\circ$	f	$\pm 45^\circ$

6.2.3. MEDICION DE LA PRESION ESTATICA

La presión estática es la presión que mediría una sonda que se mueve conjuntamente al fluido, pero en la práctica se usan sondas estables. Los tipos más usados son los que se muestran en la Figura 82. Consiste de un tubo paralelo al flujo y a la presión se mide en unos agujeros sobre la superficie del tubo.

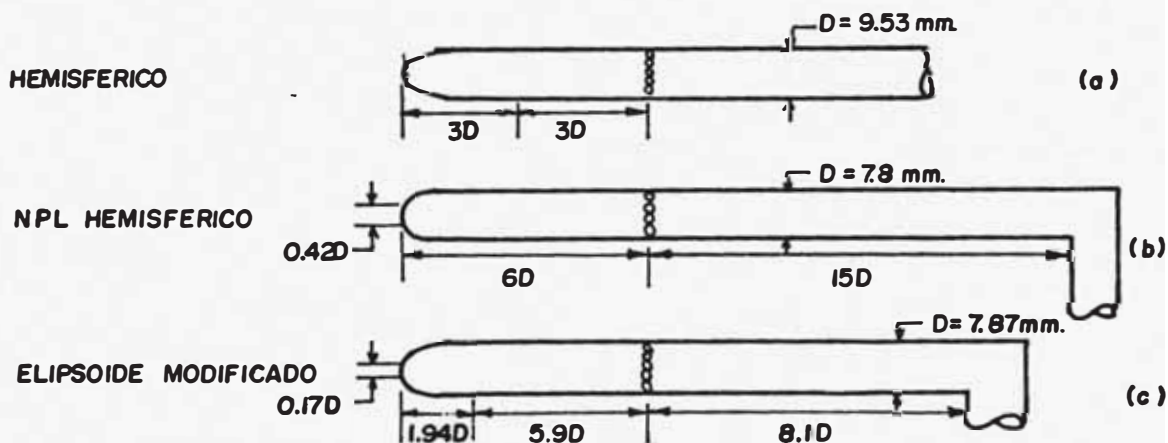


FIGURA No 82. SONDAS PARA MEDIR PRESION ESTATICA

La ubicación de las tomas de presión estática, depende de la repartición de presiones a lo largo del tubo. En la Figura 83, muestra que la presión en las cercanías del punto M aumenta hasta un máximo, justo en dicho punto y

luego desciende rápidamente a un valor menor que  $p$ , para luego subir lentamente hasta alcanzar un valor igual a la presión estática  $p$  en el infinito (esta es la zona donde se practican los orificios), luego sigue aumentando la presión debido al brazo del tubo.

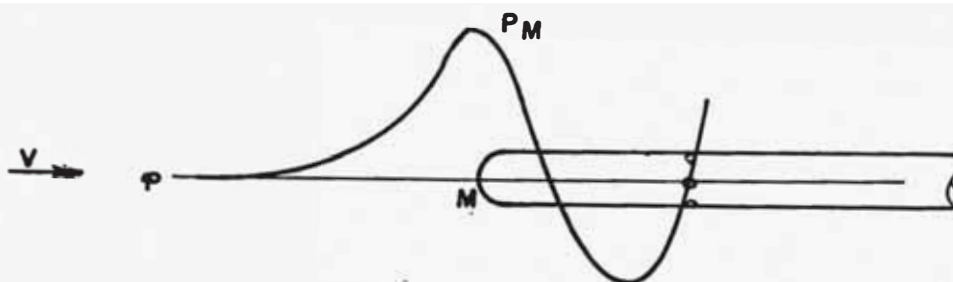


Figura 83.-Comportamiento de la Presión cerca a una sonda.

El número de agujeros normalmente usados son 7, pudiendo usarse 4 agujeros para tubos muy delgados. El diámetro de dichos agujeros es 1/10 del diámetro exterior del tubo.

Al variar la inclinación del flujo con el tubo, se presentan variaciones en las lecturas de la presión estática para ello, se calibran las sondas obteniéndose las curvas típicas con respecto tanto al grado de inclinación como al de balanceo según se muestra en la Figura 84 que corresponde al tubo (c) de la Figura 82.

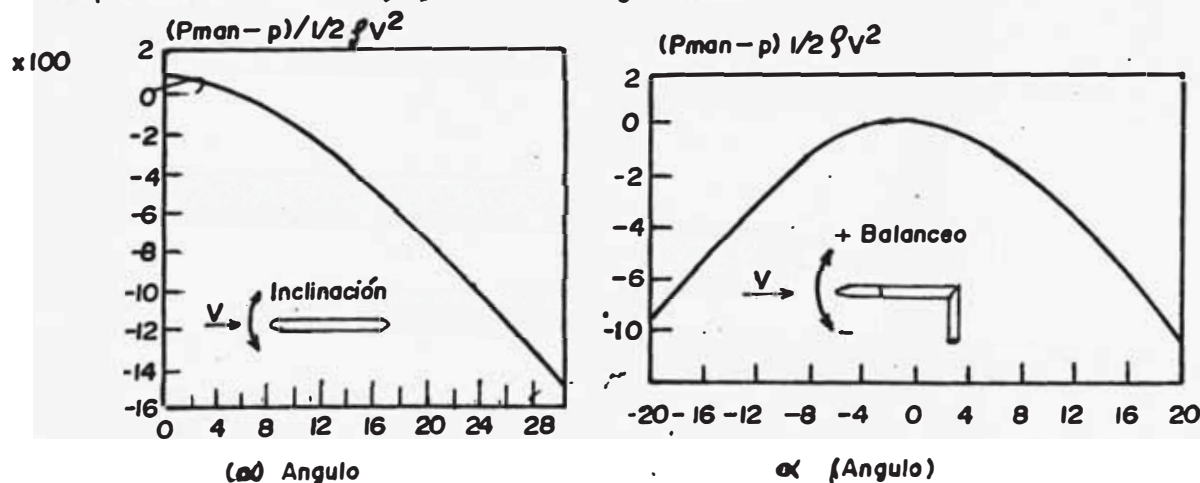


FIGURA No. 84 VARIACIONES DE LA INCLINACION DE LAS SONDAS

### 6.2.4. MEDICION DE VELOCIDAD.

La medición de la velocidad del flujo de aire en la zona de pruebas puede hacerse de 2 maneras:

#### 6.2.4.1. UTILIZANDO EL TUBO DE PITOT

De la Ec. 6.1 observamos que la presión dinámica es igual a  $H-p$ , los que serán necesarios medir además de la temperatura para conocer la velocidad del flujo. Haciendo una combinación de los tipos de instrumentos que miden  $P$  y  $p$  obtendremos el tubo de Pitot que mide directamente  $q$  al conectar las sondas que miden  $H$  y  $p$  a un manómetro diferencial, siendo la diferencia medida en altura de líquido ( $h$ )

$$\text{Luego: } P - p = h \times \gamma = q \text{ ----- (6.2)}$$

$$q = h \times \gamma_c = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \gamma = \text{Peso específico del líquido}$$

$$v_x = \sqrt{\frac{2h \times \gamma}{\rho}} = \sqrt{\frac{2h \times \rho_1 g}{\rho}}$$

$$\rho_1 = \text{Densidad del líquido}$$

$$\rho = \text{Densidad del aire}$$

Considerando como líquido al agua, tenemos:

$$v = \sqrt{\frac{2h \times 9.80665 \times 1000}{\rho \times 1000}} = 4.42869 \sqrt{\frac{h}{\rho}}$$

$$v = \text{m.s}^{-1} ; \quad h = \text{mm H}_2\text{O} \quad \rho = \text{Kg/m}^3$$

$$v = 4.42869 \sqrt{\frac{h}{\rho}} \text{ ----- (6.3)}$$

a.- Dimensiones del Tubo de Pitot a Usar en el Túnel

Tomaremos las dimensiones del tubo de Pitot estandar (ver figura 89 (a)). Las dimensiones del brazo del tubo estará de acuerdo al diámetro de la zona de pruebas, de modo que permita abarcar toda el área transversal de dicha zona. El soporte del Pitot no deberá interferir el flujo, el que a la vez permita el movimiento del tubo en toda el área de la zona de pruebas (Ver figura 87).

b.- Errores en la Medición del Tubo de Pitot Estandar

En la punta del tubo de Pitot estandar (Figura 89a), se produce un amontonamiento de las líneas de corriente, hecho que reduce la presión a lo largo del cuerpo del tubo y la presión estática será menor al verdadero, por ello es necesario corregir dicho error, utilizando la Figura 85. /1/, que toma en cuenta la distancia de la punta a los agujeros, así como de estos hacia el tronco.

