

41  
Zejen

# UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

---

FACULTAD DE INGENIERIA



## PROCESO DE RENOVACION DE LA CARGA ESTUDIO DE LOS COEFICIENTES DE DESCARGA EN VALVULAS DE ADMISION EN MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

**T E S I S**

PARA OBTENER EL TITULO DE:

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**(AREA MECANICA)**

**P R E S E N T A :**

**RICARDO CALZADA BERMEJO**

DIRECTOR:

**DR. FRANCISCO J. SOLORIO ORDAZ**

MEXICO, D.F.

1995

**FALLA DE ORIGEN**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

LUGAR DONDE SE REALIZÓ LA TESIS:

**DEPARTAMENTO DE TERMOENERGÍA Y MEJORAMIENTO AMBIENTAL.**

**FACULTAD DE INGENIERÍA, U.N.A.M.**

SUSTENTANTE: **RICARDO CALZADA BERMEJO.**

ASESOR DE LA TESIS: **DR. FRANCISCO J. SOLORIO ORDAZ.**

*A mis padres y hermanos, con admiración, por su apoyo incondicional  
dado durante este pequeño camino  
.....muchas gracias.*

*Al Dr. Francisco J. Solorio Ordaz por su gran calidad humana  
y docente.*

### *Agradecimientos*

*Se agradece a la D.G. A.P. A. por el apoyo económico otorgado para la realización del presente trabajo, bajo el proyecto M300393, PROCESO DE LA RENOVACIÓN DE LA CARGA.*

*Al personal del Departamento de Termoeenergía y Mejoramiento Ambiental, y en especial a Daniel por apoyo prestado en la elaboración del equipo utilizado.*

## INDICE

	Página
CAPITULO I. INTRODUCCIÓN. . . . .	2
CAPITULO II. ANTECEDENTES . . . . .	4
II.1 Parámetros de funcionamiento de un motor . . . . .	4
II.1.1 Aspectos generales. . . . .	4
II.1.2 Eficiencia volumétrica. . . . .	5
II.1.3 Análisis dimensional . . . . .	6
II.2 Flujo en válvulas . . . . .	10
II.2.1 Geometría de la válvula. . . . .	10
II.2.2 Asientos de las válvulas. . . . .	10
II.2.3 Forma y área del conducto de admisión. . . . .	11
II.2.4. Tamaños de las válvulas. . . . .	12
II.2.5. Levantamiento de la válvula . . . . .	12
II.3 Definición de puntos en el diagrama de distribución en válvulas . . . . .	14
II.3.1 Diagrama de la curva de levantamientos. . . . .	14
II.3.2. Criterio SAE (Society of Automotive Engineers). . . . .	16
II.4 Diagrama de distribución de la válvulas de admisión y escape . . . . .	16
II.4.1 Descripción del diagrama de distribución. . . . .	16
II.5 Coeficiente de descarga y relaciones de flujo. . . . .	18
II.5.1 Ecuaciones para un fluido que pasa a través de una restricción . . . . .	18
II.5.2 Coeficiente de descarga $C_D$ . . . . .	19
II.6 Índice de Mach para la admisión. . . . .	22
II.6.1 Máximos valores de Z. . . . .	24
CAPITULO III. BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO . . . . .	24
III.1 Descripción. . . . .	25
III.1.1 Generación y medición del flujo. . . . .	25
III.1.2 Presiones de prueba. . . . .	26
III.1.3 Control de temperatura. . . . .	27

III.1.4 Accesorios. . . . .	27
III.2 Guía de funcionamiento . . . . .	28
III.2.1 Arranque y supervisión. . . . .	28
II.3 Pruebas típicas . . . . .	29
III.3.1 Distribución del equipo. . . . .	29
III.3.2 Parámetros medidos. . . . .	30
III.3.3 Determinación del coeficiente de descarga. . . . .	31
III.3.4 Metodología de las pruebas típicas. . . . .	31
III.3.4.1 Pruebas realizadas. . . . .	31
CAPITULO IV. EFECTOS SOBRE EL $C_D$ , DE LAS MODIFICACIONES DE LAS	
MODIFICACIONES DE LA GEOMETRÍA EN LA VÁLVULA Y	
ELEMENTOS ADICIONALES . . . . .	
IV.1 Elementos adicionales . . . . .	34
IV.1.1 Campana de entrada. . . . .	34
IV.1.2 Tubo de acrílico . . . . .	35
IV.1.3 Tubo de acrílico con rectificador de flujo . . . . .	36
IV.1.4 Tubo de acrílico con rectificador en diferente posición . . . . .	38
IV.1.5 Tubo de acrílico con rectificador: misma posición, diferente posición . . . . .	38
IV.1.6 Mariposa girada en diferentes ángulos . . . . .	39
IV.1.7 Dos tubos, con mariposa en diferentes ángulos y rectificador . . . . .	41
IV.1.8 Dos tubos: mariposa en el primer o segundo tubo . . . . .	45
IV.1.9 Dos tubos: primer tubo con mariposa y popotes y el segundo tubo libre . . . . .	46
IV.2 Geometría de la válvula. . . . .	48
IV.2.1 Cambio en el radio de la válvula. . . . .	48
CAPITULO V. CONCLUSIONES. . . . .	50
REFERENCIAS. . . . .	52

## I. INTRODUCCIÓN.

La presente investigación tiene como fin lograr un mejoramiento del Proceso de Renovación de la Carga (PRC) en los motores de combustión interna. El objetivo principal de dicho proceso es la expulsión de los gases de la combustión del ciclo anterior y la renovación de la mezcla aire-combustible (en los motores encendidos por chispa) ó aire (en los motores encendidos por compresión), dentro del cilindro. Mejorando el PRC se obtiene un aumento en la cantidad de aire que se suministra al cilindro por el sistema de admisión, incrementando su eficiencia volumétrica.

Un aumento en la eficiencia del motor lleva consigo un aumento en la potencia del mismo, y bajo ciertas condiciones una disminución en el consumo de combustible y en la emisión de contaminantes, factores muy importantes actualmente en el diseño de motores.

En la actualidad el estudio del PRC se puede llevar acabo teóricamente mediante modelos computacionales, relativamente complejos, o experimentalmente usando bancos de pruebas de motores o bancos de flujo. Los modelos computacionales permiten orientar y disminuir el número de ensayos experimentales con el consiguiente ahorro en tiempo y dinero, pero en su mayoría hacen uso de parámetros de calibración o ajuste obtenidos experimentalmente.

Por otro lado, los bancos de pruebas se han usado ampliamente durante las ultimas décadas para mejorar los diseños de los diferentes elementos de los sistemas de admisión (válvulas, múltiples, etc.) y en cierta forma marcar criterios de diseño que incrementen la eficiencia del motor.

En este trabajo se usa el banco de flujo estacionario para obtener los Coeficientes de Descarga  $C_D$  de algunos de los accesorios del sistema de admisión, haciendo énfasis en la influencia que puede tener el flujo generado por un accesorio sobre el  $C_D$  de otro colocado aguas abajo. También se estudia el efecto de la forma de la válvula de admisión sobre dicho  $C_D$ .

Se obtienen las curvas de  $C_D$  como función del levantamiento para una válvula

de diseño convencional y para otras tres válvulas con diferente radio de curvatura en la base del vástago. Además se obtiene las curvas correspondientes para el conjunto válvula de mariposa-válvula de admisión con y sin rectificador de flujo intermedio.

## II. ANTECEDENTES

### II.1 Parámetros de funcionamiento de un motor

#### II.1.1 Aspectos generales.

Entre los diferentes parámetros de funcionamiento de un motor se pueden considerar sobresalientes los siguientes:

a) La potencia:

$$P = \frac{\eta_f m_a N Q_{comb} (F/A)}{\eta_R} \quad (2.1)$$

Que introduciendo el concepto de la eficiencia volumétrica para un motor de cuatro tiempos, la expresión anterior adquiere la siguiente forma:

$$P = \frac{\eta_f \eta_v N V_d Q_{comb} \rho_{a,i} (F/A)}{2} \quad (2.2)$$

donde:  $\eta_f$  = eficiencia de conversión del combustible,

$\eta_v$  = eficiencia volumétrica,

$m_a$  = masa de aire seco

$N$  = velocidad angular del cigüeñal

$Q_{comb}$  = poder calorífico del combustible

$\rho_{a,i}$  = densidad de admisión

$V_d$  = volumen desplazado

$F/A$  = relación combustible/aire

b) El torque T:

$$T = \frac{\eta_f \eta_v V_d Q_{comb} \rho_{a,i} (F/A)}{4\pi} \quad (2.3)$$

c) La presión media efectiva (pme):

$$pme = \eta_f \eta_v Q_{comb} \rho_{a,i} (F/A) \quad (2.4)$$

Como se puede observar en las relaciones anteriores existen variables de importancia, que de alguna manera pueden afectar el funcionamiento de un motor.

Esperando desarrollar una alta potencia, estas variables se pueden modificar de diferentes maneras:

1. Aumentando la eficiencia de conversión del combustible.
2. Incrementando la eficiencia volumétrica.
3. Incrementando la densidad.
4. Aumentando la razón combustible-aire.
5. Aumentando la velocidad media del pistón.

Se observa que todos estos puntos están estrechamente relacionados, de manera que para poder estudiar alguno de estos, hay que considerar la forma en que se relacionan mutuamente, para lograr el buen funcionamiento del motor.

### ***II. 1. 2 Eficiencia volumétrica.***

La eficiencia volumétrica ha sido usada como una medida global de la eficacia del proceso de admisión en motores de cuatro tiempos. Esta definida como la razón de la masa de mezcla que entra al cilindro durante el tiempo de admisión, entre la masa de esta mezcla que llenaría al pistón, a la densidad del aire de admisión, esto es:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N} \quad (2.5)$$

donde  $\rho_{a,i}$  es la densidad del aire de admisión ( puede ser evaluada en condiciones atmosféricas).

La eficiencia volumétrica se ve afectada por los siguientes factores:

1. Tipo de combustible, razón combustible/aire, fracción del combustible vaporizado dentro del sistema de admisión, y del calor de vaporización del combustible.
2. Temperatura de la mezcla aire-combustible.
3. Razón entre presión de escape y la de admisión.
4. Razón de compresión.
5. Velocidad del motor.
6. Diseño del múltiple y puerto de admisión y escape.

7. Geometría, tamaño, levantamiento y control de la(s) válvula(s) de admisión y escape.

Es este último punto de interés especial para la realización de este trabajo, en el que se hace un análisis del sistema de admisión, con especial enfoque a la válvula de admisión y puerto, considerando la geometría de la misma con o sin elementos aguas arriba de la entrada.

### II. 1.3 Análisis dimensional [3]

Para realizar el análisis dimensional se toma como una buena aproximación un flujo estacionario, además de despreciar las fuerzas gravitacionales.

El flujo de un gas perfecto a través de un orificio de área A, sin considerar transferencia de calor se puede escribir de la manera siguiente manera:

$$\frac{\dot{M}}{Aa\rho} = \phi_1(k, P_2/P_1, m) \quad (2.6)$$

donde:

	<u>Dimensiones</u>
$\dot{M}$ = Flujo másico	$Mt^{-1}$
A = Área del orificio	$L^2$
a = velocidad del sonido a la entrada a la presión $p_1$ y temperatura $T_1$	$Lt^{-1}$
$p_1$ = presión de estancamiento aguas arriba	$FL^{-2}$
$T_1$ = temperatura de estancamiento aguas arriba	T
$\rho$ = densidad del gas a $p_1$ y $T_1$	$ML^{-3}$
$p_2$ = presión estática aguas abajo	$FL^{-2}$
k = cociente de calores específicos del gas	1
m = peso molecular del gas	1

$\phi$  indica una función matemática de las variables dentro del paréntesis.

$\dot{M}/A\rho$  es la velocidad media del gas a través del área A, que puede ser llamada

velocidad típica del flujo  $u$ . Entonces del termino izquierdo de la 2.6 puede ser reescrito como  $u/a$  llamado índice de Mach del sistema.

El flujo real a través del orificio, sin transferencia de calor, es usualmente manejado por un coeficiente  $C$  colocado antes de la función  $\phi$  de la ecuación 2.6. Este coeficiente depende en el diseño global del sistema de flujo, incluyendo el orificio y la presión en las conecciones, así como del número del Reynolds. De esta manera se tiene para el sistema de admisión lo siguiente:

$$\frac{u}{a} = \phi_2 \left( \frac{P_2}{P_1}, \frac{uL\rho}{\mu}, k, m, R_1, \dots, R_n \right) \quad (2.7)$$

$R_1, \dots, R_n$  son las razones de diseño del sistema de flujo, es decir, la razón de todas las dimensiones consideradas del sistema a la dimensión típica  $L$ .

Adicionando ahora la transferencia de calor al problema, las nuevas variables consideradas son:

	<u>Dimensiones</u>
$k_c$ = conductividad de los gases	$Q t^{-1} L^{-1} T^{-1}$
$C_p$ = calor especifico de los gases	$Q M^{-1} T^{-1}$
$T_s$ = temperatura media de las paredes durante la admisión	$T$
$T_x$ = temperatura de los gases a la entrada del ducto	$T$

La variable  $T_x$  es dependiente de otras variables por lo que no es necesario incluirla en el análisis. Las reglas de análisis dimensional dicen que si se tienen  $n$  variables y  $m$  dimensiones fundamentales, se necesitan  $n - m$  razones adimensionales. Se han adicionado cuatro variables y dos nuevas dimensiones ( $Q$  y  $T$ ), por lo que se requerirán dos nuevas relaciones adimensionales. Estas son el número de Prandtl del fluido,  $P = C_p \mu g_0 / k_c$  y  $T_x / T_s$ , por lo que la ecuación 2.7 se reescribe:

$$\frac{u}{a} = \phi_3 \left( \frac{P_2}{P_1}, \frac{uL\rho}{\mu}, \frac{T_x}{T_s}, P, k, m, R_1, \dots, R_n \right) \quad (2.8)$$

Además se debe considerar que el motor tiene partes en movimiento y procesos de combustión interna. Para considerar el movimiento de varias partes del motor se

puede tomar la velocidad angular del árbol de levas  $N$ , y razones de diseño describiendo las partes consideradas.

La temperatura de las paredes  $T_s$  en la ecuación 2.8 es controlada por el diseño, por la temperatura del refrigerante y la temperatura media de los gases en el cilindro durante el ciclo, la cual depende de varios aspectos:  $T_i$ , la razón combustible-aire, la razón de compresión y del calor de combustión del combustible. Para adaptar estas consideraciones en la ecuación 2.8 se hacen los siguientes cambios:

#### Dimensiones

sustitución de  $p_i$  por  $p_1$

sustitución de  $P_s$  por  $p_2$

sustitución de  $T_i$  por  $T_x$

reemplazar  $T_s$  por  $T_c$ , temperatura del refrigerante

$F$  = Razón combustible-aire

1

$Q_c$  = Poder calorífico

$QM^{-1}$

$N$  = velocidad angular del árbol de levas

$t^{-1}$

Cabe remarcar que la relación de compresión  $r$ , así como otras razones de diseño necesarias para describir el flujo, deben ser incluidas en las razones de diseño. Tres nuevas variables se adicionaron en la ecuación 2.8, pero no se incrementaron nuevas dimensiones, de manera que se requieren tres nuevas relaciones adimensionales, estas son:

$$\frac{4\dot{M}}{A(NL)\rho} e_v, \text{ donde } A \text{ es el área del pistón, } L \text{ la carrera; } T_i C_p / FQ_c \text{ y } T_c C_p / FQ_c .$$

La eficiencia volumétrica es colocada del lado izquierdo de la ecuación y  $u/a$  es transferida al lado derecho, teniendo de nuevo:

$$e_v = \phi_4 \left( \frac{u}{a}, \frac{P_c}{P_i}, \frac{uL\rho}{\mu}, \frac{T_i C_p}{FQ_c}, \frac{T_c C_p}{FQ_c}, P, k, m, R_1, \dots, R_n \right) \quad (2.9)$$

Finalmente, mediante simplificaciones adicionales, la velocidad típica  $u$ , puede ser reemplazada en el número de Reynolds por  $a$ , ya que es incluida en la relación  $u/a$ .

Los valores de  $P$ ,  $k$  y  $m$  dependen solo de la relación combustible-aire y del tipo de combustible por lo que se puede sustituir  $F$  por  $P$ ,  $k$  y  $m$ , obteniéndose:

$$e_v = \phi \left( \frac{u}{a}, \frac{p_e}{p_i}, \frac{aL\rho}{\mu}, \frac{T_i C_p}{FQ_c}, \frac{T_c C_p}{FQ_c}, F, R_1, \dots, R_n \right) \quad (2.10)$$

donde:

$\phi$  = una función matemática

$u$  = velocidad característica del gas

$p_i$ ,  $T_i$ ,  $\rho$ , y  $a$  = presión en la admisión, temperatura en la admisión, densidad y velocidad del sonido respectivamente

$\mu$  = viscosidad de admisión

$p_e$  = presión de escape

$T_c$  = temperatura del refrigerante, promedio entre las temperatura del refrigerante de admisión y salida

$F$  = razón combustible-aire

$Q_c$  = calor de combustión del combustible

$R_1, \dots, R_n$  = razones de diseño las cuales deben incluir la relación de compresión y todas las razones necesarias para describir de manera global el ducto del flujo.

Esta última función nos da una relación entre la eficiencia volumétrica y cada argumento, la cual debe ser determinada experimentalmente. Dentro de las relaciones de diseño debe estar incluido el coeficiente de descarga  $C_D$ , así como la razón que maneje las partes geométricas de la válvula de admisión.

