

7
621.24
H887

401.00019

ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"INVESTIGACION DE LOS LIMITES DE PERFORMANCE
DE UNA TURBINA FRANCIS"

TESIS DE GRADO
previa a la obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

presentada por

HUGO [HUERTA DORMAN

Guayaquil-Ecuador

1982

A G R A D E C I M I E N T O

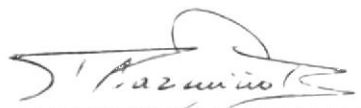
Al Ing. MARCO PAZMIÑO B., Director de Tesis, por su ayuda y colaboración para la realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A mis Padres

*A mi Esposa

A mi Hijo



.....
Ing. Marco Pazmiño B.,
DIRECTOR DE TESIS

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL).


Hugo Huerta Dorman

R E S U M E N

El desarrollo de esta tesis llamada "Investigación de los Límites de Performance de una Turbina Francis", ha sido realizado en los laboratorios de Mecánica de los Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica de la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL, utilizando un PROTOTIPO a escala de Turbina Francis con su respectivo embalse o represa de agua, marca GILKES-TUTOR.

El desarrollo total de esta tesis ha sido investigativo y experimental, teniendo como objetivo principal formar un patron de investigaciones experimentales propio para la ESPOL de los límites de performance de una Turbina Francis, que nos permitan iniciar el desarrollo tecnológico investigativo-experimental completo en nuestros laboratorios de las características de Turbomáquinas Hidráulicas tipo Francis que necesitemos instalar y operar en nuestro País para el aprovechamiento óptimo de nuestros recursos naturales hidráulicos que permitan la instalación de Turbinas tipo FRANCIS en nuestros centros de producción de energía hidroeléctrica.

Se ha tratado de efectuar un trabajo completo, iniciándose su desarrollo desde las características generales de las Turbinas Francis y la importancia del proyecto, indicando la utilización de las Turbinas Francis en el Ecuador. Posteriormente se desarrolló el Análisis de

Ingeniería y las Definiciones previas a la Experimentación y Límites de Performance, obteniéndose todas las curvas experimentales características de la selección, aplicación y uso operacional de una Turbina Francis, tales como Potencias, Velocidades, Velocidad Específica, Torques, Flujos, Rendimientos, Curvas Operacionales de Isoeficiencia, etc.

También se investigó y experimentó con el Flujo a la salida de la Turbina, determinándose condiciones de vorticidad y cavitación óptimas y críticas, siendo para ello necesario modificar y reducir intensidades de los fenómenos de vorticidad y cavitación.

Posteriormente se comparan los resultados experimentales obtenidos con los teóricos, dando énfasis a la comparación de nuestras operaciones experimentales con las operaciones reales que se llevan a cabo en una central hidroeléctrica compuesta por grupos turbina Francis-Generador.

Por último, en la parte Conclusiones y Recomendaciones se entregan criterios y acotaciones para el desarrollo tecnológico investigativo-experimental, cuyo objetivo es la adquisición de un laboratorio más completo y sofisticado como aquellos que usan las casas constructoras de turbomaquinas hidráulicas para optimizar sus diseños. Criterios obtenidos del producto de las demostraciones analíticas que mediante cálculos, conformación de tablas de datos experimen -

VIII

tales, desarrollo de curvas experimentales y uso de curvas tipo y normas IEC de investigación y experimentación se han efectuado en el transcurso de esta Tesis. Avance tecnológico que necesitamos para poder seleccionar en bancos de pruebas nuestras turbinas hidráulicas que van a aprovechar nuestros recursos naturales hidroeléctricos.

Este trabajo, que como ya hemos indicado anteriormente, trata de formar un patrón de experimentaciones propio de la ESPOL para turbinas Francis, ha sido desarrollado completamente, debido en gran parte, a la experiencia obtenida por el suscrito en la HYDROART S.p.A. de Milano-Italia, casa constructora de Turbinas Hidráulicas en la cual tuve la oportunidad de capacitarme gracias a una beca de INECEL-DOSNI, durante 6 meses en el año 1980.

INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	IX
INDICE DE TABLAS.....	XII
INDICE DE CURVAS EXPERIMENTALES.....	XV
INDICE DE DIAGRAMAS Y GRAFICOS.....	XVII
INTRODUCCION.....	22
I. CARACTERISTICAS GENERALES SOBRE TURBINAS HIDRAULICAS FRANCIS..	25
1.1 Revisión Histórica de las Turbinas Hidráulicas.....	25
1.2 Generalidades sobre Turbinas Francis.....	27
II IMPORTANCIA DEL PROYECTO.....	37
2.1 Aplicación de las Turbinas Hidráulicas.....	37
2.2 Utilización de las Turbinas Francis en el Ecuador.....	41
III ANALISIS DE INGENIERIA.....	48
3.1 Análisis Hidráulico del Flujo a través de la Turbina Francis.....	48
3.2 Determinación de los Diagramas Vectoriales de Velocidad para la Turbina Francis correspondiente al Laboratorio de Mecánica de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica.....	51

3.3 Distribución de la presión y velocidad en Sistemas con Vórtice:.....	56
3.3.1 Vórtice Forzado.....	62
3.3.2 Vórtice Libre.....	65
3.4 Factores que influyen en el máximo performance de una Turbina Francis.....	69
IV DEFINICIONES.....	74
4.1 Velocidad Específica.....	74
4.2 Cabezal Neto positivo de Succión (N.P.S.H.).....	80
4.3 Cavitación a la Salida de la Turbina.....	84
4.4 Establecer ecuaciones para flujo vorticial.....	87
V EXPERIMENTACION Y LIMITES DE PERFORMANCE.....	89
5.1 Determinación de las curvas de performance para la Turbina Francis.....	89
5.2 Determinación de la Velocidad Máxima.....	101
5.3 Determinación de la Potencia Máxima.....	110
5.4 Determinación del Flujo Máximo.....	114
5.5 Determinación de la Velocidad Específica.....	116
5.6 Determinación de la Eficiencia Máxima.....	123
5.7 Determinación de las Curvas de Iso-Eficiencia.....	125
VI EXPERIMENTACION E INVESTIGACION DEL FLUJO A LA SALIDA DE LA TURBINA.....	134
6.1 Investigación del Flujo a la Salida de la Turbina.....	134
6.1.1 Por mediciones de presión, velocidad y porcentaje de abertura de los álabes directores.....	137

6.1.2 Por visualización del Flujo.....	143
6.2 Determinación de las condiciones del Flujo a la salida de la Turbina (Cavitación).....	147
6.3 Efectos sobre el performance al elevar el límite de cavitación.....	157
6.3.1 Influencia del cabezal y del contenido de aire en la cavitación.....	167
6.4 Reducción de la intensidad del vórtice y depresión a la salida de la Turbina.....	175
6.5 Vórtice libre a la salida de la Turbina.....	182
6.5.1 Inestabilidad del vórtice en aberturas parciales de los álabes directores.....	189
6.5.2 Vórtice en aberturas totales de álabes directores y sobrecargas.....	191
6.5.3 Inestabilidad en abertura total de los álabes directores.....	193
6.6 Modificaciones de las condiciones del flujo a la salida.....	194
VII ANALISIS Y COMPARACION DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES CON LOS TEORICOS.....	199
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	209
APENDICES.....	218
A.- Tablas.....	219
B.- Curvas Experimentales.....	263
C.- Diagramas y Gráficos.....	298
BIBLIOGRAFIA.....	346

INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
2.2-1 Resumen del Proyecto Hidroeléctrico Coca con su respectiva utilización de Turbinas Francis.....	220
4.1-1 Leyes de Funcionamiento de las Turbomáquinas.....	221
5.1-1 Datos Experimentales.....	222
5.1-2 Cálculos.....	223
5.1-3 Datos Experimentales.....	224
5.1-4 Cálculos.....	225
5.1-5 Datos Experimentales.....	226
5.1-6 Cálculos.....	227
5.1-7 Datos Experimentales.....	228
5.1-8 Cálculos.....	229
5.1-9 Datos Experimentales.....	230
5.1-10 Cálculos.....	231
5.2-1 Datos para determinar la velocidad de fuga de la Turbina Francis con $F = 0$ (Newtons), con 100% de abertura de los álabes directores.....	232
5.2-2 Datos para determinar la velocidad de fuga de la Turbina Francis con $F = 0$ (Newtons), con 75 % de abertura de los álabes directores.....	233

XIII

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
5.2-3 Datos para determinar la velocidad de fuga de la Turbina Francis con $F = 0$ (Newtons), con 50 % de abertura de los álabes directores.....	234
5.2-4 Datos para determinar la velocidad de fuga de la Turbina Francis con $F = 0$ (Newtons), con 25 % de abertura de los álabes directores.....	235
5.5-1 Cálculos de $[n_s]$ de la Turbina Francis para las eficiencias máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 15.0mts de cabezal de agua.....	236
5.5-2 Cálculos de $[n_s]$ de la Turbina Francis para las eficiencias máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 12.5mts de cabezal de agua.....	236
5.5-3 Cálculos de $[n_s]$ de la Turbina Francis para las eficiencias máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 10.0mts de cabezal de agua.....	237
5.5-4 Cálculos de $[n_s]$ de la Turbina Francis para las eficiencias máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 7.5 mts de cabezal de agua.....	237
5.5-5 Cálculos de $[n_s]$ de la Turbina Francis para las eficiencias máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 5.0 mts. de cabezal de agua.....	238
5.7-1 Datos obtenidos del Gráfico 5.6-1 de η/N para la construcción de las curvas de Isoeficiencia con 15.0 mts. de cabezal de agua.....	239

<u>Nº</u>	<u>Pág.</u>
5.7-2 Datos obtenidos del Gráfico 5.6-2 de $\mathcal{Z}/N$ para la construcción de las curvas de Isoeficiencia con 12.5 mts. de cabezal de agua.....	241
5.7-3 Datos obtenidos del Gráfico 5.6-3 de $\mathcal{Z}/N$ para la construcción de las curvas de Isoeficiencia con 10.0 mts. de cabezal de agua.....	243
5.7-4 Datos obtenidos del Gráfico 5.6-4 de $\mathcal{Z}/N$ para la construcción de las curvas de Isoeficiencia con 7.5 mts. de cabezal de agua.....	245
5.7-5 Datos obtenidos del Gráfico 5.6-5 de $\mathcal{Z}/N$ para la construcción de las curvas de Isoeficiencia con 5.0 mts. de cabezal de agua.....	246
6.1.1-1 Cálculos del Número de Reynolds.....	247
6.1.1-2 Cálculos del Número de Reynolds.....	249
6.1.1-3 Cálculos del Número de Reynolds.....	251
6.1.1-4 Cálculos del Número de Reynolds.....	253
6.1.1-5 Cálculos del Número de Reynolds.....	255
6.1.2-1 Observación del Flujo a la salida de la Turbina.....	257
6.1.2-2 Observación del Flujo a la Salida de la Turbina.....	258
6.1.2-3 Observación del Flujo a la Salida de la Turbina.....	259
6.1.2-4 Observación del Flujo a la Salida de la Turbina.....	260
6.2-1 Datos de $[H_S]$	261
6.2-2 Datos de σ y n_s para respectivos cabezales de agua de operación.....	262

INDICE DE CURVAS EXPERIMENTALES

<u>GRAFICO N°</u>	<u>Pág.</u>
5.1-1	Curvas Q/N con 15 mts. de cabeza.....264
5.1-2	Curvas Q/N con 12.5 mts. de cabeza.....265
5.1-3	Curvas Q/N con 10.0 mts. de cabeza.....266
5.1-4	Curvas Q/N con 7.5 mts. de cabeza.....267
5.1-5	Curvas Q/N con 5.0 mts. de cabeza.....268
5.1-6	Curvas T/N con 15.0 mts. de cabeza.....269
5.1-7	Curvas T/N con 12.5 mts. de cabeza.....270
5.1-8	Curvas T/N con 10.0 mts. de cabeza.....271
5.1-9	Curvas T/N con 7.5 mts. de cabeza.....272
5.1-10	Curvas T/N con 5.0 mts. de cabeza.....273
5.1-11	Curvas BHP/N con 15.0 mts. de cabeza.....274
5.1-12	Curvas BHP/N con 12.5 mts. de cabeza.....275
5.1-13	Curvas BHP/N con 10.0 mts. de cabeza.....276
5.1-14	Curvas BHP/N con 7.5 mts. de cabeza.....277
5.1-15	Curvas BHP/N con 5.0 mts. de cabeza.....278
5.1-16	Curvas WHP/N con 15.0 mts. de cabeza.....279
5.1-17	Curvas WHP/N con 12.5 mts. de cabeza.....280
5.1-18	Curvas WHP/N con 10.0 mts. de cabeza.....281
5.1-19	Curvas WHP/N con 7.5 mts. de cabeza.....282
5.1-20	Curvas WHP/N con 5.0 mts. de cabeza.....283

GRAFICO N°

Pág.

5.1-21	Determinación del punto de operación con respecto al sistema.....	284
5.1-22	Diagrama simplificado del Sistema + la Turbina Francis Gilkes-Tutor.....	285
5.2-1	Curvas de Velocidades de Fuga de la Turbina Francis con $F = 0$ Newtons.....	286
5.5-1	Curvas η/n_s	287
5.6-1	Curvas η/N con 15 mts. de cabeza.....	288
5.6-2	Curvas η/N con 12.5 mts. de cabeza.....	289
5.6-3	Curvas η/N con 10.0 mts. de cabeza.....	290
5.6-4	Curvas η/N con 7.5 mts. de cabeza.....	291
5.6-5	Curvas η/N con 5.0 mts. de cabeza.....	292
5.7-1	Curvas de Isoeficiencia con 15 mts. de cabeza.....	293
5.7-2	Curvas de Isoeficiencia con 12.5 mts. de cabeza....	294
5.7-3	Curvas de Isoeficiencia con 10.0 mts. de cabeza....	295
5.7-4	Curvas de Isoeficiencia con 7.5 mts. de cabeza....	296
5.7-5	Curvas de Isoeficiencia con 5.0 mts. de cabeza....	297

INDICE DE DIAGRAMAS Y GRAFICOS

<u>FIG. Nº</u>	<u>Pág.</u>
1.2-1 Turbina Francis Pura.....	299
1.2-2 Turbina Francis Mixta.....	300
1.2-3 Corte de Vista Superior de una Turbina Francis.....	301
1.2-4 Instalación completa de una Turbina Francis.....	302
1.2-5 Distribuidor y Servomotor de una Turbina Francis.....	303
1.2-6 Rotores de Turbinas Francis.....	304
1.2-7 Formas del Tubo de Desfogue.....	305
1.2-8 Tipo de Turbina Francis para salto pequeño y gran velocidad.....	306
1.2-9 Tipo de Turbina Francis para salto y velocidad media.....	307
3.1-1 Diagrama de velocidades a la entrada y a la salida del Rotor de la Turbina Francis.....	308
3.1-2 Diagrama de velocidades a la entrada del rotor de una Turbina Francis.....	309
3.2-1 Distribuidor de una Turbina de reacción con álabes pivotantes.....	310
3.2-2 Diagramas con condiciones de diseño de velocidades a la entrada y a la salida.....	311
3.2-3 Diagramas modificados con la regulación a la entrada de la Turbina Francis.....	312

<u>Fig. N°</u>	<u>Pág.</u>
3.2-4 Diagramas modificados con la regulación a la salida de la Turbina Francis.....	313
3.2-5 Curva de Rendimiento en Función del gasto de una Turbina Francis.....	314
3.3 Diagrama de definición para el cálculo de la rotación de un elemento fluido.....	315
3.3-1 Vórtice Forzado.....	316
3.3-2 Vórtice Libre o Irrotacional.....	317
4.2-1 Diagrama para definir el parámetro de cavitación.....	318
<u>Gráf.N°</u>	
5.2-2 Deformación del diagrama a la entrada, por aumento instantáneo de la velocidad de giro [N], en una Turbina Francis.....	319
5.2-3 Turbina Hidráulica Francis trabajando en ducto cerrado....	320
<u>Fig. N°</u>	
6.1-1 Tubo de desfogue de la Turbina Francis Gilkes-Tutor.....	321
6.1.2-1 Representación de la vorticidad iniciándose a la salida de la turbina en el punto más cercano a la misma.....	322
6.1.2-2 Representación de la vorticidad iniciándose en el tubo de desfogue, después de una considerable distancia desde la salida de la Turbina.....	322
6.1.2-3 Fotografía representativa de una vena vorticial que se inicia desde la salida de la turbina hasta el extremo final del tubo de desfogue.....	323

<u>Fig. N°</u>	<u>Pág.</u>
6.2-1 Esquema de la posición de la Turbina Francis Gilkes-Tutor, con respecto al nivel de aguas abajo.....	324
6.2-2 Representación de la entrada a la Turbina [o] y de la salida de la Turbina [s] con su respectivo plano de referencia [Z = 0]. (Prototipo Francis Gilkes-Tutor).....	325
6.2-3 Curva del Coeficiente de Cavitación [σ] en función de la velocidad específica [n_s], para turbinas Francis y Kaplan según NEYRPIC.....	326
6.3-1 Pérdidas de metal por Cavitación según Schroeter.....	327
6.3.1-1 Fotografía del Laboratorio Experimental sofisticado de la casa fabricante Hydroart s.p.a. de Italia para Turbinas Francis [Abril 1980].....	328
6.3.1-2 Fotografía del Laboratorio Experimental sofisticado de la casa fabricante HYDROART s.p.a. de Italia, para Turbinas Francis [Abril 1980].....	329
6.4-1 Potencia generada versus abertura de los álabes directores para una Turbina Francis, según P. Dériaz.....	330
6.4-2 Flujo en abertura pequeña de los álabes directores con agua central sin perturbaciones.....	331
6.4-3 Flujo en abertura parcial de los álabes directores con perturbación en la parte posterior de la dirección del agua.....	331
6.4-4 Forma de la vena vorticial con movimiento de precesión [P] alrededor del tubo de desfogue.....	332

<u>Fig. Nº</u>	<u>Pág.</u>
6.4-5 Centro del vórtice [Q] mostrando la dirección del recorrido en la Turbina con su respectivo movimiento de Precesión [P] alrededor del centro del tubo de desfogue...	333
6.4-6a La Descarga es impedida por la posición de Q.....	334
6.4-6b La descarga es libre por el desplazamiento de Q.....	334
6.4-7 Observación del flujo a una completa abertura de los álabes directores [100%] en el tubo de desfogue del prototipo de Turbina Francis Gilkes-Tutor.....	335
6.5-1 Superficie de discontinuidad según Helmholtz.....	336
6.5-2 Envolvimiento de la capa límite y formación del vórtice...	336
6.5-3 Superficie desviadora con un ángulo de 90° inmersa en un fluido real, produce la formación de 2 vórtices simétricos	337
6.5-4 Formación del Vórtice de Kármán.....	337
6.5-5 Diagrama de Velocidad a la salida del Rotor.....	338
6.5-6 Comportamiento del flujo en el tubo de desfogue, con un tipo de descarga co-axial, para una abertura de los álabes directores del 10%.....	339
6.5-7 Comportamiento del flujo en el tubo de desfogue, mostrando la formación de una hilera de vórtice tipificado por el movimiento de precesión [P], para una abertura de los álabes directores del 15%.....	339
6.5-8 Comportamiento del flujo en el tubo de desfogue correspondiente a un flujo perpendicular sin componente de rotación, sin vorticidad alguna, para una abertura de los álabes di-	

<u>Fig. N°</u>	<u>Pág.</u>
rectores del 20%.....	340
6.5-9 Comportamiento del Flujo en el tubo de desfogue, mostrando la formación de un número de pequeños vórtices que se forman por el decrecimiento de la presión absoluta, para una abertura de los álabes directores del 100%.....	340
6.5.1-1 Una depresión en A causa la excentricidad del vórtice Q, con movimiento de precesión en la dirección de A	341
6.5.1-2 Diagrama de velocidad para la figura 6.5.1-1.....	342
6.5.2-1 Una depresión en A causa la excentricidad del vórtice Q, con movimiento de precesión P en la dirección de B.....	343
6.5.2-2 Diagrama de velocidad para la Figura 6.5.2-1.....	343
6.5.2-3 Diagramas comparativos mostrando las razones de inestabilidad del vórtice en aberturas parciales en contraste con la estabilidad del vórtice para aberturas totales....	344
6.5.3-1 Algunas cavitaciones en aberturas grandes de los álabes directores pueden producir un vórtice inestable.....	345

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

La investigación en modelos a escala reducida de Turbinas Hidráulicas, en Laboratorios de experimentación, desarrolla un rol de fundamental importancia para la Ingeniería de diseño de Turbomáquinas Hidráulicas.

El Avance de la Tecnología de la construcción y materiales óptimos utilizados en las últimas décadas han llevado a desarrollar Turbinas Hidráulicas y Generadores Eléctricos de grandes dimensiones, que son utilizados, por supuesto, en Centrales Hidroeléctricas para la generación de energía eléctrica. Grandes grupos Turbina-Generadores del orden de 100 hasta 750 MW (megawattios) son usados actualmente en los países que disponen de recursos hidráulicos considerables y/o abundantes, tal es el caso de Centrales Hidroeléctricas como PAUTE FASE I, FASE II, FASE III y FASE IV, en el Ecuador, con un total de 20 Turbinas Pelton-Generadores de 100 MW c/u; Central Hidroeléctrica de LAGO DE ELIO en Italia con un total de 8 Turbinas Pelton-Generadores de 130 MW c/u, y por último, como ejemplo, el Proyecto ITAPARICA en Brasil con Turbinas FRANCIS que mueven Generadores Eléctricos del orden de 750 MW c/u.

Este diseño y construcción cada día más sofisticado, de grandes Turbomáquinas Hidráulicas no hubiera sido posible sin el estudio conti -

nuado de investigación en Laboratorios de los respectivos modelos a escala, para determinar sus límites de rendimientos máximos, límites de operación, curvas de isoeficiencia, determinación de los fenómenos de vorticidad crítica y coeficientes de cavitación.

Como es por todos conocido, toda Turbomaquinaria, debe ser probada en Bancos de Pruebas, para determinar, sus potencias máximas y mínimas, tanto a la salida de la Turbina, ésto es, la potencia desarrollada por la misma, como a la entrada de la Turbina, ésto es, la potencia entregada por el agua, además se debe determinar Torques, velocidades N (RPM), flujos (Q), Rendimientos, etc. Pero tratándose de Turbinas destinadas para Centrales Hidroeléctricas, ésto es imposible efectuar, por la magnitud de la maquinaria, es por lo tanto una de las razones de usar Laboratorios de Experimentación para determinar los rangos operacionales óptimos y críticos.

La Escuela Superior Politécnica del Litoral, dando un gran paso para el avance tecnológico de nuestro medio, inició hace pocos años su equipamiento en Laboratorios de este género, adquiriendo prototipos de Turbinas Hidráulicas tipo FRANCIS y Pelton, para iniciar las investigaciones tendientes a crear un patrón de investigaciones experimentales propio.

Prototipos, que si bien es cierto, no cuentan con todos los instrumentos sofisticados para investigaciones como las que realizan las

Casas Constructoras famosas de maquinarias hidráulicas como la HYDROART S.p.A. de Italia o la ESCHER WYSS LTD. de Suiza, son ya un inicio para el desarrollo investigativo experimental de Ingeniería y que forzosamente son los prototipos necesarios para iniciar este tipo de pruebas, previos a la adquisición de equipos más sofisticados.

Esta Tesis se refiere a la investigación de los límites de performance, curvas operacionales de iso-eficiencia, determinación de la vorticidad y cavitación óptimas y críticas en el flujo a la salida de la Turbina. Experimentos que se han efectuado en el PROTOTIPO DE TURBINA FRANCIS, marca GILKES-TUTOR del Laboratorio de Mecánica de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Superior Politécnica del Litoral, investigación completa que comprende muchos factores que en este trabajo han sido expuestos, debido a que se demuestra experimental y analíticamente mediante cálculos, tablas, curvas y diagramas que forman un libro técnico o manual patron de experimentos sobre Turbinas FRANCIS que el suscrito ha desarrollado.

Por lo tanto en esta Tesis, vamos a tratar en una forma completa, profundizando técnicamente las diversas etapas de la investigación y comparando su uso en la práctica operacional de Turbinas Hidráulicas Francis usadas para la generación de energía eléctrica.

C A P I T U L O I

CARACTERISTICAS GENERALES SOBRE TURBINAS HIDRAULICAS FRANCIS

1.1 REVISION HISTORICA DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

Las turbinas hidráulicas son turbinas que permiten la transferencia de energía del agua a un rotor provisto de ALABES, mientras el flujo pasa a través de éstos.

Cuando el paso del agua por el rotor se efectúa en dirección radial, las máquinas se llaman radiales, de las cuales el tipo más representativo es la turbina FRANCIS.

Cuando el paso por entre los álabes se hace en dirección del eje de la máquina, se dice que ésta es de tipo AXIAL, tipo al cual pertenecen las turbinas KAPLAN y la turbina PELTON, aunque a esta última se la clasifica también como turbina tangencial, por la forma particular de ataque del agua al rotor.

Por otra parte, si la turbina aprovecha solamente la energía cinética del agua, se denomina de IMPULSO, de la que es ejemplo característico la PELTON.

Cuando la turbina es capaz de utilizar la energía estática del agua se llama de REACCION, como son la FRANCIS y la KAPLAN.

El grado de reacción en estas máquinas es siempre inferior a la unidad, lo que quiere decir que también pueden aprovechar la energía dinámica del agua.

Las tres turbinas mencionadas, FRANCIS, KAPLAN y PELTON son conocidas como las tres grandes, por ser las principales turbinas hidráulicas empleadas en la actualidad.

La turbina Francis, es en la actualidad, la turbina hidráulica típica de reacción de flujo radial. Lleva este nombre en honor al ingeniero James Bichano Francis (1815-1892), de origen inglés y que emigró a los Estados Unidos, donde fue encargado de realizar algunos aprovechamientos hidráulicos, utilizando turbinas centrífugas, esto es con recorrido radial del agua de afuera hacia adentro.

Ya Samuel Dowd había obtenido una patente de la turbina centrífuga en 1838, pero los perfeccionamientos introducidos por Francis fueron de tal naturaleza que se le dió su nombre.

La turbina Francis ha evolucionado mucho en el curso de este siglo, encontrando buena aplicación en aprovechamientos hidráulicos de características muy variadas de carga y caudal.

La turbina KAPLAN debe su nombre al ingeniero Víctor Kaplan (1876-1934), profesor de la Universidad Técnica de BRNO en Checoslovaquia, quien concibió la idea de corregir el paso de los álabes automáticamente con las variaciones de la potencia. Una

técnica constructiva de las turbinas hidráulicas poco desarrollada al comienzo del siglo, hacía concebir la idea de Kaplan como irrealizable. Pero con el avance del siglo progresaba el desarrollo tecnológico y la construcción de la turbina KAPLAN fue imponiéndose, primero en Europa y después en el mundo entero. Incluso va invadiendo el campo de cargas medias en el que la Francis parecía ser insustituible. En la actualidad la turbina KAPLAN encuentra aplicación en una gama de cargas que varía aproximadamente de 1 metro a 90 metros de saltos de agua.

La turbina PELTON debe su nombre a Lester Allan Pelton (1829-1908) quien buscando oro en California, concibió la idea de una rueda con cucharas periféricas que aprovechara la energía cinética de un chorro de agua, proveniente de una tubería de presión, incidiendo tangencialmente sobre la misma. Ensayó diversas formas de álabes hasta alcanzar una patente de la rueda en 1880, desde cuya fecha ha tenido gran desarrollo y aplicación.

Las turbinas de impulso o de acción tienen la característica de aprovechar solamente la energía cinética del fluido, no existe pues, gradiente de presión entre la entrada y la salida de la máquina. El grado de reacción es cero.

1.2 GENERALIDADES SOBRE TURBINAS FRANCIS

Como ya hemos dicho, la Turbina Francis ha evolucionado mucho en el transcurso de este siglo, encontrando buena aplicación en apro-

vechamientos hidráulicos de características muy variadas de carga y caudal. Se encuentran turbinas Francis en saltos de agua de 30 metros como también en saltos de 550 metros y con caudales que a veces alcanzan 200 metros cúbicos por segundo. Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo hasta el momento actual.

De acuerdo con la disponibilidad de la carga sobre el caudal o viceversa, se originan algunas particulares características en la máquina, que dan lugar a dos tipos, no siempre completamente definidos:

- a) La turbina Francis Pura
- b) La turbina Francis Mixta

a).- Turbina Francis Pura:

En la Francis puramente radial, Fig. (1.2-1), prácticamente toda la transferencia energética de fluido a rotor se efectúa mientras el agua pasa a través de los álabes, todo el tiempo, en dirección radial y de afuera hacia adentro, con un aprovechamiento máximo de la acción centrípeta, para lo cual se procura siempre dar al agua un recorrido radial relativamente largo, que hace crecer al término

$$\frac{U_1^2 - U_2^2}{2gc} \quad (\text{Ec. 1.2-1})$$

donde:

U_1 = Velocidad tangencial del ALABE o de ARRASTRE del

fluido a la entrada

U_2 = Velocidad tangencial del ALABE o de ARRASTRE del fluido a la salida.

g_c = constante gravitacional = $32.2 \left[\frac{\text{Lbm-pie}}{\text{Lbf-seg}^2} \right]$

La ecuación (1.2-1) constituye la carga estática debida a la acción centrífuga o reacción inercial del fluido producida por la aceleración normal creada con el arrastre del fluido por los álabes en su rotación alrededor del eje de la máquina.

La ecuación (1.2-1) representa, pues, el trabajo o energía debido a la acción centrífuga.

Sin embargo, volviendo al análisis de la turbina FRANCIS puramente RADIAL, se hace difícil el desfogue central, por lo que el gasto se halla en cierta manera limitado.

Se justifica este tipo de Francis PURA en los saltos de agua con cargas relativamente grandes y caudales relativamente reducidos.

b).- Turbina Francis Mixta:

En la Francis Mixta, Fig. (1.2-2), el agua recorre los álabes en dirección radial y de afuera hacia adentro sólo en una parte de los mismos, en la parte superior, terminando el agua su

recorrido por entre los álabes en dirección AXIAL, vertical hacia abajo en las máquinas de eje vertical, en cuya fase final trabaja como turbina axial.

La ponderación de la acción radial y de la axial pueden establecerse en forma gradual según las exigencias de la carga y caudal disponible.

Evidentemente la acción axial se acentúa cuando aumenta el caudal con relación a la carga para una determinada potencia.

La disposición del rodete para un recorrido axial del agua, permite desalojar gran caudal.

En la turbina Francis Mixta, para lograr la doble acción, los álabes deben tener un alabeo muy particular, que los hace aparecer alargados en dirección axial, presentando conjuntamente una forma obocordada que, naturalmente, facilita el desfogue de mayor caudal.

De esta forma, es que la TURBINA FRANCIS MIXTA tiene aplicación en saltos de agua de cargas medianas y relativamente grandes.

Ahora bien, si el Rotor de la turbina con sus álabes, es el elemento básico de la turbina, pues en él se logra la transferencia energética. Complementan la turbina Francis otros elementos u órganos auxiliares que contribuyen a que la ce-

sión de energía del agua pueda realizarse con buen aprovechamiento.

Así los órganos principales de una turbina Francis en el orden del paso del agua son: La Cámara de Descarga o Carcasa, el Distribuidor, Anillo de Regulación del Distribuidor, El Rotor y el Tubo de Desfogue o Tubo de Aspiración.

En la figura (1.2-3) se representa un corte de una turbina FRANCIS donde se aprecia el recorrido del agua por los diferentes elementos.

1.- LA CAMARA DE DESCARGA O CARCASA. CAMARA ESPIRAL

La parte por la que entra el agua en la turbina se denomina CAMARA DE DESCARGA. (Ver 2 en la figura 1.2-4). Es un ducto alimentador, de sección generalmente circular y diámetro decreciente, que circunda al ROTOR. (Ver 1 en la Figura 1.2-4). Esta cámara de descarga o carcasa provee el fluido necesario para la operación de la turbina.

El material que se usa para su construcción es generalmente láminas de acero, también se la construye de hormigón.

De la cámara de descarga, pasa el agua al distribuidor, guiada por unas paletas direccionales fijas a la CARCASA o CAMARA, que forman los portillos de acceso.

2.- EL DISTRIBUIDOR

Lo constituye una serie de álabes directores en forma de persiana circular, cuyo paso se puede modificar con la ayuda de un servomotor, lo que permite imponer al fluido la dirección de ataque exigida por el ROTOR y además regular el gasto de acuerdo con la Pótenencia solicitada a la turbina, desde valores máximos hasta un valor cero, en posición cerrada. (Ver 6 SERVOMOTOR en la Fig. 1.2-4). Esto es para regular el caudal de agua que entra en el ROTOR se utilizan los ALABES o paletas directrices, situadas en forma circular y este conjunto es lo que se conoce como distribuidor. (Ver 4 en figura 1.2-4).

Cada una de las paletas directrices se mueve sobre un pivote, de tal forma que lleguen a tocarse en la posición de cerrado, en cuyo caso no entra agua en el ROTOR, y cuando tienen sus caras casi paralelas en la posición de abierto, el caudal de agua recibido por el ROTOR es máximo. (Ver figura 1.2-5).

Es necesario indicar que, en el DISTRIBUIDOR se transforma parcialmente, la Energía de Presión en Energía Cinética.

3.- ANILLO DE REGULACION DEL DISTRIBUIDOR

El conjunto de ALABES o paletas directrices del distribui-

dor se acciona por medio de un anillo móvil (Ver 5 en la figura 1.2-4), al que están unidas todas las paletas directrices, y este anillo móvil a su vez, está accionado por el regulador de velocidad de la turbina.

4.- ROTOR

El ROTOR está conformado por los propios ALABES, los cuales están montados en un plato perpendicular al eje de la máquina, de cuyo plato arrancan siguiendo la dirección AXIAL, tomando en forma progresiva un alabeo y abriéndose hacia la dirección radial, con lo que el conjunto presenta forma ABOCARDADA, tanto más acentuado cuanto mayor sea la acción axial exigida a la turbina. Los álabes se fijan en su extremo final por un anillo para dar la debida rigidez al conjunto. (Ver la figura 1.2-6).

5.- TUBO DE DESFOGUE

El agua, después de pasar por el Rotor, impulsando a éste y haciéndolo girar, sale por un tubo construido también de láminas de acero o de hormigón, que se denomina tubo de desfogue. (Ver 3 en la figura 1.2-4). Este tubo al dar salida al agua de la tubería al mismo tiempo procura una ganancia en carga estática hasta el valor de la presión atmosférica, debido a su forma divergente.

Se tiene así a la salida del Rotor una presión más baja

que la atmosférica y, por lo tanto, una gradiente de presión dinámica más alta a través del Rotor.

Su forma puede ser cónica, lo que se denomina tubo MOODY o más compleja cuando es ACODADA con una sección CONICO-ELIPTICA-CUADRANGULAR.

La forma acodada permite colocar el Rotor más próximo al NIVEL de aguas abajo, exigencia que se tiene particularmente en las máquinas de velocidad específica ALTA o sea, las FRANCIS MIXTAS, con mucha acción Axial, que se emplean con grandes caudales. (Ver figura 1.2-7).

Una vez que hemos descrito la turbina Francis Puramente Radial así como la Francis Mixta, y sus componentes, es necesario hablar de las dos tendencias de construcción y fabricación de las turbinas Francis de hoy en día:

TURBINA FRANCIS DE EJE VERTICAL

TURBINA FRANCIS DE EJE HORIZONTAL

La Turbina Francis representada en la Figura 1.2-8 es de EJE VERTICAL.

También se construyen turbinas FRANCIS de EJE HORIZONTAL, tal como la representada en el corte longitudinal de la figura (1.2-9). En este caso la cámara de descarga o cámara espiral, rodea verticalmente el ROTOR, mientras que

el tubo de desfogue sigue siendo vertical, como en el caso de la turbina Francis de EJE VERTICAL.

Para la elección de una turbina Francis de eje horizontal o de eje vertical, se tienen en cuenta diversos criterios, que vamos a resumir seguidamente.

La turbina Francis de eje horizontal presenta las siguientes ventajas:

- a) Separación completa de la turbina y el generador,
- b) Disposición ventajosa de la sala de máquinas ya que la turbina y el generador están situados al mismo nivel.
- c) Fácil montaje y sencilla instalación.
- d) Facilidad de reparaciones en la turbina y en el generador.

Respecto a la turbina de eje horizontal, la turbina Francis de eje vertical presenta los siguientes inconvenientes:

- a) La turbina y el generador ya no son completamente independientes, puesto que ambas máquinas han de estar soportadas por un cojinete axial común.
- b) Al estar superpuestos la turbina y el generador, se precisa construir una sala de máquinas de, por lo menos, dos plantas.
- c) El montaje e instalación son más difíciles.
- d) Los dispositivos de engrase (sobre todo del cojinete

axial) son más complicados.

- e) El costo es superior en aproximadamente, un 20% a igualdad de las demás condiciones.

En resumen, que la tendencia moderna es construir turbinas Francis de eje horizontal. Sin embargo, como las primeras turbinas Francis eran de eje vertical, las casas constructoras tienen mayor experiencia en la construcción de turbinas de este tipo, por lo que todavía se realizan muchas instalaciones con turbinas Francis de eje vertical. Sobre todo, es interesante el empleo de estas turbinas cuando, por razones del espacio disponible, conviene reducir la superficie de la sala de máquinas, todo lo que sea posible.

La forma de rodete y el perfil de los álabes dependen de las características de salto y caudal. Véase en las figuras 1.2-8 y 1.2-9 la diferencia que existe entre un rodete de turbina Francis para salto y velocidad medios y un rodete para pequeño salto y gran velocidad. Se apreciará en la figura que para aumentar la velocidad, se disminuye el diámetro del rodete, se aumenta la altura de este mismo rodete, y también se varía en ángulo de las paletas.

C A P I T U L O I I

IMPORTANCIA DEL PROYECTO

2.1 APLICACION DE LAS TURBINAS HIDRAULICAS

Las turbinas hidráulicas tienen formas constructivas muy variadas para adaptarse a las distintas características de altura y caudal de los saltos de agua que se han de aprovechar.

Hay turbinas de acción y turbinas de reacción.

Tenemos las turbinas Radiales si el agua choca radialmente sobre el rotor de la turbina. Turbinas Axiales, si el agua choca siguiendo la dirección del eje de la turbina y Turbinas Radiales-Axiales, si la entrada de agua se efectúa radialmente y la salida se la realiza en dirección del eje.

Por último, hoy en día se construyen turbinas de eje horizontal y turbinas de eje vertical.

Por lo general, las turbinas de Acción se emplean para saltos de agua de pequeño caudal y gran altura de salto.

Las turbinas de reacción se utilizan para saltos y caudales medios y también para saltos de gran caudal y poca altura. En la actualidad las turbinas hidráulicas se utilizan exclusivamente en centrales

eléctricas, de capacidades diversas siempre y cuando los proyectos hidráulicos se justifiquen económicamente.

Según la altura del salto, la potencia a desarrollar y la velocidad de la turbina, obtendremos una velocidad específica determinada y el tipo de turbina más adecuado. Teniendo en consideración este criterio es que se selecciona técnicamente el tipo de turbina para los proyectos hidráulicos.

Indudablemente, el aprovechamiento de la energía hidráulica, no hubiera sido posible sin la turbina. Pero este aprovechamiento hubiera sido muy limitado sin la conversión de la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica en los alternadores que, como sabemos, puede transportarse a largas distancias a través de líneas de transmisión de alta tensión del orden de 138 a 500 KV.

Esta característica de la Energía Eléctrica, ha permitido aumentar el radio de acción de los aprovechamientos hidráulicos.

Actualmente, la tendencia es la de realizar grandes aprovechamientos con embalses de cabecera, que determinan la regulación anual del río y usar depósitos reguladores, situados en lugares apropiados, con los que se consigue la regulación diaria o semanal. En conjunto, se pretende el aprovechamiento integral de un río o de una cuenca completa, ésto es, un río y todos su afluentes, mediante sucesivos saltos de agua, contruidos en los lugares más apropiados, ya sea en sitios de mayor desnivel o cuando el cauce es angosto y elevado porque entonces la presa resulta más económica de construir.

De ésto, que los tipos de centrales hidráulicas sean muy variadas, ya que en todos los casos la construcción de una central hidráulica depende de la especial situación del río, embalse, represa, etc., cuya energía se pretende aprovechar.

De este modo las centrales hidráulicas pueden clasificarse en:

- a) Centrales de Alta Presión: Alturas de salto hidráulico superiores a los 200 metros; como máquinas motrices se utilizan generalmente turbinas PELTON o para los saltos de menos altura, turbinas FRANCIS lentas.
- b) Centrales de Media Presión: Alturas de salto hidráulico comprendidos entre 20 y 200 metros; las máquinas motrices empleadas son las Turbinas Francis medias y rápidas, correspondiendo estas últimas a los saltos de menor altura dentro de los límites indicados.
- c) Centrales de Baja Presión: Alturas de salto hidráulico inferiores a 20 metros. Es la zona de utilización de las turbinas Francis extra-rápidas y sobre todo de las turbinas KAPLAN.

Y por último, dentro de la aplicación de las centrales hidráulicas, éstas se clasifican en:

- a) Centrales de agua corriente.
- b) Centrales de agua embalsada.

Las centrales de agua corriente se construyen en los sitios en que

la energía hidráulica disponible puede utilizarse directamente para accionar las turbinas de tal forma que, de no existir la central, esta energía hidráulica se desperdiciaría.

Como sabemos, el caudal de un río es variable en las diferentes estaciones del año; además en muchos casos, hay que contar con años de sequía y años de abundancia de agua. La Central de aguas corrientes puede construirse para el mínimo disponible de caudal, pero entonces en las épocas de abundante caudal, el exceso es desaprovechado; también puede construirse para el caudal máximo y en este caso, en las épocas de escasez de agua la central trabaja con poca carga y por lo tanto con bajo rendimiento, la solución más económica y lo que se emplea normalmente, es una solución media entre los dos extremos citados.

En las Centrales embalsadas, se consigue un embalse artificial, en el cual se acumula el agua que podemos aprovechar en la Central según las necesidades.

El embalse se consigue, generalmente, por medio de una presa situada en lugares apropiados del río, ya sea en sitios angostos como en márgenes rocosas.

De este tipo de centrales embalsadas es la Central del Proyecto Pisayambo, donde el emplazamiento de la presa se obtuvo en una garganta que forma el umbral de una cuenca lacustre localizada al noroccidente de la actual Laguna de Pisayambo.

Para precisar esta ubicación se efectuaron los presupuestos de proyectos de presas en diferentes localizaciones para igual volumen de embalse. Con esta presa se obtuvo un embalse de 90'000.000 de metros cúbicos de agua.

Del mismo tipo de centrales embalsadas es la Central Molino de la Primera etapa del Proyecto Paute que generará 500 MW utilizando 5 turbinas Pelton PV6 (de eje vertical y 6 inyectores) de 100 MW cada uno de Potencia, utilizando la Presa Amaluza que embalsará 120'000.000 de metros cúbicos de agua.

2.2 UTILIZACION DE LAS TURBINAS FRANCIS EN EL ECUADOR

Las centrales hidroeléctricas, como sabemos, utilizan los recursos naturales hidráulicos, ya sea aprovechando grandes saltos de agua, aprovechando la energía cinética que se gasta venciendo los obstáculos que oponen al libre curso de un río de gran caudal o utilizando en embalses o presas de gran capacidad el agua producto de precipitaciones pluviométricas de gran índice en tal o cual región, tal es el caso del Proyecto Hidroeléctrico PISAYAMBO, por exponer un ejemplo de una Central ya en operación (produciendo energía), cuyo principal recurso natural lo son las aguas embalsadas en una presa de tipo zonada, que permite un embalse de 90 millones de metros cúbicos, en la cual se regulan estacional e interanualmente las aguas de los ríos PISAYAMBO, TALATAG, QUIMOPACCHA y EL GOLPE.

Toda vez que la generación eléctrica instalada actualmente en el

País acusa un gran déficit, que coloca a nuestro País en los últimos lugares dentro del ámbito latinoamericano con 1.000 MW de Potencia instalada que solamente sirve en forma bastante deficiente a los mayores centros poblados, acusando una gran falta de energía en un gran porcentaje del País, exceptuando la Provincia del Guayas.

Para superar en parte esta deficiencia que puede producir un verdadero colapso económico, se debe llegar por lo menos a los 2 millones de kilowatios de potencia instalada (2.000 MW) al finalizar la primera mitad de la presente década (1980-1985). Con este objeto la primera preocupación de INECEL (Instituto Ecuatoriano de Electrificación) deberá ser, la de llevar adelante los estudios de aprovechamiento integral de los recursos hidroeléctricos que a través de centrales de grandes capacidades podrán proporcionar la energía necesaria a bajo costo de operación aprovechando los recursos naturales en los diferentes Proyectos Hidroeléctricos.

Se ha efectuado un amplio e intensivo estudio del Potencial energético de nuestros ríos, para identificar los aprovechamientos hidroeléctricos en una forma técnica y económicamente más convenientes.

El estudio señala que el Potencial lineal bruto de todo el País es del orden de 89'000.000 de kilowatios (kw) o sea 89.000 MW y que el potencial aprovechable en 18 cuencas hidrográficas estudiadas se estima sobrepasa los 20 millones de kilowatios (20.000 MW). Por lo tanto, dentro de esta cantidad de energía hidráulica aprovecha-

ble, las centrales hidroeléctricas estarán equipadas con turbinas, que se adapten a caudales, saltos, cargas y en general a los recursos hidráulicos, ya sean éstas, turbinas FRANCIS de EJE VERTICAL, FRANCIS de EJE HORIZONTAL, turbinas PELTON o turbinas KAPLAN.

Es decir debido a la variedad de recursos hidráulicos existentes en nuestro país, también serán de tipo variado los equipos instalados en las centrales de tal o cual Proyecto.

La importancia de la utilización de las turbinas Francis en el Ecuador es grande, debido a que estas turbinas como ya hemos mencionado en la parte 1.2 del Capítulo I, se adaptan a características muy variables de carga y caudal. Se las utiliza en saltos de 30 metros como también en saltos de 550 metros y con caudales que a veces alcanzan 200 metros cúbicos por segundo y otras de sólo 10 metros cúbicos por segundo.

Esta versatilidad ha hecho que la turbina Francis sea la turbina hidráulica más generalizada en el mundo hasta el momento actual.

Por ejemplo, en el Proyecto hidroeléctrico de PISAYAMBO, las características de altura y caída y de caudal hacían posible tanto la instalación de Turbinas Pelton como de Turbinas Francis. Luego de un análisis previo en el que se descartó la instalación de Turbinas Pelton de 2 inyectores por ser este tipo de máquina más lento y mucho más costosa, se determinó la conveniencia de concretar dicho análisis entre turbinas Francis de eje vertical, turbinas Pelton de 4 inyectores y Pelton de 6 inyectores. En este análisis se

consideraron para cada tipo de turbina los siguientes datos:

- Valor de la energía neta producida
- Costo de las Turbinas
- Costo de los Alternadores
- Costo de equipo de sustitución
- Costo de Mantenimiento
- Costo de Tuberías de Presión, y
- Costo de las Obras Civiles;

obteniéndose de los rubros una relación beneficio/costo para comparación, lo cual dió como resultado la selección de turbinas Pelton de 6 inyectores.

Es decir, las turbinas FRANCIS de EJE HORIZONTAL, EJE VERTICAL, las FRANCIS PURAS o MIXTAS desde el punto de vista Radial, o las Francis lentas, medias, rápidas o extrarápidas según a las RPM que giren, tienen todo el campo de aplicación en nuestro territorio tan variado geográfica e hidráulicamente hablando.

Además, con los Proyectos hidroeléctricos que están en fase de estudio y con los proyectos que se inician a construir como AGOYAN, tienen las turbinas Francis su aplicación asegurada en la Producción de Energía para nuestro País.

Cabe indicar que el Proyecto Agoyán, compuesto de 2 turbinas Francis de 80 MW (80.000 kw) cada una de Potencia, está ya en fase de adquisición de la maquinaria habiéndose realizado a comienzos de este año (abril/80) los Cálculos Preventivos para determinar la

clase de turbina Francis que podría utilizarse aprovechando de esta forma, el mejor rendimiento que se pueda desarrollar.

La Central Agoyan constituye la primera etapa de un vasto proyecto hidroeléctrico que aprovechará la cuenca media del río PASTAZA con cuatro centrales colocadas en serie: AGOYAN, SAN-MARTIN-MUYO, SAN FRANCISCO II y PASTAZA-TOPO.

La capacidad total a instalarse en todo el Proyecto se estima en 695.000 kilowatios (695 MW), de los cuales corresponden a cada una de las centrales de la siguiente manera:

AGOYAN:	150.000 kw (150 MW)
SAN MARTIN-MUYO:	146.000 kw (146 MW)
SAN FRANCISCO II:	157.000 kw (157MW)
PASTAZA-TOPO:	242.000 kw (242 MW)

La Primera etapa del Proyecto PASTAZA, La CENTRAL AGOYAN, comprende una presa-gravedad de hormigón de 36 metros de altura con una longitud de coronación de 270 metros, para formar un embalse de regulación diaria con un volumen útil de 760.000 metros cúbicos. Completa la construcción de una casa de máquinas subterránea en la cual se instalarán dos (2) turbinas Francis de 75 a 80 MW de potencia instalada y que generarán 72.8 MW (72.800 kw) c/u. en la mínima condición de carga de agua, con un cabezal neto mínimo de 143 metros, girando a la velocidad mínima de 225 RPM, con una eficiencia mínima también de 95.3% cuando la descarga tiene el valor de 58.3 metros cúbicos por segundo ($\text{mt}^3/\text{seg.}$).

Otro Proyecto que debemos mencionar por su importancia y magnitud es el PROYECTO HIDROELECTRICO COCA, un Proyecto que se está estudiando para producir una Potencia total de 5.570 MW o sea 5'570.000 kw., será el Proyecto más importante en la historia de nuestro país, y está programado para que en el año 1990 entre en operación la ETAPA COCA I que es la Central SALADO compuesta de 4 turbinas FRANCIS de EJE VERTICAL de 140 MW de Potencia c/u., para dar un total de 560 MW en esta ETAPA.

El Potencial lineal bruto de la cuenca, calculado en base al caudal medio es igual a 4.803 MW de los cuales se puede aprovechar económicamente cerca de 2.660 MW, de éstos 2.210 MW se concentran en el curso principal medio hasta el CODO SINCLAIR y 450 MW en los afluentes.

Los estudios de Prefactibilidad, definieron un esquema de desarrollo hidroeléctrico en el curso principal del RIO QUIJOS-COCA, desde la confluencia de los RIOS COSANGA y QUIJOS hasta CODO SINCLAIR.

El aprovechamiento integral contempla utilización de las aguas reguladas por 4 grandes embalses construidos en serie a lo largo del río, en cinco (5) centrales: BORJA: EL CHACO: BALSAS y SALADO, con casa de máquinas a pie de presa y una Central Subterránea en el CODO SINCLAIR mediante la derivación de los caudales en el sitio MALO. La capacidad a instalarse se estimó en 5.570 MW, como se detalla en el siguiente cuadro. 2.2-1

Es decir, la aplicación y utilización de Turbinas Francis en el de-

sarrollo hidroeléctrico de nuestro país es grande, como hemos visto a través de los Proyectos PISAYAMBO en las Fases de estudio. Después la utilización segura en el Proyecto Pastaza I ETAPA (AGOYAN) y en las etapas I, III, IV y V del Proyecto COCA donde predominan las turbinas Francis. Faltando todavía por determinar qué clase de Turbina usarán las otras etapas del Proyecto Pastaza, así como en los demás proyectos como TOACHI, JUBONES, MONTUFAR, CHIMBO, Cuenca del RIO GUAYAS, etc. Y por último su aplicación será prácticamente forzada con el transcurso de los años, en que los combustibles escasearán seriamente también en nuestro País, siendo la operación de centrales hidroeléctricas de primordial importancia, aunque sus costos de adquisición, instalación y construcción son altamente elevados, se justificará ante la operación y funcionamiento económico durante 30 a 40 años que tienen de vida útil los equipos electromecánicos instalados.

Debido a esta razón es que se tomó en consideración EL COSTO DE SUSTITUCION DE LOS EQUIPOS, por el hecho de que las obras de infraestructura civil tiene el doble o más de vida útil que el equipo electromecánico, pudiendo este último ser sustituido mientras las condiciones de COSTO/OPERACION lo permitan.

C A P I T U L O III

ANALISIS DE INGENIERIA

3.1 ANALISIS HIDRAULICO DEL FLUJO A TRAVES DE LA TURBINA FRANCIS

En la Figura 3.1-1 se muestra en esquema el Rotor de una Turbina FRANCIS con los diagramas de velocidades a la entrada y a la salida del ROTOR.

También en la Figura 3.1-2 se indica en forma práctica, sobre el diagrama de una turbina FRANCIS, el diagrama de velocidades a la entrada del rotor de la turbina.

El agua ataca los álabes con una velocidad V_1 que tiene su origen en los órganos que preceden al ROTOR. La incidencia en el álabe se produce bajo un ángulo condicionado por la posición del distribuidor, pero siempre de forma que se tenga una componente tangencial de la Velocidad absoluta del Fluido (V_{u1}) positiva, ésto es, en el sentido U_1 , o de giro del Rotor. Así, el producto $U_1 V_{u1}$ será positivo como conviene a una turbina según la ecuación de EULER de la transferencia

$$H = \frac{1}{gc} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad \text{Ec. (3.1-1)}$$

la velocidad relativa a la entrada (V_{r1}) queda definida por el

Vector V_1 de la velocidad absoluta y el Vector U_1 de la velocidad de arrastre, de acuerdo con la ecuación vectorial:

$$\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{V}_{r1} \quad \text{Ec. (3.1-2)}$$

Esta velocidad relativa V_{r1} , del agua respecto al álabe, no debe producir separación ni choque contra el álabe en la operación de la turbina para las condiciones de diseño, sino dar lugar a una acción o empuje útil sobre el álabe que determine un momento angular positivo máximo sobre el eje del Rotor.

A la salida del agua del Rotor, la Velocidad V_2 conviene que sea radial o casi radial, para evitar circulación de fluido innecesaria y pérdidas de energía. Para ello, los valores de la velocidad de arrastre U_2 y la relativa V_{r2} que condiciona el álabe, deben ser de la magnitud y dirección que exige la ecuación vectorial

$$\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{V}_{r2} \quad \text{Ec. (3.1-3)}$$

Esto se logra con un diseño adecuado del álabe que, ha de girar a una velocidad determinada.

Tratándose de velocidades subsónicas, como es el caso del agua en las turbinas hidráulicas, los contornos de los álabes en los bordes de fuga mandan al fluido. No es así en la incidencia, donde pueden producirse fenómenos de separación o choque.

Si V_2 es radial, $V_{u2} = 0$ y la ecuación de la transferencia (3.1-1) se reduce a:

$$H = \frac{U_1 V_{u1}}{gc} \quad \text{Ec. (3.1-4)}$$

que es la carga que actúa sobre la maquinaria.

También debe procurarse que la V_2 sea pequeña en magnitud a fin de que la energía residual sea mínima y se obtenga un mejor coeficiente de utilización, ya que como se sabe, viene dado por:

$$\epsilon = \frac{E}{E + \frac{V_2^2}{2gc}} \quad (3.1-5)$$

donde

$$E = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2gc} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2gc} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2gc}$$

Se consigue reducir la magnitud de V_2 moviendo el borde de Fuga del álabe hacia la tangente al ROTOR, siempre dentro de los límites permisibles para el buen desfogue de la turbina.

Se procura que $V_{r2} = V_{r1} = V_r$, según conviene a una máquina Radial, o en todo caso que no difieran mucho las velocidades radiales.

Si la turbina trabaja fuera de las condiciones de diseño, como sucede al regular la Potencia de acuerdo con las exigencias del generador eléctrico a que va ligada la V_{r2} aumenta o disminuye en magnitud al aumentar o disminuir la POTENCIA; y como la U_2 permanece constante según conviene al generador, la V_2 se desvía en

algunos casos notablemente de la dirección radial. El valor de V_{u2} aumenta, unas veces en el sentido de giro y otras en sentido contrario, según se trate de carga parcial o sobrecargas; pero en cualquier caso se produce un giro del agua a la salida que hace bajar el rendimiento de la turbina.

Además la V_2 crece en magnitud lo que disminuye el coeficiente de utilización.

A veces se tolera una V_{u2} pequeña, como se representa en la Figura 3.1-1, correspondiendo a una velocidad absoluta más chica que mejora la utilización.

3.2 DETERMINACION DE LOS DIAGRAMAS VECTORIALES DE VELOCIDAD PARA LA TURBINA FRANCIS CORRESPONDIENTE AL LABORATORIO DE MECANICA DE FLUIDOS DEL DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA.

La Turbina a Reacción FRANCIS-GILKES-TUTOR del Laboratorio de Mecánica de Fluidos, tiene el distribuidor constituido por un sistema de álabes pivotantes que circunda al ROTOR, dispuestos en forma de persiana que puede abrirse o cerrarse según las necesidades de la turbina, con el auxilio de un servomotor regido por el gobernador del grupo turbina-generador, que regula la velocidad de giro.

El distribuidor tiene una placa transparente con el objeto de poder observar el movimiento de los álabes pivoteantes y el ángulo de reacción de los mismos.

Así mismo el tubo de desfogue de la turbina es de material transparente para poder observar los fenómenos de Vorticidad.

El distribuidor de una Turbina Francis tiene las siguientes funciones:

- a) Regula el gasto según exigencias de la Potencia.
- b) Convierte parcialmente la energía estática en energía dinámica para que así el líquido pueda atacar a los álabes del rotor y tenga lugar la transferencia energética.
- c) Dirige la velocidad absoluta del Fluido V_1 según una dirección determinada α_1 que da lugar a una componente radial V_{r1} de acuerdo con las exigencias del gasto, y a una V_{u1} tangencial necesaria para la transferencia de energía del agua al rotor. Es lógico que α_1 será pequeño en las FRANCIS PURAS y más grande en las FRANCIS MIXTAS.

En el gráfico 3.2-1 se puede apreciar y analizar mejor lo mencionado en este artículo.

Para los efectos de regulación de las turbinas Francis del Laboratorio, debemos tener en consideración lo siguiente:

- La Velocidad V_1 ataca el álabe del rotor según un ángulo α_1 condicionado por la posición del álabe del distribuidor. Figura 3.2-2 y de dirección de V_1 depende el gasto cuantificado por V_{r1} y la transferencia cuantificada por V_{u1} .
- La Magnitud de V_1 está condicionada por la carga de agua y en

general no se modifica con la regulación.

- La dirección de V_1 debe estar de acuerdo con la magnitud y dirección de U_1 y subordinada a la forma del álabe, ya que la dirección de la velocidad relativa del agua respecto al álabe V_{r1} debe producirse bajo un ángulo de ataque tal, que dé lugar a una acción máxima útil sobre el álabe, y en consecuencia a un momento angular máximo sobre el eje del rotor. El diagrama vectorial de estas tres Velocidades debe responder a la ecuación vectorial

$$\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{V}_{r1} \quad \text{Ec. (3.1-2)}$$

- Bajo estas condiciones, la componente radial de la velocidad V_{r1} tendrá un valor fijo, que determinará a su vez un valor fijo del gasto.

$$Q = A_o \times V_{R1} \quad \text{Ec. (3.2.-1)}$$

Siendo: A_o el área de paso lateral de Referencia.

Este valor del gasto $[Q = A_o \times V_{R1}]$, que lógicamente debe corresponder a un rendimiento máximo, suele ser en la Turbina Francis, del orden del 80% del caudal máximo con que puede trabajar la máquina, y está representada en la figura 3.2-3.

El rendimiento máximo en las turbinas Francis es del orden del 90% y en ciertos casos ha llegado al 94%.

- También se muestra en la Figura 3.2-2 el diagrama de Velocidades a la salida, considerando a V_2 radial.
- En la Figura 3.2-3 se han dibujado 3 triángulos de Velocidades a la entrada del ROTOR, correspondientes a tres posiciones del distribuidor, atendiendo a tres condiciones de trabajo de la turbina.
 - a) En condiciones de diseño de la turbina [V_1]
 - b) En condiciones de CARGA PARCIAL [V_1']
 - c) En condiciones de SOBRECARGA [V_1'']

Para los requisitos de diseño, los contornos del álabe móvil deben ser líneas de corriente, de manera que no se produzca separación o choque del agua contra el álabe. Se entiende así que, para un valor del ángulo del distribuidor se cumplan estas condiciones. Pero la turbina sirve para mover un generador eléctrico, cuya carga está condicionada por el servicio según necesidades de un Sistema Nacional de Transmisión Interconectado, que se refleja en la curva de demanda. Si por ejemplo, la demanda de energía se reduce, el generador debe disminuir la producción, o lo que es lo mismo, exige menor potencia de la turbina. Si, dado este caso, se conservara la misma potencia en la turbina, ésta tendería a incrementar su velocidad al encontrar menor resistencia en el generador.

Es entonces cuando entra en servicio el gobernador o regulador de la velocidad del generador, el cual se comunica con el ser-

vomotor que mueve el distribuidor de la turbina actuando de forma que reduce el ángulo α_1 a un nuevo valor α'_1 con lo cual se modifica la velocidad absoluta V_1 en dirección, aunque no en magnitud, pues ésta depende de H que permanece constante, dando lugar a una reducción del gasto y por ende de la Potencia de la turbina. La velocidad de giro del grupo turbina-generator se conserva, esto es, U_1 , permanece constante. Pero como puede observarse en la Figura 3.2-3, la dirección de V'_{r1} ya no corresponde al ángulo del álabe β_1 sino a un valor inferior, con lo que se produce una separación del agua del contorno del álabe, dando lugar a turbulencias y a pérdidas de energía que reducen el rendimiento. Este efecto se hace tanto más notable en las turbinas de reacción de alta velocidad específica con álabes fijos, como la FRANCIS MIXTA.

En ningún caso deben tolerarse rendimientos inferiores al 75%, siendo aconsejable, en caso contrario, parar la Unidad.

Si trabajando con potencial parcial se produce separación, operando con sobrecarga se originan choques contra el álabe, que dan lugar a vibraciones perjudiciales. Interpretando la Figura 3.2-3 podemos observar que al exigir más potencia a la turbina por alguna sobrecarga del generador, el gasto de agua debe aumentarse, o lo que es igual, la velocidad radial debe aumentar a un valor, por ejemplo V''_{r1} ; lo cual se logra aumentando el ángulo del distribuidor a un valor α''_1 con objeto de variar la dirección de la velocidad absoluta de entrada a un valor V''_1 . Al permane-

cer U_1 constante, la velocidad relativa viene dirigida ahora bajo un ángulo mayor que β_1 , produciendo un choque del agua contra el álabe y dando lugar a una reducción del rendimiento. Las sobrecargas toleradas en la turbina FRANCIS son del orden del 15 al 20% sobre las condiciones de diseño.

- En la salida del álabe los efectos son menos nocivos que a la entrada, pues como se trata de velocidades subsónicas, el álabe manda el agua, y la velocidad relativa sale siempre en la misma dirección. Sin embargo, como U_2 permanece constante para cualquier gasto y la velocidad radial varía su magnitud en la misma proporción que el gasto al ser $V_{R1} = V_{R2} = V_R$, resulta que la velocidad absoluta de salida V_2 se sale de la dirección radial que de ordinario tiene en las condiciones de diseño, apareciendo valores sensibles de $\pm V_{u2}$, que modifican la transferencia de energía, como se puede observar en la Figura 3.2-4. Aunque lo más perjudicial son los efectos de recirculación del agua, que perturban la descarga y reducen la recuperación de energía en el ducto de desfogue, disminuyendo el rendimiento global de la turbina.

3.3 DISTRIBUCION DE LA PRESION Y VELOCIDAD EN SISTEMAS CON VORTICE

ROTACION Y VORTICIDAD

La velocidad de Rotación de un elemento del Fluido, $\Delta x, \Delta y$, alrededor del eje puede expresarse en términos de los componentes de la velocidad u y v y sus incrementos en las direcciones x, y , como

se muestra en la Figura 3.3 , que es un diagrama de definición para el cálculo de la Rotación de un elemento Fluido.

Definiendo el sentido contrario a las manecillas del reloj como positivo, encontramos que la Velocidad de Rotación de la cara Δx del elemento es:

$$\frac{v + (\partial v / \partial x) \Delta x - v}{\Delta x} = \frac{\partial v}{\partial x} \quad \text{Ec. (3.3-1)}$$

y para la cara Δy es:

$$\frac{-[u + (\partial u / \partial y) \Delta y - u]}{\Delta y} = - \frac{\partial u}{\partial y} \quad \text{Ec. (3.3-2)}$$

donde el signo negativo se introduce para conservar la convención de que la rotación en el sentido contrario al movimiento de las manecillas de un reloj, es positivo.

La velocidad neta de Rotación del elemento del Fluido alrededor del eje z , es el promedio de la suma de la Rotación sobre las caras Δx i Δy .

$$\omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad \text{Ec. (3.3-3)}$$

En una forma similar:

$$\omega_x = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right) \quad \text{Ec. (3.3-4)}$$

y

$$\omega_y = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) \quad \text{Ec. (3.3-5)}$$

El Vector resultante de la Velocidad de Rotación es:

$$\omega = \frac{1}{2} (\nabla \times \mathbf{q}) \quad \text{Ec. (3.3-6)}$$

donde conforme a EULER, el campo de Velocidades ($\mathbf{q}$) está dado por

$$\mathbf{q} = iu + jv + kw$$

donde:

$$u = f_1(x, y, z, t)$$

$$v = f_2(x, y, z, t)$$

$$w = f_3(x, y, z, t)$$

i, j, k , son vectores de magnitud unitaria, dirigidos en las direcciones Positivas a los ejes x, y, z .

La magnitud de la ecuación (3.3-6) será:

$$|\omega| = \sqrt{\omega_x^2 + \omega_y^2 + \omega_z^2} \quad \text{Ec. (3.3-7)}$$

El vector $\nabla \times \mathbf{q}$ es el Rotacional del Vector velocidad y es conocido como Vorticidad, ζ

Las componentes de la Vorticidad son ξ, η y ζ , cada una de ellas es igual al doble de la componente correspondiente de la velocidad de rotación.

FLUJO IRROTACIONAL

Se define como aquel en el cual las componentes de la Velocidad de Rotación son iguales a cero:

$$w_x = w_y = w_z = 0$$

Por lo tanto:

$$\nabla \times \mathbf{q} = 0 ; \quad i$$

$$\frac{\partial w}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial z}$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial x} \quad \text{Ec. (3.3-8)}$$

$$\frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial u}{\partial y}$$

Los componentes de la rotación en coordenadas cilíndricas se transforman en:

$$2w_r = \frac{1}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} - \frac{\partial v_\theta}{\partial z}$$

$$2w_\theta = \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r} \quad \text{Ec. (3.3-9)}$$

$$2w_z = -\frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{v_\theta}{r} + \frac{\partial v_\theta}{\partial r}$$

y la correspondiente condición para el Flujo Irrotacional es:

$$w_r = w_\theta = w_z = 0$$

CIRCULACION

La circulación se define como la integral de línea de la componente tangencial de la velocidad, alrededor de cualquier contorno cerrado S , y la designaremos con la letra Γ

$$T = \oint \mathbf{q} \cdot d\mathbf{S} \quad \text{Ec. (3.3-10)}$$

donde un sentido positivo corresponde a una trayectoria de integración en el sentido contrario al de las manecillas del reloj, alrededor de la superficie limitada por S.