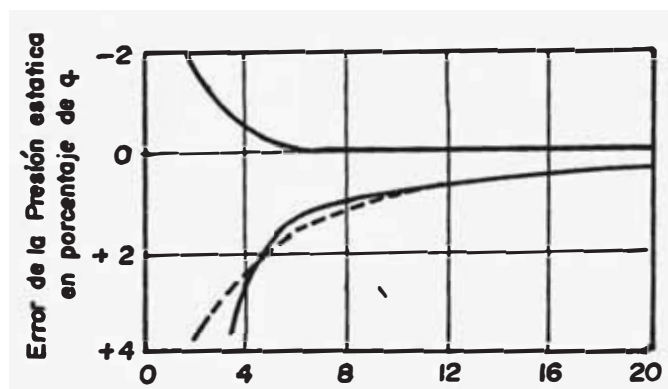


Figura 85 Distancia del Orificio a la punta o al centro del brazo en diámetros (AB ó BC en la Figura N°

La exactitud del tubo de Pitot estandar varía también cuando está inclinado con respecto al flujo como puede verse en la Figura 86.

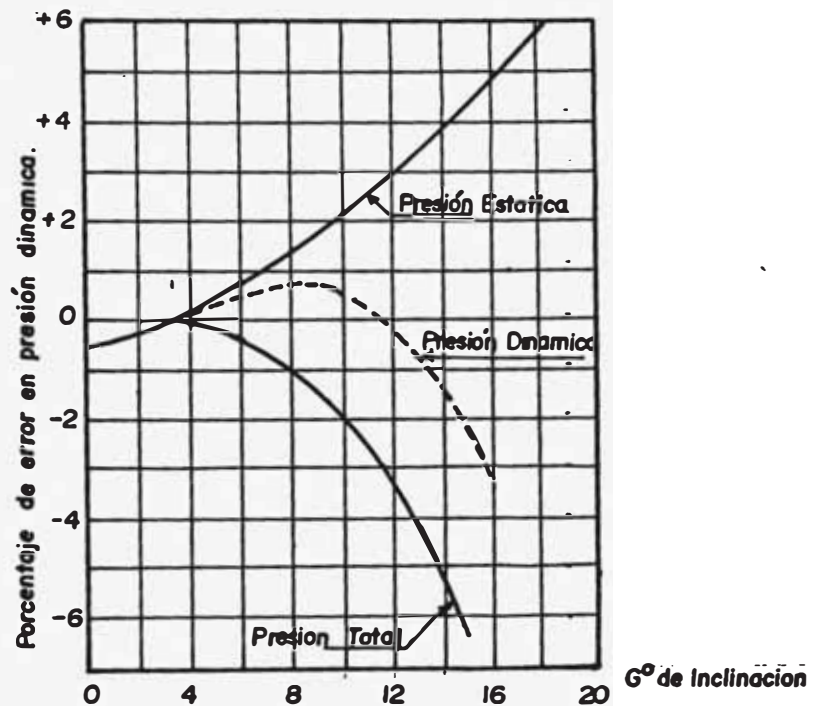


Figura 86 Performance del Tubo de Pitot Estandar al Inclinarsse.

c.- DIMENSIONES DEL MANOMETRO DIFERENCIAL

Las dimensiones del manómetro diferencial, deberá tener un adecuado tamaño, de tal modo que se pueda leer la presión dinámica para la máxima velocidad en la zona de pruebas. En nuestro caso  $V_{max} = 80 \text{ ms}^{-1}$ .

De la expresión 3, tenemos:

$$h = \left( \frac{v}{4.42869} \right)^2 \times \rho \quad \text{para } v = 80 \text{ m/s y } \rho = 1.205 \text{ Kg/m}^3 \quad (20^\circ\text{C})$$

$$h = 393 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Por consiguiente, las dimensiones del tubo en U debe

permitir una variación de "h" de 0 a 400 mm, además de un margen en ambas ramas, el esquema lo mostramos en la Figura (89 e).

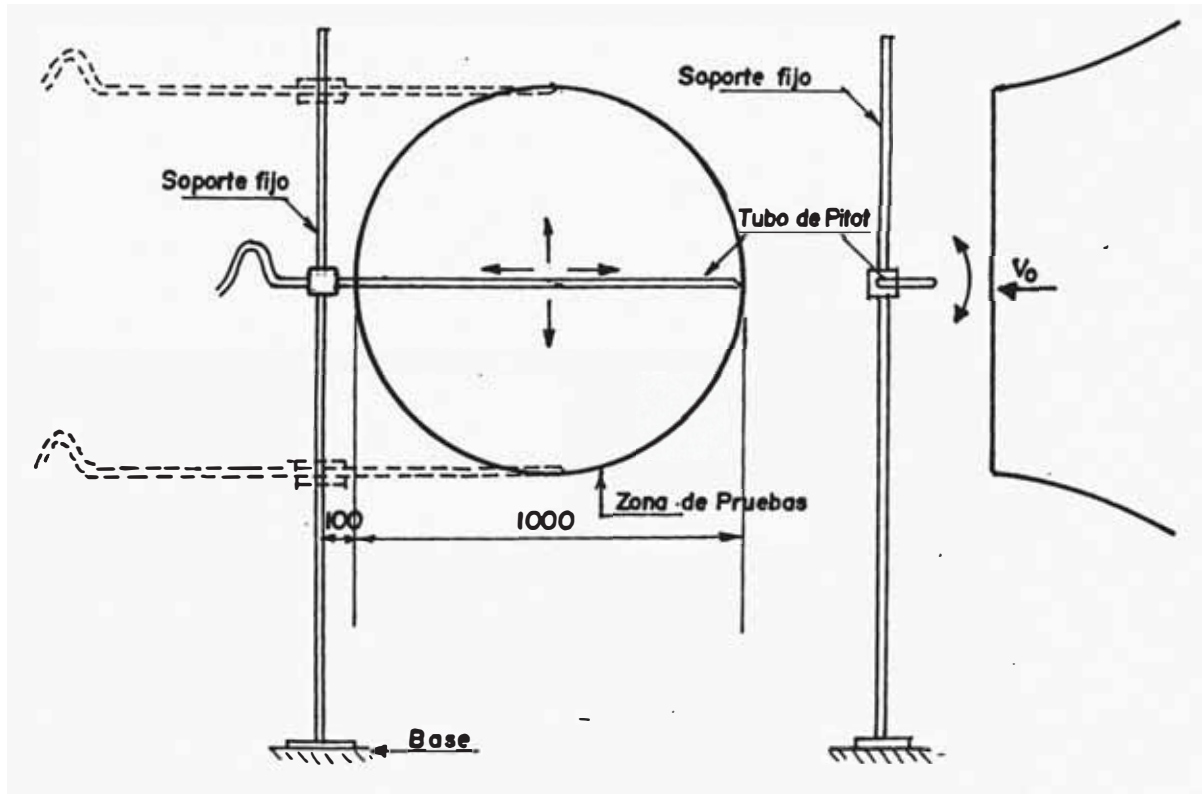


Figura 87 Movimiento de la Sonda en la Zona de Pruebas

#### d.- FORMA DE MEDIR LA VELOCIDAD EN LA ZONA DE PRUEBAS

Para las mediciones de la velocidad en la zona de pruebas de un túnel aerodinámico, será necesario tomar lecturas en muchos puntos, en forma organizada y conociendo sus respectivas coordenadas de cada medición, de este modo conocer las zonas de variación de las velocidades. Estas variaciones no deben exceder del 2% de la velocidad media, luego se deben graficar con líneas de contorno para valores iguales, según se muestra un ejemplo en la Figura 90.