## II.2 Flujo en válvulas

### II.2.1 Geometría de la válvula.

La geometría de la válvula tiene una importancia sobresaliente desde el punto de vista de las restricciones al flujo que esta pueda ocasionar. Los principales parámetros geométricos relacionados con la válvula y el cabezal se muestran en la figura 1.

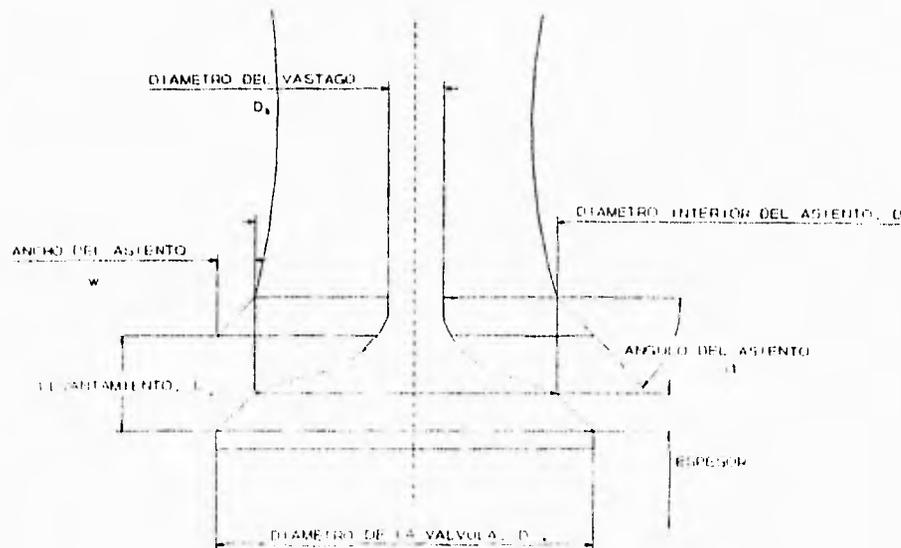


Fig 1. Geometría de la válvula [2].

### II.2.2 Asientos de las válvulas.

El asiento de la válvula tiene tres propósitos: cerrar el conducto, enfriar la válvula y guiar el flujo a través de la válvula.

La forma geométrica que usualmente adopta, es la de cono truncado, cuyas generatrices conforman generalmente un ángulo de  $30^\circ$  y  $45^\circ$ . El tipo de válvula con asiento plano a  $0^\circ$ , es muy poco usual, ofrecen una mejor circulación de los gases, pero la hermeticidad es bastante deficiente al poco tiempo de su funcionamiento, debido a que la cabeza por efecto de las altas temperaturas y el constante repique contra su alojamiento de la cámara de combustión, se alabea originando las llamadas fugas de compresión y llegando a quemarse ésta por aquellos puntos en que origina la fuga.

El ángulo de asiento de  $45^\circ$ , es el más comúnmente empleado, por ser el que mejor sellaje ofrece a las cámaras de combustión, por resultar el borde de la cabeza de la válvula de mayor espesor y por consiguiente, con menor riesgo de deformación.

Las válvulas con ángulos de asiento de  $30^\circ$  ofrecen mayor facilidad al paso de los gases, pero existe el inconveniente del sellaje de la cámara, haciendo a la cabeza de la válvula propensa a deformaciones por el escaso material que queda al borde de la cabeza.

### *II.2.3 Forma y área del conducto de admisión.*

Para tener un flujo máximo ideal, el sistema de admisión debería de tener un carburador por cilindro con venturi de 0.85 veces el diámetro de la válvula de admisión. Inmediato al venturi, el carburador debe aumentar su diámetro hasta alcanzar el tamaño de la válvula de admisión, a la entrada del múltiple de admisión, y después disminuir gradualmente a 0.85 veces el diámetro de la válvula a 12.7 mm ( $1/2''$ ) por debajo de asiento de la válvula, ver figura 2.

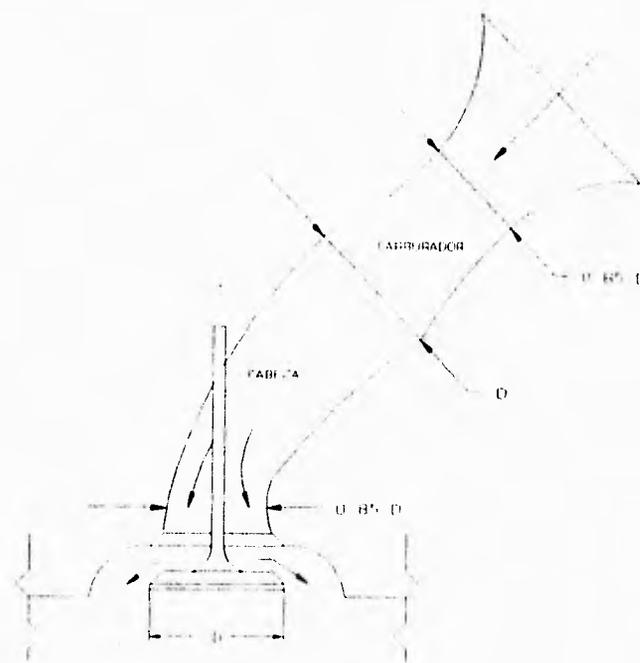


Fig 2. Forma y área del conducto de admisión [1].

#### *II.2.4. Tamaños de las válvulas.*

Existen varios tamaños de válvulas determinados por la forma de la cámara de combustión. En la tabla 1 se dan los tamaños de válvulas en función del calibre del pistón.

<b>Tabla 1 [2]. Diámetro de la cabeza de la válvula en función del calibre del cilindro B.</b>		
<b>Forma de la cámara de combustión</b>	<b>Válvula de Admisión</b>	<b>Válvula de Descarga</b>
Bañera	0.43-0.46B	0.35-0.37B
Tazón en el pistón	0.42-0.44B	0.34-0.37B
Hemisférica	0.48-0.5B	0.41-0.43B
Cuatro válvulas	0.35-0.37B	0.28-0.32B

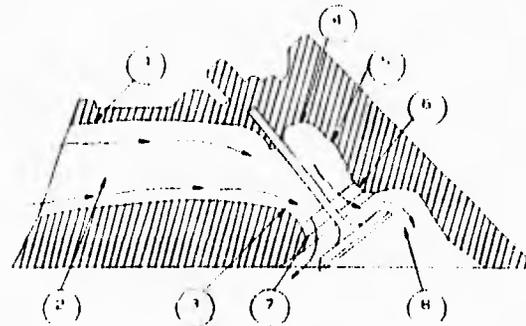
#### *II.2.5. Levantamiento de la válvula*

El flujo de aire a través del motor es directamente controlado por el levantamiento de la válvula. Los motores existentes usualmente tienen un máximo levantamiento de  $1/4$  del diámetro de la válvula  $D$ . Para motores de carreras sus levantamientos alcanzan  $0.30 D$  o hasta  $0.35 D$  [1].

Todos los parámetros anteriores en la práctica, son criterios de referencia para alcanzar un diseño óptimo y más eficiente del sistema de admisión. De esta forma para lograr un máximo flujo hacia el interior del cilindro se deben considerar los siguientes puntos, [1]:

1. Las pérdidas de carga crecen en los cambios en dirección, disminuyendo la velocidad del flujo (curvas en el conducto y en expansiones).
2. El área del conducto debería estar en el rango de 65% a 100% del área de la válvula.
3. Las más grandes pérdidas de carga en el puerto de admisión son debidas a la expansión del aire a la salida de la válvula.
4. La forma del asiento de la válvula tiene un importante efecto sobre el flujo.

La figura 3 muestra un diagrama válvula-conducto, con las causas de pérdidas de carga en el sistema de admisión.



ORIGEN DE PERDIDA DE CARGA

- 1 FRICCION EN LA PARED
- 2 CONTRACCION A LA ENTRADA
- 3 CURVATURA
- 4 EXPANSION ENTRE LA GUIA DE LA VALVULA
- 5 EXPANSION
- 6 EXPANSION
- 7 CURVA A LA SALIDA DE LA VALVULA
- 8 EXPANSION A LA SALIDA DE LA VALVULA

% DE PERDIDA

- 4%
- 2%
- 11%
- 4%
- 12%
- 14%
- 17%
- 11%
- 100%

Fig 3. Orígenes de pérdidas de carga en el sistema válvula-conducto [1].

La figura 4 presenta un resumen de las proporciones típicas de la válvula de admisión, relativas al diámetro interior del asiento D.

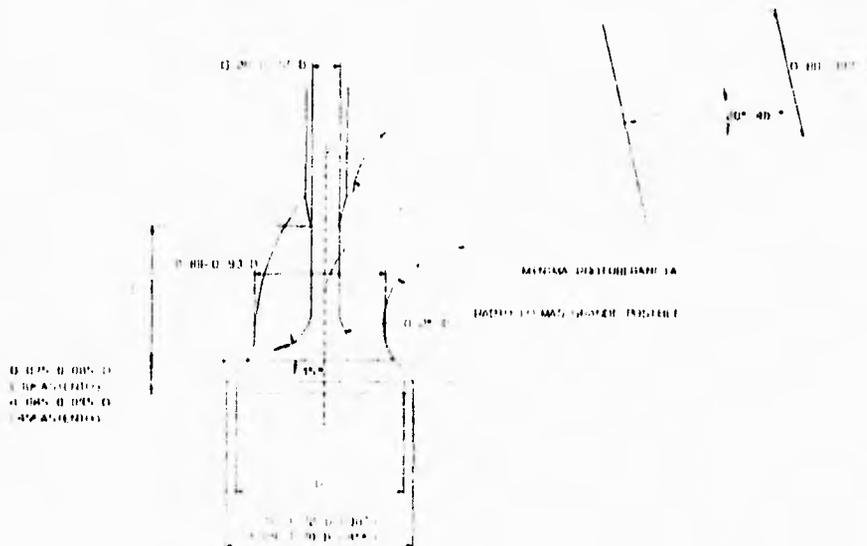


Fig 4. Proporciones de la forma y áreas de diseño para válvulas de admisión típicas [2].

## II.3 Definición de puntos en el diagrama de distribución en válvulas.

### II.3.1 Diagrama de la curva de levantamientos.

Los eventos de la válvula pueden ser descritos por el criterio angular a lo largo de la curva de levantamientos, el cual posee gran importancia cuando el aire (aire-combustible) circula a través del área de flujo al abrirse o al cerrarse esta.

Las áreas instantáneas de flujo dependen del levantamiento de la válvula y de los detalles geométricos de su cabeza, asiento, y vástago. Existen tres estados principales de desarrollo de las áreas de flujo, según el incremento del levantamiento, mostrados en la figura 5.

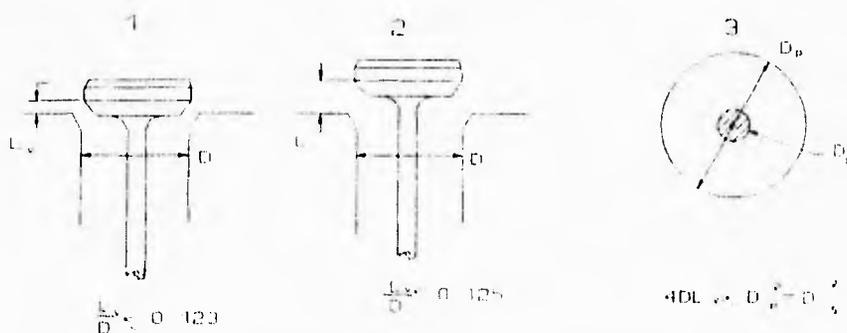


Fig 5. Esquema de tres estados de levantamiento de la válvula [2].

Para bajos levantamientos el área mínima de flujo corresponde a la superficie lateral de un cono circular recto, formado entre la válvula y el asiento, esta superficie es perpendicular al asiento. Para este estado debe cumplirse:

$$\frac{w}{\text{sen}\beta \cos\beta} > L_v > 0$$

siendo el área mínima :

$$A_m = \pi L_v \cos \beta \left( D_v - 2W + \frac{L_v}{2} \text{sen } 2\beta \right) \quad (2.11)$$

donde  $\beta$  es el ángulo del asiento de la válvula,  $L_v$  es el levantamiento,  $D_v$  es el diámetro de la cabeza de la válvula (diámetro exterior del asiento), y  $w$  es el ancho del asiento de la válvula (diferencia entre los radios exterior e interior del asiento).

Para el segundo estado, el área mínima continua siendo la superficie lateral del cono circular, pero esta ya no es perpendicular al asiento de la válvula. El ángulo base del cono incrementa desde  $(90 - \beta)^\circ$  hasta el ángulo de  $90^\circ$ .

En este estado se cumple:

$$\left[ \left( \frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \geq L_v > \frac{w}{\sin \beta \cos \beta}$$

y el área mínima es:

$$A_m = \pi D_m [(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2]^{1/2} \quad (2.12)$$

, donde  $D_p$  es el diámetro del puerto,  $D_s$  es el diámetro del vástago de la válvula, y  $D_m$  es el diámetro medio del asiento ( $D_v - w$ ).

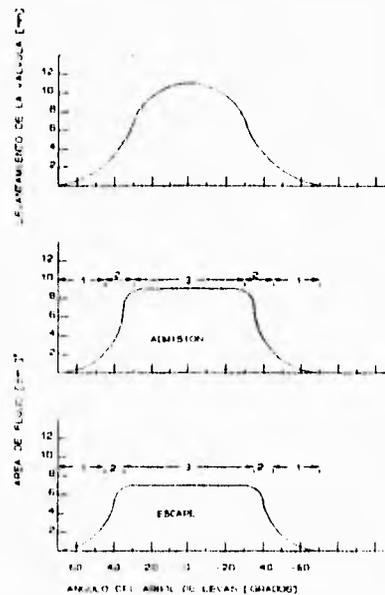
La ultima etapa del levantamiento es cuando este es suficientemente grande, el área de flujo mínima esta dada por la diferencia entre el área del puerto menos la sección del vástago de la válvula. En esta etapa debe cumplirse:

$$L_v > \left[ \left( \frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta$$

entonces el área mínima será:

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2) \quad (2.3)$$

En la figura 6, se muestran gráficas típicas de levantamiento y área mínima de flujo vs ángulo del árbol de levas de las válvulas de admisión y escape para los tres estados antes mencionados.



**Fig 6.** Curvas de levantamiento y su correspondiente área de flujo mínima vs ángulo de árbol de levas, en válvula de admisión ( $D=3.6$  cm) y válvula de escape ( $D=3.1$  cm)[2].

### **II.3.2. Criterio SAE (Society of Automotive Engineers).**

Este define eventos de regulación para la válvula basados en puntos de referencia sobre levantamientos de la válvula [2]:

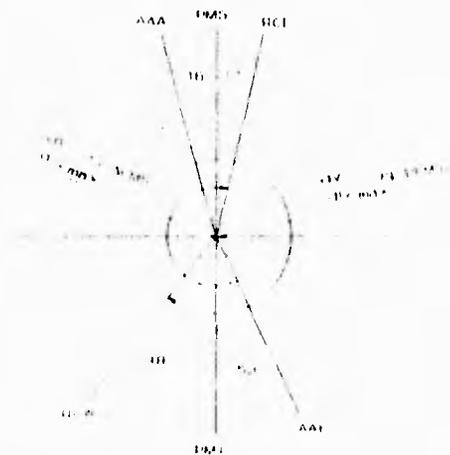
1. Levantamientos hidráulicos. Las posiciones de apertura y cierre son 0.15 mm (0.006").
2. Levantamientos mecánicos. Las posiciones de apertura y cierre de las válvulas son los 0.15 mm (0.006") mas una determinada distancia debida a la inercia.

### **II.4 Diagrama de distribución de la válvulas de admisión y escape.**

#### **II.4.1 Descripción del diagrama de distribución.**

El avance a la apertura de la admisión (AAA) normalmente ocurre 10 a 25° antes del punto muerto superior (PMS). Esto se recomienda que suceda suficientemente antes del PMS para que la presión del cilindro no descienda rápidamente en la carrera de admisión. El retraso al cierre de la admisión (RCA) cae en el espacio de 40 a 60° después del punto muerto inferior (PMI), para dar mas tiempo para el llenado del cilindro bajo la condición de que su presión sea menor a la

del múltiple. El RCA es uno de los factores que determina la eficiencia volumétrica a altas velocidades, además a bajas velocidades este afecta la eficiencia volumétrica debido al reflujo dentro de la admisión. El avance a la apertura del escape (AAE) ocurre 50 a 60° antes del PMI, antes del final de la carrera de expansión, de manera que el barrido pueda ayudar a la expulsión de los gases de escape. El objetivo es reducir la presión del cilindro para cerrar a la presión del múltiple, siendo mucho mejor antes del PMI en todos los rangos de velocidades. El retraso al cierre del escape (RCE) finaliza el proceso de escape y determina el período de traslape entre la válvula de admisión y la válvula de escape este generalmente cae en el rango de 8 a 20° después del PMS. En motores encendidos por chispa trabajando en vacío ó carga ligera, esto regula la cantidad de gases de escape que recirculan dentro de la cámara de combustión a través de la válvula de escape bajo la influencia del vacío generado por el múltiple de admisión. En motores a altas velocidades y altas cargas esto regula la cantidad de gases quemados que son expulsados. El RCE debe ocurrir lo suficientemente lejos del PMS de manera que la presión del cilindro no crezca cerca del final de la carrera de expulsión. La figura 7 muestra un diagrama típico de regulación a altas velocidades para un motor de cuatro cilindros 2.2 dm<sup>3</sup> encendido por chispa.



**Fig 7** .Diagrama de regulación para un motor cuatro cilindros 2.2 dm<sup>3</sup> encendido por chispa a altas velocidades [2].

