

# UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA  
Y ELECTRICA  
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO



## "ANALISIS TERMODINAMICO DEL ALABE"

POR

EULALIO RODRIGUEZ IBARRA

TESIS

EN OPCION AL GRADO DE MAESTRO EN  
CIENCIAS DE LA INGENIERIA MECANICA  
CON ESPECIALIDAD EN TERMICA-FLUIDOS

SAN NICOLAS DE LOS GARZA, N. L. 8 DE DICIEMBRE DE 1999



E. R. I.

**"ANALISIS TERMODINAMICO DEL ALABRE"**

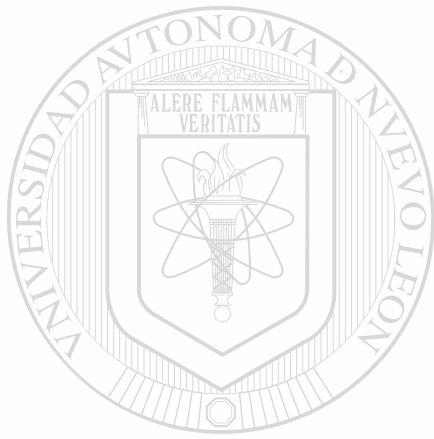
TM  
TJ267  
.B5  
R6  
1999

c.1





1080098238



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



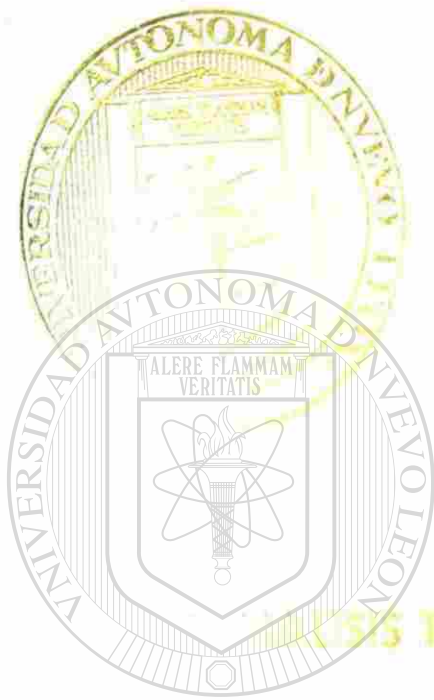
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



# UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA  
Y ELÉCTRICA

DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



# UANL

TESIS TERMODINÁMICO DEL ALABE

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

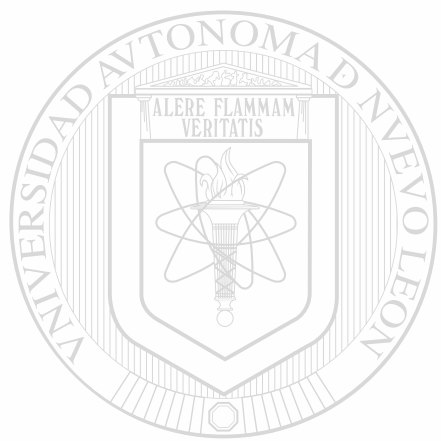
ROBALDO DOMÍNGUEZ IBARRA

TESIS

GRADO DE MAESTRO EN  
INGENIERÍA MECÁNICA  
ESPECIALIDAD EN TÉRMICA-FLUIDOS



TJ267  
.B5  
RG  
1999



# UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

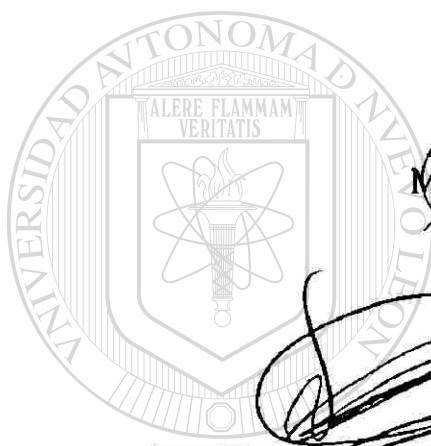




UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA  
DIVISION DE ESTUDIOS DE POST-GRADO

Los miembros del comité de tesis recomendamos que la tesis: Análisis Termodinámico del Alabe, realizada por el Ing. Eulalio Rodríguez Ibarra, matrícula 785550 sea aceptada para su defensa como opción al grado de Maestro en Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica-Fluidos.

El comité de Tesis



  
M.C. Guadalupe Evaristo Cedillo Garza  
Asesor

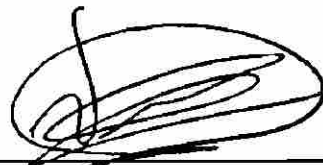


Nombre  
M.C. Roberto Villarreal Garza  
Coasesor



Nombre  
M.C. Jesús Luis de la Torre  
Coasesor

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



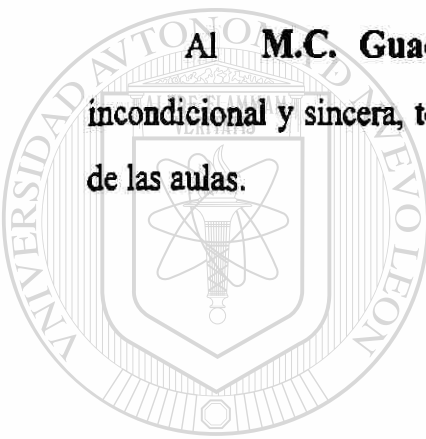
Vo.Bo.  
M.C. Roberto Villarreal Garza  
División de Estudios de Postgrado

San Nicolás de los Garza, N.L. a 8 de Diciembre de 1999.



## AGRADECIMIENTOS

**Al Señor Dios Todopoderoso**, quien con su infinita bondad, sabiduría y Misericordia, me brindó la vida y me facilitó el camino para alcanzar algunos objetivos y metas trazadas.



**Al M.C. Guadalupe Evaristo Cedillo Garza**, quien puso en forma incondicional y sincera, toda su inteligencia y destreza a mi disposición, dentro y fuera de las aulas.

UANL

---

**Al M.C. Roberto Villarreal Garza**, quien motivó, ayudó y guió, antes y después de mis estudios de Post-Grado.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

**Al Ing. José Humberto Ramírez Guerra**, quien dio origen a mi formación como persona y profesionista, además de exigir siempre mi superación, brindándome todo tipo de ayuda y conocimientos.

## DEDICATORIA

### **A mis padres:**

Sr. Eulalio Rodríguez Acosta y Sra. Antonia Ibarra Coronado de Rodríguez; por todo el afecto, comprensión y apoyo que en vida siempre me brindaron; sin embargo, al concluir su ciclo aquí en la tierra, el CREADOR los llamó para que continuaran en su Reino.

### **A mi Sra. esposa:**

Norma de la Garza Villarreal de Rodríguez , quien con su amor, talento, empuje y palabras de aliento me estimularon para concluir esta encomienda.

### **A mis hijos:**

Eulalio, Mauricio, Marcelo Alejandro y Jorge Alberto, por la paciencia, ánimo, motivación y sacrificio por el tiempo que no pude dedicarles durante los estudios y elaboración de esta tesis.

### **A mis hermanos:**

Elida, Yolanda, Ma. Antonieta, Amparo, Rosa María, Graciela, Guadalupe, Armando y Rodolfo.

**A mis amigos y todos mis familiares.**

# PROLOGO

La presente tesis fue elaborada por el Ingeniero Eulalio Rodríguez Ibarra, maestro de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León, pensando en que fuera un documento útil para los alumnos, principalmente en el programa de la cátedra de Ingeniería Térmica VI.

En la década de los ochentas la crisis energética se recrudeció y por lo tanto las instalaciones de ciclo de potencia, destinadas a transformar algún tipo de energía en energía eléctrica, aprovechando el uso de los combustibles fósiles, ha incrementando las auditorias energéticas con el fin de aprovechar mas eficientemente la energía disponible para ser transformada.

Por eso los estudiantes, ingenieros y personal que opera en este tipo de instalaciones ha de estar mejor preparado referente a los procesos térmicos desarrollados en esta actividad.

El estudio del álabe como parte constituyente y de suma importancia deberá estudiar, analizar y efectuar auditorias energéticas para pronosticar el mantenimiento preventivo y/o correctivo necesarios para mantener las instalaciones en óptimas condiciones para su ejecución.

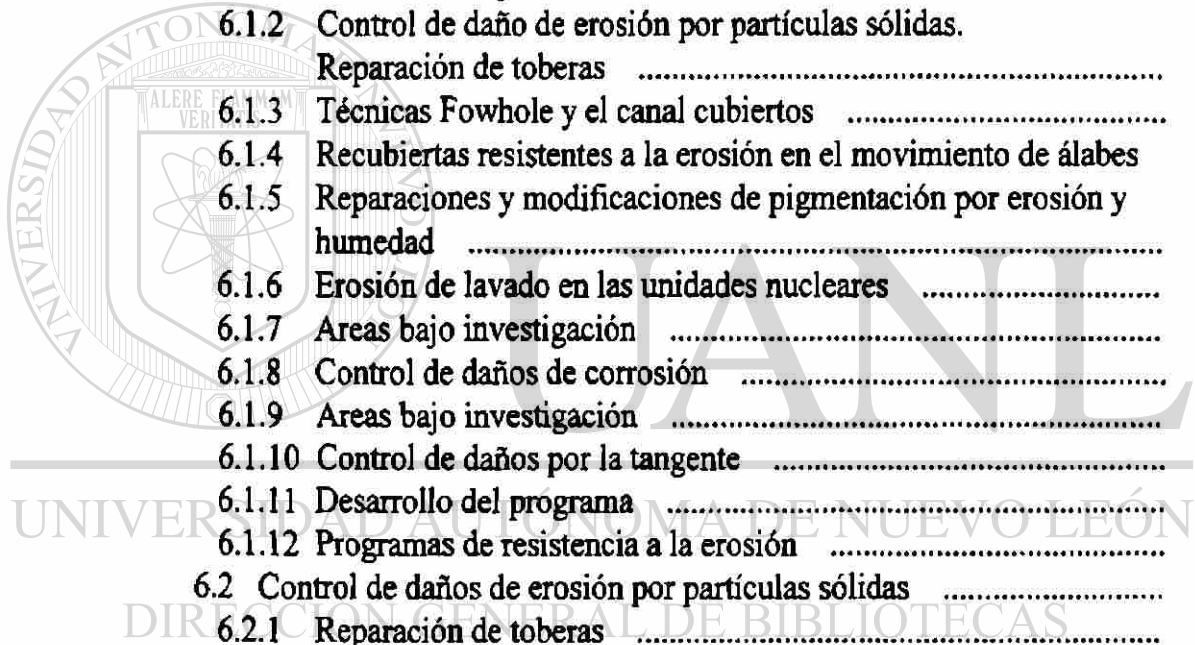


# INDICE

Capitulo	Pagina
<b>Síntesis</b> .....	1
<b>1. INTRODUCCIÓN</b> .....	12
<b>2. DINÁMICA ELEMENTAL DE GASES</b> .....	15
2.1 Dinámica de flujo del fluido .....	15
2.2 Velocidad sónica y número de Mach .....	23
2.3 Ondas de Mach .....	28
2.4 Ondas de choque en plano normal .....	30
2.5 Relación en una propiedad de estado a través del choque plano normal .....	32
2.6 Ondas inclinadas u oblicuas .....	36
2.7 Ondas de choque fuertes y oblicuas .....	44
2.8 Temperatura, entalpía y presión de estancamiento .....	49
2.9 Flujo isentrópico en un pasaje de área variable de sección de cruce o transversal .....	52
2.10 Número de Reynolds .....	57
2.11 Flujo adiabático con fricción en un área de pasaje de sección de cruce o transversal constante .....	59
2.12 Flujo compresible sin fricción con transferencia de calor en un pasaje de sección uniforme .....	68
2.13 Flujo isentrópico en toberas .....	75
2.14 Flujo circulatorio concéntrico en dos dimensiones .....	78
<b>3. TEORÍA GENERAL</b> .....	80
3.1 Momento principal .....	80
3.2 Teoría de línea de corriente .....	82
3.3 Momento y circulación .....	86
3.4 Cambios y energía en un fluido .....	88
3.5 El álabe de impulso. Introducción .....	89
3.6 Fuerza de impulso y de reacción .....	89
3.7 Velocidad relativa .....	91
3.8 Velocidad del álabe .....	92
3.9 Trabajo y eficiencia ideal del álabe de impulso .....	94
3.10 Diagramas de velocidad .....	95
3.11 Trabajo y eficiencia teórica en la etapa de impulso simple .....	99
3.12 Toberas combinadas y eficiencia del álabe – etapa de impulso simple .....	103
3.13 Graduación de etapas en turbinas de impulso .....	103

3.14	Etapa Curtis .....	105
3.15	Relación de velocidades para optima eficiencia – etapa Curtis .....	107
3.16	Combinación de etapas .....	108
3.17	Alabe de reacción. Introducción .....	109
3.18	Diagramas de velocidad .....	110
3.19	Trabajo teórico y la eficiencia – etapa simétrica de reacción .....	111
<b>4.</b>	<b>FLUJO EN LOS PASAJES DE ÁLABES .....</b>	<b>115</b>
4.1	Perfil de los álabes de impulso .....	115
4.2	Paso y anchura del álabe .....	116
4.3	Altura del álabe .....	118
4.4	Angulo de entrada y salida del álabe .....	125
4.5	Angulo del flujo .....	129
4.6	Geometría de los perfiles de los álabes de impulso .....	133
4.7	Perdidas en los pasajes del impulso .....	134
4.8	Reacción de los pasajes de flujo de los álabes. Perfil de los álabes de reacción .....	140
4.9	Angulos del álabe, calibración e inclinación .....	142
4.10	Ancho y altura del álabe .....	143
4.11	Perdidas en la reacción en los pasajes del álabe .....	146
4.12	Vía de flujos con equilibrio radial. Vórtice libre .....	147
4.13	Vórtice forzado .....	148
4.14	Requerimientos para el equilibrio radial .....	149
4.15	Diagramas de velocidad .....	151
4.16	Elementos para la aerodinámica .....	155
4.17	Principio único aerodinámico .....	158
4.18	Limitaciones del principio único aerodinámico .....	164
4.19	Principio cascada .....	165
4.20	Algunos comentarios generales sobre el diseño de pasajes de flujo de las turbinas .....	166
4.21	Aspectos mecánicos del diseño de una turbina. Fricción del disco .....	168
4.22	Perdidas por ventilación .....	169
4.23	Etapas de salida y eficiencia .....	170
4.24	Rotor de la turbina. Esfuerzo sobre los álabes .....	172
4.25	Esfuerzos centrífugos .....	172
4.26	Esfuerzos de torsión .....	175
4.27	Vibraciones .....	178
4.28	Esfuerzos en los discos .....	182
4.29	Alabes de velocidad .....	185
4.30	Anillo de refuerzo .....	188
4.31	Unión con alambres .....	189
4.32	Enfriamiento del álabe de la turbina de gas .....	190
<b>5.</b>	<b>CONSIDERACIONES METALÚRGICAS .....</b>	<b>192</b>

5.1	Propiedades de los metales .....	192
5.2	Termofluencia .....	193
5.3	Resistencia .....	195
5.4	Amortiguamiento .....	196
5.5	Corrosión, oxidación .....	197
5.6	Maquinabilidad .....	197
5.7	Reparación y revestimiento de álabes .....	198
5.7.1.1	Introducción .....	199
5.7.1.2	Antecedentes metalúrgicos .....	200
5.7.1.3	Antecedentes del revestimiento .....	202
5.7.2.1	Introducción .....	211
<b>6.</b>	<b>MANTENIMIENTO .....</b>	<b>222</b>
6.1	Mantenimiento de los álabes de turbina de vapor .....	222
6.1.1	Técnicas de reparación .....	223
6.1.2	Control de daño de erosión por partículas sólidas. Reparación de toberas .....	223
6.1.3	Técnicas Fowhole y el canal cubiertos .....	224
6.1.4	Recubiertas resistentes a la erosión en el movimiento de álabes .....	224
6.1.5	Reparaciones y modificaciones de pigmentación por erosión y humedad .....	225
6.1.6	Erosión de lavado en las unidades nucleares .....	225
6.1.7	Áreas bajo investigación .....	226
6.1.8	Control de daños de corrosión .....	226
6.1.9	Áreas bajo investigación .....	227
6.1.10	Control de daños por la tangente .....	228
6.1.11	Desarrollo del programa .....	230
6.1.12	Programas de resistencia a la erosión .....	230
6.2	Control de daños de erosión por partículas sólidas .....	231
6.2.1	Reparación de toberas .....	231
6.2.2	Recubierta en tubos .....	232
6.2.3	Patrones de erosión .....	232
6.3.	Estudio de la erosión por partículas sólidas en las toberas y álabes de turbinas de vapor .....	234
6.3.1	Introducción .....	234
6.4	Disminución del rendimiento de turbinas de vapor de 37.5 MW y 128 MW, debido a desgaste de álabes por partículas sólidas, y métodos de corrección .....	239
6.4.1	Introducción .....	239
6.4.2	Condiciones de operación .....	240
6.4.3	Descripción de los daños .....	241
6.4.4	Identificación de las pérdidas .....	244
6.4.5	Método de corrección .....	245
6.4.6	Conclusiones .....	248
6.5	Control de daños por fatiga .....	249



6.5.1	Etapa de control de fallas .....	249
6.5.2	Fallas en las levas de escape de los álabes .....	250
6.5.3	Fallas en los álabes intermedios de las turbinas auxiliares .....	251
6.6	Control de daños por corrosión .....	252
6.6.1	Control del ambiente corrosivo .....	252
6.6.2	Materiales de álabes resistentes a la corrosión .....	254
6.6.3	Trabajos de la reducción de tensión .....	255
6.7	Control de la erosión de pigmentación por humedad .....	257
6.7.1	Campo de la reconstrucción .....	257
6.7.2	Taller de reconstrucción .....	257
6.7.3	Abastecimiento de la remoción de humedad .....	258
6.8	Auditorias técnicas para evaluar la eficiencia y potencia de turbinas de vapor y su impacto en los costos de mantenimiento .....	260
6.8.1	Introducción .....	260
6.8.2	Conceptualización básica del problema .....	261
6.8.3	Descripción del programa de computo .....	265
6.8.4	Diagrama de flujo .....	266
6.8.5	Datos de entrada .....	269
6.8.6	Resultados del análisis .....	272
6.8.7	Ejemplos de aplicación .....	273
6.8.8	Conclusiones .....	275
6.9	Análisis, diagnóstico y rehabilitación de componentes de turbinas en CTE's .....	277
6.9.1	Introducción .....	277
6.9.2	Alcance .....	278
6.9.3	Objetivo .....	278
6.9.4	Medición de la geometría del canal de flujo .....	278
6.9.5	Estado actual de los diafragmas .....	279
6.9.5.1	Bloque de toberas (Curtis 1) .....	279
6.9.5.2	Diafragma Curtis 2 .....	280
6.9.5.3	Diafragma 14 .....	280
6.9.6	Estado actual del rotor de la turbina .....	281
6.9.6.1	Ruedas 4, 5 y 6 .....	281
6.9.6.2	Ruedas 11 a 14 .....	281
6.9.6.3	Ruedas 15 a 18 .....	281
6.9.7	Estado actual de los sellos interiores .....	282
6.9.8	Análisis de la disminución de la potencia y eficiencia antes del mantenimiento .....	283
6.9.8.1	Potencia y eficiencia de referencia .....	283
6.9.8.2	Perdida de potencia considerando el desgaste de la etapa de regulación .....	284
6.9.8.3	Perdida de potencia considerando los dispositivos en el canal de flujo .....	284
6.9.8.4	Perdida de potencia considerando el incremento en claros en sellos internos .....	285



6.9.8.5	Resumen de la potencia y eficiencia antes del mantenimiento de la unidad .....	285
6.9.9	Influencia de las perdidas en el H.R. ....	286
6.9.10	Comentarios .....	287
6.9.11	Conclusiones y recomendaciones .....	288
6.10	Rehabilitación y extensión de vida útil de componentes de turbomaquinas .....	289
6.10.1	El diagnostico de las fallas .....	290
6.10.2	La rehabilitación de componentes .....	291
6.10.3	Conclusiones .....	295
6.11	Fallas Mecánicas .....	297
6.11.1	Fatiga de Ciclo Alto .....	297
6.11.2	Fatiga de Ciclo Bajo .....	298
6.11.3	Fallas de deslizamiento por alta temperatura .....	300
6.11.4	Efectos Corrosivos .....	301
6.11.5	Corrosión de rozamiento .....	304
6.11.6	Impactos de Partículas Sólidas .....	306
6.11.7	Fallas de Humedad .....	308
6.11.8	Material Erosivo de Partículas Sólidas .....	312

**7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....** 315

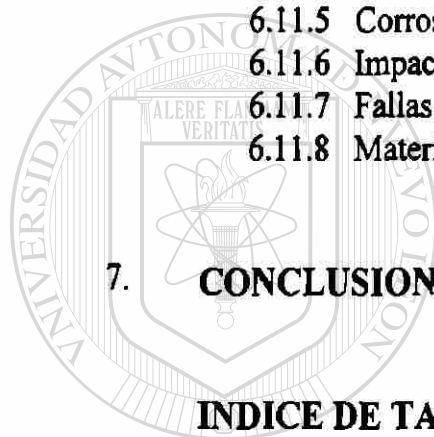
**INDICE DE TABLAS.....** 320

**INDICE DE FIGURAS .....** 323

**GLOSARIO .....** 327

**BIBLIOGRAFIA .....** 339

**AUTOBIOGRAFIA .....** 344



UANI

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

# SINTESIS

El contenido de esta tesis, el cual fue elaborado con el objetivo de servir como apoyo en la investigación, entendimiento, operación y mantenimiento de los álabes de turbomaquinas, se describe a continuación.

El **capítulo #2** trata de la dinámica del flujo de un fluido, ya que los motores, compresores, turbinas de vapor utilizan fluidos en estado gaseoso como medio de trabajo para su funcionamiento, una comprensión básica de la dinámica de los gases es esencial.

El análisis del flujo de un fluido, debe comprender y satisfacer cuatro leyes:

1. Conservación de masa.
2. Segunda Ley de Newton.
3. Conservación de energía (primera Ley de la termodinámica).
4. Segunda Ley de la termodinámica.

La aplicación y comprensión de estas leyes es esencial para el análisis del flujo de un fluido.

Otro de los puntos tratados en este capítulo es la velocidad sónica donde se tratan los disturbios que ocasiona cambio de presión en un fluido compresible. Los disturbios se propagan a la velocidad del sonido, cuando ocurren intensos disturbios, la onda de choque, se puede propagar a varias veces la velocidad del sonido. Esto es similar a la propagación de ondas de sonido. En este punto también se observa el número de Mach, el cual es un número adimensional que expresa la relación de la velocidad de un fluido a la velocidad del sonido en el mismo fluido. El número de Mach es un importante parámetro de flujo para estudiar el comportamiento de las ondas de choque. Donde el flujo de alta velocidad está comúnmente en contacto con tuberías, compresores, aviones jet, cohetes y turbinas de vapor y gas. Los efectos de compresibilidad, de disturbios de una desaceleración del gas, de una velocidad supersónica a una subsónica, son consideraciones importantes para el diseño de cualquier aparato mencionado anteriormente. Así mismo se trata la importancia de conocer los efectos de las ondas de choque normal, tipos de propagación de la onda normal, así como, los efectos de las mismas que pueden ser, débiles y fuertes, resaltando aquí el número y ángulos de Mach. También observamos la importancia que tiene el conocer las líneas de: Mach, Fanno y Rayleigh, y las funciones de Prandtl-Meyer para el análisis de un gas perfecto y otras sustancias en especial el vapor de agua.

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

También trata acerca de las propiedades de estancamiento, para un gas. Se observa que la entalpía de estancamiento es una función de la temperatura de estancamiento y presión de estancamiento. Por lo que la temperatura de estancamiento excede la temperatura estática por el equivalente de temperatura de la velocidad.

Otro tema es el número de Reynolds, que al igual que el número de Mach, el número de Reynolds es otro parámetro importante del flujo de un fluido. El número de Reynolds es definido como la relación de fuerzas inerciales a las fuerzas viscosas actuando sobre un fluido en movimiento. El número de Reynolds es adimensional. Para un flujo de gas, las fuerzas principales son la fuerza de inercia y la viscosidad.

También comprende las fricciones de un fluido compresible con transferencia de calor en un pasaje de sección uniforme. Donde el flujo en compresores, turbinas de vapor y gas y ductos bajo condiciones normales pueden ser asumidas como adiabáticas con errores despreciables. En el caso de combustibles regeneradores, e interenfriadores tal suposición no es válida. El término transferencia de calor se refiere al calentamiento o enfriamiento del medio del flujo por un sistema externo. La transferencia de masa del combustible se considera, como muy pequeña.

El estudio del efecto de transferencia de calor entre un gas que fluye y sus alrededores, algunas suposiciones son hechas para simplificar las relaciones. Estas suposiciones son:

1. Ningún trabajo externo es hecho por el gas
2. El flujo no tiene fricción.
3. El gas es ideal.
4. El pasaje del flujo es de sección de cruce uniforme.
5. El gas no tiene superficie, y por lo tanto las fuerzas de gravedad no están presentes.

Por último, se habla del álabe de propulsión que es una forma aerodinámica limitada principalmente por dos curvas y cuya longitud y anchura son muy grandes comparadas con su espesor. El álabe de propulsión debe ejercer una fuerza en el gas o vapor igual y opuesta a la reacción ejercida por el gas o vapor en el álabe. Estas fuerzas se expresan en términos de fuerza por unidad proyectada en un área a presión estática.

La fuerza resultante ejercida sobre el álabe de propulsión consiste en dos componentes, uno que es el levantamiento y la normal de la dirección de la velocidad de aproximación. El otro componente es el arrastre, que es paralelo a la dirección de velocidad de aproximación.

En el capítulo #3 se encuentran las herramientas Termodinámicas necesarias para analizar el flujo de fluidos a través de álabes fijos y móviles. Cabe aclarar que los dos



tipos de álabes que se instalan en una turbina de vapor reciben el vapor sobrecalentado, saturado y algunos pasajes en estado de mezcla termodinámica, en la parte de baja presión en sus últimos álabes, entonces, en estas máquinas se aplican los fundamentos de la Dinámica de los Fluidos, de los medios Mono y Bifásicos.

Se debe tener principal atención al caso complicado en el cual actúa el flujo de fluido en dos fases, es decir, el cálculo de los álabes que trabajan con vapor húmedo, se usan las ecuaciones generalizadas y en la mayoría de los rodetes los álabes funcionan con vapor al 100%, por lo que se trata con las ecuaciones simplificadas. Las herramientas termodinámicas más importantes son:

1. - Ecuación de estado.
2. - Ecuación de continuidad.
3. - Ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento.
4. - Ecuación de conservación de la energía.

Para la mayoría de los cálculos prácticos se considera que la fluencia del medio es estacionaria, estable, es decir, se acepta que todos los parámetros de flujo no varían en el tiempo y que la corriente es unidimensional. Sin embargo, cabe aclarar que los parámetros si varían con el tiempo y por ende, la variación se presenta en el espacio, estado no estacionario pulsaciones de las velocidades, presiones, temperaturas, interacciones complicadas de las fases, por lo que la dinámica del fluido, de flujos reales se tiene una complicación considerable, teniendo que recurrir en gran escala a los resultados de las investigaciones experimentales y se emplea la combinación de coeficientes experimentales y de los modelos matemáticos simplificados permitiendo así, obtener resultados bastante fidedignos.

La ecuación de estado se aplica con la ayuda de las tablas y diagramas de las propiedades termodinámicas, en la mayoría de las veces el diagrama ( $h-s$ ), para simplificar su aplicación.

Debido a que estas ecuaciones para gases y vapores reales, sobre todo en las partes donde están presentes las dos fases son bastante complicadas e incómodas para los cálculos prácticos y, en algunos casos, incluso para la solución por medio de la computadora.

Es necesario subrayar que las tablas y diagramas termodinámicos, reflejan las relaciones mutuas entre los parámetros solo para el estado de equilibrio del medio, mientras que los procesos que fluye rápidamente, estas correlaciones se pueden alterar sustancialmente. Estas ecuaciones con aplicación al medio de dos fases, se consideran algunas simplificaciones del cuadro real de la corriente y debe considerarse la discontinuidad del principio del medio y los procesos de intercambio Másico, de Energía, y de la cantidad de movimiento, que tiene lugar en él. El medio consta de las fases continuas de vapor y líquido para las cuales se le puede aplicar el Cálculo Diferencial.

Cabe aclarar que todo el proceso de intercambio entre las fases depende considerablemente de las dimensiones y de la forma de la partícula líquida, para determinar la correlación entre las velocidades de fase, trayectorias y otros parámetros.

Para obtener la ecuación de la continuidad es la simplificación de la ecuación de Bernoulli, para determinarla se aplica el principio de la conservación de la masa, que establece que la masa en cualquier proceso no se puede crear ni destruir simplemente sufrirá una transformación pero ésta permanecerá constante.

Esta ecuación en su forma más general es una Ecuación Diferencial parcial que varía con el tiempo y el espacio, por lo que su aplicación es bastante complicada, sobre todo cuando se considera el sistema en dos fases, pero que, con las consideraciones establecidas: un volumen de control, flujo estacionario, unidimensional, una sola fase sin tomar en cuenta velocidad de transición entre fases, velocidad a la que ocurre la evaporación o condensación según sea el caso, densidad parcial de la fase de vapor, grado de sequedad verdadero y de consumo del vapor (obtenido en tablas o diagramas

termodinámicos de equilibrio), coeficiente de deslizamiento que es una relación entre la fase líquida y de vapor, las fases de vapor y líquido en el espacio dado están separadas y cada una de ellas en su volumen de control se simplifica bastante y su aplicación más sencilla. La ecuación general se aplica en el caso general de fluencia del medio en una y dos fases, en presencia de intercambio de calor y másico, de rozamiento y deslizamiento de fases.

Para obtener la ecuación de la continuidad de movimiento se considera como base fundamental la segunda Ley del movimiento de Newton que establece que una fuerza ejercida sobre un cuerpo en un cierto instante es igual a la razón de variación de la cantidad de movimiento del cuerpo en ese instante. Para este propósito se aplica el concepto antes mencionado, así como, las consideraciones mencionadas en la ecuación de la continuidad.

En la aplicación a un volumen elemental de control, que se mueve en el medio formado por dos fases, el principio para determinar la ecuación de la conservación de la energía, puede formularse de la manera siguiente: la variación de la energía total del medio en el elemento separado y de la energía cedida o asimilada por este medio como consecuencia de las transiciones de fase durante cierto intervalo de tiempo, es igual a la suma de las potencias de las fuerzas másicas y superficiales, tomando en consideración, la cantidad de calor suministrado desde fuera al medio en el elemento separado (volumen de control). Aplicando el principio de la conservación de la energía que dice, la energía no puede ser creada ni destruida (primera ley de la termodinámica). Al hacer las mismas consideraciones para la ecuación de la continuidad y haciendo uso de ella, esta ecuación se simplifica y su aplicación resulta ser más sencilla.

El capítulo #4 contempla principalmente las relaciones para determinar los parámetros que regulan las dimensiones de los álabes en el cual se considera más conveniente la velocidad isoentrópica que la velocidad real, la velocidad isoentrópica se calcula por medio de la variación de entalpía del vapor que entra y sale de la turbina, esta variación es menor en las turbinas de gas que en las de vapor. Para mejorar la

eficiencia las turbinas de vapor se construyen de varias etapas. Las turbinas de gas, aunque la variación es menor también se construyen de varios escalones.

La distribución de la entalpía en cada uno de los escalones, en las turbinas de etapas múltiples, origina una serie de ventajas que permiten alcanzar un alto rendimiento en ambas turbinas.

Ventajas principales de las turbinas múltiples:

1. Empleando un número considerable de escalones para cada etapa, la variación de entalpía es pequeña tal que, a velocidades circunferenciales moderadas se asegura el valor óptimo de la relación de velocidad periférica y la del vapor a la salida de los álabes.
2. La reducción de la entalpía en un escalón y la disminución del diámetro del escalón, relacionadas con aquellas, conducen al aumento de la altura del álabe, es decir, disminución de las pérdidas en los extremos de las coronas de álabes, lo que eleva sustancialmente el rendimiento de la turbina y por ende de los álabes.
3. Cuando la parte del paso tiene el contorno suave, la energía cinética del flujo que deja una etapa de la turbina, puede usarse en parte o por completo en el escalón siguiente, de esta manera, aumenta la variación de entalpía disponible en la mayoría de los escalones y la velocidad de salida se pierde por completo sólo en el escalón regulador y en las últimas etapas de la turbina y sus cilindros.
4. Acorde al diagrama  $h-s$  se observa que la pérdida de energía en cada escalón, provoca un aumento de  $P_0$   $V_0$  delante de las etapas ulteriores, de esta manera, las pérdidas en el escalón anterior, conducen a cierto aumento en la variación de entalpía en las etapas ulteriores. Este aumento de la variación de entalpía total se toma en consideración con ayuda del así llamado coeficiente de retorno del calor. De esta manera, el rendimiento de una turbina múltiple es mayor que, el rendimiento medio de sus escalones separados.



5. En las turbinas de vapor de múltiples etapas se tienen tomas de vapor para el calentamiento del agua de alimentación, permitiendo elevar sustancialmente el rendimiento económico del ciclo térmico.

En los cinco apartados antes señalados que mejoran la eficiencia del ciclo y de la turbina, están íntimamente ligados con el buen desempeño del álabe, el cual operará con vapor sobrecalentado saturado y húmedo, motivo por el cual, el desarrollo metalográfico y térmico, es de vital importancia para una mejor eficiencia del álabe tal como se muestra en el **capítulo #5**. También en la actualidad se busca cambiar el tipo de metal, que se usa en la construcción de los álabes se busca sean de una densidad menor, para que el área del álabe se incremente y no se pierda resistencia, soporten esfuerzos de torsión, flexión, elevadas temperaturas, vapor húmedo; por ello también se investiga el uso de aleaciones para recubrir los álabes para protegerlos de la erosión, corrosión, etc.

En el **capítulo #6** se trata el mantenimiento preventivo y correctivo de los álabes.

Los costos de los combustibles de los recursos naturales y las restricciones impuestas por los organismos reguladores del medio ambiente, además de una tendencia encaminada al control total de calidad, han originado la ineludible necesidad de que las plantas generadoras de potencia eléctrica, operen en su punto óptimo de funcionamiento.

#### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Durante el mantenimiento a las turbinas, es común observar desgastes en los álabes móviles, ocasionados por la presencia de partículas sólidas, estos desgastes reducen considerablemente la eficiencia de la turbina, aumentando el consumo específico de calor y teniendo como consecuencia final una pérdida económica considerable.

Para analizar el funcionamiento de una turbina de vapor, realizando un análisis termodinámico del flujo, es necesario conocer la geometría de la turbina, así como sus condiciones de operación, por lo que se hace indispensable las mediciones físicas en el campo, debido a que los componentes sufren deterioro y modificaciones después de un cierto período de operación.

Este programa involucra aspectos termodinámicos, aerodinámicos y de geometría, efectuando cálculos termodinámicos siguiendo la trayectoria del flujo en una y dos dimensiones.

Los programas para vigilar el fenómeno de la erosión por partículas sólidas tanto en las turbinas de vapor como de gas, principalmente en las superficies que limitan el canal de flujo de los álabes. Una revisión bibliográfica de las publicaciones principales que versan sobre el tema, hace énfasis en la descripción de los modelos teóricos que definen el comportamiento de las trayectorias de las partículas sólidas en suspensiones y la solución de estos mediante métodos numéricos. Estos modelos desarrollados por Hussein F. y Tabakoff W., consideran la presencia de las componentes de la velocidad del flujo, en dirección radial sobre el canal de álabes, la cual es despreciada.

El desgaste de los álabes por partículas sólidas es un problema típico en las turbinas de vapor y gas y su influencia en el rendimiento interno de estas máquinas.

Además, se identifica y cuantifica las pérdidas de potencia y eficiencia de las turbinas, por lo que es de suma importancia seleccionar y aplicar el método de reparación adecuada con base en el material original, la geometría de los elementos y las condiciones de operación, pues tarde o temprano, piezas como álabes móviles y otros componentes presentan desgastes o daños por el uso y en ocasiones como consecuencia de un diseño, montaje o manufactura deficiente, lo que provoca pérdidas sustanciales en la eficiencia de la turbina.

Así, se detalla la tecnología de rehabilitación, para un caso específico de álabes fijos o móviles, utilizada en sitio para recuperar los parámetros de diseño de las turbinas.

El Instituto de Investigaciones Eléctricas ha desarrollado tecnologías relacionadas a esta área en comunión con la Comisión Federal de Electricidad y ha efectuado trabajos en esta área desde 1988.

La reparación, rehabilitación y extensión de la vida útil de componentes de turbomaquinaria que efectúa, ha permitido ahorros significativos a la Comisión Federal de Electricidad, así como a Petróleos Mexicanos y algunas otras industrias que usan equipos rotatorios.

Con estas tecnologías se pueden recuperar piezas en un 75 a 90% al que se representa el adquirir refacciones nuevas.

La primera reparación efectuada por el Instituto de Investigaciones Eléctricas fue en la central termoeléctrica de San Jerónimo, en Monterrey, Nuevo León, México.

Posteriormente en Cerro Prieto donde por primera vez en el mundo se rehabilitaron álabes, en la zona de tetones, sin desmontar la rueda, los tetones se recuperaron por soldadura, tratamiento térmico y maquinado.

En nuestro país por medio del instituto se han desarrollado tecnologías para enderezar los álabes y recuperar por depósito de soldadura estas piezas tan útiles para la turbina.

Además, ha desarrollado el diseño de dispositivos y escantillones especiales y el perfil del álabe por medio de Ingeniería Inversa. Los trabajos de rehabilitación actualmente se efectúan en el campo.

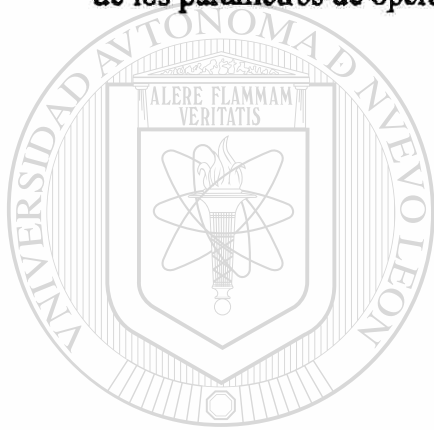
Es importante señalar que los análisis para cuantificar las pérdidas de potencia de las turbinas de vapor, ocasionadas por problemas muy variados tales como, depósitos, corrosión, erosión por partículas sólidas o húmedas, rugosidades, daños metálicos, consecuentemente se presenta la influencia de dichas pérdidas sobre el rendimiento térmico. Así mismo, se determina el incremento de costo de combustible por KW/Hora generado.

Estos son factores de decisiones de mantenimiento.

Para llevar a cabo el cálculo de estos factores se requiere de la información del diseño térmico de la unidad, es decir: Balances Térmicos y pruebas de operación de la unidad, así como de las mediciones en campo de la geometría actual de la turbina.

Esta información se debe alimentar a un programa de cómputo cuyo objetivo sea cuantificar las diferencias de eficiencias y potencia actual con respecto a la de diseño.

Así mismo debe establecerse un análisis de la tendencia global de la influencia e importancia de las pérdidas de potencia por su magnitud sobre la potencia de generación nominal, finalmente mostrar los logros obtenidos tanto de elementos rehabilitados, como de los parámetros de operación: presión, eficiencia y potencia.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

# CAPITULO 1

## INTRODUCCION



La presente tesis fue elaborada teniendo presente se cumplan tres objetivos fundamentales:

— El primero, poder obtener mi grado en ciencias de la Ingeniería con especialidad en Térmica y Fluidos.

Segundo, contribuir en la formación profesional de los alumnos de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León considerando principalmente el programa de la cátedra de Ingeniería Térmica VI.

Tercero, que sirva como respaldo en la solución de problemas técnicos que se presentan en las empresas que cuentan con turbinas de vapor o gas ya que en el capítulo seis se presentan algunas alternativas para prolongar la vida del álabe, así como las alternativas para su mantenimiento preventivo y correctivo.



## **FORMULACION DEL PROBLEMA**

La industria que cuenta en sus instalaciones con máquinas rotativas tiene una serie de problemas y gastos para mantener en operación su proceso con este tipo de máquinas, en este documento, se presentan algunas alternativas para la sustitución de algunas piezas cuyo procedimiento no requiere, necesariamente la sustitución total, ni la adquisición con el fabricante si no se presentan otras alternativas.

Se planea y se recomienda una serie de medidas para la optimización de la conservación de esas piezas así como el mantenimiento preventivo y correctivo.



## **JUSTIFICACION DEL TRABAJO**

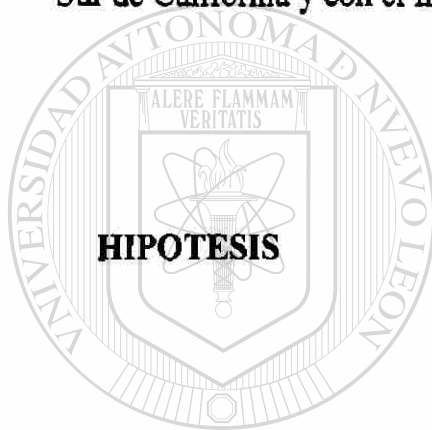
UANL

---

La elaboración de esta obra, tiene el firme propósito para apoyar las necesidades del mantenimiento de estas máquinas, y sobre todo, brindar un apoyo al material didáctico en nuestra facultad, contribuyendo sustancialmente en la economía y acervo cultural de los educandos.

## **METODOLOGIA**

Para sustentar eficientemente las bases de este trabajo, se efectuaron una serie de visitas a diferentes Centrales Termoeléctricas de Comisión Federal de Eletricidad para estar presente en la reparación de dos turbinas de gas en Huinala y el Mezquital asi como en Río Escondido donde se reparó una turbina de vapor, también se estuvo presente en San Jerónimo para observar el ciclo de potencia y consultar su acervo bibliográfico. Asi mismo, se entablo comunicación con la compañía de Electricidad del Sur de California y con el Instituto de Investigaciones Electricas de México.



# UANL

---

Con la finalidad de incrementar la vida útil de las turbomaquinas, recomiendo poner en práctica las alternativas que aqui se observan, para evitar la interrupción prolongada del proceso y gastos incesarios en la solución de este tipo de problemas.

# CAPITULO 2

## DINAMICA ELEMENTAL DE GASES

### 2-1. DINAMICA DE FLUJO DEL FLUIDO

En general, el flujo de un fluido es de carácter tridimensional, sin embargo, un análisis basado en la característica precisa del flujo del fluido lleva a relaciones extremadamente complejas que pueden ser evitadas por ciertas suposiciones simples. Una suposición que debemos hacer significa que las propiedades del flujo de fluido son unidimensionales. Esta suposición significa que las propiedades del cambio del flujo del fluido cambian únicamente en la dirección del flujo, tal suposición no quiere decir que el análisis es trivial, para muchos fenómenos físicos de flujo del fluido se ilustra bien por el fluido unidimensional. Por ejemplo, el análisis unidimensional es usualmente válido aún cuando las propiedades en otras direcciones cambian, éstos cambios provistos, son pequeños en comparación con el cambio en la dirección de flujo. Igual en el caso de flujo por un pasaje en la sección de cruce variable, el análisis unidimensional es válido, desde las propiedades en cualquier plano perpendicular a la dirección de flujo, puede suponerse a ser incambiables. El análisis de flujo del fluido, debe satisfacer cuatro leyes: (1) conservación de masa, (2) segunda ley de Newton, (3) conservación de la energía (primera ley de la termodinámica) y (4) segunda ley de la termodinámica. Empezaremos con la aplicación de estas leyes en el análisis de flujo del fluido. Para el caso especial de un fluido fluyendo en un tubo recto de sección constante, y en la ausencia de fricción interna o viscosidad, la velocidad de cualquier partícula del fluido

es paralela a las paredes del tubo, como se muestra en la Fig. 2-1a, y la velocidad, tiene el mismo valor para todos los puntos en la sección de cruce. Lo mismo, cuando fuerzas viscosas están presentes, el análisis puede ser basado en la velocidad media. Ahora si  $A$  es el área de sección del tubo, la velocidad del fluido a ésta sección es  $V$ , y “ $v$ ” el volumen específico, entonces el volumen de fluido cuyo flujo en un tiempo  $dt$  es;

$$\text{Volumen} = AVdt$$

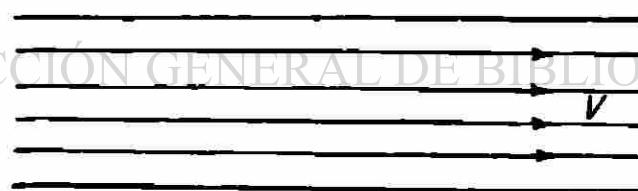
y la relación de volumen de flujo

$$\text{relación de volumen de flujo} = AV \quad (2-1)$$

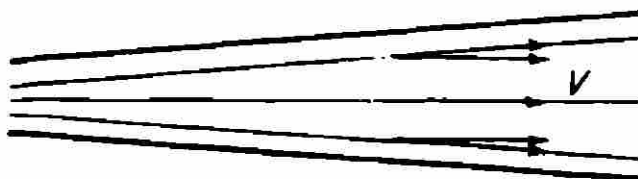
La relación de masa de flujo es igual a la relación de flujo de volumen dividido por el volumen específico del fluido o multiplicado por la densidad.

$$\text{Flujo en masa} = \frac{AV}{v} \quad (2-2)$$

Si el área de sección de cruce del tubo varía, como se muestra en la Fig. 2-1b, la velocidad varía en dirección y magnitud en todos los puntos de la sección.



(a)



(b)

Fig. 2-1. Distribución de velocidad en ausencia de fricción interna.

Si el área no cambia abruptamente, los componentes transversales de velocidad son comparativamente pequeños, y pueden ser supuestos como una aproximación razonable de que la velocidad es axial en dirección y tiene una magnitud que da la relación correcta de masa de flujo. Bajo estas condiciones la Ec. (2-1) se puede aplicar con la especificación que  $V$  es la velocidad promedio arriba del área de sección de cruce  $A$ . Generalmente hablando, la velocidad varía de un punto a otro en una dirección axial, y a un punto en particular que varía con el tiempo. Por eso, en una dirección axial la velocidad es una función de posición y tiempo. Otras cantidades, tales como presión, densidad, y energía interna, estarían también en funciones de posición y tiempo. Además de las fuerzas gravitacionales, las únicas fuerzas en un elemento de fluido son aquellas exhortadas por las paredes del tubo o elementos adyacentes del fluido.

Se pueden emplear dos métodos de análisis del flujo. El método Lagrange considera una masa definida de fluido, siguiéndolo en imaginación como procede a lo largo del pasaje del tubo. El método Euleriano, considera un elemento de volumen arreglado en el espacio, conocido como control de volumen, y toma dentro de la cuenta de flujo de masa, momento y energía dentro y fuera del volumen. El método Euleriano se usará aquí. Considere un control de volumen consistente en un elemento de un tubo de longitud  $dx$  como muestra la Fig. 2-2a. La relación de flujo de masa a través de la corriente de superficie es  $(\rho AV)$  y la masa a través de la corriente inferior es  $[AV+d(\rho AV)]$  donde  $d(\rho AV)$  es el cambio en el producto  $(\rho AV)$  entre las superficies de corriente superior e inferior. (Siendo  $\rho = \frac{1}{v}$ ).

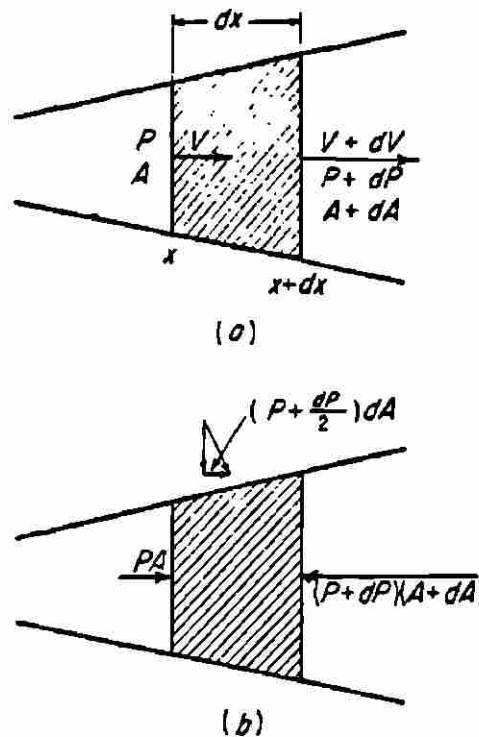


Fig. 2-2. Flujo de un elemento de fluido en un tubo de variación de sección de cruce

La diferencia entre las relaciones de la masa de flujo dentro y fuera del volumen es igual a la relación de masa neta de flujo, dentro del volumen de control, o  $-d(\rho AV)$ . Siendo que  $dx$  es pequeño;

$$-d(\rho AV) = -\frac{\partial}{\partial x} (\rho AV) dx$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Si la relación de flujo de la masa dentro del volumen de control excede el flujo fuera, la masa en el volumen de control aumenta

$$dm = \rho A dx$$

a una relación de aumento

$$\frac{\partial}{\partial t} (dm) = A dx \frac{\partial \rho}{\partial t}$$

las dos ecuaciones se substituyen y de ahí se precede



$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho AV) = 0 \quad (2-3)$$

la cual es conocida como la ecuación de continuidad, y es una consecuencia de la ley de Conservación de la masa.

Considerando enseguida el flujo del momento, se nota que el momento es llevado dentro y fuera del volumen de control por el cruce de fluido en la superficie de control. La relación de flujo de la corriente en la superficie superior es el producto de la relación del flujo de masa y la velocidad, o  $(\rho AV^2/g)$ . El flujo correspondiente del momento fuera del volumen de control (cruzando la superficie de corriente inferior) es  $(\rho AV^2/g + d(\rho AV^2/g))$  y la relación neta de flujo de momento es;

$$-d\left(\rho \frac{AV^2}{g}\right) = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho \frac{AV^2}{g}\right) dx$$

El momento del fluido en el volumen de control es

$$\frac{dm}{g} V = \rho \frac{AV}{g} dx$$

La relación de cambio en el momento en el tiempo es

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{dm}{g} V\right) = \rho \frac{A}{g} \frac{dx}{\partial t} (\rho V)$$

Refiriéndose a la Fig. 2-2b puede notarse que la fuerza de la corriente en la superficie superior es  $(PA)$  y en la superficie inferior es;

$$(P + dP)(A + dA) = PA + PdA + AdP$$

reteniendo únicamente los diferenciales de primer orden. La presión promedio en el lado de las paredes es  $(P + dP/2)$  y el componente de fuerza está en una dirección axial de corriente inferior debido a esta presión promedio es

$$(PA + PdA) - (PA + PdA + AdP) = -AdP = -A \frac{\partial P}{\partial x} dx$$

Despreciando los diferenciales de orden superior. La fuerza resultante es

$$\left(P + \frac{dP}{2}\right)dA = P dA$$

Según la segunda ley de Newton, la relación de cambio de momento es igual a la fuerza resultante. A esto debe ser sumado el cambio neto de momento, debido al flujo a través de las superficies de volumen de control. Por lo tanto

$$\frac{A}{g} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \rho \frac{AV^2}{g} \right) = -A \frac{\partial P}{\partial x} dx \quad (2-4)$$

Relación de cambio  
de momento

+

Relación neta de flujo  
de momento a través de  
superficies de control

=

Fuerza  
Resultante

La ecuación (2-4) es conocida como la ecuación de momento y es una consecuencia de la segunda ley de Newton. Considerando finalmente el flujo de energía, se nota que la relación de flujo de energía por la corriente en la superficie superior dentro del volumen de control es igual al producto de la relación de flujo de masa y la energía de una unidad de masa. La energía de la unidad de masa es igual a la energía interna  $u$  y la energía cinética  $(V^2/2g)$ . La relación de flujo de energía por la corriente en la superficie superior hacia el volumen de control esta escrita como:

$$AV \left( u + \frac{V^2}{2g} \right)$$

Y la relación neta de flujo de energía hacia el volumen de control es

$$-d\left[\rho AV\left(u + \frac{V^2}{2g}\right)\right] = -\frac{\partial}{\partial x}\left[\rho AV\left(u + \frac{V^2}{2g}\right)\right] dx$$

La energía del fluido en el volumen de control es

$$dm\left(u + \frac{V^2}{2g}\right) = A dx\left[\rho\left(u + \frac{V^2}{2g}\right)\right]$$

y la relación de cambio de tiempo de esta energía es

$$A dx \frac{\partial}{\partial x}\left[\rho\left(u^2 + \frac{V^2}{2g}\right)\right]$$

La energía en el volumen de control aumenta en una relación igual a la suma de la relación neta de energía fluyendo hacia el volumen de control y la relación de trabajo. La relación en la cual el trabajo está hecho por la corriente en la superficie superior es igual a  $(PAV)$  y la relación de trabajo hecho por la corriente en la superficie inferior es  $[PAV+d(PAV)]$  siendo que la relación neta de trabajo es

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$-d(PAV) = -\frac{\partial}{\partial x}(PAV) dx$$

ya que las fuerzas en las paredes del tubo, no resultan del trabajo, porque las paredes son rígidas.

Si la suma de la relación neta, de flujo de energía hacia el volumen de control y la relación de trabajo es igualada a la relación de incremento de energía en el volumen de control, el resultado es

$$-\frac{\partial}{\partial x}\left[\rho AV\left(u + \frac{V^2}{2g}\right)\right] dx - \frac{\partial}{\partial x}(PAV) dx = A dx \frac{\partial}{\partial t}\left[\rho\left(u + \frac{V^2}{2g}\right)\right]$$

sin embargo,

$$A \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( u + \frac{V^2}{2g} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho AV \left( u + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2g} \right) \right] = 0$$

$$u + \frac{P}{\rho} = u + Pv = h$$

donde  $v$  es el volumen específico y  $h$  es entalpía (el factor de la conversión  $J$  se ha omitido en la suposición que esas unidades serán incluidas). Finalmente,

$$A \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( u + \frac{V^2}{2g} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ PAV \left( h + \frac{V^2}{2g} \right) \right] = 0 \quad (2-5)$$

La Ecuación (2-5) es la ecuación de la energía para flujo en la ausencia de transferencia de calor y es una consecuencia de la primera ley de la termodinámica.

Si el flujo no solamente es unidimensional, sino también estable, la derivada en el tiempo en las ecuaciones de continuidad, momento y energía son iguales a cero. Por consiguiente la ecuación de continuidad [Ec. (2-3)] se convierte

$$d(\rho AV) = 0 \quad (2-6)$$

ó

$$G = \rho AV = cte.$$

La ecuación de momento [Ec. (2-4)] se convierte

$$d\left(\rho \frac{AV^2}{g}\right) + A dp = 0 \quad (2-7)$$

$$\rho \frac{V dV}{g} + dp = 0 \quad (2-8)$$

Finalmente la ecuación de energía [Ec. (2-5)] se convierte

$$d\left[\rho AV \left(h + \frac{V^2}{2g}\right)\right] = 0$$

la cual cuando se combina con la Ec. (2-6) se substituye a

$$d\left(h + \frac{V^2}{2g}\right) = 0 \quad (2-9)$$

Todas las ecuaciones anteriores se aplican a un fluido compresible no viscoso.

## 2-2. VELOCIDAD SONICA Y NUMERO MACH.

Un disturbio, tal como un cambio de presión, se propaga en un fluido compresible en una manera similar a la propagación de ondas de sonido. Disturbios débiles se propagan a la velocidad del sonido o velocidad sonica. Un intenso o explosivo disturbio, conocido como una onda de choque, se puede propagar varias veces la velocidad sónica.

Una onda originada en un punto en el espacio se propaga en un frente esférico y se aproxima a una onda plana a una distancia considerable de la fuente del disturbio. La figura 2-3 representa las condiciones que existen en la propagación de una onda plana. En la Fig. 2-3, se propaga una onda plana cuando el pistón repentinamente es movido hacia la izquierda a una velocidad constante  $U$ . A la izquierda inmediata del pistón, el fluido tiene una velocidad  $U$  igual a la de ese pistón. La frontera del lado izquierdo del fluido teniendo la velocidad del pistón en el frente de la onda la cual avanza hacia la

izquierda con una velocidad de propagación  $V$ , la magnitud de la cual depende en parte la velocidad  $U$ , son; las propiedades del fluido, y la alza en la presión del fluido en movimiento. A la izquierda de la onda, el fluido es estacionario.

La figura 2-4 describe una situación similar a aquella en la Fig. (2-3) sólo que las ecuaciones derivadas en la sección precedente pueden ser más fácilmente aplicables.

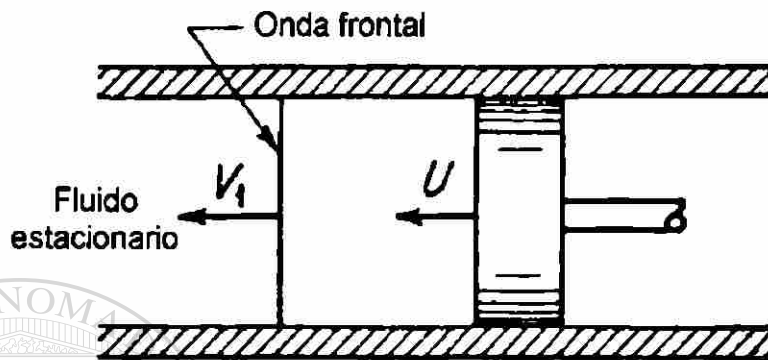


Fig. 2-3. Propagación de una onda frontal

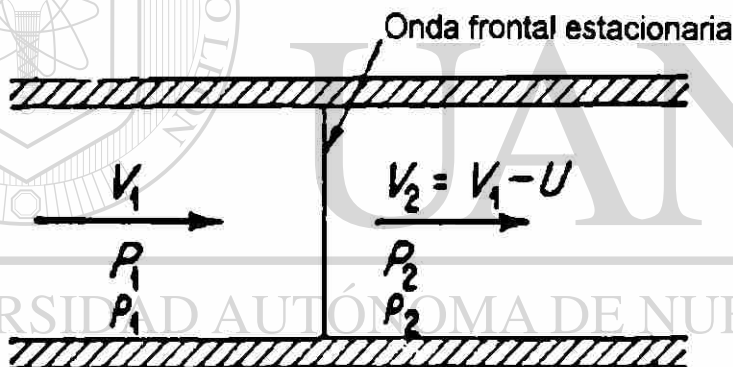


Fig. 2-4. Observador moviéndose con la onda frontal

El fluido a la izquierda del frente de onda, se mueve a la derecha con una velocidad  $V_1$ , mientras que el frente de onda se queda estacionario. El fluido a la derecha del frente de onda se mueve con una velocidad ( $V_2 = V_1 - U$ ). En efecto, los movimientos del fluido a la derecha a través de un frente de onda, en un tubo de área de sección de cruce constante. La presión y la densidad correspondientes a la izquierda y derecha del frente de la onda, son designadas por los subíndices 1 y 2, respectivamente.



Ahora la velocidad, presión, y densidad son invariables con el tiempo en cualquier punto y siendo que el área es constante, la ecuación de la continuidad [Ec. (2-3)] se reduce a

$$\frac{d}{dx} (\rho V) = 0$$

ó

$$\rho V = \text{const}$$

La ecuación de momento [Ec. (2-4)] se reduce a

$$\frac{d}{dx} \left( \rho \frac{V^2}{g} \right) + \frac{dP}{dx} = 0$$

ó

$$\rho \frac{V^2}{g} + P = \text{const}$$

Cuando estas ecuaciones de momento y continuidad se aplican a los puntos a la derecha y a la izquierda del frente de onda.

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$$

y

$$\frac{\rho_1 V_1^2}{g} + P_1 = \frac{\rho_2 V_2^2}{g} + P_2$$

Resolviendo la primera de las dos ecuaciones precedentes para  $V_1$ , buscando el resultado, y sustituyendo en la segunda ecuación.

$$V_1 = \sqrt{g \frac{\rho_2}{\rho_1} \left( \frac{P_2 - P_1}{\rho_2 - \rho_1} \right)} \quad (2-10)$$

Se debe notar que aunque la velocidad  $U$  no aparece en la Ec. (2-10) la presión  $P_2$  depende de esta velocidad.

Si la presión diferencial ( $P_2 - P_1$ ) es grande en comparación con la presión ( $P_1$  ó  $P_2$ ), una fuerte onda de choque existe. Sin embargo, lo que concierne aquí es para un choque débil en el cual la distorsión es propagada a la velocidad sónica. En este caso la presión y diferencias de la densidad son pequeñas, ( $\rho_2/\rho_1 \approx 1$ ) y  $[(P_2 - P_1) / (\rho_2 - \rho_1) \approx dP/d\rho]$ . De acuerdo,

$$a = \sqrt{g \frac{dP}{d\rho}} \quad (2-11)$$

la cual es la velocidad de un disturbio débil o la velocidad sónica. El símbolo  $a$  se usa comúnmente para representar la velocidad sónica.

Siendo que la presión y la densidad del fluido cambia al cruzar el frente de onda, está claro que un cambio en el estado termodinámico ocurre. Si este cambio de estado es rápido, se puede considerar como adiabático y, más adelante, no hay fricción interna, el proceso es reversible y adiabático y, por lo tanto, isoentrópico. Entonces:

$$a = \sqrt{g \left( \frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_s}$$

ó DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$a = \sqrt{-g \frac{v}{\rho} \left( \frac{\partial P}{\partial v} \right)_s} \quad (2-12)$$

La compresibilidad isoentrópica se define como

$$K_s = -\frac{1}{v} \left( \frac{\partial v}{\partial P} \right)_s$$

y de aquí

$$a = \sqrt{\frac{g}{\rho K_s}} \quad (2-13)$$

Ahora se puede ver que la velocidad sónica en un fluido es una función de la densidad y de la compresibilidad isoentrópica del fluido. Esta ecuación, claro, no se aplica en el caso de choque fuerte, pero se aplica a cualquier fluido no viscoso para choques débiles.

Considerando ahora un gas ideal, el cambio de la ecuación para cualquier proceso isoentrópico es

$$P v^k = \text{const}$$

Diferenciando logarítmicamente,

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_s = -\frac{kP}{v}$$

y

$$\frac{dP}{P} + k \frac{dv}{v} = 0$$

Por lo tanto

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s = -v^2 \left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_s = kPv = kRT$$

y como resultado

$$a = \sqrt{gkPv} = \sqrt{gkRT} \quad (2-14)$$

El número de Mach es un número adimensional expresando la relación de la velocidad local de un fluido a la velocidad del sonido en el mismo fluido, o

$$M = \frac{V}{a} \quad (2-15)$$

En el caso de un gas ideal, el número de Mach puede escribirse

$$M = \frac{V}{\sqrt{gkRT}} \quad (2-16)$$

El número de Mach es un importante parámetro para el flujo y será de mucho interés posteriormente.

### 2-3. ONDAS DE MACH.

Flujos de alta velocidad (sónico o supersónico) son comúnmente encontrados en conexión con álabes de vapor y gas, compresores, aviones jet, cohetes y proyectiles. Los efectos de compresibilidad de disturbios de una desaceleración del gas, de una velocidad supersónica a una subsónica, son consideraciones importantes para el diseñador de cualquier aparato anteriormente mencionado.

Considerando un disturbio esférico tal como una chispa intermitente eléctrica o cambio de presión en un gas. El fenómeno resultante es ilustrado por la Fig. 2-5a. El frente de onda causado por los disturbios se propaga por sí mismo en todas direcciones a velocidad del sonido en el gas. Supóngase que el gas este en movimiento con una velocidad de flujo menor que aquella del sonido del gas. La figura 2-5b representa este caso. La velocidad neta de propagación del frente de onda hacia arriba de la corriente es  $(a - V)$  y a corriente inferior  $(a + V)$ . Siendo que  $(a > V)$ , el frente de onda se mueve corriente arriba al igual que corriente abajo. Otra situación donde la velocidad de flujo es

supersónica se muestra en la Fig. 2-5c. Siendo que ( $V > a$ ), la velocidad neta de propagación de onda, corriente arriba es negativa y siendo que el frente de onda no se mueve corriente arriba. Está claro de la Fig. 2-5a y b que el frente de onda pueda moverse hacia la infinitad. Sin embargo, la Fig. 2-5c muestra que los frentes de onda esféricos se encuentran dentro de un cono cuyo vértice es la localización original del disturbio. Esto es consecuencia de la velocidad neta negativa de la propagación de onda corriente arriba. Se puede observar que la velocidad de propagación normal a los lados del cono es siempre sónica.

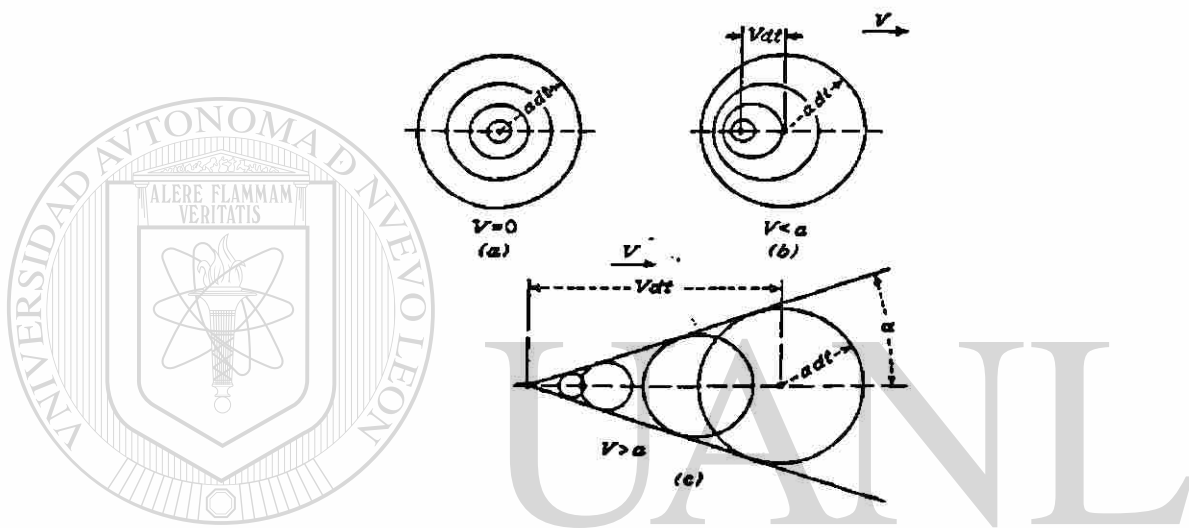


Fig. 2-5 Ondas de sonido en un gas

Considerando la Fig. 2-5c, la mitad del ángulo  $\alpha$  del cono puede expresarse

$$\alpha = \arcsen \frac{a}{V} = \arcsen \frac{a}{V} = \arcsen \frac{1}{M} \quad (2-17)$$

El ángulo  $\alpha$  es llamado el ángulo de Mach debido a la relación mostrada en la ecuación previa. Las ondas son conocidas como ondas de Mach y los lados del cono como líneas de Mach. Estas ondas son muy débiles y la transición de energía a través de sus fronteras, se lleva a cabo isoentrópicamente. Por lo tanto, el uso de los módulos de volumen isoentrópicos en la Ec. (2-13) es justificado.

## 2-4. ONDAS DE CHOQUE EN PLANO NORMAL

Considere el caso de flujo de desaceleración de una velocidad supersónica a una subsónica, como la representada en la Fig. 2-6, un disturbio ocurre en la región subsónica, y el frente de onda se mueve corriente arriba a una velocidad  $(a - V)$  hasta que se alcance el punto 2 donde  $(V = a)$ ,  $(V - a = 0)$ , y  $(M = 1)$ . Es evidente que el frente de onda ahora no puede pasar a la barra sónica. Los frentes de onda, se acumulan cuando se aproxima a  $x-x$  como un límite creando un disturbio grande el cual resulta en discontinuidad con el choque asistente. La línea  $x-x$  es la línea de Mach y el ángulo Mach es de  $90^\circ$  consistente con un número de Mach igual a la unidad. Siendo que no hay cambio en la dirección del flujo de onda de choque aparece como una onda estacionaria en un plano normal mostrado en la figura 2-6. Si un flujo acelerado es considerado cuando la velocidad del fluido acelera de una subsónica a una supersónica, el choque normal no ocurrirá. El frente de onda se mueve corriente abajo a una velocidad  $(a + V)$  y por lo tanto nunca es cero.

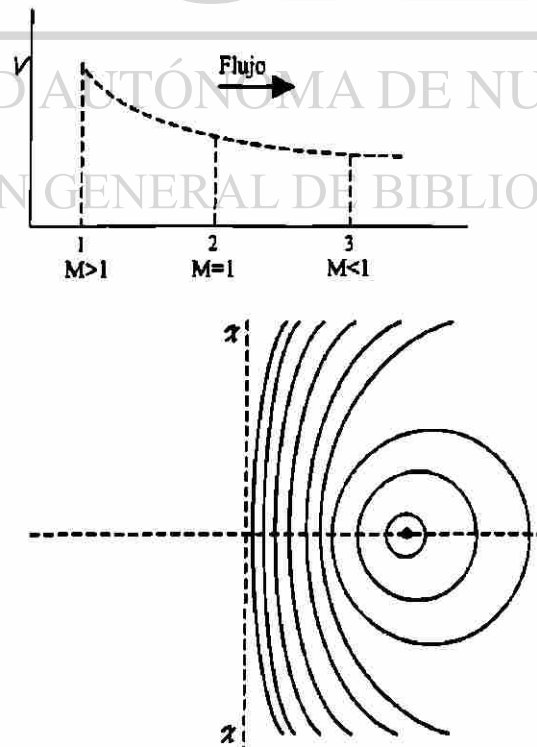


Fig. 2-6. Flujo de desaceleración con un disturbio en una región subsónica (plano normal de choque)



El movimiento corriente arriba del frente de onda emanando de un disturbio en la región subsónica esta a una velocidad neta  $(a-V)$  y siendo  $(a>V)$  esta suma nunca puede ser igual a cero, y no ocurre choque. Los disturbios ocurridos en la región supersónica se propagan corriente arriba a velocidad  $(a-V)$ , donde  $(V>a)$ , y por lo tanto nunca alcanza la barrera sónica.

El choque es un evento que ocurre tan rápidamente que puede ser considerado como un proceso adiabático esencial. Siendo que ningún trabajo se ha hecho, sigue de la primera ley que el total de energía del sistema debe ser constante. Sin embargo, hay un incremento de entropía con una disminución en la disponibilidad de energía. La disminución de disponibilidad es, claro, una fuente de pérdida. Este fenómeno es por lo tanto de gran interés para el diseñador de compresores y alabes. Puede parecer que la compresión de choque es una condición de ser evitado, sin embargo, últimamente mucha atención ha sido dirigida al posible uso de este fenómeno para lograr la compresión en los compresores del aire. Nada en el material usado, muestra que el choque de rarefacción no es posible. Un choque de rarefacción es el opuesto de un choque de compresión anteriormente descrito. Si un choque de rarefacción fuera posible en lugar de una alza de presión estática a través del choque, el flujo puede acelerarse desde una velocidad subsónica a una supersónica. Aunque la imposibilidad de una rarefacción puede ser demostrada por un análisis riguroso, un análisis cualitativo es satisfactorio para los propósitos de este capítulo. Siendo que el choque de compresión es acompañado con un incremento en la entropía, la rarefacción ocurre con una disminución en la entropía. Una disminución en la entropía con energía total constante a través del choque puede ser una clara violación a la segunda ley de la termodinámica. Por lo tanto solo un choque de compresión es posible.

## 2-5. RELACION EN UNA PROPIEDAD DE ESTADO A TRAVES DEL CHOQUE PLANO NORMAL

El plano en el cual el choque normal ocurre, puede ser considerado infinitamente delgado para que la acción se pueda considerar entre líneas de corriente paralelas. Si las condiciones del choque anterior se representan por el subíndice 1 y las de después del choque por el subíndice 2, entonces desde la Ec. (2-7) por continuidad, asumiendo un área de control constante en su superficie de control y un gas ideal,

$$\frac{G}{A} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2}$$

De la conservación del momento

$$F = \frac{G}{g} dV = P_2 A - P_1 A = \frac{G}{g} (V_1 - V_2)$$

$$P_2 - P_1 = \frac{G}{Ag} (V_1 - V_2)$$

$$P_2 - P_1 = \frac{V_1^2}{v_1 g} - \frac{V_2^2}{v_2 g}$$

Substituyendo para  $V$  su equivalente ( $RT/P$ ) de la ecuación de estado,

$$P_2 - P_1 = \frac{P_1 V_1^2}{gRT_1} - \frac{P_2 V_2^2}{gRT_2}$$

$$\text{Pero } \frac{V_1^2}{gKRT_1} = M^2 \text{ y } P_2 - P_1 = k(P_1M_1^2 - P_2M_2^2)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{kM_1^2 + 1}{kM_2^2 + 1} \quad (2-18)$$

Esta es una forma de la ecuación de Rayleigh, para un choque normal de plano para un gas ideal en flujo isoentrópico.

La ecuación de energía la Ec. (2-8) para un gas ideal puede expresarse como sigue

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2gJ} = Cv(T_1 - T_2) + \frac{P_1v_1 - P_2v_2}{J}$$

y siendo que

$$Cv = \frac{R}{J(k-1)}$$

$$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} = \frac{k}{k-1} (P_1v_1 - P_2v_2)$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

ó DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$\text{y } P_1v_1 \left[ 1 + \frac{V_1^2(k-1)}{2gkP_1v_1} \right] = P_2v_2 \left[ 1 + \frac{V_2^2(k-1)}{2gkP_2v_2} \right] \quad (2-19)$$

De la ecuación de estado, ( $Pv=RT$ ), y  $M = \frac{V}{\sqrt{gkP_1v_1}}$

$$T_1 \left[ \frac{2 + (k-1)M_1^2}{2} \right] = T_2 \left[ \frac{2 + (k-1)M_2^2}{2} \right]$$

$$\delta \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{2 + (k-1)M_1^2}{2 + (k-1)M_2^2} \quad (2-20)$$

La ecuación (2-20) da la relación de temperaturas absolutas antes y después de un choque para un gas ideal.

En la Ec. (2-19), se observa que  $(V/v)$  es constante y que  $(V = M\sqrt{gkRT})$ .

$$P_1 M_1 \sqrt{gkRT_1} \left[ \frac{2 + (k-1)M_1^2}{2} \right] = P_2 M_2 \sqrt{gkRT_1} \left[ \frac{2 + (k-1)M_2^2}{2} \right]$$

Substituyendo la Ec. (2-20),

$$P_1 M_1 \left[ \frac{2 + (k-1)M_1^2}{2} \right] = P_2 M_2 \left[ \frac{2 + (k-1)M_2^2}{2} \right] \quad (2-21)$$

La Ec. (2-21) es una forma de la ecuación de Fanno para un gas ideal, de las ecuaciones (2-18) y (2-21),

$$\frac{M_1 \left[ \frac{2 + (k-1)M_1^2}{2} \right]^{1/2}}{1 + kM_1^2} = \frac{M_2 \left[ \frac{2 + (k-1)M_2^2}{2} \right]^{1/2}}{1 + kM_2^2} \quad (2-22)$$

la ecuación (2-22) da la relación entre los números de Mach antes y después del choque en términos de la relación de calor específico. Esta claro que una solución de la Ec. (2-22) es  $(M_1 = M_2)$  para flujo ininterrumpido, sin la discontinuidad. Por lo tanto,  $(M_1 - M_2)$  es un factor. Viendo la Ec. (2-22), al multiplicar y dividir a través de  $(M_1 = M_2)$ , el resultado es:

$$M_2^2 = \frac{2 + (k-1)M_1^2}{2kM_1^2 - (k-1)} \quad (2-23)$$

Las ecuaciones (2-18) y (2-20) pueden no resolverse ahora en términos de los números de Mach antes y después del choque, así que

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{2kM_1^2 - (k-1)}{(k+1)} \quad (2-24)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{[2kM_1^2 - (k-1)][2 + (k-1)M_1^2]}{(k+1)^2 M_1^2} \quad (2-25)$$

Siendo que ( $Pv = RT$ ), de la Ec. (2-25),

$$\frac{P_2 v_2}{P_1 v_1} = \frac{T_2}{T_1} = \frac{[2kM_1^2 - (k-1)][2 + (k-1)M_1^2]}{(k+1)^2 M_1^2}$$

Substituyendo para  $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ , su equivalente, de la Ec. (2-24),

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{2 + (k-1)M_1^2}{(k+1)M_1^2} \quad (2-26)$$

como

$$\frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2}$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{2 + (k-1)M_1^2}{(k+1)M_1^2} \quad (2-27)$$

Siendo que la relación de estado de propiedades a través de un plano unidimensional de choque normal en un gas ideal en flujo isoentrópico puede ser expresada en términos del número de Mach antes del choque y la relación de calores específicos. A valores muy altos de  $M_1$ , un gran cambio de temperatura es evidente a través del choque, necesitado tener en cuenta la variación de calores específicos.

## 2-6. ONDAS INCLINADAS U OBLICUAS

La Sección 2-4 incluyó una discusión de la formación de líneas de Mach inclinadas en una corriente de gas supersónica causada por una perturbación produciendo ondas esféricas, las cuales se propagan a la velocidad del sonido en el gas. Si una hendidura simétrica delgada ( $\theta$  muy pequeño) se sumerge en el gas, para que el bisector de  $\theta$  sea paralelo a la dirección de la velocidad aproximada, las ondas bidimensionales similares a las líneas de Mach son producidas. Como las líneas de Mach descritas en la Ec. 2-4, estas ondas bidimensionales, son ondas de choque débiles y oblicuas. Los cambios de estado en las propiedades del gas a través de choques débiles son muy pequeños y el proceso puede tomarse en cuenta como esencialmente isoentrópico. El ángulo de inclinación de una onda de choque débil y oblicua referida en la dirección de la velocidad aproximada, es equivalente al ángulo de Mach  $\alpha$  (véase Fig. 2-7).