Aplicando este concepto a un elemento de fluido infinitesimal como el mostrado en la Figura 3.3 tendremos:

$$dT = \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) dx \cdot dy \quad \text{Ec. (3.3-11)}$$

Cuando usamos las ecuaciones (3.3-3) (3.3-4) (3.3-5) y (3.3-6) tenemos que la circulación es:

$$T = \iint_A 2\omega_z dA = \iint_A (\nabla \times \mathbf{q})_z dA \quad \text{Ec. (3.3-12)}$$

Si el flujo dentro de la región limitada por el contorno es completamente IRROTACIONAL, la circulación $T = 0$, ya que $\omega_z = 0$.

Las ecuaciones (3.3-10) y (3.3-12) son formas particulares del teorema de Stokes en dos dimensiones.

MOVIMIENTO CON VORTICIDAD

Consideremos las ecuaciones de Navier Stokes en coordenadas cilíndricas (r, θ, Z) , en términos de los componentes de la Velocidad v_r, v_θ i v_z , para un sistema de densidad y viscosidad constantes y Flujo Permanente de un fluido incompresible;

componente r:

$$\rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} - \frac{v_\theta^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [rv_r] \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right\} + \rho g_r \quad \text{Ec. (3.3-13a)}$$

componente θ

$$\rho \left(\frac{\partial v_\theta}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{v_r v_\theta}{r} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right) = - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} [rv_\theta] \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} \right\} + \rho g_\theta \quad \text{Ec. (3.3-13b)}$$

componente z

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right\} + \rho g_z \quad \text{Ec. (3.3-13c)}$$

La ecuación de continuidad, en coordenadas cilíndricas, para un fluido de densidad constante es:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (v_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (v_z) = 0 \quad \text{Ec. (3.3-14)}$$

Considerando las ecuaciones de NAVIER-STOKES alrededor del eje z , los componentes de la velocidad v_r i v_z son cero, no hay gradiente de presión en la dirección θ i v_θ no es función de z .

Suponiendo que z coincide con la dirección vertical h bajo estas condiciones, la ecuación de continuidad y las ecuaciones de movimiento se reducen a:

Ecuación de continuidad

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} v_{\theta} = 0 \quad \text{Ec. (3.3-15)}$$

Ecuación de NAVIER-STOKES

componente r:

$$\frac{v_{\theta}^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} \quad \text{Ec. (3.3-16a)}$$

componente θ :

$$0 = \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rv_{\theta}) \right] \quad \text{Ec. (3.3-16b)}$$

componente z:

$$0 = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = -g - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial h} \quad \text{Ec. (3.3-16c)}$$

Integrando la ecuación en θ obtenemos:

$$v_{\theta} = \frac{C_1 r}{2} + \frac{C_2}{r} \quad \text{Ec. (3.3-17)}$$

donde para poder calcular las constantes C_1 y C_2 debemos especificar las condiciones de frontera.

Podemos notar que la presión varía hidrostáticamente en la dirección vertical.

3.3.1 VORTICE FORZADO

La rotación de un fluido que se mueve como un sólido respec-

to a un eje se llama VORTICE FORZADO. Cada partícula del Fluido tiene la misma velocidad angular. Para analizar el Vórtice Forzado utilizamos un depósito cilíndrico de radio R , el cual se hace girar a una velocidad angular constante Ω , alrededor de un eje vertical. como se muestra en la figura (3.3-1)

El recipiente está parcialmente lleno con un líquido de peso específico γ . Las condiciones de Frontera son:

$$r = 0; v_{\theta} = 0; \quad \text{y por lo tanto } c_2 = 0$$

$$r = R; v_{\theta} = R\Omega; \quad \text{y por lo tanto } c_1 = 2\Omega$$

Reemplazando c_1 y c_2 en la ecuación (3.3-17)

$$v_{\theta} = \frac{2\Omega r}{2} + \frac{c_2}{r}$$

obtenemos

$$v_{\theta} = \Omega r \quad \text{Ec. (3.3-18)}$$

(que es la rotación de un cuerpo sólido)

La componente r de la ecuación (3.3-16a) se transforma entonces en

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \Omega^2 r$$

la ecuación para la componente z de la condición Hidrostática será:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial h} = -\rho g = -r$$

Reemplazando en el diferencial TOTAL, tenemos:

$$\partial p = \frac{\partial p}{\partial r} dr + \frac{\partial p}{\partial h} dh = \rho \Omega^2 r dr - \gamma dh$$

Integrando, obtenemos:

$$p = \rho \frac{\Omega^2 r^2}{2} - \gamma h + c_3$$

Usando las condiciones de Frontera tenemos que si:

$$r = 0: \quad h = h_0, \quad p = p_0.$$

obtenemos:

$$p - p_0 = -\gamma (h - h_0) + \rho \frac{\Omega^2 r^2}{2} \quad \text{Ec. (3.3-19)}$$

Donde el lugar geométrico de la superficie libre se obtiene haciendo $p = p_0$, y en cuyo caso

$$h = h_0 + \Omega^2 r^2 / 2g$$

Por lo tanto la superficie libre es un paraboloide de revolución.

La componente de Rotación ω_z , dada por la ecuación 3.3-9 puede ser calculada a partir de $v_\theta = r\Omega$, ecuación (3.3-18), que es la distribución de velocidades para el Vórtice Forzado

Por lo tanto

$$\omega_z = \frac{\Omega + \Omega}{2}$$

$$\omega_z = \Omega \quad \text{Ec. (3.3-20)}$$

La Vorticidad será:

$$\zeta = 2\omega_z = 2\Omega$$

$$\zeta = 2\Omega$$

$$\text{Ec. (3.3-21)}$$

Como se puede observar, el movimiento de un Vórtice Forzado es Rotacional, ya que fue generado por la transmisión de esfuerzos tangenciales.

También se puede deducir que la carga total

$$(p/\gamma + h + v\theta^2/2g)$$

no es constante sino que aumenta con el radio, como se puede observar en la Figura 3.3-1.

Cabe indicar también, que si un líquido encerrado en un depósito gira alrededor de un eje vertical a velocidad angular constante, después de un cierto intervalo de tiempo se mueve como un sólido.

No existe ninguna tensión de cortadura en el líquido y la única aceleración existente tiene dirección radial y sentido hacia el eje de Rotación.

La ecuación del movimiento en dirección vertical de un cuerpo libre demuestra que las condiciones hidrostáticas prevalecen a lo largo de una línea vertical, de aquí que la presión en cualquier punto del líquido está dada por el producto del peso específico por la distancia vertical desde la superficie libre.

3.3.2 VORTICE LIBRE

El Vórtice libre o Irrotacional tiene un movimiento donde cada partícula se mueve en un camino circular con una velocidad que varía inversamente con la distancia desde el centro.

En un Flujo Irrotacional la carga total es una constante a través de todo el Fluido. Por lo tanto:

$$\frac{p}{\gamma} + h + \frac{v\theta^2}{2g} = \text{cte} \quad \text{Ec. (3.3-22)}$$

Esta ecuación es constante a través de todo el campo de Flujo.

Diferenciando con respecto a r y agrupando términos, tenemos:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = - \rho v \theta \frac{\partial v \theta}{\partial r} \quad \text{Ec. (3.3-23)}$$

Así mismo, para la componente r de NAVIER-STOKES, tenemos:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{v\theta^2}{r} \quad \text{Ec. (3.3-24)}$$

Igualando los dos valores de $\partial p / \partial r$ e integrando, tenemos:

$$v\theta \cdot r = \text{cte} = C_4 \quad \text{Ec. (3.3-25)}$$

que es la condición de momento angular constante.

Por lo tanto el gradiente de presión radial es:

$$\frac{\partial p}{\partial r} = \rho \frac{C_4^2}{r^3} \quad \text{Ec. (3.3-26)}$$

Usando nuevamente la condición hidrostática, obtenemos:

$$\begin{aligned} dp &= \frac{\partial p}{\partial r} dr + \frac{\partial p}{\partial h} dh = \rho \frac{C_4^2}{r^3} dr - \gamma dh \\ p &= - \rho \frac{C_4^2}{2r^2} - \gamma h + C_5 \end{aligned} \quad \text{Ec. (3.3-27)}$$

Representando el Vortice libre o Irrotacional en la Figura
(3.3-2)

Usando las condiciones de Frontera mostradas en la Figura anterior tenemos que si,

$$r = \infty ; \quad h = h_0 ; \quad p = p_0$$

Reemplazando en la Ec. 3.3-27 obtenemos:

$$p - p_0 = \gamma(h_0 - h) - \rho \frac{c_4^2}{2r^2} \quad \text{Ec. (3.3-28)}$$

Donde el lugar geométrico de la Superficie libre cuando $p = p_0$, está dado por:

$$h = h_0 - \frac{c_4^2}{2gr^2} \quad \text{Ec. (3.3-29)}$$

Por lo tanto, la superficie libre es un hiperboloide de Revolución como se muestra en la Figura 3.3-2.

El hecho de que la circulación para un contorno que encierra al origen no sea cero, puede mostrarse usando cualquiera de las líneas de corriente circulares, las cuales están dadas por un valor constante de v_θ .

Con la definición de circulación, de las ecuaciones (3.3-10) y (3.3-25) tenemos:

$$T = \oint \mathbf{q} \cdot d\mathbf{s} = \int_0^{2\pi} v_\theta r d\theta = 2\pi c_4 \quad \text{Ec. (3.3-30)}$$

donde c_4 , en las ecuaciones anteriores, es:

$$c_4 = \frac{T}{2\pi}$$

La función de corriente para un Vórtice libre también se ob-

tiene a partir de la ecuación (3.3-25) ya que:

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = v_{\theta} = \frac{c_4}{r} = \frac{T}{2\pi r} \quad \text{Ec. (3.3-31)}$$

Entonces:

$$\psi = \frac{T}{2\pi} \int \frac{dr}{r} = \frac{T}{2\pi} \ln r \quad \text{Ec. (3.3-32)}$$

donde, de acuerdo con la convención anterior sobre los signos, la dirección de la Rotación será en sentido inverso al de las manecillas del reloj.

El hecho de que el movimiento es Irrotacional puede verificarse calculando la componente de la velocidad ω_z con $v_{\theta} = \text{cte}/r$, que es la distribución de velocidades para el vórtice libre.

De aquí tenemos:

$$\omega_z = \frac{\text{cte}}{r^2} - \frac{\text{cte}}{r^2} = 0$$

siempre y cuando r sea diferente de cero.

Independientemente de que el Fluido no ocupe el espacio en $r = 0$, ó que el fluido en $r = 0$ esté sufriendo un movimiento rotacional, como en un Vórtice libre, como se muestra en la línea punteada de la Figura 3.3-2, el perfil corresponderá al de un Vórtice combinado de Rankine.

Esto es lo que sucederá si el desagüe colocado en el fondo del depósito se cierra súbitamente y el movimiento del Fluido se disipa a través de la acción viscosa.

3.4 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL MAXIMO PERFORMANCE DE UNA TURBINA FRANCIS.

Entre los factores que influyen en el rendimiento de una turbina Francis tenemos: El Coeficiente de Utilización, el Grado de Reacción y la Regulación de la Potencia en el distribuidor.

3.4.1 COEFICIENTE DE UTILIZACION

Debido a que el agua no puede ceder toda su energía al Rotor a su paso por entre los ALABES, necesita conservar una energía cinética residual para que pueda correr hasta la descarga, manteniendo unas condiciones de Flujo Estable.

De esta forma definimos como FACTOR DE UTILIZACION a la relación de Energía Utilizada sobre Energía Utilizable, y lo definimos con la letra ϵ .

$$\epsilon = \frac{\text{ENERGIA UTILIZADA}}{\text{ENERGIA UTILIZABLE}} = \frac{E}{E + \frac{V_2^2}{2gc}}$$

$$\epsilon = \frac{\frac{V_1^2}{2gc} - \frac{V_2^2}{2gc} + \frac{U_1^2}{2gc} - \frac{U_2^2}{2gc} + \frac{V_{r2}^2}{2gc} - \frac{V_{r1}^2}{2gc}}{\frac{V_1^2}{2gc} - \frac{V_2^2}{2gc} + \frac{V_2^2}{2gc} + \frac{U_1^2}{2gc} - \frac{U_2^2}{2gc} + \frac{V_{r2}^2}{2gc} - \frac{V_{r1}^2}{2gc}}$$

$$\epsilon = \frac{\frac{V_1^2}{2gc} - \frac{V_2^2}{2gc} + \frac{U_1^2}{2gc} - \frac{U_2^2}{2gc} + \frac{V_{r2}^2}{2gc} - \frac{V_{r1}^2}{2gc}}{\frac{V_1^2}{2gc} + \frac{U_1^2}{2gc} - \frac{U_2^2}{2gc} + \frac{V_{r2}^2}{2gc} - \frac{V_{r1}^2}{2gc}} \quad (\text{Ec.3.4-1})$$

Como se puede observar, este Factor de Utilización siempre

será menor que la Unidad, o sea $\epsilon < 1$

3.4.2 GRADO DE REACCION

La turbina Francis como máquina motriz tiene como expresión de la energía transferida, bajo la Forma de EULER, la siguiente ecuación:

$$E = \frac{1}{gc} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad \text{Ec. (3.4-2)}$$

donde; E representa la energía por unidad de masa de Fluidos, o

$$H = \frac{1}{gc} (U_1 V_{u1} - U_2 V_{u2}) \quad \text{Ec. (3.4-3)}$$

donde; H representa unidades de longitud en pies o metros, que equivale a que la energía venga dada por unidad de peso.

Empleando la expresión de la energía transferida bajo la Forma de Componentes Energéticos para las turbinas tenemos:

$$E = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2gc} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2gc} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2gc} \quad \text{Ec. (3.4-4)}$$

donde:

V_1 = Velocidad absoluta del Fluido a la entrada

V_2 = Velocidad absoluta del Fluido a la salida

U_1 = Velocidad tangencial del álabe o de arrastre del Fluido a la entrada.

U_2 = Velocidad tangencial del álabe o de arrastre del fluido a la salida.

V_{r1} = Velocidad relativa del Fluido respecto al álabe a la entrada.

V_{r2} = Velocidad relativa del Fluido respecto al álabe a la salida.

Analizando la ecuación (3.4-4), tenemos que el primer término es una expresión de la carga dinámica, y los 2 términos restantes expresan la carga estática.

Como sabemos, la turbina Francis es del tipo de Reacción y como tal trabaja en ducto cerrado. El grado de Reacción que cuantifica la proporción de carga estática aprovechada sobre la carga efectiva total, está expresado por GR;

$$GR = \frac{\frac{U_1^2 - U_2^2}{2gc} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2gc}}{\frac{V_1^2 - V_2^2}{2gc} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2gc} + \frac{V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{2gc}} \quad \text{Ec. (3.4-5)}$$

$$GR = \frac{U_1^2 - U_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2}{V_1^2 - V_2^2 + U_1^2 - U_2^2 + V_{r2}^2 - V_{r1}^2}$$

En las turbinas Francis, el grado de reacción [GR], está siempre comprendido entre cero y uno, y por lo general próximo a un medio, bien sea por encima o por debajo de este valor según las características del aprovechamiento, o lo que es igual, según el valor de la velocidad específica de la turbina.

Para la Francis Pura la Velocidad Específica es baja y relativamente es bajo el grado de Reacción.

La carga dinámica es alta por ser relativamente alta la car-

ga en este tipo de turbinas, dando lugar a velocidades absolutas de entrada altas, ya que éstas son proporcionales a la carga.

En La Francis Mixta, sucede lo contrario, las cargas son proporcionalmente más bajas, las velocidades específicas más altas y el grado de reacción [GR] más alto.

3.4.3 REGULACION DE LA POTENCIA

Las turbinas hidráulicas están acopladas rígidamente a un alternador, al cual mueve para generar energía eléctrica.

Este Alternador debe girar siempre a una Velocidad Fija, condicionada por la Frecuencia y el número de Polos. Sin embargo, la Potencia absorbida por el generador varía según las exigencias de la curva de demanda de energía eléctrica del sistema a que está conectado.

La turbina que mueve este alternador, tiene que poder modificar su potencia, en cada momento, de acuerdo con las necesidades del generador.

La regulación de la Potencia en la turbina se realiza por medio del distribuidor, modificando convenientemente el gasto.

La Potencia de una turbina está definida por las variables fundamentales Q y H según la ecuación (3.4-6)

$$P = \eta \gamma Q \cdot H$$

$$\text{Ec. (3.4-6)}$$

En un instante dado, la variación de la carga H , se hace muy difícil, ya que depende de la cota del agua en el nivel de aguas arriba del embalse que alimenta a la turbina, cuyo valor es constante en un momento dado. Es preciso, entonces, recurrir a la modificación de Q , para poder variar la Potencia.

Ahora bien, el caudal depende del Area de Paso y de Velocidad, según la ecuación de continuidad. En las turbinas de reacción, el agua tiene acceso al ROTOR por su área circunferencial lateral, correspondiente a la altura de los álabes del distribuidor, esto es, por un área normal a la dirección Radial, cuyo valor es constante en una turbina determinada.

Por lo tanto modificamos la Velocidad radial V_{r1} de paso por esa Area (A_O), o sea;

$$Q = A_O \times V_{R1} \quad \text{Ec. (3.2-1)}$$

siendo:

A_O = el área de paso lateral de Referencia.

La variación en magnitud de V_{R1} se logra cambiando la dirección de la Velocidad absoluta de entrada V_1 , lo cual se consigue con los álabes del distribuidor.

C A P I T U L O I V

DEFINICIONES

4.1 VELOCIDAD ESPECIFICA

La Velocidad Específica, es sin duda, el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina, pues relaciona no sólo al caudal y a la carga, variables fundamentales, sino también a la Velocidad de Giro, variable cinemática que sigue en importancia.

Para poder analizar este parámetro tan importante como lo es, la Velocidad específica, debemos definir primero las leyes de Funcionamiento de las turbomáquinas así como los coeficientes de funcionamiento.

4.1.1 LEYES DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBOMAQUINAS

Entre las Variables fundamentales que rigen la dinámica de los Fluidos en la turbomáquina se establecen relaciones o leyes que vinculan las características de una unidad con otras que operan a diferente velocidad o que son de distinto tamaño.

Las variables que rigen la mecánica de un Fluido en una turbomáquina se pueden reducir a las nueve de la Función implícita siguiente:

$$f(Q, H, P, M, N, D, \rho, \mu, E) = 0 \quad \text{Ec. (4.1.1-1)}$$

de donde:

Q = Capacidad o gasto volumétrico

H = Carga efectiva actuando sobre la máquina

P = Potencia Transferida

M = Par o momento

N = Revoluciones de Rotor por Unidad de tiempo/RPM

D = Dimensión geométrica

ρ = Masa específica

μ = Viscosidad absoluta del fluido

E = Elasticidad del Fluido

Las leyes del funcionamiento se establecen con las seis primeras variables, que son las fundamentales, como se indica en la Tabla 4.1-1, en donde

- La relación de proporcionalidad de Q con N y con D, sale de la ecuación de la continuidad.
- La relación de H con N y con D se deduce de la ecuación de EULER o de la ecuación de las componentes energéticas.
- La proporción de P con N y con D se obtiene de la expresión $P = \gamma Q H$.
- La proporción de M con N y con D sale de la relación:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi N}$$

Por análisis dimensional se pueden confirmar estas proporcionalidades entre estas seis (6) Variables Fundamentales que rigen a las turbomáquinas.

De estas 6 variables, las más trascendentales son Q y H, esto es, el caudal y la carga.

La ponderación de una u otra sobre el valor de la Potencia, es el principio básico para definir las características de una bomba o turbina.

A los valores de Q, H y P se ajustan la Velocidad y el tamaño, que según se observa, guardan con la Potencia la siguiente relación:

$$P \propto N^3 D^5 \qquad \text{Ec. (4.1.1-2)}$$

Los constructores de turbomáquinas juegan particularmente con estas variables N y D.

Para un valor determinado de la Potencia se puede reducir el tamaño a expensas de aumentar la velocidad de giro. Pero también ésta se halla limitada por las condiciones de cavitación en bombas y turbinas hidráulicas y por el peligro de vibración en compresores y turbinas de gas y de vapor.

Por lo tanto, más conveniente resulta incrementar la potencia a expensas del tamaño, ya que aquella crece proporcionalmente a la quinta potencia del diámetro.

El progreso en la Mecánica de Fluidos y de la tecnología de construcción están permitiendo unidades de gran Potencia en tamaño de máquinas relativamente reducidos. Cada día son menores el peso y el volúmen por caballo de Potencia.

4.1.2 COEFICIENTES DE FUNCIONAMIENTO

Si la variación de N y D es simultánea; de las leyes de funcionamiento obtenemos:

$$Q \propto ND^3$$

$$H \propto N^2D^2$$

$$P \propto N^3D^5$$

$$M \propto N^2D^5$$

Ec. (4.1.2-1)

Si introducimos, en estas relaciones, las cantidades que hacen congrüentes estas relaciones, obtenemos los coeficientes de Funcionamiento adimensionales siguientes:

$$\left. \begin{aligned} \text{Coeficiente de Capacidad o gasto} &= C_Q = \frac{Q}{N \cdot D^3} \\ \text{Coeficiente de CARGA} &= C_H = \frac{H \cdot gc}{N^2 \cdot D^2} \\ \text{Coeficiente de Potencia} &= C_P = \frac{P \cdot gc}{\rho N^3 \cdot D^5} \\ \text{Coeficiente del PAR o Momento} &= C_M = \frac{M \cdot gc}{\rho N^2 D^5} \end{aligned} \right\} \text{Ec. (4.1.2-2)}$$

Se han incluido gc y ρ para hacer adimensionales los coeficientes y que éstos puedan encontrar aplicación en las operaciones de similitud.

El coeficiente C_Q tendrá sentido en la similitud geométrica y cinemática.

Los coeficientes C_H , C_P y C_M en los casos de similitud dinámica.

4.1.3 VELOCIDAD ESPECIFICA

La expresión que da la velocidad específica se obtiene eliminando la variable geométrica D en las ecuaciones (4.1.2-2) que definen los coeficientes de Funcionamiento. Siendo éstos adimensionales, el grupo que resulte será también adimensional. La forma adimensional es la forma práctica de deducir la velocidad específica que tanta importancia tiene en las turbomáquinas.

Elevando a $1/2$ la expresión de C_Q y elevando a $3/4$ la expresión de C_H y dividiendo ordenadamente se elimina D y se tiene un parámetro adimensional [Nv.e.1] llamado velocidad específica.

$$\begin{aligned} \text{Nv.e.1} &= \frac{(C_Q)^{\frac{1}{2}}}{(C_H)^{\frac{3}{4}}} = \frac{\left(\frac{Q}{ND^3}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{H \cdot gc}{N^2 D^2}\right)^{\frac{3}{4}}} = \frac{\frac{Q^{\frac{1}{2}}}{N^{\frac{1}{2}} D^{\frac{3}{2}}}}{\frac{H^{\frac{3}{4}} \cdot gc^{\frac{3}{4}}}{N^{\frac{6}{4}} D^{\frac{6}{4}}}} \\ \text{Nv.e.1} &= \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{N^{\frac{1}{2}} \cdot D^{\frac{3}{2}}} \cdot \frac{N^{\frac{3}{4}} \cdot D^{\frac{3}{2}}}{H^{\frac{3}{4}} \cdot gc^{\frac{3}{4}}} = \frac{Q^{\frac{1}{2}} \cdot N}{H^{\frac{3}{4}} \cdot gc^{\frac{3}{4}}} \\ \text{Nv.e.1} &= \frac{N \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{gc^{\frac{3}{4}} \cdot H^{\frac{3}{4}}} \quad \text{Ec. (4.1-1)} \end{aligned}$$

Si ahora eliminamos D , elevando la expresión C_P a $\frac{1}{2}$ y la de C_H a $\frac{5}{4}$, resulta otra velocidad específica también adimension-

nal [Nv.e.2];

$$Nv.e.2 = \frac{(C_P)^{\frac{1}{2}}}{(C_H)^{\frac{5}{4}}} = \frac{\left(\frac{P \cdot gc}{\rho N^3 D^5}\right)^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{H \cdot gc}{N^2 D^2}\right)^{\frac{5}{4}}} = \frac{\frac{P^{\frac{1}{2}} \cdot gc^{\frac{1}{2}}}{\rho^{\frac{1}{2}} N^{\frac{3}{2}} D^{\frac{5}{2}}}}{\frac{H^{\frac{5}{4}} \cdot gc^{\frac{5}{4}}}{N^{\frac{10}{4}} \cdot D^{\frac{10}{4}}}}$$

$$Nv.e.2 = \frac{P^{\frac{1}{2}} \cdot gc^{\frac{1}{2}}}{\rho^{\frac{1}{2}} N^{\frac{3}{2}} D^{\frac{5}{2}}} \cdot \frac{N^{\frac{5}{2}} D^{\frac{5}{2}}}{H^{\frac{5}{4}} gc^{\frac{5}{4}}} = \frac{P^{\frac{1}{2}} \cdot gc^{-\frac{3}{4}} \cdot N}{\rho^{\frac{1}{2}} \cdot H^{\frac{5}{4}}}$$

$$Nv.e.2 = \frac{P^{\frac{1}{2}} \cdot N}{\rho^{\frac{1}{2}} \cdot gc^{\frac{3}{4}} H^{\frac{5}{4}}} \quad (EC.4.1-2)$$

El nombre de Velocidad específica deriva de que para valores unitarios de Q, H Y P, la Nve es proporcional a N.

La práctica ha determinado unos valores de la velocidad específica, no adimensionales, que resultan de medir las variables Q, H, P y N en unidades prácticas e industriales.

En el sistema Métrico;

Q se expresa en [Lts/seg]

H se expresa en [mts]

P en caballos vapor [CV]

N en [RPM]

En el sistema Inglés:

Q se expresa en [gpm] galones/minuto

H se expresa en [pies]

P se expresa en [HP]

N se expresa en [RPM]

En las turbinas, la velocidad específica práctica se deduce de la Ec. (4.1-2) y tiene la forma:

$$\eta_S = \frac{N \cdot P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} = \frac{[RPM][CV]^{\frac{1}{2}}}{[mts]^{\frac{5}{4}}} \quad \text{Para turbinas en el Sistema Métrico. Ec.(4.1-3)}$$

$$N_S = \frac{N \cdot P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} = \frac{[RPM][HP]^{\frac{1}{2}}}{[Pies]^{\frac{5}{4}}} \quad \text{Para turbinas en el Sistema Inglés Ec.(4.1.-4)}$$

La relación práctica que tienen los valores de estas velocidades específicas en los dos sistemas, se halla tomando en cuenta los factores de conversión de unidades:

$$\frac{\eta_S}{N_S} = 4.44 \text{ PARA TURBINAS} \quad \text{Ec. (4.1-5)}$$

4.2 CABEZAL NETO POSITIVO DE SUCCION (N.P.S.H.)

El Cabezal Neto Positivo de Succión, es conocido generalmente como N.P.S.H. (Net Positive Suction Head).

El Cabezal Neto de Succión Positiva (NPSH) se emplea con frecuencia en la especificación de condiciones mínimas de succión de una Turbomáquina.

Se lo define así:

$$\text{N.P.S.H.} = \frac{V_e^2}{2g} = \frac{p_a - p_v - \gamma H_s}{\gamma} \quad \text{Ec. 4.2-1}$$

donde:

V_e = Velocidad en el punto e.

p_a = presión atmosférica

p_v = Tensión de vapor

H_s = Diferencia de altura entre el punto (e) y el nivel de agua del sumidero.

Se realiza un ensayo en la máquina para determinar el valor máximo de H_s para la operación de la máquina sin disminución del Rendimiento y sin ruido ni daño inadmisibles. Después, a partir de este ensayo se calcula la NPSH de la ecuación 4.2-1.

Entonces será aceptable cualquier diseño de esta máquina para el cual la elevación de succión sea menor que H_s , hallado de la ecuación 4.2-1.

Nótese que H_s es positivo cuando el depósito de succión está por debajo de la turbomáquina, como se muestra en la Fig. 4.2-1.

Se puede formular una Velocidad específica de Succión (S) para unidades Homólogas eliminando (De) en las ecuaciones

$$\text{N.P.S.H.} = \frac{Ve^2}{2g} \sim \frac{Q^2}{D_4}$$

$$\frac{Q^2}{N \cdot D^5} = \text{cte} \quad \text{Ec. (4.2-2)}$$

obtenemos [S]

$$S = \frac{N \sqrt{Q}}{(NPSH)^{3/4}} \quad \text{Ec. (4.2-3)}$$

Cuando unidades distintas de una serie están operando bajo condiciones de cavitación, valores iguales de [S] indican un grado de cavitación semejante.

Cuando no hay cavitación, la ecuación no es válida.

Para cualquier bomba centrífuga el Cabezal Neto Positivo de Succión Requerido es el siguiente: El cabezal total de Succión en Pies de líquido (absoluto) determinado por la tobera de Succión o entrada y corregido para datos o referencias, sin la tensión de VAPOR del líquido (absoluto) en Pies. Se lo representa de la siguiente manera:

N.P.S.H._r = Cabezal Neto Positivo de Succión Requerido

Ahora tenemos que:

p_a = Presión Atmosférica (en pies de líquidos absolutos)

H_s = Cabezal de Succión total en Pies, Positivo o negativo, e

incluyendo $\frac{V^2}{2g}$ en la Succión.

De este modo en el caso de una turbina de prueba donde:

Hg = es la lectura del Medidor en Pies de líquido, tenemos que:

$$H_s = H_g + \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 4.2-4}$$

pv = tensión del Vapor en el líquido en Pies(absolutos)

Por lo tanto:

$$NPSH_r = p_a + H_s - p_v \quad \text{Ec. 4.2-5}$$

Sustituyendo

$$NPSH_r = p_a + \left(H_g + \frac{V^2}{2g} \right) - p_v \quad \text{Ec. 4.2-6}$$

$$\text{ó } NPSH_r = p_a + H_g + \frac{V^2}{2g} - p_v$$

$$\text{ó } NPSH_r = p_a - p_v + H_g + \frac{V^2}{2g}$$

Para definir el cabezal neto Positivo de Succión Disponible, tenemos que:

$NPSH_a$ = Cabezal Neto Positivo de Succión Disponible, el cual es el Cabezal total de succión debajo de la condición de trabajo sin la tensión de Vapor (absoluto) como en $NPSH_r$.

Tenemos que:

HS_a = Presión de Succión total disponible, la cual puede ser positiva o negativa y debe incluir $V^2/2g$

En la succión tenemos entonces:

$$NPSH_a = p_a + HS_a - p_v \quad \text{Ec. 4.2-7}$$

$$\text{pero } HS_a = H_s + \frac{V^2}{2g} \quad \text{Ec. 4.2-8}$$

Por lo tanto:

$$NPSH_a = p_a + \left(H_s + \frac{V^2}{2g} \right) - p_v \quad \text{Ec.4.2-9}$$

Para que una turbina opere o funcione con seguridad, sin riesgo y esté libre de cavitación, el $NPSH_a$ debe ser mayor que el $NPSH_r$ requerido por la turbina

$$NPSH_a > NPSH_r \quad \text{Ec.4.2-10}$$

4.3 CAVITACION A LA SALIDA DE LA TURBINA

Las turbomáquinas hidráulicas tienen limitada su velocidad debido al fenómeno de la CAVITACION.

El nombre cavitación viene de la formación de cavidades en el seno del líquido, definidas por burbujas de vapor dentro de la masa líquida y producidas por una vaporización local a causa de ciertas condiciones dinámicas, como pueden ser una alta velocidad

relativa y consecuentemente una reducción de la presión local hasta el valor de la tensión del vapor a la temperatura actual del líquido.

Estas condiciones suelen presentarse en la parte convexa de los álabes que confinan la zona de succión de una bomba o de descarga de una turbina, así como en la región periférica del rotor donde las velocidades tangenciales son altas.

En general, en todo punto en que se produzca una aceleración local suficiente para reducir la presión al valor del de vaporización.

La cavitación disminuye el rendimiento hidráulico, pero el efecto más grave es la erosión de los álabes, que se acentúa más y más una vez iniciada, obligando a revisiones periódicas de la máquina y a la reparación de la parte afectada.

La falta de masa local, producida por la cavitación en los álabes, puede dar lugar también a vibraciones del Rotor.

La teoría del Fenómeno de la Cavitación expuesta por Harvey y desarrollada años más tarde por KNAPP sostiene que en el seno del líquido se encuentran un número de núcleos gaseosos pequeños e indisolubles localizados en cavidades de pequeñas partículas sólidas no mojadas tales como el polvo.

Estos núcleos constituyen discontinuidades en la masa líquida y

le impiden soportar tensión, comenzando la cavitación. Un líquido perfectamente homogéneo mantiene una tensión alta y soporta un estado metastable aunque descienda la presión al valor de la vaporización, de acuerdo con la temperatura actual del líquido.

Los núcleos más grandes acentuarán la discontinuidad y acelerarán la cavitación.

La presencia de una capa de contorno parece facilitar este crecimiento.

Una burbuja de vapor formada por una reducción local de la presión eventualmente se destruye cuando es arrastrada a una zona de más alta presión y este colapso instantáneo de la burbuja produce una onda de presión que se transmite a través del líquido, alcanzando la superficie del material del álabe. Además, la mayor velocidad relativa se tiene precisamente en la proximidad de los contornos.

Asociada con la alta presión de impacto se tiene una temperatura local elevada, la combinación de las cuales puede ser suficiente para deteriorar el material.

La acción química se ha querido señalar como causa del ataque metálico, pero aunque puede ser un factor que contribuye a la erosión del álabe, se ha observado que los efectos de cavitación se presentan aún en materiales neutros como el plomo y el vidrio.

La cavitación es esencialmente un proceso inestable, ya que la onda de presión debida al colapso de la burbuja eleva momentáneamente el nivel de presión local, con lo que la cavitación cesa. El ciclo se repite y la frecuencia puede ser muy alta, hasta por encima de 25.000 ciclos/segundo. Se entiende que bajo tales condiciones de fluctuación, el líquido es sacudido y empujado hacia los poros del metal, produciendo compresiones locales que sobrepasan la resistencia del material y dañan las áreas afectadas.

La acumulación de bolsas de vapor relativamente grandes perturbaban el campo de Flujo y reducen el Rendimiento.

Al diseñar una máquina y proyectar su instalación debe procurarse que la cavitación no llegue a producirse, al menos en grado notable. Esto obliga a reducir velocidades de operación y a aumentar el peso y tamaño por unidad de potencia, así como a cuidar la posición de las turbinas respecto al nivel de aguas abajo, y la de las bombas respecto al nivel de succión.

El coeficiente de cavitación definido en función de la Velocidad específica, ayuda a resolver problemas en el diseño de una turbomáquina hidráulica.

4.4 ESTABLECER ECUACIONES PARA FLUJO VORTICIAL

En el Capítulo III, numeral 3.3.1 y 3.3.2, hemos deducido las ecuaciones para vórtice forzado y vórtice libre, siguiendo este orden, primero forzado y después libre, se llegó a las ecuacio-

nes 3.3-21 y 3.3-32, las cuales establecen el flujo vorticial.

Esto es:

a) VORTICE FORZADO

Ecuación 3.3-21

$$\mathcal{L} = 2 \Omega$$

donde Ω es la velocidad angular constante alrededor de un eje vertical, en la rotación de un fluido que se mueve como un sólido respecto a un eje, en un depósito cilíndrico de radio (R), y donde cada partícula del fluido tiene la misma velocidad angular.

b) VORTICE LIBRE

Ecuación 3.3-32

$$\Psi = \frac{T}{2\pi} \ln r$$

donde T es la circulación; y (r) es el radio del camino circular por donde se mueve el fluido en forma de vórtice libre o irrotacional, y donde cada partícula se mueve en un camino circular con una velocidad que varía inversamente con la distancia desde el centro.

C A P I T U L O V

EXPERIMENTACION Y LIMITES DE PERFORMANCE

5.1 DETERMINACION DE LAS CURVAS DE PERFORMANCE PARA LA TURBINA FRANCIS.

- Sabemos que la potencia desarrollada por la turbina Francis es BHP, y esta es igual a:

$$\text{BHP} = 2\pi \frac{N}{60} T \quad \text{Ec. 5.1-1}$$

donde: N = Velocidad de la turbina en revoluciones por minuto (RPM)

T = Torque aplicado a la turbina en Newton-mt.

Esto es: $T = F \times \ell$

donde: ℓ = longitud del brazo del torque en la turbina, el cual es igual a 0.16 mts.

F = la fuerza aplicada en newtons.

- Ahora, tenemos que de la ecuación de Bernoulli, podemos deducir el cabezal total a la entrada de la turbina y despreciando el valor de z , que es la diferencia de cabezal entre el punto de medición y la entrada a la turbina, debido a que el modelo de

la Turbina Francis del laboratorio es pequeño en comparación con turbo Francis e instalaciones de presas reales, consideramos a z como valor insignificante en los cálculos. Por lo tanto el cabezal total a la entrada de la turbina que lo llamamos $[H']$ es igual al cabezal estático $[H]$ + el cabezal de velocidad;

$$H' = H + \frac{V^2}{2g} + z \quad \text{Ec. 5.1-2}$$

donde $[H]$ es la lectura del cabezal de agua de entrada a la turbina en mts. (medidor de presión = manómetro)

V = Velocidad del agua en (mts/seg)

- Conocemos también que $Q = V.A.$

donde Q = Flujo en mts³/seg

V = Velocidad en mts/seg.

A = Area en mts²

Deduciendo $[V]$, tenemos

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$\text{donde } A_o = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad ; \text{ y}$$

D = diámetro de entrada a la turbina = 0.038 mts.

- Por lo tanto, si tomamos la primera línea de datos, de la Tabla de Datos 5.1-1 para cabezal igual a 15 mts, podemos calcular los valores que están tabulados en la tabla de cálculos 5.1-2 ,

que serán los datos con los cuales procederemos a graficar las curvas de performance obtenidas experimentalmente en el laboratorio para diferentes cabezales constantes, esto es:

15.0 mts.

12.5 mts

10.0 mts

7.5 mts; y

5.0 mts

En este ejemplo, usando las tablas 5.1-1 y 5.1-2 para cabezal de 15 mts y con 100% de abertura de los álabes directores del Flujo de agua de entrada a la turbina y con cero fuerza en el Freno de Prony, o sea con cero carga aplicada en el Freno, obtuve:

$$Q = 0.107 \text{ mts}^3/\text{min}$$

$$F = 0 \text{ Newtons}$$

$$N = 3575 \text{ RPM}$$

- Para tabular en la tabla 5.1-2 el Flujo en kgs/seg, tenemos que:

$$Q = 0.107 \frac{\text{mts}^3}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg.}} \times \frac{1000 \text{ Kgs}}{1 \text{ mt}^3}$$

$$Q = 1.78 \text{ Kgs/seg.}$$

- Ahora calculamos $[V]$ para después obtener $V^2/2g$, y continuar tabulando los cálculos, en este caso, en la tabla 5.1-2:

$$V = \frac{0.107 \frac{\text{mts}^3}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg.}}}{\frac{\pi}{4} (0.038)^2 \text{mts}^2} = 1.5724449 \frac{\text{mts}}{\text{seg}}$$

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{(1.5724449) \frac{\text{mts}^2}{\text{seg}^2}}{2(9.81) \frac{\text{mts}}{\text{seg}^2}} = \frac{(1.5724449)^2}{19.62} = 0.126$$

$$\frac{V^2}{2g} = 0.126 \text{ mts.}$$

Ahora podemos calcular el cabezal total a la entrada de la turbina $[H']$ con la ecuación 5.1-2

$$H' = H + \frac{V^2}{2g}$$

$$H' = 15 + 0.126$$

$$H' = 15.126 \text{ mts.}$$

valores que se tabulan en la tabla 5.1-2.

- Continuando desarrollando las fórmulas que necesitamos; tenemos que la potencia entregada por el agua a la turbina (H_s) es igual a:

$$H_s = H' \overset{\circ}{m} g \quad \text{Ec. 5.1-3}$$

donde $\overset{\circ}{m}$ = Flujo de masa del agua en kgs/seg.

$$m = \rho g Q$$

$$\text{donde } \rho = 1000 \text{ Kgs/mts}^3$$

Para este ejemplo con cabezal de 15 mts. con los valores obtenidos anteriormente y los datos de las tablas 5.1-1 y 5.1-2, tenemos:

$$H_s = (15.126)(1.78)(9.81) \text{ mts} \times \frac{\text{kgs}}{\text{seg}} \times \frac{\text{mts}}{\text{seg}^2}$$

$$H_s = 264.12 \text{ wattios}$$

Para la simbología usada en las curvas experimentales de esta tesis, tenemos que

$$H_s = \text{WHP}$$

Por lo tanto $\text{WHP} = 264.12 \text{ wattios}$

- Debemos deducir la unidad wattio obtenida para WHP:

conocemos que:

$$\text{Fuerza (Newton)} = \text{Masa (Kgs)} \times \text{Aceleración } \left(\frac{\text{mts}}{\text{seg}^2}\right).$$

Una fuerza de 1 newton es aquella que, aplicada a un sólido de 1 Kg de masa le comunica una aceleración de 1 metro por segundo en cada segundo.

La unidad de trabajo, y por tanto, la de energía, también es derivada; se llama Julio(J) y corresponde al trabajo realizado por una Fuerza de 1 Newton cuando su punto de aplicación se desplaza 1 metro en la dirección del movimiento.

$$1 \text{ newton} \times 1 \text{ mt} = 1 \text{ julio}$$

La unidad de potencia, en estas condiciones, se llama wattio (W) y corresponde al julio por segundo

$$1 \text{ julio/seg} = 1 \text{ wattio}$$

Por lo tanto:

$$\text{WHP} = \text{mts} \times \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times \frac{\text{mts}}{\text{seg}^2}$$

$$\text{WHP} = \text{wattios}$$

- Calculando la potencia desarrollada por la turbina BHP, con la ecuación 5.1-1, para nuestro ejemplo indicado en líneas anteriores, tenemos que:

$$\text{BHP} = \frac{2\pi NT}{60}$$

$$\text{BHP} = \frac{2(3.1416)(3575)(0 \times 0.16)}{60}$$

$$\text{BHP} = 0 \frac{\text{Newton} - \text{mt}}{\text{seg}}$$

$$\text{BHP} = 0 \text{ wattios}$$

- Por último también conocemos que la eficiencia $[\eta]$ es igual a la potencia desarrollada por la turbina [BHP] para la potencia entregada a la turbina [WHP], esto es;

$$\eta = \frac{\text{BHP}}{\text{WHP}} \times 100 =$$

Ec. 5.1-3

calculando, para la primera fila de datos en la tabla 5.1-2 tenemos que es igual a cero

$$\eta = 0\%$$

calculando, para la segunda fila de datos en la tabla 5.1-2, tenemos:

$$\eta = \frac{\text{BHP}}{\text{WHP}} = \frac{112.23}{321.78} = 0.3487 \times 100 = 34.87\%$$

$$\eta = 34.87\%$$

- como ya hemos indicado en líneas anteriores, hemos obtenido datos experimentales para diferentes cabezales, para diferentes porcentajes constantes de aberturas de los álabes directores del agua a la entrada de la turbina, con porcentajes de

100%

75%

50%; y

25%

En cada uno de los casos se ha mantenido el cabezal constante para cada porcentaje indicado de abertura de los álabes directores del agua, variando la fuerza (newtons) y con ello, directamente el Torque, o sea frenando la potencia libre de la turbina con una carga en el freno de Prony, carga que experimentalmente simula la carga que una turbina Francis, en la realidad tiene acoplado un generador eléctrico.

Variando la fuerza (Torque) se han logrado diversos flujos (kgs/seg) y velocidades N (RPM).

Se han tomado datos experimentales en las tablas:

5.1-1 con 15 mts. de cabezal constante

5.1-3 con 12.5 mts. de cabezal constante

5.1-5 con 10 mts. de cabezal constante

5.1-7 con 7.5 mts. de cabezal constante

5.1-9 con 5 mts. de cabezal constante

De igual forma se ha obtenido tablas de cálculos:

5.1-2 para 15 mts. de cabezal constante

5.1-4 para 12.5 mts. de cabezal constante

5.1-6 para 10 mts. de cabezal constante

5.1-8 para 7.5 mts. de cabezal constante

5.1-10 para 5 mts. de cabezal constante

Con estos datos y cálculos indicados en las tablas anteriores se han graficado las siguientes curvas que relacionan:

- Q [Flujo en kgs/seg] con N [RPM]
- T [Torque en Newton/mt] con N [RPM]
- BHP [Potencia desarrollada por la turbina en wattios] con N [RPM].
- WHP [Potencia entregada por el agua a la turbina en wattios] con N [RPM].
- η [eficiencia] con N [RPM]
- Curvas de isoeficiencia que relacionan Q y η con N [RPM]

- Curvas de velocidad de fuga, relacionadas con Q/N , con cabezales variables y porcentajes de abertura de los álabes directores constantes.
- Se ha adoptado la siguiente simbología para los puntos que construyen cada curva:
 - para 100% de abertura de álabes directores
 - ⊙ para 75% de abertura de álabes directores
 - ◻ para 50% de abertura de álabes directores
 - △ para 25% de abertura de álabes directores

De esta forma se han construido una gama de curvas que servirán para demostrar lo que experimentalmente se ha determinado y que constituyen la base de los numerales de este capítulo.

La siguiente es la lista de gráficos que se han construido:

Gráfico 5.1-1: Q/N para 15.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-2: Q/N para 12.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-3: Q/N para 10.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-4: Q/N para 7.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-5: Q/N para 5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-6: T/N para 15.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-7: T/N para 12.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-8: T/N para 10.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-9: T/N para 7.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1.10: T/N para 5.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-11: BHP/N para 15.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-12: BHP/N para 12.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-13: BHP/N para 10.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-14: BHP/N para 7.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-15: BHP/N para 5.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-16: WHP/N para 15.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-17: WHP/N para 12.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-18: WHP/N para 10.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-19: WHP/N para 7.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.1-20: WHP/N para 5.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.2-1 : Velocidad de Fuga con 100%; 75%; 50%; y 25% abertura álabes directores constantes.

Gráfico 5.6-1: η/N para 15.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.6-2: η/N para 12.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.6-3: η/N para 10.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.6-4: η/N para 7.5 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.6-5: η/N para 5.0 mts. de cabezal constante

Gráfico 5.7-1: Curvas de Iso-eficiencia para 15.0 mts. de cabezal constante.

Gráfico 5.7-2: Curvas de Iso-eficiencia para 12.5 mts. de cabezal constante.

Gráfico 5.7-3: Curvas de Iso-eficiencia para 10.0 mts. de cabezal constante.

Gráfico 5.7-4: Curvas de Iso-eficiencia para 7.5 mts. de cabezal constante.

Gráfico 5.7-5: Curvas de Iso-eficiencia para 5.0 mts. de cabezal constante.

En este numeral 5.1 corresponden todas las curvas de los gráficos:

Q/N

T/N

BHP/N

WHP/N

Pero toda vez que en el numeral 5.3 se analizarán potencias máximas $[BHP/N]$ y $[WHP/N]$ y en el numeral 5.4 se determinará el flujo máximo $[Q/N]$.

- Básicamente corresponde analizar en este numeral las curvas de T/N .

Observando el gráfico 5.1-6 vemos que obtenemos el máximo Torque, esto es, 2.32 newton-mts., experimentalmente para la turbina, para las N (RPM) igual a cero, cuando se tiene un porcentaje de abertura de los álabes en 75%.

En el mismo gráfico 5.1-6 podemos observar que las máximas RPM $[N]$ que se alcancen son 3575 RPM con cero torque y 100% de abertura de álabes directores. Así mismo con 100% de abertura de los álabes directores, el Torque alcanzado, es 2.08 Newtons-mts. con 2330 RPM.

Solamente con este porcentaje de abertura de los álabes directores

las RPM no llegan a cero, ésto, experimentalmente da la idea del punto de operación máximo de la Turbina Francis con 15 mts. de cabezal de agua. Lo cual quiere decir que si trabajamos con un cabezal mayor a 15 mts. por ejemplo con 20 mts. de cabezal, no vamos a obtener suficientes datos de T/N, con RPM que se hacen cero y no vamos a obtener las curvas modelo que sugiere el constructor de la Turbina Francis Gilkes-Tutor del Laboratorio de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica.

Los valores de T/N son muy importantes, desde el punto de vista que la fuerza ejercida en el Freno de Prony, es la carga simulada en el eje de la turbina Francis del Laboratorio, que representa la carga o freno al eje de la turbo-máquina, que en instalaciones reales, es una carga representada por un generador eléctrico. Por lo tanto lo que se determina en este numeral, al hablar de analizar las curvas de T/N, es el punto de operación del sistema, formado por el cabezal y tuberías, etc. y la turbomáquina hidráulica. Esta idea se la demuestra en el gráfico 5.1-21. donde el sistema está representado elementalmente como se muestra en el gráfico 5.1.22.

- Si continuamos analizando los siguientes gráficos de T/N; 5.1-7; 5.1-8; 5.1-9 y 5.1-10 podemos observar que todas las curvas tienen un torque máximo cuando las N(RPM) son cero.
- En el gráfico 5.1-7 con 12.5 mts. de cabezal constante tenemos

2.32 Newtons-mts. máximo con $N = 0$ RPM, con 100% de abertura de álabes.

Y tenemos 0.72 Newtons-mts. mínimo con $N = 0$ RPM con 25% de abertura de álabes directores.

- En el gráfico 5.1-8 con 10.0 mts. de cabezal constante tenemos 1.92 Newtons-mts. máximo con $N = 0$ RPM, con 100% de abertura de álabes. Así mismo, tenemos 0.64 Newton-mts. mínimo con $N = 0$ RPM, con 25% de abertura de álabes directores.
- En el gráfico 5.1-9 con 7.5 mts. de cabezal constante tenemos 1.44 Newtons-mts. máximo con $N = 0$ RPM, con 100% de abertura de álabes. Así mismo, tenemos 0.48 Newtons-mts. mínimo con $N = 0$ RPM, con 25% de abertura de álabes directores.
- En el gráfico 5.1-10 con 5.0 mts. de cabezal constante tenemos 0.96 Newtons-mts. máximo con $N = 0$ RPM, con 100% de abertura de álabes. Así mismo tenemos 0.48 Newtons-mts. mínimo con $N = 0$ RPM, con 25% de abertura de álabes directores.

5.2 DETERMINACION DE LA VELOCIDAD MAXIMA

En este numeral vamos a indicar las RPM $[N]$ máximas obtenidas experimentalmente con los diversos cabezales, que hemos mantenido constantes.

También a partir de los experimentos de velocidad de fuga mante -

niendo porcentajes de abertura de álabes constantes y variando los cabezales progresivamente, vamos a indicar las N[RPM] máximas determinadas experimentalmente.

5.2.-1

Revisando las tablas de datos

5.1-1

5.1-3

5.1-5

5.1-7, y

5.1-9

obtenidos experimentalmente para los siguientes cabezales que se han mantenido constantes:

15.0 mts.

12.5 mts.

10.0 mts

7.5 mts.

5.0 mts.

tenemos los siguientes datos:

- En la tabla 5.1-1, tenemos una velocidad máxima [N] de 3575 RPM con cabezal constante de 15 mts., y 100% de abertura constante de los álabes directores con cero Newtons de Fuerza aplicada al freno de Prony en el eje. La mínima velocidad [N] es 1670 RPM con el mismo

cabezal constante y 25% de abertura constante de los álabes directores con 4 Newtons de Fuerza aplicada en el eje.

La turbina se para completamente con 15 mts. de cabezal, 25% de abertura de los álabes directores y 5 Newtons de Fuerza aplicada en el eje, las [N] son igual a cero RPM.

- En la Tabla 5.1-3, tenemos una velocidad máxima [N] de 3300 RPM con cabezal constante de 12.5 mts. y 100% constante de abertura de los álabes directores con cero Newtons de Fuerza aplicada al eje.

La mínima velocidad [N] es 430 RPM con el mismo cabezal constante (12.5 mts) y 25% constante de abertura de los álabes directores, con 4 Newtons de Fuerza aplicada al eje.

La turbina se para completamente, ésto es, $N = 0$ RPM con el mismo cabezal constante (12.5 mts), 25% constante de abertura de los álabes directores y 4.5 Newtons de Fuerza aplicada al eje.

- En la Tabla 5.1-5, observamos que hemos obtenido una velocidad máxima [N] de 2180 RPM con un cabezal constante de 10.0 mts. y 100% de abertura constante de los álabes directores con cero Newtons de Fuerza aplicada al eje.

La mínima velocidad [N] es 540 RPM con el mismo cabezal constante (10.0 mts) y 25% de abertura constante de los álabes directores, con 3 Newtons de Fuerza aplicada al eje.

Con este cabezal constante (10.0 mts), la turbina se para completa-

mente, esto es $N = 0$ RPM, con el mismo cabezal, 25% de abertura constante de los álabes directores y 4.0 Newtons de Fuerza aplicada al eje.

- En la Tabla 5.1-7, observamos que hemos obtenido experimentalmente una velocidad máxima [N] de 2131 RPM con un cabezal constante de 7.5 mts. y 100% de abertura constante de los álabes directores con cero Newtons de Fuerza aplicada al eje.

La mínima velocidad [N] obtenida es 462 RPM con el mismo cabezal constante (7.5 mts) y 25% de abertura constante de los álabes directores con 2 Newtons de Fuerza aplicada al eje.

Con este cabezal constante (7.5mts), la turbina se para completamente, ésto es, $N = 0$ RPM, con el mismo cabezal, 25% de abertura constante de los álabes directores y 3 Newtons de Fuerza aplicada al eje.

- En la tabla 5.1-9, observamos que hemos obtenido experimentalmente una velocidad máxima [N] de 1831 RPM con un cabezal constante de 5 mts. y 100% de abertura constante de los álabes directores, con cero Newton de Fuerza aplicada al eje.

La mínima velocidad [N] obtenida es 224 RPM con el mismo cabezal (5 mts) constante y 25% de abertura constante de los álabes directores con 2 Newtons de Fuerza aplicada al eje.

Con este cabezal constante (5 mts.), la turbina se para completamente.

te, ésto es, $N = 0$ RPM, con el mismo cabezal, 25% de abertura constante de los álabes directores y 3 Newtons de fuerza aplicada al eje.

5.2.-2

Ahora, analizando los datos tabulados en las tablas

5.2-1

5.2-2

5.2-3, y

5.2-4

así como el gráfico 5.2-1 de velocidad de fuga de la Turbina Francis, curvas que han sido construidas a partir de los datos de las tablas indicadas en líneas anteriores, manteniendo porcentajes de aberturas de los álabes directores constantes, variando los cabezales progresivamente hasta llegar a Flujos (mts^3/min) que se mantienen constantes, lo cual quiere decir que la turbina, ya no desarrolla más revoluciones (RPM), por más que se regule un mayor cabezal, y sin Torque aplicado al eje, ésto es, sin aplicar el Freno de Prony.

- Analizando los datos de la Tabla 5.2-1 y el Gráfico 5.2-1 de velocidad de fuga, observamos que la mayor velocidad (N) es 4623 RPM, manteniendo constante el porcentaje de abertura de los álabes 100%, y aumentando progresivamente el cabezal hasta llegar a 24.5 mts.

y flujo de $0.125 \text{ mts}^3/\text{min}$ ó $2.08 \text{ Kgs}/\text{seg.}$

La mínima velocidad (N) es 558 RPM con 1 mt. de cabezal y 0.66 Kgs/seg. de flujo, sin freno al eje, ésto es, sin carga, lo que se llama velocidad de fuga.

- Analizando los datos de la tabla 5.2-2 y el Gráfico 5.2-1 de Velocidad de fuga, observamos que la mayor velocidad (N) es 4670 RPM, manteniendo constante el porcentaje de abertura de los álabes 75%, y aumentando progresivamente el cabezal hasta llegar a 25.5 mts. y flujo de $0.114 \text{ mts}^3/\text{min}$ ó $1.90 \text{ kgs}/\text{seg.}$ que se mantiene con el mismo valor para 2 cabezales diferentes.

La mínima velocidad N es 467 RPM con un 1 mt. de cabezal y 0.58 kgs/seg. de Flujo, sin freno al eje.

Podemos observar que con 75% de porcentaje de los álabes directores manteniéndolo constante, hemos logrado una mayor velocidad (N), que con 100% de abertura de los álabes directores, ésto es, $N = 4670 \text{ RPM}$ de velocidad de fuga de la turbina Francis.

La mayor velocidad de fuga obtenida en la turbina Francis, es entonces, 4670 RPM, con 75% de abertura de los álabes directores.

- Analizando los datos de la tabla 5.2-3 y el gráfico 5.2-1, de velocidad de fuga, observamos que la mayor velocidad (N) obtenida experimentalmente es igual a 4627 RPM con 50% constante de abertura de los álabes directores y aumentando progresivamente el cabezal hasta

llegar a 27 mts. y flujo de 0.080 mts /min ó 1.33 kgs/seg. que se mantiene en el mismo valor, para los dos últimos cabezales.

La mínima velocidad (N) es 820 RPM con 2 mts. de cabezal y 0.46 kgs/seg. de flujo. Cabe indicar que con 0.38 kgs/seg. de flujo y 1 mt. de cabezal de agua, la turbina Francis todavía no es impulsada y tiene $N = \text{cero RPM}$, lo cual nos indica que con un flujo igual o menor a 0.38 kgs/seg, la turbina Francis está fuera del rango de operación.

- Analizando los datos de la tabla 5.2-4 y el gráfico 5.2-1, de velocidad de fuga, observamos que la mayor velocidad (N) obtenida experimentalmente es igual a 4376 RPM con 25% constante de abertura de los álabes directores y aumentando progresivamente el cabezal hasta llegar a 28 mts. de agua y flujo de 0.064 mts³/min ó 1.06 kgs/seg.

La mínima velocidad (N) es 872 RPM con 3 mts. de cabezal y 0.41 kgs/seg. de flujo.

Cabe indicar en este numeral, la importancia que tiene, determinar la velocidad de fuga de una Turbina Francis, por las consecuencias destructivas que traería sobre la maquinaria Hidráulica, en caso que no se pueda controlar la velocidad de fuga, comunmente llamada sobrevelocidad u OVER-SPEED por los fabricantes.

Con el objeto de tener una mejor visión de la velocidad de fuga que

puede suceder en turbinas en operación, debemos indicar, lo que en la práctica se realiza, durante la operación de una turbina Francis en una Central Hidroeléctrica, para evitar la velocidad de fuga:

Cuando se arranca una turbina Francis, partiendo de una velocidad de giro [N] igual a CERO RPM, se va abriendo paulatinamente el distribuidor [% de abertura de los álabes directores] al mismo tiempo que se incrementa la excitación del generador, todavía sin carga, hasta alcanzar la velocidad de régimen que corresponda a la frecuencia del sistema eléctrico, en nuestro sistema nacional interconectado, ésto es, $N = 3600 \text{ RPM}$ y Frecuencia = 60Hz.

Al conectar el generador a la red y tomar carga tenderá a reducir su velocidad, pero entrará en operación, el gobernador, que mandará al servomotor, una señal eléctrica, para que abra el distribuidor según las exigencias de la potencia eléctrica [en MW].

Para parar la unidad hidroeléctrica, en este caso, una turbina Francis acoplada a un generador eléctrico. Se procede en sentido inverso a la operación descrita anteriormente, ésto es, debe reducirse progresivamente la excitación del generador, al mismo tiempo que se va cerrando el distribuidor. El tiempo de cierre debe ser estudiado en cada caso para evitar golpes de ariete en la tubería de presión y sobre el distribuidor.

Si por alguna circunstancia, el generador se quedara instantáneamente sin carga, debido a que se abrieran los interruptores de protec-

ción por alguna avería en las líneas de transmisión o fuera de línea (fuera de servicio) intempestivo de una unidad generadora de mayor potencia, que traería consigo variaciones fuertes de voltaje y frecuencia en el Sistema Nacional Interconectado y que por dispositivos automáticos de protecciones sacaría fuera de servicio automáticamente, a nuestra Turbina Francis, ésta tendería a irse en sobre-velocidad ó embalarsé, como comunmente se dice, al perder su carga eléctrica que generaba, con peligro de destrucción de la misma.

Observando el Gráfico 5.2.-2, se advierte, en efecto, que si la U_1 crece y la V_1 permanece la misma en dirección y magnitud, la V_{r1} sale de su posición y el agua choca violentamente contra el álabe, dando lugar a una vibración de frecuencia creciente que termina por destruir la máquina si no se interrumpe a tiempo. Ahora bien, si el sistema de regulación actúa rápidamente, cerrando el distribuidor, puede producirse un golpe de ariete peligroso. Para estar a cubierto de estas eventualidades, se dispone en las centrales Hidráulicas de una chimenea de equilibrio o pozo de oscilación en la tubería de presión que alimenta a las turbinas, Ver Gráfico 5.2-3.

Puede ser innecesario la chimenea de equilibrio o pozo de oscilación, en aquellos casos en los que la tubería de presión es corta y la velocidad del agua en ella es baja, condiciones que limitan el efecto del golpe de ariete. También suele ser normativo, prescindir de la chimenea de equilibrio o pozo de oscilación, cuando la relación de la longitud de la tubería de presión al cabezal de agua es menor

que 3; ésto es

$$\frac{L}{H} < 3 \qquad \text{Ec. 5.2-1}$$

Por último, si la planta hidroeléctrica en que está instalada la turbina, está interconectada a un sistema eléctrico [S.N.I.] gobernado por un despacho de carga central, y la conexión se lleva a cabo en circuito eléctrico cerrado (sistema de transmisión eléctrico), de forma que la subestación tenga abastecimiento y suministro de energía por dos líneas de transmisión, entonces se protege doblemente el grupo turbina-generator, siendo muy difícil una pérdida de carga total que pudiera crear condiciones drásticas en el grupo-generator.

De todas maneras, las normas de diseño y construcción, admiten en las turbinas hidráulicas una velocidad de embalamiento o de fuga, que en las turbinas Francis están dentro del rango de 1.6 a 2.1: Para las Francis lentas 1.6; y para las Francis rápidas 2.1.

5.3 DETERMINACION DE LA POTENCIA MAXIMA

Podemos determinar la Potencia máxima desarrollada por la turbina [BHP] y la Potencia máxima entregada por el agua a la turbina [WHP], de las tablas de cálculos 5.1-2

5.1-4

5.1-6

5.1-8; y

5.1-10

así como de los gráficos contruidos a partir de datos experimentales, que van desde el N° 5.1-11 hasta el N° 5.1-20, para los diferentes cabezales.

Tenemos las siguientes potencias máximas desarrolladas por la Turbina Francis [BHP] para los siguientes cabezales:

- Para 15.0 mts. de cabezal constante $\rightarrow$ BHP = 512.61 Wattios
- Para 12.5 mts. de cabezal constante $\rightarrow$ BHP = 385.01 wattios
- Para 10.0 mts. de cabezal constante $\rightarrow$ BHP = 169.56 wattios
- Para 7.5 mts. de cabezal constante $\rightarrow$ BHP = 122.04 wattios
- Para 5.0 mts. de cabezal constante $\rightarrow$ BHP = 53.75 wattios

Todos los datos de potencias máximas indicadas anteriormente, para cada cabezal de pruebas experimentales fueron logrados con el porcentaje de abertura de los álabes directores en 100%.

En los gráficos de BHP/N

- 5.1-11
- 5.1-12
- 5.1-13
- 5.1-14
- 5.1-15

Podemos observar el comportamiento de la turbina Francis; las curvas experimentales se comportan de acuerdo con las curvas modelo del fabricante Gilkes Tutor.

En todas las curvas se ha obtenido llegar a cero RPM con cero BHP

a excepción de la curva con 100% de abertura de álabes directores y con 15 mts de cabezal en la cual, no se llegó a cero RPM con cero BHP, pero como se puede observar en el gráfico 5.1-11, la conformación de la curva, tiende a llegar a $BHP/N = \text{cero}$.

Se obtiene por lo tanto, que la mayor potencia desarrollada por la turbina es $[BHP] = 512.61$ wattios.

- Ahora analizando la Potencia entregada por el agua a la turbina $[WHP]$, de las tablas de cálculos 5.1-2

5.1-4

5.1-6

5.1-8; y

5.1-10

así como analizando los gráficos WHP/N N°'S 5.1-16

5.1-17

5.1-18

5.1-19; y

5.1-20

Tenemos las siguientes potencias máximas entregadas por el agua a la turbina $[WHP]$ para los siguientes cabezales:

- Para 15.0 mts. de cabezal constante $\rightarrow WHP = 613.74$ wattios
- Para 12.5 mts. de cabezal constante $\rightarrow WHP = 491.52$ wattios
- Para 10.0 mts. de cabezal constante $\rightarrow WHP = 286.45$ wattios
- Para 7.5 mts. de cabezal constante $\rightarrow WHP = 182.77$ wattios
- Para 5.0 mts. de cabezal constante $\rightarrow WHP = 89.50$ wattios

Todos los datos de Potencias máximas entregadas por el agua a la turbina, indicados para c/cabecal de pruebas experimentales fueron logrados con el porcentaje de aberturas de los álabes directores en 100%.

Analizando los gráficos WHP/N, observamos que las curvas experimentales se comportan de acuerdo a las curvas modelo del fabricante, ésto es, la WHP aumenta inversamente proporcional a las RPM, hasta que llega a un punto donde se establece linealmente, hasta que las RPM son cero.

Observando el gráfico 5.1-17 WHP/N para 12.5 mts. de cabecal constante, vemos que para 100% de abertura de los álabes directores la WHP se establece linealmente en 491.52 wattios desde 1020 RPM hasta CERO RPM.

De igual forma se comportan las curvas a 75%; 50% y 25% de porcentaje de abertura de los álabes directores.

En la curva de 75%, WHP se establece linealmente en 342.69 wattios desde 1000 RPM hasta CERO RPM.

En la curva de 50%, WHP se establece linealmente en 268.81 wattios desde 800 hasta CERO RPM; y

En la curva de 25%, WHP se establece linealmente en 142.84 wattios desde 420 hasta CERO RPM.

En todos los gráficos de WHP/N las curvas se han comportado de acuerdo a las curvas modelo del fabricante, con excepción de la curva con 100% de abertura de álabes directores y 15 mts. de cabezal de agua, gráfico 5.1-16, que llega a un WHP máximo de 613.74 wattios pero no se establece linealmente, aunque tiende a hacerlo.

5.4 DETERMINACION DEL FLUJO MAXIMO

Analizando las tablas de cálculos 5.1-2

5.1-4

5.1-6

5.1-8; y

5.1-10

así como los gráficos de Q/N números 5.1-1

5.1-2

5.1-3

5.1-4; y

5.1-5

observamos que el máximo flujo determinado experimentalmente es igual a 4 kgs/seg, con un cabezal constante de 15 mts. de agua y 100% de abertura constante de los álabes directores.

