

01149
0588

120



FACULTAD DE INGENIERIA U N A M
DIVISION DE ESTUDIOS SUPERIORES

GENERACION DE ENERGIA POR MEDIO DE UNA TURBINA FLUIDA

T E S I S

Que para obtener el grado de
MAESTRO EN INGENIERIA (Hidráulica)
p r e s e n t a
ROBERTO RINCON GUTIERREZ

1970

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.

PAGINACION
DISCONTINUA

**Agradezco al Instituto de Ingeniería de la
UNAM, por las facilidades que me brindó
para la realización de esta investigación.**

**A la memoria de mi padre
Sr. Roberto Rincón Fernández**

**A mi abnegada madre
Sra. Isaura G. Vda. de Rincón
con todo mi cariño**

**A mis hermanas
Rita y Aurora
cariñosamente**

A mi esposa

Sra. Hercila Gómez de Rincón

por su interés en mi superación

con todo mi amor

Como un grato recuerdo

a mis hijos

Roberto Alejandro

Rodrigo Alberto

Pedro Ignacio

CAPITULO 1	
INTRODUCCION	1
1.1 Objetivo de la investigación	1
1.2 Tipos de motores hidráulicos	2
1.3 Nueva orientación con la turbina fluida	8
CAPITULO 2	
ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL SISTEMA CHORRO-VORTICE	9
2.1 Descripción de la instalación del laboratorio	9
2.2 Aparatos de medición	10
2.3 Descripción del modelo	12
2.4 Producción de un vórtice libre energizado por medio de la descarga de un chorro rectilíneo	13
2.5 Resultados del laboratorio	17
CAPITULO 3	
ANALISIS DIMENSIONAL DEL SISTEMA CHORRO-VORTICE	18
3.1 Análisis dimensional del sistema chorro-vórtice	18
3.2 Análisis dimensional del sistema chorro-flujo de recirculación	20
3.3 Análisis teórico del comportamiento chorro-vórtice	21
CAPITULO 4	
ESTUDIO DE LA MAQUINA HIDRAULICA	30
4.1 Partes constitutivas de la máquina	30
4.2 Boquilla de alimentación	30
4.3 Rodete móvil	32
4.4 Estabilizador del vórtice	39
4.5 Método de cálculo de la máquina	40
CAPITULO 5	
CONCLUSIONES	42

1. INTRODUCCION

1.1 Objetivo de la investigación

La necesidad del hombre de una energía mecánica aprovechable en forma económica, en la cantidad necesaria y controlada para sus múltiples aplicaciones industriales y de supervivencia, ha conducido a investigar la posibilidad de obtener energía mecánica por medio del aprovechamiento de un fenómeno hidrodinámico que hemos llamado "turbina fluida". Este fenómeno, sumamente interesante y que no es la máquina hidráulica en sí; consiste sencillamente en un vórtice libre energizado por la acción de un chorro rectilíneo sumergido, que descarga contra el fondo de un recipiente con agua a nivel constante, donde por sí solo se forma un vórtice sin la intervención de ningún dispositivo mecánico. Tiene la cualidad de que entre los dos movimientos independientes, el del chorro rectilíneo por un lado y el del vórtice por el otro, se realiza un intercambio de energía tal que existe una dependencia íntima entre ambos.

En un principio, la máquina hidráulica que ha de aprovechar la energía de este sistema hidrodinámico consistiría de un rodete móvil elemental, formado por una sucesión de álabes o paletas perimetrales de superficies cilíndricas adheridas a un cojinete o rodamiento, que a su vez iría acoplado a la tubería de presión, la cual le serviría de flecha o eje de apoyo; todo este conjunto elemental quedaría finalmente sumergido dentro del vórtice. Este dispositivo sería capaz de extraerle al vórtice la energía cinética de rotación, exclusivamente por el principio del arrastre hidrodinámico del flujo.

La ventaja de este sistema mecánico es evidente, ya que el mismo cojinete del rodete podría servir de apoyo de las masas magnéticas del generador, con lo cual se conseguiría un sistema electromecánico tan compacto que lle-

garía a ser una central hidroeléctrica tipo intemperie.

Cabe mencionar que no se pretende sustituir con este tipo de máquinas a las actuales sumamente perfeccionadas, pero sí a que estas máquinas elementales sean aprovechadas en el futuro para la generación de energía de pequeños núcleos de población, en que la inversión inicial, el mantenimiento y la operación de las centrales que exigen aquellas llega a ser en la mayoría de los casos prohibitivas.

El presente trabajo representa únicamente la primera fase de esta fascinante investigación, que debería ser complementada con un estudio profundo y detallado que conduzca al diseño y adaptación de estas máquinas a los sistemas hidroeléctricos, con un enfoque hacia el aprovechamiento de tipo económico de este fenómeno que siempre ha sido considerado perjudicial y destructivo dentro del campo de las obras hidráulicas.

1.2 Tipos de motores hidráulicos

Desde que el hombre fijó su atención en la enorme cantidad de energía potencial del agua disponible en la naturaleza, ha ideado una serie de dispositivos de intercambio de energía que conducen a obtener energía mecánica; desde las más rudimentarias ruedas hidráulicas comunes que se utilizaron para mover molinos de granos y minerales, malacates para minas, tornos para aserrar madera y bombas para elevar el agua, hasta las más perfeccionadas turbinas de impulso y de reacción de las actuales centrales hidroeléctricas.

Es conveniente mencionar que todas estas máquinas continúan siendo altamente eficientes para los usos a que se han destinado, pero debido al perfeccionamiento de la industria electromecánica y a las necesidades actuales de

producción de energía eléctrica en cantidades enormes, concentradas en instalaciones compactas, para satisfacer las demandas de la industria en especial y para todos los usos en general, han sufrido una evolución tal que han quedado en desuso las primeras.

A continuación se hace una breve exposición de lo que esto significa, para lo cual se indican los tipos de motores hidráulicos, su principio de funcionamiento (sin entrar en detalles, pues son bien conocidas) y sus rangos de operación.

Entre las más rudimentarias se tienen:

Ruedas hidráulicas comunes; son esencialmente de tres tipos; de alimentación: por arriba, de costado, por abajo.

El principio de operación de las dos primeras se base en el trabajo mecánico directo al descender el peso de un volumen determinado de agua una altura dada.

El principio de operación del último se base en el intercambio de energía cinética por medio de la descarga inferior de un chorro que golpea a la sucesión de álabes perimetrales al paso frente a este.

Intervalos de operación:

1o. La velocidad angular de operación es variable de acuerdo con la alimentación que se suministre a la rueda, operan entre:

$$2 < N < 15 \text{ r.p.m.}$$

2o. La carga bruta o caída aprovechable varía entre:

$$0.40 < H < 12.00 \text{ m}$$

3o. El gasto útil aprovechable que determina el espesor de la rueda varía entre:

$$0.050 \leq Q \leq 5.00 \text{ m}^3/\text{seg}$$

De acuerdo con estos intervalos de operación se ve que estas máquinas son de baja potencia, menor siempre de 500 c. v.

Como ventajas de estas máquinas se pueden mencionar las siguientes:

1o. Son económicas y de fácil mantenimiento, puesto que su construcción es rudimentaria

2o. La eficiencia resultó ser buena para los usos a que se destinaron:

$$40\% < \eta < 70\%$$

Las desventajas que se indican a continuación las hicieron caer en desuso.

1o. La velocidad angular de operación es demasiado baja, lo que hace imposible acoplarlas directamente a los generadores de energía eléctrica en los intervalos actuales de frecuencia a 50 y 60 ciclos; para lo cual se requeriría del uso de transmisiones mecánicas, lo que resulta totalmente antieconómico e inoperante.

2o. Baja capacidad de producción por unidad. (Como máximo del orden de 500 C.V.), lo que las limita para el uso en centrales hidroeléctricas; resultarían casas de máquinas gigantescas de acuerdo con el orden actual de pro-

ducción de potencias, de 600 000 C.V en una sola casa de máquinas.

3o. Tamaño de la rueda sumamente desfavorable, ya que el diámetro del rodete es del orden o mayor que la caída misma aprovechable.

Esto nos indica claramente, la razón de que estas ruedas quedarán en desuso para la producción de energía hidroeléctrica.

Turbinas hidráulicas o turbomáquinas

Son de dos clases:

- de impulso; representada por la rueda Pelton con uno o varios chiflones.
- de reacción; en que a su vez se tienen dos tipos:
 - a) de Flujo mixto; representada por las turbinas Francis
 - b) de Flujo axial; en que están incluidas las hélices y Kaplan.

El principio de operación de todas ellas se basa en la ley del impulso, de la que se deduce la ecuación de Euler de las turbomáquinas.

El intervalo de operación de las turbinas mencionadas está determinado por la velocidad específica (N_s), la cual no solo indica la adaptabilidad de estas máquinas a los sistemas hidroeléctricos sino también determina en forma precisa el diseño y dimensiones del rodete móvil.

Intervalos de operación

Ruedas Pelton	$N_s < 50$
	$Q < 5.00 \text{ m}^3/\text{seg}/\text{unidad}$
	$H_n > 240 \text{ m}$

$$500 < N < 1\,500 \text{ rpm}$$

$$\eta < 80\%$$

Funcionan en todo el intervalo de potencia, desde la mínima a la máxima, sin disminuir su eficiencia, cualidad muy importante para sistemas aislados.

$$\text{Turbinas Francis } 50 < N_s < 400$$

$$Q < 100 \text{ m}^3/\text{seg/unidad}$$

$$50 < H_n < 240 \text{ m}$$

$$N < 500 \text{ rpm}$$

$$\eta \approx 80\%$$

El intervalo de operación a eficiencias altas es bastante reducido, por lo que tienen que operar en bloque.

$$\text{Turbinas hélices y Kaplan } N_s > 400$$

$$Q > 100 \text{ m}^3/\text{seg/unidad}$$

$$H_n \leq 50 \text{ m}$$

$$N < 100 \text{ rpm}$$

$$\eta \approx 85\%$$

En el caso de las turbinas hélice, el intervalo de operación a eficiencias altas es más reducido que el de las Francis, pero en las Kaplan es mucho mayor que el de las ruedas Pelton gracias a la movilidad de los álabes del rodete móvil.

Nota. Las velocidades específicas están expresadas en unidades métricas.

A continuación se mencionan las ventajas de estas máquinas

a) Alta eficiencia de operación: $\eta > 70\%$

b) Según las N_g mencionadas, estas cubren todo el intervalo de los aprovechamientos hidráulicos posibles en la naturaleza

c) Gran capacidad de producción por unidad, $30\ 000\ \text{C.V} < P < 200\ 000\ \text{C.V}$ /unidad

d) Se adaptan al intervalo de operación de velocidad angular (N) de los generadores; es decir, siempre se acoplan directamente a la flecha motriz del generador

e) Si el diseño e instalación son correctos, el mantenimiento es bajo; de otra forma, el fracaso de la instalación es inmediato.

Como desventajas se dan las siguientes

a) El costo inicial de la unidades es demasiado alto debido a su elaborado proceso de diseño y fabricación

b) En las turbinas de impulso se presentan problemas de desgastes considerables en los cangilones y boquillas por efecto de la abrasión que producen los sedimentos que arrastra el flujo y las altas velocidades de descarga del chorro

c) En las de reacción se presentan serios problemas de cavitación por los intervalos de operación de potencias, debido a las amplias fluctuaciones de demanda y a las variaciones anuales de gastos y cargas de operación de las centrales hidroeléctricas.

Como se observa, las ventajas son superiores a las desventajas, que generalmente son susceptibles de solucionarse

1.3 Nueva orientación con la turbina fluida

Si se analizan detenidamente las turbinas de impulso y reacción se cae en la cuenta de que con estas máquinas quedan satisfechas las necesidades de producción de energía electromecánica. No obstante conviene decir que la tendencia que se persigue con la aplicación de la turbina fluida, es la de poder disponer de una máquina sumamente sencilla, económica en fabricación, instalación y mantenimiento prácticamente nulo, y que subsane las desventajas que se han mencionado, sobre todo en el intervalo de producción comprendido entre los 500 y los 30 000 C.V. en que aquellas resultan antieconómicas en la producción de energía para pequeños núcleos de población.

Conviene mencionar que la máquina que se propone, tiene esas ventajas tan interesantes en nuestro país, donde las técnicas de diseño y fabricación de las turbomáquinas son totalmente desconocidas.

Finalmente, cabe advertir que el enfoque que se ha dado a este trabajo es casi totalmente empírico; es decir, fue desarrollado a partir de los resultados obtenidos en el laboratorio; además, se propone un modelo matemático que explica en primera aproximación el singular comportamiento de estas modernas máquinas.

2. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL SISTEMA CHORRO-VORTICE

El enfoque que se ha dado desde un principio al estudio de este fenómeno es el de un sistema fuente-vórtice, debido a que las observaciones y mediciones obtenidas en el laboratorio han indicado que los dos fenómenos son simultáneos; el chorro rectilíneo que se transforma en un flujo radial pegado al fondo del depósito y el vórtice superpuesto al anterior, se comportan en forma bastante similar a los modelos matemáticos de fuentes y vórtices de los flujos irrotacionales, ya bien conocidos, por lo que no se hace un desarrollo analítico de ellos.

2.1 Descripción de la instalación del laboratorio

Para el estudio experimental de este sistema se aprovechó la instalación hidráulica del Instituto de Ingeniería, que corresponde al circuito circulatorio y tanque de carga constante que proporciona un amplio intervalo de gastos, con cargas sensiblemente constantes. Este permite suministrar energía y potencia al sistema hidrodinámico en estudio, para de allí determinar las características y eficiencia del prototipo.

La instalación que se habilitó para ensayar los modelos fue un tanque amplio que se había utilizado para ensayar vórtices no energizados y vórtices similares a los que aquí se estudian. Este consiste de un depósito de muros de ladrillo de 4 x 5 m y 60 cm de profundidad, provisto de tres válvulas de compuerta de 2"φ para controlar los niveles del espejo de agua, un limnómetro con vaso comunicante para medir los tirantes y un manómetro de columna con dos escalas una para agua y otra para mercurio, que se utilizó para medir las presiones dentro de la tubería y las velocidades en el chorro radial por medio de un tubo de pitot. El modelo se alimentó con una manguera de plástico

de 1"φ, conectada en un extremo a la tubería de distribución del laboratorio a través de una inserción de 2"φ, una válvula de control de 2"φ y un codo reducción de 2" a 1"φ. En el extremo del modelo, la tubería de plástico se conecta directamente a un tramo recto de tubería de fierro galvanizado de 1"φ, que se mantiene en posición vertical por medio de un aparejo que tiene dos abrazaderas para fijarlo firmemente a este, y que, a su vez, puede llevar en su extremo inferior las boquillas que han de producir el flujo rectilíneo de descarga (ver fig 2.1)

2.2 Aparatos de medición

Los elementos hidráulicos que se midieron son los siguientes:

Q	Gasto de alimentación al modelo, en cm ³ /seg
V _{fr}	Velocidades en el flujo radial, en cm/seg
V _v	Velocidades tangenciales en el vórtice
H _p	Carga de presión
H _v	Tirantes del agua en el tanque de vórtices

Para medir los gastos, se usó el método gravimétrico; se utilizaron para este efecto una cubeta de 15 lts de capacidad, una báscula con aproximación a 50 gr y un cronómetro con aproximación a la décima de segundo. Cada gasto se midió tres veces y se obtuvo el promedio aritmético.