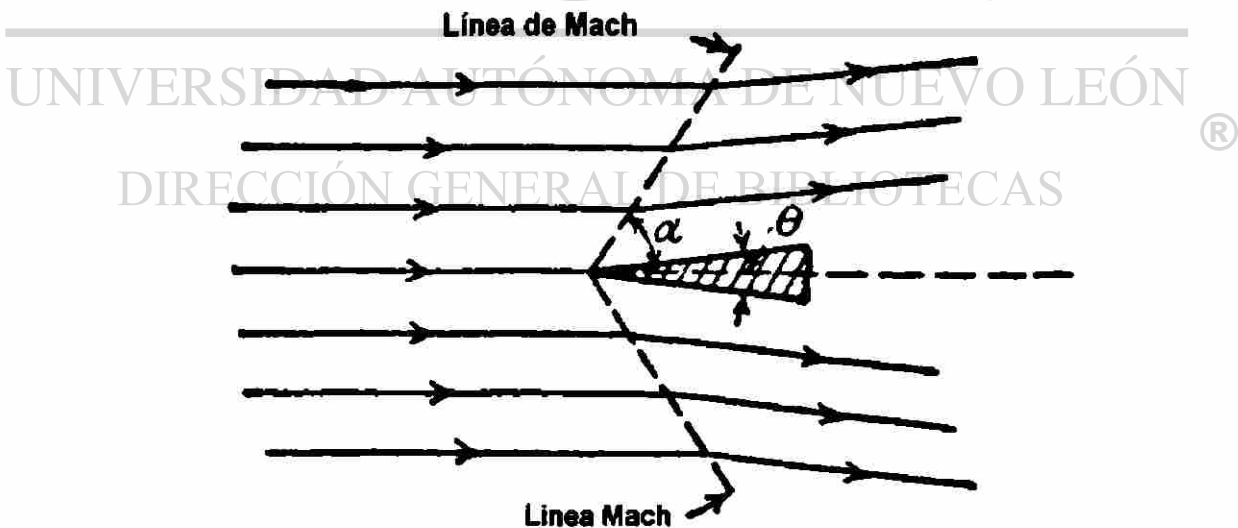


Fig. 2-7. Ondas de choque débiles y oblicuas.  
( $\theta$  muy pequeño)



Considerando el flujo supersónico de un gas a lo largo de la pared de un pasaje divergente, donde un pequeño cambio de dirección  $d\theta$  ocurre como se muestra en la figura 2-8. Este es análogo al flujo que pasa por la superficie más baja de la delgada hendidura de la Fig. 2-7. Suponiendo velocidad uniforme en la distribución de las líneas de corriente de gas, entonces  $V_1$  representa la velocidad de la proximidad y  $a_1$  su normal de la componente a la línea de Mach. La componente normal  $a_1$  es igual a la velocidad del sonido, tal como se muestra en la Fig. 2-5c.

Porque no hay ninguno cambio en la presión estática a lo largo de la línea de Mach, no hay cambio en los componentes de la velocidad de ( $V_1$  y  $V_2$ ) paralelos a la línea de Mach. Entonces está claro que siendo  $V_2$  paralelo a la nueva dirección de la pared del pasaje normal, a la componente  $V_2$  debe incrementar una cantidad ( $\Delta V$ ) mayor que  $a_1$ . Por consiguiente,  $V_2$  debe ser mayor que  $V_1$  en magnitud. Continuando con una caída de presión estática, acompañado por un incremento en el número de Mach y volumen específico. Puede inferir de la Fig. 2-8 que la magnitud de estos cambios es una función de la magnitud  $d\theta$ . Así por valores relativamente pequeños de  $d\theta$  ( $2^\circ$  ó menos), donde  $M_1 \approx M_2$ , al ángulo de la línea de Mach es casi dada por  $\alpha = \text{arcseno}(1/M)$ .

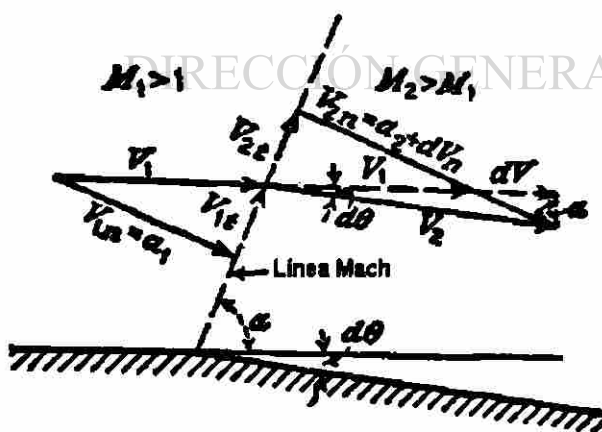


Fig. 2-8. Onda de choque débil y oblicua en un pasaje divergente ( $d\theta$  muy pequeño)

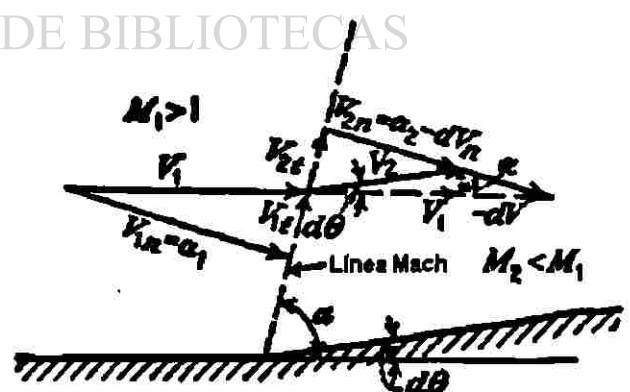


Fig. 2-9. Onda de choque débil y oblicua en un pasaje convergente ( $d\theta$  muy pequeño)

Se puede extender un análisis similar a un pasaje convergente como se ilustra en la Fig. 2-9 con su compresión acompañante.

Refiriéndose a la Fig. 2-8 y tomando las mismas suposiciones que son pertinentes en la derivación de las relaciones a través de un plano normal de choque para ser apropiado para las componentes normales de una onda oblicua, entonces

$$\frac{G}{A} = \frac{V_{1n}}{v_1} = \frac{V_{2n}}{v_2} = \text{const}$$

o en forma diferencial

$$\text{ó} \quad v dV_n - V_n dv = 0$$

$$dV_n = V_n \frac{dv}{v}$$

de la Ec. 2-8

$$dV_n = - \frac{vg dp}{V_n}$$

De las dos ecuaciones anteriores,

$$V_n = \sqrt{-gv \frac{dP}{dv/v}}$$

Siendo que el proceso se supone isoentrópico ( $d\theta$  muy pequeño),

$$K_S = kP = \frac{-dP}{dv/v}$$

Para que ( $a = V_n = \sqrt{gkPv}$ ).

Por lo tanto, los componentes de la velocidad normal de la línea de corriente a la línea de Mach son iguales a la velocidad del sonido en el gas, como previamente se declaró. El ángulo de Mach es  $\alpha = \text{arcoseno}(V_n/V) = \text{arcoseno}(1/M)$ . Ahora la componente de ( $V_1$  y  $V_2$ ) son paralelos a las líneas de Mach, son iguales y el incremento de la magnitud de  $V_1$ , después de la línea de Mach es:

$$dV = dV_n \text{ sen } \alpha$$

El cambio de dirección de  $V_1$

$$d\theta = \frac{dV_n \cos \alpha}{V_1}$$

De las dos ecuaciones anteriores,

$$y \quad \frac{dV}{V_1} = \tan \alpha d\theta \quad (2-28)$$

$$\frac{dV}{V_1} = \frac{d\theta}{\sqrt{M_1^2 - 1}}$$

Así, el campo de flujo consta de dos zonas separadas por la línea de Mach a un ángulo  $\alpha$ . La velocidad en cada una de estas zonas es constante, pero el cambio de velocidad que ocurre entre las dos zonas es una función de  $d\theta$ , como se muestra en la Ec. (2-28). El cambio en magnitud de la velocidad es naturalmente acompañado por un cambio en el número de Mach. Es deseable, por lo tanto, para establecer una relación entre el número de Mach y la velocidad para tomar en cuenta la variación de la velocidad del sonido y la velocidad del gas. Al establecer esta relación, es conveniente escribir una ecuación de energía para la sección en el pasaje donde la velocidad del gas es  $V_1$ , y en otra sección donde la velocidad del gas es exactamente igual a la velocidad del sonido. Este valor de la velocidad de sonido se conoce como la velocidad crítica del sonido y es designada por  $a^*$ . La velocidad crítica del sonido es entonces una constante característica para el flujo.

$$\frac{V_1^2}{2g} \left( \frac{k-1}{k} \right) + P_1 v_1 = \frac{a^{*2}}{2g} \left( \frac{k-1}{k} \right) + P^* v^*$$

y

$$\frac{V_1}{a^*} = \frac{(k+1) M_1^2}{M_1^2(k-1) + 2} \quad (2-29)$$

Por conveniencia  $(V_1/a^*)$  puede ser representado por  $\bar{V}$ , resolviendo la Ec. (2-29) Para  $M_1^2$  en términos de  $\bar{V}^2$  y substituyendo en la Ec. (2-28),

$$d\theta = \frac{d\bar{V}}{\bar{V}} \sqrt{\frac{\bar{V} - 1}{1 - [(k-1)/(k+1)]\bar{V}^2}} \quad (2-30)$$

supóngase que esa zona, siguiendo esta línea de Mach, tenga otro cambio en dirección de flujo que ocurre a través de una segunda línea de Mach con la Ec. (2-30) aplicable de nuevo. Por valores infinitesimales de  $d\theta$ , se halla una solución exacta por el total de las dos zonas. Por extensión una solución exacta para un número infinito de valores infinitesimales sucesivos de  $d\theta$  y una solución bastante buena para valores muy pequeños de  $d\theta$ .

Si  $\theta_1 = 0$

$$M = 1 = \bar{V}$$

es substituido como un límite, la Ec. (2-30) puede ser integrada, usando la Ec. (2-29), para dar

$$\theta = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \arctan \sqrt{\frac{k-1}{k+1}} \sqrt{M^2 - 1} - \arctan \sqrt{M^2 - 1} \quad (2-31)$$

Se debe notar que  $\theta$  es el ángulo a través del cual el flujo cambiaría si  $M_1$  fuera igual a la unidad en el borde en el que el pasaje de la pared cambia de dirección y si la presión estática final alrededor de este borde permitió la expansión total de  $M_2$ . Supóngase que el flujo antes de el borde es supersónico y por lo tanto ( $M_1 > 1$ ) entonces se toma en cuenta que alguna expansión debe ocurrir antes que la esquina satisfaga el requisito de  $M = 1$  en el borde. Si  $\theta_1$  es el ángulo relativo a  $M_1$ , la habilidad del flujo para expandirse a través de  $\theta_1$  es reducida. Por lo tanto el ángulo verdadero del cambio de flujo se da como ( $\beta = \theta_1 - \theta_2$ ), donde  $\theta_2$  es el ángulo relacionado a  $M_2$ . Valores de  $\theta$  correspondientes a varios números de Mach que se dan en la Fig. 2-10.

Como un ejemplo del uso de la Ec. (2-31) o Fig. 2-10, supóngase que el flujo del gas a lo largo de una pared está a ( $M = 3$ ) y la pared gira a través de un ángulo de  $12^\circ$  como se muestra en la Fig.(2-11). Encuentre  $M_2$ . De la Fig. 2-10 o la Ec. (2-31) para ( $M_1 = 3$ ),

( $\theta_1 = 49.76^\circ$ ). ( $\beta = 12^\circ$ ), para que ( $\theta_2 = 61.76^\circ$ ). Resolviendo la Ec. (2-31) para  $M_2$  o de la Fig. 2-10, ( $M_2 = 3.7013$ ).

La ecuación (2-31) es una forma de la ecuación del Prandtl-Meyer. El método de aproximación al problema se conoce como el método de características.

La figura 2-11 muestra que el límite de giro del ángulo  $\beta$  el cual puede mantenerse ocurre cuando el valor límite de ( $\theta_1 = 0$ ) a ( $M_1 = 1$ ),

$$P_1/P_0 = 0.5283$$

Y ( $\theta_2 = 130.5^\circ$  a  $M_2 = 3.615$ ,  $P_2/P_0 = 0$ ). Claramente  $P_2$  tendría que ser igual a cero o un vacío perfecto tendría que existir después de voltear la esquina. Por eso el máximo ángulo de giro que puede ser mantenido con la expansión en un vacío perfecto es ( $\beta = \theta_1 - 130.5^\circ$ ). Si la presión estática más allá de la esquina es tal para requerir un valor más bajo para  $\beta$  que el de la esquina física provea, el flujo se separará de la superficie que ensancha a la presión real estática  $P_2$ . Si el valor físico de  $\beta$  requiere que  $\theta_2$  sea mayor que  $130.5^\circ$ , el flujo no girará a través del ángulo físico sino a través de un ángulo más pequeño otra vez con separación del flujo.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

En la figura 2-12 se muestran las condiciones que existen cuando una corriente de gas supersónica es girada al rededor suavemente al entrar y salir de las esquinas. El último caso representa difusión o compresión.

En la figura 2-12a, se puede notar que las líneas de Mach no se interceptan. Sin embargo, si el ángulo de giro es lo suficientemente grande para una esquina interior, como se muestra en la Fig. 2-12b, las líneas de Mach tienden a interceptarse. Dos líneas de Mach interceptándose de esta manera, se unen en una sola onda, cuya fuerza es la suma de cada una de las líneas de Mach. La onda resultante, se interceptará con otra línea de Mach para formar una onda aún más fuerte, y así continuaría. Suponga que el número de líneas de Mach es infinito. Entonces una onda de choque oblicua sería formada, cuya fuerza se incrementaría con su longitud. En un caso tal, la intensidad de choque se haría mayor, el método de características no se aplicaría, siendo que las condiciones de aproximación isoentrópica no se cumplen. Otros métodos están disponibles para solucionar tales situaciones.

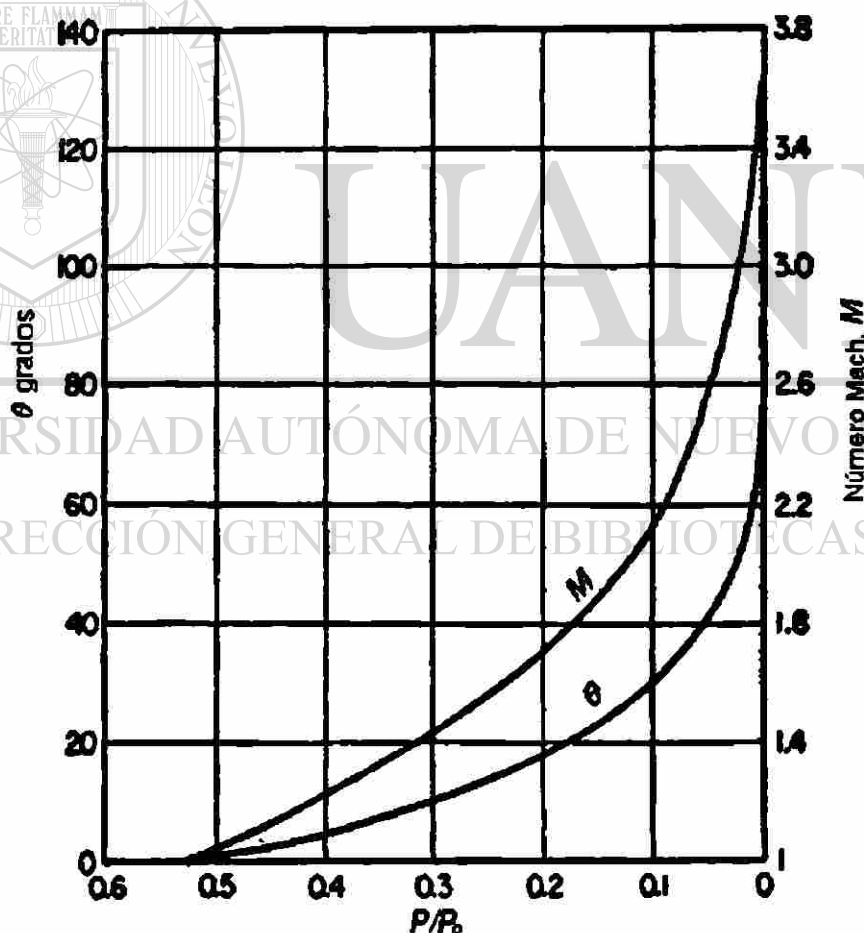


Fig. 2-11  $M$  y  $\theta$  como funciones de la relación entre presión estática local y presión de estancamiento

Desde lo antes detallado, se puede concluir que los procesos de difusión requieren de un gran cuidado en el diseño de los pasajes de flujo, para evitar choques de compresión

con pérdidas consecuentes. Si sugiere también que los pasajes de flujo para los procesos de expansión, pueden diseñarse con una libertad comparativa para la posibilidad de un choque fuerte.

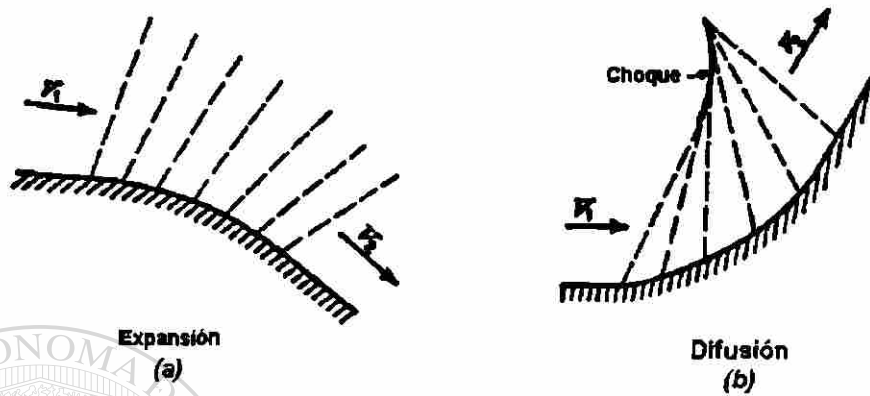


Fig. 2-12. Flujo supersónico alrededor de una esquina exterior e interior.

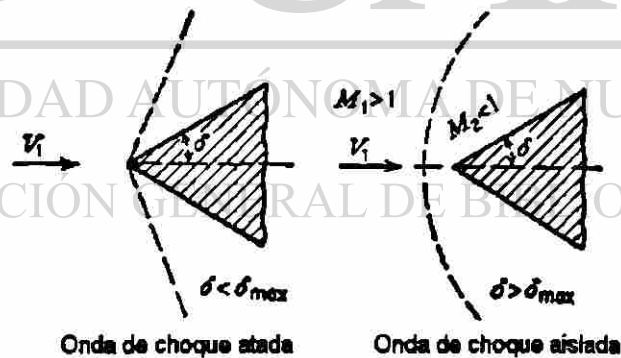


Fig. 2-15. Ondas de choque atada y aislada



## 2-7 ONDAS DE CHOQUE FUERTES Y OBLICUAS

Las ondas de choque fuertes y oblicuas difieren de las ondas de choque débiles y oblicuas en intensidad. Para la onda de choque débil y oblicua, la distorsión es infinitamente pequeña y el proceso es esencialmente isoentrópico. Con las ondas de choque fuertes y oblicuas, la distorsión es tan intensa que el proceso ya no puede concernir a lo isoentrópico. Hay una disminución irreversible y adiabática en la presión estacionaria. Las ondas de choque fuertes y oblicuas pueden ocurrir únicamente en difusión o compresión con un alto valor de ángulo  $\delta$  de deflexión de pared.

Considerando la Fig. 2-13 la cual ilustra el flujo supersónico por una pared, en la cual el ángulo de deflexión  $\delta$  es lo suficientemente grande como para inducir un choque fuerte o intenso. Los componentes de velocidad paralelos al choque son iguales, pero los componentes normales disminuyen a través del choque con una disminución correspondiente en los números de Mach, y un incremento en la presión estática. El ángulo  $\theta_w$ , llamado el ángulo de onda, ya no es igual al ángulo de Mach.

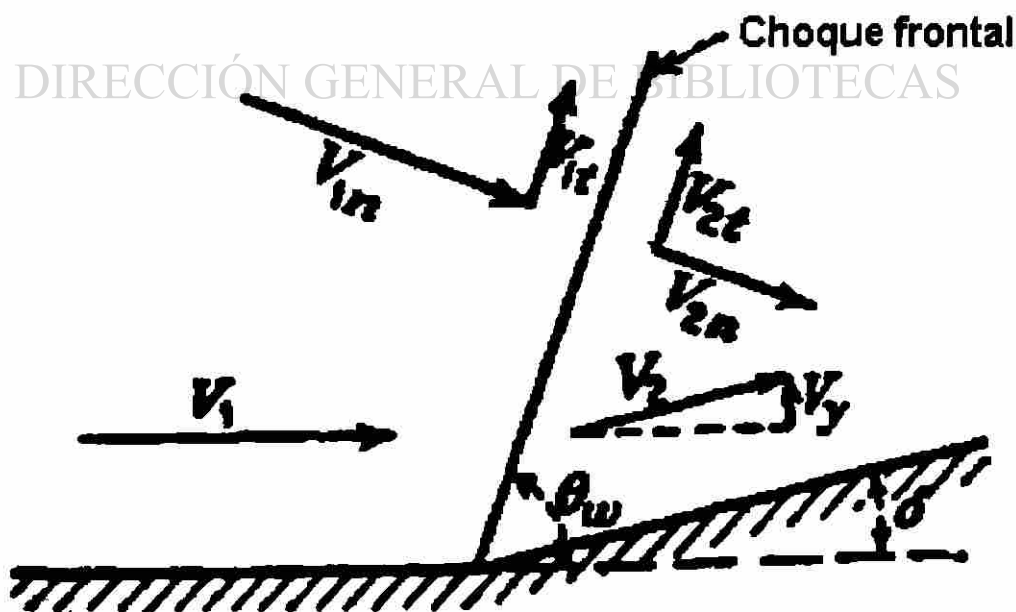


Fig. 2-13. Onda de choque fuerte y oblicua.

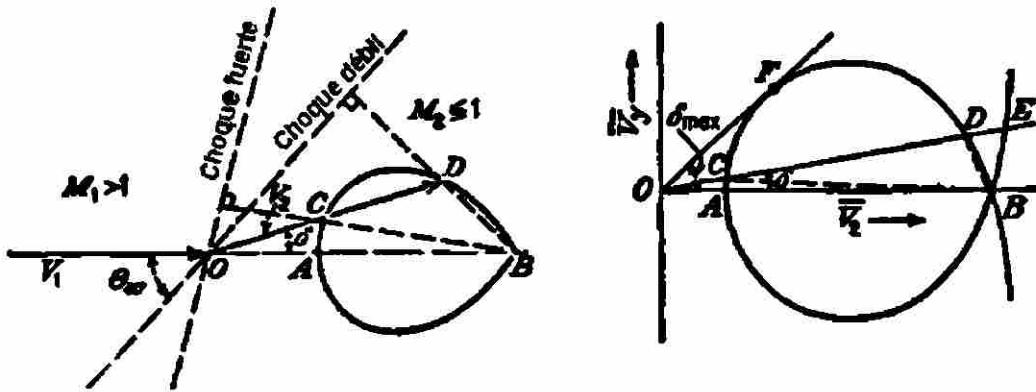


Fig. 2-14. Choque polar.

Las ecuaciones de momento, continuidad, y energía, pueden ser puestas para choques oblicuos, utilizando los componentes de velocidad normal y paralela para la onda de choque. La onda y los ángulos de deflexión pueden expresarse en términos de  $(V_1, V_2, y V_y)$ . Finalmente, si las relaciones dimensionales

$$\frac{V_1}{a^*} = \bar{V}_1$$

$$\frac{V_2}{a^*} = \bar{V}_2$$

y

$$\frac{V_y}{a^*} = \bar{V}_y$$

son utilizadas, la siguiente ecuación puede ser derivada:

$$\bar{V}_y^2 = (\bar{V}_1 - \bar{V}_2) \left[ \frac{\bar{V}_1 \bar{V}_2 - 1}{1 + \left( \frac{2}{k+1} \right) \bar{V}_1^2 - \bar{V}_1 \bar{V}_2} \right] \quad (2-32)$$

Para valores dados de  $\bar{V}_1$ , Ec. (2-32) se vuelve cúbica en la forma  $\bar{V}_2$ . Entonces graficando  $\bar{V}_y$  y contra  $\bar{V}_2$  para valores fijos de  $\bar{V}_1$ , una curva similar a la Fig. 2-14 es obtenida. Esta curva es conocida como hodógrafo, siendo que sus coordenadas representan las componentes verticales y horizontales de  $\bar{V}_2$ . Este hodógrafo en particular puede referirse como un choque polar, siendo que relaciona las velocidades después del choque.

Una familia de curvas se puede obtener tomando diferentes valores de  $\bar{V}_1$  algunos detalles de las ondas de choque oblicuas ahora se pueden presentar convenientemente en términos de la Ec. (2-32) y el choque polar. La ecuación (2-32) muestra que cuando ( $V_1 = V_2$ ),  $V_y$  debe ser igual a cero, y por lo tanto la onda es débil o es una onda de Mach. El punto B en la Fig. 2-14a representa esta situación donde ( $V_2 = OB = V_1$ ). ( $V_y = 0$ ) cuando ( $V_1 V_2 = 1$ ) ó ( $V_1 V_2 = a^2$ ), una condición normal de choque mostrada como punto A en la Fig. 2-14a. Entre el punto de onda de Mach del punto B y la onda de choque normal al punto A, hay un número infinito de ondas de choque acompañadas por la deflexión de flujo. Por ejemplo, la línea  $OE$  con ángulo  $\delta$  de deflexión de flujo corta la curva en los puntos  $C$ ,  $D$  y  $E$ . Esto es cierto dado que la Ec. (2-32) es cúbica en  $V_2$ . Una línea normal dibujada al segmento de curva  $BD$  corta la abscisa o  $V_2$  coordinada a un ángulo  $\theta_w$ , el ángulo de onda. Similarmente el ángulo de onda para el segmento de curva  $BC$  puede ser obtenido. Cuando  $D$  se aproxima a  $B$ , el eje  $BD$  se acerca como limite de la tangente en  $B$ . La normal a la tangente en  $B$  corta el  $V_2$  coordinado a un ángulo de Mach  $\alpha$ . Por lo tanto en cuanto  $D$  se aproxima a  $B$ , el choque se vuelve muy débil. Por otro lado, cuando  $C$  se aproxima a  $A$ , la cuerda  $BC$  se aproxima a la cuerda  $AB$ , y al ángulo de onda formado por la normal a  $AB$  es de  $90^\circ$ . Esto corresponde a una onda de choque normal. Puede concluirse que las dos condiciones  $C$  y  $D$  representan dos soluciones – la de  $C$  como choque fuerte y  $D$  como choque débil. La tercera solución indicada en  $E$  se toma en cuenta un incremento en la velocidad o un enrarecimiento que es físicamente imposible.

Esta claro de que no existe una solución única para cualquier valor dado de  $\bar{V}_1$  y  $\theta$ . Dos soluciones son físicamente posibles, una con un choque débil acompañado por una pequeña disminución en velocidad y una pequeña elevación de presión. El flujo puede permanecer supersónico durante el choque débil. La otra solución es un choque fuerte con una gran disminución de velocidad y una gran elevación de presión. El flujo se convierte en subsónico a través del choque fuerte.

Se puede observar de la Fig.2-14 que así como el ángulo de deflexión  $\delta$  aumenta, la intensidad del choque débil aumenta. Pero para valores más pequeños de  $\delta$ , la intensidad del choque fuerte disminuye y cuando  $\delta$  se aproxima a cero, la onda se aproxima a la onda de Mach. El ángulo de deflexión  $\delta$  puede aumentar al máximo para que el origen en  $O$  de la línea  $A$  no sea tangente a la curva en un solo punto, tal como  $F$ . Ahora  $OF$  no es igual a  $V_2 = 1$  y el punto  $F$  no significa la subdivisión entre las velocidades subsónicas y supersónicas. Cuando el choque a través de la máxima deflexión actualmente depende de una particular familia de curvas. Una familia puede resultar en flujo supersónico a través del choque, cuando otra familia puede resultar en una reducción a velocidad subsónica.

Supóngase que el ángulo de deflexión de una hendidura colocada en una corriente de flujo un cierto valor de  $\bar{V}_1$  es mayor que el ángulo de deflexión máximo, indicado en el choque polar. En tal instancia esta claro que no existe solución para que la onda de choque este adherida al borde de ataque de la hendidura. En cambio un lugar aislado de onda de choque normal hacia la dirección de flujo cercano se formara justo delante de la hendidura. La onda de choque aislada llega a ser más oblicua en ambos lados del centro de línea de la hendidura, como muestra en la Fig. 2-15. La región entre el choque aislado y el borde de ataque de la hendidura, se extiende fuera una distancia en ambos lados de la línea central de la hendidura, la cual es subsónica. En la punta del borde de la hendidura principal existe cercanamente una condición estática. Es estadísticamente improbable que la intensidad de choque, aumentara a lo largo de la onda de choque procediendo hacia fuera de la línea central de la hendidura. Esto es verdadero, ya que el incremento de entropía alrededor del choque puede empezar a ser infinito para intensidades crecientes. Actualmente la fuerza de los choques disminuye hasta el infinito, y la onda se convierte en una onda de Mach.

La figura que 2-16 representa un choque polar transformado que provee un significado conveniente por resolver por propiedades de un gas a través de un choque oblicuo. Una onda de choque suelta puede resolverse al suponer que la onda puede ser compuesta de muchos segmentos pequeños correspondiente a una porción de una onda de choque oblicua. Estos segmentos pueden ser aproximados por una línea recta. Las propiedades del flujo entonces se calculan de las ecuaciones del choque para cada punto.

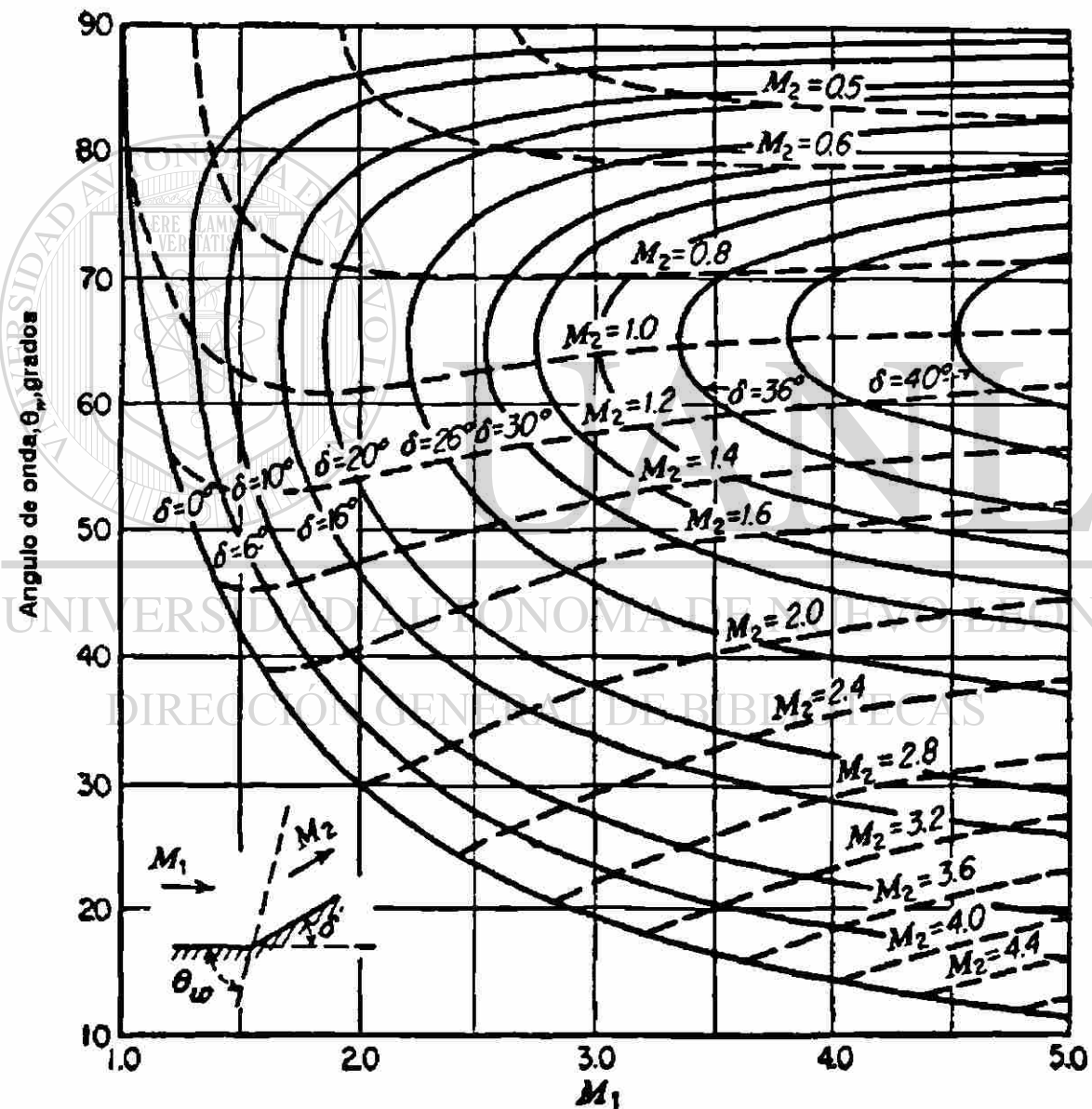


Fig. 2-16 Choque polar transformado por ondas de choque oblicuas

## 2-8. TEMPERATURA, ENTALPIA, Y PRESION DE ESTANCAMIENTO

Una breve referencia se hizo acerca de la entalpía y presión de estancamiento en la Sec. 2-2 para un gas substancialmente incompresible. Un estado de estancamiento existe cuando un gas de alta es traído completamente a reposo isoentrópicamente. Si esta definición de un estado de estancamiento y las Ecs. (2-8) y (2-9) se aplican a un proceso de flujo isoentrópico, está claro que la entalpía es mayor que la entalpía estática por la energía cinética. Similarmente la presión de estancamiento excede la presión estática por el equivalente de presión de la velocidad. Se demostrará actualmente que la entalpía de estancamiento es una función de temperatura de estancamiento y presión de estancamiento. Por lo tanto la temperatura del estancamiento excede la temperatura estática por el equivalente de temperatura de la velocidad. Cuando los efectos de la velocidad son despreciables, lo que sigue es que la entalpía, presión, y temperatura estática no difieran apreciablemente de sus contrapartes correspondientes al estancamiento. Las relaciones de estancamiento se desarrollan como sigue por un gas ideal en flujo isoentrópico.

La ecuación de momento es dada por la Ec. (2-8):

$$v dP + \frac{V dV}{g} = 0$$

pero

$$P v^k = \text{constante}$$

Lo que permite que la Ec. (2-8) se integre para que

$$\frac{k}{k-1} P v + \frac{V^2}{2g} = \text{constante}$$

Al designar las condiciones de estancamiento por el exponente °

$$\frac{k}{k-1} P^0 v^0 = \frac{k}{k-1} P v + \frac{V^2}{2g} = \text{constante}$$

Desde

$$C_p = \frac{Rk}{J(k-1)}$$

$$P^0 v^0 = R \left( T + \frac{V^2}{2gJC_p} \right)$$

Pero el término  $(V^2/2gJC_p)$  es la temperatura dinámica, y

$$P^0 v^0 = RT^0$$

Denotando las condiciones en dos secciones diferentes de un pasaje de flujo por los subíndices 1 y 2, se siguen de la Ec. (2-33) y las relaciones del gas ideal para el flujo isoentrópico,

$$\frac{P_1}{P_1^0} = \left( \frac{T_1}{T_1^0} \right)^{k/(k-1)} \quad \text{y} \quad \frac{P_2}{P_2^0} = \left( \frac{T_2}{T_2^0} \right)^{k/(k-1)}$$

de las cuales 
$$\frac{P_1}{P_2^0} = \left( \frac{T_1}{T_2^0} \right)^{k/(k-1)} \quad (2-34)$$

y similarmente 
$$\frac{P_1^0}{P_2^0} = \left( \frac{T_1^0}{T_2^0} \right)^{k/(k-1)} \quad (2-35)$$

Las expresiones anteriores muestran claramente que las relaciones del gas ideal y la ecuación de estado pueden extenderse a las propiedades del estado de estancamiento.



La introducción del número de Mach a las relaciones de temperatura de estancamiento provee una conveniencia en cálculos:

$$T^0 = T + \frac{V^2}{2gJC_p} = T \left( 1 + \frac{V^2}{2gJC_p T} \right)$$

Substituyendo la Ec. (2-14),  $a = \sqrt{gkRT}$ , y  $C_p = Rk / [J(k-1)]$

$$T^0 = T \left[ 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) M^2 \right] \quad (2-36)$$

Substituyendo la Ec. (2-36) en La Ec. (2-34),

$$P^0 = P \left[ 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) M^2 \right]^{k/(k-1)} \quad (2-37)$$

La ecuación de la energía Ec. (2-9) da la relación entre la entalpía estática y de estancamiento así que

$$h^0 = h + \frac{V^2}{2gJ} = \text{constante} \quad (2-38)$$

Por flujo adiabático en que no se hace ninguno trabajo, aun en la presencia de fricción, la entalpía de estancamiento y temperatura son constantes en todas sus secciones del pasaje del flujo así que

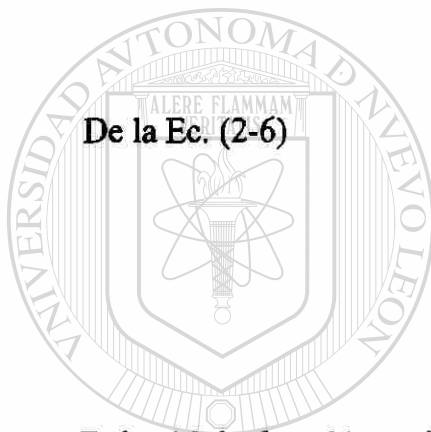
$$h_1^0 = h_2^0 = \text{constante} \quad (2-39a)$$

$$T_1^0 = T_2^0 = \text{constante} \quad (2-39b)$$

Si el flujo es isoentrópico sin hacer trabajo, las presiones de estancamiento son iguales en todas las secciones y

$$P_1^{\circ} = P_2^{\circ} = \text{constante} \quad (2-38)$$

## 2-9. FLUJO ISOENTROPICO EN UN PASAJE DE AREA VARIABLE DE SECCION DE CRUCE O TRANSVERSAL



De la Ec. (2-6)

$$\frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} - \frac{dv}{v} = 0 \quad (2-40)$$

Del módulo de volumen isoentrópico para un gas ideal

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

$$K_s = kP = - \frac{dP}{dv/v} \quad (R)$$

$$- \frac{dv}{v} = \frac{1}{k} \frac{dP}{P} \quad (2-41)$$

De la Ec. (2-8), dividiendo por  $V^2$ ,

$$\frac{dV}{V} = - \frac{gvp dP}{V^2 \rho} = - \frac{dP}{kPM^2} \quad (2-42)$$

Sustituyendo las Ecs.(2-41) y (2-42) en la Ec. (2-40),

$$\frac{dA}{A} - \frac{dP}{kPM^2} + \frac{dP}{kP} = 0$$

$$\text{ó} \quad \frac{dA}{A} = \frac{1}{k} \left( \frac{1}{M^2} - 1 \right) \frac{dP}{P} \quad (2-43)$$

Sustituyendo la Ec. (2-41) en la Ec. (2-42) tenemos

$$kP \, dv = \frac{V \, dV}{g} \quad \text{ó} \quad \frac{dv}{v} = \frac{V \, dV}{gkPv} \quad \text{y} \quad \frac{dv}{v} = \frac{V \, dV}{a^2}$$

Que, sustituyendo en la Ec. (2-40), da como resultado

$$\text{ó} \quad \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} - \frac{V \, dV}{a^2} = 0$$

$$\frac{dA}{A} = \frac{V \, dV}{a^2} - \frac{dV}{V} = (M^2 - 1) \frac{dV}{V} \quad (2-44)$$

De la Ec. (2-41)

$$-dP = kP \frac{dv}{v}$$

Sustituyendo en la Ec. (2-42),

$$\frac{dV}{V} = \frac{gkPv}{V^2} \frac{dv}{v} = \frac{1}{M^2} \frac{dv}{v}$$

Sustituyendo la expresión anterior en la Ec. (2-40),

$$\frac{dA}{A} = \left( 1 - \frac{1}{M^2} \right) \frac{dv}{v} \quad (2-45)$$

Las ecuaciones (2-8), (2-43), (2-44) y (2-45) son de tal significado fundamental en el estudio del flujo isoentrópico, que nuevamente se mencionan.

$$v dP + \frac{V dV}{g} = 0 \quad (2-8)$$

$$\frac{dA}{A} = \frac{1}{k} \left( \frac{1}{M^2} - 1 \right) \frac{dP}{P} \quad (2-43)$$

$$\frac{dA}{A} = (M^2 - 1) \frac{dV}{V} \quad (2-44)$$

$$\frac{dA}{A} = \left( 1 - \frac{1}{M^2} \right) \frac{dv}{v} \quad (2-45)$$

Varias condiciones de flujo se examinarán en conexión con las ecuaciones precedentes.

Caso I. ( $M < 1$ ) y la disminución de presión. De la Ec. (2-8) si  $dP$  es negativo, entonces  $dV$  debe ser positivo. Con ( $M < 1$ ), la expresión en paréntesis de la Ec.(2-43) es positiva, y siendo que  $dP$  es negativo,  $dA$  debe de ser también negativo. Se obtiene el mismo resultado de la Ec. (2-44) siendo que la expresión en paréntesis es negativa,  $dV$  es positivo y  $dA$  tiene que estar negativo. El cambio en el volumen específico con área de sección de cruce puede obtenerse de la Ec. (2-45), que muestra que aumenta. Para sumarse, si la velocidad entrando en un pasaje es subsónica y la presión estática en el pasaje disminuye, entonces el pasaje debe ser convergente con volumen específico y velocidad incrementados.

Caso II. ( $M > 1$ ) con disminución de presión. De nuevo de la Ec. (2-8) si  $dP$  es negativo,  $dV$  es positivo. La expresión en paréntesis de La Ec. (2-43) es negativa, y siendo que  $dP$  también es negativo,  $dA$  debe ser positivo. Similarmente, Ec. (2-44) prueba que  $dA$  es positivo. La ecuación (2-45) establece que el volumen específico aumenta. Para resumir, si la velocidad que entra a un pasaje es supersónica y la presión

estática en el pasaje disminuye, entonces el pasaje debe divergir con el incremento específico de volumen y velocidad.

Caso III. ( $M < 1$ ) y la presión aumenta. La ecuación (2-8) muestra que  $dV$  es negativo cuando  $dP$  es positivo. La expresión en paréntesis de la Ec. (2-43) es positiva y  $dA$  es positivo. Se satisface esta condición también por la Ec. (2-44). La ecuación (2-45) muestra que el volumen específico disminuye. Resumiendo, si la velocidad entrando a un pasaje es subsónica y la presión estática en el pasaje aumenta, entonces el pasaje debe divergir con disminución de velocidad y volumen específico.

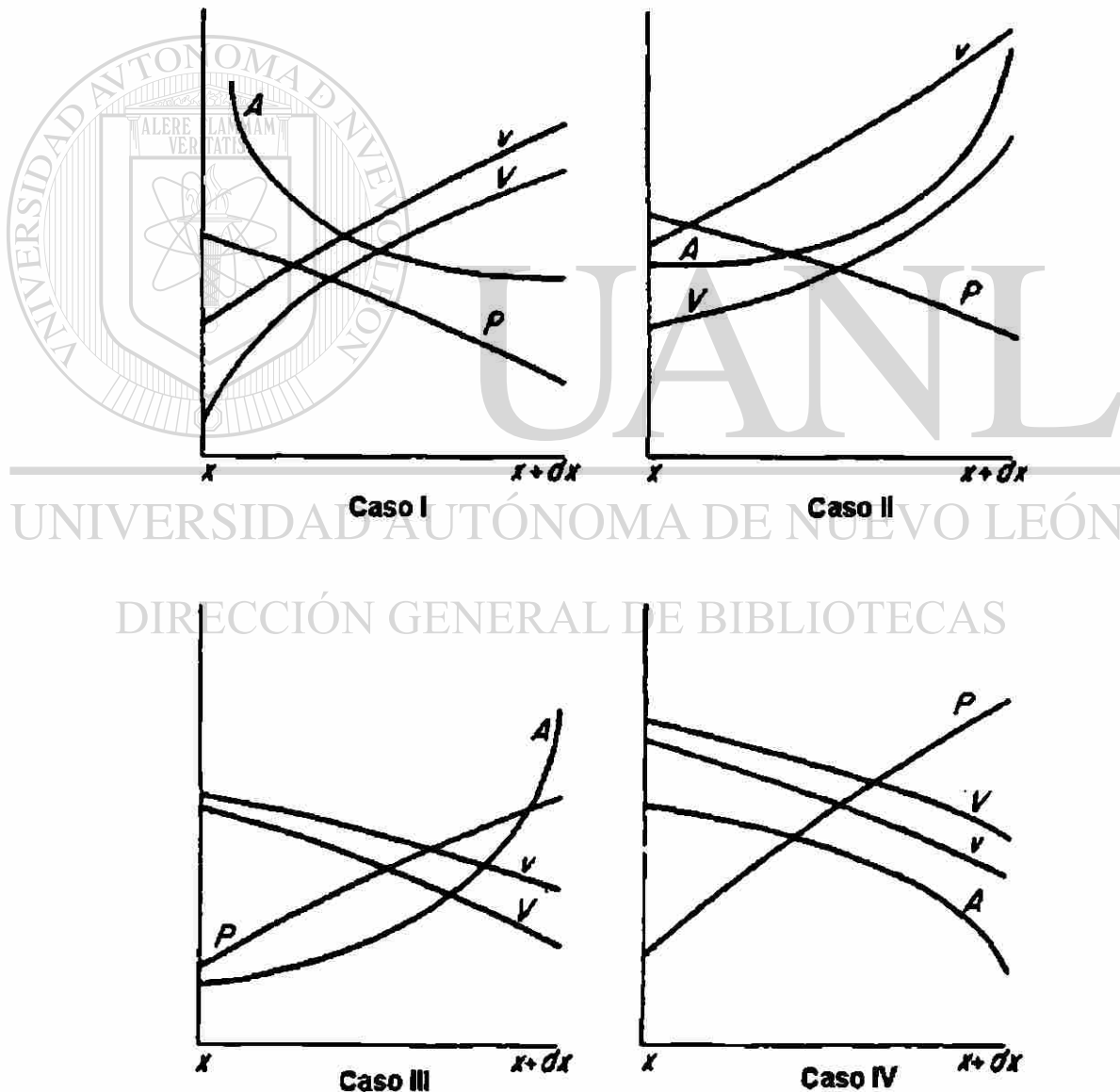


Fig. 2-17. Características de flujo isoentrópico en un pasaje de área variable de sección de cruce vs. longitud en dirección del flujo.

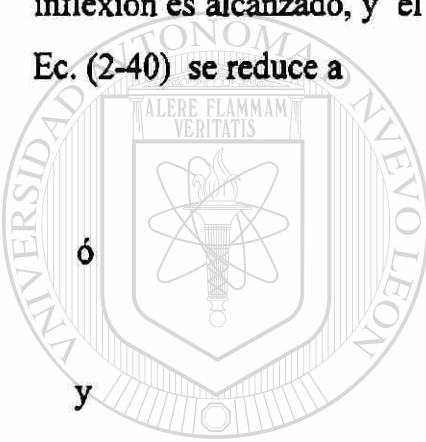
Caso IV. ( $M > 1$ ) y la presión aumenta. La ecuación (2-8) muestra que  $dV$  es negativo. La ecuación (2-43) indica que  $dA$  es negativo, una condición que se satisface también por la Ec. (2-44). La Ec. (2-45) muestra la disminución de volumen específico. Resumiendo, si la velocidad que entra a un pasaje es supersónica y la presión estática en el pasaje aumenta, entonces el pasaje debe converger con velocidad y volumen específico disminuyendo.

Caso V. ( $M = 1$ ) y la presión aumenta o disminuye. Si el número de Mach es unido a una sección en el pasaje, de las Ecs. (2-43) a (2-45),  $dA$  es igual a cero. Por lo tanto la caída de la curva del área contra el número de Mach es cero cuando ( $M = 1$ ), un punto de inflexión es alcanzado, y el área de sección de cruce es mínima. Para esta condición La Ec. (2-40) se reduce a

$$\frac{dV}{V} - \frac{dv}{v} = 0$$

$$d\left(\frac{V}{v}\right) = 0 \quad (2-46)$$

$$\frac{G}{A} = \frac{V}{v} = \text{máxima} \quad (2-47)$$



Se alcanza un punto de deflexión en la curva de  $(V/v)$  contra el número de Mach cuando ( $M = 1$ ) y la relación  $(V/v)$  está al máximo. Por eso, cuando ( $M < 1$ ), la velocidad aumenta mucho más rápido que el volumen específico hasta que se alcanza el valor ( $M = 1$ ), después del cual ( $M > 1$ ) los incrementos del volumen específico son más rápidos que la velocidad con disminución de presión.

Para un área de sección de cruce mínima dada ( $dA = 0$ ) a ( $M = 1$ ), sigue de la ecuación de continuidad y de la Ec. (2-66), como se expresa en la Ec.(2-47), que la máxima razón de flujo de masa ocurre a ( $M = 1$ ). Por lo tanto la razón de flujo de masa en un pasaje es controlada por las condiciones a ( $M = 1$ ), a menos que, ( $M = 1$ ) no se alcance, con lo cual las condiciones de salida del pasaje controlan el flujo. Estas conclusiones son consistentes con el hecho de que los disturbios tales como cambios de

presión no pueden moverse corriente arriba después de que ( $M=1$ ) es alcanzado y por eso es incapáz de afectar el flujo.

Las características del flujo analizado en los cinco casos previos se aplican a toberas, tubos del venturi, y difusores. Una tobera convergente-divergente transónica exhibe las características de los casos I, V, y II en ese orden. Un tubo de venturi tiene las características de los casos I, V, y III consecutivamente. El difusor de un motor de avión jet supersónico muestra las características del caso IV mientras que el jet mismo es caracterizado por el Caso I.

## 2-10. NUMERO DE REYNOLDS

Como el número de Mach, el número de Reynolds es otro parámetro del flujo importante. El número de Reynolds es definido como el de fuerzas inerciales a las fuerzas viscosas actuando sobre un fluido en flujo. El número de Reynolds es adimensional, si se emplean unidades consistentes.

### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La fuerza de inercia puede ser representada como el producto de masa y aceleración. La fuerza viscosa es el producto de área de la superficie de una partícula del fluido, cambio de velocidad, y coeficiente de viscosidad. Si una dimensión característica, como el diámetro del pasaje es denotado por  $l$ , la fuerza de inercia puede expresarse

$$\text{Fuerza de inercia} = ma = f \left[ (l^3 \rho) \left( \frac{l}{t^2} \right) \right] = f(\rho, l^2, V^2)$$

donde  $t$  = tiempo

$\rho$  = densidad



Similarmente,

$$\text{Fuerza de viscosidad} = f \left[ (l^2) \left( \frac{V}{l} \right) (\mu) \right] = f(\mu, l, V)$$

donde  $\mu$  = viscosidad absoluta en gr/cm-seg. La constante proporcional es el *número de Reynolds*.

$$\text{Re} = \frac{\rho l^2 V^2}{\mu l V} = \rho \frac{V l}{\mu} \quad (2-48)$$

Siendo  $\mu = \rho \nu$ ,

$$\text{Re} = \frac{V l}{\nu} \quad (2-49)$$

donde  $\nu$  = viscosidad cinemática en metros cuadrados por segundo.

Para flujo de gas, las fuerzas principales son inercia y viscosidad. Se puede predecir por el análisis dimensional y demostrarse por experimentación que dinámicamente un flujo similar de gas fluye a través de pasajes geoméricamente similares o alrededor de objetos geoméricamente similares son caracterizados por la constante del número de Reynolds. La similitud, dinámica y geométrica puede mantenerse por ajustes de  $V$ ,  $l$ ,  $\mu$ , ó  $\rho$ , para que el número de Reynolds sea constante.

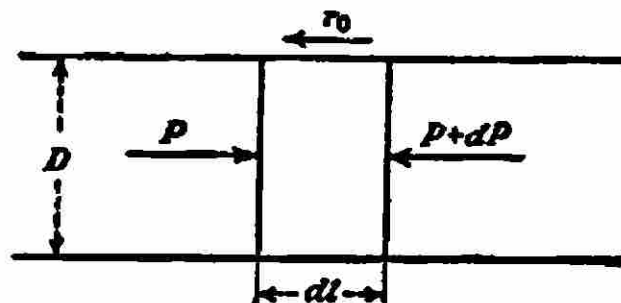


Fig. 2-18. Fuerzas actuando sobre un elemento de gas en un área de pasaje constante de sección cruce.

## 2-11. FLUJO ADIABATICO CON FRICCION EN UN AREA DE PASAJE DE SECCION DE CRUCE O TRANSVERSAL CONSTANTE

La ecuación de la energía para flujo adiabático no da ninguna pista implícita acerca del efecto de límite y fricción interna. La energía total del gas queda igual, la fricción se manifiesta por sí misma por un incremento en entropía. Hay dos métodos para calcular la fricción. Un método para calcular el incremento de entropía y el otro para utilizar la relación del momento, tratando la fricción como una fuerza resistente para flujo. El último método está en más uso general y será investigado primero.

La figura 2-18 muestra una sección de una tubería recta en que un gas de alta velocidad está fluyendo. La tubería esta aislada para que el proceso de flujo pueda asumirse como adiabático. La fuerza de fricción se indica por  $\tau_0$ . Las fuerzas actuando en un elemento diferencial en la longitud diferencial de la tubería de gas  $dl$  son

$$F = \frac{\pi D^2}{4} [P - (P + dP)] - \tau_0 \pi D dl$$

Pero  $\tau_0 = f (V^2 / 2gv)$  en kilos, donde  $f$  es el factor de la fricción de abaniquo. Entonces

$$F = -dP \frac{\pi D^2}{4} - f \frac{V^2}{2gv} \pi D dl$$

La fuerza  $F$  exhortada en el elemento de gas es igual al producto de su masa y aceleración. La masa del elemento es

$$m = \frac{\pi D^2 dl}{4gv}$$

y la aceleración estaría expresada

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{dl} \frac{dl}{dt} = V \frac{dV}{dl}$$

entonces

$$-dP \frac{\pi D^2}{4} - f \frac{V^2}{2gv} \pi D dl = \frac{\pi D^2}{4g} \frac{dl}{v} \frac{V dV}{dl}$$

$$v dP + \frac{V dV}{g} + 2f \frac{V^2}{g} \frac{dl}{D} = 0 \quad (2-50)$$

Esta es la ecuación de momento para flujo adiabático con fricción. La Ec. (2-50) no puede ser integrada fácilmente en su presente forma y está un poco fuera de uso práctico. Sin embargo, cuando la Ec. (2-50) está expresada en términos de números de Mach, la integración se lleva a cabo con mucha menos dificultad.

Se comentó en la sección (2-9) que la temperatura de estancamiento es constante en todas las secciones de un pasaje si el flujo es adiabático. Sustituyendo por la temperatura estática en la Ec. (2-36) su equivalente de la ecuación de estado, siguiendo que

$$P v \left[ 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) M^2 \right] = \text{constante} \quad (2-51)$$

Substituyendo la Ec. (2-16) en la Ec. (2-51)

$$P v + \left( \frac{k-1}{k} \right) \frac{V^2}{2g} = \text{constante} \quad (2-52)$$

Las ecuaciones (2-51) y (2-52) para flujo adiabático de un gas ideal con fricción.

Diferenciando la Ec. (2-16),

$$\frac{dT}{T} = 2 \frac{dV}{V} - 2 \frac{dM}{M}$$

Diferenciando la Ec. (2-7) y sustituyendo por  $v$  su equivalente  $[RT/P]$  ( $G/A = \text{cte.}$  siendo  $A = \text{constante}$ ),

$$\frac{dP}{P} = \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V}$$

De las dos ecuaciones anteriores tenemos,

$$\frac{dP}{P} = \frac{dV}{V} - 2 \frac{dM}{M}$$

De las Ecs. (2-16) y (2-50) y  $Pv = RT$ ,

$$\frac{dP}{P} = -kM^2 \frac{dV}{V} - 2kfM^2 \frac{dl}{D}$$

Eliminando  $dP/P$  de las dos ecuaciones anteriores,

$$2 \frac{dM}{M} = \frac{dV}{V} (kM^2 + 1) + 2kfM^2 \frac{dl}{D} \quad (2-53)$$

De Ecuaciones (2-16) y (2-36),

$$V = M \sqrt{\frac{gkRT^\circ}{1 + \left[\frac{k-1}{2}\right]M^2}}$$

Diferenciando la ecuación anterior se denota  $T^\circ$  es la constante por flujo adiabático,

$$\frac{dV}{V} = \frac{dT^\circ}{T^\circ} - \frac{dM}{M} \left[ 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2 \right] \quad (2-54)$$

Sustituyendo la Ec. (2-54) en la Ec. (2-53),

$$4f \frac{dl}{D} = \frac{2(1 - M^2)dM}{kM^2 \left[ 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)M^2 \right]} \quad (2-55)$$

Se integra la ecuación (2-55) por las condiciones a entrada y salida del pasaje. El factor de fricción de **abaniqueo** puede ser como un valor promedio. Por el número de

Reynolds usualmente obtenido en alta velocidad de la compresión del fluido fluyendo (250,000 a 600,000) el valor del factor de fricción de abaniquo se ha hallado experimentalmente con una porcentaje de falla de 0.005 (NACA TM 844).

$$\int_0^l 4f \frac{dl}{D} = \int_{M_2}^{M_1} \frac{2(1-M^2)d\mu}{k\mu^2 \left[ 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) \mu^2 \right]}$$

6

$$4f \frac{l}{D} = \frac{k+1}{2k} \ln \frac{M_1^2 \left[ 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) M_2^2 \right]}{M_2^2 \left[ 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) M_1^2 \right]} + \frac{M_2^2 - M_1^2}{kM_1^2 M_2^2} \quad (2-56)$$

Con el uso de Ecs. (2-51), (2-52), y (2-16), La Ec. (2-56) puede ser transformada a

$$4f \frac{l}{D} = \frac{k+1}{2k} \ln \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^2 + \frac{1}{k} \left[ 1 - \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^2 \right] \left[ \frac{1}{M_1^2} + \frac{k-1}{2} \right] \quad (2-57)$$

la Ec. (2-57) es una expresión en función del cambio de velocidad en un tubo aislado, en

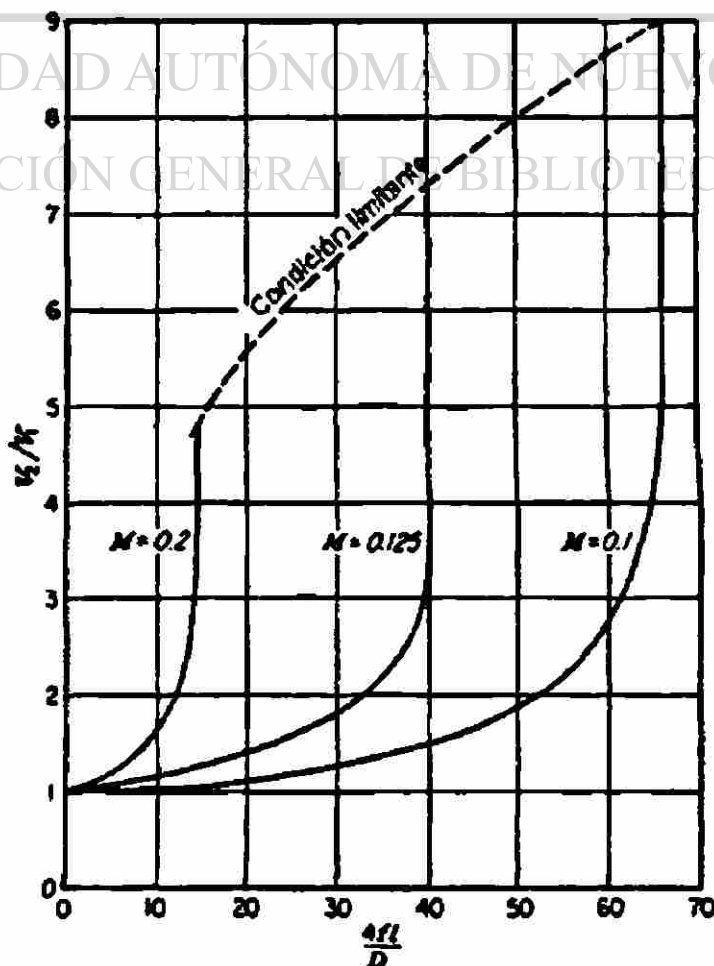


Fig. 2-18. Parámetro de la fricción para flujo compresible.

términos de los parámetros de la fricción,  $4f(l/d)$  e interviniendo el número de Mach.

Las ecuaciones (2-56) y (2-57) no indican implícitamente el máximo valor del parámetro del flujo. Puede ser demostrado gráficamente que el máximo valor es encontrado cuando el número final de Mach es la unidad o cuando la velocidad se encuentra cerca de la velocidad local del sonido.

Para encontrar una expresión para el valor máximo del parámetro de flujo, es solo necesario cambiar  $M_2 = 1$  en la Ec. (2-56).

$$\left(4f \frac{l}{D}\right)_{max} = \frac{k+1}{2k} \ln \frac{(k+1)M_1^2}{2+(k-1)M_1^2} + \frac{1-M_1^2}{kM_1^2} \quad (2-58)$$

La figura 2-19 muestra una gráfica de  $(V_2 / V_1)$  contra el parámetro de la fricción por varios números de Mach entrando. Se obtienen estas curvas de la Ec. (2-57). Los puntos de las curvas representan los valores límites de los del parámetro de la fricción y las proporciones de la velocidad correspondientes  $(V_2 / V_1)$ . Las gráficas de la Fig. 2-20 se obtienen al trazar el parámetro de la fricción como una función usando los números de Mach entrando de la Ec. (2-58). Esto significa que los parámetros de la fricción son mínimos cuando el número de Mach entrando es la unidad. Para velocidades por debajo de la del sonido, el efecto de fricción es acelerar el flujo hasta que una velocidad del máximo equivalente a la velocidad del sonido es alcanzada a  $M = 1$ . Para velocidades supersónicas entrando, el efecto verdadero es opuesto ya que la fricción desacelera el flujo a la velocidad del sonido a  $M = 1$ .

La velocidad límite y el parámetro de la fricción relacionada con esta es encontrado fácilmente en términos de la *línea Fanno*. La ecuación (2-21) es una forma de la ecuación de Fanno en términos de la presión estática para un gas perfecto en un choque normal.

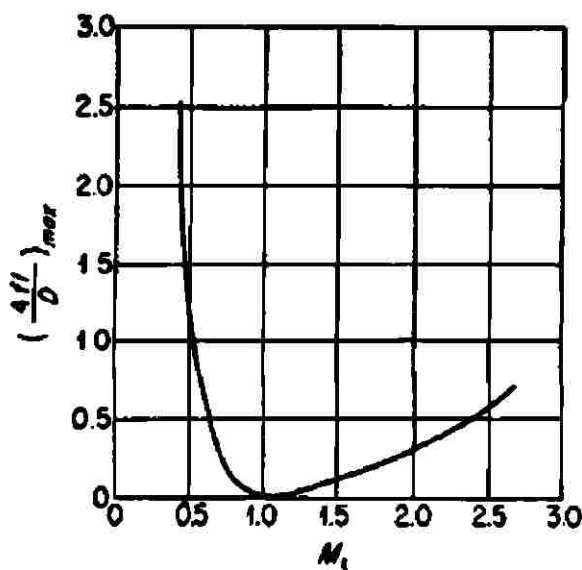


Fig. 2-20. Parámetro limitante de fricción para un flujo compresible de un gas en una tubería aislada de diámetro constante ( $k=1.4$ )

Otra forma de la ecuación de Fanno puede ser derivada, la cual es usada en la determinación de las pérdidas por la fricción si la ecuación (2-38) para entalpía de estancamiento es aplicada,

$$h^o = h_1 + \frac{V_1^2}{2gJ} = h_2 + \frac{V_2^2}{2gJ} \quad (2-59)$$

### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La ecuación anterior para un proceso de flujo adiabático considerando pérdidas, nos proporciona una pérdida de trabajo. Sustituyendo por la velocidad en la ecuación anterior es equivalente de la ecuación de estado y notando que una constante para el área de sección de cruce del flujo es considerada a continuación.

$$h^o = h_1 + \frac{G^2 v_1^2}{2gJA^2} = h_2 + \frac{G^2 v_2^2}{2gJA^2} \quad (2-60)$$

Ahora el volumen específico es una función de la entalpía y entropía, la Ec. (2-60) puede ser representada en un diagrama  $h$ - $S$ . Esta ecuación es otra forma de la ecuación



de Fanno y ésta representada, en un diagrama  $h$ - $S$  es otra forma de la línea de Fanno. La figura 2-21 muestra una línea de Fanno.

La figura 2-21 ilustra muy claramente algunas características importantes de un flujo adiabático con fricción. La entalpía de estancamiento es una constante y para un flujo subsónico una caída en entalpía estática ocurre con un incremento en la velocidad y la entropía. La velocidad y la entropía alcanzan un valor máximo a la velocidad del sonido. Mas allá de este punto un incremento de la velocidad puede ser acompañado de una disminución de la entropía, la cual no acorde a la segunda ley de la termodinámica.

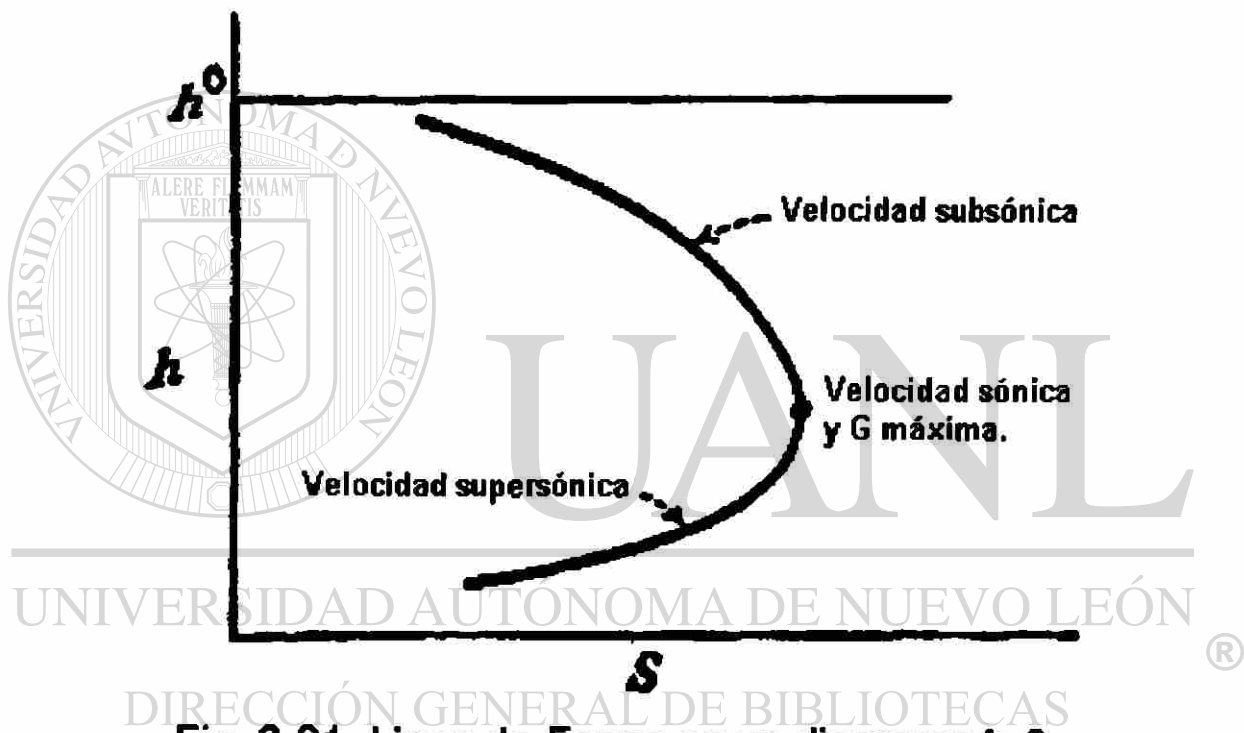


Fig. 2-21. Línea de Fanno en un diagrama  $h$ - $S$

La ecuación entalpía de estancamiento puede ser expresada en forma diferente

$$dh + \frac{VdV}{gJ} = 0$$

La cual es también la ecuación de la energía para flujo adiabático sin una entrega de trabajo externo. Desde que  $(Tds = dQ)$ ,  $(dQ = 0)$  y  $(Tds = 0)$  para flujo adiabático e isoentrópico. La entalpía es:

$$dh = TdS + \frac{vdP}{J}$$

Que sustituyendo en la ecuación de energía, nos da:

$$\frac{vdP}{J} + \frac{VdV}{gJ} + TdS = 0 \quad (2-61)$$

Comparando la Ec. (2-61) y la Ec. (2.50),

$$TdS = 2f \frac{V^2}{gJ} \frac{dl}{D}$$

$$dS = 2f \frac{V^2}{gJT} \frac{dl}{D} \quad (2-62)$$

La Ec. 2-62 muestra una relación muy definitiva entre la pérdida por fricción y el incremento de la entropía. Suponiendo que el incremento máximo en la entropía ha ocurrido para condiciones iniciales dadas. Si más longitud de fricción es añadida a la tubería, mas allá de la longitud máxima, satisfaciendo  $dS$  en la Ec. (2-62), la velocidad disminuirá. Una consecuencia de la reducción de la velocidad es la reducción del gasto en masa, una condición conocida como obstrucción o constricción del flujo. El incremento de la entropía es fijado entre dos puntos de la línea de Fanno. Para las presiones de entrada y salida definidas por estos dos puntos en la línea de Fanno, la adición de más longitud de tubería con fricción puede solamente resultar en un decremento de la velocidad y obstrucción del flujo.

También esta claro que, si la condición limite de la velocidad sónica es alcanzada en una tubería, cualquier decremento en la presión causada por un aparato tal como una bomba de succión, no puede incrementar el flujo desde que los impulsos de la presión no pueden moverse corriente arriba. Sin embargo, sí la presión de entrada es incrementada, ésta es equivalente a mover el punto inicial de la línea de Fanno hacia atrás con un incremento en  $dS$ . Este caso actual sugiere un medio que alivie la condición de obstrucción de flujo, cuando la condición limitante de velocidad sónica no es alcanzada.

Las velocidades de restricción y las presiones estáticas pueden ser obtenidas de la Ec. (2-51) y la ecuación de la continuidad, si se escribe para condiciones de entrada y salida del pasaje a  $M = 1$ .

$$P_1 v_1 \left[ 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) M_1^2 \right] = P^* v^* \left[ 1 + \left( \frac{k-1}{2} \right) \right] \quad (2-63)$$

Desde  $\frac{G}{A} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V^*}{v^*}$  y  $a = \sqrt{gkPv}$ ,

$$\begin{aligned} \frac{P^* v^*}{P_1 v_1} &= \frac{a^{*2}}{a_1^2} = \left( \frac{k-1}{k+1} \right) \left( \frac{2}{k-1} + M_1^2 \right) \\ \frac{a^*}{V_1} &= \left[ \left( \frac{k-1}{k+1} \right) \left( 1 + \frac{2}{M_1^2 (k-1)} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \\ \frac{v^*}{v_1} &= \frac{V^*}{V} = \left[ \left( \frac{k-1}{k+1} \right) \left( 1 + \frac{2}{M_1^2 (k-1)} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2-64)$$

La ecuación (2-64), sustituyendo en la Ec. (2-63), produce

$$\frac{P^*}{P_1} = M_1^2 \left[ \left( \frac{k-1}{k+1} \right) \left( 1 + \frac{2}{(k-1)M_1^2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2-65)$$

La figura 2-22 muestra los resultados graficando las ecuaciones 2-64 y 2-65 para varios valores de  $M_1$  y  $k=1.4$

## **2-12. FLUJO COMPRESIBLE SIN FRICCIÓN CON TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN PASAJE DE SECCIÓN UNIFORME**

El flujo en compresores, turbinas de vapor y gas, y ductos bajo condiciones normales puede ser considerado como adiabáticas con errores despreciables. En el caso de combustibles regeneradores, e interenfriadores tal suposición no es del todo válida. El término transferencia de calor se refiere al calentamiento o enfriamiento del medio del flujo por un sistema externo. La adición a la suma de calor es lograda por la inyección e ignición de combustible en la corriente de gas. La transferencia de masa del combustible, será considerada para los propósitos de esta sección, como muy pequeña en comparación con la corriente que es despreciable.

En el estudio del efecto de transferencia de calor, entre un gas que fluye y sus alrededores, algunas suposiciones son hechas para simplificar las relaciones. Estas suposiciones son:

1. Ningún trabajo externo es hecho por el gas. Este es normalmente el caso en todas las aplicaciones prácticas que conciernen a este estudio.
2. El flujo no tiene fricción. Esta suposición grandemente simplifica las relaciones. Realmente, siempre la transferencia de calor es acompañada de pérdida por fricción en el proceso de flujo. De cualquier modo que, los efectos de la fricción pueden ser contados por separado.
3. El gas es ideal. Esta suposición es adecuada por unos gases pero las conclusiones pueden extenderse cualitativamente para todos los gases reales y vapores.
4. El pasaje del flujo es de sección uniforme de cruce. Esta es una restricción mucho más severa, pero de nuevo las conclusiones se pueden extender a pasajes de sección variable.
5. El gas no tiene superficie libre, y por eso las fuerzas de gravedad no están presentes. Esta condición es verdadera normalmente para todos flujos de gases.

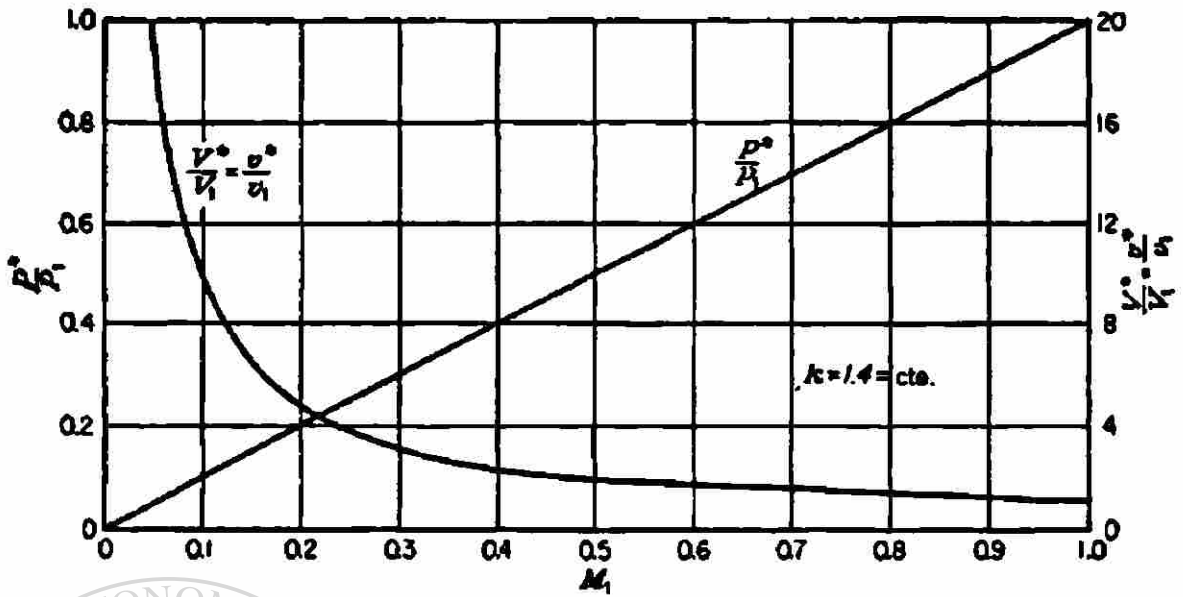


Fig. 2-22. Valores límite de presión estática, velocidad, y volumen específico de un gas fluyendo en un diámetro constante.

La ecuación de momento, Ec. (2-8), puede ser expresada

$$\frac{V}{v} \frac{dV}{g} = -dP$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Para un pasaje de sección uniforme,  $\frac{G}{A} = \frac{V}{v} = \text{constante}$ , y

$$\frac{V}{gv} \int_1^2 dV = - \int_1^2 dP$$

ó

$$\frac{V_2^2}{gv_2} - \frac{V_1^2}{gv_1} = P_1 - P_2$$

pero

$$\frac{V^2}{gkPv} = M^2 \quad \text{o} \quad \frac{V^2}{v} = gkPM^2$$

Sustituyendo la última expresión en la ecuación previa

$$\begin{aligned}
 & kP_2 M_2^2 - kP_1 M_1^2 = P_1 - P_2 \\
 \text{ó} & P_2 (kM_2^2 + 1) = P_1 (kM_1^2 + 1) \\
 \text{y} & \frac{P_2}{P_1} = \frac{1 + kM_1^2}{1 + kM_2^2} \quad (2-66)
 \end{aligned}$$

Siendo  $\frac{G}{A} = \frac{V}{v}$ ,  $M = \frac{V}{\sqrt{gkRT}}$ , y  $v = \frac{RT}{P}$ , entonces

$$\frac{G}{A} = \frac{V}{v} = \frac{M\sqrt{gkRT}}{v} = \frac{PM\sqrt{gkRT}}{RT} = PM\sqrt{\frac{gk}{RT}} = \text{constante} \quad (2-67)$$

Sustituyendo la Ec. (2-36) en la Ec. (2-67),

$$\frac{G}{A} = PM\sqrt{\frac{gk}{RT^0}} \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M^2} = \text{constante}$$

$$\text{ó} \quad \frac{G}{A} \sqrt{\frac{R}{gk}} = \frac{P_1 M_1}{\sqrt{T^0}} \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M_1^2} = \frac{P_2 M_2}{\sqrt{T^0}} \sqrt{1 + \frac{k-1}{2} M_2^2} = \text{constante}$$

de donde

$$\frac{T_2^0}{T_1^0} = \frac{P_2^2 M_2^2}{P_1^2 M_1^2} \left[ \frac{2 + (k-1)M_2^2}{2 + (k-1)M_1^2} \right] \quad (2-68)$$

Sustituyendo la Ec. (2-66) en la Ec. (2-68),

$$\frac{T_2^0}{T_1^0} = \left[ \frac{2 + (k-1)M_2^2}{2 + (k-1)M_1^2} \right] \left[ \frac{(1 + kM_1^2)M_2}{(1 + kM_2^2)M_1} \right]^2 \quad (2-69)$$

Sustituyendo la Ec. (2-36) en la Ec. (2-69),

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[ \frac{(1 + kM_1^2)M_2}{(1 + kM_2^2)M_1} \right]^2 \quad (2-70)$$

de la ecuación de estado,  $\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2 P_1}{T_1 P_2}$ , y de la Ec. (2-66) y la Ec. (2-70)

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2 P_1}{T_1 P_2} = \frac{(1 + kM_1^2)M_2^2}{(1 + kM_2^2)M_1^2} \quad (2-71)$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{v_2}{v_1} = \frac{(1 + kM_1^2)M_2^2}{(1 + kM_2^2)M_1^2} \quad (2-72)$$

sustituyendo la Ec. (2-37) en la Ec. (2-66),

$$\frac{P_2^0}{P_1^0} = \left[ \frac{1 + kM_1^2}{1 + kM_2^2} \right] \left[ \frac{2 + (k-1)M_2^2}{2 + (k-1)M_1^2} \right]^{k/(k-1)} \quad (2-73)$$

una relación más queda para ser encontrada, el cambio de la entropía. De la primera y segunda ley de la termodinámica,

$$dQ = T dS = dh - \frac{v dP}{J} \quad (2-74)$$

$$\text{ó} \quad dS = C_p \frac{dT}{T} - \frac{R}{J} \frac{dP}{P} \quad (2-75)$$

Siendo  $v = RT/P$  y  $C_p = Rk/[J(k-1)]$ ,

$$dS = \frac{R}{J} \frac{k}{k-1} \frac{dT}{T} - \frac{R}{J} \frac{dP}{P}$$

$$y \quad \frac{dS}{R/J} = \frac{k}{k-1} \int_1^2 \frac{dT}{T} - \int_1^2 \frac{dP}{P} \quad (2-76)$$

$$ó \quad \frac{\Delta S}{R/J} = \frac{k}{k-1} \ln \frac{T_2}{T_1} + \ln \frac{P_1}{P_2}$$

$$y \quad \Delta S = C_p \ln \left[ \frac{T_1}{T_2} \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/k} \right] \quad (2-77)$$

Sustituyendo la Ec. (2-66) y la Ec. (2-70) en la Ec. (2-77),

$$\Delta S = C_p \ln \left( \frac{M_2}{M_1} \right)^2 \left( \frac{1 + kM_1^2}{1 + kM_2^2} \right)^{(k+1)/k} \quad (2-78)$$

Las ecuaciones (2-66), (2-69), (2-70), (2-72), y (2-73) dan las variables de estado para los gases ideales cuando la transferencia de calor ocurre y el pasaje es de sección uniforme. De cualquier modo, ninguna limitación en la cantidad posible de transferencia de calor es dada explícitamente. Para hallar estas limitaciones, uno debe examinar la Ec. (2-78). Esta ecuación indica que la entropía se incrementa hasta alcanzar un máximo cuando  $M_2 = 1$ . Posteriores adiciones de calor o posteriores incrementos en  $M_2$  resultan en un decremento en la entropía, una condición que es físicamente imposible en vista de la segunda ley de la termodinámica. Cuatro posibilidades son sugeridas:

1. Posteriores adiciones de calor no son posibles después de que  $M_2 = 1$  se logra, si  $M_1 < 1$ .
2. Si  $M_1 > 1$ , el enfriamiento debe ocurrir hasta que  $M_2 = 1$  sea alcanzado, después del cual, posteriores enfriamientos no pueden ocurrir.
3.  $M_2$  puede exceder la unidad en caso que  $M_1 < 1$  si el calor es sumado hasta que  $M_2 = 1$  seguido por enfriamiento para  $M_2 > 1$ .



