



**INSTITUTO DE
TECNOLOGIA**

PROF. JORGE A. SABATO

**UNIVERSIDAD NACIONAL
DE GENERAL SAN MARTIN**

**COMISION NACIONAL
DE ENERGIA ATOMICA**

**MAESTRIA EN
CIENCIA Y
TECNOLOGIA
DE MATERIALES**

ANALISIS DE INTEGRIDAD ESTRUCTURAL DE UNA TURBINA DE VAPOR

María Perla Villagarcía

UNIVERSIDAD NACIONAL DE GENERAL SAN MARTIN

INSTITUTO DE TECNOLOGIA

COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA
CENTRO DE INFORMACION CAC

Analisis de integridad estructural de una turbina de vapor (*)

por Ing. María.P. Villagarcía

Director

Dr. Enrique Pardo

(*)Tesis para optar al título de *Magister en Ciencia y Tecnología de Materiales*

República Argentina

1997

RESUMEN

Uno de los componentes más crítico en una central generadora de energía es el rotor de la turbina de vapor. Las fallas catastróficas que han ocurrido en las últimas décadas han motivado el desarrollo de procedimientos de evaluación de vida de rotores.

El presente trabajo desarrolla un procedimiento de análisis de integridad estructural de un rotor de turbina de vapor. Este estudio requiere el conocimiento de las condiciones de operación, geometría del componente, propiedades de los materiales, historia del componente, tamaño localización y carácter de los defectos presentes. Primeramente se realizará un análisis térmico tensional por el método de los elementos finitos, con el fin de obtener la distribución de temperaturas y tensiones para un posterior análisis por mecánica de fractura. Se analizará el riesgo de fractura rápida debido a defectos ubicados en la zona central del rotor.

Este procedimiento se aplicará en una turbina en funcionamiento como es la Turbina Principal de Vapor de Atucha I.

INDICE GENERAL

1.	INTRODUCCION	1.1
2.	LA TURBINA DE VAPOR	
2.1	La Turbina de vapor en la Central Nuclear ATUCHA I.	2.1
2.2	Detalles constructivos de una Turbina de vapor	2.5
2.3	Material requerido en un rotor de una turbina de baja presión	2.8
2.4	Características Generales de la Turbina Principal de CNA I	2.9
2.5	Propiedades del material del eje de baja presión	2.10
2.6	Datos técnicos	2.12
	2.6.1 Arranque en una turbina	2.12
	2.6.2 Arranque de la turbina de CNEA I	2.13
3.	ESTUDIOS DE LAS SOLICITACIONES ACTUANTEAS EN EL ROTOR	
3.1	Esfuerzos aplicados en el rotor de baja presión	3.1
	3.1.1 Empuje axial	3.2
	3.1.2 Momento flector	3.3
	3.1.3 Momento torsor	3.3
	3.1.4 Tensiones térmicas	3.4
	3.1.5 Carga centrífuga	3.6
	3.1.6 Reacciones de los álabes	3.7

4.	APLICACION DEL METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	4.1
4.1	Modelos empleados	4.3
4.2	Aplicación de las cargas	4.2
4.2.1	Carga térmica. Hipotesis consideradas	4.6
4.2.2	Coeficiente de transferencia térmica h	4.8
4.3	Cálculo de las temperaturas transitorias	4.9
4.4	Cálculo de las tensiones termoelásticas	4.10
4.5	Diagrama de temperaturas	4.11
4.6	Tensiones resultantes	4.11
4.6	Tensión máxima y tiempo de arranque	4.13
4.7	Tensión máxima y h	4.17
5.	ANALISIS FRACTOMECANICO	5.1
5.1	Breves nociones fractomecánicas	5.3
5.2	Cohesión de fisuras	5.6
5.3	Cálculos de los parámetros fractomecánicos	5.6
6	CRECIMIENTO SUBCRITICO DE FISURAS	6.1
6.1	Propagación de fisuras por fatiga	6.1
6.2	Fatiga de rotores	6.2
6.2.1	Procedimiento de cálculo	6.3
7.	VALIDES DEL ANALISIS FRACTOMECANICO	7.1

8. CONCLUSIONES

8.1

APENDICE 1: Diagrama de Mollier

AGRADECIMIENTOS

1. INTRODUCCION

Las centrales generadoras de energía han sido construidas tradicionalmente suponiendo una vida nominal de diseño y económica de alrededor de 30 años. En años recientes se ha comenzado a reconocer que la vida útil potencial de una planta puede ser considerablemente mayor que la nominal, y que hay numerosas ventajas económicas y de planeamiento inherentes en la prolongación del uso de estas centrales. A medida que la unidad envejece se produce degradación de componentes críticos por mecanismos tales como creep, fatiga, erosión, corrosión, etc. El estado de estos componentes y la vida remanente esperada hasta que el reemplazo o reparación se haga necesaria, son consideraciones de importancia a la hora de decidir mantener esas unidades en servicio. Por otro lado, las técnicas de inspección y análisis están en rápida evolución por los avances en ciencias de cálculo y por el intercambio internacional de experiencias en fallas de esos componentes.

Uno de los componentes más críticos de una central térmica generadora de energía es la turbina. La Central Nuclear Atucha I posee una turbina principal de vapor de 330 MW de potencia, y que consiste de una etapa de alta presión y tres etapas de baja presión. Esta turbina construida en 1969, entró en operación en 1974, habiendo cumplido 100000 horas aproximadamente sin que se hallan registrado fallas estructurales importantes. En la Central alemana de Irshing, se produjo en 1987 una falla catastrófica del rotor de una etapa de baja presión [REF 1]. Dado que se trata de una turbina de similares características a la de la CNEAI, esto motivó una detallada inspección del rotor de baja presión [ref 2] en busca de daños similares al que produjo el accidente de Irshing. La falla en la Central alemana ocurrió durante un arranque en frío, y se la atribuyó a la presencia de una fisura en la región central del rotor. La falla se produjo en forma frágil resultando de la combinación de altas tensiones y una baja tenacidad a la fractura.

Haciendo una revisión de las fallas ocurridas en rotores de turbina [REF 3,4 y 5] [tabla 1], rápidamente observamos que la falla de la Central alemana no se corresponde con un hecho aislado, ya que en los últimos 50 años se han producido una gran cantidad de fallas catastróficas en rotores de turbina. En una compilación de datos de fallas de turbina [REF 6], se concluye que la tasa de falla es de 10-4 turbinas por año. La mayoría de las fallas son debido a problemas metalúrgicos, de diseño, debido a medios agresivos o condiciones de sobrevelocidad.

Estadísticas de fallas en turbinas realizadas por la firma japonesa Hitachi [REF 7], por otro lado muestran que el 50 % de las fallas analizadas se produjeron en álabes, un 14 % en el rotor, un 11 % en la carcasa y el 12% restante en sitios diversos. Aunque el porcentaje correspondiente a rotores es relativamente bajo, sus efectos son a menudo devastadores como lo muestran accidentes como los de Irshing y Gallatin [Ref 8] entre otros. De las fallas reportadas se desprende que el riesgo

potencial de rotura catastrófica es mayor ante la presencia de fisuras en la zona cercana al agujero central del rotor.

tabla 1. Fallas en rotores de turbinas de vapor

Nombre de la unidad	Año	Descripción de la falla	Mecanismo de falla
Ridgeland	1954	fractura rápida en servicio	fractura fragil
Nijmegen	1950	fractura rápida en servicio	fractura fragil
No info Siemens	1951	Fractura en ensayo (a)	fractura fragil
MHI-ENESA (Spain)	1950	fractura rápida en ensayo(a)	fractura fragil
Weadock	1955		fluencia lenta
Shawnee	1954		fluencia lenta
Tanners Creek	1953	fractura en disco	fluencia lenta
Wagner	1974		fluencia lenta
Gallatin	1974	fractura rápida en servicio	fluencia lenta/fatiga fractura fragil
Conner Creck	1977	fisuras 5*16 pulgadas	
Wurgassen	1974	fisura transversal	corrosión bajo tensión/corrosión fatiga
R.S Wallace	1974	fisura transversal (b)	Idem
Fort Martin	1976	fisura transversal en dos ejes (c)	Idem
Ravenswood	1978	fisura (c) transversal	Idem
Astoria	1978	Fisura transversal (c)	idem
Oak Creeck	1980	Fisura transversal (c)	
Waukegan	1981	Fisura transversal (c)	Idem