Las velocidades en el flujo radial se midieron con un tubo de pitot, diseñado especialmente para funcionar dentro de un flujo cruzado (fig 2.2), observándose las cargas de velocidad en el manómetro de columna. Las velocidades se midieron a lo largo de un radio cualquiera del flujo radial cada 2 cm a partir del centro de la boquilla y variando simultáneamente la separación de la punta del

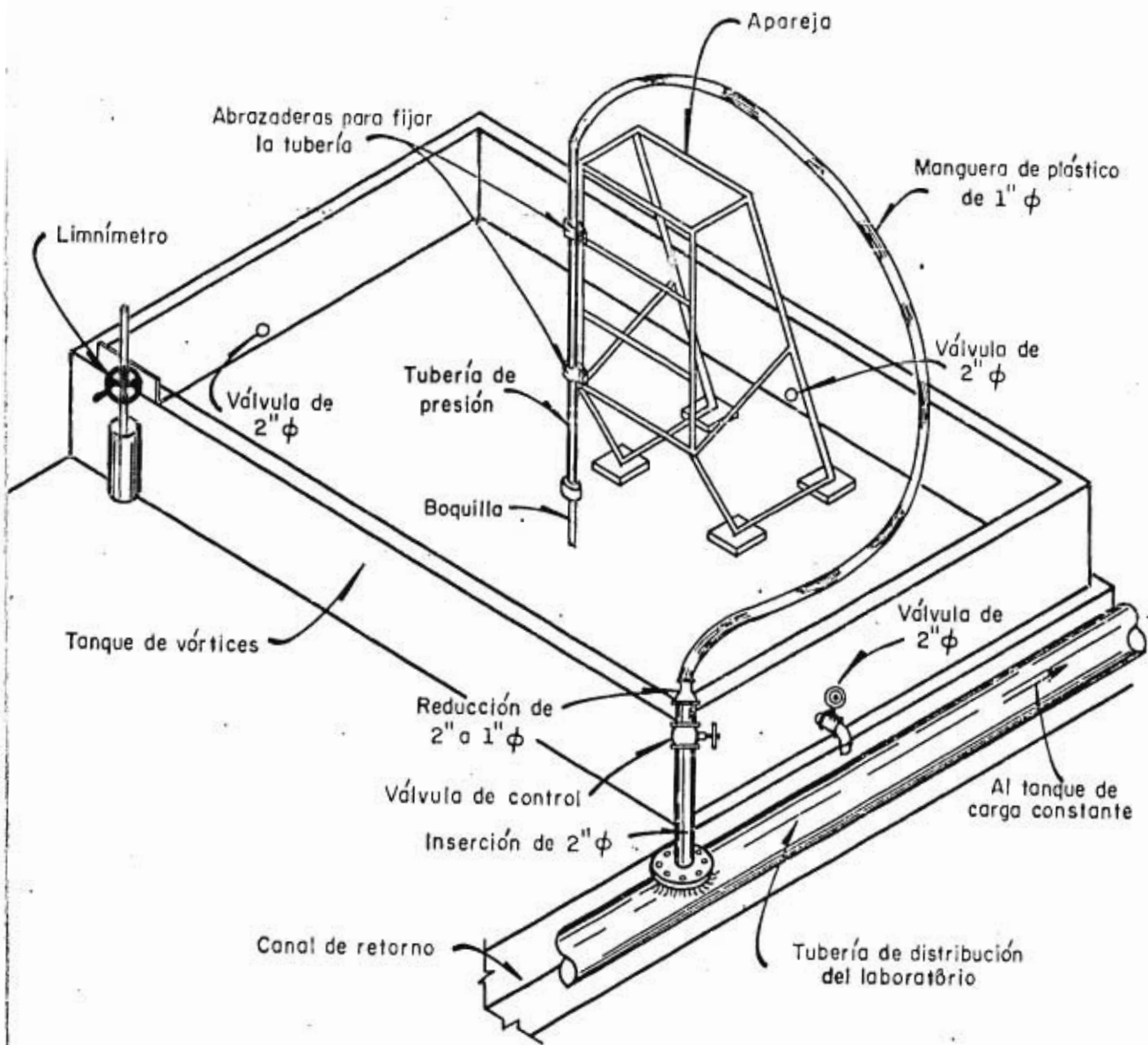


Fig 2.1

tubo de pitot a partir del fondo en intervalos de 2 mm, hasta conseguir que la velocidad del flujo fuera sensiblemente nula, con lo que fue posible obtener la distribución de velocidades, que permitió detectar la presencia de un flujo superpuesto al radial, que se denomina flujo de recirculación y que tiene gran importancia para el comportamiento del sistema. La aproximación de la escala del manómetro es de 1 mm de carga de agua, lo que dio una aproximación en la velocidad del orden de 0.04 cm/seg.

Las velocidades tangenciales en el vórtice necesarias para determinar la circulación Γ del mismo, fueron las más difíciles de obtener. Para este efecto se utilizaron tres métodos: el de la sombra, del Centro de Investigaciones de Chatou, que tuvo el inconveniente de que las condiciones que se utilizaron para su calibración fueron diferentes de los intervalos en que aquí se operaron, por lo que hubo necesidad de introducir correcciones a las lecturas obtenidas por este método con base en los otros dos métodos que se mencionan a continuación. En el segundo se utilizaron flotadores circulares de papel bond de aproximadamente 4 mm de diámetro, los que se hacían circular en órbitas separadas cada 2 cm en radios medidos a partir del centro de la boquilla, y determinadas por tres indicadores colocados a 120° , suspendidos de alambres radiales horizontales. El procedimiento fue sumamente laborioso, debido a que el flujo en espiral tendía a cerrar las órbitas de estos, por lo que debía medirse con el cronómetro el tiempo en que barrían una órbita completa. A medida que fueron cambiando las condiciones de los ensayos, se dificultaba la realización de estas mediciones, por lo que hubo de recurrir al tercer método. Este fue, quizá, el más favorable; se utilizó un micromolineté, aparato especialmente diseñado para este efecto, que se ilustra en la fig 2.3. Este dispositivo consiste en una rueda provista en toda su circunferencia de pequeñas paletas rectangulares que reciben la acción tangencial del flujo; va montada sobre cojinetes de piedras a un marco de soporte, que a su vez se instala sobre una barra fija a la boquilla donde puede deslizarse

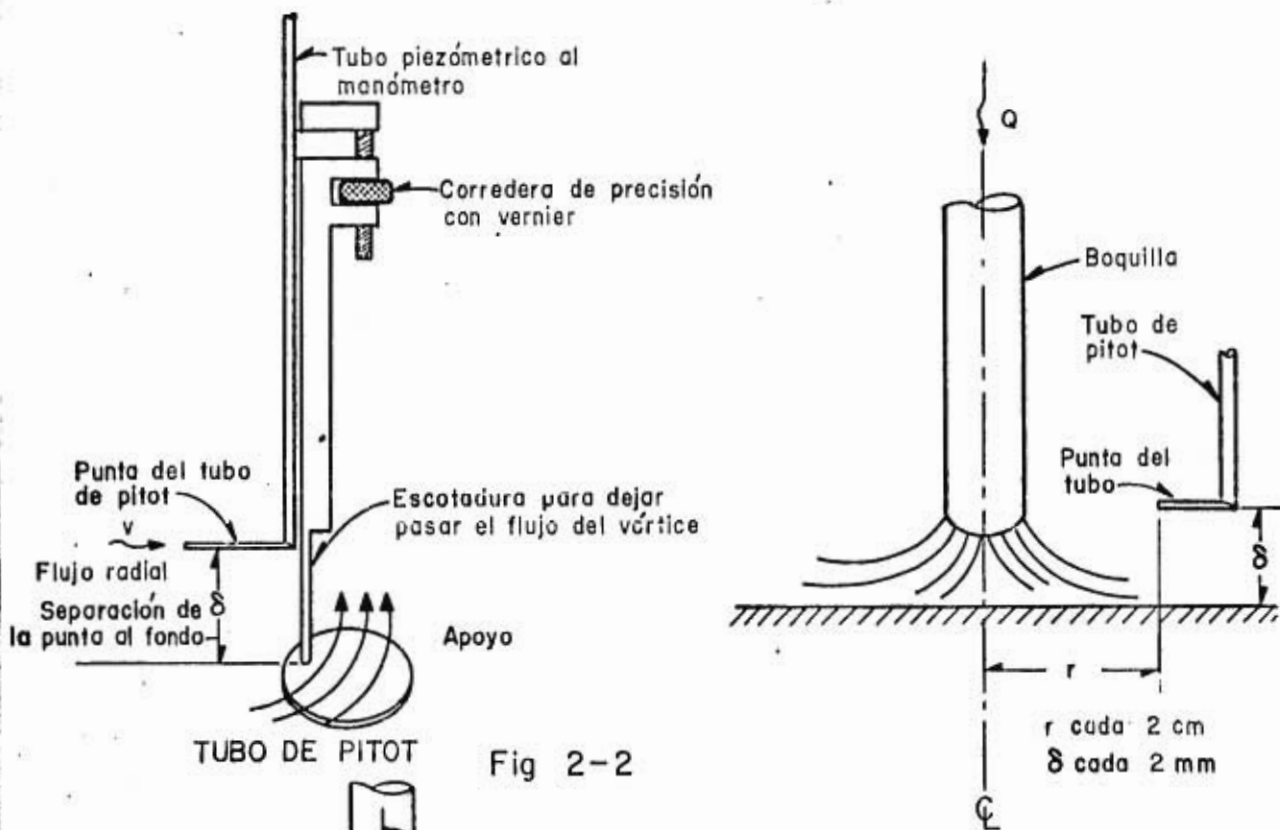


Fig 2-2

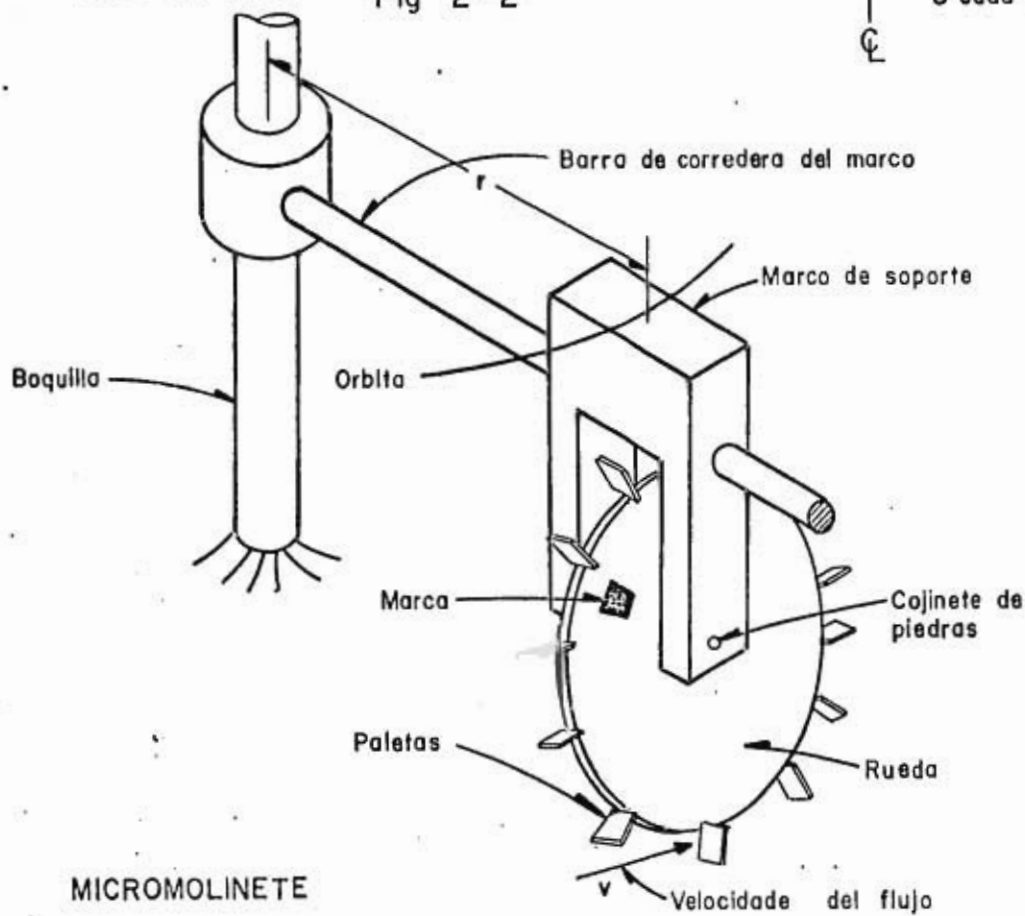


Fig 2-3

radialmente y colocarse así en la órbita descada. La rueda tiene una marca que permite contar el número de rpm, con lo que es factible determinar la velocidad tangencial del vórtice (fig 2.3).

La curva de calibración del micromolinet se obtuvo en un canal rectangular de baja velocidad usando flotadores de papel. Los tirantes y presiones se midieron con los aparatos convencionales: limnómetros y manómetros de columna, con aproximación de un décimo de milímetro y un milímetro, respectivamente.

2.3 Descripción del modelo.

El modelo que produce el efecto simultáneo de fuente y vórtice consta de dos partes esenciales:

a) La boquilla, la cual puede ser cualquier tubo acoplado a la tubería de alimentación por medio de una reducción común o el extremo de la misma tubería de presión, de acuerdo con el diámetro, con la única condición de que el extremo de descarga esté cortado a 90° , formando una sección recta, sin modificaciones de ninguna especie (fig 2.4).

b) El estabilizador, el cual consiste en una persiana circular de flabes rectos, orientados tangencialmente a la circunferencia interior, comprendidos entre dos placas anulares, cuyo objeto es mantenerlos fijos y en posición vertical. Todo el conjunto se separa del fondo del tanque por medio de tres apoyos de forma escalonada, colocados a 120° , con los que se pueden dar diferentes separaciones del estabilizador al fondo. Lo anterior permite que se desarrollen libremente el flujo radial del chorro y el de recirculación (fig 2.4). Esta separación es muy importante, pues afecta notablemente la intensidad del vórtice. Afortunadamente,

se observó en los experimentos que la separación óptima es única para todas las condiciones estudiadas de gastos, boquillas y separaciones de las boquillas del fondo.

Esta separación se determinó por tanteos, subiendo o bajando el estabilizador sobre los escalones de los apoyos, hasta conseguir que la intensidad del vórtice fuera máxima.