### 6.2.4.2. UTILIZANDO LOS ANEMOMETROS DE HILO CALIENTE

Este instrumento es particularmente adecuado para mediciones de velocidades bajas y pequeñas fluctuaciones como ocurren en flujos turbulentos. Estos anemómetros consisten en un hilo metálico inoxidable de níquel o platino, que es calentado por una corriente eléctrica, este hilo viene a ser la cuarta rama de un puente de Wheastone y es atravesado por un fluido que lo enfría por convección y su resistencia varía en función de la velocidad del fluido. El desequilibrio del puente será mayor mientras mayor es el enfriamiento del hilo, el cual es registrado por un galvanómetro G cuyo cuadrante puede graduarse en valores de velocidad. No es conveniente medir grandes velocidades porque en lugar de enfriamiento, se produce un calentamiento del hilo. En la Figura N°88 se muestra un esquema de un anemómetro).

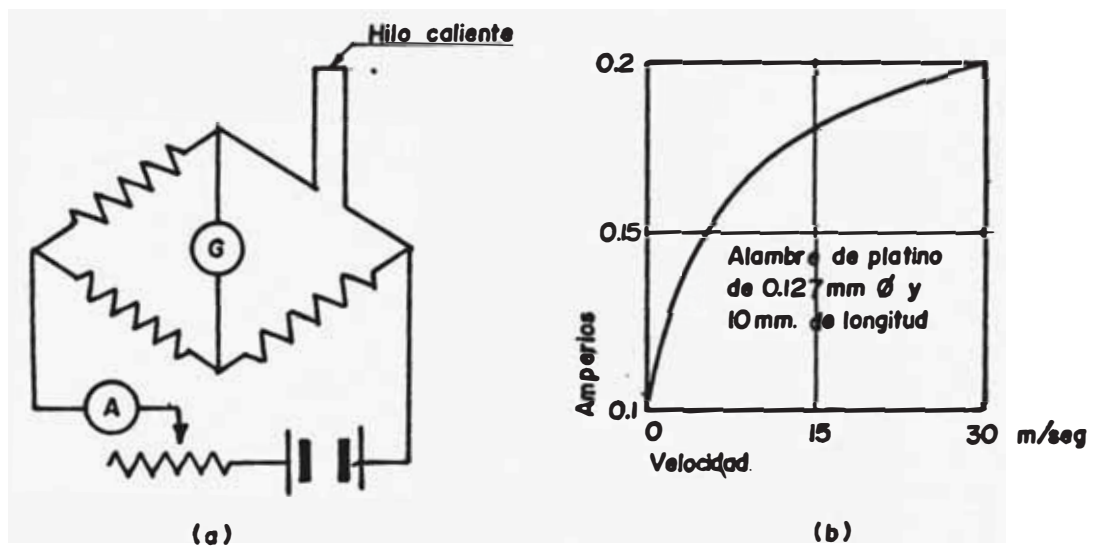
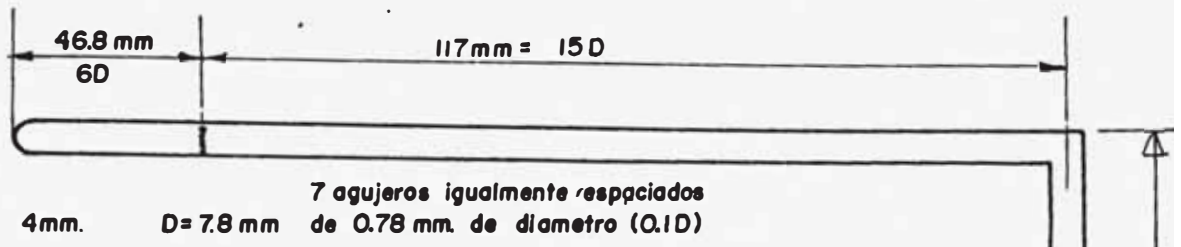
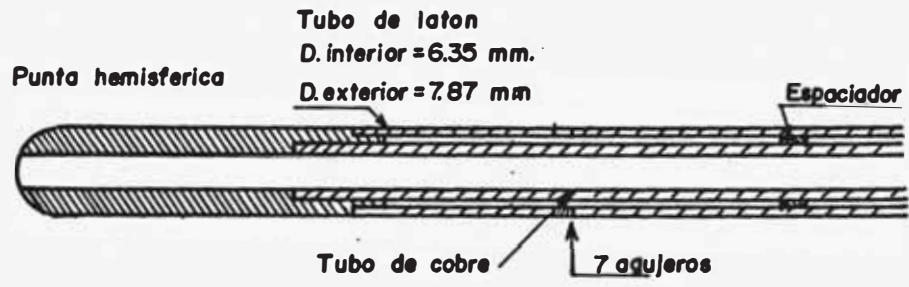


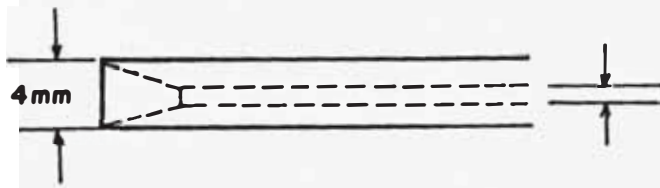
Figura 88 a) Esquema del Circuito Eléctrico por Método de Resistencia Constante.  
b) Curva Típica de Calibración.



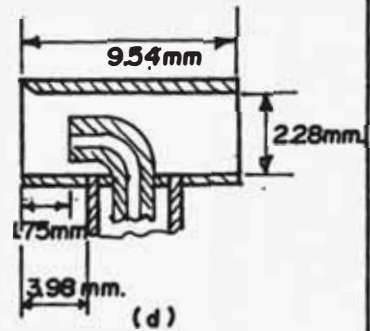
(a)



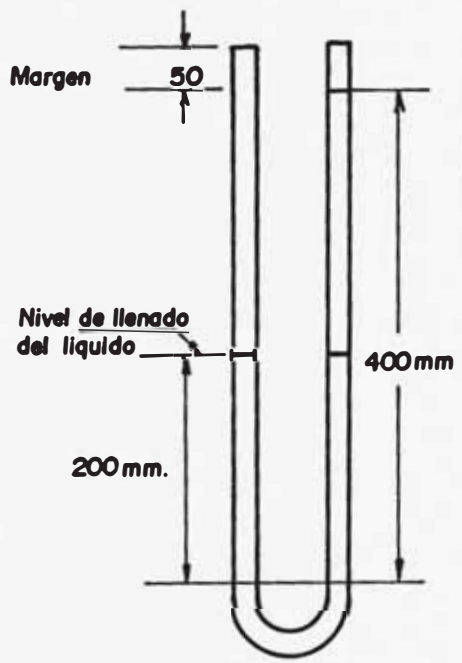
(b)



(c)



(d)



(e)

a) Tubo de Pitot estandar

b) Detalle de construccion de la punta del Pitot

c) Sonda para medir la presion total con inclinación angular hasta de  $27.5^\circ$

d) Sonda para medir la presión total con inclinacion angular hasta  $45^\circ$

(e) Dimensiones del tubo en U

Para medir la presion dinamica con una Velocidad de 80 m/s.

FIGURA No. 89.- Sundas para medir presión estática.

1050 mm.

siste en colocar la sonda estable y observar la diferencia de presiones que estará relacionada a la dirección del flujo obtenido previamente de una calibración en un fluido conocido.

En la Figura 92, las sondas (a), (b), (c) y (d), son para flujos bi-dimensionales y el tipo (e) es para flujo tri-dimensional.

#### 6.2.5.1. MEDIDOR ESFÉRICO DE LA DIRECCIÓN DEL FLUJO

Este es tipo más eficiente de los medidores de flujo, y consiste en una esfera con 2 agujeros a  $90^\circ$  una de la otra (Figura 92 f), si ellos están adecuadamente colocados las lecturas de las presiones serán iguales.