St Clear	1981	Fisura transversal(b)	Idem
Pennelec	1981	Fisura transversal	Idem
State	1983	Fisura transversal(d)	Idem
Campbell	1984	Fisura transversal	Idem
Volverg	1987	Falla catastrófica	fatiga/fractura fragil
Yankee Row		Falla catastrófica debida a fisura en disco	
Hinkley Point		Idem anterior	

(a) fisura en el plano axial

(b) fisura detectada en ensayos no destructivos

(c) el rotor fue detenido debido a que experimentaba altas vibraciones antes de que fallara

(d) Falla detectada en la salida de servicio

Tabla 2. Tipo de fisuras que fueron halladas en rotores

Componente	Tipo de fisuración	Causa de fisuración	acciones a tomar	
			rotores en funcionana- miento	nuevos rotores
Eje de Baja Presión	Fisuras en planos axiales radiales	Mala tenacidad y tensiones de transiente térmico	retirar y eliminar defectos	mejorar la tenacidad mediante control de impurezas, H ₂ fragilización por temperatura
	Fisuras transversal	fatiga en alto número de ciclos asistida por corrosión	retirar y reparar por soldadura	Necesidad de desarrollar materiales que mejoren la resistencia al picado y reducir concentración de tensiones

Una medida preventiva de uso común para identificar estas fisuras es la inspección periódica de la zona central del rotor mediante técnicas no destructivas. Se trata de poder identificar fisuras cuyo crecimiento en operación le permitan alcanzar un tamaño crítico que provoque la rotura catastrófica del componente. Esta región es de particular interés ya que tanto las propiedades del material como el nivel de tensiones alcanzado favorecen un rápido crecimiento de fisuras.

Además, una acertada predicción de la posibilidad de daño dependerá de conocimiento acabado de las condiciones específicas de operación, geometría de la máquina y propiedades actuales del material, ya que hay que tener en cuenta que la exposición en servicio del mismo origina una variación de la resistencia tenacidad y ductilidad. Estos datos permitirán una correcta cálculo de las tensiones del rotor que junto con la información de los ensayos no destructivos permitan una evaluación de la vida esperada del componente.

La posibilidad de un evento similar al de Irsching impone la necesidad de realizar programas de prevención que incluyan, además de la inspección del componente mediante técnicas no destructivas, un estudio de la integridad estructural del mismo.

El presente plan de trabajo propone desarrollar una metodología de trabajo con el objeto de realizar una evaluación de la integridad estructural de un rotor de turbina, siendo aplicado a una turbina en funcionamiento como es la Turbina Principal de CNEAI. Para ello se requiere caracterizar el comportamiento de defectos en el material del rotor, en condiciones de servicio dadas.

REFERENCIAS

- 1 - A.Merz, R.Reifenghauser. TURBINE FAILURE AT IRSHING POWER PLANT. VGB Conference "Power Plant", Dortmund, September 1988.
- 2 - Informe N ° . 1567/ 92 CNEA I
- 3 - R. Viswanathan, LIFE ASSESMENT OF STEAM-TURBINE COMPONENTS. Ed., Pergamon Press, New York, p 265-325.
- 4 - S. H. Bush .FAILURE IN LARGE STEAM TURBINE ROTORS. Batelle-Pacific Northwest Laboratories. Richetland, Washington, USA. In *Rotor Forgings For Turbine and generators*. R.I.Jaffe, Ed., Pergamon Press, ,1982, New York .
- 5 - R.H.RICHMAN, RECORDER DISCUSSION ON FAILURE OF ROTORS IN SERVICE. In *Rotor Forgings For Turbine and generators*. R.I.Jaffe, Ed., Pergamon Press, ,1982, New York .
- 6 - A STUDY OF CRACK GROWTH UNDER OPERATIONAL CONDITION IN STEAM TURBINE STEEL : PHASE I REPORT. EPRI NP-325
- 7 - Hitachi. PREVENTIVE MAINTANCE/ LIFE EXTENSION & ADVANCED TECHNOLOGY SEMINAR FOR STEAM TURBINE & GENERATOR.
- 8 - P.K.Nair, H.G.Pennick, J.E.Peters, C.H.Wells. RELIABILITY OF STEAM TURBINE ROTORS. EPRI Research Project 502-1 Southwest Research Institute.

2. LA TURBINA DE VAPOR

La turbina de vapor en una central es la encargada de transformar en energía mecánica, la energía contenida en el vapor de agua bajo la forma de energía térmica y de energía de presión.

La suma de estas dos formas de energía se caracteriza por la entalpía del vapor, que es función de la presión y de la temperatura.

Se origina una diferencia de presión y una caída de temperatura entre el foco caliente (generador de vapor) y el foco frío (condensador), la turbina situada entre estos dos focos asegura la transformación de energía mecánica de rotación.

2.1 La turbina de la Central Nuclear Atucha I

La figura 2.1 [REF 1] muestra el circuito de la central Atucha I y la manera en que la turbina está incluida.

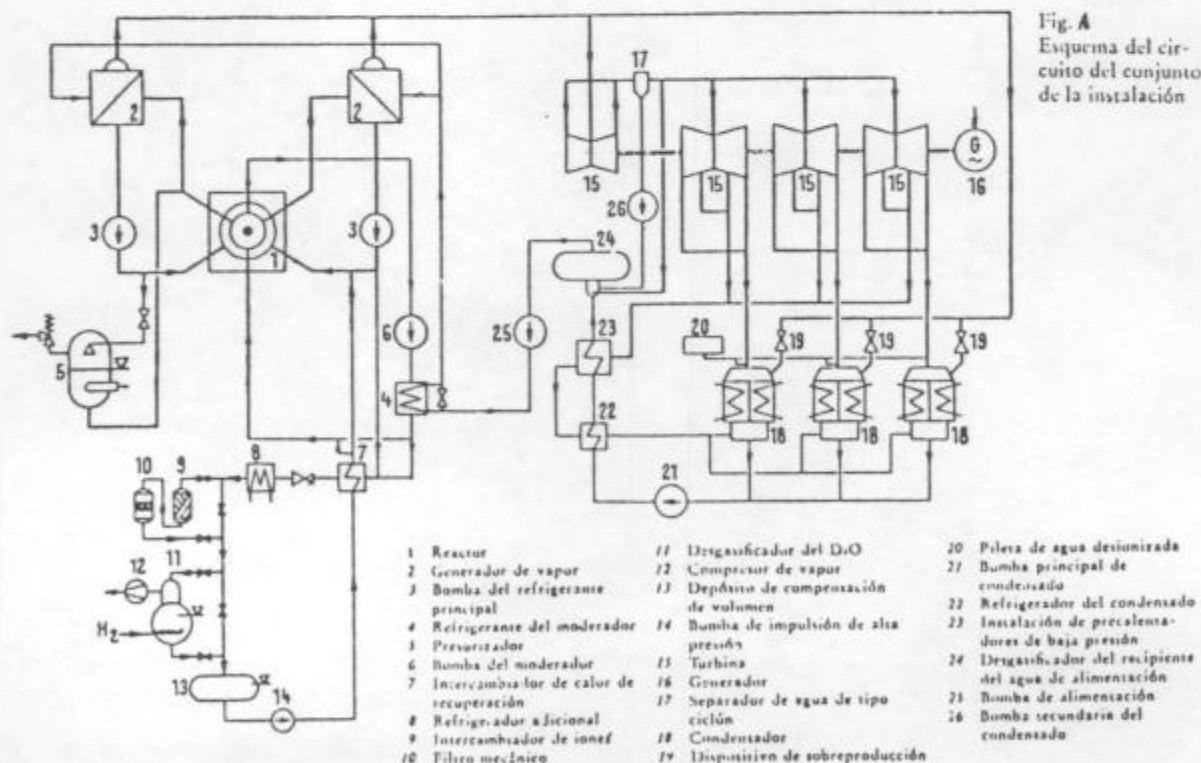


Figura 2.1 Esquema del circuito del conjunto de la instalación

Una central [Ref 1] de reactor de agua a presión funciona sobre el principio de dos circuitos cerrados, primario y secundario, donde el refrigerante del reactor no entra en contacto con el vapor que se genera.