2.4 Producción de un vórtice libre energizado por medio de la descarga de un chorro rectilíneo

De las observaciones de laboratorio se puede deducir que, para que exista efecto energizante del chorro al vórtice, la descarga de la boquilla debe ser de tipo de orificio. En este caso, el orificio es anular, por lo que la boquilla debe estar separada del fondo del tanque a una distancia que oscila entre 0.5 y 5 mm máximo, para lo cual el tubo de soporte de la boquilla se fija al aparejo en posición vertical mediante las abrazaderas, para mantener la separación deseada. Una vez fija la boquilla, se abre la válvula de alimentación, con lo cual se desarrolla un flujo rectilíneo hacia abajo, el cual cambia bruscamente de dirección en 90° , formando una vena contracta que establece a su vez un flujo perfectamente radial y pegado al fondo del tanque. Mientras el tanque está vacío y comienza a llenarse, se puede apreciar que el flujo radial forma una capa uniforme estriada de alta velocidad en la proximidad de la boquilla, pero rápidamente se desacelera en función del radio hasta que, en un punto determinado donde se equilibra el impulso con la cantidad de movimiento del mismo flujo, se forma un resalto claro circular con oscilaciones más o menos regulares que se deben a la inestabilidad del flujo. A medida que aumenta el nivel del espejo del agua en el tanque, el resalto se va cerrando hacia la boquilla, hasta llegar un momento en que se ahoga la descarga y se produce una gran cantidad de burbujas de aire, que son arrastradas por el flujo y luego se desprenden formando un círculo de agua emulsionada con aire alrededor de la boquilla. Esto se debe a que desaparece el re-

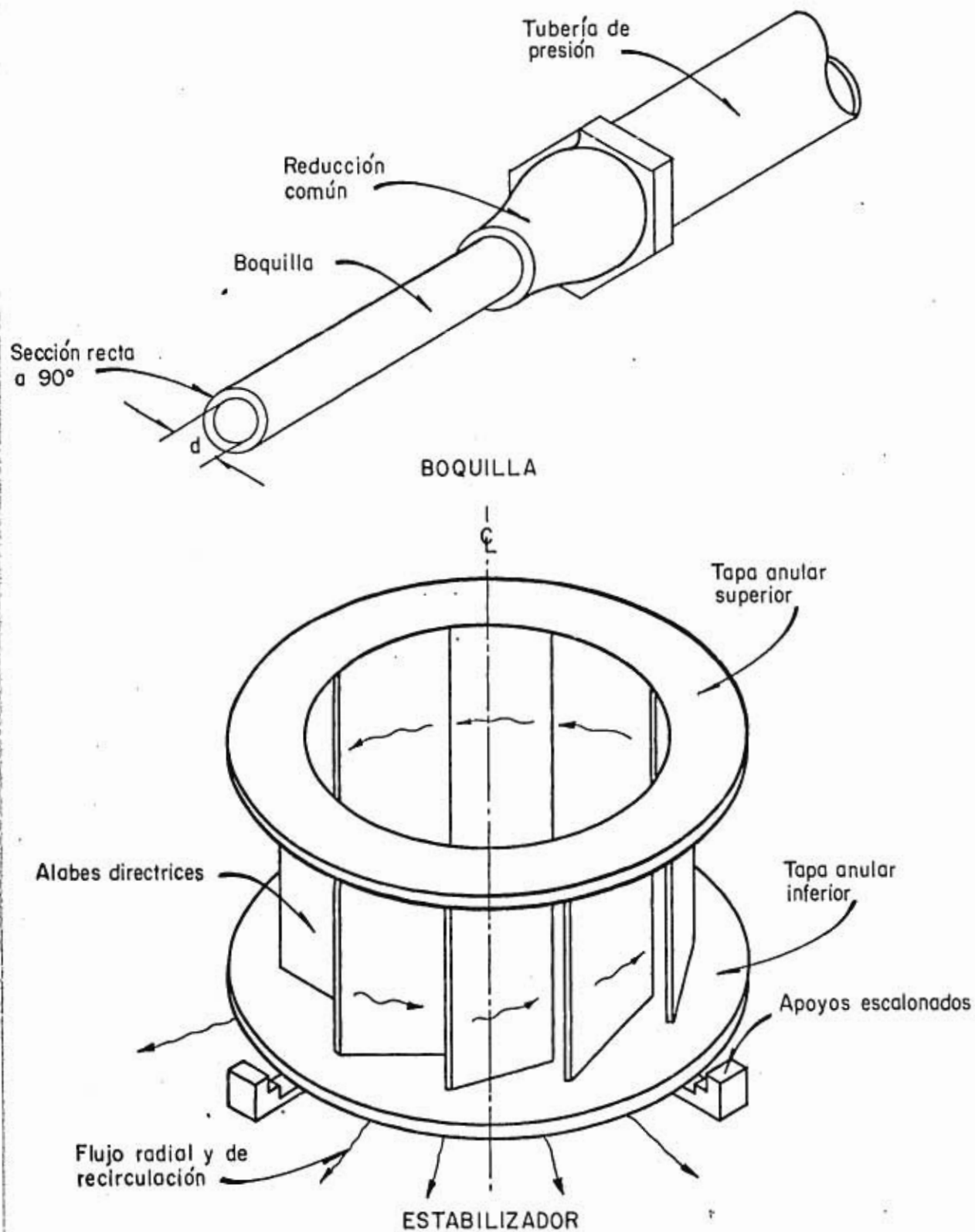


Fig 2.4

salto, y la capa que cubre la descarga del chorro radial es arrastrada por un cortante sumamente alto que desarrolla una corriente secundaria superpuesta al flujo radial, también de adentro hacia afuera. Esto deja un vacío en la zona de la boquilla, lo que origina una corriente de recirculación en la parte superior de la capa, ahora de afuera hacia adentro, produciéndose una fuerte inclusión de aire. A criterio del autor esta corriente de recirculación, necesaria para satisfacer el principio de continuidad, es la que origina el vórtice superpuesto al flujo radial, ya que bastará una pequeña inestabilidad en el medio líquido que inicie un momento de la cantidad de movimiento para que inmediatamente se forme el vórtice por concentración de energía hacia el interior, siguiendo las partículas trayectorias helicoidales. Si en estas condiciones se sigue aumentando el nivel del agua en el depósito, la formación del vórtice es cada vez más intensa, pero inestable tanto en sentido como duración, pues basta que se produzca una perturbación cualquiera originada por la misma descarga del chorro para que desaparezca el mecanismo. Ahora bien, en el momento en que el nivel del agua alcanza los álabes del estabilizador, se forma de inmediato el vórtice con toda su intensidad, bastante estable y permanente mientras subsiste la alimentación del chorro que es el que le proporciona la energía. Es conveniente mencionar aquí, que la orientación de los álabes del estabilizador es única para todos los casos para producir siempre la máxima intensidad de los vórtices ensayados y que ésta debe ser tangente al círculo que limita al vórtice inscrito.

En la fig 2.5 se muestra el sistema chorro-vórtice funcionando en forma permanente con un nivel constante del espejo del agua en el depósito.

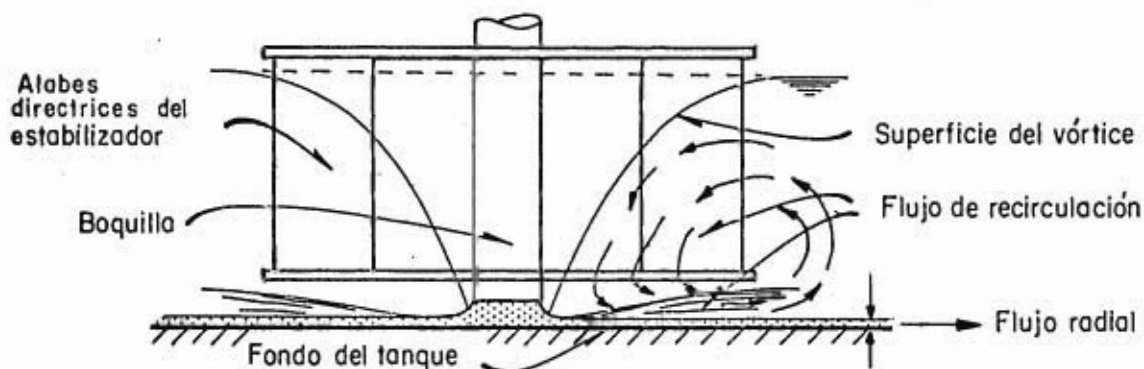


Fig 2.5

De las observaciones y mediciones obtenidas en el laboratorio se pueden obtener las conclusiones siguientes:

a) El chorro rectilíneo hacia abajo, de descarga de la boquilla es clásico de orificio; las velocidades responden a:

$$V = C_v \sqrt{2gH_n}$$

donde

V	velocidad en la vena contracta
H _n	carga neta de energía $(H_p + \frac{V_t^2}{2g})$
C _v	coeficiente de velocidad que varía con el diámetro y separación de la boquilla al fondo del tanque; su valor medio es bastante alto, del orden de 0.90.

De esto se concluye que la presión en la superficie del flujo radial es del orden de la atmosférica y que la inclusión de aire se debe más bien al vacío que produce el arrastre viscoso del flujo.

b) El flujo radial en la capa delgada pegada al fondo del tanque responde a:

$$Q = 2\pi r e V_{fr}$$

de donde

$$V_{fr} \times r = \frac{Q}{2\pi e} = \text{cte.}$$

en que

Q	gasto que descarga la boquilla
V_{fr}	velocidad del flujo radial a la distancia r
r	radio en que se mide la velocidad
e	espesor de la capa del flujo radial.

Además, si se cumple esta ley, se deduce de inmediato que el espesor (e) es constante.

c) El flujo de recirculación se desarrolla en forma completamente diferente al del radial, ya que la distribución de velocidades en diferentes secciones a distancias r ensayadas es sensiblemente parabólica y tiende a uniformarse a medida que aumenta r. Este depende también del diámetro y separación de la boquilla al fondo del tanque, como se verá posteriormente. Dicho flujo no es más que el resultado del arrastre por cortante viscoso, que ejerce el flujo radial sobre la capa superior que lo cubre.

d) El vórtice que se forma por encima del flujo radial responde bastante bien a la ley del vórtice libre dada por

$$V_v r = \text{cte.}$$

donde

V_v es la velocidad tangencial del vórtice a la distancia r.

Con base en esta ley y en las mediciones obtenidas del laboratorio, se pudo determinar para todos los casos la circulación, Γ , del vórtice. Ade-

más, se puede verificar, como se verá inmediatamente, que existe una dependencia bien marcada entre la descarga del chorro y la intensidad del vórtice producido.

2.5 Resultados del laboratorio

A continuación se dan en forma graficada todos los resultados reales del laboratorio, representando las dependencias funcionales entre los diferentes elementos hidráulicos, cinemáticos y geométricos del sistema. Estos justifican las conclusiones generales recién expuestas.

De todo esto se concluye que existe una relación íntima entre los dos movimientos independientes:

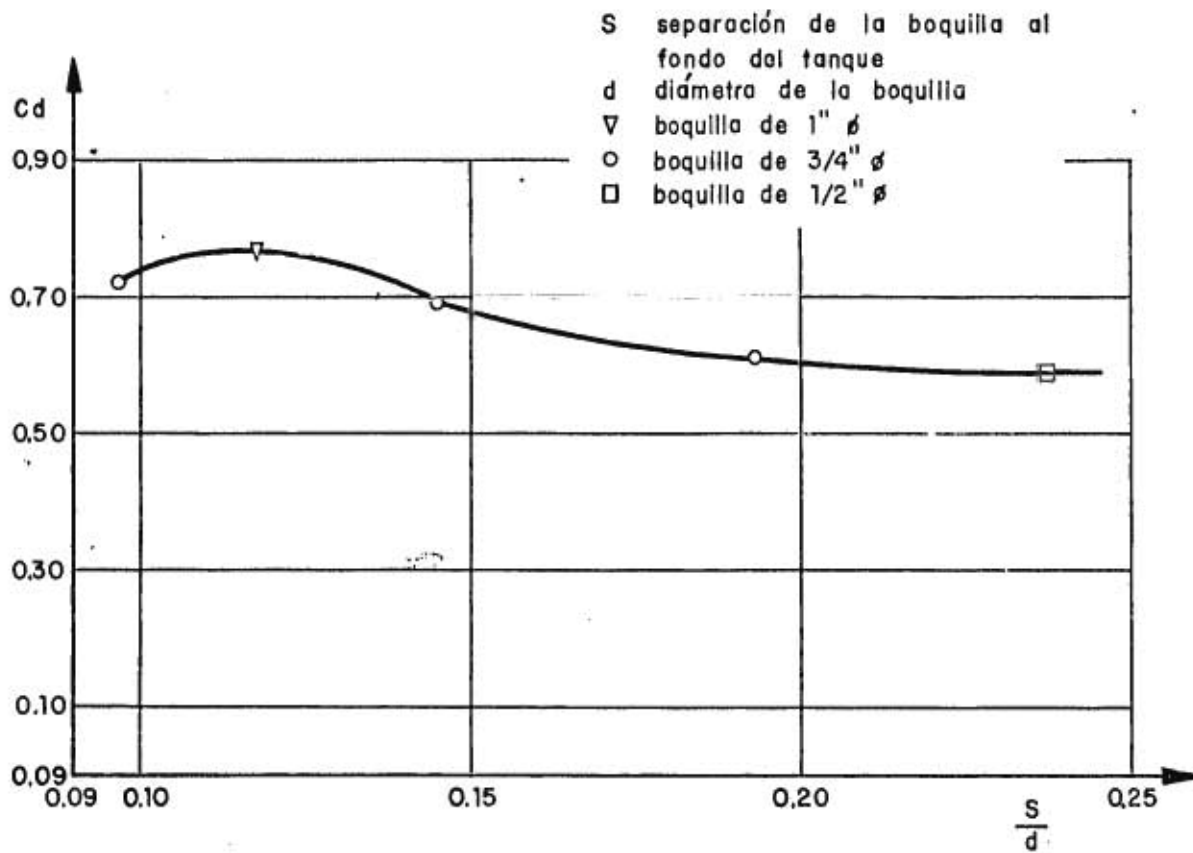
El chorro rectilíneo transformado en flujo radial típico de una fuente con potencial

El vórtice libre energizado que responde también al flujo clásico irrotacional de vórtice libre.

Además, se deduce que, si existe esta dependencia entre los dos movimientos mencionados, debe de existir también una dependencia entre los elementos hidráulicos del chorro, representados por Q y H_n , o por la potencia del chorro dado por

$$P_{ch} = \gamma Q H_n$$

con la energía del vórtice a través del flujo de recirculación, y que está representado por Γ y H_v , energía que es factible extraer al vórtice mediante una máquina hidráulica elemental.