## II.5 Coeficiente de descarga y relaciones de flujo.

### II.5.1 Ecuaciones para un fluido que pasa a través de una restricción [2].

Sea un flujo de un gas ideal, con calor específico constante, a través de un ducto, ver figura 8, la ecuación de la energía, en flujo estacionario es:

$$T_0 = T + \frac{V^2}{2C_p}$$

y su relación isoentrópica es:

$$\left(\frac{T}{T_0}\right) = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

donde  $p_0$  y  $T_0$  son la presión y temperatura de estancamiento respectivamente.

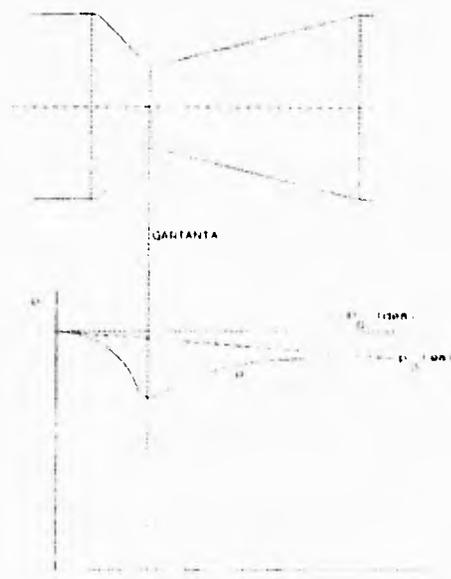


Fig 8. Distribución de presiones a través de una restricción [2].

Sustituyendo el número de Mach  $M = V/a$ , donde  $a$  es la velocidad del sonido y

$a = \sqrt{\gamma RT}$  se tiene:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (2.14)$$

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma + 1}{2} M^2\right)^{\gamma/(\gamma - 1)} \quad (2.15)$$

Tomando en consideración la razón de flujo másico ( $\dot{m} = \rho A V$ ) y la ley de gas ideal, las ecuaciones 2.14 y 2.15 pueden ser reescritas para  $p$  y  $T$  en la forma siguiente:

$$\frac{\dot{m}_{ideal} \sqrt{\gamma R T_0}}{A p_0} = \gamma M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{-(\gamma + 1)/2(\gamma - 1)} \quad (2.16)$$

$$\frac{\dot{m}_{ideal} \sqrt{\gamma R T_0}}{A p_0} = \gamma \left(\frac{p}{p_0}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (2.17)$$

Para valores dados de  $p_0$  y  $T_0$ , el máximo flujo ocurre cuando la velocidad iguala a la velocidad del sonido en el área mínima o en la garganta. Esta condición se llama condición de choque o flujo crítico. Cuando esta condición sucede, la presión en la restricción,  $p_T$ , esta relacionada con la presión de estancamiento  $p_0$  mediante:

$$\frac{p_T}{p_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\gamma/(\gamma - 1)}$$

Esta relación se llama razón de presión crítica. Para  $(p_T/p_0)$  menores o iguales a la razón de presión crítica se tiene:

$$\frac{\dot{m}_{ideal} \sqrt{\gamma R T_0}}{A p_0} = \gamma \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{(\gamma + 1)/2(\gamma - 1)} \quad (2.18)$$

### II.5.2 Coeficiente de descarga $C_D$ .

Es una relación entre el flujo másico real que pasa a través de una restricción y el flujo másico teórico, que bajo ciertas condiciones (flujo isoentrópico y unidimensional), pasaría a través de ésta.

$$C_D = \frac{\text{Flujo másico real}}{\text{Flujo másico ideal}}$$

Para una válvula admisión el flujo másico de aire esta relacionado con la presión de estancamiento aguas arriba de la válvula  $p_0$ , y su temperatura  $T_0$ , también con la presión justo aguas abajo de la restricción, la cuál es considerada igual a la presión de la restricción,  $p_T$  y el área de referencia  $A_R$ .

Para un flujo real e introduciendo la definición de coeficiente de descarga, en la ecuación 2.17, el cambio de flujo másico real en términos de el área mínima esta dado por:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_R P_0}{(RT_0)^{1/2}} \left( \frac{P_T}{P_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left( \frac{P_T}{P_0} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (2.19)$$

Cuando el flujo esta en choque sónico, es decir  $P_T/P_0 \leq [2/(\gamma + 1)]^{\gamma/(\gamma - 1)}$ ,  $\gamma$  tomando la ecuación 2.18, el flujo másico real es:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_D A_R P_0}{(RT_0)^{1/2}} \gamma^{1/2} \left( \frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma + 1)/2(\gamma - 1)} \quad (2.20)$$

Para el flujo de entrada a través de la válvula de admisión,  $p_0$  es la presión del sistema de admisión  $p_i$  y  $p_T$  es la presión del cilindro. Para el flujo de salida a través de la válvula de escape,  $p_0$  es la presión del cilindro y  $p_T$  es la presión del sistema de escape.

El  $C_D$  y los cambios de área de referencia están estrechamente ligados, su producto  $C_D A_R$ , es el área de flujo efectiva  $A_E$ , es decir, para una restricción cuyo  $C_D$  se ha determinado en condiciones reales existe un área mínima que bajo condiciones ideales (sin perdidas de carga) permite el paso del mismo flujo, figura 9.

Se han tomado varias áreas de referencia, incluyendo el área de la válvula  $\pi D_v^2/4$ , el área del puerto en el asiento de la válvula  $\pi D_p^2/4$ , las áreas mínimas de flujo (ecuaciones 2.11, 2.12, 2.13). La selección del área de referencia es arbitraria, aunque unas dan una interpretación más fácil que otras.

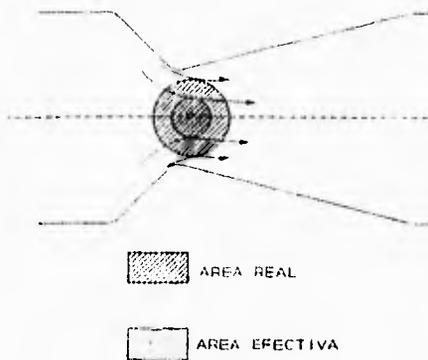


Fig 9. Area efectiva.

El área de referencia más conveniente es la llamada área de cortina:

$$A_C = \pi D_v L_v \tag{2.11}$$

donde  $L_v$  es el levantamiento de la válvula. La figura 10 muestra curvas características de  $C_D$  vs  $L/D$  con una comparación entre diferentes áreas de referencia, para un mismo motor.

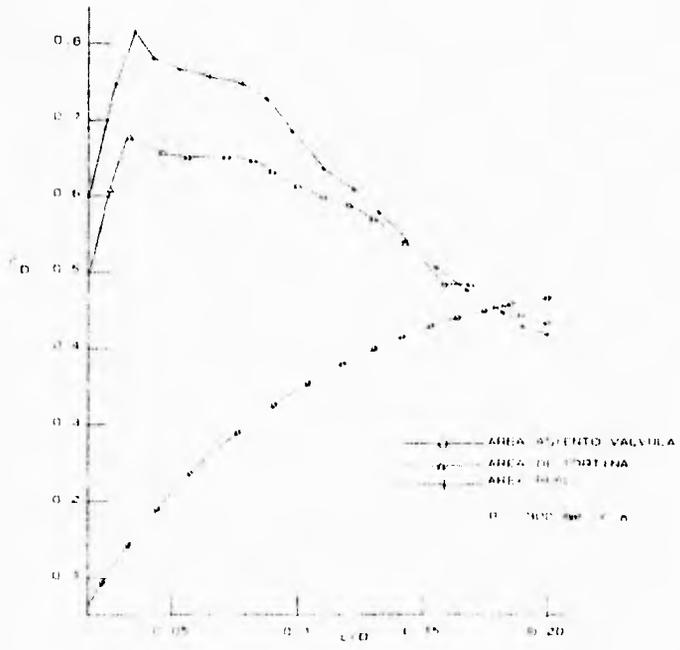


Fig 10 . Curvas características de  $C_D$  vs  $L/D$ . Comparación de diferentes áreas de referencia [4].

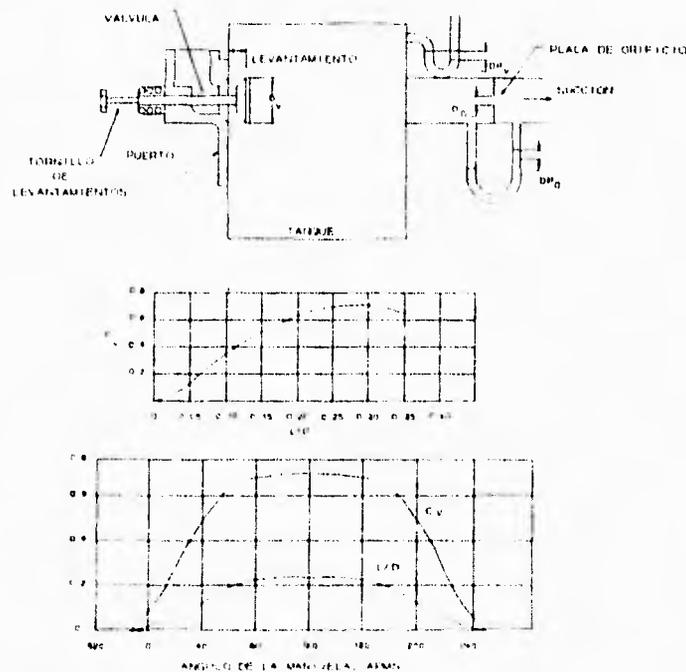
## II.6 Índice de Mach para la admisión.

En un motor a altas velocidades, el flujo durante la admisión puede alcanzar el choque sónico. Este disminuye la eficiencia volumétrica ya que impide la entrada de una cantidad adicional de masa. Taylor relacionó la eficiencia volumétrica medida sobre varios motores y diseños de válvulas de admisión con el índice de Mach, mediante la siguiente expresión:

$$Z = \frac{A_p \bar{S}}{C_i A_i a} \quad \text{ó} \quad Z = \left(\frac{b}{D}\right)^2 \frac{\bar{S}}{C_i a}$$

donde  $A_i$  es el área nominal de admisión ( $\pi D^2/4$ ),  $C_i$  es el coeficiente de flujo de admisión promedio basado en el área  $A_i$ ,  $a$  es la velocidad del sonido,  $b$  el diámetro del cilindro y  $D$  el diámetro de la válvula.

El  $C_i$  puede ser calculado mediante un banco de flujo como se muestra en la figura 11. Este coeficiente es calculado por un promedio de coeficientes de flujo sobre una curva de levantamientos.



**Fig 11.** Método de medición del coeficiente de flujo en la válvula de admisión: (a) Arreglo experimental. (b) Curva de  $C_v$  vs  $L/D$  (c) Gráfica  $C_v$  vs ángulo de manivela.

## II.6 Índice de Mach para la admisión.

En un motor a altas velocidades , el flujo durante la admisión puede alcanzar el choque sónico. Este disminuye la eficiencia volumétrica ya que impide la entrada de una cantidad adicional de masa. Taylor relacionó la eficiencia volumétrica medida sobre varios motores y diseños de válvulas de admisión con el índice de Mach, mediante la siguiente expresión:

$$Z = \frac{A_p \bar{S}}{C_i A_i a} \quad \text{ó} \quad Z = \left(\frac{b}{D}\right)^2 \frac{\bar{S}}{C_i a}$$

donde  $A_i$  es el área nominal de admisión (  $\pi D^2/4$  ),  $C_i$  es el coeficiente de flujo de admisión promedio basado en el área  $A_i$ ,  $a$  es la velocidad del sonido,  $b$  el diámetro del cilindro y  $D$  el diámetro de la válvula.

El  $C_i$  puede ser calculado mediante un banco de flujo como se muestra en la figura 11. Este coeficiente es calculado por un promedio de coeficientes de flujo sobre una curva de levantamientos.

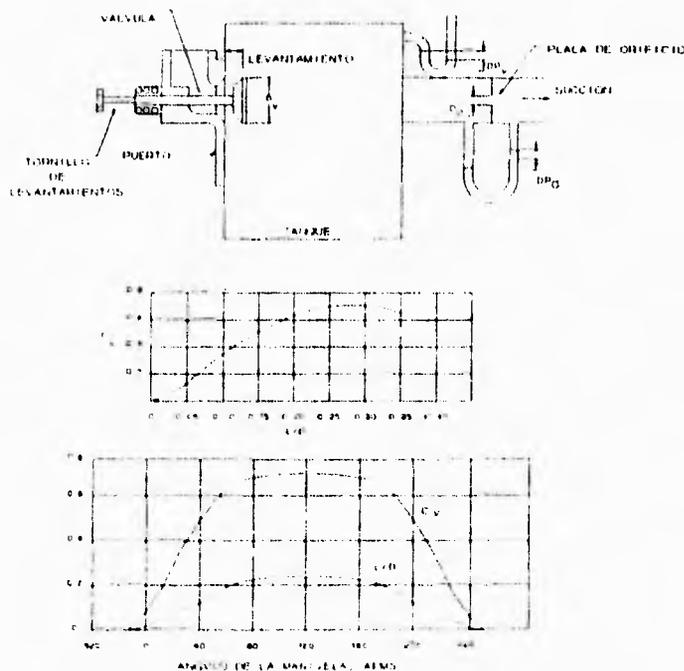


Fig 11. Método de medición del coeficiente de flujo en la válvula de admisión: (a) Arreglo experimental . (b) Curva de  $C_v$  vs  $L/D$  (c) Gráfica  $C_v$  vs ángulo de manivela.

En la gráfica 12 se muestran curvas de eficiencia volumétrica vs  $Z$ , en las que se observa que la eficiencia volumétrica es sólo función de  $Z$  dentro de los límites de operación del motor sobre un ancho rango de velocidades, de diferentes diámetros, levantamientos y formas de la válvula de admisión. Para estas curvas el diagrama de regulación fue mantenido constante.

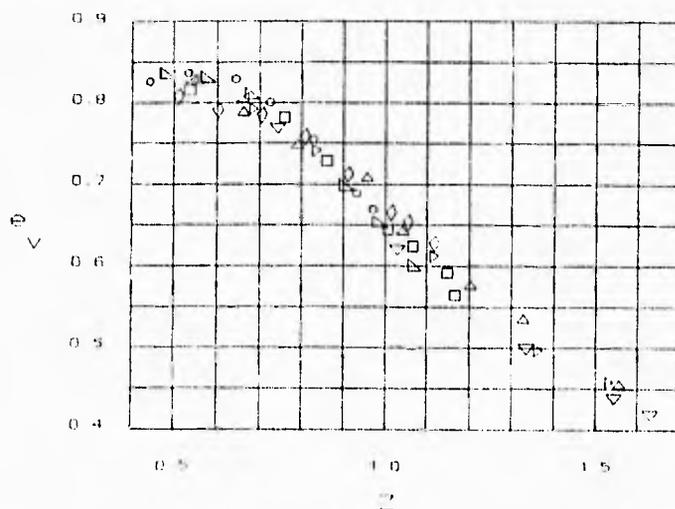


Fig 12 Eficiencia volumétrica vs  $Z$  de admisión. Condiciones:  $r = 4.92$ ; traslape =  $6^\circ$ ; cierre de admisión  $55^\circ$  después;  $T_i = 580^\circ$ ;  $T_c = 640^\circ$ ;  $p_e/p_i = 1.14$ ; sin pipa de admisión [3].

De manera complementaría la figura 13 muestra una validación de  $Z$  como parámetro de la eficiencia volumétrica, para dicha prueba se utilizaron diferentes diagramas de regulación y diferentes relaciones de  $p_e/p_i$ . Todos los valores se reducen a una sola curva. Esto comprueba la validez de la ecuación 2.10 para  $Z$ , y debe ser posible para cualquier de sus argumentos independientes.

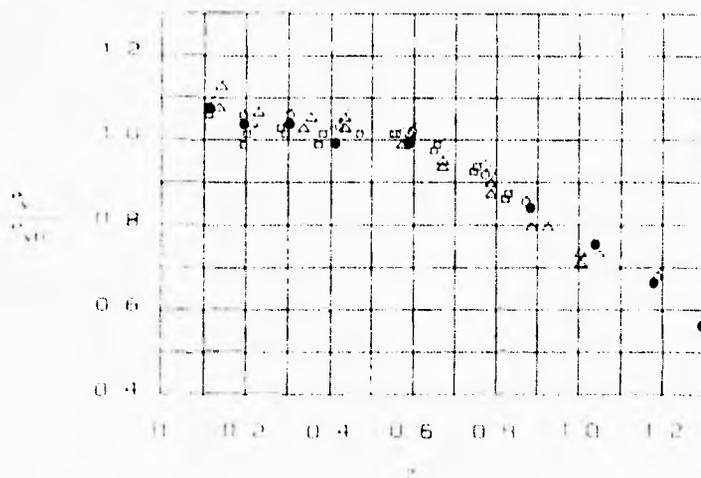


Fig 13. E. vol. vs  $Z$ ; AA,  $30^\circ$  a PMS; CA,  $60^\circ$  a PMI; AE,  $60^\circ$  a PMI; CE,  $30^\circ$  a PMS; símbolos negros,  $p_e/p_i = 0.05$ ; banderas,  $p_e/p_i = 0.25$ ; D = 0.830-1.05; C, 0.365-0.445 [3].

Como se observa en la figura 13, la eficiencia volumétrica comienza a caer rápidamente cuando  $Z$  excede el valor de 0.6. Esto se confirma con la figura 14, donde las pérdidas debidas a una reducción de  $p_v$  (presión al final de la carrera de admisión) aumentan rápidamente cuando  $Z$  alcanza un valor de 0.5. Es decir, cuando  $Z$  ha excedido 0.6, el efecto de la disminución de la razón de presiones  $p_v/p_i$  es dominante. Concluyendo, cuando  $Z$  excede 0.6 el motor está en el rango en el cual su eficiencia volumétrica cae rápidamente con un incremento de velocidad.