Para moderar los neutrones del núcleo del reactor y para disipar el calor liberado en los elementos combustibles, se utiliza agua pesada (D_2O). Este refrigerante que se utiliza para extraer el calor de los elementos combustibles, se mantiene en circulación mediante dos bombas que establecen dos circuitos cerrado. El moderador, que se separa del medio refrigerante a través del recipiente para el moderador, y de los canales de refrigeración, se encuentra a la misma presión que dicho medio y con el fin de mejorar el balance de neutrones, se mantiene en un circuito propio a una menor temperatura que a la que se encuentra el medio refrigerante. El calor que absorben el moderador y el refrigerante en el núcleo del reactor se transmite al agua de alimentación de la instalación convencional a través de los dos refrigeradores del moderador y de los dos generadores de vapor con tubos en U. El vapor saturado que se produce en los generadores de vapor se seca y se conduce a la parte de alta presión, en dos flujos, perteneciente a la turbina de condensación provista de cuatro carcassas. En la turbina se expande el vapor hasta alcanzar la presión que reina en el condensador. La potencia eléctrica del turbogenerador asciende a 340 MW brutos, que equivale a 319 MW netos. La energía eléctrica se entrega a la red de interconexión del Gran Buenos por medio del transformador trifásico del bloque.

La TV de una central nuclear trabaja con vapor saturado y parámetros iniciales inferiores a la TV de una central convencional, no obstante ello los circuitos del vapor y del agua de alimentación concuerdan en gran medida, con los propios de instalaciones convencionales.

El vapor saturado que se genera a 44 ata se conduce a través de dos tuberías paralelas que van del edificio del reactor a un colector y de éste a las válvulas de entradas de la parte de alta presión de la turbina que tiene dos flujos. como el proceso de expansión del vapor tiene lugar en el interior de la turbina dentro de la zona de vapor húmedo, por detrás de cada una de las etapas de alta presión y baja presión de la turbina se han colocado purgas de agua. Además, antes de la entrada en la parte de baja presión se reduce la humedad contenida mediante un separador mecánico. De esta forma, el estado del vapor en la entrada de la parte de baja presión coincide aproximadamente con el de las instalaciones convencionales.

Las tres partes de dos flujos, de baja presión, disponen de sus respectivos condensadores. Los condensadores están entrelazados en el lado del vapor y se han diseñados de tal manera que después de desconectada la turbina, funcionando a plena carga puedan absorber la totalidad del vapor liberado. La figura 2.2 muestra la disposición general del turbogruppo. La figura 2.3 muestra el esquema térmico de la central.

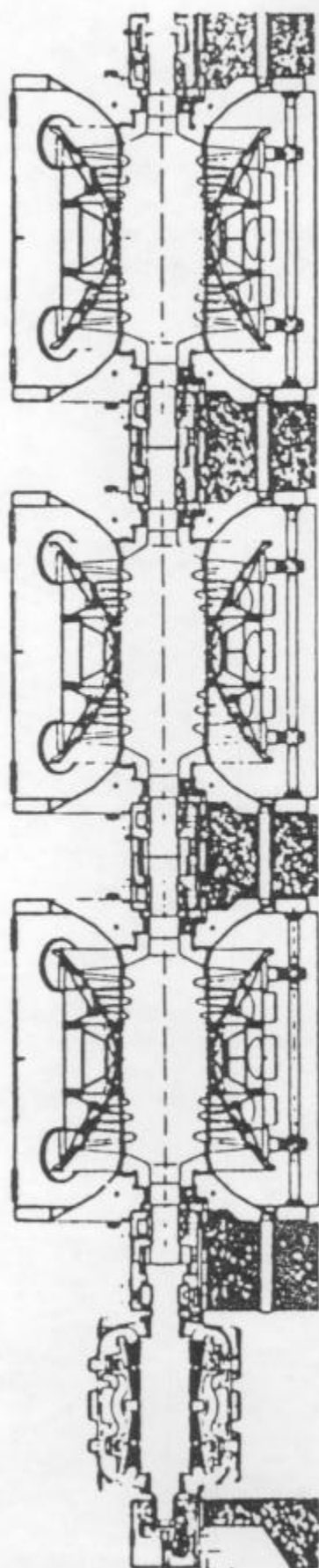
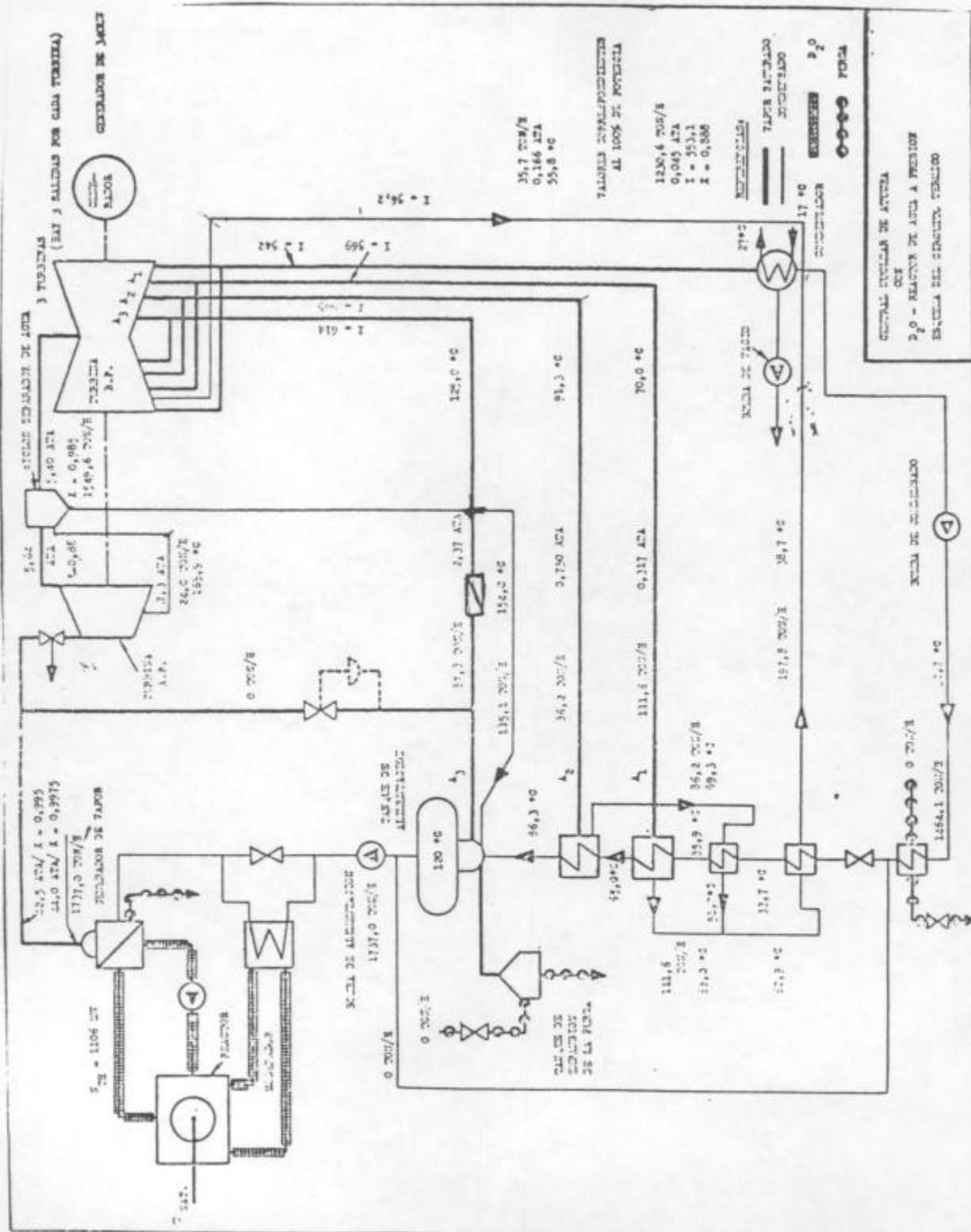


Figura 2.2 Vista lateral del Turbogruppo



2.2 Detalles constructivos de una turbina de vapor

Una turbina consiste basicamente en una parte móvil el rotor y una parte fija el estator. El rotor es la parte más importante de una máquina térmica. Los álabes móviles que junto con los álabes fijos constituyen la parte principal de la zona de flujo, forman parte del rotor. El rotor transmite el momento de giro producido por el fluido compresor, eje, disco tambor, álabes y otros diversos órganos pequeños fijados a él.