Se observa de inmediato que la descarga de la boquilla es clásica de un orificio y que el coeficiente de descarga C_d es función de la relación S/d

Gráfica 2 - 1

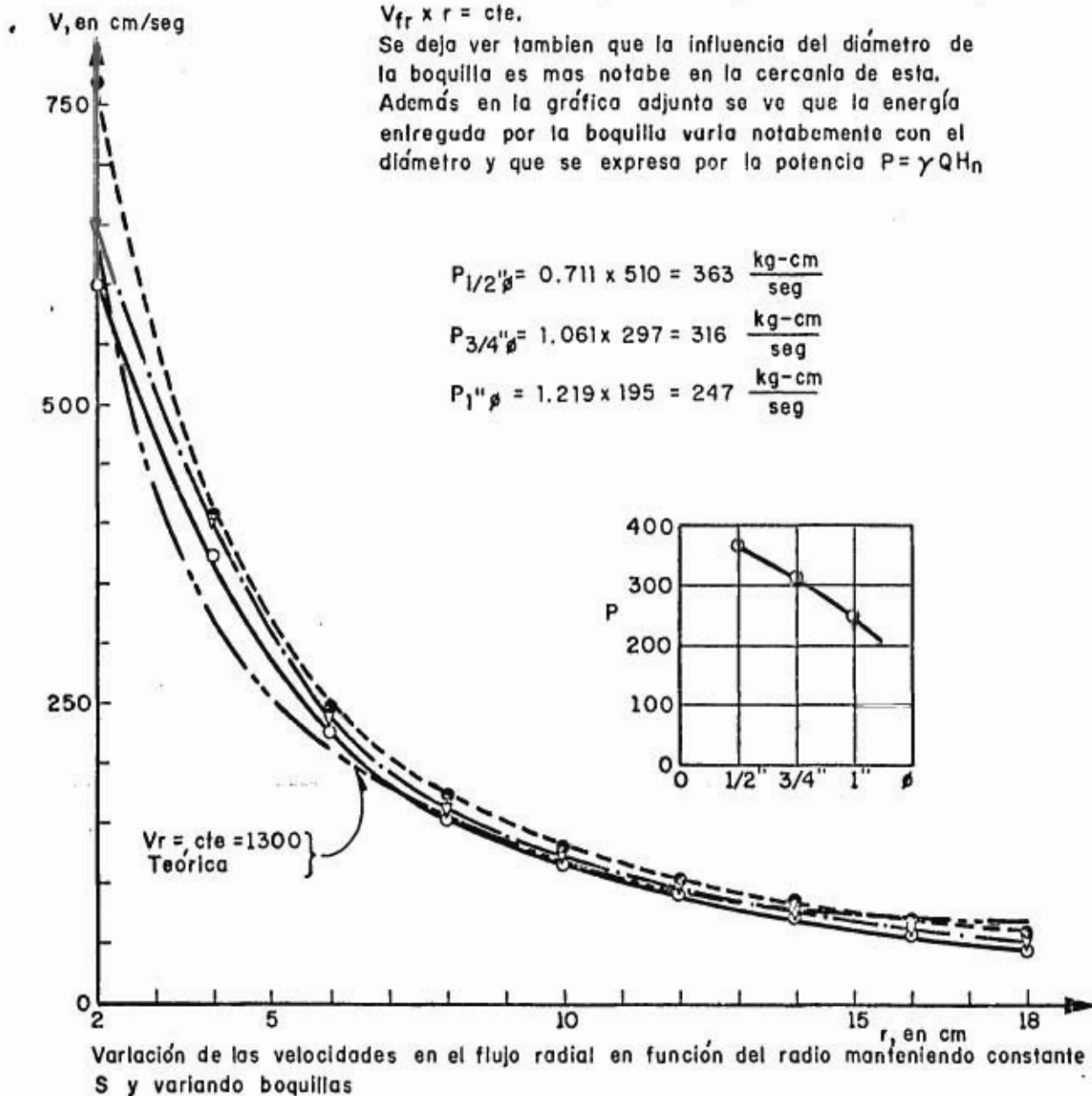
$H_p = 5.10 \text{ m}$; \circ boquilla $1/2'' \phi$; $S = 3 \text{ mm}$; $Q = 711 \text{ cm}^3/\text{seg}$

$H_p = 2.97 \text{ m}$; \bullet boquilla $3/4'' \phi$; $S = 3 \text{ mm}$; $Q = 1061 \text{ cm}^3/\text{seg}$

$H_p = 1.95 \text{ m}$; ∇ boquilla $1'' \phi$; $S = 3 \text{ mm}$; $Q = 1219 \text{ cm}^3/\text{seg}$

En esta gráfica se puede observar que la distribución de velocidades en el flujo radial responde fielmente a la ley $V_{fr} \times r = \text{cte}$.

Se deja ver también que la influencia del diámetro de la boquilla es más notable en la cercanía de esta. Además en la gráfica adjunta se ve que la energía entregada por la boquilla varía notablemente con el diámetro y que se expresa por la potencia $P = \gamma Q H_n$



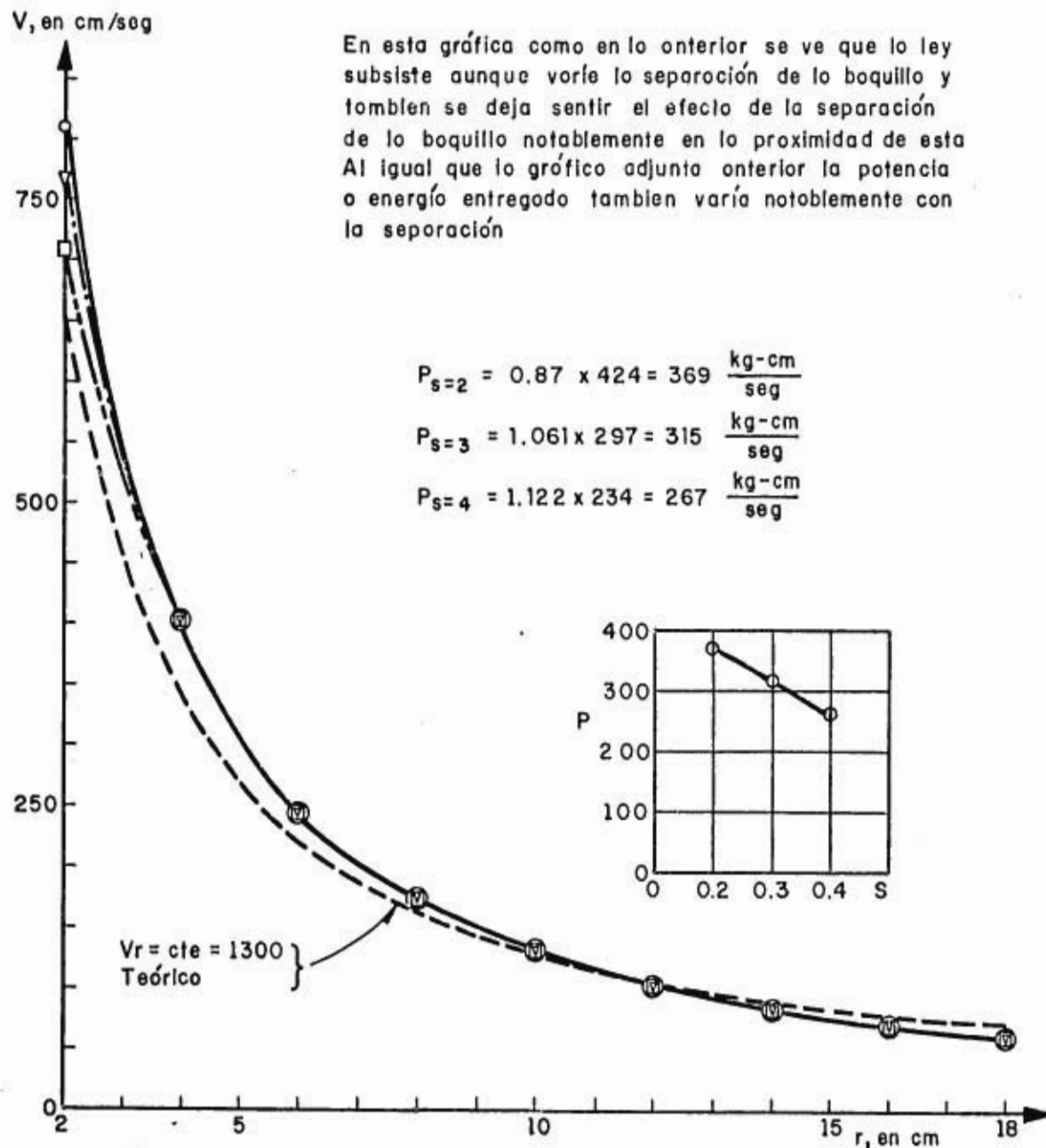
Gráfica 2-2

Boquilla de 3/4"

$H_p = 4.24 \text{ m}$; \circ $S = 2 \text{ mm}$; $Q = 870 \text{ cm}^3/\text{seg}$

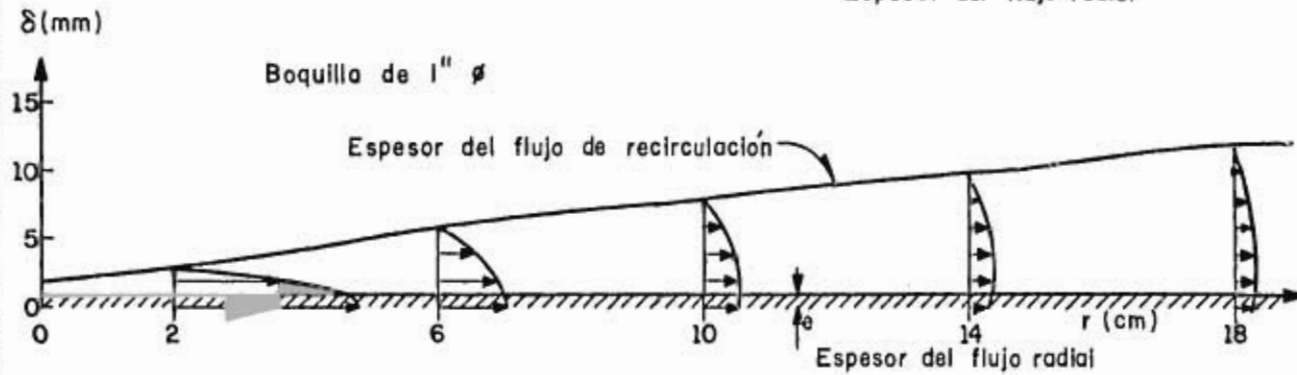
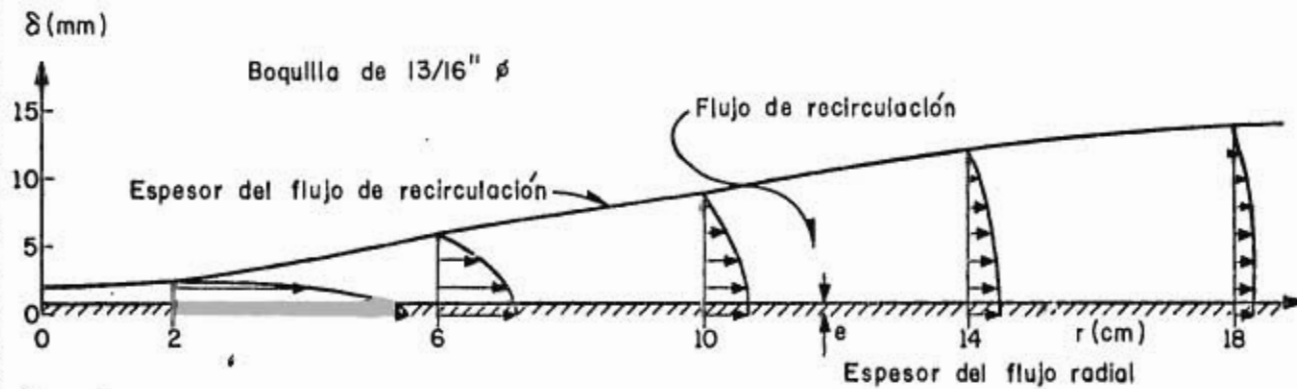
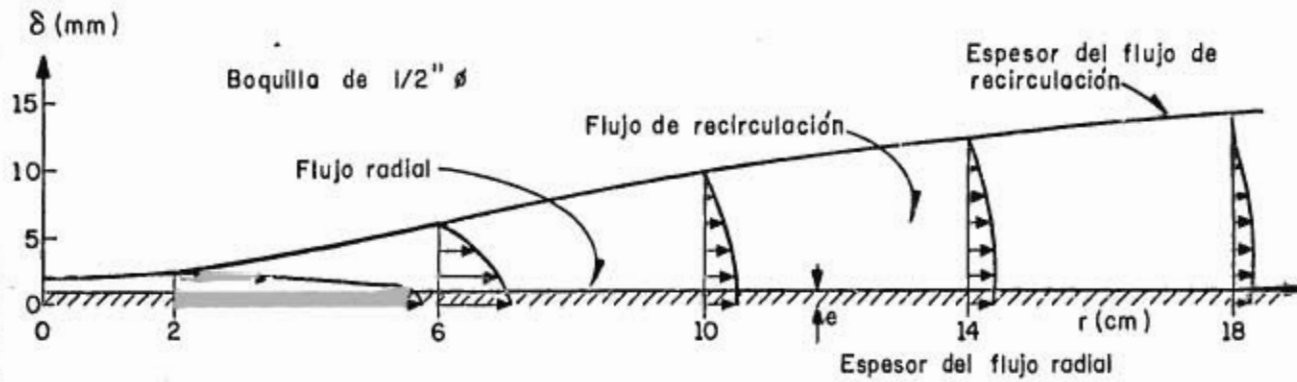
$H_p = 2.97 \text{ m}$; ∇ $S = 3 \text{ mm}$; $Q = 1061 \text{ cm}^3/\text{seg}$

$H_p = 2.34 \text{ m}$; \square $S = 4 \text{ mm}$; $Q = 1122 \text{ cm}^3/\text{seg}$



Variación de las velocidades en el flujo radial manteniendo constante la boquilla y variando S

Gráfica 2-3

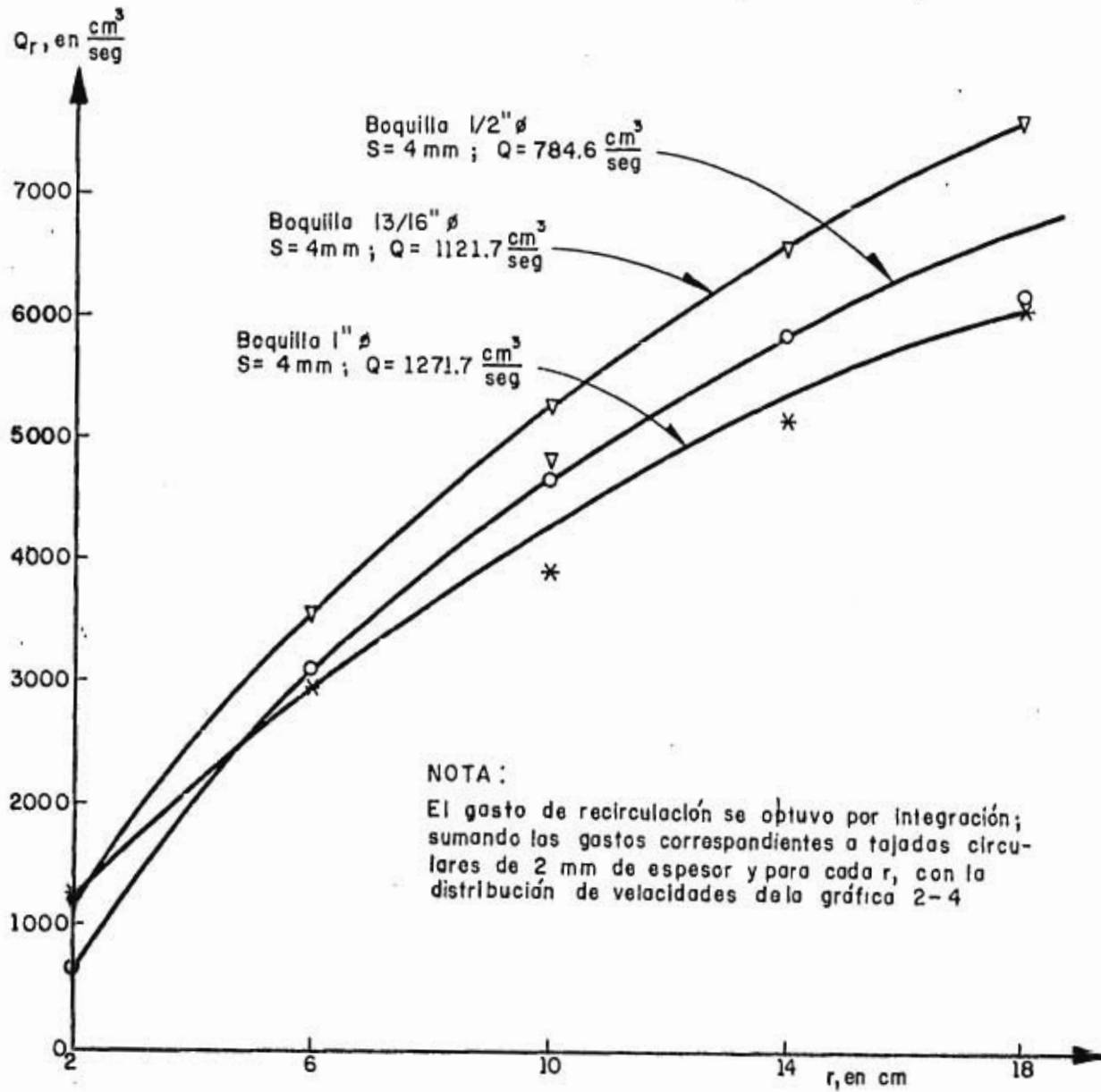


Escala de velocidades 1:200

Observese que la distribución de velocidades en cada sección es sensiblemente parabólica y que tiende a uniformizarse a medida que aumenta r . Además el espesor del flujo de recirculación crece también con r y se puede igualmente apreciar una tendencia parabólica, mientras que el flujo radial se desarrolla totalmente dentro de una capa de espesor "e" muy delgada