Analizando los gráficos indicados, observamos que las curvas construidas a partir de los datos experimentales, se comportan de acuerdo a las curvas modelo del fabricante, ésto es, el flujo aumenta progresivamente hasta que se establece en un valor, es decir,

no aumenta debido al Torque aplicado al eje de la turbina que lo aumentamos progresivamente. Por ejemplo, observando la tabla de cálculos N° 5.1-2, vemos que para un porcentaje de abertura constante del 75%, con un cabezal de agua constante de 15 mts. tenemos un flujo que se establece en el mismo valor de 3.33 kgs/secs., cuando se aplica un Torque en Newtons-mts. desde 2.08 hasta 2.32 progresivamente hasta que la velocidad N (RPM) de la turbina es CERO, debido al mismo Torque aplicado al eje mediante el freno de Prony.

Para el mismo caso, observando en el gráfico N° 5.1-1, la curva correspondiente al 75% de abertura constante de los álabes directores y para 15 mts. de cabezal constante de agua, vemos que partimos desde un flujo de 1.45 kgs/seg. flujo que aumenta progresivamente hasta 3.33 kgs/seg. valor donde se establece linealmente en la curva. Así mismo partimos con 3500 RPM hasta llegar a CERO RPM.

Cabe indicar, que en todos los gráficos las curvas se han comportado, como se describe anteriormente, excepto la curva con 100% de abertura constante de álabes directores y 15 mts de cabezal constante de agua, correspondiente al Gráfico 5.1-1. Si bien es cierto, que tiene la tendencia a comportarse como las curvas modelo del fabricante, no se repiten valores iguales del flujo [Q], aunque si se obtiene valores muy cercanos, ésto es, 4.00 kgs/seg.

3.91 kgs/seg.

En la experimentación correspondiente a esta curva no se obtuvo valores de CERO RPM, por más que se aumentó progresivamente la fuerza

aplicada al eje, a través del freno de Prony., ésto es, el Torque. Aunque justamente con estas condiciones, de la curva indicada, se determinó experimentalmente el máximo flujo, 4 kgs/seg, desarrollado en la turbina Francis.

5.5 DETERMINACION DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA

Como ya hemos mencionado en el Capítulo IV, numeral 4.1; la velocidad específica es el parámetro que mejor caracteriza a una turbomáquina hidráulica, pues relaciona no sólo el caudal (Q) y al cabezal (H), variables fundamentales, sino también a la velocidad N [RPM], variable cinemática que sigue en importancia.

Usando la ecuación 4.1-3, se halla la velocidad específica práctica para el sistema métrico.

$$\eta_s = \frac{N \cdot P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} = \frac{[RPM] [CV]^{\frac{1}{2}}}{[mts]^{\frac{5}{4}}} \quad \text{Ec. 4.1-3}$$

donde P = potencia, y está dada en caballos de vapor [CV].

En esta tesis experimental se ha usado la potencia expresada en las unidades wattios. Por lo tanto, debemos convertir los wattios a C.V. para poder usar la fórmula no adimensional-práctica de velocidad específica para turbinas. Esto como ya se lo ha dicho, resulta de medir las variables de:

Cabezal (H)

Potencia (P) y

Velocidad en RPM (N)

Usando el sistema métrico, tenemos que:

[N] debe ser expresado en RPM.

[H] debe ser expresado en mts.; y

[P] debe ser expresado en C.V.

La única unidad que no concuerda con la nuestra es en la Potencia expresada en CV. Por lo tanto, debemos hallar el valor de conversión de wattios a C.V.

Esto es:

1000 wattios	→	1 Kw
1 wattio	→	0.001 Kw.
1 CV	→	0.735 Kw

Por lo tanto,

1 wattio	→	0.001 Kw
x	←	0.735 Kw

$$x = \frac{0.735 \text{ (Kw)} \times 1 \text{ (wattio)}}{0.001 \text{ (Kw)}}$$

$$x = \frac{0.735}{0.001} = 735 \text{ wattios}$$

Tenemos que

$$1 \text{ CV} = 0.735 \text{ Kw} = 735 \text{ wattios}$$

Por lo tanto

$$1 \text{ CV} = 735 \text{ wattios}$$

Usando la tabla de cálculos N° 5.1-1, calculamos la velocidad específica (η_s) para la 2a. fila de BHP [Potencia desarrollada por la turbina] en wattios.

Tenemos que: BHP = 112.23 wattios

Por lo tanto: 1 CV $\rightarrow$ 735 wattios

x $\leftarrow$ 112.23 wattios

$$\text{BHP [CV]} = \frac{112.23 \text{ (wattios)} \times 1 \text{ (CV)}}{735 \text{ (wattios)}}$$

$$\text{BHP[CV]} = \frac{112.23}{735} = 0.1526938$$

$$\text{BHP} = 0.1526 \text{ [CV]}$$

usando la ecuación 4.1-3 tenemos que:

$$\eta_s = \frac{N \cdot P^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{5}{4}}} = \frac{3350(0.1526)^{\frac{1}{2}}}{(15.126)^{\frac{5}{4}}}$$

$$\eta_s = \frac{(3350) (0.3906405)}{29.830128}$$

$$\eta_s = 43.869931$$

valor de η_s que está de acuerdo para las turbinas Francis. Por lo tanto procedemos a calcular las velocidades específicas para datos de [BHP] correspondientes a las eficiencias máximas obtenidas con cada cabezal y cada porcentaje de abertura de los álabes directores contenidos en las tablas de cálculos 5.1-2

5.1-6

5.1-8; y

5.1-10

y formamos las tablas 5.5-1

5.5-2

5.5-3

5.5-4; y

5.5-5 de $[\eta_s]$

Es importante conocer el parámetro $[\eta_s]$ para poder comparar curvas características de Turbinas Francis operando en diferentes condiciones de cabezal, flujo y velocidad, para distintos porcentajes de abertura de los álabes directores o distribuidor. Entonces se puede analizar como varían los diferentes coeficientes de operación, la velocidad específica y la eficiencia.

Con los datos de $\eta_{\text{máx}}$ y η_s correspondientes a diversos cabezales y manteniendo en 100% constante la abertura de los álabes directores, datos que se encuentran en las tablas de cálculos de $[\eta_s]$ números: 5.5-1

5.5-2

5.5-3

5.5-4; y

5.5-5

valores de $[\eta_{\text{máx}}]$ y $[\eta_s]$ que se encuentran en la primera fila de cada tabla, construimos el gráfico N° 5.5-1 de η/η_s para analizar

la correspondencia entre $[\eta_s]$ y $[\eta]$ para la turbina Francis del Laboratorio.

Analizando el Gráfico 5.5-1, vemos que tomando en consideración los 3 puntos correspondientes a los % de eficiencia: 85.63

86.35, y

83.89

graficamos la curva η/η_s , la cual nos indica que, el rendimiento o eficiencia de la turbina Francis de reacción baja ligeramente al aumentar la velocidad específica.

Observamos que el punto óptimo de operación, es cuando la turbina Francis con una $\eta_s = 61.33$ es la que tiene mejor eficiencia o rendimiento, ésto es, $\eta_{\max} = 86.35\%$.

Conclusión que concuerda con el análisis que se realizará al determinar y estudiar las curvas de eficiencia e isoeficiencia en los numerales 5.6 y 5.7 respectivamente, de este capítulo.

El análisis de esta curva concuerda con los datos obtenidos experimentalmente, tenemos que cuando la velocidad específica aumenta al valor de 68.64 la eficiencia es 85.63%, ésto es, la eficiencia baja ligeramente.

Cabe indicar que esta relación de η/η_s , hallada experimentalmente en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica de la ESPOL para nuestra Turbina Francis concuerda con curvas experimentales de fabricantes

de turbinas hidráulicas de reacción Francis, tales como la HYDROART S.p.a. de Italia o la ESCHER WYSS Ltd. de Suiza. Tuvo que hacerse comparación con datos de casas fabricantes, puesto que el fabricante de la turbina Francis Gilkes-Tutor, no ha entregado curvas tipos o modelo de η/η_s .

El coeficiente de $[\eta_s]$ es usado también para clasificar a todas las clases de Turbinas en base a su velocidad específica, así como para determinar el tipo de turbina correspondiente a determinados datos, tales como, la Potencia de la Turbina y el cabezal de agua bajo el cual funciona una turbina.

Por lo tanto, las RPM $[N]$ de una turbina crecen con el cabezal de agua $[H]$ y disminuye con el diámetro del rotor, o sea, con el flujo $[Q]$ y con la Potencia $[BHP]$, por lo tanto, para una misma $N[RPM]$, puede corresponder a una turbina Francis de tipo lento pequeña o instalada bajo un cabezal alto, como puede corresponder a una turbina Francis de tipo rápido, pero de grande flujo $[Q]$ o instalada bajo un cabezal de agua no alto.

Usando el criterio europeo de clasificación de las turbinas Francis en relación a sus valores de $[\eta_s]$, puesto que la Turbina Francis Gilkes-Tutor es de fabricación inglesa, tenemos que la HYDROART S.p.a. (de Italia) clasifica a las turbinas Francis de la siguiente forma:

FRANCIS LENTA: PARA VALORES DE $[\eta_s]$ entre 44 a 150

FRANCIS NORMAL: PARA VALORES DE $[\eta_s]$ entre 150 a 250

FRANCIS RAPIDA: PARA VALORES DE $[\eta_s]$ entre 250 a 450

Por lo tanto, nuestra Turbina Francis del Laboratorio es del tipo lenta, puesto que sus valores $[\eta_s]$, para diversos cabezales de agua, manteniendo en 100% la abertura de los álabes directores, son del orden de 44.11 a 68.64, datos que corresponden al rango de $[\eta_s]$ entre 40 a 150, tabulados anteriormente.

También cabe indicar, que la velocidad específica $[\eta_s]$ es un coeficiente que clasifica a las turbinas Hidráulicas, en sus diferentes tipos. Así es como, por ejemplo la HYDROART S.p.a., ha clasificado las turbinas en función de η/η_s , teniendo que para valores de $[\eta_s]$ que van desde 2 hasta 44.4, corresponden a turbinas de Impulso Pelton. Para valores de $[\eta_s]$ que van desde 44.4 hasta 450 corresponden a turbinas de Flujo radial Francis y para valores de $[\eta_s]$ que van desde 450 a 1100 corresponden a Turbinas de Flujo Axial KAPLAN.

Por lo tanto, también hemos demostrado experimental y analíticamente que la Turbina de marca Gilkes-Tutor tiene velocidades específicas $[\eta_s]$ que la determinan como una turbina del tipo "FRANCIS LENTA"

Otro aspecto muy importante que determina la velocidad específica $[\eta_s]$, es la relación que tiene con respecto al coeficiente de cavitación (σ) para determinar los valores críticos de cavitación en las pruebas experimentales del modelo de una turbina Francis, particular que trataremos en el capítulo VI.

5.6 DETERMINACION DE LA EFICIENCIA MAXIMA

Analizando las tablas de cálculos 5.1-2

5.1-4

5.1-6

5.1-8; y

5.1-10

así como los gráficos de η/N números 5.6-1

5.6-2

5.6-3

5.6-4; y

5.6-5

vemos que en el gráfico 5.6-1, para un cabezal constante de 15 mts. de agua, hemos obtenido una $\eta_{\text{máx}}$ igual a 85.63% con una abertura constante de 100% de los álabes directores.

En el gráfico N° 5.6-2 para un cabezal constante de 12.5 mts. de agua, hemos obtenido una $\eta_{\text{máx}}$ igual a 86.35% con una abertura constante de 100% de los álabes directores, este valor de $\eta = 86.35\%$ es la máxima eficiencia obtenida experimentalmente, para la turbina Francis.

En el gráfico N° 5.6-3 para un cabezal constante de 10.0 mts. de agua, hemos obtenido una $\eta_{\text{máx}}$ igual a 83.89% con una abertura constante de 100% de los álabes directores.

En el Gráfico N° 5.6-4 para un cabezal constante de 7.5 mts. de agua,

hemos obtenido una $\eta_{\text{máx.}}$ igual a 77.19%, con una abertura constante de 100% de los álabes directores.

En el gráfico N° 5.6-5 para un cabezal constante de 5.0 mts. de agua, hemos obtenido una $\eta_{\text{máx.}}$ igual a 70.69%, con una abertura constante de 100% de los álabes directores.

Todas las curvas de η/N , obtenidas a partir de los cálculos indicados en el numeral 5.5-1 y de los datos experimentales, se han comportado de acuerdo a las curvas modelo del fabricante.

Analizando los gráficos de η/N , hemos obtenido una $\eta_{\text{máx.}}$ de 86.35% con cabezal de 12.5 mts. de agua, porcentaje de eficiencia que está dentro de los rangos óptimos para una turbina hidráulica Francis entre 80% y 90%.

El rango más óptimo de operación de esta Turbina Francis, lo hemos determinado, como se puede observar, después de analizar todos los gráficos de η/N , para un cabezal constante de 12.5 mts. de agua y 100% de abertura constante de los álabes directores, donde tenemos una gama más uniforme de η para respectivas $[N]$ RPM. Con este cabezal de agua también tenemos valores de $[N]$ cercanos los unos a los otros.

Por lo tanto, conviene trabajar para esta Turbina Francis, con 12.5 mts. constante de cabezal de agua y 100% de abertura constante de los álabes directores, como se puede observar en el gráfico 5.6-2.

También hemos determinado que no es conveniente hacer trabajar la Turbina Francis, con cabezales menores de 7.5 mts. de agua. Puesto que con un cabezal de 7.5 mts. de agua alcanzamos una $\eta_{\text{máx}}$, igual a 77.19%, conociendo que no es recomendable trabajar con eficiencias menores al 75% en una Turbina Francis por razones ya expuestas en el Capítulo III, numeral 3.2, siendo más bien aconsejable parar la turbina cuando tenemos eficiencias menores al 75%.

Cabe mencionar, que cuando analizamos [en el numeral 5.5-2] la velocidad específica [n_s], también hallamos que la n_s de trabajo óptimo se encontraba con la eficiencia máxima $\eta_{\text{máx.}} = 86.35\%$, correspondiente a 12.5 mts. de cabezal de agua y con 100% de abertura constante de los álabes directores, esto es, $n_s = 61.33$, resultados que concuerdan al determinar el punto de eficiencia máxima.

5.7 DETERMINACION DE LAS CURVAS DE ISO-EFICIENCIA

Se han construido los gráficos 5.7-1

5.7-2

5.7-3

5.7-4; y

5.7-5

a partir de las curvas de Q/N y η/N . Esto es, para obtener las curvas de Iso-eficiencia, se graficó las curvas de Q/N y luego de los gráficos de η/N se hallaron los datos de N (RPM) para diferentes valores de η constantes.

Por ejemplo, para construir las curvas que conforman el gráfico 5.7-1, se determinaron los valores de N (RPM) para todas las curvas que constituyen el gráfico η/N 5.6-1 para:

$$\begin{aligned}\eta &= 20\% \text{ constante} \\ \eta &= 40\% \text{ constante} \\ \eta &= 60\% \text{ constante} \\ \eta &= 70\% \text{ constante} \\ \eta &= 80\% \text{ constante ; y a} \\ \eta &= 85.5\% \text{ constante}\end{aligned}$$

como se podrá observar en la tabla 5.7-1, los últimos datos de N[RPM] hallados corresponden a una η de 85.5%, que en el gráfico 5.6-1 sobre la curva a 100% de abertura constante de los álabes directores y 15.0 mts. constantes de cabezal de agua, son los dos últimos puntos que se pueden determinar a 85.5% de η para graficarlos luego en el gráfico 5.7-1 sobre la curva de Q/N a 100% de abertura constante de los álabes directores y 15 mts. constante de cabezal de agua.

$$\begin{array}{l} \text{Para 85.5\% de} \\ \text{eficiencia constante} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} 2560 \text{ RPM} \quad y \\ 2780 \text{ RPM} \end{array} \right.$$

Es decir, graficamos todos los valores obtenidos, a diversos valores de η constantes y tabulados en las tablas 5.7-1

5.7-2

5.7-3

5.7-4 y

5.7-5

sobre las curvas de Q/N para los diversos porcentajes de abertura de los álabes directores (100%, 75%, 50% y 25%) y así construimos los gráficos de Iso-eficiencia números 5.7-1

5.7-2

5.7-3

5.7-4 y

5.7-5

Ahora que tenemos descrito cómo se construyeron los gráficos de Iso-eficiencia, pasamos a analizarlos:

Observamos que el gráfico 5.7-2 con 12.5 mts. de cabezal constante de agua, es el que nos proporciona el rango más operacional de la turbina Francis, entre valores de eficiencia óptimas desde 80% hasta 86% de η , con aberturas de los álabes directores del agua entre 100% y 75%, y donde obtenemos una $\eta_{\text{máx.}}$ igual a 86.35%.

También es bastante operacional el gráfico 5.7-1 con 15 mts. de cabezal constante de agua, entre valores de 80% hasta 85.5% de η , con aberturas de los álabes directores del agua, también entre 100% y 75% y donde obtenemos una $\eta_{\text{máx.}}$ igual a 85.63%. Aunque no es tan óptimo como el gráfico 5.7-2 de Iso-eficiencia.

Por lo tanto, hemos determinado que los rangos óptimos de trabajo (rango operacional) de la turbina Francis Gilkes-Tutor, está dentro de los siguientes rangos de operación:

- Entre 15 a 12.5 mts. de cabezal de agua.
- Entre 80% a 86% de η
- Entre 100% a 75% de abertura de los álabes directores.

Esta conclusión concuerda, con los valores máximos de η encontrados con 15.0 y 12.5 metros de cabezal de agua a 100% de abertura constante de los álabes directores.

- Para 15.0 mts. de cabezal de agua, tenemos una $\eta_{\text{máx.}} = 85.63\%$
- Para 12.5 mts. de cabezal de agua, tenemos una $\eta_{\text{máx.}} = 86.35\%$

Los otros gráficos 5.7-3

5.7-4 y

5.7-5

nos indican los rangos de operación para los cabezales de agua respectivos de 10.0 , 7.5 y 5.0 mts.

Esto es, en la práctica en caso de no disponer con una represa suficiente de agua, debido a sequías prolongadas o a fallas en los cálculos estimativos pluviométricos del caudal acumulativo necesario para mantener una represa 100% disponible para trabajar en los rangos más eficientes de las maquinarias hidráulicas, los gráficos de Iso-eficiencia para cabezales de agua menores, que no son los óptimos, en este caso, para cabezales de 10.0; 7.5 y 5.0 mts. de agua, son muy necesarios para conocer con cuáles rangos de eficiencia vamos a trabajar. Por ejemplo, analizando el gráfico 5.7-3, tenemos un rango de operación regular entre 70% y 83.80% de η , con una $\eta_{\text{máx}}$ igual a 83.89%, pero manteniendo a 100% constante la abertura

de los álabes directores del agua.

Analizando ahora, el gráfico 5.7-4 para 7.5 mts. de cabezal de agua, vemos que tiene un rango operacional deficiente de acuerdo a lo explicado en el capítulo III, numeral 3.2, entre 70% y 76.5% de η , con una $\eta_{\text{máx.}}$ igual a 77.19% y trabajando con aberturas de los álabes directores entre 100% a 75%.

Analizando por último, el gráfico 5.7-5 para 5.0 mts. de cabezal de agua, vemos que tiene un rango operacional bien deficiente; criterio que también está basado en lo explicado en el numeral 3.2- capítulo III, que está entre 60% y 70% de η , con una $\eta_{\text{máx.}}$ igual a 70.69% y trabajando con aberturas de los álabes directores entre 100% a 50%.

Es necesario mencionar, en este numeral, la importancia que las curvas de Iso-eficiencia tienen en la práctica.

La maquinaria hidráulica, a través de sus tipos Francis, Pelton, Kaplan, etc, en la actualidad es el medio más económico, hablando de gastos operacionales y de mantenimiento de la maquinaria misma, para producir energía eléctrica acoplando a sus ejes generadores de potencia eléctrica. Así las centrales hidroeléctricas, están siempre formadas, en la actualidad, debido a los grandes costos de investigación de los recursos hidráulicos y de construcción de las centrales o sistemas hidroeléctricos, por 2 o más turbomáquinas hidráulicas.

De acuerdo a los recursos naturales de cada país, se mantiene la generación hidráulica, a vapor o a gas como generación base o generación pico (solamente para turbohidráulicos o turbogases).

Hay países que tienen grandes recursos naturales hidráulicos, por lo tanto, para ellos, es conveniente aprovechar sus recursos hidráulicos produciendo energía eléctrica. Pero todo país desarrollado o en su etapa de sub-desarrollo, conecta sus centrales hidroeléctricas a una Sistema Nacional Interconectado para minimizar sus gastos de operación así como sus riesgos por fallas imprevistas y por último para poder programarlas fuera de servicios de las unidades hidroeléctricas que necesitan llevar un programa de mantenimiento establecido anualmente. Estos programas son más estrictos si la generación eléctrica base de un sistema es el Hidráulico y menos estrictos si el sistema tiene las centrales hidroeléctricas para generación de picos, esto es, para producir la energía faltante con respecto a la generación base, en las horas de mayor consumo o demanda del sistema, generalmente entre las 11:00 a 13:00 horas y entre las 19:00 y 21:00 horas.

Como vemos un Sistema Nacional Interconectado para la producción de energía eléctrica, no es tan sencillo. En el caso de nuestro país, en que recién estamos aprovechando los recursos hidráulicos, construyendo los Proyectos Paute y Agoyan y ya produciendo energía eléctrica en la central Hidroeléctrica PISAYAMBO, usamos esta central para generación de PICOS (PEAK'S) por tres razones:

- 1.- Porque actualmente la potencia hidráulica instalada (PISAYAMBO con 35 MW x 2) no es suficiente para mantenerla como generación base, debido a que la potencia térmica a vapor instalada es mayor (394MW en total) y se prefiere mantener la generación a vapor como base por los altos costos que se producen al sacar fuera de servicio y después meter en servicio esta clase de unidades (a vapor).
- 2.- Porque los cálculos hidrológicos y pluviométricos estimativos fallaran y la represa de 90'000.000 de metros cúbicos no se la puede mantener lo suficientemente llena para generar las 24 horas a potencia máxima con sus 2 turbinas de 35 MW c/u (generación base). Es decir, si se usa esta central hidroeléctrica como generación base, nos quedaríamos en 4 meses del año con la represa vacía . Por tal motivo se decidió usar Pisayambo como central de generación pico, para que supla la demanda en las horas ya indicadas, por ser las turbinas hidráulicas, rápidas y fáciles en su operación para entrar en servicio.
- 3.- Sin embargo, se prefiere mantener las dos turbinas hidráulicas de Pisayambo generando cada una entre 5 y 10 MW, es decir flotando, para que cualquier variación de carga, incrementos por demanda del sistema, sean absorbidos fácilmente por las turbinas de 35MW x 2 de esta central y de este modo operando como turbinas flotantes en carga eléctrica, controlando la frecuencia de 60Hz para nuestro sistema, el cual debe ser siempre constante o estable en su valor.

De allí, la importancia que tienen las curvas de iso-eficiencia, pues nunca se conoce a ciencia cierta, si las turbinas hidráulicas de una central, van a trabajar en su $\eta_{\text{máx.}}$ como debe ser, por varias razones ya expuestas (3 razones en este caso). Por lo tanto, es necesario e importante conocer los rangos operativos para diferentes cabezales de agua, lo cual nos permite determinar con qué rangos de abertura de los álabes directores y porcentajes de eficiencia $[\eta]$ deberíamos trabajar.

Para nuestra turbina Francis hemos deducido, que no conviene trabajar con cabezales de 7.5 y 5.0 metros de agua, pues las eficiencias, de la turbina Francis, para estos cabezales son menores del 75% y en ningún caso deben tolerarse rendimientos inferiores al 75%, siendo aconsejable, en caso contrario, parar la unidad hidroeléctrica, por producirse una separación del agua del contorno del álabe, dando lugar a turbulencias y a pérdidas de energía que reducen el rendimiento, como se puede observar en el gráfico o figura 3.2-3, la dirección de $V_{\perp 1}$ ya no corresponde al ángulo del álabe β_1 , sino a un valor inferior.

Debido a este criterio de ingeniería, en las centrales Hidroeléctricas formadas por 2 ó mas Turbinas Francis, se decide sacar fuera de servicio una unidad Turbina-generator y se transfiere la carga eléctrica a la segunda unidad turbina-generator para que trabaje con una mayor η , con un cabezal de agua mayor en el caso de que solamente se disponga de 2 Turbinas Francis-

generadores, o en el caso de una central Hidroeléctrica formada por 2 ó mas unidades turbina-generadores, la carga eléctrica se reparte para un número limitado de turbinas, para que trabajen con cabezales eficientes establecidos por las curvas de Iso-eficiencia y se saca fuera de servicio una turbina o más.

Si la central Hidroeléctrica está formada por solamente una turbina Francis, y tiene η menores al 75% es preferible sacarla fuera de servicio, por los criterios de ingeniería, ya enunciados.

C A P I T U L O VI

EXPERIMENTACION E INVESTIGACION DEL FLUJO A LA SALIDA DE LA TURBINA

6.1 INVESTIGACION DEL FLUJO A LA SALIDA DE LA TURBINA

El tubo de desfogue que sirve para la descarga del agua de una turbina de reacción hasta el socaz, satisface además una función muy importante como órgano de recuperación de energía, contribuyendo a mejorar el rendimiento global de la unidad.

Puede también permitir que el nivel de aguas abajo, esté más bajo o más alto que el plano ecuatorial de la turbina, según lo exijan las condiciones de la instalación.

Al servir como órgano de recuperación de energía tiene justificado el nombre que también se le da de difusor, ya que debido a su forma divergente, produce una desaceleración del agua que sale de la turbina, convirtiendo la energía cinética del líquido en energía de presión.

Como la presión de salida del ducto es la atmosférica, se tendrá en el origen del mismo, a la salida del rotor, una presión inferior a la atmosférica, que dará lugar a una gradiente de presión más alta entre la entrada y la salida del agua del rotor de

la turbina y por tanto a un mejor aprovechamiento de la energía del fluido, que incrementa la potencia de la turbina, ya que

$$P = Q \cdot \Delta p$$

donde P = potencia

Q = caudal o gasto volumétrico

Δp = diferencial de presión

Si observamos la figura 6.1-1 que nos representa el tubo de desfogue de la turbina Francis marca Gilkes-Tutor del Laboratorio, vemos que la forma divergente del tubo de desfogue nos permite una ganancia en la presión.

Analizando la Fig. 6.1-1 podemos observar las siguientes condiciones básicas de la descarga de una turbina de reacción que trabaja en ducto cerrado.

- a) Si la turbina descargara directamente a la atmósfera a la altura del nivel 2, es decir solo tiene una pequeña prologación recta que descarga a la atmósfera, resulta que se pierde la carga debida a la altura entre los niveles 2 y 3.
- b) En el caso que la turbina tuviera tubo de desfogue pero que éste sea recto y descargara también dentro del agua o nivel 3. Se tiene que se aprovecha íntegramente la carga entre 2 y 3 al prolongar el ducto cerrado de forma que descargue dentro del agua del socaz. Pero no se obtiene la ganancia en presión

que resulta de tener el tubo de desfogue la forma divergente.

- c) Si se dá al tubo de desfogue la forma divergente representada en la Fig. 6.1-1, se obtiene una ganancia en presión a la salida del ducto, a expensas de la velocidad del agua a la salida de la turbina.

Cabe indicar, eso sí, que la altura física del tubo de desfogue debe ser menor que el de una columna de agua real equivalente a la presión atmosférica, para impedir que la vena líquida se rompa en el ducto.

La energía recuperada en el difusor es proporcionalmente más elevada cuanto mayor es la velocidad específica de la turbina. En las turbinas específicamente rápidas como lo son las turbinas Francis Mixtas, la altura del tubo de desfogue puede ser en algunos casos significativa respecto a la altura del salto y las velocidades de salida del rotor relativamente altos. Se justifica en estos casos un diseño cuidadoso del tubo de desfogue que permita la recuperación de la energía cinética del agua a la salida del rotor, que a veces llega a ser del orden del 50% de la energía total transferida del fluido a la máquina. En las turbinas Francis, de tipo mixto, específicamente rápidas, tiene también notable importancia la energía recuperada en el tubo de desfogue. De menor trascendencia es en las Francis Puras o específicamente lentas, tipo al cual pertene-

ce la Turbina Francis Gilkes-Tutor, una vez que se determinó el rango de velocidades específica en el Capítulo V, numeral 5.5. La forma del tubo de desfogue lógicamente debe ser conforme con los principios que rigen a un difusor de buen rendimiento. Aunque el ducto recto cónico de sección circular y divergente, como es el caso de la Turbina Francis Gilkes que estamos investigando, resulta teóricamente el más aconsejable. La divergencia progresiva del ducto requiere un cuidadoso estudio, a fin de evitar la separación del fluido de los contornos, dando lugar a turbulencias que incrementan notablemente las pérdidas de energía.

6.1.1 Por mediciones de Presión, Velocidad y Porcentaje de Abertura de los Alabes Directores.-

Con el objeto de investigar el tipo de flujo a la salida de la turbina y determinar si éste corresponde a un régimen laminar o turbulento, o en su defecto a un estado de transición, con los datos de experimentación para los cabezales de agua y porcentaje de abertura de los álabes directores ya conocidos, así como con las velocidades determinadas, usamos el parámetro adimensional del número de Reynolds [R]

$$R = \frac{VD}{\nu}$$

Ecuac. 6.1.1-1

donde: V = Velocidad en mts/seg

D = diámetro del tubo de desfogue a la salida de la turbina = 0.038 mts.

γ = Viscosidad cinemática del agua a una temperatura de 20°C = $0.0101\text{ cm}^2/\text{seg}$

Con el propósito de demostrar la adimensionalidad del número de Reynolds convertimos las unidades de la viscosidad cinemática a mts^2/seg , ésto es :

$$\gamma_{\text{agua a } 20^{\circ}\text{C}} = 0.0101\text{ cm}^2/\text{seg}$$

$$\gamma = 0.0101\text{ cm}^2/\text{seg} \times 1\text{ mt}^2/100\text{ cm}^2$$

$$\gamma = \frac{0.0101}{10000} = 1.01 \times 10^{-6}\text{ mts}^2/\text{seg}.$$

$$\gamma_{\text{agua a } 20^{\circ}\text{C}} = 1.01 \times 10^{-6}\text{ mts}^2/\text{seg}$$

Reemplazando las unidades en la ecuación del Número de Reynolds:

$$R = \frac{VD}{\gamma}$$

$$R = \text{mts/seg} \times \text{mts} \times \text{seg/mts}^2$$

Tenemos que: R = adimensional

Usando los datos obtenidos experimentalmente en el Capítulo V, conformamos las siguientes tablas de cálculos del Número de Reynolds:

6.1.1-1

6.1.1-2

6.1.1-3

6.1.1-4 y

6.1.1-5

Como podemos observar en las tablas, tenemos datos de:

- % de abertura de álabes directores
- N = RPM
- Cabezal en mts. de agua
- V = mts/seg
- D = 0.038 mts
- $\sqrt{\nu}_{\text{agua a } 20^{\circ}\text{C}} = 1.01 \times 10^{-6} \text{ mts}^2/\text{seg}$

Datos con los cuales podemos calcular el Número de Reynolds .

Así por ejemplo para la primera fila de datos de la Tabla 6.1.1-1 tenemos que:

$$R = \frac{VD}{\sqrt{\nu}}$$

$$R = \frac{1.57 \times 0.038}{1.01 \times 10^{-6}}$$

$$R = \frac{1.57 \times 0.038}{1.01} \times 10^6$$

$$R = 0.0590693 \times 10^6$$

$$R = 59069.3$$

Valor de [R] que tabulamos sin considerar decimales, toda

vez que no tienen, en este caso, valor significativo alguno.

De esta forma hemos calculado el Número de Reynolds correspondientes para cada condición experimental, como se puede observar en las tablas 6.1.1-1

6.1.1-2

6.1.1-3

6.1.1-4 y

6.1.1-5

Previamente, al determinar el tipo de flujo, dependiendo del Número de Reynolds tabulados en la penúltima columna de las tablas indicadas, debemos recordar que:

- con números de Reynolds pequeños la corriente es laminar.
- con números de Reynolds grandes, la corrientes es turbulenta.
- el movimiento del fluido en régimen laminar es ordenado, el fluido se mueve como clasificado en capas que no se mezclan entre sí.

La distribución de velocidades en régimen laminar en una tubería es parabólica.

El movimiento del régimen laminar es permanente y uniforme.

El flujo laminar en una tubería circular se desplaza orde-

nadamente en capas anulares concéntricas que se deslizan unas sobre otras con velocidad decreciente desde el eje (velocidad máxima) hasta la pared de la tubería (velocidad cero).

- El movimiento del fluido en régimen turbulento es caótico, las partículas se mueven desordenadamente y sus trayectorias se entrecruzan formando pequeños remolinos aperiódicos y la velocidad de las partículas fluctúa continuamente en cada punto.

La distribución de velocidades en el régimen turbulento en una tubería es logarítmica.

- Es evidente que la disipación de energía es mucho más intensa en el movimiento turbulento que en el movimiento laminar.

Según la teoría de Reynolds y el diagrama de Moody al que nos referimos en esta tesis, para determinar los rangos de flujo de corriente laminar, flujo de corriente turbulenta y flujos de zonas de transición, éste último el cual es una mezcla de flujos Laminar, Turbulento y de Transición, tenemos que:

- para $R > 12.000$; el régimen es totalmente turbulento
- para $R < 2.000$; el régimen es totalmente laminar; y
- la zona de mezcla de flujos o de transición está entre

los rangos de 2000 a 12.000; y es la mezcla de regímenes laminar, turbulento y flujos correspondientes a la zona de transición.

Por lo tanto, en las tablas 6.1.1-1

6.1.1-2

6.1.1-3

6.1.1-4 y

6.1.1-5

tenemos en la última columna hacia la derecha, el tipo de flujo correspondiente a los datos de experimentación.

- Analizando las tablas 6.1.1-1 y 6.1.1-2 , con datos de cabezales de 15 y 12.5 mts. de agua, observaremos que todos los flujos son de tipo turbulento para todas aquellas condiciones experimentales.
- Analizando la Tabla 6.1.1-3 para datos experimentales de 10 mts. de cabezal de agua, se observa que todos los tipos de flujo son turbulentos excepto un caso para una velocidad media de 0.19 mts/seg y 25% de abertura de los álabes directores, en que nos da como resultado un valor de $R = 7148$, caso en el cual tenemos una mezcla de flujos: laminar + turbulento + zona de transición.
- Por último, analizando las tablas 6.1.1-4 y 6.1.1-5 para datos experimentales correspondientes a 7.5 y 5.0 mts.

de cabezales de agua respectivamente, con porcentajes de abertura de los álabes directores de 100% y 75% todos los flujos son del régimen turbulento.

Pero para los mismos cabezales en mts. de agua con porcentajes de abertura de los álabes directores entre 50% y 25%, tenemos tanto flujos de corriente turbulenta como flujos correspondientes a la zona de transición o mezcla de flujos.

Cabe indicar que en ningún caso hemos obtenido flujos de tipo laminar, en la operación de este prototipo de Turbina Francis.

Por lo tanto, analíticamente hemos determinado a partir de los datos experimentales el tipo de régimen de corriente del flujo, tomando en consideración para nuestro caso, un valor de viscosidad cinemática del agua a una temperatura de 20°C, temperatura que consideramos promedio para el caso de nuestro país.

6.1.2 Por Visualización del Flujo

El segundo método de investigación del flujo a la salida de la turbina, es el de la visualización del flujo, en este caso, para diferentes cabezales de mts. de agua y manteniendo constante el porcentaje de abertura de los álabes directores, obtuvimos valiosas informaciones del fenómeno de vorticidad.

Para efectos de una experimentación en condiciones críticas de operación o funcionamiento de la turbina, consideramos que la turbina no tenía carga en el eje, ésto es, traducido a la práctica, en un grupo turbina-generador en condición de sobrevelocidad u OVER SPEED, lo cual es común que cuando sucede esta circunstancia, protecciones eléctricas desconecten el generador de la turbina, lo cual origina no producir energía eléctrica.

Para nuestro caso, para provocar esta condición, desconectamos el freno de Prony al eje y sin carga alguna y con experimentaciones de velocidades críticas o sobrevelocidad obtuvimos datos, los cuales están tabulados en las tablas

6.1.2-1

6.1.2-2

6.1.2-3 y

6.1.2-4

- para porcentajes de abertura de los álabes directores de
100%
75%
50% y
25%

que se mantuvieron constantes.

- cabezales en mts. de agua variables
- Flujo (Q) en mts³/min.
- Velocidad (N) en RPM

Parámetros que caracterizan a las tablas indicadas en este numeral.

Analizando los datos obtenidos con los parámetros indicados, observemos la ausencia o presencia del fenómeno de vorticidad, acompañado de ruidos característicos de la cavitación.

Para un mejor entendimiento de las observaciones obtenidas, se ha dibujado en las tablas indicadas anteriormente, un álabe de turbina con el correspondiente remolino que indica la presencia del fenómeno de vorticidad y también se indica si esta vorticidad se inicia desde la salida de la turbina al tubo de desfogue en el punto más cercano a la turbina Fig. 6.1.2-1 o si se inicia en el tubo de desfogue, pero después de una considerable distancia desde la salida de la turbina Fig. 6.1.2-2.

- Analizando la Tabla 6.1.2-1 podemos concluir que tenemos ausencia de vorticidad y ruidos característicos de cavitación, manteniendo constante en 100% la abertura de los álabes directores; con cabezales de agua desde 1 hasta 18 mts. y con velocidades [N] desde 558 hasta 3977 RPM.

Con 19 y 20 mts. de cabezal de agua y 4095 y 4190 RPM, obtenemos ya la presencia de una vorticidad mínima.

A partir de valores de cabezales de 21 mts. de agua hasta el cabezal mayor obtenible de 24.5 mts. de agua tenemos pre-

sencia de vorticidad y ruidos característicos de cavitación. También debemos indicar que conforme se aumenta el cabezal de mts. de agua y por lo tanto el flujo $[Q]$ y las velocidades $[N]$ en RPM, obtenemos vorticidades que se inician en el tubo de desfogue en el punto más lejano de la salida de la turbina, así como obtenemos ruidos característicos de la cavitación que van creciendo en su intensidad, como también va creciendo la vorticidad hasta llegar a la condición en que la vena vorticial se inicia en el punto más cercano a la salida de la turbina [dentro del tubo de desfogue], ésto es, ambos fenómenos [vorticidad y cavitación] van creciendo progresivamente.

- Analizando la tabla 6.1.2-2, obtenida con datos experimentales manteniendo constante en 75% la abertura de los álabes directores y variando los mts. de cabezales de agua, tenemos que para valores desde 1 hasta 21 mts. de cabezal de agua y velocidades $[N]$ desde 467 hasta 4242 RPM, tenemos ausencia de vorticidad y ruidos característicos de cavitación.

Con 22 mts. de cabezal de agua y 4325 RPM, tenemos ya ruidos característicos de cavitación.

Y a partir de cabezales de 23 hasta 25.5 mts. de agua [cabezal máximo para 75% de abertura de los álabes directores], obtenemos la presencia de vorticidad y ruidos de cavitación que van aumentando progresivamente.

- Analizando las Tablas 6.1.2-3 y 6.1.2-4 para 50% y 25% cons-

tantes, respectivamente, de abertura de los álabes directores y cabezales de agua variables tenemos una ausencia completa tanto de vorticidad como de ruidos característicos de cavitación. A pesar de que en la Tabla 6.1.2-3, tenemos velocidades [N] altas del mismo orden que las de las Tablas 6.1.2-1 y 6.1.2-2.

Con el objeto de comprobar las observaciones del fenómeno de vorticidad experimentadas en este numeral, se tomó fotografías usando película negativa en color extrarápida, tipo ASA-400, así como flash electrónico, ideal para acciones rápidas y para aumentar la escala de distancias para fotografías con flash y cámara fotográfica con velocidades de obturación del orden de 1/30 seg. hasta 1/1000 seg. y abertura del objetivo en el rango de $f/2.8$ a $f/2.0$.

La fotografía más representativa se la adjunta como Fig. 6.1.2-3 y representa una vena vorticial que se inicia desde la salida de la turbina hasta el extremo final del tubo de desfogue.

Esta fotografía y las observaciones de vorticidad se pudieron lograr, debido a que el tubo de desfogue de la turbina Francis Gilkes-Tutor, es de material plástico transparente.

6.2 DETERMINACION DE LAS CONDICIONES DEL FLUJO A LA SALIDA DE LA TURBINA (CAVITACION)

El tubo de desfogue crea una depresión en la zona de salida del

agua del rotor, que puede alcanzar valores tan bajos, que comprometería el buen funcionamiento de la turbina, debido al fenómeno de la cavitación.

Los valores del parámetro o coeficiente de cavitación para turbinas a reacción, limitan la posición de las turbinas respecto al nivel de aguas abajo.

Las turbinas de reacción se sitúan generalmente por encima del nivel de aguas abajo, pero también pueden instalarse por debajo de dicho nivel empleando convenientes tubos de desfogues acodados, como los que usan las turbinas de alta velocidad específica. El criterio siempre lo fija el parámetro de cavitación.

La Turbina Francis Gilkes-Tutor, en la cual se trabaja experimentalmente para el desarrollo de esta tesis, está colocada en un nivel más alto que el nivel de aguas abajo, tal como se indica en la Fig. 6.2-1.

- Las condiciones a la salida del rotor, están representadas por (2) y las del nivel de aguas abajo, o en el socaz, están representadas por (s).
- A la coordenada $[Z_2]$ se la denomina generalmente por $[H_s]$ que representa la altura de aspiración.
- Si consideramos como plano de referencia el que corresponde al nivel de aguas abajo; $Z_s = 0$ y siendo $V_s = 0$; aplicamos el teorema de Bernoulli entre los puntos (2) y (s); y obtenemos:

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + H_s = \cancel{\frac{V_s^2}{2g}} + \frac{P_s}{\gamma} + \cancel{Z_s}$$

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} + H_s = \frac{P_s}{\gamma}$$

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_s}{\gamma} - H_s \quad \text{Ec. 6.2-1}$$

Siendo:

$$\frac{P_s}{\gamma} = H \text{ atmosférica} \quad \text{Ec. 6.2.-2}$$

Reemplazando la ecuación 6.2-2 en la ecuación 6.2-1, obtenemos:

$$\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\gamma} = H \text{ atmosf.} - H_s \quad \text{Ec. 6.2-3}$$

siendo:

$$\sigma = \frac{H \text{ atmosf.} - H_s}{H_n} \quad \text{Ec. 6.2.-4}$$

La ecuación 6.2-4 es el parámetro o coeficiente de cavitación, que se lo representa con $[\sigma]$

- El numerador $[H \text{ atm} - H_s]$ representa cuantitativamente el valor de la carga de velocidad más la carga de presión, a la salida del rotor, como se puede comprobar en la ecuación 6.2-3.

Además, cabe indicar, que la altura de aspiración $[H_s]$, es igual a:

$$H_s = Z_2 - Z_3$$

pero como: $Z_3 = Z_5$

$$H_5 = Z_2 - Z_5$$

- El denominador es la carga neta sobre la turbina $[H_n]$
- Los valores del coeficiente de cavitación $[\sigma]$ se establecen por experimentación en función de la velocidad específica

$$\sigma = f(n_s)$$

- Se pueden obtener resultados de experimentación diferentes haciendo variar la velocidad específica.
- Para un mismo valor de $[n_s]$, velocidad específica, pueden presentarse condiciones de no erosión, de ligera, mediana o fuerte erosión de los álabes o incluso pueden presentarse condiciones críticas de operación, de acuerdo con el valor del coeficiente de cavitación $[\sigma]$.
- Por lo tanto, lo más conveniente es construir curvas de diferentes criterios de diseño que corresponden a ecuaciones analíticas de $\sigma = f(n_s)$.
- De esta forma las curvas promedian los valores obtenidos en la experimentación y sirven para fijar un criterio sobre las condiciones en que se puede hacer trabajar una turbina Francis, ya sea en condiciones satisfactorias, óptimas o en condiciones que corresponden a valores críticos del coe-

ficiente de cavitación, que no deben aceptarse en el funcionamiento de la máquina.

Para nuestro caso, que experimentamos con cabezales de agua de 15 mts

12.5 mts

10.0 mts

7.5 mts

5.0 mts

debemos representar en la siguiente figura 6.2-2, este cabezal de agua [mts] con los cuales trabajamos, con el objeto de obtener la carga o altura neta sobre la turbina [H_n], que está representada como el denominador de la ecuación 6.2-4.

Sabemos que la altura neta [H_n], es la diferencia de energías entre la entrada y la salida de la Turbina. En otras palabras, conocemos que la altura neta [H_n], es la diferencia entre la energía específica que tiene el fluido a la entrada de la turbina y a la salida, ésto es, la altura suministrada a la turbina ó altura neta.

Una turbina absorbe energía hidráulica y restituye energía mecánica. La altura neta no es la energía útil aprovechada por la turbina, sino la energía teóricamente aprovechada.

Parte de esta energía se disipa en pérdidas hidráulicas, y el agua intercambia con el rotor una energía menor que la

que ha absorbido. Según las normas europeas, la sección de entrada, en todas las turbinas, se encuentra inmediatamente detrás de la válvula de admisión.

Como en nuestro caso, si los saltos o cabezales de agua son muy pequeños y los caudales no muy grandes, hasta unos 10 mts³/seg, el canal mismo de admisión, se ensancha formando una cámara donde se instala la turbina, que se la llama instalada en cámara de agua; en este tipo de instalaciones o prototipos de pruebas, la pérdida desde el nivel de aguas arriba hasta la entrada de la turbina es tan pequeña que puede despreciarse, con lo que puede tomarse como el nivel de aguas arriba como sección de entrada. En nuestro caso es así como hemos considerado en la Fig. 6.2-2, donde hemos representado el punto (O) como entrada a la turbina siguiendo las normas europeas, para una turbina Francis de reacción, la sección de salida se encuentra al comienzo del canal de salida en el punto (S) en la figura 6.2-2, siendo el plano de referencia $z = 0$

Por lo tanto, en la figura 6.2-2, la altura neta, según las definiciones anteriores, y aplicando el teorema de Bernoulli, será:

$$H_n = \frac{V_o^2}{2g} + \frac{P_o}{\gamma} + Z_o - \frac{P_s}{\gamma} - Z_s - \frac{V_s^2}{2g} \quad \text{Ec. 6.2-5}$$

$$H_n = Z_o - (-Z_s)$$

$$H_n = H_o - (-H_s) \quad \text{Ec. 6.2-6}$$

Reemplazando la ec. 6.2-6 de $[H_n]$ en la ecuación del coeficiente de cavitación $[\sigma]$, Ec. 6.2-4:

$$\sigma = \frac{H_{\text{atmosf}} - H_s}{H_o + H_s} \quad \text{Ec. 6.2-7}$$

Se tomaron datos experimentales de $[H_s]$ en la turbina Gilkes Tutor, observando que variaron estos datos considerablemente, más bien comparados los valores de $[H_s]$ con los valores de $[H_o]$ que representan los cabezales de agua, éstos $[H_s]$ fueron insignificantes en su variación, lo cual nos indicó como criterio de ingeniería, tomar un $[H_s]$ promedio para calcular el coeficiente de cavitación $[\sigma]$.

Con el objeto de tomar los valores de $[H_s]$ en las condiciones más críticas, esto es, sin freno de Prony o sin carga en el eje de Turbina, se obtuvieron los siguientes datos, que se pueden observar en la Tabla 6.2-1.

Por lo tanto, calculando, según la ecuación 6.2-7, el coeficiente de cavitación $[\sigma]$, para los diversos cabezales con un $H_s = 0.25$ mts de promedio tenemos:

- Para 15 mts. de cabezal de agua

$$\sigma = \frac{H_{\text{atm}} - H_s}{H_o + H_s} \quad \text{Ec. 6.2-7}$$

siendo $H_{\text{atm}} = 9.81$ mts.

$$\sigma = \frac{9.81 - 0.25}{15 + 0.25} = \frac{9.56}{15.25} = 0.62$$

$$\sigma = 0.62$$

- Para 12.5 mts de cabezal de agua

$$\sigma = \frac{9.81 - 0.25}{12.5 + 0.25} = \frac{9.56}{12.75} = 0.74$$

$$\sigma = 0.74$$

- Para 10 mts. de cabezal de agua

$$\sigma = \frac{9.81 - 0.25}{10 + 0.25} = \frac{9.56}{10.25} = 0.93$$

$$\sigma = 0.93$$

- Para 7.5 mts. de cabezal de agua

$$\sigma = \frac{9.81 - 0.25}{7.5 + 0.25} = \frac{9.56}{7.75} = 1.23$$

$$\sigma = 1.23$$

- Para 5.0 mts. de cabezal de agua

$$\sigma = \frac{9.81 - 0.25}{5.0 + 0.25} = \frac{9.56}{5.25} = 1.82$$

$$\sigma = 1.82$$

Resumiendo en la tabla 6.2-2 los valores de $[\sigma]$, para cada cabezal de agua de operación y adjuntando los cálculos de $[n_s]$ respectivos mayores obtenidos en las tablas 5.5-1; 5.5-2; 5.5-3; 5.5-4 y 5.5-5 del Capítulo V, numeral 5.5, tenemos los resultados que se muestran en la tabla 6.2-2.

Al elaborar esta tesis, era mi intención, construir las curvas de $\sigma = f(n_s)$, para el prototipo Gilkes-Tutor de Turbina

Francis, pero la variación insignificante de la altura de aspiración con los diferentes cabezales de operación y diferentes porcentajes de abertura de los álabes directores, nos obligó a tomar un valor de $[H_s]$ promedio, limitándonos a calcular el coeficiente de cavitación $[\sigma]$ con un mismo valor de $[H_s]$ promedio y para cada uno de los cabezales de agua de operación, ésto es: 15.0 mts

12.5 mts

10.0 mts

7.5 mts y

5.0 mts

valores que son los que en la ecuación 6.2-7, marcan la variación del $[\sigma]$ obtenido, pues observamos en la tabla 6.2-2, que para 15 mts. de cabezal de agua tenemos un $\sigma = 0.62$ y para 5 mts de cabezal de agua tenemos un $\sigma = 1.82$.

Como ya hemos indicado, esta no variación considerable de la altura de aspiración $[H_s]$ no nos ha permitido obtener un gráfico representativo de $\sigma = f(n_s)$ propio. Solamente podemos demostrar que nuestros valores indicados en la Tabla 6.2-2 presentarían la misma tendencia que los datos de curvas construidos experimentalmente de $\sigma = f(n_s)$ por fabricantes como la HYDROART spa o ESCHER WYSS, ésto es, un crecimiento casi proporcional de $[\sigma]$ con $[n_s]$, como podemos comprobarlo en un gráfico de $\sigma = f(n_s)$ de NEYRPIC, Figura 6.2-3, para Turbinas Francis y Kaplan, gráfico en el cual se indica con simbología adecua-

da las condiciones en las cuales las Turbinas Francis:

- No presenten cavitación
- tienen cavitación parcial
- tienen una acentuada cavitación

Desafortunadamente, casi no podemos comparar nuestros valores de $\sigma = f(n_s)$ en el gráfico de NEYRPIC, debido a que sus curvas se inician a partir de valores de $[n_s]$ de 70 en adelante y nosotros hemos obtenido valores de $[n_s]$ máximos para cada cabezal de agua de operación del orden de 68.64 a 28.90 que corresponden a Turbinas Francis Lentas.

Un gráfico como el de NEYRPIC, donde se establecen las curvas de $\sigma = f(n_s)$ con diferentes condiciones de existencia, no existencia o existencia de parcial cavitación, se pueden obtener solamente en laboratorios sofisticados donde tenemos transductores de presión que grafican sus valores en osciloscopios; en instalaciones de experimentación que están compuestas con Estroboscopios, cámaras fotográficas incorporadas en el rotor de la turbina Francis que pueden efectuar de 8 a 10 fotografías para una misma condición y por último en instalaciones tales que podemos obtener cabezales de agua del orden 80 hasta 100 mts. de agua.

De esto, nuestra intención de poder comparar nuestros valores experimentales con un gráfico compuesto de curvas con las condiciones de cavitación como el gráfico 6.2-3. Pues en

nuestro prototipo de Turbina Francis, no contamos con el equipo sofisticado ya descrito.

Con los pocos datos que tenemos en nuestra tabla 6.2-2 y comparando esos datos en el gráfico 6.2-3, observamos^a entre 60 y 70 [n_s] un alejamiento de nuestros valores de (σ) para parcial cavitación y acentuada cavitación, más bien nuestros valores de (σ) desde 0.62 hasta 1.82, se ubican en la zona de Turbinas que no presenten cavitación, por ser nuestra turbina del tipo de Francis-lenta.

6.3 EFFECTOS SOBRE EL PERFORMANCE AL ELEVAR EL LIMITE DE CAVITACION

Al diseñar una turbina, para carga y gasto determinados, debe escogerse la velocidad específica más alta, ya que ello redundará en una reducción en tamaño, en peso y en costo.

Sin embargo, existe un límite inferior para el tamaño de la turbina; en este caso, el factor que se debe tener en cuenta es el incremento de la velocidad del líquido. Como los líquidos son fluidos que se vaporizan, se presenta el fenómeno de la cavitación, el cual fija dichos límites.

La cavitación, como ya la hemos definido en el capítulo IV, numeral 4.3; es la vaporización local de un líquido debido a las reducciones locales de presión, por la acción dinámica del fluido. Este fenómeno está caracterizado por la formación de burbujas de vapor en el interior o en las proximidades de una vena fluida.

La condición física más general para que ocurra la cavitación, es cuando la presión en ese punto baja el valor de la presión de vaporización.

La reducción de la presión absoluta a la de vaporización puede ser general para todo el sistema o únicamente local; pudiendo existir esta condición local sin un cambio de la presión promedio.

Una disminución general de la presión se produce debido a cualquiera de las siguientes condiciones:

- 1.- Un incremento en la altura de succión estática.
- 2.- Una disminución en la presión atmosférica, debido a un aumento de altitud sobre el nivel del mar.
- 3.- Una disminución en la presión absoluta del sistema, tal como la que se presenta cuando se bombea de recipientes donde existe vacío.
- 4.- Un incremento en la temperatura del líquido bombeado, el cual tiene el mismo efecto que una disminución en la presión absoluta del sistema, ya que, al aumentar la temperatura, la presión de vaporización es más alta y, por tanto, reduce la diferencia entre la presión del sistema y ésta.

La disminución de presión local, se produce debido a las siguientes condiciones dinámicas:

- 1.- Por incremento en la velocidad
- 2.- Como resultado de separaciones y contracciones del Flujo.

3.- Por desviación del flujo de su trayectoria normal.

Debido a lo explicado anteriormente, la cavitación se manifiesta de diversas maneras, de las cuales las más importantes son:

- a) Ruidos y Vibración
- b) Desgaste de los álabes del rotor

Para un mejor desarrollo de este numeral, debemos analizar una por una, las manifestaciones de la cavitación, indicadas en líneas anteriores.

- a) Ruidos y Vibración.-- El ruido se debe al choque brusco de las burbujas de vapor cuando éstas llegan a las zonas de alta presión. Debemos anotar que el funcionamiento de una turbina suele ser ruidoso, cuando trabaja con una eficiencia bastante menor que la máxima, ya que el agua choca contra los álabes.

Cuando tenemos cavitación, éste se puede remediar introduciendo pequeñas cantidades de aire en la succión de la turbina, de una manera similar a los tubos de aireamiento usados en tuberías. Así el aire actúa como amortiguador, además de que aumenta la presión en el punto donde hay cavitación.

- b) Desgaste del Rotor.- Si un rotor de una turbina se pesa antes y después de haberse sometido al fenómeno de la cavitación, se encuentra que ha habido una disminución de peso. Tan es así, que para grandes unidades, el fabricante tiene que especificar

la cantidad máxima de metal que se perderá por año.

H. Foettinger, en su libro *Untersuchungen Über Regelung Von Kreiselpumpen*, demuestra que el desgaste de los álabes se debe solamente a la acción mecánica o golpeteo de las burbujas de vapor, y que la acción química y electrolítica es insignificante en este proceso. El hizo sus experimentos con un tubo de vidrio neutro, el cual se desgastó de la misma manera que el metal de los álabes de una turbina.

Antiguamente se suponía que el aire o gases podrían ser mucho más activos en el instante de la liberación. Pero lo que demuestra que sólo hay acción mecánica, es que el lugar donde se produce el desgaste siempre está mas allá de los puntos de baja presión donde se forman las burbujas.

Por lo que se refiere a los materiales con poca cohesión molecular, éstos sufren mayor desgaste, ya que las partículas desprendidas vuelven a ser lanzadas contra el material logrando llegar a incrustarse para después desprenderse de nuevo.

El desgaste por cavitación se debe distinguir del que producen la corrosión y la erosión.

El de corrosión lo causa única y exclusivamente la acción química y electrolítica del agua utilizada, factor que en los últimos años ha sido seriamente tomado en cuenta, cuando se usan

represas naturales, como lo son los lagos en Europa, y que están afectados por la contaminación industrial en muchos casos. En nuestro país, ésto no sucederá todavía, debido a que se están usando saltos naturales de agua ubicados en nuestra Cordillera de Los Andes.

La erosión es causada por las partículas abrasivas, tales como la arena, el lodo, etc. Y éste si es un problema que debemos tomar en cuenta, cuando se proyecta una Central Hidroeléctrica en nuestro país, porque muchas experiencias se tienen acumuladas sobre la erosión de los álabes y rotores de Turbinas de diferentes tipos instaladas en países sudamericanos que también usan el potencial hidráulico de saltos o caudales de agua en la cordillera de Los Andes.

En el capítulo concerniente con las Recomendaciones se tratará más completamente este tema.

Para diferenciar estos tipos de desgaste, tenemos que observar la apariencia de las partes atacadas y su localización a lo largo del trayecto del fluido.

De observaciones efectuadas en laboratorios de experimentación, sofisticados Italianos, tales como los de la Hydroart s.p.a. y Franco Tosi, sobre modelos o prototipos de Turbinas Francis, cuatro veces mayor en lo que a dimensión de la turbomáquina se refiere, en comparación con nuestro prototipo Turbina Francis

Gilkes-Tutor. Se ha podido clasificar la cavitación en 3 tipos, debido a que la turbomáquina en prueba y el equipo sofisticado lo permite.

Estos tipos de cavitación y su efecto destructor, producto de largas experimentaciones en los laboratorios antes indicados, donde tuve la oportunidad de permanecer 1 mes en el año 1980, son los siguientes:

- 1.- La cavitación que se manifiesta entre los álabes de un rotor, ya sean éstos álabes fijos o directores llamada cavitación entre álabes (INTERPALARE), no es tan peligrosa, ni tan destructora, más bien es el tipo de cavitación que da lugar al fenómeno de las pulsaciones de presión.
- 2.- La cavitación que se desarrolla al borde del ingreso de los álabes fijos o álabes directores también, llamada Cavitación al ingreso, es el tipo más peligroso de cavitación, porque desgasta considerablemente los álabes a través del recorrido del agua por el rotor en el interior, desde la entrada hasta la salida, desgastando en su recorrido toda la superficie de los álabes que tiene contacto con el agua.

Este tipo de cavitación casi siempre se manifiesta acompañada del fenómeno de vorticidad que causa, también, pulsaciones de presión.

- 3.- La Cavitación que se desarrolla a la salida o egreso del

rotor en los álabes directores, es la menos peligrosa y menos destructora sobre la turbomáquina, porque se inicia a la salida de la turbina y más bien se desarrolla en el tubo de desfogue.

También creo necesario, con el objeto de hacer un trabajo completo, indicar datos de experimentación que me fueron proporcionados en los mismos laboratorios, ya mencionados, que los usan como referencias experimentales y que son los siguientes:

- La frecuencia del golpeteo fue registrada en el rango de 600 a 1000 ciclos por segundo por un Ingeniero alemán llamado HUNSAKER.
- En cambio P. de HALLE llegó a registrar o estimar frecuencias hasta de 25.000 ciclos/seg.
- Por lo que se refiere a intensidades y presiones, el mismo Ingeniero P. de Halle, encontró que las intensidades dependen de la velocidad y llegó a medir presiones de 300 atmósferas.
- Todavía no se ha dado una explicación satisfactoria del por qué de estas presiones tan altas, aunque existen ciertas versiones con suficiente grado de exactitud relativo.
- Los distintos materiales resisten la cavitación en diferen-

tes grados. La cantidad de material destruido por la cavitación está controlada por la composición química de ellos, el tratamiento térmico y las condiciones de su superficie.

- SCHROETER ha hecho pruebas con diferentes materiales expuestos a cavitación y usando una velocidad de 197 pies/seg ., construyó un diagrama que está representado en la Fig. 6.3-1, y nos muestra los resultados obtenidos. Las abcisas indican las horas que duró la prueba y las ordenadas, el peso en gramos del material perdido.

Cabe indicar en esta parte que los álabes directores de la turbina Francis Gilkes-Tutor, están contruidos en bronce. Por lo tanto, observando la Fig. 6.3-1, vemos que cuando se trabaje en esta turbina 125 horas en condiciones de cavitación, deberíamos perder un aproximado total de material bronce de 2 gramos.

- Es costumbre en las turbinas, proteger los álabes en sus partes desgastadas por la cavitación, con placas soldadas de acero inoxidable, pues hemos observado que el acero, según la gráfica de SCHROETER, es el material más resistente y más aún si se trata de acero inoxidable.
- Se ha encontrado también que las pérdidas de material, debido a la cavitación aumentan con la temperatura, ya que a altas temperaturas es más escaso el aire disuelto en el

agua, por lo cual se reduce su efecto amortiguador. Por otra parte, es más fácil que se formen las burbujas de vapor.

- Por último, se ha encontrado, también, que las pérdidas de metal por cavitación son aproximadamente proporcionales a la presión de vaporización. Es por lo tanto, la conveniencia de introducir pequeñas cantidades de aire a la región dañada por la cavitación. Y por lo mismo se ha determinado la conveniencia de selección del material que compone los elementos de un rotor de Turbina Francis, cuando en la etapa de experimentación sobre el prototipo, se anticipan problemas de cavitación.

El estudio teórico y experimental del fenómeno de la cavitación resulta sumamente complejo y es por ello que este capítulo de esta tesis, se ha dilatado grandemente. Pero existen medios o normas para evitar o reducir la cavitación y según las normas de experimentación de la IEC (International Electrotechnical Commission) son las siguientes:

- 1.- Tener un conocimiento completo de las características del fenómeno de la cavitación en el prototipo de la Turbina Francis sobre la cual se experimenta.
- 2.- Conocimiento de las condiciones de succión existentes en el sistema.

- 3.- Las condiciones de succión se pueden mejorar, eligiendo un tubo de succión de mayor diámetro, reduciendo su longitud y eliminando codos, así como todo aquello que pueda ocasionar pérdidas de carga.
- 4.- Revisar completamente todas las secciones de la cabeza de succión, rotor y carcasa por donde va a pasar el agua, cuidando de que no existan obstrucciones.
- 5.- Escoger elementos de guía, con excelentes formas y superficies aerodinámicas; álabes fijos y álabes directores que conduzcan el agua convenientemente.
- 6.- Usar materiales adecuados.
- 7.- Introducir pequeñas cantidades de aire para reducir el efecto de la cavitación.

Siguiendo estas normas indicadas anteriormente, es importante tratar acerca de las Normas que pueden corregir, evitar o disminuir el fenómeno de cavitación, que si bien es cierto no se pueden aplicar en nuestro prototipo de Turbina Francis, Marca Gilkes-Tutor, nos dan la pauta para aplicarlas en un equipo de experimentación sofisticado.

El próximo sub-numeral se refiere a la séptima norma enunciada anteriormente y trata de la "Influencia del Cabezal y del Contenido de Aire en la Cavitación".

6.3.1 INFLUENCIA DEL CABEZAL Y DEL CONTENIDO DE AIRE EN LA CAVITACION.

Una cierta importancia de facilidad en la ejecución práctica existe cuando hacemos modelos de pruebas de Turbinas Hidráulicas Francis y en particular la investigación de la cavitación a diferentes valores de coeficientes (σ) provistos de ciertas mínimas dimensiones y valores límites para el gráfico de Reynolds. Son adjuntas también correspondientes indicaciones que están contenidas en las tablas y regulaciones del Comité Electrotécnico Internacional (IEC).

Aparte de estas regulaciones, ciertas nuevas leyes tienen una base física.

En principio, observaremos, nombradas leyes de Froude para la fuerza de la gravitación, leyes de Reynolds para las fuerzas de fricción y leyes de Weber para las fuerzas capilares. Además, también están las escalas de Reinhardt, del tiempo del cual toma, entre la cuenta de Retardación de evaporación a cuál cavitación corresponde ubicar.

Esto es, obvio indicar, que todas esas condiciones son solo y totalmente registradas en el caso de turbinas de grandes dimensiones, y que pequeñas o considerables desviaciones son despreciables para modelos o prototipos de pruebas.

Sin tomar en cuenta mayores detalles con la Física básica y los efectos de lo que se menciona acerca de las desviaciones, las siguientes observaciones, nos mostraron que es posible obtener una cierta cantidad de observaciones relativas para diversas condiciones de las pruebas.

Para poder efectuar ésto, es necesario disponer de un laboratorio de pruebas que tenga un alto grado de exactitud en las mediciones y con equipos con los cuales las diversas formas de cavitación a varios cabezales puedan ser variados para obtener adecuados rangos.

Las figuras 6.3.1-1 y 6.3.1-2 nos muestran fotografías de un laboratorio de este tipo, perteneciente a la casa HYDROART s.p.a., laboratorio con el cual, las pruebas pueden ser llevadas a cabo por encima de cabezales mayores a 100 mts. de columna de agua.

Un equipo especial de óptica, para la observación de la cavitación y medios para mantener constante la temperatura del agua de operación, por medio de la adición de agua fresca, facilita las mediciones.

Detalladas pruebas han sido recientemente llevadas a cabo en los laboratorios de la HYDROART y FRANCO TOSI, con turbinas Francis de velocidad específica media, ésto es, $n_s \sim 240$, con el objeto de investigar la influencia del contenido del

aire y el cabezal de agua, en la extensión de las zonas de cavitación con las turbinas en rotación.

Cuando se ha estado operando bajo grandes cabezales en los laboratorios de pruebas, pareciéndose a las actuales condiciones de las grandes turbinas que forman un sistema hidroeléctrico, a veces, una pequeña prueba de cabezal, ha determinado el criterio para que el rango de similitud de Froude fuese extendido.

Desde un número básico de investigaciones, se ha conocido que las zonas de cavitación crecen grandemente con incrementos de velocidad y bajo grandes cabezales, tales que, correspondientes mediciones y observaciones en una turbomaquinaria hidráulica son de particular interés.

Primero de todo, un poco de observaciones, conciernen la técnica empleada, para llevar a cabo un record de mediciones. Se usa un sistema óptico con el correspondientes ESTROBOSCOPIO y ventanas de observación en el tubo de desfogue, a la salida del rotor de la turbina, además de que buena parte del tubo de desfogue, principalmente en el codo, es de material plástico transparente. Esto es muy importante para hacer un número de fotografías para cada condición de cavitación. Además, todo el sistema tiene incorporados transductores de presión electrónicos, que nos indican a

través de un osciloscopio, la variación de las pulsaciones de presión en una sala de control con tableros que reciben las señales ópticas, electrónicas y un sistema de fotografiar también incorporado capaz de fotografiar, en las condiciones o circunstancias exactas de los álabes fijos y álabes directores, 8 a 10 veces en la misma posición. De esta forma el fenómeno de cavitación es subsecuentemente juzgado en relación a esas fotografías obtenidas.