La construcción del rotor es muy variada; pero todos los tipos pueden reducirse a tres: forjado en una sola pieza, soldado de varias piezas, o integrados por discos individuales en cuya periferia acanalada se fijan los álabes y cuyo anillo interior se asienta en el mismo eje. Estos tres tipos de construcciones quedan esquematizados en las figuras 2.4, 2.5 y 2.6.

En el caso particular de Atucha 1 el rotor corresponde al último caso, llamado rotor de tipo monoblock, de este modo tanto el eje como los discos son forjados en una sola pieza.

La figura 2.7 muestra en detalles una turbina. A las llantas de cada uno de los discos se fijan las paletas receptoras. Entre los discos se hallan los diafragmas intermedios fijos, en cada diafragma están dispuestos las paletas directrices fijas. El flujo de vapor al pasar entre ellas se acelera y toma la dirección necesaria para ingresar a los canales formados por las paletas receptoras. El aumento paulatino de escalón a escalón de las alturas de las paletas directrices y receptoras se explica por el hecho que a medida que el vapor se expande crece su volumen, lo que requiere aumentar gradualmente las secciones de paso.

El vapor ingresa a la turbina a través de cuatro válvulas ubicadas en la mitad del eje y simétricamente distribuidas respecto al eje.

El árbol de la turbina se apoya en dos cojinetes que reciben la carga del rotor, fijando además la posición axial del mismo. Los cojinetes deben permitir el libre juego entre estator y rotor.

En los lugares donde el árbol atraviesa la caja de la turbina se hallan empaquetaduras que se llaman juntas terminales.

La junta delantera sirve para aumentar o disminuir la fuga de vapor del cuerpo de la turbina a la sala de máquinas y la junta trasera evita la succión del aire atmosférico.

El extremo derecho del árbol de la turbina mediante un acoplamiento se une con el rotor del generador, uno de cuyos cojinetes va montado en el cuerpo de la tabuladora de escape de la turbina.

Para evitar la deformación del rotor en la parada y arranque de una TV por calentamiento desigual de la misma, sobre todo en las turbinas de gran potencia, como el caso de la de CNA 1 presentan un dispositivo girador que permite hacer girar lentamente el árbol de la turbina parada. En el caso de una turbina de condensación, la parte cercana al condensador se

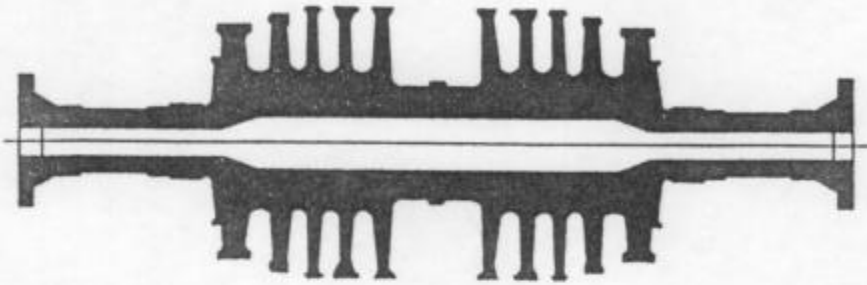


Figura 2.4 Rotor forjado en una sola pieza

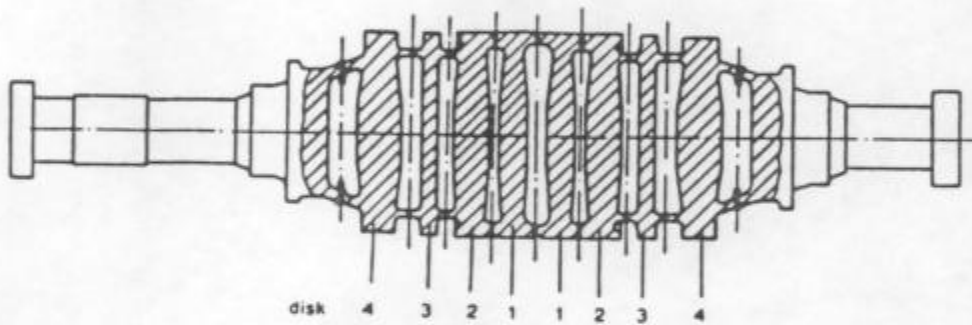


Figura 2.5 Rotor soldado de varias piezas

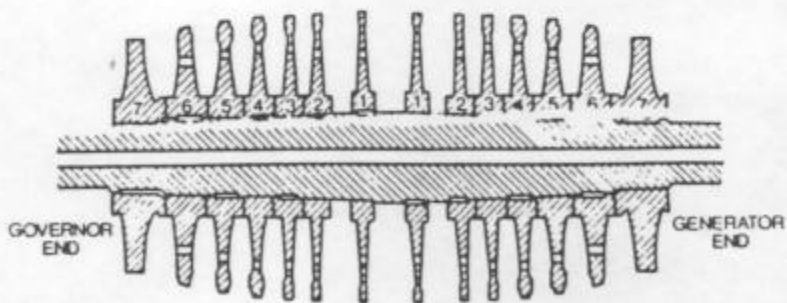
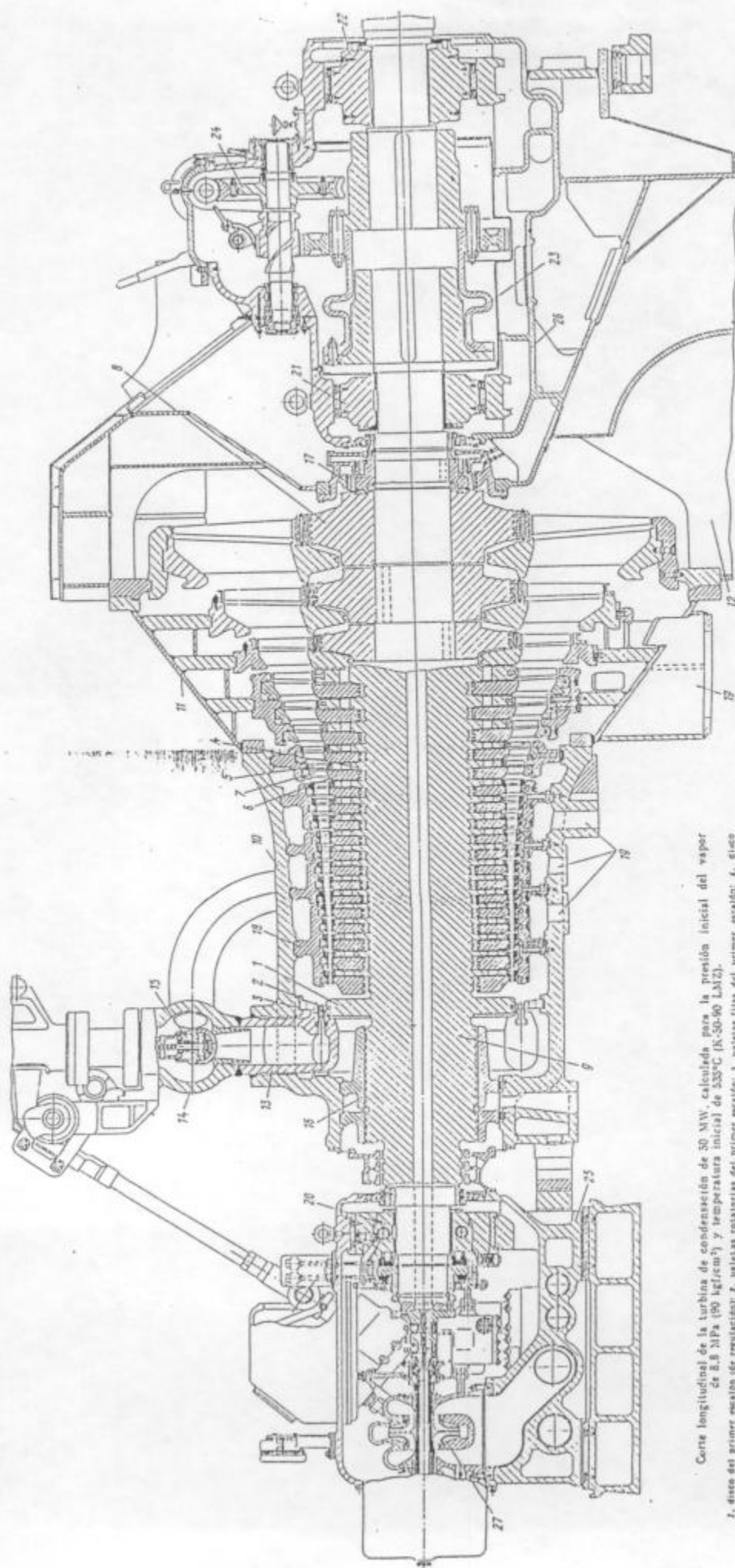