Calibración del medidor esférico.- Tomando lecturas de  $(p_a - p_b)$  para diferentes ángulos, estas diferencias dividirlas entre la presión dinámica  $q$ , la esfera se debe rotar en un solo punto, luego graficar  $(p_a - p_b)/q$  versus  $\psi$  (Figura 91)

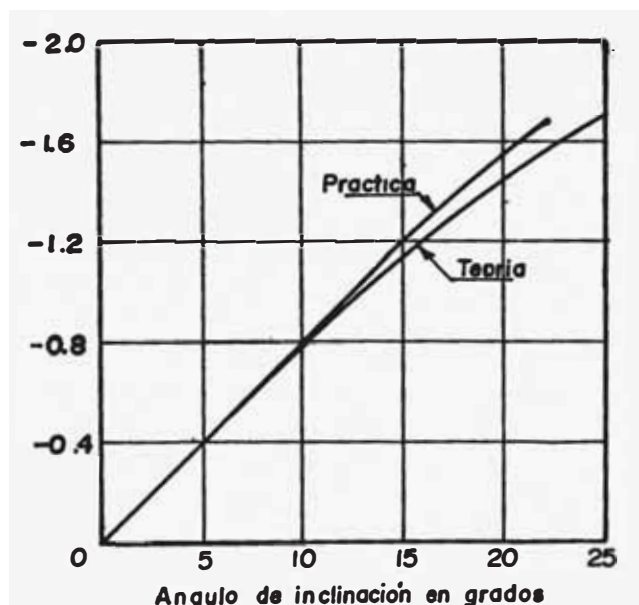
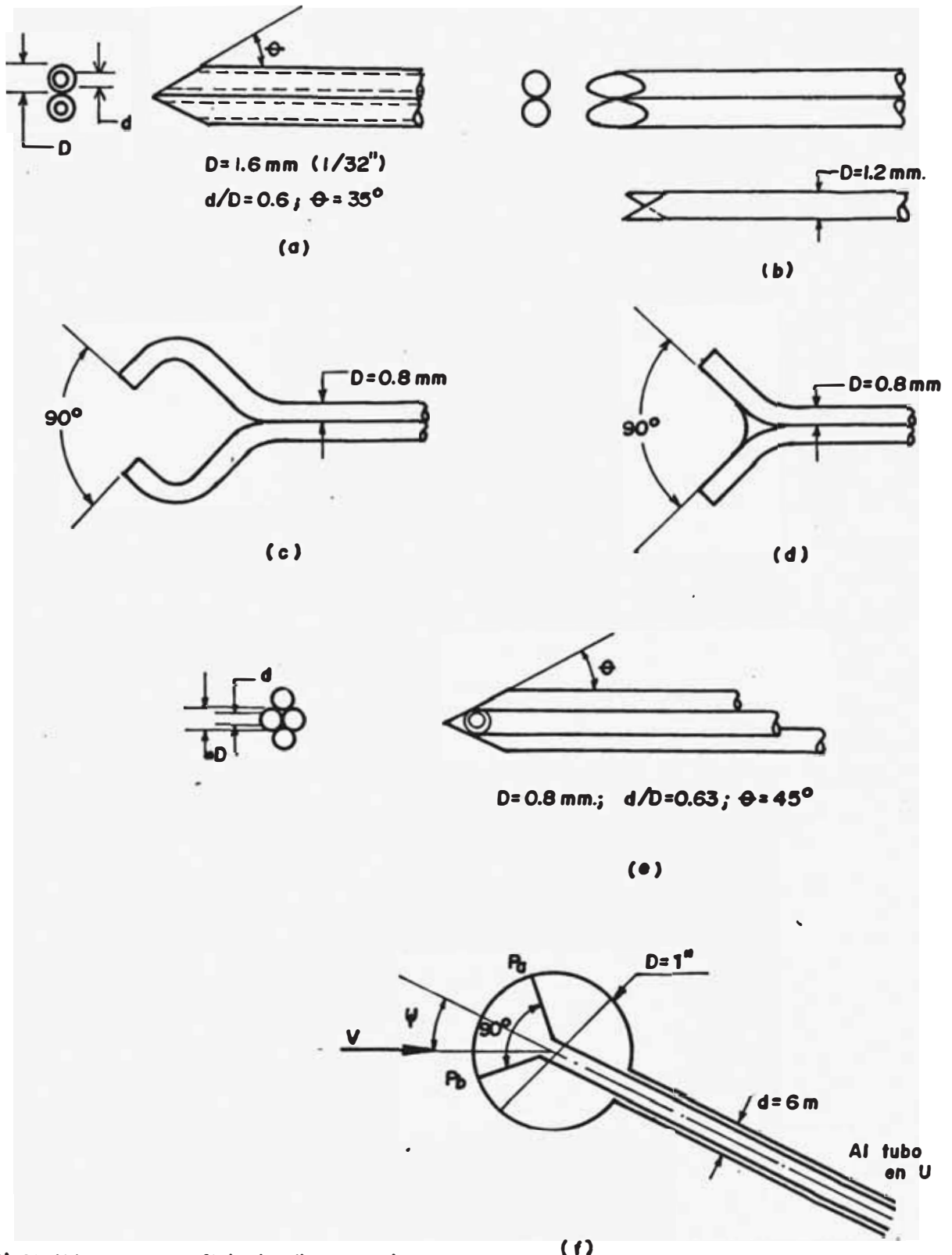


Figura 91.- Calibración del Medidor Esférico



1) Medidores para flujo b-dimensional los tipos (a, b, c, d.)

2) Medidores para flujo tri-dimensional el tipo (e).

3) Medidor de tipo esferico.

FIGURA No 92.- Sondas para medir dirección del flujo

### 6.2.6. MEDICION DE LA TURBULENCIA

Experimentalmente, se encontró que habían discrepancias en pruebas hechas en diferentes túneles aerodinámicos para cuerpos similares y con el mismo N° de Reynolds. Se demostró luego que estas discrepancias se debían a una gran diferencia de la turbulencia de la corriente de un túnel a otro, también se encontró que la turbulencia causada en el flujo de un túnel aerodinámico era similar a la turbulencia del flujo en el aire libre a N° de Reynolds más alto, por lo tanto, el N° de Reynolds de prueba en el túnel podría decirse que tiene un más alto N° de Reynolds efectivo. La relación de este incremento es el "FACTOR DE TURBULENCIA" y se le define como:

$$N^{\circ} Re_{\text{efectivo}} = FT \times Re$$

De ahí, la importancia de conocer la turbulencia de un túnel aerodinámico, el cual puede ser encontrado con una "sonda esférica" o también con una esfera de presión.

#### 6.2.6.1. FORMA DE MEDIR LA TURBULENCIA

Existen 2 métodos y son:

- a. METODO DE LA ESFERA.- El uso de la esfera es típica para medir la turbulencia, consiste en medir el arrastre de una esfera pequeña de 5 ó 6" de diámetro a varias velocidades del túnel y hallar el coeficiente de arrastre con la expresión:

$$C_D = \frac{\text{Arrastre}}{\frac{1}{2} \rho v^2 A}$$

V = Velocidad del aire tranquilo  
A = Area proyectada.

Luego, se grafica  $C_D$  vs. el  $N^\circ$  de Reynolds, obteniéndose una curva típica como la Figura 93.

Esta curva es típica y notable, ya que este resultado será válido para una esfera de cualquier diámetro en cualquier flujo incompresible si existe singularidad dinámica para iguales  $N^\circ$  de Reynolds.