Para investigar los efectos de la cavitación y las diferentes formas de ésta, se experimenta con cabezales que están entre el rango de 10 a 80 mts, manteniendo constante la forma de cavitación encontrada y con específicos datos de operación invariables, para la turbina.

El contenido del aire en el agua, es chequeado continuamente para que cualquier información acerca de la influencia indicada pueda ser también obtenida.

El agua fresca suplente para el circuito, combinado con un regulador de adición, asegura constantes condiciones de pruebas, no solamente con referencia para la temperatura de operación del agua, sino también para observar el contenido de núcleos de evaporación, los cuales son también importantes para la cavitación.

Durante estas pruebas, fueron obtenidos datos que indicaron,

que el contenido de aire disuelto varió entre 1.1% y 2.3% del total del volumen de agua, bajo una natural condición con una temperatura de saturación del agua de 10°C.

Experimentando en el rango de carga máxima (carga total) esto es para el cabezal total de la turbina, 80 mts. y experimentando después para un cabezal de 7 mts, se concluyó, que la influencia del cabezal tiene un efecto diferente en la extensión del fenómeno de cavitación, dependiendo en la clase de cavitación concernientes. A la entrada de corte del álabe, una zona, con una muy pronunciada gradiente de presión, no existe una diferencia apreciable entre las formas que el flujo de agua adopta tanto para el cabezal de 80 mts, como para el cabezal de tan sólo 7 mts. Sin embargo, si existen grandes diferencias entre las formas que el flujo de agua adopta, tanto para el cabezal de 80 mts como para el cabezal de 7 mts, cuando se observa el fenómeno de cavitación en la superficie misma del álabe. Las zonas de cavitación llegan más pronunciadas en la superficie del álabe cerca de la banda de rotación.

Como el cabezal incrementa, el fenómeno de la cavitación también incrementa, el cual por ejemplo puede ser claramente observado en nuestras tablas de datos experimentales del numeral 6.1.2, tablas 6.1.2-1 y 6.1.2,-2, donde para los mayores cabezales, existen la presencia de ruidos caracte-

rísticos del fenómeno de la cavitación. Así mismo no existe la presencia de ruidos característicos de la cavitación con cabezales menores a los 10 mts de agua, como se podrá observar en las mismas tablas 6.1.2-1 y 6.1.2 -2.

En los laboratorios sofisticados se ha probado lo mismo, en lo que se refiere a la presencia de cavitación con cabezales grandes y a la no presencia de cavitación con cabezales menores. Lo que nos dan los laboratorios sofisticados es el comportamiento exacto de una u otra forma de cavitación, ya sea éste entre álabes, al ingreso o a la salida como acabamos de indicar en líneas anteriores y con contenidos de aire constante, de 1.13% ocurrió tanto para 80 mts como para tan solo 7 mts de cabezal de agua un comportamiento de la cavitación igual cuando se trataba en la zona de entrada de corte del álabe y diferente cuando se trataba de la cavitación en la superficie misma del álabe. Estas observaciones, por supuesto no pudieron ser comprobadas en nuestro prototipo de Turbina Francis Gilkes-Tutor, por no disponer del equipo sofisticado ya indicado también, en este subnumeral.

Además, se pueden efectuar pruebas experimentales con incrementos del contenido de aire, entre 1.44% hasta 2.3% de rango, que nos llevan a iguales resultados, como los indicados anteriormente, en los laboratorios equipados sofisticadamente.

Lo siguiente, son posibles explicaciones que nos proporcionan las casas fabricantes que por ende, experimentan sobre el fenómeno de la cavitación:

- Cambios en la distribución de presión debido a influencias de la capa límite.
- Influencia de la tensión de evaporación con la velocidad del flujo.
- Y la inspección que efectuara R.T. KNAPP, que dice, que los grandes gradientes de presión en concordancia con altos cabezales y velocidades, favorecen la formación de burbujas de cavitación adicional desde el núcleo mismo de cavitación.

Se concluye que el principio de la cavitación es retardado a bajos cabezales, donde las zonas de cavitación llegan a ser también pequeñas.

Por lo tanto, la influencia del cabezal es grandemente dependiente de la distribución de presión.

Zonas de cavitación en los campos locales críticos de vacío, tal como ocurre, por ejemplo, en los bordes de entrada del álabe a bajas velocidades específicas circunferenciales, son solo suavemente influenciadas para cambiar la figura o conformación de la cavitación, porque el gradiente de la dis -

tribución de la presión local es muy considerable.

En casos donde la distribución de presión es exacta otros pre-requisitos existen, porque un pequeño cambio de σ , o desplazamiento de la distribución de presión, relativa a la tensión de evaporación, entonces influenciaran considerablemente la extensión de la zona de cavitación. Este comportamiento, es desde entonces conocido por usuales observaciones de cavitación bajo las cuales σ es variado bajo cabezales constantes.

Tales observaciones de cavitación no admiten explicar la influencia del cabezal bajo discusión, pero esas observaciones tienen buena información por el juzgamiento de la sensibilidad, del comportamiento de varias zonas de cavitación.

Basándose en esas consideraciones, puede asumirse con certeza que la influencia de las pruebas de cabezal en la extensión de la zona de cavitación, resultan de variar las distribuciones de presiones, lo cual no puede ser igual para todos los tipos de Turbinas Francis.

Estas aplicaciones deducidas de laboratorios del orden de sofisticación ya indicados, por supuesto, también varían para los datos de operación distintos de una misma turbo-máquina.

Cabe indicar que el mejor chequeo, es una comparación con el

fenómeno de cavitación que se presenta en el modelo a escala o prototipo de un laboratorio, contra el fenómeno de cavitación que se presenta en la turbomáquina real que esté operando ya, en un sistema hidroeléctrico.

Aunque las condiciones de pruebas y posibilidades de observaciones son muchas veces obtenidos muy difícilmente, algunas oportunidades pueden no ser a más tardar utilizadas, donde buenas observaciones pueden ser supuestas.

6.4 REDUCCION DE LA INTENSIDAD DEL VORTICE Y DEPRESION A LA SALIDA DE LA TURBINA.

A pesar de que las turbinas Francis están en uso por algunas décadas de años, el fenómeno interior del tubo de desfogue se ha mantenido desconocido hasta recientes años, cuando las pruebas técnicas y posibilidades de observación directa han tenido un tremendo perfeccionamiento.

Este es el resultado del uso de materiales plásticos y electrónicos. Estos nuevos equipos aplicados a modelos a escala de Turbinas Francis y a través de sus tubos de desfogue y extremadamente complejos distribuidores de velocidad.

En el presente numeral y los próximos numerales 6.5 y 6.6 clasificaremos y explicaremos a partir de las observaciones experimentales esas formas de flujo.

Problemas en la operación de Turbinas Francis ocurren a menudo y remedios para superarlos no tienen siempre un éxito completo.

Es por lo tanto importante indicar, que los problemas que surgen en la operación de Turbinas Francis son sobrentendidos tanto por la aplicación de la Ingeniería de Operación como por la Ingeniería de Diseño.

Por lo tanto, los numerales 6.4; 6.5 y 6.6 serán una ayuda, que el presente trabajo investigativo contribuirá para su conocimiento.

Es bien conocido por algunos años, que las Turbinas Francis sufren de inestabilidad de salida al otro lado opuesto por alguna de las partes de los álabes directores. Esta condición puede ser aliviada o no, dependiendo de las características eléctricas del sistema para el cual la fuerza es entregada.

Esta inestabilidad no tiene límite para las turbinas Francis, pero es una característica de fijar el porcentaje de abertura de los álabes directores de las turbinas de reacción, los cuales generalmente sufren de una inestable condición hidráulica en el tubo de desfogue para abertura de álabes alrededor del 60%.

Esto es mostrado por la sección rayada en la curva de carga vs % de abertura de los álabes directores. Fig. 6.4-1, proporcionada por un manual de investigaciones experimentales de la International Electrotechnical Commission (IEC) en la parte Code for Model

Acceptance Tests of Hydraulic Francis Turbines.

Esta inestabilidad, la cual tuvo que ser reportada en centrales hidroeléctricas instaladas años atrás, se manifiestan en variaciones de grados de intensidad en diferentes máquinas, dependiendo en el diseño hidráulico y en el sistema de carga.

En algunos casos críticos de operación una cierta apertura fraccional de los álabes directores es imposible efectuar, por la severidad de pulsación de salida o la consiguiente presión periódica de ondas en la tubería o ambos casos juntos.

Aliviar estas condiciones puede muchas veces ser provechoso por el aire de admisión en el interior del tubo de desfogue, pero esta medida no es siempre satisfactoria. En el mejor de los casos los pulsos son amortiguados afuera, pero no prevenidos, a menos que el aire de admisión sea incrementado en tal medida, que la eficiencia es seriamente deteriorada.

Las Figuras 6.4-2 y 6.4-3 fueron publicadas por Thoma, allá por el año 1910 y ellas nos dan una razón del entendimiento de la vorticidad a la descarga de la turbina como una suposición en ese tiempo. Se puede notar que la representación de vórtices en las figuras 6.4-2 y 6.4-3 nos muestran espacios simétricamente ubicados en el centro del eje del recorrido del flujo.

Estas indicaciones, nos entregan la solución teórica del problema en el origen de los pulsos en la salida de la turbina.

Esto es, solo en unos recientes años que la observación del recorrido de descarga a través de tubos de desfogue transparentes ha revelado que, a cierta abertura de álabes directores, la vortici-
dad puede tomar diversas formas tipificadas las cuales son foto -
grafiadas electrónicamente con flash incorporados, fotografías que
en un laboratorio de experimentación sofisticado nos demuestran
modelos de flujos en los tubos de desfogue de las turbinas.

Para obtener, una clara visión de lo que está pasando en el flujo
a la salida en el tubo de desfogue, es necesario bajar la presión
absoluta de entrada al tubo de desfogue. Esto puede ser llevado
a cabo rápidamente en instalaciones sofisticadas para la investi-
gación de la cavitación.

Para ir bajando la presión, el núcleo o centro del vórtice es traí-
do abajo hasta la presión de vapor, la cual efectúa ésto aparente-
mente, así se separa de la masa del agua transparente donde la vor-
ticidad no puede ser revelada visualmente.

El centro del vórtice mostrado en la Fig. 6.4-4, tiene más o menos
la configuración de una espiral o serpentín, el cual se mueve al-
rededor del tubo de desfogue como está indicado por la flecha en P.
Esta es la particular forma, la cual es causa de la pulsación y
presión en la salida.

Este es el método que se ha acostumbrado para poder comparar esa
forma de vórtice. Pero es mejor sobrentender que el visible cen -

tro del vórtice, es solamente revelador de la dirección del recorrido en la turbina y al mismo tiempo continua en un movimiento de precedencia P alrededor del centro del tubo de desfogue como se muestra en la Fig. 6.4-5.

El centro o núcleo mismo, entregado por el vapor de agua, tiene muy poca masa comparada con el agua que deja el recorrido del flujo, y puede ser pequeña en la conducción del Torque, a pesar de que esta es la causa del ruido característico de la cavitación.

Para una observación estacionaria en un lado del tubo de desfogue, la pulsación se revela ella misma como un cambio periódico de presión.

Ahora, la observación del fenómeno periódico requiere instrumentación que no sufra de retardo debido a la inercia del instrumento o resistencias. Observando por un tubo de PITOT ordinario es inútil porque este instrumento sólo entrega una lectura promedio. El mismo criterio se tiene actualmente, para las aplicaciones de un medidor desviado o algunas combinaciones de tubos de PITOT y PIEZOMETRICOS.

En la actualidad se usa comúnmente con buenos resultados, un muy simple dispositivo en la forma de una pequeña aspa de aproximadamente 1" de longitud, la cual actúa como una veleta y es girada en la línea que sigue el flujo de agua, revelando así su dirección.

Este instrumento tiene así una pequeña masa comparada con esta

circunvalación del agua, que se produce a continuación, con prácticamente una no retardación de algunos cambios rápidos que ocurren en la dirección del flujo.

Observaciones pueden ser hechas desde la salida del tubo de desfogue y los períodos de las pulsaciones de la deflexión del flujo pueden ser detectados en el conjunto de masa del agua.

Este instrumento no requiere de bajadas de presión para revelar el núcleo del vórtice, y los pulsos en el flujómetro de agua son observados uniformes cuando no se presenta el núcleo de vapor de agua.

La inestabilidad de fuerza descrita por la sección sombreada de la curva en la Fig. 6.4-1 es ahora explicada por referencia a las Figs. 6.4-6a y 6.4-6b. Ellas representan secciones del codo del tubo de desfogue para las secciones BB de la Fig. 6.4-4.

Como el vórtice toca el codo del tubo de desfogue, la precesión de movimientos (P) causa la forma del flujo para cambiar continuamente y para asumir una forma como la Fig. 6.4-6a y así el proceso se inicia otra vez.

Es claro que la forma del flujo 6.4-6b entregará un camino fácil de salida para el agua y resulta en considerables pérdidas menores, que con respecto a la forma descrita en la Fig. 6.4-6a.

El coeficiente de descarga del codo, de este modo varía de acuer-

do a la posición del centro del Vórtice (Q). El movimiento de precesión P causa un cambio periódico en la resistencia hidráulica del codo del tubo de desfogue.

El resultado es que pulsos de presión son producidos en el movimiento de descarga, correspondiendo al período de la precesión del vórtice.

Consecuentemente, el cabezal neto en la turbina está sujeto a los cambios periódicos.

El torque, el cual transmite la rotación al eje sigue la misma periodicidad. Una observación con estroboscopio revela que la velocidad del eje no es estrictamente uniforme, y que ésta continúa al mismo período como la pulsación.

La precesión del vórtice también causa un pulso en la magnitud del empuje axial y en la tubería de presión. El retardo, a menudo puede ser observado en sitio.

Podría la presión absoluta ser bajada lo suficiente para permitir el núcleo [Q] de presión de vapor hasta llegar a la sección BB, así es entonces obvio que el colapso del núcleo de vapor, como éste toca el deslizamiento del tubo de desfogue [S] causará agudas implosiones de cavitación.

Esta condición puede ser rápidamente producida en el modelo de turbina.

La condición del flujo que estamos justamente describiendo y la cual se da lugar en la parte de abertura de los álabes directores es, por supuesto, enteramente diferente a otras aberturas de álabes directores.

La Fig. 6.4-7, es un dibujo de lo observado en el tubo de desfogue de la turbina Francis Gilkes-Tutor, y nos muestra el flujo a una completa abertura de los álabes directores, como se ha revelado por el directo núcleo central el cual es perfectamente estable. Esto no es un movimiento de precesión y permanece concéntrico con el tubo de desfogue. Este núcleo muestra un contorno en el mismo, en la dirección opuesta al recorrido de rotación.

Esta condición usualmente se resuelve por sí sola, en vórtices irregulares pequeños cerca de la entrada del codo del tubo de desfogue.

6.5 VORTICE LIBRE A LA SALIDA DE LA TURBINA

El vórtice comúnmente dicho es un fenómeno secundario frecuente debido a la fricción del fluido, que en cualquier caso tiene una importancia esencial por su efecto sobre la corriente principal.

Esto es considerado como un movimiento perturbador irregular que necesita nuestro análisis y tal es el punto y la suposición de la antigua teoría Hidrodinámica resaltante de Euler, la cual calculando con un fluido ideal excluye sin lugar a dudas la fricción y vorticidad.

La más sensible discordancia entre la teoría y la experiencia se presenta en el problema de la resistencia que un cuerpo en movimiento rectilíneo y uniforme encuentra en un fluido limitado.

En efecto, siguiendo la teoría, esta resistencia deberá ser nula en cualquier caso, mientras la experiencia demuestra que la resistencia depende esencialmente de la forma del cuerpo, o sea de la posibilidad más o menos grande que eso presenta a la corriente de contornearlo (al cuerpo) como presupone la teoría.

Helmholtz logró acordar la teoría con los resultados experimentales, introduciendo un nuevo concepto, por el cual la velocidad del fluido ideal no depende exclusivamente del lugar considerado, pero es admisible que dos capas de fluido, limitándose a vicisitud, resbalen o se escurran con una velocidad relativa la una respecto a la otra (capa) a lo largo de una superficie de discontinuidad.

Una tal superficie ficticia se podría considerar, aquella que encierra la zona vorticiosa detrás de una placa, separándola de la corriente principal desviada de la misma placa, como se muestra en la Fig. 6.5-1.

Pero siguiendo el concepto teórico, detrás de la pared subsistirá la presión de la corriente no desviada.

La formación de esta superficie de discontinuidad en un fluido real y las sucesivas transformaciones fueron tratadas en un modo

riguroso por Prandtl (1904) examinando el movimiento de un fluido en el caso de una muy pequeña viscosidad. En estas condiciones se encuentran a punto, el aire y el agua, ambos, considerados como incompresibles.

Resulta de la experiencia, que la viscosidad de un fluido, por cuanto ésta sea pequeña, se hace sentir en la proximidad de una pared, haciendo relajar una sutil capa del fluido en movimiento. Sin embargo, asumiendo que el fluido se adhiere a la superficie lamada, donde la velocidad es nula, y que para la pequeña viscosidad muy vecina a la pared, la velocidad del fluido asume el valor normal de la corriente ideal, nos resultará una sutil capa límite con una muy grande variación de velocidad o fuerte gradiente de velocidad, en la cual también una pequeña viscosidad no será mas insignificante.

Más allá de la capa límite, la corriente libre se comportaría como sin fricción, esa corriente puede ser influenciada por dicha capa límite hasta resultar completamente transformada.

En efecto, si la corriente es sujeta a una diferencia de presión en el sentido de su movimiento, también la capa límite, por cuanto frenada, es solicitada en el mismo sentido y la corriente se adhiere a la pared.

Si en cambio, la corriente va en contra a un aumento de presión, no sufrirá un relajamiento, y la capa límite, ya más lenta, ter-

minará por detenerse y formar cúmulos, como se muestra en la Fig. 6.5-2, que desatándose a intervalos hacen desviar la corriente en modo análogo a una superficie de discontinuidad o de separación según Helmholtz.

El aumento de presión que ha dado origen a la separación desaparece casi totalmente y la capa límite, que ahora ha resultado capa de separación, terminará en el vano dejado libre de la corriente desviada y asume un movimiento de rotación, que se propaga a la masa del fluido constituyendo un vórtice.

Esto, si bien, es arrastrado en el sentido de la corriente y se desvanece poco después, mientras el fenómeno se renova periódicamente. La corriente se separa sola detrás de una esquina, como se muestra en la Fig. 6.5-3, pero también con una superficie perfectamente redondeada, como por ejemplo en un cilindro, ver Fig. 6.5-4, después de un primer período de corriente potencial, la capa límite en el paso posterior, en correspondencia del aumento de presión, se separa de la pared formando una capa de separación, que se descompone en una serie de vórtices.

En cada caso la formación de los vórtices en un fluido se puede atribuir a la presencia de partículas venidas en contacto con una pared, sobre las cuales, esto es, hemos tenido influencia de la fuerza de fricción.

Porque la palabra vórtice, viene generalmente usada tanto para

denominar una particular corriente teórica cerrada, teniendo especiales propiedades, cuanto para indicar un movimiento irregular cualquiera.

La Fig. 6.5-5 nos muestra el diagrama de velocidad a la salida del rotor de la Turbina Francis para una línea de Flujo.

Para una carga particular, la cual está claramente establecida para el punto de mejor eficiencia, el agua descarga en la dirección perpendicular como por $C_2 \perp$ tal que el flujo promedio muestra una no periférica componente de velocidad.

La calificación de promedio es añadida para significar que, a través de la salida del rotor, el flujo no siempre mantiene la dirección perpendicular exacta. Esto es causado por una no uniforme distribución de velocidad en la altura del sistema de abertura.

A grandes aberturas de compuertas que dan buenas eficiencias, tal como el punto [e] en la Fig. 6.5-5 para carga total y una sobrecarga. La descarga es inclinada en la dirección opuesta de la velocidad periférica, resultando en la componente tangencial C_{u2} estando en la dirección opuesta a U_2 .

En un álabe director abriéndose pequeñamente que el flujo perpendicular como a,b,c,d, la descarga es inclinada en la dirección de la rotación del rotor dando una componente C_{u2} de velocidad

en la misma dirección como la rotación del rotor.

A grandes aberturas de compuertas [d y e] esas condiciones no fueron provocadas por pulsaciones de Flujo.

Para los cinco puntos observados el promedio de direcciones de la velocidad absoluta C_2 son dados en el diagrama de la Fig. 6.5-5.

La cadena dotada de líneas rectas a través del origen nos dá el sitio de todas las descargas $\perp$.

Hasta ahora la descripción del vórtice ha sido asumido que éste es un centro coincidente con los ejes de rotación del rotor.

Observaciones muestran que este es el caso para todas las descargas de arriba e incluyendo los mejores puntos de eficiencia, tal como (d) y (e), la cual no cae mucho abajo de la línea $\perp$.

Para pequeñas aberturas de álabes directores, como en los puntos (a), (b) y (c), la observación muestra el vórtice excéntrico con movimiento de precesión [P] descrito en la Fig. 6.4-4.

Esto fue interesante para poder encontrar la causa de las precesiones, las cuales daban la pulsación de fuerza descrita en la Fig. 6.4-1. Esto es observado en rotores de turbinas Francis, tales como la Gilkes-Tutor, de varias velocidades específicas dependientes de los parámetros ya mencionados en el numeral 5.5.

Para efectos de investigación del flujo a la salida de la turbina

Gilkes-Tutor [en el tubo de desfogue], se siguieron las normas de experimentación de la IEC.

Experimentando para pequeñas aberturas de los álabes directores, que corresponden a los puntos (a), (b) y (c) en la Fig. 6.5-5, el flujo asume distintas formas para cada uno de esos puntos y éstos pueden ser descritos como sigue:

- Para un porcentaje de abertura de los álabes directores del orden del 10%, punto(a) en la Fig. 6.5-5, el flujo ocupa la circunferencia de salida del tubo de desfogue, dejando un núcleo grande central de la carga de agua y vapor.

Entre la carga de agua y la descarga del flujo, una cortina de pequeños vórtices son localizadas como se muestra en la Fig. 6.4-2. Una no pulsación de Fuerza es observado. La descarga es coaxial con el tubo de desfogue, tal como se muestra en la Fig. 6.5-6.

- Para un porcentaje de abertura de los álabes directores del orden del 15% (punto b en la Fig. 6.5-5) el flujo en el tubo de desfogue, muestra la formación de una hilera de vórtice tipificado por el movimiento de precesión, que se describe en la Fig. 6.5-7.
- Para un porcentaje de abertura de los álabes directores del 20% (punto c en la Fig. 6.5-5) el flujo en el tubo de desfogue, corresponde a un flujo perpendicular sin componente de rotación.

Como se puede ver en la Fig. 6.5-8, el tubo de desfogue no revela vorticidad alguna. El flujo es tan suave como puede ser, sin vórtice.

- Para un porcentaje de abertura total de los álabes directores 100% [punto d en la Fig. 6.5-5], el agua es descargada con una componente de velocidad opuesta a la dirección de la rotación del rotor y un número de pequeños vórtices se forman aparentemente por el decrecimiento de la presión absoluta. Los vórtices están en dirección inversa a la columna del vórtice de la Fig. 6.5-7, tal como se muestra en la Fig. 6.5-9.

Estos vórtices son la causa de un cierto aumento del ruido característico de la cavitación, tal como se observó y tabuló para condiciones de 100% del porcentaje de abertura de los álabes directores en el numeral 6.1.2 y Tabla 6.1.2-1, respectivamente, pero por sus multiplicidades e irregular disposición ellos no conducen a una pulsación de Fuerza.

6.5.1 Inestabilidad del Vórtice en Aberturas Parciales de los Alabes Directores

El vórtice de la Fig. 6.5-7 es formado a la salida del rotor cuando la velocidad C_2 asume una dirección similar a (c) en la Fig. 6.5-5. Podría esta velocidad ser considerada como una aplicación uniforme alrededor del rotor, la simetría podría ser completa y la emisión de un vórtice central ocurriría.

ría.

La Fig. 6.5.1-1 muestra la elevación seccional y una vista del gráfico de álabes del rotor. A fin de estudiar la estabilidad del vórtice, asumimos que para alguna razón externa una depresión o un canal de baja presión está ocurriendo en un lado (A) afuera del centro del tubo de desfoque.

Para un mejor entendimiento, si nos referimos al diagrama de velocidades de la Fig. 6.5.1-2, en el lado del rotor cerca de (A), la velocidad, relativa w_{2A} es más grande que el promedio w_2 .

Analizando en el lado opuesto del rotor en (B), siendo más distante del punto de presión mínima, la velocidad de descarga w_{2B} es más pequeña que el promedio w_2 .

Las direcciones de las velocidades absolutas C_{2A} y C_{2B} son muy diferentes. Estas velocidades están graficadas en la Fig. 6.5.1-1 y resultan en un vórtice central en [Q] el cual no está en línea con el diámetro (AB) y están colocadas atrás de (A) en relación a la dirección de rotación del rotor.

El centro del vórtice resultante [Q] está fuera de fase con la depresión original [A]. Porque C_{2B} es más grande que C_{2A} . El centro [Q] tiene un movimiento de precesión [P] en

la dirección de rotación del rotor. [Q] se mueve en la dirección de la depresión original [A] y éste se hace más intenso. Se demuestra entonces que no hay tendencia restauradora y la inestabilidad persiste.

6.5.2 Vórtice en Aberturas Totales de Alabes Directores y Sobrecargas

Bajo esas condiciones como fue explicado por la Fig. 6.5-1, el vórtice en el tubo de desfogue rota en sentido inverso a la dirección del rotor. Podría la descarga del rotor ser simétrica todo alrededor, en cuanto a eso, podría no ser la razón para el vórtice no entregado verdadero central y permanece tal.

Sin embargo, en orden para investigar la estabilidad de esta dirección inversa del vórtice, otra vez asumimos que por alguna razón externa, se acontece una baja presión en el punto (A), tal como se muestra en la Fig. 6.5.2-1, donde en el lado opuesto del rotor de descarga, en (B), la presión es obviamente más grande que en (A) resultando en la velocidad relativa W_2 como se muestra en el diagrama de velocidades de la Fig. 6.5.2-2, donde W_2 es más pequeña para (B) que para (A).

Las velocidades absoluta C_{2A} y C_{2B} para esos 2 lugares también son mostradas en el diagrama de la Fig. 6.5.2-2 y tam-

bien se encuentran graficadas en la Fig. 6.5.2-1. Esas velocidades se juntan para formar un vórtice en el centro [Q]. Desde que C_2A es mayor que C_2B , la precesión [P] del vórtice es en la dirección opuesta a la rotación del rotor y esto es más importante que el centro [Q] se mueva por precesión en la dirección de (B).

La esencial diferencia entre la Fig. 6.5.1-1 y la Fig. 6.5.2-1 se demuestra en una forma más clara y simple en la Fig. 6.5.2-3 donde el vórtice para aberturas parciales y el vórtice para aberturas totales son graficados lado por lado.

Como el centro del vórtice [Q] sigue su curso en espiral abajo del tubo de desfogue, viajando en la dirección de precesión, éste se mueve para el lado (A) para el caso del vórtice de aberturas parciales y para el lado (B) para el caso del vórtice de aberturas totales.

En aberturas parciales, la original depresión (A) es intensificada por (Q). Esto es, de este modo se mantiene y la hilera del vórtice persiste.

En el otro caso, en aberturas totales, el vórtice excéntrico [Q] viaja para el lado opuesto, hacia (B), donde éste se llena hasta el tope y desaparece. Esto explica por qué el vórtice de aberturas totales es central y permanece estable.

Tenemos entonces, la explicación para la inestabilidad del vórtice de aberturas parciales en contraste con la estabilidad del vórtice para aberturas totales.

Esto puede ser concluido en razón de que, alguna excentricidad, en la presión en el rotor de descarga es incrementada en abertura parcial pero es anulada en abertura total.

6.5.3 Inestabilidad en Abertura Total de los Alabes Directores

Esta condición ha sido observada en ciertas turbinas, donde pulsaciones de presión ocurren con un período que está en relación al número de revoluciones [RPM] de la turbina, condición que sugiere la formación de un vórtice inestable en aberturas totales.

En el numeral anterior, esto ha sido explicado, porque el vórtice de carga total fue estable y ésta es la regla general como grande es la cavitación en alguna parte del rotor de álabes, que no causa una modificación para el flujo.

En la Fig. 6.5.3-1 se indica alguna forma de cavitación causando el agua en la salida del rotor de álabes de la turbina.

Esta cavitación será obviamente localizada principalmente y en su mayor parte, en el lado (A) donde nosotros asumimos un conducto de baja presión.

La cavitación no permanecerá simétricamente alrededor del rotor y puede no ocurrir en (B).

Aunque, a pesar de que el diagrama podría ser similar al de la Fig. 6.5.2-2, el disturbio pesado, causado por la cavitación, reduce el momentum de la descarga del agua en C_2A .

Esto explica que el vórtice formado por C_2A y C_2B , todo ese tiempo se mantiene fijo rotando en la dirección opuesta a la rotación del rotor, se moverá hacia el lado (A), la precesión tomando la dirección de la flecha (P). El centro del vórtice (Q) se hace más concéntrico y la inestabilidad es mantenida.

Esta condición está más seriamente lejos, que la inestabilidad en aberturas parciales porque la severidad de las pulsaciones y choques pueden rendir la generación de la central hidroeléctrica insegura en estas capacidades a carga total.

6.6 MODIFICACIONES DE LAS CONDICIONES DEL FLUJO A LA SALIDA

Cuando en las turbinas Francis ocurre la condición de inestabilidad, usualmente para corregir las condiciones del Flujo a la salida de la turbina, se improvisa la inyección de aire en algún lugar cerca de la salida del rotor.

Como ya se ha mencionado, la inyección de aire reduce la intensidad de los pulsos y vibraciones y algunas veces puede parar estas condiciones negativas, presumiblemente por la alteración del vórtice, transformando una vena o serpentín grueso de vorticidad en múltiples vórtices pequeños que no causen una gran pulsación.

Este método de corrección es claramente usado, pero puede conducir a una reducción en la eficiencia y podría el aire de inyección ser muy abundante.

En condiciones de una exacta abertura de porcentaje pequeño de los álabes directores, un mejoramiento en la eficiencia de la turbina, puede a veces ser llevada a cabo por reducción de la turbulencia, como también podría resultar en la formación de un gran núcleo de aire en el centro de la sección de salida del rotor en el tubo de desfogue, como se puede observar en la Fig. 6.5-6 del numeral anterior.

De las causas de las pulsaciones, como fue descrito en las Figuras 6.4-4 y 6.4-6a y 6.4.6b, puede esperarse que, debería la rotación del vórtice ser parada antes de que ésta (rotación) alcance la curva o codo del tubo del desfogue, así las pulsaciones en potencia y presiones derivadas de estas pulsaciones serían canceladas.

Se ha observado en experimentaciones que cuando las turbinas Francis son provistas de guías en el codo del tubo de desfogue, como se indica en las líneas de puntos de la Fig. 6.4-4, las pulsaciones no ocurrieron, debido a que el flujo fue desviado y corregida su vorticidad.

Este tipo de guías o deflectores, originalmente fueron diseñadas y experimentadas por las casas fabricantes de turbinas Francis,

para evitar la separación del agua alrededor del codo del tubo de desfogue.

Para prevenir las pulsaciones es suficiente modificar las condiciones del flujo, con el objeto de parar la rotación del vórtice antes de que éste entre en la zona del codo del tubo de desfogue y se descubrió experimentalmente en laboratorios sofisticados que las guías o deflectores instalados antes del codo del tubo de desfogue son una medida correctiva.

La instalación de estas guías o deflectores no deben ser efectuadas muy cerca del rotor a la salida de la turbina, porque podría afectar su descarga y consecuentemente la eficiencia de la turbomáquina.

Estos deflectores no son considerados una elegante solución hidráulica, particularmente en el caso de extensos diámetros del rotor de una turbina, hablando de instalaciones hidroeléctricas reales. Se usan generalmente en laboratorios de experimentación y deben ser fuertemente contruidos para que puedan resistir el impacto del vórtice.

Estos deflectores en la práctica de instalaciones hidroeléctricas de gran envergadura, no ofrecen soluciones que se justifiquen técnicamente, por la razón de que el vapor de agua no es la causa del problema grave, pues los deflectores están sujetos a cambios periódicos en las presiones laterales del vórtice en precedencia

y terminan por destruirse tarde o temprano dependiendo de la intensidad de la vorticidad..

La longitud del tubo de desfogue, desde la salida del rotor hasta la entrada al codo o curvatura, juega un papel importante en la experimentación de laboratorios de pruebas, pues en muchos casos el alargamiento de esta sección tiene un efecto beneficioso en lo que respecta a la admisión de aire para corregir las condiciones de vorticidad y pulsaciones tratadas al inicio de este numeral.

Desafortunadamente en la práctica, en la construcción de los sistemas hidroeléctricos, el trabajo de excavación para dar lugar a la construcción del tubo de desfogue, torna más costoso cualquier proyecto.

Otra sugerencia que indican las Normas Experimentales de la IEC, es que la longitud de esta zona del tubo de desfogue, debería ser investigado y experimentado hasta llegar a una longitud óptima tal, como para causar una interferencia en el codo del tubo de desfogue para obtener 180° (grados) fuera de fase con respecto a la depresión en la salida del rotor. Esto significa que existe una longitud crítica del tubo de desfogue, la cual debe ser tomada en consideración en el diseño de la turbomáquina.

Básicamente para eliminar las pulsaciones e inestabilidades en el flujo a la salida, es esencial que las modificaciones sean efectuadas en sus orígenes.

La solución práctica a esto, es alterar la dirección de la velocidad relativa de descarga W_2 cuando se cambia el porcentaje de abertura de los álabes directores, de manera tal, que en vez de tener velocidades absolutas C_2 , adoptando direcciones tales como a, b, c, d y e en los diversos porcentajes de abertura de los álabes directores, tal como se muestra en la Fig. 6.5-5, todas esas direcciones deben ubicarse en la óptima dirección, como lo es (d). Esto no solamente es una medida correctiva para el fenómeno de la inestabilidad del flujo, sino que dirige hacia un muy substancial perfeccionamiento de la eficiencia de la turbomáquina en las condiciones de abertura de los álabes directores.

La muy elevada complejidad del flujo en la descarga de turbinas de reacción Francis, ha sido ilustrada por dibujos que son el resultado de observaciones del flujo en el tubo de descarga de la turbina Francis Gilkes-Tutor y analizados en estos 3 últimos numerales de este capítulo, concluyendo los casos para los cuales el flujo es estable en ciertas condiciones e inestable en otros casos.

Estos nos demuestra que la única y verdadera solución para evitar estas inestabilidades está en diseñar un rotor óptimo con álabes directores que puedan ser controlados lo más exactamente posible en lo que a porcentajes o ángulos de abertura se refiere, para cada carga y cada cabezal de agua.

C A P Í T U L O V I I

ANÁLISIS Y COMPARACION DE LOS RESULTADOS

EXPERIMENTALES CON LOS TEORICOS

Corresponde a este análisis y comparación de los resultados experimentales con los teóricos, los capítulos V y VI, pues en ellos se ha llegado a establecer conclusiones valiosas en sus diferentes numerales.

Con el propósito de formar una tesis más práctica en lo que se refiere al desarrollo de la misma, en los diferentes numerales de los capítulos V y VI se han desarrollado conclusiones específicas y se ha tratado en lo posible de comparar las experimentaciones, resultados y conclusiones con operaciones reales de Turbinas Francis.

Por lo tanto, es conveniente analizar los numerales más importantes de los capítulos experimentales, desde el punto de vista de comparación de los resultados experimentales con los teóricos o situaciones reales de operación de una turbomáquina hidráulica Francis.

- a) Velocidad de Fuga; la cual se desarrolló experimentalmente en el numeral 5.2-2, comúnmente llamada sobrevelocidad u OVER SPEED. Se comparó lo que se usa experimentalmente, el freno de Prony como la carga aplicada al eje y lo que significa en situaciones reales de operación, ésto es, la carga de un generador eléctrico acoplado

al eje de una turbomáquina hidráulica Francis.

Se explicó el procedimiento real de operación de arranque y paro de una turbina Francis, así como los mecanismos y controles que actúan. También se explicó la situación real de sobrevelocidad así como las causas y consecuencias.

En otras palabras, se demostró experimentalmente los efectos que en operación real suceden. Así como las normas de diseño y construcción en lo que se refiere a los rangos de sobrevelocidad admitidos para turbinas Francis del tipo lentas y del tipo rápidas.

- b) Velocidad Específica; se determinó experimentalmente usando a modo de comparación tablas y curvas de casas fabricantes de Turbinas Francis, como la HYDROART s.p.a. y la ESCHER WYSS LTD., debido a que el fabricante de nuestra turbina-prototipo Gilkes-Tutor no ha proporcionado las curvas modelos y tablas de determinación del tipo de turbina en base a su velocidad específica. Se usó el criterio de diseño y construcción Europeo toda vez que Gilkes-Tutor es una casa fabricante Inglesa.

Se pudo así determinar experimental y analíticamente que nuestro prototipo de Turbina Francis es del Tipo: TURBINA FRANCIS LENTA, puesto que sus valores de $[ns]$ para diversos cabezales de agua, manteniendo en 100% la abertura de los álabes directores, son del orden de 44.11 a 68.64, datos que corresponden al rango de $[ns]$ entre 40 a 150, según una tabla de la HYDROART s.p.a.

Se demostró experimentalmente con nuestros valores obtenidos, lo cual nos llevó a construir la curva del gráfico N° 5.5-1, que relaciona η vs n_s y se comprobó con respecto a una CURVA MODELO de la ESCHER WYSS lo siguiente: el rendimiento o eficiencia de una turbina Francis de reacción baja ligeramente al aumentar la velocidad específica.

Esto es, el punto óptimo de operación de nuestra Turbina Francis, sucede cuando con una $n_s = 61.33$ tenemos una $\eta_{\max} = 86.35\%$. Demostrando lo anteriormente indicado tenemos que cuando la velocidad específica es mucho mayor, $n_s = 68.64$, la eficiencia baja ligeramente a $\eta = 85.63\%$ como se puede observar en el gráfico N° 5.5-1.

Es importante resaltar que nuestros valores obtenidos experimentalmente de η vs n_s concuerdan con los valores de η vs N y de η vs Q/N . Esto es la eficiencia máxima [$\eta_{\max}$] obtenida concuerda con los criterios de velocidad específica, RPM, flujos y curvas de isoeficiencia.

- c) Eficiencia Máxima; del análisis de las curvas de eficiencia para diversos % de abertura de los álabes directores y diversos cabezales de agua, determinamos que las condiciones de operación óptima donde se obtiene la eficiencia máxima $\eta_{\max} = 86.35\%$ corresponden a 12.5 mts. de cabezal de agua y 100% de abertura de los álabes directores. Porcentaje de eficiencia hallado experimentalmente que está de acuerdo con los rangos óptimos de diseño y con -

fiabilidad de casas constructoras europeas para Turbinas Francis, ésto es entre 80% y 90% de eficiencia.

Cabe indicar que en el numeral 5.6 de "Determinación de la Eficiencia Máxima" se indica los criterios técnicos de Ingeniería para operar una turbomáquina hidráulica Francis, sus limitaciones y consecuencias. También se comprueban los resultados experimentales con los teóricos, representados estos últimos con las normas de operación que en Centrales Hidroeléctricas reales se siguen.

- d) Curvas de Isoeficiencia; también del análisis de las curvas de Isoeficiencia para diversos cabezales de agua y porcentajes de abertura de los álabes directores, determinamos que las curvas del Gráfico 5.7-2 construido con datos de 12.5 mts. de cabezal de agua, es el que nos proporciona el rango más operacional de la turbina Francis, entre valores de eficiencia óptimos entre 80% a 86% de η , con aberturas de los álabes directores del agua entre 100% y 75%. Es con estos datos donde obtenemos la eficiencia máxima $\eta_{\max} = 86.35\%$.

Se determina del análisis de las curvas de isoefficiencia los rangos operacionales y los rangos no operacionales del prototipo de turbina Francis. Se indica la importancia del uso de las curvas de Isoeficiencia en situaciones reales de operación de una central Hidroeléctrica constituida por Turbinas Francis y las normas operativas que se siguen.

Se explica los motivos de no conveniencia de trabajar con cabezas - les de agua entre 7.5 y 5 mts., debido a que las eficiencias son menores del 75% por producirse una separación del agua del contorno del álabe, dando lugar a turbulencias y a pérdidas de energía que reducen el rendimiento, como se observa en el gráfico N° 3.2-3, donde la dirección V'_{r1} ya no corresponde al ángulo del álabe β_1 sino a un valor inferior. Es decir una vez más se demuestra experimentalmente nuestros datos obtenidos con la teoría de diseño.

Otra vez los datos obtenidos del criterio del uso de curvas de iso-eficiencia que nos indican los rangos óptimos operacionales concor- daron con los rangos operacionales encontrados a partir de los criterios de velocidad específica y eficiencia pura.

- e) Investigación del flujo a la salida de la turbina; fue investigado desde 2 puntos de vista, primero por mediciones de presión, velo- cidad y % de abertura de los álabes directores y segundo por vi- sualización del flujo.

Debido a que en el Capítulo V determinamos que la Turbina Francis Gilkes-Tutor pertenece al tipo LENTA en función de la velocidad específica $[n_s]$, cabe indicar que el fabricante Gilkes-Tutor su- ministró esta turbina con un tubo de desfogue, el cual es un duc- to recto cónico de sección circular y divergente, el cual según las normas de investigación [IEC] resulta ser el más aconsejable para Francis lentas. Sin embargo, la divergencia progresiva del

ducto requiere un cuidadoso estudio del flujo a la salida de la turbina, como ya lo hemos indicado en el numeral 6.1, con el objeto de evitar la separación del fluido de los contornos del tubo de desfogue, lo cual de no evitarlo da lugar a formación de turbulencias que incrementan las pérdidas de energía y eficiencia de la turbomáquina indicada.

En nuestro sub-numeral 6.1-1 demostramos cómo los resultados experimentales concuerdan con la teoría de diseño de las Normas de Investigación o pruebas de la INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION (IEC). Esto es, de los resultados de nuestros cálculos del número de Reynolds, con datos de presión, velocidad y % de abertura de los álabes directores obtenidos experimentalmente y tabulados en las Tablas # 6.1.1-1

6.1.1-2

6.1.1-3

6.1.1-4 y

6.1.1-5

determinamos el tipo de flujo, el cual es turbulento para casi la totalidad de las mediciones. En algunas condiciones de medición, muy pocas, como se podrá observar en las tablas anteriormente indicadas, existe una mezcla de flujos laminar + turbulento + flujos de zona de transición.

Al obtener flujos turbulentos, experimental y analíticamente estamos demostrando que nuestro flujo se comporta de acuerdo a las

Normas (IEC) para Turbinas Francis lentas con su correspondiente tipo de tubo de desfogue ya tipificado.

Aprovechando que el tubo de desfogue de características ya indicadas, es de material transparente pudimos observar vorticidades, turbulencias y ruidos característicos de cavitación los cuales se indican en el sub-numeral 6.1-2 y Tablas N° s: 6.1.2-1

6.1.2-2

6.1.2-3 y

6.1.2-4,

en el mismo sub-numeral se analizan los diversos comportamientos, producto de nuestros experimentos, los cuales concuerdan una vez más con las normas (IEC) que nos sirvieron de referencia.

- f) Coeficiente de Cavitación $[\sigma]$; para determinar valores representativos del coeficiente de cavitación $[\sigma]$ se tomaron datos experimentales en las condiciones operacionales más críticas de la Turbina Francis Gilkes-Tutor como se indica en el numeral 6.2.

En la tabla.N° 6.2-2 se resumen los valores de $[\sigma]$ para cada cabezal de agua de operación y se adjuntan los resultados de las velocidades específicas $[ns]$ respectivas, obtenidas con las mismas y exactas condiciones experimentales, ésto es, % de abertura de álabes directores, RPM, flujo, cabezal de agua, etc. De esta forma podemos representar $\sigma = f(ns)$.

Comparando nuestros valores experimentales de $\sigma = f(ns)$ tabulados

en la tabla N° 6.2-2 con respecto a un gráfico de $\sigma_f(ns)$ proporcionado por la casa fabricante ESCHER WYSS LTD. y construido por NEYRPIC, donde se representan condiciones de existencia, no existencia y existencia parcial de cavitación convenientemente representadas con simbología adecuada para experimentación [Gráfico N° 6.2-3], observamos entre valores de 60 ns y 70 ns un alejamiento de nuestros valores de $[\sigma]$ para parcial cavitación y acentuada cavitación, más bien nuestros valores de $[\sigma]$ desde 0.62 hasta 1.82, se ubican en la zona de turbinas que no presentan cavitación hablando en términos comparativos de %, es decir, si tenemos en algunas condiciones cavitación, éstos valores de $[\sigma]$ son insignificantes con respecto a sus valores cuantitativos y con respecto a los diferentes rangos operacionales, por ser nuestra turbina del tipo Francis-lenta.

g) Posteriormente se investigó en esta tesis las siguientes condiciones experimentales del flujo a la salida de la turbina:

- Efectos sobre el performance al elevar el límite de cavitación [6.3].
- Influencia del cabezal y del contenido de aire en la cavitación [6.3-1].
- Reducción de la intensidad del vórtice y depresión a la salida de la Turbina [6.4].
- Vórtice libre a la salida de la turbina [6.5]
- Inestabilidad del vórtice, en aberturas parciales de los álabes

directores [6.5-1].

- Vórtice en aberturas totales de álabes directores y sobrecargas [6.5-2].
- Inestabilidad en abertura total de los álabes directores [6.5-3].
- Modificaciones de las condiciones del flujo a la salida [6.6].

Numerales y sub-numerales que fueron experimentados todos en el prototipo de la Turbina Francis Gilkes-Tutor y posteriormente desarrollados cada condición comparando nuestros datos, situaciones y efectos con respecto a las normas [IEC] International Electrotechnical Commission, para pruebas e investigación. Es decir, cada caso fue comparado oportunamente exponiendo situaciones operacionales reales de Turbinas Francis que trabajan en centrales hidroeléctricas.

No cabe entonces, comparar en este capítulo los resultados experimentales con los teóricos de los numerales y sub-numerales indicados en líneas anteriores, cuando en su respectivo desarrollo contienen un gran contenido técnico donde se comparan utilizando abundantes gráficos, curvas y tablas los datos experimentales obtenidos en el prototipo de Turbina Francis Gilkes-Tutor, con respecto a las Normas (IEC), curvas de la Hydroart s.p.a. y ESCHER WYSS LTD., así como con respecto a situaciones reales operacionales de turbomáquinas Francis. Hacer una comparación en este capítulo equivaldría a restarle la importancia técnica-investigativa-comparativa de que están dotados en sus numerales correspondientes.

Por lo tanto, recomiendo que al llegar a este punto de la tesis se

vuelva a analizar los numerales que tratamos en esta última parte (g) con el objeto de comparar sus resultados experimentales con respecto a los teóricos y situaciones reales operacionales.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La importancia de desarrollar manuales patrones sobre experimentación en laboratorios de prototipos a escala de Turbinas hidráulicas Francis, Pelton y Kaplan, tiene gran importancia actual en nuestro País que está en proceso de aprovechamiento de los recursos hidráulicos, para la generación de energía eléctrica a través del Instituto Ecuatoriano de Electrificación.

A partir del año 1975 se iniciaron los estudios de aprovechamientos hidráulicos y ejecución de proyectos de Centrales Hidroeléctricas, tales como Pisayambo, Paute, Agoyan, Toachi, Coca, etc. El primero, (Pisayambo) ya en operación con 2 Turbinas Pelton verticales de 35 MW cada una; Proyecto Paute Fases I y II, III y IV con un total de 20 turbinas Pelton verticales de 6 inyectores cada una y de 100 MW de potencia cada turbina; Proyecto Agoyan con 2 Turbinas Francis de 70 MW c/u, etc.

Esto da una idea del desarrollo hidroeléctrico que está aprovechando INECEL y de la necesidad de contar con laboratorios de experimentación de límites de operación óptimos de las turbinas a instalarse, para obtener una mayor vida útil y mejor eficiencia y por lo tanto, aprovechamiento óptimo de las centrales hidroeléctricas ya construidas ó en proyectos de diseño.

A mi parecer, se debe recomendar la ejecución de un convenio ESPOL-INECEL, para la investigación en laboratorios de los límites de rendimiento de las turbinas que conformarán las centrales hidroeléctricas. Este convenio tendría aspectos importantes para obtener un equipamiento sofisticado que permitirá obtener excelentes resultados tanto en avances investigativos para la ESPOL como permitirá a INECEL, comprobar con personal nacional el rendimiento óptimo de las turbinas hidráulicas a instalarse y conocer los rangos operacionales que en definitiva lograrán obtener una mayor vida útil y mayores rendimientos de las turbinas hidráulicas.

Sólo de esta forma se podrá exigir y demostrar a los fabricantes de lo que necesitamos en materia de maquinaria hidráulica. Aparte que contando con laboratorios completos de investigación, nuestra tecnología en cierto grado inicia su desarrollo en este campo.

Si comparamos el costo de adquisición de turbomaquinarias hidráulicas con sus instalaciones correspondientes, con el costo de un laboratorio de investigación completo con todos los adelantos que exige hoy en día este tipo de investigaciones, éste último es insignificante.

Por lo tanto, el objetivo más importante en el desarrollo de esta Tesis, fue conformarla de tal forma que corresponda a un manual de investigación de los límites de performance de una turbina Francis, que sirve de guía para efectuar manuales de operación de centrales hidroeléctricas compuestas por turbinas Francis. En efecto hemos desarro-

llado las curvas operacionales de Iso-eficiencia de la Turbina Francis Gilkes-Tutor demostrando y comprobando los rangos entre los cuales debe trabajar. También hemos investigado las características del flujo a la salida de la turbina con el objeto de determinar las condiciones en las cuales existe vorticidad y cavitación, factores que disminuyen notablemente el rendimiento o performance de una Turbomáquina hidráulica, con el objeto de minimizar estas condiciones y tratar de optimizar la operación de la turbina.

Al determinar los parámetros que inciden en el performance de la turbina, en el capítulo V, tales como torques, potencias a la entrada y salida de la turbina, flujos, eficiencias, velocidades máximas, velocidad de fuga, determinación de la velocidad específica de la máquina, etc., hemos abarcado todos los parámetros que conforman las características técnicas de la turbina Francis, demostrando la importancia de éstos para efectuar un manual de operación de una central hidroeléctrica compuesta por turbomáquinas Francis.

La necesidad de establecer los criterios técnicos operacionales de una turbina Francis en una central, los entregan justamente las investigaciones del prototipo a escala y con ello se desarrolla el Manual de Operación para optimizar los costos de producción, aprovechamiento de flujos y determinación de las situaciones de bajo rendimiento ó críticas en las cuales es preferible parar la turbomáquina.

Situaciones en las cuales existe cavitación o vorticidades que causan

inestabilidad de la turbina se deben prevenir, más aún si las aguas de nuestros recursos hidráulicos son erosivas debido al arrastre de arenas y lodos, como es la característica casi generalizada de las aguas de los Andes.

Experiencias en Colombia y Perú han determinado, después de algunos años de operación de sus centrales hidroeléctricas, el desgaste excesivo de sus rotores y álabes por la característica erosiva de las aguas y por no haber determinado los rangos operacionales óptimos.

Se tiene la idea generalizada por la teoría, que una turbomáquina hidráulica tiene una vida útil de 30 a 40 años, pero las potencias desarrolladas hoy en día, por el uso de materiales óptimos y el avance de la tecnología de construcción en las últimas décadas, permiten acoplar grandes cargas a los ejes de las turbinas, esto es generadores eléctricos de grandes magnitudes que 20 años atrás no se hubiera imaginado una casa constructora poder desarrollar con potencias de magnitudes del orden de 500 a 750 MW.

Es decir el avance en el desarrollo tecnológico de los métodos de construcción y materiales óptimos usados ha llegado a lograr grandes potencias, desarrolladas en turbomáquinas que tienen una relación costo/peso-magnitud mucho menor que hace 20 años. Y es debido a estos rendimientos cada vez mayores que se obtienen, que los límites operacionales deben optimizarse desde la investigación en laboratorios experimentales, hasta el diseño y operación de las turbinas.

De allí la verdadera importancia de la investigación previa que puede igualarse con el avance tecnológico de materiales usados y técnicas de la construcción empleadas.

Por lo tanto, no podemos simplemente meter a operar turbinas hidráulicas y especialmente tipo Francis de reacción que son las más complicadas desde el punto de vista mismo del trabajo a reacción usando álabes fijos y directores, sin determinar sus rangos operacionales óptimos. Pues de lo contrario no tendríamos vida útil de 30 años o más por los efectos destructivos que causan un mal ángulo de ataque del agua en los álabes (Capítulo III, numeral 3.2), fenómenos de vorticidad y/o cavitación, más aún si por experiencias tanto al Norte como al Sur de nuestra cordillera de Los Andes, tenemos conocimiento de las características erosivas de las aguas utilizadas, factor que nos lleva a pensar aún más detenidamente el tratar de optimizar nuestros límites de performance y diseñar manuales de operación, para cada turbomáquina hidráulica particular.

Conociendo que vamos a tener desgastes prematuros de rotores y álabes entre los primeros 5 a 10 años de operación por la erosión de las aguas de Los Andes que arrastran lodo y arena por su característica erosiva encontrada en toda la cordillera, se deben usar los criterios europeos de factores de seguridad del orden 1.2 y no criterios norteamericanos de 2.0 a 2.2. Por ejemplo en los estudios de factibilidad del Proyecto Paute se contrató a una compañía norteamericana que usó factores conservadores de seguridad del orden de 2.2 descartando la

característica erosiva de las aguas de Los Andes, usando en las turbinas hidráulicas Pelton, revoluciones por minuto bajas que nos entregan potencias de 100 MW en cada turbina. Cuando lo más conveniente era usar el criterio europeo no conservador de factor de seguridad del orden de 1.2, y así conseguir mayor número de revoluciones por minuto y por lo tanto obtener mayores potencias en las turbinas, que con su producción del 30% mayor por tiempo [KWH o MWH] nos hubieran producido 130 MW en lugar de solamente 100 MW y así con la producción excedente de 30 MW en 2 años obtener el costo de un rotor completo, que nos serviría después de 5 años o más, puesto que ya indicamos la experiencia obtenida tanto en Colombia como en Perú por la característica erosiva de Los Andes, que destruye los rotores y álabes mucho antes del conocido período de vida útil.

El mismo tipo de Turbinas Pelton verticales de 6 inyectores que se están instalando en Paute para desarrollar una potencia de 100 MW c/u, se usan en la Central de Lago de Elio en el norte de Italia pero desarrollando 130 MW de potencia c/u.

El objetivo de la Ingeniería Mecánica es justamente diseñar una máquina al menor costo posible para obtener la mayor potencia obtenible, siempre y cuando el diseño nos permita confiabilidad de operación, más aún hoy en día, que los costos de prefactibilidad, factibilidad, diseño, construcción y puesta en marcha de las centrales hidroeléctricas son inmensamente grandes. Se justifica por lo tanto, adquirir con costos que realmente son insignificantes compa -

rados con los de los proyectos hidroeléctricos, laboratorios de investigación sofisticados que permitan optimizar los límites y condiciones de performance de nuestras turbomaquinarias hidráulicas a instalarse, para de este modo conformar los manuales que nos dictarán los rangos operacionales óptimos.

Por lo expuesto anteriormente es que se ha dado la importancia establecida para el uso comparativo de criterios de Ingeniería, curvas, tablas y normas de investigación de casas fabricantes europeas. Para la determinación de los rangos de operación donde podríamos encontrar coeficientes de cavitación $[\sigma]$ en nuestro prototipo de Turbina Francis Gilkes-Tutor, se usó comparativamente curvas experimentales como la construida por NEYRPIC de la ESCHER WYSS Ltda. (Fig. 6.2-3) así como tablas de selección del tipo de Turbinas Francis en función de la velocidad específica $[n_s]$ de la HYDROART S.P.A. [Capítulo V, numeral 5.5].

El uso de las Normas Investigativas de Pruebas experimentales de la INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION [IEC] fueron de extraordinaria ayuda en el desarrollo de esta tesis experimental, y es lo que contribuyó a que en dos ocasiones el autor solicitara cambios del orden de los temarios a investigarse así como cambios y aumentos de parámetros necesarios para una total investigación de los límites de performance, cambios que se efectuaron en los Capítulos V y VI, cambios que si bien es cierto retrasaron notablemente el desarrollo de este trabajo, han aumentado el contenido Experimental-Investigativo

de esta Tesis.

Teniendo por delante el desarrollo hidroeléctrico de nuestro país, un gran panorama de aplicación y construcción de centrales hidroeléctricas como son los proyectos TOACHI, COCA, DAULE-PERIPA, JUBONES, etc. la Escuela Superior Politécnica del Litoral debe seguir desarrollando este campo de investigación de los límites de performance de turbinas Hidráulicas con laboratorios completos sofisticados como los descritos en el Capítulo VI, con el objeto de aportar, con nuestras investigaciones a través de convenios con las secciones ejecutoras de los proyectos hidroeléctricos de INECEL, la optimización de los límites operacionales y de performance de todo tipo de Turbinas Hidráulicas.

La Escuela Superior Politécnica del Litoral, dando un gran paso para el avance tecnológico de nuestro medio, inició hace pocos años, su equipamiento en laboratorios investigativos de este género, adquiriendo prototipos de turbinas hidráulicas, tipo Francis y Pelton, para iniciar las investigaciones tendientes a crear un patron de investigaciones experimentales propios.

Prototipos que si bien es cierto no cuentan con todos los instrumentos sofisticados para investigaciones como las que realizan las casas fabricantes famosas de turbomáquinas hidráulicas, como la HYDROART S.P.A. de Italia ó la ESCHER WYSS Ltd. de Suiza, son ya un inicio para el desarrollo investigativo-experimental de Ingeniería y que forzosamen-

te son los prototipos necesarios para iniciar este tipo de pruebas, previos a la adquisición de equipos más sofisticados.

Pués, como ya lo hemos mencionado en otras ocasiones, toda turbomaquinaria debe ser probada en Bancos de Pruebas para determinar sus características técnicas y performances, simulando a escala las condiciones reales del proyecto (Similitud Dinámica), debido a que tratándose de turbinas destinadas para centrales hidroeléctricas ésto es imposible efectuar corrigiendo condiciones del sistema hidráulico y de la maquinaria misma, por la magnitud del sistema y maquinaria una vez instalada. Es por lo tanto, una de las razones de usar laboratorios o bancos de pruebas de experimentación a escala, para determinar las características técnicas y tipo de la turbina hidráulica más conveniente a utilizarse así como sus rangos operacionales óptimos y críticos antes del inicio de su construcción.