4.-Cuando  $M_2 = 1$  es alcanzado, la obstrucción de flujo ocurrirá, y si  $M_1 < 1$  el flujo se ajustará por sí mismo hasta que el incremento final de adición de calor ocurra en  $M_2 = 1$ . En efecto,  $M_1$  se decrementará. Ésta condición es conocida como obstrucción térmica y es análoga a la obstrucción por fricción.

Se obtiene un cuadro claro de las posibilidades anteriores de un análisis de la línea Rayleigh. La *línea Rayleigh* se define como el sitio de estado para un proceso. Las propiedades de estado pueden ser encontradas de las relaciones de las Ecs. (2-66), (2-69), (2-70), (2-72), (2-73) y (2-78). Graficada en un plano  $T$ - $S$  la línea Rayleigh tiene la forma de la curva mostrada en la Fig. 2-23.

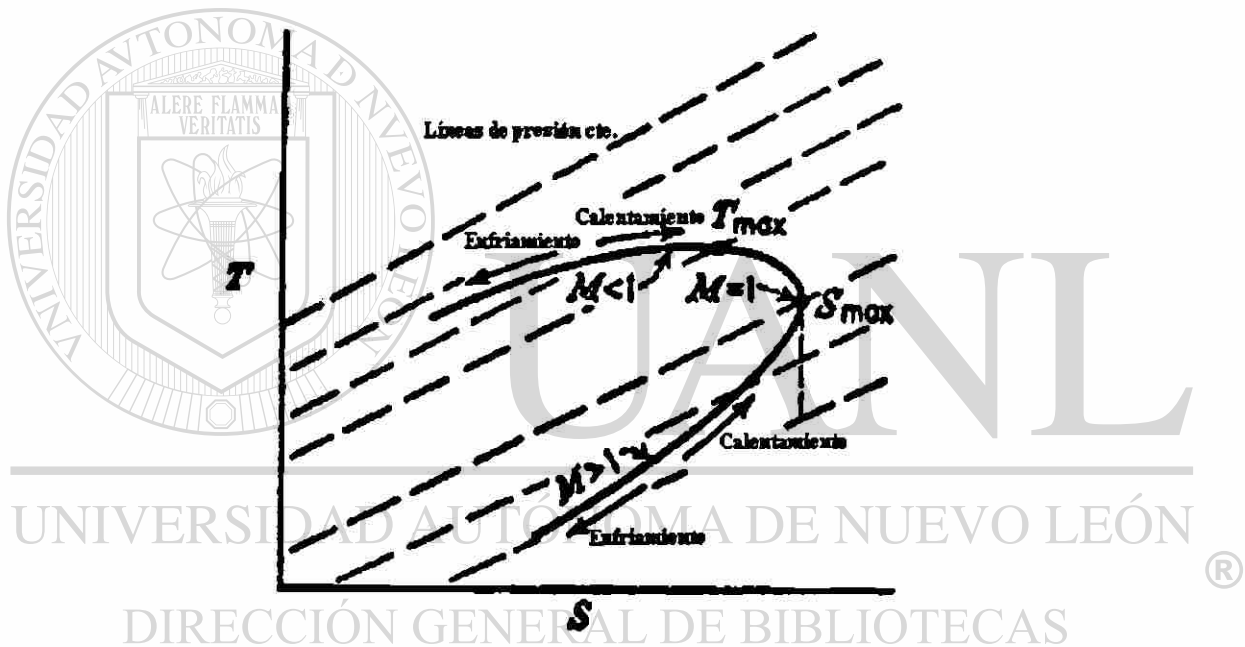


Fig. 2-23. Línea Rayleigh para flujo compresible sin fricción en un pasaje de sección uniforme con transferencia de calor.

La línea Rayleigh indica que, calentando un gas en un flujo subsónico resulta en una aceleración hasta que la entropía máxima es alcanzada a  $M = 1$ . Más aceleración tiene que ser lograda por enfriamiento. Será notado que la temperatura máxima estática se logrará antes de la entropía máxima. Esta condición es debido al hecho que la adición de calor excede el incremento de energía cinética hasta el punto de máxima temperatura estática. Más allá de este punto, el promedio de incremento de energía cinética es tan

grande que no solamente toda la adición de calor, sino también, algo de la energía interna es requerida. Como una consecuencia de la caída de temperatura estática.

También es claro el hecho de que la aceleración de velocidad ocurre con una caída en la presión estática. Además, la temperatura de estancamiento aumenta ya que el incremento a la entropía es una función de la adición de calor sólo en la ausencia de fricción. La entalpía estática se incrementa con la temperatura estática hasta que un punto es alcanzado correspondiendo a la temperatura máxima estática. Más allá de este punto, la entalpía disminuye con la temperatura estática decreciente hasta que la máxima entropía se alcanza.

La condición de obstrucción térmica puede ser ilustrada por medio de la línea Rayleigh. Cuando  $M_1$  disminuye, es evidente que el cambio en la entropía es incrementado y por lo tanto la cantidad de calor añadida. El ahogamiento termal en efecto, cambia la línea de Rayleigh por una diferente [ $G/A$  y  $M_1$ ].

La pérdida de la presión debido a la adición de calor puede ser expresada:

$$\frac{P_1 - P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_2}{P_1}$$

sustituyendo, la Ec. (2-66)

$$\frac{P_1 - P_2}{P_1} = 1 - \frac{1 + kM_1^2}{1 + kM_2^2} \quad (2-79)$$

y en cuanto a presiones del estancamiento se usa la Ec. (2-73),

$$\frac{P_1^0 - P_2^0}{P_1^0} = 1 - \left[ \frac{1 + kM_1^2}{1 + kM_2^2} \right] \left[ \frac{2 + (k-1)M_2^2}{2 + (k-1)M_1^2} \right]^{k/(k-1)} \quad (2-80)$$

Si fricción esta presente también, la pérdida de la presión combinada, es la suma de las pérdidas de presión debido a la fricción y suma del calor.

## 2-13. FLUJO ISOENTROPICO EN TOBERAS

La ecuación de la energía para el flujo isoentrópico en una tobera puede ser descrita

$$\frac{VdV}{gJ} = -dU - \frac{d(Pv)}{J} \quad (2-81)$$

Integrando y despreciando la velocidad entrante,

$$-\frac{V_2^2}{2gJ} = U_2 - U_1 + \frac{P_2 v_2}{J} - \frac{P_1 v_1}{J} \quad (2-82)$$

Si el gas es ideal, la energía interna es una función solamente de la temperatura, o

$$U_2 - U_1 = C_v(T_2 - T_1)$$

Sustituyendo ( $C_v = R/[J(k-1)]$ ) y  $Pv = RT$ ,

$$U_2 - U_1 = \frac{RT_2 - RT_1}{J(k-1)} = \frac{P_2 v_2 - P_1 v_1}{J(k-1)} \quad (2-83)$$

Sustituyendo la Ec. (2-83) en La Ec. (2-82),

$$-\frac{V_2^2}{2g} = \frac{k}{k-1} (P_2 v_2 - P_1 v_1)$$

de la ecuación anterior para la expansión isoentrópica de un gas ideal  $Pv^k$  - constante le sigue que

$$P_1 v_1 = P_2 v_2 \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{(k-1)/k}$$

la cual sustituida en la ecuación anterior, produce

$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{k}{k-1} \left[ P_1 v_1 - P_1 v_1 \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k-1)/k} \right]$$

Designando la proporción de la presión de la salida para la presión de entrada por  $r$ , la ecuación anterior puede ser expresada

$$V_2 = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_1 v_1 (1 - r^{(k-1)/k})} \quad (2-84)$$

Se debe notar cuidadosamente que esta es la expresión para la velocidad de la salida, debido a que, la velocidad de entrada es despreciable, la expansión es isoentrópica, y el fluido es un gas ideal.

Sí la Ec. (2-84) se sustituye en la ecuación de la continuidad,

$$G = \frac{A_2}{v_2} \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_1 v_1 (1 - r^{(k-1)/k})} \quad (2-85)$$

De nuevo, de la ecuación para la expansión isoentrópica de un gas ideal,  $v_2 = v_1 r^{-1/k}$  que, sustituida en la Ec. (2-85), nos queda

$$G = A_2 \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{v_1} (r^{2/k} - r^{(k+1)/k})} \quad (2-86)$$

Por un juego de condiciones, dado que, el valor de la masa del flujo es dado por la Ec. (2-86) es el máximo, cuando la expresión  $[r^{2/k} - r^{(k+1)/k}]$  es un máximo. El valor de  $r$  es un máximo que puede ser hallado cuando

$$\begin{aligned} \frac{d}{dr} (r^{2/k} - r^{(k+1)/k}) &= 0 \\ \text{ó} \quad \frac{2}{k} r^{(2-k)/k} - \frac{k+1}{k} r^{1/k} &= 0 \\ \text{Resolviendo para } r \quad r^* = r &= \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \end{aligned} \quad (2-87)$$

Este valor es conocido como la proporción del valor de la presión crítica y se designa como  $r^*$ .

Se demostrará que la presión crítica y la velocidad sónica son alcanzadas simultáneamente. La proporción de esta presión crítica, a la presión de entrada, es la proporción de la presión crítica. Valores de  $r^*$  pueden obtenerse de la Ec.(2-87) si el valor de  $k$  es conocido por el gas bajo consideración. Valores promedio de  $r^*$  de algunos gases y vapores encontrados en la práctica de la turbina son:

<i>Gas o Vapor</i>	$r^*$
Aire (frío) .....	0.527
Gases de turbo-gas .....	0.525
Líquido saturado o vapor húmedo .....	0.577
Vapor sobrecalentado .....	0.546

Se puede hallar la relación de la presión crítica a la velocidad sónica si el valor de  $r^*$  se obtiene de la Ec.(2-87) se sustituye en la Ec.(2-84)

$$V_2 = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} P_1 v_1} \quad (2-88)$$

De la ecuación  $P_1 v_1 = P^* v^* (r^*)^{(1-k)/k}$  y

$$P_1 v_1 = P^* v^* \frac{k+1}{2}$$

Sustituir la ecuación que precede en la Ec. (2-88),

$$V^* = a = \sqrt{gkP^* v^*}$$

Por lo tanto la velocidad del gas es sónica cuando la presión crítica es alcanzada. El máximo valor de la masa del flujo ahora podrá ser calculada.

$$G_{max} = \frac{A^*}{v^*} \sqrt{gkP^* v^*} \quad (2-89)$$

Al alterar la expresión del valor máximo de la masa del flujo puede obtenerse sustituyendo  $r^*$  de la Ec. (2-87) en La Ec. (2-86).

$$G_{max} = A * \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{v_1} \left[ \left( \frac{2}{k+1} \right)^{2/(k-1)} - \left( \frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)} \right]} \quad (2-90)$$

Por lo tanto, las relaciones derivadas en esta sección, son útiles al examinar el dibujo del flujo en las toberas, el diseñador de la turbina aprovecha las relaciones simples en términos de las propiedades del gas o vapor de las tablas de propiedades termodinámicas. Las relaciones de diseño de álabes se cubrirán en los capítulos 3, 4 y 5.

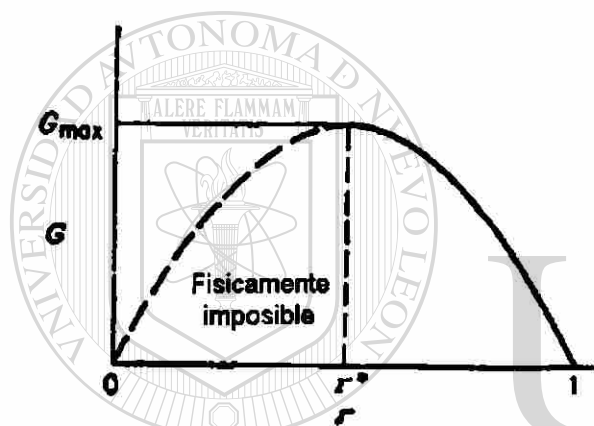


Fig. 2-24. Relación de flujo de masa como una función de la relación de presión.

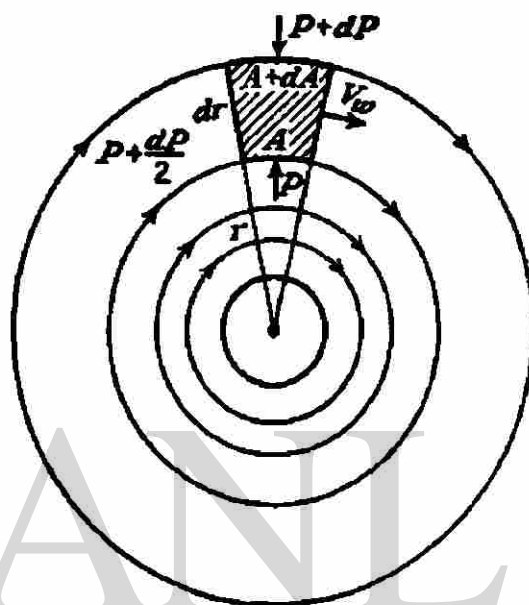


Fig. 2-25. Línea de corriente y elemento de volumen para el flujo circulatorio concéntrico.

## DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

### 2-14. FLUJO CIRCULATORIO CONCÉNTRICO EN DOS DIMENSIONES.

Considerando dos dimensiones y un flujo concéntrico isoentrópico, como se ilustra en la Fig. 2-25. El flujo en planos paralelo a la página se asume que son idénticos. El valor de las líneas de corriente concéntricas se designan como  $r$  y la velocidad de la componente tangente de las líneas de corriente como  $V\omega$ . Un elemento infinitesimal de gas a distancia que  $r$  tiene una altura de  $dr$  y una área de  $A$  a lo largo de la curva de la cara  $r$ . El área a lo largo de la superficie de la curva a  $(r + dr)$  es  $(A + dA)$ . La presión estática a  $r$  es  $P$  y a  $(r + dr)$  es  $(P + dP)$ . Entonces la fuerza resultante hacia el centro de la curvatura es:

$$(P + dP)(A + dA) - PA - \left(P + \frac{dP}{2}\right)dA = A dP$$

La fuerza centrífuga es  $[\rho A dr(V_\omega^2/r)]$  que igualada a la ecuación anterior

$$\frac{dP}{dr} = \rho \frac{V_\omega^2}{r}$$

De la Ec. (2-8)

$$dP = -\rho V dV$$

Por lo tanto

$$-\rho \frac{V_\omega dV_\omega}{dr} = \rho \frac{V_\omega^2}{r}$$

ó

$$\int \frac{dV_\omega}{V_\omega} = - \int \frac{dr}{r}$$

y

$$rV_\omega = \text{constante} = \Omega = \text{vortice} \quad (2-91)$$

Por eso, la velocidad tangencial ( $V_\omega$ ) varía inversamente a la distancia radial  $r$ . Si la Ec. (2-91) se resuelve por ( $V_\omega$ ), queda claro que cuando  $r$  se aproxima al límite cero, ( $V_\omega$ ) se acercará al infinito. Ahora tal condición es obviamente una imposibilidad física. Una de dos posibilidades deben existir. O el flujo ocurre en una región cerca de la periferia exterior de un cilindro para que ( $r = 0$ ) sea un punto ficticio o la Ec. (2-91) no refleja una relación verdadera como ( $r \rightarrow 0$ ). Realmente, los efectos viscosos que no fueron considerados en la derivación de la Ec. (2-91) se pronuncia así como ( $r \rightarrow 0$ ) el gas se comporta como una rueda de cuerpo sólido con el resultado:

$$V_\omega = \omega r$$

La condición física entonces cuando ( $r = 0$ ) existe en el campo del flujo es un centro de giro de la rueda como un cuerpo sólido fuera de la región de transición y fuera de la región de transición, es todavía otra región donde los efectos de viscosidad son despreciables y la Ec. (2-91) se aplica. El flujo en esta última región, es como, un flujo libre de remolinos, mientras que el centro es referido como flujo de vórtice forzado. De la suposición inicial el flujo isoentrópico que sigue a la presión (de estancamiento) es constante por todas partes en la región libre de remolinos y de la Ec. (2-91) la presión estática decrece, varía inversamente como la segunda fuerza de la distancia radial.

# CAPITULO 3

## TEORIA GENERAL.

### 3-1. MOMENTO PRINCIPAL.

El momento principal se manifiesta en la ley de Newton del movimiento y es fundamental en el análisis cinemático de maquinas de fluidos establecidos. La más fundamental de estas leyes dice que, el cambio de momento es igual a la suma de las fuerzas externas que actúan en el cuerpo. Momento es definido como el producto de la masa del cuerpo y su velocidad, el momento tiene la misma dirección que la velocidad, o

$$M = \frac{m}{g} V$$

Donde  $M$  = momento

$m$  = masa

$V$  = Velocidad.

$F$  = Fuerza

De la ley de Newton,



$$\sum F = \frac{d}{dt} \left( \frac{m}{g} V \right) \quad (3-1)$$

Si la ecuación (3-1) es aplicada a la continuidad de partículas de flujo constante,

$$m = \int dm$$

y

$$\sum F = \frac{d}{dt} \int V \frac{dm}{g}$$

$$\sum F = \frac{dM}{dt} \quad (3-2)$$

Otra postura importante es la ley de conservación de momento. Así, por ejemplo, donde hay cambio de momento que ocurre entre dos cuerpos, el momento total es conservado, y el momento cedido por un cuerpo es exactamente igual al momento recibido por el segundo cuerpo.

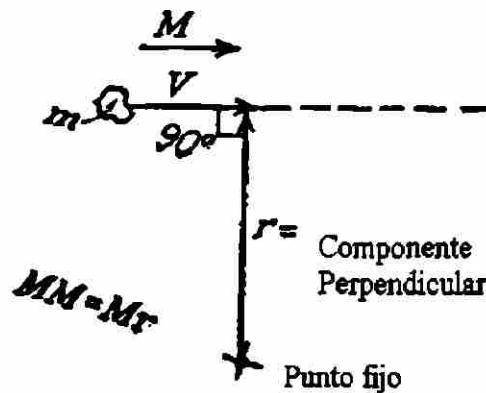


Fig. 3-1. Momento de una partícula.

El momento angular o la fuerza de momento de una partícula de masa en un eje estacionario es definida como el producto del momento de la partícula y la componente perpendicular de momento con la dirección de la velocidad desde un punto fijo en el eje. Los elementos de esta definición están ilustrados en la Fig. 3-1. El momento angular es una cantidad vectorial opuesta al momento mismo de la cantidad vectorial.

Después de que se obtuvo la masa, consistente en un número de partículas, la siguiente expresión podría ser escrita así:

$$Fr_y = \frac{d}{dt} \sum \left( \frac{m}{g} V \right) r_x \quad (3-3)$$

$r_x$  = componente de fuerza del vector momento.

$r_y$  = componente de fuerza del vector.

Esta ecuación es simplemente otra forma de mostrar, que la cantidad de tiempo en el del cambio de momento angular de un cuerpo en un punto del eje es igual, a la resultante del momento de las fuerzas aplicadas.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

### 3-2. TEORIA DE LINEA DE CORRIENTE.

Para simplificar el análisis de los intercambios de energía entre un fluido y el rotor con la teoría de línea de corriente, algunas asunciones serán necesarias. Esto es después de los resultados obtenidos de muchos análisis teóricos o ideales. Estas limitaciones no ofrecen serias desventajas, desde la relación ideal, puede ser modificada después por el diseño apropiado del coeficiente para rendir resultados prácticos, sin embargo:

1. El flujo del pasaje es constante y uniforme a la entrada y salida de las secciones cruzadas. Esta asunción implica que la presión y velocidad causen disturbios en la división del escalonamiento, pero ellos pueden ser pasados por alto o por lo menos no afectarán las velocidades de entrada y salida.
2. El flujo es laminar al encontrarse en la línea de corriente. Por lo tanto el pasaje estará completamente lleno por el fluido.
3. El rotor gira con una velocidad angular constante.
4. Ninguno de los fluidos que pase por el pasaje, ocasionará agrietaciones.
5. No habrá transferencia de calor entre el fluido y sus contornos.
6. La fricción no se considera.

La figura 3-2 muestra el giro arbitrario de un rotor a una velocidad angular constante sobre el eje  $x_x$ . Todas las consideraciones fueron analizadas para ser aplicables.

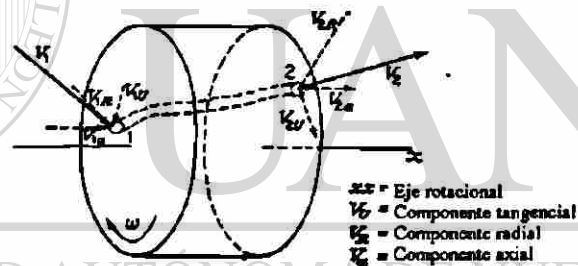


Fig. 3.2 flujo arbitrario a través de un álabe

El fluido podrá ser compresible o incompresible y podrá entrar a la cámara en cualquier punto y salir en cualquier otro punto del radio. En otras palabras el fluido es general y el camino que este traza es general. La presión en el fluido y las áreas de cruce seccional de la cámara podrán cambiar o permanecer constante.  $V_1$  representa velocidad absoluta uniforme del fluido entrando de la cámara del rotor y  $V_2$  la velocidad absoluta uniforme saliendo de la cámara del rotor.  $V_{1U}$  y  $V_{2U}$  representan la entrada y salida de las componentes tangenciales respectivamente. Las componentes tangenciales son las tangentes de las componentes de velocidad del curso de la rotación angular del rotor.  $V_{1a}$

y  $V_{2a}$  representan respectivamente las componentes axiales de las velocidades de entrada y salida. La componente axial es la componente paralela al eje de rotación del rotor.  $V_{1R}$  y  $V_{2R}$  representan las componentes radiales de la velocidad de entrada y salida, respectivamente. La componente radial esta en el plano normal del eje de rotación.

La figura 3-3 muestra la elevación de un lado y de frente del rotor de la figura 3-2 juntos con la proyección del plano de la entrada y la salida de velocidades y sus componentes. Se ve claro en la figura que, la única componente significativa en el estudio de los efectos de fuerzas rotacionales en el rotor o el fluido, son las componentes tangenciales. Las componentes axiales simplemente empujan en la junta del rotor. Las componentes radiales, claro que, resulta en una fuerza normal al eje de rotación. Además, el momento angular puede ser expresado en términos de velocidad tangencial.

Desde;

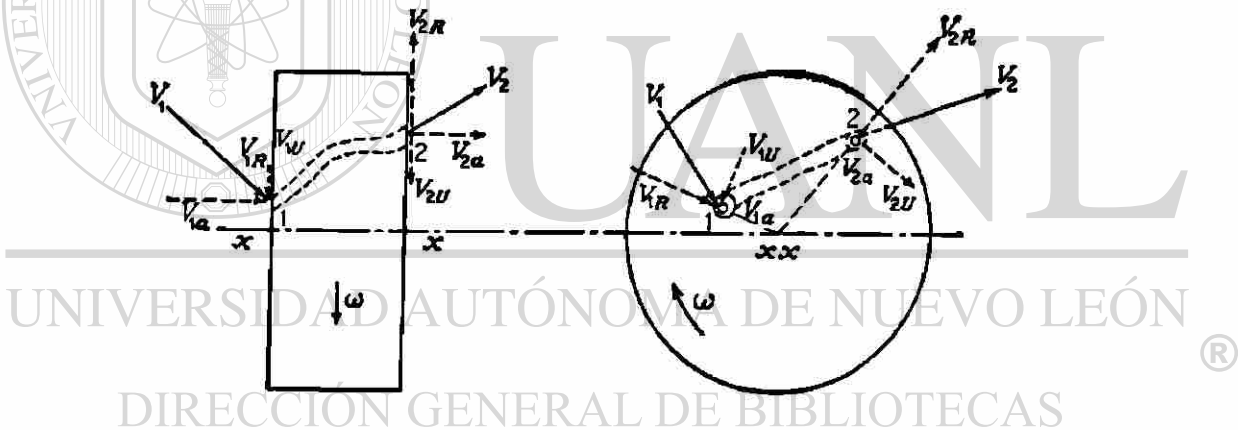


Fig. 3-3 Flujo arbitrario en el pasaje del rotor, vista lateral y de frente

Ec. (3-3), el momento angular de la entrada del fluido es por la condición de flujo constante.

$$(MM)_1 = Fr_1 = \frac{dm}{g dt} (V_{1u}) r_1$$

donde  $r_1$  = la distancia radial desde el eje rotacional hasta  $V_{1u}$

$m$  = masa

Similar para la de salida del rotor,

$$(MM)_2 = Fr_2 = \frac{dm}{g dt} (V_{2U}) r_2$$

Designando  $dm/dt = G$  y observando que  $dm/dt$  es la masa del fluido por unidad de tiempo en kilogramos, quedando;

$$T = (MM)_2 - (MM)_1 = \frac{G}{g} (r_1 V_{1U} - r_2 V_{2U}) \quad (3-4)$$

donde  $T =$  torque ejercido por el rotor en el fluido.

El trabajo es dado por el producto del torque y la velocidad angular, de la Ec. (3-4),

$$P = T\omega = \omega \frac{G}{g} (r_1 V_{1U} - r_2 V_{2U}) \quad (3-5)$$

La transferencia de energía por unidad de masa de flujo es

$$E = \frac{\omega}{g} (r_1 V_{1U} - r_2 V_{2U}) \quad (3-6)$$

La expresión  $rV_U$  es el giro o velocidad del fluido (ver Ec. 2-81). Si la diferencia del vector ( $r_1 V_{1U}$  y  $r_2 V_{2U}$ ) es positiva, el rotor es una turbina, y si la diferencia del vector ( $r_1 V_{1U}$  y  $r_2 V_{2U}$ ) es negativa, el rotor es un compresor. La ecuación (3-6) indica claramente que la transferencia de energía depende totalmente de la resultante del valor de  $r_1 V_{1U}$  y  $r_2 V_{2U}$  y por lo tanto es independiente del tipo de flujo de la cámara. La forma del flujo del pasaje, claro que influye en el valor del cambio de giro. Pero cualquier número diferente al flujo del pasaje posiblemente podría dar el mismo cambio de giro. Sin embargo este cambio de giro es significativo y no la forma actual del pasaje.

Nada de la velocidad lineal de un punto en el rotor esta dada por ( $\omega r$ ) y designada la velocidad lineal semejante al punto por el símbolo  $U$ , de la Ec (3-6),

$$E = \frac{1}{g} (U_1 V_{1U} - U_2 V_{2U}) \quad (3-7)$$

Esta ecuación algunas veces es llamada La Ecuación de Euler de transformación de energía entre un fluido y un rotor después Leonhard Euler fue quien en el siglo dieciocho reconoció primero esta relación.

### 3-3 MOMENTO Y CIRCULACION.

Considerando la consistencia del rotor de  $n$  aspas o divisiones de escalonamiento. La figura 3-4 muestra una sección cónica YZ a través del rotor. Si la circulación alrededor de cada división de escalonamiento en la sección YZ es dada por  $\Gamma_b$ , esto podrá mostrar la circulación total de la sección

$$\Gamma = n \Gamma_b \quad (3-8)$$

La circulación total es medida alrededor de dos círculos Y y Z que tienen el eje común. Estos dos círculos Y y Z están en el plano antes y después del sistema. Estos se localizan suficientemente apartados y estos disturbios de velocidades locales no causan variaciones de velocidad del fluido sobre los círculos. Considerar que los contornos formados por los círculos Y y Z serán unidos por dos líneas yz y zy que tienen dirección opuesta pero coinciden. Tal que los dos círculos se unen con un simple contorno.

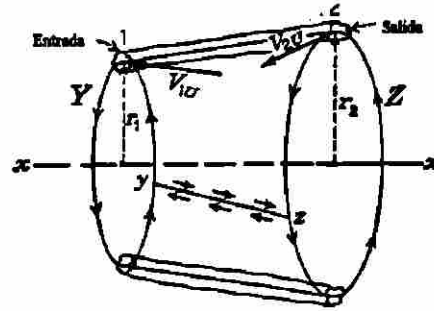


Fig. 3-4. Sección cónica a través de la rotación que muestra el contorno cerrado para una sección total de circulación.

Una imagen física de esto es obtenida cortando una sección de tubo de papel a lo largo de un lado. El perímetro del cuerpo resultante es un contorno cerrado. Aplicando

La Ec. (2-82)

$$\Gamma = 2\pi r_1 V_{1U} + \int_x^y V \cos \theta \, dl - 2\pi r_2 V_{2U} + \int_y^x V \cos \theta \, dl \quad (3-9)$$

pero

$$\int_x^y V \cos \theta \, dl = - \int_y^x V \cos \theta \, dl$$

la integración aplicada a la misma línea pero en dirección opuesta. De tal manera la Ec. (3-9) quedaría

$$\Gamma = 2\pi (r_1 V_{1U} - r_2 V_{2U}) \quad (3-10)$$

Si comparamos la Ec. (3-6) y (3-10) revela que la transferencia de energía hacia o del rotor y su circulación depende del cambio de giro. De hecho la ecuación Kutta-Joukowski describe el aumento en la circulación. Entonces, está claro que una relación existe entre la circulación y la transferencia de energía entre un fluido y un rotor.

De la Ec. (3-8) y la Ec. (3-10) quedará de la siguiente manera:

$$\frac{\Gamma}{2\pi} = \frac{n \Gamma_b}{2\pi} = r_1 V_{1U} - r_2 V_{2U} \quad (3-11)$$

De la Ec. (3-6) y la Ec. (3-11) la siguiente relación se obtiene del intercambio de energía entre un fluido y un rotor en términos de circulación:

$$E = \frac{\omega \Gamma}{g 2\pi} = \frac{\omega n \Gamma_b}{g 2\pi} \quad (3-12)$$

La Ec. (3-12) es una expresión muy usada, particularmente en el diseño de flujo-axial de compresores.

### 3-4 CAMBIOS DE ENERGIA EN UN FLUIDO.

Las ecuaciones desarrolladas tal que, dan la transferencia de energía al rotor o del rotor al fluido. La energía transferida al rotor del fluido es exactamente igual a la diferencia entre la energía que entra y sale del rotor. Similarmente, el incremento de energía del fluido que pasa a través del rotor exactamente equivale a la energía transferida del fluido al rotor. Esta energía transferida puede ser expresada como:

$$E = \frac{\omega}{Jg} (r_1 V_{1U} - r_2 V_{2U}) = - \left[ (h_1 - h_2) + \left( \frac{V_1^2 - V_2^2}{2gJ} \right) \right] \quad (3-13)$$



## EL ALABE DE IMPULSO

### 3-5. INTRODUCCION.

Como empezamos previamente, la función de los álabes de la turbina es el de convertir energía del flujo del fluido de los álabes en trabajo. El propósito de esta división es analizar la acción de vapor o gas en el alabeado de turbinas de impulso. Las turbinas pueden ser ampliamente clasificadas; predominantemente de impulso o de reacción. Esto es esencial, para entender claramente el principio del significado de la fuerza de impulso y reacción.

### 3-6. FUERZA DE IMPULSO Y DE REACCION.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La segunda ley de Newton puede ser expresada:

$$F_U = ma = \frac{M dV_U}{g dt} \quad (3-14)$$

Para condiciones de flujo constante,  $dm/dt = G$  constante y

$$F_U = \frac{G}{g} dV_U$$

donde  $F_U$  = Fuerza tangencial

$G$  = Cambio de masa en el flujo

$V_U$  = Componente tangencial de la velocidad del fluido  $V$

La Ec. (3-14) es la base para definir la fuerza de impulso, que es la fuerza resultante de baja magnitud o del cambio de dirección de la velocidad tangencial del fluido.

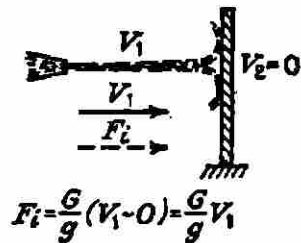


Fig. 3-5 Fuerza de impulso debido al cambio de baja velocidad

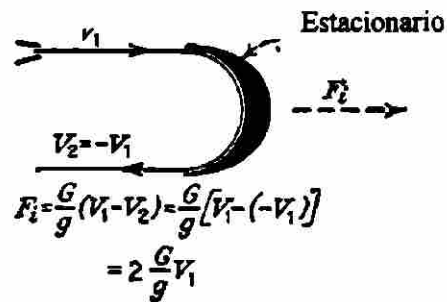


Fig 3-6 Fuerza de impulso debido al cambio de dirección de velocidad

La fuerza de reacción tiene lugar, cuando la velocidad tangencial del fluido aumenta y se opone a la dirección de la velocidad. La figura 3-5 ilustra la fuerza de impulso debido a la baja velocidad del fluido. Aquí la velocidad  $V_1$  es efectivamente reducida a cero al impacto con la pared, resultando una fuerza de impulso en la dirección del chorro del fluido. En la figura 3-6, una fuerza de impulso es ejercida sobre un álabe cilíndrico al cambiar de dirección la velocidad. Desde que el álabe es estacionario y sin fricción, no hay decremento en la magnitud de la velocidad. Es interesante notar en este caso particular, que la fuerza total ejercida sobre el álabe es, de impulso y de reacción. La fuerza de impulso es ejercida en la mitad de entrada del álabe donde el chorro golpea, ejerciendo una fuerza a la derecha. En la mitad de salida, el chorro saliente ejecuta una fuerza de reacción sobre el álabe, que es también hacia la derecha. Esta fuerza posterior es llamada fuerza de reacción para distinguirla de la fuerza de acción, definida anteriormente. El esfuerzo combinado de las dos fuerzas sobre un álabe de impulso es arbitrariamente referido como una fuerza de impulso. La figura 3-7 ilustra la fuerza de reacción ejercida por la boquilla debido a la aceleración del fluido.

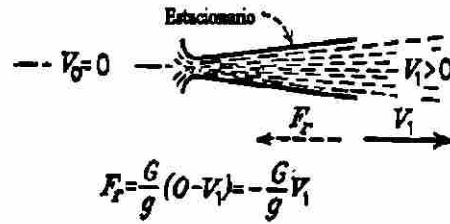


Fig. 3-7 Fuerza de reacción debido a aceleración de la velocidad.

### 3-7. VELOCIDAD RELATIVA.

La velocidad absoluta es definida como la velocidad de un objeto relativa a la tierra. La velocidad relativa es la velocidad absoluta de un objeto en movimiento comparado con la velocidad absoluta de otro objeto. Si la velocidad absoluta del chorro la denominamos como  $V$ , si esta velocidad relativa es de un álabe en movimiento, la velocidad absoluta  $U$  vectorialmente es igual a  $(V - U = W)$ , donde  $W$  representa la velocidad relativa. En la figura 3-8,  $V_1$  es la velocidad absoluta del fluido a la salida de la boquilla y entrando al álabe.

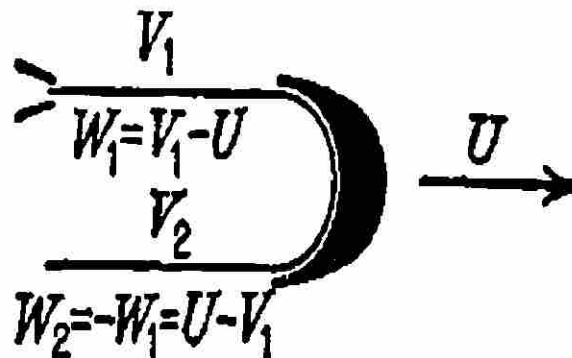


Fig. 3-8. Velocidad relativa.

Después de que el álabe alcanza la velocidad absoluta  $U$ , La velocidad relativa del chorro es ( $V_1 - U = W_1$ ). Asumiendo que no hay fricción entre el chorro y el álabe, la velocidad relativa saliendo del álabe  $W_2$  es igual en magnitud al de la velocidad relativa a la entrada ( $W_1 = -W_2 = -(V_1 - U)$ ). La velocidad absoluta a la salida del álabe  $V_2$  es igual a ( $(V_1 - U) - U$  o  $V_1 - 2U$ ), y después de que la dirección es opuesta a  $V_1$ , queda ( $V_1 - 2U = 2U - V_1$ ). Aplicando la Ec. (3-14),

$$Fu = \frac{G}{g} (W_1 - W_2)$$

$$Fu = \frac{G}{g} [(V_1 - U) - (-V_1 + U)]$$

$$Fu = 2 \frac{G}{g} (V_1 - U) \quad (3-15)$$

Un resultado similar puede ser obtenido substituyendo las velocidades absolutas en la Ec. (3-14).

$$Fu = \frac{G}{g} (V_1 - V_2)$$

$$Fu = \frac{G}{g} [(V_1 - (2U - V_1))]$$

$$Fu = 2 \frac{G}{g} (V_1 - U)$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

### 3-8. VELOCIDAD DEL ALABE.

Casi todo el vapor y el gas de turbinas es de tipo flujo-axial. Generalmente hablaremos de máquinas de fluidos de flujo-axial  $r_1$  y  $r_2$  de las Ec. (3-4) a (3-6) pueden considerarse iguales. Como quiera, queda claro que pueden ser variaciones del valor de  $r$  del lado interno del álabe. Este factor aumenta la cuestión de como saber la velocidad lineal del álabe desde ( $U = wr$ ). Considerar la Fig. (3-9) que muestra una porción del rotor de una turbina con un álabe pegado. El radio del álabe interior y exterior designadas  $r_i$  y  $r_e$ , respectivamente. Este radio describe dos círculos concéntricos que

forman un flujo nulo. El elemento del área del álabe de profundidad radial  $dr$  es definido por arcos circulares de radio  $r_x$  y  $r_y$ . Este elemento de área puede considerarse que tiene realmente una constante de velocidad lineal, por encima de la profundidad radial equivalente a la velocidad lineal del radio conocido  $r_m$ , dado en la siguiente expresión:

$$r_m = \sqrt{\frac{r_x^2 + r_y^2}{2}}$$

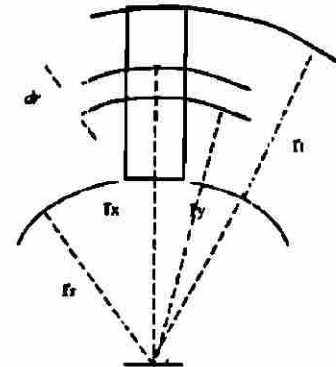


Fig.3-9. Radios del álabe.

El radio  $r_m$  es entonces la raíz cuadrada de los radios, y divide el espacio entre los dos círculos concéntricos de radio  $r_x$  y  $r_y$ , en dos círculos de igual área, y por lo tanto es igual al valor de la masa del flujo. La velocidad lineal de este elemento del álabe es ( $U = \omega r_m$ ). Esto queda claro si el álabe es comparativamente más pequeño que la velocidad lineal media del álabe claramente representada. Como quiera, cuando el álabe es largo, la desviación del interior y exterior de velocidad lineal media es mejor marcada. Por lo pronto se asumirá que los álabes cortos están bajo consideración o  $U$  es la velocidad lineal del álabe y representativa del álabe entero.

De acuerdo con lo antes mencionado la Ec. (3-7) puede ser reducida a:

$$E = \frac{U}{g} (V_{1u} - V_{2u}) \quad (3-16)$$

### 3-9. TRABAJO Y EFICIENCIA IDEAL DEL ALABE DE IMPULSO.

Examinando la Ec. (3-16) el trabajo no se hace cuando  $U = 0$  o cuando  $V_{1u} = U$ . Si el álabe tiene una forma similar a la mostrada en la Fig. 3-8,  $V_{1u} = V_1$ . Si es semejante al álabe ideal, la condición para el trabajo máximo o transferencia de energía del rotor debe estar entre las condiciones de  $U = 0$  y  $V_1 = U$ . Para encontrar esta condición, la Ec. (3-16) primero debe ser modificada a la siguiente forma:

$$E = 2 \frac{UV_1}{g} \left( 1 - \frac{U}{V_1} \right)$$

e indicar  $U/V_1$  por  $v$ , el símbolo de la relación de velocidad,

$$E = 2 \frac{UV_1}{g} (1 - v)$$

Después de multiplicar y dividir por  $(U/V_1)$ ,

$$E = 2 \frac{V_1^2}{g} v(1 - v) \quad (3-17) \text{®}$$

y finalmente diferenciando con respecto a  $v$  para encontrar el óptimo valor de  $v$ ,

$$2 \frac{V_1^2}{g} - 4 \frac{V_1^2}{g} v = 0$$

$$v = \frac{1}{2} \quad (3-18)$$

Por lo tanto la máxima energía entregada sin fricción en el álabe donde permite la entrada paralela y salida del fluido donde la velocidad absoluta del fluido que entra es el doble de la velocidad lineal del álabe.

Sustituyendo  $v = \frac{1}{2}$  en la Ec. (3-17),

$$E_{\max} = 2 \frac{V_1^2}{g} \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{2}\right) = \frac{V_1^2}{2g}$$

Que, es igual a la energía cinética del fluido que entra. Es evidente esta regla, con esta condición, el álabe debe ser 100 por ciento eficiente y la velocidad del fluido a la salida del álabe cero. A la velocidad de salida de cero el pasaje del álabe requiere un área infinita. Además es imposible usar un álabe de forma cilíndrica, pero es necesario colocar las boquillas que conducen el chorro directamente hacia la rotación del álabe. Similarmente, el flujo deja el álabe golpeándolo por su tercera parte siguiente, causando una fuerza contraria. Porque esta limitación física del flujo debe entrar y salir de los álabes con cierto ángulo, solamente componentes tangenciales de velocidad de entrada y salida pueden contribuir a la fuerza de impulso.

Queda claro que, el álabe de 100 por ciento de eficiencia necesariamente es hipotético y cualquier álabe real tendrá una eficiencia menor.

### 3-10. DIAGRAMAS DE VELOCIDAD.

La figura 3-10 muestra completa los diagramas de velocidad de un álabe de impulso simple de una turbina. El vector de velocidad  $V_1$  representa la magnitud de la velocidad

y dirección del flujo a la salida de la boquilla y entrada del álabe. La dirección es dada por el ángulo de la boquilla  $\alpha$ . El vector de velocidad  $U$  representa la velocidad del álabe y  $(V_1 - U)$  vectorial da la velocidad relativa del álabe del vector  $W_1$ . El triángulo formado por los vectores de velocidad ( $V_1$ ,  $W_1$  y  $U$ ) es conocido como triángulo de velocidad de entrada. El ángulo de entrada del fluido es indicado por  $\beta$ . El vector de velocidad  $V_{1U}$  es la componente tangencial de la velocidad absoluta de entrada  $V_1$  y algunas veces llamado la velocidad absoluta de entrada de giro. Esta velocidad de giro pocas veces designado por el termino de "componente rotativa" de la velocidad absoluta de entrada.

Semejantemente  $W_{1U}$  es la componente tangencial de la velocidad relativa de entrada  $W_1$ , o velocidad relativa de entrada de giro. La velocidad relativa de salida es indicada por el vector  $W_2$  y  $\gamma$  es el ángulo de salida del flujo. Agregando  $W_2$  y  $U$  vectorialmente da  $V_2$ , velocidad absoluta de salida. El vector  $V_{2U}$  es la velocidad absoluta de salida de giro. El ángulo absoluto de salida del fluido es  $\delta$ . El triángulo formado por los vectores ( $V_2$ ,  $W_2$  y  $U$ ) es conocido como triángulo de velocidad de salida.

Queda claro del diagrama de velocidad que, las fuerzas ejercidas en los álabes debido al cambio de velocidad de giro, es menor que en le caso hipotético de ángulo cero de entrada y salida.

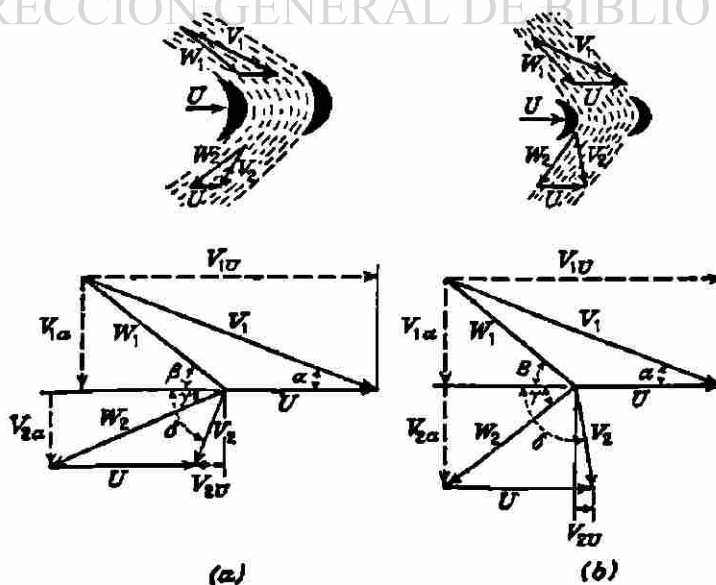


Fig. 3-10. Diagramas de velocidad para una turbina de impulso simple



Esto puede acentuar las direcciones de velocidad dadas en el diagrama, ya que representa la dirección de las velocidades uniformes del fluido y no los ángulos establecidos por los álabes.

Del diagrama de velocidades la Ec. (3-16) puede ser expresada de la siguiente forma de transferencia de energía a los álabes:

$$E = \frac{U}{g} (V_1 \cos \alpha - V_2 \cos \delta) \quad (3-19)$$

Si las velocidades relativas de giro se sustituyen en la Ec. (3-16), la respuesta es equivalente a la Ec. (3-19). Usualmente es más conveniente expresar la transferencia de energía del rotor, en términos de velocidad absoluta de giro. Por lo tanto en lo futuro sólo las velocidades absolutas de giro serán utilizadas y se referirá simplemente a la velocidad de giro.

Las componentes axiales de entrada y salida, de velocidades absolutas, indicadas en los diagramas de velocidad son  $V_{1a}$  y  $V_{2a}$ , respectivamente. El cambio en la componente axial obviamente no ejerce fuerza en los álabes, pero transmite empuje en la dirección del impulso de la turbina. Como sea, el empuje debido a la velocidad axial de salida es opuesta en dirección a la velocidad axial de entrada y el empuje neto es pequeño en una turbina de impulso.

Otros tipos de diagramas de velocidad son usados por turbinas de impulso junto al diagrama de extensión, usualmente enfatizamos algunas semejanzas al diagrama a condensar. La figura 3-11 muestran el diagrama de velocidad que difiere al diagrama de extensión de la Fig. 3-10 en que el triángulo de velocidad de salida esta junto al triángulo de velocidad de entrada con un origen común excepto para todos los vectores de velocidad, por supuesto, el vector de velocidad del álabe.

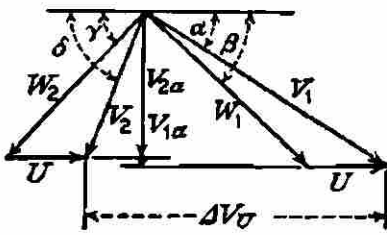


Fig. 3-11 Diagrama polar de velocidad

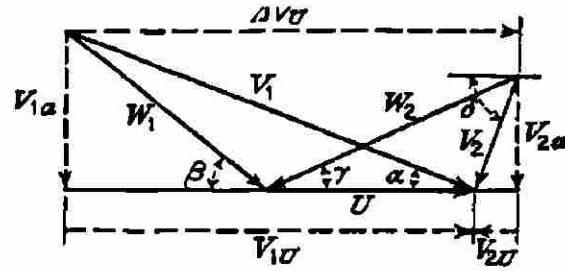


Fig. 3-12 Diagrama de velocidad para una turbina de impulso simple

Otro tipo de diagramas de velocidad frecuentemente usado se muestra en la Fig. 3-12. Aquí el triángulo de velocidad de entrada mantiene la misma posición que la del diagrama de la Fig. 3-10. El triángulo de velocidades de salida esta plegado sobre el vector  $U$  que es el eje inclinado.

El efecto de fricción puede verse en el diagrama de velocidades de disminución de magnitud de  $W_2$  por la pérdida de velocidad debido a la fricción en el álabe del pasaje. La fricción es medida por el factor de fricción del álabe. ( $k_b = W_2 / W_1$ )

El diagrama de velocidad es extremadamente importante, ya que es un dispositivo para analizar el flujo hasta el pasaje de la turbina. El efecto de velocidad del álabe, ángulos de entrada y salida del flujo, y la fricción puede mostrarse gráficamente por medio del diagrama de velocidad conveniente. Si el diagrama de velocidad es dibujado con cuidado y lo suficientemente a escala grande, podrá dar una solución gráfica para muchos de los valores requeridos para propósitos de diseño.

### 3-11. TRABAJO Y EFICIENCIA TEORICA EN LA ETAPA DE IMPULSO SIMPLE

La energía transferida al rotor de una turbina de impulso, puede ser expresada por la Ec (3-16) que es aplicable a cualquier máquina de fluido de flujo-axial. De todas maneras, es deseable expresar la energía entregada a los álabes en el alabeado, en diversas formas para estudiar los efectos producidos por la variación de ciertas condiciones. Algunas de estas expresiones son desarrolladas y los efectos evaluados.

Las expresiones fundamentales de la transferencia de energía, para impulsar los álabes, donde la única pérdida a considerar es debido a la fricción, están dada por el cambio de energía cinética del fluido que fluyen a través de los pasajes de los álabes. Tal que:

$$E = \frac{1}{2g}(V_1^2 - V_2^2) - \frac{W_1^2}{2g}(1 - k_b^2) \quad (3-20)$$

donde  $W_2 = k_b W_1$ . el término  $(W_1^2(1 - k_b^2)/2g)$  representa la energía cinética perdida debido a la fricción.

La energía transferida por los álabes es calculada en la Ec. (3-19) y con la ayuda del diagrama de velocidad que se muestra en la Fig. 3-10,

$$E = \frac{U}{g}(V_1 \cos \alpha - U + W_2 \cos \gamma)$$

Sustituyendo  $W_2 = k_b W_1$ ,

$$E = \frac{U}{g}(V_1 \cos \alpha + k_b W_1 \cos \gamma - U)$$

Sustituyendo  $W_1 \cos \beta = V_1 \cos \alpha - U$

$$E = \frac{U}{g} \left[ V_1 \cos \alpha - U + k_b (V_1 \cos \alpha - U) \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right]$$

$$E = \frac{U}{g} (V_1 \cos \alpha - U) \left( 1 + k_b \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right) \quad (3-21)$$

y sustituyendo  $v = U/V_1$ ,

$$E = \frac{U^2}{g} \left( \frac{\cos \alpha}{v} - 1 \right) \left( 1 + k_b \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right) \quad (3-22)$$

La eficiencia de los álabes puede ser obtenida al dividir las Ecs. (3-16), (3-19), (3-20), o (3-21) de la energía cinética del fluido entrando al pasaje del álabe. Tal que de la Ec. (3-16), sustituyendo ( $v = U/V_1$ ),

Similarmente a la Ec. (3-19) quedando

$$\eta_b = \frac{2V^2(V_1 \cos \alpha + V_2 \cos \beta)}{U} \quad (3-23)$$

y de la Ec. (3-20),

$$\eta_b = \frac{V_1^2 - V_2^2 - W_1^2(1 - k_b^2)}{V_1^2} \quad (3-24)$$

De la Ec. (3-21),

$$\eta_b = 2V \left( 1 + k_b \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right) (\cos \alpha - \gamma) \quad (3-25)$$

Asumiendo  $\alpha$ ,  $k_b$  y  $\cos \alpha / \cos \beta$  son constantes en la Ec (3-25), que es la ecuación de la parábola, diferenciándola con respecto a  $v$ , e igualando a cero, para el máximo de eficiencia del álabe:

$$\frac{d\eta_b}{dv} = \frac{d}{dv} \left[ 2v \left( 1 + k_b \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right) (\cos \alpha - v) \right] = 0$$

y

$$2 \left( 1 - k_b \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right) (\cos \alpha - 2v) = 0$$

de donde

$$v = \frac{\cos \alpha}{2} \quad (3-26)$$

Para máxima eficiencia del álabe

Sustituyendo  $v = \cos \alpha / 2$  en la Ec. (3-25),

$$\eta_{b \max} = \left( 1 + k_b \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right) \frac{\cos^2 \alpha}{2} \quad (3-27)$$

En el caso donde  $\gamma = \beta$ , o muy cercano, la Ec. (3-27) queda:

$$\eta_b = (1 + k_b) \frac{\cos^2 \alpha}{2} \quad (3-28)$$

En el álabe sin fricción,

$$\eta_b = \cos^2 \alpha \quad (3-29)$$

Aparentemente de la Ec. (3-23), (3-25) y (3-27) hay valores más pequeños de  $\alpha$  y  $\gamma$  esencialmente para una alta eficiencia del álabe. De cualquier forma hay que tener cuidado de no tomar  $\alpha$  demasiado pequeño y tratar de evitar largas toberas que

ocasionen grandes pérdidas por fricción. En la práctica, el ángulo de la tobera  $\alpha$  igual  $15^\circ$  resultando razonablemente toberas cortas sin incremento en la pérdida por fricción.

El ángulo de salida del álabe  $\gamma$  no puede ser construido demasiado pequeño por otra razón. Supuestamente no hay caída de presión a través del alabe de impulso, el área de la sección transversal del flujo del pasaje no debe disminuir. Pero decreciendo  $\gamma$  decrece el ancho del flujo del pasaje a la salida, y manteniendo el área transversal a la salida, la altura de salida de los álabes puede incrementarse sin límites razonables. Generalmente los resultados se obtienen satisfactoriamente con valores de  $\gamma$  entre  $20^\circ$  y  $21^\circ$ . Actualmente esto es acostumbrado como un compromiso, para disminuir ligeramente el área de flujo a la salida del pasaje, permitiendo una reacción de 5 a 10 por ciento.

Algunas de las ecuaciones de eficiencia involucran la relación de velocidad radial  $v$ . Esto es significativo al notar que la eficiencia depende de  $v$  o de la relación de  $U$  a  $V_1$  y no del valor individual de  $U$  o  $V_1$ .

Es interesante el comparar los valores óptimos de  $v$  del álabe de impulso hipotético dado por la Ec. (3-18) ( $v = 0.5$ ) con esta  $v$  para un álabe de impulso simple de la Ec. (3-26) ( $v = \cos \alpha/2$ ). Para un rango usual del valor de  $\alpha$ , en la Ec. (3-26) es  $v = 0.48$ .

Además instructivamente es una comparación de la máxima eficiencia de los álabes hipotéticos con los álabes de impulso simple sin fricción dado por la Ec. (3-29). Para un rango usual los valores de  $\alpha$ , en la Ec. (3-29) indica ( $n_{bmax}$ ) cerca del 91 por ciento. Esto nos demuestra que la deflexión de los ángulos de los álabes de impulso nunca será del 100 por ciento aun sin fricción.

### 3-12. TOBERAS COMBINADAS Y EFICIENCIA DEL ALABE- ETAPA DE IMPULSO SIMPLE.

La tobera combinada y la eficiencia del álabe pueden obtenerse multiplicando cualquiera de las ecuaciones previas de eficiencia para álaves por la eficiencia de la tobera  $\eta_n$ . La tobera combinada y la eficiencia del álabe es dada por la variable  $\eta_{nb}$  y en el caso de la máxima eficiencia del álabe, dada por la Ec. (3-27),

$$\eta_{nb} = \eta_n \left( 1 + k_b \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right) \frac{\cos^2 \alpha}{2} \quad (3-31)$$

$$\eta_{nb} = k_n^2 \left( 1 + k_b \frac{\cos \gamma}{\cos \beta} \right) \frac{\cos^2 \alpha}{2} \quad (3-30)$$

Claro que el coeficiente de velocidad deberá ser usado, tomando en cuenta la cantidad de humedad, sobresaturación, y sobreexpansión e incompresión si es apropiado.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

### 3-13. GRADUACION DE ETAPAS EN TURBINAS DE IMPULSO.

La turbina de impulso simple es severamente limitado en sus aplicaciones cuando una gran caída de presión es necesaria. En la turbina de impulso simple la caída de presión total es necesariamente tomando una fila de toberas estacionaria, y si la caída de presión es grande, resultarán altas velocidades en las toberas. Esto implica una alta velocidad del álabe con álaves acompañados y problemas de tensión en el disco y alta velocidad rotacional. Porque en las condiciones de tensión, la velocidad del álabe no debe exceder

415 mts. por seg. como valor máximo, a la salida, grandes pérdidas son inevitables cuando hay una gran caída de presión en la turbina de impulso simple.

La turbina de impulso simple es usada donde una turbina pequeña y compacta es conveniente que opere a alta velocidad o cuando solo hay una pequeña caída de presión. Algunas ocasiones se usan engranes si la velocidad rotacional es pequeña.

Para aplicaciones en la conversión de gran cantidad de energía térmica a trabajo, semejante al motor de un gran generador, la turbina de impulso simple está fuera de duda. En este caso la turbina puede operar entre 1800 o 3600 r.p.m. y convertir grandes cantidades de energía térmica a trabajo.

Dos esquemas son disponibles para evitar las inminentes dificultades de la turbina de impulso simple. Otro método para emplear que conocemos es la etapa Curtis.

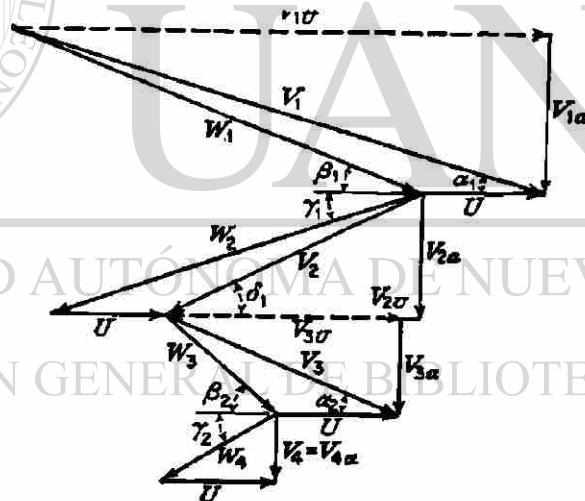


Fig. 3-13 Diagrama de velocidad ejercida de dos líneas de álabes

En este tipo de etapa la caída de presión ocurre en la hilera de toberas estacionarias pero no intenta absorber toda la energía del fluido en una sola fila de los álabes en movimiento. En cambio, una parte de la energía cinética del fluido es absorbida en la primera línea de los álabes en movimientos, saliendo el fluido de los álabes a gran velocidad. La línea fija de álabes, cambia el flujo hacia otra línea de álabes en movimiento, que absorbe más de la energía cinética del fluido. El flujo puede pasar a través de más hileras de álabes fijos y en movimiento si se desea. Porque debido a la



gran pérdida por fricción, la eficiencia de este arreglo es comúnmente baja, pero la turbina opera a una velocidad razonable. Otro método es la etapa de Rateau o presión, que realmente consiste en series de turbinas de impulso simple de una sola flecha. La caída de presión total es tomada de los incrementos en las etapas sucesivas como resultado de la energía cinética del fluido a la salida de cualquier fila estacionaria de toberas que pueden absorber en la siguiente fila de álabes en movimiento con una velocidad razonable del álabe. La pérdida en la etapa de presión por fricción es considerablemente menor, comparada con la etapa de velocidad, pero el arreglo resulta en una turbina más costosa.

### 3-14. ETAPA CURTIS.

Es interesante examinar ambos diagramas de velocidad (Fig. 3-13) y los diagramas de velocidad condensadas (Fig. 3-14) para la etapa Curtis consiste en dos o tres filas de álabes en movimiento. Estos diagramas de velocidad muestran los incrementos de los ángulos del flujo de entrada y salida fila por fila, de álabes planos. Como consecuencia también de la disminución de velocidad de giro fila por fila. Esto es obvio ya que la energía total transformada del rotor es igual a la suma de las energías transformadas de cada fila en movimiento. También queda claro que cuando la velocidad de giro disminuye fila por fila, la energía transformada del movimiento de las filas, disminuye en el mismo orden.

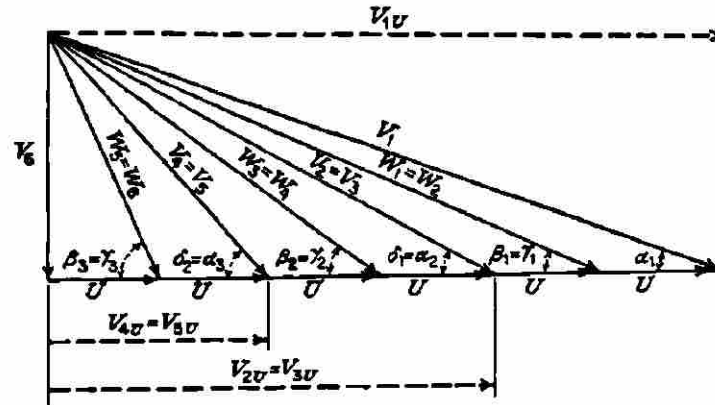


Fig. 3-14. Diagrama de velocidad polar para turbinas Curtis de tres filas de álabes.

Para comprender la magnitud relativa de la energía transformada por cada fila puede obtenerse, examinando la Fig. 3-14 y escribiendo la Ec. (3-16)

$$E = \frac{U}{g} [(V_{1U} - V_{2U}) + (V_{3U} - V_{4U}) + (V_{5U} + V_{6U})] = \frac{U}{g} \sum \Delta V_U \quad (3-32)$$

Sustituyendo acorde a la Fig. 3-14,

$$E = \frac{U}{g} [(6U + 4U) + (4U + 2U) + (2U + 0)]$$

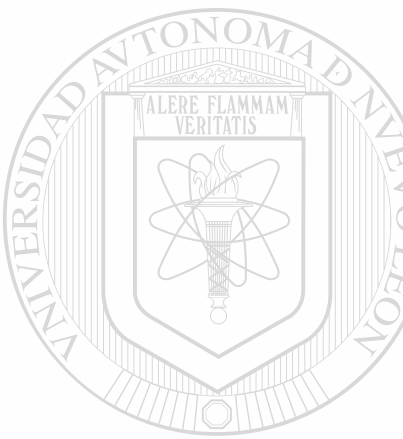
$$E = 18 \frac{U^2}{g} \quad (3-33)$$

donde  $V_{1U} = 6U$ ,  $V_{2U} = 4U$ , etc.

De las ecuaciones anteriores podemos establecer que la energía transformada en cada fila de álabes en movimiento es en proporción de 5:3:1. Donde el total de energía transformada por el rotor es de 18 unidades, la primera fila absorbe  $\frac{10}{18}$  o  $\frac{5}{9}$  del total de la energía, la segunda fila  $\frac{6}{18}$  o  $\frac{3}{9}$ , y la tercera fila  $\frac{2}{18}$  o  $\frac{1}{9}$ . En la cuarta fila de la etapa Curtis proporciona 7:5:3:1 y la quinta fila, 9:7:5:3:1. Esto, obviamente proporciona el total de energía absorbida en cualquier fila, después de la segunda fila es despreciable. Por lo tanto las turbinas Curtis deben construirse para más de dos filas en movimiento.

### 3-15. RELACION DE VELOCIDAD PARA OPTIMA EFICIENCIA-ETAPA CURTIS.

Sólo el valor específico de  $v$  para máxima eficiencia de álabes, para la construcción de turbinas de impulso simple, es un valor definido de  $v$  para máxima eficiencia del álabes en la etapa Curtis. Asumiendo mínima fricción y alabeado simétrico en las etapas Curtis consiste en dos filas de álabes en movimiento, la suma de velocidades de giro es (Fig. 3-13), pero donde  $W_1 = W_2$  y  $\beta_1 = \gamma_1$ ,



$$\begin{aligned}
 \Delta_1 V_U &= 2W_1 \cos \beta_1 \\
 \Delta_1 V_U &= 2(V_1 \cos \alpha_2 - U) \\
 \Delta_2 V_U &= 2(V_3 \cos \alpha_2 - U) \\
 \Delta_2 V_U &= 2(V_1 \cos \alpha_1 - 3U) \\
 \sum \Delta V_U &= 4(V_1 \cos \alpha_1 - 2U) \\
 \eta_b &= \frac{8U}{V_1^2} (V_1 \cos \alpha_1 - 2U)
 \end{aligned} \tag{3-34}$$

Sustituyendo  $v = U/V_1$

$$\eta_b = 8(v \cos \alpha_1 - 2v^2) \tag{3-34}$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Diferenciando e igualando a cero,

$$\frac{d\eta_b}{dv} = 8 \frac{d}{dv} (v \cos \alpha_1 - 2v^2)$$

$$8 \cos \alpha_1 - 32v = 0$$

$$v = \frac{\cos \alpha_1}{4} \tag{3-35}$$

Esto es exactamente la mitad del valor de  $v$  para la turbina de impulso simple dado en la Ec (3-26). Sustituyendo este valor de  $v$  en la Ec. (3-34), la máxima eficiencia de álabes es:

$$\eta_{b \max} = \cos^2 \alpha \quad (3-36)$$

que es el mismo valor obtenido en la Ec. (3-29) para álabes simétricos de impulso simple y sin fricción. Sin embargo, si la fricción tomara el valor de la eficiencia de alabeado de la etapa Curtis sería considerablemente menor que la eficiencia del alabeado de impulso simple.

En las turbinas reales algún sacrificio en la eficiencia tiene intereses económicos de manufactura y producción de una máquina de tamaño y peso razonable. Por lo tanto, en la práctica se encuentran valores para diseño de  $v$  en el rango de 0.20 a 0.22

### 3-16. COMBINACION DE ETAPAS.

A menudo no es posible absorber toda la energía deseada, disponible en una etapa Curtis y seguir manteniendo la velocidad del álabe con números prácticos de filas en movimiento. En muchas ocasiones es posible una solución, utilizando dos o más etapas Curtis de una sola flecha y con una cubierta común.

Otro posible arreglo es una etapa Curtis seguida por una Rateau o etapa de reacción. Las etapas Curtis reduce la presión del fluido a un nivel moderado con una gran proporción de trabajo por etapa y luego la etapa Rateau o de reacción más eficiencia absorbe el balance de energía disponible. Este arreglo hace posible, reducir todas las dimensiones de la turbina y por consecuencia representa un ahorro del costo inicial más que la compensación de menor eficiencia.

## ALABE DE REACCION.

### 3-17. INTRODUCCION.

La principal característica de las turbinas de reacción, es la comparación con las turbinas de impulso es de la caída de presión que ocurre en ambas filas estacionarias o en movimiento, se considera en la turbina de impulso, teóricamente menor, la caída total de presión que ocurre en las toberas estacionarias. El álabe estacionario del pasaje en la turbina de reacción, sirve para incrementar la velocidad del fluido y dirigirlo a los álabes en movimiento.

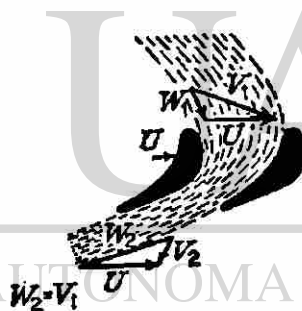


Fig.3-15 Alabe de reacción

La función de los álabes estacionarios de la turbina de reacción y de impulso es idéntica. De hecho, la cámara formada por los álabes estacionarios en la turbina de reacción, las toberas nunca son cónicas en la sección transversal.

Para entender esto claramente, que lugar toman los álabes en movimiento, la Fig. 3-15 muestra el fluido saliendo del álabe estacionario golpeando en los álabes en movimiento, ejerciendo una fuerza a la derecha. La dirección del fluido cambia y la velocidad aumenta, resultando una fuerza de reacción también a la derecha. Esto obviamente después que la fuerza ejercida en los álabes en movimiento no es puramente de reacción, pero si, la combinación de fuerzas de impulso y de reacción, la magnitud de

la fuerza de impulso será en función de la caída de presión en un alabeado estacionario. Si la etapa de reacción es definida como una fila de álabes estacionarios y una fila de álabes en movimientos y si la caída de entalpía es igual entre las filas en movimiento y estacionaria, podemos decir que la etapa es el 50 por ciento de la etapa de reacción. Otros rangos de caída de entalpía pueden ser usados. Aquí consideraremos solo el 50 por ciento de la etapa de reacción.

### 3-18 DIAGRAMAS DE VELOCIDAD.

Los diagramas de velocidad de la turbina de reacción son similares en principio a la turbina de impulso. La figura 3-16 muestra una notable diferencia en la velocidad relativa a la salida del pasaje de álabes que es considerablemente mayor que la velocidad relativa de entrada. Esto es debido a que los álabes del pasaje en movimiento son en realidad toberas. Esto se notará también que, ( $W_1 = V_2$ ,  $W_2 = V_1$ ,  $\alpha = \gamma$ , y  $\beta = \delta$ ). De aquí que los diagramas de velocidad a la entrada y salida sean congruentes. Esto es porque el alabeado es "simétrico", los álabes estacionarios y en movimiento son idénticos en la sección transversal, dando la oportunidad económica, de la manufactura de álabes cortos.

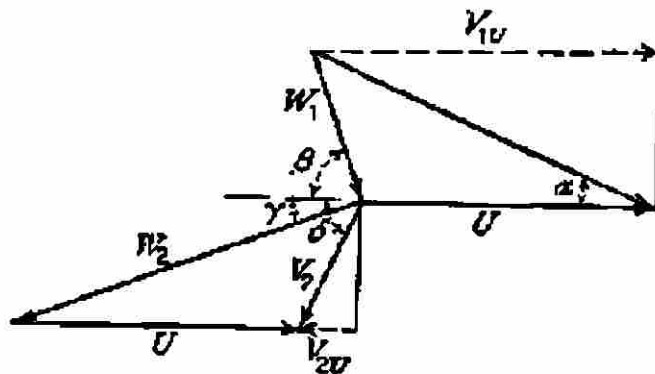


Fig. 3-16. Diagrama de velocidad extendido – Etapa de reacción

Hay que tener cuidado con el termino "simétrico", aplicado al alabeado de reacción en contraste con el alabeado de impulso. El alabeado simétrico en la turbina de reacción resulta en el 50 por ciento de la etapa de reacción.

Los diagramas de velocidad condensados pueden ser dibujados para la etapa de reacción similares en principio a aquellos dibujados para las etapas de impulso.

### 3-19. TRABAJO TEORICO Y LA EFICIENCIA-ETAPA SIMETRICA DE REACCION.

La la energía transferida a un rotor si el alabeado es de reacción o impulso es dado por la expresión general Ec. (3-16)

$$E = \frac{U}{g}(V_{1u} - V_{2u})$$

$$E = \frac{U}{g}(V_1 \cos \alpha - V_2 \cos \delta) \quad (3-37)$$

De la Fig. 3-16 puede verse que  $(V_2 \cos \delta = W_2 \cos \gamma - U$  y  $W_2 \cos \gamma = V_1 \cos \alpha)$ . Por lo tanto  $(V_2 \cos \delta = V_1 \cos \alpha - U)$ . Sustituyendo en la Ec. (3-37),

$$E = \frac{U}{g}(V_1 \cos \alpha + V_1 \cos \alpha - U)$$

$$E = \frac{U}{g}(2V_1 \cos \alpha - U) \quad (3-38)$$

y sustituyendo  $(v = U/V_1)$ ,

$$E = \frac{1}{g}(2v \cos \alpha - v^2) \quad (3-39)$$

Antes de derivar la expresión de eficiencia del alabeado, primero es necesario determinar la energía disponible para transformar por el alabeado en cada fila en movimiento. Para etapas simétricas, la etapa de caída de entalpía isoentrópica a través de la etapa es dividida entre las filas en movimiento y estacionarias tal que:

$$(\Delta h_s)_{hilera} = \frac{(\Delta h_s)_{etapa}}{2}$$

Asumiendo la misma eficiencia de las toberas para ambos filas estacionarias y en movimiento, la energía térmica convertida en energía cinética por fila es  $(\eta_n(\Delta h_s)_{etapa}/2)$ . Ahora la energía cinética asociada con la velocidad de salida, que proviene de la etapa anterior está disponible para hacer trabajo justo como la energía cinética del fluido a la salida de las etapas bajo consideración esta disponible para la siguiente etapa. Claro que alguna pérdida esta involucrada en el trayecto de una etapa a la próxima y tomar en consideración la eficiencia del paso a la siguiente etapa. De aquí que la energía cinética a la salida de la etapa y la disponible para la próxima sea dada por  $(\eta_{co}V_2^2/2g)$ , donde  $\eta_{co}$  es la eficiencia del paso a la siguiente etapa. Por lo tanto la energía disponible para transferir al alabeado es:

$$\frac{V_1^2}{2g} - \eta_{co} \frac{V_2^2}{2g} = J\eta_n \frac{(\Delta h_s)_{etapa}}{2} \quad \text{UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN} \quad \text{DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS} \quad \text{®}$$

que es para una hilera. Para las etapas que consisten en dos filas, la energía disponible es:

$$J(\Delta h_s)_{etapa} = \frac{2}{\eta_n} \left( \frac{V_1^2 - \eta_{co}V_2^2}{2g} \right) \quad (3-40)$$

La combinación de toberas y la eficiencia del álabe se obtiene dividiendo la Ec.(3-39) entre la Ec. (3-40) quedando de la siguiente manera:



$$\eta_{nb} = \frac{V_1^2 / g(2v \cos \alpha - v^2)}{2/\eta_n [(V_1^2 - \eta_{co}) / 2g]}$$

$$\eta_{nb} = \eta_n \frac{2v \cos \alpha - v^2}{1 - \eta_{co} (V_2^2 / V_1^2)} \quad (3-41)$$

De la fig. 3-16,  $(V_2^2 = W_2^2 + U_2 - 2UW_2 \cos \alpha$  y  $W_2 = V_1$ ) de la etapa simétrica que queda  $(V_2^2 = V_1^2 + U_2 - 2UV_1 \cos \alpha)$ . De aquí que:

$$\frac{V_2^2}{V_1^2} = 1 + v^2 - 2v \cos \alpha$$

Sustituyendo en la Ec. (3-40)

$$\eta_{nb} = \eta_n \frac{2v \cos \alpha - v^2}{1 - \eta_{co} (1 + v^2 - 2v \cos \alpha)} \quad (3-41)$$

De la Ec. (3-42) puede verse que para  $(\eta_{co} = 1)$ , la eficiencia combinada de toberas y álabes es equivalente solo a la eficiencia de la tobera con las pérdidas que ocurran debido a la acción en la tobera. Además se puede observar que la eficiencia combinada de toberas y álabes es independiente de  $(v$  y  $\alpha$  si  $\eta_{co} = 1)$ .

Para la condición de velocidad cero, de la siguiente etapa, la Ec. (3-42) se reduce a:

$$\eta_{nb} = \eta_n (2v \cos \alpha - v^2)$$

que es la eficiencia de una sola hilera. Asumiendo la velocidad de la siguiente etapa de cero y  $\eta_n = 1$ ,

$$\eta_b = v(2 \cos \alpha - v) \quad (3-43)$$

Para encontrar el valor de  $v$  para máxima eficiencia, diferenciamos la Ec. (3-43) que respectivamente  $v$  e igualamos a cero, o

$$\frac{d\eta_b}{dv} = \frac{d}{dv} [v(2 \cos \alpha - v)] = 0$$

$$2 \cos \alpha - 2v = 0$$

$$v = \cos \alpha \quad (3-44)$$

Sustituyendo este valor de  $v$  en la Ec. (3-42) el resultado es

$$\eta_{b \max} = \cos^2 \alpha \quad (3-45)$$

Comparando la Ec. (3-45) con las Ecs. (3-26) y (3-35), el valor óptimo de  $v$  para el alabeado de reacción es el doble que el de impulso simple y cuatro veces al del alabeado de Curtis. La comparación de las Ecs. (3-29), (3-36) y (3-45) revelan que la óptima eficiencia del alabeado de impulso simple, Curtis, y reacción, todas son iguales. De tal forma, cuando la fricción es considerada, la etapa de reacción usualmente será más eficiente, seguida por la Rateau y Curtis en ese orden. La razón de que la pérdida por fricción es menos significativa en las etapas de reacción corresponde al hecho de que la velocidad de flujo es menor.

# CAPITULO 4

## FLUJO EN LOS PASAJES DE ALABES

### 4-1. PERFIL DE LOS ALABES DE IMPULSO.

Mientras que no suceda una baja presión en el impulso de las vías de los álabes, el propósito de los álabes es darle al flujo la máxima desviación consistente con un alto rendimiento. Se deben mantener al mínimo los daños debido a la fricción, turbulencia, y choques. El perfil de los álabes de impulso que se considera en estas secciones es constante por toda la longitud del álabe. Además, el diagrama de velocidad para la altura media de la paleta se considera como apropiado para determinar el ángulo del álabe en todas las partes del mismo. Sin embargo, se debe recordar que los diagramas de velocidad establecen los ángulos del fluido y no los ángulos geométricos de los álabes. La relación entre los ángulos del fluido obtenidos en los diagramas de velocidad hasta los ángulos geométricos de los álabes, se discutirán en otra sección. La fig. 4-1b muestra un tipo de perfil del álabe de impulso conocido como el plato del álabe el cual es poco probable que se utilice aquí. Se ha visto que las líneas por donde corre el fluido no son

las adecuadas para seguir la superficie convexa del álabe, lo que ocasiona la separación del flujo y trae consigo pérdidas. Para evitar estas depuraciones locales del fluido, es normal llenar el perfil del álabe como se muestra en la figura 4-1a. El crecimiento del rendimiento del álabe es comúnmente suficiente para realizar un cambio ventajoso. La fig. 4-2 muestra la tradicional sección paralela donde los álabes de impulso son precedidos por una línea de toberas de aluminio.