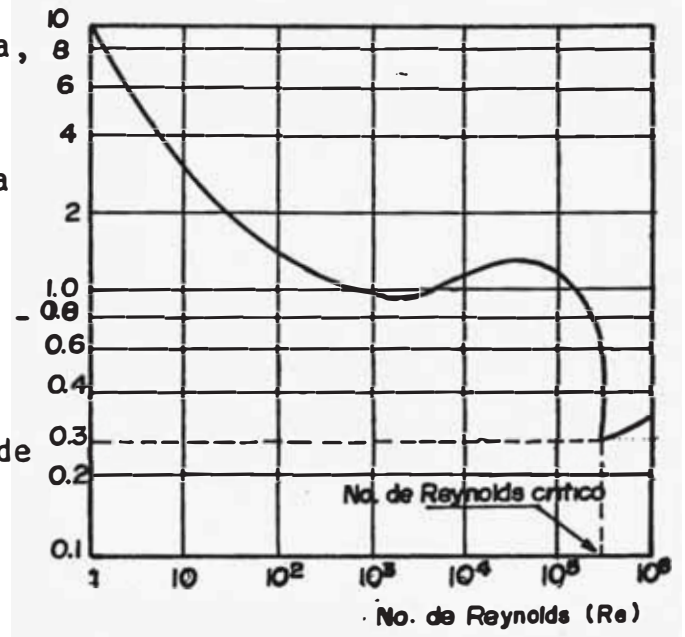


FIGURA No: 93. COEFICIENTE DE ARRASTRE VERSUS (Re)

Al aumentar el  $N^\circ$  de Reynolds, decrece  $C_D$  gradualmente, y tiene lugar la separación de una capa límite laminar en el flanco de la esfera, pero para un aumento del  $NRe$  entre  $10^5$  y  $10^6$  la capa límite laminar experimenta antes de la separación una transición a capa límite turbulenta haciendo que el punto de separación se retrase bruscamente a una posición más alejada sobre la superficie de la esfera aguas abajo, por lo que el arrastre y el coeficiente  $C_D$  decrecen notablemente. Por lo tanto, la transición en la capa límite es la que cuenta para el descenso de  $C_D$  en la Figura 93. El  $N^\circ$  de Reynolds de la corriente principal cuando se produce la transición acompañada por el descenso de  $C_D$  se llama el NUMERO DE REYNOLDS CRITICO, y se observó que este número variaba considerablemente de túnel a túnel, y ahora se

sabe que esta variación es debido en gran parte a la diferencia de la turbulencia de la corriente. El N° de Reynolds en el cual el coeficiente de arrastre es igual a 0.3 (Figura 93 ) será el N° de Reynolds crítico. El factor de turbulencia será

$$FT = \frac{Re}{Re_c}$$

b. METODO DE LA ESFERA DE PRESION.- Este método consiste en usar una "esfera de presión", que tiene un orificio delante de la esfera que mide la presión de estancamiento y cuatro agujeros interconectados entre sí y situados a  $22 \frac{1}{2}^\circ$  del eje en la dirección del flujo (Figura 94.

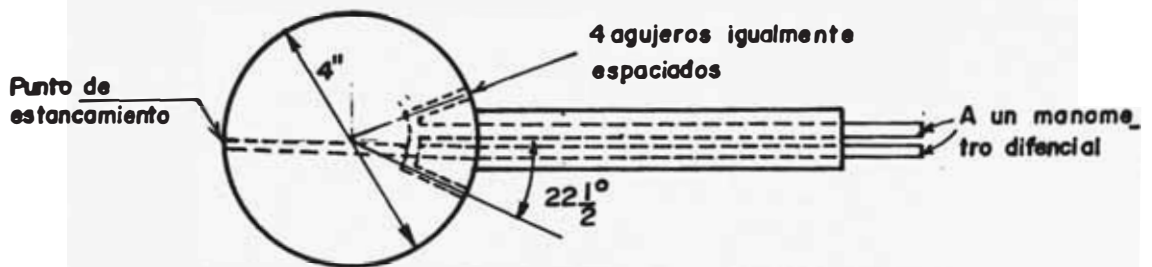


Figura 94 Esfera de Presión

El conducto de la presión de estancamiento, se conecta al conducto de los 4 agujeros a través de un manómetro diferencial. Luego, se genera la corriente de aire a través de esta esfera tomando la diferencia de presiones  $\Delta p$ , se repite esta operación para muchos N° de Reynolds. Los  $\Delta p$  obtenidos se dividen entre su respectiva

presión dinámica que obteniéndose  $\Delta P/q$ , luego se grafica  $\Delta p/q$  versus el N° de Reynolds, luego de llenar una Tabla como la que sigue:

N°	Velocidad	p	q	p/q	N° de Reynolds
1	$V_1$	$p_1$	$q_1$	$p_1/q_1$	$NR_1$
2	$V_2$	$p_2$	$q_2$	$p_2/q_2$	$NR_2$
n	$V_n$	$p_n$	$q_n$	$p_n/q_n$	$NR_n$

obteniéndose un gráfico como el de la figura 95

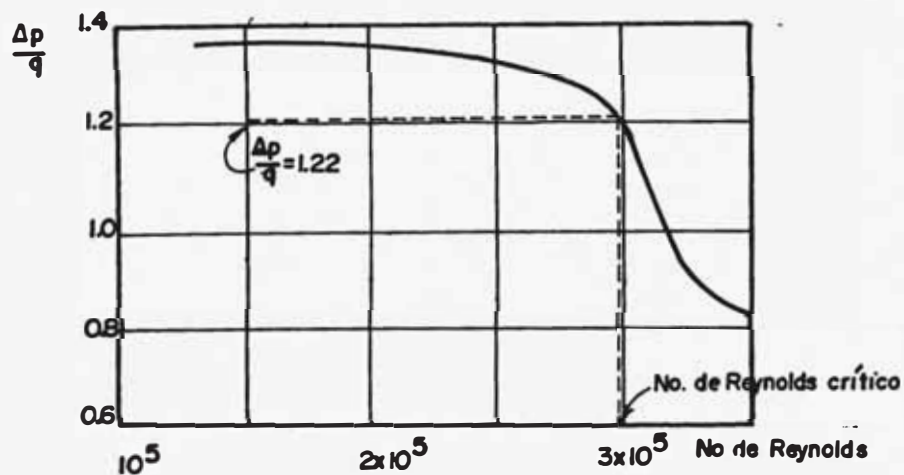


Figura No. 95 NUMERO DE REYNOLDS VERSUS  $\Delta p/q$  PARA UNA ESFERA

Se observó que la diferencia de presión  $\Delta p/q$  es 1.22 cuando el coeficiente de arrastre  $C_D$  es igual a 0.3 y de aquí se determina en la figura 95 el N° de Reynolds crítico. Luego, el factor de turbulencia se determina igual al método ya conocido.



### 6.2.7. RASTREADOR DE CAPA LIMITE

El rastreador de capa límite es un instrumento para estudiar sus características, y consta de un banco de tubos planos para leer la presión total a diferentes alturas próximas a la superficie, sean estas planas o curvas. El rastreador de capa límite (figura 96) se utiliza para localizar el punto de transición y el espesor de la capa límite.

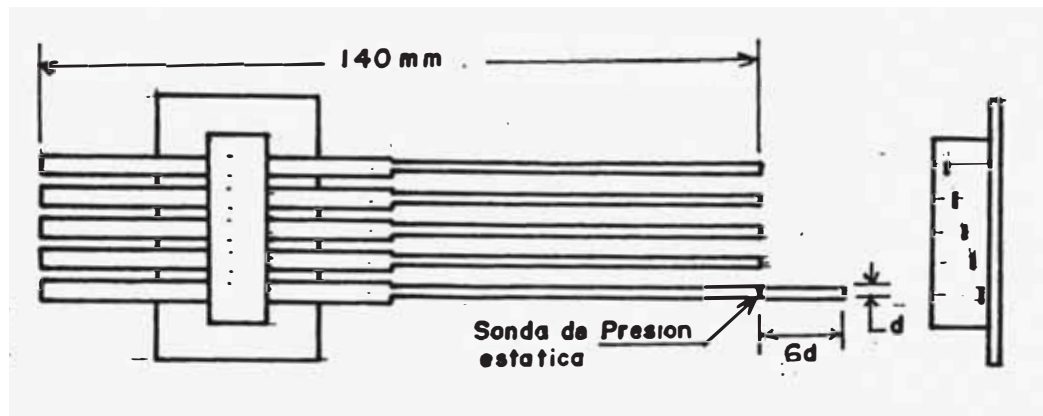


Figura 96.- Rastreador de Capa Límite.