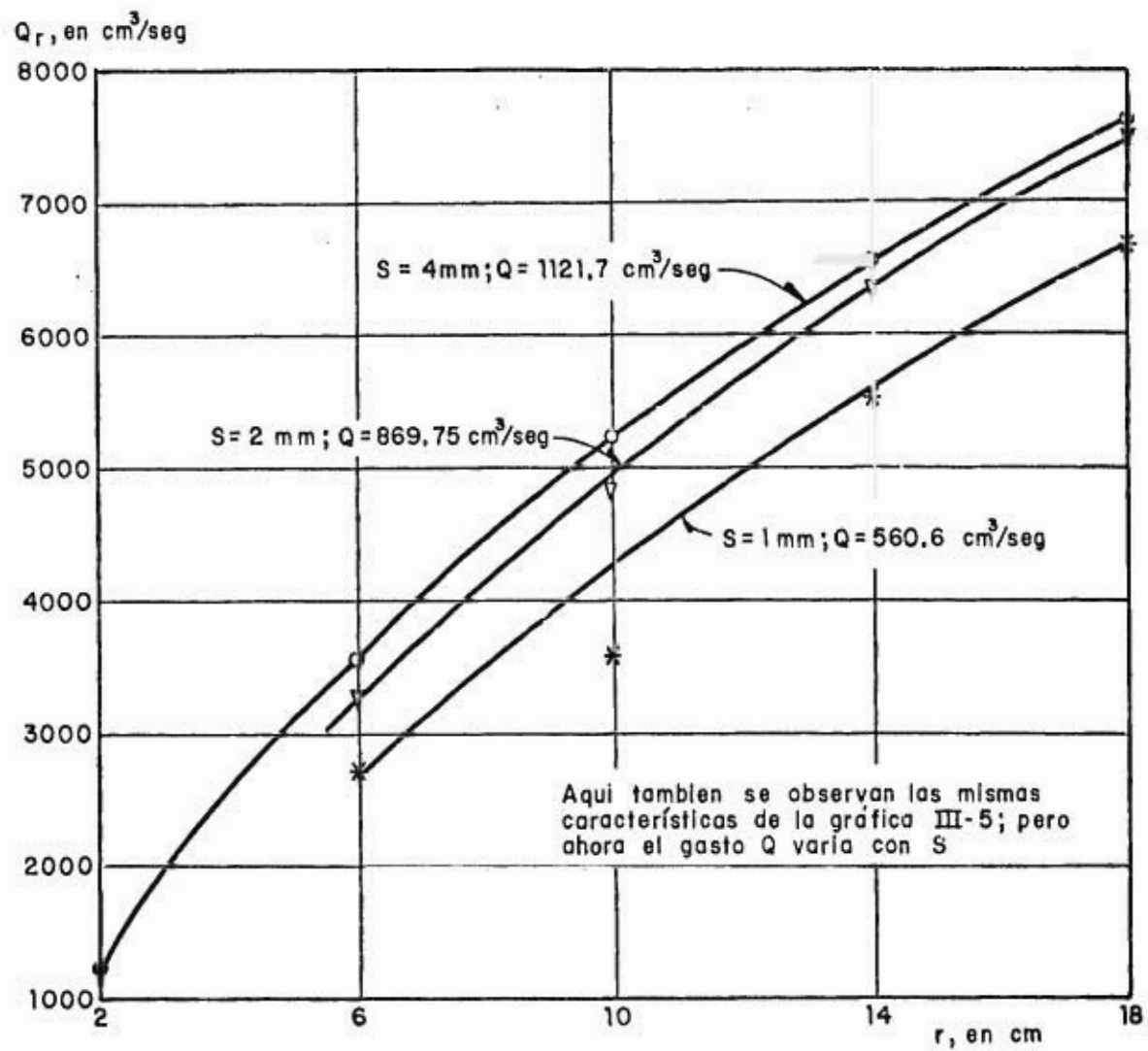
Gráfica 2-4

Como se puede observar, el gasto Q_r crece con r de acuerdo con una ley sensiblemente parabólica. Además se ve que depende de el gasto Q que a su vez depende de ϕ



Variación del gasto de recirculación manteniendo constante $S = 4 \text{ mm}$ y variando el diámetro de las boquillas.

Gráfico 2-5

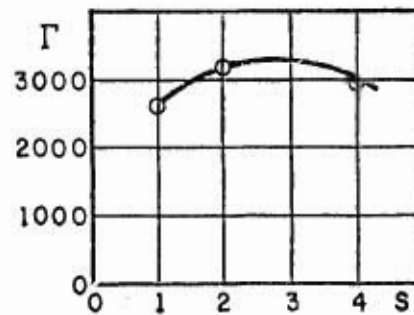


Variación del gasto de recirculación manteniendo constante $\phi = 3/4''$ y variando la separación S

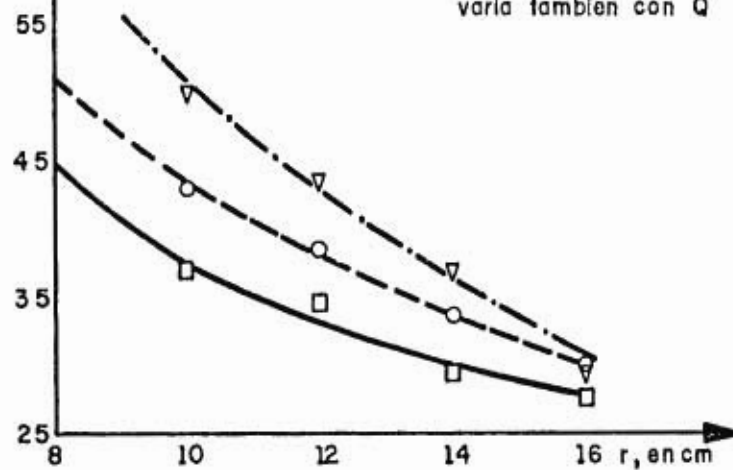
Gráfico 2-6

Esta gráfica nos enseña que las velocidades en el vórtice responden al vórtice libre con lo cual fue posible medirse las circuiaciones indicadas abajo, además se ve claramente que las circuiaciones varían con la separación de la boquilla al fondo y que se puede obtener un máximo para una posición dada de esta

$\Gamma = 2972.6 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}}$; \circ $S = 4 \text{ mm}$; $Q = 1270 \text{ cm}^3/\text{seg}$
 $\Gamma = 3165.6 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}}$; ∇ $S = 2 \text{ mm}$; $Q = 994.4 \text{ cm}^3/\text{seg}$
 $\Gamma = 2655.0 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}}$; \square $S = 1 \text{ mm}$; $Q = 664.8 \text{ cm}^3/\text{seg}$



V_v , en cm/seg
 (Velocidades tangenciales en el vórtice)



Se ve que la circulación pasa por un máximo para una S y varía también con Q

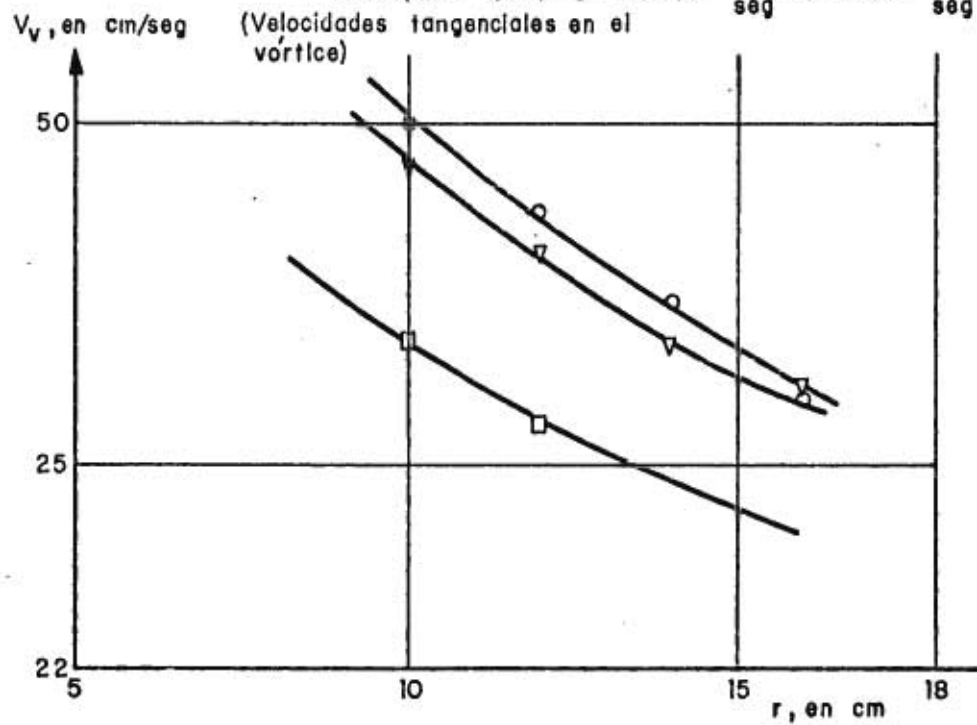
Distribución de velocidades en el vórtice manteniendo ctes.; el firante $H_v = 25 \text{ cm}$ y boquilla de $1'' \phi$ variando la separación (S)

Gráfica 2-7

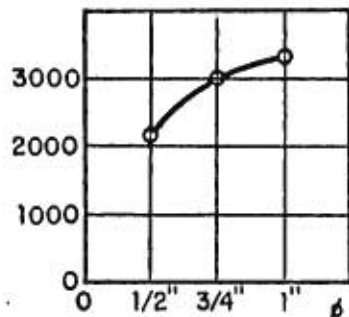
○ boquilla 1" ϕ $\Gamma = 3165.6 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}}$ $Q = 994.4 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$

▽ boquilla 3/4" ϕ $\Gamma = 3007.2 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}}$ $Q = 889.3 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$

□ boquilla 1/2" ϕ $\Gamma = 2119.0 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}}$ $Q = 497.8 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$



En esta gráfica se ve que Γ varía también con el diámetro de la boquilla a través de Q



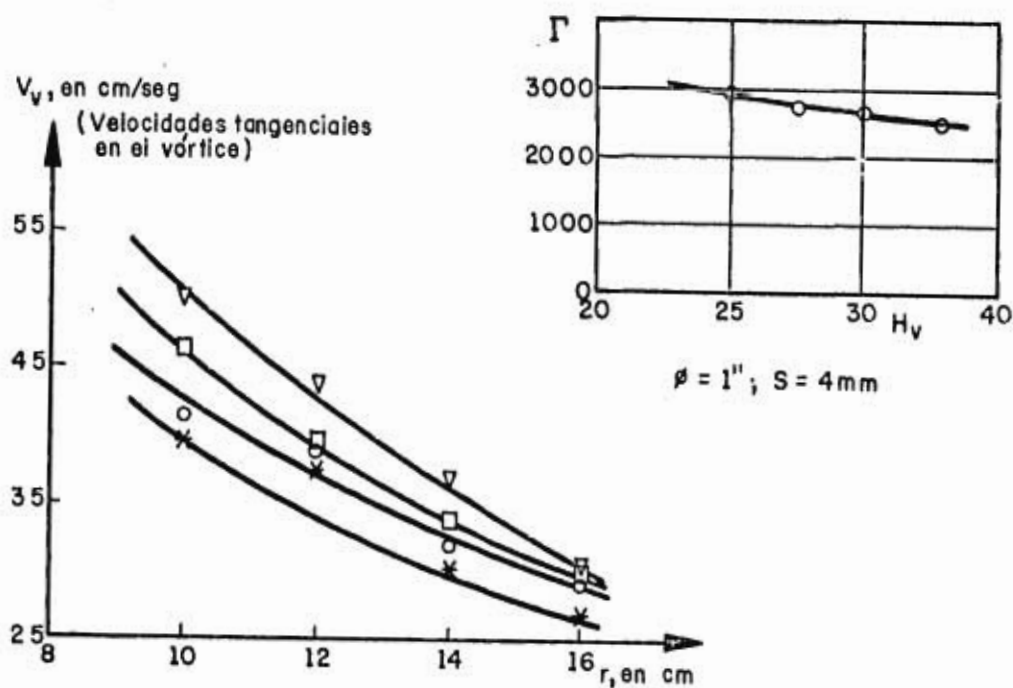
Γ tiende a alcanzar un máximo con ϕ

Distribución de velocidades en el vórtice manteniendo cte S ; $S = 2 \text{ mm}$ y $H_v = 25$; variando el diámetro de las boquillas

Gráfica 2-8

En esta gráfica se ve como era de esperar, la circulación aumenta al disminuir el tirante ya que tenemos mayor energía concentrada en un volúmen de agua circulante menor

1" ϕ S = 2 mm	$\left\{ \begin{array}{l} \Gamma = 2800.5 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} \\ \Gamma = 3165.6 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} \end{array} \right.$	\circ $H_v = 30$ cm	$977.3 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$
		∇ $H_v = 25$ cm	$994.4 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$
1" ϕ S = 4 mm	$\left\{ \begin{array}{l} \Gamma = 2685.6 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} \\ \Gamma = 2972.6 \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} \end{array} \right.$	\ast $H_v = 30$ cm	$1260.5 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$
		\square $H_v = 25$ cm	$1270.3 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$



Distribución de las velocidades en el vórtice manteniendo ctes S = 2 mm y el diametro de la boquilla = 1" ϕ , variando H_v

Gráfica 2-9

3. ANALISIS DIMENSIONAL DEL SISTEMA CHORRO-VORTICE

3.1 Análisis dimensional del sistema chorro-vórtice

En este capítulo el propósito es demostrar que realmente existe una dependencia funcional entre las variables características del chorro y las del vórtice. Para este efecto, se usarán los resultados del cap 2, de donde pueden obtenerse las variables cinemáticas que intervienen, y de la fig 3.1, de la cual, por inspección, se pueden obtener las restantes variables geométricas del sistema.