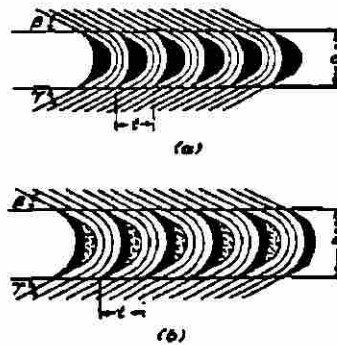
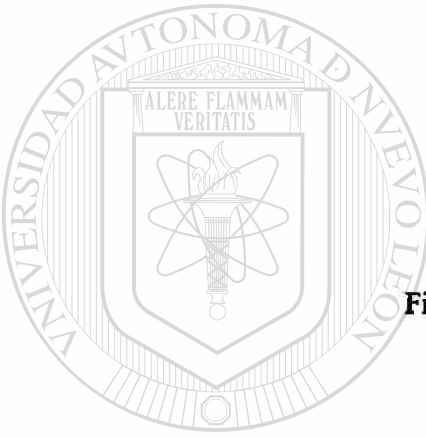


Fig. 4-1. Perfil de los álabes de impulso



UANL

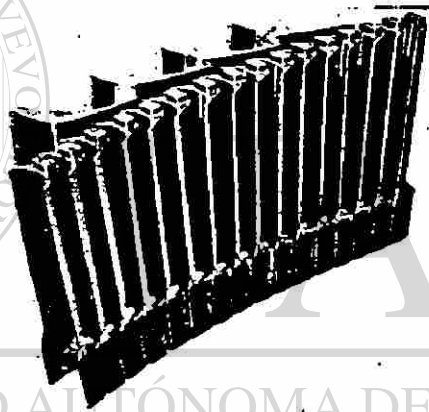
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
4-2. PASO Y ANCHURA DEL ALABE. ®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Se deben considerar dos factores para determinar el número de álabes de impulso los cuales se pueden colocar en un determinado disco. Resulta obvio que un número excesivo de álabes provoca incremento de pérdida por fricción. Incluso, si la cantidad de álabes es muy pequeña, estas provocarán un problema y evitará que se pueda dar una clara definición del flujo, que permite al fluido pase sin una desviación completa. Nuevamente, el rendimiento disminuye desde el momento en que la energía se transfiere al rotor, dependiendo de la magnitud de la desviación del fluido.

Al examinar la fig. 4-1a se ve claramente que al determinar el número de álabes, los cuales se pueden colocar en un disco determinado, se debe considerar el espesor y la anchura del perfil del álabe. Resulta difícil establecer una relación racional entre todos estos factores, así que el número óptimo de álabes o el paso, es una relación empírica. La experiencia indica que el óptimo paso del álabe se obtiene, cuando la razón del paso del álabe a la anchura, ( $t/c$ ), se mantiene entre 0.5 y 0.6.

El ancho del álabe  $c$  se determina ampliamente en bases a la consideración de los esfuerzos, aunque, en cierta medida los álabes anchos son más eficientes que los estrechos. Sin embargo, es preferible mantener lo más estrecho posible el álabe con la finalidad de reducir sobretodo, la longitud del rotor.



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Fig. 4-2. Alabes de impulso comunes

La relación entre el ancho del álabe y el esfuerzo se discutirá posteriormente. En general, se podría establecer que el ancho del álabe es alguna función de la altura del álabe, así como de la magnitud de la velocidad del fluido con que entra al pasaje del álabe. Además, en la etapa de presión el ancho del álabe se incrementa hacia el final donde hay baja presión con un incremento de la altura del álabe. Sin embargo, en una de las etapas Curtís el ancho del álabe disminuye debido al decremento de la velocidad del fluido. En una extensa etapa de presión de la turbina de impulso, el rango del ancho de los álabes es de 19.5 a 50.8mm. Al final del extremo de la alta presión hasta cerca de 152.4mm. Al final de la baja presión. Las turbinas pequeñas e intermedias consistentes

de etapas Curtís de dos hileras, el ancho de alabeado puede ser del rango de 15.87mm hasta 25.4mm. Las grandes turbinas, compuestas de etapas Curtís de dos hileras tienen el ancho del álabe en un rango de 38.1mm hasta 76.2mm. En la primer hilera móvil, 31.75 hasta 63.5mm mientras que para los álabes fijos y para la segunda hilera móvil es 31.75 hasta 63.5mm.

### 4-3. ALTURA DEL ALABE.

La altura del álabe es una función del área disponible que se requiere para pasar el flujo del fluido. El área disponible es una función del del flujo de masa, el volumen específico y la razón de velocidad. Para el cálculo del área total disponible para el flujo, se debe considerar el espesor de los bordes y los ángulos del álabe. En la fig. 4-3 se puede observar que el área disponible para el flujo a la salida del pasaje de álabes fijos o tobera es aproximadamente.

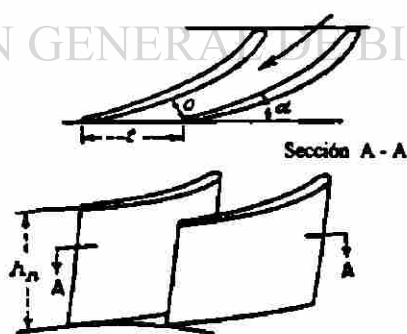


Fig. 4-3. Pasaje de álabes fijos a tobera.

$$A = o h_n \quad (4-1)$$

Donde  $A$  = Area disponible para el flujo en la salida de la tobera o álabes fijos, en mm.

$o$  = Ancho del pasaje de flujo en la salida de la altura principal de la tobera o álabes fijos, en mm.

$h_n$  = altura de la tobera o álabes fijos, en mm.

Entonces.

$$A = (t \operatorname{sen} \alpha - m) h_n$$

Donde  $t$  = paso de la tobera o álabes fijos, en mm.

$m$  = espesor del borde de la tobera o álabes fijos, en mm.

$\alpha$  = ángulo de la tobera, en grados.

Señalar un factor para el espesor del borde de la tobera,

$$k_m = \frac{t \operatorname{sen} \alpha - m}{t \operatorname{sen} \alpha}$$

Donde  $k_m$  = factor para el espesor del borde de la tobera. Así,

$$A = k_m h_n t \operatorname{sen} \alpha$$

Considerando una admisión periférica completa el diagrama de la tobera, se llena por completo con las toberas, el número de toberas es,

$$z = \frac{\pi d_m}{t}$$

Donde  $z$  = número de toberas

$d_m$  = diámetro del anillo medio de la tobera, en mm.

Así que, el área total de las toberas es:

$$A_n = \pi d_m h_n k_{tn} \text{ sen } \alpha$$

De igual forma, se puede demostrar que el área disponible para el flujo en la entrada de los álabes es,

$$A_b = \pi d_m h_b k_{tb} \text{ sen } \beta$$

De la ecuación de la continuidad obtenemos,

$$G_v = AV = V_1 \pi d_m h_n k_{tn} \text{ sen } \alpha = W_1 \pi d_m h_b k_{tb} \text{ sen } \beta$$

Para propósitos prácticos podemos suponer que  $k_{tn} = k_{tb}$ , así que:

$$\frac{h_b}{h_n} = \frac{V_1 \text{ sen } \alpha}{W_1 \text{ sen } \beta} = \frac{V_{1a}}{W_{1a}} = 1 \quad (4-2)$$

Entonces ( $V_{1a} = W_{1a}$ ) siempre.

Por razonamiento similar se puede demostrar que para una etapa Curtis de dos hileras como se ilustra en la fig. (4-4),

$$h_{b2} = h_n \frac{V_{1a}}{V_{2a}} \quad (4-3)$$

$$h_{b4} = h_n \frac{V_{1a}}{V_{3a}} \quad (4-4)$$

$$h_{b6} = h_n \frac{V_{1a}}{V_{4a}} \quad (4-5)$$



Aunque la ecuación (4-2) indica que la altura del álabe en la entrada es igual a la altura de la tobera en la salida, es normal incrementar ligeramente la altura del álabe a la entrada. Esto se hace con la finalidad de evitar el derrame del fluido que sale de los pajajes de las toberas.

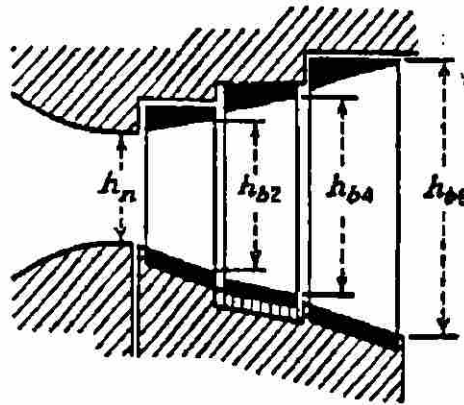


Fig. 4-4. Curtis dos filas.

Esto incrementa la altura del álabe a la entrada y se llama incremento o extensión y se distribuye de igual forma en la raíz, que en la punta del álabe. La cantidad de incremento que se toma es meramente arbitraria y varía desde 1.58mm. En las etapas de alta presión hasta 19.05mm. En las etapas de baja presión de las grandes turbinas. Se aplica un incremento a la altura de la entrada de todos los álabes fijos y móviles, esto, en las etapas Curtis.

En las ecuaciones (4-3) hasta la (4-5) no se toma en consideración el incremento de volumen específico del fluido en los pasajes de los álabes debido al recalentamiento. Sin embargo, es un serio problema, la influencia del recalentamiento en el volumen específico del fluido mientras permanece el fluido en los pasajes de los álabes. Además, es algo normal desatender algún ligero incremento en el volumen específico el cual ocurrirá.

Si se usan toberas redondas o cónicas, la altura a la entrada de la siguiente hilera en los álabes móviles es igual al diámetro de salida de la tobera además del incremento. Las bases de los alabes son seleccionadas para lograr ciertas características, que por lo menos asegure una adecuada fuerza mecánica o eficiencia aerodinámica en la expansión del vapor. Las tolerancias aplicadas a cada una de las dimensiones son seleccionadas para el control por lo menos en una de las características.

Las más comunes son:

- Los alabes tienen una forma de paleta seleccionada para producir una expansión en los pasajes entre las paletas adyacentes cuando son montadas en la rueda o rodete. Las dimensiones especificadas de las paletas y sus posiciones deben ser tal que las formas de los pasajes para expansión trasegada a la excesiva capacidad de pérdida de flujo tal vez ocurra una pobre eficiencia en la expansión.
- Los alabes son para proporcionar un ensamble prometido para proveer una expansión controlada o liberada de la energía térmica del vapor. Para esto los álabes deberán ensamblarse al rotor a la carcasa y entonces probablemente tienen varios elementos. Este ensamble final debe lograrse sin introducir esfuerzos residuales debido a interferencias.
- Los alabes deben poder ser ensamblados al rotor existente o carcasa. Deben poder ser montadas sin interferencia inespecificada, y cuando estén encontrados, deben ser rígidos y poder mantener alineado durante la operación radial, axial y tangencialmente al alabe.
- Las formas de las paletas se central en los pasajes y unas importantemente definen la garganta y su variación de la garganta tal vez establezca el área de la descarga entre paletas adyacentes y la suma de los claros entre todos los pares de alabes define la etapa o el área de descarga de la hilera. La relación entre la garganta al paso también definen el ángulo de descarga del vapor como sale de la hilera de alabes.

si el mismo anillo fuera ocupado por toberas redondas o cónicas. Compare los bloques de toberas como se muestra en la fig. 4-5. Ahora, la altura del álabe de salida no se puede determinar por las ecuaciones (4-3) a la (4-5) entonces esto daría como resultado un incremento en la altura de salida considerablemente mayor a la necesaria. Por esta razón, se usan álabes con una punta estrecha tanto en la altura de entrada como de salida. El área de flujo de los álabes de salida pueden acercarse con el área de salida de la hilera de toberas mediante la disminución del ángulo de salida del álabe. Por supuesto, este procedimiento es benéfico tanto en el incremento de la rotación de salida como, un mejoramiento en el rendimiento.

Cuando la admisión periférica completa se mantiene en las turbinas de alta presión, entonces, el volumen específico es demasiado pequeño al final de la alta presión; por eso, el diámetro de cada tobera será muy pequeño. La experiencia y experimentación han demostrado que las toberas de menor diámetro son mucho menos eficientes que aquellas que tienen un gran diámetro. Además los álabes que sirven a las toberas son muy cortos, resultando desfiguraciones del perfil de la raíz y de la punta llegando a ser muy significativos sus efectos en los pasajes de álabes para el fluido. Como consecuencia, resulta una turbulencia marcada con una disminución en el rendimiento del álabe. Aunque se utilizan álabes de medición corta como 9.52mm, es necesario establecer una altura mínima de 19.05mm. Debido a las consideraciones precedentes.

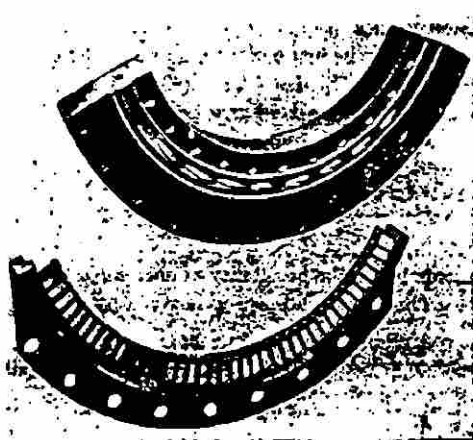


Fig.4-5. Blocks de boquillas cónicas.

Si se establece una altura mínima de 19.05mm para los álabes, entonces la altura de la tobera en la salida no puede ser menor que 19.05mm. En consecuencia, se debe establecer una admisión parcial, con descarga del flujo en una tobera sencilla mediante un arco en el área del álabe que es igual al paso de la tobera.

Es claro que con admisión parcial un determinado pasaje del álabe no siempre recibirá el flujo desde las toberas. La frecuente exposición al flujo de alta velocidad ocasiona vibraciones a los álabes, lo que podría llegar a ser destructivo en la vida de los álabes largos. Esta condición establece un límite a la altura de los álabes.

La altura máxima de un álabe también se limita por las consideraciones de tensiones o esfuerzos.

Estas tensiones se deben en gran parte a las fuerzas centrífugas y de corte. Esta manifiesta que la altura máxima que debe tener un álabe de impulso recto y paralelo es alrededor del 20% del diámetro del anillo medio del álabe. Donde aquí es necesario superar esta razón debido a los requerimientos del flujo, los álabes podrán ser torsidos y de este modo se reducen las fuerzas de corte y centrífugas. Con estas modificaciones la altura del álabe podría alcanzar cerca del 30% del diámetro del anillo medio del álabe bajo extremas condiciones favorables.

En lugar de disminuir o torser los álabes es posible incrementar el área de flujo a través de los pasajes del álabe para incrementar la entrada y el ángulo de salida del álabe. Como consecuencia también se podrá incrementar el ángulo  $\alpha$  de la tobera.

Esta modificación ocasiona rendimiento menor así como la disminución de la rotación. Se debe realizar un estudio económico entre la disminución del rendimiento  $V_s$  el alto costo de la deformación de las paletas dañadas. Los siguientes valores limitados por los ángulos de las toberas y álabes aparecen para dar en general resultados satisfactorios para las últimas etapas de álabes:

$$\begin{aligned}\alpha &= 25^{\circ} \text{ a } 30^{\circ} \\ \beta &= 40^{\circ} \text{ a } 45^{\circ} \\ \gamma &= 35^{\circ} \text{ a } 40^{\circ}\end{aligned}$$

Se presenta otra posible solución en la posibilidad de disminuir la velocidad del álabe. La velocidad media del álabe se presenta como:

$$U_m = \frac{\pi D_m N}{60} \quad \text{Donde } N = \text{Velocidad rotacional (RPM)}$$

y

$$D_m = \frac{U_m \times 60}{\pi N}$$

De esta relación se puede ver que la disminución de la velocidad de rotación para un valor dado de  $U_m$  incrementa  $D_m$ . Ahora, la altura máxima permitida del álabe es una función directa de  $D_m$ . Además, si una turbina a 3,600 RPM disminuye a 1,800 RPM, se duplica la altura permitida del álabe para un valor fijo de  $U$ . También el área disponible del flujo se presenta como:

$$A = \pi D_m h_b \quad (4-6)$$

#### 4-4. ANGULO DE ENTRADA Y SALIDA DEL ALABE.

Se ha establecido previamente que los ángulos  $\beta$  y  $\gamma$  del diagrama de velocidad representa los ángulos del fluido y no del álabe. Primero considere el ángulo de entrada del álabe, el cuál será designado como  $\beta'$  para distinguirlo del ángulo del fluido  $\beta$ .

Si el flujo que entra por un paso del álabe fuera uniforme y la velocidad lineal del álabe  $U$  fuera constante en todas las secciones del álabe, entonces,  $\beta' = \beta$  producirá una entrada sin choque ni turbulencia. Por eso ahora, se determina a  $\beta$  desde el porcentaje de velocidad que se da en el pasaje del álabe, y la velocidad lineal del álabe se incrementa radialmente. Si la dirección y magnitud de la velocidad absoluta que se presenta en el pasaje del álabe; y si se considera fijo el ángulo  $\gamma$  de la salida la fig. 4-6 muestra las variaciones que se llevan acabo en la raíz de  $\beta$  a la mitad y a la punta de las secciones del álabe. Si se considera que  $\beta' = \beta_m$ , es evidente que el flujo total afectará la parte superior del álabe en la sección de la punta. Esta es una condición indeseable por que se provoca una disminución de la fuerza en el álabe además de las pérdidas que trae consigo la turbulencia debido al impacto violento del fluido en el álabe. En la sección de la raíz, el ángulo del flujo de entrada es menor que  $\beta'$  así todo el fluido no afectará la parte posterior del álabe. Además, el impacto del fluido en el álabe es menos violento y una pérdida menor debido a la turbulencia que se provoca. Con estas consideraciones en mente es preferible que  $\beta'$  sea mayor que  $\beta$  en todas las secciones cercanas del álabe. Si el álabe no es muy grande, por lo general, es satisfactorio presentar  $\beta' = \beta_t$ .

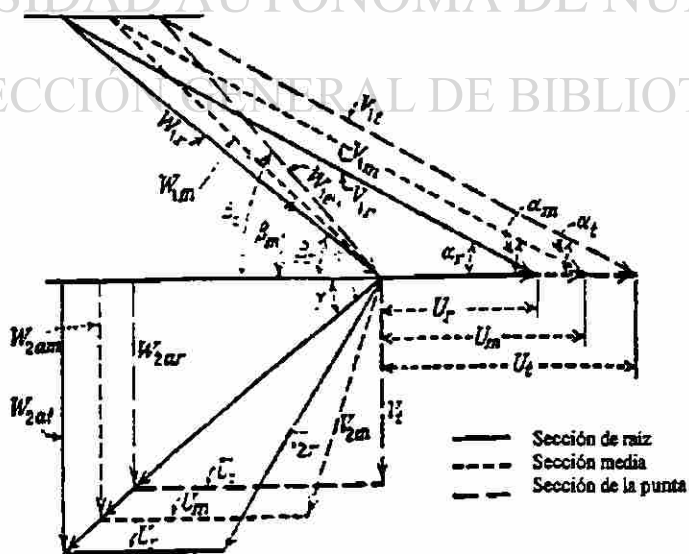


Fig. 4-6. Diagramas de velocidad en las secciones raíz, media y punta

Se presenta una situación similar, si la velocidad de los álabes sufren cambios con el rango constante de masa del flujo del fluido. Si se incrementa la velocidad, entonces disminuirá el diagrama de velocidad para un valor más extenso de  $U$ , cuando se compare con el diagrama de velocidad inicial, se asemeja la comparación entre la sección alta y media de los diagramas de velocidad de la fig. 4-6 Por lo tanto, el flujo afectará las partes posteriores del álabe con sus respectivas pérdidas. Esta condición se refiere al exceso de velocidad.

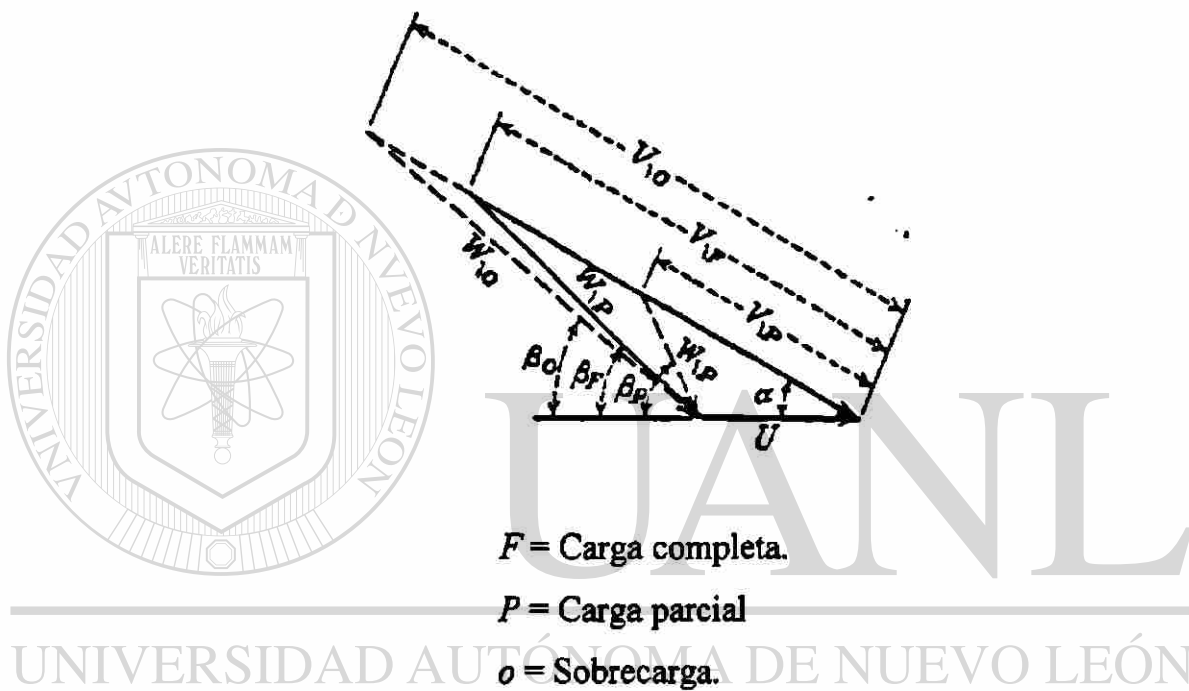


Fig. 4-7. Efecto de la carga parcial y sobrecarga del triángulo de velocidad a velocidad constante. ®

Sin embargo, la velocidad del álabe disminuye, si se presenta una condición conocida como baja velocidad del fluido, la comparación de los diagramas de velocidad nuevo y original, es similar a la comparación de los diagramas de velocidad en la sección de la raíz y de la punta del álabe mostradas en la fig. 4-6. Se recordará que ésta consideración posterior es menos severa que la condición de exceso de velocidad. Por consiguiente es preferible que para la variación de velocidad del álabe  $\beta'$  sea más grande que  $o$  al menos, igual que el valor mas alto que  $\beta$  por lo que se espera de esta forma evitar las condiciones severas que produce el flujo en las partes posteriores del álabe.



Se incurren en otras fuentes de pérdidas cada vez que cambian la razón ( $V_1/U=V$ ), aunque poco se puede hacer en esto, excepto diseñar para el valor óptimo de  $V$  para las condiciones esperadas que se encuentren en servicio. Esta es una consideración muy importante para los álabes que se utilizan en aplicaciones marinas.

Se puede presentar una desviación entre  $\beta$  y  $\beta'$  durante la operación del álabe a una velocidad constante con carga o sobre carga. La variación de la carga normalmente es acompañada por una variación compensativa en el rango de masa de flujo. Entonces, las áreas de las vías de flujo de un determinado álabe se deben considerar como un elemento fijo y si no cambian la presión y la temperatura del flujo que entra al álabe, tampoco cambia el volumen específico del fluido. Es evidente que en el seguimiento de la ecuación de continuidad, que si el flujo disminuye, entonces, también debe disminuir la velocidad del fluido. De este modo si se incrementa el rango de flujo de masa, se incrementa la velocidad. La fig. 4-7 muestra el efecto de la variación en el rango de flujo de masa y de velocidad en los ángulos. Para la carga ( $\beta_p > \beta_f$ ) mientras que la sobrecarga ( $\beta_f > \beta_p$ ) para un álabe el cual debe operar con carga parcial, es preferible que  $\beta'$  sea igual a  $\beta_p$  con algo de carga parcial, en la cual es probable que el álabe opere gran parte del tiempo. Entonces para todas las cargas de esta parte, que incluye una carga completa, el álabe estará operando bajo condiciones menos severas al exceso de velocidad.

Pero el ángulo de salida del álabe  $\gamma'$ , casi siempre es igual al ángulo  $\gamma$  del fluido en los álabes de impulso que tienen una pequeña tobera y la altura del álabe (cerca de 19.05mm), así también para álabes diseñados para razones de baja velocidad o de acceso parcial. En otros casos, es usual que alguna reacción presente una disminución de  $\gamma'$  es por eso que se reduce el área de flujo en la salida del álabe. El criterio válido no es el grado en el cual  $\gamma'$  se disminuye, si no que el área de salida del flujo es determinada por el producto de la altura del álabe y la abertura de la salida del álabe. La altura del álabe se podría establecer en la mínima requerida para proporcionar una cubierta propia o sobrepuesta para las toberas que le preceden. El área de flujo requerido para establecer los requisitos de la caída de presión estática a través del álabe, se obtiene al reducir la abertura de la salida por medio de la disminución de  $\gamma'$ . Es mucho más importante



obtener el área del pasaje de flujo correctamente, que el establecimiento correcto del ángulo. Por lo general, no mas del 5 al 10% de reacción se presenta en las vías del álabe de impulso.

A menudo, el ángulo  $\gamma'$  se disminuye en los álabes con la finalidad de reducir el nivel de pérdidas. Esto se realiza sin una caída de presión en el pasaje del álabe, al incrementar la altura de salida del álabe con una cantidad suficiente para compensar la disminución en la abertura del álabe. Es obvio que la disminución de  $\gamma'$  incrementa la rotación con un aumento consecuente en el rendimiento. Sin embargo, la altura de salida del álabe no se puede incrementar mucho sobre la altura de entrada sin que el fluido pierda contacto con los álabes. Esta limitación pone una restricción en la cantidad  $\gamma'$  que podría ser reducida. Se impone una limitación adicional por el hecho de que los daños en los pasajes del álabe se deben a la desviación extrema del fluido, el ángulo se podría compensar con el resultado favorable de un incremento en la rotación.

#### 4-5. ANGULO DE FLUJO.

Los experimentos indican que el ángulo del fluido que sale del álabe será diferente de alguna forma con el ángulo  $\gamma$  de salida del álabe. La diferencia entre los dos ángulos,  $(\gamma - \gamma')$  se refiere al ángulo de desviación el cual siempre es positivo. Esto es una consideración relevante, por eso, bajo algunas circunstancias puede suceder en consecuencia una desviación menor del fluido lo que produce una disminución en la función de salida.

Todavía no se han desarrollado relaciones teóricas las cuales predecirán el grado de desviación con un criterio razonable de exactitud. No obstante, los resultados de los experimentos tanto en este país como en el extranjero demuestran que el número de Mach, el número de Reynolds y un coeficiente abierto son parámetros importantes. Casi

todos los álabes se diseñan con  $Re$  en mas de 100,000. El número de Mach viene a ser el único parámetro.

Para una configuración de álabe dado. El efecto de la configuración del álabe sobre un ángulo de flujo ha sido plenamente reconocido en términos de una relación empírica entre  $\gamma$  y el coeficiente de apertura del álabe ( $o/t$ ) expresado así:

$$\gamma = \arcsen \frac{o}{t} \quad (4-7)$$

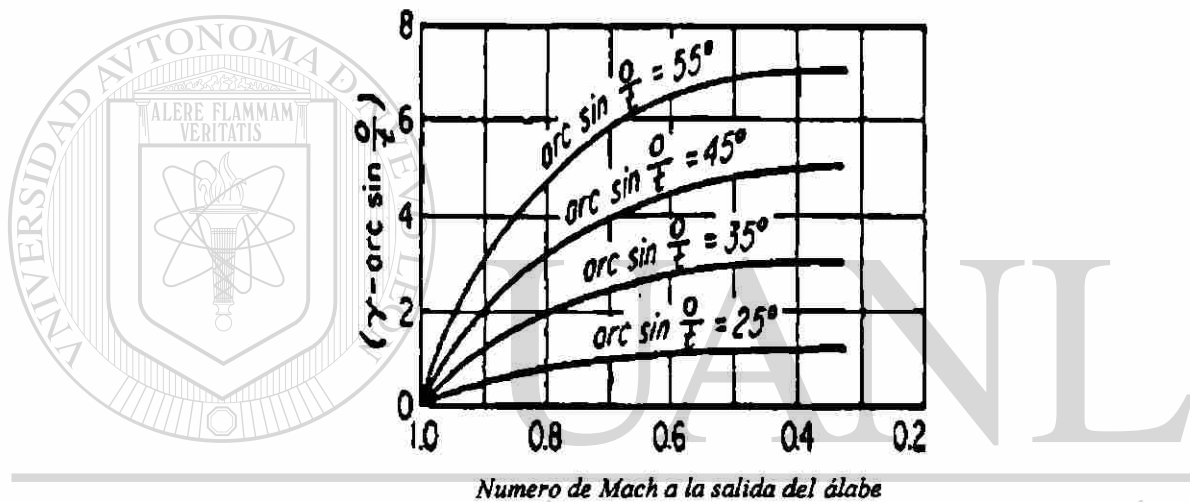


Fig. 4-8. Desviación del ángulo de flujo para el arco de  $o/t$  para diferentes valores de  $M$  y  $\alpha$ .

Esta relación es muy exacta para la mayoría de los álabes cuando el número Mach en la salida del álabe esta cerca de la unidad. No obstante, en los números de Mach inferiores y en los valores grandes de  $\gamma$ , la ecuación 4-7 presenta un gran error. La Fig. 4-8 muestra un punto de desviación del ángulo de flujo verdadero, con respecto al calculado por medio de la ecuación 4-7, para los distintos valores del número de Mach y del coeficiente abierto. Estas curvas representan un resumen de información publicada y no publicada para álabes convencionales. Se notará que en  $M=1$ , la desviación es cero y por lo tanto la ecuación 4-7 se aplica exactamente. Sin embargo la desviación se vuelve muy pronunciada en los números inferiores de Mach, la desviación más severa se obtiene con valores mayores de los ángulos de salida del álabe.

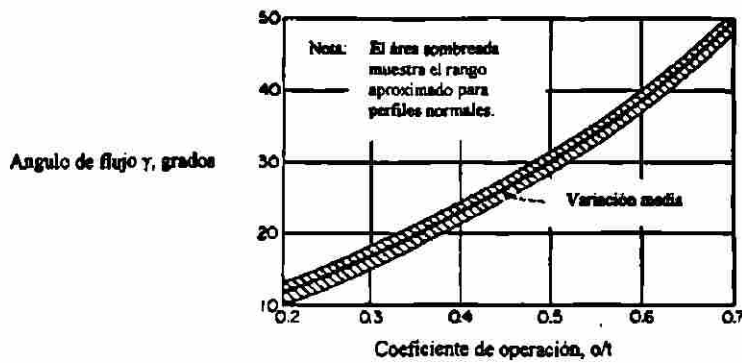


Fig. 4-9. Variación del ángulo de flujo y coeficiente de operación

Esta última observación parece bastante razonable en vista del hecho obvio de que con una apertura más amplia en la salida o una inclinación mayor, los álabes son menos capaces de influir en la dirección del flujo.

La fig. 4-9 muestra el ángulo de flujo dispuesto contra el coeficiente abierto para álabes comunes dentro del rango usual de los números de Mach encontrados en la práctica. Las curvas de la fig. 4-9 se deben usar en lugar de la 4-21 ya que se toma en cuenta la desviación del ángulo de flujo del dado por arcoseno ( $o/t$ ).

Las toberas estacionarias experimentan una desviación del ángulo de flujo desde el ángulo de la tobera geométrica  $\gamma'$  igual a la que ocurre con los álabes móviles. Para las toberas de aluminio la relación de la fig. 4-9 es apropiada. Las curvas similares para toberas redondas o cónicas no están disponibles. Sin embargo, es interesante examinar cualitativamente algunos aspectos de la desviación de la dirección del flujo desde aquel dado por el ángulo de salida geométrico de las toberas redondas.

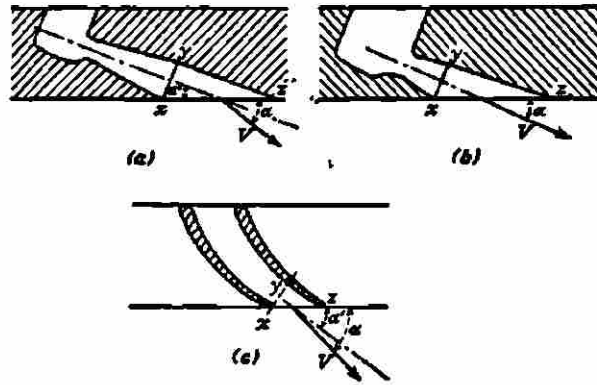


Fig. 4-10. Deflección del flujo a la salida de la tobera

De la geometría de la tobera redonda y su ubicación es evidente que el perfil debe ser oblicuo, dando un conducto de salida oval. Se ha visto que si la presión de salida es igual o mayor que la presión crítica, el flujo dejara la tobera en el ángulo geométrico  $\gamma'$ . No obstante si la presión de salida es menos crítica, alguna expansión ocurrirá en la zona definida por  $xyz$  de la fig. 4-10 c, con el resultado de que la parte del surtidor es desviada.

Para una tobera convergente y divergente del tipo que se mostró en la fig. 4-10 a, el área de salida correcta de la tobera estará en  $xy$ , y el lado  $yz$  estará paralelo a los ejes de la tobera. Tanto como opere en la tobera entre las presiones correctas, el ángulo de flujo igualará al ángulo geométrico  $\alpha'$ . Sin embargo, si la presión de salida es menor que el valor designado, la expansión se llevara acabo en la zona  $xyz$  con desviación de flujo hacia  $x$ . La fig.4-10 b ilustra la tobera en la cual  $(y)$  y  $(z)$  es divergente, y la expansión se lleva acabo en la zona  $xyz$  incluso en las presiones diseñadas. El resultado, de nuevo, es la desviación de flujo, pero esta vez ocurre bajo todas las condiciones de flujo.

#### 4-6 GEOMETRÍA DE LOS PERFILES DE LOS ALABES DE IMPULSO.

Los perfiles de los álabes de Impulso son usualmente estandarizados por el fabricante. Sin embargo, la fig. 4-11 ilustra un tipo de formato del perfil a menudo utilizado para álabes de impulso simétricos. Se notará que los centros de curvatura de los lados convexo y cóncavo de los álabes adyacentes son coincidentes y, por lo tanto, la anchura del conducto es constante. Los centros de curvatura se indican como  $O$  y  $O'$ . Dado que  $\beta' = \gamma'$ .

$$c = ab + bd = 2r \cos \beta' \quad (4-8)$$

$$r = \frac{c}{\cos \beta' + \cos \gamma'}$$

El otro radio de la curvatura  $r$ , es controlado por la inclinación del álabe y la necesidad de mantener una anchura constante en el conducto

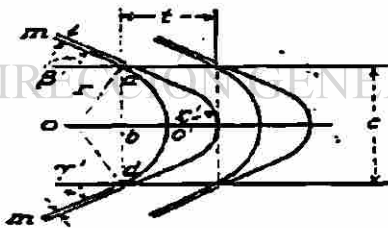


Fig. 4-11. Perfil del álabe simétrico de impulso.

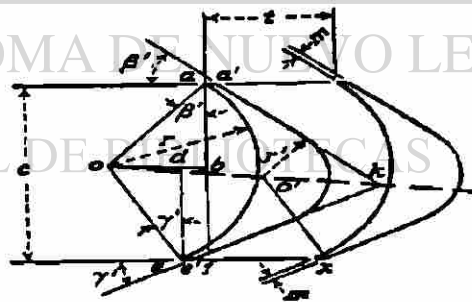


Fig. 4-12. Perfil del álabe de impulso unidimensional.

La fig.4-12 ilustra el tipo de perfil del álabe de impulso unidimensional.

El radio de curvatura es:

(4-9)

La distancia  $db = r (\text{sen } \beta' - \text{sen } \gamma')$ . Comenzando con el punto  $e$  y calcular  $r$ , el centro  $o$  es fácil de localizar. El punto  $k$  se localiza en la intersección de las líneas que forman la porción derecha en la parte posterior del álabe. La intersección de la perpendicular en  $x$  con  $o-k$  se localiza al centro de la curvatura en la parte posterior del álabe.

#### 4-7. PERDIDAS EN LOS PASAJES DE IMPULSO.

En el Cap. No. 3 se tomaron en cuenta las pérdidas en los álabes, para utilizar un factor  $kb$  de fricción de los álabes. Aunque este factor se presentó como la velocidad relativa que se produce en los álabes hasta la velocidad relativa completa, en la mayoría de los diseños de turbinas su magnitud no es una función de la velocidad. En las velocidades lentas, el número de Reynolds representa un criterio importante en las pérdidas en las vías. Sin embargo, cuando el número de Reynolds se excede de 100,000, aparentemente no hay una variación en el rendimiento en los pasajes con el número de Reynolds. Por eso, casi todas las etapas de la turbina se diseñan con  $Re > 100,000$ ; está claro que ni las viscosidades ni los cambios de velocidad pueden influir mucho en el rendimiento de los pasajes.

Todos aquellos factores que contribuyan a las pérdidas en los pasajes de los álabes, se encuentran aquí.

1. La desviación severa del fluido dentro de la vía, el resultado de la fuerza centrífuga que ocasiona una compresión cerca de las superficies cóncavas, además de una rarefacción cerca de las superficies cóncavas que producen una separación de la cubierta.
2. Desviación del ángulo de entrada del álabe desde el ángulo relativo en el cual el fluido alcanza al álabe con una turbulencia como consecuencia.

3. Alabes estrechos; por eso, para determinados valores de  $\beta$  y  $\gamma$  la curvatura es más severa en la superficie cóncava del álabe.
4. La turbulencia a la salida de la línea que precede a las toberas es ocasionada por el espesor finito de los bordes a la salida de la tobera. Usualmente esta turbulencia se presenta en la forma de vórtices marcados, los cuales al parecer desaparecen en las velocidades altas. La consecuencia de esta fuente de daños es una reducción de la energía cinética que se origina en los álabes.

Porque muchos de los infortunios que se presentan al determinar la magnitud de los daños en las vías de los álabes, resulta imposible desarrollar relaciones racionales las cuales son adecuadas para los propósitos de diseño. Además, para desarrollar relaciones de diseño es necesario seleccionar aquellos factores que al parecer, influyen en el funcionamiento de los álabes para que se pueda desarrollar una correlación satisfactoria entre los resultados predichos y probados. En general, la completa correlación satisfactoria se ha obtenido al suponer que los daños son funciones de la forma del álabe, del ángulo de incidencia, el ángulo de desviación, así como la razón de la velocidad relativa que pasa de la vía del álabe hacia la velocidad relativa que se surge de la línea siguiente.

## UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Una interpretación y evaluación de los extensos resultados de las pruebas en comparación con los diseños de computación, presenta tres relevantes coeficientes. Los coeficientes son:

$K_p$  = Perfil del coeficiente de pérdidas. Este coeficiente sirve para los daños debidos a la turbulencia, fricción, desviación del fluido dentro de la vía, curvatura del perfil del álabe, así como la desviación del ángulo de flujo desde el ángulo de salida del álabe.

$K_i$  = Coeficiente de los daños incidentes. Este coeficiente sirve para las pérdidas ocasionados por la turbulencia que ingresa por el ángulo de incidencia.

$K_{co}$  = Coeficiente que sobrelleva los daños. Este coeficiente se presenta en los daños de la energía cinética mientras se dirige entre las líneas.

Para una línea de álabes de impulso sin caída de presión estática que se presenta en las vías, la velocidad relativa que sale de la línea es:

$$W_2 = k_{co} k_p k_i W_1 \quad (4-10)$$

donde  $W_1$  es igual a la velocidad relativa que entra en la línea de álabes. El producto de  $K_{co}$ ,  $K_p$ , y  $K_i$  es análogo al factor  $K_b$ .

Para una línea fija de toberas donde no se descuida la velocidad de alcance, la velocidad absoluta que se origina de las toberas se presenta como:

$$V_1 = k_p \sqrt{2gJ \Delta h_s + (k_i k_{co} V_0)^2} \quad (4-11a)$$

$$V_1 = 91.4 k_p \sqrt{\Delta h_s + \frac{(k_i k_{co} V_0)^2}{2gJ}} \quad (4-11b)$$

donde  $V_0$  es la velocidad de alcance. Si la velocidad de alcance no es elegible, la ecuación (4-11b) se reduce a:

$$V_1 = 91.4 k_p \sqrt{\Delta h_s}$$

$$V_1 = \frac{\text{Mts}}{\text{Seg.}}$$

En esta ecuación se puede ver que  $K_p$  es similar al coeficiente de velocidad que se utiliza en conjunto con las toberas en el capítulo 3.



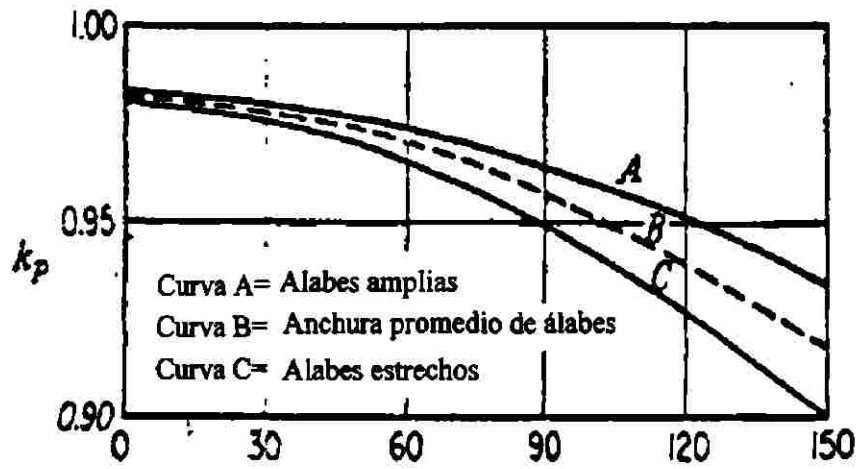


Fig. 4-13 Perfil del coeficiente de daños para álabes y las toberas de aluminio.

$$\theta = 180 - (\beta_1' + \gamma_1) \quad \text{para álabes en movimiento.}$$

$$\theta = 180 - (\alpha_0' + \alpha_1) \quad \text{para álabes fijos.}$$

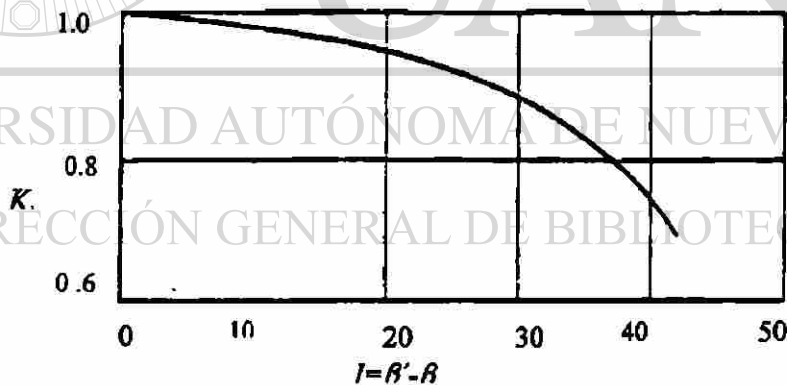


Fig. 4-14 Coeficiente de pérdidas incidentes en los álabes de impulso.

La fig. 4-13 Presenta valores del perfil del coeficiente de pérdidas para los álabes y las toberas de aluminio como una función del perfil del ancho  $C$  y del ángulo de desviación  $\theta$ , que se basa en el ángulo geométrico, de entrada y en el ángulo de flujo.

Fig. 4-14 Confronta los valores del coeficiente de daños incidentes en contra de  $i$ , del ángulo de incidencia, para los álabes de impulso con bordes de entrada difíciles y del tipo que se muestra en la fig. 4-16

Fig. 4-15 Confronta los valores del coeficiente de daños incidentes, con toberas de aluminio y álabes con bordes ásperos en las entradas iguales a los bordes de entrada de las toberas de aluminio que se presentan en la fig. 4-16. Es casi imposible obtener una correlación del coeficiente que sobrelleva los daños con algunos de los parámetros relacionados a los otros coeficientes.

El coeficiente que sobrelleva las pérdidas puede variar desde cero para este coeficiente los sobrelleve desde los álabes móviles, hasta el acceso parcial a la línea de toberas, o si, las líneas están lejos son axiales, y se podría alcanzar la unidad para reacción del

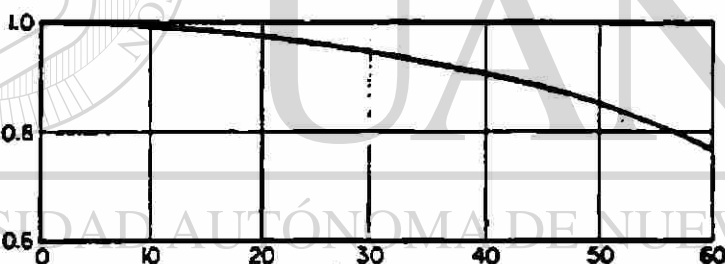


Fig.4-15. Coeficientes de pérdidas por incidencia para álabes anchos y boquillas.

álabe y de las toberas. El coeficiente que sobre lleva las pérdidas parece mejorar con los álabes de mayor tamaño.

Como una primera aproximación es habitual descuidar la velocidad de este coeficiente hasta el acceso parcial de la línea de toberas, o cuando una línea del álabe está ampliamente separada desde la siguiente línea de toberas, para otras situación  $K_{co}$  se supone que es igual al valor de  $K_p$ , que es la línea que recibe la velocidad de este coeficiente.

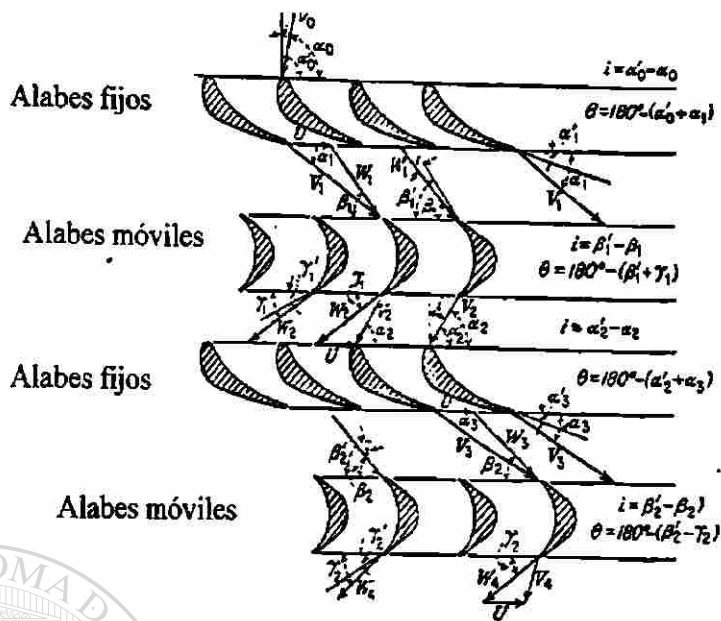


Fig.4-16. Etapa de presión de la turbina donde se muestra la orientación de los ángulos y de las velocidades.

Los valores de los coeficientes de daños que se presentaron en la fig. 4-13 hasta la 4-15 se aplican al sobrecalentamiento o vapor caliente y a los gases, así como para calcular las relaciones de las condiciones internas de la etapa que le concierne. Si se utiliza el vapor húmedo como fluido, entonces el rendimiento de la etapa se reduce a 1% por cada % de humedad, el porcentaje de humedad se considera como el promedio de un contenido de humedad en la etapa de entrada y salida.

## REACCION DE LOS PASAJES DE FLUJO DE LOS ALABES

### 4-8 PERFIL DE LOS ALABES DE REACCION.

El perfil convencional de la reacción de un álabe, es el producto de evolución ocasionada por la experimentación y la acumulación de datos de ensayos que se han realizado a través de los años. Además no existe un método racional para establecer el perfil de dichas reacciones convencionales de los álabes. Sin embargo, una que otra observación tiene algo de valor.

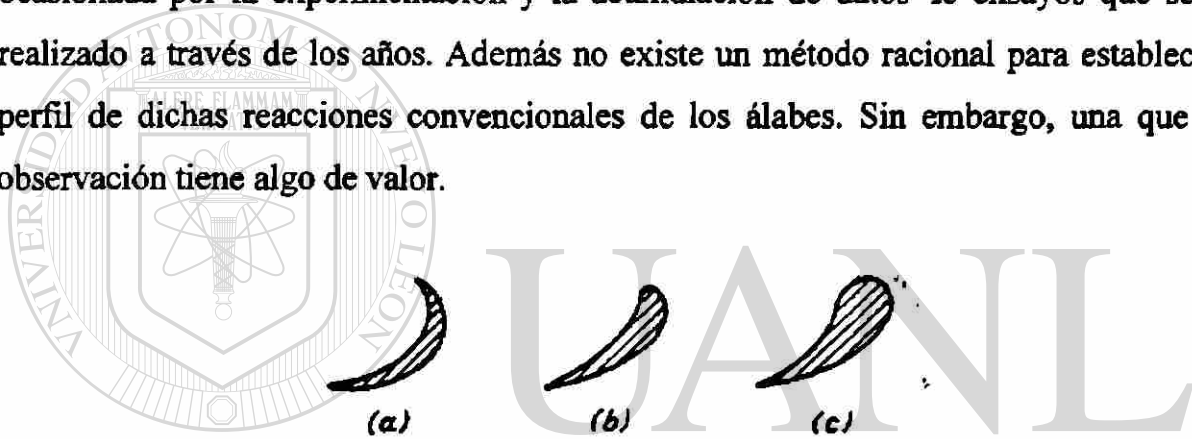


Fig. 4-17. Perfiles convencionales de la reacción del álabe.

Una de las primeras reacciones del álabe fue un severo cambio de forma en la entrada que no están distintos al perfil convencional del álabe de impulso. Con el conocimiento de que el ángulo relativo completo del fluido cambia con la carga, el álabe en forma de red produce una vía que es circular o con un borde áspero en la entrada. La reacción actual del perfil del álabe se parece a una ala y en algunos casos, se podría adoptar en una ala de la base actual. El álabe en forma de ala se discute en las secciones 4-10 y 4-12.

Los perfiles convencionales de la reacción del álabe están claramente estandarizados dentro de una organización particular, que varíen ligeramente entre las diferentes organizaciones. No obstante todos los perfiles de la reacción del álabe tienen algunas

características distintivas. El lado cóncavo esta muy cerca de la razón constante, mientras que el lado convexo se forma casi siempre de círculos claros, de una manera que proporciona una vía la cual siempre es convergente. Es de gran importancia que el pasaje nunca llegue a ser divergente, con el fin de evitar las pérdidas que acompañan a una vía divergente. Por lo normal se evitan las velocidades supersónicas en las vías de flujo, pero en ciertos casos, es necesario introducir las para reducir la excesiva longitud, Además para utilizarlas donde las altas velocidades de rotación son adecuadas. En tales casos si la velocidad actual que se produce en la vía no excede la velocidad sónica por más de 20 a 30 %, la vía convergente podría estar retenida con solo una ligera disminución del rendimiento. Si es necesario rebasar estos límites, entonces se deben emplear mas etapas.

La fig., 4-17 muestra 3 tipos de perfiles convencionales de la reacción del álabe. La fig., 4-17a muestra el antiguo tipo de perfil que es obsoleto con su borde áspero de entrada. Y la fig. 4-17b presenta un perfil tradicional utilizado cuando se esperaba una pequeña variación en el ángulo relativo de entrada. Si las variaciones de carga que se esperaban tienen un cambio considerable en el ángulo relativo de entrada, entonces se necesitará un perfil como el de la fig. 4-17 c, para que tenga menos pérdidas.

La curvatura de las convencionales reacciones del álabe se concentra cerca de la entrada del álabe. La curvatura disminuye hasta la parte posterior del álabe esta prácticamente estrecha antes de que se logre el borde de la salida. Los bordes de la salida se hacen lo más delgados posibles, consistentes con los requerimientos de dureza con la finalidad de reducir los vortices marcados como mínimo.

#### 4-9 ANGULOS DEL ALABE, CALIBRACION E INCLINACION.

El ángulo de reacción de los álabes no es claro para un examen del perfil, pero varía de  $80^\circ$  a  $90^\circ$ . El ángulo de entrada del álabe se realiza usualmente de  $3^\circ$  a  $15^\circ$  más largo que el ángulo relativo de la entrada del fluido que se obtiene del diagrama de velocidad. Qué tanto  $\beta' > \beta$  depende de la extensión del álabe y de las variaciones de carga, esperadas. El ángulo de salida del álabe podría variar desde  $14.5^\circ$  en las etapas de alta presión, hasta un máximo de  $37^\circ$ . Normalmente el ángulo de salida del álabe no está expresado en grados sino en términos de calibración. El término calibración tiene el mismo significado que le coeficiente abierto. De la ecuación (4-7)

$$\text{sen } \gamma = \frac{o}{t} = \text{calibración}$$

Con frecuencia, la calibración se expresa como un porcentaje. Además, para  $\gamma = 14.5^\circ$  la calibración correspondiente es 25%; el 60% de la calibración significa aproximadamente  $\gamma = 37^\circ$ .

El término calibración proviene de la sección afectada de los álabes para ajustar el ángulo de salida. Una calibración templada se utilizó para obtener la abertura requerida entre los álabes. Mediante este método fue posible mantener varias líneas del álabe a una altura constante, cualquier incremento que se necesite en el área de salida del flujo, se obtiene con sólo ajustar el ángulo de salida.

La práctica cotidiana señala una maquinación del ángulo en el ensamble del álabe. En ocasiones, el ensamble del álabe es moldeado con precisión, utilizando métodos de daño-aumento. Las alturas de los álabes se incrementan de línea a línea incluso, al grado de rellenar los álabes en cajas cónicas cuando es necesario.

La determinación en la inclinación de la reacción del álabe es una labor de experimentación. En general, la inclinación esta dada en términos de la anchura del álabe. Para un álabe similar al de la fig., 4-17b, la razón de inclinación al ancho ( $t/c$ ) se presenta usualmente para ser de 0.85. De la misma forma, para una sección como la de la fig. 4-17c,  $t/c = 1.125$  (aproximadamente). Un ejemplo más fundamental de la inclinación del álabe se presenta en la sección 4-18.

#### 4-10. ANCHO Y ALTURA DEL ALABE.

Las relaciones en la sección 4-6 referentes al ancho de los álabes de impulso también se aplican a la reacción de los álabes. Entonces, el ángulo de entrada del álabe en la reacción no puede ser enteramente definida, como se describió en la sección anterior, es necesario determinar la colocación de los álabes en términos de calibración. Por eso, el área para el flujo en una etapa de reacción podría estar presentada por la expresión general.

$$A = \lambda \pi d_m h_b$$

Donde:  $A$  = área disponible para flujo en etapa de reacción,  $\text{mm}^2$ .

$\lambda$  = la calibración expresada como un decimal

$h_b$  = Altura del álabe,  $\text{mm}$ .

$d_m$  = Diámetro del anillo medio del álabe,  $\text{mm}$ .

$V$  = Volumen específico en  $\text{mm}^3/\text{Kgm}$

$U$  = Relación de velocidades.

Se escribe la ecuación de continuidad para las líneas fijas del álabe.

$$G = \frac{AV_1}{v} = \frac{\lambda \pi d_m h_b v_1}{v_1}$$

Resolviendo para  $h_{bs}$ , la altura del álabe fijo, expresada en mm. es,

$$h_{bs} = \frac{Gv_1}{\lambda \pi d_m V_1} \quad (4-12)$$

Asimismo, se puede mostrar que  $h_{bm}$ , la altura al álabe móvil, expresada en mm. es,

$$h_{bm} = \frac{Gv_2}{\lambda \pi d_m W_2}$$

Para una etapa simétrica,  $h_{bm}$  podría ser expresada como una función de  $V$  y  $U$ , entonces  $V_1 = W_2$ ,

$$h_{bm} = \frac{Gv_2 v}{\lambda \pi d_m U} \quad (4-13)$$

La altura mínima para la reacción del álabe no debe ser menor del 5 % del diámetro de su anillo medio. La altura máxima no debe rebasar del 20 % del diámetro del anillo medio del álabe, a menos que disminuya el álabe, por lo cual, en este caso se permite el 30 %. El límite mínimo de la altura del álabe se impone debido a los daños en el incremento de la energía con álabes cortos, mientras que el límite máximo es impuesto solamente por las consideraciones relevantes.

#### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La colocación usual de las etapas de reacción en las turbinas de gas, y en la alta presión de las turbinas de vapor reellenas, es permitir que la altura del álabe se incremente para que proporcione el incremento del área disponible para la expansión del flujo. El diámetro del tambor podría mantenerse constante si el incremento en el



volumen específico del fluido no es mayor como para requerir un incremento considerable en la altura del álabe. Entonces, la suposición del diámetro del anillo medio del álabe constante es justamente precisa. Si el diámetro se mantiene constante, entonces el diámetro del tambor podría disminuirse con el incremento de la altura del álabe. La fig. 4-18 b muestra una colocación con un diámetro de tambor constante y un ligero incremento en la altura del álabe.

En las grandes turbinas de vapor, el diámetro del tambor y la altura del álabe se incrementan con la expansión del flujo. Esta colocación permite incrementar el área disponible sin ninguna altura excesiva del álabe, donde el incremento en volumen específico es mayor. Con esta colocación, ilustrada en la fig. 4-18a, el concepto del diámetro del anillo medio del álabe constante, se debe de abandonar.

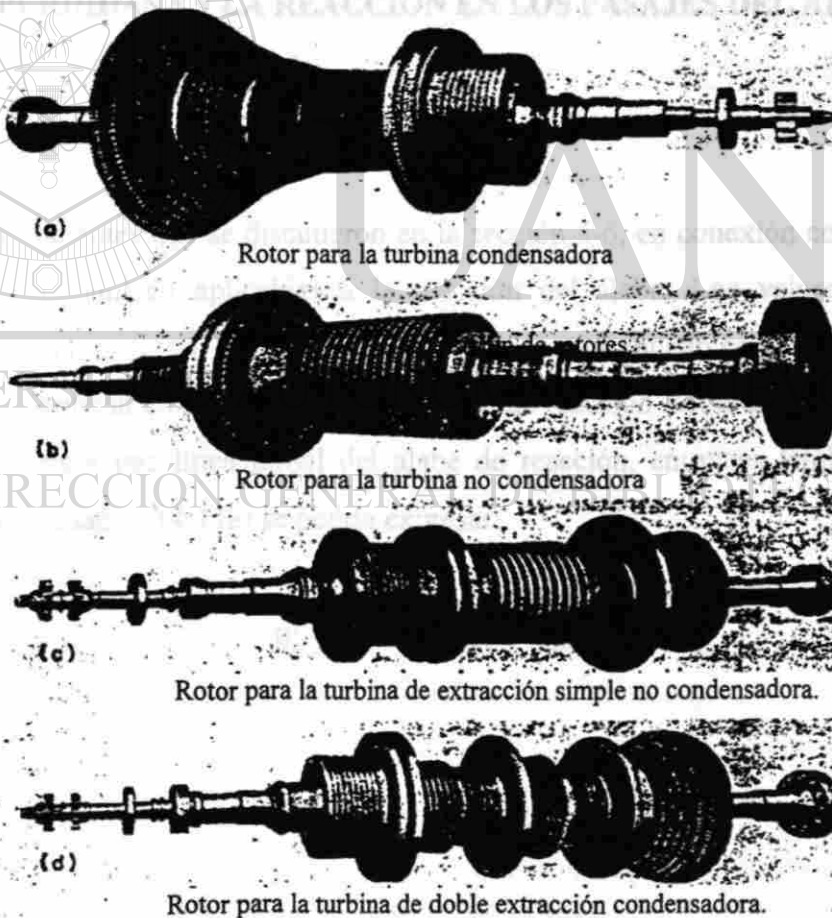


Fig. 4-18. Clasificación de rotores.

La Fig. 4-18 c y d muestran otra posible colocación donde se agrupan las etapas de reacción. Esta colocación ofrece la ventaja de diseñar los grupos de etapas para una constante más cercana a la constante del diámetro del anillo medio del álabe.

A veces, el volumen específico del vapor llega a ser demasiado grande en la baja presión de una turbina para ser manejada por alguna de las colocaciones antes mencionadas. La supuesta solución es dividir el flujo cerca de la baja presión  $h_{na}$ , y enviarlo a través de dos grupos de etapas similares colocados como se muestra en la fig. 4-11.

#### 4-11 PERDIDAS EN LA REACCION EN LOS PASAJES DEL ALABE.

Los coeficientes que se discutieron en la sección 4-6, en conexión con los álabes de impulso son también aplicables a la reacción del álabe. Los valores dados a los coeficientes en la fig. 4-17, 4-21, y 4-23 también son aplicables al álabe de reacción. Además se aplican en las líneas fijas del álabe de reacción (toberas), ecuaciones (4-11a ó 4-11b). Para una línea móvil del álabe de reacción, entonces también se forman toberas, la ecuación (4-11a) se podría expresar:

$$W_2 = k_p \sqrt{2gJ \Delta h_s + (k_i k_{co} W_1)^2} \quad (4-14)$$

## VIA DE FLUJOS CON EQUILIBRIO RADIAL

### 4-12 VORTICE LIBRE.

El material presentado ha estado restringido a una sección representativa en un álabe de la turbina que se tomó a la altura media del álabe. La velocidad lineal del álabe se consideró para ser constante en esta sección representativa y por su extensión, también se tomó como constante para comparar los álabes cortos. Sin embargo, aparentemente la velocidad lineal de los puntos en el álabe, varía en forma directa con la distancia radial del centro de rotación y por los álabes grandes, la variación es considerable desde la raíz hasta la punta. Por lo que los diagramas de velocidad también varían desde la raíz hasta la punta; además, como consecuencia si se tiene el álabe paralelo, podrían ocurrir daños por turbulencia. Tal variación del diagrama de velocidad para un álabe de impulso se muestra en la fig. 4-14. Una revisión de la fig. 4-20, indica también que la suposición de la constante radial ( $\Delta V_U$ ) es un error considerable. Esta claro que una línea de corriente de flujo no se puede mantener por tanto tiempo unidimensionalmente bajo las condiciones impuestas previamente.

Si una determinada partícula del fluido es trazada en su trayectoria hasta la turbina, entonces se observa que la velocidad tiene componentes axiales y de rotación, la trayectoria asemeja una hélice de radio incrementándose. Dos líneas de corriente de flujo en dos dimensiones se discutieron en la sección 2-14. Ahí se conocieron las condiciones necesarias para las líneas de corriente de flujo. Primero, se consideran la condición del vortice libre de flujo. Se recordará que para las dos dimensiones lineales de flujo la componente axial de velocidad, es constante y la vorticidad es:

$$r V_U = \text{constante}$$

Si el principio del vortice libre se aplica al fluido que entra y sale por la línea de álabes es:

$$r\Delta V_U = \text{constante}$$

Ahora la energía liberada hacia el rotor por unidad de masa del rango de flujo es

$$E = \frac{\omega r \Delta V_U}{g}$$

La cual se compara con la expresión presedente manifestando que la energía constante liberada hacia el rotor en todo el radio,  $\omega$  es constante.

Una revisión en la derivación de la expresión  $rV_U = \text{constante}$ , revela otra relación. La componente tangencial de la velocidad del fluido disminuye desde la raíz del álabe hasta la punta, y para la condición de la presión constante se esperaría que la disminución correspondiente a la presión estática ocurra radialmente hacia la raíz de del álabe. También se daría esto debido a la presión estática con diferencia en el flujo, por lo que se colocaría radialmente hacia la raíz del álabe. Sin embargo, la fuerza que se produce por la diferencia de presión estática, se equilibra por una fuerza centrífuga y además, el equilibrio radial se mantiene sin ningún flujo solo si el flujo se supone como isoentrópico.

$$\omega = \frac{V_U}{r}$$

#### 4-13 VORTICE FORZADO.

Si se supone al fluido para obedecer las relaciones del vortice forzado, será necesario ver la sección donde el fluido girará como un cuerpo sólido, o

Cuando se incrementa radialmente la velocidad del fluido, la presión estática debe reducirse en forma radial, para establecer un flujo radial exterior. La fuerza centrífuga aumenta este flujo radial exterior y en teoría, no se obtiene ni siquiera un equilibrio radial. De hecho, el flujo se ajustará por sí mismo, así que el equilibrio radial se logra como resultado de los límites de la turbina; entonces, la turbina es una máquina de flujo axial. Si se diseñan los álabes de acuerdo con el principio del vortice forzado, las posibles consecuencias son, el ángulo de flujo después de que se halla logrado el equilibrio radial, no concuerdan los ángulos del álabe, y como resultado se daría unos ángulos incidentes desproporcionados. Como una consecuencia se espera un funcionamiento deficiente y en condiciones adversas y severas; incluso, podría ocurrir un paro en el rotor.

Es obvio todo lo inevitable, y que el establecimiento de un diseño basado en condiciones estables donde el equilibrio radial es esencial; se recomienda un diseño acorde al principio del vortice libre.

#### 4-14 REQUERIMIENTOS PARA EL EQUILIBRIO RADIAL.

### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Aunque el principio del vortice libre cuando se considera una velocidad radial constante y la energía se transfiere positivamente en forma radial las condiciones para el equilibrio radial; es interesante examinar otras posibilidades. Si la velocidad absoluta se proyecta en tres componentes, tangente, axial y radial

$$V^2 = V_U^2 + V_a^2 + V_R^2$$

Entonces la presión estática se podría describir así

$$P^0 = P + \rho \frac{V_U^2}{2} + \rho \frac{V_a^2}{2} + \rho \frac{V_R^2}{2}$$

Para las condiciones de flujo constante a lo largo de las líneas de corriente concéntrica, la velocidad, presión estática y densidad son constantes con el tiempo y  $dV_R=0$ , tenemos  $r$  igual al radio de cualquier línea de corriente concéntrica, y después, diferenciando con respecto a  $r$ ,

$$\frac{dP^0}{dr} = \frac{dP}{dr} + \rho V_U \frac{dV_U}{dr} + \rho V_a \frac{dV_a}{dr}$$

Por otra parte, para el flujo circulatorio plano y para el equilibrio radial,

$$\frac{dP}{dr} = \rho \frac{V_U^2}{r}$$

Que se sustituye en los siguientes productos de la ecuación:

$$\frac{dP^0}{dr} = \rho \frac{V_U^2}{r} + \rho V_U \frac{dV_U}{dr} + \rho V_a \frac{dV_a}{dr} \quad (4-15)$$

Ahora, la energía transferida a los álabes esta en el área de energía del fluido y se puede expresar en términos del cambio del estancamiento entálpico  $dh^0$ . También la energía producida por el fluido se puede expresar de forma dinámica, en términos de un cambio de presión de estancamiento o en reposo, o  $dP^0$ . El cambio en la densidad a lo largo de las líneas de corriente concéntricas se consideran que sea constante con el tiempo al igual que antes. Haciendo un análisis adecuado de unidades, la ecuación 4-15, se convierte en,

$$\frac{dh^0}{dr} = \frac{1}{gJ} \left( \frac{V_U^2}{r} + V_U \frac{dV_U}{dr} + V_a \frac{dV_a}{dr} \right) \quad (4-16)$$

Ya que  $(dh = dP/\rho)$  para flujo isoentrópico. Suponiendo que dos variables son adoptadas tales como grado de reacción y velocidad axial. Para el equilibrio radial,  $dV_U$  debe variar inversamente al radio. Con respecto a la ecuación 4-16 es evidente que la energía transferida al rotor interno puede también variar. Sin embargo, es concebible también  $(V_a$  y  $dh^0)$  pudieran variar como al producirse un equilibrio radial.

Otra posibilidad es el mantenimiento de un índice específico y constante de masa de fluido (  $G/A$  ), ya sea variación radial de velocidad axial, o presión estática. Este esquema se utiliza ocasionalmente en el diseño de álabes de turbinas de gas para aeronaves; no obstante, las relaciones complicadas lo justifican (al esquema) solo cuando el desempeño del álabe es extremadamente crítico.

Una especificación común o general es la reacción constante de manera radial, la transferencia de energía constante hacia el rotor interno y la velocidad axial constante de manera radial.

#### 4-15 DIAGRAMAS DE VELOCIDAD.

Algunas de las consecuencias de introducir el equilibrio radial en los conductos de flujo de la turbina son más fácilmente examinados con la ayuda de los diagramas de velocidad. Para este propósito es conveniente el uso del diagrama tipo polar mostrado en la fig. 3-11 y que se abordan en la sección 3-11 en conexión con las turbinas de impulso.

La fig. 4-19a muestra un diagrama de velocidad para una sección reactiva de un álabe de la turbina, en la cual las velocidades axiales de entrada y de salida son iguales. Los dos vectores de velocidad " $V_m$ " y " $W_m$ ", no considerados hasta el momento, son presentados. Estos vectores son conocidos como los vectores de velocidad de significado relativo y absoluto, respectivamente, y sus direcciones se establecen así:

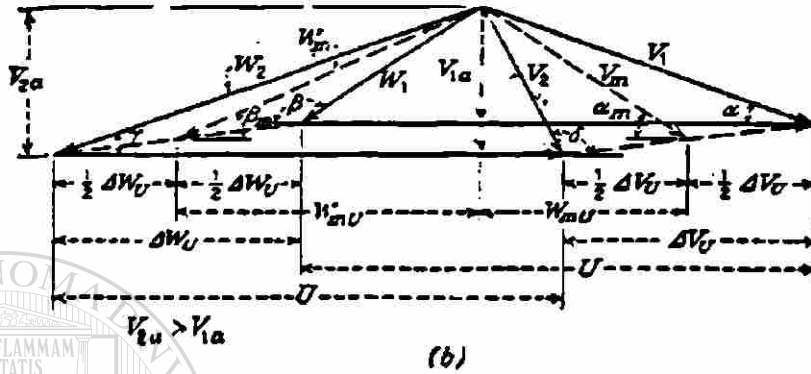
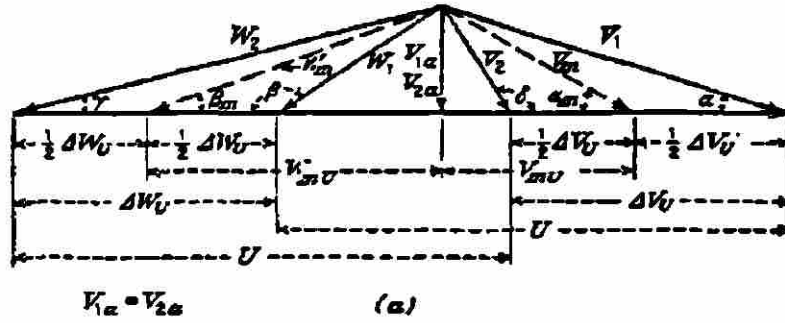


Fig. 4-19. Diagramas de velocidad.

$$\cot \beta_m = \frac{1}{2} (\cot \beta + \cot \gamma)$$

$$\cot \alpha_m = \frac{1}{2} (\cot \alpha + \cot \delta)$$

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
 DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Quando  $V_{1a} = V_{2a}$ , los vectores de velocidad también se pueden definir en términos de los componentes de rotación, o

$$V_{mU} = \frac{1}{2} (V_{1U} + V_{2U})$$

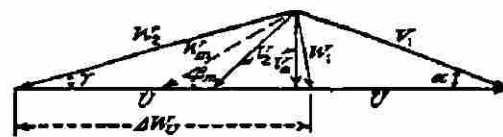
$$W_{mU} = \frac{1}{2} (W_{1U} + W_{2U})$$

En al fig. 4-19a,  $V_m$  esta trazada hasta el punto intermedio de  $W_u$ .

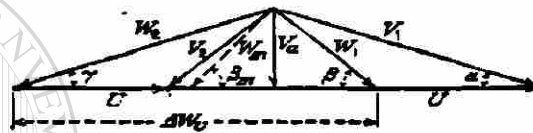
La fig.4-19b muestra un diagrama de velocidad para el caso donde  $V_{2a} > V_{1a}$ . Ahora  $W_m$  se traza hasta el punto medio de la línea unida a las extremidades de  $W_1$  y  $W_2$ .  $V_m$  se traza de una manera similar.



La fig. 4-20, muestra un diagrama de velocidad en las bases, punta y secciones medias de un álabe de turbina cuando las condiciones del 50% de la reacción en la sección media y en el flujo libre del vórtice se imponen. Algunos otros grados de reacción en la sección media o reacción cero (impulso puro) en la sección base pudieron haber sido adoptados. Las velocidades axiales de entrada y salida son de igual manera aunque no necesariamente con respecto al mantenimiento del equilibrio radial.

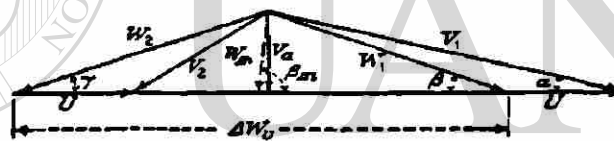


(a) Sección de la punta



$$V_a = V_{1a} = V_{2a}$$

Sección media (50% de reacción)



(c) Sección de la raíz

Fig. 4-20. Diagramas de velocidad para vortice libre de flujo

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

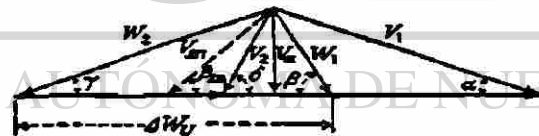
Gracias a un análisis de la fig. 4-20, se clasificaron los siguientes puntos:  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\delta$ ,  $U_1$ ,  $U_m$  y  $W_2$  se incrementan radialmente;  $\gamma$ ,  $\beta_m$ ,  $V_1$ ,  $W_1$ ,  $V_2$ , y  $\Delta W_U$  disminuyendo de manera radial. Ya que  $\beta$  se incrementa y  $\gamma$  disminuye radialmente, es evidente que un giro se incorporara al álabe con el fin de que los ángulos del álabe puedan acomodar la entrada de flujo y ángulos de salida sin una sacudida o separación de flujo.

La severidad de un giro se puede evitar o disminuir manteniendo  $\gamma$  constante. También se observó que  $W_2$  se incrementa y  $W_1$  disminuye radialmente, lo que significa que el grado de reacción debe de incrementarse de manera radial.

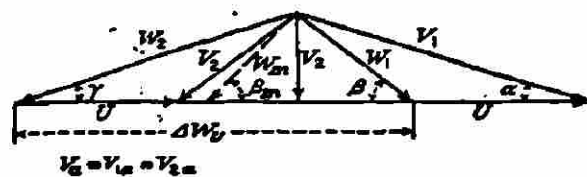
La fig. 4-21. Ejemplifica los diagramas de velocidad para una reacción constante de 50% radialmente, y las velocidades de entrada y de salida, y  $r \Delta W_U$  constantes. Se notará que la ventaja principal de esta disposición es que la variación de los ángulos es mucho menos severa que cuando el grado de reacción se incrementa de manera radial.

El requerimiento de mantener un equilibrio radial en el diseño de la turbina implica la distinción entre álabes de reacción e impulso. De hecho, los álabes diseñadas de acuerdo con estos conceptos podrían en un caso extremo, tener impulso puro en la base de la sección, pero con un grado ascendente de reacción en forma radial.

El problema de satisfacer las condiciones para el equilibrio radial no es obligatorio, excepto desde el punto de vista del desempeño. Por tanto, el diseño libre de vórtices se emplea regularmente sólo en las ultimas etapas de turbinas de gran rapidez o en turbinas de gas donde el desempeño de las mismas sea esencial para un desempeño óptimo total de toda la planta.



(a) Sección de la punta



(b) Sección media



(c) Sección de la raíz

4-21. Diagrama de velocidad para 50% de reacción

#### 4-16 ELEMENTOS PARA LA AERODINAMICA.

El desarrollo en la dinámica de gases ha proporcionado un enfoque racional al diseño de álabes o aspas de turbinas. Por lo tanto, cuando se pide mayor eficiencia en los diseños de conductos de flujo de turbina, se observa que los álabes se asemejan a los modelos aerodinámicos. Para estar seguros, algunas secciones de álabes de reacción convencionales se parecen a dichos modelos, no obstante su resolución se basa mayormente en la observación y el error en lugar de la aplicación de la teoría dinámica del gas. Esto es, si se le dedica algo de atención al hecho de ganar una mayor familiaridad con la nomenclatura y el uso de secciones aerodinámicos en el diseño de álabes de turbinas.

La fig. 4-22 muestra secciones de dos álabes aerodinámicos. La distinción entre estas dos secciones radica principalmente, en la curvatura de la línea de arqueo. La fig. 4-22 a tiene una línea de arqueo parabólico, y la fig. 4-22 b posee una línea de arqueo circular. La sección aerodinámicos del álabes esta identificada mediante los sig. elementos:

$X_1$  = Angulo arqueado de la vía.

$X_2$  = Angulo arqueado de la vía de escape.

$\theta$  = Angulo de arqueo.

$C$  = Cuerda.

$b$  = Espesor máximo del álabes en porcentaje de la longitud de la cuerda.

$L$  = Arqueo expresado en porcentaje de la longitud de la cuerda.

$d$  = Ubicación del arqueo en porcentaje de la longitud de la cuerda.

$L.A.$  = Longitud de arqueo en porcentaje de la longitud de la cuerda.

$L.A. Rod$  = Extremo principal conductor del radio expresado como un porcentaje de la longitud de la cuerda

Esto se puede ver efectivamente desde un panorama previo en el que la longitud de la cuerda es un valor importante de referencia.

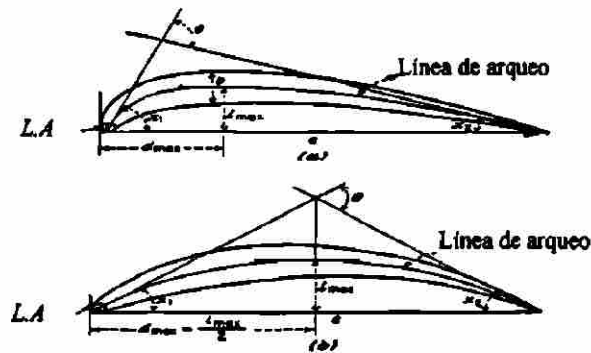


Fig. 4-22. Sección aerodinámica del álabe.

Una sección aerodinámica del álabe se construye sobre una columna o base curvada conocida como la línea de arqueo. La línea de arqueo puede ser simplemente un arco de un círculo, una combinación de arcos circulares definidos, una parábola, o cualquier curva apropiada. El perfil del álabe puede ser entonces desarrollado desde un espesor estándar y sus respectivas formas; Clark Y, Gottingen 398, RAF 0.27, una sección adecuada obtenida de los reportes técnicos NACA (como el *NACA TR 460* ó *L560*), o una forma de espesor desarrollado especialmente y aplicable a los álabes de turbinas.

La fig. 4-23 muestra información tomada de un NACA TR 460 para el modelo aerodinámico NACA 0012. Se puede notar que esta forma particular de espesor es simétrica y no tiene línea de arqueo.