### II.6.1 Máximos valores de $Z$ .

De los datos mostrados se concluye que un motor debe ser diseñado, de tal manera que  $Z$  no exceda el valor de 0.6 a altas velocidades. He aquí uno de los aspectos para la realización de este trabajo, obtener una serie de valores experimentales de  $C_D$  para que puedan servir como guía, en el cálculo de un  $C$ , promedio y obtener su correspondiente  $Z$ , manejando posiblemente uno o varios puntos de diseño.

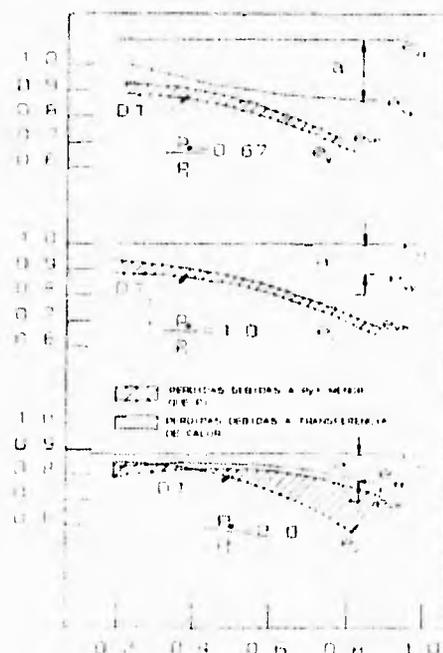


Fig 14. Eficiencia volumétrica vs  $Z$ .  $e_v = e$ . vol. ideal;  $e_v = e$ . vol. medida;  $e_{v,0} = e$ . vol. sin trans. de calor;  $e_{v,1} = e$ . vol. sin trans. de calor y con  $p_v/p_i = 1$  [3].

### III. BANCO DE FLUJO ESTACIONARIO

#### III.1 Descripción.

En un banco de flujo estacionario el flujo generado se aproxima a las condiciones reales de un motor funcionando, lo suficiente como para ser utilizado como la herramienta para poder predecir el comportamiento de un motor.

Una diferencia es que en un motor funcionando la velocidad del aire siempre esta cambiando, y en un banco de flujo estacionario a velocidad es constante. La adición de combustible vaporizado a la corriente de aire tiene un mínimo efecto, sin embargo se puede afectar significativamente la distribución de combustible en el múltiple de admisión, especialmente cuando tiene curvas y cambios de área.

Además, un banco de flujo estacionario facilita y evita problemas de medición en un motor funcionando (altas temperaturas, vibraciones, ensuciamiento de material etc.) y la vez de que se pueden realizar pruebas repetitivas.

Para la realización de esta tesis, se utilizó un banco de flujo estacionario adquirido por el laboratorio de Termoenergía y Mejoramiento Ambiental. El banco de flujo es marca tipo SuperFlow SF-600E. Es capaz de medir la resistencia al flujo o la perdida de carga en las cabezas de los motores, múltiples de admisión, placas de estrangulación, filtros de aire, mofles y en general cualquier elemento, ya sea de manera individual o ensamblados, que representen una restricción al flujo en un ducto.

#### *III.1.1 Generación y medición del flujo.*

El flujo se genera por un soplador(ventilador). Para las pruebas de admisión el flujo es succionado pasa de manera directa a través de la cabeza de los cilindros, entre la válvula de admisión, hacia el interior del banco, aquí el flujo pasa por un medidor de orificio, finalmente el flujo de aire continúa hacia afuera por la parte posterior del banco, ver figura 15.

Para pruebas de escape o descarga la dirección del flujo de aire es invertido por unas palancas que se encuentran en la parte frontal del banco.

La cantidad de flujo que entra o sale, según sea la prueba, se mide por una caída de presión provocada por un medidor de orificio. La caída de presión se lee en

un manómetro inclinado, en el que se lee un porcentaje de 0 a 100%, para seis diferentes rangos de flujo.

La manera de calcular numéricamente el flujo de aire es mediante la siguiente relación:

$$\text{Flujo de aire} = \text{porcentaje (decimal)} \times \text{factor de rango [pies}^3/\text{min]} \quad 3.1$$

El flujo de aire depende del factor seleccionado. Los rangos de flujo 0 a 100%, con precisión de 0.5% en escala completa, son los siguientes:

Rango de flujo	Unidades
0-38	[pies <sup>3</sup> /min]
0-75	[pies <sup>3</sup> /min]
0-150	[pies <sup>3</sup> /min]
0-300	[pies <sup>3</sup> /min]
0-450	[pies <sup>3</sup> /min]
0-600	[pies <sup>3</sup> /min]

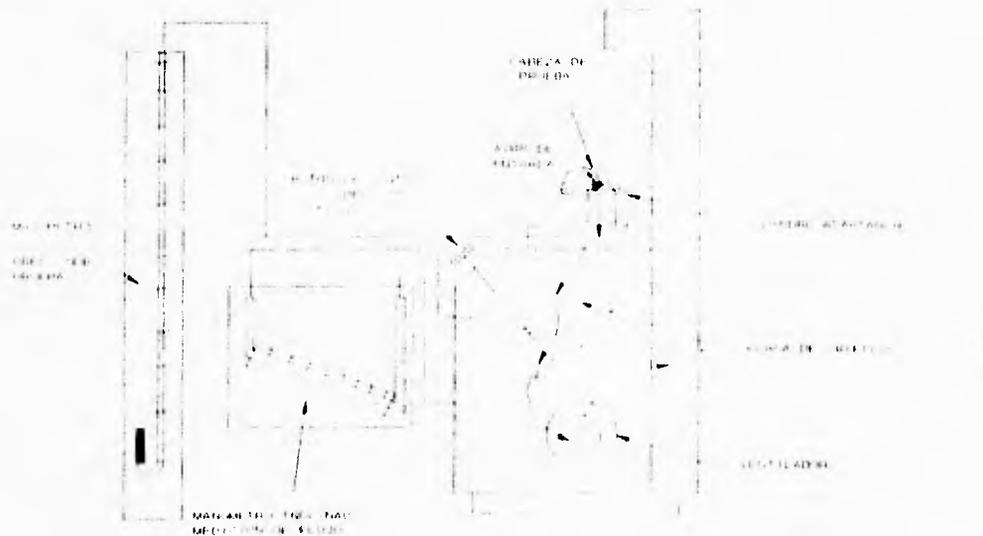


Fig 15. Diagrama del banco de flujo estacionario.

### III. 1.2 Presiones de prueba.

La presión de prueba, se mide por un manómetro de 0 a 48" de fluido manométrico, justo debajo de la cabeza de prueba. Esta presión determina la velocidad del aire a través de la válvula. El flujo de aire es proporcional a la raíz cuadrada de la

presión de prueba, es decir, si la presión es incrementada de 10 a 20", el flujo se incrementa en un 41%.

Para controlar el flujo ya sea en admisión o escape se tienen dos botones giratorios, en la parte frontal inferior del banco.

Además el banco cuenta con otro manómetro con las mismas dimensiones que el manómetro de prueba. Que se emplea para medir presiones en otras secciones del elemento de prueba.

El banco maneja 2 capacidades máximas de flujo, de acuerdo a la presión de prueba, estas son:

600 pies<sup>3</sup>/min @ 20"

400 pies<sup>3</sup>/min @ 48"

### *III. 1.3 Control de temperatura.*

El banco de flujo está equipado con un protector automático de temperatura, el cuál apagará el motor si este llega a calentarse. Si esto sucede se debe esperar un momento y el sistema encenderá por si mismo. Al mismo tiempo el banco de flujo puede ser enfriado encendiéndolo unos 60 segundos, colocando las palancas de dirección de flujo en el punto intermedio de escape y admisión.

Las temperaturas de auto apagado son de 150 a 220°F. El banco cuenta con un termómetro bimetálico con carátula de 40 a 140°F x 2°F.

El banco requiere para su funcionamiento 240 V CA, y 37 Amp. por fase.

### *III. 1.4 Accesorios.*

*Adaptador de cabezas*, para montar la cabeza de los cilindros sobre e banco de flujo se hace por medio de una base o adaptador, que consiste de un tubo aproximadamente del mismo calibre de pistón en un motor, con pestañas o biseles en los extremos. El adaptador esta construido de Plexiglas.

El adaptador con que se cuenta es par motores de tipo V-8, con un diámetro interior de 4 a 4.25".

*Un tubo de pitot*, que de manera conjunta con el segundo manómetro se pueden utilizar para medir velocidades o caídas de presión en una parte seleccionada del elemento en estudio.

## **III.2 Guía de funcionamiento**

### ***III.2.1 Arranque y supervisión.***

Para el encendido y realizar una verificación de un buen funcionamiento del banco de flujo antes de llevar acabo cualquier prueba se recomienda los siguientes pasos.

- 1.** Conectar el banco de flujo en el contacto especificado.
- 2.** Encender la lámpara , con el fin de tener una mejor visualización en las lecturas.
- 3.** Verificar que el nivel inferior del manómetro de presiones de prueba este en cero con la regla colocada en la parte posterior del manómetro, si no es así ajustarlo con la guía giratoria que se encuentra en la parte inferior de la regla.
- 4.** Verificar que el nivel superior del manómetro inclinado, se encuentre en cero. En caso contrario mover la regla de porcentajes, fijada en la parte posterior del manómetro, por medio de tornillos.
- 5.** Si esta colocado el adaptador de cabezas, removerlo y colocar, si no lo esta, la placa de orificios(17/8" y 5/16").
- 6.** En la parte frontal a la altura media del banco se encuentra el botón y palanca para seleccionar el rango de flujo.
  - 6.i** Levante el botón de flujo, y al mismo tiempo cambie la dirección de la palanca hacia el numero del rango seleccionado.
  - 6.ii** Cambie las dos palancas de dirección de flujo a admisión y admisión por arriba de 150 pies<sup>3</sup>/min. Esta se encuentran en la sección frontal del banco por debajo del manómetro inclinado.
  - 6.iii** Cierre las válvulas botones de admisión y escape, lentamente en sentido contrario a las manecillas del reloj.
  - 6.iv** Encienda el motor y abra la válvula botón de control de flujo de admisión hasta que la presión sea 25". Observe que la lectura en el manómetro inclinado, esta debe de ser aproximadamente 80%. Apague el motor y cierre la válvula de control de admisión.

6.v Cambie las posiciones de las dos palancas de dirección de flujo a escape y escape por encima de 150 pies<sup>3</sup>/min. Repita el paso 6.iv para escape. La lectura debe ser aproximadamente 75%.

Si las lecturas se encuentran en un rango de  $\pm 2\%$ , el banco esta listo para realizar las pruebas.

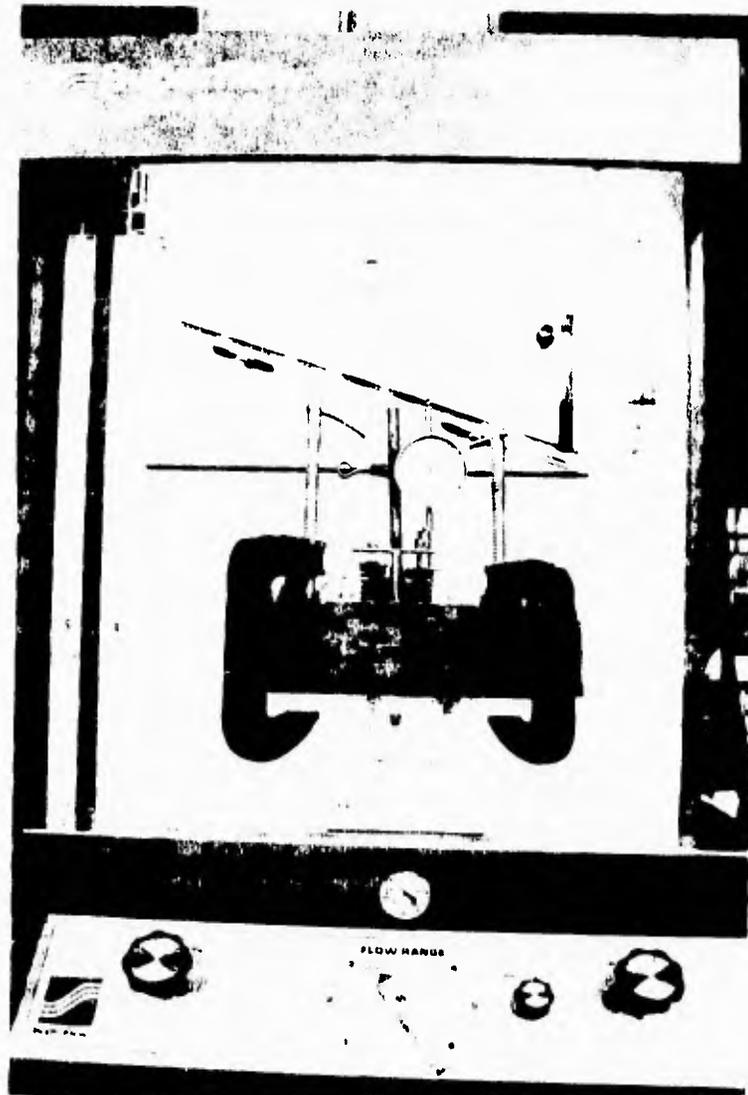
### III.3 PRUEBAS TÍPICAS

#### III.3.1 Distribución del equipo.

Para poder iniciar las pruebas, se coloca el adaptador de cabezas, sobre la plataforma del banco. Una vez colocada se monta la cabeza de los cilindros sobre este, sujeta a presión mediante prensas para disminuir las fugas.

Para determinar el levantamiento de la válvula, se coloca un medidor micrométrico de carátula, colocado de manera colineal con el vástago de la válvula.

La fotografía 1 muestra la disposición del equipo para la pruebas típicas.



Fotografía 1. Equipo en pruebas típicas.

Cabe mencionar que el tipo de cabeza seleccionada no afecta el estudio realizado, ya que los parámetros utilizados son adimensionalizados para poder generalizar los resultados obtenidos.

### III.3.2 Parámetros medidos.

El flujo volumetrico se mide con la caída de presión a través de la placa de orificio, dada en la lectura porcentual en el manómetro inclinado. Con dicho porcentaje y el factor de rango de flujo y con una multiplicación directa se obtiene el flujo volumetrico.

El levantamiento de la válvula se determina con un microméetro. Este valor se utiliza para calcular el gasto másico teórico y para referenciar el coeficiente de descarga.

La presión de prueba se lee del manómetro de 0 a 48". Una vez seleccionada se procura mantenerla constante para cada una de las pruebas.

Para cada una de las pruebas se midieron la presión y temperatura ambiental, ambos valores se utilizan para calcular la densidad del aire de entrada, importante para determinar el flujo másico real y teórico. En la tabla 2 se da un resumen sobre estos parámetros.

<b>Tabla 2</b>		
<b>Parámetro</b>	<b>Elemento de medición</b>	<b>Utilización</b>
Levantamiento de la válvula [L]	Microméetro	Determinación del gasto teórico y referenciar $C_D$
Porcentaje de Flujo [%]	Manómetro inclinado	Determinación el flujo real
Presión de prueba [pulg.]	Manómetro diferencial	Determinación del gasto teórico
Presión Atmosférica [Pa]	Manómetro de mercurio	Determinación del gasto de teórico
Temperatura ambiente [°C]	Termómetro de carátula	Determinación del gasto teórico.

### III.3.3 Determinación del coeficiente de descarga.

Para la determinación del coeficiente de descarga  $C_D$  se utilizará la ecuación 2.19 que de manera explícita para  $C_D$  adquiere de la siguiente forma:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\frac{A_R P_0}{(RT_0)^{1/2}} \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left[ 1 - \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2}}$$

donde:  $P_0$  = presión aguas arriba de la restricción ( $p_{atm}$ ).

$P_T$  = presión aguas abajo de la restricción (presión de prueba )

$A_R$  = área de referencia (área de cortina)

$\gamma$  = razón de calores específicos = 1.4

$\dot{m}_{real}$  = flujo másico real

### III.3.4 Metodología de las pruebas típicas.

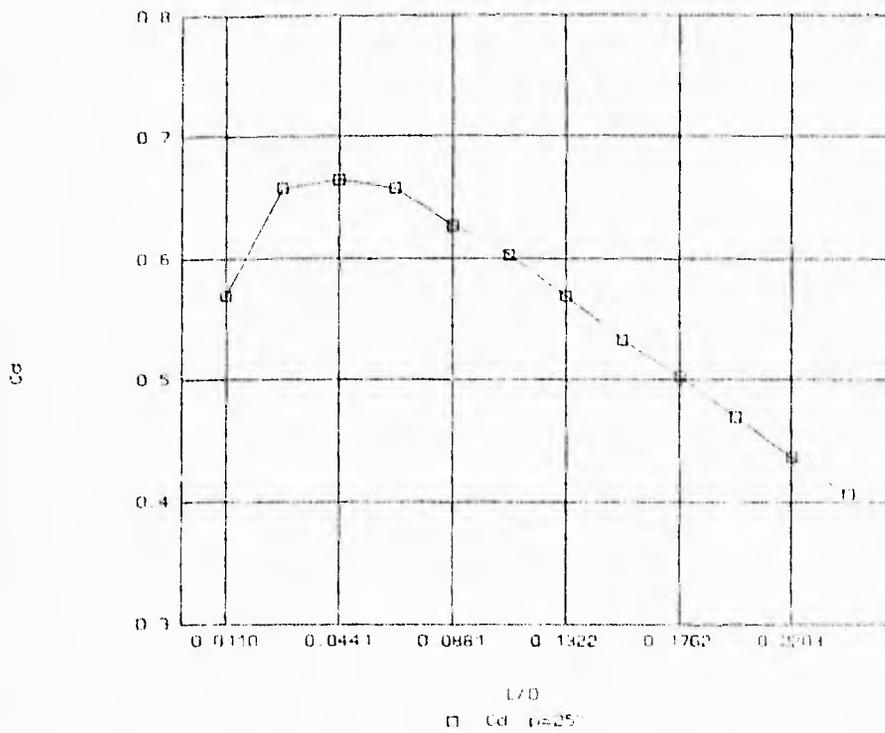
Las pruebas se realizaron con una válvula de las siguientes dimensiones:

$D_v = 45.4$  mm,  $D_{v\text{ interior}} = 34.8$  mm, altura o espesor = 4.2 mm,  $\alpha = 38.5^\circ$

#### III.3.4.1 Pruebas realizadas.

a) Las primeras pruebas se realizaron, con el fin de obtener el  $C_D$  para la cabeza sola, es decir sin ningún elemento adicional. La presión de prueba para todos los casos fue de 25" de fluido manométrico ( $\delta = 0.826$ ). El incremento de los levantamientos fue 1 mm.