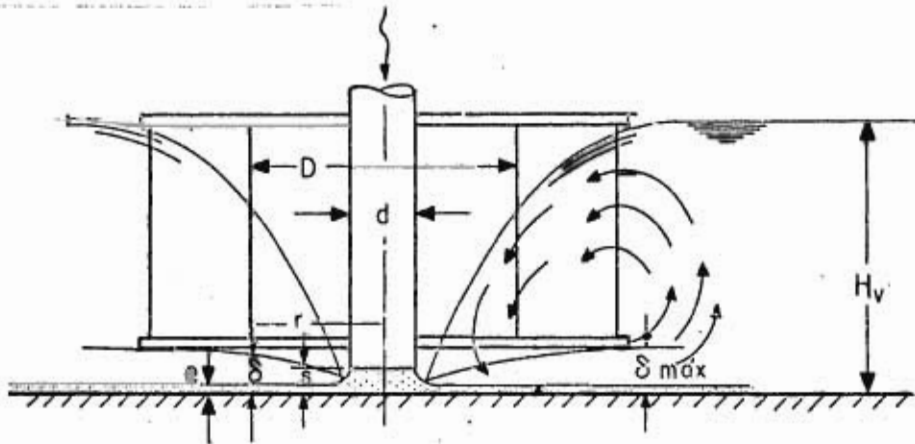


Fig 3.1

De todo esto se deduce que las variables más importantes que intervienen en la relación chorro-vórtice son:

Q	gasto de alimentación, en cm^3/seg [$\text{L}^3 \text{T}^{-1}$]
Γ	circulación o intensidad del vórtice, en cm^2/seg [$\text{L}^2 \text{T}^{-1}$]
H_v	tirante del espejo de agua en el tanque, en cm [L]
d	diámetro de la boquilla, en cm [L]
s	separación de la boquilla al fondo del tanque, en cm [L]
D	diámetro del estabilizador, en cm [L]

Aquí se hace notar que las variables del flujo de recirculación

no intervienen en este primer análisis, porque es un fenómeno consecuencia de los otros dos que interesan, pero sí se estudiará por separado la relación funcional entre este y el chorro. En efecto, del tratamiento o mejoramiento que se le pueda dar a este, depende la intensidad del vórtice resultante, pero una vez optimizado este, la relación funcional entre ambos es única, y lo que finalmente interesa es poder predecir la intensidad del vórtice para un chorro dado; además, no se hará intervenir la carga de presión de la tubería de alimentación, porque el gasto que descarga la boquilla depende de aquella a través de la fórmula de orificios dada por

$$Q = C_d s d \sqrt{2g H_n}$$

y bastará hacer intervenir la variable Q con sus independientes (s) y (d) para tener en cuenta implícitamente a H_n .

Luego, puede escribirse

$$\Gamma = F(Q, H_v, d, s, D) \quad (1)$$

Con base en el teorema de Buckingham, ya que se tienen seis variables y dos unidades fundamentales para medirlas, debe obtenerse una relación funcional entre cuatro parámetros adimensionales.

Homogeneizando la relación funcional 1 se puede llegar a

$$\frac{\Gamma H_v}{Q} = F\left(\frac{d}{H_v}, \frac{s}{H_v}, \frac{D}{H_v}\right) \quad (2)$$

En general, el segundo miembro de la ec 2 no es muy conveniente en la forma obtenida, porque la intensidad del vórtice varía más bien en

razón inversa de H_v (ver gráfica 9, cap 2), por lo que es conveniente ponerla en la forma siguiente:

$$\frac{\Gamma H_v}{Q} = F \left(\frac{ds}{H_v D} \right) \quad (3)$$

Esta relación funcional, como se puede ver en la gráfica 3.1, es bastante aceptable para todos los valores medidos en el modelo.

La ecuación empírica obtenida de dicha gráfica se da a continuación

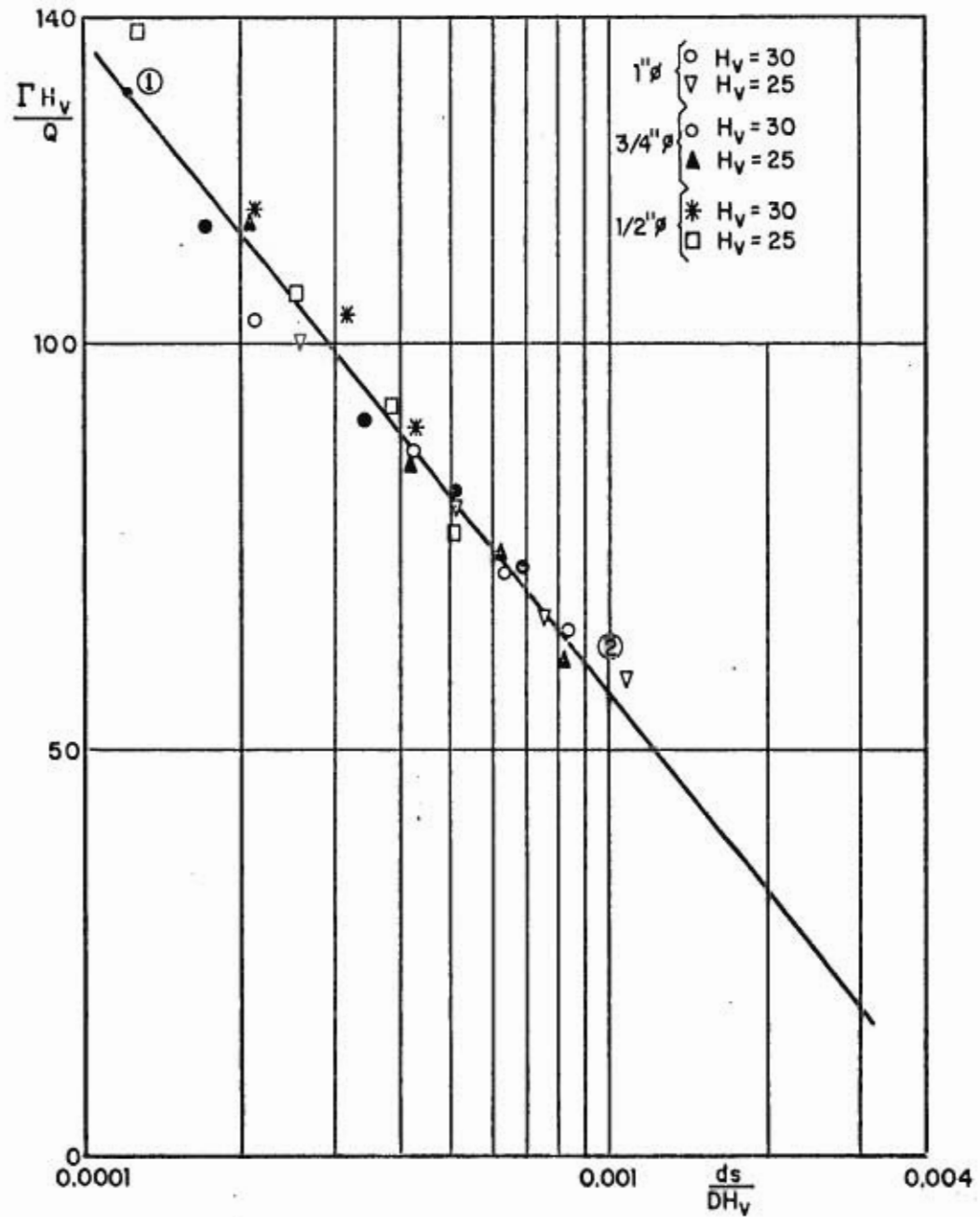
$$\Gamma = - 71\,000 \frac{ds Q}{D H_v^2} + 140.8 \frac{Q}{H_v} ; \frac{\text{cm}^2}{\text{seg}} \quad (4)$$

Relación que permite determinar Γ en función del gasto y de los elementos geométricos del sistema y que servirá para dimensionar la máquina hidráulica, pues en esta relación están incluidos los elementos de la boquilla, el estabilizador y las características del vórtice y del chorro.

3.2 Análisis dimensional del sistema chorro-flujo de recirculación

Por lo que respecta al gasto de recirculación, se puede hacer el siguiente análisis dimensional. Las variables que intervienen en el fenómeno son:

Q	gasto de alimentación, en cm^3/seg [$L^3 T^{-1}$]
Q_{rc}	gasto de recirculación, en cm^3/seg [$L^3 T^{-1}$]
s	separación de la boquilla al fondo del tanque, en cm [L]
d	diámetro de la boquilla, en cm [L]
r	radio de la sección en estudio dentro del flujo radial, en cm [L]



Gráfica 3 - 1

Luego, puede escribirse como

$$Q_{rc} = f (Q, s, d, r.)$$

Nuevamente, y de acuerdo con el teorema π , se tienen cinco variables y dos unidades fundamentales, por lo que se deben tener tres parámetros adimensionales; estos pueden ser:

$$\frac{Q_{rc}}{Q} = F \left(\frac{s}{r} \quad \frac{d}{r} \right)$$

conviene escribir la relación en la forma reducida siguiente:

$$\frac{Q_{rc}}{Q} = F \frac{r}{\sqrt{sd}}$$

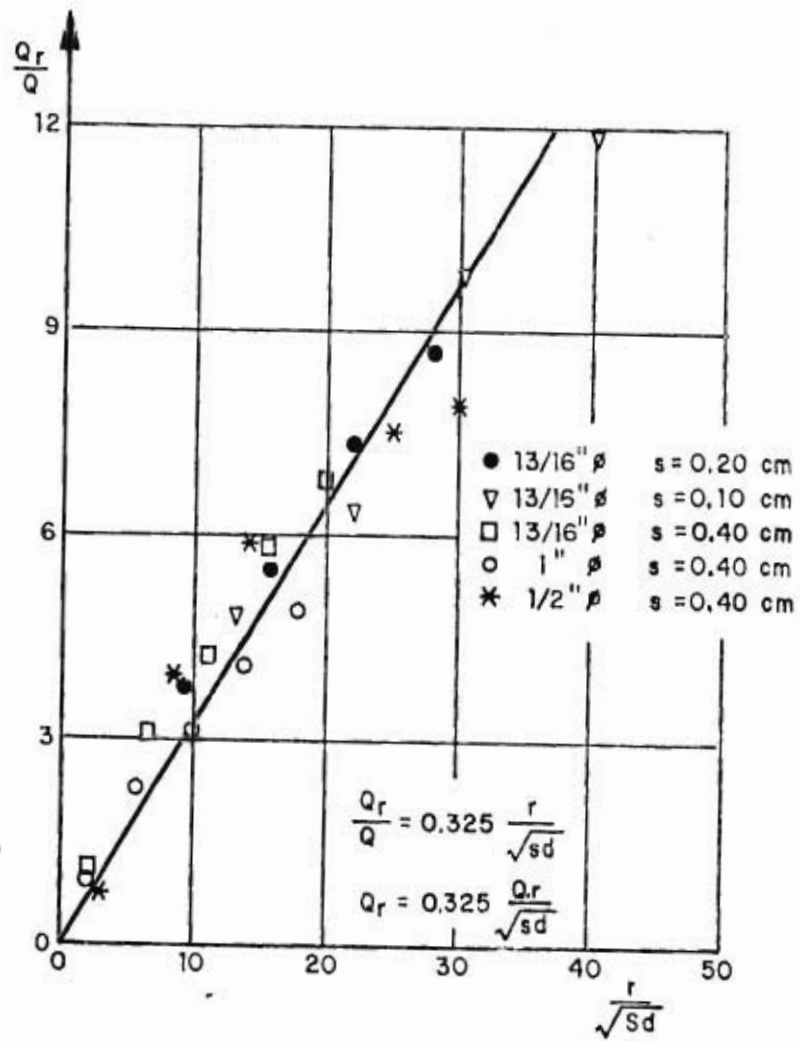
La gráfica 3-2 muestra una buena correlación entre estas variables; de ella se puede obtener fácilmente la siguiente ecuación empírica:

$$Q_{rc} = 0.325 \frac{Qr}{\sqrt{sd}} \quad \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} \quad (5)$$

3.3 Análisis teórico del comportamiento chorro-vórtice

A continuación se presenta un análisis teórico que explica el comportamiento del sistema chorro-vórtice y que concuerda bastante bien con los análisis hechos anteriormente.

En la fig 3.2 se ilustra el modelo; se observa la boquilla de



Gráfica 3 - 2

alimentación descargando en el interior del estabilizador, lo que origina un flujo radial y un vórtice superpuesto estable y permanente.

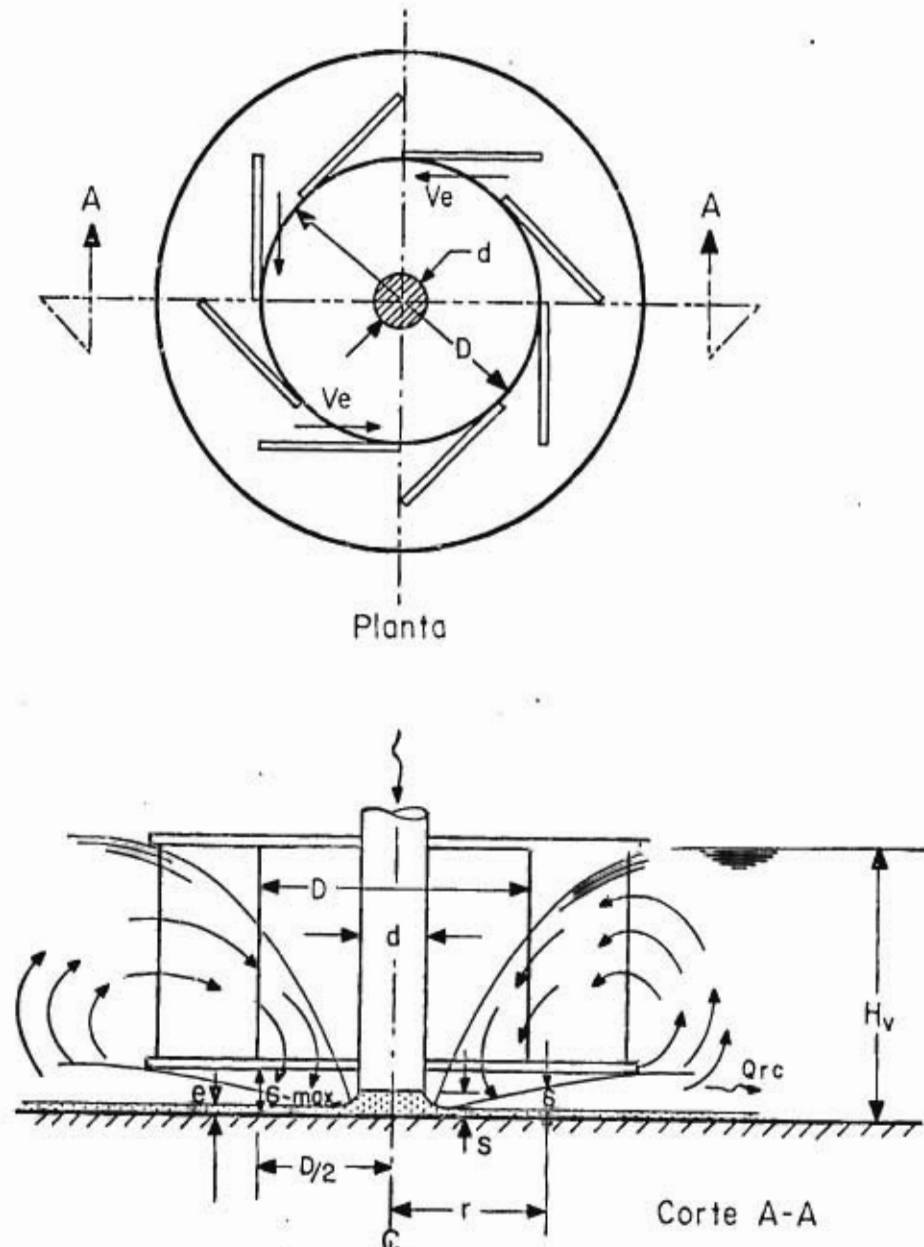


Fig 3.2

Al establecerse el flujo radial, por arrastre tangencial se produce el de recirculación, que teóricamente es expulsado del estabilizador; para compensar el vacío producido en la zona interior, por continuidad se establece un flujo de afuera hacia adentro por la parte superior, y a través de los álabes de la persiana del estabilizador. Este orienta a las velocidades de entrada, en direcciones tangentes al círculo que limita al vórtice inscrito, dando por resultado una velocidad de entrada igual a

$$V_e = \frac{Q_{rc}}{k \pi D H_v} \quad (6)$$

donde

V_e	velocidad de entrada a través de los álabes del estabilizador
Q_{rc}	flujo de recirculación
D	diámetro del estabilizador
H_v	tirante del espejo de agua en el tanque de vórtices
k	una constante menor que la unidad, que toma en consideración la reducción del área perimetral de entrada debida al espesor de los álabes de la persiana y otros factores.