APENDICES

A P E N D I C E A

T A B L A S

TABLA 2.2-1

RESUMEN DEL PROYECTO HIDROELECTRICO COCA
CON SU RESPECTIVA UTILIZACION DE TURBINAS FRANCIS

EMBALSE	CENTRAL	CAPACIDAD TOTAL MW	TIPO DE TURBINA	NUMERO DE UNIDADES	CAPACIDAD POR UNIDAD MW	ETAPA DE CONSTRUCCION
BORJA	BORJA	210	FRANCIS	2	105	COCA V
EL CHACO	EL CHACO	465	FRANCIS	3	155	COCA III
BALSAS	BALSAS	375	FRANCIS	3	125	COCA IV
SALADO	SALADO	560	FRANCIS EJE VERTICAL	4	140	COCA I
CONTRAEMBALSE MALO CODO SINCLAIR	CODO SINCLAIR	3.960	PELTON EJE VERTICAL-6 INYECTORES	12	330	COCA II

TABLA 4.1-1

LEYES DE FUNCIONAMIENTO DE LAS TURBOMAQUINAS

	PARA UNA UNIDAD DADA $D = \text{cte}$	PARA UNA SERIE DE UNIDADES SIMILARES $N = \text{cte}$
Capacidad o Gasto	$Q \propto N$	$Q \propto D^3$
Carga	$H \propto N^2$	$H \propto D^2$
Potencia	$P \propto N^3$	$P \propto D^5$
Par o Momento	$M \propto N^2$	$M \propto D^5$

T A B L A : 5.1-1

D A T O S E X P E R I M E N T A L E S

% ABERTURA DE LOS ALABES DIRECTORES	CABEZAL MTS. DE AGUA	FLUJO MTS ³ ./MIN.	FUERZA NEWTONS	N R P M
100 %	15	0.107	0	3.575
	15	0.130	2	3.350
	15	0.158	4	3.240
	15	0.180	6	3.050
	15	0.195	8	2.930
	15	0.215	10	2.780
	15	0.235	12	2.550
	15	0.240	13	2.330
75 %	15	0.087	0	3.500
		0.105	2	3.370
		0.135	4	3.100
		0.150	6	2.800
		0.168	8	2.540
		0.180	10	2.250
		0.190	12	1.900
		0.200	13	1.500
		0.200	14	1.000
		0.200	14.5	0
50 %	15	0.070	0	3.350
		0.080	2	3.180
		0.100	4	2.500
		0.120	6	2.120
		0.130	8	1.620
		0.140	10	0
25 %	15	0.050	0	2.900
		0.055	1	2.750
		0.058	2	2.650
		0.070	3	1.700
		0.070	4	1.670
		0.080	5	0

DATOS EXPERIMENTALES

TABLA : 5.1-3

% ABERTURA DE LOS ALABES DIRECTORES	CABEZAL MTS. DE AGUA	FLUJO MTS ³ ./MIN.	FUERZA NEWTONS	N R P M
100 %	12.5	0.090	0	3.300
		0.115	2	3.147
		0.150	4	2.960
		0.165	6	2.732
		0.190	8	2.446
		0.200	10	2.137
		0.210	11	2.089
		0.220	12	1.859
		0.220	13	1.477
		0.230	14	1.045
		0.230	14.5	0
75 %	12.5	0.075	0	3.200
		0.085	2	3.075
		0.120	4	2.693
		0.140	6	2.323
		0.150	8	1.933
		0.160	10	1.395
		0.164	11	1.010
		0.164	11.5	0
50 %	12.5	0.065	0	3.125
		0.075	2	2.892
		0.105	4	2.320
		0.120	6	1.892
		0.130	8	1.291
		0.130	9	820
		0.130	9.5	0
25 %	12.5	0.042	0	2.895
		0.055	2	2.050
		0.065	3	1.430
		0.070	4	430
		0.070	4.5	0

CALCULOS: TABLA 5.1-4

CALCULOS:

% ABERTURA DE LOS ALABES DIRECTORES	E N T R A D A					S A L I D A			$\eta\%$
	CABEZAL H'			FLUJO Kg/Seg.	WHP(Hs) H' mg WATTIOS	N RPM	TORQUE NEWTON-MT	BHP WATTIOS	
	V ² /2 g..	H	H'						
100 %	0.089	12.5	12.589	1.50	185.24	3.300	0	0	0
	0.145	12.5	12.645	1.91	236.93	3.147	0.32	105.45	44.50
	0.247	12.5	12.747	2.50	312.62	2.960	0.64	198.38	63.45
	0.299	12.5	12.799	2.75	345.28	2.732	0.96	274.65	79.54
	0.397	12.5	12.897	3.16	399.80	2.446	1.28	327.86	82.00
	0.440	12.5	12.940	3.33	422.71	2.137	1.60	358.05	84.70
	0.485	12.5	12.985	3.50	445.83	2.089	1.76	385.01	86.35
	0.532	12.5	13.032	3.66	467.90	1.859	1.92	373.77	79.88
	0.532	12.5	13.032	3.66	467.90	1.477	2.08	321.71	68.75
	0.582	12.5	13.082	3.83	491.52	1.045	2.24	245.12	49.86
0.582	12.5	13.082	3.83	491.52	0	2.32	0	0	
75 %	0.061	12.5	12.561	1.25	154.02	3.200	0	0	0
	0.079	12.5	12.579	1.41	173.99	3.075	0.32	103.04	59.22
	0.158	12.5	12.658	2.00	248.34	2.693	0.64	180.48	72.67
	0.215	12.5	12.715	2.33	290.63	2.323	0.96	233.53	80.35
	0.247	12.5	12.747	2.50	312.62	1.933	1.28	259.10	82.88
	0.281	12.5	12.781	2.66	333.51	1.395	1.60	233.73	70.08
	0.296	12.5	12.796	2.73	342.69	1.010	1.76	186.14	54.31
	0.296	12.5	12.796	2.73	342.69	0	1.84	0	0
	0.046	12.5	12.546	1.08	132.92	3.125	0	0	0
0.061	12.5	12.561	1.25	154.02	2.892	0.32	96.91	62.92	
0.121	12.5	12.621	1.75	216.67	2.320	0.64	155.48	71.75	
0.158	12.5	12.658	2.00	248.34	1.892	0.96	190.20	76.58	
0.186	12.5	12.686	2.16	268.81	1.291	1.28	173.04	64.37	
0.186	12.5	12.686	2.16	268.81	820	1.44	123.65	45.99	
0.186	12.5	12.686	2.16	268.81	0	1.52	0	0	
25 %	0.019	12.5	12.519	0.70	85.96	2.895	0	0	0
	0.033	12.5	12.533	0.91	111.88	2.050	0.32	68.69	61.39
	0.046	12.5	12.546	1.08	132.92	1.430	0.48	71.87	54.07
	0.053	12.5	12.553	1.16	142.84	430	0.64	28.81	20.16
	0.053	12.5	12.553	1.16	142.84	0	0.72	0	0

DATOS EXPERIMENTALES

TABLA: 5.1-5

% ABERTURA DE LOS ALABES DIRECTORES	CABEZAL MTS. DE AGUA	FLUJO MTS ³ ./MIN.	FUERZA NEWTONS	N R P M
100%	10	0.025	0	2180
	10	0.048	2	1930
	10	0.070	4	1432
	10	0.090	6	1208
	10	0.110	8	1124
	10	0.125	10	1002
	10	0.170	11	920
	10	0.170	12	0
75%	10	0.040	0	2000
	10	0.065	2	1730
	10	0.085	4	1287
	10	0.108	6	1020
	10	0.120	8	810
	10	0.125	9	581
	10	0.125	10	0
	10	0.125	10	0
50%	10	0.030	0	1870
	10	0.053	2	1414
	10	0.068	4	1020
	10	0.085	6	845
	10	0.085	7	0
25%	10	0.015	0	1320
	10	0.028	2	683
	10	0.036	3	540
	10	0.036	4	0

CALCULOS: TABLA 5.1-6

% ABERTURA DE LOS ALABES DIRECTORES	ENTRADA					SALIDA			$\eta\%$
	CABEZAL H'			FLUJO Kg/Seg.	WHP(Hs) H' $\frac{m}{seg}$ WATTIOS	N RPM	TORQUE NEWTON-MT	BHP WATTIOS	
	V ² /2 g..	H	H'						
100%	0.007	10	10.007	0.41	40.24	2180	0	0	0
	0.025	10	10.025	0.80	78.67	1930	0.32	64.67	82.20
	0.053	10	10.093	1.16	114.39	1432	0.64	95.97	83.89
	0.089	10	10.089	1.50	148.45	1208	0.96	121.44	81.80
	0.133	10	10.133	1.83	181.87	1124	1.28	150.66	82.83
	0.171	10	10.171	2.08	207.53	1002	1.60	167.88	80.89
	0.318	10	10.318	2.83	286.45	920	1.76	169.56	59.19
	0.318	10	10.318	2.83	286.45	0	1.92	0	0
75%	0.017	10	10.017	0.66	64.85	2000	0	0	0
	0.046	10	10.046	1.08	106.43	1730	0.32	57.97	54.46
	0.079	10	10.079	1.41	139.41	1287	0.64	86.25	61.86
	0.128	10	10.128	1.80	178.84	1020	0.96	102.54	57.33
	0.158	10	10.158	2.00	199.29	810	1.28	108.57	54.47
	0.171	10	10.171	2.08	207.53	581	1.44	87.61	42.21
	0.171	10	10.171	2.08	207.53	0	1.60	0	0
50%	0.009	10	10.009	0.50	49.09	1870	0	0	0
	0.030	10	10.030	0.88	86.58	1414	0.32	47.38	54.72
	0.050	10	10.050	1.13	111.40	1020	0.64	68.36	61.36
	0.079	10	10.079	1.41	139.41	845	0.96	84.94	60.92
	0.079	10	10.079	1.41	139.41	0	1.12	0	0
25%	0.002	10	10.002	0.25	24.52	1320	0	0	0
	0.008	10	10.008	0.46	45.16	683	0.32	22.88	50.66
	0.014	10	10.014	0.60	58.94	540	0.48	27.14	46.04
	0.014	10	10.014	0.60	58.94	0	0.64	0	0

DATOS EXPERIMENTALES

• T A B L A : 5.1-7

% ABERTURA DE LOS ALABES DIRECTORES	CABEZAL MTS. DE AGUA	FLUJO MTS ³ ./MIN.	FUERZA NEWTONS	N R P M
100%	7.5	0.050	0	2131
	7.5	0.080	2	1782
	7.5	0.105	4	1507
	7.5	0.130	6	1214
	7.5	0.140	7	820
	7.5	0.145	8	680
	7.5	0.145	9	0
75%	7.5	0.035	0	2196
	7.5	0.048	1	1941
	7.5	0.060	2	1547
	7.5	0.075	3	1089
	7.5	0.085	4	915
	7.5	0.095	5	783
	7.5	0.100	6	560
	7.5	0.100	7	0
50%	7.5	0.023	0	2028
	7.5	0.032	1	1618
	7.5	0.040	2	1017
	7.5	0.050	3	805
	7.5	0.065	4	722
	7.5	0.068	5	0
25%	7.5	0.013	0	1586
	7.5	0.020	1	954
	7.5	0.024	2	462
	7.5	0.030	3	0

CALCULOS: TABLA 5.1-8

% ABERTURA DE LOS ALABES DIRECTORES	E N T R A D A					S A L I D A			$\eta\%$
	CABEZAL H'			FLUJO Kg/Seg.	WHP(Hs) H' $\frac{kg}{m^2}$ WATTIOS	N RPM	TORQUE NEWTON-MT	BHP WATTIOS	
	V ² /2 g..	H	H'						
100%	0.027	7.5	7.527	0.83	61.28	2131	0	0	0
	0.070	7.5	7.570	1.33	98.76	1782	0.32	59.71	60.45
	0.121	7.5	7.621	1.75	130.83	1507	0.64	101.00	77.19
	0.186	7.5	7.686	2.16	162.86	1214	0.96	122.04	74.93
	0.215	7.5	7.715	2.33	176.34	820	1.12	96.17	54.53
	0.231	7.5	7.731	2.41	182.77	680	1.28	91.14	49.86
	0.231	7.5	7.731	2.41	182.77	0	1.44	0	0
75%	0.013	7.5	7.513	0.58	42.74	2196	0	0	0
	0.025	7.5	7.525	0.80	59.05	1941	0.16	32.52	55.07
	0.039	7.5	7.539	1.00	73.95	1547	0.32	51.84	70.10
	0.061	7.5	7.561	1.25	92.71	1089	0.48	54.73	59.03
	0.079	7.5	7.579	1.41	104.83	915	0.64	62.32	58.49
	0.099	7.5	7.599	1.58	117.78	783	0.80	65.59	55.68
	0.110	7.5	7.610	1.66	123.92	560	0.96	56.29	45.42
	0.110	7.5	7.610	1.66	123.92	0	1.12	0	0
50%	0.005	7.5	7.505	0.38	27.97	2028	0	0	0
	0.011	7.5	7.511	0.53	39.05	1618	0.16	27.10	69.39
	0.017	7.5	7.517	0.66	48.66	1017	0.32	34.07	70.01
	0.027	7.5	7.527	0.83	61.28	805	0.48	40.46	66.02
	0.046	7.5	7.546	1.08	79.94	722	0.64	48.38	60.52
	0.050	7.5	7.550	1.13	83.69	0	0.80	0	0
25%	0.001	7.5	7.501	0.21	15.45	1586	0	0	0
	0.004	7.5	7.504	0.33	24.29	954	0.16	15.98	65.80
	0.006	7.5	7.506	0.40	29.45	462	0.32	15.48	52.56
	0.009	7.5	7.509	0.50	36.83	0	0.48	0	0

DATOS EXPERIMENTALES

TABLA : 5.1-9

% ABERTURA DE LOS ALABES DIRECTORES	CABEZAL MTS. DE AGUA	FLUJO MTS ³ ./MIN.	FUERZA NEWTONS	N R P M
100%	5	0.040	0	1831
	5	0.058	1	1287
	5	0.070	2	1106
	5	0.085	3	988
	5	0.100	4	802
	5	0.107	5	500
	5	0.107	6	0
75%	5	0.028	0	1623
	5	0.040	1	1309
	5	0.050	2	823
	5	0.065	3	512
	5	0.075	4	386
	5	0.075	5	0
50%	5	0.020	0	1405
	5	0.028	1	833
	5	0.035	2	567
	5	0.045	3	410
	5	0.045	4	0
25%	5	0.010	0	1024
	5	0.016	1	377
	5	0.022	2	224
	5	0.022	3	0

CALCULOS : TABLA 5.1-10

CALCULOS : TABLA 5.1-10

% ABERTURA E LOS ALABES DIRECTORES	E N T R A D A					S A L I D A			η %
	CABEZAL H'			FLUJO Kg/Seg.	WHP(Hs) H' 85 WATTIOS	N RPM	TORQUE NEWTON-MT	BHP WATTIOS	
	$V^2/2g$	H	H'						
100%	0.017	5	5.017	0.66	32.48	1831	0	0	0
	0.037	5	5.037	0.96	47.43	1287	0.16	21.56	45.45
	0.053	5	5.053	1.16	57.50	1106	0.32	37.06	64.45
	0.079	5	5.079	1.41	70.25	988	0.48	49.66	70.69
	0.110	5	5.110	1.66	83.21	802	0.64	53.75	64.59
	0.126	5	5.126	1.78	89.50	500	0.80	41.88	46.79
	0.126	5	5.126	1.78	89.50	0	0.96	0	0
75%	0.008	5	5.008	0.46	22.59	1623	0	0	0
	0.017	5	5.017	0.66	32.48	1309	0.16	21.93	67.15
	0.027	5	5.027	0.83	40.93	823	0.32	27.57	67.35
	0.046	5	5.046	1.08	53.46	512	0.48	25.73	48.12
	0.061	5	5.061	1.25	62.06	386	0.64	25.86	41.66
	0.061	5	5.061	1.25	62.06	0	0.80	0	0
	0.061	5	5.061	1.25	62.06	0	0.80	0	0
50%	0.004	5	5.004	0.33	16.19	1405	0	0	0
	0.008	5	5.008	0.46	22.59	833	0.16	13.95	61.75
	0.013	5	5.013	0.58	28.52	567	0.32	19.00	66.61
	0.022	5	5.022	0.75	36.94	410	0.48	20.60	55.76
	0.025	5	5.025	0.80	39.43	0	0.64	0	0
	0.025	5	5.025	0.80	39.43	0	0.64	0	0
25%	0.001	5	5.001	0.16	7.84	1024	0	0	0
	0.002	5	5.002	0.26	12.75	377	0.16	6.31	49.49
	0.005	5	5.005	0.36	17.67	224	0.32	7.50	42.44
	0.005	5	5.005	0.36	17.67	0	0.48	0	0
	0.005	5	5.005	0.36	17.67	0	0.48	0	0

T A B L A 5.2-1

Datos para determinar la Velocidad de Fuga
de la Turbina Francis, con $F = 0$ (Newtons)

% Abertura de los Alabes Directores	Cabezal mts.H ₂ O	Flujo Q mts ³ /min	N RPM	Flujo Q Kgs/seg.
100%	1	0.040	558	0.66
100%	2	0.044	1078	0.73
100%	3	0.055	1325	0.91
100%	4	0.060	1694	1.00
100%	5	0.065	1988	1.08
100%	6	0.067	2173	1.11
100%	7	0.070	2432	1.16
100%	8	0.070	2488	1.16
100%	9	0.075	2766	1.25
100%	10	0.080	2936	1.33
100%	12	0.084	3218	1.40
100%	13	0.092	3348	1.53
100%	15	0.095	3610	1.58
100%	17	0.102	3850	1.70
100%	18	0.106	3977	1.76
100%	19	0.115	4095	1.91
100%	20	0.115	4190	1.91
100%	21	0.117	4284	1.95
100%	22	0.118	4363	1.96
100%	23	0.119	4490	1.98
100%	24	0.120	4587	2.00
100%	24.5	0.125	4623	2.08

T A B L A 5.2-2

Datos para Determinar la Velocidad de Fuga
de la Turbina Francis, con $F = 0$ (Newtons)

% Abertura de los Alabes Directores	Cabezal mts H_2O	Flujo Q mts ³ /min	N RPM	Flujo Q Kgs/seg.
75%	1	0.035	467	0.58
75%	2	0.035	970	0.58
75%	3	0.042	1318	0.70
75%	4	0.045	1644	0.75
75%	5	0.048	1851	0.80
75%	6	0.055	2077	0.91
75%	7	0.060	2366	1.00
75%	8	0.062	2509	1.03
75%	9	0.065	2697	1.08
75%	10	0.068	2865	1.13
75%	12	0.074	3146	1.23
75%	13	0.076	3333	1.26
75%	15	0.080	3541	1.33
75%	17	0.085	3817	1.41
75%	18	0.088	3905	1.46
75%	19	0.090	4047	1.50
75%	20	0.095	4132	1.58
75%	21	0.096	4242	1.60
75%	22	0.096	4325	1.60
75%	23	0.098	4436	1.63
75%	24	0.100	4545	1.66
75%	25	0.114	4658	1.90
75%	25.5	0.114	4670	1.90

T A B L A 5.2-3

Datos para Determinar la Velocidad de Fuga
de la Turbina Francis, con $F = 0$ (newtons)

% Abertura de 10 Alabes Directores	Cabezal mts H_2O	Flujo Q mts ³ /min	N RPM	Flujo Q Kgs/seg.
50	1	0.023	0	0.38
50	2	0.028	820	0.46
50	3	0.034	1175	0.56
50	4	0.035	1549	0.58
50	5	0.038	1774	0.63
50	6	0.040	2009	0.66
50	7	0.044	2226	0.73
50	8	0.047	2426	0.78
50	9	0.048	2578	0.80
50	10	0.050	2738	0.83
50	12	0.056	3024	0.93
50	13	0.058	3138	0.96
50	15	0.061	3425	1.01
50	17	0.065	3668	1.08
50	18	0.068	3782	1.13
50	19	0.070	3876	1.16
50	20	0.070	3986	1.16
50	21	0.072	4072	1.20
50	22	0.075	4200	1.25
50	23	0.077	4277	1.28
50	24	0.078	4374	1.30
50	25	0.079	4461	1.31
50	26	0.080	4550	1.33
50	27	0.080	4627	1.33

T A B L A 5.2-4

Datos para Determinar la Velocidad de Fuga
de la Turbina Francis, con $F = 0$ (Newtons)

% Abertura de los Alabes Directores	Cabezal mts. H_2O	Flujo Q mts ³ /min	N RPM	Flujo Q Kgs/seg.
25	1	0.013	0	0.21
25	2	0.018	0	0.30
25	3	0.025	872	0.41
25	4	0.028	1204	0.46
25	5	0.030	1465	0.50
25	6	0.032	1731	0.53
25	7	0.034	1946	0.56
25	8	0.035	2167	0.58
25	9	0.036	2327	0.60
25	10	0.038	2466	0.63
25	12	0.040	2749	0.66
25	13	0.042	2896	0.70
25	15	0.045	3154	0.75
25	17	0.047	3378	0.78
25	18	0.048	3489	0.80
25	19	0.050	3587	0.83
25	20	0.054	3696	0.90
25	21	0.055	3767	0.91
25	22	0.057	3875	0.95
25	23	0.059	3943	0.98
25	24	0.060	4062	1.00
25	25	0.062	4149	1.03
25	26	0.062	4224	1.03
25	27	0.063	4311	1.05
25	28	0.064	4376	1.06

T A B L A 5.5-1

Cálculos de $[\eta_s]$ de la Turbina Francis para las Eficiencias Máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 15.0 metros de cabezal de agua.-

% Abertura Alabes Directores	Cabezal H' mts.	N RPM	BHP Wattios	BHP CV	$\eta\%$ máx.	η_s
100%	15.607	2550	512.61	0.6974	85.63	68.64
75%	15.356	2250	376.92	0.5128	83.40	53.00
50%	15.158	2120	213.08	0.2899	71.65	38.16
25%	15.037	2650	88.78	0.1207	62.69	31.09

T A B L A 5.5-2

Cálculos de $[\eta_s]$ de la Turbina Francis para las Eficiencias Máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 12.5 metros de cabezal de agua.-

% Abertura Alabes Directores	Cabezal H' mts.	N RPM	BHP Wattios	BHP CV	$\eta\%$ máx.	η_s
100%	12.985	2089	385.01	0.5238	86.35	61.33
75%	12.747	1933	259.10	0.3525	82.88	47.64
50%	12.658	1892	190.20	0.2587	76.58	40.30
25%	12.533	2050	68.69	0.093	61.39	26.51

T A B L A 5.5-3

Cálculos de $[\eta_s]$ de la Turbina Francis para las Eficiencias Máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 10.0 mts. de cabezal de agua.-

% de Abertura Alabes Directores	Cabezal H' mts.	N RPM	BHP Wattios	BHP CV	η % máx.	η_s
100%	10.053	1432	95.97	0.1305	83.89	28.90
75%	10.079	1287	86.25	0.1173	61.86	24.54
50%	10.050	1020	68.36	0.093	61.36	17.38
25%	10.008	683	22.88	0.031	50.66	6.75

T A B L A 5.5-4

Cálculos de $[\eta_s]$ de la Turbina Francis para las Eficiencias Máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 7.50 mts. de cabezal de agua.-

% de Abertura Alabes Directores	Cabezal H' mts.	N RPM	BHP Wattios	BHP CV	η % máx.	η_s
100%	7.621	1507	101.00	0.1374	77.19	44.11
75%	7.539	1547	51.84	0.070	70.10	32.76
50%	7.517	1017	34.07	0.046	70.01	17.52
25%	7.504	954	15.98	0.021	65.80	11.13

T A B L A 5.5-5

Cálculos de $[\eta_s]$ de la Turbina Francis para las Eficiencias Máximas obtenidas con cada % de abertura de los álabes directores con 5.0 mts. de cabezal de agua.

% de Abertura Alabes Directores	Cabezal H' mts.	N RPM	BHP Wattios	BHP CV	η % máx.	η_s
100%	5.079	988	49.66	0.067	70.69	33.54
75%	5.027	823	27.57	0.037	67.35	21.03
50%	5.013	567	19.00	0.025	66.61	11.95
25%	5.002	377	6.31	0.008	49.49	4.50

T A B L A 5.7-1

Datos obtenidos del Gráfico 5.6-1 de η/N para la construcción de las curvas de ISO-EFICIENCIA con 15.0 metros de cabeza de agua

Para 20% de eficiencia constante:	360 RPM
	380 RPM
	400 RPM
	440 RPM
	2710 RPM
	3200 RPM
	3380 RPM
	3520 RPM
Para 40% de eficiencia constante	780 RPM
	830 RPM
	845 RPM
	960 RPM
	2440 RPM
	3000 RPM
	3200 RPM
	3420 RPM
Para 60% de eficiencia constante	1280 RPM
	1440 RPM
	1460 RPM
	1580 RPM
	2040 RPM
	2690 RPM
	2960 RPM
	3260 RPM

Tabla 5.7-1 (Continuación)

Para 70% de eficiencia constante:	1590 RPM
	1790 RPM
	2030 RPM
	2430 RPM
	2800 RPM
	3140 RPM
Para 80% de eficiencia constante:	1980 RPM
	2200 RPM
	2570 RPM
	2970 RPM
Para 85.5% de eficiencia constante:	2560 RPM
	2780 RPM

T A B L A 5.7-2

Datos obtenidos del Gráfico N° 5.6-2 de η/N para la construcción de las curvas de ISO-EFICIENCIA con 12.5 mts. de cabeza de agua

	RPM
Para 20% de eficiencia constante	300
	300
	340
	440
	2780
	3000
	3060
	3250
Para 40% de eficiencia constante	660
	660
	740
	1000
	2600
	2820
	2880
	3160
Para 60% de eficiencia constante	1080
	1100
	1220
	1800
	2200
	2540
	2640
	2960

TABLA 5.7-2 (Continuación)

Para 70% de eficiencia constante	RPM
	1340
	1380
	1540
	2340
	2460
	2800
Para 80% de eificiencia constante	1660
	1700
	2200
	2520
Para 86% de eficiencia constante	1960
	2180

T A B L A 5.7-3

Datos obtenidos del Gráfico N° 5.6-3 de η/N para la construcción de las curvas de ISO-EFICIENCIA con 10.0 metros de cabezal de agua

Para 20% de eficiencia constante	RPM
	90
	160
	240
	240
	1220
	1740
	1930
	2160
Para 40% de eficiencia constante	200
	350
	470
	490
	1040
	1600
	1860
	2130
Para 60% de eficiencia constante	445
	785
	1030
	1170
	1500
	2200

TABLA 5.7-3 (Continuación)

	RPM
Para 70% de eficiencia constante	1150 2030
Para 80% de eficiencia constante	960 1760
Para 83.80% de eficiencia constante	1300 1430

T A B L A 5.7-4

Datos obtenidos del Gráfico N° 5.6-4 de η/N para la construcción
 las curvas de ISO-EFICIENCIA con 7.50 mts. de cabezal de agua

	RPM
Para 20% de eficiencia constante:	180
	200
	250
	270
	1560
	1920
	2050
	2160
Para 40% de eficiencia constante:	410
	440
	550
	580
	1470
	1760
	1930
	2080
Para 60% de eficiencia constante	710
	760
	950
	960
	1210
	1480
	1780
	1870
Para 70% de eficiencia constante.	1020
	1190
	1500
	1670
Para 76.50% de eficiencia constante:	1410
	1550

T A B L A 5.7-5

Datos obtenidos del Gráfico N° 5.6-5 de η/N para la construcción de las curvas de ISO-EFICIENCIA con 5.0 mts. de cabezal de agua

	RPM
Para 20% de eficiencia constante	70
	90
	160
	190
	930
	1320
	1550
	1760
Para 40% de eficiencia constante	200
	220
	360
	410
	700
	1180
	1410
	1630
Para 60% de eficiencia constante	410
	630
	700
	880
	1130
	1390
Para 65% de eficiencia constante	500
	710
	730
	800
	980
	1270
Para 70% de eficiencia constante	930
	1060

$$R = \frac{VD}{\nu} \text{ agua a } 20^{\circ}\text{C}$$

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{v^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	ν MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
100%	3575	15	0.126	1.57	0.038	1.01×10^{-6}	59069	Flujo Turbulento
	3350	15	0.186	1.91	0.038	1.01×10^{-6}	71861	" "
	3240	15	0.274	2.31	0.038	1.01×10^{-6}	86910	" "
	3050	15	0.356	2.64	0.038	1.01×10^{-6}	99326	" "
	2930	15	0.418	2.86	0.038	1.01×10^{-6}	107603	" "
	2780	15	0.508	3.15	0.038	1.01×10^{-6}	118514	" "
	2550	15	0.607	3.45	0.038	1.01×10^{-6}	129801	" "
	2330	15	0.634	3.52	0.038	1.01×10^{-6}	132435	" "
75%	3500	15	0.083	1.27	0.038	1.01×10^{-6}	47782	Flujo Turbulento
	3370	15	0.121	1.54	0.038	1.01×10^{-6}	57940	" "
	3100	15	0.200	1.98	0.038	1.01×10^{-6}	74495	" "
	2800	15	0.247	2.20	0.038	1.01×10^{-6}	82772	" "
	2540	15	0.310	2.46	0.038	1.01×10^{-6}	92554	" "
	2250	15	0.356	2.64	0.038	1.01×10^{-6}	99326	" "
	1900	15	0.397	2.79	0.038	1.01×10^{-6}	104970	" "
	1500	15	0.440	2.93	0.038	1.01×10^{-6}	110237	" "
	1000	15	0.440	2.93	0.038	1.01×10^{-6}	110237	" "
	0	15	0.440	2.93	0.038	1.01×10^{-6}	110237	" "

OBSERVACIONES :

$$R = \frac{V D}{\nu} \text{ agua a } 20^{\circ}\text{C}$$

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE ACUA	$\frac{v^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	$\checkmark$ MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
50%	3350	15	0.053	1.01	0.038	1.01×10^{-6}	38000	Flujo Turbulento
	3180	15	0.070	1.17	0.038	1.01×10^{-6}	44019	" "
	2500	15	0.110	1.46	0.038	1.01×10^{-6}	54930	" "
	2120	15	0.158	1.76	0.038	1.01×10^{-6}	66217	" "
	1620	15	0.186	1.91	0.038	1.01×10^{-6}	71361	" "
	0	15	0.215	2.05	0.038	1.01×10^{-6}	77128	" "
25%	2900	15	0.027	0.72	0.038	1.01×10^{-6}	27089	Flujo Turbulento
	2750	15	0.033	0.80	0.038	1.01×10^{-6}	30099	" "
	2650	15	0.037	0.85	0.038	1.01×10^{-6}	31980	" "
	1700	15	0.053	1.01	0.038	1.01×10^{-6}	38000	" "
	1670	15	0.053	1.01	0.038	1.01×10^{-6}	38000	" "
	0	15	0.070	1.17	0.038	1.01×10^{-6}	44019	" "

OBSERVACIONES :

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{V^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	ν MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
100%	3300	12.5	0.089	1.32	0.038	1.01×10^{-6}	49663	Flujo Turbulento
	3147	12.5	0.145	1.68	0.038	1.01×10^{-6}	63207	" "
	2960	12.5	0.247	2.20	0.038	1.01×10^{-6}	82772	" "
	2732	12.5	0.299	2.42	0.038	1.01×10^{-6}	91049	" "
	2446	12.5	0.397	2.79	0.038	1.01×10^{-6}	104970	" "
	2137	12.5	0.440	2.93	0.038	1.01×10^{-6}	110237	" "
	2089	12.5	0.485	3.08	0.038	1.01×10^{-6}	115881	" "
	1859	12.5	0.532	3.23	0.038	1.01×10^{-6}	121524	" "
	1477	12.5	0.532	3.23	0.038	1.01×10^{-6}	121524	" "
	1045	12.5	0.582	3.37	0.038	1.01×10^{-6}	126792	" "
	0	12.5	0.582	3.37	0.038	1.01×10^{-6}	126792	" "
75%	3200	12.5	0.061	1.09	0.038	1.01×10^{-6}	41009	Flujo Turbulento
	3075	12.5	0.079	1.24	0.038	1.01×10^{-6}	46653	" "
	2693	12.5	0.158	1.76	0.038	1.01×10^{-6}	66217	" "
	2323	12.5	0.215	2.05	0.038	1.01×10^{-6}	77128	" "
	1933	12.5	0.247	2.20	0.038	1.01×10^{-6}	82772	" "
	1395	12.5	0.281	2.34	0.038	1.01×10^{-6}	88039	" "
	1010	12.5	0.296	2.40	0.038	1.01×10^{-6}	90297	" "
	0	12.5	0.296	2.40	0.038	1.01×10^{-6}	90297	" "

OBSERVACIONES :

$$R = \frac{V D}{\nu} \text{ agua a } 20^{\circ}\text{C}$$

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{v^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	$\sqrt{v}$ MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
50%	3125	12.5	0.046	0.95	0.038	1.01×10^{-6}	35742	Flujo Turbulento
	2892	12.5	0.061	1.09	0.038	1.01×10^{-6}	41009	" "
	2320	12.5	0.121	1.54	0.038	1.01×10^{-6}	57940	" "
	1892	12.5	0.158	1.76	0.038	1.01×10^{-6}	66217	" "
	1291	12.5	0.186	1.91	0.038	1.01×10^{-6}	71861	" "
	820	12.5	0.186	1.91	0.038	1.01×10^{-6}	71861	" "
	0	12.5	0.186	1.91	0.038	1.01×10^{-6}	71861	" "
25%	2895	12.5	0.019	0.61	0.038	1.01×10^{-6}	22950	Flujo Turbulento
	2050	12.5	0.033	0.80	0.038	1.01×10^{-6}	30099	" "
	1430	12.5	0.046	0.95	0.038	1.01×10^{-6}	35742	" "
	430	12.5	0.053	1.01	0.038	1.01×10^{-6}	38000	" "
	0	12.5	0.053	1.01	0.038	1.01×10^{-6}	38000	" "

OBSERVACIONES :

$$R = \frac{V D}{\nu} \text{ agua a } 20^{\circ}\text{C}$$

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{V^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	$\sqrt{V}$ MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
100%	2180	10	0.007	0.37	0.038	1.01×10^{-6}	13920	Flujo Turbulento
	1930	10	0.025	0.70	0.038	1.01×10^{-6}	26336	" "
	1432	10	0.053	1.01	0.038	1.01×10^{-6}	38000	" "
	1208	10	0.089	1.32	0.038	1.01×10^{-6}	49663	" "
	1124	10	0.133	1.61	0.038	1.01×10^{-6}	60574	" "
	1002	10	0.171	1.83	0.038	1.01×10^{-6}	68851	" "
	920	10	0.318	2.49	0.038	1.01×10^{-6}	93683	" "
	0	10	0.318	2.49	0.038	1.01×10^{-6}	93683	" "
75%	2000	10	0.017	0.57	0.038	1.01×10^{-6}	21445	Flujo Turbulento
	1730	10	0.046	0.95	0.038	1.01×10^{-6}	35742	" "
	1287	10	0.079	1.24	0.038	1.01×10^{-6}	46653	" "
	1020	10	0.128	1.58	0.038	1.01×10^{-6}	59445	" "
	810	10	0.158	1.76	0.038	1.01×10^{-6}	66217	" "
	581	10	0.171	1.83	0.038	1.01×10^{-6}	68851	" "
	0	10	0.171	1.83	0.038	1.01×10^{-6}	68851	" "

OBSERVACIONES :

$$R = \frac{V D}{\sqrt{\nu}} \text{ agua a } 20^{\circ}\text{C}$$

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{V^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	$\sqrt{\nu}$ MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
50%	1870	10	0.009	0.42	0.038	1.01×10^{-6}	15801	Flujo Turbulento
	1414	10	0.030	0.76	0.038	1.01×10^{-6}	28594	" "
	1020	10	0.050	0.99	0.038	1.01×10^{-6}	37247	" "
	845	10	0.079	1.24	0.038	1.01×10^{-6}	46653	" "
	0	10	0.079	1.24	0.038	1.01×10^{-6}	46653	" "
25%	1320	10	0.002	0.19	0.038	1.01×10^{-6}	7148	* Flujo Turbulento
	683	10	0.008	0.39	0.038	1.01×10^{-6}	14673	" "
	540	10	0.014	0.52	0.038	1.01×10^{-6}	19564	" "
	0	10	0.014	0.52	0.038	1.01×10^{-6}	19564	" "

OBSERVACIONES : * Mezcla de Flujos: Laminar + Turbulento y F. de Zona de Transición

$$R = \frac{V D}{\nu} \text{ agua a } 20^{\circ}\text{C}$$

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{v^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	$\checkmark$ MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
100%	2131	7.5	0.027	0.72	0.038	1.01×10^{-6}	27089	Flujo Turbulento
	1782	7.5	0.070	1.17	0.038	1.01×10^{-6}	44019	" "
	1507	7.5	0.121	1.54	0.038	1.01×10^{-6}	57940	" "
	1214	7.5	0.186	1.91	0.038	1.01×10^{-6}	71861	" "
	820	7.5	0.215	2.05	0.038	1.01×10^{-6}	77128	" "
	680	7.5	0.231	2.12	0.038	1.01×10^{-6}	79762	" "
	0	7.5	0.231	2.12	0.038	1.01×10^{-6}	79762	" "
75%	2196	7.5	0.013	0.50	0.038	1.01×10^{-6}	18811	Flujo Turbulento
	1941	7.5	0.025	0.70	0.038	1.01×10^{-6}	26336	" "
	1547	7.5	0.039	0.87	0.038	1.01×10^{-6}	32732	" "
	1089	7.5	0.061	1.09	0.038	1.01×10^{-6}	41009	" "
	915	7.5	0.079	1.24	0.038	1.01×10^{-6}	46653	" "
	783	7.5	0.099	1.39	0.038	1.01×10^{-6}	52297	" "
	560	7.5	0.110	1.46	0.038	1.01×10^{-6}	54930	" "
	0	7.5	0.110	1.46	0.038	1.01×10^{-6}	54930	" "

OBSERVACIONES :

TABLA : 6.1.1-4 (Continuación)

$R = \frac{V D}{\gamma} \text{ agua a } 20^{\circ}\text{C}$									
CALCULOS DEL NUMERO DE REYNOLDS	N	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{V^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	γ MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO	
50% ALABES DIRECTORES	2028	7.5	0.005	0.31	0.038	1.01×10^{-6}	11663	*	
	1618	7.5	0.011	0.46	0.038	1.01×10^{-6}	17306	Flujo Turbulento	
	1017	7.5	0.017	0.57	0.038	1.01×10^{-6}	21445	"	
	805	7.5	0.027	0.72	0.038	1.01×10^{-6}	27089	"	
	722	7.5	0.046	0.95	0.038	1.01×10^{-6}	35742	"	
	0	7.5	0.050	0.99	0.038	1.01×10^{-6}	37247	"	
25%	1586	7.5	0.001	0.14	0.038	1.01×10^{-6}	5267	*	
	954	7.5	0.004	0.28	0.038	1.01×10^{-6}	10534	*	
	462	7.5	0.006	0.34	0.038	1.01×10^{-6}	12792	Flujo Turbulento	
	0	7.5	0.009	0.42	0.038	1.01×10^{-6}	15801	"	

OBSERVACIONES : * Mezcla de Flujos: F. Laminar + F. Turbulento y F. de Zona de Transición

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{v^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	$\checkmark$ MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
100%	1831	5	0.017	0.57	0.038	1.01×10^{-6}	21445	Flujo Turbulento
	1287	5	0.037	0.85	0.038	1.01×10^{-6}	31980	" "
	1106	5	0.053	1.01	0.038	1.01×10^{-6}	38000	" "
	988	5	0.079	1.24	0.038	1.01×10^{-6}	46653	" "
	802	5	0.110	1.46	0.038	1.01×10^{-6}	54930	" "
	500	5	0.126	1.57	0.038	1.01×10^{-6}	59069	" "
	0	5	0.126	1.57	0.038	1.01×10^{-6}	59069	" "
75%	1623	5	0.008	0.39	0.038	1.01×10^{-6}	14673	Flujo Turbulento
	1309	5	0.017	0.57	0.038	1.01×10^{-6}	21445	" "
	823	5	0.027	0.72	0.038	1.01×10^{-6}	27089	" "
	512	5	0.046	0.95	0.038	1.01×10^{-6}	35742	" "
	386	5	0.061	1.09	0.038	1.01×10^{-6}	41009	" "
	0	5	0.061	1.09	0.038	1.01×10^{-6}	41009	" "

OBSERVACIONES :

$$R = \frac{V D}{\nu} \text{ agua a } 20^{\circ}\text{C}$$

% ABERTURA ALABES DIRECTORES	N R P M	CABEZAL MTS. DE AGUA	$\frac{V^2}{2g}$	V MTS/SEG	D MTS	$\checkmark$ MTS ² /SEG	R	TIPO DE FLUJO
50%	1405	5	0.004	0.28	0.038	1.01×10^{-6}	10534	*
	833	5	0.008	0.39	0.038	1.01×10^{-6}	14673	Flujo Turbulento
	567	5	0.013	0.50	0.038	1.01×10^{-6}	18811	" "
	410	5	0.022	0.65	0.038	1.01×10^{-6}	24455	" "
	0	5	0.025	0.70	0.038	1.01×10^{-6}	26336	" "
25%	1024	5	0.001	0.14	0.038	1.01×10^{-6}	5267	*
	377	5	0.002	0.19	0.038	1.01×10^{-6}	7148	*
	224	5	0.005	0.31	0.038	1.01×10^{-6}	11663	*
	0	5	0.005	0.31	0.038	1.01×10^{-6}	11663	*
		5						

OBSERVACIONES : * Mezcla de Flujos: F. Laminar + F. Turbulento y F. de Zona de Transición

A B L A : 6.1.2-1

OBSERVACION DEL FLUJO A LA SALIDA DE LA TURBINA

ABERTURA DE ALABES DIRECTORES	CABEZAL mts. DE AGUA	FLUJO Q mts ³ ./min.	N R P M	OBSERVACIONES DE VORTICIDAD Y RUIDOS CARACTERISTICOS DE CAVITACION
100%	1	0.040	558	Ausencia
	2	0.044	1078	"
	3	0.055	1325	"
	4	0.06	1694	"
	5	0.065	1988	"
	6	0.067	2173	"
	7	0.07	2432	"
	8	0.07	2488	"
	9	0.075	2766	"
	10	0.08	2936	"
	12	0.084	3218	"
	13	0.092	3348	"
	15	0.095	3610	"
	17	0.102	3850	"
	18	0.106	3977	"
	19	0.115	4095	<i>Comm</i> mínimo
	20	0.115	4190	" "
	21	0.117	4284	<i>Comm</i> un poco mayor + ruidos
	22	0.118	4383	<i>Comm</i> un poco mayor + ruido mayor
	23	0.119	4490	<i>Comm</i> igual + ruido igual
	24	0.120	4587	<i>Comm</i> mayor + ruido mayor
	24,5	0.125	4623	<i>Comm</i> mayor + ruido mayor

B L A : 6.1.2-2

RVACION DEL FLUJO A LA SALIDA DE LA TURBINA

ABERTURA ALABES RECTORES	CABEZAL mts. DE AGUA	FLUJO Q mts ³ ./min.	N R P M	OBSERVACIONES DE VORTICIDAD Y RUIDOS CARACTERISTICOS DE CAVITACION
75%	1	0.035	467	Ausencia
	2	0.035	970	"
	3	0.042	1318	"
	4	0.045	1644	"
	5	0.048	1851	"
	6	0.055	2077	"
	7	0.06	2366	"
	8	0.062	2509	"
	9	0.065	2697	"
	10	0.068	2865	"
	12	0.074	3146	"
	13	0.076	3333	"
	15	0.08	3541	"
	17	0.085	3817	"
	18	0.088	3905	"
	19	0.09	4047	"
	20	0.095	4132	"
	21	0.096	4242	"
	22	0.096	4325	ruidos
	23	0.098	4436	<i>Qu</i> mínima y ruido igual
	24	0.10	4545	<i>Qu</i> mayor + ruido mayor
	25	0.114	4658	<i>Qu</i> igual + ruido mayor
	25.5	0.114	4670	igual + igual

B L A : 6.1.2-3

ERVACION DEL FLUJO A LA SALIDA DE LA TURBINA

ABERTURA ALABES RECTORES	CABEZAL mts. DE AGUA	FLUJO Q mts ³ ./min.	R P M	OBSERVACIONES DE VORTICIDAD Y RUIDOS CARACTERISTICOS DE CAVITACION
50%	1	0.023	0	Ausencia
	2	0.028	820	"
	3	0.034	1175	"
	4	0.035	1549	"
	5	0.038	1774	"
	6	0.040	2009	"
	7	0.044	2226	"
	8	0.047	2426	"
	9	0.048	2578	"
	10	0.050	2738	"
	12	0.056	3024	"
	13	0.058	3133	"
	15	0.061	3425	"
	17	0.065	3668	"
	18	0.068	3782	"
	19	0.070	3876	"
	20	0.070	3986	"
	21	0.072	4072	"
	22	0.075	4200	"
	23	0.077	4277	"
	24	0.078	4374	"
	25	0.079	4461	"
	26	0.080	4550	"
	27	0.080	4627	"

B L A : 6.1.2-4

OBSERVACION DEL FLUJO A LA SALIDA DE LA TURBINA

ABERTURA DE ALABES DIRECTORES	CABEZAL mts. DE AGUA	FLUJO Q mts ³ ./min.	R P M	OBSERVACIONES DE VORTICIDAD Y RUIDOS CARACTERISTICOS DE CAVITACION
25%	1	0.013	0	Ausencia
	2	0.018	0	"
	3	0.025	372	"
	4	0.028	1204	"
	5	0.030	1465	"
	6	0.032	1731	"
	7	0.034	1946	"
	8	0.035	2167	"
	9	0.036	2327	"
	10	0.038	2466	"
	12	0.040	2749	"
	13	0.042	2896	"
	15	0.045	3154	"
	17	0.047	3378	"
	18	0.048	3489	"
	19	0.050	3587	"
	20	0.054	3696	"
	21	0.055	3767	"
	22	0.057	3875	"
	23	0.059	3943	"
	24	0.060	4062	"
	25	0.062	4149	"
	26	0.062	4224	"
	27	0.063	4311	"
	28	0.064	4376	"

T A B L A 6.2-1

DATOS DE [Hs]

% Abertura Alabes Di- rectores.	[Ho] Cabezal en mts de agua	[Hs] Altura de Aspiración mts
100%	15.0	0.24
100%	12.5	0.24
100%	10.0	0.25
100%	7.5	0.25
100%	5.0	0.26
50%	15.0	0.26
50%	12.5	0.26
50%	10.0	0.25
50%	7.5	0.25
50%	5.0	0.24

TABLA 6.2-2

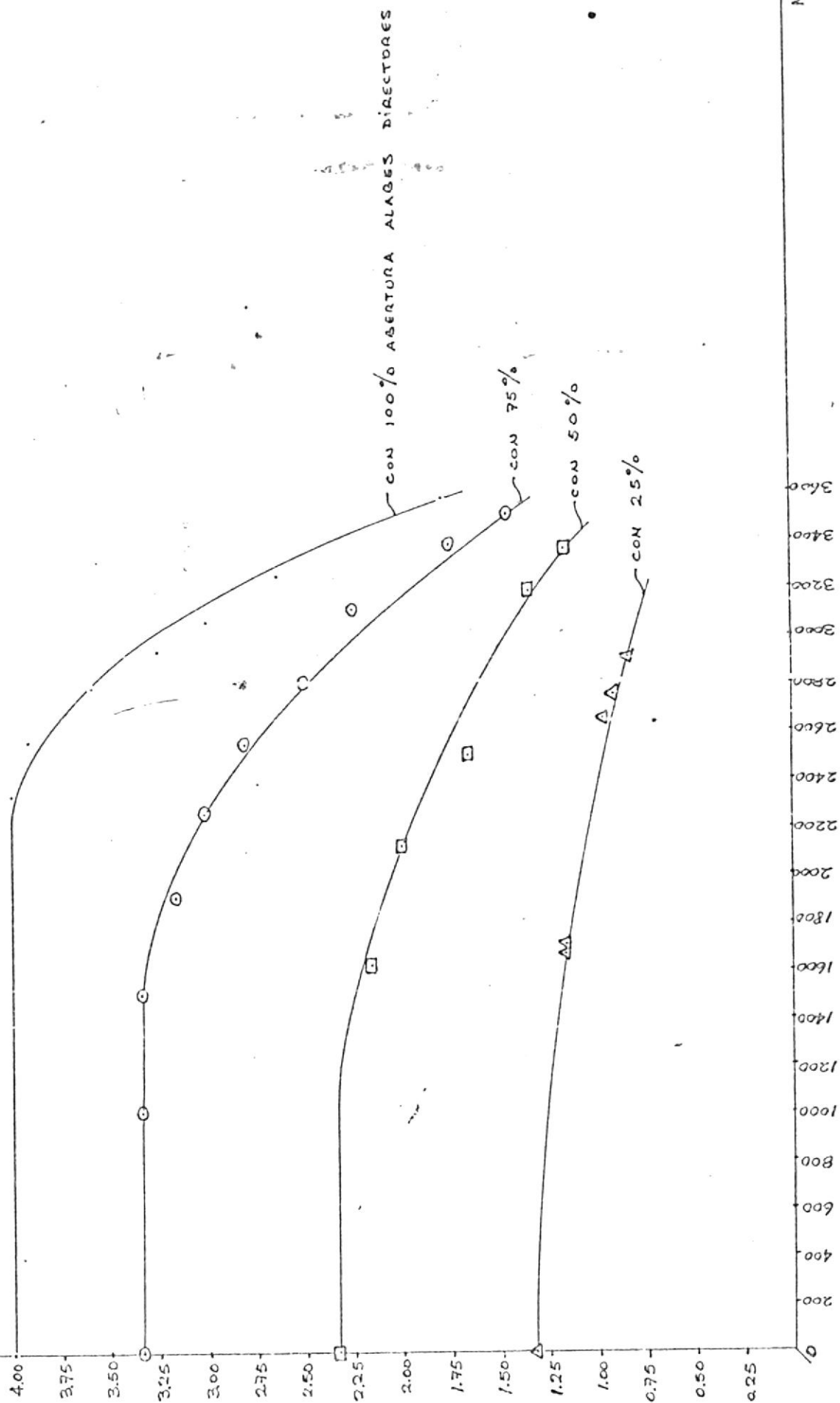
DATOS DE σ Y n_s PARA RESPECTIVOS CABEZALES
DE AGUA DE OPERACION

Cabezal de agua de operación mts.	σ	n_s
15.0	0.62	68.64
12.5	0.74	61.33
10.0	0.93	28.90
7.5	1.23	44.11
5.0	1.82	33.54

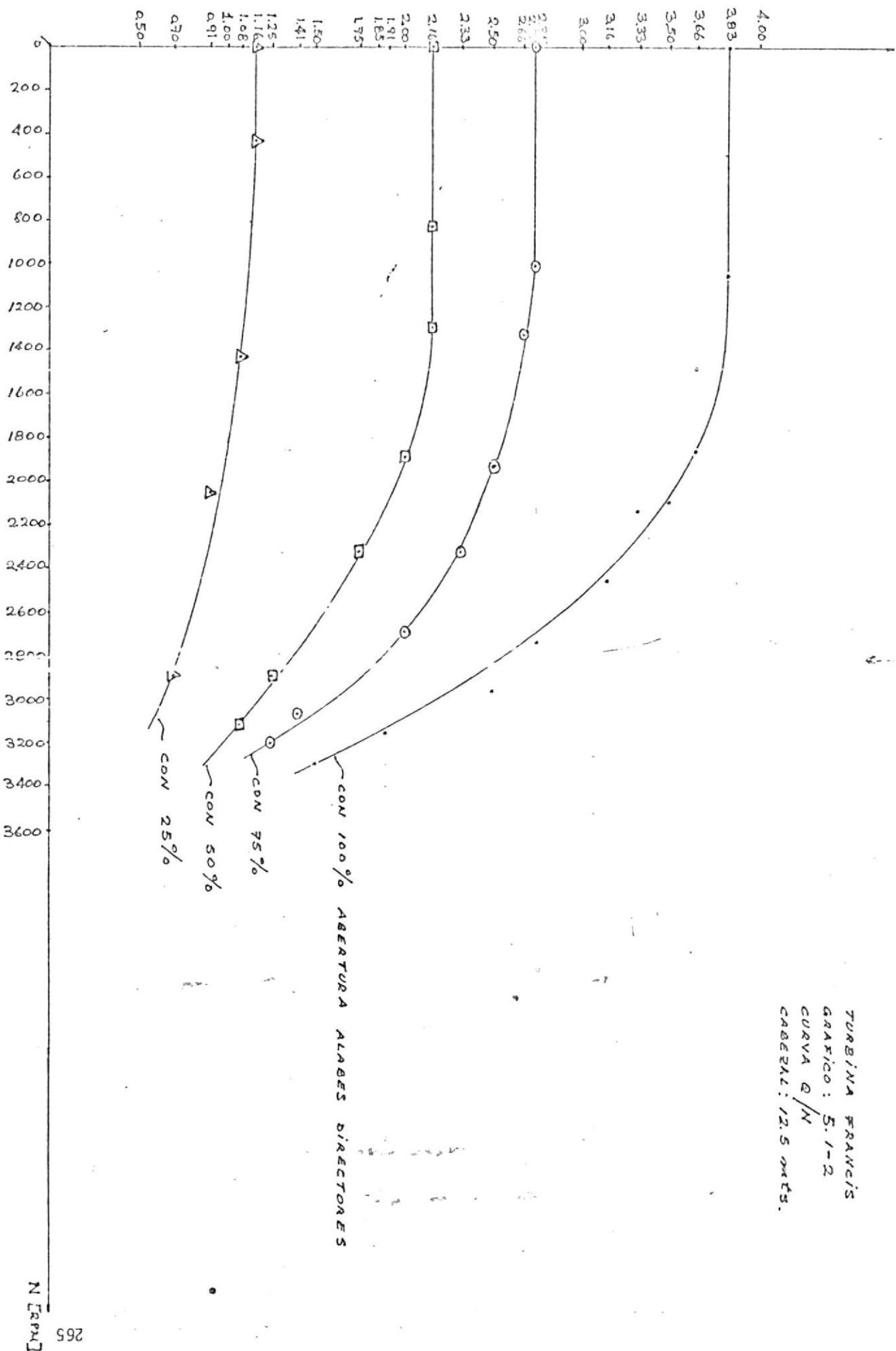
A P E N D I C E B

CURVAS EXPERIMENTALES

TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.1-1
 CURVA Q/N
 CABEZAL: 15 mts.

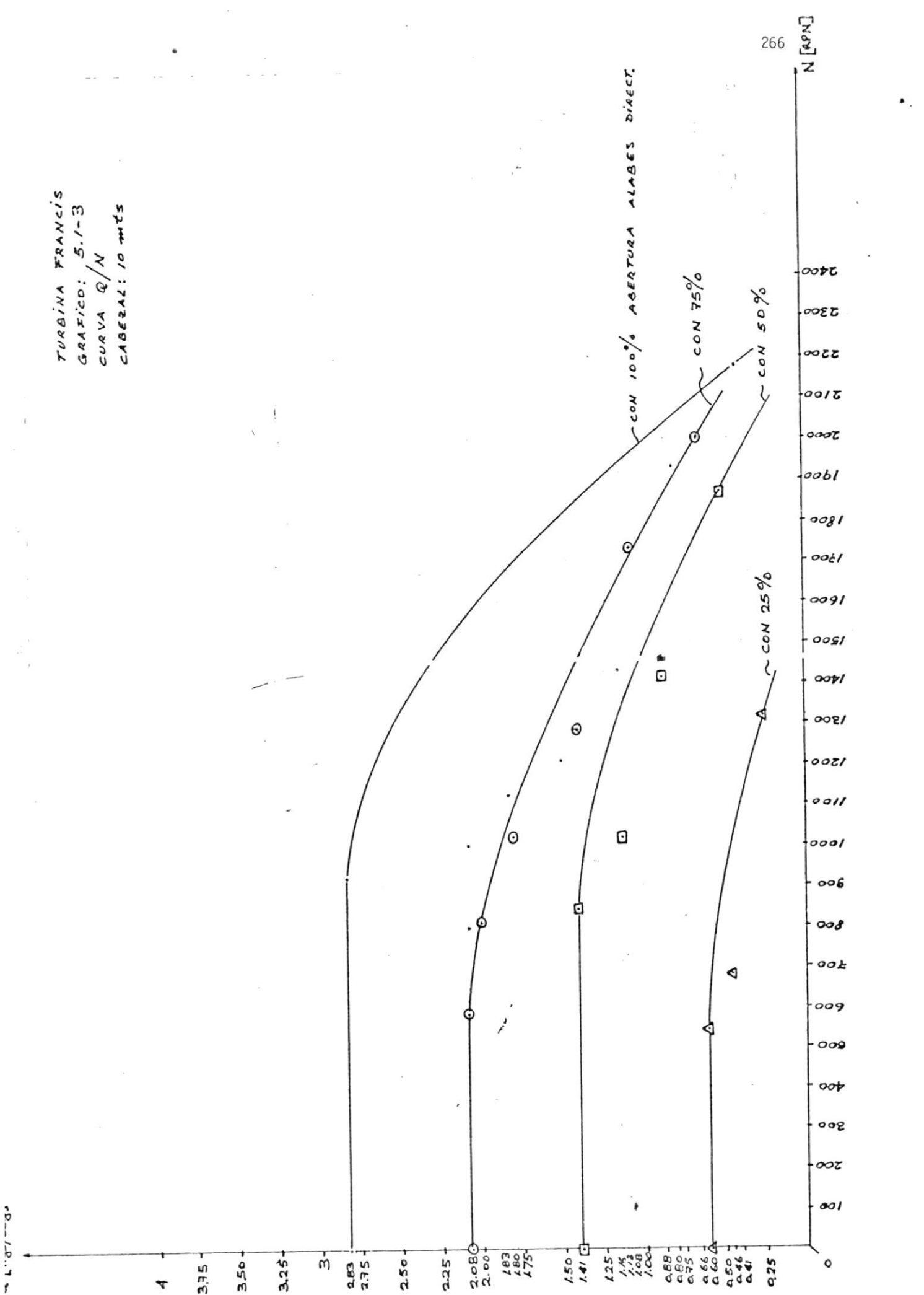
 Q [kg/s]


Q [Kgs/seg]



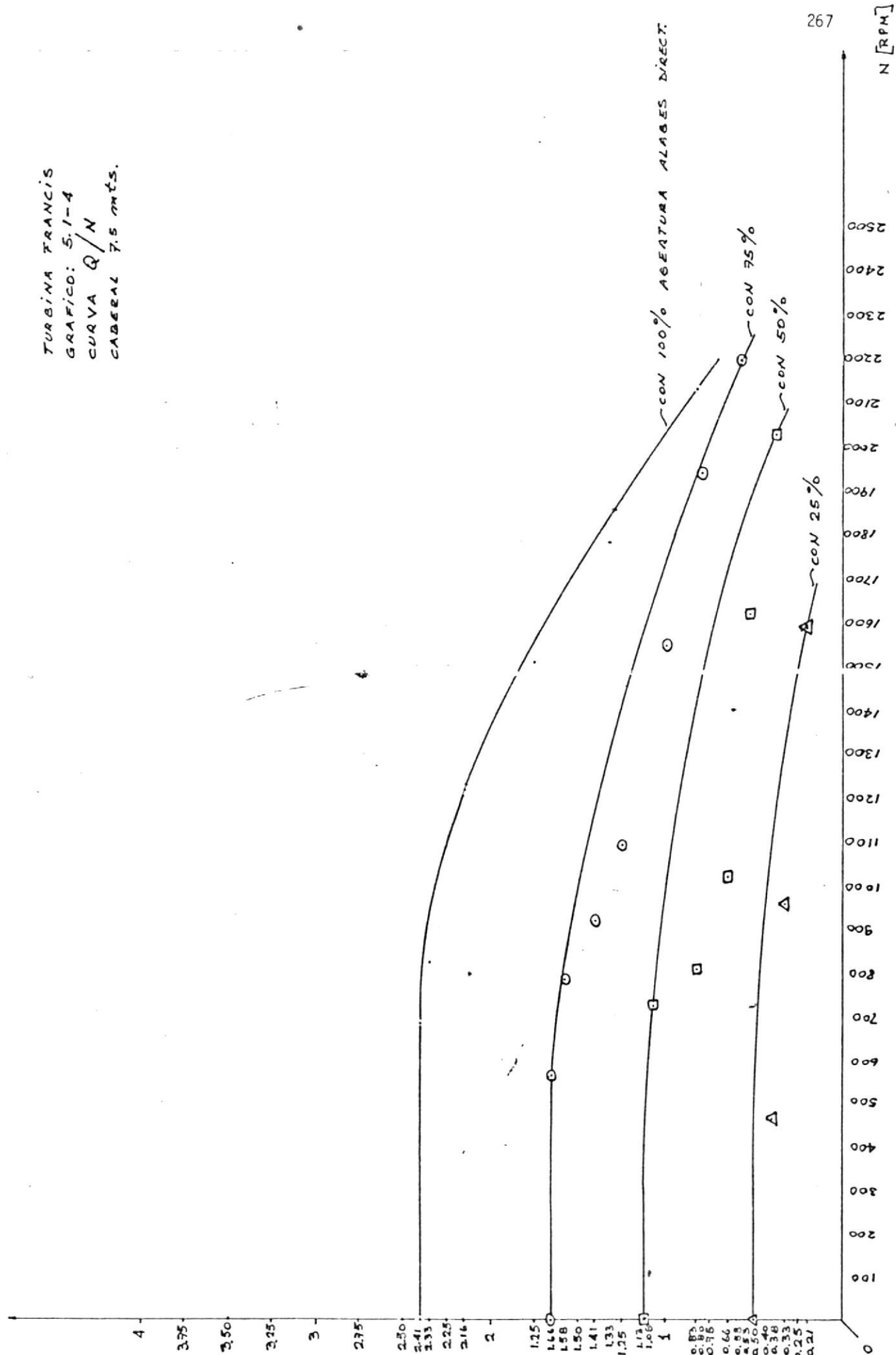
TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.1-2
 CURVA Q/N
 CADEZAL: 12.5 mts.

TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.1-3
 CURVA Q/N
 CABEZAL: 10 mts



TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.1-4
 CURVA Q/N
 CABEZAL 7.5 mts.

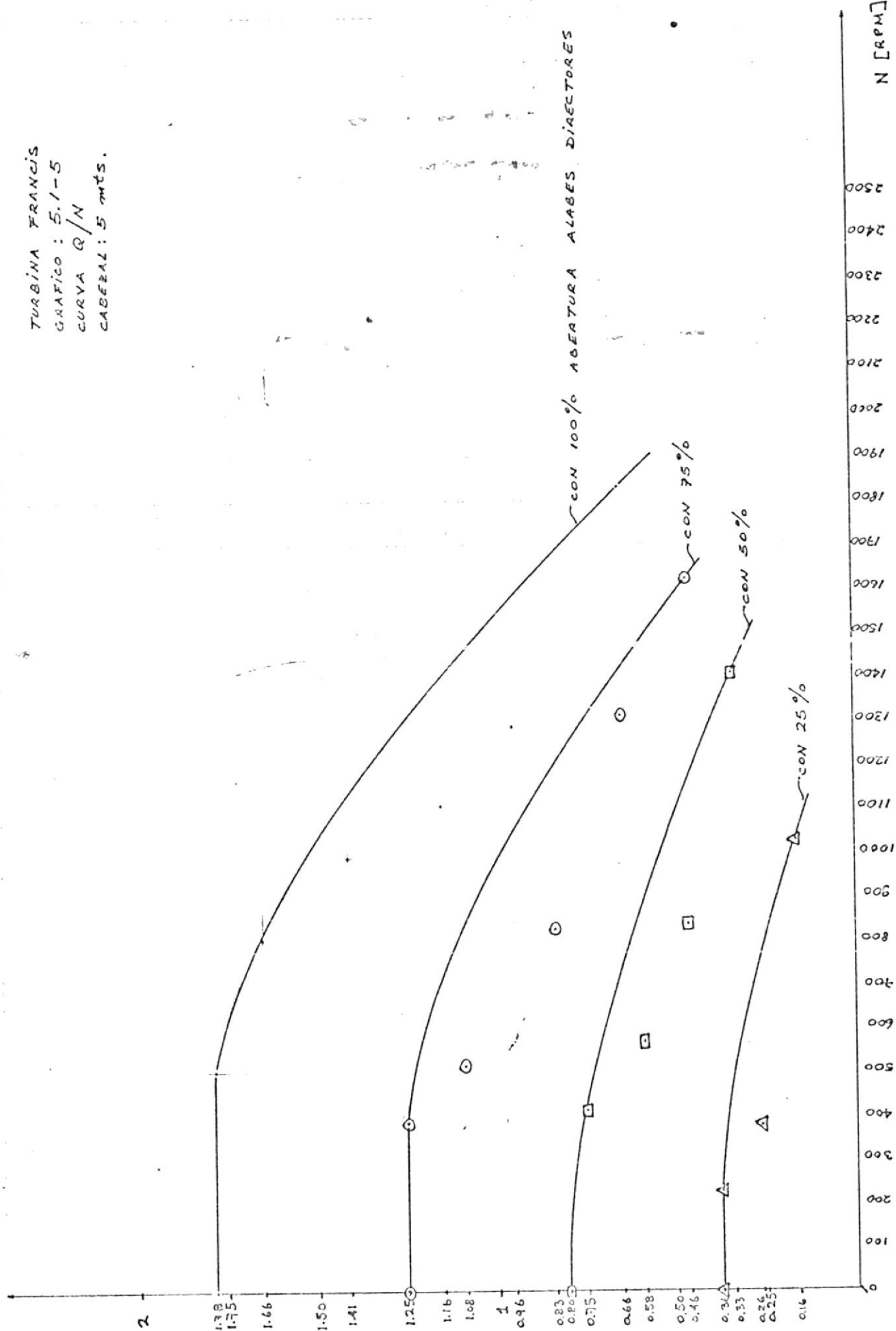
Q [kg/s/seg]



TURBINA FRANCIS
 GRAFICO : 5.1-5
 CURVA Q/N
 CABEZAL : 5 mts.

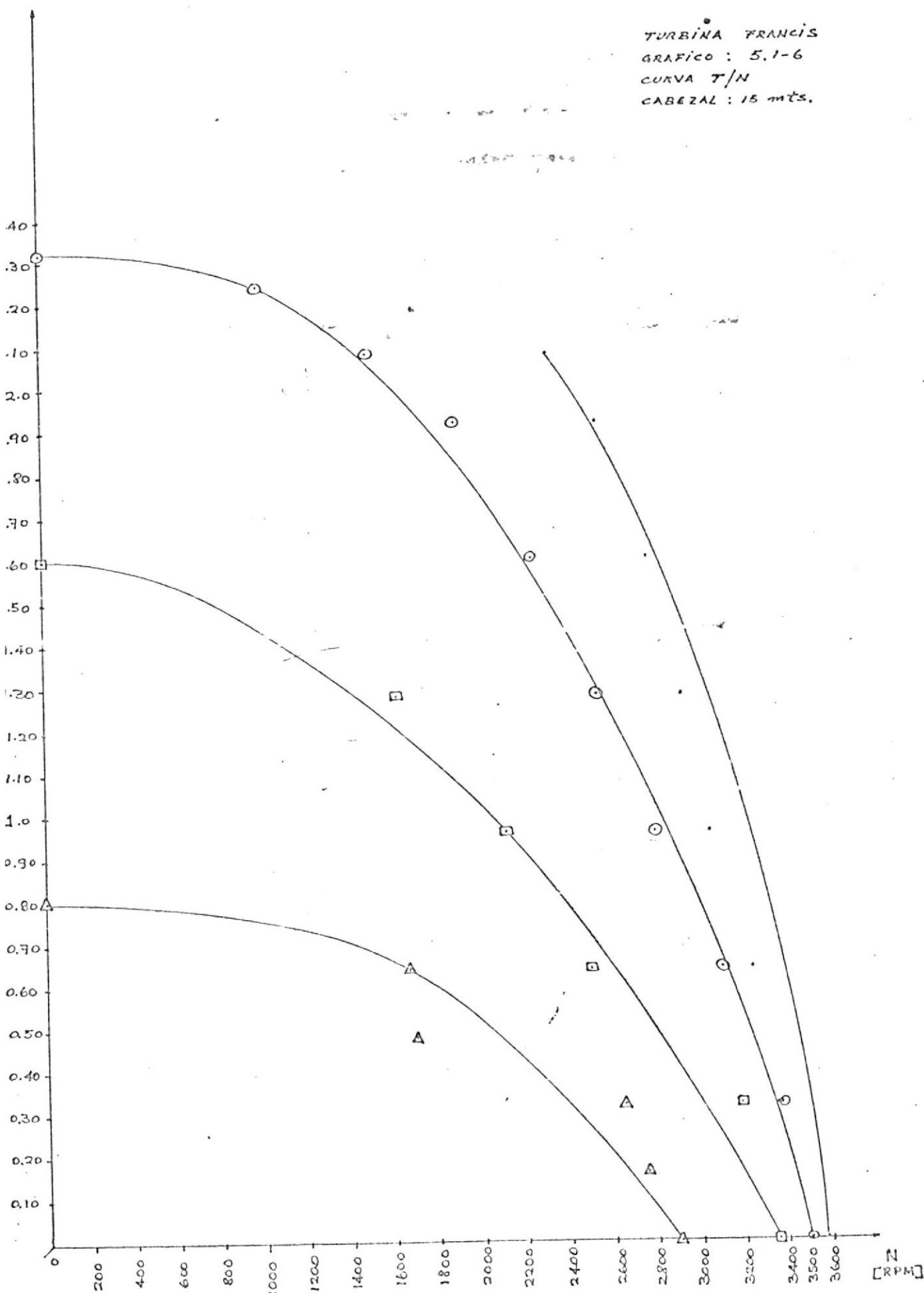
Q [m³/seg]

N [RPM]



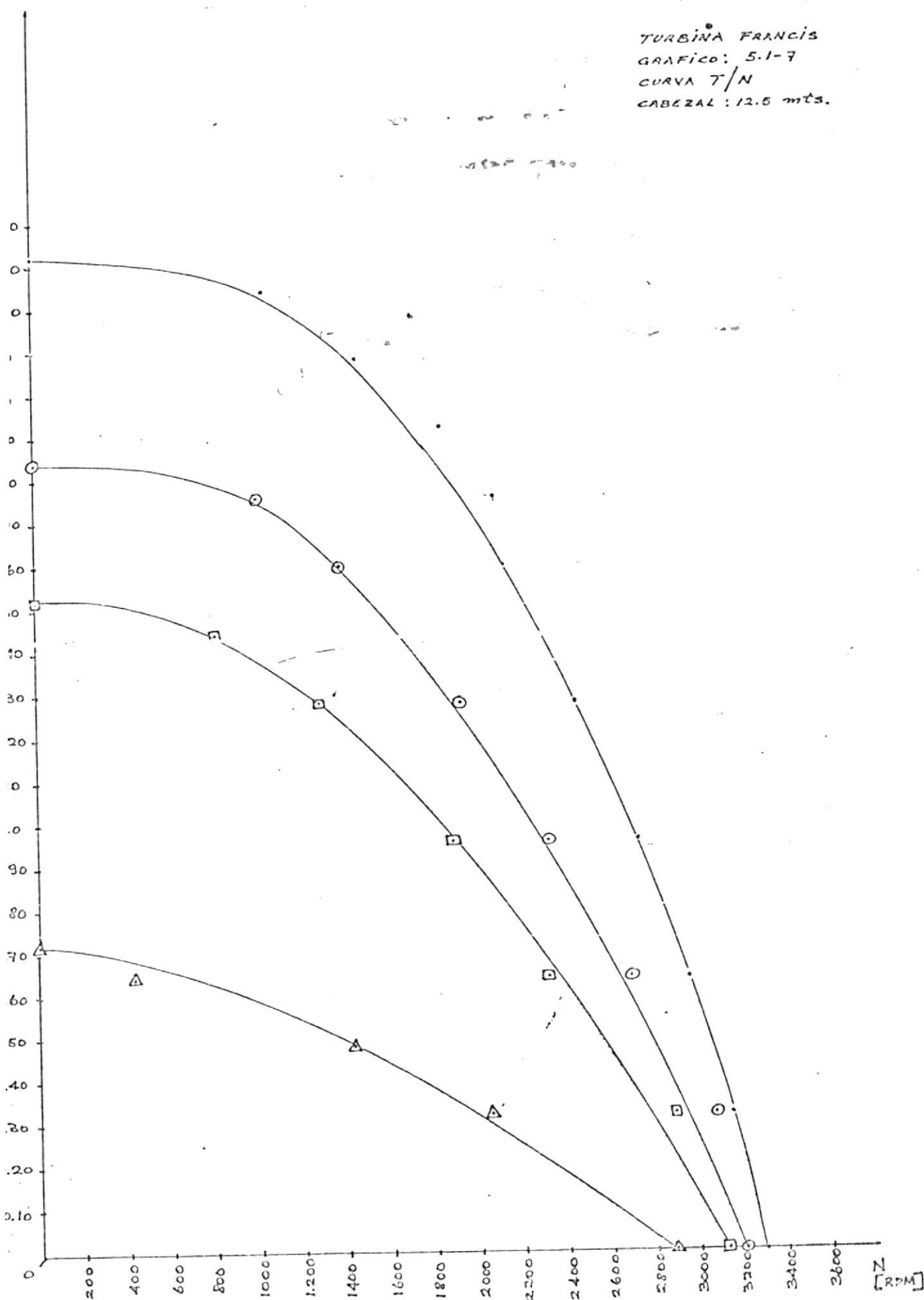
[newton-mt.]

TURBINA FRANCIS
 GRAFICO : 5.1-6
 CURVA T/N
 CABEZAL : 15 mts.