Figura 2.6 Rotor integrado por discos individuales



Corte longitudinal de la turbina de condensación de 30 MW, calculada para la presión inicial del vapor de 8.8 MPa (90 kg/cm²) y temperatura inicial de 530°C (K-50-90 LM2).

1, disco del primer escape de regulación; 2, paletas rotatorias del primer escape; 3, paletas fijas del primer escape; 4, disco de unión de los escapes intermedios; 5, paletas rotatorias de este escape; 6, diafragma de este escape; 7, paletas fijas de este escape; 8, paletas rotatorias de este escape; 9, paletas fijas de este escape; 10, paletas rotatorias de este escape; 11, paletas fijas de este escape; 12, paletas rotatorias de este escape; 13, paletas fijas de este escape; 14, paletas rotatorias de este escape; 15, paletas fijas de este escape; 16, paletas rotatorias de este escape; 17, paletas fijas de este escape; 18, paletas rotatorias de este escape; 19, paletas fijas de este escape; 20, paletas rotatorias de este escape; 21, paletas fijas de este escape; 22, paletas rotatorias de este escape; 23, paletas fijas de este escape; 24, paletas rotatorias de este escape; 25, paletas fijas de este escape; 26, paletas rotatorias de este escape; 27, paletas fijas de este escape.

Figura 2.7 Turbina de condensación

enfria más rápidamente que el resto de la turbina. El rotor se deforma con la concavidad hacia arriba. Al arrancar la turbina si entra vapor estando la turbina parada, la parte superior se calienta mas rápidamente que la parte inferior, con lo cual el eje también se deforma.

2.3 Material requerido en el rotor de una turbina de baja presión.

El material utilizado en la constucción de un rotor de un TV deberá reunir las siguientes propiedades

- 1- Elevada resistencia: En las partes sometidas a grandes esfuerzos
- 2- Elevada plasticidad: necesaria para la distribución uniforme de los esfuerzos.
- 3- Estabilidad en la estructura.
- 4- Resistencia a la corrosión.
- 5- Resistencia a la erosión.
- 6- Elevado coeficiente de conductividad térmica : Con esto se obtiene una mayor uniformidad del campo de temperaturas en la pieza y por lo tanto menor los esfuerzo térmicos generados
- 7- Bajo coeficiente de dilatación térmica
- 8- Magnitudes mínimas de tensiones internas
- 9- Alta tenacidad.
- 10- Resistencia al creep.
- 11- Baja presencia de defectos.

Además de estas propiedades el diseño del rotor deberá cumplir los siguientes requerimientos:

- 1- La combinación de los diferentes estados de carga: cargas estacionarias y de transiente, carga centrífuga, momento torsor, tensiones térmicas y flexión alternativas alternativas deberán ser tal que las tensiones sean mínimas.
- 2- Asegurar la integridad del rotor ante todo el espectro de carga posible.
- 3- El diseño del rotor deberá permitir una inspección a través del agujero central.

4- Facilidad para poder medir las propiedades del material en zonas críticas

2.4 Características generales de la Turbina Principal de Vapor de CNA I

La turbina de la Central Nuclear Atuchal fue construida en 1969, y entró en funcionamiento en el año 1974 habiendo efectuado aproximadamente 200 arranques.

Esta turbina es de fabricación KWU. La turbina desarrolla una potencia de 330 MW y se alimenta con vapor saturado y trabaja a un régimen de revoluciones de 50 s^{-1} .

2.4.1 Características constructivas del turbogruppo [Ref 5]

La figura 2.3 muestra la disposición completa del turbogruppo. Corresponde a una turbina de condensación de un eje. Consiste en cuatro cilindros, uno de alta presión (CAP), y tres de baja presión (CBP) acoplados en serie. Los cuatro cilindros son de doble flujo, esto significa que la admisión del vapor se produce en la parte central y se dirige a ambos extremos del eje. Los rotores son del tipo monoblock,

El empaquetado es de reacción. En el cilindro de alta presión hay 15 escalones, y los cilindros de baja presión tienen 11 escalones cada uno (se entiende por escalón el conjunto formado por una rueda de álabes fijos y una de álabes móviles)

Todos los acoplamientos son rígidos y los cojinetes se apoyan sobre las columnas de fundamento propias. La longitud del turbogruppo es de 24 m.

Los datos de diseño son los siguientes:

Potencia de diseño (potencia al rendimiento óptimo de la turbina)	340 MW
Potencia máxima	340 MW
Velocidad de rotación	3000 rpm
Presión de vapor vivo	0.4 MPa
temperatura del vapor vivo	253 °C
Vapor contenido	X=0.995
Secado del vapor en un ciclón a	x=0.985
Temperatura del vapor saturado	154 °C
Margen de frecuencias admisibles	48.5-51.7
Temperatura del agua de refrigeración	17 °C

Presiones admisibles en la turbina:

entrada del vapor en la etapa de alta presión	0.43MPa
Salida de AP	0.06MPa
Por delante de las carcasas de entrada de la etapa de baja presión	0.05MPa

Cada una de las etapas de baja presión poseen un sistema de

tres extracciones de vapor, denominándose en orden decreciente A3,A2,A1. En condiciones de régimen, el estado del vapor en cada una de ellas es la siguiente:

Tabla 3 - Estado del vapor en las extracciones

Extracción	caudal t/h	Presión Pa	Temperatura C	Entalpía kcal/kg
A1	28.03	310	70	569
A2	20.85	735	91.3	585
A3	87.8	2364	125	614

2.5 Propiedades del material del eje de baja presión

El material que figura en en el plano del rotor, denominación: ND-Welle Wz M40-287, es el acero 34 NiCrMo 74 mientras que en un informe [Ref 1] de CNA I se cita el acero 26 NiCrMo 11 5 como material correspondiente al rotor de baja presión. Ambos materiales corresponden a aceros de baja aleación.

Los datos de composición son los siguientes:

MATERIAL	COMPOSICIÓN				
	C	Cr	Mo	Ni	V
34 NiCrMoV 74	0.34	1	*	1.75	*
26 NiCrMoV 11 5	0.26	1.6	0.4	2.8	0.3

*No se tiene información

Se trató de aclarar este punto buscando en la Central más información pero no se obtuvo éxito.

En trabajos publicado por KWU [ref 8 y 9] figura el acero 26 NiCrMo 11 5 como material utilizado por dicha firma en la construcciones rotores de baja presión, además este acero figura en la norma alemana SEW 555[Ref 10], que corresponde a aceros para Turbina.

Con respecto al primer acero se carece de otra información,

por lo que se deduce que corresponde un pedido especial de KWU.