El momento de la cantidad de movimiento por unidad de masa, que inducen estas velocidades es

$$\frac{V_e D}{2} \quad (7)$$

que deberá ser constante, pues no hay variación de energía; luego, sustituyendo la ec 6 en la 7, se tiene

$$\frac{V_e D}{2} = \frac{Q_{rc}}{2 \pi k H_v} = C_1 \quad (8)$$

donde C_1 es otra constante.

Por otro lado, la circulación del vórtice libre se expresa por

$$\Gamma = 2 \pi r V_v \quad (9)$$

de donde

$$\frac{\Gamma}{2 \pi} = r V_v = C_2 \quad (10)$$

donde

V_v velocidad tangencial del vórtice en la órbita r
 C_2 constante

Naturalmente, las constantes C_1 y C_2 de las expresiones 8 y 10 deben ser iguales, por lo que

$$\frac{\Gamma}{2 \pi} = \frac{Q_{rc}}{2 \pi k H_v} \quad (11)$$

De donde se deduce de inmediato

$$\Gamma = \frac{Q_{rc}}{k H_v} \quad (12)$$

Pasando ahora al flujo radial, puede hacerse el siguiente análisis, que determina el Q_{rc} .

La distribución de velocidades en el flujo de recirculación puede

suponerse parabólica con la elevación (Z) de acuerdo con las observaciones del cap 2, y también el espesor de la capa de este flujo puede suponerse que varía parabólicamente con (r) (fig 3.3).

Una ley sencilla que se puede suponer para las velocidades del flujo de recirculación es la siguiente:

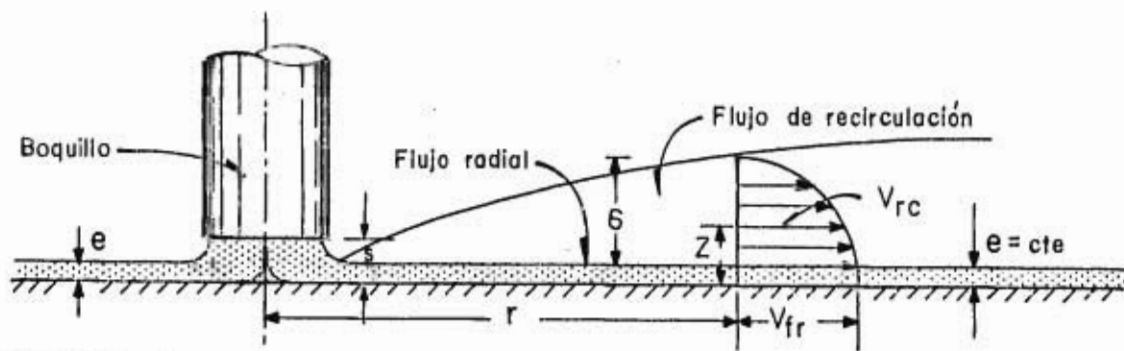


Fig 3.3

$$V_{rc} = \frac{Q}{2\pi r e} (1 - k_1 \sqrt{Z}) \quad (13)$$

donde

V_{rc}	velocidad en el flujo de recirculación
Z	ordenada del fondo hasta donde se mide V_{rc}
e	espesor del flujo radial
V_{fr}	velocidad en el flujo radial
k_1	constante

ya que para

$$Z = 0 \quad V_{rc} = \frac{Q}{2\pi r e} = V_{fr}$$

Ahora bien, para

$V_{rc} = 0$ debe ser $Z = S$, o sea el espesor de la capa del flujo de recirculación, por lo que se tiene

$$\frac{Q}{2\pi r e} = \frac{Q}{2\pi r e} k_1 \sqrt{S}$$

de donde

$$k_1 = \frac{1}{\sqrt{S}} \quad (14)$$

calculando el gasto de recirculación con esta ley, se tiene

$$d(Q_{rc}) = 2\pi r d(Z) V_{rc} = \frac{Q}{e} \left(1 - \sqrt{\frac{Z}{S}}\right) d(Z)$$

e integrando

$$Q_{rc} = \frac{Q}{e} \left[Z - \frac{2}{3} S \left(\frac{Z}{S} \right)^{3/2} \right]_0^S$$

de aquí

$$Q_{rc} = \frac{Q S}{e} \left(1 - \frac{2}{3}\right) \quad (16)$$

donde la integración se hizo desde $Z = 0$, y no desde $Z = e$, por ser e muy pequeño, lo que simplifica notablemente las operaciones.

Supongamos ahora que el espesor de la capa del flujo de re-

circulación varía con

$$\delta = m r^2 \quad (17)$$

donde m es constante

Con esto, la ec 16 se puede expresar como

$$Q_{rc} = m \left(1 - \frac{2}{3} \right) \cdot \frac{Q r^2}{e}$$

El flujo de recirculación máximo se alcanza cuando $r = D/2$, con lo cual se llega a

$$Q_{rc} = \frac{m}{4} \left(1 - \frac{2}{3} \right) \frac{Q D^2}{e} = K_1 \frac{Q D^2}{e} \quad (18)$$

donde

$$K_1 = \frac{m}{4} \left(1 - \frac{2}{3} \right)$$

Ahora bien, por continuidad dentro del flujo radial se debe cumplir que:

$$Q = 2 \pi r e \cdot V_{fr} = C_d \quad s d \quad \sqrt{2 g H_n}$$

de la cual se obtiene e

$$e = \frac{C_d \sqrt{2 g H_n}}{2 \pi V_{fr} r} \quad s d \quad = K_2 \quad s d \quad (19)$$

ya que

$$C_d \frac{\sqrt{2gH_n}}{V_{fr} r} = \text{cte},$$

por los resultados obtenidos en el cap 2.

Sustituyendo la ec 19 en la 18, se llega finalmente

$$Q_{rc} = K \frac{Q D^2}{s d} \quad (20)$$

donde $K = K_1 K_2$

De aquí se obtiene el primer resultado del análisis dimensional

$$\frac{Q_{rc}}{Q} = f_1 \left(\frac{D^2}{s d} \right) \quad \text{o,} \quad \frac{Q_{rc}}{Q} = f_2 \left(\frac{D}{\sqrt{s d}} \right) \quad (21)$$

Volviendo a la ec 12, y sustituyendo en esta el valor de la 20 se llega al segundo resultado.

$$\Gamma = \frac{Q_{rc}}{k H_v} = \frac{K}{k} \frac{Q D^2}{H_v s d}$$

de donde se deduce de inmediato

$$\frac{\Gamma H_v}{Q} = f_3 \left(\frac{D^2}{s d} \right)$$

y si se toma en consideración lo que se explicó en el 3.1, se llega a la misma expresión

$$\frac{\Gamma H_v}{Q} = f_4 \left(\frac{D H_v}{s d} \right) \quad (22)$$

Esto indica que el flujo de recirculación debido al arrastre tangencial del flujo radial es el que determina el comportamiento del vórtice libre energizado.

4. ESTUDIO DE LA MAQUINA HIDRAULICA

4.1 Partes de la máquina

La máquina que se propone para aprovechar la energía cinética de la turbina fluida consta de los elementos siguientes:

1. Boquilla de alimentación
2. Rodete móvil
3. Estabilizador del vórtice.

4.2 Boquilla de alimentación

Indudablemente, la mejor boquilla será aquella que produzca un coeficiente alto de descarga, ya que la intensidad del vórtice es función del gasto, como se mencionó en el capítulo anterior.

De acuerdo con la teoría de descarga de los orificios, el gasto se expresa por

$$Q = C_d s d \sqrt{2gH_n} \quad (1)$$

En la gráfica 2.1, obtenida del estudio experimental del modelo, se ve que la relación más conveniente de s/d es

$$\frac{s}{d} = 0.11 \text{ con un } C_d = 0.76 \quad (2)$$

y que este corresponde a una boquilla de diámetro igual al de la tubería de pre-

sión, lo que era de esperarse, ya que cualquier accesorio en la tubería produce una pérdida de carga que para las otras boquillas corresponde al de una reducción común.

De estos resultados se concluye que, para un gasto Q y una carga H_t dadas, hay que calcular el diámetro de la tubería de presión que satisfaga a la relación 1. Para esto, se procede en la forma siguiente:

1. Se supone un diámetro d , con el cual se calcula el área de la tubería de presión $A_{\phi t}$

2. Se calcula la velocidad media dentro de la tubería con

$$V_t = \frac{Q}{A_{\phi t}} \quad (3)$$

y se determina la pérdida por fricción en la forma convencional

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{V_t^2}{2g} \quad (4)$$

con lo cual se conoce de inmediato la carga neta mediante

$$H_n = H_T - h_f \quad (5)$$

3. Con la relación 2 se determina (s)

$$s = 0.11 d$$

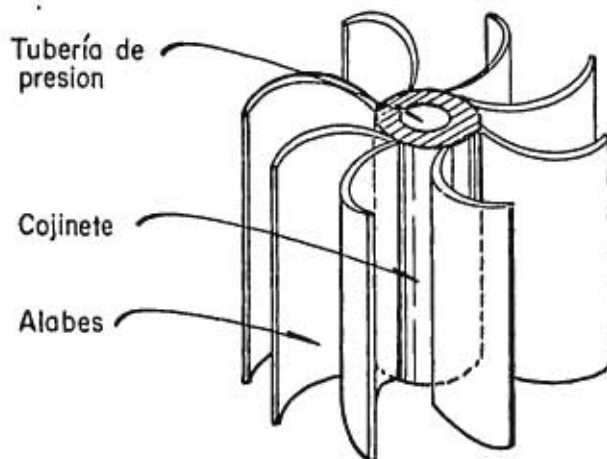
4. Finalmente se calcula Q mediante la ec 1

$$Q = C_d s d \sqrt{2g H_n}$$

Con este sencillo procedimiento se diseña la boquilla, y al mismo tiempo quedan definidos los elementos (sd) para proseguir el diseño de la máquina.

4.3 Rodete móvil

Consiste en una sucesión de álabes perimetrales curvos de superficies cilíndricas, colocados con sus generatrices verticalmente, con uno de sus lados fijos al cojinete (fig 4.1) y libres en el extremo externo para permitir el paso del



flujo de recirculación a través de los conductos formados por estos.

A continuación se presenta una teoría de funcionamiento del rodete móvil, basado exclusivamente en el arrastre hidrodinámico de paletas o álabes planos.

Fig 4.1

Los elementos geométricos y cinemáticos de este rodete se dan en la fig 4.2. En la que se muestra la distribución de las velocidades del vórtice y de las paletas en su movimiento angular. La velocidad neta de arrastre será la diferencia de las dos; es decir:

$$V_a = V_v - V_p$$

donde

V_a	velocidad neta de arrastre de las paletas
V_v	velocidad tangencial del vórtice en la órbita r
V_p	velocidad tangencial de la paleta en la órbita r .

Sabemos que la fuerza de arrastre se expresa por

$$F_D = \rho C_D A \frac{V^2}{2} \quad (8) \quad (8)$$

que transformada para las velocidades diferenciales del vórtice y la paleta, y a su vez expresada en términos diferenciales, será