Los resultados obtenidos de la prueba típica se muestran en la gráfica 1. En esta se observa que la curva del coeficiente de descarga presenta dos secciones limitadas por un valor máximo de  $C_D$ , en la primer zona el  $C_D$  va aumentando hasta un valor máximo, de un valor  $L/D$  desde 0 hasta 0.0441 aproximadamente, a partir de este valor el  $C_D$  disminuye. Esto puede explicarse por los patrones de flujo que se presentan en los diferentes levantamientos, así como de la viscosidad del aire y la superficie de fricción o contacto entre válvula y asiento. A bajos de levantamientos el área de flujo va aumentando con lo que lleva a un incremento del  $C_D$ , pero como vaya



Gráfica 1.  $C_p$  vs  $L/D$ , Cabeza sola.

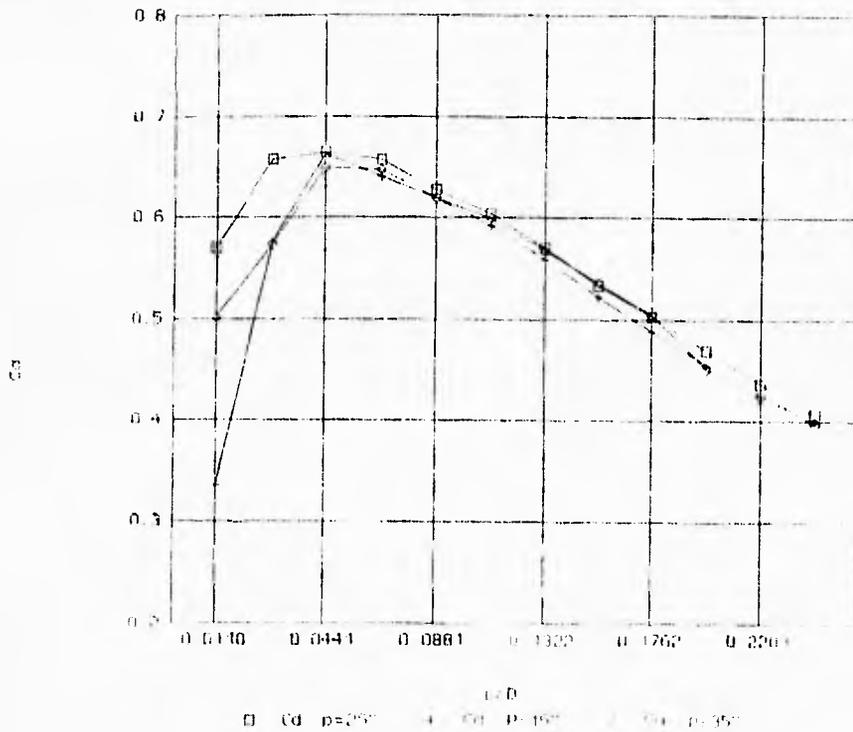
aumentando el levantamiento existe desprendimiento de la capa del fluido provocando una disminución del área del flujo, ver figura 15.



Fig 15. Diferentes regímenes de flujo a diferentes levantamientos.

**B)** Otra prueba típica realizada es la comparación de coeficientes de descarga a diferentes presiones de vacío. Para esta se utilizaron 15, 25 y 35" del fluido manométrico. En la gráfica que presenta estos resultados se observa que a mayor

presión el coeficiente de descarga tiene una disminución ya que el flujo posee una mayor velocidad, la cual provoca un aumento a las pérdidas de carga debidas a la fricción, ver gráfica 2.



Gráfica 2. Comparación de  $C_D$  a diferentes presiones de vacío.

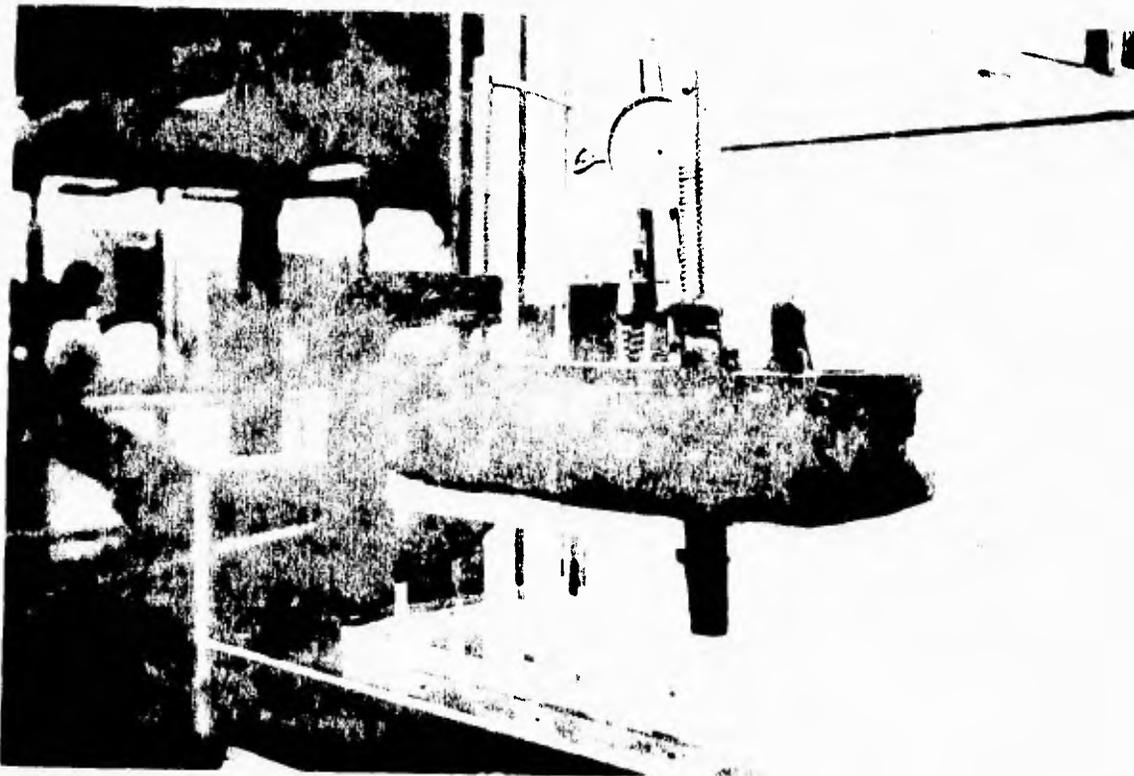
Las pruebas realizadas con las modificaciones y elementos adicionales se describen en el siguiente capítulo.

## IV. EFECTOS SOBRE EL $C_D$ , DE LAS MODIFICACIONES DE LA GEOMETRÍA EN LA VÁLVULA Y ELEMENTOS ADICIONALES.

### IV.1 ELEMENTOS ADICIONALES

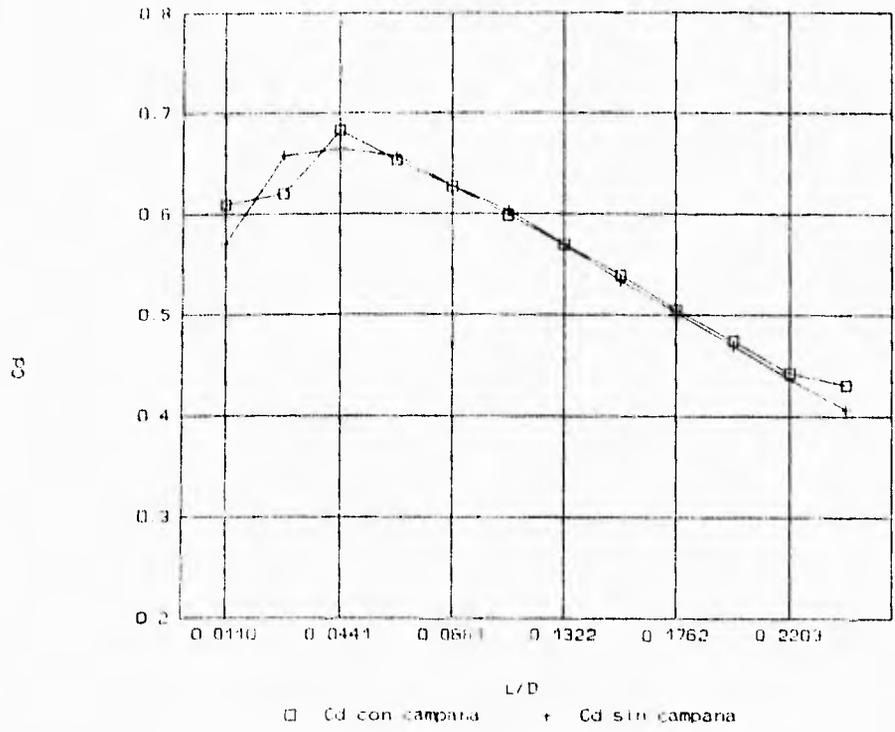
#### IV.1.1 Campana de entrada.

Esperando observar de que manera se afecta el coeficiente de descarga con un elemento adicional, se colocó una campana metálica en la entrada del puerto de admisión, tal y como se observa en la fotografía 2.



Fotografía 2. Campana en la entrada de la cabeza

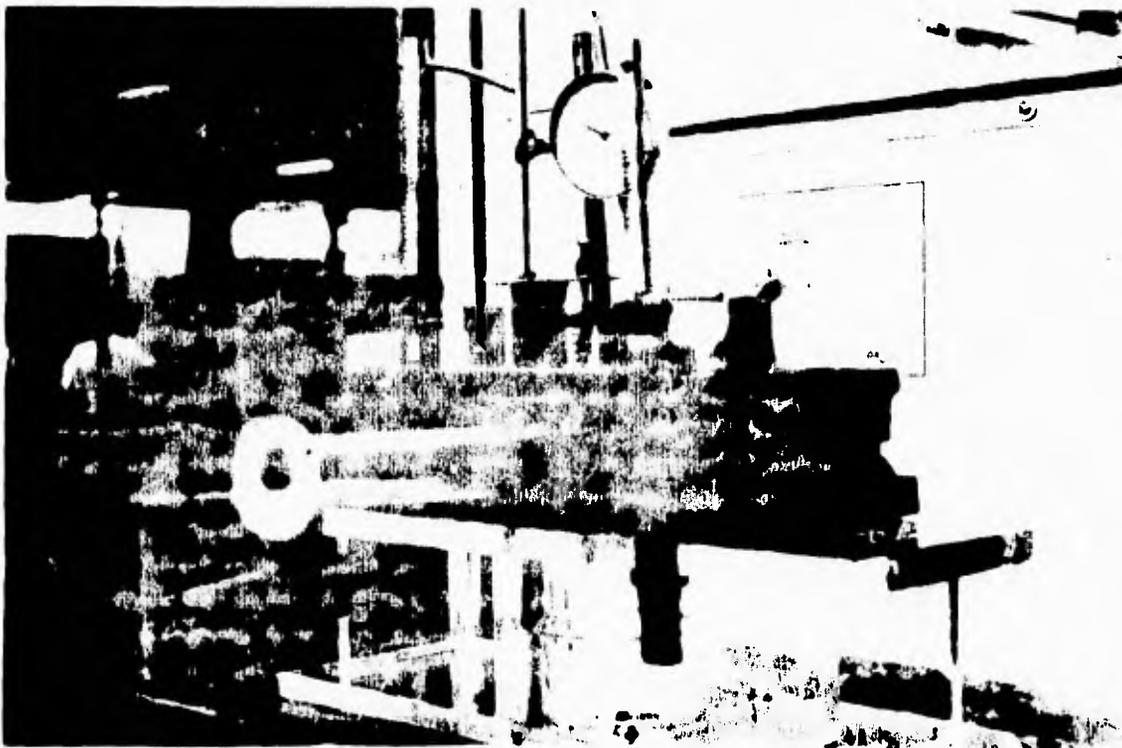
Los coeficientes de descarga obtenidos se muestran en la gráfica 3, donde se da una comparación con los coeficientes de descarga de la cabeza sola. En ésta se observa que se tiene un aumento del coeficiente debido a la "suavidad" que se le da al flujo justo antes de la entrada a la cabeza.



Gráfica 3.  $C_d$  vs L/D, comparación.

**IV.1.2 Tubo de acrílico**

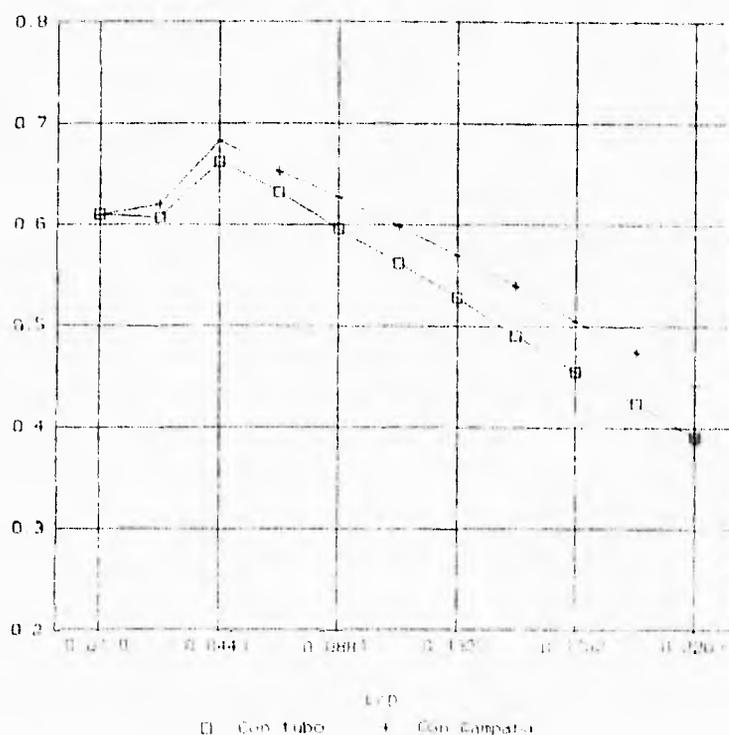
El siguiente elemento utilizado fue un tubo de acrílico de diámetro 3.2 cm y longitud 20 cm, colocado en la entrada del puerto, fotografía 3.



Fotografía 3. Tubo de acrílico montado a la entrada del puerto.

FALLA DE ORIGEN

Para observar una comparación de los coeficientes de descarga obtenidos entre los dos elementos, tubo y campana, se graficaron los resultados de manera conjunta en la gráfica 4. Se observa que el tubo de acrílico reduce el coeficiente de descarga debido a una disminución de área para el flujo, así como por constituir una restricción más al flujo.



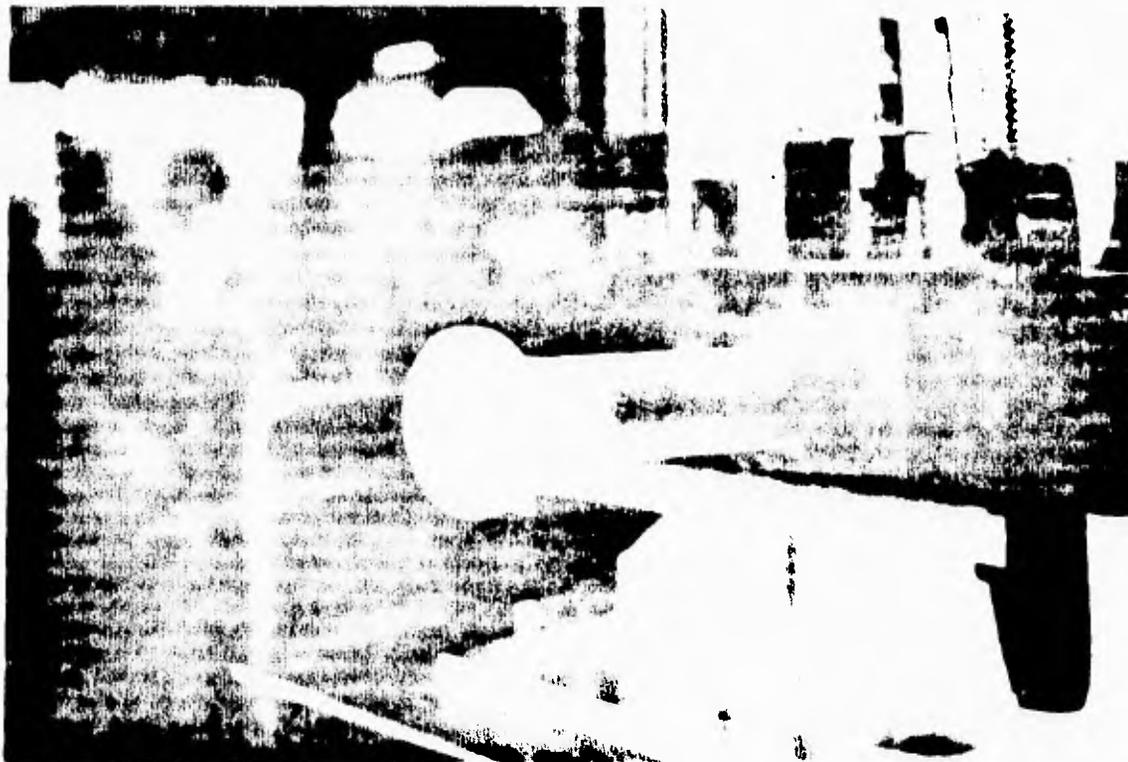
Gráfica 4.  $C_d$  vs  $L/D$ , comparación.