### 6.3.0. DESCRIPCIÓN DE LOS TIPOS DE ENSAYOS

En este punto, citaremos algunos de los experimentos más comunes, relacionados con la enseñanza que se realizan en los túneles aerodinámicos. Las investigaciones prueba de prototipos son similares y la planificación y ejecución de los experimentos pueden ser muchas veces el mismo.

#### 6.3.1. TIPOS DE EXPERIMENTOS

Existen 2 grandes grupos de experimentos en túneles ae-

rodinámicos y son:

1. Experimentos Aerodinámicos.- Entre estos citaremos los siguientes:

- Calibración del túnel

Estudio de la distribución de presiones sobre modelos

- Estudio del desarrollo de capa límite

Determinación experimental de los coeficientes aerodinámicos.

2. Experimentos No Aerodinámicos.- Entre estos, tenemos:

- Ensayos con modelos de automóviles

Cargas de viento sobre edificios y estructuras

Oscilaciones en puentes

Pruebas en antenas de radar

- Generación de potencia por el viento, etc.

#### 6.4.0. DESARROLLO DE LOS EXPERIMENTOS AERODINAMICOS

##### 6.4.1. CALIBRACION DEL TUNEL

Este consiste en determinar las características del flujo en la zona de pruebas, como la velocidad y la dirección del flujo en un número de puntos en la zona de pruebas, así como determinar el factor de potencia del túnel.

##### 6.4.2. INVESTIGACION DE LA DISTRIBUCION DE PRESIONES SOBRE CILINDROS Y PERFILES DE ALA

1. Sobre Cilindros.- Este ensayo consiste en investigar



Para poder interpretar estos datos, se deben graficar curvas como las mostradas en la figura 98 curvas tomadas de la Print & PARTNERS LTD. ENGINEERS.

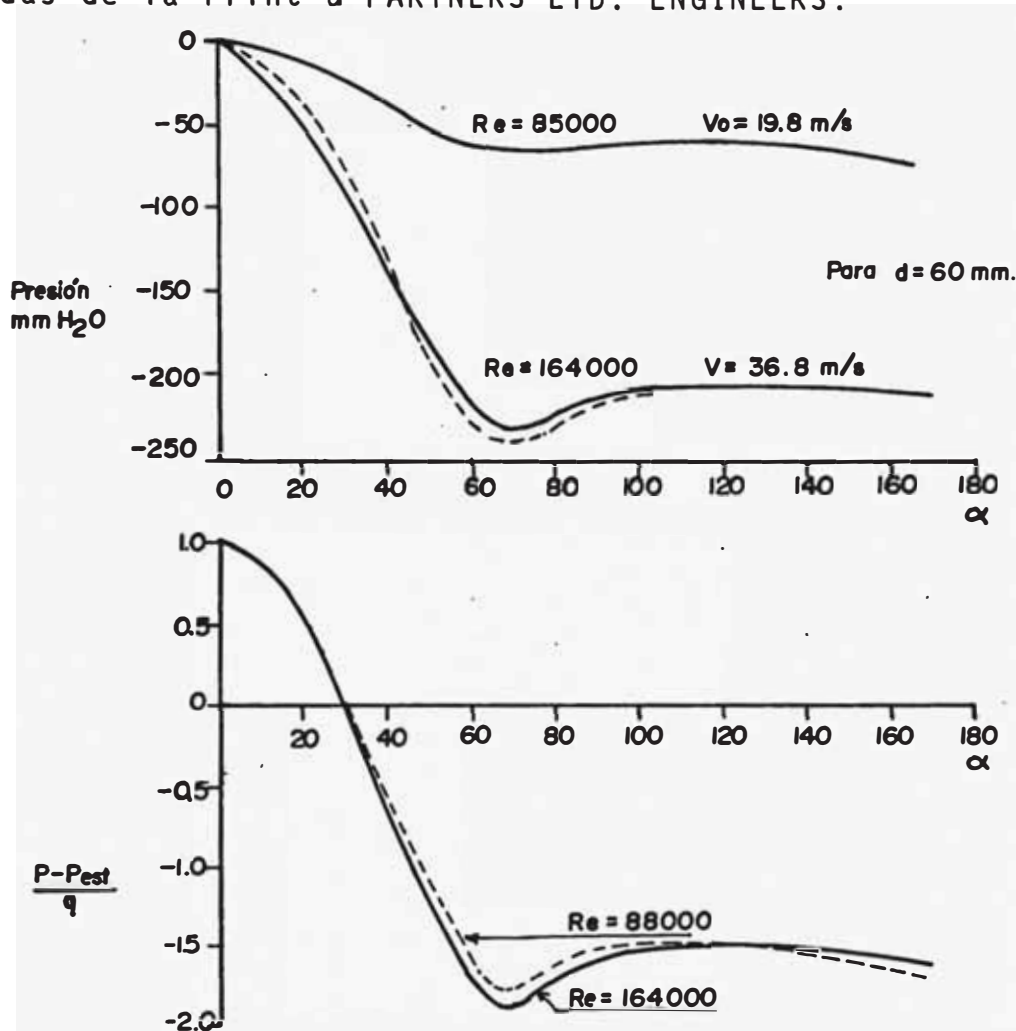


Figura 98. Curvas de Resultados de Ensayos sobre Cilindros

2. Sobre Perfiles de Ala.- Para este caso, se utiliza un perfil de ala con un número de agujeros en las superficies superior e inferior, luego se ensaya bajo un flujo de aire y un ángulo de incidencia "i", y se toman las presiones en cada agujero.

Instrumental necesario.- se utilizan 1 perfil de ala 1 sonda de presión total, una sonda de presión parcial, un tubo de Prandtl. En la figura 99, se mues -

tra una configuración del experimento y un esquema del ala.

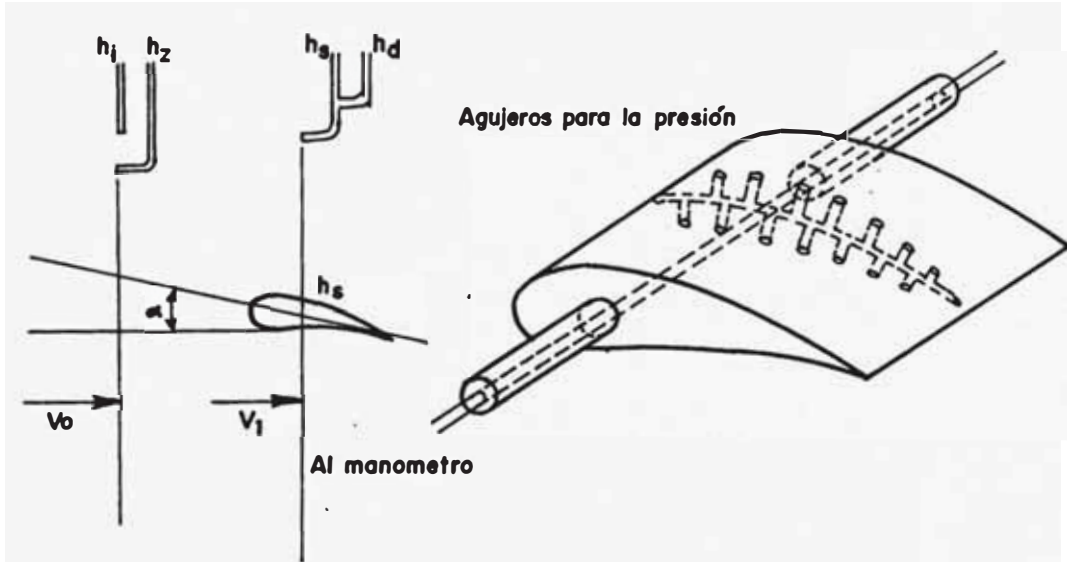


Fig. No: 99 (a) Configuración del Experimento ,(b) Perfil del ala con sus agujeros

Interpretación de Resultados.- Es necesario medir  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ ,  $h_4$ ,  $h_5$  para una velocidad  $V_0$  y un ángulo fijado  $\alpha$  y obtener un gráfico como la figura 100. Curvas obtenidas del catálogo de PLINT y PARTNEERS LTD. ENGINEERS.