Se decidió trabajar con el acero 26 NiCrMo 11 5. Los datos encontrados [Ref 7 y 8] son los siguientes:

tipo de acero	2,8 % NiCrMo
Denominación DIN	26 NiCrMo 11 5
Número aleman :	1.6948
Equivalente ASTM	-
tratamiento térmico	850 C /Enfriado con spray de agua

Propiedades mecánicas

Tensión de fluencia $\sigma_{0.2}$	:	605 MPa
Resistencia máxima	:	835 MPa
Alargamiento A %	:	16
Reducción de area Z%	:	50
Temperatura de transición	:	-20
ductil-frágil		

KWU realiza el forjado desoxidando en atmósfera de carbón (vacuum carbon desoxidation). Especifica el líquido que es utilizado para el templado con el fin de obtener condiciones óptimas de tenacidad en el centro del rotor. Luego que se realiza el maquinizado de los rotores, KWU realiza una serie de ensayos, a fin de asegurar la buena calidad de los tratamiento térmicos. Las zonas de especial interés se muestran en la figura siguiente:

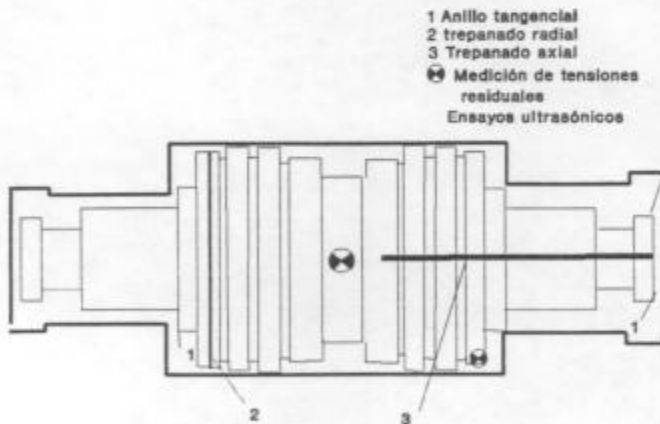


Figura 2.8 Ensayos en rotor forjado de baja presión

2.6 Datos técnicos requeridos

Además de las características generales de la turbina enumeradas en puntos anteriores, se buscó toda aquella información que ayudara al entendimiento de su funcionamiento. En particular fueron intensamente buscados datos de diseño.

Esta tarea llevó gran cantidad de tiempo, con resultados poco satisfactorios, ya que la información de la que dispone es escasa. Esto obedece a que la Central Nuclear Atucha I, es una Central comprada *llave en mano*, esto significa que el fabricante deja únicamente la información necesaria para su operación. Por ejemplo el manual correspondiente a la turbina [Ref 5], describe las operaciones que deben llevarse a cabo para mantener en buen estado el componente, y el resto de la información es descriptivo con escasas precisiones.

De los planos hallados fueron utilizados los siguientes:

- Vista lateral del turbogruppo completo.
- Vista lateral del eje de baja presión.
- Vista lateral del eje de alta presión.
- Planos de instrumentación.

Con respecto a la turbina se buscó principalmente la relativas a los arranques [Ref 11]. Por ejemplo una de los primeras informaciones que se requieren para realizar un estudio de este tipo es saber cual es el arranque recomendado para que el componente no sufra daños, y cuales son los arranques críticos.

Esta operación y los factores que regulan la velocidad del mismo.

2.6.1 Arranque en la turbina

El proceso de arranque de una turbina de vapor es primariamente el proceso por el cual las diferentes partes alcanzan la temperatura de trabajo. El medio por el cual se realiza esto es el vapor, el cual también es el que maneja la turbina.

Esencialmente existen dos tipos de arranques :

Arranque en frío: La temperatura del metal de la turbina está esencialmente a la temperatura ambiente.

Arranque en caliente : La temperatura del metal de la turbina se encuentra aproximadamente a la temperatura de trabajo, debido a que el arranque fue realizado poco tiempo después de haber realizado la parada.

Las operaciones realizadas en ambos tipos de arranque, son las mismas, no obstante una arranque en caliente suele ser más rápido.

Los factores que limitan la velocidad de arranque en la turbina son entre otros [REF 12]:

Tensiones térmicas en la carcasa :Se originan cuando existe una diferencia de temperatura entre la superficie interior y la exterior de la carcasa.

Tensiones de expansión diferencial : Severos diferenciales de temperaturas pueden existir entre la superficie horizontal de la brida y los bulones.

Distorsión térmica de la carcasa : reduce los huelgos radiales y puede causar el contacto entre eje y carcasa. Un severo roce puede producir un recalentamiento local y producir una deflexión del eje.

Expansión diferencial entre partes fijas y móviles: Durante el arranque, el rotor de una turbina calienta mas rapidamente que una carcasa. El diseñador debe proveer los huelgos para acomodar la expansión relativa. Existe un límite para ellos y por lo tanto límites de operación dentro de los cuales deberán ser mantenidos.

Distorsión térmica del rotor: Producida por una distribución no uniforme en el rotor de una turbina.

2.6.2 Arranque de la turbina de CNA I

De la información que se obtuvo [REF 11], se pudo saber que la velocidad de precalentamiento de la Central a partir de una parada viene impuesta por la regulación del arranque. El flujo neutrónico en el intervalo intermedio se ajusta automáticamente de manera tal que se consiga un ritmo de precalentamiento preestablecido del refrigerante de $30\text{ }^{\circ}\text{C/h}$. Este gradiente es impuesto por las instalaciones secundarias en particular por la turbina. El mismo valor de gradiente se establece en el arranque de la Central desde una parada caliente (arranque despues de 40 horas).

El gradiente recomendado de 30 C/h corresponde al valor de entrada en la turbina de alta presión. Esta información si bien es muy importante no es suficiente, ya que se necesita saber la variación de los demás parámetros a lo largo de la longitud de la turbina. Por lo tanto posteriormente se buscaron los planos de instrumentación, con el fin de determinar en que puntos son registrados los valores de temperatura, presión, caudal, velocidad de flujo, etc. Se encontró que los valores medidos, en todos los caso no quedan archivados en los registros . Por ejemplo en el caso de la turbina de baja presión, si bién son tomados en forma continua [Ref 14 y 15] los valores de temperatura y presión de la entrada y la salida de cada etapa de baja, esto valores no quedan archivados. Por lo tanto se buscaron los registros de ensayos de puestas en marcha, ensayos que por su caracter extraordinario contienen la información completa de todos los registros.

Datos que figuran en el protocolo de prueba de la puesta en marcha [Ref 13] :

- Temperatura del vapor a la Salida y entrada del ciclón (separador de vapor) que se encuentra a la entrada de la turbina de baja.
- Temperatura del vapor en las extracciones.
- Temperatura del vapor a la salida.

Los valores registrados en la puesta en marcha se muestran en la siguiente figura.