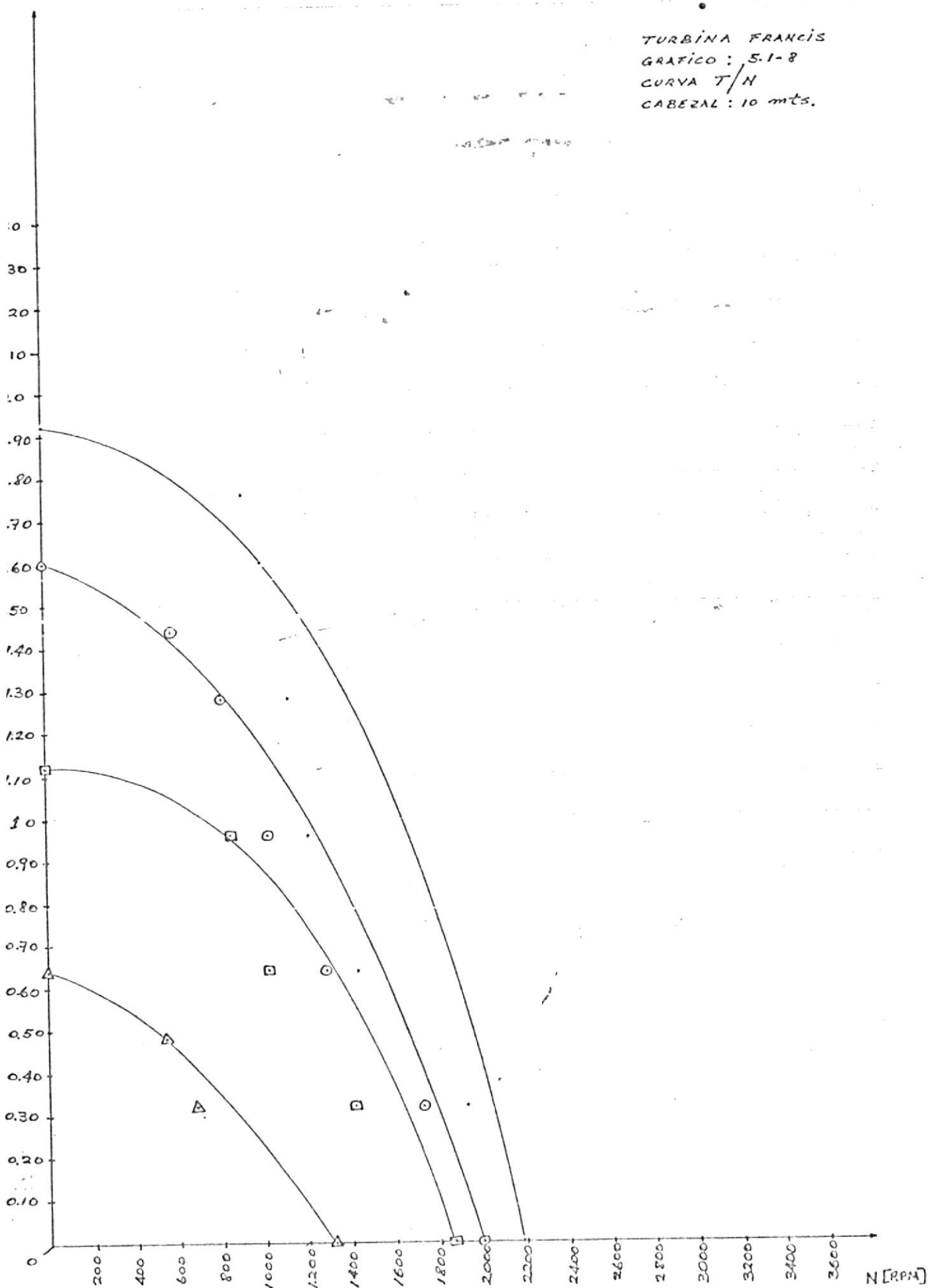


[Newton-mt.]

TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.1-7
 CURVA T/N
 CABEZAL: 12.5 mts.

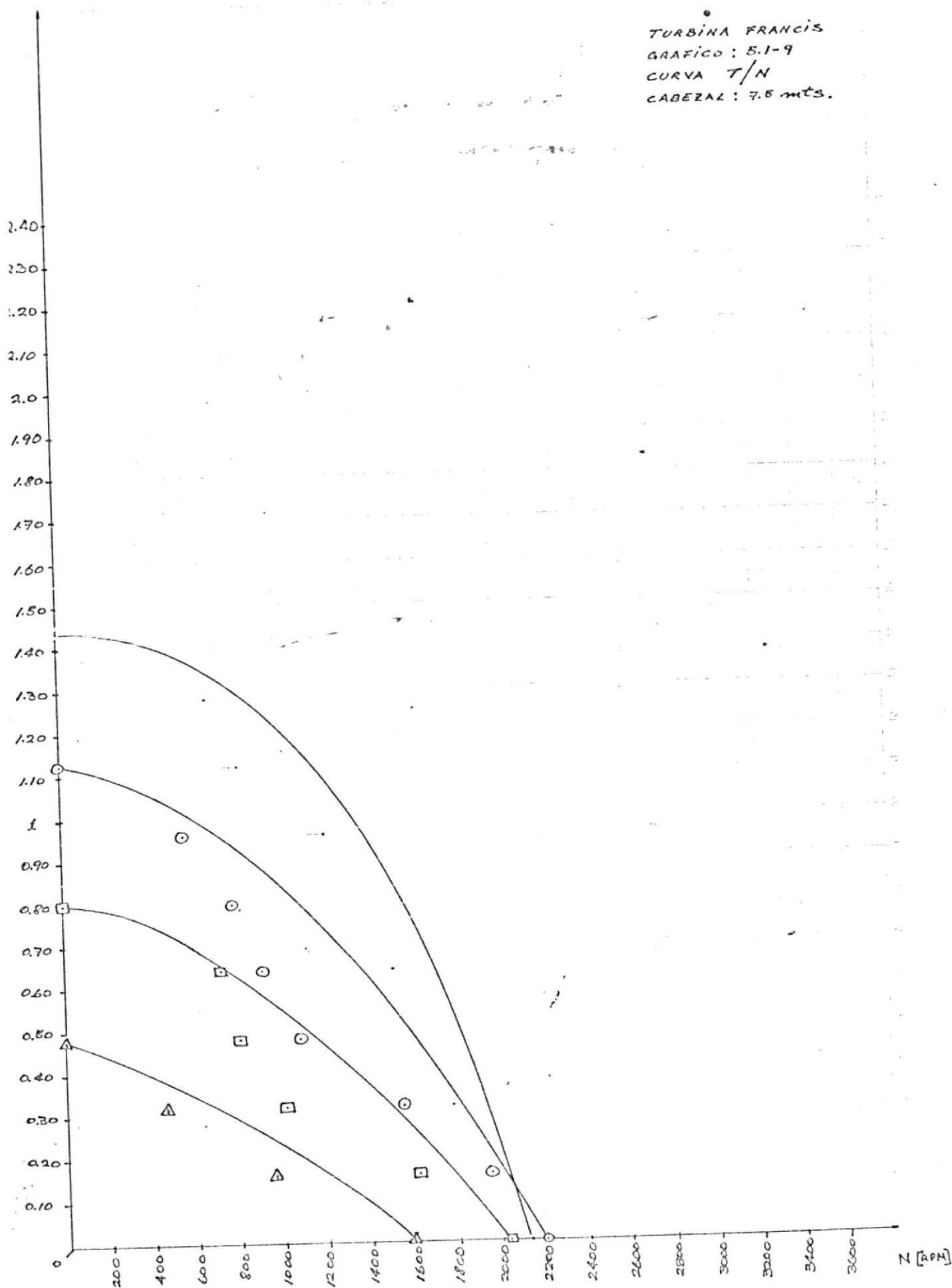


TURBINA FRANCIS
GRAFICO: 5.1-8
CURVA T/N
CABEZAL: 10 mts.



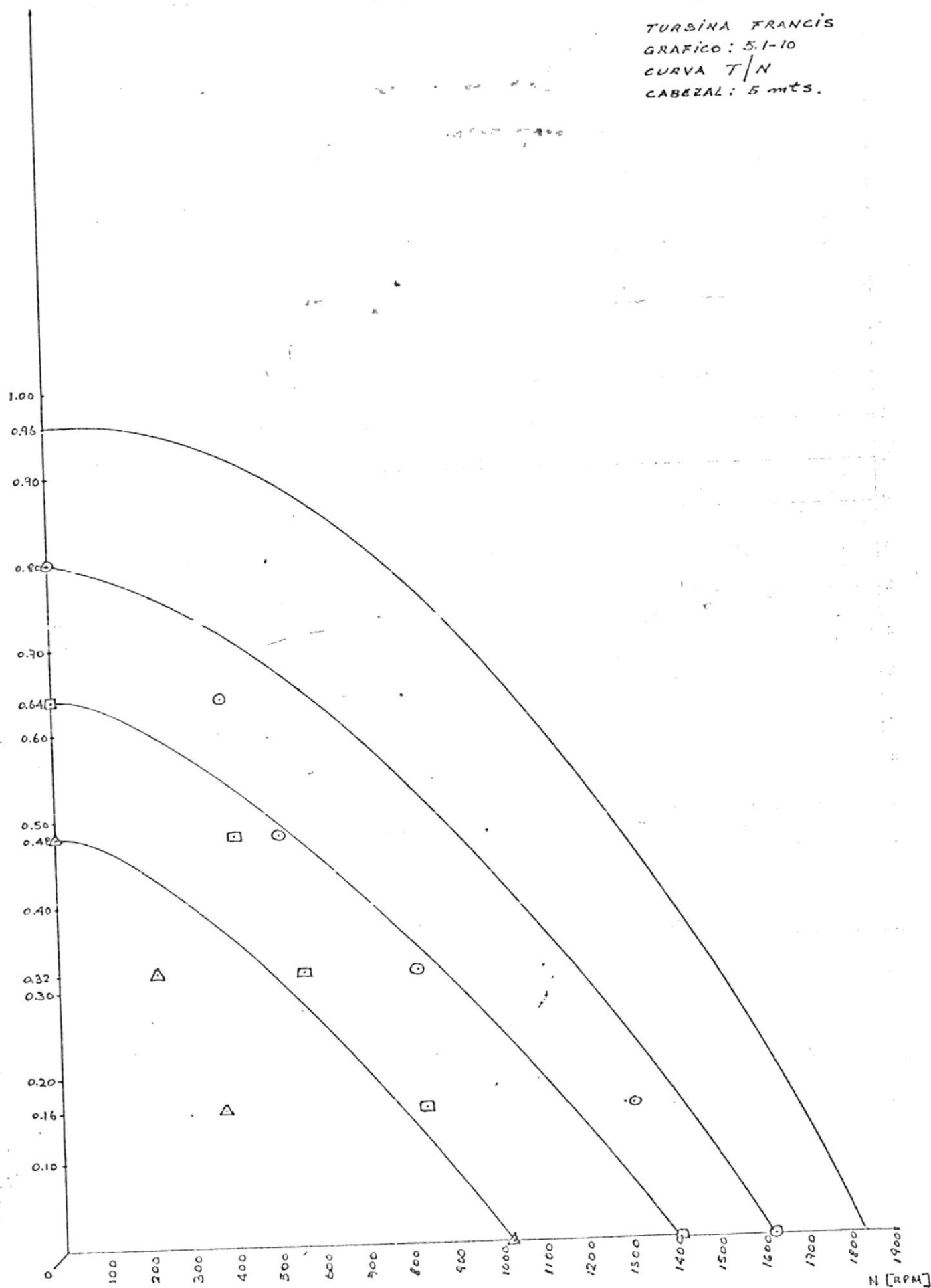
[Newton - mt]

TURBINA FRANCIS
 GRAFICO : 5.1-9
 CURVA T/N
 CABEZAL : 7.5 mts.

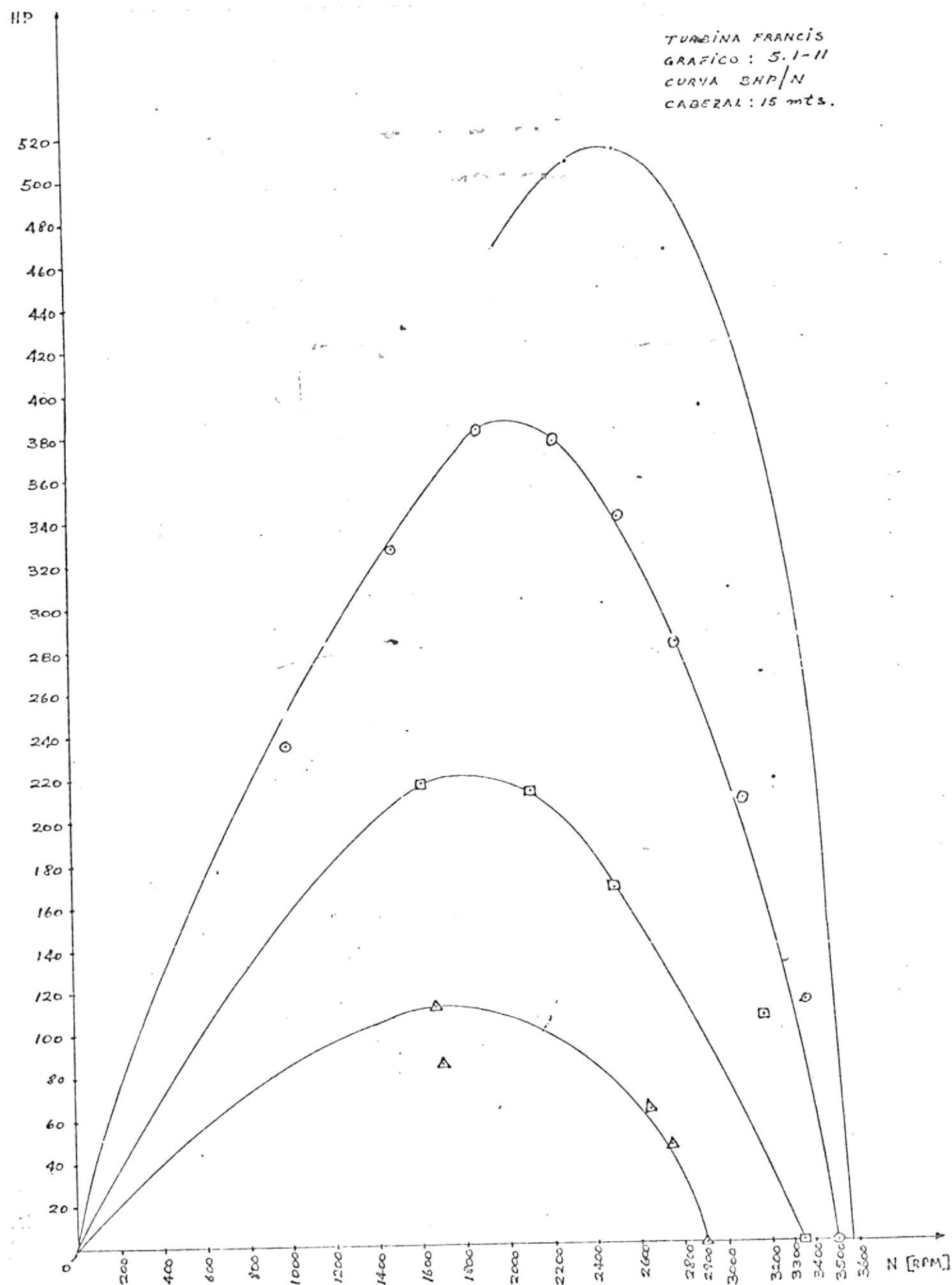


[newton - mt]

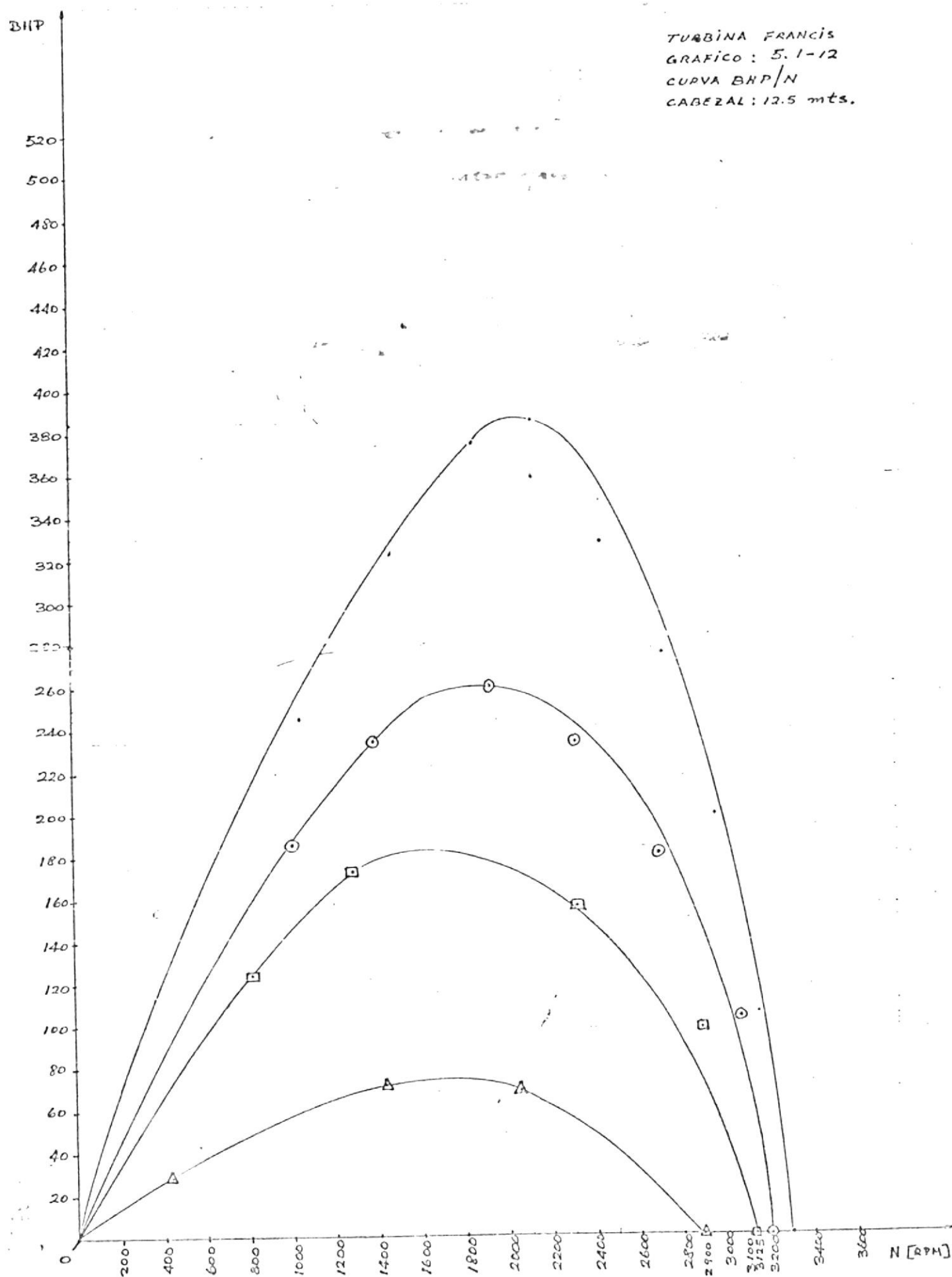
TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.1-10
 CURVA T/N
 CABEZAL: 5 mts.



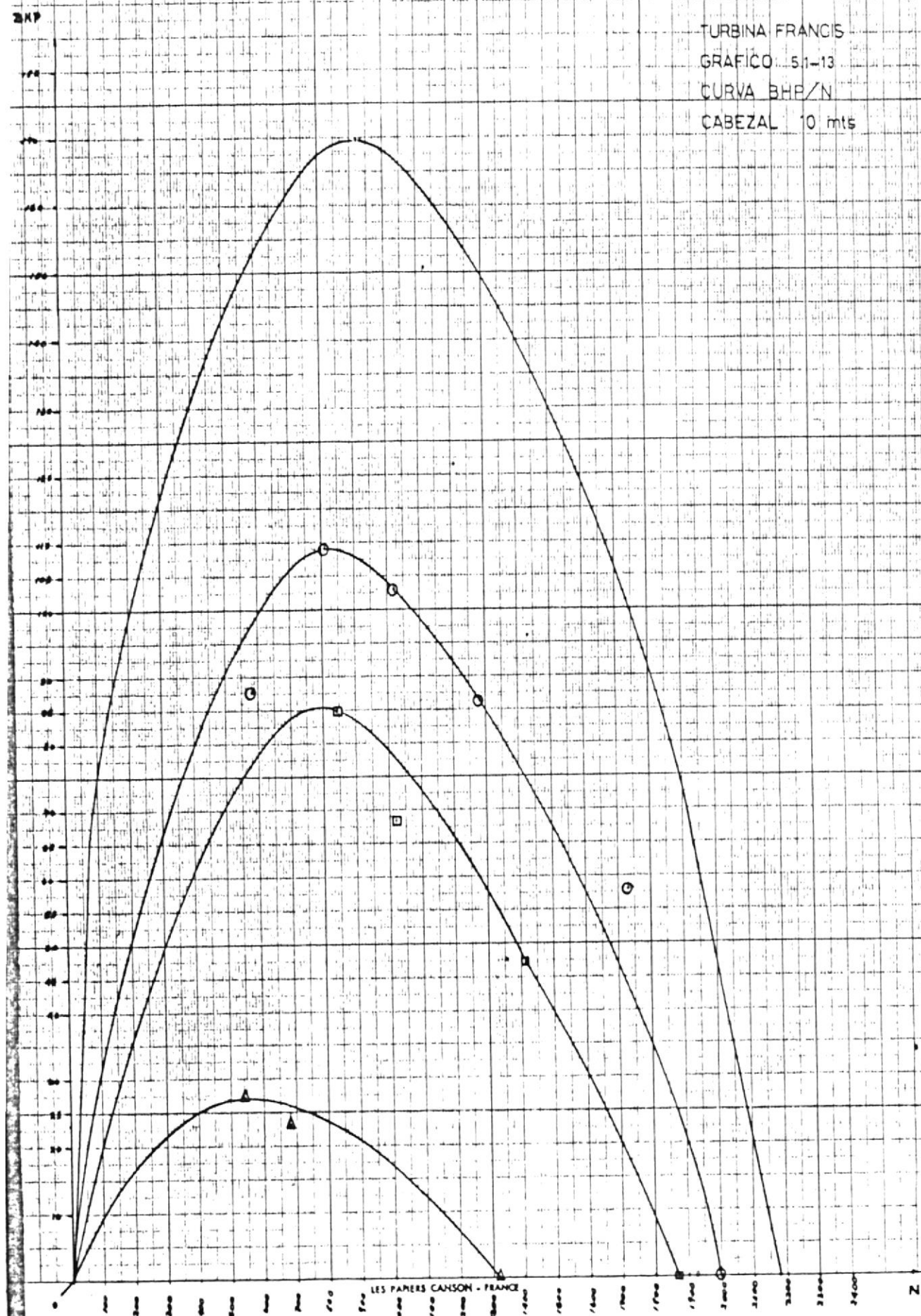
TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.1-11
 CURVA SHP/N
 CABEZAL: 15 mts.



TURBINA FRANCIS
 GRAFICO : 5.1-12
 CURVA BHP/N
 CAPEZAL: 12.5 mts.

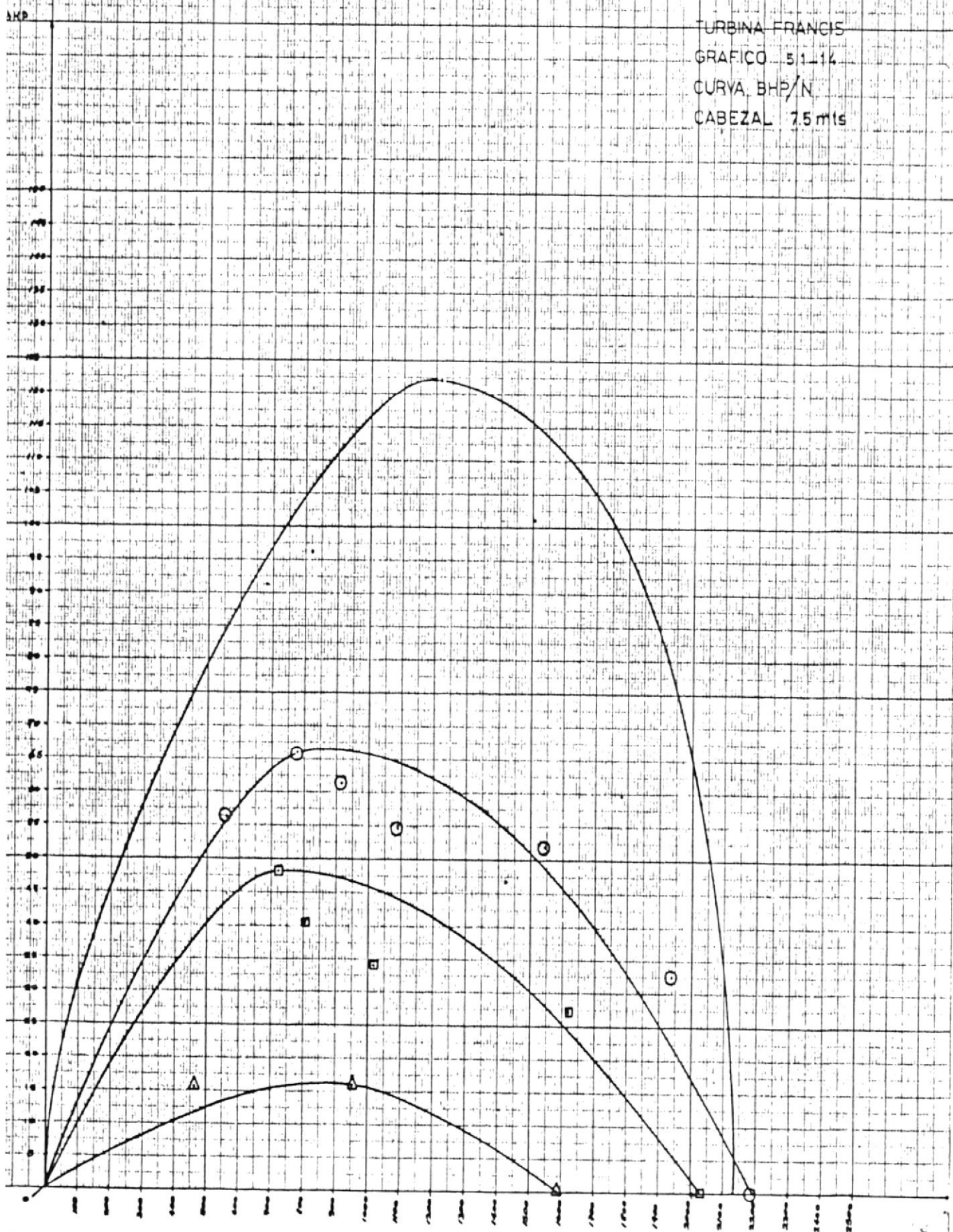


TURBINA FRANCIS
 GRAFICO 5.1-13
 CURVA BHP/N
 CABEZAL 10 mts

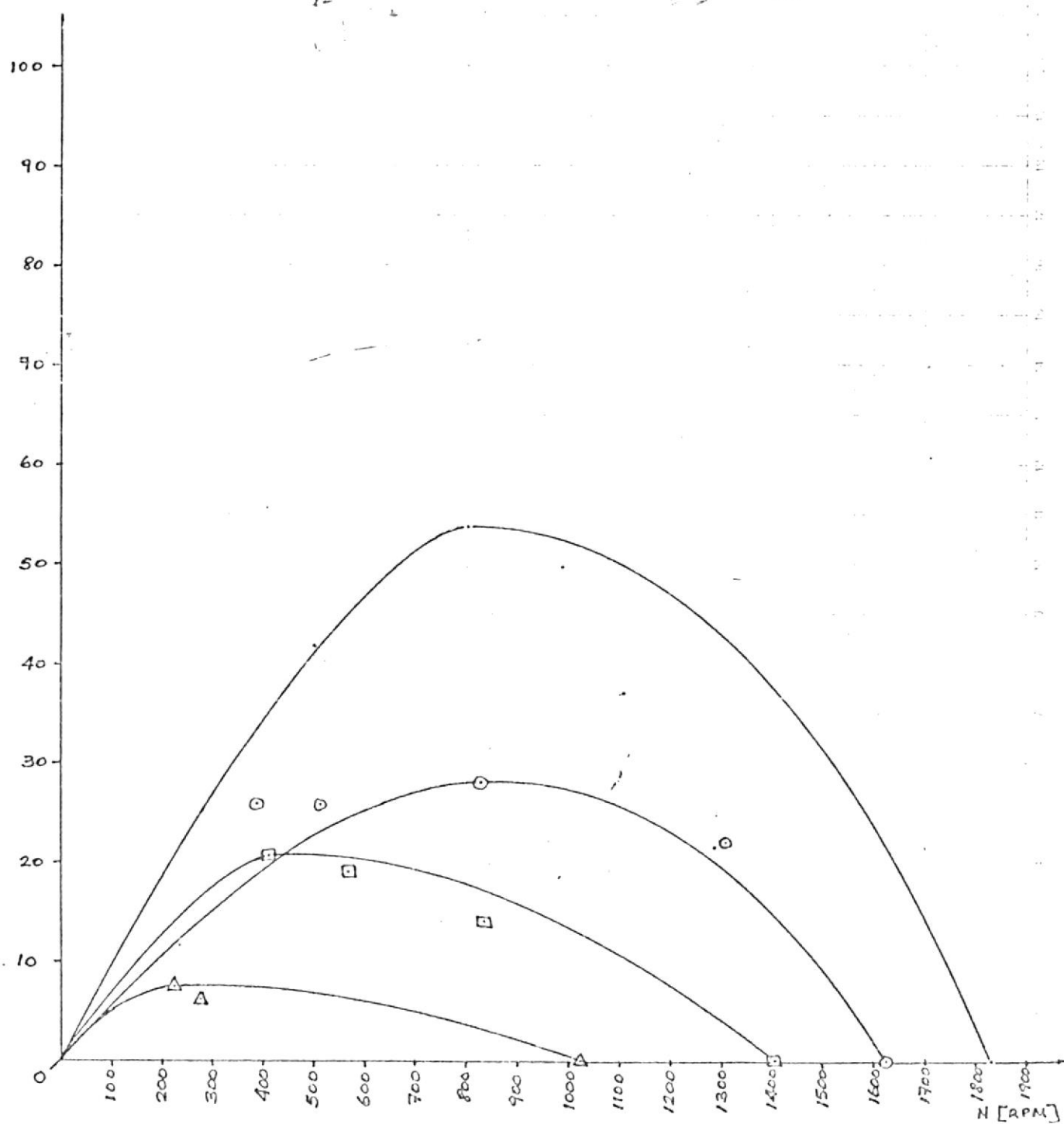


Pag. 277

TURBINA FRANCIS
GRAFICO 51-14
CURVA BHP/N
CABEZAL 7.5 mls



TURBINA FRANCIS
GRAFICO: 5.1-15
CURVA BHP/N
CABEZAL: 5 mts.



HP

279

TURBINA FRANCIS
GRAFICO : 5.1-16
CURVA WHP/N
CABEAL : 15 mts.

500

400

300

280

260

240

220

200

100

0

200

400

600

800

1000

1200

1400

1600

1800

2000

2200

2400

2600

2800

3000

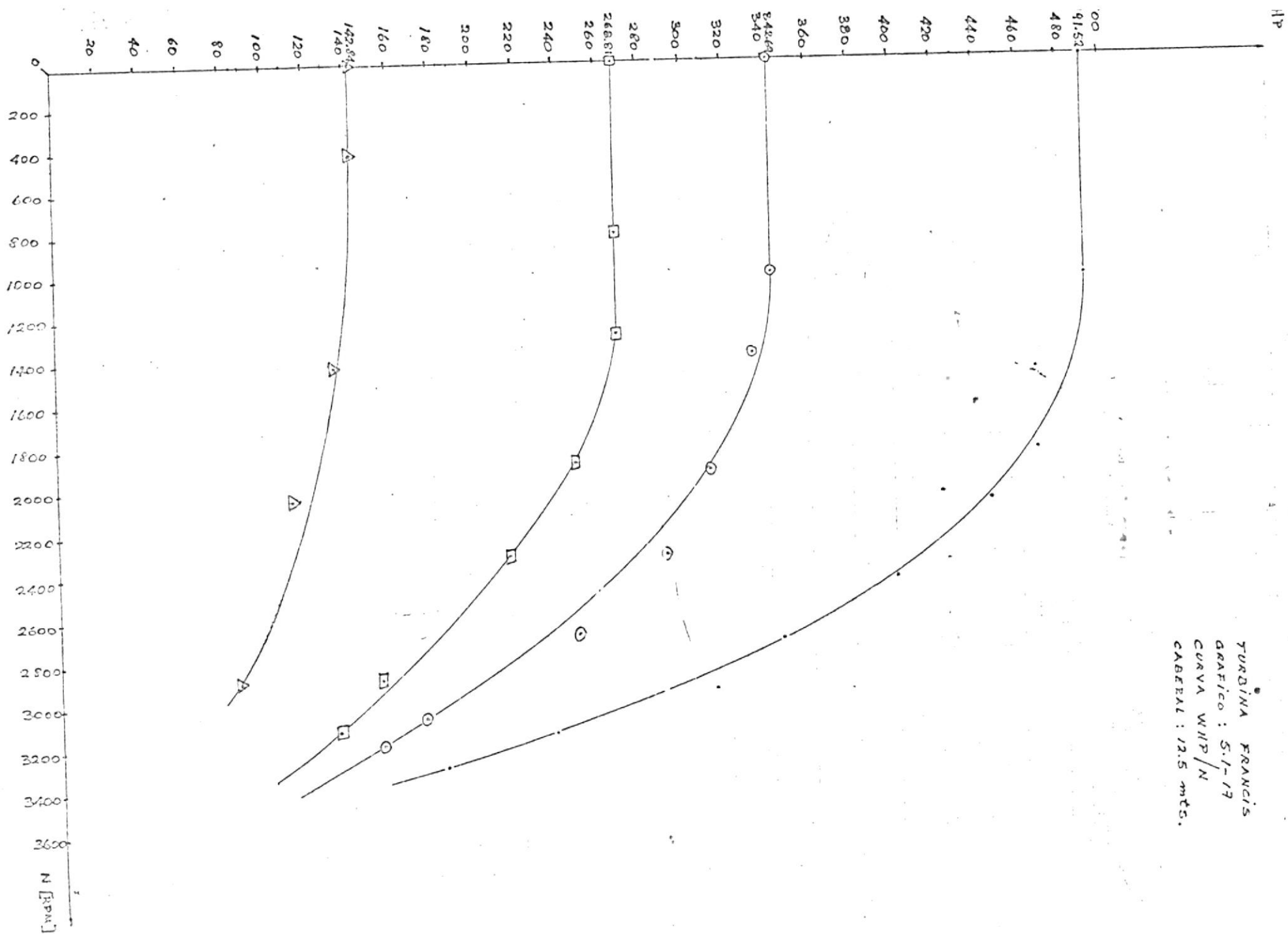
3200

3400

N [RPM]

600
590
580
560
540
520
500
480
460
440
420
400
380
360
340
320
300
280
260
240
220
200
180
160
140
120
100

TURBINA FRANCIS
 DATICO : 5.1-17
 CURVA WHP/N
 CABEAL : 12.5 mts.



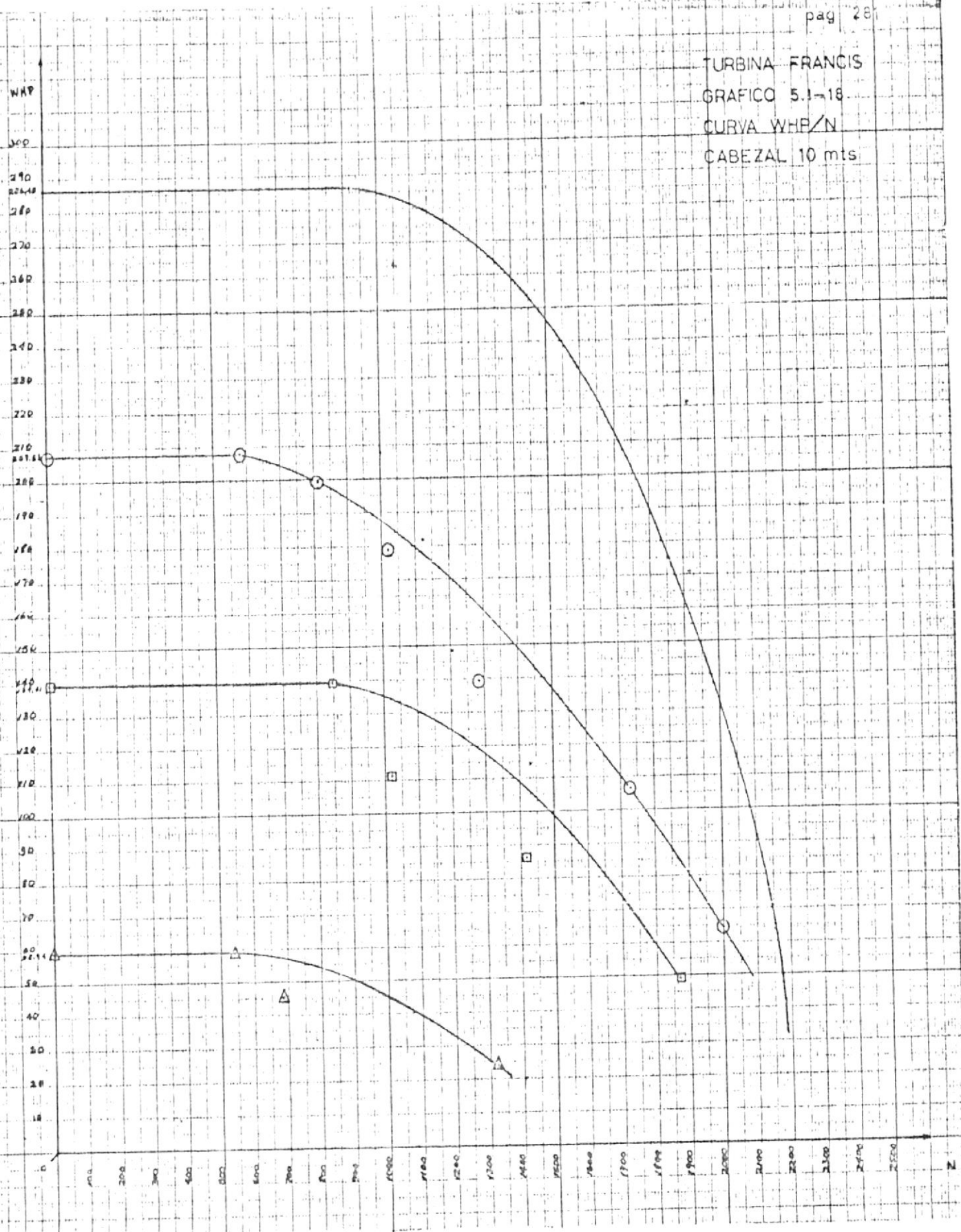
pag 28

TURBINA FRANCIS

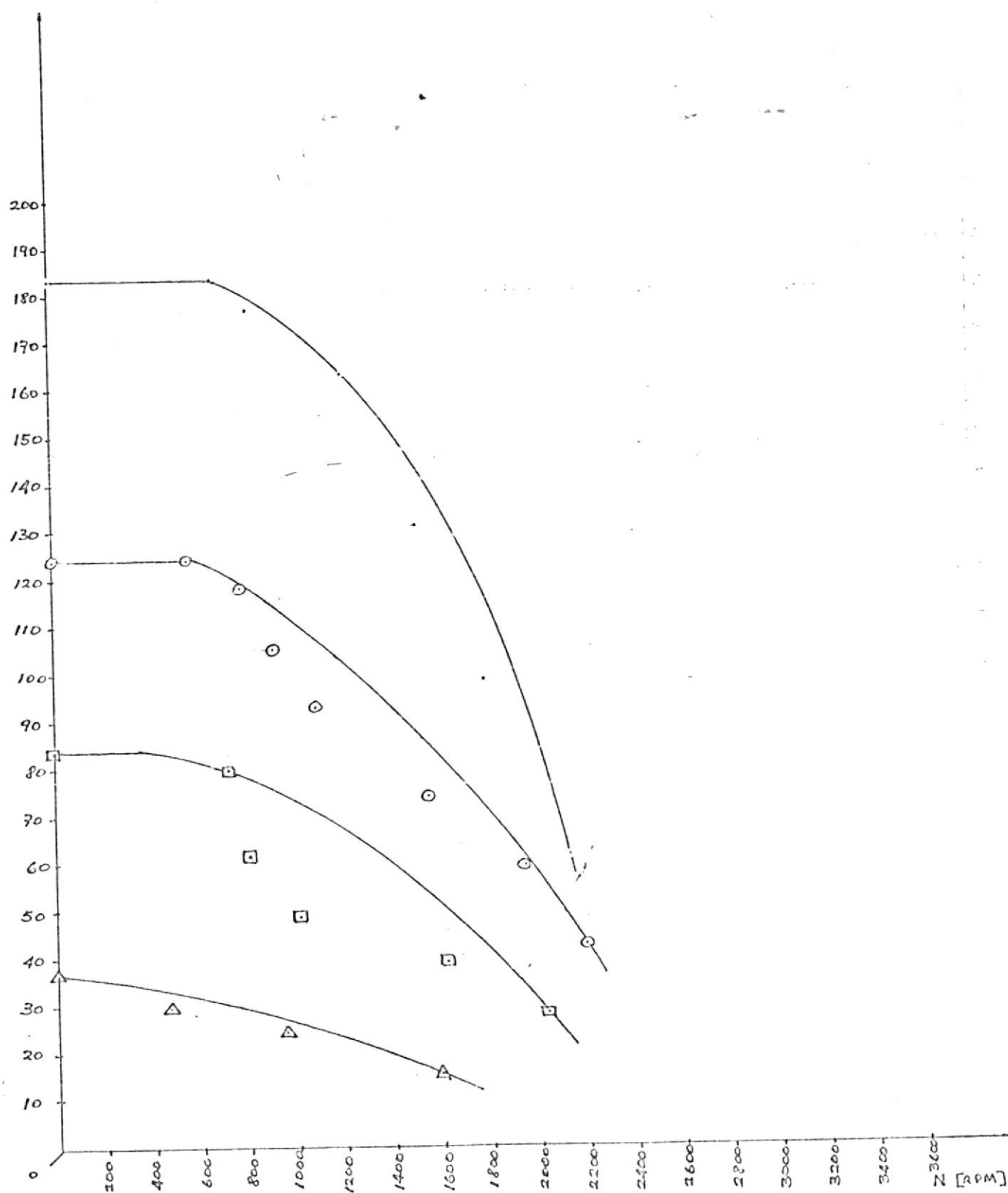
GRAFICO 5.1-18

CURVA WHP/N

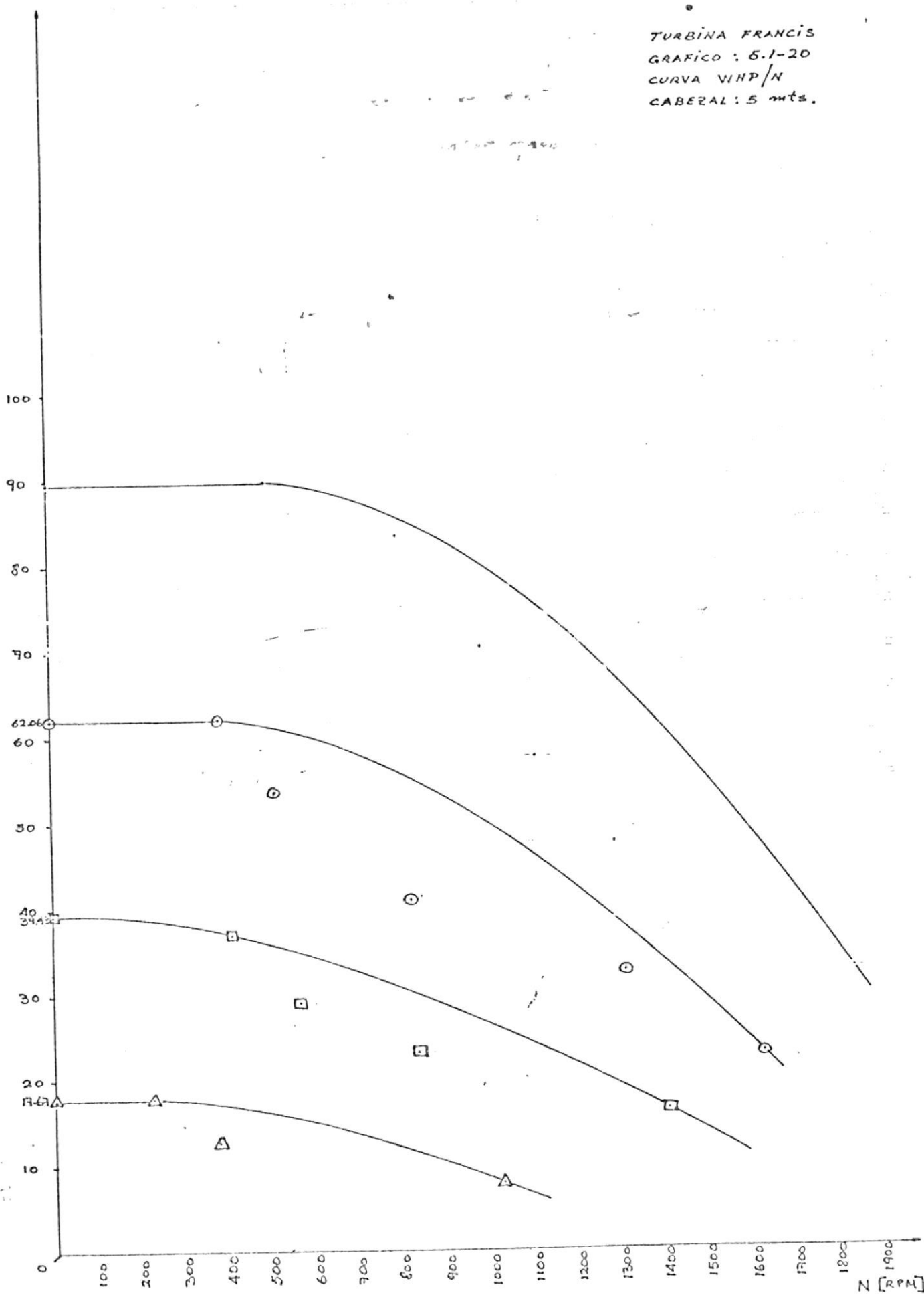
CABEZAL 10 mts



TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.1-19
 CURVA WHP/N
 CABEZAL: 7.5 mts.



TURBINA FRANCIS
 GRAFICO : 5.1-20
 CURVA VHP/N
 CABEZAL : 5 mts.



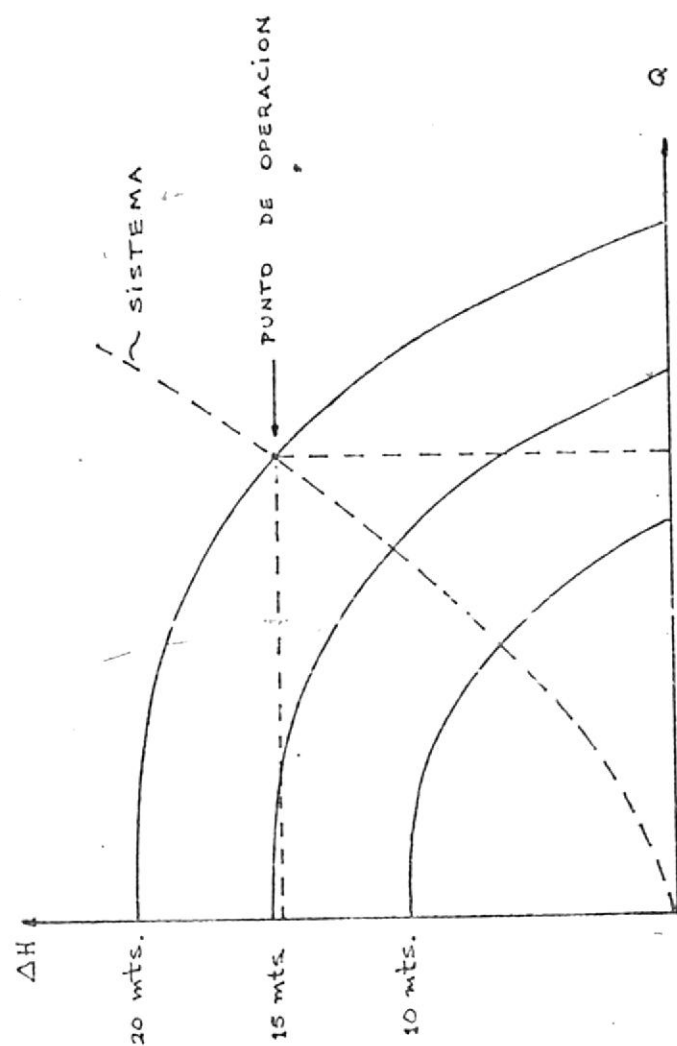


Gráfico 5.1-21.- Determinación del Punto de Operación con respecto al Sistema.

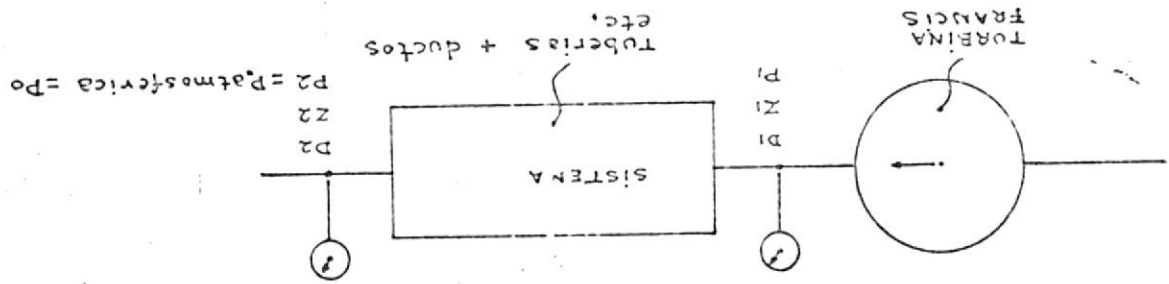


Gráfico 5.1-22.- Diagrama Simplificado del Sistema + la

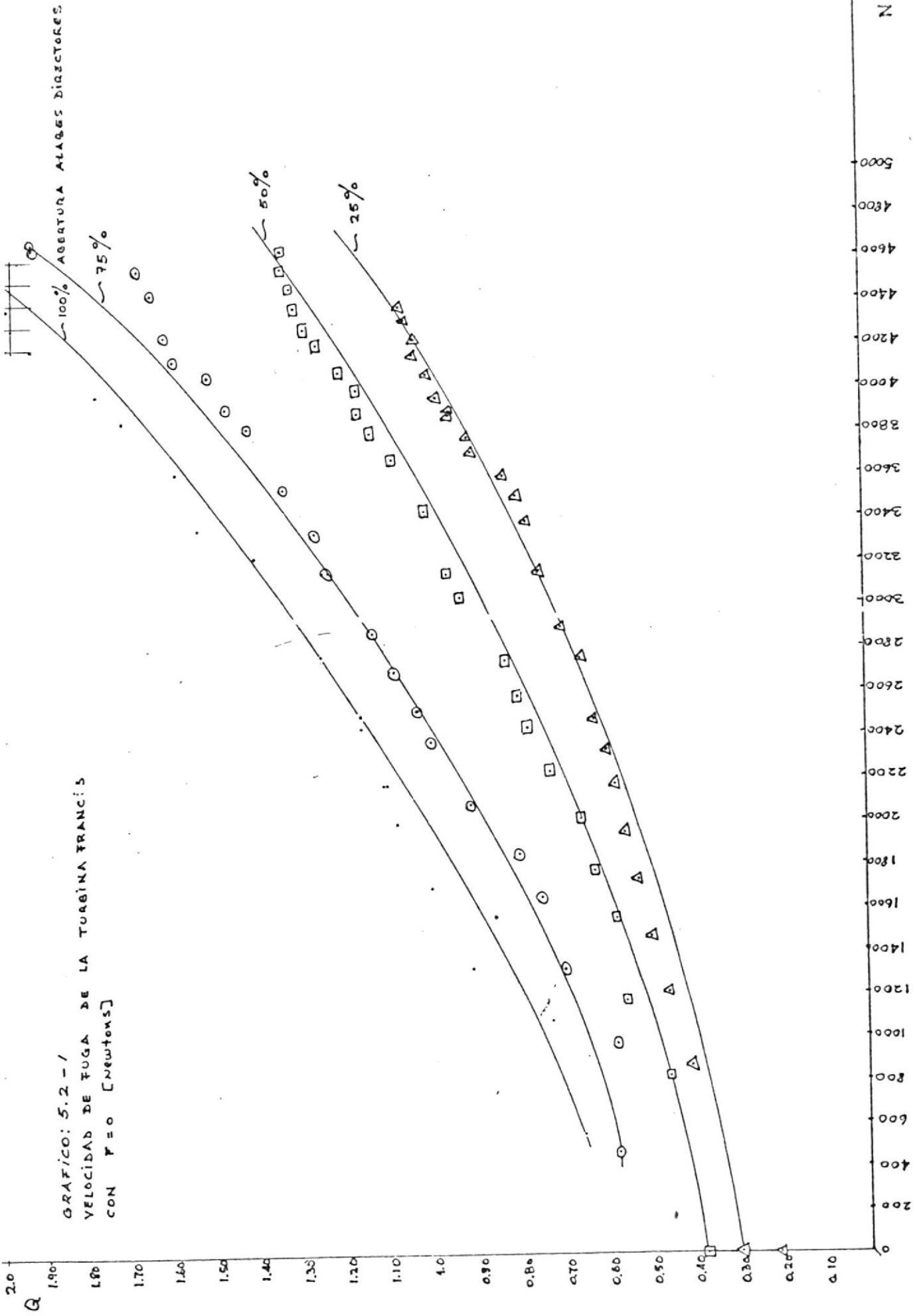
Turbina Francis Gillies-Tutor.

$$D_1 = D_2$$

$$Z_1 = Z_2$$

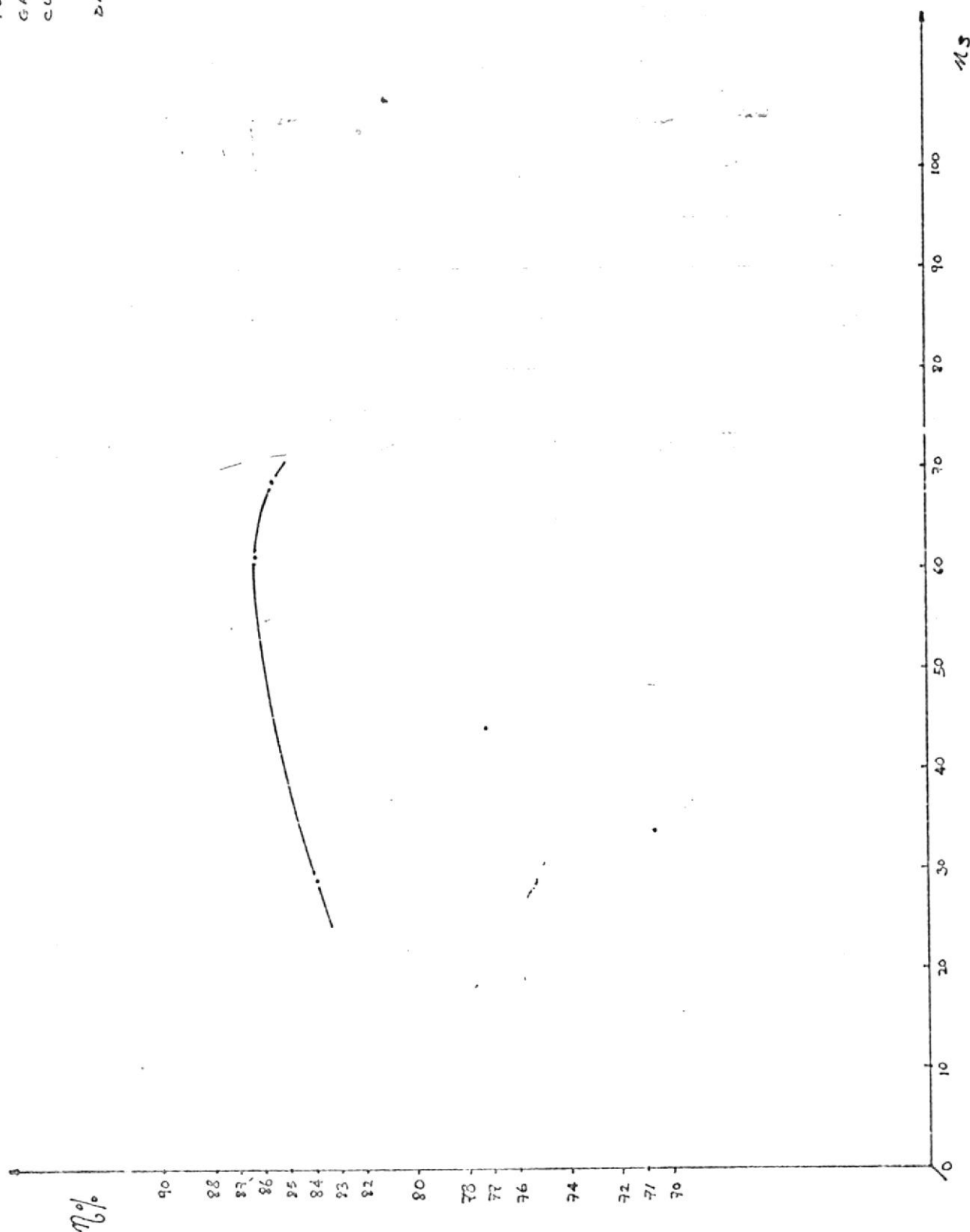
$$P_1 = 15 \text{ mts}$$

$$P_2 = P_0 = \text{Pres.atmosf.}$$



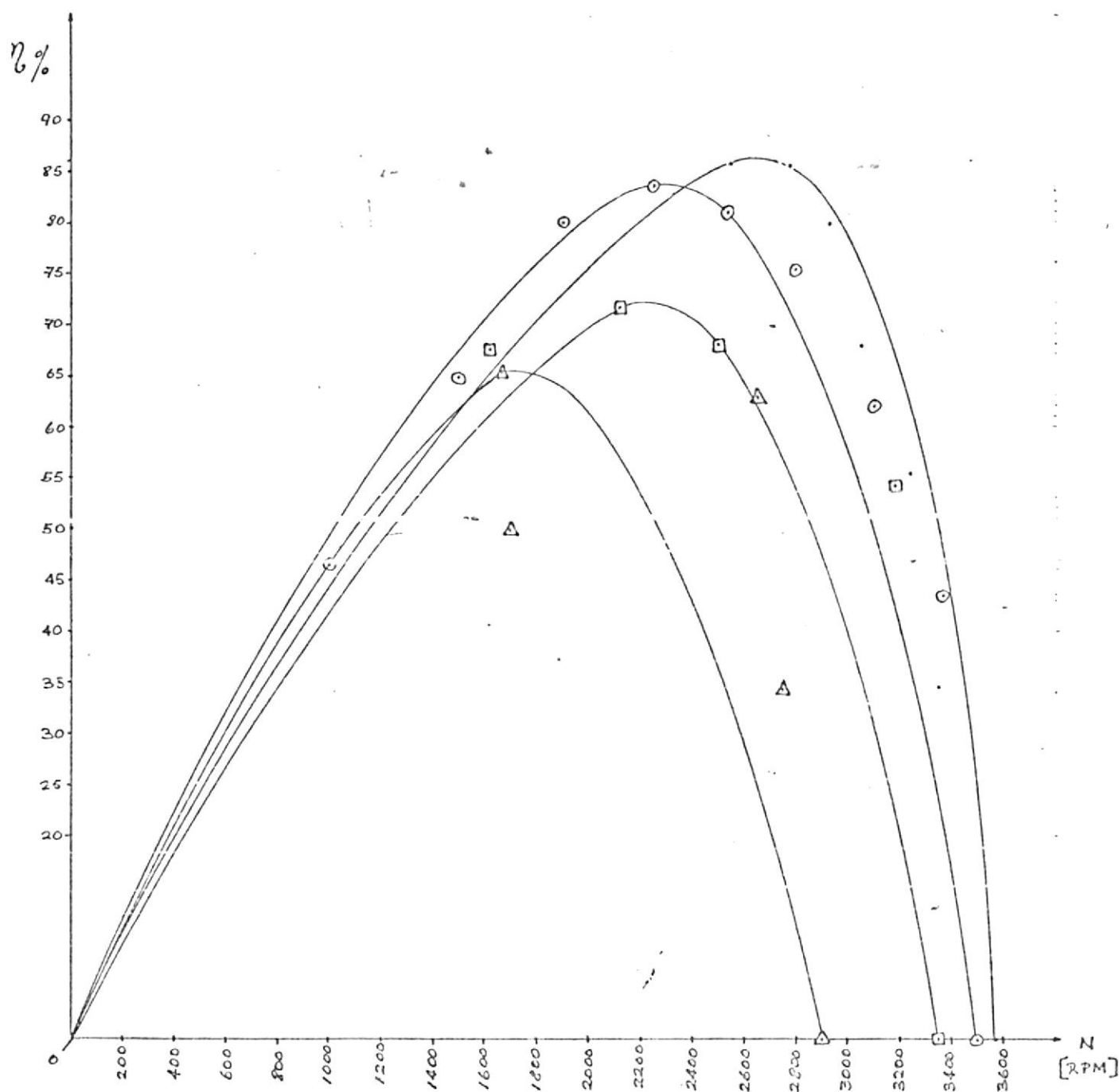
TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.5-1
 CURVA: η/ω

DATOS:	$\eta\%$	ω/s
	85.63	62.64
	86.35	61.33
	83.89	28.90
	77.19	44.11
	70.69	33.54



TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.6-1
 CURVA η/N

CABEZAL: 15 mts.

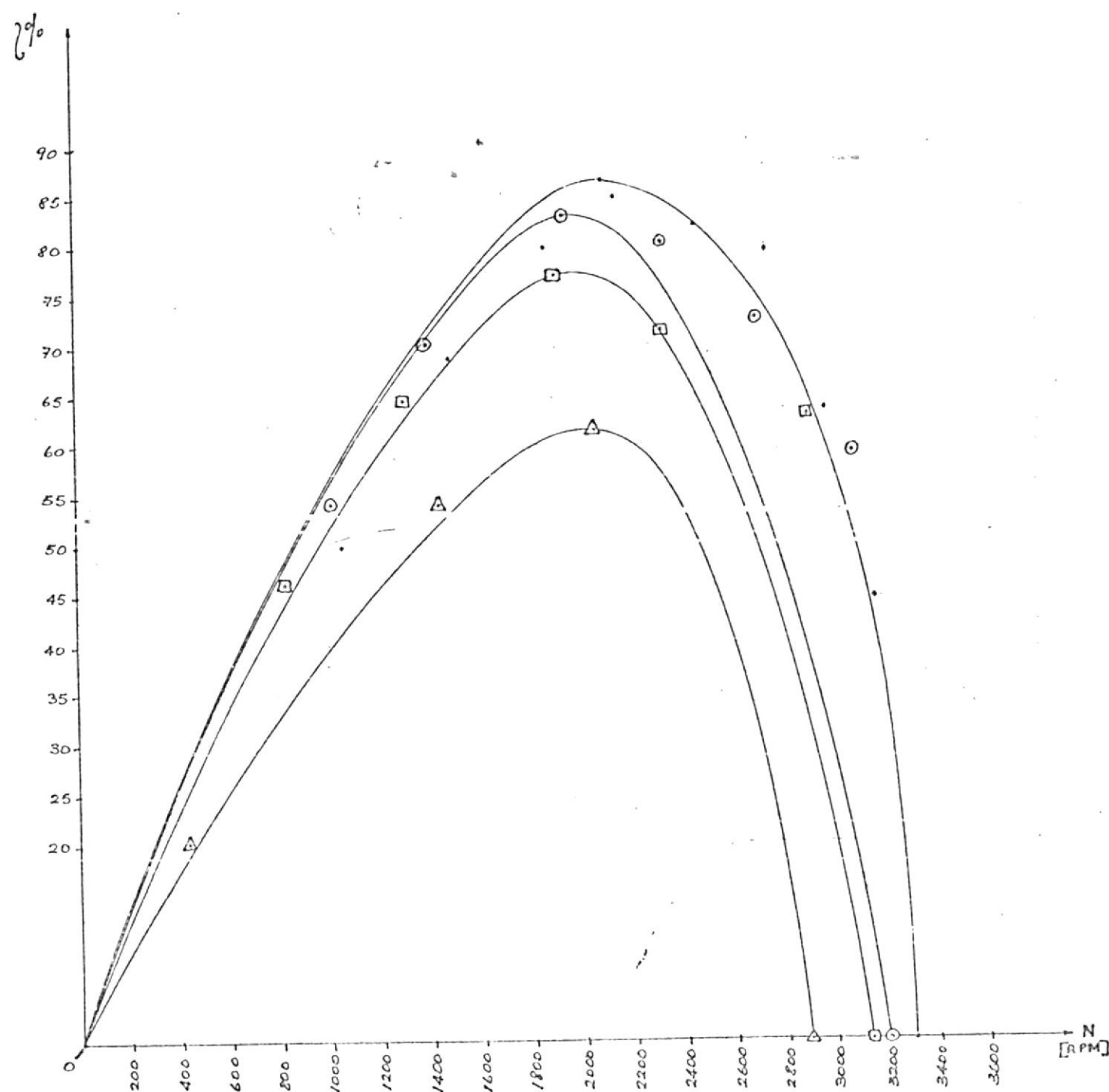


TURBINA FRANCIS

GRAFICO: 5.6-2

CURVA η/N

CABEZAL: 12.5 mts.