PUNTO	SUPERIOR	INFERIOR
0	0	0
1.25	1.894	-1.894
2.5	2.615	-2.615
5	3.555	-3.555
7	4.2	-4.200
10	4.683	-4.683
15	5.345	-5.345
20	5.738	-5.738
25	5.941	-5.941
30	6.002	-6.002
40	5.803	-5.803
50	5.294	-5.294
60	4.563	-4.563
70	3.334	-3.334
80	2.623	-2.623
90	1.448	-1.448
95	0.807	-0.807
100	(0.126)	(-0.126)
100	0	0

L.A.: 1.58

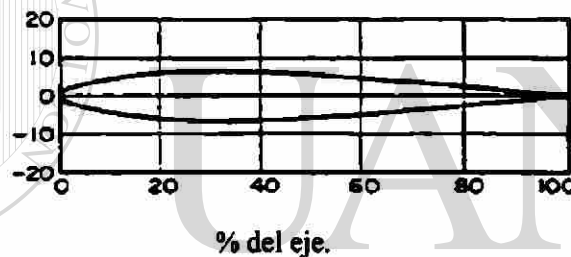


Fig. 4-23. NACA-0012.

El primer dígito del número de designación **0012**, se refiere al arqueado máximo como un porcentaje de la cuerda, el segundo dígito se refiere a la ubicación del arqueado máximo en decenas de longitud de la cuerda desde el borde guía, y los últimos dos dígitos indican, la densidad máxima como un porcentaje de la longitud de la cuerda. Esto concuerda con la información de la tabla y con el perfil del modelo aerodinámico para el NACA 0012.

Para utilizar la información dada para un espesor en modelos aerodinámicos, la forma de la línea de arqueado y la longitud de la cuerda se deben determinar primeramente por los métodos discutidos en la sección. 4-21, en lugar de las condiciones tomadas a lo

largo de la cuerda como se muestra en la fig. 4-23, estas son tomadas a lo largo de la línea de arqueo. Los puntos que establecen los perfiles superior e inferior se toman normalmente hacia la línea de arqueo. Las curvas uniformemente trazadas a través de estos puntos y dispuestos hacia las curva guía-borde, establecen el perfil del álabe.

#### 4-17 PRINCIPIO UNICO DE AERODINAMICO.

La fig. 4-24 muestra las fuerzas que actúan sobre una sección aerodinámica del álabe. La elevación se puede obtener de la ecuación (2-84), sustituyendo  $W_m$  por  $V_2$ ,

$$dL = C_{Lp} \frac{W_m^2}{2} c dr \quad (4-17)$$

De la ecuación (2-85);

$$dD = C_{Dp} \frac{W_m^2}{2} c dr \quad (4-18)$$

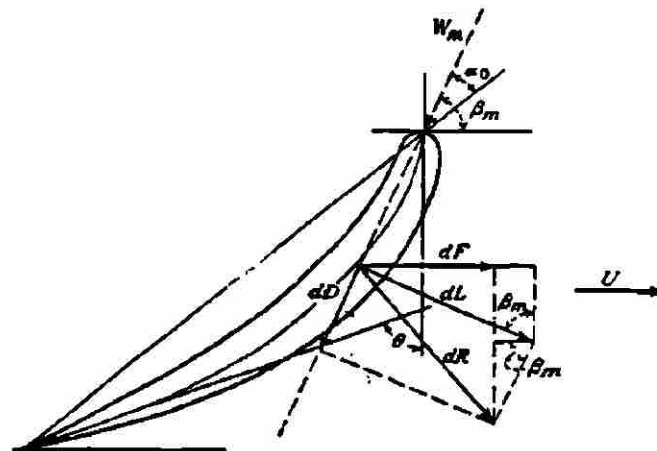


Fig. 4-24. Fuerzas actuantes en el álabe de propulsión

Siendo que  $dL$  es perpendicular con respecto a  $W_m$ , y  $dD$  está en la misma dirección que  $W_m$ , la fuerza actuando en la dirección de rotación del álabe es:

$$dF_U = dL \operatorname{sen} \beta_m - dD \cos \beta_m$$

o

$$dF_U = dL \operatorname{sen} \beta_m \left( 1 - \frac{dD}{dL} \cot \beta_m \right)$$

Como se indica en la sección 2-15,  $dD/dL$  es insignificante y por tanto, el término  $(dD/dL) \cot \beta_m$  puede ser omitido. Así:

$$dF_U = dL \operatorname{sen} \beta_m$$

Sustituyendo  $dL$  por su equivalente de la ecuación (4-17),

$$dF_U = C_{L\rho} \frac{W_m^2}{2} c dr \operatorname{sen} \beta_m \quad (4-19)$$

Ahora,  $dF_U$  se puede también expresar así:

$$dF_U = \frac{G}{g} \Delta W_U = \rho A V_a \Delta W_U \quad (4-20)$$

$$dF_U = \rho V_a t dr \Delta W_U$$

Donde  $t$  = paso del álabe en mm. Estableciendo las ecuaciones (4-19) y (4-20) igualmente,

$$C_{L\rho} \frac{W_m^2}{2} c dr \operatorname{sen} \beta_m = \rho V_a t dr \Delta W_U$$

$$C_L = \frac{2V_a t \Delta W_U}{W_m^2 c \operatorname{sen} \beta_m}$$

De la fig. 4-24 se puede ver que  $V_a/W_m = \operatorname{sen} \beta_m$ . Así, la proporción de la cuerda del álabe con respecto al paso ( $c/t$ ) esta diseñada como  $\sigma$  y es conocida como el factor de solidez, por lo que,

$$C_{L\sigma} = \frac{2\Delta W_U}{W_m} \quad (4-21)$$

La ecuación 4-21 se puede derivar directamente de las ecuaciones 4-19 y 4-20. La circulación del álabe en una turbina de flujo axial se puede expresar de la ecuación 3-10 en términos de  $t$ :

$$\Gamma_b = t \Delta W_U$$

Estableciendo las ecuaciones 2-83 y 4-39 de igual forma,

$$L' = \frac{dL}{dr} = C_{L\rho} \frac{W_m^2}{2} c = \rho W_m \Gamma_b$$

De lo cual

$$C_L = \frac{2\Gamma_b}{W_m c}$$

Sustituyendo la ecuación 4-21,

$$C_L = \frac{2\Delta W_U}{W_m} \frac{t}{c} = \frac{2\Gamma_b}{W_m c} \quad (4-22)$$

Después de que los diagramas de velocidad son trazados para la base, puntas y secciones medias de los álabes en acuerdo con los principios de las secciones de los álabes 4-14 y 4-15, los valores de  $\Delta W_U$  y  $W_m$  se pueden encontrar para estas secciones del álabe. Por tanto, la ecuación (4-22) se puede resolver para  $C_{L\sigma}$  de forma inmediata. La solidez como factor  $\sigma$  depende de la cuerda y el paso de los álabes. Por su parte, el paso depende del número de álabes utilizados. Esto es, la carga aerodinámica sobre los álabes se incrementa con pocos álabes. Sin embargo el peso total empleado en el ensamblado de álabes es una función del peso por álabe y el número de álabes. Así, para que el peso total se incremente con un incremento en el número de álabes; aunque la carga aerodinámica disminuya. No obstante, se llega a un punto donde el producto del



peso por álabes y el número de álabes es un valor máximo y cualquier futuro incremento en el número de álabes resulta en una disminución en el peso total.

El número de álabes, que determina el paso en todos los radios de los álabes también es controlado por condiciones en la raíz y puntas de las mismas. Si el paso es muy grande en las puntas de los álabes, el patrón de flujo deseado quizás no sea alcanzado por los álabes. Una limitación física para las partes más cercanas a la raíz se encontró y esta relacionada con el área de flujo de los álabes, ya que la forma del claro de los álabes se reduce en este punto. Un paso muy pequeño puede dificultar el flujo en la base de la sección, incluso si el paso puede lograrse físicamente. Una complicación adicional se presenta por el hecho de que el estrechamiento gradual de los álabes largos, puede ser muy pronunciado de la base hasta la punta.

Otro factor que debe ser considerado al determinar el paso del álabes es el aspecto de la proporción. El aspecto de la proporción está definido como la proporción de la evaluación del álabes a la longitud de la cuerda o  $(h_b/c)$  para álabes sin estrechamiento. Si el álabes tiene estrechamiento (forma pronunciada) en términos de longitud de cuerda y espesor, un requerimiento común para álabes largos, entonces el aspecto de la proporción se define como la proporción  $(h_b^2)$  para el área en proyecto del álabes en el plano que contiene la cuerda del modelo aerodinámico de la sección media. Pérdidas secundarias, que serán discutidas en la sección 4-20, se encontraron al disminuir con grandes proporciones.

El producto  $C_L\sigma$  obtenido de la ecuación (4-21) establece el valor de  $(c/t)$  que se puede mantener mediante una sección del álabes dado. El valor máximo de  $C_L$  para un álabes aerodinámico es aproximadamente 1.6. El factor de solidez  $\sigma$  con rangos de 2.0 en base y de aproximadamente 1.2 en la punta de la sección. Sin embargo, se debe recordar que una vez que el paso es fijado en una sección del álabes, automáticamente esta se determina para todas las otras secciones. Ya que la longitud de la cuerda es usualmente

reducida para realizar un estrechamiento gradual, o es constante para álabes sin estrechamiento. Es evidente que la solidez debe disminuir radialmente.

La figura 4-25 ilustra un método por el cual el principio aislado para los modelos aerodinámicos se puede emplear en el diseño. El diagrama de velocidad representa la condición en alguna sección particular del álabe bajo consideración. El vector de velocidad  $W_2$  está trazado desde el extremo del paralelo  $W_1$  hasta su ubicación original en el diagrama de velocidad. El vector de velocidad media  $W_m$  se extiende e intercepta al  $W_2$  en su extremo. El ángulo de arqueo  $\theta$  es visto de manera equivalente a  $180^\circ - (Btu)$ . De la ecuación (4-21), substituyendo los valores de  $W_m$  y  $\Delta W_u$  obtenidos del diagrama de velocidad, se encontró  $C_L \sigma$ . Ahora se le debe dar importancia al factor solidez. El factor solidez se puede tomar para variar radialmente de 2.0 a 1.2, de lo cual se puede determinar una solidez adecuada para la sección bajo consideración. Si el paso ha sido fijado para otra sección, y entonces el paso para la sección bajo consideración estará determinada como  $(2\pi r/z)$ , donde  $r$  es el radio para la sección bajo consideración y  $z$  es el número de álabes.

Sin embargo, si la inclinación no ha sido establecida previamente para otra sección, entonces la relación de cuerda con respecto al paso se debe establecer. La longitud axial deseada de la turbina, la relación de aspecto y la fuerza, son consideraciones que controlaran la selección de longitud de cuerda, la cual, por su parte, sujeta al paso para una solidez dada. Habiendo establecido la variación radial de la solidez, el valor de  $C_L$  se encontró mediante la ecuación (4-21).

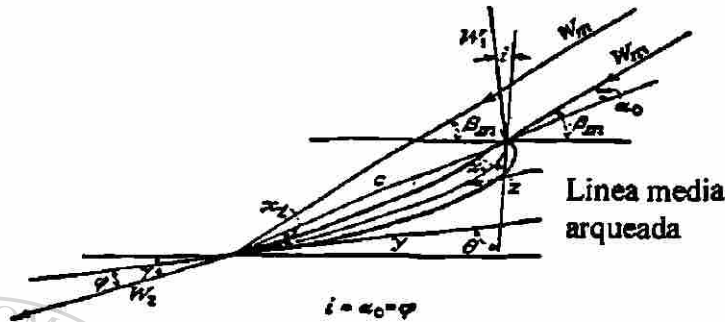
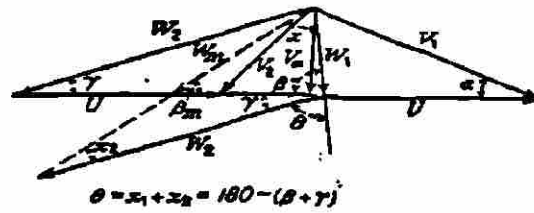


Fig. 4-25 Principio único de aerodinámica

Ahora  $C_L$  se asocia con un ángulo definido de ataque para una sección particular de la turbina aerodinámica. Esto requiere que la cuerda sea girada en dirección de las manecillas del reloj de  $W_m$  a través del ángulo igual al ángulo de ataque asociado con el valor de  $C_L$ . La longitud de la cuerda, entonces fija la anchura axial del álabe. Los ángulos del pasaje de entrada y salida  $X_1$  y  $X_2$  se erigen en las extremidades de la cuerda. Una línea de arqueo apropiada está trazada de forma tangente a líneas "y" y "z" en los bordes y trayectos en dirección general de la cuerda.

El ángulo de ataque para el valor deseado de  $C_L$  se puede obtener de las pruebas del túnel de viento para un modelo aerodinámico aislado de arqueo, similar como los que publicó NACA. Una forma de espesor básica puede ser adaptada con respecto a la línea de arqueo requerido mediante los métodos mostrados en la sec. 4-17, las pruebas en el túnel de viento proporcionarán el  $C_L$  y de las relaciones para la sección aerodinámica resultante. Es importante que el ángulo de ataque corregido para el aspecto aerodinámico infinito sea utilizado, ya que esta condición está cercanamente próxima a los álabes de la turbina. Los vórtices finales en los álabes de la turbina están

minimizados, debido a que la raíz final esta fija al eje y la punta final esta fija a una cubierta o anillo, tiene muy poco espacio.

#### **4-18. LIMITACIONES DEL PRINCIPIO UNICO AERODINAMICO.**

El principio único aerodinámico es muy valioso para el diseño de abanicos, sopladores, y compresores con una baja energía para la planta, porque su uso hace que estén disponibles los extensos resultados de las pruebas en el túnel de viento para las secciones aerodinámicas de la aeronavegación. Desafortunadamente, cuando los álabes son demasiado estrechos, el principio único aerodinámico no se puede aplicar con la garantía de obtener los resultados esperados. La razón de esto radica en el hecho de que la interferencia de los otros álabes (las de al lado) cambia el patrón del flujo local hasta el grado de que los resultados obtenidos para una longitud aerodinámica aislada, no tienen gran validez.

La caída de presión y consecuentemente, el trabajo de salida de una hilera de álabes depende de la magnitud de  $C_L\sigma$ . Por tanto, a menos que se utilice un número no razonable de etapas, el producto de  $C_L\sigma$  debe ser grande, y en el caso de un peso máximo obtenido para un modelo aerodinámico los álabes deben, necesariamente, estar inclinadas en una turbina. El valor máximo de la solidez por la cual el principio único de propulsión es válido, varia de entre 1.0 a 1.2. De esta forma, para la mayoría de las aplicaciones en turbinas, dicho principio es válido solamente cerca de las puntas de los álabes. Así, se debe emplear un enfoque completamente diferente para las otras secciones. Este enfoque, conocido como el principio cascada que se discute en la sección 4-19.

#### 4-19. PRINCIPIO CASCADA.

Cuando la solidez excede aproximadamente 1.2, el principio aerodinámico única no se puede utilizar con ningún grado aceptable de exactitud. Sin embargo, grados de solidez más altos se pueden usar, si la interferencia de álabes próximos se toma en cuenta probando un grupo de estructuras aerodinámicas en lugar de un aerodinámico aislado. Cuando la solidez excede aproximadamente 2.0, el principio de flujo en canales puede ser utilizado. Este último principio esta formado sobre las bases de un enfoque tradicional, tomado durante muchos años en el diseño de turbinas de vapor. El principio de Flujo en conductos convergentes y divergentes, concierne a una amplia experiencia y de datos verificados que han sido acumulados.

Muchos diseños de turbinas a gas caen dentro del rango de solidez por el cual se aplica el principio cascada. Desgraciadamente, poca información publicada se encuentra disponible para cascadas de álabes de turbinas, y la que está disponible no es adecuada para la generalización. El principio de flujo en canal parece ser, en general, el más adecuado para turbinas de vapor en vista de los índices de solidez empleado.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Para el diseño de conductos de flujo para turbinas de gas y vapor, el método más satisfactorio es el que combine al conocimiento del principio cascada con el del principio de flujo en canal y que opere información verificada. La pérdida de coeficientes es determinada de una combinación del principio cascada y de información del desempeño.

#### **4-20. ALGUNOS COMENTARIOS GENERALES SOBRE EL DISEÑO DE PASAJES DE FLUJO DE LAS TURBINAS.**

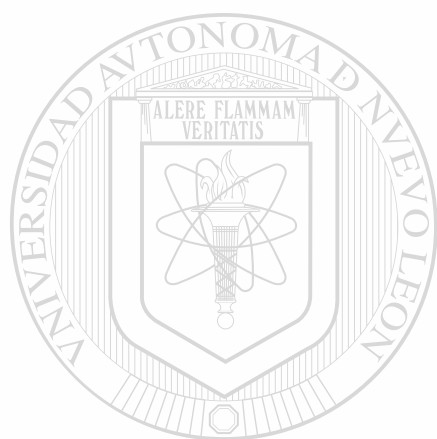
Es muy evidente de una consideración cuidadosa de todo el material que ha sido tratado en las secciones precedentes, que el diseño de pasajes de flujo en la turbina depende en gran medida del criterio del diseñador. Una vez que los principios fundamentales son comprendidos, un buen diseñador continuará desarrollando sus propios métodos y técnicas, al tomar una mayor experiencia. Si retiene con claridad estos principios básicos y los aplica o lo que sigue, el enfoque del diseñador en su campo permanecerá siempre completamente flexible, y la valiosa individualidad y creatividad del diseñador estará de manera constante protegida. Solo con este punto de vista en mente podrá reconocer cada situación con la mayor confianza y éxito.

En general, el diseñador debe considerar la aplicación de la turbina y el nivel de desempeño requerido. Deslucida cada decisión en el diseño es la consideración inicial del costo operativo, fácil de manufacturar y la duración esperada de la máquina.

Las turbinas pequeñas de vapor o energía para bombas, abanicos y otro tipo de máquinas, están diseñadas normalmente con álabes de impulso en sección paralela. El nivel de desempeño requerido no justificará la incorporación de álabes giratorios diseñados para el equilibrio radial. En otras palabras, los ahorros debidos al mejoramiento en el desempeño y duración de la turbina no compensarían el elevado costo inicial. Regularmente, los álabes de turbinas pequeñas de vapor o energía son en comparación cortos; y utilizando álabes de sección paralela hay menos pérdida.

En las etapas de alta presión de turbinas grandes de vapor o energía los álabes son tan cortos que el requerimiento de equilibrio radial se puede prescindir sin pérdidas costosas. Sin embargo, en las etapas de baja presión, donde los álabes alcanzan una altura considerable, es esencial diseñar para un equilibrio radial y para el uso álabes de

impulso. En las etapas intermedias, la decisión de usar álabes estándar de reacción convencional en lugar de los álabes aerodinámicos puede ser dictaminado de acuerdo con la economía de la aplicación.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



## ASPECTOS MECANICOS DEL DISEÑO DE UNA TURBINA

### 4.21 FRICCION DEL DISCO.

Si un disco va a girar en aire libre, una cierta cantidad de bombeo puede tener lugar provocando movimiento al aire circundante. Por lo que el movimiento relativo entre el disco y el aire, provoca una fricción entre el disco y el aire circundante, dando como resultado una pérdida de energía. La energía cinética es transferida del disco hacia el aire, y como resultado tenemos una transferencia de calor hacia el aire. Una situación similar de esto existe en el caso del disco de una turbina girando en vapor o gas. La energía que ha de ser transferida al disco a través de los álabes es ahora regresada en parte al vapor o gas y como consecuencia representa una pérdida de trabajo útil. De acuerdo a experimentos realizados por Stodola esta pérdida puede ser reducida a la mitad o tres cuartas partes cubriendo el disco. Y haciendo el espaciamiento en cada lado del disco de una turbina extremadamente pequeño así las pérdidas son reducidas a conformidad. La siguiente formula recomendada por Stodola da resultados satisfactorios para discos de turbinas con álabes, proporcionando el espaciamiento en ambos lados del disco de una turbina siendo este muy pequeño:

$$hp_{df} = K \left( \frac{U}{100} \right)^3 \frac{D^2}{v} \quad (4-23)$$

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Donde k	=	0.0625 para vapor seco saturado o recalentado
k	=	0.0608 para aire o gas
U	=	velocidad periférica del disco, mm/seg.
D	=	diámetro periférico del disco, mm
v	=	volumen específico del vapor o gas, mm <sup>3</sup> /kg

La fricción del disco es usualmente calculada solo para álabes de impulso en la periferia, ya que la fricción en el cilindro es muy pequeña en las etapas de reacción que ésta puede ser despreciada.



#### 4.22 PERDIDAS POR VENTILACION.

Cuando en el movimiento de los álabes un fluido inactivo tiene contacto con los mismos, parte de la energía cinética de los álabes es transmitida al fluido. Esto es un efecto inevitable de la fricción. Esta pérdida de energía es conocida como pérdida por ventilación, esta es apreciable cuando es necesario recurrir a una admisión parcial. En las etapas de alta presión de una turbina de impulso donde el volumen específico del fluido es muy pequeño, el área total requerida para el paso del fluido no puede ser muy grande. En tal situación colocando toberas alrededor de la periferia del aro de toberas resultando toberas extremadamente cortas que es indeseable desde un punto de vista eficiente.

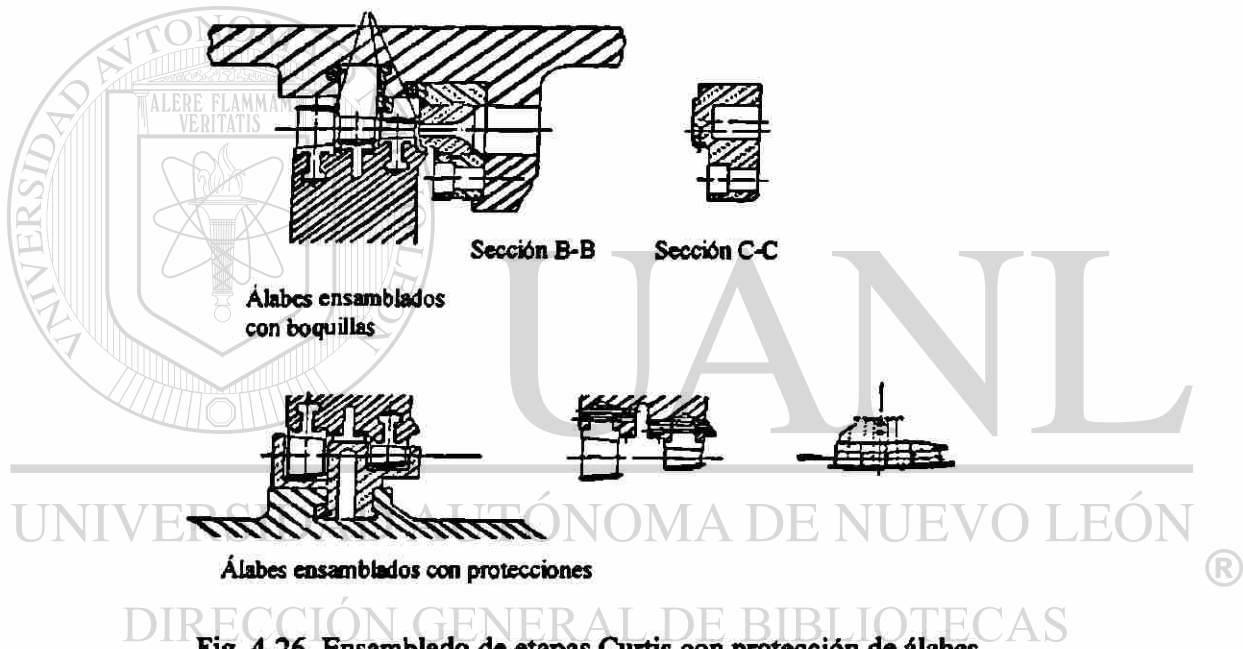


Fig. 4-26. Ensamblado de etapas Curtis con protección de álabes.

Una manera de mantener un tamaño y cantidad de toberas es que el número de toberas sea pequeño y que estas sean colocadas en arreglos de bloques simétricamente colocadas alrededor del aro de toberas. Este arreglo resultante en la admisión parcial del fluido se opone al llenado de la periferia. De ahí que las áreas alrededor del aro de toberas no permitan fluido, siguiendo este hacia las áreas correspondientes en el aro de álabes recibiendo este el fluido inactivo. Estas áreas ciegas en los pasajes de los álabes, son solo llenados parcialmente con el fluido inactivo. Esta es la acción de los álabes en el movimiento del fluido inactivo, en los pasajes ciegos este fluido causa la mayor fuente de pérdidas. Sellando los pasajes ciegos tendemos a reducir las pérdidas. Ver figura 4-26.

De ahí que las turbinas de reacción sean diseñadas para admisión de llenado periférico así las pérdidas por ventilación y fricción del disco pueden ser despreciadas. Es conveniente después de esto usar una sencilla expresión para pérdidas por ventilación y fricción del disco, para aplicarla en las etapas de impulso. Las pérdidas combinadas pueden ser encontradas de la formula de Kerr's:

$$hp_r = [K_1 D + n K_2 (1 - \varepsilon) h_b^{1.5}] \left( \frac{U}{100} \right)^3 \frac{D_m}{\nu} \quad (4-24)$$

Donde  $hpr$  = pérdidas de potencia debidas a ventilación y fricción del disco, HP

$D_m$  = diámetro del aro de álabes, mm

$h_b$  = altura efectiva del álabe, mm

$U$  = velocidad media del álabe, mm/seg.

$\nu$  = volumen específico del fluido,  $\text{mm}^3/\text{Kgm}$

$\varepsilon$  = porción del aro de toberas que están activas

$n$  = 1 para una fila de álabes, 1.23 para dos filas de álabes, y 1.8 para tres filas

$K_1 = 0.0608$  y  $K_2 = 0.458$  para aire y gas

Se sugieren los siguientes valores de  $K_1 = 0.0625$  y  $K_2 = 0.472$  sean usados para vapor seco. Si el vapor es húmedo, entonces los resultados obtenidos de la ecuación (4-24) deberán ser afectados por la siguiente constante sugerida por Moyer:

$$K_3 = 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{y}{100} \right)^2 \quad (4-25)$$

Donde  $y$  = porcentaje de humedad del vapor

#### 4.23 ETAPAS DE SALIDA Y EFICIENCIA.

En el cálculo de la etapa de salida, se deben tomar en cuenta las pérdidas de las toberas y de los álabes, pérdidas parásitas, pérdidas por goteo entre etapas, y sobre

carga. La eficiencia de etapa es a la salida de la etapa dividida por la energía de salida disponible de la etapa.

La salida de cada etapa de impulso operando con admisión periférica completa y sobre carga es dada por la siguiente expresión.

$$E_{\text{etapa}} = G \left[ \frac{2gJ(\Delta h_s) + V_1^2}{75 \times 2g} \right] \eta_n \eta_b \eta_l - hp_{df} \quad (4-26)$$

donde  $E_{\text{etapa}}$  = etapa de salida, HP

$\Delta h_s$  = caída de entalpía isoentrópica en la etapa, kcal/kgm.

$V_1$  = velocidad de sobre carga, m/seg.

$G$  = gasto en masa del fluido, kg./seg.

$\eta_n$  = eficiencia de la tobera

$\eta_b$  = eficiencia de los álabes

$\eta_l$  = eficiencia de goteo por etapa

$hp_{df}$  = pérdida por fricción del disco, HP

Para una etapa de impulso con admisión parcial, la ecuación (4-26) cambia a;

$$E_{\text{etapa}} = G \left( \frac{J(\Delta h_s)_{\text{etapa}}}{75} \right) \eta_n \eta_b \eta_l - hp_r \quad (4-27)$$

donde  $hp_r$  = es la pérdida por ventilación y fricción en hp. Para una etapa de reacción de dos hileras.

$$E_{\text{etapa}} = G \eta_s \left[ \frac{2gJ(\Delta h_s)_{\text{etapa}} + V_1^2}{75 \times 2g} \right] \eta_s \eta_l \quad (4-28)$$

donde  $\eta_l$  es la eficiencia por derrame o escurrimiento entre etapas, incluyendo las de diafragma y el punto de goteo.

La eficiencia de la etapa  $\eta_s$ , puede ser calculada simplemente de la ecuación donde tenemos la energía de salida entre etapas entre la energía disponible realmente expresada en las mismas unidades.

## ROTOR DE LA TURBINA

### 4.24 ESFUERZOS SOBRE LOS ALABES.

La determinación de los esfuerzos sobre los álabes es un factor crítico independiente del diseño de los álabes. En las turbinas de gas el alabeado es particularmente importante desde el punto de diseño por las altas temperaturas a las cuales se encontraran sometidos. Severos esfuerzos son provocados por las fuerzas centrífugas debido a las altas velocidades de rotación. El esfuerzo de torsión es también provocado por las fuerzas centrífugas, diferencias de presiones, y vibraciones. Observando esto se puede hacer el diseño de un álabe que resista todos estos esfuerzos de operación.

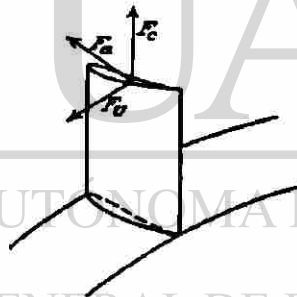


Fig.4-27. Fuerzas actuantes sobre un álabe de turbina.

### 4.25 ESFUERZOS CENTRIFUGOS.

El esfuerzo centrífugo esta en función de la masa del material, longitud y velocidad rotacional del álabe. La componente de la fuerza centrífuga activa es la fuerza de salida, la cual nos concierne aquí. Ésta fuerza provoca un esfuerzo de tensión en la raíz del

álabe la cual tiende a empujar el álabe hacia afuera del disco o rotor. Obviamente se debe de dar una área suficiente en tal sección de forma de cruz en la raíz y un material capaz de resistir la fuerza sin fatiga.

Considerando un álabe sencillo fijado a un disco el cual se muestra en la fig. (4-27) designándole el área de la sección del álabe en metros cuadrados y el peso específico del material como  $\gamma$  en kilogramos por centímetro cúbico, entonces:

$$dF = \frac{\gamma a dr}{g} \omega^2 r \quad (4-29)$$

donde  $dF$  es la fuerza centrífuga en un elemento diferencial del álabe  $dr$  localizado a un radio  $r$ . La fuerza centrífuga total ejercida sobre toda el área del álabe se obtiene por integración de la ecuación (4-29) con límites  $r_r$  y  $r_t$ .

$$F_c = \int_{r_r}^{r_t} \frac{\gamma a dr \omega^2 r}{g}$$

$$F_c = \frac{\gamma a \omega^2}{2g} \left( \frac{r_t^2}{2} - \frac{r_r^2}{2} \right)$$

$$F_c = \frac{\gamma a \omega^2}{2g\pi} A = \frac{\gamma a \omega^2}{2g\pi} \left( \frac{2\pi N}{60} \right)^2 \quad (4-30)$$

donde  $A$  = área del anillo,  $\text{cm}^2$

$N$  = velocidad rotacional, R.P.M.

El esfuerzo centrífugo en la raíz del álabe es provocado por toda la fuerza centrífuga aplicada por toda el área del álabe, asumiendo un área constante del álabe

$$S_c = 4.52 \gamma A \left( \frac{N}{1000} \right)^2 \quad (4-31)$$

donde  $S_c$  = es el esfuerzo de tensión debido a la fuerza centrífuga,  $\text{Kg/cm}^2$

$N$  = velocidad rotacional. R.P.M.

si se adelgaza el álabe, se reduce la masa de material, en consecuencia de esto se reduce el esfuerzo. De esto tenemos una disminución de esfuerzos en toda la sección del

alabeado. Alargando al mínimo la punta, un área de sección de cruz no es requerida para la fuerza. Donde el esfuerzo centrífugo es severo, se adelgaza el álabe decreciendo tanto espesor como anchura. Si se usa un adelgazamiento, la ecuación (4-31) es modificada por el factor de adelgazamiento  $f_t$ .

$$S_c = 4.52\gamma f_t A \left( \frac{N}{1000} \right)^2 \quad (4-32)$$

Los valores para el factor de adelgazamiento pueden ser encontrados en la fig. 4-28 donde se dan como una función de la proporción del área y tipo de adelgazamiento. Un adelgazamiento entre el adelgazamiento lineal y cónico parece ser el más práctico.

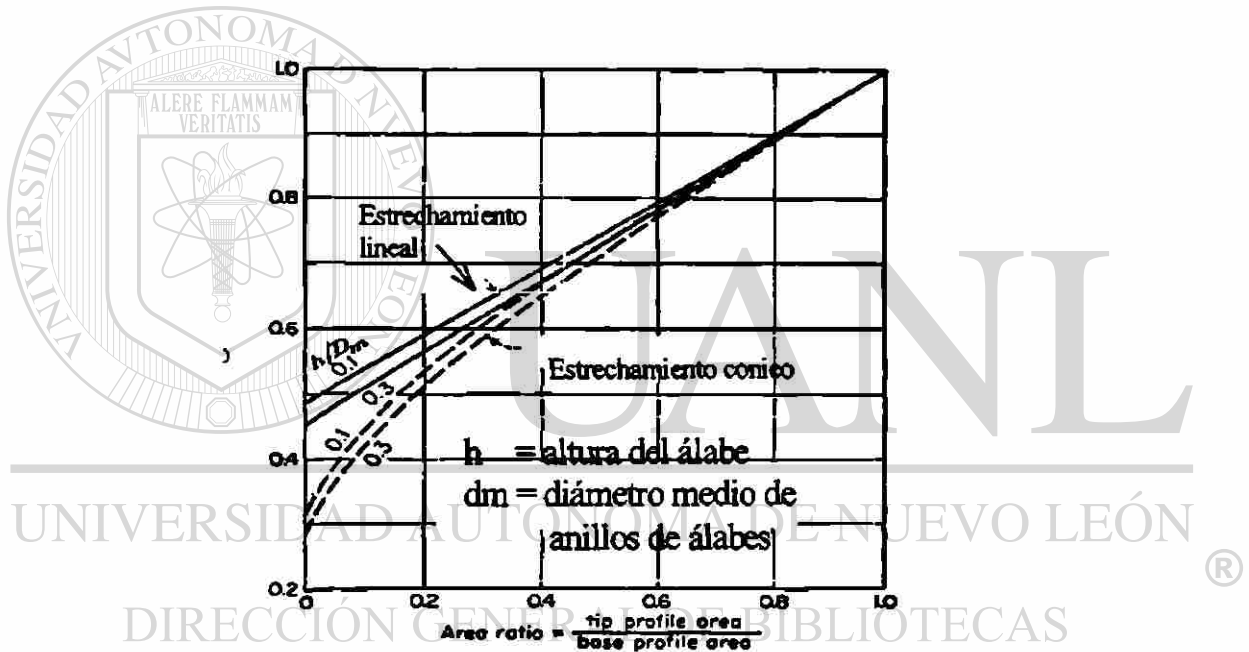


Fig. 4-28. Factor de estrechamiento.

#### 4.26 ESFUERZOS DE TORSION.

Los álabes de impulso son sujetos a esfuerzos de torsión y centrífugos debido a la fuerza tangencial ejercida por el fluido. Los álabes de reacción tienen un esfuerzo de torsión adicional debido al gran empuje axial debido a la presión de gota la cual tiene lugar en los álabes.

Todos los álabes de las turbinas pueden estar sujetos a esfuerzos torsionales debido a la vibración. La fuerza axial ejercida en el elemento de un álabe como el de la figura 4-27 es:

$$dFa = \Delta P \frac{2\pi}{z} r dr \quad (4-33)$$

donde:  $Fa$  = fuerza axial, Kg  
 $\Delta P$  = presión de gota a través de los álabes, Kg/cm<sup>2</sup>  
 $z$  = número de álabes en el anillo  
 $r$  = distancia radial, cm.

El momento de torsión axial debido a la fuerza en la raíz del álabe,

$$dMa = \Delta P \frac{2\pi}{z} (r - r_r) r dr$$

integrando con  $\Delta P$  constante por todas las partes de la altura del álabe,

$$Ma = \frac{\Delta P 2\pi}{z} \int_{r_r}^{r_t} (r - r_r) r dr$$

$$Ma = \frac{\Delta P 2\pi}{3z} (r_r^3 - 3r_r r_t^2 + 2r_t^3)$$

$$Ma = \frac{\Delta P \pi h_b^2}{3z} (r_r + 2r_t) \quad (4-34)$$

La fuerza de torsión debida a la componente tangencial en un elemento diferencial del álabe es:

$$dF_U = \frac{2\pi}{z} (dm_1 V_{1U} - dm_2 V_{2U}) r dr$$

$$dF_U = \frac{2\pi}{gz} \left( \frac{V_{1a} V_{1U}}{v_1} - \frac{V_{2a} V_{2U}}{v_2} \right) r dr$$

El momento de torsión que tiene lugar alrededor de la base del álabe,

$$dM_U = \frac{2\pi}{gz} \left( \frac{V_{1a} V_{1U}}{v_1} - \frac{V_{2a} V_{2U}}{v_2} \right) (r - r_r) r dr$$

$$dM_U = \frac{2\pi}{gz} \int_{r_r}^{r_t} \left( \frac{V_{1a} V_{1U}}{v_1} - \frac{V_{2a} V_{2U}}{v_2} \right) (r - r_r) r dr \quad (4-35)$$

Si el radio de  $V(a/v)$  puede tomarse como constante sin un gran margen de error y si en el vortice libre de flujo es supuesto, la ecuación (4-35) puede ser puesta a una forma para integrar fácilmente.

$$M_U = \frac{2\pi}{gz} \frac{V_a}{v} \int_{r_r}^{r_t} \left( \frac{r_m}{r} V_{1Um} - \frac{r_m}{r} V_{2Um} \right) (r - r_r) r dr$$

$$M_U = \frac{2\pi}{gz} \frac{V_a}{v} r_m \int_{r_r}^{r_t} \Delta V_U (r - r_r) dr$$

$$M_U = \frac{4(\Delta V_U) \pi r_m h b^2 V_a}{gzv} \quad (4-36)$$

Si el vortice libre de flujo no es aplicable, entonces la ecuación (4-35) debe ser integrada gráficamente. Todos los valores en la ecuación (4-35) pueden ser conocidos para cada sección en el álabe en un caso.

Normalmente, el contorno del álabe es obtenido por poner fuera de la sección del álabe radios severos y de ahí obtener los puntos de sus centroides formando una línea recta radial. Las superficies del álabe son generadas por una serie de líneas rectas en un orden para simplificar el forjado o problemas de fundición.



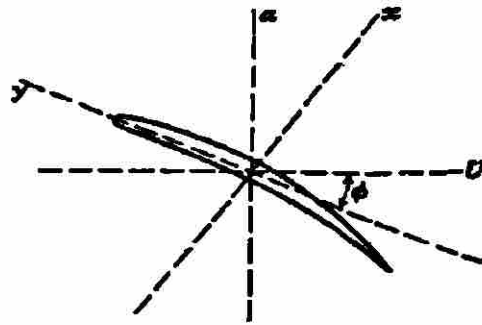


Fig. 4-28. Ejes principales para álabes de turbina.

Sin embargo, si los centroides son puestos fuera de línea el fluido creará momentos torsionales, entonces ahí resulta un momento de torsión por la fuerza centrífuga. Es usual para eliminar el momento resultante de la fuerza centrífuga donde este procedimiento es del todo seguro y se elimina un cálculo muy tedioso.

Los momentos de torsión  $M_a$  y  $M_U$  se refieren a los ejes axial y tangencial, respectivamente, y deben ser transferidos a los ejes principales de inercia  $x$  y  $y$ ; como se muestra en la fig. 4-28, para determinar el esfuerzo. Un método para encontrar los ejes principales de inercia puede ser obtenido de cualquier texto de resistencia de materiales.

Similarmente el método para obtener los momentos de inercia cerca de los ejes puede ser revisado.

Para la entrada o borde de ataque del álabe el esfuerzo es:

$$S_{bl} = \frac{M_x C_{xl}}{I_{xl}} + \frac{M_y C_{yl}}{I_{yl}} \quad (4-37)$$

y para el borde de salida:

$$S_{be} = \frac{M_x C_{xe}}{I_{xe}} - \frac{M_y C_{ye}}{I_{ye}} \quad (4-38)$$

y para un punto localizado en la intersección con el eje "y", y el retorno del álabe el cual por supuesto está sujeto a un esfuerzo de compresión.

$$S_b = - \frac{M_x C_b}{I_b} \quad (4-39)$$

esto nos hace notar que el signo positivo es colocado para tensión y el signo negativo es para compresión.

El esfuerzo total esta dado en un punto sobre el álabe de la turbina el cual puede ser encontrado por adición al esfuerzo centrífugo en ese punto y el esfuerzo de curvatura. Esto es claro siendo que el borde de la entrada del álabe, está en tensión por las fuerzas de curvatura y por el esfuerzo centrífugo está tenso, el máximo esfuerzo se encontrará en el borde de la entrada.

Algunas veces para álabes de la turbina del tipo vortice, el centroide de las secciones de los varios radios son alineados hacia arriba, así, que lo delgado del álabe está en la dirección de la rotación. Este arreglo da como resultado un componente de curvatura de la fuerza centrífuga que es contrario a las fuerzas de curvatura del fluido, reduciendo así alguna extensión de la fuerza de curvatura total sobre el álabe. En estos casos el momento de curvatura debido a la fuerza centrífuga debe ser calculado.

#### 4.27 VIBRACIONES.

Los álabes están sujetos a vibraciones de resonancia inducida por irregularidades al paso del fluido, resultando de esas obstrucciones la asimetría de los conductos estacionarios, así como los disturbios de los álabes estacionarios, la asimetría de la distribución de la presión radial, choques y reacción parcial. Aunque la admisión parcial es raramente usada en turbinas de gas, un efecto similar es introducido por separado en las cámaras de combustión. Si los álabes estan fijos al disco, las vibraciones pueden ser transmitidas al disco, los discos vibrando como si ellos estuvieran constituidos en un disco continuo los álabes son empujados hacia el tambor en común con los álabes de otras etapas generalmente no se transmiten vibraciones hacia el cilindro, la razón de esto aparentemente por el amortiguamiento de la dureza de la cubierta en donde los álabes han tenido falla, muchas veces la falla de ruptura se extienden hacia los discos pero cuando un cilindro fue usado, las falla son solamente confinadas a los álabes.

La frecuencia de la vibración depende de la fijación y la masa de los álabes, golpeteos o sacudidas de los alambres y su cubierta agregan sujeción a los álabes, que en alguna medida pueden ser usados para amortiguar, o incrementar la frecuencia de vibraciones. Algunos materiales de los álabes permiten mejores características de amortiguamiento que otros; un 12% de acero al cromo es excelente para estos propósitos.

Cuando los álabes y los discos son ensamblados son considerados como una unidad sola cubierta y unida con alambres o si sus álabes son asimétricos, como es el caso particular con los álabes de vortice libre de turbulencia, entonces un análisis de vibraciones de frecuencias no es muy fructífero, por que muchas variables tendrían que tomarse en cuenta, aunque con pocas relaciones empíricas se pueden tener avances, solamente el procedimiento seguro es la prueba del ensamble, haciendo modificaciones apropiadas para aumentar o disminuir la frecuencia de vibración, el envejecimiento de los alambres de unión, cubierta o el metal removido de los álabes cercanos a la base estarán a baja frecuencia.

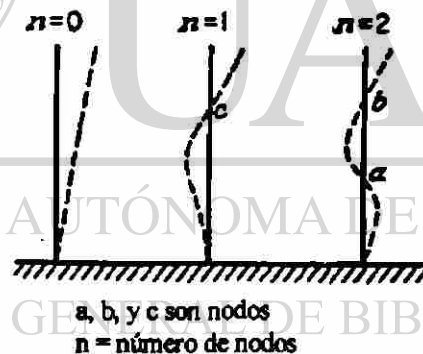


Fig.4-29. Modelos de vibración para álabes.

La figura 4-29 muestra los principales modos de vibración de los álabes.

Aquí un álabes desprotegido es aproximadamente igual a una viga en cantiliver con carga uniforme. El modo de vibración está identificado por el número de nodos. El primer modo de vibración corresponde a  $n = 0$ , el segundo  $n = 1$  y el tercero  $n = 2$ , etc. Para una viga en cantiliver cargada uniformemente, la frecuencia de vibración para curvatura esta dada por la ecuación general

$$f_i = \frac{\Psi_n}{2\pi} \sqrt{\frac{Elg}{wh^4}} \quad (4-40)$$

donde: $f_t$	=	frecuencia en ciclos por segundo
$\Psi$	=	constante dependiendo del modo de vibración o número de nodos
$E$	=	modulo de elasticidad, Kg./cm <sup>2</sup>
$I$	=	momento de inercia de la sección, cm <sup>4</sup>
$w$	=	peso por unidad de longitud, Kg <sub>r</sub>
$h$	=	longitud de la viga, cm

Los valores de las constantes son los siguientes:

$n$	=	0	$\Psi$	=	3.52
$n$	=	1	$\Psi$	=	22.4
$n$	=	2	$\Psi$	=	61.7

Para un álabe estrecho, la ecuación (4-40) esta modificada por un factor de frecuencia experimentada  $k_f$ , el cual se puede obtener de la fig. (4-30). La ecuación (4-40) así modificada, se puede usar para calcular la frecuencia o el modo fundamental de vibración transversal:

$$f_i = \frac{3.52}{2\pi} k_f \sqrt{\frac{E I g}{W h_b^3}} \quad (4-41)$$

donde: $E$	=	módulo de elasticidad a la temperatura de operación del álabe.
$I$	=	momento de inercia, cm <sup>4</sup> (en la base del álabe).
$W$	=	peso del álabe, Kg <sub>r</sub>
$hb$	=	altura del álabe, cm
$k_f$	=	factor de frecuencia.

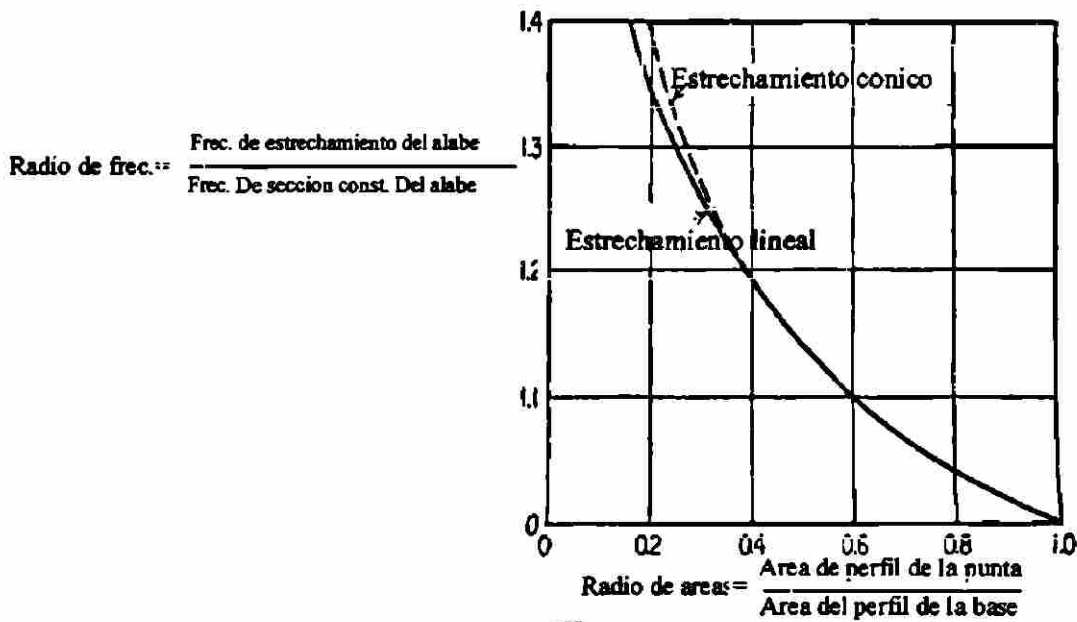


Fig.4-30.Factores de frecuencia.

En general los esfuerzos de vibración destructivos pueden evitarse, si la frecuencia del álabe es determinada de la ecuación (4-41) por lo menos al 5% esto es mayor que 4 veces la máxima velocidad en la cual se espera que la turbina opere.

La fuerza centrífuga causa un endurecimiento de los álbes resultando un incremento de frecuencia. Este efecto usualmente no es muy grande y puede calcularse con la siguiente expresión propuesta por Campbell.

$$f_r = \sqrt{f_i^2 + B \left( \frac{N}{60} \right)^2}$$

donde  $f_r$  = es la frecuencia combinada, ciclos por segundo  
 $B$  = coeficiente de rotación  
 $N$  = velocidad de rotación. RPM.

La Fig. 4-31 nos proporciona valores prácticos de  $B$  para la construcción de álbes.

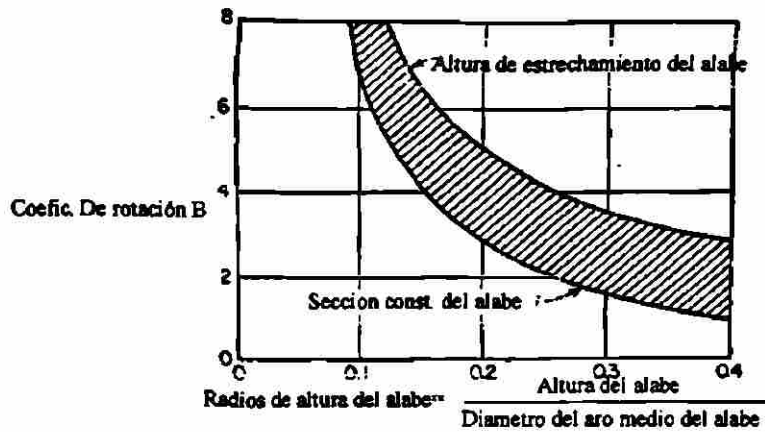


Fig. 4-31. Coeficientes de rotación.

#### 4.28 ESFUERZOS EN LOS DISCOS.

En la etapa de impulso del vapor los álabes son colocados sobre discos los cuales están integrados al eje. En las turbinas más pequeñas o discos de turbina para baja temperatura los discos de las turbinas pueden ser disminuidos y sujetos al eje. En pequeñas turbinas de gas que constan de una o de dos etapas están equipadas de la misma manera.

Para las turbinas de gran impulso (3600 r.p.m. o más) así como en la etapa de control de alta presión de turbinas grandes el disco y el eje son manejados de una sola pieza.

Los álabes de reacción normalmente se encuentran fijos a la flecha del rotor formando una sola pieza.

El análisis de esfuerzo en los rotores es similar sin importar el tipo de material que sea usado. Los esfuerzos incluyen a ambos, tangencial y radial. Si un disco sólido plano esta girando a alta velocidad es considerado, esto es conociendo la teoría de la

elasticidad que los esfuerzos radial y tangencial son máximos en el centro. Ahora, si un agujero es taladrado en el centro del disco el esfuerzo tangencial estará en la periferia del agujero mientras que el esfuerzo radial tiende a cero, el esfuerzo tangencial aumenta en la periferia, como el esfuerzo tangencial esta en la periferia exterior del disco. El esfuerzo tangencial de la periferia del agujero es más grande que el esfuerzo de la periferia del disco, el gradiente de esfuerzo existe soltando rápidamente al principio y luego lentamente hasta que la periferia exterior del disco sea alcanzada. El esfuerzo radial alcanza su máximo entre los límites de cero a la periferia exterior del disco. Bajo todas las circunstancias el esfuerzo tangencial es más grande que el esfuerzo radial.

El esfuerzo tangencial mas alto esta en la periferia del agujero y fue encontrado experimentalmente para una concentración de esfuerzos el cual aparentemente es relevado por un flujo plástico cuando el límite elástico se alcanza.

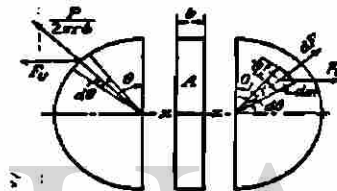


Fig. 4-32. Esfuerzos tangenciales en secciones de disco tangenciales.

Una determinación correcta y precisa de los esfuerzos en un disco es deseable para ciertos propósitos, pero las relaciones son demasiado envolventes para incluirlas aquí. Si se asume que el área seccionada del disco es uniformemente cargada como una carga centrífuga es de interés, entonces, el promedio del esfuerzo tangencial que atraviesa la sección del esfuerzo radial, proporciona un importante parámetro de esfuerzos.

Considerando un disco de espesor uniforme cargado centrífugamente como fue descrito en el párrafo anterior. Considerando primero el disco sin la carga.

$$\begin{aligned}
 \delta & \quad dF_U = (dm \omega^2 r) \text{ sen } \theta \\
 & \quad dF_U = dmr (2\pi N)^2 \text{ sen } \theta \\
 \text{y} & \quad dm = \rho dA b = \rho r d\theta dr b
 \end{aligned}
 \tag{4-42}$$

donde  $\rho =$  densidad de la masa, Kg./cm<sup>3</sup>

$A =$  área de la sección media del disco. cm<sup>2</sup>

Sustituyendo en la ecuación (4-42) e integrando:

$$F_U = (2\pi N)^2 \rho b \int_0^r \int_0^\pi \text{Sen } \theta d\theta r^2 dr$$

$$F_U = (2\pi N)^2 \rho b \frac{2r^3}{3} \quad (4-43)$$

Siendo ( $br^3/3 = I$ ) para la sección media del disco, la ecuación (4-43) puede ser expresada:

$$F_U = (2\pi N)^2 2\rho I \quad (4-44)$$

Entonces la carga uniforme es transportada por el disco esto hacia la periferia exterior del disco, que esta aplicada en la sección media y el esfuerzo tangencial es:

$$F_U = \int_0^\pi \frac{P}{2\pi r b} \text{Sen } \theta d\theta b$$

$$F_U = \frac{P}{\pi} \quad (4-45)$$

El promedio de esfuerzos tangenciales sobre la sección del disco puede ser calculado dividiendo la suma de las ecuaciones por  $2A$  que es el área de la sección.

$$S_{DU} = \frac{(2\pi N)^2 2\rho I + \frac{P}{\pi}}{2A}$$

$$S_{DU} = 28.4\gamma \left(\frac{N}{1000}\right)^2 \left(\frac{I}{A}\right) + \frac{P}{2\pi A} \quad (4-46)$$

- donde:  $SDU =$  promedio del esfuerzo tangencial del disco, Kg./cm<sup>2</sup>
- $\gamma =$  peso específico del disco, Kg./cm<sup>3</sup>
- $I =$  momento de inercia del disco abajo de la sección media XX
- $N =$  velocidad del disco, r.p.m.
- $A =$  área de la sección media del disco, cm<sup>2</sup>
- $P =$  carga total periférica, Kg



El promedio límite permisible para el esfuerzo tangencial es obtenido de la ecuación (4-46) es un tercio del esfuerzo de cedencia del material usado a una velocidad normal. Otra consideración de particular importancia en las turbinas de gas de alta temperatura es el deslizamiento permisible anticipado a la vida de la turbina.

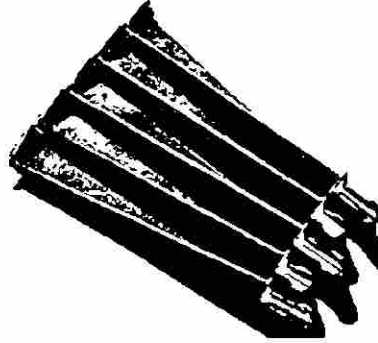


Fig. 4-33. Bulbos y presillas para álabes de impulso de velocidades altas.

#### 4.29 ALABES DE VELOCIDAD.

Existen diferentes métodos para fijar los álabes al disco o cilindro, dependiendo de las condiciones de servicio. El tipo de fijación seleccionada deberá ser la adecuada para resistir las fuerzas centrífugas y de curvatura a las cuales los álabes estarán expuestos. Los álabes que se encuentren mal sujetos al disco o cilindro amplificaran cualquier vibración inducida en los álabes, causando falla por fatiga. Debe recordarse que la falla de uno de los álabes puede ocasionar la destrucción de toda la turbina.

La figura 4-33 muestra los tipos de álabes de velocidad los cuales son los apropiados para el impulso por vapor de baja presión. Este tipo de álabes de velocidad es deslizado axialmente en forma similar a las ranuras en el disco, los álabes de velocidad están unidos en el lugar de la inserción de dos cuñas. Los tipos de álabes de velocidad que fueron usados en las turbinas de gas tipo europeo. La figura 4-34 ilustra el tipo de sujeción utilizado por los alemanes en álabes huecos para las turbinas del BMW 003.

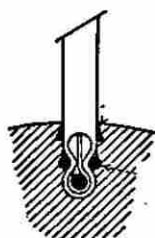


Fig. 4-34. Alabe de alta velocidad para turbinas de BMW 003.

La figura 4.35 muestra otro tipo de álabes de velocidad conocidos como Straddle-T el cual es ampliamente usado en turbinas de vapor de impulso a baja presión. Una modificación de los álabes de velocidad Straddle conocido simplemente como Straddle es mostrada en la figura 4-36. Este tipo de álabes son usados por lo largo de los álabes en las grandes turbinas de baja presión del vapor. Estos álabes son deslizados radialmente hacia la ranura provista en el disco a un punto el cual esta complicado para este propósito. Entonces los álabes son empujados por en medio de la ranura hasta que el último debe ser insertado, donde se pone un tope especial para ponerse en su lugar, usualmente, dos puntos de entrada diametralmente opuestos están provistos de ranura para conservar la simetría.

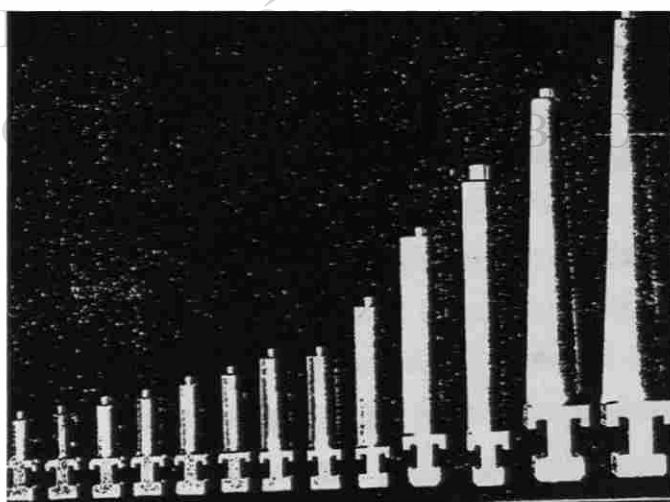


Fig. 4-35. Alabes de alta velocidad tipo STRADDLE -T.

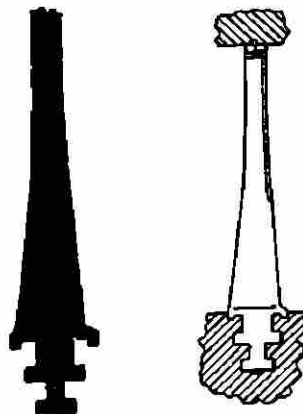


Fig. 4-36. Alabes de alta velocidad tipo STRADDLE

La figura 4-37 muestra un enlace de estas el cual es usado en etapas de impulso de grandes turbinas de vapor y en algunas turbinas de gas. Este tipo de álabes es insertado radialmente de la manera en que es descrito para el Straddle-T.



Fig. 4-37. Alabes de alta velocidad con base en forma de T.

#### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La figura 4-38 muestra el enlace del árbol de navidad, este tipo de álabe, el cual es insertado en el disco axialmente es el más satisfactorio de etapas de control, los grandes álabes vortice libre, y álabes de turbinas de gas. El árbol de navidad de alta velocidad es obviamente insertado en el disco axialmente y así no puede ser usado en cualquier cilindro excepto en los mencionados anteriormente. Los discos deberán ser salteados, este tipo de álabes tienen grandes ventajas ya que estos están provistos de una dimensión axial pequeña y tienen área suficientemente grande para el contacto con las fuerzas centrífugas.

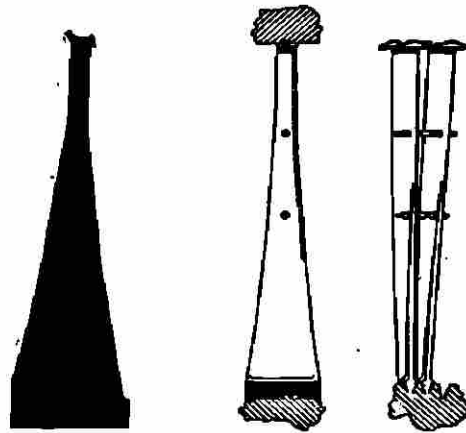


Fig. 4-38. Alabes de alta velocidad de base tipo árbol de Navidad.

Los álabes de las turbinas de gas son algunas veces soldados en sus lugares, un proyecto el cual parece ser muy deseable desde el punto de vista de la producción. Aunque la soldadura tuvo una amplia aceptación en turbinas de vida corta en este país, particularmente en las turbinas de gas, ahí está siempre una probabilidad de distorsión, impurezas de soldadura, a serias concentraciones de esfuerzos, por lo tanto en las plantas de larga vida son usadas en prácticas estacionarias, los álabes no son generalmente soldados al cilindro o cubierta.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

#### 4.30 ANILLO DE REFUERZO.

Es una banda que se localiza alrededor de la periferia del álabe con el fin de reforzar los álabes y prevenir el derrame del fluido o del líquido fuera del álabe, esto es particularmente importante en las turbinas de reacción donde el gradiente de presión existe a travez de los álabes en movimiento aunque en la reacción los álabes no estaban anteriormente anillados. En los álabes de impulso de alta presión donde la admisión parcial se emplea, el anillo de refuerzo beneficia para reforzar los álabes que están sujetos a vibración.

El anillo de refuerzo puede ser continuo o en segmentos integrales con uno o más álabes como se muestra en la figura 4-33. El anillo de refuerzo continuo por lo general se une a los álabes por medio de tensores o son forjados integralmente a los álabes. Los tensores embonan en los agujeros del anillo de refuerzo y son remachados dentro de las superficies para darles un acabado liso. Los tensores se muestran en los álabes de la figura 4-35, con frecuencia el anillo de refuerzo si es continuo se quiebra entre los grupos de álabes con un espacio del orden de 0.8 mm. que es el permitido para la expansión, la verdadera continuidad de la envoltura tiende a generar disturbios bajo la influencia de altas temperaturas, y puede romperse donde esta el tensor causando un deterioro de los álabes.

El peso del anillo añade considerablemente esfuerzos de tensión a la raíz del álabe. Esta consideración es de vital importancia en las turbinas de gas donde los esfuerzos son de gran importancia. Afortunadamente con los álabes de las turbinas de gas más grandes, donde los esfuerzos centrífugos son más críticos, la fuga se da en la punta de los álabes. Estas fugas pueden ser pequeñas para conservarse dentro de los límites permisibles de seguridad de la operación. En tales casos el anillo de refuerzo es omitido. En álabes más pequeños el anillo de refuerzo debe utilizarse para dar un control más efectivo para ambas cosas tanto fugas como esfuerzos de torsión.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

#### **4.31 UNION CON ALAMBRES.**

Una de las razones para utilizar un anillo de refuerzo en los álabes de las turbinas es para sostener los álabes en una posición correcta bajo la influencia de las fuerzas de torsión. Si ésta no es utilizada con álabes grandes entonces los alambres de unión deben de utilizarse para mantener los álabes alineados y para añadir dureza. En álabes muy grandes, ambos tanto el anillo de refuerzo como también la unión por medio de alambres deben de utilizarse.

Anteriormente la unión de los álabes era atada a través de los huecos maquinados en los álabes. Los alambres eran soldados con soldadura en los álabes. Este método usualmente provoca una concentración de esfuerzos locales, los cuales fueron con

frecuencia la causa del deterioro de los álabes. En la actualidad se les aplica soldadura a pequeñas piezas de la unión de los álabes en la base de la sección del álabe que abarca cada lado del álabe. Cuando el maquinado del álabe ha sido terminado y el esfuerzo ha sido reducido, en las secciones de unión de los álabes pueden unirse con soldadura o por una junta soldada.

En esta sección los alambres se unen uno con otro por medio de soldadura o por una manga soldada. Una desventaja de la unión de los alambres radica en el hecho de que crea problemas de disturbios en los patrones del fluido y contribuye a las tendencias de vibración. Esta es una de las razones en la sección transversal aerodinámica del álabe sea utilizada para su unión, alambres.

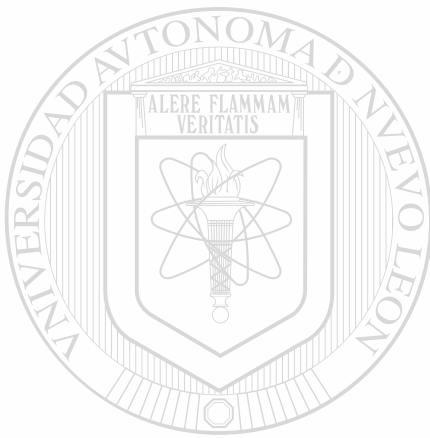
#### **4.32 ENFRIAMIENTO DEL ALABE DE LA TURBINA DE GAS.**

La ventaja de conservar temperaturas altas ha sido mencionada muchas veces en relación con la turbina de gas. El enfriamiento de los alabes de la turbina de gas por lo cual la temperatura del metal se conserva varios cientos de grados más abajo que la temperatura de los gases, permitiendo el funcionamiento a las correspondientes temperaturas más altas de la turbina con los metales disponibles en la actualidad. Los dos métodos principales para enfriar los álabes son el enfriamiento por aire y agua. Parecería que el agua debería ser un medio de enfriamiento mejor debido a su calor específico comparativamente más alto, y la posibilidad de evaporarse, sin embargo, las dificultades encontradas en mantener a prueba de fuga de un sistema simple, con los efectos corrosivos y los efectos de la cantidad de nivel del agua es una pérdida considerable de enfriamiento. La mayoría de las investigaciones que se han hecho hasta ahora han sido apoyadas por grupos principalmente interesados en las turbinas de gas para la ciencia donde las ventajas del aire como refrigerante son obvias.

El enfriamiento por aire puede obtenerse por el contacto de una película de aire a través de soportes en los puntos a lo largo de los álabes. El límite de enfriamiento de la capa es un aislante efectivo para el álabe. Otro método es inyectar aire frío dentro de los huecos de los álabes provistos con inserciones para distribuir el aire provisto dentro de

los álabes para enfriamiento que corren radialmente desde la raíz hasta la punta. Las investigaciones de laboratorio de los álabes de enfriamiento han establecido que la temperatura del gas es alrededor de  $316^{\circ}\text{C}$  más altas que aquellas de los álabes que no son enfriados. Sin embargo el peligro de obstrucciones de los conductos de enfriamiento, la corrosión y la falla de enfriamiento siempre se presentan.

El problema del enfriamiento del álabe es principalmente un problema de la transmisión del calor. La cuestión es como mantener el frío constante en todo el álabe ya sea para emplear el aire como un aislante en una película de enfriamiento o como un conductor en el caso del enfriamiento interno.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

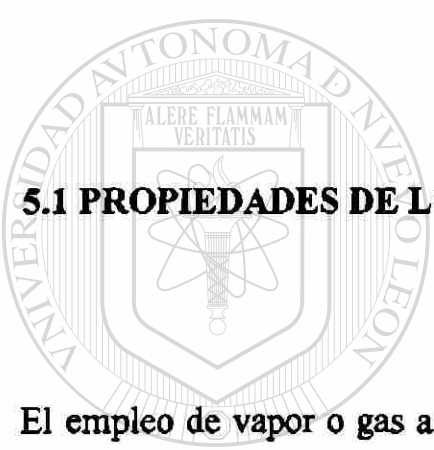




# CAPITULO 5

## CONSIDERACIONES METALURGICAS

### 5.1 PROPIEDADES DE LOS METALES



El empleo de vapor o gas a alta temperatura reduce los esfuerzos permitidos por un material dado, esto sin considerar al tomar en cuenta los esfuerzos térmicos que puedan ocurrir. Esto particularmente como una consideración crítica en la turbina de gas donde la eficiencia de los ciclos es extremadamente sensible para las temperaturas de entrada a las turbinas. De hecho la viabilidad de la turbina de gas depende casi completamente de la disponibilidad de los super-aceros de alta temperatura.

Al considerar la sensibilidad de un acero para una aplicación específica en la turbina, la tensión debe ser dirigida a la temperatura que se espera encontrar, los esfuerzos máximos y su carácter, el crecimiento o deformación del metal bajo temperatura de operación y esfuerzo, adaptabilidad para los procesos de fabricación vida de la turbina costo y disponibilidad del metal.

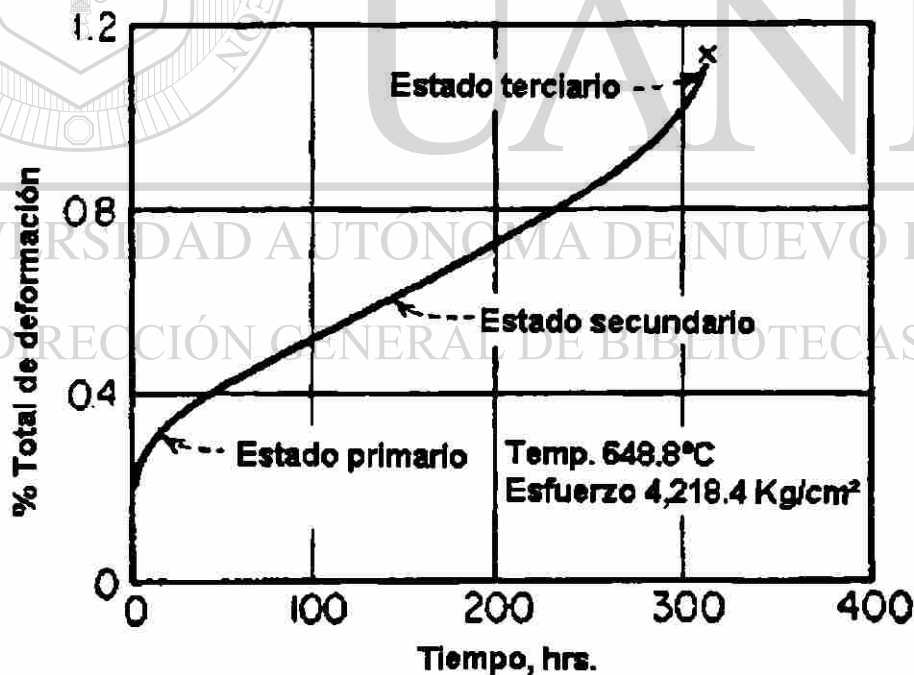
Algunas características importantes de los metales utilizados en las turbinas de vapor y gas son observadas aquí brevemente. Para información más detallada se puede obtener de un trabajo estándar dedicado completamente a la metalurgia.



## 5.2 TERMOFLUENCIA

Se ha observado que el metal sujeto a esfuerzos constantes y temperatura bajo un límite elástico, sufre elongaciones con el tiempo. La termofluencia es el resultado a través de planos cristalográficos mediante la combinación de cristales individuales con cierta cantidad de fluido y el límite del grano del material para que este se comporte como una sustancia elástica. Cuando el esfuerzo se remueve y el metal se enfría, únicamente se recupera parcialmente, esto se hace con el tiempo.

La termofluencia es un problema serio que se presenta en las turbinas donde los claros deben mantenerse y el peligro de la fricción de las partes en movimiento como los álabes pueden ser desastrosos. La termofluencia también es una consideración importante para pernos y otros mecanismos de unión que son necesarios para mantener ajustadas las uniones.



X= Punto de ruptura

Fig. 5-1. Curva de termofluencia-ruptura (K-42-B forjado)

Tres pruebas importantes que se aplican para determinar las características de termofluencia de un metal dado son: prueba de ruptura de la termofluencia, prueba de termofluencia de período largo y prueba en reposo de la termofluencia.

En la prueba de ruptura de la termofluencia, el metal está sujeto a un esfuerzo continuo, a temperatura constante, sobre el período requerido de trabajo por una falla o ruptura.

El esfuerzo seleccionado es usualmente aquella falla que ocurra dentro de 2000 horas. La figura 5-1 muestra los resultados de la ruptura de la termofluencia para la aleación de K-42-B a 649 °C y a 3962 kg/cm<sup>2</sup>.

Esta aleación tiene un 20% de cromo, 41% de níquel, y 22% de cobalto. Un examen de la figura 5-2 revela que el incremento del esfuerzo de tensión aumenta un porcentaje de disminución (un declive de una disminución de la curva) hasta cerca de 30 Hrs. deformaciones elásticas y plásticas tienen lugar en el estado primario. En el estado secundario, el declive de la curva es constante, indicando que un porcentaje fijo de la deformación, es la que tiene lugar. El estado secundario también se conoce, como el estado continuo de termofluencia. En el estado terciario la inclinación aumenta rápidamente, hasta que el material es fracturado.

Ocasionalmente, los cambios estructurales en la superficie, la inestabilidad puede ocurrir, cambiando la condición metalúrgica de la elección de la termofluencia. Este efecto puede ser verificado mediante la lectura, por medio de la gráfica del esfuerzo contra la relación de tiempo de ruptura.

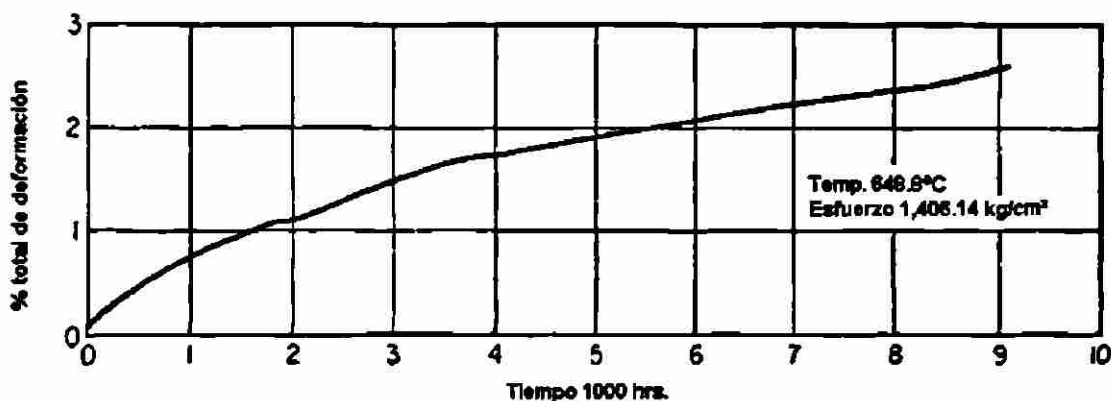


Fig. 5-2. Prueba de termofluencia (TIMKEN 16-25-6)

El resultado es normalmente una línea recta, si la inclinación de la línea varía, algunas estructuras o superficies de inestabilidad han ocurrido, las cuales pueden ser o no importantes dependiendo del caso.

En muchas instancias la prueba de termofluencia, su conducta es muy lejana a la del estado secundario y la probable deformación del material es designada por extrapolación, por la vida de la máquina y el esfuerzo y temperaturas esperadas en servicio. Este tipo de prueba, es referida a una alta temperatura como la de la termofluencia. En los resultados de una prueba típica de termofluencia, para una amalgama Timken 16-25-6 son mostrados en la figura 5-2.

La ductilidad del material antes de la falla tiene gran importancia.

En el tercer estado muchas amalgamas que poseen alto punto de termofluencia se fracturarán con baja producción o deformación. Esta es una característica no deseada, ya que se le da poca garantía para una falla de ruptura. De hecho, el material se comporta como si fuera mas o menos quebradizo en el tercer estado.

### 5.3 RESISTENCIA

Los materiales utilizados en las turbinas están sujetos a efectos de esfuerzos repetidos y con frecuencia resulta una falla por fatiga. La falla por fatiga puede ser ocasionada por la ruptura de los lazos atómicos, provocando fragmentación local de los cristales. Las pequeñas fracturas, no pueden observarse con el microscopio, se forman primero y gradualmente empeoran hasta que ya son visibles.

La falla por fatiga es de especial seguridad y cuidado, ya que puede ocurrir con gran rapidéz y sin advertencia. Las grietas incipientes las cuales son a primera vista invisibles crecen poco a poco. Y si se hace un examen periódico cuidadosamente, por algunos medios especiales tales como el método Magna-flux. Estos pueden ser detectados a tiempo.

Afortunadamente en la turbina, los esfuerzos reversibles no son dominantes. Sin embargo, esto no puede ser verdadero en una etapa de control Rateau, de una turbina de vapor operada con admisión parcial.

Al determinar la resistencia de un material en contra de la falla de fatiga, el material es sujeto a esfuerzos alternos positivos y negativos en series de diferentes valores de esfuerzo. Al reducir los niveles de esfuerzo, quien al fin es determinado donde la falla por fatiga no ocurre.

A este esfuerzo se le conoce como límite de resistencia. Para las aleaciones que usualmente se emplean en el diseño de turbinas, no hay un claro índice del límite de resistencia, aún cuando el esfuerzo irreversible es sostenido bajo cientos de millones de veces. Cada esfuerzo reversible y sostenido se refiere como un ciclo y usualmente para reportar los valores de esfuerzo y el número de ciclos sostenidos por la aleación, así como por la temperatura. Cuando la frecuencia perturbadora coincide con la propia del material, se produce la resonancia, que puede ser flexible o rígida y originaría oscilaciones o vibraciones de los álabes.

#### 5.4 AMORTIGUAMIENTO

La capacidad de amortiguamiento de un material es la cantidad de fricción interna de energía por unidad de volumen del material en un ciclo de esfuerzo, no hay una relación aparente entre la capacidad de amortiguamiento y algunas de las otras propiedades mecánicas del material, excepto por la observación general, de la capacidad total del amortiguamiento que parece decrecer con una fuerte tensión. La capacidad de alto amortiguamiento del material, es de importancia en los álabes y en los discos sujetos a vibración y la falla de la fatiga se evita. Por esta razón, ha sido encontrado que las aleaciones con un alto contenido de cromo son satisfactorias. Las aleaciones de cromo con 13 % o más, son generalmente utilizadas para ambos componentes, pero las turbinas de vapor y de gas están sujetas a esfuerzos de altas temperaturas.

## **5.5 CORROSION, OXIDACION**

Las partes calientes de la turbina operan en una atmósfera de oxidación y por ello el material utilizado debe ser resistente a la corrosión. En turbinas de vapor, el oxígeno libre y el bióxido de carbono se depositan, tanto éstos, como las sales dejadas por el vapor causando corrosión y oxidación y puede ocasionar una eventual falla por fatiga, si la resistencia corrosiva no es la apropiada. El problema es aún más severo en las turbinas de gas, las cuales están expuestas a los gases de la combustión a mayores temperaturas y adherencias. El hecho de que un material tenga excelentes propiedades de resistencia, es de consideración secundaria, debida a que la pérdida de metal por incrustaciones y los ataques químicos en sus elementos por corrosión pueden ocasionar una falla rápida. Es una coincidencia que la mayoría de las aleaciones utilizadas, debido a otras propiedades deseables son: Resistencia a la corrosión y oxidación, de los elementos de estas aleaciones.

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
**5.6 MAQUINABILIDAD**  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

®

Los álabes y otras partes de la turbina expuestos a altas temperaturas pueden fabricarse por alguno de los siguientes métodos:

1. - maquinado de barras
2. - forjado
3. - forjado y maquinado
4. - de precisión

Los álabes de la turbina de vapor, son generalmente hechos por estos métodos. Los álabes de la turbina de gas, podrán hacerse por alguno de los métodos enlistados, dependiendo de la maquinabilidad del material usado. Algunos de los materiales usados en las turbinas de gas pueden forjarse mientras que otros son apropiados para un solo proceso. Un factor principal para seleccionar una aleación, es el costo de manufactura que el método imprime mediante las características de maquinabilidad del material.