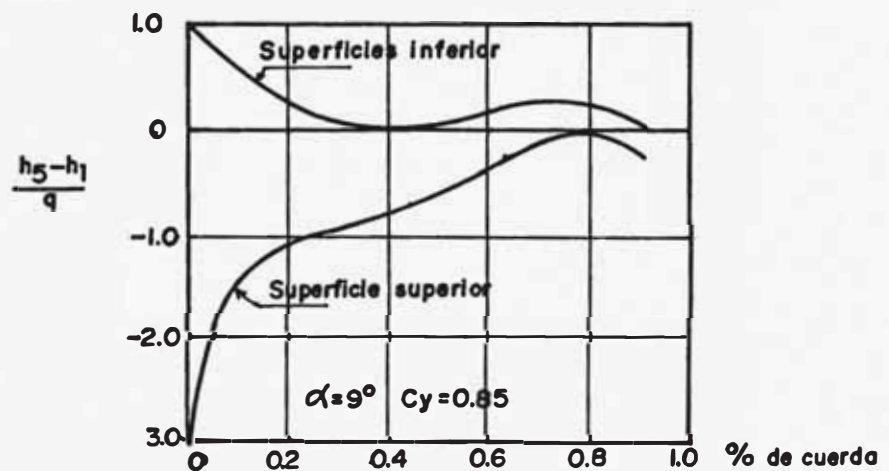


Figura 100.-Distribución de la Presión alrededor de un Perfil de Ala.

### 6.4.3. INVESTIGACION DEL DESARROLLO DE CAPA LIMITE.-

Esta investigación consiste en determinar la distribución de velocidades en la capa límite, así como localizar el punto de transición de capa límite laminar a turbulenta y determinar su espesor.

#### Método de realización del Ensayo.-

Colocamos una placa plana paralela a la dirección del flujo (figura 101), luego procedemos como sigue

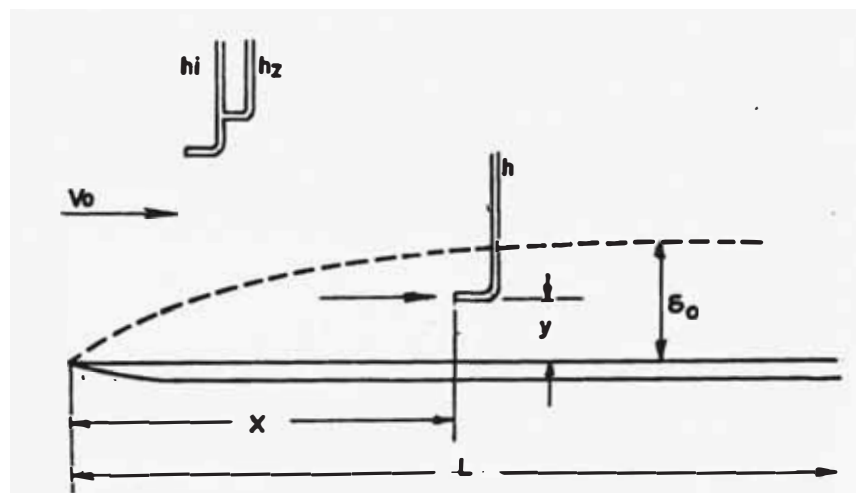


Figura 101. Configuración del Experimento de Capa Límite

1. Una vez fijada la velocidad  $V_0$  (medida con  $h_1$  y  $h_2$ ), toman mediciones de las presiones totales ( $h$ ) con el rastreador de capa límite, al mismo tiempo, medir la presión estática en un solo punto debido a que permanece constante en dicha zona; luego determinar la velocidad  $V$  para  $(x, y)$ .
2. Repetir esta operación para distintos valores de  $x$
3. Graficar  $V_0/V$  versus " $y$ " para cada  $x$ , similar a la figura 102.

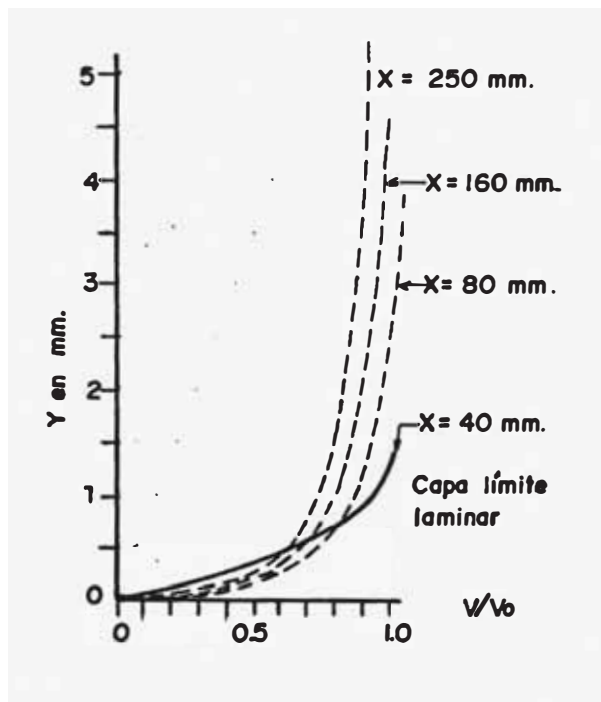


Figura 102. Distribución de Velocidades

#### 6.4.4. DETERMINACION EXPERIMENTAL DE LOS COEFICIENTES AERODINAMICOS

Este experimento consiste en determinar los coeficientes  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_M$ . (Ver figura 103). Para ello, es necesario conocer las fuerzas  $R_x$ ,  $R_y$  y el momento, los cuales son determinados en las balanzas aerodinámicas. También se requiere la presión dinámica  $q$ .

Teniendo el modelo con sus características físicas conocidas que son: el área de referencia  $A$ , la cuerda  $C$ .

Método de realización del Experimento.-

Se instala el modelo en la zona de pruebas, a una velocidad de la corriente. Se utiliza una balanza aerodinámica y un tubo de Pitot para determinar " $q$ ".

Por ejemplo, para un perfil de ala, una vez conocidos  $C_x$ ,  $C_y$  y  $C_M$  para un ángulo de incidencia "i", se repite la operación haciendo variar "i" y luego tabular de la siguiente manera:

i	$R_x$	$R_y$	M	$C_x$	$C_y$	$C_M$	$C_y/C_x$
0	$R_{x0}$	$R_{y0}$	$M_0$	$C_{x0}$	$C_{y0}$	$C_{M0}$	$C_{y0}/C_{x0}$
$\pm i_1$							
$\pm i_2$							
$\pm i_n$	$R_{xn}$	$R_{yn}$	$M_n$	$C_{xn}$	$C_{yn}$	$C_{Mn}$	$C_{xn}/C_{yn}$

Para interpretar estos resultados, es necesario graficarlos, con i vs.  $C_x$ ,  $C_y$ ,  $C_y/C_x$ , obteniéndose gráficos similares al de la figura 103.