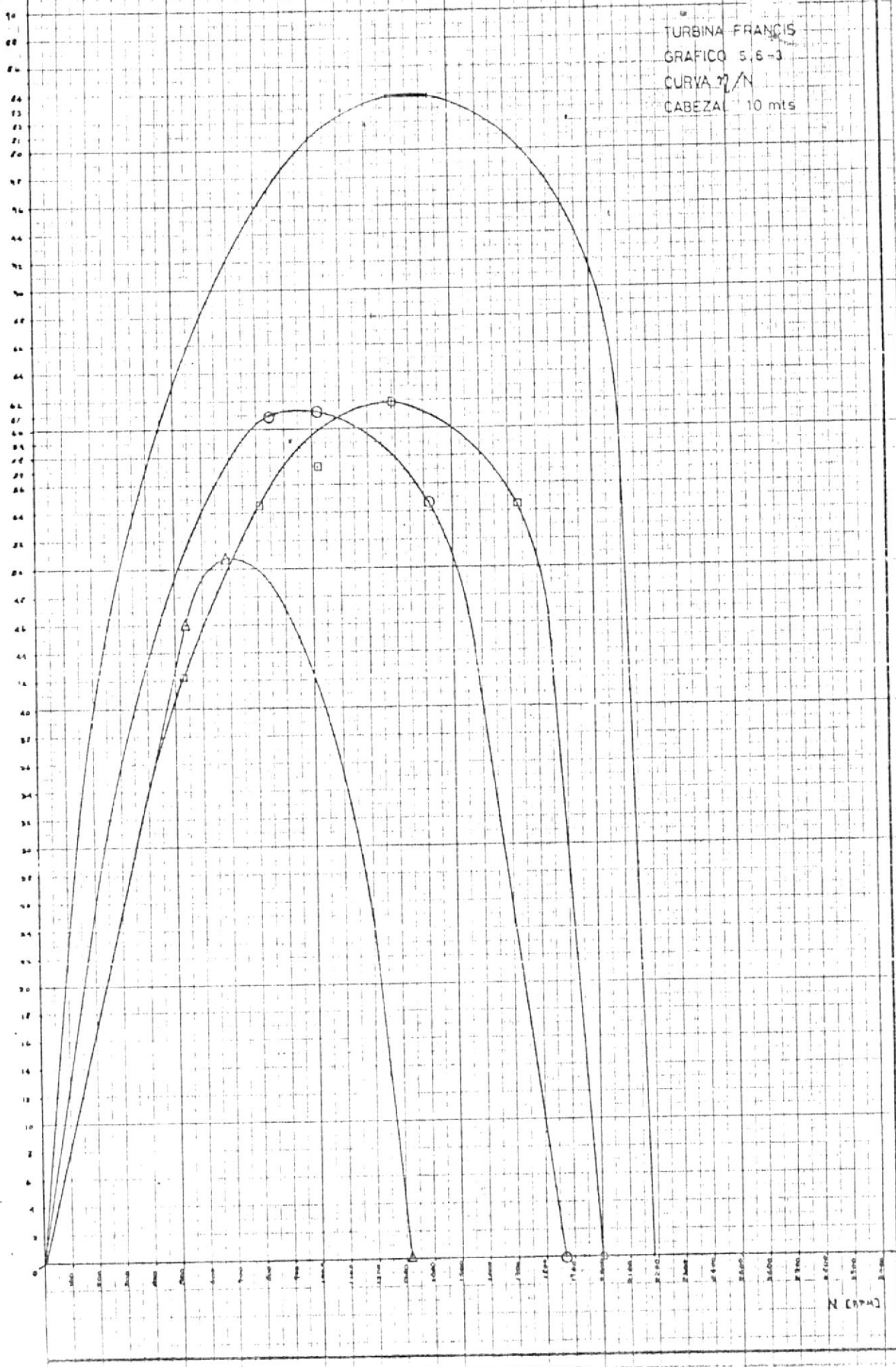


2%

290

TURBINA FRANCIS
 GRAFICO 5.6-3
 CURVA η/N
 CABEZAL 10 mts

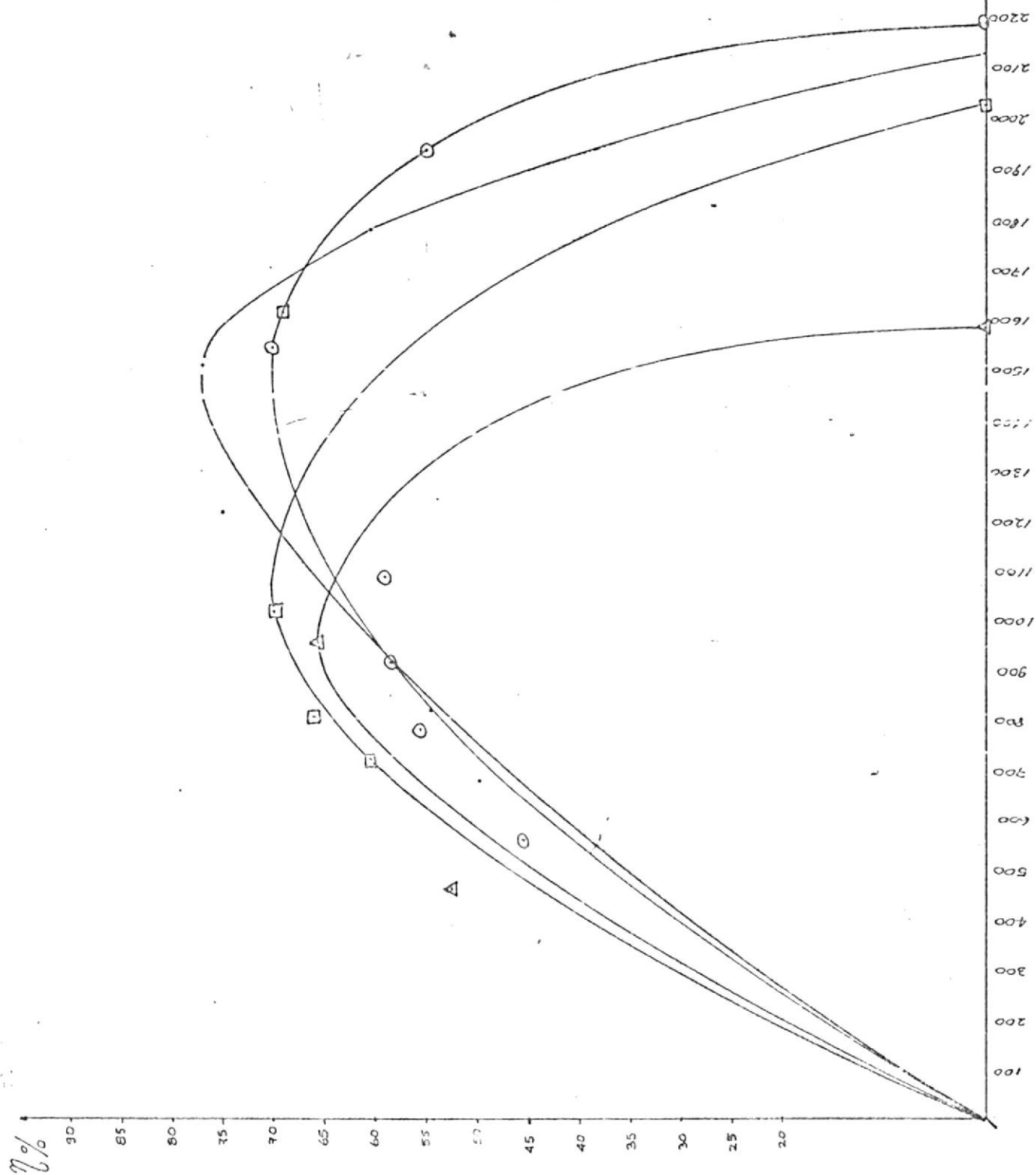
55 55
 55 55
 55 55



N (LPM)

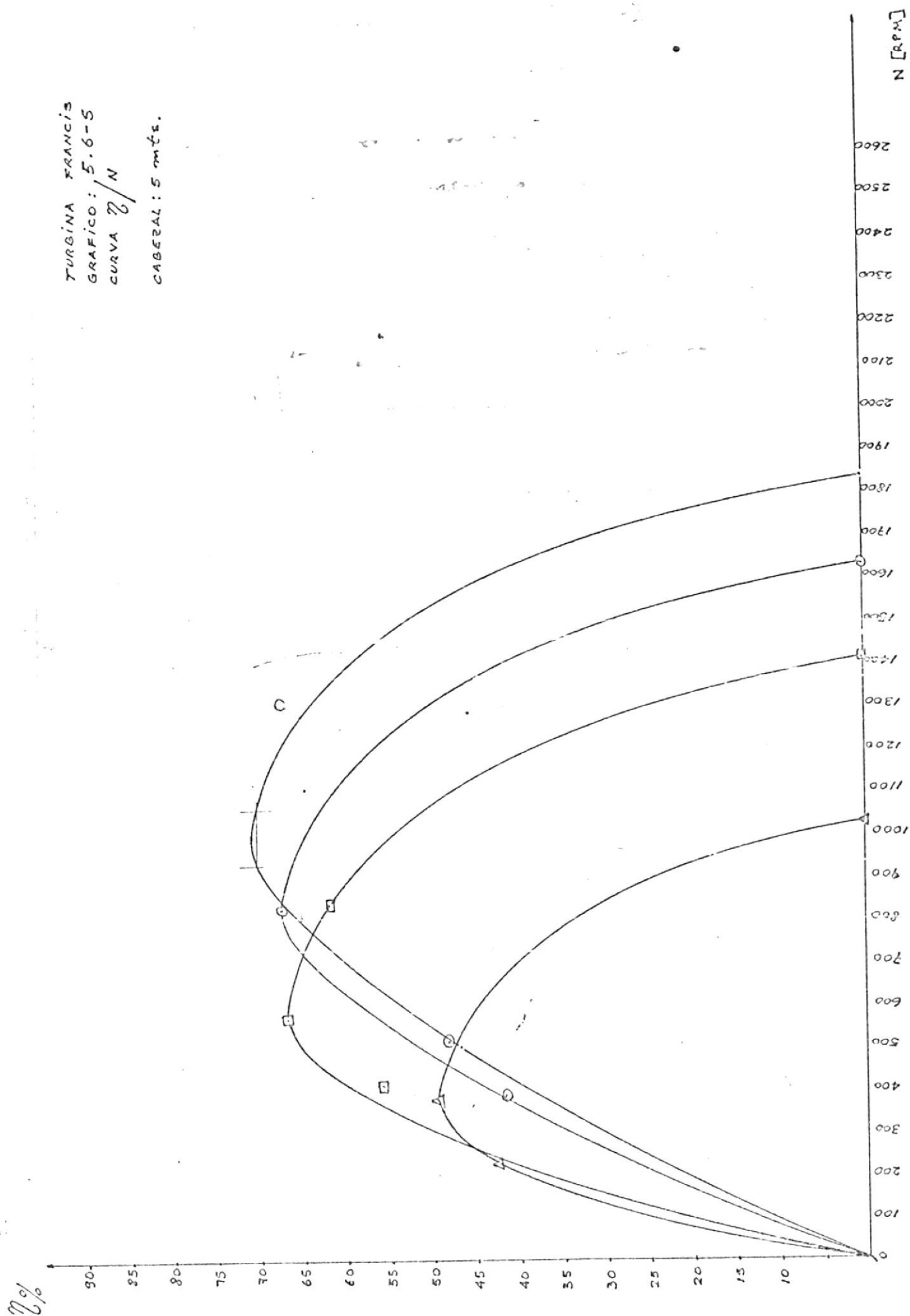
TURSINA FRANCIS
 GRAFICO: 5-6.4
 CURVA η/N

CABEZAL: 7.5 mts.



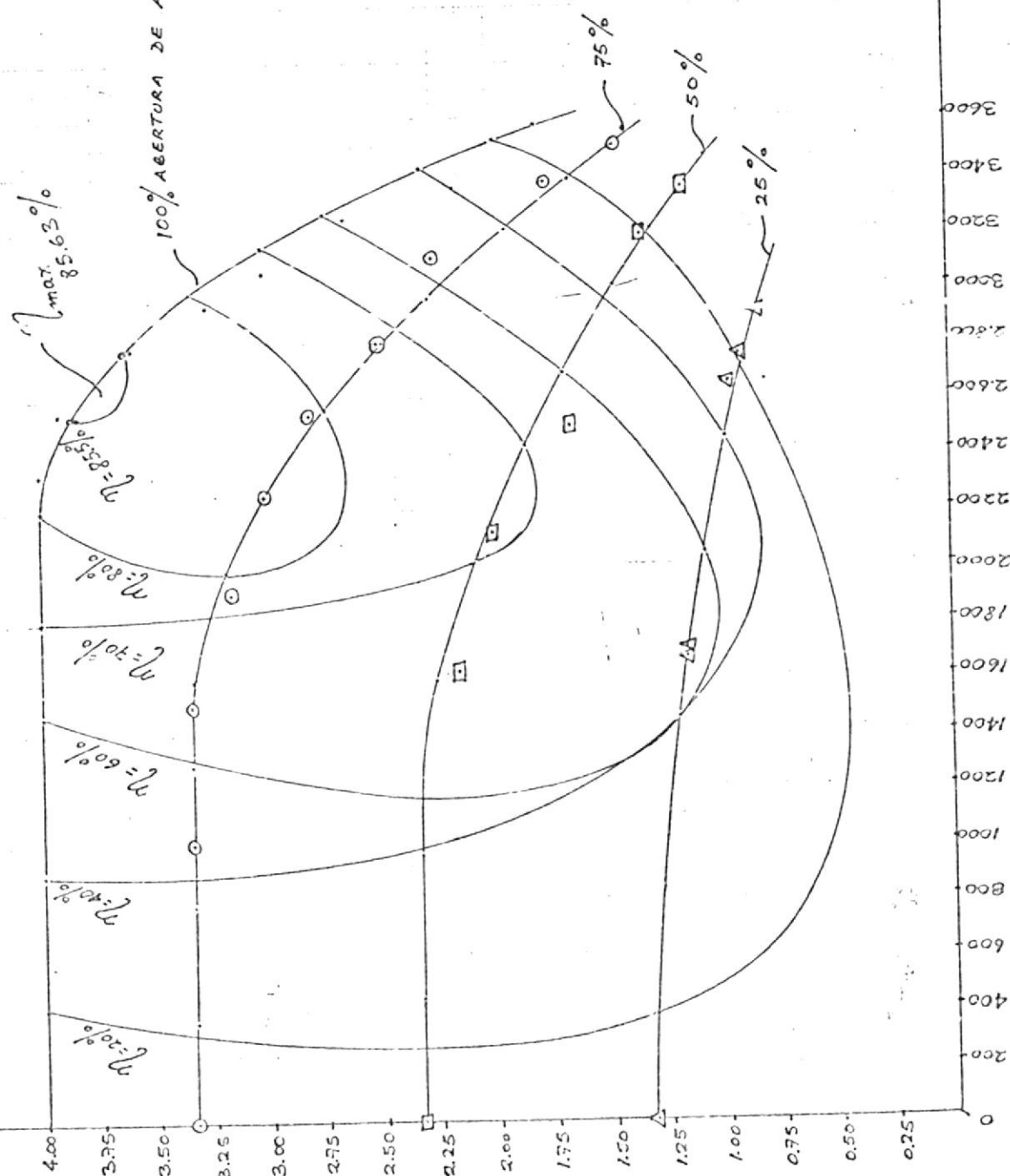
291
 N [rpm]

TURBINA FRANCIS
 GRAFICO: 5.6-S
 CURVA η/N
 CABEZAL: 5 mts.



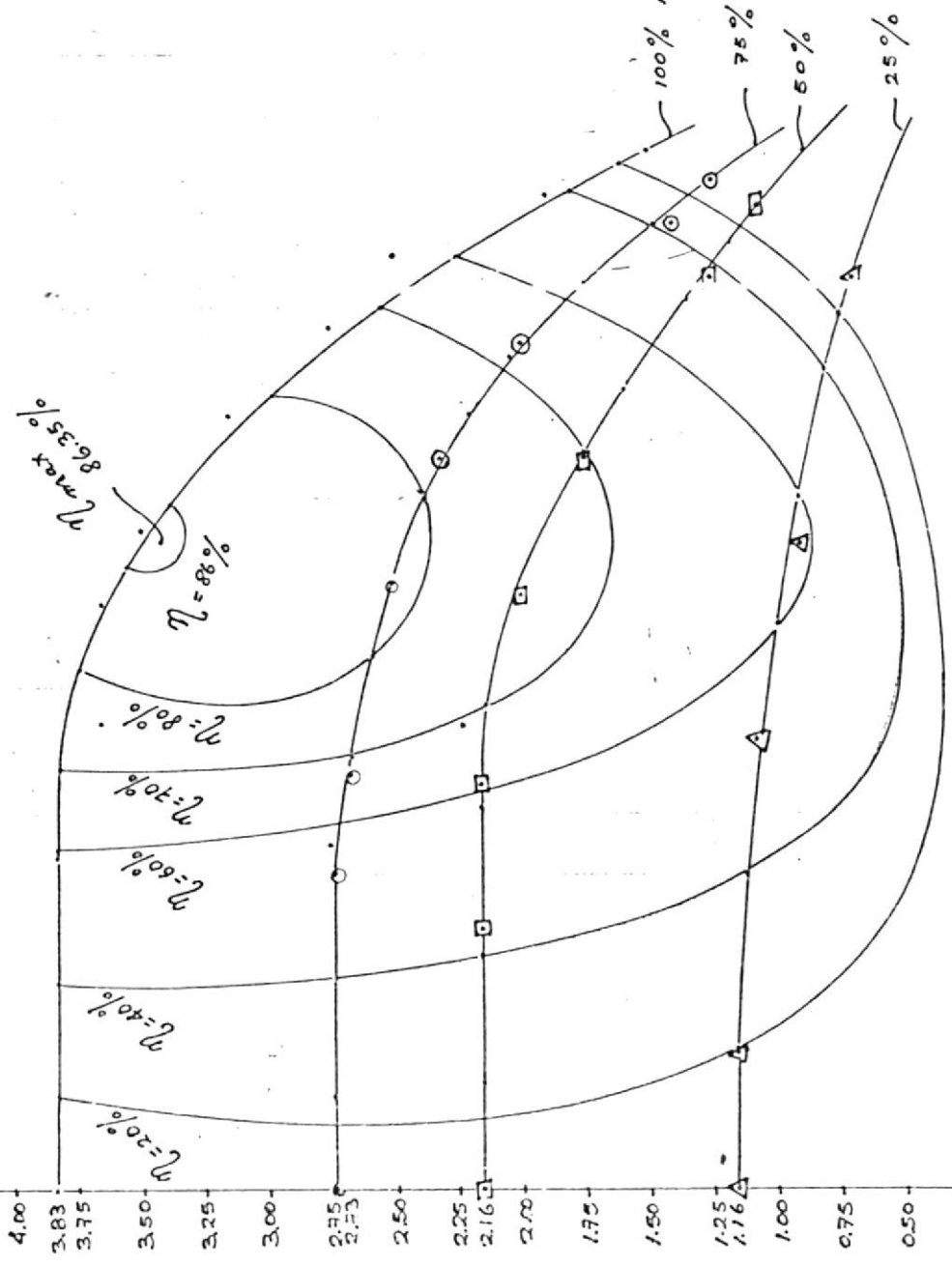
TURBINA FRANCIS
CURVAS DE ISO-EFICIENCIA
CABEZAL 15 mts.
GRAFICO : 5.7-1

Q [kg/s]



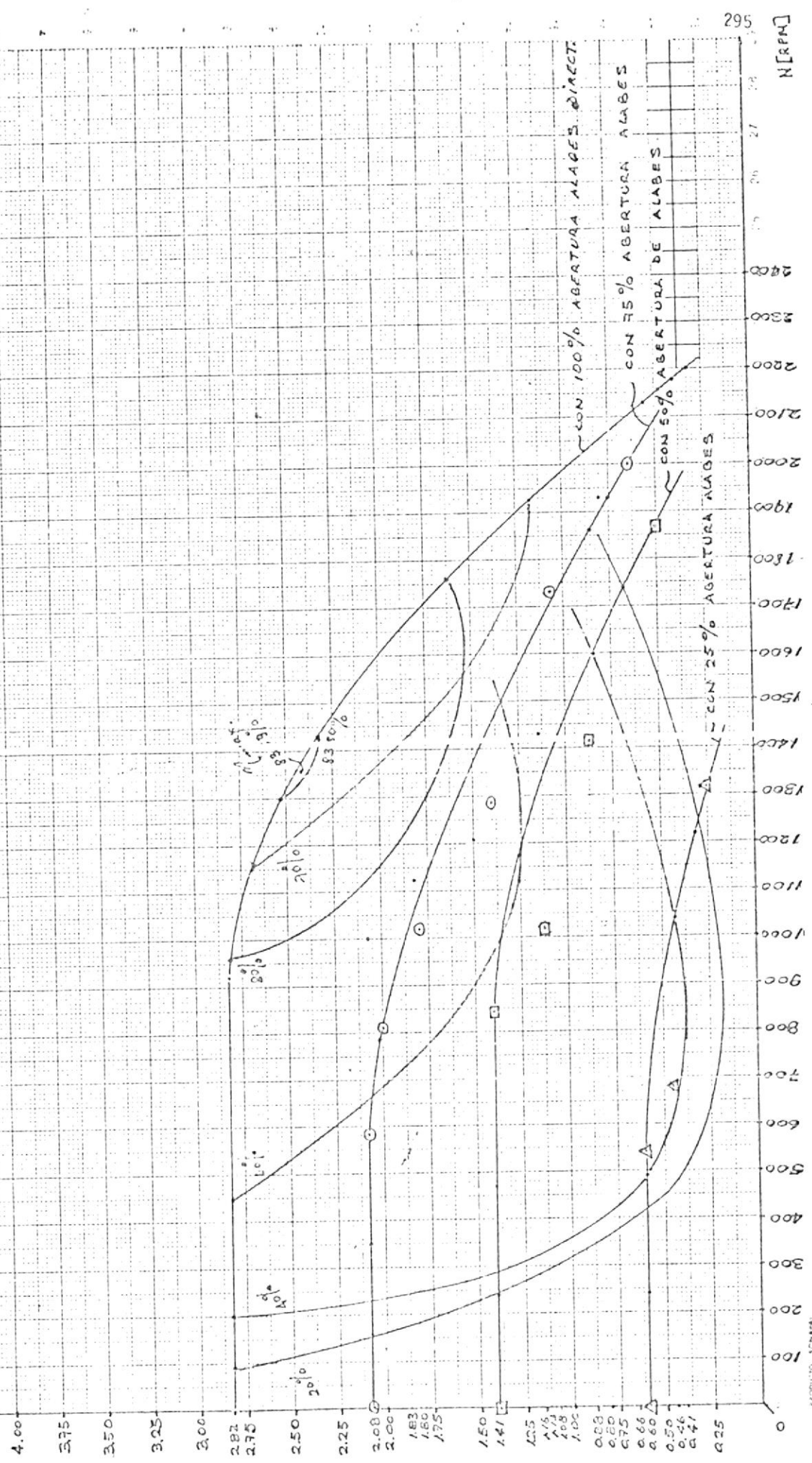
TURBINA FRANCIS
CURVAS DE ISO-EFICIENCIA
CABEZAL 12.5 mts.
GRAFICO : 57-2

Q [Kgs/seg.]



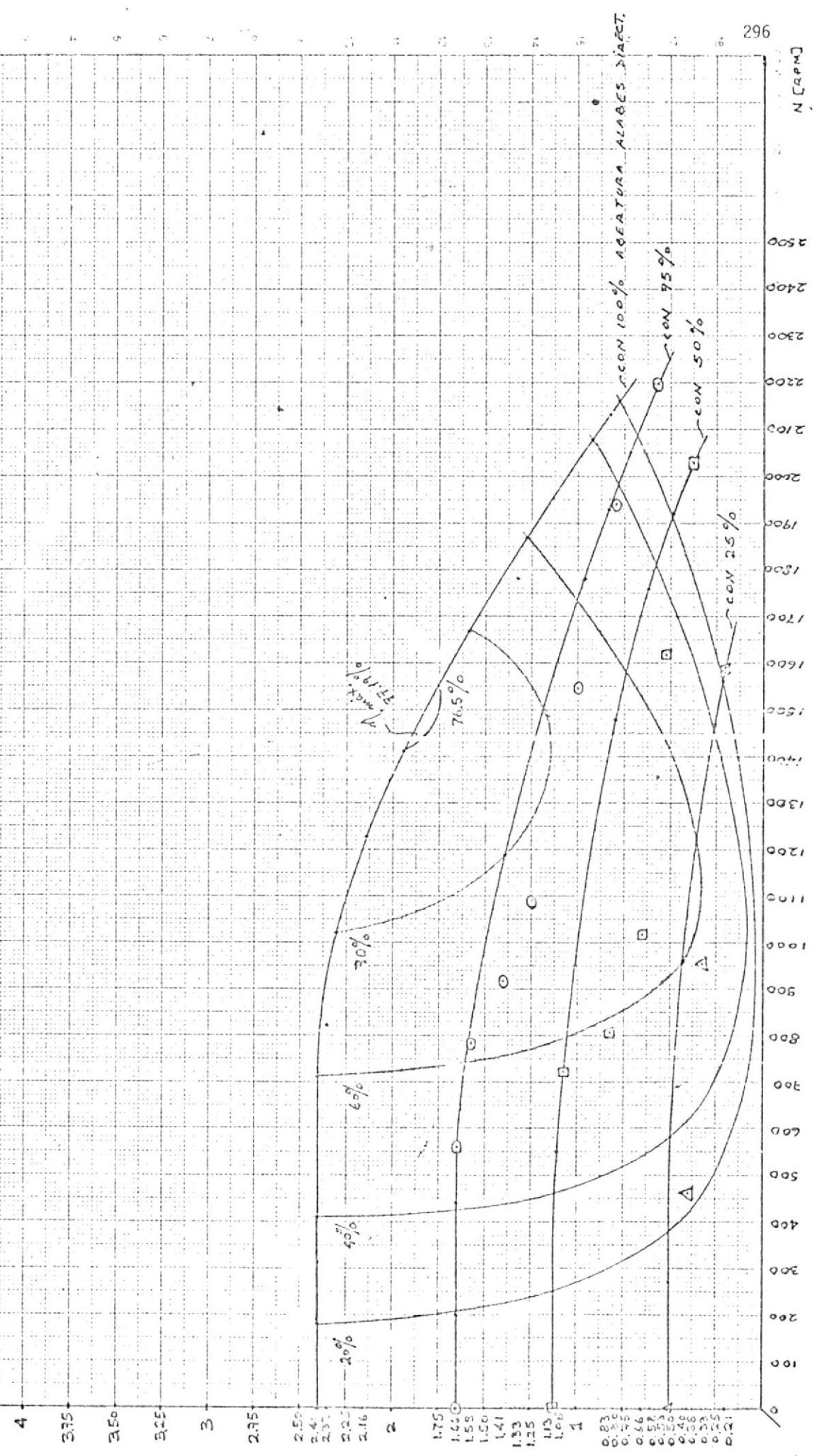
Q [kg/s]

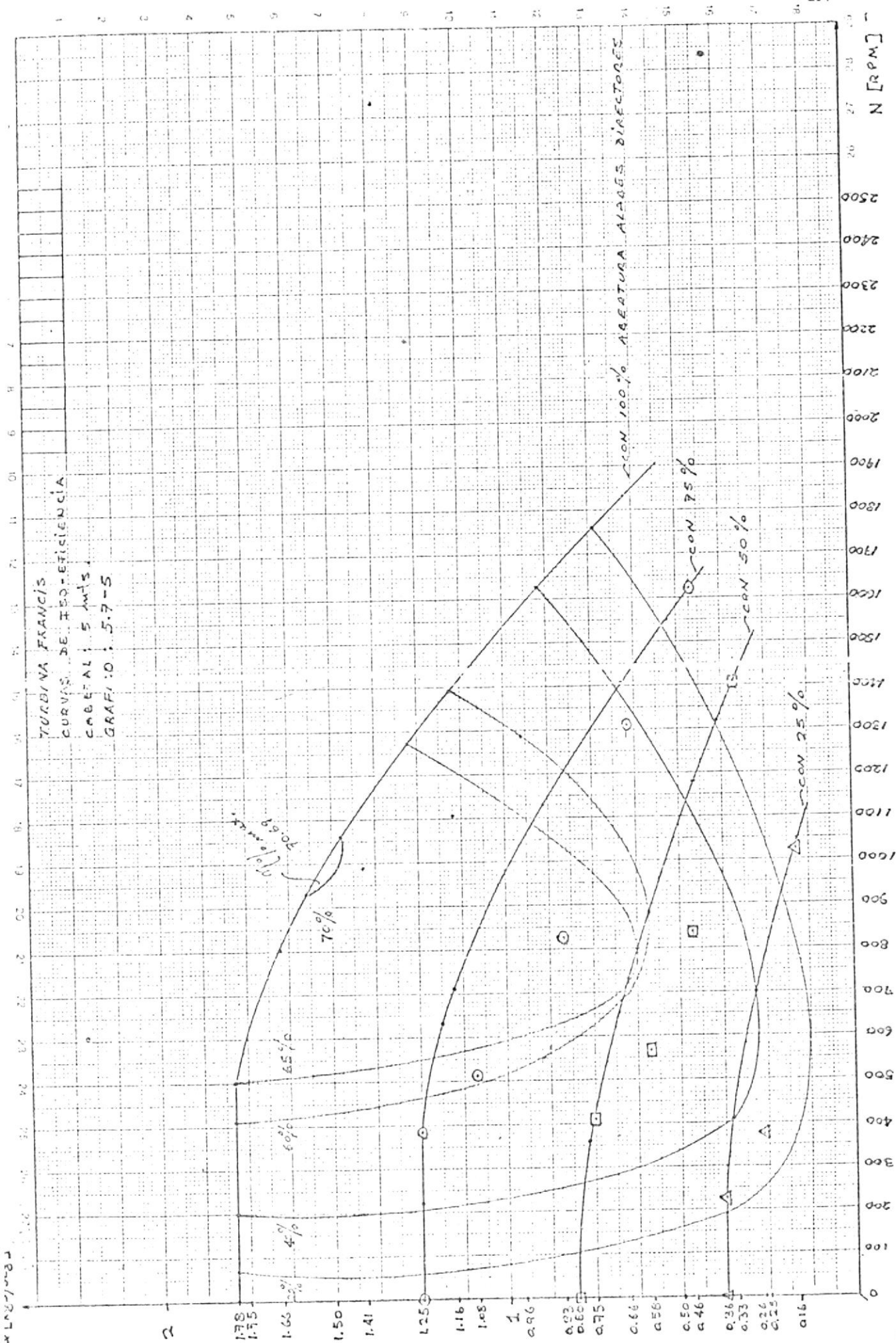
TURBINA FRANCIS
CURVA DE EFICIENCIA
GENERAL: 10 MTS.-
GRAFICO: 5.7-3



PROF. DR. SCHMIDT

TURBINA FRANCIS
CURVA DE ISO-EFICIENCIA
CADETAL : 7.5 mts.
GRANFO : 5.7-4





A P E N D I C E C

DIAGRAMAS Y GRAFICOS

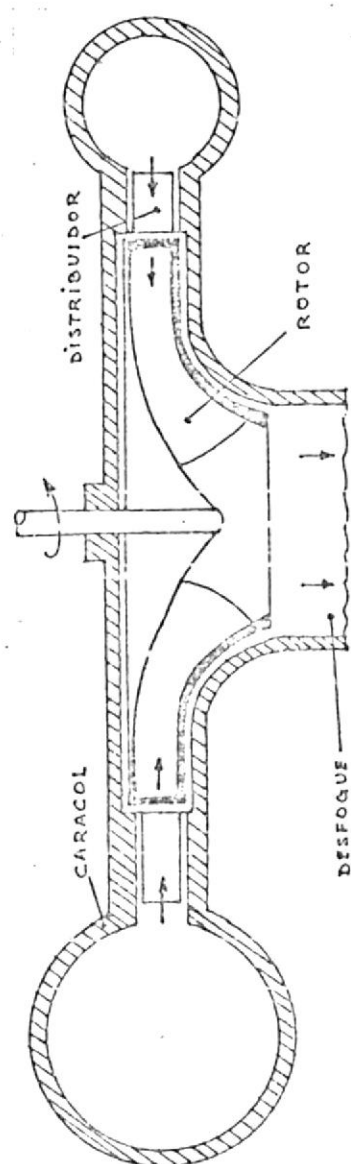


FIG. 1.2-1 TURBINA FRANCIS PURA

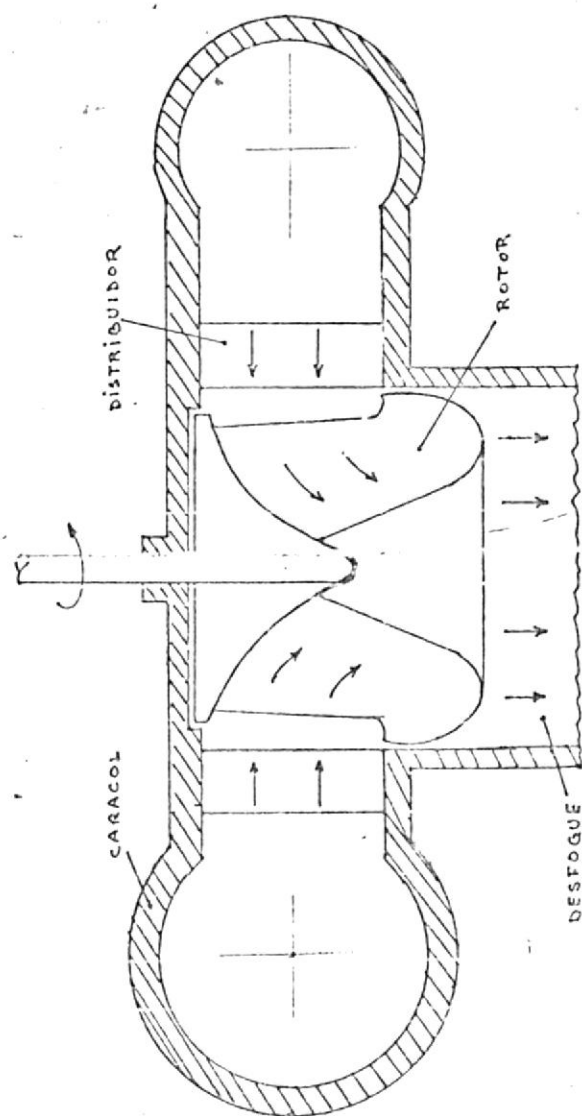


FIG. 1.2-2 TURBINA FRANCIS MIXTA

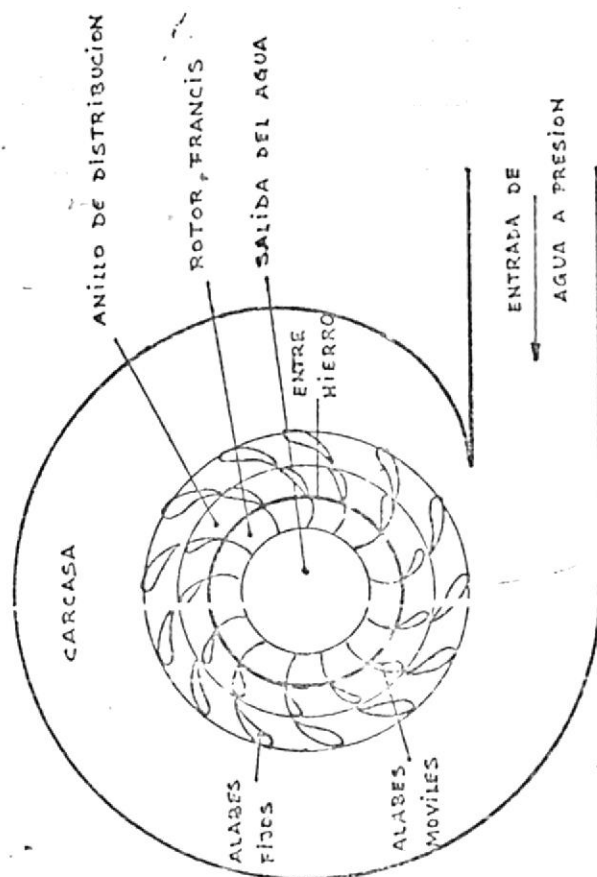


FIG. 1.2-3. CORTE DE VISTA SUPERIOR DE UNA TURBINA FRANCIS

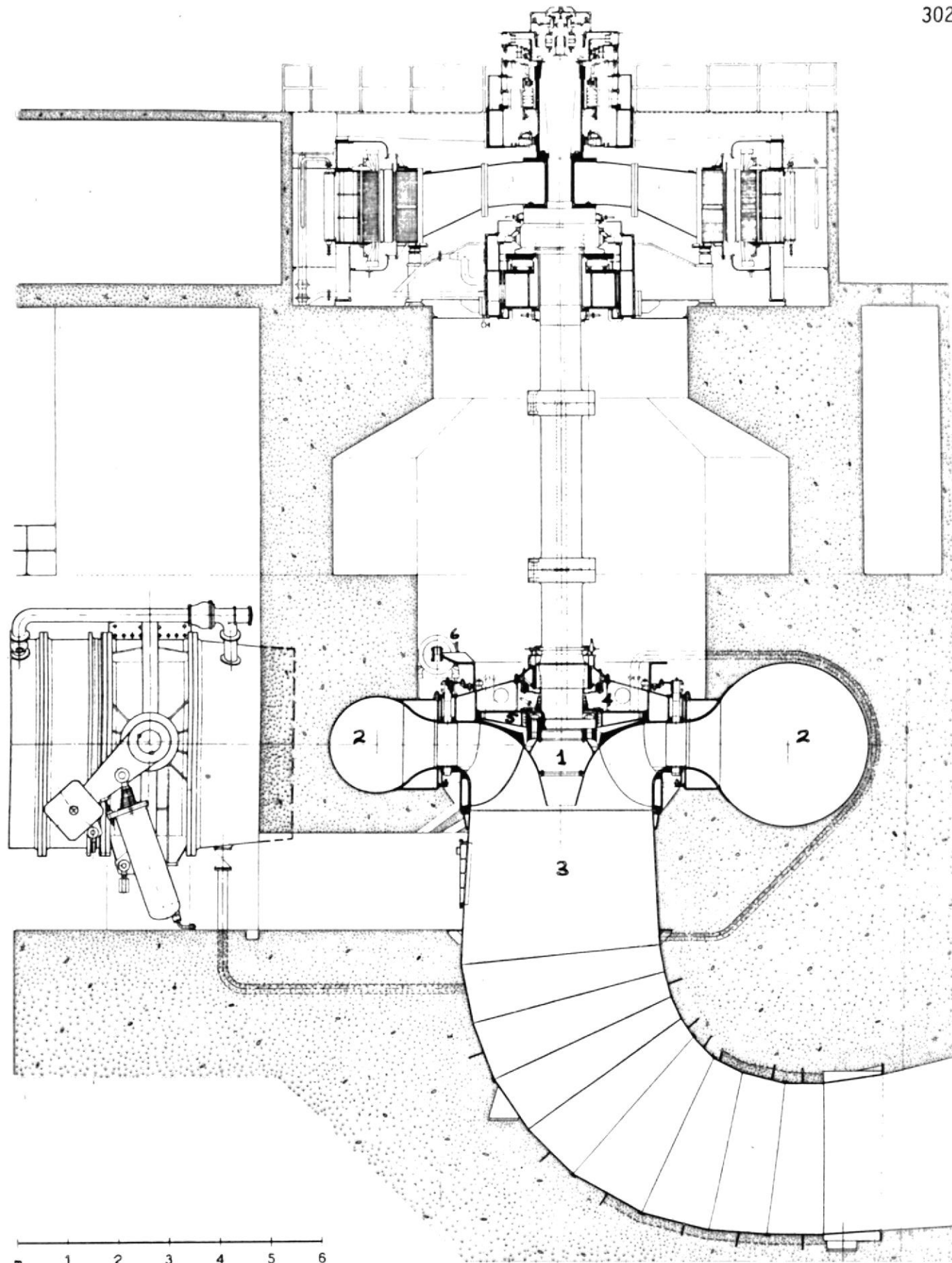


Fig. 1.2-4 Instalación completa de una Turbina Francis.

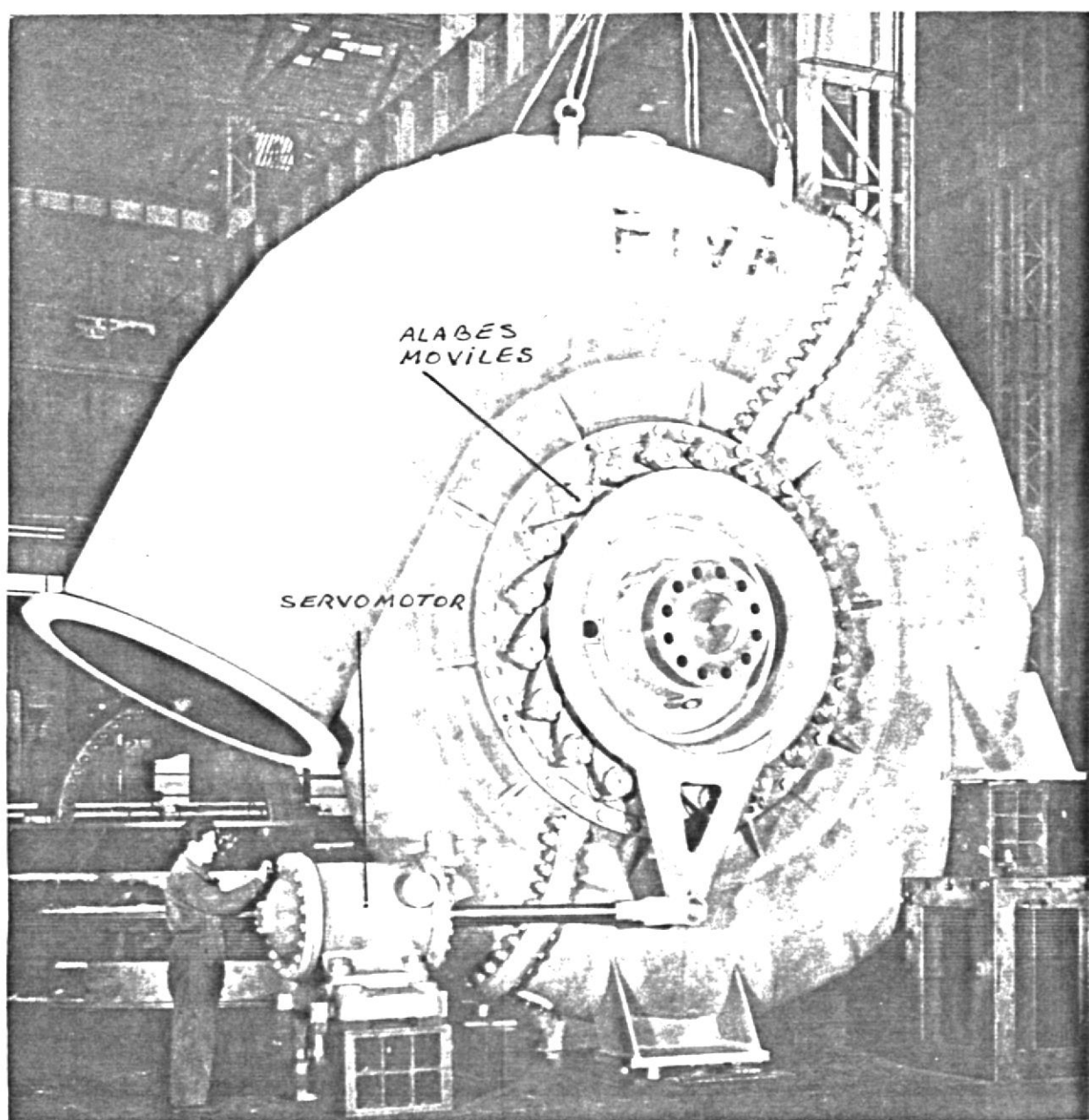
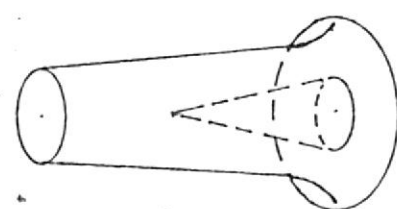


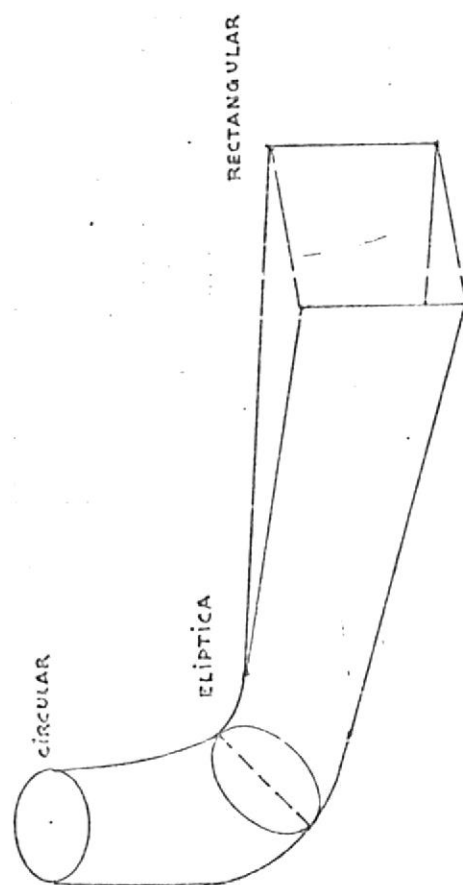
Fig. 1.2-5 Distribuidor y Servomotor de una Turbina Francis



Fig. 1.2-6 Rotores de Turbinas Francis



TIPO CONICO



TIPO ACODADO

FIGURA 1.2-7 FORMAS DEL TUBO DE DESFOQUE

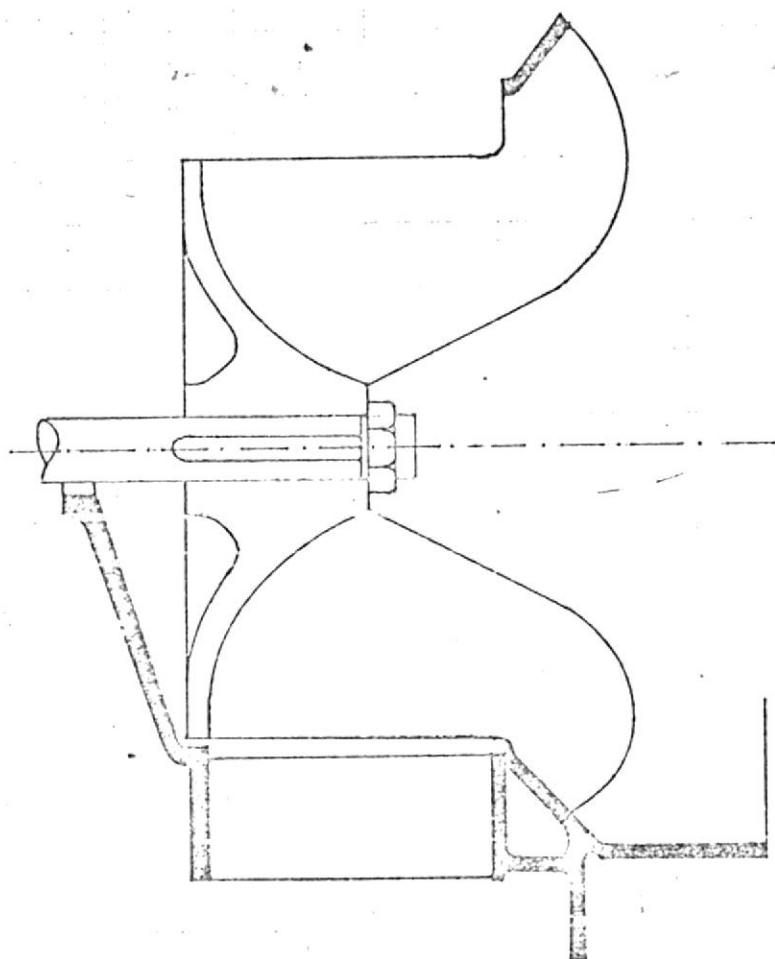


Fig. 1.2-8.-TIPO DE TURBINA FRANCIS PARA SALTO PEQUEÑO Y GRAN VELOCIDAD

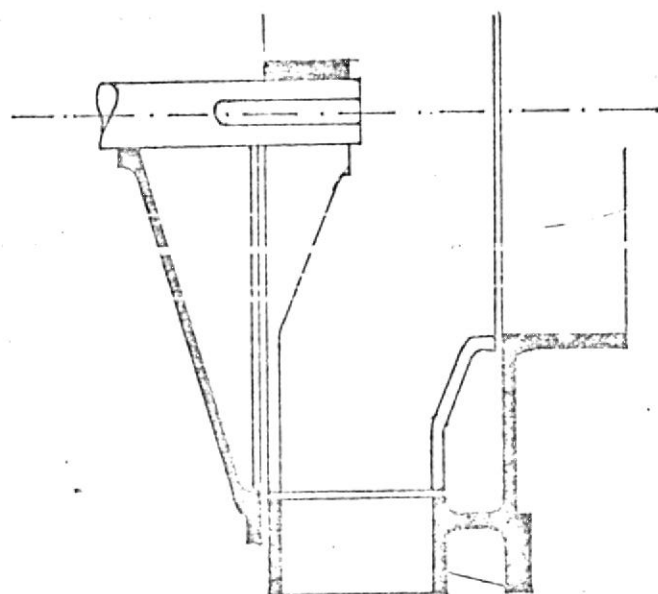
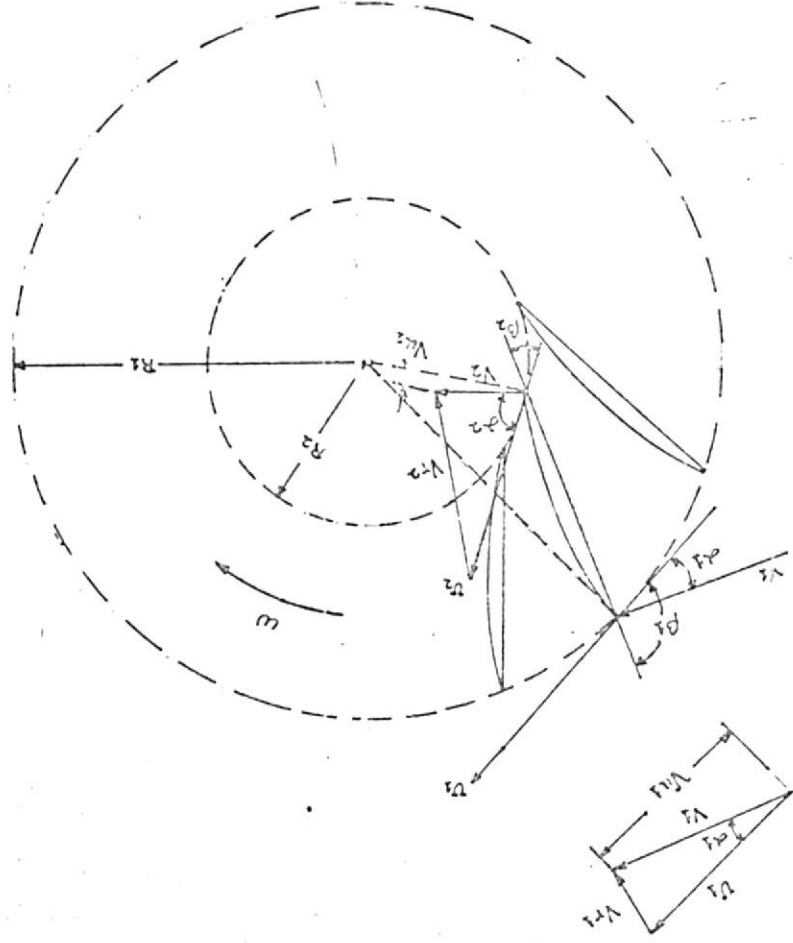


Fig. 1.2-9.- TIPO DE TURBINA FRANCIS PARA SALTO Y VELOCIDAD MEDIA

FIGURA 3.1-1 DÍAGRAMAS DE VELOCIDADES A LA ENTRADA Y A LA SALIDA DEL ROTOR DE LA TURBINA FRANCIS



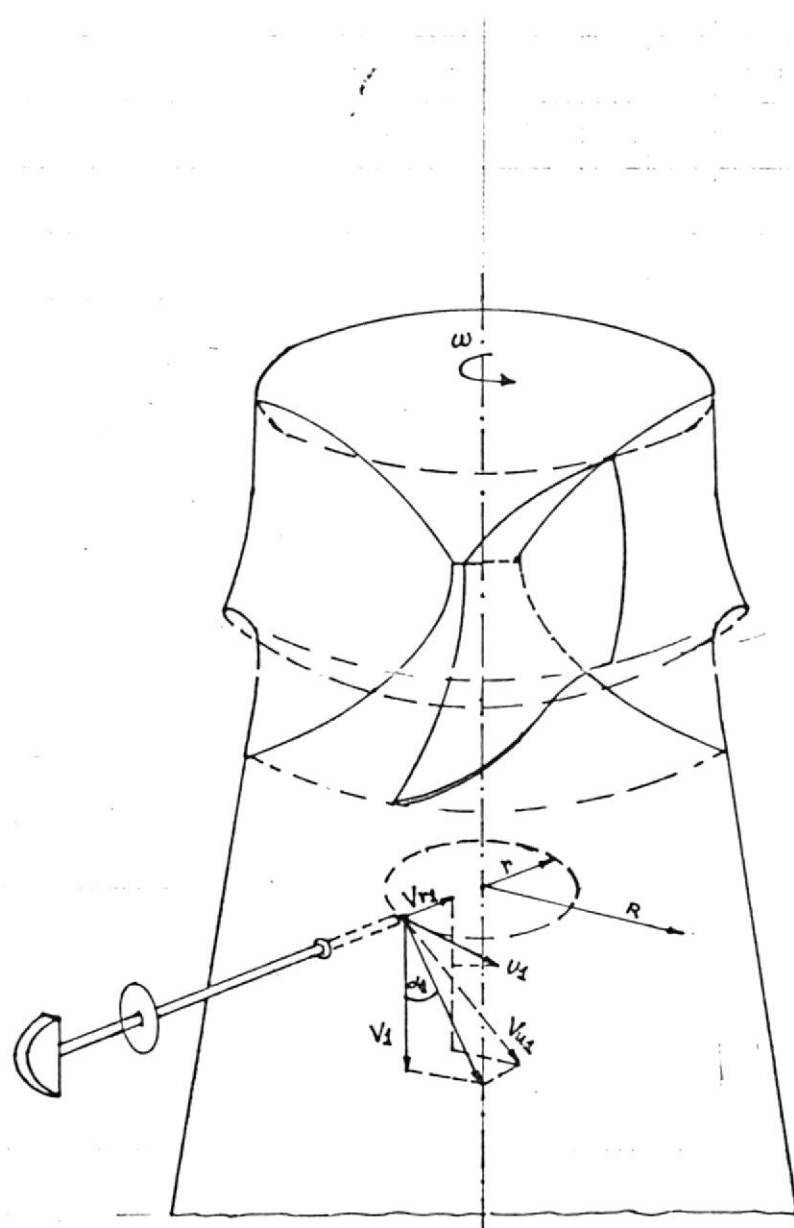


FIGURA 3.1-2 DIAGRAMA DE VELOCIDADES A LA ENTRADA DEL ROTOR DE UNA TURBINA FRANCIS.-

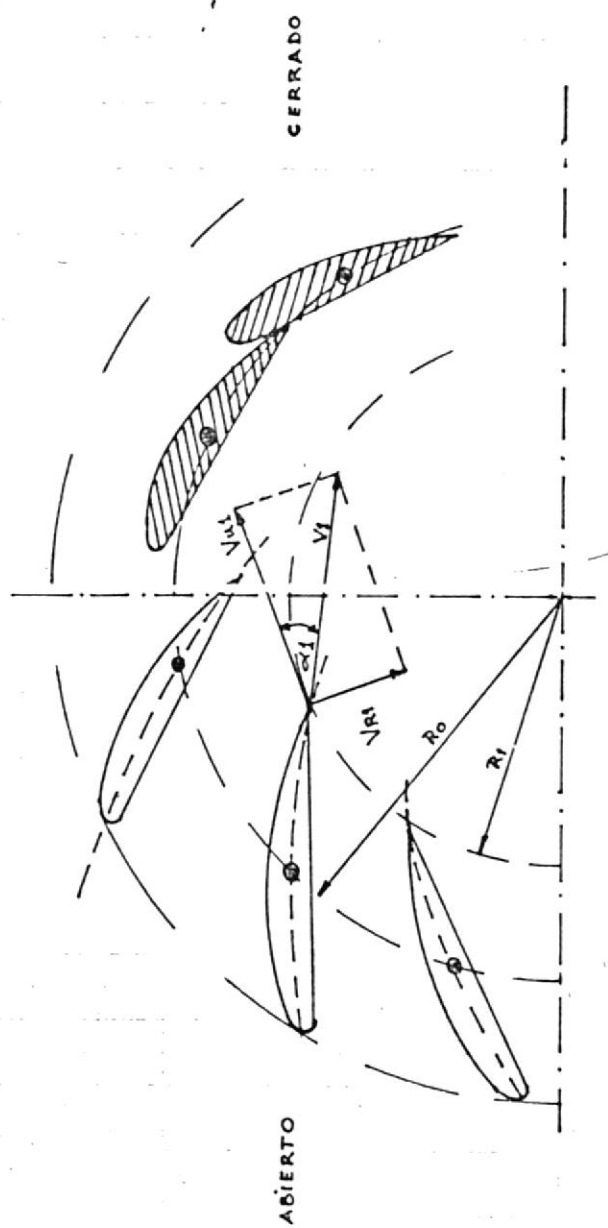


FIG. 3.2-1 DISTRIBUIDOR DE UNA TURBINA DE REACCIÓN CON ÁLABES PIVOTANTES.-

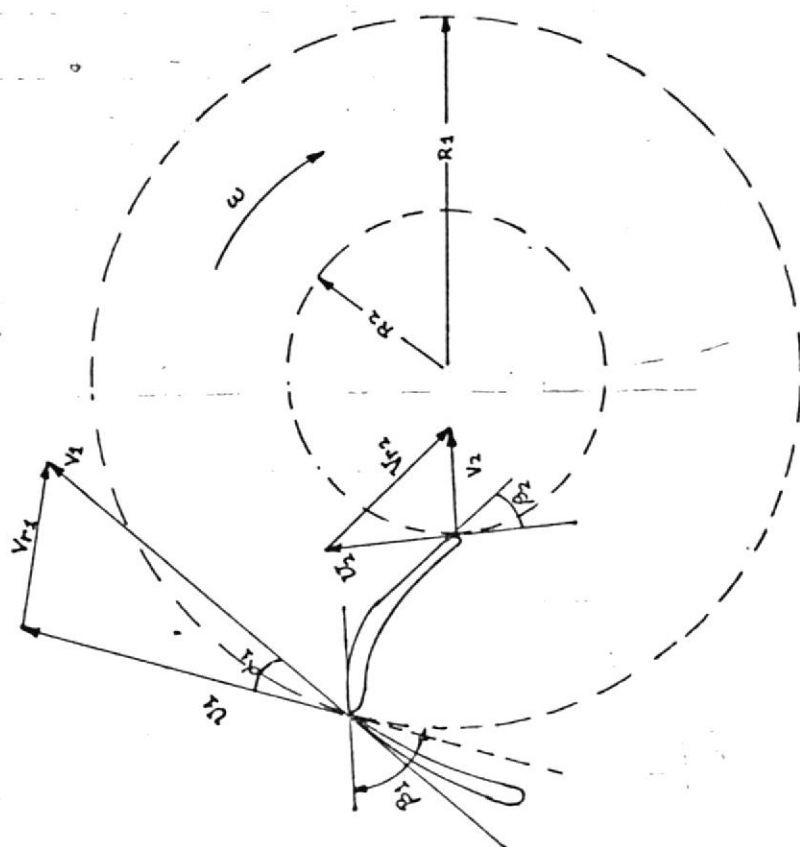


FIG. 3.2-2 DIAGRAMAS CON CONDICIONES DE DISEÑO DE VELOCIDADES A LA ENTRADA Y A LA SALIDA

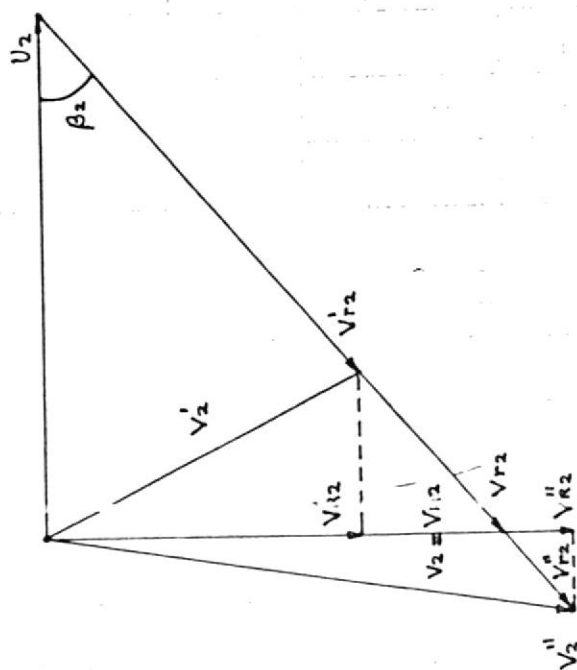


FIG. 3.2-4 DIAGRAMAS MODIFICADOS CON LA REGULACION A LA SALIDA DE LA TURBINA FRANCIS .-

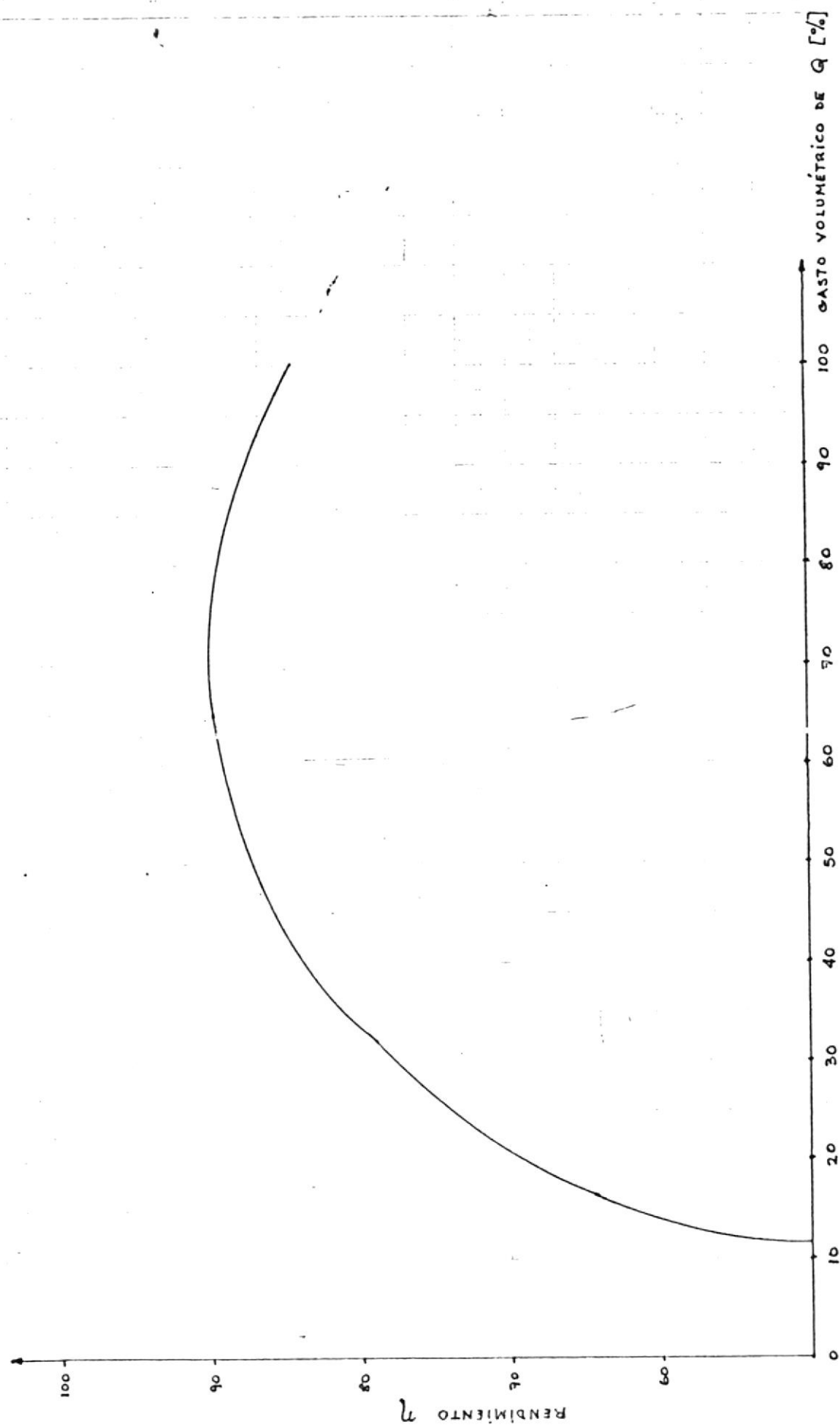


FIGURA 3.2-5 CURVA DE RENDIMIENTO EN FUNCION DEL GASTO DE UNA TURBINA FRANCIS

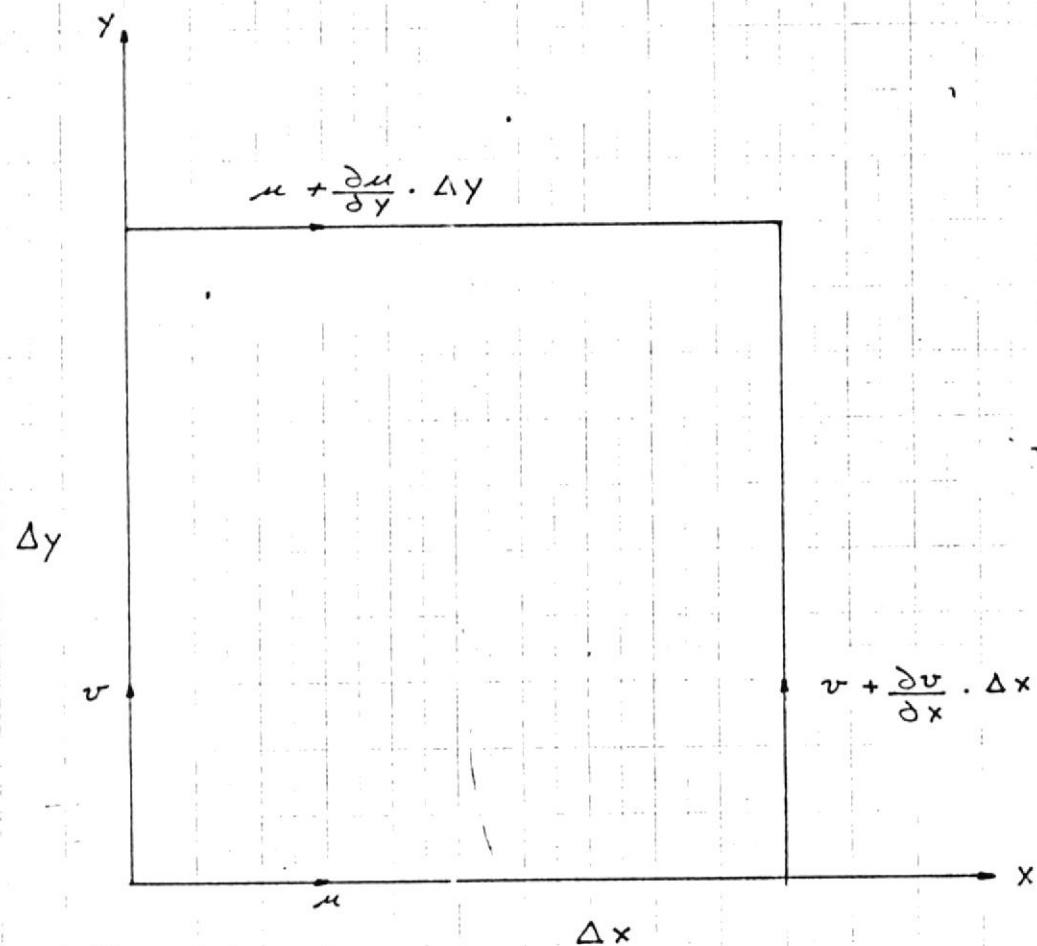


FIGURA N° 3.3 Diagrama de definición para el cálculo de la Rotación de un elemento fluido.