### 5.7. REPARACION Y REVESTIMIENTO DE ALABES

Las horas que son mostradas en la tabla 5.7.1 son basadas en la limpieza en operación continua con gas seco en la base de carga de fuego. Los valores para la continua base de carga en petróleo destilado son aproximadamente del 80% de los valores del gas

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Operación de los álabes de las turbinas en las horas/objetivos

Base continua de trabajo de carga – combustible

#### MARCO

HILERA	W501D5	W501AA-D4	W191	CW251B8	CW352	CW251B10
1	50,000	45,000	50,000	50,000	35,000	25,000(4)
2	72,000	45,000	60,000	35,000	35,000(3)	45,000(4)
3	100,000	75,000	80,000	80,000	N/A	60,000
4	100,000	100,000	60,000	N/A	N/A	N/A
5	N/A	N/A	60,000	N/A	N/A	N/A

### TABLA 5.7.1

1. Trabajo continuo mayor a 100hrs/inicio
2. Contaminantes de todas las fuentes (combustible partículas de aire y agua), no deben de exceder de los límites de especificación del combustible
3. CW251B8 de la fila 2 siendo evaluado por 40,000 horas.
4. CW251B10 de la fila 1 y 2 los álabes están bajo el desarrollo de vida mejorada

N/A –no aplicables

La vida adicional es posible siguiendo un tratamiento de recalentamiento para rejuvenecer.

El objetivo de obtener en orden los valores para el tratamiento de recalentamiento y algunas reparaciones pueden ser requeridas en la recomendación y establecimiento de los intervalos de inspección. Además los efectos de contaminación moderada pueden ser mitigados con el uso de revestimientos especiales. A pesar que la esperanza de vida de estos revestimientos puede ser menor que cada una de sus partes, hay que desprender todo el revestimiento para lograr una máxima eficiencia en la duración del álabe.

#### 5.7.1 W501.

##### 5.7.1.1. INTRODUCCION

Hace 10 años cuando el U720, material de álabe de turbina fue introducido en las unidades U501, una cantidad considerable de energía y tiempo ha sido dirigida hacia el monitoreo del desempeño de este material sobre el rango completo de las condiciones de operación de una turbina Westinghouse subsecuentemente ha descontinuado el uso de



U720 como material de manufactura de la fila 1, 2, 3 en los álabes de turbina en todos los marcos de combustión de las turbinas W501. El U520 ha sido seleccionado para remplazar este material.

La experiencia de Westinghouse con el U720 y el U520 la posición sobre el uso de las turbinas de combustión U720 y W501 se tratará a continuación. También se proveen recomendaciones de los usuarios de los álabes U720 en servicio o inventario. Antes de discutir su experiencia en el uso del U720 y U520 en detalle se deben de dar algunos antecedentes metalúrgicos pertinentes a cerca de las super-aleaciones basadas en níquel y su revestimiento asociado que es provisto como un suplemento para la discusión que sigue. La magnitud de las discusiones acerca de la metalurgia en este reporte, es descrita de los reportes de la Conferencia de usuarios en 1985 y 1987 sobre este mismo tema.

#### **5.7.1.2. ANTECEDENTES METALURGICOS.**

Ambos Udimet 520 (U520) y Udimet 720 (U720) son fraguados, en la super-aleación del níquel, como es típico en estas super-aleaciones, estos materiales combinan varios elementos en proporciones específicas para desarrollar micro estructuras adecuadas, propiedades mecánicas, resistencia a la corrosión y la estabilidad requerida para un servicio de tiempo prolongado a elevadas temperaturas en una turbina de combustión. Las composiciones Udimet 520 (U520) y Udimet 720 (U720) son mostradas en la tabla 5.7.2.



**Composición nominal (WT. %) de U520 y U720  
de las aleaciones de alabes de turbina**

<b>Elemento</b>	<b>Ni</b>	<b>Co</b>	<b>Cr</b>	<b>Mo</b>	<b>W</b>	<b>Al</b>	<b>C</b>	<b>B</b>	<b>Zr</b>
U520	*	12.0	19.0	6.0	1.0	2.0	3.0	.05	-
U720	*	15.0	18.0	3.0	5.0	2.5	5.0	.035	.035

( \* = Balance )

**TABLA 5.7.2**

Hablando generalmente, los constituyentes de las super-aleaciones se combinan e interactúan para proveer fuerza en base a tres distintos mecanismos:

1. El punto más elevado de derretimiento como el tungsteno y molibdeno dan una solución al reforzamiento. La composición de una solución sólida es ajustada no solo a la resistencia óptima, sino también al mínimo rango de disolución de las fases precipitadas (carburos y gamma prima) y para retardar la formación de constituyentes indeseables de la fase sigma.
2. La fuerza del carburo que ocurre en dos formas; a) una gran retractación de carburos de metal es formada del decrecimiento a altas temperaturas en altas aleaciones de carbono desprendidas y, b) el límite de los carburos de grano y borocarburos (principalmente el cromo) que se forman en todas las aleaciones en base de níquel. Esta forma más reciente del carburo ayuda a prevenir que se deslicen los granos en los límites.
3. El tercer mecanismo operativo de refuerzo en las super-aleaciones basadas en níquel es la precipitación del Ni<sub>3</sub> (Al, Ti) (gamma prima). La relativa fuerza de adhesión

que poseen esta aleación depende en gran parte de la cantidad del tamaño y de la distribución de la gamma prima que lo forma. Este caso es relacionado a la cantidad de Al y Ti. Los pasos de tratamiento múltiples de calor que son parte de la manufactura del álabe de la turbina son principalmente dirigidos y formados en la distribución precipitada más favorable para la fuerza óptima de adhesión aumentando además la precipitación de gamma prima que es un proceso termodinámicamente favorecido que puede reducir la fuerza adhesiva. Estos acontecimientos son acelerados mediante presión. Las composiciones de estas aleaciones son balanceadas para retardar lo más posible este proceso y entonces las vidas de largo servicio pueden ser alcanzadas sin serias pérdidas de refuerzo. En algunas aleaciones la reaplicación completa del tratamiento de calor ha mostrado ser capaz de regresar un servicio de maduración y de debilidad de micro estructuras que es aproximadamente la condición inicial de fuerza. Cuando la segunda etapa adhesiva a progresado al punto vacante de formación en los límites de grano, pero sin macro deformación apreciable, la presión hidrostática de calor ha sido usada en conjunto con el tratamiento de calor para restaurar sus propiedades. Este uso del HIP\* es análogo al cierre interno vacante en álabes.

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN<sup>®</sup>  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

### **5.7.1.3. ANTECEDENTES DEL REVESTIMIENTO.**

\* Tratado en el apartado 5.7.2

Las aleaciones que han sido seleccionadas para aplicación en los álabes, han sido seleccionadas para las propiedades óptimas de balance, confort de fabricación y resistencia a la corrosión. La resistencia de los componentes de la aleación a la corrosión por calor puede ser mejorada significativamente o tener efectos mínimos en base a los elementos de la aleación por el revestimiento.

El desarrollo de los revestimientos ha progresado en dos caminos. Los términos de “revestimiento de difusión” y “sobrecapa de revestimiento” son descriptivos de las diferencias.

Revestimiento de difusión, algunos elementos son agregados a la superficie metálica y esparcidos en la base de la aleación hasta una profundidad de dos milésimas al mismo tiempo la difusión ocurre en el interior, los elementos clave de difusión de la base de metal hacia fuera. El resultado neto es un revestimiento complejo que consiste en varias zonas.

Una forma común de aplicar el revestimiento de difusión es el “paquete de cementación”. La naturaleza física del revestimiento puede ser alterada ajustando la temperatura, el tiempo, y la actividad química del paquete de difusión.

Ultimamente, la resistencia a la corrosión de un paquete de difusión depende de la resistencia innata a la corrosión de la base de la aleación. Mientras una gran variedad de partes puede ser recubierta con esta técnica el potencial está limitado por la inhabilidad física de muchos elementos del revestimiento para ser aplicados a la parte de la superficie y diseminados en el interior.

### **Revestimiento de sobrecapa.**

La sobrecapas son el segundo tipo de revestimiento de las turbinas, que consiste en una discreta capa de composición de aleación aplicada uniformemente a la superficie

del álabe o aspa. La aleación del revestimiento de aleación puede ser escogido por su resistencia máxima a la corrosión en un ambiente específico desde que esto depende de la composición del substrato para desarrollar la resistencia a la corrosión como lo hace el revestimiento de difusión.

El más reciente trabajo de desarrollo se ha centrado en las técnicas de absorción spray de plasma que han comprobado un potencial de efectividad.

Interacciones de las aleaciones de las bases de revestimientos. Una consideración importante en la selección de cualquier revestimiento, difusión o sobrecarga, es el efecto en las propiedades mecánicas básicas de la aleación. La aplicación de las mejoras propiedades generales de un revestimiento, de una aleación base en un ambiente corrosivo. A pesar de la baja ductilidad de algunos revestimientos a bajas temperaturas puede deslizarse y degradar ciertas propiedades comparadas con la aleación sin revestimiento en el aire.

### **La experiencia U720.**

Durante 1980, el U720 fue incorporado en la turbina W501D5 y también fue usado para reemplazar los álabes de otros modelos, en la flota W501. Basado en los programas de evaluación de las aleaciones y en las calificaciones de los vendedores se dejó sentir que el revestimiento U720 con un tipo de revestimiento de difusión aluminóide de platino podía proveer larga vida al componente que no requiriera del tratamiento de recalentamiento frecuentemente, en 10 años desde que el material del U720 entró en servicio, varios incidentes de desmoronamiento han ocurrido en algunas de las turbinas del W501, alentando una investigación acerca del comportamiento del material en varias aplicaciones en las turbinas en servicios. La investigación del material U720, involucra el análisis de las muestras de álabes, pruebas de material de laboratorios, y la evaluación de numerosos álabes de servicios corrido intactos de varias unidades con diferentes tiempos operativos. De esta investigación surgen algunas observaciones

significativas que, fueron hechas perteneciendo a los álabes del U720. Esto se vuelve aparente cuando algunos factores actúan juntos para afectar el desempeño de los materiales. El más importante de estos factores fue encontrado en una aleación microestructural de cambios ocurridos en el tiempo en los rangos que son una función de temperatura; la superposición de los ciclos de revestimiento en una aleación normal; y las condiciones de tensión térmica creadas en un álabe enfriado durante el estado de operación estable y durante los ciclos de inicio y fin. Cada uno de estos factores son discutidos en los siguientes párrafos.

### **Cambios en la micro estructura de las aleaciones.**

Algunos aspectos de la inestabilidad de las aleaciones pueden ser desarrollados en el U720 en largos periodos de exposición a elevados servicios de temperatura. La fortaleza de la fase de precipitación gamma prima, termina por aumentar la pérdida de la coherencia matriz con el tiempo y la temperatura. El resultado es una fuerza adhesiva, los límites de granos de los carbonos y borocarbonos ayudan a retardar el movimiento granular durante la adhesión, cuando se desarrollan adecuadamente a través de un tratamiento de calor como partículas discretas.

De cualquier forma estas partículas tienden a aglomerarse con el tiempo y la temperatura. El efecto red es un desmoronamiento de los límites de grano de la micro estructura. En un álabe enfriado como el W501D5 filas 1 y 2, este fenómeno de sobre envejecimiento ocurre predominantemente cerca de las superficies más calientes y son difícilmente adyacentes a los orificios de enfriamiento.

### **Efectos en los ciclos de revestimiento.**

Cuando una super-aleación del revestimiento a base de níquel, con una difusión aluminóide de platino en el revestimiento, es necesario realizar un tratamiento

completo de calor después del revestimiento en los ciclos térmicos. El tiempo de estas temperaturas sobre los álabes en niveles operativos que son requeridos para el revestimiento de difusión, causa cambios en la micro estructura aleatoria que es recubrible solamente con un tratamiento de calor con especificaciones. La inconsistencia en los resultados después de un tratamiento de revestimiento con calor fue observada en algunos álabes U720 que fueron analizados.

Casi todos los tipos más nuevos de revestimiento de sobrecapa, tienen requerimientos de tratamiento de calor más compatibles con las aleaciones de los álabes. Algunas de estas sobrecapas tienen beneficios de ductilidad adicional relativa en base al metal y no tienden tanto a desmoronarse como los revestimientos de difusión con el ciclo termal en servicio.

### **Tensión térmica.**

El estado de tensión a la que es sujeto durante la operación es compleja. La tensión térmica a causa de enfriamiento alcanza los valores más altos absolutos en la superficie de la turbina donde el álabe está más caliente, como donde ocurren los cambios metalúrgicos más rápidamente y donde existe un posible desmoronamiento del revestimiento. El inverso de esta tensión durante el ciclo de inicio y fin puede llevar a una situación de fatiga térmica. La experiencia con una W501D5 muestran que los ciclos de tensión/temperatura se acoplan con la condición del material que desarrolla, cuando el U720 es desmoronado internamente en el servicio. Pueden resultar en un desmoronamiento intergranular. En otras aplicaciones donde las tensiones térmicas son inherentemente mas bajas, el U720 ha mostrado una actuación satisfactoria.

### **Conclusiones del U720.**

Bajo las operaciones prolongadas en los rangos más altos de temperaturas en servicio se encontró que el U720 muestra algunos aspectos de inestabilidad en su aleación, particularmente en el aglomeramiento del precipitado gamma prima y el crecimiento granuloso de carburos. Estos cambios metalúrgicos pueden llevar a una reducción en la vida de ruptura en la adhesión/tensión y tener una resistencia en el impacto por el desmoronamiento. Por estas razones recientemente Westinghouse ha declinado el uso del U720 para las filas 1 y 2 en todos los álabes de turbinas W501 en el marco de combustión de turbinas. La actual recomendación es el uso del U520.

Para las aplicaciones con bajos servicios de temperatura el U720 puede ser considerado como un material seleccionado aceptablemente para los álabes. De cualquier manera en el interés de los beneficios del granuloso utilizando comúnmente el mismo material donde sea posible, el material para producción futura de los álabes de la turbina de la fila número 3 en todos los marcos de los W501 puede ser el U520.

A continuación se da una discusión acerca de los materiales de remplazo (el U520), al igual una recomendación en la fase de los álabes de turbinas manufacturadas con el material U720.

### **Experiencia en el U520.**

La aleación U520 fue introducida en las turbinas de gas Westinghouse W501A y serie AA a mediados de los sesenta después de un programa extensivo de materiales. Años de experiencia positiva en el funcionamiento de motores y los resultados en las pruebas de laboratorios han mostrado que el U520 es más tolerante ante los rigores de un funcionamiento en altos rangos de temperaturas de funcionamiento que el U720. El U520 resiste desmoronamiento por el cambio debido al cambio micro estructural y se adecúa a la tensión térmica en los ciclos de principio y fin en álabes enfriados. Por estas



razones Westinghouse ha decidido cambiar el material para las filas 1,2,3 de los álabes de turbina a U520 en todos las nuevas unidades de producción W501D5 y puede también ser ofrecido el U520 en los álabes de reemplazo para esas filas. Sutiles cambios en el diseño especialmente en el enfriamiento, contribuyen también al logro satisfactorio de la vida de un álabes en el U520 y el álabes W501D5 comparado con los componentes originales del U520.

Una desventaja es originalmente asociada con el uso del material U520, fue necesario un tratamiento periódico de recalentamiento para revertir los efectos normales de envejecimiento durante el desempeño y para restaurar la resistencia adhesiva, por tanto, los álabes de las turbinas típicas sin enfriamiento de la fila 1 que requieren un tratamiento de recalentamiento después de aproximadamente 3 años basándose en la carga operativa. A través de los años la tecnología de enfriamiento de los álabes de las turbinas se ha incrementado en forma significativa como en los álabes de turbinas mencionadas, enfriadas en la fila 1 y 2, ahora se operan unidades más modernas, con mayores temperaturas, en realidad existe poca experiencia en las temperaturas del metal y requiere un tratamiento de recalentamiento menos frecuente que los álabes originales, sin enfriamiento operante en bajas temperaturas en fuego directo.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Las actuales filas 1 y desde los paquetes de turbina son posteriormente alentadas con el uso de NiCoCrAl y en el revestimiento de sobrecapa para retardar la oxidación y corrosión acelerada de los metales. El revestimiento NiCoCrAl muestra una ductilidad igual o más grande que el material del álabes, a través de los rangos de temperatura operativa. Esto representa una mejora significativa sobre la escasa ductilidad, de los revestimientos de difusión aluminóide para las aplicaciones de los álabes enfriados.

### **Recomendaciones para los marcos W501.**

El rango de los cambios metalúrgicos en los materiales U720 varía con la temperatura absoluta a que se someta, es una función de la temperatura de incendio y de



la configuración de enfriamiento del álabe. Estos factores varían entre los marcos de los W501, las filas y las condiciones en que están situadas los álabes.

Se hacen las siguientes recomendaciones:

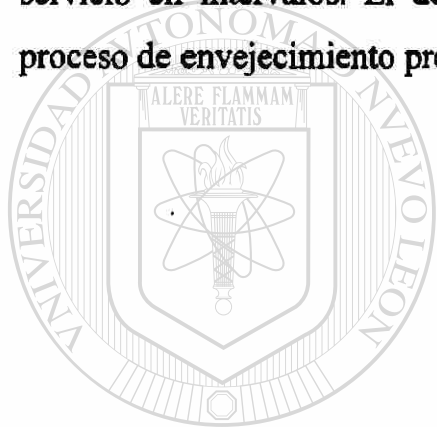
1. El U520 es un material de álabe recomendado para las filas 1 y 2 de todos los marcos W501 a través del D5 y también para la fila 3 del W501D5.
2. El álabe de turbina del U720 debe ser inspeccionado en los intervalos específicos de inspección por el servicio de Westinghouse.
3. Westinghouse debe ser informado de las horas de operación de los álabes, el número de arranques, condiciones y el tiempo de inspección para continuas recomendaciones sobre el uso o remplazo del servicio de álabes U720.
4. En lo concerniente al inventario de los U720, los usuarios del mismo inventario deben extraer la forma útil de vida de sus posibles inventarios, aplicando los mismos estándares de inspección requeridos que se ponen en el servicio. Los álabes U720 pueden ser mezclados con el nuevo remplazo de los U520 para ser utilizados en cualquier conjunto parcial
5. En los álabes U720 que son consumidos y retirados de servicio, pueden ser reemplazados por nuevos álabes U520.
6. La inspección y tratamiento de los intervalos de recalentamiento para los álabes U520 son puestos en observación.

#### **Los marcos de los CW551D.**

Se ha continuado el estudio relativo a los materiales U720 para su aplicación en la segunda etapa de las series de motores CW251D. Se ha estado monitoreando cuidadosamente el desempeño de los U720 propela 2 y sus máquinas líderes CW581D8 con el total apoyo a los usuarios.

Los álabes han sido seccionados, en base a exámenes micro estructurales hechos y la ruptura de las pruebas de adhesión hechas después de 15000, 23000, 31750, 34000 horas operativas de uso de los álabes en máquinas operantes idénticas. En los resultados indican propiedades estables de degradación, particularmente en las partes exteriores del álabe, con el tiempo.

A los intervalos de horas de 31750 y 34000 la decisión del tratamiento del recalentamiento fue tomada en los álabes para recuperar las propiedades del material. Resultados satisfactorios fueron alcanzados, aproximándose a los resultados efectuados a un equipo nuevo de adhesión y los álabes fueron devueltos para otras 25000 horas de servicio en intervalos. El desempeño del U720 en esta aplicación continúa con un proceso de envejecimiento predecible.



# UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

## 5.7.2 COMENTARIOS A CERCA DEL TRATAMIENTO HIP (HOT ISOSTATIC PRESSING) PARA ALABES U520 NUEVOS Y RECONSTRUIDOS.

### 5.7.2.1. INTRODUCCION

El proceso HIP, es aplicado a los álabes de turbina de fundición (cast), envuelve un componente con gas inerte a alta presión y temperatura por un período prolongado de tiempo. Un esquema típico de HIP es mostrado en la figura 5.7.2.1. Esta combinación de presión y temperatura, crea vacíos internos, que pueden estar presentes en el material, para cerrar y elevar la soldadura de difusión en cualquiera de las superficies vacías.

ESQUEMA DE UN HIP

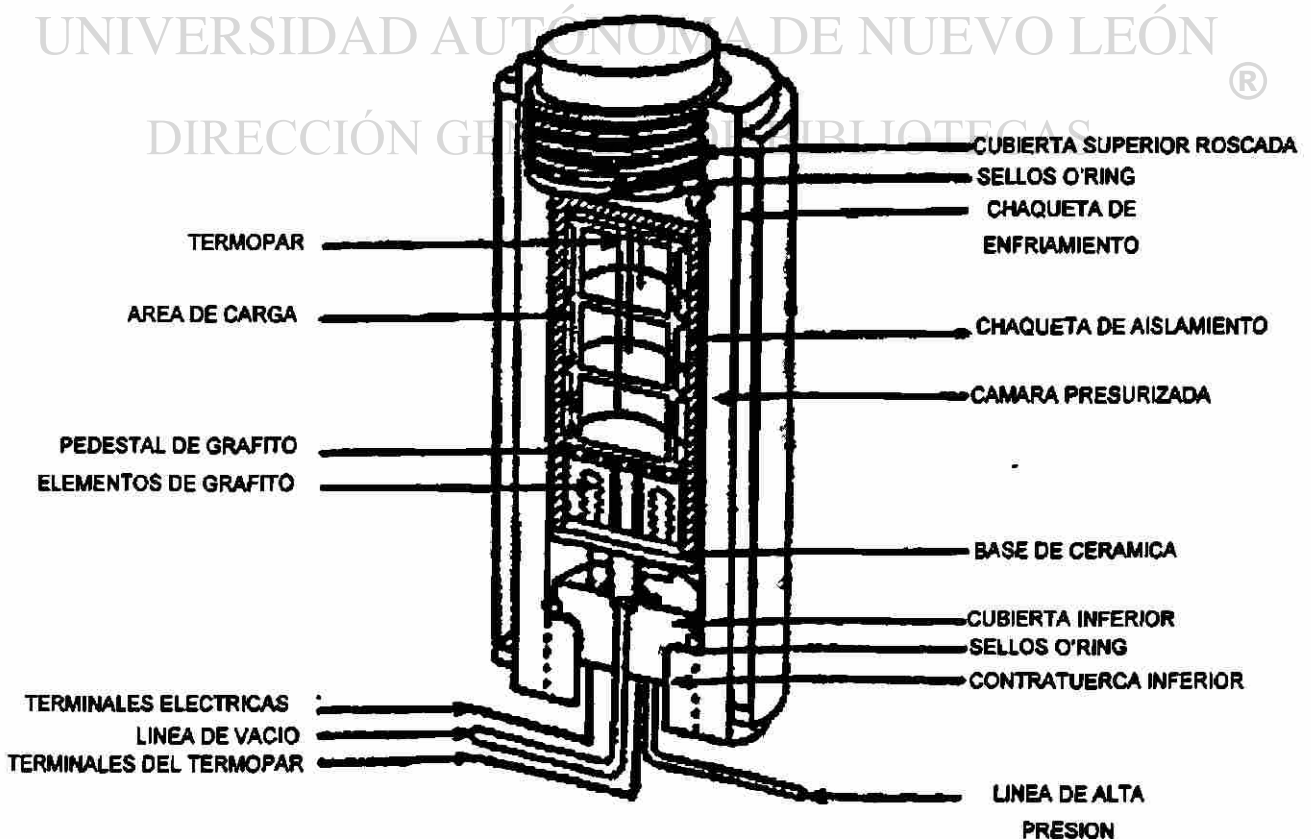


FIGURA 5.7.2.1

El proceso de HIP es comúnmente usado en la manufactura de álabes de turbina de fundición. Un inconveniente en este proceso es que la porosidad interna y la reducción de vacíos pueden ocurrir. Estos pueden ser muy pequeños para ser detectados por los métodos de prueba no destructivos que son típicamente usados, de cualquier forma, estos pueden seguir siendo lo suficientemente grandes para actuar como elevadores de esfuerzos y por eso reducir la vida útil de servicio del componente. La aplicación del proceso HIP en la manufactura de los álabes de turbina basados en níquel, ha sido bastante exitoso para cerrar estos vacíos internos que son inherentes en estos componentes, y ha demostrado que son más confiables estos álabes de turbina acorde a los resultados.

### **Los marcos del W501**

Los álabes de turbinas W501 y U520 son forjados, lo que no permite la formación de vacíos internos. Por esa razón los beneficios obtenidos al aplicar el proceso HIP en los nuevos álabes combinados, no se aplican en los nuevos álabes forjados U520.

### **Restauraciones de álabes**

La naturaleza del ciclo de un álabes de turbina restaurado depende del tipo y la extensión del daño o deterioro que los álabes han experimentado durante su funcionamiento. En las primeras fila de las turbinas, los álabes experimentaron una presión centrífuga a temperaturas relativamente altas, esta combinación de presión y temperatura convierten el tiempo de adhesión en una consideración primaria, en una selección de la aleación del álabes actualmente disponible, que son de alguna manera susceptibles a los cambios micro estructurales, que podrían ocurrir a través del tiempo a temperaturas elevadas, dando como resultado una reducción progresiva del tiempo de aglomeración. En algunas aleaciones las reducciones de propiedades pueden ser revestidas con una resolución periódica y deterioro del material del álabes con un tratamiento de recalentamiento que restaura la micro estructura y relaciona sus propiedades mecánicas. De cualquier forma, mientras la aglomeración esta en proceso

hasta el punto en que los vacíos de la aglomeración son formados, el tratamiento de calor por si mismo, no es suficiente para restaurar las propiedades. Cuando esto pasa el proceso HIP ha sido usado en forma exitosa para cerrar estos vacíos.

Hay dos puntos claves en la micro estructura de la aleación basada en níquel, que son afectados por la exposición prolongada a temperaturas elevadas. La fase de refuerzo, gamma prima y las partículas de carbono periféricas granuladas. Ambos puntos son desarrollados en condiciones deseables a través de etapas múltiples de inicio en el tratamiento de calor, para proveer las propiedades optimas del material. Bajo la influencia del tiempo y la temperatura durante el funcionamiento normal las aglomeraciones gamma prima y la fuerza de las altas temperaturas decrecen lenta y periódicamente. Estos cambios ocurren durante las dos primeras etapas de aglomeración y en los álabes en servicio, precediendo cualquier formación de vacíos que puede ocurrir durante la tercera etapa de adhesión (ver figura 5.7.2.2). El otro cambio microestructural que ocurre durante el mantenimiento de deterioro, es un cambio en los carbonos periféricos granulados, que forman un acomodamiento de partículas discretas que ayudan a prevenir el deslizamiento de la granulación periférica, bajo las cargas de adhesión, en una película continua de carbono o en cadena interconectada. Este efecto provoca que la aleación pierda ductilidad y se vuelva más sensible a los daños por impacto.

**FILTROS VS LA CURVA DEL TIEMPO DE ADHESION  
MOSTRANDO LAS TRES ETAPAS DE ADHESION**

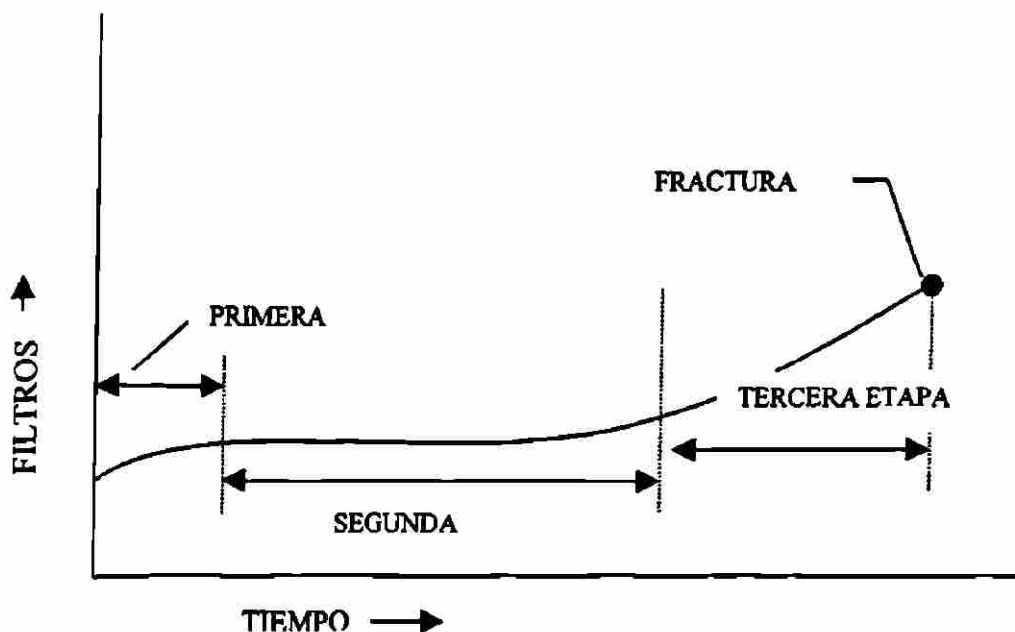


FIGURA 5.7.2.2

Westinghouse ha establecido los intervalos para el tratamiento de recalentamiento en los álabes de turbina U520 , para revertir los efectos de deterioro en funcionamiento y restaurar la resistencia de adhesión y ductilidad. Tratado con recalentamiento ha intervalos, de acuerdo a las recomendaciones se garantiza que, las propiedades del material de los álabes sean restauradas antes del proceso de degradación, al punto donde la formación de vacíos de adhesión pueda ocurrir. Después de revisar varios funcionamientos de álabes de turbina U520 a través de los años, Westinghouse no ha observado ninguna formación de vacíos en las U520, que han sido tratadas acordes a esa recomendación. Basados en la experiencia, Westinghouse considera que el enfoque adecuado a los álabes de la turbina U520 restaurados, es por medio del tratamiento antes mencionado para restaurar las propiedades antes de que, la formación de vacíos adhesivos ocurra. Siguiendo este enfoque Westinghouse no considera benéfico incorporar el proceso HIP en el ciclo de restauración de los álabes de la turbina W501 U520.

### **Marcos de los CW251/CW352**

Como se discutió anteriormente, Westinghouse no usa este ciclo en el forjado de álabes con aleaciones como los U520. El ciclo HIP de cualquier modo ha sido utilizado en el proceso de manufactura de álabes como forma de garantizar un mejor estándar. Estas partes son sujetas a altas presiones y temperaturas (648.3°C y 103.5MPa son valores típicos) para cerrar cualquier porosidad.

Esto ha sido en la práctica, con el uso del ciclo HIP en la manufactura de nuevos álabes INCO 738 (casting alloy) desde que se introdujo este material, al servicio en turbinas Westinghouse CW352 en 1979.

También se usa el ciclo HIP como parte del proceso de renovación, aplicado a los álabes INCO 738 para restaurar el tiempo de adhesión y se incluye ocasionalmente este ciclo en otras aleaciones de álabes, cuando la microestructura del material pueda ser provechosa.

El desarrollo tecnológico en materiales y procesos continua y puede llevarnos a procesos futuros que prueben ser benéficos.

**Boletín 37807.01 de Westinghouse Electric Corporation, Leaster, Pa., USA.**

## **TRATAMIENTO DE RECALENTAMIENTO PARA LOS ALABES DE TURBINA – U520**

### **Razones de este boletín**

Describir las recomendaciones para el reacondicionamiento de los álabes U520. Ambos álabes revestidos y sin revestir pueden ser reacondicionados para restaurar la fuerza adhesiva, con el proceso de tratamiento con calor controlado.

### **Aplicación**

Los álabes de turbina W521 y W501 hechos del material U520 como se indica en la tabla 1 (revestimiento de difusión, sobrecapa revestido y sin revestir).

### **Quejas**

Ver tabla numero 5.7.2.1 para la aplicación a intervalos de recalentamiento y revestimiento por marco.

El tiempo para el tratamiento de recalentamiento, depende de las temperaturas operantes y sus condiciones; por esto, el tamaño del marco, hilera y el tipo de combustible son parámetros importantes para determinar cuando debe realizarse el tratamiento de recalentamiento. La tabla número 5.7.2.1 muestra los intervalos recomendados para el marco, con la consideración de estos parámetros desde un trabajo continuo de las máquinas (aquellas mayores a 100 hrs./inicio).



Para operaciones entre 5 y 100 horas/inicio la experiencia en álabes, muestra alguna reducción en la vida a través de una interacción compleja de adhesión y fatiga. El tratamiento de recalentamiento restaurará solamente las propiedades adhesivas. Los álabes operantes entre 5 y 100 hrs/inicio pueden tratarse con recalentamiento un máximo de tres coacciones.

Para máquinas operantes a menos de 5 y 100 hrs/inicio, no se recomienda el tratamiento por recalentamiento porque la vida del álabe será determinada por otros factores, no por ruptura adhesiva, estos factores son el total de números de ciclos, la erosión, etc. Para este tipo de operaciones, intervalos de inspección deben ser efectuados, para determinar si se debe reparar o reemplazar con una evaluación del álabe. Así mismo dictaminar si hay que modificar la operatividad de las máquinas con más de un tipo de combustibles.

### **Información detallada**

#### **1. Preparaciones preliminares**

Hay que notificar a Westinghouse la intención de reacondicionar los álabes. Los álabes de toda el rotor bajo consideración deben ser enviados para la evaluación. Un álabe del rotor en servicio de los que fueron devueltos será probado hasta ser destruido, para determinar si el reacondicionamiento es ventajoso en los otros álabes. Si las pruebas a los álabes pasan el criterio de reacondicionamiento, los rotores restantes serán procesadas de acuerdo a las especificaciones de Westinghouse. El cliente es advertido para que ordene un remplazo del álabe probado cuando ordena el proceso de recalentamiento. Si las pruebas revelan condiciones que no pueden ser corregidas por el recalentamiento o reacondicionamiento todos los álabes del rotor deben de ser reemplazados.



## 2. Proceso de recalentamiento y reacondicionamiento

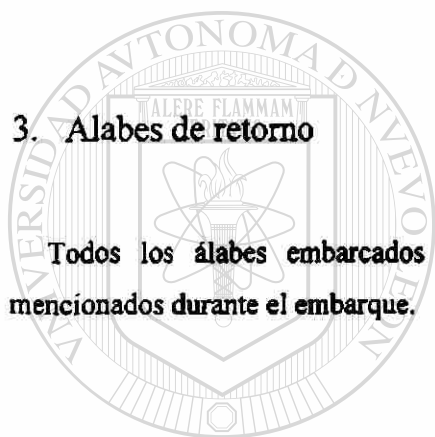
Los álabes sin revestimiento deben estar limpios, inspeccionados por NDE (puestos en una mezcla si se requiere) y tratados con calor.

Los álabes revestidos deben ser raspados para su limpieza de revestimiento primario, inspeccionados y resanados si se requiere. Los álabes entonces serán tratados con recalentamiento como parte inerte del proceso de revestimiento.

El usuario recibirá los reportes de las pruebas para cada uno de los álabes reacondicionados. Los reportes mostrarán los resultados de las pruebas requeridas para el proceso de reacondicionamiento y las bases de conformidad para los requerimientos del álabe.

## 3. Alabes de retorno

Todos los álabes embarcados deben estar adecuadamente empaquetados para prevenir daños mencionados durante el embarque.



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

TABLA 5.7.2.1 (INTERVALOS EN HORAS)

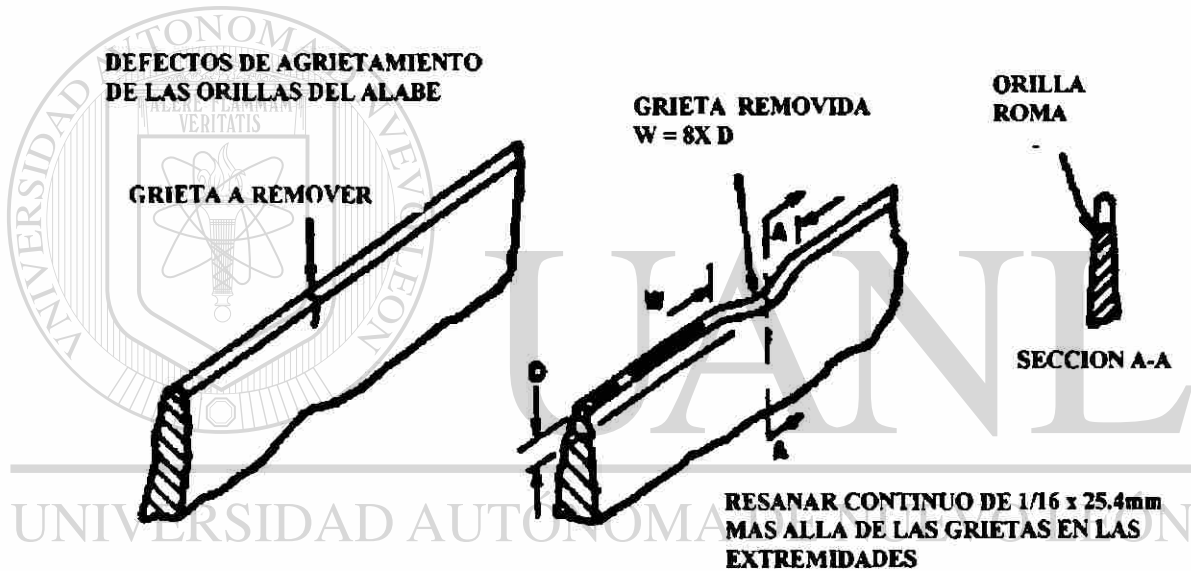
TIPO	HILERA	GAS NATURAL	COMBUSTOLEO	CRUDO
W251AA	1	9,000	7,200	6,120
W251B28/B8	2	16,000	12,800	10,880
W501A	1	18,000	14,400	12,240
W501AA	1	13,000	10,000	8,840
W501B-B4	1	17,000	13,600	11,560
	2	17,000	13,600	11,560
	3	40,000	32,000	27,560
W501B05	1	17,000	13,600	11,560
	2	40,000	32,000	27,200
	3	40,000	32,000	27,200
W501D-D4	1	20,000	16,000	13,600
	2	40,000	32,000	27,200
	3	40,000	32,000	27,200
W501D	1	20,000	16,000	13,600
(CLADDED)	2	40,000	32,000	27,200
	3	40,000	32,000	27,200

## TRABAJO DE INSPECCION TIPICA Y ANGULOS DE REPARACION

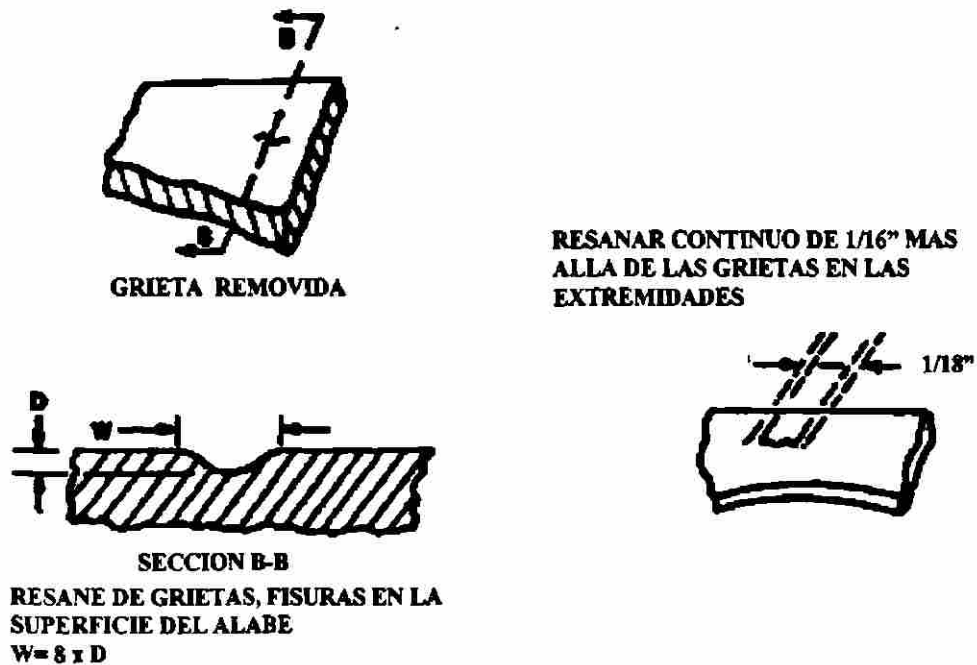
1. Recibe y desempeña la inspección entrante.
2. Limpieza seca con emplaste granulado.
3. Inspección penetrante y carta de indicadores de agrietamiento.
4. Remover el revestimiento, si puede aplicarse. Tinta caliente en el álabe para verificar el revestimiento.
5. Reparación de resanamiento o de objetos externos dañados.
6. Tratamiento de pre-soldadura (tratamiento completo para los álabes U520 e Inco X750
7. Soldadura de reparación de plataformas aerodinámicas y raíces dañadas dentro de las especificaciones. Remodelar las áreas soldadas.
8. Liberación de la presión después de soldar.
9. Inspección con penetrante.
10. Inspección por rayos X
11. Para álabes enfriados, restaurar los ductos de enfriamiento como es requerido.
12. Restaurar las cavidades de las puntas y desbastado si es necesario.
13. Desempeñar una inspección dimensional para trabajos de arreglo
14. Recubrir los álabes si es necesario.
15. Darles el tratamiento de calor si se requiere.
16. Golpear los álabes si es necesario.
17. Momento de peso y secuencia (duplicar el desbalance o desbalancear a cero).
18. Asegurar la calidad de la inspección final.
19. Empacar y enviar.

**Boletín 37327.03 de Westinghouse Electric Corporation, Leaster, Pa. , USA.  
REPARACION DE ALABES**

**PARTE 1 – DETALLES DEL RESANADO**



**FIGURA 1**



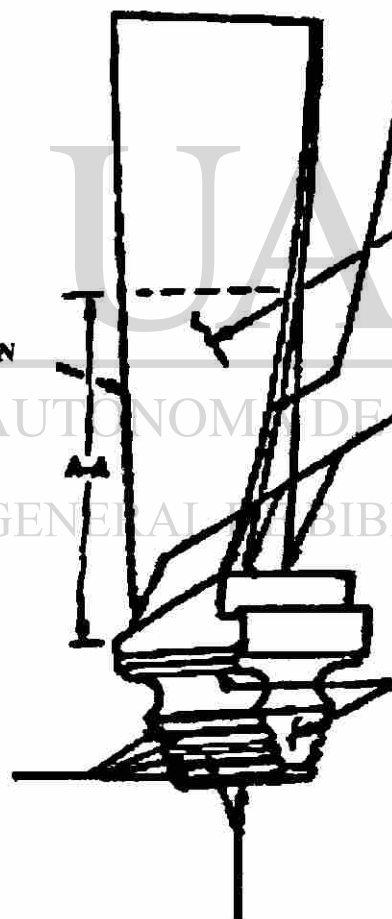
**FIGURA 2**

**Boletín 37327.04 de Westinghouse Electric Corporation, Leaster, Pa. , USA.**  
**REPARACION DE ALABES**

**PARTE II – LIMITES DE RESANADO ACEPTADO PARA LOS  
ALABES DE TURBINA**



**ORILLA DE ARRASTRE  
QUE SE APLICA EN LA  
GRIETA QUE NO EXEDAN  
DE UNA PROF. MAX DE  
1.524 mm**



**FILO PRINCIPAL ,FISURA DEL  
ALABE, DEFECTOS DE 1.016mm DE  
MAXIMA PROFUNDIDAD**

**MITAD INTERIOR DE LA  
SUPERFICIE DEL ALABE (EN  
AMBOS LADOS) 0.508mm DE PROF.  
MAXIMA. PEQUEÑOS  
DEFECTOS DE  
AGRITAMIENTO**

**TRATAMIENTO CRITICO DE  
RADIO ENTRE LA PLATAFORMA  
Y LA ORILLA DEL ALABE EN  
AMBOS LADOS. CON  
PRECAUCION CUBRA CON  
MEZCLA TODOS LOS DEFECTOS  
DE 0.254mm DE PROF. MAX**

**DEFECTOS DE GRIETAS DE LA  
PLATAFORMA Y EN LAS ORILLAS,  
CUBRIRSE A 0.762mm DE PROF.  
MAX .**

**FISURAS Y PARTES ABOLLADAS  
MENORES DE UNA PROF. DE 0.0762  
mm Y 1.95mm FUERA DE LA  
PLATAFORMA DENTADA,  
PLATAFORMA RAD II (SON  
ADECUADAS SI SE RESANAN)**

**NO ES PERMITIDO  
RECONSTRUIRLOS**

**PARTES DENTADAS Y LA BASE, RESANE EN  
LAS GRIETAS Y DEFECTOS A UNA  
PROFUNDIDAD QUE NO EXEDA DE 0.508mm,  
LAS PAQUEÑAS FISURAS Y PARTES  
ABOLLADAS MENORES 0.508mm DE PROF.**

## CAPITULO 6



### MANTENIMIENTO

#### 6.1. MANTENIMIENTO DE LOS ALABES DE TURBINA DE VAPOR.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

Las actividades de mantenimiento de una turbina de este tipo involucran varias áreas como las de carga, tiempo de viaje (toberas, Bloques de toberas, cajas de toberas, papelería, álabes giratorios), juntas de expansión, sellos, válvulas de disco, sellos y vapores, platos flexibles para soporte (fosas, fisuras de la rueda, inspección ultrasónica de las perforaciones) y cubiertas. De las grandes cantidades de trabajo de rutinas que involucran el movimiento del álabe. Este artículo es una concentración del material presentado recientemente acerca de la disponibilidad de turbinas de vapor mejoradas 1 y 2 y presentará una breve exposición de las actividades que fueron usadas en la compañía Edison del sur de California (SCE) para mantener y reparar los álabes de turbina de vapor.

### **6.1.1. TECNICAS DE REPARACION.**

Esta es la actividad en la que la SCE ha incrementado su interés desde hace unos años.

En general esta inmersión ha incluido la evaluación de fallas, revisar las alternativas de reparación, la toma de riesgos, la planeación de las reservas y reemplazos de partes, selección de facilidades de reparación y desarrollo de los procesos de reparación modificación que pueden incrementar la vida de las partes o reducir el riesgo de fallas continuas. Las áreas de interés pueden ser categorizadas en: Control de daños de erosión, control de daños de corrosión y control del deterioro y fatiga.

### **6.1.2. CONTROL DE DAÑO DE EROSION POR PARTICULAS SOLIDAS.**

#### **REPARACION DE TOBERAS.**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN<sup>®</sup>  
DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

El SCE tiene varias unidades operativas que pueden reconstruirse con la reparación de toberas por soldadura que ha sido erosionada por partículas sólidas. También tiene dos unidades en operación en las que las toberas pueden ser reparadas usando una inserción de estelita sólida en la orilla de la tobera. Una de estas unidades ha estado en operación por los pasados cuatro años. Cuando se ha abierto para una rutina recientemente fue encontrado que la erosión en la etapa de control del movimiento del álabe (que previamente se ha dañado en forma severa y requiere reemplazo) ha sido eliminada completamente. De cualquier forma la erosión de la tobera, que ha sido altamente concentrada previamente en las toberas bajo las primeras dos válvulas abridoras, ahora este presente en todas las válvulas pero no en menor grado que

anteriormente. Creen que mientras se inserta la estelita no se elimina la erosión, esperan alcanzar un incremento en la vida con la reparación. También informan que la inserción de estelita puede permitir algunas resoluciones en la admisión mejorando la parte de carga operativa mejorando eficientemente.

### **6.1.3. TECNICAS FOWHOLE Y EL CANAL CUBIERTOS.**

El área más común donde las partículas de erosión pueden causar más daño es en el material del botón de la espiga. Cuando esta pérdida se vuelve excesiva las filtraciones en el revestimiento o cubierta ocurren, estas cubiertas deben ser removidas y los hoyos de la espiga deben ser modificados desde un Foxhole o receso, permitiendo el reciclaje de los álabes existentes. El foxholing también crea una protección que se incrementa en el ribete de la cubierta. Los canales cubiertos y los ribetes avellanados también pueden desempeñar la misma función. Para prevenir la erosión en otras partes como las orillas principales del álabe, el SCE ha encontrado que algún grado de pérdidas de las orillas puede ser tolerado antes de un remplazo.

### **6.1.4. RECUBIERTAS RESISTENTES A LA EROSION EN EL MOVIMIENTO DE ALABES.**

La SCE tiene una propela de tapa de control en álabes en mantenimiento que ha sido cubierta por un metal en spray provisto por el fabricante para reducir el daño de la erosión. Una revisión para cerciorarse sobre la resistencia del revestimiento, se efectuará cuando las unidades sean abiertas en un periodo de dos años.



### **6.1.5. REPARACIONES Y MODIFICACIONES DE PIGMENTACION POR EROSION Y HUMEDAD.**

Los daños de erosión debidos a la humedad han sido primeramente en las últimas dos etapas de las principales turbinas de vapor auxiliares. La reparación ha incluido reemplazo de los escudos de estelita, los campos de reparación de los daños de erosión hechos con soldadura de oxiacetileno de estelita y también el trabajo de remplazo de estelitas. Trabajo involucra la remoción completa de la orilla principal y el reemplazamiento con una barra sólida de estelita que puede ser unida con soldadura. En 1977 la SCE puso doce de estos álabes en servicio, 111.8 cm de largo (44 in), con 45.7 cm (18 in) de estelitas usadas para quitar recubrimiento. Dos años despues no se encontró ningún defecto.

Para reducir la pigmentación erosiva causada por la humedad en las turbinas auxiliares la SCE ha instalado captadores de agua en drenajes grandes proveyendo presas de drenaje, removiendo los sellos radiales y mejorando las provisiones de drenaje en las turbinas que van de menos a más exhaustivamente. En ambas, la turbina auxiliar y la principal la SCE ha mejorado la formación de goteras y su aceleración modificando la vena de servicio y las orillas de arrastre.

### **6.1.6. EROSION DE LAVADO EN LAS UNIDADES NUCLEARES.**

Para evitar la erosión de lavado existente en las aplicaciones nucleares la SCE ha reparado una turbina sellando sus partes con una cubierta de cromo y una instalación de anillos de 12% de cromo.

Para las nuevas aplicaciones nucleares la SCE está usando rotores de cromo al 12% en las turbinas auxiliares, para combatir la erosión de lavado en las etapas intermedias y los collares.

#### **6.1.7. AREAS BAJO INVESTIGACION.**

La SCE está actualmente evaluando los métodos de operación de calderas tipo tambor con una variable de presión para mejorar las admisiones completas de operación de una turbina y bajo la carga de operación eficiente y el uso de las líneas de las válvulas de paso de vapor alrededor de las turbinas AP, MP y BP para reducir las partículas erosivas durante el inicio.

#### **6.1.8. CONTROL DE DAÑOS DE CORROSION.**

Para combatir los efectos de la corrosión húmeda del vapor la SCE ha incrementado su uso en servicio del cromo al 12% sellando las superficies y rotores de las turbinas auxiliares. Las brochas de sedimento son requeridas en las turbinas auxiliares.

Durante la reciente entrega de turbinas de dos de sus unidades nucleares en San Onofre, provisiones especiales fueron hechas para asegurar que los rotores y reparación de los álabes fueran protegidos en contra de la corrosión en ambos casos durante el período de enrutamiento tanto como en el período de descanso previo a la instalación. En los rotores un revestimiento pesado fue hecho y sellado con una capa pesada con vinilo de bolsas plásticas. Estas bolsas fueron equipadas con desicato y un indicador de

humedad. Luego los rotores fueron empacados con cubiertas de acero y transportados a una parte cercana a la planta. Cuando los rotores estén listos para su instalación, ellos planean remover y aplicar una película ligera de aceite. Además, una barrera plástica de vapor será instalada entre la cubierta de la turbina y el cuello del condensador para prevenir los vapores corrosivos que vienen en contacto con el rotor previo al inicio. Después de ensamblar los sellos y durante el período previo al inicio, filtrado, calentamiento de aire seco será circulado bajo presión positiva a través de las turbinas para asegurar que la sal del aire en el medio ambiente no ataque a los componentes.

### **6.1.9. AREAS BAJO INVESTIGACION.**

Junto con las otras utilidades la SCE ha tenido una participación en la asistencia de fallas de corrosión. Las grietas de presión por corrosión, la corrosión por fatiga, agujeros de corrosión y corrosión por agrietamiento han ocurrido en varias turbinas en el sistema. La SCE esta por tanto enfocándose al problema desde varias direcciones: Mejoras en el tratamiento del agua, monitoreando el agua desmineralizada, usando materiales más resistentes a la corrosión, usando revestimientos resistentes a la corrosión y diseñando modificaciones para reducir la tensión durante el trabajo; todas estan siendo evaluadas actualmente. Es posible usar spray de lavado en el revestimiento pulido primario, apagarlo también es considerado.

### 6.1.10. CONTROL DE DAÑOS POR LA TANGENTE.

Muchas de las fallas de los álabes de turbinas son experimentadas por el SCE debido a la tensión de fatiga extrema. Para combatir ese problema se han tomado varias medidas:

- a) Incrementar la fuerza de la estructura del álabe
- b) Reducir las cargas de fatiga; y
- c) Usando materiales más resistentes a la corrosión y revestimientos más resistentes a la corrosión, minimiza la pérdida de material en la fuerza de fatiga debido al ambiente corrosivo. (por la interpelación entre la corrosión y los daños por fatiga, otros cambios han sido hechos para mejorar el medio ambiente podrían inclusive mejorar la vida de fatiga de un material típico de álabe).

Estas medidas incluyen:

- 1) El uso de trozos de alambre golpeados en las cejas, raíces del alabe, espigas, hoyos de las cubiertas de la espiga y otras regiones de fatiga por tensión.
- 2) Además los alambres para ataduras y los alambres de ceja en los diseños defectuosos.
- 3) Incrementar el tamaño de la espiga y cubrirla geoméricamente.
- 4) Reducción de la concentración de presión en la base de estelita.
- 5) El uso de soldadura en frío y soldadura en caliente.
- 6) El uso de cubiertas de arcos grandes (180°), cubiertas armónicas y grandes alambres para ataduras flotantes
- 7) Diseñar las modificaciones para afinar o suprimir las vibraciones por resonancia
- 8) Modificar la operación para reducir el trabajo en la reparación del álabeo
- 9) Mejorar la provisión de drenaje
- 10) Usar mejores materiales para mejorar la resistencia a la fatiga
- 11) Usar envolturas para mejorar el cuidado de carga de las partes que embonan particularmente en las raíces del álabe.

- 12) **Instalación de mejor instrumentación de detección de agua**
- 13) **Uso del telémetro para verificar las frecuencias de las rotaciones del álabe y modificaciones para suprimir las vibraciones por resonancia.**
- 14) **Una prueba de estática de los álabes afinados para asegurar que los álabes instalados o modificados están afinados adecuadamente.**
- 15) **El uso de aparatos de diseño que pueden incrementar la detección de humedad o mejorar la distribución de la presión**

Otras medidas tomadas para minimizar los efectos adversos de las fallas por fatigas son:

- 1) **El uso de fibra óptica para inspeccionar el control en las etapas exhaustivas por fallas en la alta vibración. Inspección especial en los puertos que han sido instalados para este propósito.**
- 2) **El uso de técnicas de inspección ultrasónica para detectar grietas en las espigas y raíces del álabe.**

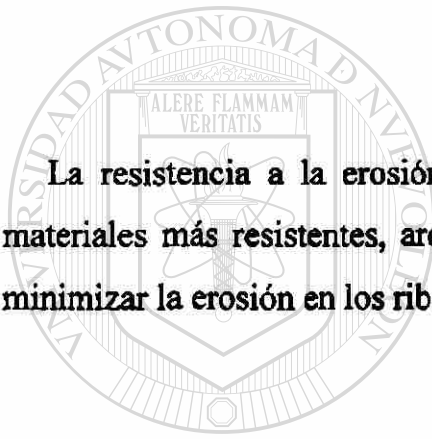
Todas las medidas anteriores para tener mayor éxito en eliminar las fallas por fatiga en el sistema SCE han sido en la utilización de cubiertas de arcos grandes. Este tipo de éxito puede ser experimentado por la marina estadounidense y numerosos propietarios de embarcaciones. La reciente introducción de cubiertas armónicas en la utilización de velocidad constante en varias etapas de las turbinas de baja presión ha sido también exitosa y muestra una promesa grande y difundida en el uso al eliminar por fatiga en ambos casos los de turbinas nucleares y fósiles.

### **6.1.11. DESARROLLO DEL PROGRAMA.**

La SCE se ha involucrado recientemente en programas que buscan mejorar la resistencia de los álabes, su erosión y sus fallas.

### **6.1.12. PROGRAMAS DE RESISTENCIA A LA EROSION.**

La resistencia a la erosión por partículas sólidas a través de la combinación de materiales más resistentes, arcos de admisión completos y cambios en el diseño para minimizar la erosión en los ribetes han sido implementadas.



UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

## **6.2. CONTROL DE DAÑOS DE EROSION POR PARTICULAS SOLIDAS.**

### **6.2.1. REPARACION DE TOBERAS.**

Durante el año pasado, la SCE ha realizado etapas de control en las toberas utilizando inserción de estelita en una unidad MW 480 (246 kg./cm<sup>2</sup>, 538°C, recalentamiento). Porque la unidad había sido convertida a un arco de admisión completo para eliminar los daños por erosión en los álabes y reducir el trabajo por presión. Todas las etapas de control de toberas fueron modificadas. Nuevas etapas de control en los álabes de rotor fueron instaladas a causa de la erosión extrema por partículas sólidas en la hoja y también porque fueron encontradas grietas en algunas de las raíces de los álabes. Estas deficiencias se pueden corregir con una operación de admisión de arco completo.

En otra unidad similar que ha operado parcialmente con un arco de admisión por tres años, han tenido la oportunidad de inspeccionar sus álabes y toberas usando fibra óptica boroscópica. La entrada era de alrededor de 90° de ángulo quedando cerca de 15.87 mm (5/8" ID) de diámetro interior, localizada 61 cm. debajo de la turbina en una admisión de vapor primaria. El boroscopio fue dirigido a las toberas con la ayuda de un tubo de plástico. Algunas toberas fueron seleccionadas en esta etapa para ser reparadas usando inserciones de estelita en 1976.

Fue encontrado en las toberas seleccionadas que la orilla de arrastre era suave pero en uno de los pasajes era ligeramente más ancho de lo esperado. No había signos de erosión fisuras o grietas que pudieran indicar que una de las inserciones estuviera a la deriva. Esta unidad será abierta en dos años para revisión; será cuando se dictamine si el método de inserción de estelita será hecho.

### 6.2.2. RECUBIERTA EN TUBOS.

En las unidades 175 MW con condiciones de entrada de 130 Kg./cm<sup>2</sup>, 538°C recalentando los tubos de remplazo fueron recubiertos por el fabricante usando un spray de plasma basado en polvo de carbono de tungsteno. En esta aplicación en particular después de tres años de servicio no fueron encontradas pérdidas aparentes de metal inclusive a través de las toberas que fueron erosionadas en la primera y segunda válvulas de apertura. El fabricante considera que las recubiertas aún están en etapa de desarrollo. Han reportado la aplicación de este proceso en 20 propelas de tobera y han encontrado alguna evidencia de erosión en tres de las siete propelas inspeccionadas hasta ahora.

### 6.2.3. PATRONES DE EROSION.

La experiencia de la SCE con la erosión por partículas sólidas en las etapas de impulso ha sido: a) erosión de las toberas y álabes; o b) erosión solo en las toberas; O c) ausencia de erosión en ambas. Esto indica que la erosión en las toberas lleva a la erosión de los álabes y es por eso que los esfuerzos hechos para toberas más resistentes (particularmente en las orillas de arrastre) podrá resultar en menor erosión en las hojas. También creen que el ribete avellanado podría ser completamente resistente a la erosión por partículas sólidas. Se ha encontrado que el velo del canal es resistente a la erosión usando un ribete de espiga expuesto, que es puesto a intervalos continuos, en un canal reducido localizado bajo el sello radial de la superficie.



Pero piensan que el velo requerido para el diseño del canal mete cargas centrífugas excesivas en áreas sensibles al deslizamiento. Parece que el problema de la erosión por partículas sólidas en las etapas del rotor de admisión completa (primera y segunda etapa de recalentamiento, por ejemplo), puede ser resuelto usando un diseño de cobertura integral (eliminando los ribetes de la espiga) y usando un material en los álabes que pueda ser soldado y reparado. Posteriormente las partes pueden ser removidas y reparadas si existe erosión excesiva.

Han observado que la erosión por partículas sólidas es un problema en las etapas de impulso que ocurre en las orillas de arrastre de las toberas, en los sellos radiales, en los álabes principales y las orillas de arrastre ranurando bajo las cubiertas integrales y las bases de la espiga. La erosión de los botones de los ribetes de las espigas y en los lados de los orificios también ocurre cuando la cubierta se desvía en la superficie exterior, permitiendo a las partículas móviles ocasionar irregularidades en la superficie.

Cuando la erosión por partículas sólidas ocurre en las laminas de etapa de reacción el progreso se da a niveles más lentos y solo ha sido observado en el rotor más angosto en las orillas de arrastre. La erosión de los ribetes ocurre en ambas etapas, la de impulso y la de reacción y dondequiera que este expuesto un botón. La erosión del álabe ocurre típicamente en la etapa de control HP y en los primeros, segundos y algunos terceros períodos de recalentamiento. La erosión también puede ser vista en los sellos del collar, en los hoyos de balance de vapor de los discos y en las toberas bajas de presión de las turbinas y en los finales de las puntas de los perfiles.

Advierten de otros trabajos hechos por otros para combatir la erosión por partículas sólidas como: a) el uso de cromo (cromatización) de los tubos de las calderas; y b) que las fábricas europeas han reportado la eliminación virtual de la erosión por partículas sólidas mediante el uso de líneas con válvulas check que permiten el desalojo del vapor en las líneas principales de inicio. La SCE está evaluando los méritos de estos enfoques, así como la reversión a  $169 \text{ Kg./cm}^2$  de las calderas de tambor, como una solución en la mejora de la disponibilidad en futuras instalaciones.

### **6.3. ESTUDIO DE LA EROSION POR PARTICULAS SOLIDAS EN LAS TOBERAS Y ALABES DE TURBINAS DE VAPOR.**

#### **6.3.1. INTRODUCCION.**

Durante el mantenimiento mayor de las unidades de generación en las centrales termoeléctricas, se han observado, problemas de desgaste de componentes, principalmente en las turbinas de vapor, ocasionando la disminución de potencia y eficiencia con respecto a las condiciones de diseño con que operan las máquinas. Este desgaste se debe principalmente a la erosión por partículas sólidas suspendidas en el flujo de vapor y se encuentra principalmente en los elementos que se encargan de direccionar el flujo como es el caso de las toberas y álabes. Una de las fuentes principales de las partículas sólidas es la exfoliación de superficies metálicas de las tuberías de vapor. En los análisis de disminución de potencia y eficiencia en turbinas de vapor realizados por la U.E.M.R. a las máquinas de la C.F.E. en turbinas de capacidades de 37.5, 84, 110, 158, 300 y 350 MW, se encontró que la erosión por partículas sólidas en la etapa de regulación originó una pérdida de potencia de 20,857 kW, estos trabajos se llevaron a cabo durante los años 1995 y 1996 con el objetivo de conocer con precisión que partes de las turbinas estaban ocasionando pérdidas.

La erosión por partículas sólidas es un problema que comenzó a detectarse en los 50's con la inspección de las áreas de entrada de turbinas de vapor con temperaturas arriba de 482°C, se encontraron daños tanto en las partes fijas, toberas, como en las partes móviles, álabes. Según Summer W. J. se observó la acumulación de partículas de óxido de hierro y que la fuente principal era la exfoliación de superficies internas de los tubos de las calderas y tuberías de vapor. El costo de estos daños es alto. En 1978 un estudio conjunto de ASME-ASTM-MPC concluyó que el costo de las utilidades fue de

\$0.30/kW/año (dólares), mientras que en casos más severos el costo fue de \$4.00/kW/año (dólares). En otro estudio realizado por EPRI se dice que el costo por año se ha incrementado a 0.70/kW/año (dólares).

Históricamente la erosión se ha estudiado como un problema en dos partes. La primera involucra la determinación de las condiciones del flujo, y después la trayectoria, dirección y velocidad de las partículas sólidas que chocan con la superficie metálica. Con esta información la segunda parte involucra el cálculo del material removido de la superficie. Estos dos problemas siempre han sido considerados independientes uno del otro, sin embargo, en flujos complicados que se presentan en máquinas no rotatorias esto es cuestionable. Este trabajo se enfocará principalmente a mostrar los desarrollos que se han realizado con respecto a la primera parte del problema de erosión y que sirvieron de soporte para proponer el modelo que se menciona en la sección 3.

En la primera instancia, Neilson J. H. y Alastair G. establecen un modelo bidimensional para determinar las trayectorias de las partículas sólidas en suspensión sobre un flujo a través de una tobera en régimen supersónico. El campo de velocidades se obtiene por el método de las características y lo utiliza como datos para solucionar el modelo que determina la trayectoria de las partículas. Neilson J. H. y Alastair G. en su trabajo experimental, utilizaron partículas de óxido de aluminio suspendidas en aire a través de una tobera convergente-divergente bidimensional, analizaron los efectos siguientes sobre el comportamiento de las partículas: a) tamaño de las partículas, b) radio de la garganta de la tobera, c) ángulo de divergencia de la tobera, y d) flujo paralelo, encontrando que las partículas más grandes influenciaban a las más pequeñas de tal manera que éstas se movían hacia las paredes, resultados semejantes se obtuvieron en el análisis teórico. Por otro lado, cuando consideraron la influencia del radio de la garganta de la tobera se observaron tres zonas con diferente concentración de partículas, disminuyendo ésta conforme aumentaba el radio de la garganta.

Fraas A.P. publica los primeros resultados de la influencia de la erosión, depósitos y corrosión sobre los álabes de las turbinas de gas. Concluye que la rapidez de la erosión

depende de la clase, contenido, tamaño, velocidad de choque y ángulo de incidencia de las partículas. En cuanto a los depósitos, considera que se deben utilizar separadores o filtros para remover las cenizas producto de la combustión, o bien, utilizar un método de limpieza. Finalmente, Fraas A.P. establece que la corrosión es un problema dependiente de la erosión y depósitos, de tal forma que la erosión puede traer partículas de óxido y entonces acelerar la corrosión, o bien, los depósitos de sulfatos pueden reaccionar con el metal y producir la corrosión.

Tabakoff W. Y Hussein F. en un análisis experimental con partículas sólidas en un flujo de aire pasando a través de una tobera, establece que en general las trayectorias y velocidades de las partículas dependen de la inclinación en dirección tangencial de los perfiles de las cascadas, condiciones de entrada de las partículas, densidad del material de las partículas, y el ángulo de ataque y lugar inicial de la colisión. Por otro lado, encuentran que las partículas tienden a seguir las líneas de corriente del fluido cuando la densidad del material es del mismo orden de magnitud que el fluido y el diámetro de las partículas es pequeño. Además, las trayectorias de las partículas pueden clasificarse en tres grupos principales: 1) Partículas que entran al canal del flujo sin chocar con el borde de entrada del perfil pero sí con el lado de presión del álabe. 2) Partículas que chocan cerca de la parte superior en el borde de entrada, entonces antes de dejar la tobera con el flujo de salida, viajan lateralmente hasta rebotar con el lado de presión. 3) Partículas que chocan sobre la parte inferior del borde de entrada, y entonces algunas veces, dependiendo de su velocidad inicial y lugar de colisión, chocan con el lado de succión del álabe.

Concluyendo bajo sus experiencias que es más fácil de predecir las trayectorias de las partículas para flujos incompresibles que compresibles.

La modelación matemática del fenómeno de erosión por partículas sólidas, involucra en primera instancia el conocimiento del comportamiento del flujo libre de partículas, para después con esta información determinar la trayectoria de éstas.

En las últimas tres décadas, se han presentado resultados de modelos que determinan las trayectorias de las partículas inmersas tanto en flujos compresibles como incompresibles, a través del canal de toberas y álabes de turbinas y compresores.

La complejidad de la solución del problema de encontrar el campo de velocidades del flujo en dos y tres dimensiones, ha ocasionado que se utilicen programas de cómputo específicos para estos casos, Katsanis T., y que la modelación se enfoque principalmente a determinar la trayectoria de las partículas, incluyendo su velocidad y dirección durante su curso en el canal y cuando choca con las superficies que la rodean.

Tabakoff W. Y Hussein F., presentan un análisis teórico-experimental para estimar la distribución de presiones de un flujo compresible e incompresible con partículas sólidas. En el modelo teórico consideran una distribución de presiones y condiciones de entrada conocidas, tomadas en forma experimental, y se supone que dos tubos de corriente se encuentran alrededor del perfil, uno del lado de succión y otro del lado de presión. Las ecuaciones de gobierno se resolvieron numéricamente encontrando que la distribución de presiones aumentaba al introducir partículas sólidas al flujo. En el caso de flujo incompresible, encontraron que sus resultados teóricos se acercaban con los experimentales, sobrestimando las presiones en la región media del lado de succión. Los efectos de la compresibilidad se manifestaron en una desviación más pequeña de los resultados teóricos del lado de presión que del lado de succión.

En otro análisis, Tabakoff W. Y Hussein F., sobre la base del trabajo, determinan la influencia del factor  $\alpha$ , concentración de partículas, sobre las propiedades del flujo del gas.

$$\alpha = \frac{V_p}{V_p - V_g}$$

Se encontró que un incremento en  $\alpha$  causaba un decremento de la velocidad del gas  $V_g$  y una aparente caída de la velocidad de la partícula  $V_p$ , un incremento en la presión del flujo, como se demostró en el trabajo, así como también una disminución del par en



los álabes como se encontraría en el análisis, y también un aumento en la temperatura. Así mismo, analizaron los efectos del diámetro de la partícula sobre el flujo, encontrando que si aumentaba el diámetro disminuía la velocidad e incrementaba la presión.

Los estudios para determinar las características dinámicas de las partículas sólidas que llevaron a cabo Hussein F. y Tabakoff W. Culminaron en un programa de cómputo. Las ecuaciones tridimensionales del movimiento de las partículas en un flujo compresible, se derivaron suponiendo que la fuerza de arrastre es la principal que produce la aceleración de la partícula. Se utilizaron datos experimentales para desarrollar un modelo para predecir la magnitud y dirección de las velocidades después del impacto con la superficie de los álabes. Sin embargo, la aplicación de estas ecuaciones se restringió al flujo no viscoso en un canal entre álabe y álabe bidimensional, sin considerar la presencia de los gradientes radiales en el flujo como los que se relacionan con los flujos secundarios, aceleración centrífuga y álabes torcidos.

Ulke y Rouleau, reconocieron los efectos del flujo secundario sobre el movimiento de las partículas en una turbina, y poco después fueron corroborados por Beacher. En este último trabajo se presenta un modelo teórico tridimensional para conocer las componentes de la velocidad de la partícula después del impacto, sobre la superficie de los álabes. Sin embargo, se utiliza la misma filosofía de Huseein F. y Tabakoff W. Para conocer las trayectorias de las partículas.

Los trabajos recientes demuestran que la presencia de variaciones radiales del campo de flujo es inevitable, sobre todo cuando se consideran álabes torcidos como los presentes en las turbinas de vapor de presión intermedia y baja, así como las partículas pequeñas producto de las cenizas de la cámara de combustión en las turbinas de gas, esto último se confirma en el trabajo de Hamed A.

## **6.4. DISMINUCION DEL RENDIMIENTO DE TURBINAS DE VAPOR DE 37.5 MW Y 128 MW, DEBIDO A DESGASTE DE ALABES POR PARTICULAS SOLIDAS, Y METODOS DE CORRECCION.**

### **6.4.1. INTRODUCCION.**

Uno de los problemas que más comúnmente disminuye la eficiencia interna de una turbina de vapor es el cambio de geometría del perfil de los álabes, principalmente originado por partículas sólidas contenidas en el vapor. Generar energía eléctrica con una eficiencia menor a la de diseño, significa por un lado, tener una generación menor a la nominal; o por otro lado, incrementar los costos de generación por consumos adicionales de combustible. Cuando se trabaja con un exceso de vapor con el fin de alcanzar la potencia nominal, las condiciones del vapor son distintas a las de diseño en las etapas lo que acelera el envejecimiento de los materiales, adicionalmente se incrementan los esfuerzos en los álabes y se requiere que los equipos auxiliares (bombas de agua de alimentación, ventiladores, etc.) también incrementen su capacidad.

No todas las etapas tienen la misma sensibilidad al cambio de geometría del canal de flujo (desgaste de álabes en el filo de salida, desgaste de álabes en el filo de entrada, filos de salida de álabes doblados, incrustación de materiales extraños, depósitos, etc.) depende entre otras cosas de la geometría original y de las condiciones de operación de la etapa. El método de rehabilitación debe considerar los parámetros anteriores para regresar al canal de flujo a su geometría original a fin de garantizar confiabilidad y recuperación de la eficiencia respectivamente.

## 6.4.2. CONDICIONES DE OPERACION.

### Turbina de 37.5 MW

#### a) Referencia

Potencia: 37.5 MW      Eficiencia: 75.92%

Presión de entrada: 88.9 kg/cm<sup>2</sup> Temp. de entrada: 510°C

Presión de Control: 57.5 kg/cm<sup>2</sup> Velocidad 3600 r.p.m.

#### b) Antes de mantenimiento

Potencia: 35 MW      Eficiencia: 69.78%

Presión de entrada: 88.9 kg/cm<sup>2</sup> Temp. de entrada: 510°C

Presión de Control: 58 kg/cm<sup>2</sup> Velocidad 3600 r.p.m.

### Turbina de 128 MW

#### a) Referencia

Potencia: 133 MW      Eficiencia: 80.58%

Presión de entrada: 60 kg/cm<sup>2</sup> Temp. de entrada: 510°C

Presión de Control: 40.3 kg/cm<sup>2</sup> Velocidad 3600 r.p.m.

#### b) Antes de mantenimiento

Potencia: 129 MW      Eficiencia: 76.07%

Presión de entrada: 60 kg/cm<sup>2</sup> Temp. de entrada: 510°C

Presión de Control: 46.6 kg/cm<sup>2</sup> Velocidad 3600 r.p.m.



### 6.4.3. DESCRIPCIÓN DE LOS DAÑOS.

#### Turbina de 37.5 MW;

En la tobera no. 1 (etapa de control) se presentó deformación (doblez) de los filos de salida de los álabes como se muestra en la Figura 1. El valor de la garganta actual "Aa" era mayor que el valor de la garganta de diseño "Ad" en aproximadamente 10% esto significa un aumento de área de flujo de salida del vapor de la tobera y una menor caída de presión. Este doblé es causado muy probablemente por la termofluencia del material de los álabes, el cual resultó ser un acero inoxidable ferrítico, blando y sin resistencia apropiada a las condiciones de operación de la etapa.

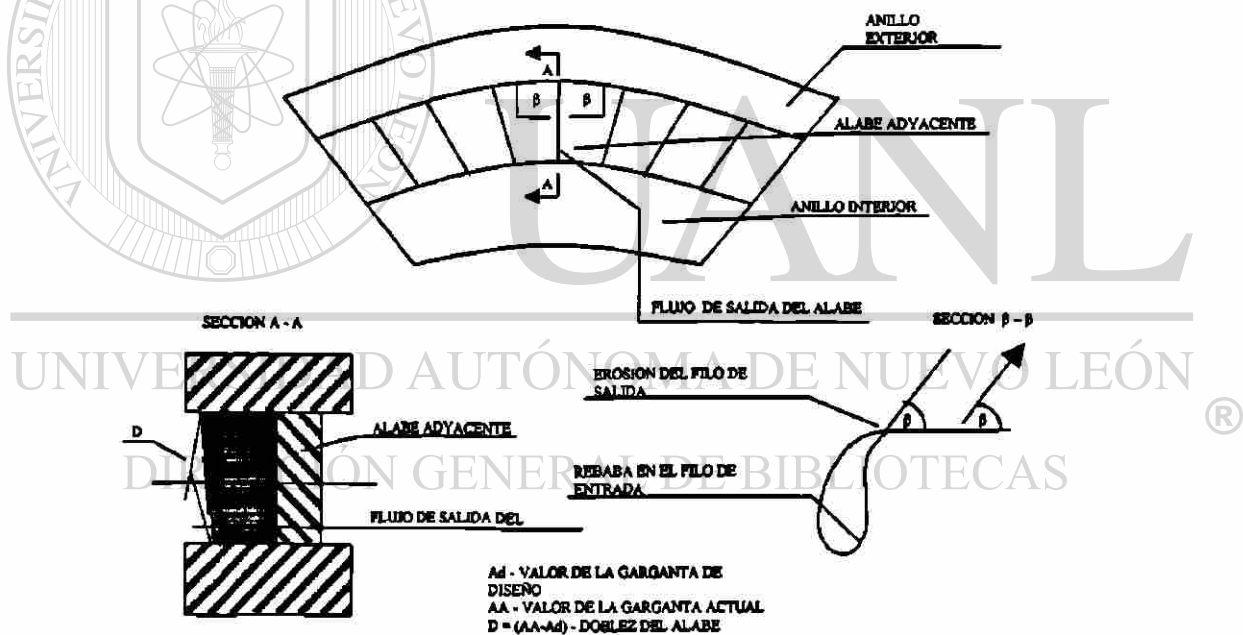


Figura 1. Daños en la tobera no. 1 de la etapa de control, turbina de 37.5 MW

En la tobera no. 2 (etapa de control) se presentó erosión por partículas sólidas y golpes por partículas extrañas, Figura 2.

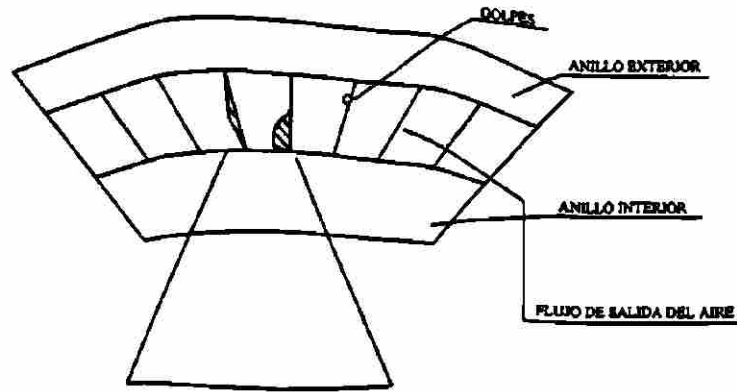


Figura 2. Daños en la tobera no.2 de la etapa de control, turbina de 37.5 MW

Los diafragmas de alta, intermedia y baja presión presentaron doblez en los bordes de salida hacia adentro del canal de flujo, teniendo una reducción del área de salida de acuerdo con los valores de la Tabla 6.4.1.

ETAPA	REDUCCION (%)
1	9.8
2	12.5
3	6.3
4	11.1
5	6.9
6	7.8
7	5.6
8	3.2
9	2.1
10	1.8
11	1.7
12	5.6
13	10
14	2.7
15	

Tabla 6.4.1 Reducción del área de salida de los diafragmas de la turbina de 37.5 MW.

### **Turbina de 37.5 MW;**

En la tobera, los álabes presentaron desgaste del filo de salida, llegando a formarse una ranura en forma de letra “V”.