$$dF_D = \frac{\rho C_D}{2} (V_v - V_p)^2 dA \quad (9)$$

De acuerdo con la fig 4.2, la diferencial de área efectiva de la paleta será

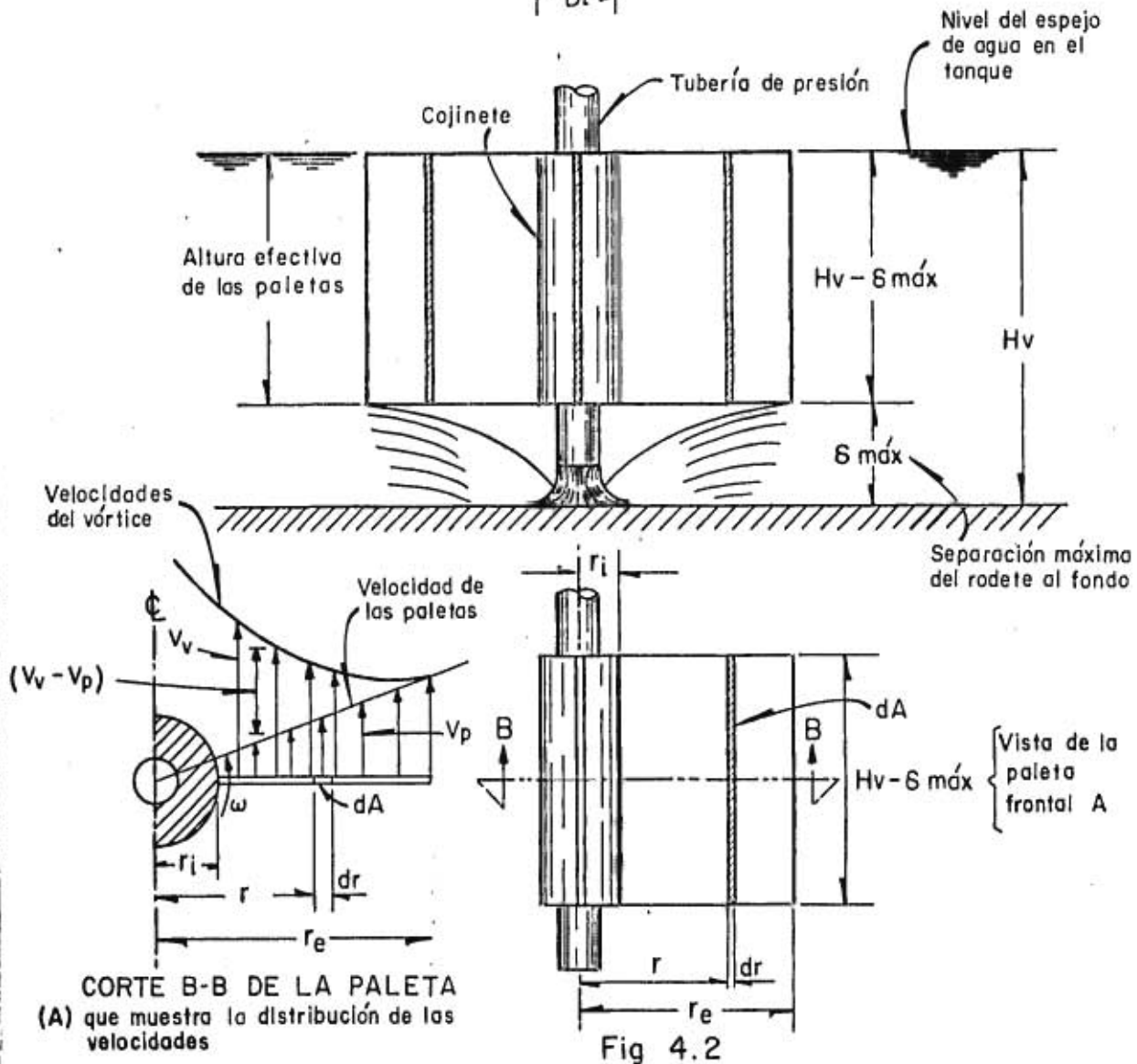
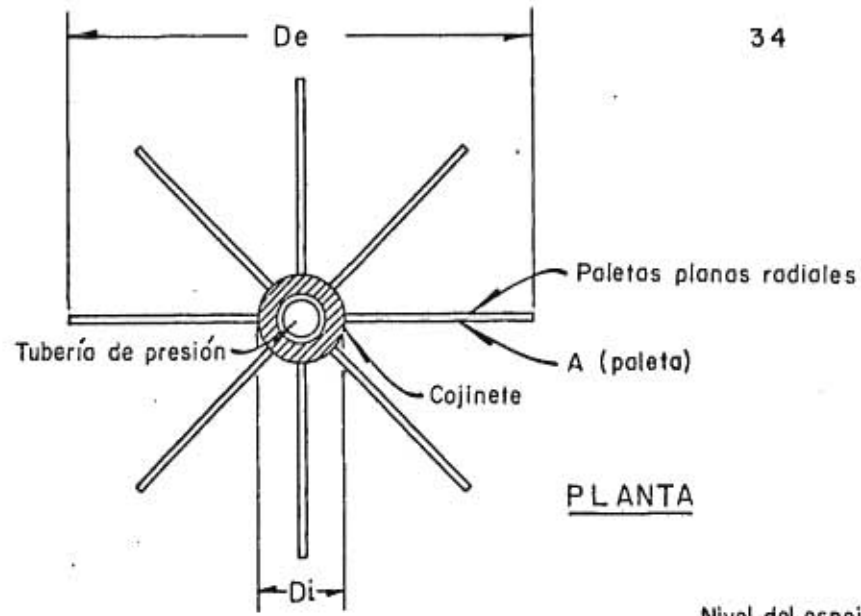
$$dA = (H_v - S_{m\acute{a}x}) d_r \quad (10)$$

que es el área efectiva de contacto entre la paleta y el vórtice en la órbita r . Luego, sustituyendo la ec 10 en la 9 se tiene

$$dF_D = \frac{\rho C_D (H_v - S_{m\acute{a}x})}{2} (V_v - V_p)^2 d_r \quad (11)$$

Además, se sabe que

$$V_v = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (12)$$



$$V_p = \omega r = \frac{\pi N}{30} r \quad (13)$$

donde

ω velocidad angular del rodete, en rad/seg
 N velocidad angular del rodete, en rpm

Por lo que la diferencial de fuerza de arrastre será

$$dF_D = \frac{\rho C_D}{2} (H_v - S_{m\acute{a}x}) \left(\frac{\Gamma}{2\pi r} - \frac{\pi N}{30} r \right)^2 dr \quad (14)$$

la diferencial de par motor será entonces:

$$dT = r dF_D = \frac{\rho C_D}{2} (H_v - S_{m\acute{a}x}) \left(\frac{\Gamma}{2\pi r} - \frac{\pi N}{30} r \right)^2 r dr \quad (15)$$

finalmente, la diferencial de potencia quedará expresada por

$$dP = \omega dT = \frac{\rho C_D (H_v - S_{m\acute{a}x})}{60} \left(\frac{\Gamma^2 N}{4\pi r} - \frac{\Gamma \pi N^2 r}{30} + \frac{\pi^3 N^3 r^3}{900} \right) dr \quad (16)$$

integrando entre $r = r_i$ y $r = r$ se tiene:

$$P = \frac{\rho C_D (H_v - S_{m\acute{a}x})}{240} \left[\frac{\Gamma^2 N}{\pi} \ln \frac{r}{r_i} - \frac{\Gamma \pi N^2}{15} (r^2 - r_i^2) + \frac{\pi^3 N^3}{900} (r^4 - r_i^4) \right] \quad (17)$$

Como se ve, existen dos variables independientes, r y N . Para optimizar la potencia, se deriva primero parcialmente con respecto a r , y luego con respecto a N y se igualan a cero, ya que deben definirse primero las dimensiones del rodete y con base en estas reducir N .

Luego

$$\frac{\partial P}{\partial r} = \frac{\rho C_d (H_v - \delta_{\text{máx}})}{240} \left[\frac{\Gamma^2 N}{\pi} \frac{1}{r} - \frac{2\pi N^2}{15} r + \frac{4\pi^3 N^3 r^3}{900} \right] = 0 \quad (18)$$

simplificando se llega a

$$r^4 - 30 \frac{\Gamma}{\pi^2 N} r^2 + 225 \frac{\Gamma^2}{\pi^4 N^2} = 0 \quad (19)$$

cambiando la bicuadrática por una cuadrática con

$$r = \sqrt{R}$$

se llega a las raíces siguientes

$$R = 15 \frac{\Gamma}{\pi^2 N} \pm \sqrt{(15)^2 \frac{\Gamma^2}{\pi^4 N^2} - 225 \frac{\Gamma^2}{\pi^4 N^2}}$$

pero como el subradical resulta nulo, se tiene finalmente

$$r = \pm \frac{3.875}{\pi} \sqrt{\frac{\Gamma}{N}} \quad (20)$$

Tomando el valor positivo de la ec 20 y sustituyendola en la 17 se llega a

$$P = \frac{\rho C_D (H_v - \delta_{\text{máx}})}{240} \left[\frac{\Gamma^2}{\pi} \ln \left(\frac{\frac{3.875}{\pi} \frac{\Gamma}{N}}{r_i} \right) - \frac{\Gamma \pi N^2}{15} \left(\frac{15 \Gamma}{\pi^2 N} - r_i^2 \right) + \frac{\pi^3 N^3}{900} \left(\frac{225 \Gamma^2}{\pi^4 N^2} - r_i^4 \right) \right] \quad (21)$$

Derivando ahora la ec 21 con respecto a N , e igualando a cero, se tiene

$$\frac{\partial P}{\partial N} = \frac{\rho C_D (H_v - \delta_{\text{máx}})}{240} \left[\frac{\Gamma^2}{2\pi} - \frac{\Gamma^2}{\pi} + \frac{2r_i^2}{15} \Gamma \pi N + \frac{225 \Gamma^2}{900\pi} - \frac{3\pi^3 r_i^4}{900} N^2 \right] = 0 \quad (22)$$

Simplificando se llega a

$$N^2 - 40 \frac{\Gamma}{\pi^2 r_i^2} N + 75 \frac{\Gamma^2}{\pi^4 r_i^4} = 0 \quad (23)$$

de donde se obtiene

$$N = \frac{20\Gamma}{\pi^2 r_i^2} \pm \sqrt{\frac{400\Gamma^2}{\pi^4 r_i^4} - 75 \frac{\Gamma^2}{\pi^4 r_i^4}} \quad (24)$$

que da finalmente las raíces siguientes:

$$N_1 = \frac{38}{\pi^2} \frac{\Gamma}{r_i^2}$$

$$N_2 = \frac{2}{\pi^2} \frac{\Gamma}{r_i^2}$$

La raíz aceptable es N_2 , porque N_1 daría un $r_e < r_i$, lo que es absurdo y puede comprobarse al sustituir N_1 en la ec 20; luego:

$$N = \frac{2}{\pi^2} \frac{\Gamma}{r_i^2} \quad (25)$$

Finalmente, sustituyendo la ec 25 en la 20, se llega a

$$r_e = \frac{3.875}{\sqrt{2}} r_i$$

que expresada en función de los diámetros es

$$D_e = 2.74 D_i \quad (26)$$

la cual permite dimensionar el rodete en función de D_i .

Potencia máxima maximórum

Sustituyendo los valores de la ec 25 y la 26 expresada en función de los radios, se llega a

$$P_{\text{máx}} = \frac{\rho C_D (H_v - \delta_{\text{máx}})}{240} \left[\frac{\Gamma^2 N}{\pi} \ln 2.74 - 0.434 \pi \Gamma N^2 r_i^2 + 0.061 \pi^3 N^3 r_i^4 \right] \quad (27)$$

que es una parábola cúbica en función de N , y se usa la ec 25, se llega a

$$P_{\text{máx máx}} = \frac{\rho C_D (H_v - \delta_{\text{máx}})}{240} \left[\frac{2 \Gamma^3}{\pi^3 r_i^2} - 1.736 \frac{\Gamma^2}{\pi^3 r_i^2} + 0.488 \frac{\Gamma^3}{\pi^3 r_i^2} \right]$$

la que una vez simplificada da

$$P_{\text{máx máx}} = 0.0048 \frac{\rho C_D (H_v - \delta_{\text{máx}})}{\pi^3 r_i^2} \Gamma^3 \quad (28)$$

si se considera que $C_D = 1$, y se hace intervenir los valores de las constantes, se obtiene

$$P_{m\acute{a}x_{m\acute{a}x}} = 1.58 \times 10^{-10} \frac{(H_v - \delta_{m\acute{a}x})}{r_i^2} \Gamma^3 \frac{\text{Kg} - \text{cm}}{\text{seg}} \quad (29)$$

La expresi3n anterior permite calcular la potencia en el mejor de los casos. Desde luego, hay que considerar que no se ha tomado en cuenta el flujo de recirculaci3n a trav3s de los conductos de los 3labes y que representa una contribuci3n bastante buena. Naturalmente, el hecho de considerar este flujo complicar3a el an3lisis y, por la escasez de datos de laboratorio, ser3a dif3cil obtener alg3n resultado 3til.

El n3mero de 3labes del rodete se recomienda que sea

$$N_{rod.}^{\circ} = N_{est.}^{\circ} + 1 \quad (29)$$

donde

$N_{rod.}^{\circ}$ n3mero de 3labes del rodete

$N_{est.}^{\circ}$ n3mero de 3labes del estabilizador

Esto 3nicamente para evitar interferencias de orden vibratorio por la entrada del flujo de recirculaci3n, que podr3an sincronizar las pulsaciones del paso de los 3labes del rodete frente a los 3labes del estabilizador.

4.4 Estabilizador del v3rtice

El di3metro interno del estabilizador se determina con el di3metro externo del rodete m3vil m3s una tolerancia (t_r) que puede ser de 1 a 2 cm

como máximo; luego

$$D_{\text{est.}} = D_e + t_r \quad (30)$$

La altura de los álabes directrices está dada por

$$H_{\text{est.}} = (H_v - S_{\text{máx}}) + t_a \quad (31)$$

donde

t_a tolerancia para que el espejo de agua no toque la placa anular superior del estabilizador; puede ser de 25 o 30 cm en el prototipo.

Por los diseño preliminares que se utilizaron en el laboratorio y que dieron resultados aceptables, parece recomendable que el número de álabes sea igual a

$$N_{\text{est.}}^{\circ} = \frac{D_{\text{est.}}}{2.5} \quad (32)$$

4.5 Método de cálculo de la máquina

Una vez que se ha calculado la boquilla con la secuela indicada anteriormente, se conocen los parámetros (sd) que permite utilizar el procedimiento que se da a continuación para dimensionar la máquina.

1. Se determina el diámetro interno del rodete (D_i), a partir del diámetro de la boquilla (d), mediante un diseño preliminar del cojinete; es decir, siempre es posible suponer que

$$D_i = d + k_{\text{coj}} d = (1 + k_{\text{coj}}) d \quad (33)$$

donde

K_{coj} es el porcentaje que debe ensancharse el cojinete para que resista los esfuerzos de torsión

2. Conocido (D_i), se determina (D_e) con la ec 26

$$D_e = 2.74 D_i$$

y con la 30 se calcula el diámetro del estabilizador

$$D_{\text{est.}} = D_e + t_r$$

3. Conocido el diámetro del estabilizador (D_e) y (sd), se calcula el parámetro

$$\frac{ds}{DH_v}$$

aquí H_v se determinará por tanteos para obtener la potencia deseada.

4. Con $\frac{ds}{DH_v}$ se entra en la gráfica 3.1 y se obtiene $\frac{\Gamma H_v}{Q}$, con lo cual es posible calcular Γ haciendo uso del gasto de alimentación propuesto.

5. Con la ec 28 se comprueba que la potencia que debe dar la máquina sea igual a la potencia hidráulica por la eficiencia; es decir:

$$P = 1.58 \times 10^{-10} \cdot \frac{(H_v - S_{\text{máx}}) \Gamma^3}{r_i^2} = \eta_t \gamma Q H_n$$

En el momento que se cumpla esta relación el problema está resuelto.

5. CONCLUSIONES

Como puede apreciarse en el estudio de la turbina fluida, es factible llegar al diseño racional de la máquina hidráulica elemental propuesta, ya que los cálculos necesarios que se deben realizar son sumamente sencillos cuando se disponen de las curvas de comportamiento del vórtice y del chorro en términos adimensionales, es decir, hay una solución y es única.

El presente estudio demuestra que, si se logra perfeccionar la máquina por un lado y mejorar el mecanismo del sistema chorro-vórtice por el otro, es factible generar energía eléctrica a un nivel económico sumamente bajo, pues la parte esencial de la máquina, que es el rodete móvil, consta de placas de acero rolado que irían soldadas directamente al cojinete, y todo el conjunto se montaría sobre la misma tubería de presión, dando por resultado un sistema electromecánico compacto tipo intemperie que prácticamente no requeriría de mantenimiento. La boquilla sería la misma tubería de presión, y el estabilizador parte de la obra civil que se construiría de mampostería o concreto, y que a su vez serviría de apoyo de la máquina misma.

Es claro que el estudio debe perfeccionarse; hasta ahora solo se ha trabajado sobre un juguete que no alcanza siquiera la categoría de modelo, puesto que el orden de potencias que se ha utilizado ha sido del orden de 0.04 HP, lo que hace imposible obtener altas eficiencias ya que cualquier pérdida que se produzca en el sistema puede consumir la energía de la máquina, impidiendo que se llegue a producir trabajo externo. Para este efecto, el enfoque que se dará de ahora en adelante a este estudio debe ser:

1. Utilizar potencias de por lo menos 1 HP, que corresponde a la de un modelo de 70 por ciento de eficiencia

2. Tratar de mejorar a toda costa el flujo de recirculación

3. Encontrar la geometría del rodete que sea capaz de ajustarse a las condiciones cinemáticas del vórtice.

Finalmente, a criterio del autor, el perfeccionamiento de esta máquina sería el futuro de la electrificación del medio rural del país, en especial de los centros de población que cuentan con caídas de agua y se encuentran aislados o lejanos de las actuales líneas de transmisión eléctrica.