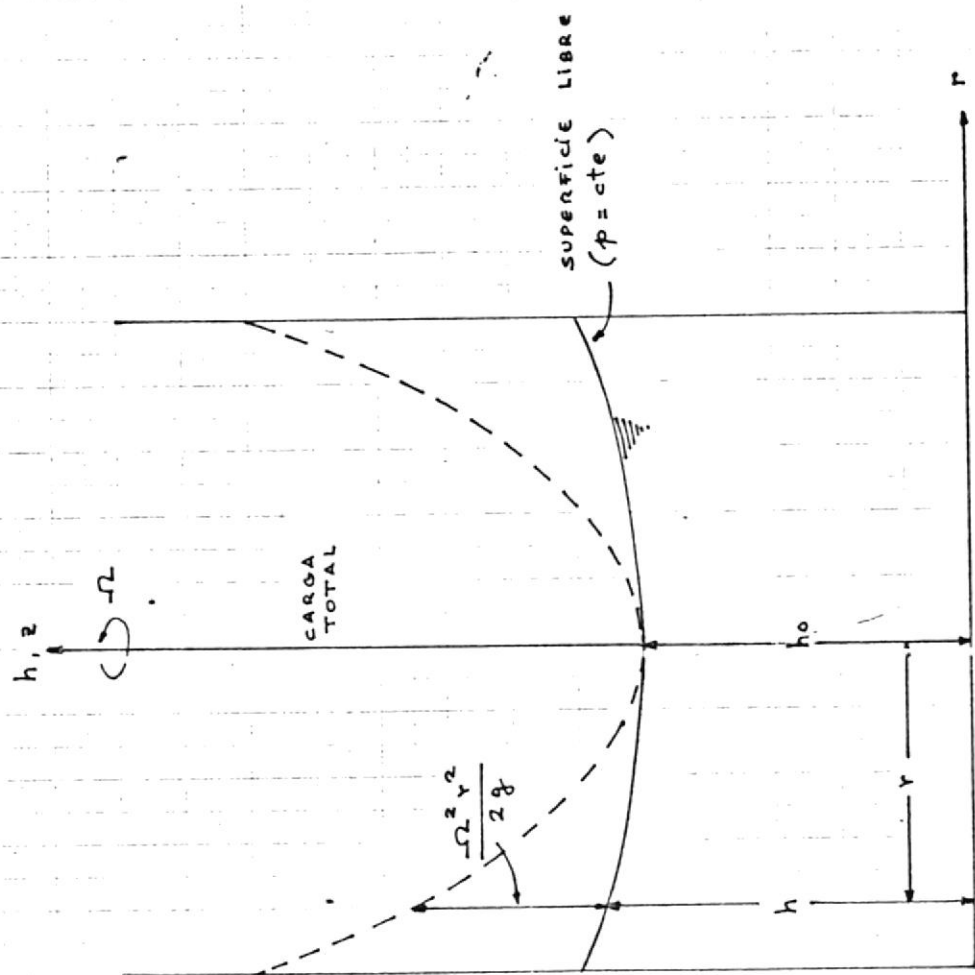


FIGURA N° 3.3-1 VORTICE FORZADO

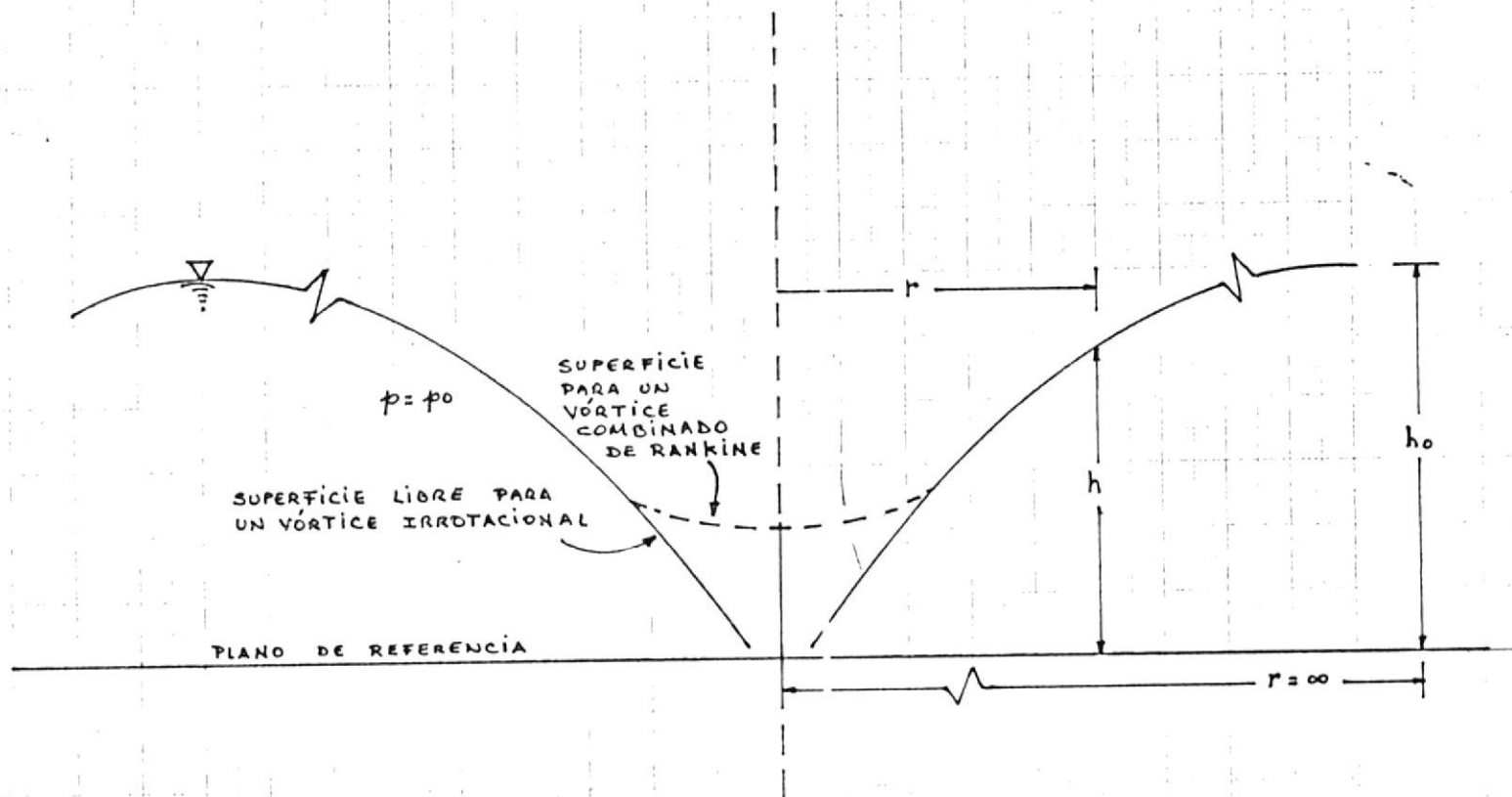


FIGURA Nº 3.3-2 VÓRTICE LIBRE O IRROTACIONAL

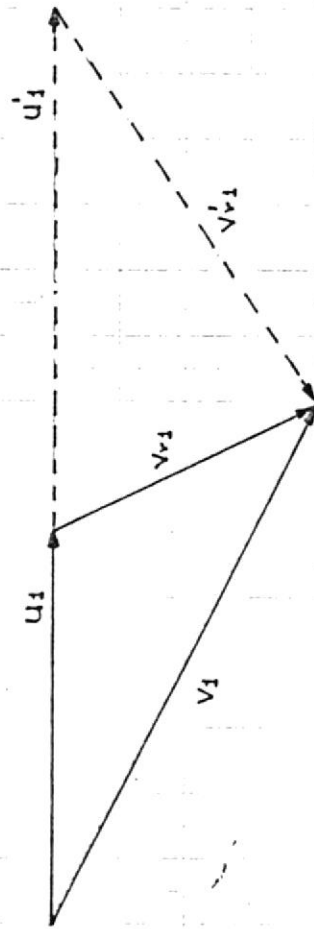


GRÁFICO 5.2-2 : DEFORMACIÓN DEL DIAGRAMA , LA ENTRADA, POR AUMENTO INSTANTÁNEO DE LA VELOCIDAD DE GIRO [N], EN UNA TURBINA FRANCIS.-

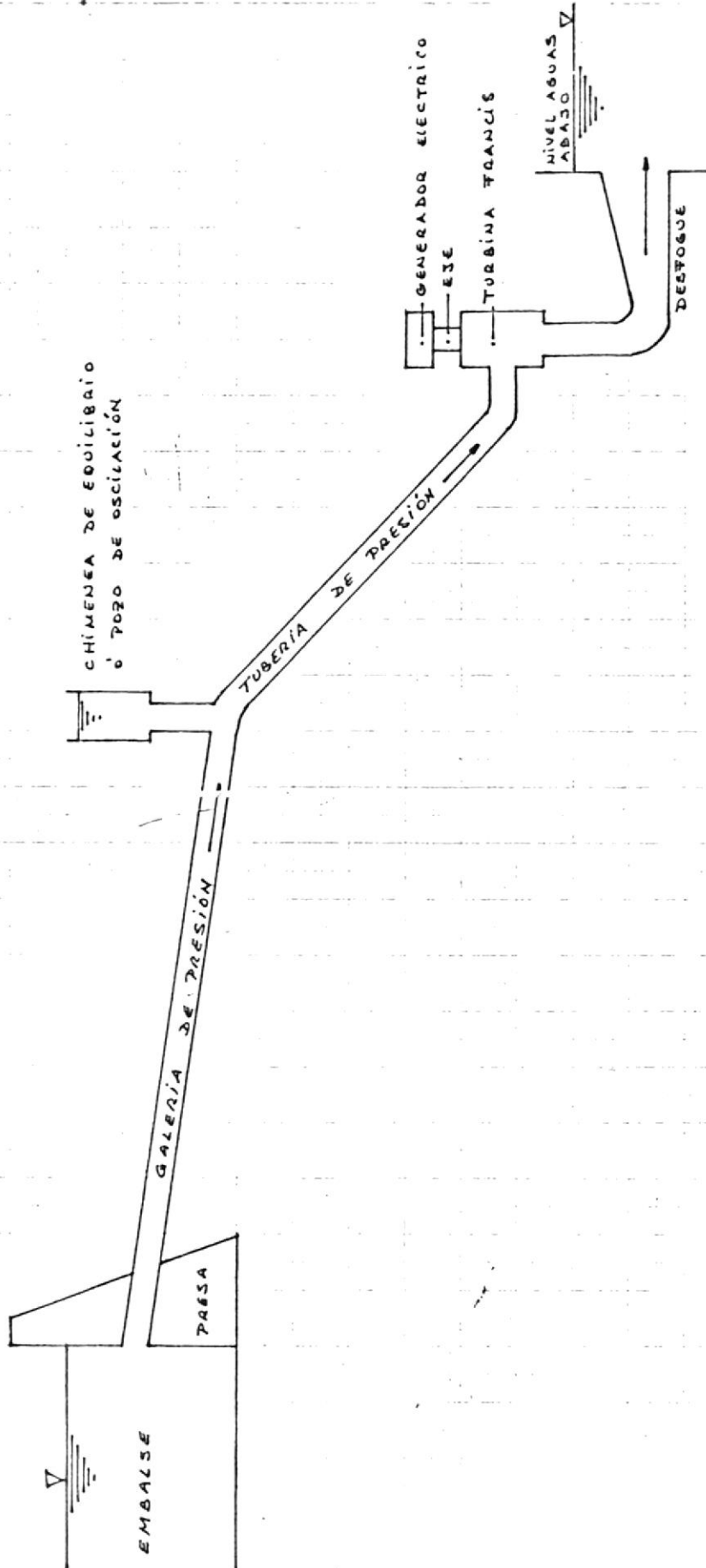


GRAFICO 5.2-3 : TURBINA HIDRÁULICA FRANCIS TRABAJANDO EN DUCTO CERRADO

Nivel de Aguas Arriba

Nivel de Aguas Abajo

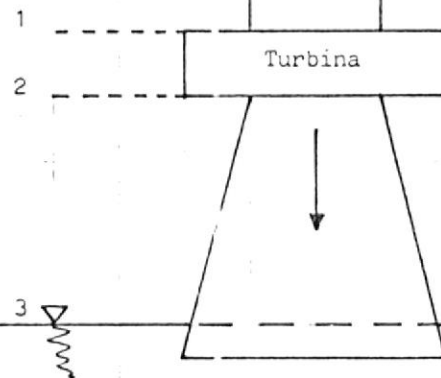


Figura 6.1-1 : Tubo de desfoque de la Turbina Francis Gilkes - Tutor .

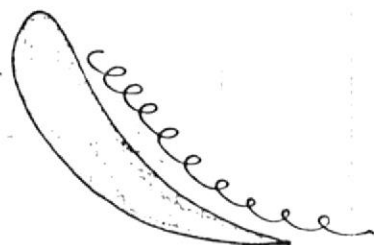


Figura : 6.1.2-1 Representación de la Vorticidad iniciandose a la salida de la Turbina en el punto más cercano a la misma.

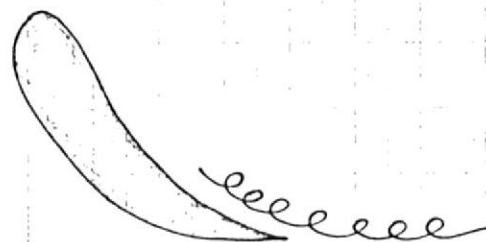


Figura : 6.1.2-2 Representación de la vorticidad iniciandose en el tubo de desfogue, despues de una considerable distancia desde la salida de la Turbina.

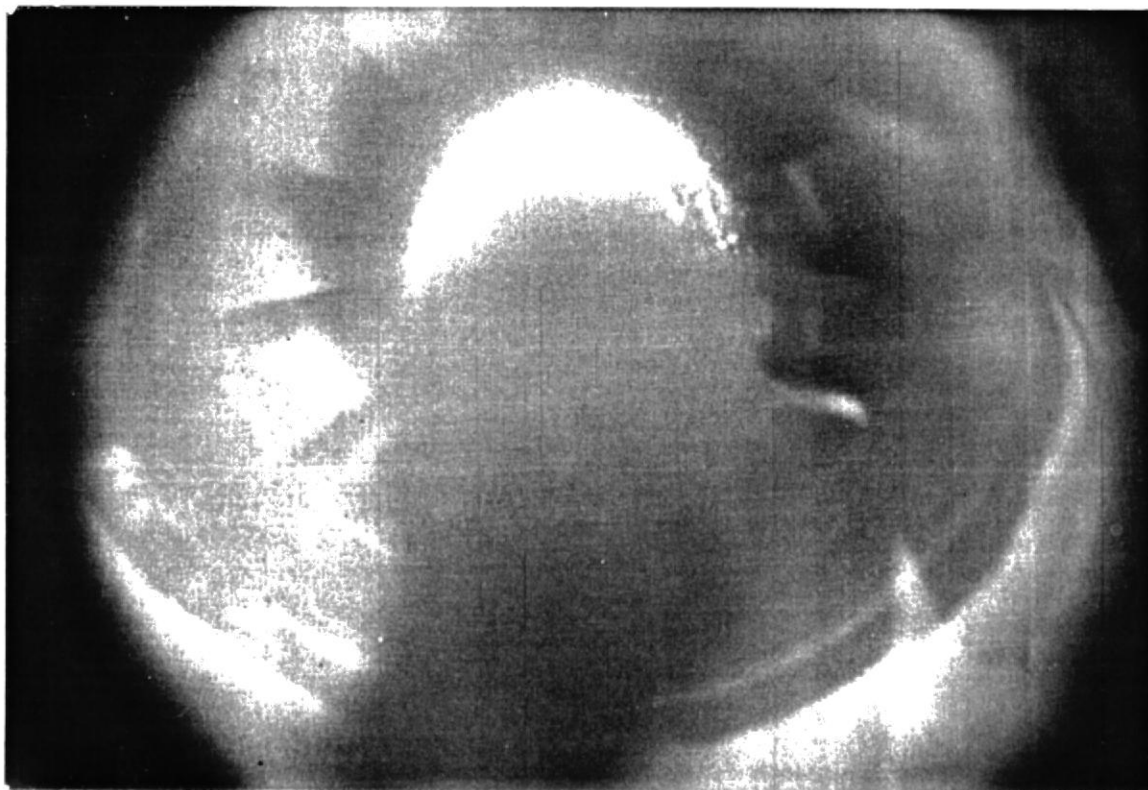


Figura N° 6.1.2-3

Fotografía representativa de una vena vorticial que se inicia desde la salida de la turbina hasta el extremo final del tubo de desfogue, captada durante las experimentaciones en el prototipo de Turbinas Francis Gilkes-Tutor de la ESPOL.

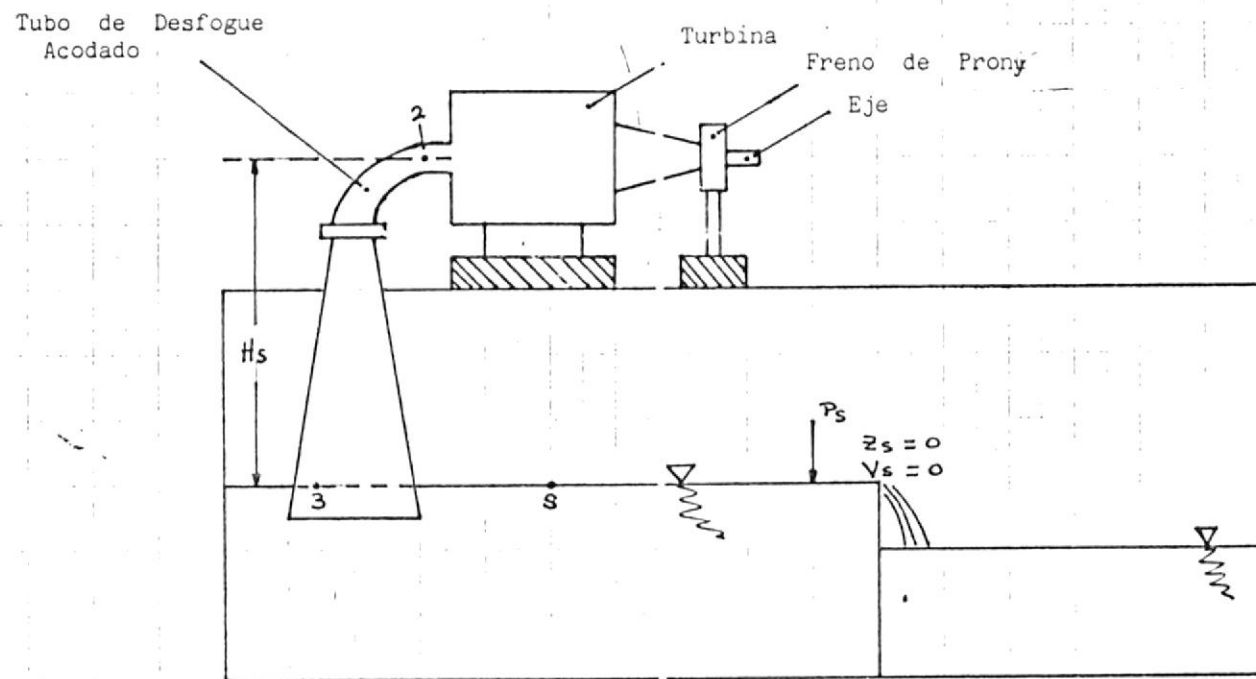


Figura: 6.2-1 Esquema de la posición de la Turbina Francis Gilkes-Tutor, con respecto al nivel de aguas abajo .

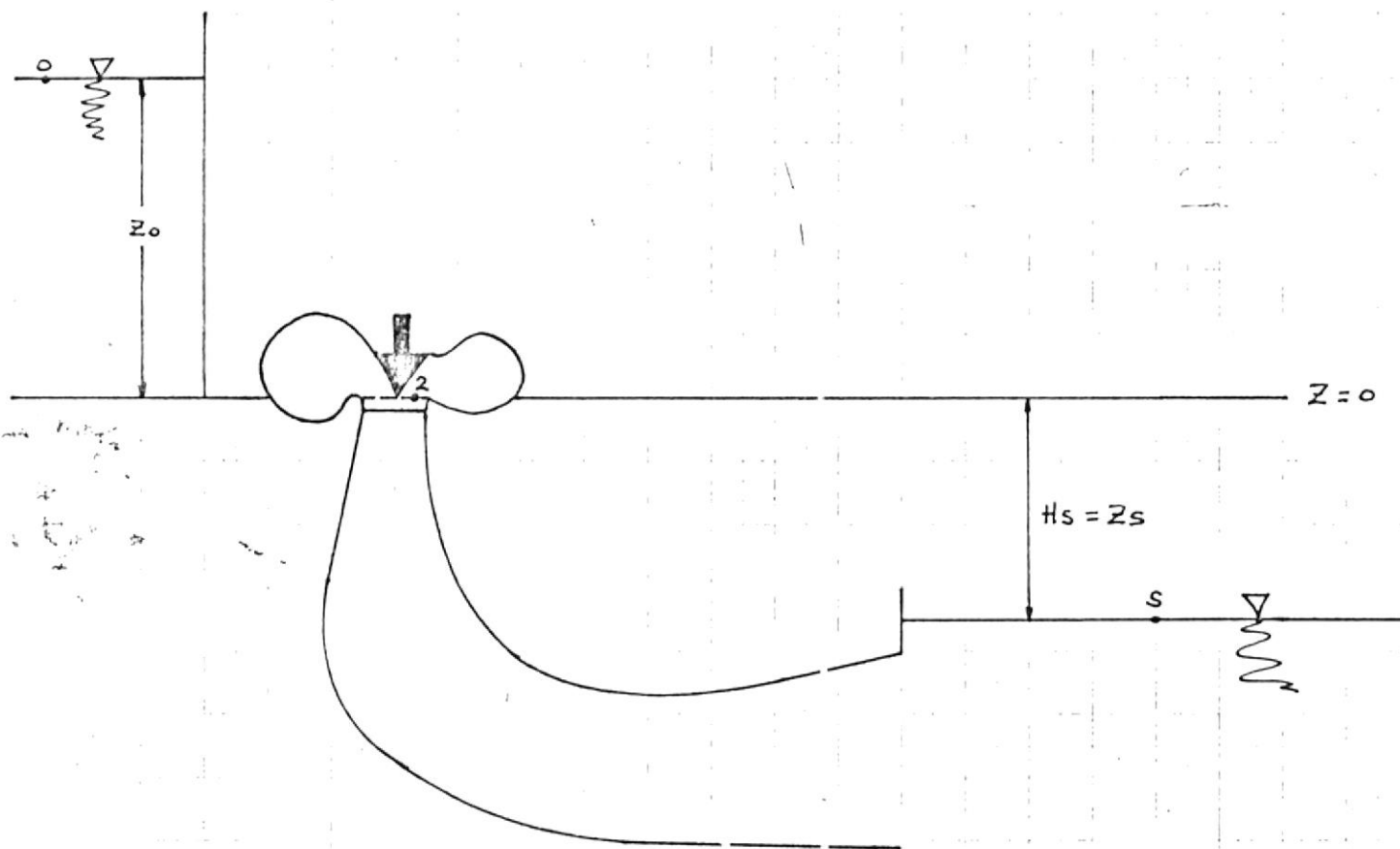


Figura : 6.2-2

Representación de la entrada a la Turbina (O) y de la salida de la Turbina (S) con su respectivo plano de referencia ($Z=0$). (Prototipo Francis Gilkes - Tutor).

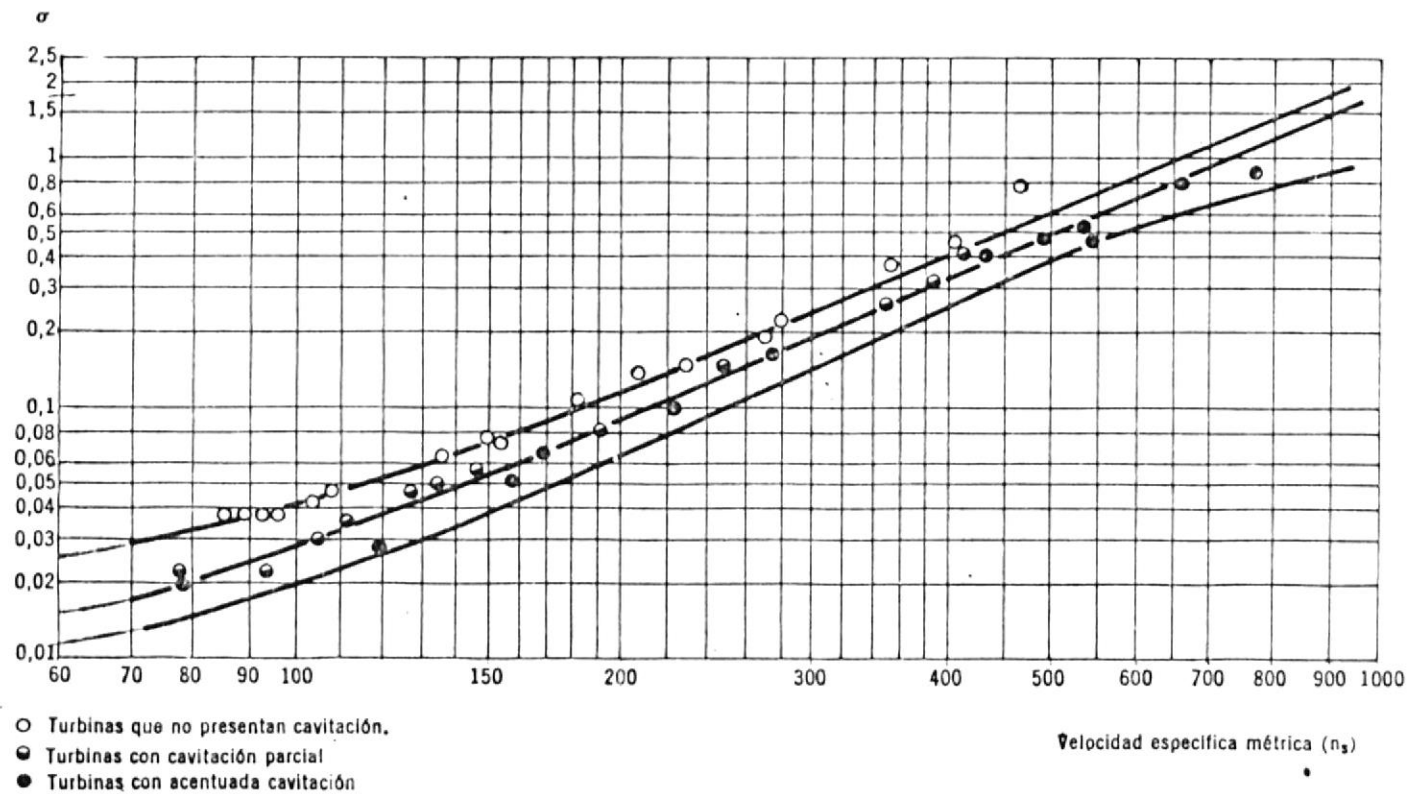


Figura 6.2-3 : Coeficiente de cavitación $\sigma = \frac{H_{at} - H_s}{H_a}$ en función de la velocidad específica, para turbinas Francis y Kaplan.

(Según NEYRPIIC)

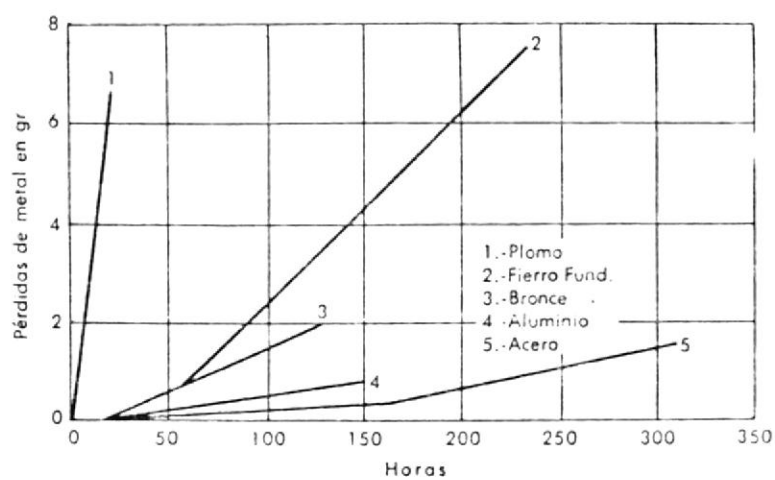


Figura 6.3-1 : Perdidas de metal por Cavitación según Schroeter.

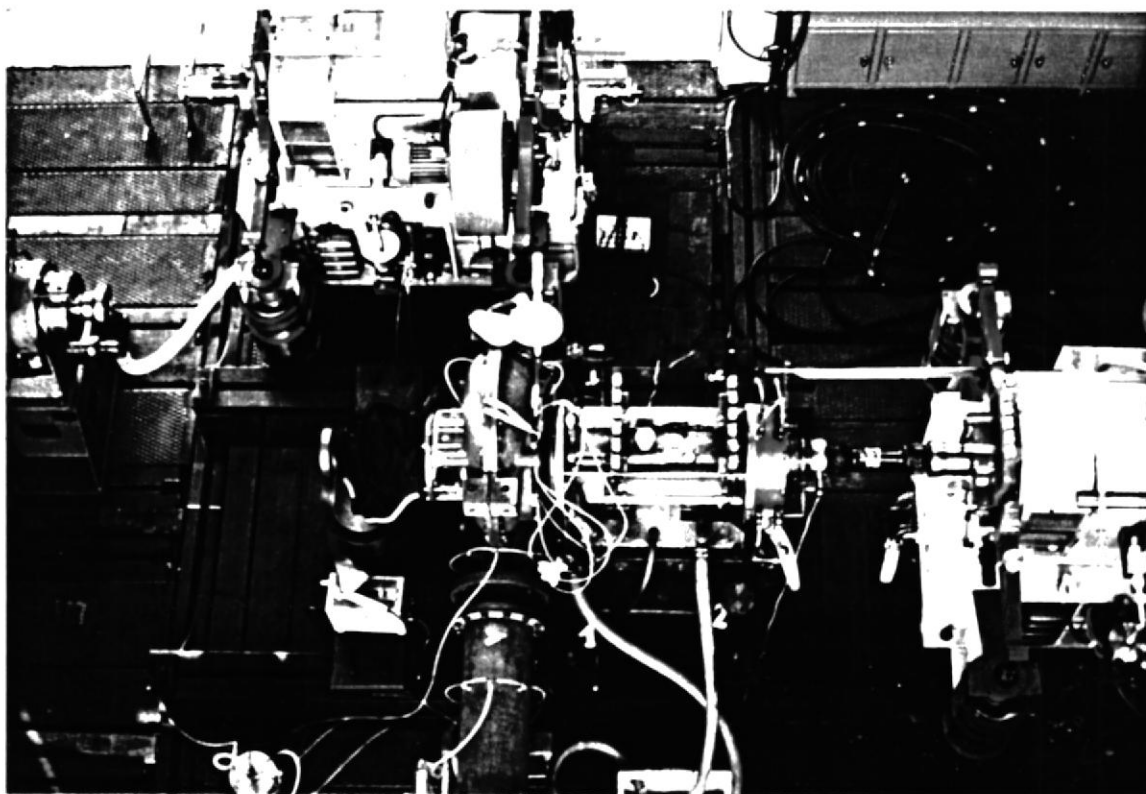


Figura N° 6.3.1-1

Fotografía del Laboratorio Experimental sofisticado de la Casa fabricante Hydroart s.p.a de Italia para Turbinas Francis. [Abril 1980].

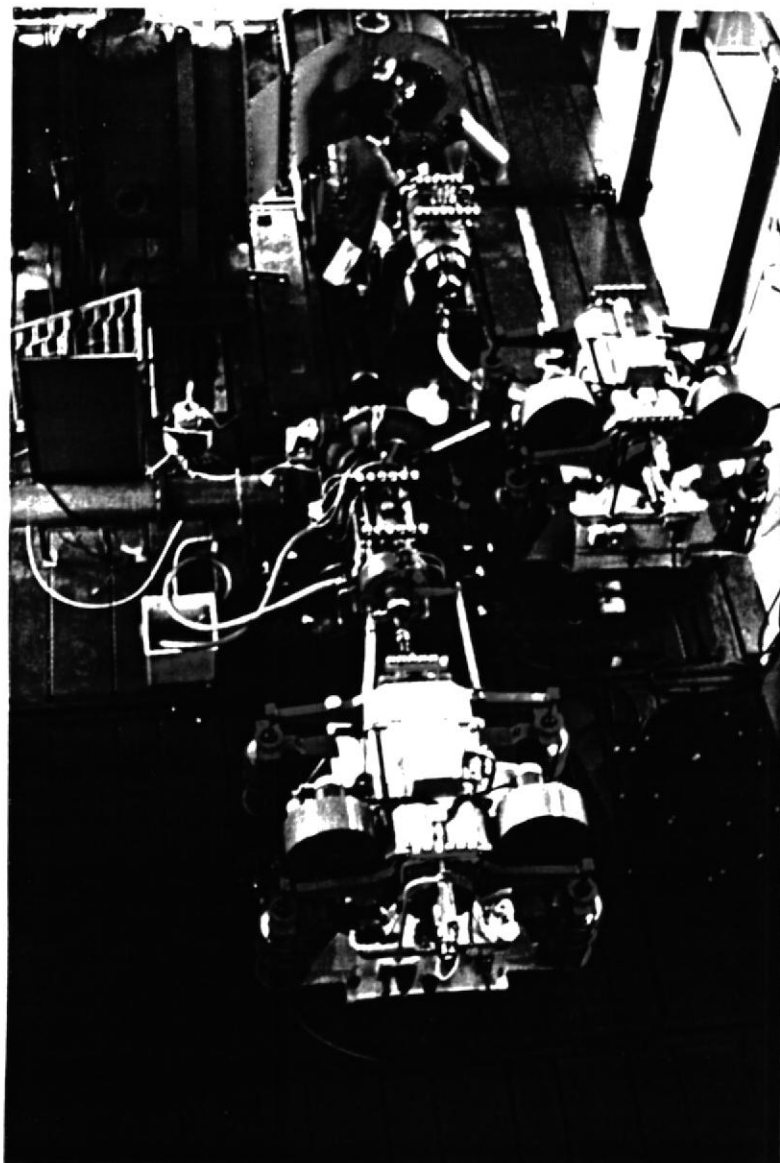


Figura N° 6.3.1-2

Fotografía del Laboratorio experimental sofisticado de la casa fabricante Hydroart s.p.a. de Italia para turbinas Francis. [Abril 1980].

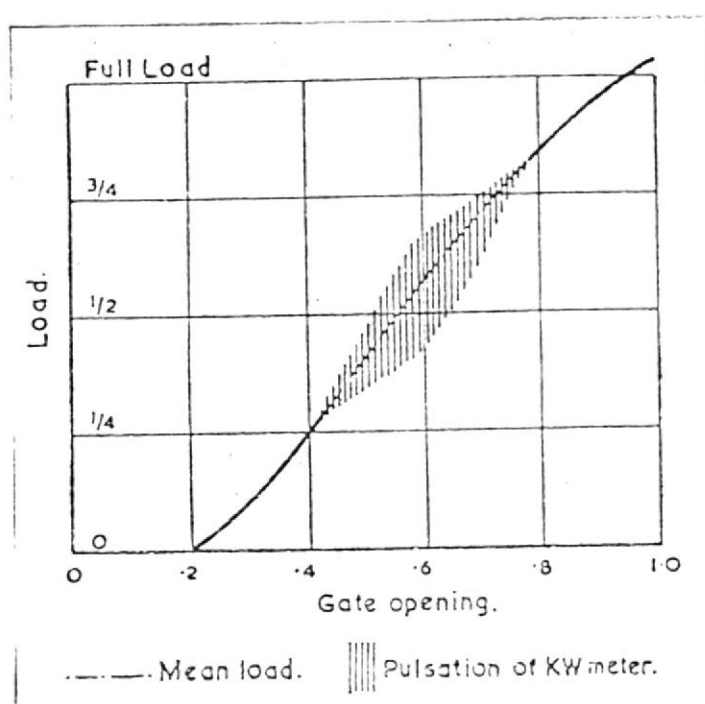


Figura 6.4-1 : Potencia Generada Versus abertura de los álabes directos para una Turbina Francis, según P. Dériaz.

La parte sombreada en el gráfico indica la zona donde los pulsos de la potencia generada a menudo son observados .

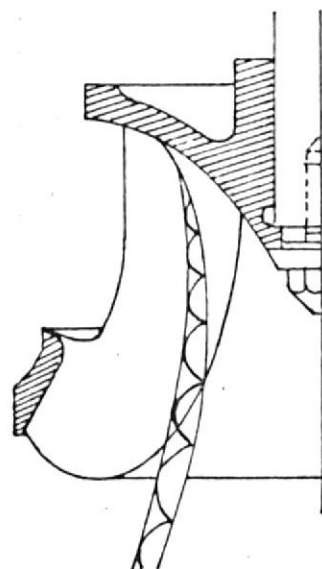


Figura 6.4-2 : Flujo en abertura pequeña de los álabes directores con agua central sin perturbaciones .

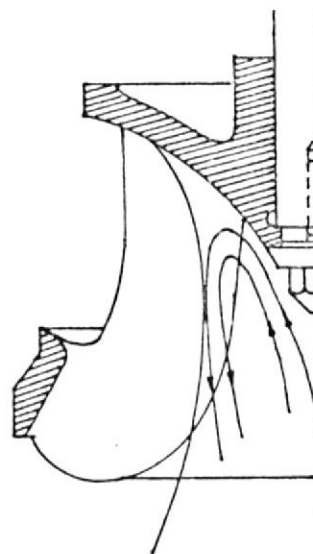


Figura 6.4-3 : Flujo en abertura parcial de los álabes directores con perturbación en la parte posterior de la dirección del agua .

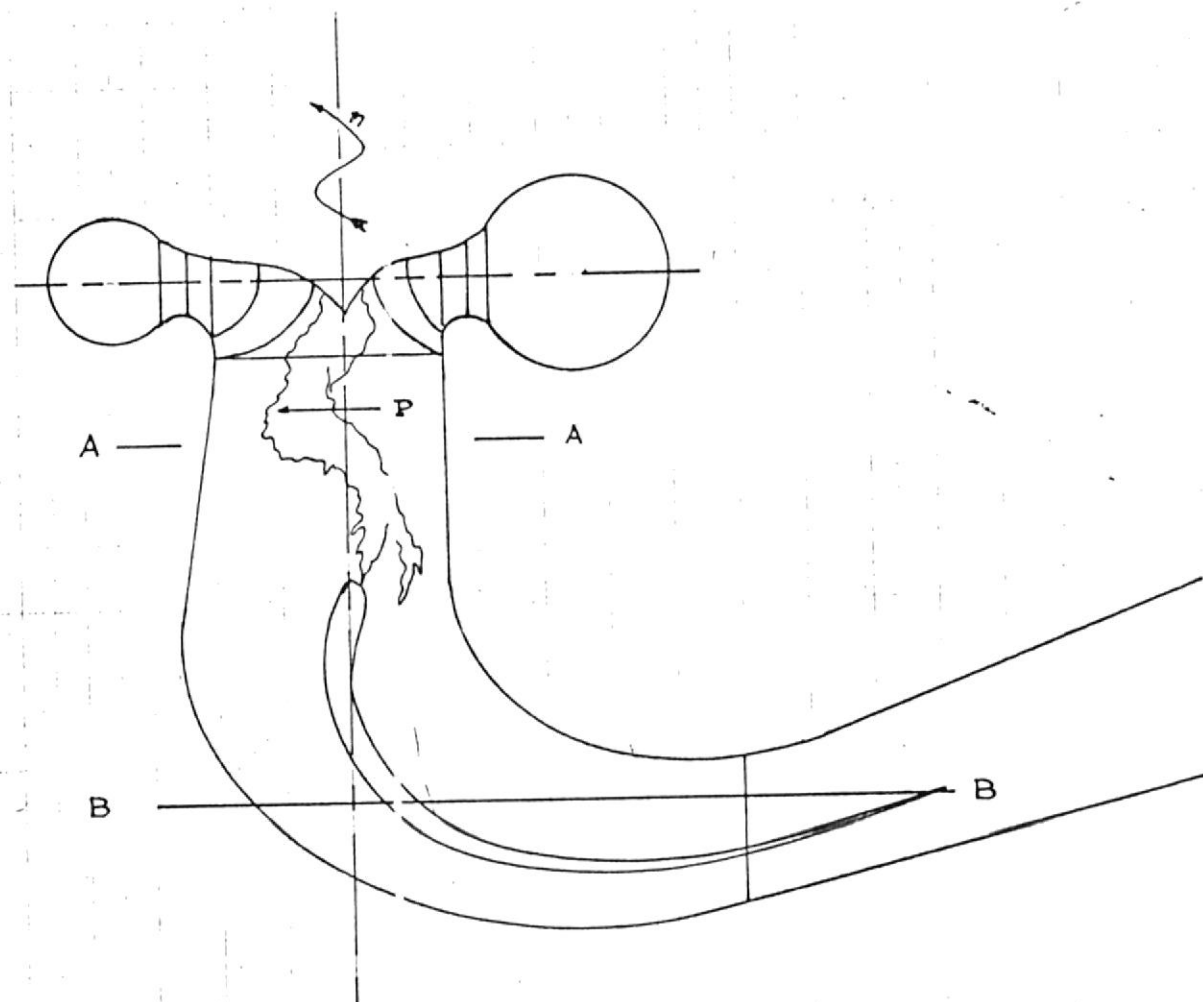
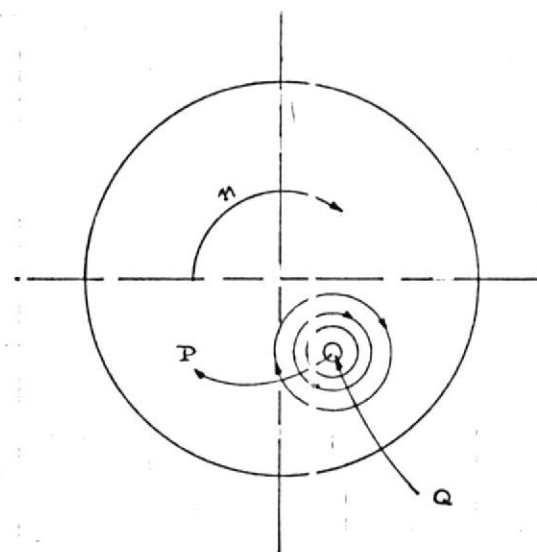


Figura 6.4-4: Forma de la Vena Vorticial con movimiento de precesión P alrededor del tubo de desfogue .



n = Dirección de rotación del Rotor.

Q = Centro del Vortice alrededor del cual el flujo rota .

P = Movimiento de precesión de Q alrededor del tubo de desfogue.

Figura 6.4-5

Centro del Vórtice (Q) mostrando la dirección del recorrido en la Turbina con su respectivo movimiento de precesión (P) alrededor del Centro del tubo de desfogue.

Q = Centro del Vortice .
P = Precesión de Q.
n = Rotación del Rotor de Turbina .
S = Desplazador de división de paredes en el tubo de desfogue .

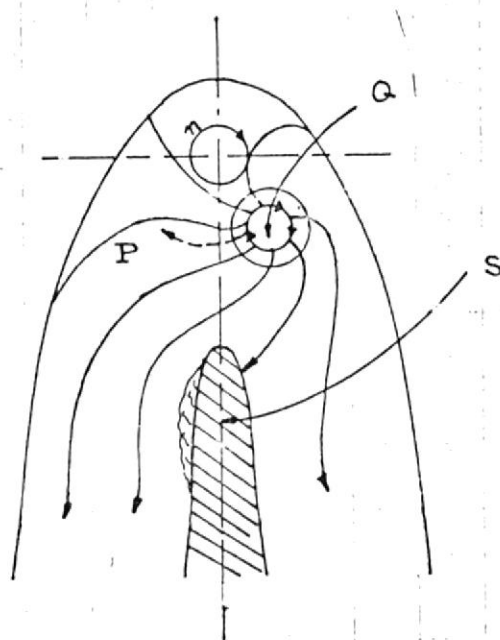


Figura 6.4-6a : En 6a la descarga es impedida por la posición de Q .

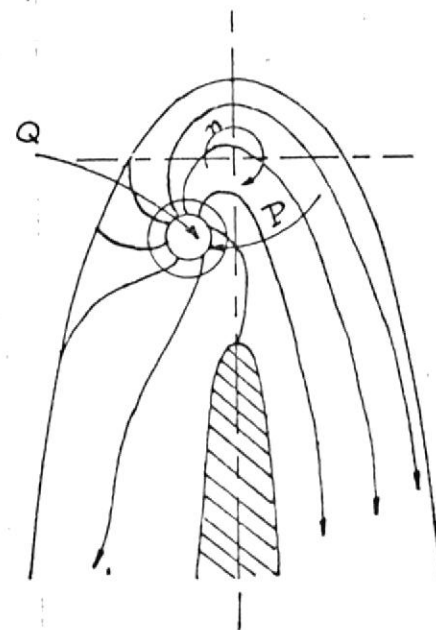


Figura 6.4-6b : En 6b la descarga es libre por el desplazamiento de Q .

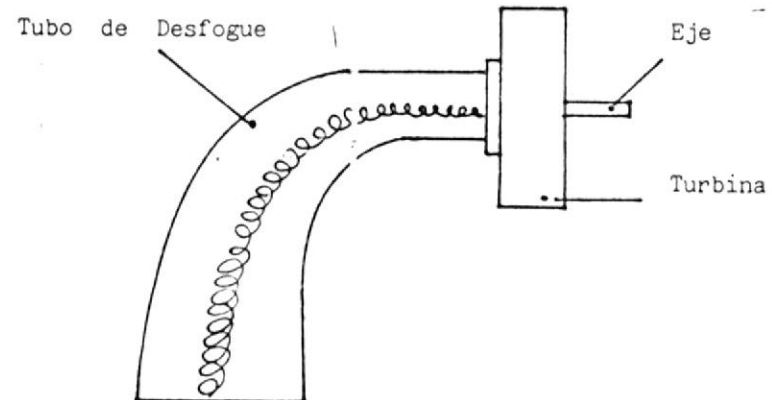


Figura: 6.4-7

Observación del flujo a una completa abertura de los álabes directores (100 %) en el tubo de desfogue del Prototipo de Turbina Francis - Gilkes - Tutor .

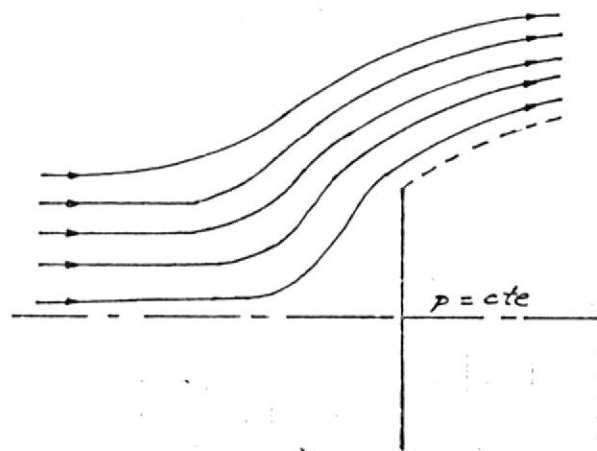


Figura 6.5-1

Superficie de discontinuidad según Helmholtz .

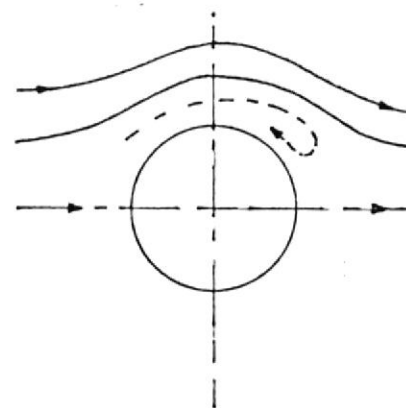


Figura 6.5-2

Envolvimiento de la capa límite y formación del vórtice .

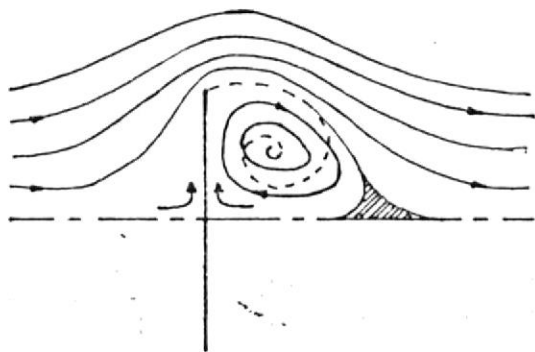


Figura 6.5-3

Superficie desviadora con un ángulo de 90° inmersa en un fluido real, produce la formación de 2 vórtices simétricos.

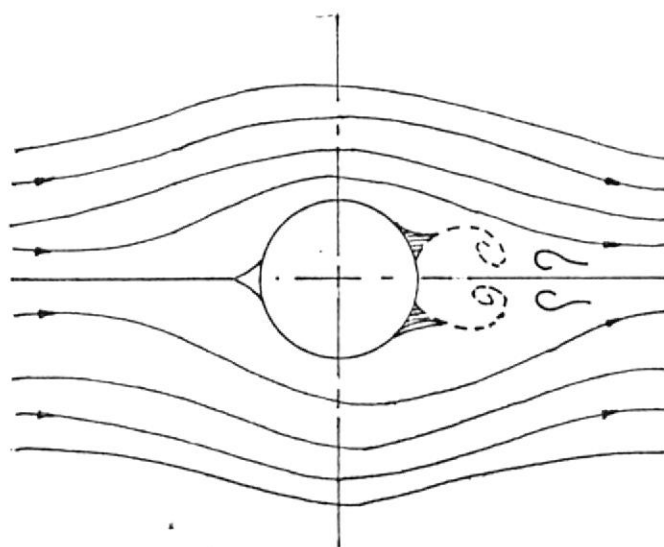


Figura 6.5-4

Formación del vórtice de Kármán.

U_2 = Velocidad periférica del álabe.

W_2 = Velocidad relativa del agua para el álabe.

C_2 = Velocidad absoluta del agua.

C_{2u} = Componente periférico de velocidad C_2 .

C_{2l} = Velocidad del agua perpendicular a u_2 .

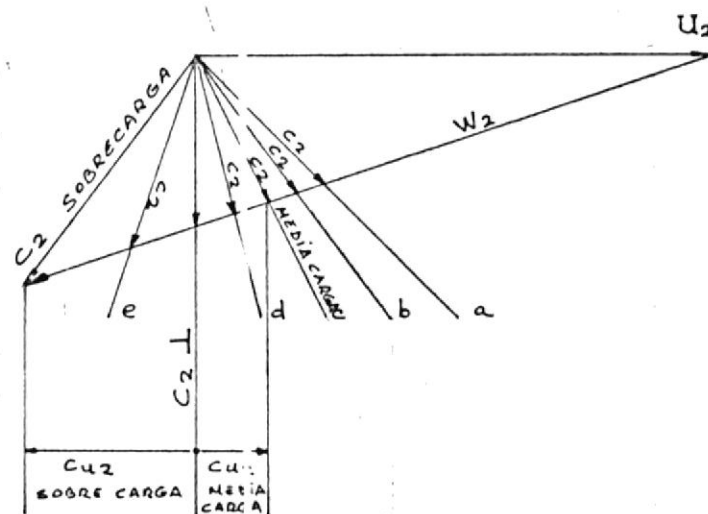


Figura 6.5-5: Diagrama de Velocidad a la Salida del Rotor

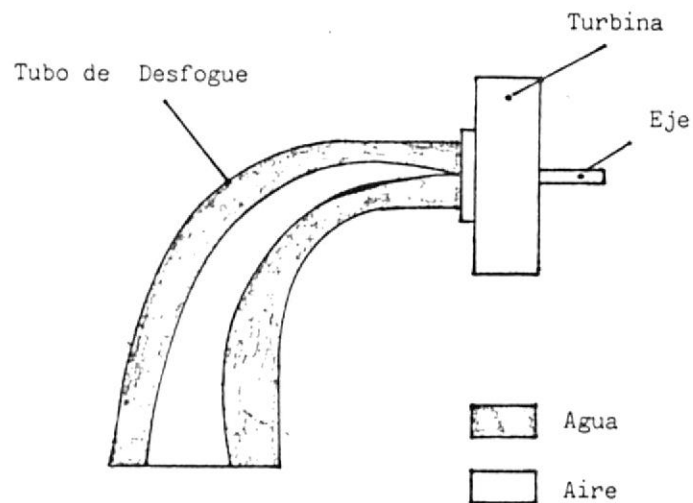


Figura: 6.5-6

Comportamiento del flujo en el tubo de desfogue, con un tipo de descarga coaxial, para una abertura de los álabes directores del 10 % .

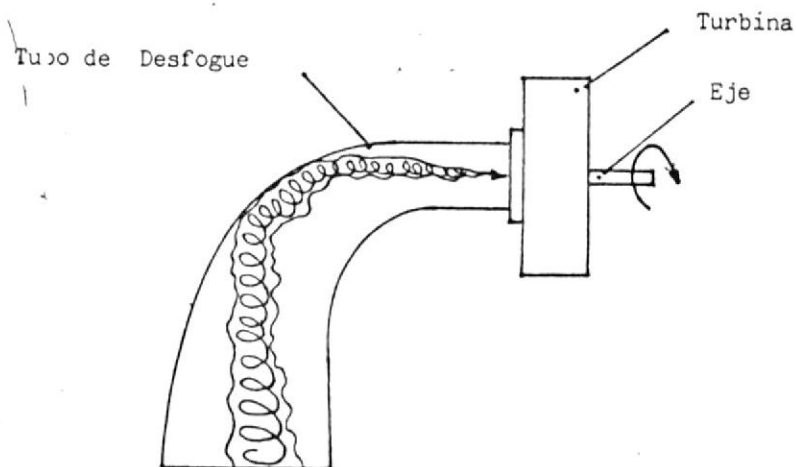


Figura: 6.5-7

Comportamiento del flujo en el tubo de desfogue, mostrando la formación de una hilera de vórtice tipificado por el movimiento de precesión (P) , para una abertura de los álabes directores del 15 % .

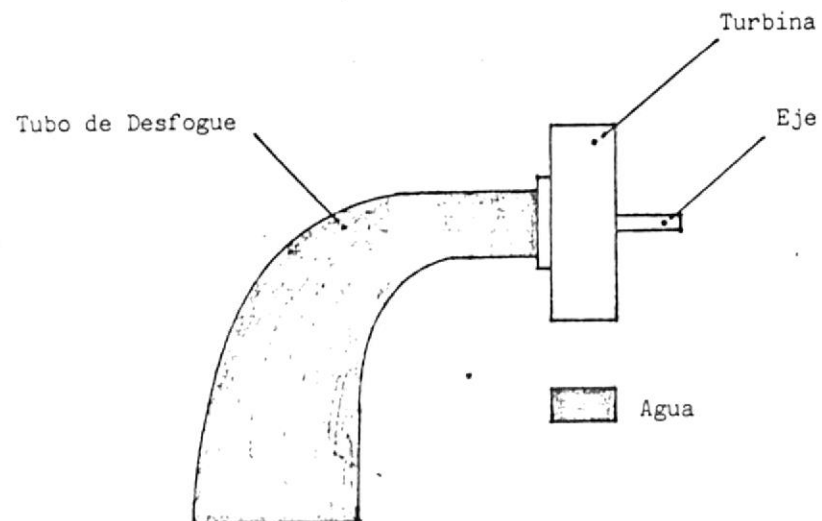


Figura: 6.5-8

Comportamiento del flujo en el tubo de desfogue correspondiente a un flujo perpendicular sin componente de rotación, sin vorticidad alguna, para una abertura de los álabes directores del 20 % .

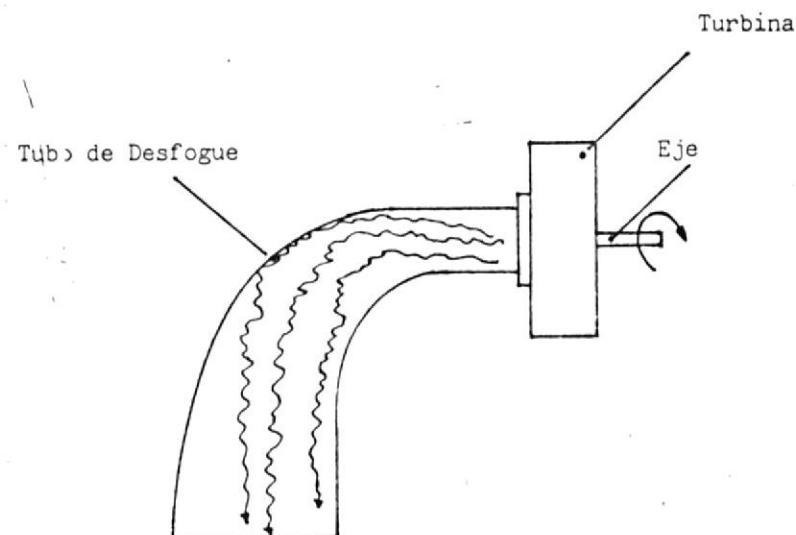


Figura: 6.5-9

Comportamiento del flujo en el tubo de desfogue, mostrando la formación de un número de pequeños vórtices que se forman por el decrecimiento de la presión absoluta, para una abertura de los álabes directores del 100 % .

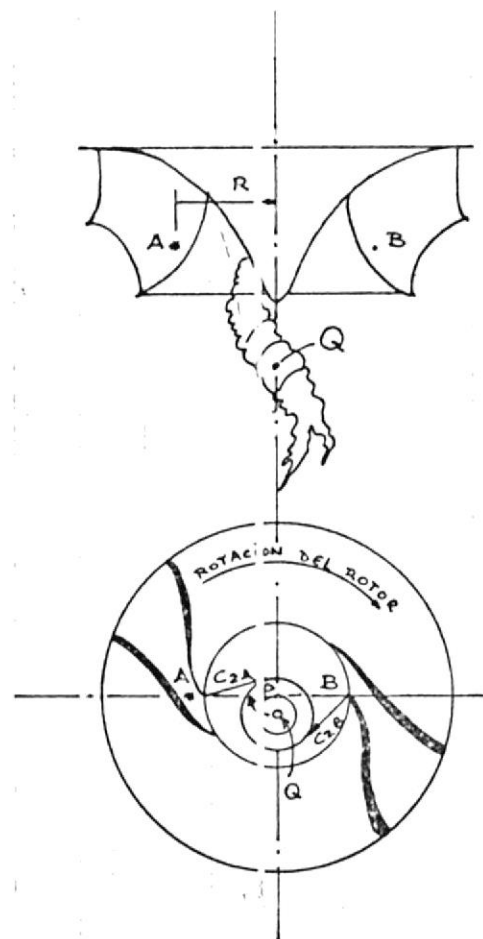


Figura 6.5.1-1: Una depresión en A causa la excentricidad del vortice Q, con movimiento de precesión en la dirección de A.

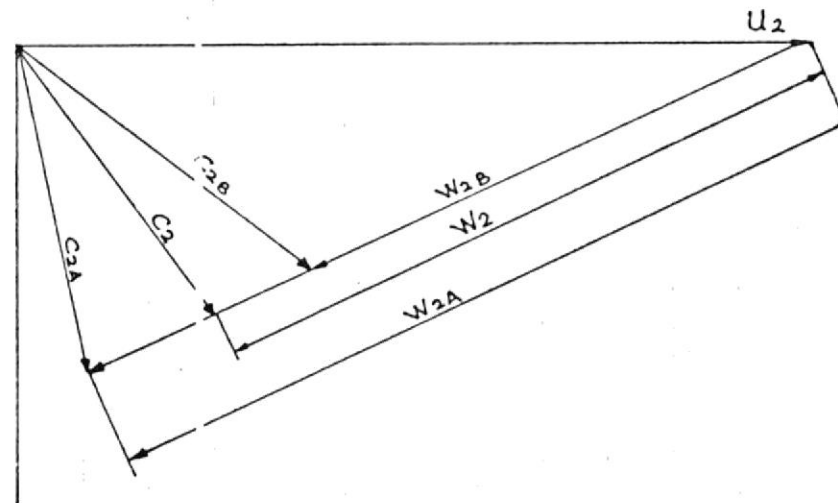


Figura 6.5.1-2 : Diagrama de Velocidad para la Figura 6.5.1-1 . $C_{2A} < C_{2B}$ Velocidades absolutas del agua emitiendo en A y B respectivamente .

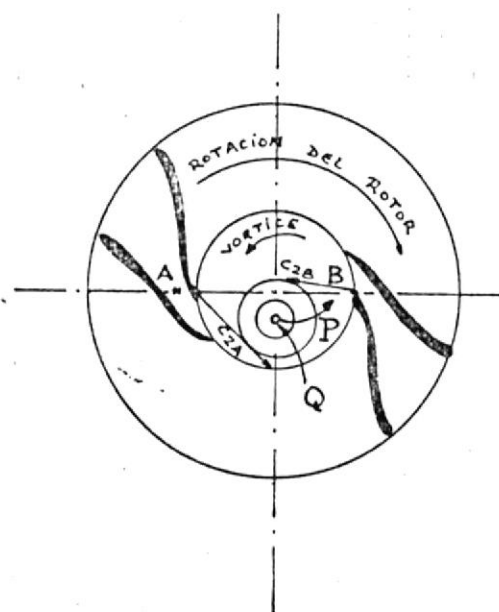


Figura 6.5.2-1 : Una depresión en A causa la excentricidad del vortice Q, con movimiento de precesión P en la dirección de B.

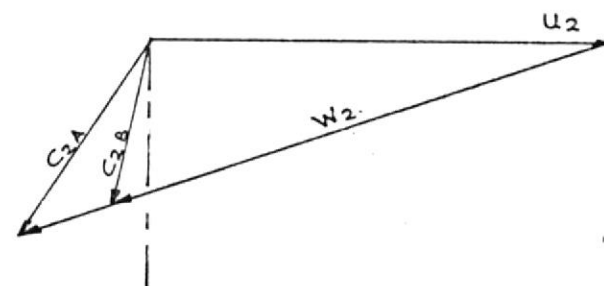


Figura 6.5.2-2 : Diagrama de velocidad para la Figura 6.5.2-1. $C_{2A} > C_{2B}$ velocidades absolutas del agua, emitiendo en A y B respectivamente .

Vortice en abertura
parcial de los Alabes
Directores .

Vortice en abertura
total de los Alabes
Directores .

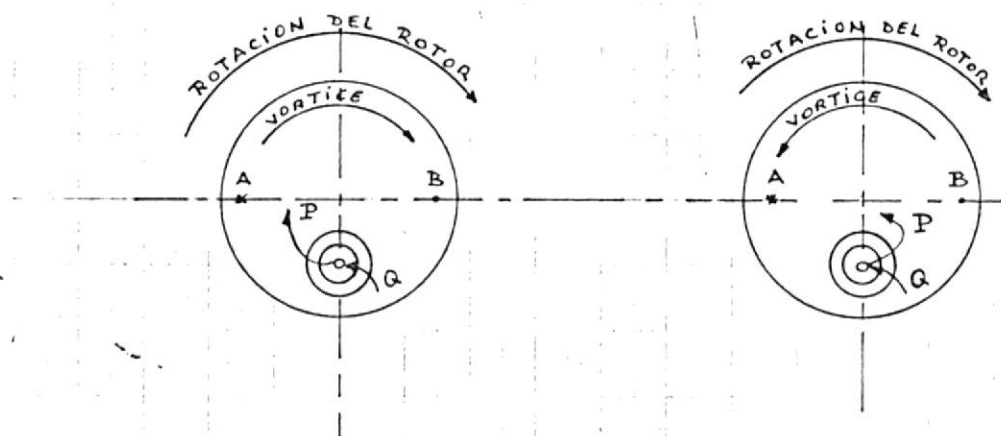


Figura 6.5.2-3 : Diagramas comparativos mostrando las razones de inestabilidad del vortice en aberturas parciales en contraste con la estabilidad del Vortice para aberturas totales .

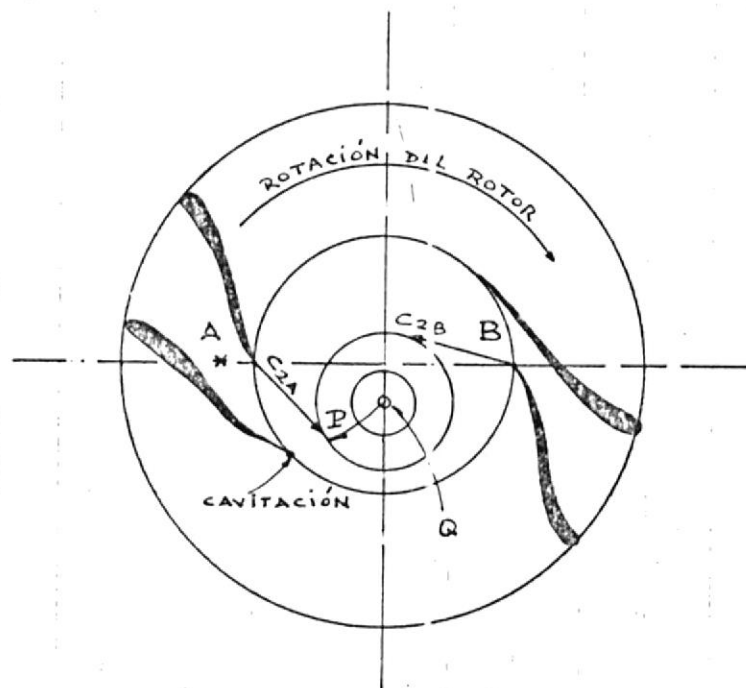


Figura 6.5.3-1 : Algunas cavitaciones en aberturas grandes de los álabes directores pueden producir un Vortice inestable .

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Beda & Ceravola & Magri, Le Turbine Francis di Grandi Dimensioni, Hydroart S.P.A., Milano, 1980.
- 2.- Büchi Giacomo, Le Moderne Turbine Idrauliche ed i Regolatori di Velocità, Editore Hoepli, Milano, 1957.
- 3.- Daily & Harleman, Dinámica de los Fluidos, Editorial F. Trillas, S.A., México, 1969.
- 4.- Dériaz P., A Contribution to the understanding of Flow in Draft Tubes of Francis Turbines, Société Hydrotechnique de France, Symposium de Nice, 1960.
- 5.- Graeser J.E., Abaque pour Turbines Hydrauliques, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, France, 1974.
- 6.- International Electrotechnical Commission (IEC), International Code for Model Acceptance Tests of Hydraulic Turbines, Publication 193, First Edition, Genève Suisse, 1965.
- 7.- International Electrotechnical Commission (IEC), International code for Model Acceptance Tests of Hydraulic Turbines, First Supplement to Publication 193, Genève Suisse, 1965.

- 8.- International Electrotechnical Commission (IEC), International Code for Model Acceptance Tests of Hydraulic Turbines, IEC Technical Committee N° 4 Hydraulic Francis Turbines, Zurich, 1957.
- 9.- International Electrotechnical Commission (IEC), International Code for Model Acceptance Tests of Storage Pumps, Publication 497, First Edition, Genève Suisse, 1976.
- 10.- Mataix Claudio, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas, Harper & Row Publishers Inc., Madrid, 1970.
- 11.- Osterwalder & Lecher, Influence of Head and Air Content on Cavitation, Société Hydrotechnique de France, Symposium de Nice, 1960.
- 12.- Ramírez Vásquez José, Centrales Eléctricas, Ediciones CEAC S.A., Barcelona, 1977.
- 13.- Ramírez Vásquez José, Máquinas Motrices Generadores de Energía Eléctrica, Ediciones CEAC S.A., Barcelona, 1978.
- 14.- Riva Calzoni S.P.A. Regolatori di Velocità Tachimetrici con Servomotore Incorporato a Pressione D'Olio, Milano, Edizione 1955.
- 15.- Riva Calzoni S.P.A. Stabilimento Riva, Regolatore Elettromagnético Riva E.M. 58, Norme per L'Installazione e L'Esercizio, Milano, 1958.
- 16.- Schlag Albert, Hidráulica, Editorial Limusa-Wiley S.A., México, 1966.
- 17.- Streeter Víctor, Mecánica de los Fluidos, Mc Graw-Hill de México, 1971