Los álabes de los diafragmas (etapas 1 a 7) de alta presión presentan desgaste y daños en los filos de salida lado cóncavo y convexo. Los resultados de la medición del espesor del filo de salida de los álabes indican que este parámetro tiene un valor de 0.2 a 0.8 mm. También los filos de salida de los álabes se encuentran doblados hacia adentro de la garganta (hacia el lado cóncavo del álabe) un valor aproximado de 0.5 a 3 mm, Fotografía 1. En la superficie convexa de los álabes se presentan golpes por cuerpos extraños de manera decreciente, yendo de la etapa 1 a la etapa 7; además en dos etapas se presentaron daños en los sellos, fractura y desprendimiento.



**DOBLES DE LOS FILOS DE SALIDA DE LOS ALABES**

Los álabes móviles de alta presión presentan golpes por cuerpos extraños en sus filos de entrada del lado convexo, decreciendo en severidad de la etapa 1 a la etapa 7.

#### 6.4.4. IDENTIFICACION DE LAS PERDIDAS.

##### Turbina de 37.5 MW;

Para cuantificar las pérdidas de potencia y eficiencia se utilizó el programa TUR-88, desarrollado en el IIE, con el cual, basándose en las mediciones reales de la turbina y las condiciones de operación, se obtienen las pérdidas. Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

Componentes dañados de la Turbina	Pérdidas antes del Mantenimiento [kW]
Etapas de control	910.0
Diafragma de alta/intermedia y baja presión	534.0
Desgaste de sellos internos	733.0
Rugosidad en superficie de álabes	215.0
Total	2392.0
Eficiencia	69.78%

Tabla 6.4.2 Resultados globales de las pérdidas y eficiencia de la turbina de 37.5 MW antes de mantenimiento.

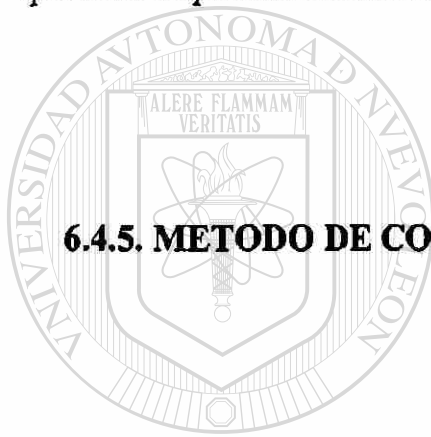
Como puede observarse en la Tabla 2, las pérdidas calculadas son muy cercanas a las observadas durante la operación de la unidad.

La presión después de la etapa de control se incrementó a  $58 \text{ kg/cm}^2$  a una potencia de solo 35MW, resultando en una pérdida de 2.5MW. En las extracciones de vapor (AP, IP y BP) también se registró un ligero aumento de presión.

### **Turbina de 128 MW;**

El carácter de los daños en los álabes de la tobera Curtis y la presencia comprobada de partículas sólidas en el flujo de vapor debido a la exfoliación de las tuberías y otros elementos de la turbina, indican que la causa del desgaste de los álabes son las partículas sólidas transportadas a alta velocidad con el flujo de vapor.

El desgaste en la zona de los filos de salida de los álabes de los diafragmas (afilados y doblados hacia adentro del canal de flujo), se debe a impactos por partículas sólidas que ocurrió probablemente durante la limpieza de los diafragmas con chorro de arena.



### **6.4.5. METODO DE CORRECCION.**

UANL

### **Turbina de 37.5 MW;**

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

Con la finalidad de ahorrar recursos, los trabajos de reparación se llevaron a cabo en sitio, y estos incluyeron:

#### **Tobera no. 1 (etapa de control):**

Para recuperar la geometría original de los álabes, éstos fueron precalentados entre 200 y 400 °C con flama oxiacetilénica, posteriormente se procedió a enderezar el filo de salida golpeando con un martillo al punzón de acero, como se muestra en la Figura 4<sup>a</sup>. El proceso de enderezado fue verificándose con un escantillón de altura, Figura 4B, hasta que el filo de salida se llevó a su posición original.

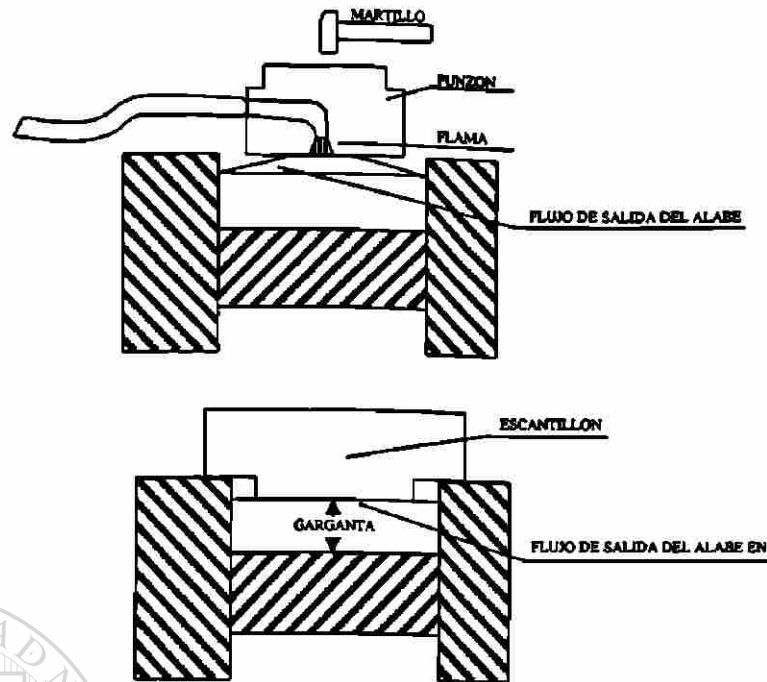


Figura 4. Método de corrección y verificación para la tobera no.1 (etapa de control)

De esta manera se enderezaron todos los álabes de la tobera para obtener el valor de la garganta dentro de la tolerancia máxima de 5% del valor de diseño. Posteriormente, los álabes se limpiaron con lima y lija para eliminar la rebaba y rugosidad de sus filos de salida.

Finalmente se aplicó la inspección con líquidos penetrantes a los álabes para determinar la posible presencia de fisuras, especialmente en las uniones de los álabes con los anillos exterior e interior.

#### Tobera no. 2 (etapa de control):

Para recuperar los álabes dañados por la erosión de partículas sólidas, primeramente se eliminó el material adyacente a la zona dañada utilizando piñas de carburo de tungsteno, se preparó un respaldo de cobre del lado cóncavo del álabe, el cual fue colocado entre los álabes y ajustado al perfil cóncavo del álabe, Figura 5.

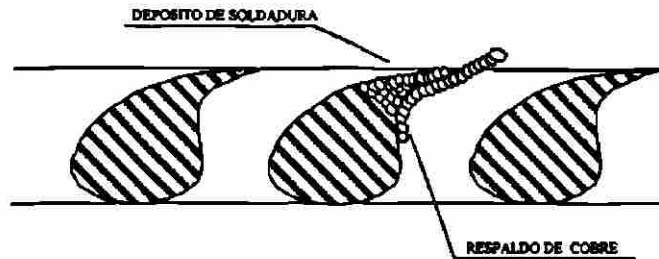


Figura 5. Depósito de soldadura

Directamente sobre el respaldo de cobre se aplicaron los cordones de soldadura para recuperar el cuerpo del álabe. El material de aporte fue INCONEL 82, de diámetro 1.6 mm. La temperatura de precalentamiento de los álabes en preparación para soldadura fue de 200°C así como la temperatura de interpaso.

Una vez terminado el proceso de soldadura, los álabes fueron maquinados con piñas de carburo de tungsteno instalados en una rectificadora neumática, y por último se utilizaron limas y lijas para obtener su forma y acabado final.

Durante el maquinado se verificó la garganta;  $a$ , el paso;  $t$  y el espesor de filos de salida;  $\delta$ , para garantizar un área y ángulo de salida de acuerdo a requerimientos de diseño. Como inspección final se aplicó una prueba con líquidos penetrantes para indicar la presencia de fallas (fisuras, poros, inclusiones, etc.)

#### **Diafragma de alta/intermedia y baja presión.**

Los álabes doblados hacia adentro del canal de flujo, figura 3, fueron enderezados utilizando cuñas especiales y un martillo. Se utilizaron cuñas de diferente espesor, colocados en el canal del flujo como se muestra en la figura 6 y con golpes ligeros de un martillo se enderezaron los bordes de salida de álabes a su posición original. Para el proceso de enderezado de álabes se precalentarón entre 200 y 400°C utilizando flama oxiacetilénica. El efecto del enderezado se verificó con un escantillón de altura y tomando las medidas de la garganta. Finalmente a los filos de salida de los álabes se les quitó la rebaba con limas finas y con lija se les dio el acabado final, verificando con líquidos penetrantes algún indicio de fisura en los álabes.

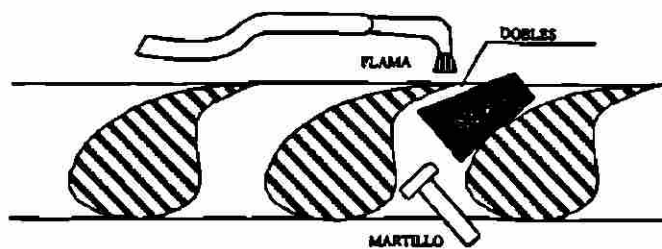


Figura 6. Proceso de enderezado de los bordes de salida de los álabes de los diafragmas de alta/intermedia y baja presión.

### Turbina de 128 MW

Se corto aproximadamente 1 mm del filo de salida de los álabes de los diafragmas de alta presión (etapas 1 a 7), como se muestra en la figura 7, aumentando las gargantas y con esto el canal de flujo.

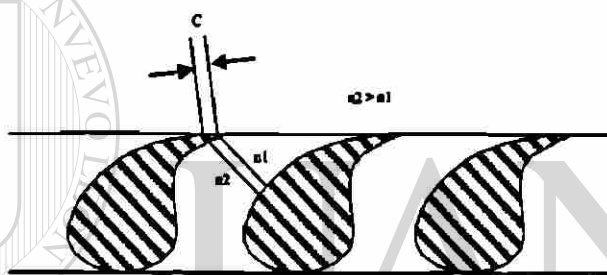


Figura 7. Filo de salida cortado.

### 6.4.6. CONCLUSIONES.

Se muestra la sensibilidad del desgaste de álabes por partículas en la potencia y eficiencia de turbinas de 37.5MW y 128MW.

La rehabilitación de los componentes en sitio, permitió recuperar la potencia y eficiencia de referencia de la turbina de 37.5MW y aumentar la potencia de la turbina de 128MW en 4MW.

El método de corrección presentado, puede ser utilizado en casos en que se tengan condiciones similares.



## **6.5. CONTROL DE DAÑOS POR FATIGA.**

Durante el pasado año se ha experimentado con los daños causados por fatiga que ocasionan fallas. Esto ocurre en las etapas de control de las turbinas, las turbinas LP en las etapas exhaustivas y en las turbinas auxiliares en las etapas intermedias.

### **6.5.1. ETAPA DE CONTROL DE FALLAS.**

A pesar de que las fallas en las etapas de control han sido generalmente como problemas resueltos en esa área, porque los problemas en esa área han sido corregidos en otras unidades anteriores. La SCE ha introducido un requerimiento de especificación para mejorar la protección de las paradas intermitentes. Recientemente fueron descubiertos tres incidentes de agrietamiento, uno que causó una parada forzosa. Las acciones de corrección para estos casos son las siguientes:

En una unidad que experimenta grietas en el ensamble del rotor, fue ordenado el reemplazo por una nueva turbina en la que el disco de las etapas de control se fracturó, destruyendo el frente final de los álabes de la turbina. En una unidad similar, todos los álabes de la etapa de control fueron removidos y el ensamblaje del rotor fue examinado cuidadosamente. Numerosas grietas fueron encontradas en la cubierta superior de la superficie, mucha de ellas localizadas en el álabe de interfase, indicando las grandes cargas de fatiga.

Para reducir la tendencia de los álabes a endurecerse durante la etapa de admisión de carga, una rueda cortadora fue instalada en cada álabe interfase y puesta en su lugar. Además el fabricante recomienda en estas y en otras unidades similares que sean

operadas con dos arcos en lugar de cuatro arcos de admisión para reducir la tensión parcial en el arco y las fallas en ése lugar.

Por que éstas unidades han experimentado y continúan experimentando una gran parte de su operación en la carga. El reducido desempeño de uno o dos arcos de admisión es una pérdida significativa. La SCE ha estudiado el problema de las fallas en las etapas de control y ha desarrollado recientemente algunos enfoques para mejorar la confianza en las etapas de control. Cuando se encuentre que estos enfoques dan servicios confiables, será reportado a la industria.

Actualmente parece que los remedios para los problemas en las etapas de control son emplear arcos de admisión, o incrementar sustancialmente el arco de admisión donde sea posible. Las reducciones de temperatura podrían ayudar, pero las pérdidas son considerables. El concepto de la soldadura de álabes para el rotor o el uso de un paquete integral de diseño, también parecen atractivos como medios para proveer resistencia a largo plazo, a los arcos parciales de tensión a altas temperaturas.

#### **6.5.2. FALLAS EN LAS LEVAS DE ESCAPE DE LOS ALABES.**

Durante el año pasado no han tenido ninguna falla debida puramente a la fatiga y las fallas de corrosión ya han sido discutidas. En una de las turbinas principales y en dos turbinas auxiliares fue encontrada falla en las levas de escape de los álabes, debido a la introducción de agua o acumulación de humedad. Las acciones para corregir estos daños fueron reemplazar los daños e incrementar los esfuerzos para prevenir que ocurra de nuevo. La SCE ha hecho reparaciones en las turbinas auxiliares, usando de nuevo los álabes existentes mediante soldadura, andas de 180° y ribetes de avellanado. También han instalado nuevas y ribeteado lo hecho, usando un diseño que se forma fácilmente.

En las unidades principales, los procedimientos para el aislamiento del calor han sido revisados y se planea mejorar el monitoreo de las válvulas.

### **6.5.3. FALLAS EN LOS ALABES INTERMEDIOS DE LAS TURBINAS AUXILIARES.**

En algunos casos han tenido fallas por fatiga debido a la resonancia de las toberas. Las acciones para corregirlo han sido el cambiar pequeños grupos de álabes con cubiertas integrales de álabes no agrupadas. A pesar de que las espigas fueron provistas con cubiertas integrales, no fueron usadas. El año pasado este tipo de fallas en una etapa adyacente fue corregida instalando un nuevo diafragma que mueve la resonancia con las toberas fuera del rango operativo. También instalaron nuevos álabes con cubiertas integrales. Pero fueron instalados en pequeños grupos. Ahora creen que no es necesario cambiar el diafragma si los álabes con cubiertas integrales no agrupados son instalados propiamente.

## **6.6. CONTROL DE DAÑOS POR CORROSION.**

El problema de corrosión en las turbinas tiene tres facetas principales: 1) el ambiente corrosivo 2) el material del álabe; 3) los trabajos de tensión. La SCE se ha enfocado en una de estas facetas para resolver uno de los más grandes problemas que afectan la disponibilidad de las turbinas.

### **6.6.1. CONTROL DEL AMBIENTE CORROSIVO.**

Mientras varios indicadores de ambiente corrosivo han sido vistos en las turbinas de la SCE, el problema aparece ligeramente más serio en las unidades supercríticas (246 Kg./cm<sup>2</sup>). Hay un número significativo de diferencias en estas unidades comparadas con unidades subcríticas previas. Algunas de estas diferencias son:

- 1) Las unidades supercríticas de un solo paso, a través de los tambores de vapor como un separador de los corrosivos.
- 2) La alta presión del vapor ha incrementado la solubilidad de los corrosivos más problemáticos.
- 3) El tratamiento de agua usado en las unidades puede no ser benéfico como es usado en las unidades subcríticas que tienden a proveer el pulido del revestimiento en las superficies de los álabes.
- 4) Todas las unidades supercríticas emplean una corriente completa condensada con pulidor desmineralizante, la cual si es operada inadecuadamente puede convertirse en una fuente de corrosión.

Para minimizar los efectos adversos de la corrosión en la turbina asociado con las unidades supercríticas y que también derivan los beneficios de alta disponibilidad estadística para las unidades subcríticas, la SCE está planeando emplear presión de vapor a 169 Kg./cm<sup>2</sup> en las plantas convencionales de carbón.

A dos de los condensadores de unidades supercríticas les han sido reemplazados los tubos con AL6X para eliminar la corrosión. El éxito notable que han tenido en la unidad nuclear con los tubos reemplazados será revisado cuando se cambien los tubos de las unidades costeras. En la instalación inicial sufrió un 6% de fallas en los tubos en 6 años de servicio con 90-10 CUNI tubos. Los reemplazos de la tubería fueron hechos en 1973 y en 1975 dos compartimentos fueron reemplazados, los tubos con titanio y los otros dos compartimentos con CUNI 90-10 comprado con una especificación más restrictiva.

Los tubos de CUNI fueron instalados con una extensión de 15.24 cm (6 in) de entrada y revestimiento epóxico de 15.24 cm (6 in) en la superficie interior de las entradas finales, desde ese tiempo algunos tubos de titanio han fallado en las orillas de unión el estancamiento previene la torsión en los tubos. Ninguno de los CUNI 90-10, los extendidos y los de revestimiento en la entrada no presentaron falla en 6 años. Además ha generado reducción del problema de corrosión en la turbina.

Actualmente están revisando los procedimientos de regeneración desmineralizadora para un mejor control de flujo de vapor. Están explorando la manera de restaurar algunos de los beneficios del pulido del tratamiento de agua fosfatada. La SCE también está trabajando con la EPRI para evaluar la capacidad de instrumentación y monitoreo del cloro.

Se ha dado considerable atención a dos nuevas unidades nucleares 1180 MW para el programa de operación comercial en 1981 y 1983. La protección del rotor de turbina mientras sucede el periodo en que ha sido arreglada mediante la aplicación de una delgada película para preservar los rotores y los álabes. Además los sistemas de aire seco

que han sido comprados utilizan deshumidificadores, esto parece ser adaptable en el sistema en un uso intermitente cuando las unidades se apagan para reabastecerse de combustible. No tienen en los planes abrir las tres turbinas de baja presión durante la misma etapa intermitente, el sistema de aire seco puede ser equipado para el sistema parcial de protección si se requiere.

### **6.6.2. MATERIALES DE ALABES RESISTENTES A LA CORROSION.**

La SCE está actualmente participando en dos programas de mejora a la resistencia por corrosión en los materiales de álabes. Estos programas son:

- a) La identificación de revestimientos resistentes a la corrosión para el uso en vapor húmedo; y
- b) El desarrollo del titanio como material de los álabes de turbina de vapor.

Los programas de revestimiento resistentes a la corrosión en los cuales fueron fundados durante el pasado año, han sido extendidos para incluir pruebas adicionales para mejorar los nuevos revestimientos.

Por ahora la SCE ha instalado independientemente dos grupos de cromos de 12% y álabes 17-4 PH en servicio que han sido revestidos en la orilla de arrastre de la raíz del álabes con dos o tres sistemas de capas. En evaluaciones de campo anteriores de los tres sistemas en algunos álabes de turbina auxiliares fue encontrado que su espesor y adhesión eran deficientes, de cualquier forma confiamos que uno o más revestimientos sean identificados para su uso efectivo en ambientes de vapor húmedo.

La SCE ha tomado parte en el programa de investigación del EPRI para desarrollar al titanio como un material de álabes de turbina de baja presión. La instalación inicial

empleará una propela de 40.64 cm (16 in) en la etapa L-1 de los álabes en un ambiente corrosivo que causa repetidas fallas en la unidad 1 de Commonwealth Edison's Kincaid Unit. Se anticipa que la SCE empleará como parte de una solución completa al problema de la corrosión.

### 6.6.3. TRABAJOS DE LA REDUCCION DE TENSION.

La corrosión se manifiesta así misma en dos tipos de falla en las turbinas de vapor:

1. Las grietas por tensión
2. Y por fatiga.

Algunas veces es difícil determinar cual de ellas ha ocurrido. Esto hace que la acción correctiva sea difícil de seleccionar, a partir de que se emplea una acción correctiva equivocada frecuentemente no se sana el problema. Obviamente la eliminación de los corrosivos del vapor es la mejor solución pero ésta no es alcanzable particularmente si no está seguro de los corrosivos que entran al sistema.

#### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

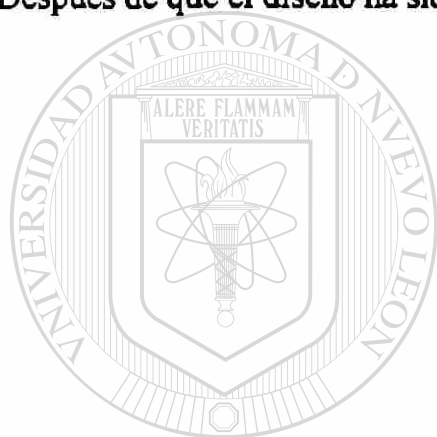
Corrosiones recientes en el resanado de la turbina en el sistema SCE han ocurrido, principalmente en las etapas húmedas de la turbina. Los problemas de grietas de corrosión por tensión han ocurrido en los agujeros, soldados en las uniones de alambres, las soldaduras de estelitas en los escudos y los ensambles. Los problemas de corrosión por fatiga han sido experimentados ampliamente en las orillas de arrastre de los álabes, las raíces dentadas, las espigas de los álabes, los hoyos de las cubiertas y las puntas de estelita.

Acciones correctivas en contra del agrietamiento por tensión corrosiva, donde han sido reemplazadas las partes por otras similares que han sido agrandadas en la región de



la falla para reducir la tensión estática, eliminando las uniones soldadas o usando material con una estructura menos sensible al agrietamiento por tensión corrosiva. La SCE también se ha interesado en un revestimiento que haga más resistentes a las zonas más sensibles a la corrosión.

Se han tomado otras acciones correctivas para la fatiga por corrosión y ha sido generalmente el reemplazo de la parte por otro diseñado con menos puntos de tensión. En las áreas donde las posibles fallas podrían ocurrir en las propelas, no se encontró ninguna. La SCE está ahora, en casos muy específicos, incrementando el tamaño de la cubierta para suprimir la tensión vibratoria, sí se sospecha de operación resonante. Después de que el diseño ha sido probado y es confiable se reportará a la industria.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS



## **6.7. CONTROL DE LA EROSION DE PIGMENTACION POR HUMEDAD.**

Durante el año de 1980, la SCE ha indagado activamente en tres áreas de interés: el campo de la reconstrucción, el taller de reconstrucción y la mejora de las provisiones de remoción de humedad.

### **6.7.1. CAMPO DE LA RECONSTRUCCION.**

En una de las cuatro unidades 480 MW de la examinación de rutina, 118 álabes fueron reconstruidos en el campo con soldadura de oxiacetileno de estelita en las orillas principales de 112 cm (44 in) en la etapa L de los álabes, ningún reemplazo de álabes fue necesario. Actualmente están restringiendo la técnica a las máquinas de 1800rpm, hasta que tengan confianza con el proceso.

### **6.7.2. TALLER DE RECONSTRUCCION.**

Han estado trabajando activamente en estas técnicas con talleres de reparación independiente interesados en hacer este tipo de trabajo y esperan tener buena competencia. Este enfoque es planeado para dos propelas completas de 102 cm (40 in) en el álabe, durante los próximos dos años.

### **6.7.3. ABASTECIMIENTO DE LA REMOCION DE HUMEDAD.**

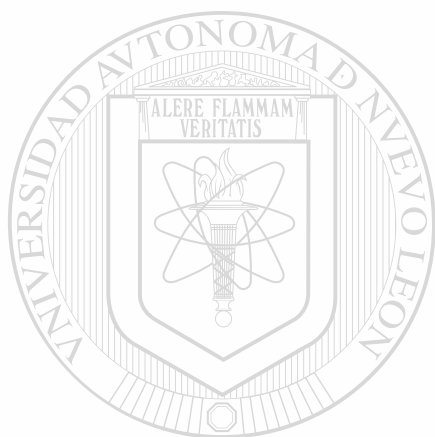
El trabajo en ésta área es promisorio como las oportunidades de examinar resultados de las primeras modificaciones ocurridas. Las turbinas principales que previamente han sido encontradas seriamente erosionadas por los pigmentos de humedad en los álabes de rotor y fue necesario remplazarlas, fueron encontradas en perfectas condiciones con solo ligeras señales de aspereza en las orillas de estelita. Hace cuatro años cuando los álabes de reemplazo fueron instalados, las orillas de arrastre de las toberas de diafragma fueron estrechadas a 0.254 mm (.010 in), incluyendo las toberas de las uniones horizontales. Los sellos radiales fueron removidos también de la turbina, para propósitos comparativos.

El trabajo hecho durante el programa de 1979 con las máquinas apagadas para ser reparadas incluyó la instalación de huecos de drenaje más amplios, contenedores de drenaje, atrapadores de agua, captosres y removedores de sellos radiales en las últimas tres etapas.

En otro grupo de turbinas auxiliares los ductos de diafragma del drenaje fueron encontrados casi completamente tapados por la corrosión. La reparación consistió en agrandar los ductos e instalar un sello sin estaño en las mangas. Esta misma turbina tuvo una cavidad que tendía a juntar suficiente polvo como para causar fallas en el álabe. Este problema fue corregido separando previamente las líneas de drenaje múltiple e instalando toberas de paso alrededor de las trampas de drenaje.

Sin menospreciar otros medios utilizados para inhibir o eliminar la erosión por partículas sólidas, la SCE ha concluido que las variantes de presión en ciertas calderas de tambor en el sistema pueden ser viables y benéficas. El trabajo en estas áreas continua hasta el momento.

De cualquier forma las líneas de paso de vapor alrededor de las turbinas HP, IP, y LP será solamente considerado para las nuevas unidades. Las líneas de paso Backfitting actualmente se presentan como una opción poco atractiva económicamente comparada con otros esfuerzos que se han hecho para afrontar el problema de la erosión por partículas sólidas en las toberas y álabes, también serán empleadas nuevas unidades de materiales en tubos de las calderas, así como tubos cromados para prevenir la exfoliación de la superficie interna del tubo.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

## **6.8. AUDITORIAS TECNICAS PARA EVALUAR LA EFICIENCIA Y POTENCIA DE TURBINAS DE VAPOR Y SU IMPACTO EN LOS COSTOS DE MANTENIMIENTO.**

### **6.8.1 INTRODUCCION.**

Actualmente el país demanda una óptima utilización de todos sus recursos y esto incluye también a las Centrales Generadoras de Electricidad.

El deterioro lento pero permanente de la trayectoria del flujo causa cambios en la geometría original del sistema de álabes y en consecuencia disminuye la eficiencia y la capacidad de generación de las turbinas.

Se presenta un método completo de análisis de turbinas de vapor y directamente aplicable en campo a los diferentes problemas que una turbina puede presentar tales como: erosión por partículas sólidas o por humedad, corrosión, desgaste de sellos, depósitos, daños por cuerpos extraños, fallas en sus componentes, efectos abrasivos del proceso de limpieza, etc. Con ello es posible tomar decisiones acertadas sobre los trabajos de mantenimiento con un orden de prioridad fundamentado en el análisis de todos y cada uno de los factores que afectan el comportamiento de la turbina.

Esta metodología es utilizada durante un mantenimiento en donde se aplican las recomendaciones preventivo-correctivas derivadas de este estudio. Este análisis consiste en la "Evaluación e Identificación debido al Deterioro de sus Componentes (EVIDEP)". EVIDEP proporciona la identificación del derrateo de potencia y la cuantificación del mismo, a través de la medición directa del sistema completo de álabes fijos y móviles, y del cálculo de su comportamiento trabajando de acuerdo a las condiciones de operación nominales "punto de referencia" y además con los daños presentados al momento del análisis.

Esta evaluación es considerablemente útil en la dirección o coordinación de las plantas de generación al tomar decisiones correctas en cuanto a las fechas de los mantenimientos mayores y a la adquisición de partes de reemplazo, así como para determinar las causas de alteración del régimen térmico. Adicionalmente los resultados obtenidos pueden utilizarse para un diagnóstico preciso del funcionamiento durante la operación de la turbina.

Hasta la fecha más de 30 turbinas han sido analizadas con este método de EVIDEP con resultados excelentes y reconocidos internacionalmente.

### **6.8.2. CONCEPTUALIZACION BASICA DEL PROBLEMA.**

Los cálculos de las características que describen el fluido de trabajo se han usado por muchos años en el análisis y diseño de turbomáquinas, sin embargo dichos análisis se han aplicado a casos aislados y específicos de algunas turbinas.

Para el desarrollo de EVIDEP se consideran los fundamentos de las teorías establecidas hasta el momento para aplicarlas a los casos reales de las Centrales Generadoras del país.

Para poder unir las teorías desarrolladas sobre el análisis del comportamiento de los fluidos se presentan ahora fotografías que muestran problemas en turbinas que fueron analizadas con el método de EVIDEP y junto con ellas el modelo teórico establecido para poder realizar su simulación computacional.

La figura 1 muestra un fuerte desgaste en los perfiles de álabes con lo que la distribución de las velocidades y presiones no es la de diseño, esto ocasiona una disminución en la capacidad de generación.

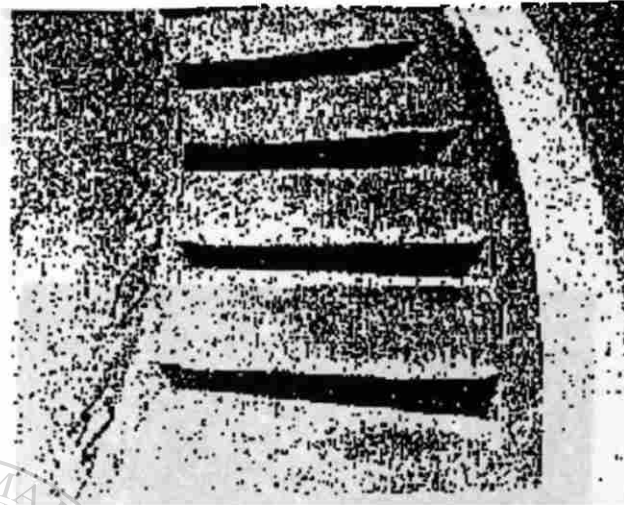


Fig. 1 Dobles de los Filos de salida de los Alabes

La figura 2 muestra el desgaste completo de sellos radiales, con ello se genera un incremento de fuga de flujo que no realiza trabajo, en ocasiones se presentan problemas tan fuertes como un aumento de 200% respecto del huelgo original, provocando pérdidas de hasta 15 MW en turbinas de potencia de generación elevada con su consecuente pérdida económica. Como se verá posteriormente, ésta es la causa principal del derrateo de potencia en las turbinas del país.



Fig. 2 Muestra el Desgaste completo de sellos en una turbina de vapor

La figura 4 muestra fuertes depósitos en los álabes, los cuales cambian la rugosidad de diseño por una mucho mayor, disminuyen la garganta del canal de álabes, cambian las dimensiones originales del álabe y con ello todo el comportamiento esperado y “óptimo” del flujo.



Fig. 4 Fuertes depósitos en los diafragmas de turbina  
Cambiando además la rugosidad y viscosidad

Sin embargo, esto no es nuevo. Muchas centrales generadoras en muchos países viven estos problemas durante cada mantenimiento, lo que es nuevo y es resultado del análisis de EVIDEP es determinar cuánto se pierde por cada concepto y de allí, identificar en qué se debe centrar el esfuerzo.

Para entender el estudio del comportamiento de los fluidos es necesario analizar el comportamiento de los flujos internos. En primer lugar existen gradientes elevados de presiones axiales, radiales y tangenciales dentro del paso del flujo debido a sus giros dentro de las coronas del álabe. Estos giros redistribuyen el campo de vorticidad entrante y generan flujos transversales, figura 5. Con altos gradientes ocurre la separación o desprendimiento del flujo y en algunas separaciones sucede un reacoplamiento del mismo.



### 6.8.3. DESCRIPCION DEL PROGRAMA DE COMPUTO.

Para efectuar este tipo de análisis es necesario contar con programas de cómputo para el análisis aerodinámico y termodinámico a través de la trayectoria completa del flujo en la turbina. En este caso se requiere aplicar programas desarrollados con modelos en una y dos dimensiones (1D, 2D). El modelo 2D se utiliza para las últimas etapas de turbinas de baja Presión y el modelo 1D para las restantes que componen la turbina.

Se requirió de muchos años de experiencia para desarrollar los algoritmos y los programas de cómputo aplicados en este análisis. Se utilizaron resultados de comparación de cálculos y mediciones térmicas de turbinas en Centrales de Generación.

El programa tiene la capacidad de efectuar el cálculo de turbinas con  $n$  etapas ( $n=1, \dots, \infty$ ), turbinas formadas por una sola sección o varias secciones (Alta, Intermedia o Baja Presión), con o sin extracciones, con álabes rectos o cónicos, con o sin etapa de Control, para turbinas de impulso o de reacción. Además calcula pérdidas por fugas, por humedad, por perfil, fuerzas axiales, propiedades del flujo, caída de entalpía punto por punto a través de toda la línea de expansión, eficiencia y potencia de salida etapa por etapa en un circuito de iteración, y proporciona resultados globales de la turbina completa.

El cálculo se realiza en cuatro planos 0-0, 1-1, 1d-1d, 2-2, los cuales se localizan a la entrada y salida del álabe fijo y del álabe móvil, respectivamente. El flujo se divide en  $N$  tubos de corriente ( $N_{\text{máx}}=20$ ).



#### 6.8.4. DIAGRAMA DE FLUJO.

El programa de cómputo tiene la capacidad de calcular las características de operación de la Plantas de Generación reales.

En este algoritmo se aplica la ecuación simplificada de equilibrio radial.

$$\frac{1}{\rho\sigma_r} \left( \frac{\sigma\gamma}{r} \right) = \left( \frac{c\theta^2 - cz^2}{R} \right) - \left( \frac{c_r\sigma c_r}{\sigma_r} \right)$$

donde:

$$R = \frac{\sigma\gamma}{\sigma_r}$$

Se realizan las siguientes suposiciones sobre el flujo:

- Flujo estacionario en la etapa,
- Flujo axisimétrico en la etapa,
- Flujo adiabático con pérdidas debidas a la viscosidad,
- Cambios en la densidad del vapor,
- Influencia de la capa límite en el campo de flujo,
- Flujo homogéneo a la entrada de la etapa.

El modelo matemático se basa en el sistema de ecuaciones formado por las ecuaciones de balance de masa, energía, momento y en las leyes de la termodinámica.

Las ecuaciones son aplicadas a cada tubo de corriente y el valor final de la variable de salida es resultado de procesos iterativos y de la integración de todos los tubos de

corriente. El cálculo se realiza rueda a rueda y etapa por etapa. La característica del algoritmo es que para el extractor se aplica la ecuación de equilibrio radial simplificada.

Las eficiencias se calculan de:

$$\eta_1 = 1 - \zeta_{11} \quad , \quad \eta_2 = 1 - \zeta_{12}$$

donde:

$$\zeta_{11} = 1 - \frac{c_1^2}{c_{1g}^2} \quad , \quad \zeta_{12} = 1 - \frac{w_1^2}{w_{2g}^2}$$

La potencia de salida es:

$$P_1 = M_0 h_1$$

y para el grupo completo de etapas, la eficiencia es:

$$\eta_{gr} = \frac{\sum_{i=1}^N h_{i,j}}{i_{0r(1)} - i_{2gr}}$$

Una de las características más importantes de este programa de cómputo es el cálculo de las pérdidas totales y adicionales.

Las pérdidas calculadas son:

Pérdidas totales:

$$Y_1 = Y_p + Y_s$$

**Pérdidas por perfil:**

$$Y_p = Y_{ph}X_{pr}X_{\pi}X_{pd} + \Delta Y_{pd} + \Delta Y_{phf} + \Delta Y_{pe}$$

**Pérdidas por flujo secundario:**

$$Y_s = Y_{sh}X_{sh}X_{sr}$$

**Pérdidas adicionales:**

- Pérdidas por fugas
- Pérdidas por fricción
- Pérdidas por admisión parcial
- Pérdidas por humedad
- Pérdidas por el alambre de amortiguamiento

Para el cálculo de las pérdidas adicionales se utilizan diferentes métodos de cálculo de pérdidas. Estos métodos son amplios y complejos por lo que para entender los detalles se sugiere revisar las referencias mencionadas.

Dentro del mantenimiento las pérdidas pueden dividirse en:

- Pérdidas recuperables
- Pérdidas no recuperables

Las primeras son aquellas que pueden evitarse cambiando o recuperando elementos de la turbina durante el mantenimiento; las segundas, constituyen el grupo de pérdidas que permanecerán debido al desgaste de los elementos de la turbina debido a su envejecimiento.

Las pérdidas recuperables (durante un mantenimiento) son causadas por:

- Incremento de claro de sellos
- Depósitos
- Daños en el borde de la estelita de los alabes
- Incremento de la rugosidad por depósitos
- Daños mayores en álabes que deben ser reemplazados

La disminución de eficiencia causada por la pérdida de material, incremento de la garganta y rugosidad del álabe en el sistema completo de álabes en el sistema completo de álabes, no son fácilmente recuperadas.

#### 6.8.5. DATOS DE ENTRADA.

El cálculo considera tres tipos diferentes de datos de entrada:

Datos de la geometría de diseño y las condiciones de operación a carga base de la turbina proporcionados por el fabricante, o de la turbina nueva o se calculan.

Geometría de la turbina al salir a mantenimiento, indicando el deterioro de los elementos de la turbina.

Geometría de la turbina al terminar el mantenimiento, que será modificada debido al reemplazo, limpieza y/o recuperación de elementos de la turbina.

La geometría del sistema de álabes requerida incluye:

- Dimensiones de cada álabe y rueda fija y móvil: largo, ancho, ángulo metálico, diámetro, garganta, espesores, cuerda, etc.
- Dimensiones de cada etapa
- Claros de sellos internos y externos

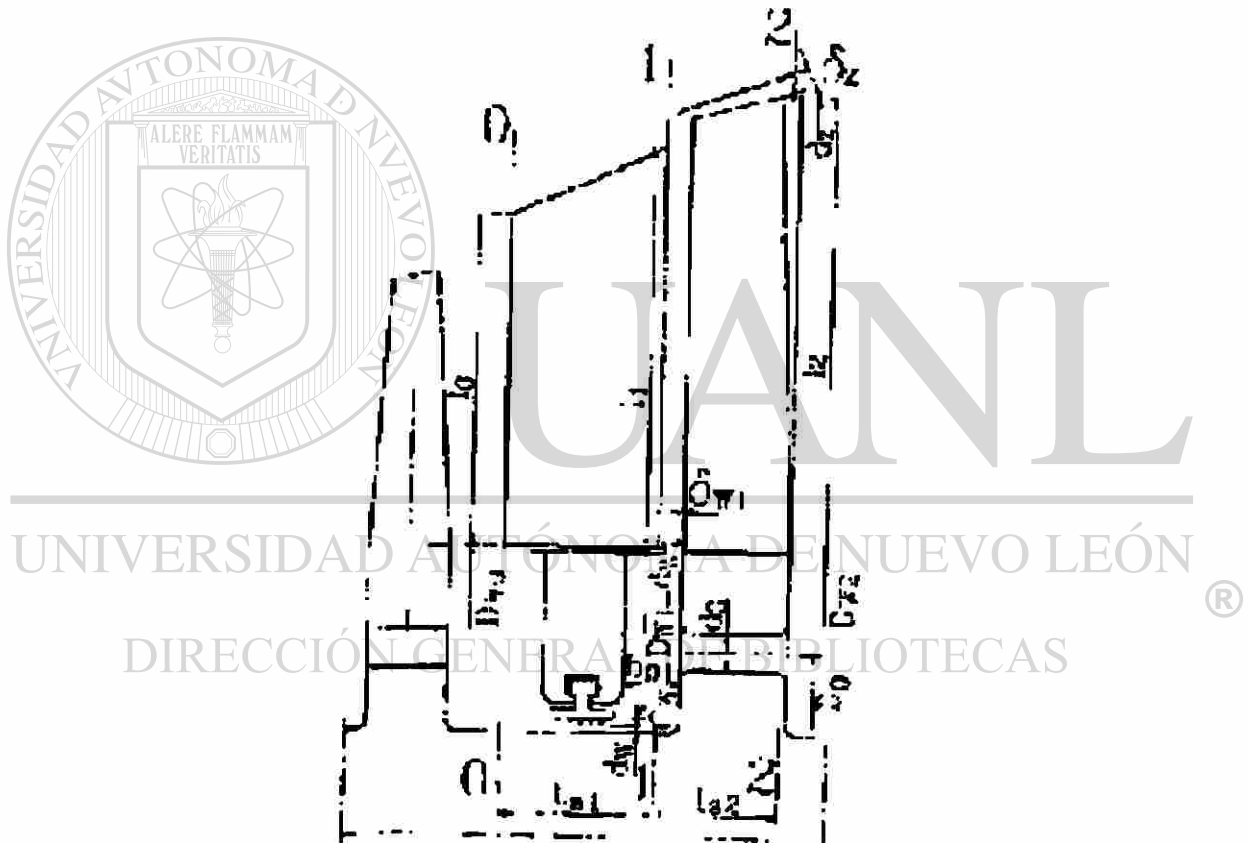
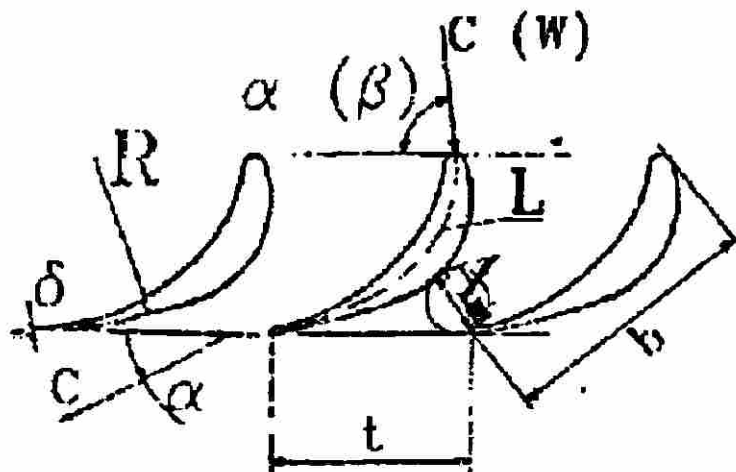


Fig.8 Ilustración del modelo geométrico a la entrada y salida de los álabes fijos y móviles

Las Figuras 8 y 9 ilustran la geometría requerida para el cálculo.



*Figura 9. Ilustración de las dimensiones de los perfiles de álabes.*

Estas dimensiones son tomadas en varios puntos a lo largo del álabes y para varios álabes. Con esta información se toma un promedio de la interpolación de cada dimensión en cada línea de corriente.

Los parámetros de las condiciones de operación necesarios son: flujo másico, presión de entrada y salida, temperatura de entrada; si existen extracciones se requiere el flujo de extracción y, si existe una etapa de control, se requiere el flujo por los sellos de la etapa y la eficiencia de la misma.

Considerando la geometría y las condiciones de operación de diseño se calculan la eficiencia y potencia de referencia para la evaluación de las pérdidas.

A continuación se determina el comportamiento de la turbina considerando ahora, como datos de entrada, la geometría modificada por la influencia de las pérdidas que incluye los cambios respecto a su valor de diseño debido al deterioro de algunas dimensiones como son la garganta, claros de sellos, bordes de salida, etc. La diferencia entre los dos cálculos son las pérdidas causadas por el deterioro de la trayectoria del flujo.

### 6.8.6. RESULTADOS DEL ANALISIS.

En esta sección se presenta un resumen y la tendencia general de comportamiento de las pérdidas analizadas, y además se proporciona casos de aplicación específica.

Debido a que la distribución de las pérdidas tiene un comportamiento similar para turbinas a diferentes condiciones de operación y potencia de generación, en la Tabla 1 se presentan los resultados de la tendencia global del comportamiento de las pérdidas totales en las turbinas analizadas.

De esta manera, la tendencia indica que el problema mayor en las turbinas de vapor es que los huelgos de los sellos internos son mayores (o mucho mayores) a los recomendados por el fabricante. Seguido por los problemas que se presentan en la etapa de regulación donde la erosión por partículas sólidas es el principal factor de desgaste en esta etapa.

Sin embargo y como ya se mencionó, las dos primeras causas de disminución de potencia son problemas recuperables, por lo que es posible retornar prácticamente a la generación de potencia original de la turbina.

A la fecha, cuantificando la potencia recuperada se ha obtenido un beneficio en capacidad instalada de

$$65,722 \text{ kW/hr} * \$300.00 \text{ M.N.}/(\text{kW/hr}) = 19,716,600.00 \text{ M.N.}$$

y con ello, el ahorro de combustible es:

$$8,700 \text{ hr/año} * 65,722 \text{ kW/hr} * \$0.3 \text{ M.N.} = \$171,534,420.00 \text{ M.N./año}$$

### 6.8.7. EJEMPLOS DE APLICACION.

A continuación se presentan casos de aplicación a turbinas bajo diferentes condiciones de operación y generación.

**Ejemplo 1.** El primer caso es una turbina de 158MW. El análisis se realizó considerando por separado cada una de las secciones que componen la turbina completa.

- Sección de Alta Presión., 6 etapas.
- Sección de Intermedia Presión. 6 etapas.
- Sección de Baja Presión. Doble flujo con 6 etapas cada uno.

Los problemas principales dentro de la trayectoria del flujo de estos álabes fueron: erosión por partículas sólidas y como consecuencia desprendimiento de material en la Etapa de Regulación y en la Sección de Alta Presión, modificando la geometría original del canal de flujo, incremento excesivo de claros de sellos internos, aumentando la rugosidad también a consecuencia de la erosión y además por depósitos.

Se efectuó el cálculo después de la preparación de los datos de entrada obteniéndose:

Componentes Dañados	Pérdidas antes de mantenimiento [KW]	Pérdidas después de mantenimiento [KW]
Etapa de Control	2,677.0	943.0
Sellos Internos	4,507.3	1,240.0
Rugosidad	336.0	0.0
Sellos Externos	477.3	440.0

TABLA 6.8.1. Resultados del análisis de la turbina de 158MW antes y después del mantenimiento.



**Ejemplo 2.** En este caso se presenta una turbina de 300MW de generación nominal, formada por:

- Etapa de Regulación
- Sección de Alta Presión
- Sección de Intermedia Presión
- Sección de Baja Presión

Las causas principales del derrateo de potencia fueron:

Desgaste de toberas de la etapa de regulación debido a erosión por partículas sólidas.

Deterioro marcado en todo el sistema de sellos radiales internos y externos

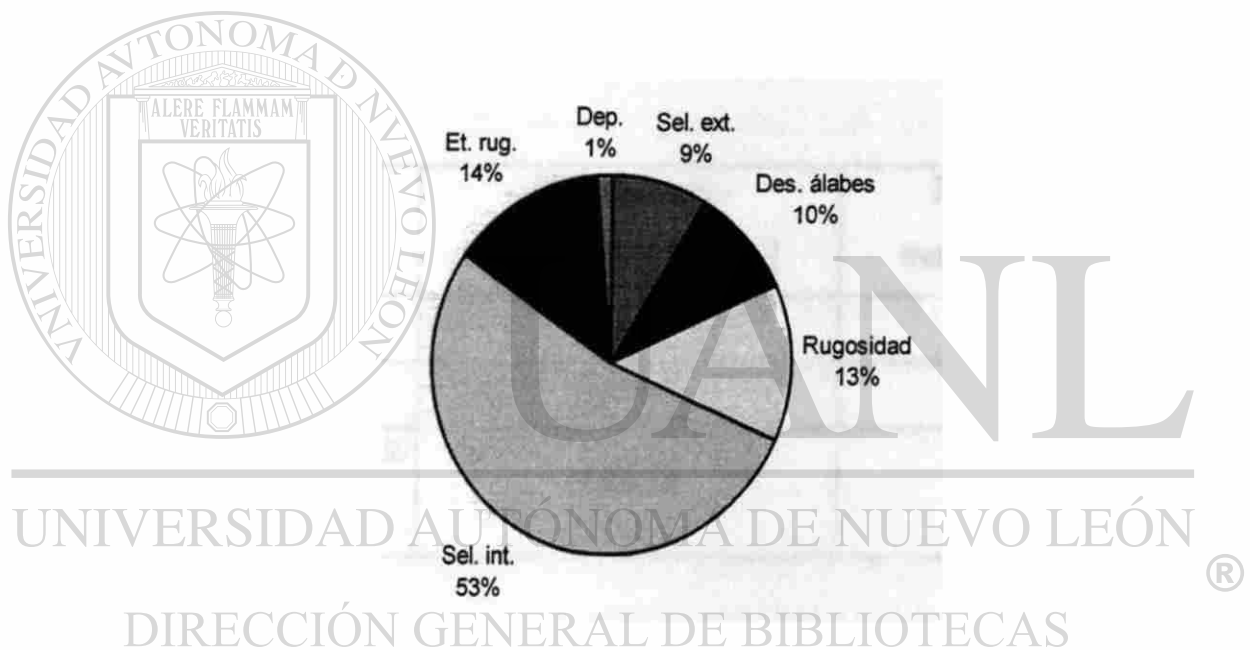


Figura 10. Resumen del resultado Global del Análisis de la Disminución de Potencia en Turbinas de Vapor durante 1995-1996.

En la figura 10 se presenta una gráfica de la proporción de la influencia de las pérdidas sobre la pérdida total, así como la potencia recuperada.

El régimen térmico a condiciones nominales para estas turbinas es de 7,989 Btu/kW. Considerando la influencia de las pérdidas antes mencionadas sobre el régimen térmico,

éste sufre un incremento de 3.481%. A continuación se realiza un cálculo conservador del costo asociado a este incremento:

$$\frac{287,190 \text{ kW/hr} * 1.02 * 2.0 \text{ dls} * 8760 \text{ hrs/año} * 0.0348 * 7989 \text{ Btu/kW}}{1 * 10^6 \text{ Btu}}$$

Costo adicional de combustible por año = \$1,427,237.00 Dls.

Si la turbina requiriese alcanzar la potencia nominal trabajando bajo estas condiciones, el incremento del flujo de vapor necesario implicaría un incremento en el régimen térmico de 4.384%, lo cual tendría asociado un costo adicional de combustible de \$1,797,474.00 dls/año.

Componentes Dañados	Pérdidas antes mantenimiento [KW]	Pérdidas después mantenimiento [KW]
Etapas de control	1,320.0	0.0
Sellos internos	7,614.7	1,307.9
Sellos externos y Etapas de regulación.	2,002.8	131.0

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

### 6.8.8. CONCLUSIONES.

Después del análisis de más de 30 turbinas en las que se ha aplicado este método de análisis, se presentan las siguientes conclusiones:

Para resolver este tipo de problemas es necesario conocer y/o entender el comportamiento de los flujos internos en las turbomáquinas. Esto requiere de numerosos análisis para un diagnóstico exitoso de los problemas que puede presentar una turbina.

En este análisis se han aplicado métodos de análisis en 1D y 2D, proporcionando resultados de potencia y eficiencia satisfactorios, que al ser corroborados con la potencia generada, una vez puesta en marcha nuevamente la unidad, han verificado el diagnóstico establecido.

Se proporcionaron ejemplos de aplicación con gráficas sobre la influencia de cada pérdida sobre la pérdida total, así como la potencia recuperada y las pérdidas remanentes.

Se presentó un análisis de la influencia de las pérdidas sobre el régimen térmico.

Se presentó un análisis estadístico de la influencia de las pérdidas sobre todas las turbinas analizadas, mostrándose la importancia de la pérdida por incremento en claros de sellos internos, sin embargo ésta es una pérdida catalogada como recuperable durante los trabajos de mantenimiento.

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Se puede desarrollar un análisis similar para cada uno de los diferentes elementos que componen el Ciclo de la Turbina y por supuesto, no sólo para turbinas de Vapor sino para Turbinas de Gas y Compresores. Esto último ya ha sido desarrollado y aplicado a casos específicos de Turbinas de nuestro país.

## 6.9. ANALISIS, DIAGNOSTICO Y REHABILITACION DE COMPONENTES DE TURBINAS EN CTE's.

### 6.9.1. INTRODUCCION.

Los costos de los combustibles, el creciente interés en el uso racional de los recursos naturales y las restricciones impuestas por las agencias reguladoras del medio ambiente; además de una tendencia encaminada al control total de calidad, han originado la ineludible necesidad de que las plantas generadoras de potencia eléctrica, operen en su punto óptimo de funcionamiento.

Durante los mantenimientos de las turbinas, es común observar desgaste en toberas, diafragmas y sellos, así como daños en álabes móviles ocasionados por la presencia de partículas sólidas; estos desgastes reducen considerablemente la eficiencia de la turbina, aumentando el consumo específico de calor, y teniendo como consecuencia final una pérdida económica considerable.

#### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

Para analizar el funcionamiento de una turbina de vapor, realizando un análisis termodinámico del flujo, es necesario conocer la geometría real de la turbina, así como sus condiciones de operación; por lo que se hace indispensable las mediciones físicas en campo, debido a que los componentes sufren deterioro o modificaciones después de un cierto período de operación.

En el análisis termodinámico presentado en este reporte, se utilizó como herramienta de cálculo el programa TUR-88, propiedad del IEE. Este programa involucra aspectos termodinámicos, aerodinámicos y de geometría, y realizar el cálculo termodinámico

siguiendo la trayectoria del flujo en una y dos dimensiones en turbinas de vapor, cuya geometría es conocida.

### **6.9.2. ALCANCE.**

Este trabajo presenta los resultados de la medición de la geometría del canal de flujo, los cálculos de potencia y eficiencia, las recomendaciones para el mantenimiento y los resultados de la inspección visual de la turbina de la Unidad 3, de la C.T. Río Escondido.

### **6.9.3. OBJETIVO.**

El objetivo principal de este trabajo, es cuantificar las pérdidas de potencia y eficiencia debidas al deterioro de los principales componentes de la turbina, además de determinar la influencia de las pérdidas en el consumo térmico unitario.

### **6.9.4. MEDICION DE LA GEOMETRIA DEL CANAL DE FLUJO.**

El sistema de álabes fijos y móviles se compone de:

- Una etapa de control de dos pasos.

- Diez etapas de presión altas.
- Cuatro etapas de presión intermedia alta.
- Cuatro etapas de presión intermedia baja.

Cabe mencionar que en este caso se tomó información de la turbina de la unidad 2, tal como: número de álabes, diámetros, longitudes de álabes, etc.; midiéndose las dimensiones susceptibles de cambio; tales como: garganta de salida de los álabes, paso, claros de sellos, depósitos, etc.

### **6.9.5. ESTADO ACTUAL DE LOS DIAFRAGMAS.**

#### **6.9.5.1. BLOQUE DE TOBERAS (CURTIS 1).**

La parte superior se encuentra en buenas condiciones.

La parte inferior tiene 14 álabes severamente erosionados, que son los siguientes (numerados en dirección del flujo): 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 17, 18, 19, 20, 21, 26 y 27. Los álabes 7 y 18 tienen filos de salida desgastados y el álabe 22 tiene ligeramente deformado el perfil cóncavo.

El desgaste de los álabes del bloque de toberas representa un incremento de 2 a 3% del área de salida.

**Recomendación:** Rehabilitar los álabes desgastados del bloque de toberas inferior, cuidando de guardar las dimensiones de garganta ( $a$ ), paso ( $t$ ), y la relación garganta/paso ( $a/t$ ), dentro de tolerancias de  $\pm 2.5\%$  para el ángulo.

#### 6.9.5.2. DIAFRAGMA CURTIS 2.

La parte superior se encuentra en buenas condiciones.

La parte inferior presenta filos de salida desgastados de los álabes 16, 17, 19, 21 y 49; numerados en dirección del flujo. También presenta los siguientes álabes golpeados: 9, 20, 25, 27, 28, 29, 32, 34, 43, 44 y 47; siendo los más críticos los álabes 32, 43 y 44.

**Recomendación:** Rehabilitar los álabes del diafragma inferior que presenta filos de salida desgastados. Enderezar los álabes golpeados severamente (32, 43 y 44), cuidando de calentar previamente a fin de no crear fisuras.

#### 6.9.5.3. DIAFRAGMA 14.

Algunos álabes del diafragma 14 tienen un ligero doblez del filo de salida de aproximadamente 0.5 mm.

**Recomendación.** Revisar en el próximo mantenimiento el avance del problema.

## **6.9.6. ESTADO ACTUAL DEL ROTOR DE LA TURBINA.**

### **6.9.6.1. RUEDAS 4, 5 y 6.**

Los álabes de estas ruedas presentaron depósitos sobre el perfil del lado convexo, en aproximadamente 16% de su superficie.

### **6.9.6.2. RUEDAS 11 a 14.**

Se observaron depósitos sobre la superficie interna del cincho, teniendo un espesor de 3 mm. aproximadamente en las etapas 11 y 12, 1mm. en las etapas 13 y 0.5 mm en la etapa 14.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

### **6.9.6.3. RUEDAS 15 a 18.**

Se presentaron depósitos aislados en la superficie interna del cincho de éstas etapas.



### 6.9.7. ESTADO ACTUAL DE LOS SELLOS INTERNOS.

El claro de los sellos entre diafragmas y rotor ( $\delta w$ ), así como entre cincho y carcaza ( $\delta z$ ), presenta incremento con referencia a las condiciones de diseño. De la medición de los claros, por parte de la Central, se obtienen los siguientes valores.

	$\delta w$		$\delta z$	
	Diseño	Antes de mantenimiento	Diseño	Antes de mantenimiento
1C	2.00	1.93	1.40	1.50
2C	1.40	1.68	1.40	1.55
1	1.00	1.33	1.00	1.68
2	1.00	1.53	1.00	2.05
3	1.00	1.61	1.00	1.53
4	1.00	1.58	1.00	1.81
5	1.00	1.57	1.00	1.49
6	1.00	1.24	1.00	1.31
7	1.00	1.25	1.00	1.38
8	1.00	1.35	1.00	1.68
9	1.00	1.46	1.00	1.38
10	1.00	1.39	1.00	1.35
11	0.40	1.20	1.00	1.41
12	1.00	1.66	1.00	1.58
13	1.00	1.58	1.00	1.56
14	1.00	1.58	1.00	1.47
15	1.00	1.68	1.00	1.30
16	1.00	1.52	1.00	1.35
17	1.00	1.88	1.00	1.42
18	1.00	1.96	1.00	1.78

Tabla 6.9.1 Comparación de claros de sellos.

### 6.9.8. ANALISIS DE LA DISMINUCION DE LA POTENCIA Y EFICIENCIA ANTES DEL MANTENIMIENTO.

Con la información obtenida a través de las mediciones efectuadas y los datos de operación de los balances térmicos de diseño, se realizaron los cálculos considerando la influencia individual de cada uno de los elementos desgastados de la turbina.

#### 6.9.8.1. POTENCIA Y EFICIENCIA DE REFERENCIA.

La Tabla 2 resume los resultados del cálculo para condiciones de referencia.

SECCION	POTENCIA INTERNA [kW]	$\eta$ (%)
Alta presión	79235	86.77
Presión intermedia	87045	89.29
Baja presión	134850	86.69
Total	301130	87.58

Tabla 6.9.2. Condiciones de referencia de la turbina.

### 6.9.8.2. PERDIDA DE POTENCIA CONSIDERANDO EL DESGASTE EN LA ETAPA DE REGULACION.

En éste punto se considera la erosión por partículas sólidas que sufrió la etapa de control. A partir de las mediciones realizadas y comparando con los valores de referencia, se llevó a cabo el cálculo cuyos resultados se resumen en la Tabla 3.

SECCION DE LA TURBINA	PERDIDA DE POTENCIA [kW]
Alta presión	1137
Presión intermedia	0
Total de la Turbina	1137

Tabla 6.9.3. Efecto de la erosión en el canal de flujo de la etapa de control sobre la potencia de la turbina.

### 6.9.8.3. PERDIDA DE POTENCIA CONSIDERANDO LOS DEPOSITOS EN EL CANAL DE FLUJO.

Este punto considera los depósitos sobre la superficie de los álabes, en la sección de alta presión, y los depósitos sobre el cincho de las ruedas de la sección de presión intermedia.

SECCION DE LA TURBINA	PERDIDA DE POTENCIA [kW]
Alta presión	311
Presión intermedia	315
Total de la Turbina	626

Tabla 6.904. Efecto de los depósitos en el canal de flujo sobre la potencia de la turbina.

#### 6.9.8.4. PERDIDA DE POTENCIA CONSIDERANDO EL INCREMENTO EN CLAROS EN SELLOS INTERNOS.

En éste cálculo se considera el incremento de los claros de sellos entre diafragmas y rotores ( $\delta w$ ), así como el aumento del claro de los sellos entre cincho y carcaza ( $\delta z$ ). Tomando como referencia las mediciones realizadas por el personal de la planta, se muestra la pérdida de potencia en la Tabla 5.

SECCION DE LA TURBINA	PERDIDA DE POTENCIA [kW]
Alta presión	1948
Presión intermedia	1909
Total de la Turbina	3857

Tabla 6.9.5. Efecto del incremento del claro de sellos internos.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
 6.9.8.5. RESUMEN DE LA POTENCIA Y EFICIENCIA ANTES DEL  
 MANTENIMIENTO DE LA UNIDAD. ®

En la Tabla 6 se muestra un resumen de los resultados obtenidos de los cálculos realizados, considerando la geometría de la turbina tal como salió a mantenimiento.

ESTADO DE LA TURBINA	POTENCIA	INTERNA [kW]	TOTAL [kW]
Potencia de referencia	79,235	87,045	1,137
Desgaste en la etapa de regulación	1,137		626
Depósitos en el canal de flujo	315	311	3,857
Incremento de claros de sellos internos	1,948	1,909	5,620
Total de pérdidas	3,400	2,220	85.78
Eficiencia actual (%)	83.09	87.55	

Tabla 6.6.6. Disminución de la potencia interna y eficiencia debido al desgaste de los elementos de la turbina, antes de mantenimiento.



### 6.9.9. INFLUENCIA DE LAS PERDIDAS EN EL H.R.

— Ignorando muchas de las complejidades del ciclo, la influencia del deterioro de los componentes de una turbina sobre el H.R., puede realizarse de manera simplificada, considerando los parámetros de operación y la potencia entregada por la unidad.

H.R. de referencia: 7,638.88 Btu/kW-h

H.R. antes del mantenimiento:

$$\% \Delta HR_{AP} = \% \Delta \eta_{AP} \left( \frac{\Delta h_{AP}}{Pot_{ox}} \right) \left( \frac{m_{AP}}{3,412.1} - \frac{m_{IP}}{HR} \right)$$

$$\% \Delta HR_{AP} = (3.68) \left( \frac{139.5}{301,130} \right) \left( \frac{1,981,71}{3,412.1} - \frac{1,788,790}{7,638.88} \right)$$

$$\% \Delta HR_{AP} = 0.591\%$$

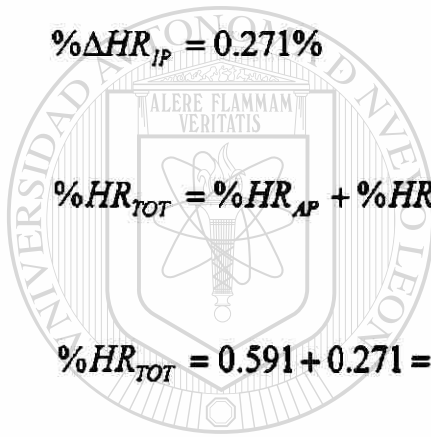
$$\% \Delta HR_{IP} = \% \Delta \eta_{IP} (F) \left[ \frac{((\Delta h_{IP} * m_{IP}) - (h_1 - h_2)(m_t))}{3,412.1 Pot_{tot}} \right]$$

$$\% \Delta HR_{IP} = (1.74)(0.52) \left[ \frac{((178.3 * 1,788,790) - (96.3 * 111,070))}{(3,412.1)(301,130)} \right]$$

$$\% \Delta HR_{IP} = 0.271\%$$

$$\% HR_{TOT} = \% HR_{AP} + \% HR_{IP}$$

$$\% HR_{TOT} = 0.591 + 0.271 = 0.862\%$$



UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

### 6.9.10. COMENTARIOS.

Las pérdidas de potencia debido a los claros de sellos, están en función de las mediciones de éstos, en este caso se tomaron solo 3 puntos de medición (izquierdo, derecho e inferior), que corresponde a la primera columna de datos. Suponiendo que solo se hubieran tomado dos puntos (izquierdo y derecho), las pérdidas calculadas serían de 2,536 kW. Finalmente se muestra un cálculo con los cuatro puntos de medición, suponiendo que el claro en el punto superior ( $\delta_{sup}$ ) es igual al de diseño ( $\delta_{dis}$ ).

SECCION	3 PUNTOS	IZQ - DER	4 PUNTOS
Alta presión	1,948	1,353	1,472
Intermedia presión	1,909	1,183	1,434
Total	3,857	2,536	2,906

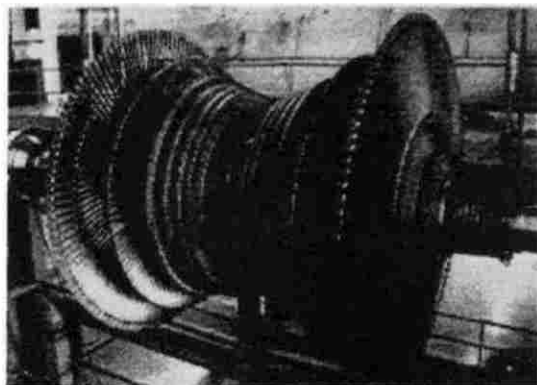
Lo anterior muestra la sensibilidad de los cálculos con el número de mediciones tomadas.

### 6.9.11. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

A partir de los resultados obtenidos en las mediciones de la geometría del canal de flujo, y el análisis termodinámico de la turbina Mitsubishi de 300 MW, unidad 3, de la Central Termoeléctrica Río Escondido se dan las siguientes recomendaciones, tendientes a reducir las pérdidas de potencia y eficiencia actuales:

- Realizar la limpieza del rotor para eliminar los depósitos.
- Rehabilitar el bloque de toberas inferior, cuidando de guardar las dimensiones de garganta ( $a$ ), paso ( $t$ ), y la relación garganta/paso ( $a/t$ ), dentro de tolerancias de  $\pm 5\%$  para las dos primeras y  $\pm 2.5\%$  para el ángulo, con el fin de obtener elementos que cumplan con la calidad requerida y se eliminen al máximo las pérdidas.
- Reparar los álabes que tienen filos de salida desgastados y enderezar los álabes doblados del diafragma Curtis 2.
- Reemplazar los sellos internos cuyos claros se encuentren fuera de los rangos especificados por el fabricante.
- Se recomienda medir los claros de sellos en cuatro puntos (superior, inferior, izquierdo, derecho) para aumentar la confiabilidad de las mediciones.

## 6.10. REHABILITACION Y EXTENSION DE VIDA UTIL DE COMPONENTES DE TURBOMAQUINAS.



Entre los equipos más complejos en la generación de energía eléctrica se encuentran las turbinas. Sus componentes están sometidos continuamente a grandes esfuerzos, y a la erosión y corrosión producidas por el fluido de trabajo. Tarde o temprano, piezas como álabes móviles, diafragmas, carcasas y rotores presentan desgaste o daños por el uso y en ocasiones como consecuencia de un diseño, montaje o manufactura deficientes lo que provoca pérdidas sustanciales en la eficiencia de la turbina. En general, los fabricantes no suelen reparar piezas dañadas y lo que representa una fuerte erogación para el cliente. De ahí que en las últimas décadas en varios países se hayan desarrollado tecnologías de reparación y rehabilitación de componentes.

### DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

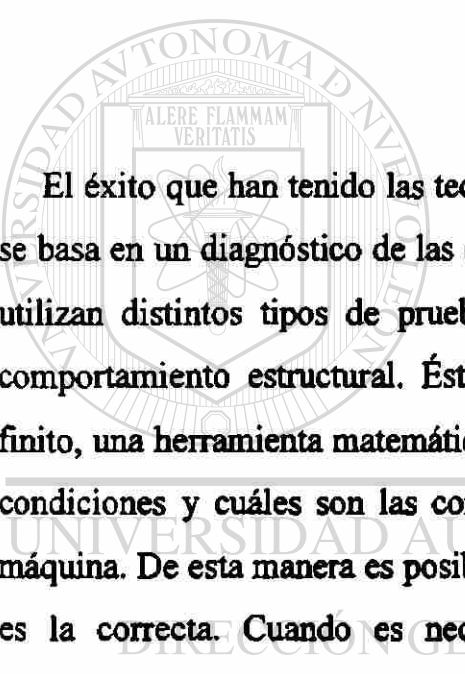
El Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE) ha trabajado en esta área desde 1988, en la que actualmente es líder en América Latina, a través de la hoy denominada Unidad de Equipos Mecánicos. La reparación, rehabilitación y extensión de vida útil de componentes de turbomáquinas que llevan a cabo los especialistas del IIE han permitido ahorros significativos a la Comisión Federal de Electricidad (CFE), así como a Petróleos Mexicanos (Pemex) y otras industrias que utilizan equipos rotatorios.

Con las tecnologías desarrolladas en el IIE se pueden recuperar piezas a un costo inferior en un 75 a 90% al que representa comprar refacciones nuevas; además, la recuperación normalmente se hace en un tiempo menor al que implicaría la sustitución



del componente por parte del fabricante, lo que aumenta la disponibilidad del equipo rotatorio. En varios casos, los componentes se han rediseñado de tal manera que su desempeño y duración resultan mejores que los de la refacción original. A estos beneficios se añade el que las tecnologías de reparación y rehabilitación siempre se transfieran al personal de las plantas y se dé la capacitación necesaria para su implementación.

### **6.10.1. EL DIAGNOSTICO DE LAS FALLAS.**



El éxito que han tenido las tecnologías del IIE para la rehabilitación de componentes se basa en un diagnóstico de las causas del desgaste o fallas de los mismos. Para ello se utilizan distintos tipos de pruebas y estudios, entre los que destaca el análisis del comportamiento estructural. Éste se basa en la aplicación del método del elemento finito, una herramienta matemática con la que esta sometido un componente en distintas condiciones y cuáles son las consecuencias de esos esfuerzos en el desempeño de la máquina. De esta manera es posible verificar si la causa propuesta del daño en una pieza es la correcta. Cuando es necesario hacer modificaciones al diseño original del componente, el análisis estructural permite determinar cuál es la mejor opción dadas las condiciones en las que debe operar.

### 6.10.2. LA REHABILITACION DE COMPONENTES.

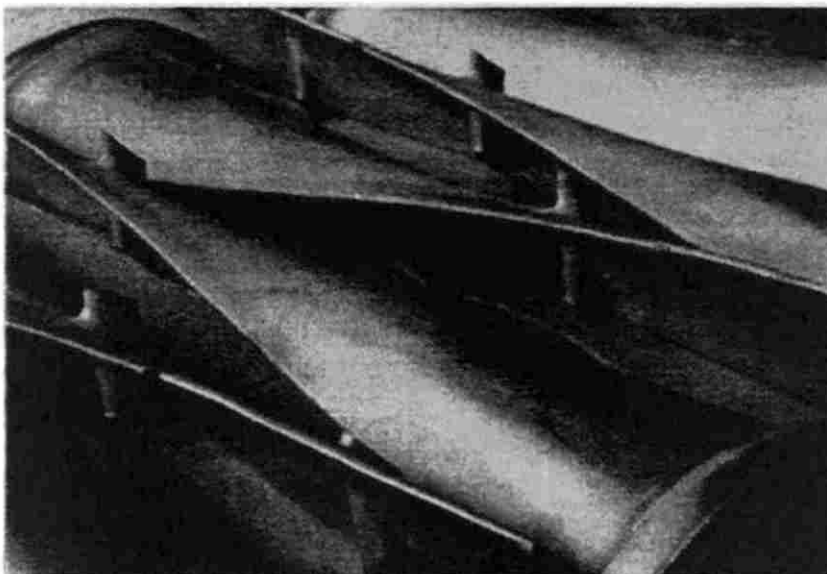
Los especialistas del IIE han reparado y rehabilitado componentes de turbomáquinas en muy diversas centrales de generación y actualmente hay nueve patentes en trámite de estos desarrollos tecnológicos. A continuación se exponen algunos de los principales trabajos realizados en esta área.

El primer proyecto de rehabilitación que emprendió el IIE se llevó a cabo en el taller de la central termoeléctrica de San Jerónimo, en Monterrey. Allí se reparó un diafragma de la etapa L-2 de una turbina de vapor de la central termoeléctrica de Mérida II; el diafragma es un grupo de álabes fijos que tienen la función de controlar la dirección del vapor que después pasa por los álabes móviles. Los álabes, construidos con acero al carbón, presentaban erosión y corrosión. Las zonas afectadas se cortaron y en los álabes se implementaron injertos de acero inoxidable, un material más durable y resistente que el original. Para este trabajo se desarrolló una tecnología de soldadura, tratamiento térmico y maquinado, y se diseñaron dispositivos especiales para sujetar el injerto. Con el fin de aumentar la resistencia de las piezas erosionadas, se les colocó un recubrimiento de carburo de cromo mediante rociado de plasma. Esta tecnología se transfirió a la CFE, empresa que posteriormente la utilizó con éxito en otro diafragma de la central termoeléctrica Mérida II, en la última revisión que se hizo de la pieza, después de cinco años de operación, se encontró que ésta no había sufrido desgaste.

Casi al mismo tiempo que se reparaba el diafragma en la central de San Jerónimo, se inició otro proyecto en la central termoeléctrica de Tula, en Hidalgo. En este caso el problema era con los álabes móviles de la etapa L-0 de una turbina de vapor de 300 MW que frecuentemente presentaban daños en la paleta. Hasta ese entonces, el procedimiento utilizado era cortar todos los álabes de una rueda, fracturados o no, y sustituirlos por nuevos. El costo de los álabes nuevos, 120 en total, ascendía a 480 mil dólares. Los especialistas del IIE retiraron sólo los álabes dañados; algunos tuvieron que ser

sustituidos y otros se rehabilitaron mediante injertos. También en la central de Tula se repararon toberas; estos bloques de álabes fijos son los primeros en recibir el vapor, y éste pasa después a la llamada etapa Curtis de álabes móviles. Las toberas presentaban desgaste debido a la erosión por partículas sólidas provenientes de la caldera, y era preciso utilizar una cantidad de vapor mucho mayor que la normal para mantener la potencia requerida en la turbina, lo que a su vez implicaba un enorme gasto de combustible. Mediante un procedimiento de soldadura, tratamiento térmico, maquinado y verificación de la geometría de las piezas se repararon varias toberas. También se les aplicó un recubrimiento de carburo de cromo por rociado de plasma. Con esta reparación se logró duplicar la vida útil de las toberas y en una revisión que se hizo cuatro años después, durante un mantenimiento programado, se encontró que el desgaste había sido mínimo.

Otros trabajos realizados en Tula incluyen la reparación de elementos de válvulas, carcasas de bombas de alimentación de agua, así como la rehabilitación de los diafragmas de un compresor para la turbina de gas de la unidad de ciclo combinado. También allí se utilizaron por primera vez boroscopios implementados por el IIE instalando los tubos guía en las carcasas para inspeccionar el estado de los álabes sin tener que destapar la turbina, lo que constituye un proceso complejo y que lleva mucho tiempo. Un boroscopio es básicamente un tubo flexible alimentado con luz que en un extremo tiene un sistema de prismas; en el otro extremo se coloca una cámara fotográfica o de vídeo y así se obtienen imágenes nítidas de los álabes.



Alabes L-0 de turbinas de vapor de baja presión de unidades de 300 MW

Posteriormente se hicieron varios trabajos de rehabilitación en rotores y diafragmas de turbinas de 100 MW en la central geotérmica de Cerro Prieto. Estos componentes se dañan principalmente porque el vapor que sale de la tierra está muy contaminado con partículas de silicio, azufre y fósforo. Fue en Cerro Prieto donde por primera vez en el mundo se rehabilitaron álabes, en la zona de tetones, sin desmontar la rueda; los tetones se recuperaron por soldadura, tratamiento térmico y maquinado. Para este trabajo fue necesario diseñar un torno especial y un cabezal giratorio.

Otra tecnología de rehabilitación de componentes desarrollados en el IIE es la de reparación de álabes móviles con injertos de barra sólida de estelita. La mayoría de los fabricantes utilizan como protección contra la erosión en los álabes injertos delgados de estelita unidos a los filos de entrada por un proceso de soldadura, o bien el endurecimiento por calor de dichos filos. Sin embargo, este tipo de protección no es completamente eficaz y los álabes llegan a erosionarse en la zona reforzada. Los especialistas del IIE han reparado álabes con este problema mediante el injerto de barras de estelita, que cubren una superficie mayor que los practicados por los fabricantes, usando una técnica de soldadura de penetración total. Este tipo de soldadura permite restaurar totalmente el perfil del álabe dañado e impide la pérdida de material por el lavado del vapor.



Es posible reparar álabes móviles con injertos de barra sólida de estelita.

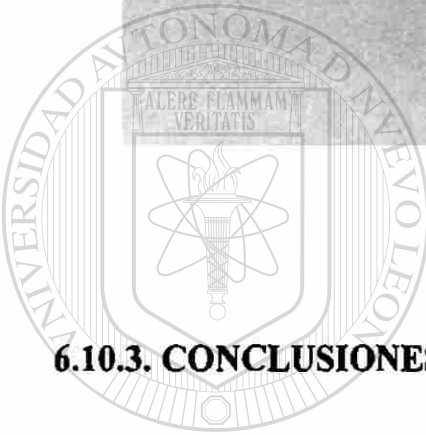
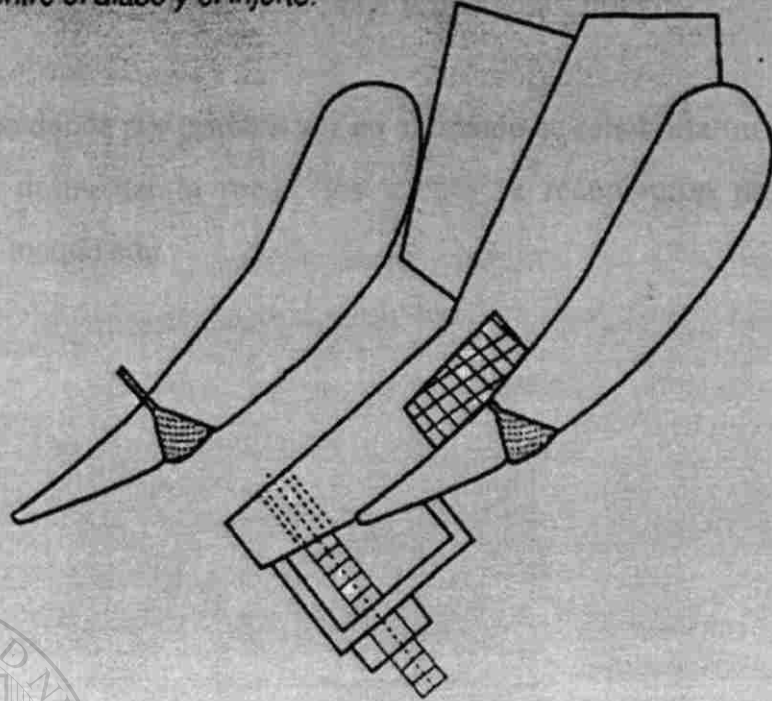
El último proyecto de rehabilitación de álabes móviles de turbinas de 300 MW realizado en el IIE consistió en rediseñar los álabes dañados cambiando los cinchos remachados por cinchos integrados, lo que proporciona un amortiguamiento de las vibraciones cuatro a cinco veces mayor, elimina los primeros modos de vibración y reduce los esfuerzos hasta en un 40% en la parte superior de los álabes. Este método de rehabilitación y mejoramiento de álabes móviles no tiene antecedentes en el mundo.