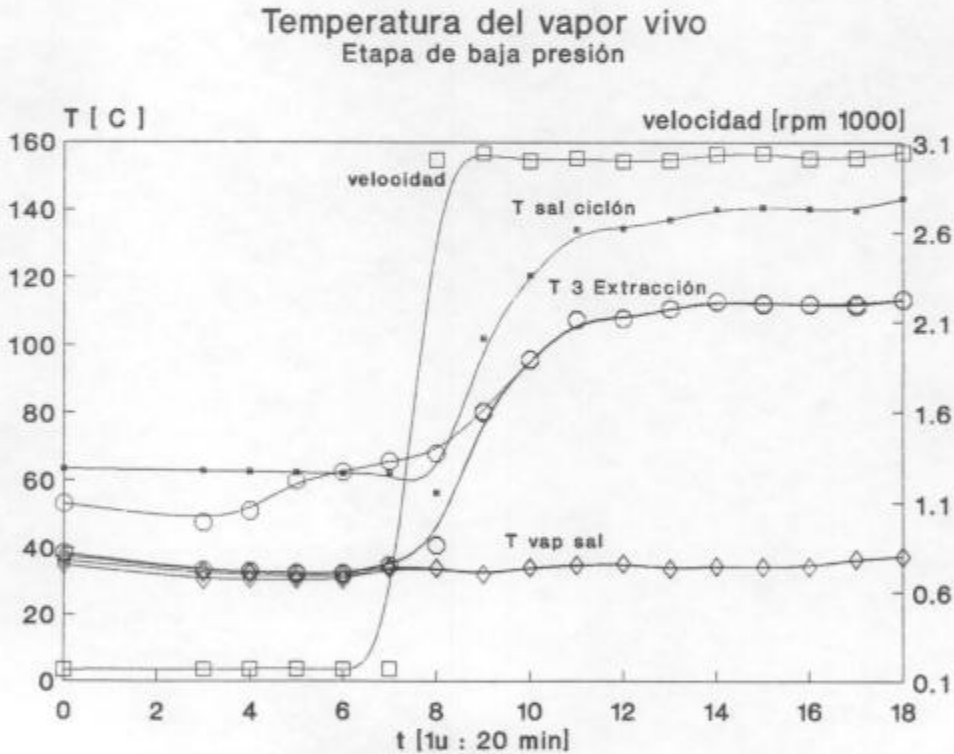


Figura 2.9 Arranque de la Turbina

REFERENCIAS

- 1 - R.O.Mendez, M.R.Abriata. TERMODINAMICA Parte II : Central Nuclear Atucha I.
- 2 - Mataix, TURBOMAQUINAS TERMICAS
- 3 - L. Vivier. TURBINAS DE VAPOR
- 4 - A.V.Schegliaiev. TURBINAS DE VAPOR. Ed.MIR
- 5 - MANUAL DE LA TURBINA PRINCIPAL DE VAPOR DE CN ATUCHA I
- 6 - A.Lobato. CENTRAL NUCLEAR ATUCHA I. INTRODUCCION A LOS SISTEMAS "R" SECUNDARIOS DE LA CNEA.
- 7 - CENTRAL NUCLEAR ATUCHA I. SISTEMA DE VAPOR VIVO RA
- 8 - W.Engelke,J.S.Joice.D.Lambrecht.W.Wieman. ROTOR FORGINGS FOR KWU-DESIGNED TURBINE GENERATORS. *Rotor Forgings For Turbine and Generator.*
- 9 - W,Wiemann,Kraftwerk Union Mulheim,West Germany. DEVELOPMENT OF LARGE SOLID BLOCK LP TURBINE ROTOR.
- 10- Sthale fur grobereSchmiedstucke fur Bautelie von Turbine-und Generatoranlagen. *STAHL-EISEN-WERKSTOFFBLATT 555*
- 11- MANUAL DE OPERACION DE LA CENTRAL
- 12- NUCLEAR TRAINING COURSE. TURBINE GENERATOR AND AUXILIARY EQUIPAMENT
- 13- PROTOCOLO DE PRUEBA DE LA PUESTA EN MARCHA DE LA CENTRAL CNA I
- 14- PROTOCOLO DE MEDICIONES DE TURBOGRUPO N° 10/80. MEDICIONES DE TURBOGRUPO. CN ATUCHA
- 15- REGISTROS DE VALORES DEL TURBOGRUPO. CN ATUCHA.

3. ESTUDIOS DE LA SOLICITACIONES ACTUANTES EN EL ROTOR

Una turbina está sometida en su funcionamiento a una serie de solicitaciones de origen mecánico y de origen térmico, las que tienen su origen en los diferentes cargas, temperaturas, y medios a los que están expuestas las diferentes partes.

La siguiente tabla [Ref 1] muestra la importancia de cada una de las solicitaciones actuantes en cada una de las etapas, AP, IP, BP.

FACTOR \ ROTOR	AP	IP	BP
CARGA CENTRIFUGA	●●	●●	●●●
TORQUE	●	●	●
VIBRACION POR FLEXION	●	●	●
VIBRACION POR TORSION	●	●	●●
TENSIONES TERMICAS :			
ESTACIONARIAS	●	●	●
TRANSIENTE	●●	●●	●●●
CORROSION	●	●	●●●
●●● MAYOR IMPORTANCIA ●● IMPORTANTE ● MENOR IMPORTANCIA			

Tabla 3.1 Factores que influyen en el diseño de rotores de turbina

3.1 Esfuerzos aplicados al rotor de baja presión

Las cargas que solicitan al rotor y que generan las solicitaciones que figuran en el cuadro anterior son las siguientes:

- Empuje axial
- Momento flector

- Momento torsor
- Temperatura
- Carga centrífuga
- Carga gravitatoria

En cada una de las secciones siguientes serán estudiadas de acuerdo a las leyes de la estática y resistencia de materiales [Ref 2 y 3] cada una de ellas.

3.1.1 Empuje axial

Se denomina así a la fuerza que se ejerce sobre el rotor en la dirección del eje. En este tipo de turbina de reacción el vapor se expande al atravesar cada rueda de álabes, por lo tanto en ese camino la presión disminuye. Esta diferencia de presión se traduce, en una fuerza o empuje. Cada corona experimenta un empuje axial y dado el número elevado de escalones el empuje total, E_a , es grande, siendo soportado por el cojinete de empuje.

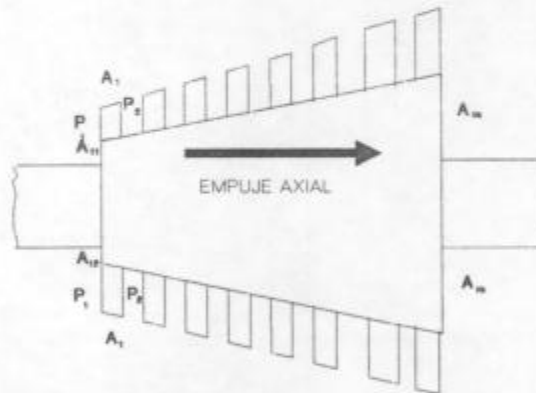


Figura 3.1 Empuje axial en la turbina

El empuje axial E_a [REF 4] se compone en primer lugar del empuje axial E_a' que el vapor ejerce sobre los álabes. Este empuje para una corona móvil será:

ec.3.1

$$E_a' = (p_1 - p_2) A_1$$

$p_1 - p_2$: salto de presión a través de la corona.
 $A_1 = \pi d_1 l$: área transversal de una corona circular limitada por las circunferencias de la base y punta de los álabes.

A este valor hay que añadir el empuje axial Ea'' que se origina sobre el rotor mismo entre sus caras anterior y posterior.

ec.3.2

$$Ea'' = p_1 A_{t1} - p_k A_{tk}$$

A_{t1}, A_{tk} : son las áreas de las coronas circulares libres no ocupadas por el eje.

En las turbinas de doble admisión como es el caso de la de CNAI (fig 3) los empujes a los que está sometido el rotor a uno y otro lado de la admisión son iguales y de sentido contrario, por lo tanto se compensan entre sí. Al variar la carga la marcha de la curva de las presiones a lo largo de la turbina varía, pudiendo aparecer un empuje adicional. Este normalmente puede ser soportado por el cojinete de empuje. El empuje axial puede originar un esfuerzo de tracción o de compresión según la dirección de la fuerza axial, y según la posición que tenga el cojinete de empuje.

3.1.2 Momento flector

El peso del rotor, lo podemos considerar como el caso de una viga con carga distribuida, por lo tanto el esfuerzo que produce es de flexión, y se calcula de acuerdo a las leyes de resistencia de materiales.

3.1.3 Momento torsor

El momento torsor es obtenido de la siguiente expresión:

ec.3.3

$$M_t = \frac{P_a}{\omega}$$

P_a : potencia transmitida por eje

ω : velocidad angular en rad seg

La potencia está relacionada con la entalpía a través de la siguiente relación :

ec 3.4

$$P = G \cdot \Delta H$$

*G : Caudal de vapor**ΔH : salto entálpico*

De esta forma conociendo el caudal de vapor y salto térmico en cada uno de los escalones, puede obtenerse el momento torsor generado en cada una de las etapas.