#### IV.1.3 Tubo de acrílico con rectificador de flujo

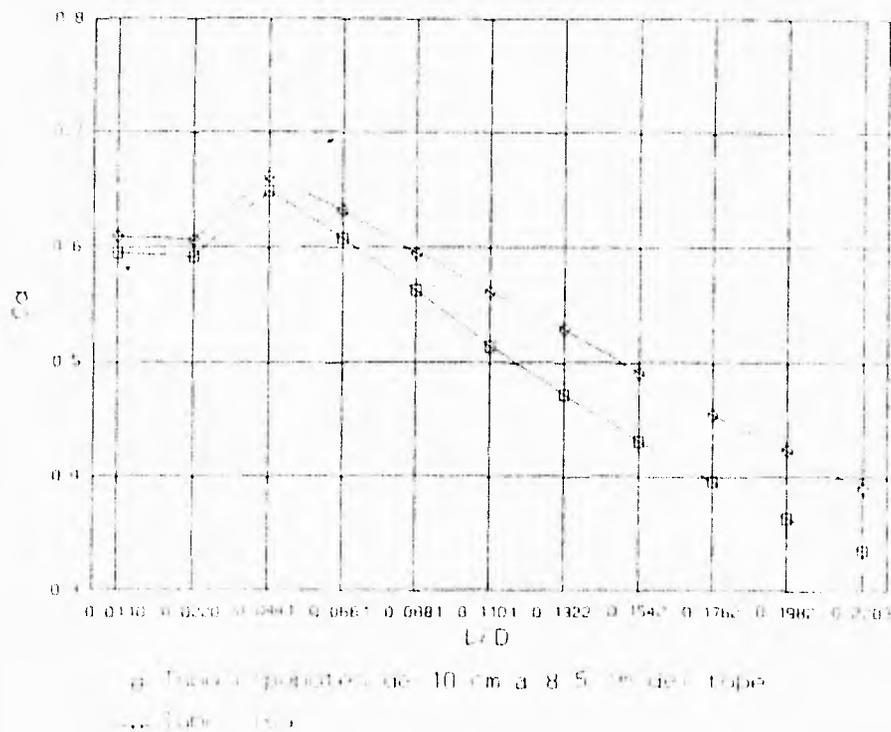
Esperando obtener un aumento del coeficiente de descarga se agregó un rectificador de flujo, elaborado con popotes de 0.5 cm de diámetro y de 10 cm de longitud, colocado en el interior del tubo a una distancia arbitraria ( a 8.5 cm) de su extremo libre, fotografía 4.

Los resultados obtenidos de esta prueba se muestran en la gráfica 5 donde se hace una comparación con los datos de los coeficientes de descarga con el tubo de acrílico solo. En esta gráfica se ve, que contrariamente a lo que se esperaba, se obtiene un coeficiente de descarga menor, marcándose más esta diferencia a altos levantamientos. Esta caída es debida a la pérdida de carga que se provoca al flujo por

la longitud de los popotes, sin que la rectificación del flujo logre afectar de manera positiva el coeficiente de descarga.



Fotografía 4. Tubo de acrílico con rectificador de flujo.



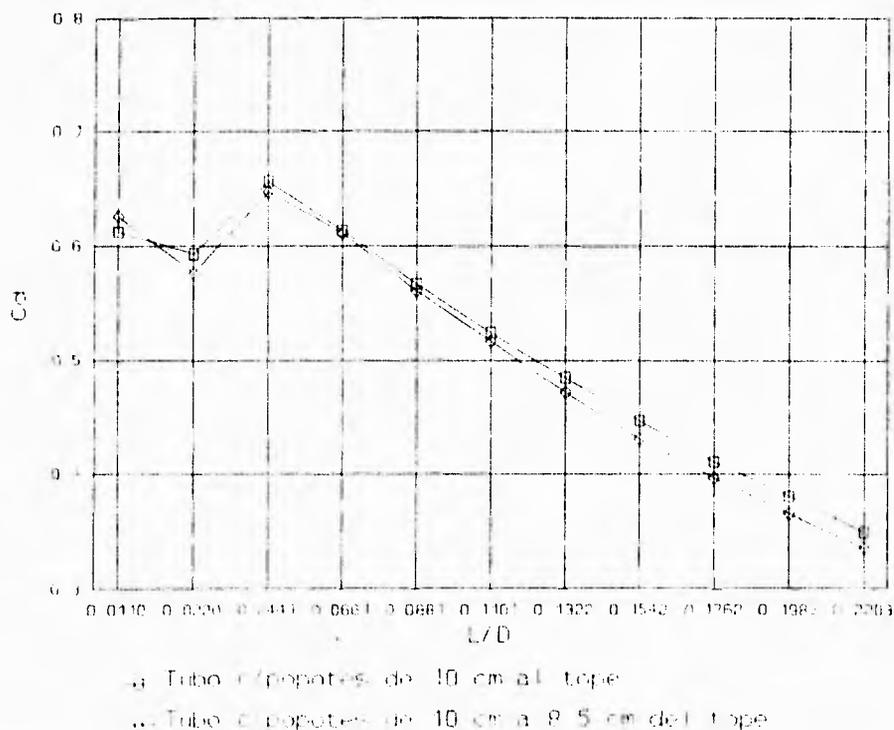
Gráfica 5.  $C_0$  vs L/D comparación.

FALLA DE ORIGEN

#### IV.1.4 Tubo de acrílico con rectificador en diferente posición.

Esperando mejorar el  $C_D$ , con respecto a la prueba anterior se cambio la posición del rectificador, de longitud 10 cm, colocándolo al tope del extremo libre del tubo. Los  $C_D$  obtenidos se grafican en comparación con los resultados de la prueba anterior, donde se observa que con este alejamiento del rectificador de flujo, respecto a la cabeza, se logre un aumento del  $C_D$  con respecto a los  $C_D$  obtenidos en la anterior prueba.

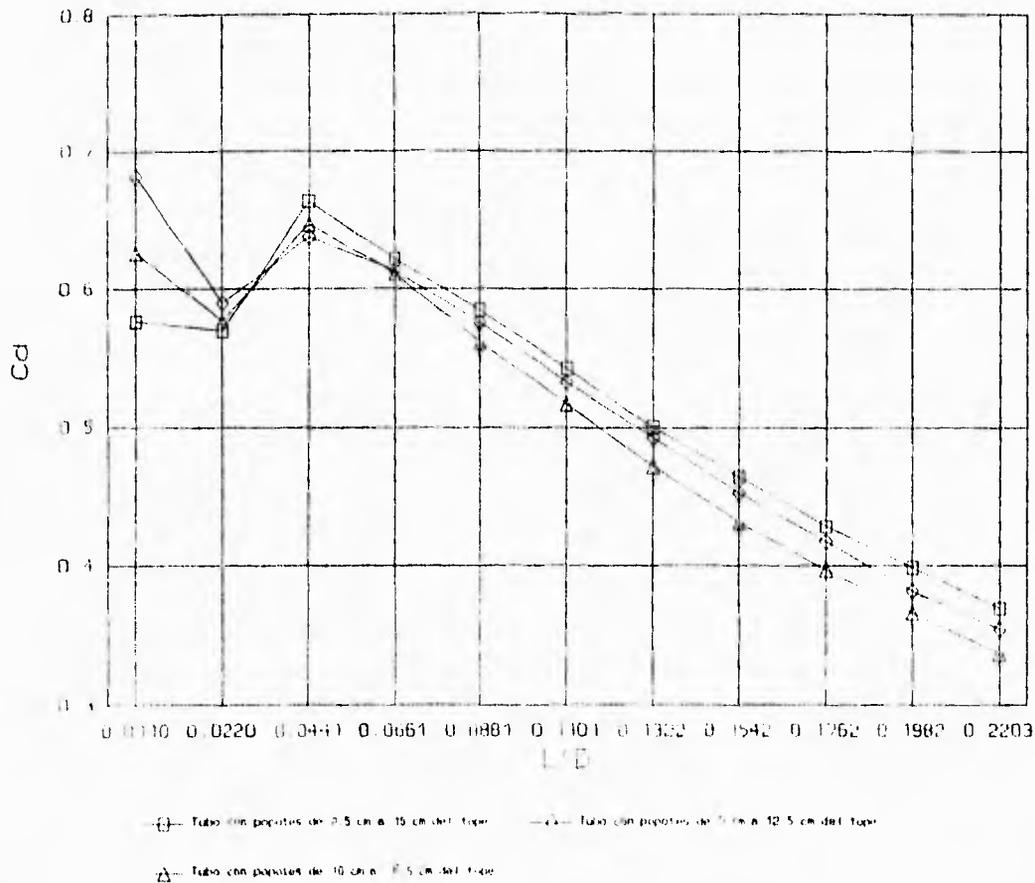
Esto se debe a que en este caso la pérdida de carga provocada por el rectificador es superada por direccionamiento del flujo, ver gráfica 6.



Gráfica 6.  $C_D$  vs L/D, comparación.

#### IV.1.5 Tubo de acrílico con rectificador: misma posición, diferente longitud.

La siguiente prueba se efectuó para determinar de que manera se afecta el  $C_D$  manteniendo fija la posición del rectificador del flujo, variando su longitud. Se utilizaron rectificadores de las siguientes longitudes 10, 5 y 2.5 cm, que manteniendo fijo uno de sus extremos se colocaron a 7.5, 12.5 y 15 cm respectivamente con respecto al extremo libre del tubo. Los  $C_D$  obtenidos se muestran en la gráfica 7.



Gráfica 7.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.

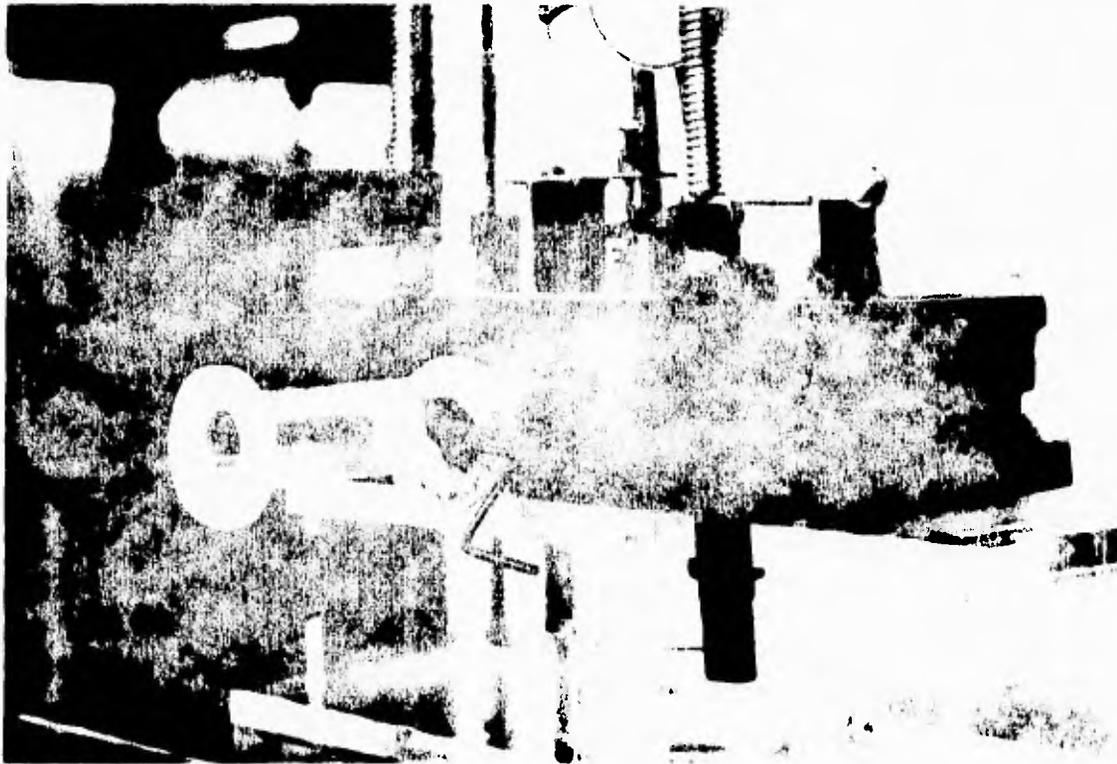
Se observa que al disminuir la longitud aumenta el  $C_D$ , debido a una disminución en la pérdida de carga.

#### IV.1.6 Mariposa girada en diferentes ángulos

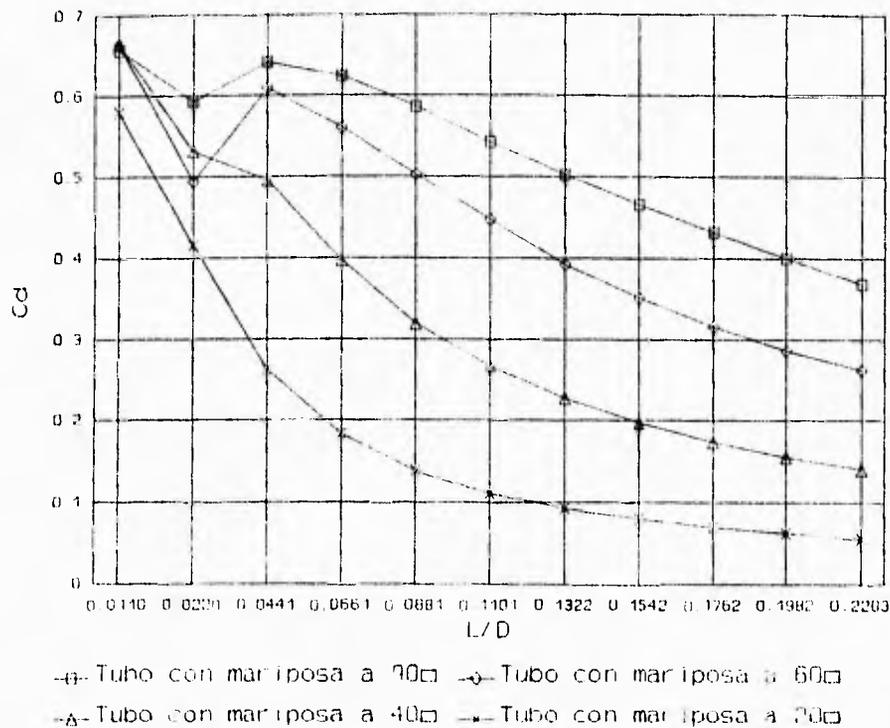
En un tubo de acrílico con las mismas dimensiones del anterior se colocó en su interior una mariposa metálica con la posibilidad de girar con respecto a su propio eje, colocada a 11 cm respecto al extremo libre del tubo. Este elemento se utilizó para poder observar de qué forma el flujo generado por la mariposa afecta al  $C_D$ . La mariposa se colocó a 20, 40, 60 y 90° con respecto a su eje, el cual es perpendicular al eje del tubo, siendo 0° cerrada y 90° totalmente abierta, ver fotografía 5.

Los resultados obtenidos se muestran en la gráfica 8. Se observa que el  $C_D$  aumenta con el ángulo mayor de apertura, teniéndose un máximo cuando la placa de

la mariposa es paralela al eje del tubo, como era de esperarse, ya que al tener un ángulo pequeño disminuye el área de flujo. Algo importante en esta parte es observar de que manera el flujo turbulento generado por la restricción afecte el  $C_D$ . Para poder ver este último fenómeno se utilizó visualización con hilos, colocados aguas abajo de la mariposa, observándose que para una misma presión de vacío, al variar el ángulo de 20 a 90°, la turbulencia generada disminuía.



Fotografía 5. Mariposa en el interior del tubo.



Gráfica 8.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.

#### IV.1.7 Dos tubos, con mariposa en diferentes ángulos y rectificador.

Para ver de manera conjunta los efectos de los dos elementos, la mariposa y el rectificador, esperando que el rectificador atenué la turbulencia generada por la mariposa, al rectificar el flujo, y que provoque un aumento en el  $C_D$ . Se montaron de manera colineal dos tubos, ambos de 20 cm de longitud y diámetro interior de 3.2 cm, siendo el primer tubo el que está fijado a la cabeza y el segundo tubo está fijado al primer tubo en su extremo contrario a la cabeza.