Recientemente, la Unidad de Equipos Mecánicos reparó válvulas de vapor para la central de Puerto Libertad, en Sonora. La reparación tiene un costo del 20% del de una válvula nueva, lo que representa un ahorro significativo para la central, en virtud de que este tipo de válvulas se habían estado reemplazando cada seis meses. También se reparó la carcasa de una turbina de vapor en la central de Altamira, Tamaulipas. Normalmente, cuando una carcasa presenta fisuras lo único que se hace es desbastar las zonas dañadas dejando una cavidad. Los especialistas del IIE hicieron una reparación mediante desbastado, precalentamiento, soldadura, tratamiento térmico y maquinado, con lo que la carcasa recuperó las condiciones de diseño. Para realizar el trabajo fue necesario respetar numerosas restricciones, ya que la parte dañada se ubicaba en una zona crítica de la carcasa, la que soporta el bloque de toberas.

---

Actualmente, la Unidad de Equipos Mecánicos Rotatorios intensifica sus actividades de desarrollo tecnológico en lo que se refiere a la rehabilitación de componentes de turbinas de gas, dada la tendencia mundial de transformar las centrales termoeléctricas en plantas de ciclo combinado; en este campo ya se han realizado diferentes trabajos para la CFE, Pemex y empresas de otros países. También están en evaluación proyectos para la reparación de componentes de turbinas hidráulicas, otro campo en el que la Unidad ha trabajado tanto en México como para el extranjero.

*Ensamble del respaldo, sujeción del injerto y soldadura entre el álabe y el injerto.*



### 6.10.3. CONCLUSIONES

# UANL

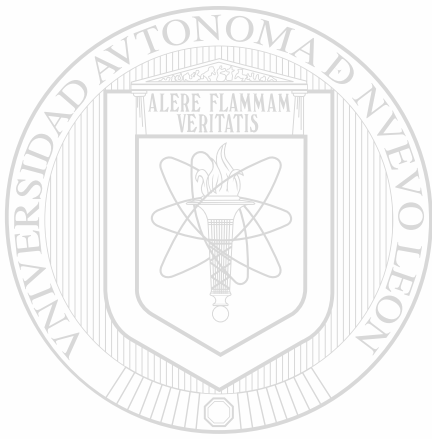
Tarde o temprano, piezas como álabes móviles, diafragmas, carcasas y rotores presentan desgaste o daños por el uso y en ocasiones como consecuencia de un diseño, montaje o manufactura deficientes lo que provoca pérdidas sustanciales en la eficiencia de la turbina.

El Instituto de Investigaciones Eléctricas (IIE) ha trabajado en esta área desde 1988, en la que actualmente es líder en América Latina, a través de la hoy denominada unidad de equipos mecánicos. La reparación, rehabilitación y extensión de la vida útil de componentes de turbomaquinaria que llevan a cabo los especialistas del IIE han permitido ahorros significativos a la Comisión Federal de Electricidad (CFE), así como a Petróleos Mexicanos (Pemex) y otras industrias que utilizan equipos rotatorios.



Con las tecnologías desarrolladas en el IIE se pueden recuperar piezas a un costo inferior en un 75 a 90% al que representa comprar refracciones nuevas.

Fue en Cerro Prieto donde por primera vez en el mundo se rehabilitaron álabes, en la zona de tetones, sin desmontar la rueda; los tetones se recuperaron por soldadura, tratamiento térmico y maquinado.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

## 6.11. FALLAS MECANICAS

### 6.11.1. FATIGA DE CICLO ALTO

Posiblemente los efectos de los problemas presentes más comúnmente en los pasajes de las turbinas de vapor son aquellos asociados con la fatiga de ciclo alto. Esta fatiga es un mecanismo considerado como causa de fallos primario en muchos componentes ya sean rotatorios o estacionarios. Además es un mecanismo que puede transmitir su problema a otros mecanismos y de ésta forma causar una situación que de ser propagada conduce a niveles destructivos.

Los efectos cíclicos son iniciados en el flujo del vapor relacionados a diversas causas. La frecuencia de los impulsos dependiendo de la naturaleza y fuente de la excitación, y la magnitud dependiendo de las características de flujo se localiza en el pasaje. Se reconoce que la magnitud de los impulsos no necesita ser alta para que ocurra. Si la frecuencia de un impulso se encuentra ubicada en un rango cercano a la frecuencia natural de un componente dañado, impulsos con magnitud relativamente pequeña causará una falla.

Una superficie con los efectos de las fallas por la fatiga de ciclo alto es mostrada en la figura 6.11.1. En esta figurase muestran los efectos característicos de los daños causados por este mecanismo. De hecho las superficies dañadas muestran una estructura cristalina ininterrumpida, siendo la ruptura final con tensión o sobrecarga torsional, dependiendo del tipo de esfuerzo que haya causado la separación final. Las marcas de arrastre normalmente se encuentran presentes, y son marcas representativas de condiciones transitorias que causan fracturas o cambios en las grietas y sus rangos de propagación. Esto puede provocar una progresión masiva en la extremidad de una grieta.



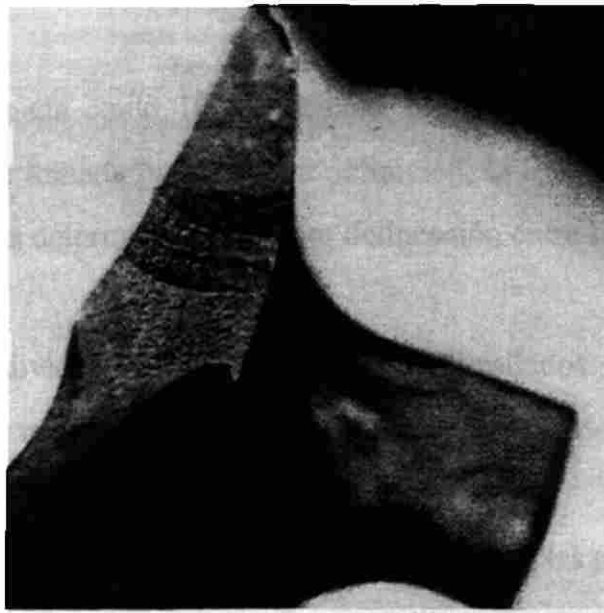


Fig. 6.11.1 Superficie con daño por fatiga de ciclo alto.

Las verdaderas superficies dañadas por fatiga de ciclo alto no tienen indicaciones de deformaciones mecánicas, y si alguna superficie fallara completamente por el efecto de la fatiga de ciclo alto, las demás superficies se adecuarían perfectamente.

### 6.11.2. FATIGA DE CICLO BAJO

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

La fatiga de ciclo bajo es diferente en muchas formas al fenómeno de la fatiga de ciclo alto. Estas diferencias son:

El número de ciclos requeridos para que se presente una falla es significativamente menor que para la fatiga de ciclo alto. El tiempo para fallar es una función de la magnitud de los niveles de esfuerzo.

- El número de ciclos de esfuerzo necesarios para causar una falla son significativamente menores que para la fatiga de ciclos altos. Una diferencia arbitraria

es usualmente tomada como 100,000 ciclos. Sin embargo, esta es únicamente una forma conveniente tomada para dar una definición, la apariencia de una superficie y otras características determinan una mejor delineación entre los dos tipos.

- Los niveles individuales de esfuerzo desarrollados en cada ciclo son considerablemente mas altos con los efectos de los ciclos bajos.
- Hay deformación mecánica en las fallas de superficies, y las marcas de estas muestran evidencias individuales de ruptura. Esto es, los esfuerzos son lo suficientemente grandes que causarán deformaciones plásticas en las extremidades principales de una grieta.

Las formas mas comunes de la fatiga de ciclo bajo son aquellas atribuidas a los ciclos térmicos, cuando ocurren grandes cambios de temperatura, causando expansión o contracción térmica de las superficies del material. Estos movimientos térmicos provocan fuerzas internas forzando al material propagando esfuerzos de una magnitud suficiente para iniciar una ruptura.

En la figura 6.11.2 se muestra la apariencia de una grieta por fatiga de ciclo bajo en una esquina de una carcaza con alta temperatura. Dichas grietas pueden ser reparadas utilizando soldaduras o materiales de unión.



Fig. 6.11.2 Grieta por fatiga de ciclo bajo en una carcaza de alta presión

### 6.11.3. FALLAS DE DESLIZAMIENTO POR ALTA TEMPERATURA

Los aceros que son sometidos a elevadas temperaturas por extensos periodos de tiempo, a su vez que estan expuestos a esfuerzos y cambios de sus microestructuras, tienen un pronunciado efecto sobre las características de deslizamiento del material. Bajo características de esfuerzos de tensión las fallas son transregulares. Sin embargo, a elevadas temperaturas y con la aplicación de esfuerzos de tensión es común que sucedan fallas intergranulares debido a los efectos de deslizamiento. El deslizamiento es un mecanismo de “deslizamiento” en el material que ocasiona dislocaciones de las uniones granulares. Este desencajamiento causa una distorsión plástica de los componentes del material, y no es eliminada de los componentes cuando de estos se elimina el esfuerzo.

En algunas etapas de alta temperatura existen instantes cuando ocurre la deformación por deslizamiento propagándose en una deformación plástica de los componentes de los pasajes del flujo de vapor. Esto no es un tipo común de mecanismo, y se presenta únicamente en los elementos de mas alta temperatura. Es difícil de detectar, sin la ayuda de repetidas y detalladas mediciones. Sin embargo, hay ocasiones en que este fenómeno se hace presente, y contribuye a la degradación general de un paso o componente.

No es común que los elementos puedan operar por periodos de tiempo que vayan hasta la tercera región de deslizamiento y falla, así como este tipo de fallas es obvio que no deben llegar hasta este nivel de deformación. Este daño es visto como un incremento de la abertura radial entre el block de cierre y la rueda. Este tipo de abertura es común pero no necesariamente es una señal de que ocurrirá una falla. El ancho de esta abertura debe ser monitoreada.

#### 6.11.4. EFECTOS CORROSIVOS

Siempre existe la posibilidad de ingreso de iones corrosivos que provienen de diversas fuentes y que se introducen en los pasajes de vapor. Estos iones tienen la característica principal de causar caras y dramáticas interrupciones en las unidades, y muchos pasos de la turbina se pueden ver afectados por estos fenómenos. Los pasos mas seriamente dañados suelen ser aquellos en los que se forma resequedad después de la expansión del fluido dentro de regiones secas, de esta forma la resequedad transporta los iones corrosivos hasta los lugares mas escondidos, en donde los corrosivos pueden llegar a convertirse en los agentes mas agresivos para las condiciones correctas en las que debe operar la unidad.

Existen un gran numero de mecanismos que provocan estos daños:

##### **\*Picaduras de corrosion.**

Las picaduras por corrosion regularmente se presentan en unidades que han sido cerradas y que aun tienen restos de agua depositados en las superficies de los alabes. Si estos residuos de agua tienen un alto contenido de iones corrosivos, cuando el agua se evapora la concentración de estos iones se incrementa. En ciertos rangos de concentración estos iones tienen la suficiente fuerza para atacar con picaduras el material. La figura 6.11.3 nos muestra este efecto.



Fig. 6.11.3 Picaduras por corrosión en la línea de aspas móviles.

Las picaduras de corrosión son causadas en las álabes para el vapor, cuando componentes químicos agresivos se forman dentro de las unidades, y que después son depositados en las superficies de los elementos dando como resultado la pérdida de material.

Este tipo de ataque se origina principalmente en el momento de cerrar las unidades, cuando los álabes se encuentran calientes, y no hay, o no hay suficiente flujo para remover los corrosivos de las superficies. Las pequeñas picaduras se forman debajo de las superficies, por lo que no es sencillo detectarlas. Las pérdidas por interrupciones de flujo causadas por las picaduras, no pueden ser reparadas en las álabes que se están moviendo, y de hecho es tan difícil rellenar o resanar estas picaduras que no resulta económico.

#### **\*Grietas por el esfuerzo de corrosión.**

Para que este problema debe haber tres condiciones en los elementos. Se requiere la presencia de iones corrosivos, la presencia de esfuerzo de tensión en los componentes y que el material sea susceptible. El rango y la velocidad con que las

grietas se propaguen en estos materiales depende de la temperatura ambiente presente para soportar las reacciones químicas.

Hay muchas porciones de los álabes en donde se presentan esfuerzos de tensión, tanto por diseño como por las condiciones de trabajo, como una consecuencia de la manufactura de estas unidades. En estos lugares es común encontrar las grietas por el esfuerzo de corrosión. Además las grietas dependen de la concentración de productos corrosivos y de la magnitud de los esfuerzos y de la temperatura local.

#### **\*Fatiga corrosiva.**

Cuando algún componente es sujeto a esfuerzos constantes de una magnitud de fatiga de ciclo alto que contribuye a la presencia de una falla; adición de contaminación por ambiente corrosivo, la habilidad del material para resistir la presencia de una grieta se disminuye, y la presencia de esta se producirá con niveles bajos de esfuerzo o en un corto periodo de tiempo.

— El tipo de falla presentado en la fatiga corrosiva es distinto de la presentada en las grietas por esfuerzo de corrosión, en la cual el esfuerzo que se aplica es cíclico y la falla de fatiga es de tipo mecánico. En las fatigas corrosivas las fallas tienden a presentarse en aquellos puntos en donde los componentes corrosivos se concentran y existe un nivel de concentración de esfuerzo que causa efectos locales de tensión.

Debido a que el esfuerzo se hace presente en esta operación siempre hay alta temperatura asociada con este fenómeno. Dichas grietas pueden ser transgranulares o intergranulares. En la figura 6.11.4 se muestra una grieta de hélice que se ha generado por fatiga corrosiva en la región del orificio de cable.

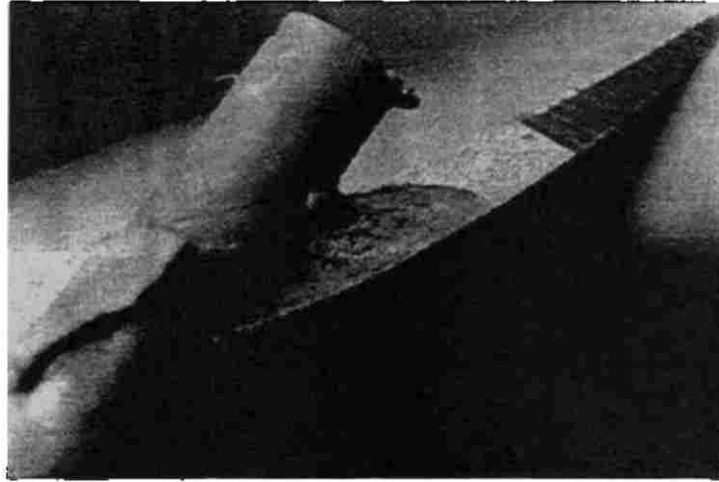


Fig. 6.11.4 Grieta de hélice causada por daños de fatiga corrosiva.

#### 6.11.5. CORROSION DE ROZAMIENTO

— La corrosión de rozamiento es un fenómeno que presenta problemas de picaduras en las superficies que se encuentran en contacto y que tienen impactos repetidamente o que cuentan con movimientos de deslizamiento entre ellas. Estos ataques o movimientos de deslizamiento producen altas temperaturas en el impacto o en el roce de superficies, lo cual tiene como resultado oxidaciones durante el contacto en las mas altas temperaturas, convirtiendo el acero en una forma de oxido de hierro ( $Fe_3O_4$ ). En la figura 6.11.5 se aprecia la sección transversal inicial de una pieza que ha experimentado altas cargas de vibración causadas por rozamiento y en la figura 6.11.6 se muestra la parte final de ésta pieza que ha sufrido pérdida de material por el rozamiento.

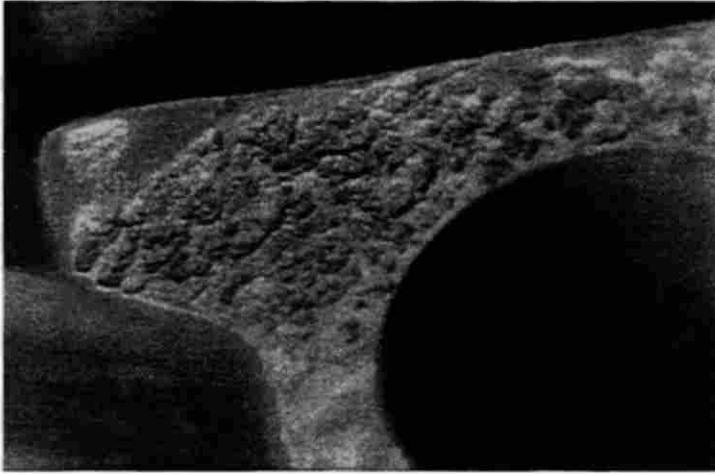


Fig. 6.11.5 Corrosión por rozamiento en la parte de la raíz del álabe.



Fig. 6.11.6 Corrosión por rozamiento en un extremo de la superficie de una banda de la cubierta total.



### 6.11.6. IMPACTOS DE PARTICULAS SOLIDAS

Cualquier falla de componente (ruptura mecánica) que ocurra en los álabes de vapor genera desperdicios metálicos. Estos desperdicios se subdividirán en partículas aun mas pequeñas por el movimiento de los álabes, estas partículas después pasarán siguiendo el flujo del fluido através de la unidad. En su paso através de las piezas de la unidad, estas pequeñas partículas causan daños severos a los pasajes y cubiertas. Si las partículas no son cortadas lo suficientemente pequeñas por los álabes, pueden quedarse almacenadas en los pasajes de flujo de vapor, figura 6.11.7, causando aun mayores daños a la hilera de álabes mostrado en la figura 6.11.8. Acciones de reparación dependen del impacto de las partículas sobre los componentes, así como de la localización y extensión de la deformación.

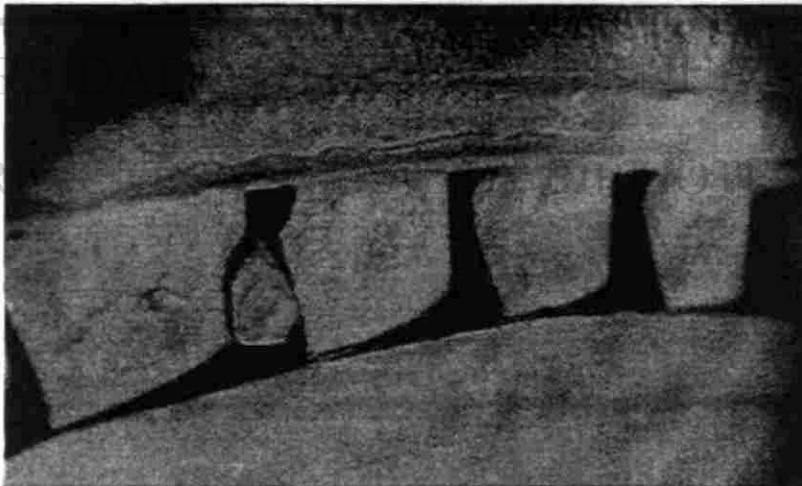


Fig. 6.11.7 Pieza de una válvula incrustada una hilera de aspas fijas.

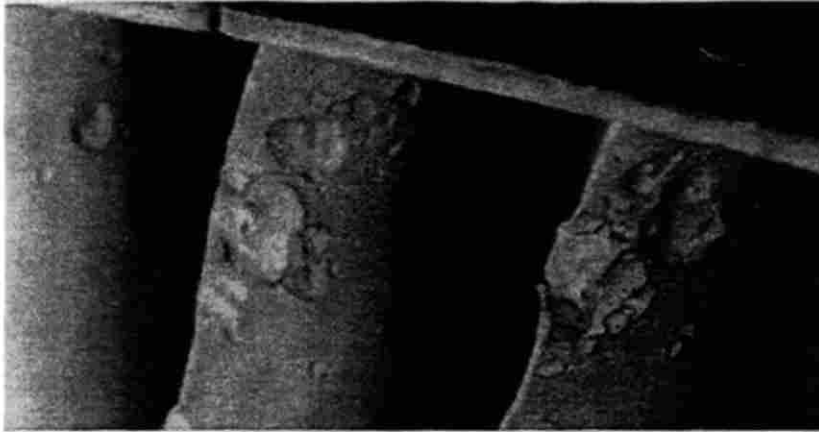


Fig. 6.11.8 Daño causado por impacto en una porción de entrada de una hilera de álabes móviles.

**\*Martillado de partículas sólidas.**

Existe el caso en que los residuos de partículas de metal son transportadas hasta la caldera, y objetos metálicos inadvertidamente pueden quedarse como residuos después de haberse practicado una acción de mantenimiento. Además pequeños misiles pueden ser generados dentro de la unidad durante la operación de ésta, todo esto como resultado de las rupturas mecánicas y de la distribución de residuos metálicos a través de la unidad en servicio.

Estas pequeñas piezas metálicas tienen la potencia para impactar sobre los álabes en movimiento, causando pequeños cráteres que deforman el movimiento laminar que lleva el flujo de vapor a través de los pasajes de aire. Esta interrupción del flujo de la corriente de vapor puede provocar separación prematura de la separación de esta corriente de vapor añadiendo vórtices a la corriente que provocan grandes pérdidas en la expansión.

### **\*Deformación del material.**

La deformación del material es un efecto normal de algún tipo de impacto mecánico o de rozamiento. Dicho impacto puede abrir o cerrar el área de descarga del paso. En algunos casos este daño no afectará en el área o ángulo de descarga, pero deformará el interior de la entrada, causando una interrupción de flujo de vapor en el paso. En la figura 6.11.9 puede observarse el efecto en la orilla de la entrada de los pasajes causado por un rozamiento axial pesado.

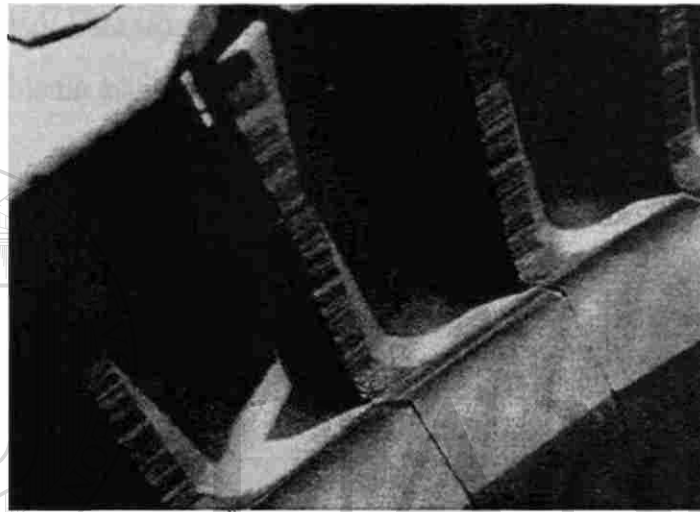


Fig. 6.11.9 Línea de aspas móviles con daños en la orilla de la entrada.

Las pérdidas en este tipo de caso pueden ser únicamente evaluadas en términos del daño causado, el cual necesitará ser evaluado individualmente en cada caso.

### **6.11.7. FALLAS DE HUMEDAD**

La humedad es formada en el fluido de trabajo debido a la condensación del vapor en flujo. Las gotas de agua que se han formado son transportadas a través del recorrido del flujo de vapor en uso. Una porción de estas gotas se deposita sobre las superficies de los componentes, en los cuales estas gotas tendrán la libertad de seguir

moviéndose hasta formas gotas mas grandes. Estas gotas mas grande pueden entrar una vez mas a el flujo de vapor e impactarse sobre las componentes de los pasajes del flujo de vapor, causando erosión. De cualquier forma existe mas de una forma de que el agua acumulada proveque un daño.

**\*Erosión por humedad.**

Una vez que las gotas de agua se han formado, acumulado y entrado una vez mas al flujo de vapor, tienen la potencia para erosionar el material de los álabes, si estas impactan a alta velocidad. Este tipo de daño es común en la mayoría de de los álabes del ultimo paso, dicho problema es mostrado en la figura **6.11.10**



**Fig. 6.11.10 Erosión en el extremo de entrada de álabes móviles.**

Este problema de erosion de impacto de humedad ocurre en la seccion de álabes antes mencionada, en la seccion de baja presion del paso. Hay una pérdida de material, lo que es ocasionado por las fuerzas de impacto desarrolladas en las secciones exteriores de las aspas, por las gotas de agua. Como resultado de este impacto, el material que se desprende de los componentes causa un efecto de rasgado de las superficies.

Las pérdidas de eficiencia en la porcion exterior de la periferia a la entrada de la turbina, es por lo general determinada como de muy baja magnitud, por lo cual no garantiza ninguna accion de restauracion. Sin embargo la boca del área aerodinámica puede ser reparada por métodos de restauracion, pero; a menos que exista una razón mecánica para efectuar esta reparación, esta acción no será considerada para la eficiencia.

***\*Erosión de lavado.***

Cuando enormes cantidades de agua fluyen por los canales de flujo del vapor, algunas veces a altas velocidades y niveles de presion, estas tienen la potencia para causar daños por erosión de lavado de las superficies del material. El grado hasta el que el material es removido esta en función del material, de su dureza y la cantidad y la velocidad del agua. En la figura 6.11.11 se aprecia una porcion de un álabe en movimiento con severas pérdidas de material.

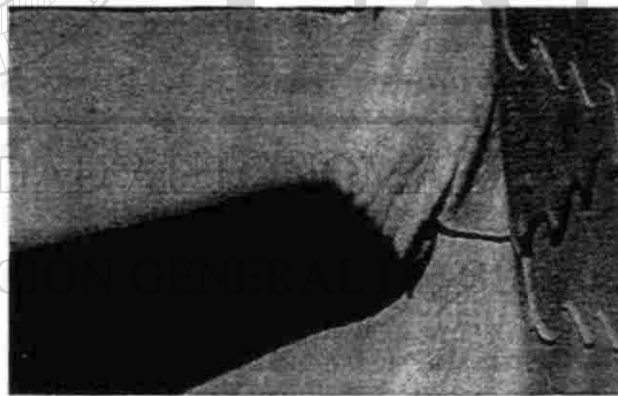


Fig. 6.11.11 Erosión por lavado con agua en los álabes de la etapa de control de una unidad nuclear.

La erosión por lavado de agua tiene la propieda de modificar la forma de los pasajes del flujo de vapor, por medio de la pérdida de material, de alguna forma teniendo los mismos efectos sobre la eficiencia del paso y como pequeñas partículas que son transferidas a la parte superior de la caldera. Este efecto de pérdida de material es generalmente mas predominante en los pasos operando en regiones de baja presion, al

final de la unidad. En estos casos el área de descarga diseñada en la unidad es lo suficientemente grande que cualquier incremento es diferencialmente pequeño y tiene un efecto despreciable. En la figura 6.11.12 se observa la porción de una etapa de baja presión que ha sufrido erosión por lavado en la parte exterior de las paredes.



Fig. 6.11.12 Estrias por lavado en una cubierta de acero de un diafragma de un anillo externo.

Así, existen algunos diseños en los cuales las unidades han sido creadas para operar con reactores de enfriamiento de agua, en donde la humedad se presenta en etapas de alta presión y pérdida de material que puede representar un incremento en el área de descarga. Aquí las pérdidas pueden ser dignificantes, y deben ser evaluadas por la degradación de la eficiencia.

***\*Erosión de dibujo de cable.***

Cuando en la turbina existen superficies de metal, y existen diferenciales de presión a través de éstas, si se presentan residuos de agua, éstos serán forzados a circular sobre estas superficies, si algún tipo de flujo es iniciado. Así como el agua fluye a través de estas superficies se generan pérdidas de metal en superficies causando un incremento en el área de escape.

***\*Erosión en el borde de salida de los álabes.***

Este es un problema causado en la parte baja del borde de descarga de los álabes en movimiento, causado por la introducción de agua a los pasajes de vapor para enfriar la salida, figura 6.11.13. Este problema ocurre en áreas de alto esfuerzo, y ocasiona como resultado fracturas en canales por erosión/cavitación.

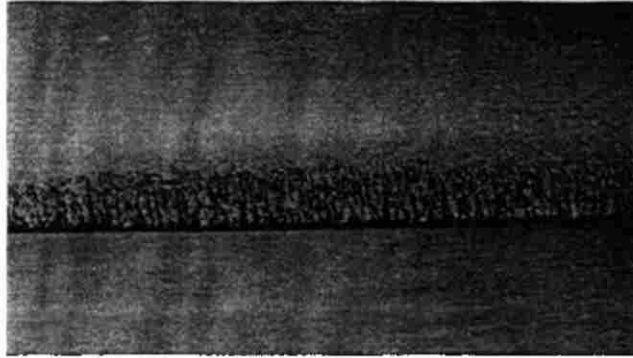


Fig. 6.11.13 Erosión sobre el borde de superficies de salida de álabes.

#### 6.11.8. MATERIAL EROSIVO DE PARTICULAS SOLIDAS

Un problema encontrado en muchos mecanismos de etapas de entrada y salida, a altas o bajas presiones, y secciones de recalentamiento es la erosión por partículas sólidas. Este mecanismo remueve material de las superficies por la combinación de impactos de partículas de los tubos de la caldera y transportados hasta los pasajes del vapor, las cuales tienen la potencia para causar pérdidas abrasivas de las superficies de los pasajes de vapor.

Esta escala de partículas puede causar mayores efectos con las pérdidas de material ya sea de partes fijas o móviles de la unidad. Además es capaz de remover material que fragilmente está adherido a la cubierta de los álabes.



En las aspas fijas el mayor efecto presentado es la pérdida de material de la orilla de descarga, figura 6.11.14, causando el debilitamiento del material y modificación del ángulo del área de descarga. Además las paredes pueden perder material, normalmente en la parte exterior de ellas. La entrada de los álabes fijos también se puede ver afectada por la acción de partículas, figura 6.11.15

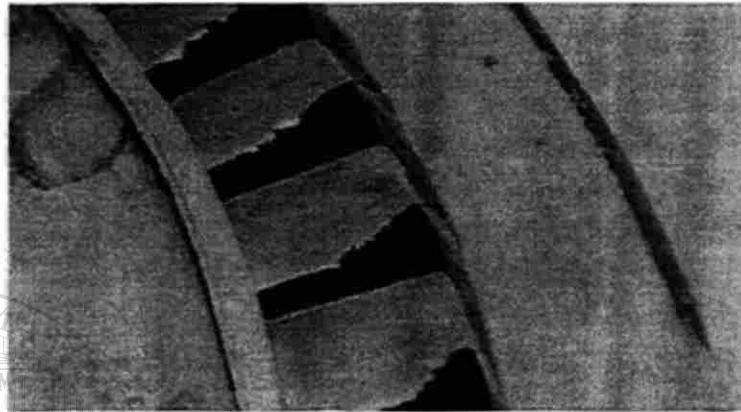


Fig. 6.11.14 Pérdida de material en las aspas de descarga de los álabes fijos.



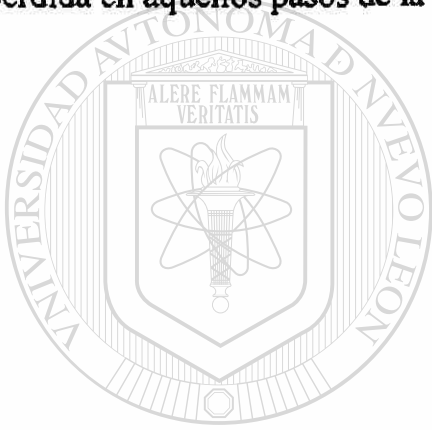
Fig. 6.11.15 Pérdida de material del extremo de entrada en los álabes fijos.

En los componentes móviles el material es removido de la orilla de las entradas, modificando la sección del aspa y el ángulo de entrada. Cuando es descubierto un daño como el mencionado, la superficie de la canaleta de presión deberá ser examinada por esta falla de “cavitación”. Esto es necesario porque algunos pasos que sufren del fenómeno de erosividad tienen una banda de cubierta total, y una pérdida de material de una superficie representa resquebrajamiento del interior del pasaje, lo que ocasiona fragilidad en el exterior del álabe, modificando sus características vibratorias y



causando fragilidad estructural. Para los pasos que no incluyen banda de cubierta total, esto puede representar un resquebrajamiento del material de los tetones.

La pérdida de éste material en superficies provoca el acanalamiento de las mismas y de esta forma pérdida en la eficiencia. Sin embargo existen significantes formas de pérdidas de material asociadas con el material removido, lo que ocasiona cambios en los álabes y sus paredes. La forma en que este material se pierde puede afectar partes fijas en el área de descarga del paso, lo que representa una significativa pérdida en aquellos pasos de la unidad de entrada de vapor de la caldera.



# UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

# CAPITULO 7

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Con el creciente desarrollo energético y las exigencias cada día mayores de energía, sobre todo barata y cerca de los centros de consumo, el crecimiento de la potencia unitaria de las turbinas, han aumentado las exigencias de factibilidad de los equipos destinados para ese fin en todo el equipo que configura el ciclo de potencia, así como los elementos que configuran a cada equipo, principalmente hacemos énfasis en la turbina y sus elementos que pueden ser fijos y móviles, entre los que se encuentran los álabes.

Acorde con la información que se tiene principalmente en el Instituto de Investigaciones Eléctricas y la empresa paraestatal Comisión Federal de Electricidad el elemento que más sufre deterioro es el álabe móvil y fijo y el causante de que la turbina requiera más tiempo para reparación. Por tal motivo se presta mayor atención a salvaguardar el buen funcionamiento de los álabes. Así mismo para el diseño, selección del material idóneo y la calidad de la mano de obra para su instalación y mantenimiento preventivo y correctivo.

También es necesario enfatizar en la atención a los problemas de la resistencia mecánica, estática y dinámica de los álabes fijos receptores y móviles, para asegurar la fiabilidad de ellos en condiciones de vibración y evitar al máximo posible la erosión en los mismos.

Los esfuerzos que se deben tener siempre presente son: momento torsional (par de torsión) desarrollado por el vapor en los álabes receptores, momento flector o de flexión

debido al propio peso y el desequilibrio del álabe, así como el esfuerzo axial desequilibrado por el vapor.

El de mayor importancia de los esfuerzos es el momento torsional, sobre todo en los momentos críticos como el de corto circuito; los otros esfuerzos son demasiado pequeños y pudieran despreciarse.

Bajo el régimen de trabajo de las turbinas de vapor cuyas temperaturas de operación son tales, que el material de la misma (el álabe) trabaja en condiciones de elasticidad y en algunas ocasiones de fluencia plástica.

Los mayores peligros para la turbina son las oscilaciones de autoexcitación y transitorias.

Las oscilaciones transitorias se presentan sobre todo cuando se rompen algunos álabes o cuando ocurre un sismo o, el generador eléctrico está en corto circuito; siendo necesario adecuar un mecanismo de amortiguamiento para evitar un crecimiento ilimitado de este fenómeno, así como evitar el fenómeno de la resonancia y así evitar las vibraciones.

Los esfuerzos de distensión se pueden reducir substancialmente si los álabes se fabrican con perfil variable y con un área de disminución desde la raíz hacia la periferia, y para ello, los álabes del último escalón se fabrican con una aleación de titanio, cuya resistencia es similar al acero pero la relación de densidades del titanio con respecto a la del acero es aproximadamente 0.5. Así mismo, mediante este procedimiento, los esfuerzos de flexión ocasionados por las fuerzas centrífugas compensen las fuerzas de tensiones de flexión generadas por los esfuerzos del vapor.

El fenómeno de oscilación de los álabes o del conjunto se presenta siempre cuando la turbina se arranca y al ir desarrollando su velocidad puede pasar varias zonas de resonancia.

Con el fin de evitar prolongar el equipo en estas zonas, la máquina se somete a un calentamiento de pre-arranque para que todos los componentes se les incremente previamente su temperatura y cuando se tenga que pasar por las zonas de frecuencia crítica se pase rápidamente y el tiempo en resonancia sea muy corto y no cause daños en el grupo.

Durante este peligroso paso por las zonas críticas, a medida que se incrementa la fuerza perturbadora, la frecuencia aumenta en el álabe y su amplitud alcanza un valor máximo, al

umentar la frecuencia, el fenómeno disminuya hasta anularse, después vuelve a repetirse cualitativamente.

La curva de flexión puede observarse durante las oscilaciones con la ayuda de una lámpara estroboscópica o determinarse mediante el método holográfico.

Las curvas de flexión que corresponden unívocamente a la frecuencia natural de la oscilación.

Esta frecuencia de oscilación se puede determinar mediante la siguiente relación

$$f = \frac{0.56}{l^*l} \sqrt{\frac{EJ}{\rho_{mat} A}}$$

donde:  $l$  = longitud perfilada del álabe

$E$  = módulo de elasticidad

$J$  = momento de inercia de la sección, mínimo para las vibraciones tangenciales y máximo para las axiales.

$\rho_{mat}$  = densidad del material

$A$  = área de la sección transversal

$f$  = frecuencia hertz

Las vibraciones de resonancia se presentan cuando, la frecuencia de cualquier armónico de la carga coincide con una de las frecuencias naturales del álabe.

La línea de flexión dinámica coincide en este caso con la forma principal correspondiente de las oscilaciones.

La amplitud de las tensiones dinámicas máximas durante la resonancia en el curso de las oscilaciones de flexión de un álabe de sección constante, excitadas por la carga uniformemente distribuidas según la altura de la intensidad se determina.

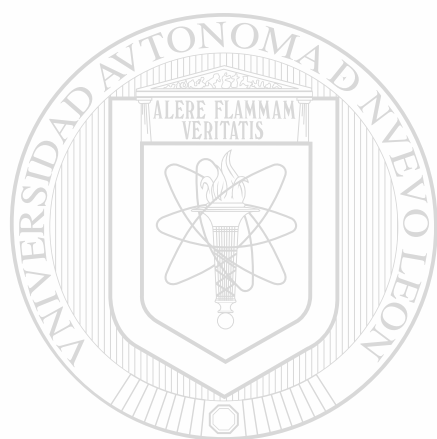
$$\sigma_{\text{din}} = \frac{\pi q_k l^* l}{\eta \omega}$$

- donde:  $\eta$  = disminución logarítmica de las oscilaciones  
 $\omega$  = par de resonancia de la sección del álabe  
 $l$  = longitud perfilada del álabe.  
 $q_k$  = intensidad de la carga de excitación  
 $\sigma_{\text{din}}$  = tensión dinámica del álabe

Concluyendo, el estudio para la fabricación y ensamble del álabe, así como su conservación en óptimas condiciones para que desarrolle eficientemente sus funciones, como también al aplicarle el mantenimiento ya sea preventivo o correctivo es demasiado complicado, delicado y de precisión, por las velocidades a las que son sometidos, además, este elemento es una parte interna que configura una turbina, por lo tanto, es de suma importancia, la gran responsabilidad que adquiere, la persona que desarrolle cualquier función en relación con el álabe y por ende con la turbina, ya que es la máquina del ciclo de potencia, más complicada para su funcionamiento, mantenimiento preventivo y/o correctivo.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

Recomiendo a los estudiosos de este equipo que deberán tener muy presente los conocimientos de termodinámica, dinámica de gases, mecánica de fluidos, resistencia de materiales, y otras asignaturas afines para una mejor comprensión de las funciones y cuidados para este elemento y en general a la turbina.



# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

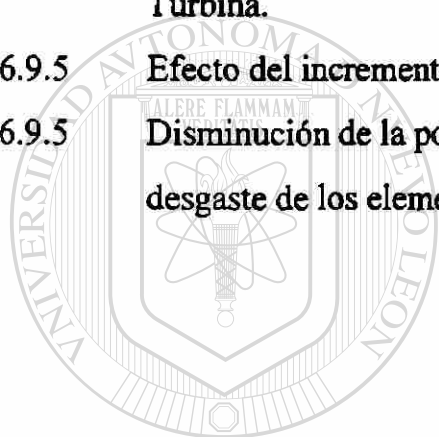
®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

## INDICE DE TABLAS

<b>No. de Tabla</b>		<b>Pag.</b>
2.11	M y q como funciones de la relación entre presión y estática local y presión de estancamiento.	42
2.16	Choque polar transformado por ondas de choque oblicuas.	48
2.19	Párametro de la fricción para flujo compresible de un gas en una tubería aislada de diámetro constante.	62
2.20	Párametro limitante de fricción para un flujo compresible de un gas en una tubería aislada de diámetro constante.	64
2.22	Valores límite de presión estática, velocidad, y volumen específico de un gas fluyendo en un diámetro constante.	69
4.8	Desviación del ángulo de flujo para el arco de $\theta/t$ para diferentes valores de $M$ y $\theta/t$ .	130
4.13	Perfil del coeficiente de daños para álabes y las toberas de aluminio.	137
4.14	Coeficiente de pérdidas incidentes en los álabes de impulso.	137
4.15	Coeficiente de pérdidas por incidencia para álabes anchos y boquillas	138
4.23	NACA-0012.	157
4.28	Factor de estrechamiento.	174
4.30	Factores de frecuencia.	181
4.31	Coeficientes de rotación.	182
5.1	Curva de termofluencia-ruptura (K-42-B forjado).	193
5.2	Prueba de termofluencia (TIMKEN 16-25-6).	194
5.7.2.1	Intervalos en horas.	218
6.4.1	Reducción del área de salida de los diafragmas de la turbina de 37.5 MW.	242
6.4.2	Resultados globales de las pérdidas y eficiencia de la turbina de 37.5 MW antes de mantenimiento.	244

6.8.1	Resultados del análisis de la turbina de 158 MW antes y después del mantenimiento.	273
6.8.2	Resumen del resultado global del análisis de la disminución de la potencia en turbinas de vapor durante 1995-1996.	274
6.9.1	Comparación de claros de sellos.	282
6.9.2	Condiciones de referencia de la turbina.	283
6.9.3	Efecto de la erosión en el canal de flujo de la etapa de control sobre la potencia de la turbina.	284
6.9.4	Efecto de los depositos en el canal de flujo sobre la potencia de la Turbina.	284
6.9.5	Efecto del incremento del claro de sellos internos.	285
6.9.5	Disminución de la potencia interna y eficiencia debido al desgaste de los elementos de la turbina, antes de mantenimiento.	286



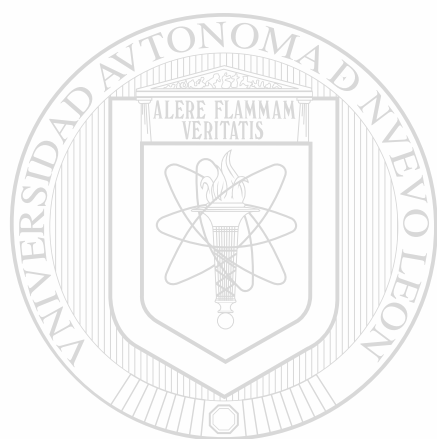
# UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS





# UANL

---

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN

®

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

## INDICE DE FIGURAS

<b>No. de Figura</b>		<b>Pag.</b>
2.4	Observador moviéndose con la onda frontal.	24
2.5	Ondas de sonido en un gas	29
2.6	Flujo de desaceleración con un disturbio en una región subsónica	30
2.7	Ondas de choque débiles y oblicuas ( $\theta$ muy pequeño)	36
2.8	Onda de choque débil y oblicua en un pasaje divergente	37
2.9	Onda de choque débil y oblicua en un pasaje convergente	37
2.12	Flujo supersónico alrededor de una esquina exterior e interior	43
2.15	Ondas de choque atada y aislada	43
2.13	Onda de choque fuerte y oblicua	44
2.14	Choque polar	45
2.17	Características de flujo isoentrópico en un pasaje de área variable de sección de cruce Vs. longitud en dirección del flujo.	55
2.18	Fuerzas actuando sobre un elemento de gas en un área de pasaje constante de sección cruce.	58
2.21	Línea de Fanno en un diagrama h-s.	65
2.23	Línea de Rayleigh para flujo compresible sin fricción en un pasaje de sección uniforme con transferencia de calor.	73
2.24	Relación de flujo de masa como una función de la relación de presión.	78
2.25	Línea de corriente y elemento de volumen para el flujo circulatorio concéntrico.	78
3.1	Momento de una partícula.	81
3.2	Flujo arbitrario a través de un álabe.	83
3.3	Flujo arbitrario en el pasaje del rotor, vista lateral y de frente.	84
3.4	Sección cónica a través de la rotación que muestra el contorno cerrado para una sección total de circulación.	87

3.5	Fuerza de impulso debido al cambio de baja velocidad.	90
3.6	Fuerza de impulso debido al cambio de dirección de velocidad.	90
3.7	Fuerza de reacción debido a aceleración de la velocidad.	91
3.8	Velocidad relativa.	91
3.9	Radios del álabe.	93
3.10	Diagramas de velocidad para una turbina de impulso simple.	96
3.11	Diagrama polar de velocidad.	98
3.12	Diagrama de velocidad para una turbina de impulso simple.	98
3.13	Diagrama de velocidad ejercida de dos líneas de álabes.	104
3.14	Diagrama de velocidad polar para turbinas Curtis de tres filas de álabes.	106
3.15	Alabe de reacción.	109
3.16	Diagrama de velocidad extendido – Etapa de reacción.	110
4.1	Perfil de los álabes de impulso.	116
4.2	Álabes de impulso comunes.	117
4.3	Pasaje de álabes fijos a tobera.	118
4.4	Curtis dos filas.	121
4.5	Blocks de boquillas cónicas.	123
4.6	Diagrama de velocidad en las secciones raíz, media y punta	126
4.7	Efecto de la carga parcial y sobrecarga del triángulo de velocidad a velocidad constante.	127
4.9	Variación del ángulo de flujo y coeficiente de operación	131
4.10	Defección del flujo a la salida de la tobera.	132
4.11	Perfil del álabe simétrico de impulso.	133
4.12	Perfil del álabe de impulso unidimensional.	133
4.16	Etapa de presión de la turbina donde se muestra la orientación de los ángulos y de las velocidades.	139
4.17	Perfiles convencionales de la reacción del álabe	140
4.18	Clasificación de rotores.	145
4.19	Diagramas de velocidad.	152

4.20	Diagramas de velocidad para vórtice libre de flujo.	153
4.21	Diagrama de velocidad para 50% de reacción.	154
4.22	Sección aerodinámica del álabe.	156
4.24	Fuerzas actuantes en el álabe de propulsión.	158
4.25	Principio único de aerodinámica.	163
4.26	Ensamblado de etapas Curtis con protección de álabes.	169
4.27	Fuerzas actuantes sobre un álabe de turbina.	172
4.28	Ejes principales para álabes de turbina.	177
4.29	Modelos de vibración para álabes.	179
4.32	Esfuerzos tangenciales en secciones de disco tangenciales.	183
4.33	Bulbos y presillas para álabes de impulso de velocidades altas.	185
4.34	Álabe de alta velocidad para turbinas de BMW 003.	186
4.35	Álabes de alta velocidad tipo STRADDLE-T.	186
4.36	Álabes de alta velocidad tipo STRADDLE.	187
4.37	Álabes de alta velocidad con base en forma de T.	187
4.38	Álabes de alta velocidad de base tipo árbol de Navidad.	188
5.7.2.1	Esquema de un hip.	211
5.7.2.2	Detalles del resanado.	220
5.7.2.3	Reparación de álabes.	221
6.4.3.1	Daños de la tobera No.1 de la etapa de control, turbina de 37.5 MW	241
6.4.3.2	Daños en la tobera No.2 de la etapa de control, turbina de 37.5 MW	242
6.4.3.3	Dobles de los filos de salida de los álabes.	243
6.4.5.1	Método de corrección y verificación para la tobera No. 1 (Etapa de control) .	246
6.4.5.2	Deposito de soldadura.	247
6.4.5.3	Proceso de enderezado de los bordes de salida de los álabes de los diafragmas de alta/intermedia y baja presión.	248
6.4.5.4	Filo de salida cortado.	248
6.8.2.1	Dobles de los filos de salida de los álabes.	262
6.8.2.2	Muestra el desgaste completo de sellos en una turbina de vapor.	262

6.8.2.3	Fuertes depósitos en los diafragmas de turbina, cambiando además la rugosidad y viscosidad.	263
6.8.2.4	Comportamiento del flujo en el control de álabes de las turbomáquinas.	264
6.8.5.1	Ilustración de las dimensiones de los perfiles de álabes.	271
6.10.2.1	Alabes L-0 de turbinas de vapor de baja presión de unidades de 300 MW.	292
6.11.1	Superficie con daño por ciclo alto.	298
6.11.2	Grieta por fatiga de ciclo bajo en una carcaza de alta presión.	299
6.11.3	Picaduras por corrosión en la línea de aspas móviles.	302
6.11.4	Grieta de hélice causada por daños de fatiga corrosiva.	304
6.11.5	Corrosión por rozamiento en la parte de la raíz del álabe.	305
6.11.6	Corrosión por rozamiento en un extremo de la superficie de una banda de la cubierta total.	305
6.11.7	Pieza de una válvula incrustada una hilera de aspas fijas.	306
6.11.8	Daño causado por impacto en una porción de entrada de una hilera de álabes móviles.	307
6.11.9	Línea de aspas móviles con daños en la orilla de la entrada.	308
6.11.10	Erosión en el extremo de entrada de álabes móviles.	309
6.11.11	Erosión por lavado con agua en los álabes de la etapa de control de una unidad nuclear.	310
6.11.12	Estrías por lavado en una cubierta de acero de un diafragma de un anillo externo.	311
6.11.13	Erosión sobre el borde de superficies de salida de álabes.	312
6.11.14	Pérdida de material en las aspas de descarga de los álabes fijos.	313
6.11.15	Pérdida de material del extremo de entrada en los álabes fijos.	313

## GLOSARIO

**Acidez:** Terminado usado para clasificar el agua que alimenta a una unidad generadora de vapor cuando tiene un PH inferior a 7; esto es muy importante porque si este valor es inferior a 7 se formaran fosfatos ácidos de calcio y magnesio que son altamente incrustantes; igualmente si el Mg existe en forma de cloruros, formara un compuesto muy corrosivo por reacciones cíclicas sucesivas que producen ácido clorhídrico que atacan al acero.

**Agua:** Sustancia formada por 2 átomos de hidrógeno y un átomo de oxígeno; puede ser potable, dura, suavizada, desmineralizada, condensada, pesada.

**Agua Condensada:** Cuando esta ha pasado del estado de vapor al estado líquido, es agua con una dureza igual o ligeramente mayor a cero.

**Agua Dura:** Cuando este fluido contiene materias en suspensión y disueltas, tales como: arenas, sales, ácidos, cloruros, oxígeno, etc., provocando incrustaciones u oxidaciones en el acero.

**Agua Suave:** Cuando este fluido se hace pasar por un tanque relleno de resina o zeolita, para que efectúe un intercambio iónico reteniendo la zeolita iones de magnesio y calcio y cediendo iones de sodio.

**Agua Tratada:** Cuando ha sido sometida a varios procesos y se le ha suavizado, desmineralizado, adecuado el PH, desoxigenizado, etc.

**Alabe:** Dispositivo que está unido firmemente a la flecha, sirve para recibir y cambiar la dirección del flujo de vapor, cambio de momento. Tiene una forma geométrica de media luna; pueden ser fijos o móviles.

**Alabes Fijos:** Sirven para dirigir correctamente al vapor, que sale de los álabes móviles para que entre correctamente a la siguiente hilera de álabes móviles.

**Amortiguamiento:** Capacidad que debe poseer el metal del alabe para reducir o absorber los efectos del alabe para reducir o absorber los efectos de la vibración y las tensiones.

**Angulo de Flujo:** Desviación con respecto al eje de la tobera o de los alabes que sufre el vapor para eficientizar el proceso.

**Anillo de Refuerzo:** Es una banda que se instala al rededor de la periferia del alabeado cuyo objetivo es reforzar los alabes y prevenir el derrame del fluido fuera del alabe, así como disminuir los efectos de la vibración, se unen al alabeado por medio de tensores o bien son forjados integralmente a los alabes.

**Arrastre de Sólidos:** Cuando el agua a evaporarse contiene grasas y aceite, provocando la formación de espumas, mala operación en los niveles del agua, disminución de la cámara de vapor y al exigir grandes demandas de vapor arrastrará consigo cierto volumen de agua líquida, evaporándose fuera de la caldera depositando sales y provocando oxidación.

**Aspecto de Proporción:** Es una relación de la evaluación del álabe con respecto a la longitud de su cuerda sin estrechamiento; pero con estrechamiento en términos de longitud de cuerda y densidad.

**Boquilla:** Orificio de área variable por donde el vapor es suministrado para que se provoque una transformación de energía Térmica a Cinética o Velocidad.

**Calibración:** Es el ajuste del ángulo de salida del alabe y así obtener la abertura optima del alabe.

**Calor:** Energía que fluye de  $\emptyset$  hacia un sistema, como resultado de una diferencia de temperatura entre el sistema y el cuerpo externo.

**Calor:** Energía que esta siendo transferida a través de la frontera de un sistema porque existe una diferencia de temperatura.

**Calor Específico:** Es la cantidad de calor que se transfiere a través de la frontera del sistema sin fricción ocasionado por la variación de temperatura de  $1^\circ$  (un grado) por unidad de masa en el sistema.

**Carga Aerodinámica:** cuando un fluido circula a través del pasaje de álabes fijos o móviles con la menor resistencia o fricción al circular.

**Ciclo:** Es un proceso o serie de procesos que retornan al sistema a su estado original o que tenia antes de iniciar el proceso.

**Condición de Estancamiento:** Un estado de estancamiento existe cuando un gas de alta es traído completamente al reposo isoentropicamente entonces la presión, temperatura y entalpía de estancamiento son mayores que las estáticas.

**Corrosión:** Es un fenómeno que se presenta cuando esta presente la oxidación que en presencia de ácidos, cloruros, altas temperaturas, tiempo y humedad provocan desgaste o adelgazamiento del metal en tubos, toberas, álabes, etc. presentándose primero pequeñas grietas visibles al microscopio y posteriormente ya visibles a simple vista.

**Cubierta de Salida:** Es la porción de la carcasa que colecta y entrega vapor de salida a la tubería de descarga o condensador.

**Cuerda:** Línea imaginaria que recorre el centro del álabe de su raíz a la punta.

**Chumacera de Empujes:** Usualmente es una combinación de los collarines que absorben las fuerzas axiales.

**Densidad:** Masa contenida en una unidad de volumen del sistema.

**Deposito de Vapor:** Es una cámara suplementaria donde el vapor es suministrado al banco de toberas.

**Desmineralización:** Actividad química que se efectúa en el agua de alimentación a la caldera para evitar que estos se precipiten y ataquen en el metal.

**Desmoronamiento:** Hender ligero o superficialmente el metal del alabe, provocando hendiduras o grietas.

**Diafragma:** Contiene el banco de toberas y sirve para confirmar el flujo de vapor hacia los pasajes de toberas y esta unido al cilindro o carcasa.

**Disco Rueda:** Los álabes móviles son unidos directamente al disco que gira y es asegurado fijado a la flecha.



**Dispersante:** Producto químico que se le agrega al agua de alimentación a las calderas para evitar que los lodos se precipiten, es decir, es un acondicionador de lodos.

**Eficiencia Térmica:** Es una relación de la energía convertida en trabajo en un determinado intervalo de tiempo con respecto a la energía suministrada al sistema en el mismo intervalo de tiempo.

**Embalaje:** Empaques en forma de anillos de carbón o laberintos que sirven para minimizar el escurrimiento en los espacios anulares entre el diafragma y la flecha.

**Energía:** Es la capacidad para producir un cambio o efecto en una sustancia.

**Energía Cinética:** Es la energía que tiene un cuerpo o sustancia en movimiento.

**Energía Interna:** Energía almacenada dentro de una masa de moléculas con respecto a su movimiento y configuración.

**Energía Mecánica Potencial:** Es la energía almacenada en un cuerpo, debido a su posición en un campo gravitacional.

**Entalpía:** Es una propiedad termodinámica de la materia que es la suma de la energía interna almacenada en una unidad de masa de moléculas y el producto de la presión y el volumen específico de la sustancia.

**Equilibrio Radial:** La velocidad absoluta del fluido se proyecta en tres componentes, Tangencial, Axial y Radial y la velocidad radial se considera constante, entonces la energía se transfiere positivamente en forma radial.

**Escala de Temperatura:** Existen dos escalas convencionales y absoluta. La convencional son dos principalmente Centígrada y Fahrenheit. La absoluta, grados Rankine y Kelvin.

**Esfuerzo Centrifugo:** Es provocado por la componente fuerza centrífuga activa de salida, que resiente en un esfuerzo de tensión en la raíz del alabe quien empuja al alabe hacia fuera del disco o rotor; este esfuerzo esta en función de la masa de material, longitud y velocidad angular del mismo.

**Etapas:** Cantidad de discos fijos y móviles que deben instalarse en una turbina para mejorar la eficiencia, potencia y poder controlar la velocidad de la flecha para aprovechar la energía transformada pudiendo ser de velocidad y presión y por lo general actualmente combinadas.

**Factor Solidez:** Es la relación entre, la cuerda del álabe respecto a su inclinación.

**Falla por Fatiga:** Cuando el alabe es sometido a un esfuerzo sostenido bajo millones de segundo y es tal la función que desarrolla el material, que ocasiona la ruptura de los satómicos, provocando fragmentación local de los cristales.

**Flujo Adiabático:** Cuando no se efectúa ningún trabajo, aun cuando la fricción esta presente la temperatura y entalpía de estancamiento permanecen sin cambio en todas las secciones del pasaje de flujo de fluidos.

**Flujo Axial:** Cuando un fluido circula en dirección paralela al eje de la turbomáquina

**Flujo Circulatorio:** Es cuando un fluido se mueve en círculos, es decir, se forman remolinos.

**Flujo de Energía:** Es la transferencia de energía a través de la frontera del sistema ocasionada por el trabajo que esta realizando el fluido en movimiento impulsando el flujo a través de la frontera del sistema.

**Flujo Isontrópico:** Cuando no hay trabajo, las presiones de estancamiento son iguales en todas las secciones; pero existen cuatro casos en los cuales la presión puede disminuir y la variación de volumen puede ser positiva o negativa según sea numero de Mach igual, menor o mayor que uno.

**Fragilización:** Este fenómeno se presenta cuando el PH es mayor a 12 originando un excedente de sosa cáustica o sílica y conveniente al metal en quebradizo.

**Fragilización Cáustica:** Esto ocurre cuando el agua en el interior de la caldera es mayor de 12 y originará la formación de un excedente de hidróxidos, la mayoría de sodio que atacará en las uniones principalmente.

**Fragilización Silicosa:** Es una incrustación vidriosa y muy difícil de remover, para poder evitar este problema la alcalinidad del agua a la fenolftaleína deberá ser 2/3 partes de la alcalinidad al naranja de metilo y el PH del agua entre 9.5 y 10. Así mismo debe efectuarse la coagulación y desmineralización por medio de productos químicos que se agregan en la alimentación a la caldera o en el deairador

**Fricción de Abaniquo:** Es un valor promedio de la fuerza de fricción entre la entrada y salida de un pasaje de alabes para un fluido.

**Fricción del Disco:** Es el choque entre el alabeado y el vapor provocando una pérdida de energía cinética, transformada en calor que es transmitido hacia el vapor.

**Fuerza:** El producto de la masa por la aceleración de un cuerpo.

**Gobernador:** El sistema gobernador sirve para controlar el flujo de vapor para mantener constante la velocidad con fluctuaciones de carga, para mantener la precisión constante con variación de demanda por vapor procesado o ambos.

**Incrustación:** Cuando las sustancias que trae el agua al evaporarse, tienden a precipitarse o depositarse en el fondo.

**Ingeniería Termodinámica:** Es la parte de la ciencia que trata con todo tipo de maquinas de calor, Refrigeración, Aire acondicionado, combustión, compresión, Expansión de fluidos y propiedades de las sustancias usadas en esas aplicaciones.

**Ley de la Conservación de la Materia:** La materia es indestructible durante reacciones químicas o térmicas, la composición puede cambiar, pero la masa que envuelve cada elemento en tal reacción permanece constante.

**Línea de Arqueo:** Es simplemente un área de un círculo, una combinación de arcos circulares definidos, una parábola o cualquier curva apropiada.

**Línea de Corriente:** Suposiciones que se consideran para simplificar el análisis de un fluido tanto en el intercambio de energía como de velocidad.

**Línea de Fanno:** Esta línea nos proporciona algunas características importantes de un flujo adiabático con fricción; con la entalpía constante para un flujo atomizado una entalpía estática ocurre con un incremento en la velocidad y la entropía cuyo valor máximo ocurre a la velocidad del sonido.

**Línea de Rayleigh:** Esta línea define el sitio de estado para un proceso e indica que, calentando un gas en un flujo subsónico resulta en una aceleración hasta que la entropía máxima es alcanzada para un número de Mach es igual a uno.

**Líneas de Mach:** Es el límite de propagación de las ondas de Mach en la zona de acción con la zona de silencio formando el cono de Mach.

**Líquido Comprimido:** Es un líquido que está bajo una presión mayor que la presión de saturación correspondiente a su temperatura.

**Líquido Saturado:** Cuando el fluido en estado líquido se encuentra a la presión y temperatura de saturación, es decir si le agregamos o retiramos cualquier cantidad de calor se convierte en vapor húmedo o líquido subenfriado.

**Mantenimiento:** Función que se efectúa en un ciclo de potencia cuyo objetivo es el vigilar que cada equipo que configura el ciclo funcione eficientemente y por lo tanto puede ser; preventivo o correctivo.

**Maquinalidad:** Es una propiedad que permite seleccionar el tipo de metal a usar para la fabricación de alabes fijos o móviles en turbinas de gas o vapor.

**Masa:** Ley de la conservación de la masa. Esta no se crea ni se destruye únicamente se transforma pero se mantiene constante.

**Medio:** Es el espacio fuera de la frontera del sistema que es afectado por la energía o masa transferida hacia

**Numero de Mach:** Es una relación entre la velocidad del fluido y la velocidad del sonido en ese medio. Importante para el diseño de pasaje de alabes y toberas.

**Numero de Reynold:** Es un parámetro de flujo importante y es una relación entre fuerzas inerciales con respecto a las fuerzas viscosas.

**Obstrucción Térmica:** Esto ocurre cuando el numero de Mach disminuye y el cambio de entropía es incrementado y cierta cantidad es añadida.

**Onda de Choque:** Cuando un fluido circula por algún conducto y este presenta una discontinuidad, el fluido experimentara un cambio en todas sus propiedades físicas y se producirá una onda de choque y este fenómeno puede ser: Normal, Débil, Fuerte y Oblicuo es analizarse en una, dos y tres dimensiones.

**Onda Esférica:** Esta formada por zona de silencio, localizada fuera del cono, dentro esta la zona de acción y donde se origina el fenómeno se le llama vértice.

**Ondas de Mach:** Propagación del disturbio dentro del cono de Mach.

**Oxidación:** Ataque o reacción química que provoca las sales depositadas por el vapor, en la superficie de los alabes en presencia del oxígeno, dióxido de carbono y elevadas temperaturas al acero.

**Polución:** Contaminación del agua por materia orgánica o por aguas residuales.

**Potencia:** Es el trabajo por unidad de tiempo.

**Potencial Hidrogeno (PH):** Es una escala convencional que nos sirve para determinar el estado de acidez o alcalinidad del agua, la escala es de 0 → 14; 0 a 7, agua ácida; de 7 a 14, agua alcalina; 7, agua neutra.

**Presión:** Fuerza aplicada por el sistema en un elemento infinitesimal de la superficie que limita al fluido dividido entre el área de tal elemento o bien es la fuerza ejercida por un fluido en una determinada superficie y puede ser: atmosférica, interna y absoluta.

**Presión Atmosférica:** Es la fuerza que ejercen los gases atmosféricos

**Presión Interna:** Es la registrada por un manómetro, ocasionada por la fuerza del fluido del interior hacia el exterior en una superficie determinada.

**Primera Ley de la Termodinámica:** Acorde a la primera ley de la Termodinámica, en un ciclo de potencia se suministra energía química → Energía Térmica → Energía Cinética, finalmente Trabajo; o bien la energía no se crea ni se destruye, únicamente se transforma o bien, el trabajo hecho en un proceso cíclico es igual al calor que se disipa. Esencialmente es la ley de la conservación de la materia.

**Proceso de Difusión:** Parámetro muy importante que debe estar presente al diseñar y ser muy cuidadoso al diseñar los pasajes de fluidos, para evitar choques de compresión y sus pérdidas consecuentes.

**Propiedad:** Cualquier característica del sistema que pueda ser observada directa o indirectamente y que describa el estado Físico y Térmico, requiriendo dos o más propiedades independientes para fijar el estado de un sistema.

**Punto Crítico:** Es la condición de presión y temperatura en la cual un líquido no puede evaporarse a temperatura constante. En este punto el estado de vapor y líquido saturado coinciden.

**Purga:** Actividad que se efectúa en la caldera para eliminar los sólidos disueltos y evitar incrustaciones y la oxidación puede ser de dos tipos; de fondo y de superficie.

**Regeneración:** Proceso o actividad que se efectúa en un suavizador para quitar los iones de Ca y Mg depositados en la zeolita y reintegrarle los iones de Na, es decir, agregar agua salada o salmuera que es rica en Na a la zeolita.

**Resistencia:** Propiedad que tiene el metal con alguna aleación principalmente con cromo para resistir esfuerzos alternos positivos y negativos y evitar así que la falla por fatiga no ocurra.



**Revestimiento:** Son las aleaciones aplicadas a los álabes para mejorar sus propiedades óptimas de fabricación con respecto a soportar máximas temperaturas y más resistentes a la corrosión y se puede aplicar de dos formas: Difusión y Sobrecapa.

**Revestimiento de Difusión:** Aleación agregada a la superficie metálica del álabe y esparcidos hasta una profundidad de 2 milésimas.

**Revestimiento de Sobrecapa:** Cuando la aleación se aplica uniformemente en toda la superficie del álabe o aspa.

**Segunda Ley de la Termodinámica:** Ningún sistema puede efectuar un ciclo completo y producir un trabajo neto sin que, al mismo tiempo verifique un intercambio de calor con un depósito simple que lo suministre y se encuentre a una temperatura uniforme.

**Simétrico:** Cuando los ángulos de entrada y salida del álabe son iguales. En la turbina significa que esta se compone del mismo número de álabes de impulso y reacción.

**Sistema:** Es una región o espacio dentro de una superficie o frontera especificada, que puede ser real o imaginaria, fija o variable. Puede ser:

- a) Cerrado, en el cual la masa es constante.
- b) Abierto, en el cual la masa puede entrar y salir del sistema.

**Sistema Termodinámico:** Es cualquier cantidad de materia o región de un espacio, cuya atención es directamente por propósitos de análisis. La materia o espacio deben estar dentro de una frontera; la masa puede salir o entrar; la frontera puede disminuir o incrementarse. El sistema puede ser abierto, no tiene frontera, hay transferencia de masa. Sistema Cerrado; hay una frontera y la masa en el sistema es constante.

**Temperatura:** Determina el nivel térmico del fluido. Para medirla, algún dispositivo calibrador debe quedar en equilibrio térmico con el sistema; esto ocasiona un determinado tiempo para obtener una medida exacta de ella; consecuentemente,

un sistema que presente cambios térmicos (rápidos) en sus niveles, para medirla exactamente es extremadamente difícil.

**Temperatura de Saturación:** Es la temperatura que tiene el vapor durante la evaporación. Para cualquier fluido, a cada presión solamente hay una temperatura de evaporación.

**Tensión Térmica:** Cuando el material (álabe) se someta a elevados cambios de temperatura, provocando un desmoronamiento del revestimiento pudiendo llevarlo a una fatiga térmica.

**Termodinámica:** Es la ciencia relacionada con transformaciones de energía, incluyendo calor y trabajo y las propiedades físicas de las sustancias que son involucradas en tales transformaciones de energía.

**Termofluencia:** Es una propiedad física del material del alabeado; siendo un problema serio en las turbinas donde los metales son sometidos a temperaturas tan elevadas y los claros entre las partes fijas y móviles deben mantenerse, tal que, deben vigilarse muy cuidadosamente los planes cristalográficos de la combinación de cristales individuales, con cierta cantidad de fluido y el límite del grano del material para que este se comporte como una sustancia elástica.

**Tobera:** Es un pasaje estacionario en la turbina de impulso, que puede ser uno o varios pasajes estacionarios. Sirven para expansionar el vapor de una baja a una alta velocidad y de una alta a una baja presión. Efectuar un cambio de energía, de térmica a cinética; además le da una dirección al vapor hacia el álabe.

**Trabajo:** Energía que esta siendo transferida a través de las fronteras del sistema ocasionado por una fuerza que esta actuando a una distancia.

**Trabajo:** Energía que esta siendo transferida a través de la frontera de un sistema porque existe una diferencia de temperatura.

**Tratamiento al Agua:** Distintos procesos físicos, químicos y térmicos a los que es sometida el agua para que tenga las características idóneas para su consumo y uso tanto domestico, comercial como en centrales térmicas.



**Válvula de Paro:** Esta localizada en la línea de suministro de vapor a la turbina, es operada hidráulicamente. Es una válvula diseñada para abrir y cortar rápidamente, puede ser totalmente abierta o cerrada.

**Vapor Húmedo:** Podemos decir que es una energía mecánica de partes de vapor saturado y seco y  $(1-x)$  partes de es la calidad del líquido que lo contiene, equivale a un gramo por cada metro cúbico o bien un miligramo por cada litro. Se determina por medio de un conductímetro siendo su equivalente un micro des sólidos totales disueltos. El objetivo de obtener las p.p.m. es conocer el total de sólidos disueltos en el agua.

**Vapor Saturado:** Es un vapor libre de humedad a la temperatura de saturación; es decir, si le agregamos calor, pasa a ser vapor sobrecalentado y si le retiramos calor se convierte en vapor con calidad, esta es la frontera de ambos.

**Vapor Sobrecalentado:** Es un vapor que se encuentra a una temperatura mayor que la temperatura de saturación del vapor a una determinada presión.

**Velocidad:** Desplazamiento del fluido y esta determinada por el número de Mach que puede ser menor que uno, subsónica; mayor que uno, supersónica; igual a uno, sónica o crítica.

**Velocidad Sónica:** Cuando el fluido se desplaza a la velocidad del sonido y se logra cuando se logra la presión crítica.

**Vibración de Resonancia:** Es un fenómeno físico que ocurre al existir irregularidades al paso del fluido, provocando asimetría en los conductos estacionarios, disturbio en los alabes estacionarios, irregularidades en la distribución de la presión radial, choques y reacción parcial. Estos disturbios son provocados también por el alambre que se usa para refuerzo del alabeado.

**Volumen Especifico:** Es el espacio ocupado por una unidad de masa del sistema.

**Zeolita:** Es una sal que se deposita en el tanque suavizador y ocupa aproximadamente 2/3 partes del volumen para quitarle la dureza al agua.

## BIBLIOGRAFIA

### Capítulo 2.

1. Keenan, J. H., and J. Kaye: "Gas Table", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1948
2. Liepmann, H.W. and A.E. Puckett: "Aerodynamics of a Compressible Fluid", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1947.
3. Sibert, H.W. : "High-speed Aerodynamics", Prentice-Hall, Inc., New York, 1948.

### Capítulo 3.

1. Church, E.F. : "Steam Turbines", Mc. Graw Hill Book Company, Inc., New York, 1950.
2. Heinze, F.J. : Thermodynamics and Turbine Design, Westinghouse Lectures, 1948.
3. Stodola, A., and L.C. Lowenstein: "Steam and Gas Turbines", Mc. Graw Hill Book Company, Inc., New York, 1927.
4. Wislicenus, G.F. : "Fluid Mechanics of Turbo Machinery", Mc. Graw Hill Book Company, Inc., New York, 1947.

#### Capítulo 4.

1. Barrett, C.S. : "Structure of Metals", Mc. Graw Hill Book Company, Inc., New York, 1952.
2. Church, E.F. : "Steam Turbines", Mc. Graw Hill Book Company, Inc., New York, 1950.
3. Den Hartog, J.P. "Mechanical Vibrations", Mc. Graw Hill Book Company, Inc., New York, 1947.
4. "Gas Turbine Lectures", Westinghouse Electric Corporation, 1944.
5. Heinze, F.J. : Thermodynamics and Turbine Design, Westinghouse Lectures, 1948.
6. Kearton, W.J. : "Steam Turbine Theory and Practices", Pitman Publishing Corp., New York, 1948.
7. Kroon, R.P. : Turbine Blade Fatigue Testing, Mech Eng. July, 1940.
8. Kroon, R.P. : Influence of Lashing and Centrifugal Force on Turbine Blade Stresses, Trans. ASME, 1934.
9. Martin, H.M. : "Design and Construction of Steam Turbines", Longmans, Green & Co., Inc. New York, 1913.
10. "Stationery Steam Turbines ", Socony Vacuum Oil Company, 1949.
11. Stodola, A., and L. C. Loewenstein: "Steam and Gas Turbines", Mc. Graw Hill Book Company, Inc., New York, 1927.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

#### Capítulo 5.

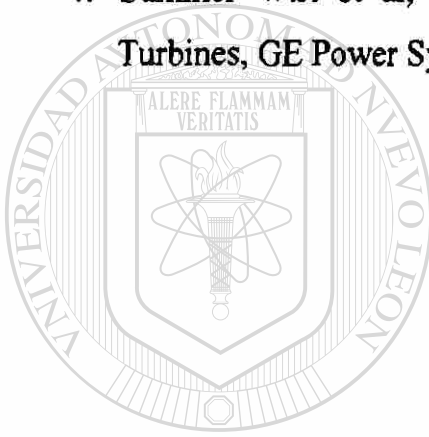
1. Evans, C.T. : Materials for Power Gas Turbines, Trans. ASME, 1947.
2. Evans, C.T. : High Temperature Alloys for Dynamic Loading, Iron Age, June, 1944.
3. Rieger, N.F. : Blade and Rotor Reliability Improvement. STI/EPRI seminar, Rochester, New York, June 1991.
4. Campbell, W. : The protection of Steam Turbine Disc. Wheels from Axial Vibration. ASME Trans. 1924, Vol. 46.

## Capítulo 6.

4. Hussein F. y Tabakoff W., Calculation of Particle Trajectories in Stationary Two Dimension Cascade, Project Themis Report N° 72-27, University of Cincinnati.
5. Hussein F. y Tabakoff W., Calculation of the Three Dimensional Particle Trajectories in a Turbine Stage, Project Themis Report N° 27-33, 1972, University of Cincinnati.
6. Del Angel F. MarioC, et al. Auditorias Técnicas para evaluar la Eficiencia y Potencia de Turbinas de Vapor y su Importancia en los Costos de Mantenimiento, VI Congreso y Exposición Latinoamericana de Turbomáquinas, 1997, México, D.F.
7. Summer W.J. et al, Reducing Solid Particle Erosion Damage in Large Steam Turbines, GE Power Systems, GER-3478A, GE Turbine Reference Library.
8. Hussein F. y Tabakoff W., Calculation of Particle Trajectories in Stationary Two Dimension Cascade, Project Themis Report N° 72-27, University of Cincinnati.
9. Hussein F. y Tabakoff W., Calculation of the Three Dimensional Particle Trajectories in a Turbine Stage, Project Themis Report N° 27-33, 1972, University of Cincinnati.
10. Del Angel F. MarioC, et al. Auditorias Técnicas para evaluar la Eficiencia y Potencia de Turbinas de Vapor y su Importancia en los Costos de Mantenimiento, VI Congreso y Exposición Latinoamericana de Turbomáquinas, 1997, México, D.F.
11. Summer W.J. et al, Reducing Solid Particle Erosion Damage in Large Steam Turbines, GE Power Systems, GER-3478A, GE Turbine Reference Library.

**Capítulo 6.7.4**

1. Hussein F. y Tabakoff W., Calculation of Particle Trajectories in Stationary Two Dimension Cascade, Project Themis Report N° 72-27, University of Cincinnati.
2. Hussein F. y Tabakoff W., Calculation of the Three Dimensional Particle Trajectories in a Turbine Stage, Project Themis Report N° 27-33, 1972, University of Cincinnati.
3. Del Angel F. Mario C, et al. Auditorias Técnicas para evaluar la Eficiencia y Potencia de Turbinas de Vapor y su Importancia en los Costos de Mantenimiento, VI Congreso y Exposición Latinoamericana de Turbomáquinas, 1997, México, D.F.
4. Summer W.J. et al, Reducing Solid Particle Erosion Damage in Large Steam Turbines, GE Power Systems, GER-3478A, GE Turbine Reference Library.



# UANL

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN



DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

### Capítulo 6.2.12

1. Villegas Gómez Martín, Cristalinas Navarro Víctor. “Análisis de la Disminución de Eficiencia y Potencia antes de los Trabajos de Mantenimiento de la Turbina de Vapor, Sección de Presión alta e Intermedia”, Unidad 2, Mitsubishi, de 300 MW, de la C.T. Río Escondido, Reporte Interno IIE/43/2827/I/189/P, Noviembre 1997.
2. E. Blazco, M. Villegas Gómez. “Designaciones Aplicadas en el Programa Turb-88”, Reporte Interno IIE/43/2475/90. Agosto 1990.

### Capítulo 6.10.9

1. Langston, L.S., “Crossflows in a Turbina Cascade Passage”, Trans. Of the ASME. Journal of Engeneering for Power, Octubre 1980, Vol. 102.
2. Sieverding, C.H., “Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages”, Trans. Of ASME. Journal of Eng. Paper 24-gt-1984.
3. Smith, L.H. Jr., “The Radial-Equilibrium Equation of Turbomachiney”, Trans. Of ASME. Journal of Engineering of Power, Enero 1966.
4. Novak, R.A., “Streamline Curvature Computing Procedures for Fluid-Flow Problems”, Trans. Of ASME. Journal of Eng. For Power, Octubre 1967.

DIRECCIÓN GENERAL DE BIBLIOTECAS

### Capítulo 6.11.7

1. Z. Mazur, V. Cristalinas, J. Kubiak, J. M. Muñoz, y A. Carnero (1991), “Repair of nozzle block and diaphragm vanes of a steam turbine damage by solid particle erosion”, ASME International Joint Power Generation Conference, San Diego CA, USA.
2. J. Kubiak, F. del Angel, A. Carnero, A. Campos, G. Urquiza, C. Mariño y M. Villegas (1996), “Advanced Method for Turbine Steam Path Deterioration & Performance Analysis”, ASME International Joint Power Generation Conference, Huston TX, USA.

## **AUTOBIOGRAFIA**

**Nombre:** Eulalio Rodríguez Ibarra.

**Candidato a obtener el grado de:** Maestro En Ciencias De La Ingeniería Mecánica Con Especialidad En Térmica y Fluidos.

**Título de la tesis:** Análisis Termodinámica Del Alabe

**Nivel de estudios:** Licenciatura.

**Título profesional:** Ingeniero Mecánico Electricista

**Fecha:** 30 de Julio de 1975

**Institución:** Universidad Autónoma de Nuevo León, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

**Lugar y fecha de nacimiento:** Torreón, Coah., 27 de Junio de 1948.

**Nombre de mis padre:** Sr. Eulalio Rodríguez Acosta (+) / Sra. Antonia Ibarra Coronado de Rodríguez (+).

**Actividades profesionales:** Catedrático en la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Universidad Autónoma de Nuevo León, del 15 de Marzo de 1972 a la Fecha.

**Area:** Coordinación de Térmica y Fluidos