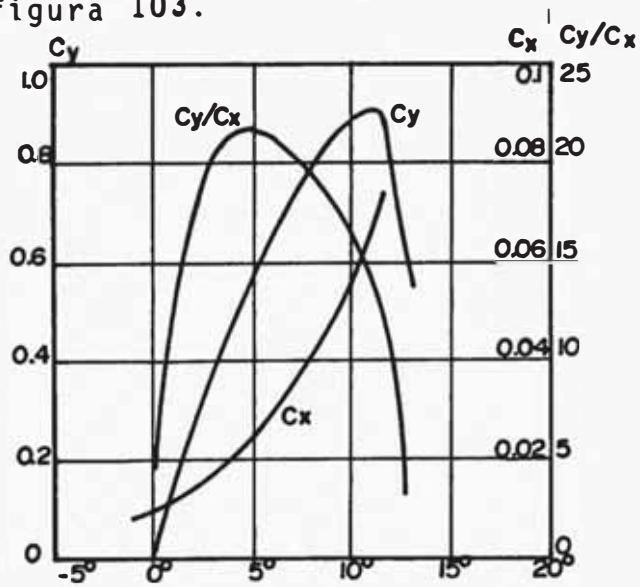


Figura 103. Características de un Perfil NASA 0012, CUER

DA = 152 mm; Re = 346000



# CAPITULO 7

## C O S T O S            Y            P R E S U P U E S T O S

### 7.0. GENERALIDADES

Es necesario hacer un análisis para calcular todos los costos que intervienen en un proyecto. Toda evaluación o estimación es hecha a priori y esta no se puede considerar como algo definitivo, y en los que puede influir muchos aspectos.

Los costos en proyectos se subdividen en: costos del equipo, costos de depreciación.

### 7.1.0. COSTOS DEL EQUIPO

Los costos de los equipos se subdividen:

### 7.1.1. COSTOS DEL SISTEMA DE DUCTOS

Dentro de estos costos se consideran 2 tipos:

### 7.1.1.1. COSTOS DE FABRICACION

Dentro de los costos de fabricación del sistema de duc

tos se encuentran los referentes a los materiales que intervienen en los ductos. Aquí se consideran también los costos referentes a la manufactura misma del túnel, como son cortado y rolado de planchas y ángulos, taladrado de agujeros y soldado de planchas.

El costo de los materiales y su fabricación para ductos según información de fabricantes nacionales es de aproximadamente 3.5 dólares por kilogramo (49 Intis).

Dentro de los costos de materiales se consideran las planchas de fierro galvanizado, los ángulos, pernos de unión, etc. y los pesos de estos son:

- Planchas	= 3428.89 kg
- Angulos de 2 1/2" x 2 1/2 x 1/4	= 1411.64 kg
- Angulos de refuerzo de 2"	= 936.12 kg
- Angulos de soporte	= 456.114 kg
Soporte de caja bipartida	= 147.49 kg
Planchas de base de soporte	= 147.55 kg
Pernos de anclaje	49.72 kg
- Peso Total	= 6580.52 kg
- 588 pernos de 1/2" x 2"	= 2.00 Intis/unidad
- Eje de transmisión : Material Acero SAE 1020	= 158 kg
Costo = 1/30 por kilogramo	
Costo del eje de transmisión	= 4,740 Intis
Costo de planchas y ángulos:	
Cp = 6580.52 kg x 49	= 322,445 Intis
Costo de Pernos:	
Cpe = 588 x 2	= 1176 Intis

Costo de eje de transmisión:

$$C_{ef} = 158 \times 30 \times 1.5 = 7,110 \text{ Intis}$$

donde 1.5 es el factor por maquinado

$$\text{Costo de fabricación} = C_F = C_p + C_{pe} + C_{ef}$$

$$C_F = 330731 \text{ Intis}$$

#### 7.1.1.2. COSTO DE INSTALACION

Dentro de los costos de instalación se consideran el montaje del túnel y su anclaje a la base de concreto. Estos costos representan aproximadamente el 4% del costo de fabricación.

$$C_I = 0.04 \times C_F = 13229 \text{ Intis}$$

#### 7.1.2. COSTOS DEL MOTOR-VENTILADOR

Dentro de los costos del sistema de generación de potencia, está un motor de 125 HP, un ventilador D6U ADJUSTAX y los sistemas de transmisión como las 2 poleas correas trapezoidales, caja bipartidas:

Según presupuesto presentado por Delcrosa, tenemos:

Costo Motor-Ventilador y sistema de transmisión

$$C_{MV} = 332,540 \text{ Intis}$$

#### 7.1.3. COSTO DE LA BASE DE CONCRETO

La base de concreto que estará formado por cemento-Hormigón en una proporción de 1:10 más 30% de piedra grande.

$$\text{Metrado de la base de concreto} = 20.9 \text{ m}^3$$

$$\text{Análisis de costos unitarios} = I/. 559.1 \text{ por m}^3$$

Encofrado · (11 m<sup>3</sup>) - I/ 89.9 por m<sup>3</sup>

Mano de obra = I/. 95.1 por m<sup>3</sup>

Costo por m<sup>3</sup> de losa  
construida = I/ 744.1

Costo total de los  
20.9 m<sup>3</sup> = 744.1 x 20.9 = I/. 15,552 = C<sub>C</sub>

Finalmente, el costo total del túnel aerodinámico, se-  
ra:

$$C_{\text{Túnel}} = C_F + C_I + C_{MV} + C_C$$

$$C_{\text{Túnel}} = 330,731 + 13229 + 332,540 + 15,552$$

$$C_{\text{Túnel}} = 692,047 \text{ Intis}$$

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1.- Al proyectar el diseño y su posterior construcción, de un túnel aerodinámico previamente se hacen modelos a escala y allí estudiar el comportamiento del aire y los demás parámetros como velocidad del flujo, caudales, y principalmente las pérdidas que se producen en él, aparte de otro punto muy importante que es el comportamiento del aire con relación a la turbulencia, uniformidad de flujo, etc.
- 2.- Es muy difícil lograr en un túnel aerodinámico resultados muy cercanos a los que inicialmente se previeron, es por ello que una vez finalizado su construcción de acuerdo a las variaciones de los parámetros resultantes hacer los ajustes necesarios de posibles errores que se puedan haber cometido.
- 3.- Debido a lo difícil de predecir los resultados en un túnel aerodinámico, es necesario hacer un estudio completo de los parámetros más importantes y analizar el comportamiento de estos para todas las posibilidades de funcionamiento del túnel y tener CALIBRADAS todas las propiedades del flujo para cada una de ellas.
- 4.- La zona de pruebas que es abierta en nuestro caso, deberá ir dentro de una caseta, (con el espacio libre para movilizarse), esto con el objeto de evi-

tar perturbaciones del aire circundante hacia el chorrero al momento de las pruebas, esta caseta podría tener ventanas de vidrio para la observación de los que no se encuentran dentro de la caseta.

- 5.- Como se vió en la parte referente a consideraciones de ruido (Pág. 209), se obtiene por cálculos empíricos los decibeles aproximados que podría producir el túnel aerodinámico al funcionar a su máxima capacidad, y se obtiene 103 a 108 decibeles, por lo que se recomienda usar orejeras a las personas que operen directamente con el túnel.
- 6.- Al colocar los modelos a probar en la zona de pruebas, deben estar completamente asegurados los soportes y empernados para evitar que el flujo de aire lo arrastre hacia el ventilador, lo cual podría dañarlo seriamente.
- 7.- Las presiones que actúan dentro del túnel no son de tal magnitud que puedan dañar la estructura de todo el circuito, pero sin embargo, estas requieren ser reforzadas para darle mayor rigidez a la estructura y evitar las vibraciones que produciría el aire, lo que traería como consecuencia un aumento del ruido, y lo que es más peligroso aún dañar la estructura de este en un tiempo no muy largo. Es este motivo que llevó a que se refuercen tanto las esquinas como los difusores con ángulos de 2" x 2" x 1/4", las que irán soldadas a las planchas formando una pieza com-

pacta. Las aletas deflectoras de las esquinas ayudan también a lograr mayor rigidez.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Low - Speed Wind Tunnel Testing - Alan Pope
- 2.- Wind Tunnel Technique - R.C. Pankhurst
- 3.- Mecánica de Fluidos - Irwing H. Shames
- 4.- Applied Hidro-and Aeromechanics - O. G. Tietjens
- 5.- Mecánica de los Fluidos - Victor L. Streeter
- 6.- Diseño de Elementos de Máquinas - J. Hori A.
- 7.- Mecánica de Fluidos - Dayly
- 8.- Esfuerzos de Elementos de Máquinas - J. Hori A.
- 9.- Woods Practical Guide to Fan Engineering
- 10.- Mecánica de Fluidos - I. Reyes C.