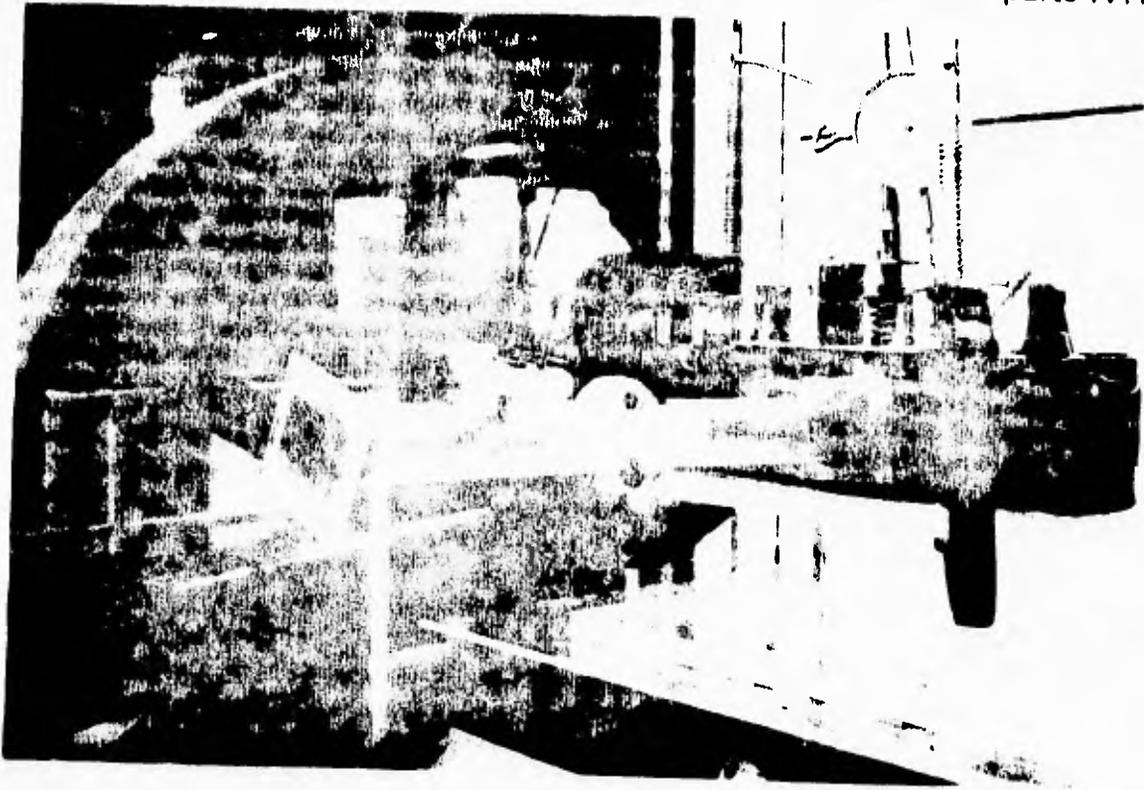
Se prueba de dividió en dos partes:

a) el primer tubo se dejó sin ningún elemento, y en el segundo tubo se colocó la mariposa, a 31 cm de la cabeza.

b) en el primer tubo se colocó el rectificador (de 10 cm de longitud) al tope del extremo que lo une con el segundo tubo; el segundo tubo se mantuvo con la mariposa en la misma posición, ver fotografía 6.

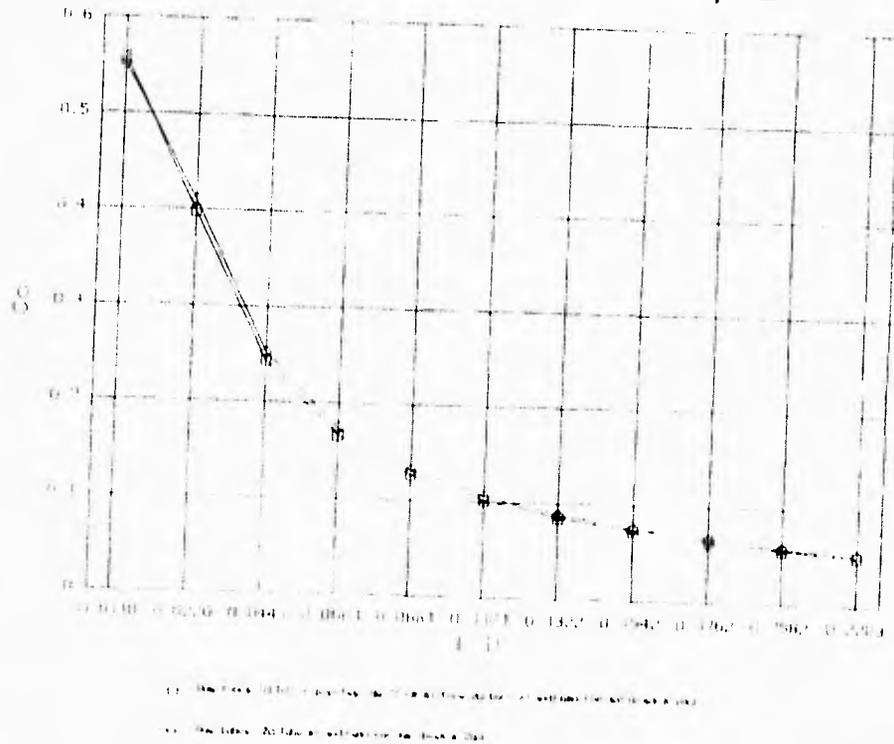
Cabe hacer notar que se utilizó el rectificador al extremo del primer tubo por que

los  $C_D$  obtenidos con este fueron mayores, como se mostraron en la parte IV.1.4.

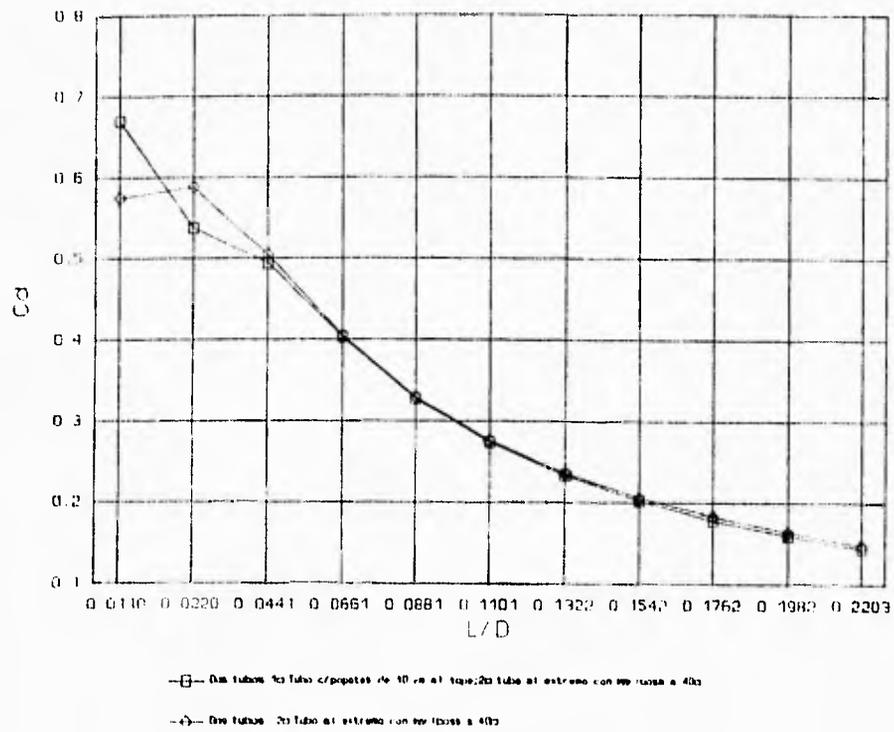


Fotografía 6. Dos tubos, con mariposa y rectificador.

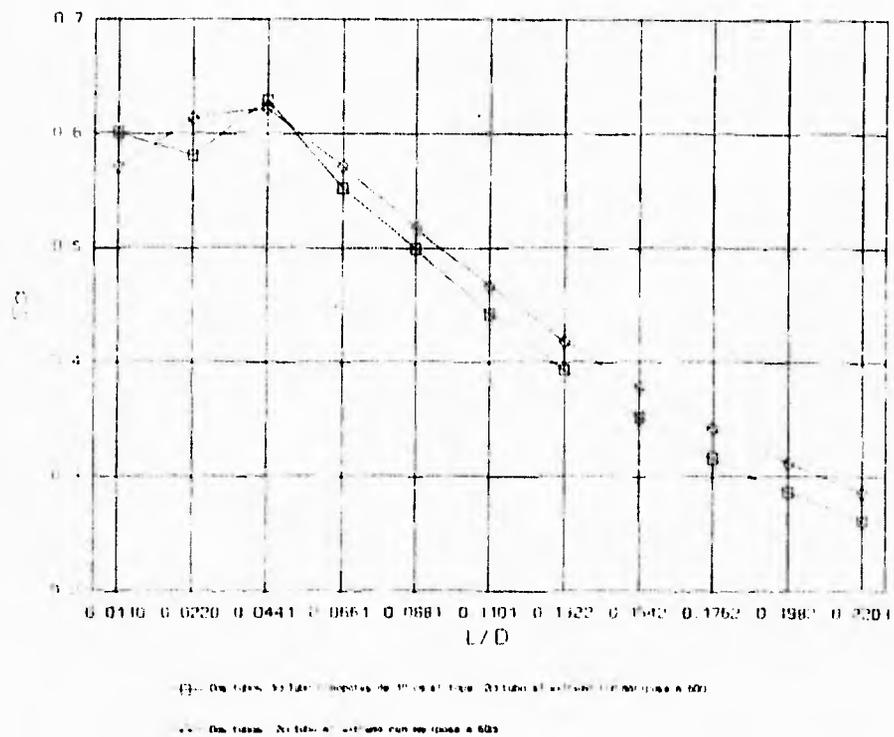
Los resultados obtenidos al girar la mariposa de 20, 40, 60, 90° en ambas partes de la prueba se muestran en las gráficas 9, 10, 11 y 12.



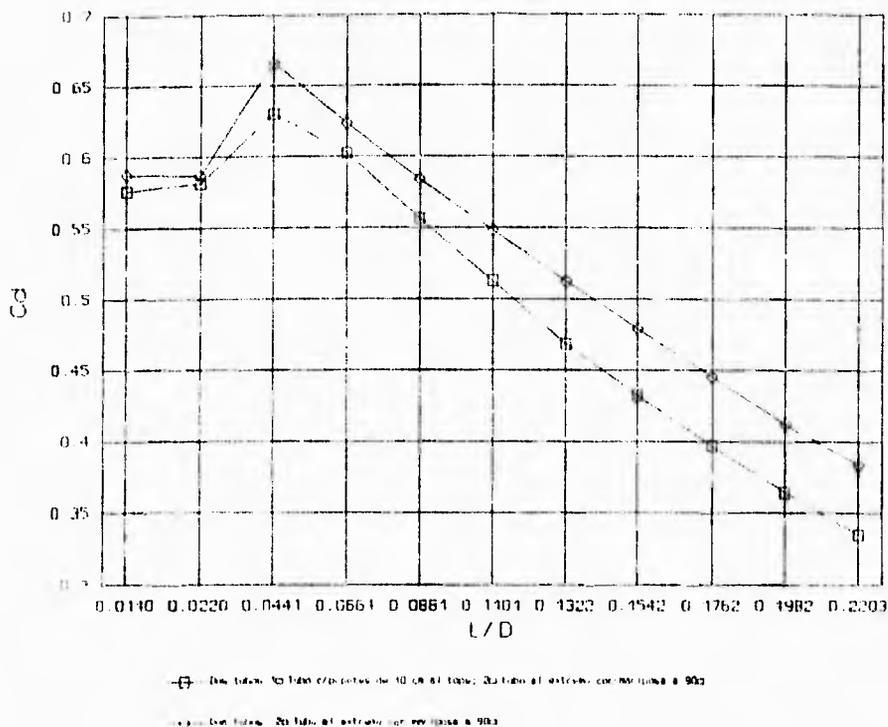
Gráfica 9.  $C_D$  vs L/D, comparación



Gráfica 10.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.



Gráfica 11.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.



Gráfica 12.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.

Se observa que el rectificador actúa como una resistencia más al flujo, provocando una disminución en el  $C_D$ , es decir los efectos de fricción provocados por este son mayores a los causados por la rectificación como se ve en las gráficas para  $60^\circ$  y  $90^\circ$ .

Para  $20^\circ$  y  $40^\circ$  aparentemente la rectificación en el flujo equilibra las pérdidas provocadas por la fricción en el rectificador.

Cuando se tiene un área de flujo pequeña (ángulo a  $20^\circ$  y  $40^\circ$ ), el flujo de aire es menor, por lo que se tiene una baja velocidad, causando que la pérdida de carga sea pequeña, por lo que su efecto es equilibrado por la rectificación. En el caso contrario, cuando el área de flujo es mayor ( $60^\circ$  y  $90^\circ$ ) se tiene una velocidad mayor cuyo efecto es que la pérdida de carga por fricción sea mayor provocando que el  $C_D$  disminuya.

FALLA DE ORIGEN

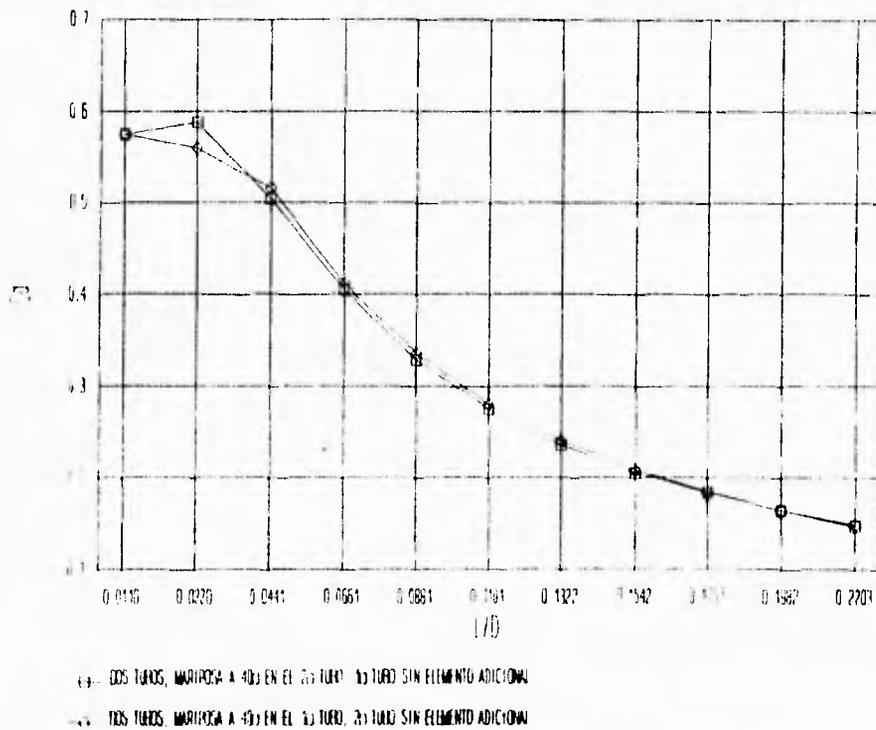
#### IV.1.8 Dos tubos: mariposa en el primer o segundo tubo.

Para determinar de que manera afectaría la posición de la mariposa al  $C_D$ , se hicieron las siguientes pruebas:

a) dos tubos, el primer tubo se mantuvo sin elementos adicionales, en el segundo tubo se colocó la mariposa, a 31 cm de la cabeza y  $40^\circ$ .

b) dos tubos, en el primer tubo se colocó la mariposa a 11 cm de la cabeza y  $40^\circ$ , el segundo tubo se mantuvo sin elementos adicionales.

Se esperaba que en la prueba b) se obtuvieran menores  $C_D$  respecto a la prueba a), debido a que posiblemente la turbulencia generada por la mariposa llegara hasta la válvula, provocándose una mayor pérdida de carga. Para el caso a) el flujo alcanzaría a rectificarse antes de llegar a la válvula. Los resultados de la comparación se muestran en la gráfica 16.



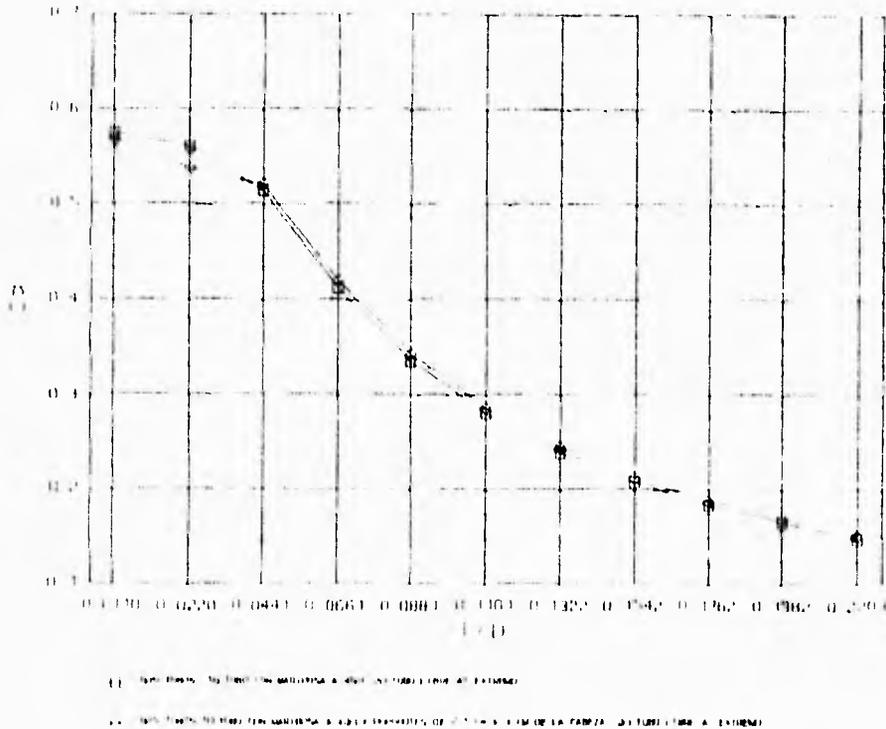
Se observa que sólo para bajos levantamientos se presenta esta tendencia, y para grandes levantamientos los  $C_D$  tienden a ser iguales.

**IV.1.9 Dos tubos: primer tubo con mariposa y popotes y el segundo tubo libre.**

En la sección anterior se concluye que al colocar la mariposa cerca de la cabeza el  $C_D$  disminuye para bajos levantamientos. Con el propósito de incrementar dicho  $C_D$ , para esa misma posición de mariposa, se colocó un rectificador de flujo entre la mariposa y la cabeza. Sin embargo, dicho rectificador representa en si mismo una restricción mas al flujo incrementando la pérdida de carga. Para evaluar cuál de los dos efectos, la rectificación o la pérdida de carga predomina, se hicieron las siguientes pruebas.

a) la mariposa se colocó en el primer tubo ( a 11 cm de la cabeza) y con una inclinación de  $40^\circ$ , dejando el segundo tubo libre,

b) se mantuvo a la mariposa en la misma posición que en la parte a) y a  $40^\circ$ , y se colocaron rectificadores 1 y 2.5 cm de longitud aguas abajo de la mariposa (a 3 cm de la cabeza), es decir entre la mariposa y la cabeza; dejando el segundo tubo sin ningún elemento. Las comparaciones de los resultados obtenidos se pueden ver en las gráficas 14, 15 y 16.



**Gráfica 14.  $C_D$  vs L/D, comparación.**

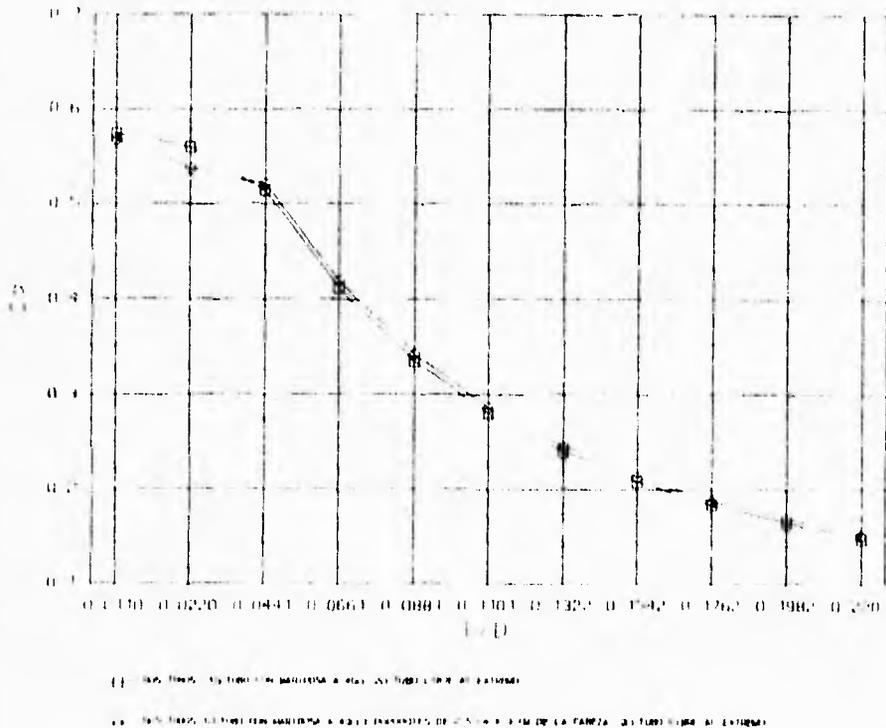
FALLA DE ORIGEN

#### IV. 1.9 Dos tubos: primer tubo con mariposa y popotes y el segundo tubo libre.

En la sección anterior se concluye que al colocar la mariposa cerca de la cabeza el  $C_D$  disminuye para bajos levantamientos. Con el propósito de incrementar dicho  $C_D$ , para esa misma posición de mariposa, se colocó un rectificador de flujo entre la mariposa y la cabeza. Sin embargo, dicho rectificador representa en si mismo una restricción mas al flujo incrementando la pérdida de carga. Para evaluar cuál de los dos efectos, la rectificación o la pérdida de carga predomina, se hicieron las siguientes pruebas.

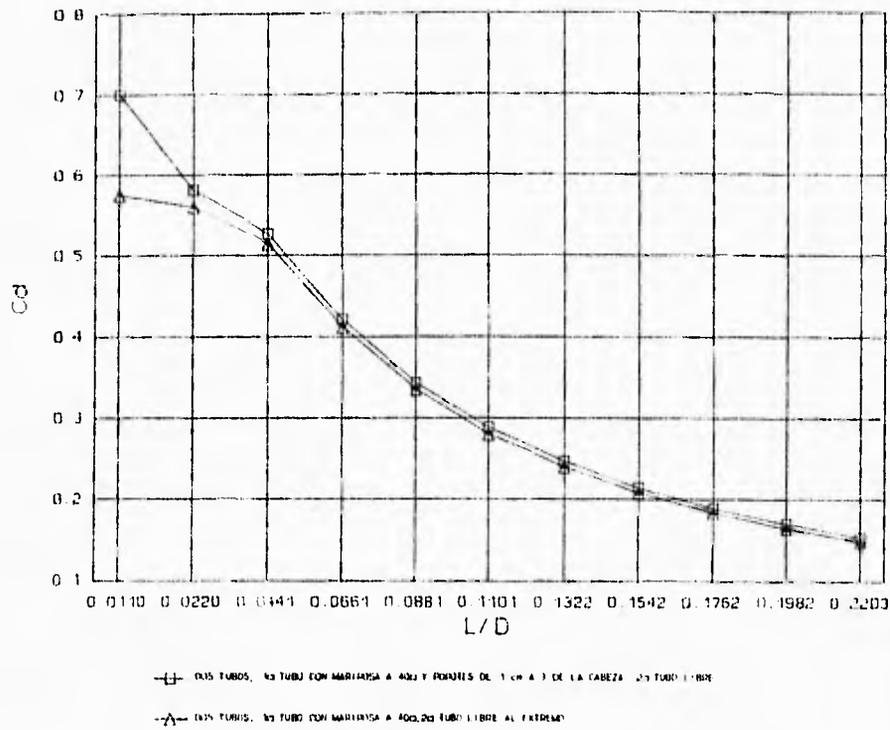
a) la mariposa se colocó en el primer tubo ( a 11 cm de la cabeza) y con una inclinación de  $40^\circ$ , dejando el segundo tubo libre,

b) se mantuvo a la mariposa en la misma posición que en la parte a) y a  $40^\circ$ , y se colocaron rectificadores 1 y 2.5 cm de longitud aguas abajo de la mariposa (a 3 cm de la cabeza), es decir entre la mariposa y la cabeza; dejando el segundo tubo sin ningún elemento. Las comparaciones de los resultados obtenidos se pueden ver en las gráficas 14, 15 y 16.

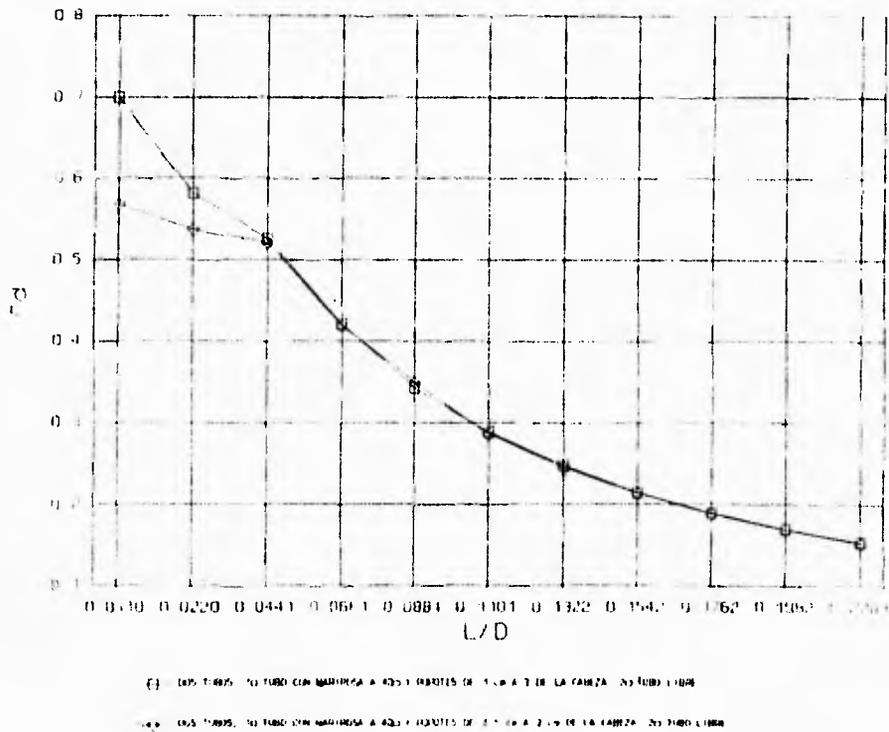


Gráfica 14.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.

FALLA DE ORIGEN



Gráfica 15.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.



Gráfica 16.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.

FALLA DE ORIGEN

En la gráfica 14 se observa que para altos levantamientos ( $L/D > 0.0441$ ), se obtiene una ganancia en el  $C_D$ , con respecto al valor obtenido con la mariposa sola en el primer tubo, cuando se coloca el rectificador aguas arriba. En relación a este punto se puede concluir que la distancia de rectificación antes de la entrada a la válvula es importante para lograr una entrada dirigida del flujo, para contribuir a un aumento del  $C_D$ . Sin embargo a bajos levantamientos ( $L/D < 0.0441$ ) se tiene una disminución del  $C_D$ , en este caso el efecto de pérdida de carga supera al causado por la rectificación del flujo.

En la gráfica 15, se observa que de igual forma para altos levantamientos se obtiene una ganancia del  $C_D$ , pero a diferencia de la gráfica anterior, a bajos levantamientos se tiene un aumento en el  $C_D$ . En este caso una menor longitud del rectificador provoca que las pérdidas de carga disminuyan y el efecto de la rectificación sea mayor.

El efecto de la longitud del rectificador en el  $C_D$  se ilustra en la gráfica 15, donde se observa que el  $C_D$  se mantiene prácticamente igual a altos levantamientos para ambas longitudes, y a bajos levantamientos se tiene una ganancia notable del  $C_D$  cuando se usa el rectificador de 1 cm con respecto al de 2.5 cm, ya que en adición a la disminución de pérdida de carga, la rectificación permite que la corriente de flujo no se desprenda rápidamente de la superficie de la válvula y el asiento.

En relación a lo anterior se concluye que para lograr un aumento en el  $C_D$  la longitud del rectificador debe ser lo suficientemente pequeña para que el efecto de la rectificación supere al de la pérdida de carga.

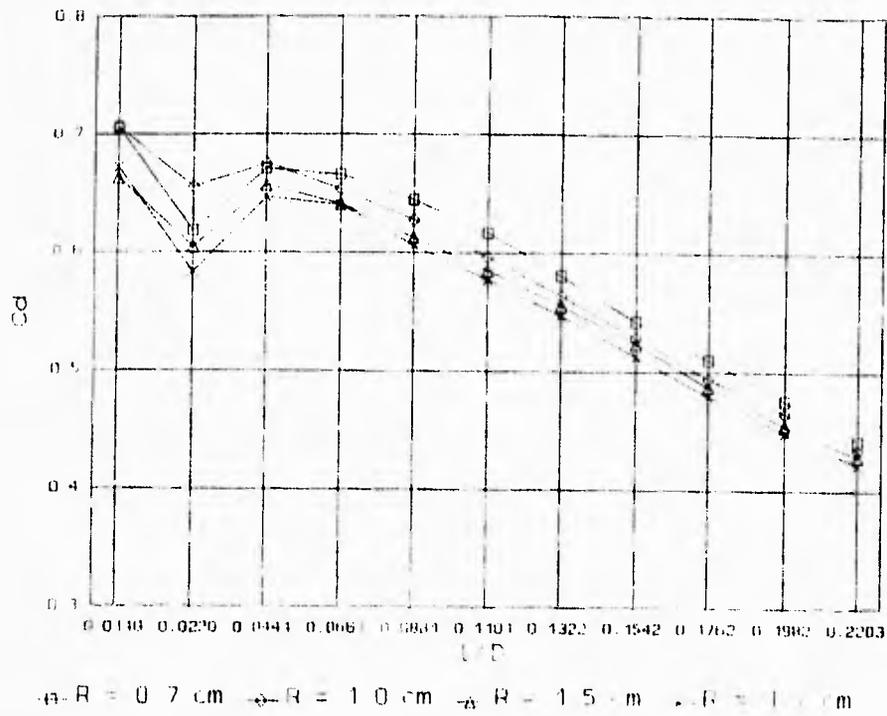
## **IV.2 Geometría de la válvula.**

### *IV.2.1 Cambio en el radio de la válvula.*

Se modificaron los radios de curvatura de la válvula, es decir, el radio que une al vástago y la cara del diámetro menor de la cabeza de la válvula. Los radios utilizados fueron de 0.7, 1.0, 1.5 1.7 cm.

El resultado obtenido fue que un aumento de radio conlleva a una caída del coeficiente de descarga, logrando mayores valores de  $C_D$  con el radio de 0.7 en todos

los levantamientos y valores mínimos de  $C_D$  con el radio de 1.7. Debido a que el aumento del radio provoca que el flujo de aire se desprenda más rápidamente, además de que esta disminución de radio decrementa el área de flujo, ver gráfica 17.



Gráfica 17.  $C_D$  vs  $L/D$ , comparación.

FALLA DE ORIGEN

## V. CONCLUSIONES.

Con el objetivo de mejorar el Proceso de Renovación de la Carga en un motor de combustión interna, mediante un aumento en la cantidad de aire o mezcla aire-combustible suministrada al interior del cilindro, a través del sistema de admisión, se efectuaron pruebas enfocadas a aumentar el coeficiente de descarga, usando elementos adicionales colocados aguas arriba de la entrada del puerto y modificando la geometría de la válvula. Con este aumento del  $C_D$  el flujo real crece y en consecuencia también la eficiencia volumétrica del motor.

De acuerdo a lo anterior, de las pruebas realizadas se concluye lo siguiente:

1. Un direccionamiento del flujo antes de la entrada al puerto, produce un aumento en el coeficiente de descarga a bajos levantamientos.
2. Al colocar un ducto a la entrada del puerto, se provoca una disminución en el coeficiente de descarga, ya que este representa una pérdida de carga cuya dimensión depende de su longitud y área transversal.
3. El provocar una turbulencia, por medio de la mariposa, cerca de la entrada a la válvula, provoca una disminución del  $C_D$ , por el aumento de pérdida de carga que esta representa.
4. Combinando los efectos del grado de apertura de la mariposa la mariposa y el de rectificación, este último realizado aguas abajo de la mariposa, se observa que cuando el ángulo de apertura de la mariposa es pequeño ( $20^\circ$  y  $40^\circ$ ) la rectificación logra contrarrestar los efectos de la pérdida de carga provocados por el rectificador, manteniendo el  $C_D$  su valor. Por el contrario, cuando se tienen ángulos mayores ( $60^\circ$  y  $90^\circ$ ) las pérdidas de carga son mayores, causando una disminución del  $C_D$ .
5. En relación al inciso 1, un direccionamiento del flujo nos lleva a un aumento del  $C_D$  pero al agregar un elemento (rectificador de flujo) que cause este efecto se provoca una pérdida de carga más, llevándonos a una disminución del  $C_D$ .

Sin embargo, para lograr un aumento en el  $C_D$ , la longitud del rectificador debe ser lo suficientemente pequeña para que el efecto de la rectificación supere al de pérdida de carga.

6. Al modificar el radio de la válvula se observa que si este se aumenta, el  $C_D$  decrece, y si disminuye el radio el  $C_D$  aumenta. Este aumento del radio produce una disminución del área de entrada justo antes de la válvula, produciendo una pérdida de carga mayor, además de que esta reducción provoca el desprendimiento del flujo.

Sin embargo, para lograr un aumento en el  $C_D$ , la longitud del rectificador debe ser lo suficientemente pequeña para que el efecto de la rectificación supere al de pérdida de carga.

6. Al modificar el radio de la válvula se observa que si este se aumenta, el  $C_D$  decrece, y si disminuye el radio el  $C_D$  aumenta. Este aumento del radio produce una disminución del área de entrada justo antes de la válvula, produciendo una pérdida de carga mayor, además de que esta reducción provoca del desprendimiento del flujo.

Sin embargo, para lograr un aumento en el  $C_D$ , la longitud del rectificador debe ser lo suficientemente pequeña para que el efecto de la rectificación supere al de pérdida de carga.

6. Al modificar el radio de la válvula se observa que si este se aumenta, el  $C_D$  decrece, y si disminuye el radio el  $C_D$  aumenta. Este aumento del radio produce una disminución del área de entrada justo antes de la válvula, produciendo una pérdida de carga mayor, además de que esta reducción provoca del desprendimiento del flujo.

## REFERENCIAS.

1. Super Flow Flowbench 600. Instructions.
2. Internal Combustion Engine Fundamentals  
John B. Heywood.  
Mc Graw Hill 1989.
3. The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice. Vol I y II  
Charles Fayette Taylor.  
The M.I.T Press 1993.
4. Coeficientes de descarga en válvulas de motores de 4 tiempos. Ensayos experimentales.  
Francisco Payri González  
José Ma Desantes Fernández  
Apuntes de la Catedra de Motores térmicos de la E.T.S.I Industriales de Valencia.
5. Automotive Engines & Related Systems: Principles & Service  
Frank Thiessen.  
Reston Publishing 1981.
6. La distribución.  
L. Ruigi  
Ceac 1990
7. Procesos de los motores de combustión.  
Lester C. Lichty  
Mc Graw Hill 1976

7

*Sobre el sol inicia  
un ultimo camino,  
para tomar su luz y  
vivir en el.*