Conocido el momento torsor las tensiones tangenciales se calculan mediante la siguiente expresión:

ec 3.5

$$\tau = \frac{M_t \cdot r}{J_p}$$

*τ : tensión tangencial**J_p : momento de inercia polar**r : distancia al centro del eje*

para el caso de eje hueco : $J_p = \frac{\pi}{2} (R_e^4 - R_i^4)$

3.1.4 Tensiones Termicas

Las tensiones térmicas surgen durante el calentamiento irregular del componente, cuando algunas fibras del material estan privadas, a causa de la configuración de la pieza de la posibilidad de extenderse en correspondencia con la ley térmica. Como regla general los sectores calientes con temperatura que exceden la media se someten a compresión y las más frías a tracción.

El régimen peligroso es el arranque, cuando los álabes y la periferia del rotor se calientan más rapidamente bajo la acción del vapor. En este caso la superficie del rotor estará comprimida y el interior traccionado. En este caso las tensiones de tracción alcanzan un máximo. Esto puede verse en un diagrama típico de arranque [Ref 5] de un rotor de turbina de vapor [fig 3.2].

La primer figura muestra la variación de la carga en el arranque. Luego se observa el gradiente térmico que ocurre en la superficie, en el interior y en la superficie del agujero central. Si el aumento de carga es muy severo puede ocurrir que la tensión en la superficie llegue a la fluencia por compresión,

de tal manera que cuando se completa el ciclo de carga permanecerán tensiones de tracción. Durante el estado estacionario las tensiones residuales se relajaran a un grado que dependerá del tiempo y temperatura que se haya alcanzado. Al disminuir la carga, la superficie del rotor es traccionada, superponiendose ese estado a las tensiones residuales existentes.

La repetición de este ciclo, para temperaturas inferiores a la de creep como es el caso de esta turbina, se traducirá como fatiga en bajo número de ciclos .

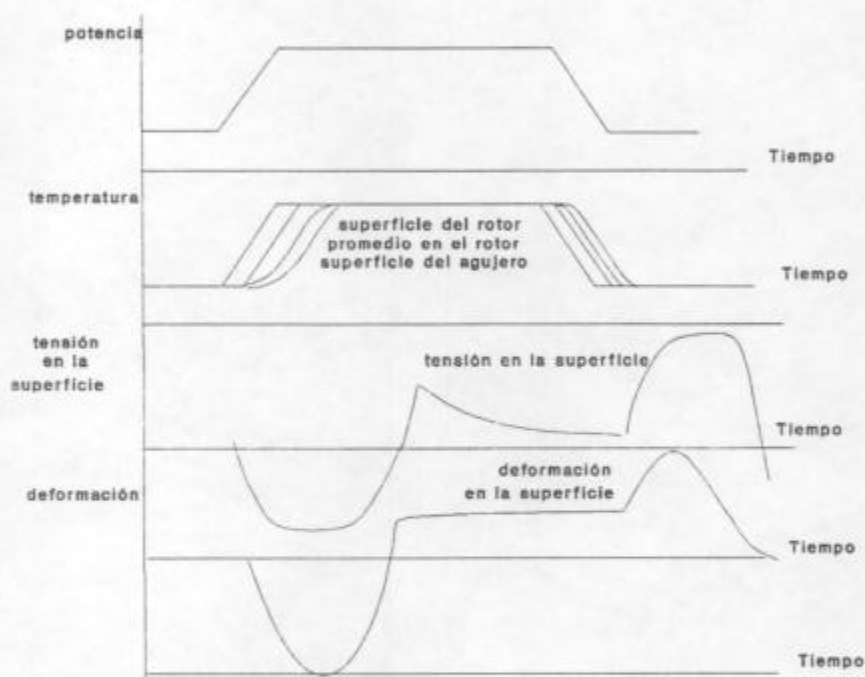


Figura 3.2 Diagrama típico de una turbina de vapor

En regimen de trabajo la temperatura se iguala, por lo tanto las tensiones térmicas disminuyen.

Para el cálculo de las tensiones térmicas se requiere el conocimiento de los siguientes datos :

- geometría de los detalles constructivos.
- propiedades del material a través de las constantes térmicas.
- temperaturas y presiones de vapor.
- temperaturas de la superficie del componente. Los datos

de temperatura permiten determinar el coeficiente de transferencia térmica.

3.1.5 Carga Centrífuga

En componente que giran las tensiones y deformaciones se calculan de acuerdo con las reglas de la estática y la resistencia de materiales. Si el componente gira alrededor de su eje de simetría, las tensiones se distribuyen simétricamente alrededor del eje de rotación.

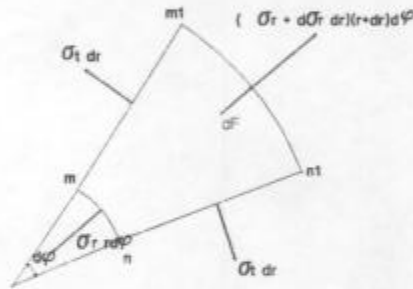


Figura 3.3. Tensiones actuantes en un elemento sometido a fuerza centrífuga

Sobre un elemento tal como el mn1 (ver figura 3.3) actuarán además de las fuerzas resultante de tensiones tangenciales σ_t , σ_r , la fuerza centrífuga:

ec 3.6

$$F_C = \frac{mv^2}{2}$$

$$dF = dm \cdot \omega^2 \cdot r = \frac{r \cdot d\phi \cdot dr \cdot 1 \cdot \psi \cdot \omega^2}{g} = \frac{\psi \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\phi}{g}$$

ψ = peso específico

ω = velocidad angular

Durante el arranque existe una variación de la carga centrífuga, para su cálculo se dispone del registro de las velocidades angulares de la puesta en marcha. Pero como el intervalo de tiempo en que ocurre dicha variación es lo

suficientemente amplio se desprecian los efectos de inercia por lo tanto se haran los cálculos con el valor de regimen.

En el caso particular de que el rotor presente un agujero central, como es este caso, se generan en la superficie del mismo tensiones tangenciales que duplican el valor que se generan en un componente sólido (Fig 3.4).

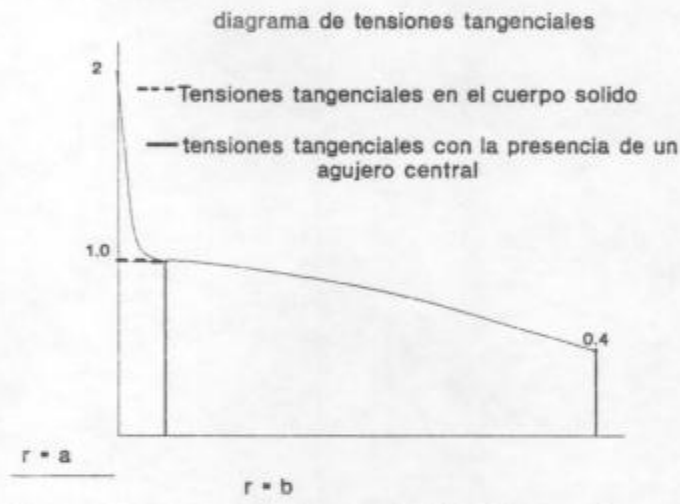


Figura 3.4 diagrama de tensiones tangenciales

3.1.6 Esfuerzos en el rotor debido a la fuerza centrífuga de los álabes montados en el mismo.

Cada rueda de álabes estará animada de la velocidad angular del rotor por lo tanto aparecerá una fuerza centrífuga en las mismas. De este modo sobre el rotor deberán ser consideradas la reacción que cada rueda de álabes ejerce sobre el mismo. Para calcularlo se simula cada rueda como un disco de tal manera que su peso sea igual al que tiene el conjunto de álabes de la rueda. Esta fuerza estará distribuida en un anillo circular.

REFERENCIAS

- 1 - J.E.Bertilson, U.E.Berg. STEAM TURBINE ROTOR RELIABILITY BUILT-UP VS. WELDED VS. MONOBLOCK. Large Steam Turbine Department Brown Boveri Cie. Ltd. Baden, Switzerland.
- 2 - P.A Stiopin. ESTATICA Y RESISTENCIA DE MATERIALES. Ed Mir Moscú
- 3 - J.M.Guzman. Resistencia de materiales. Ed C.E.I.L.P Facultad de ingeniería de U.N.L.P
- 4 - J. Mataix. TURBOMAQUINAS TERMICAS
- 5 - R. Viswanathan, LIFE ASSESMENT OF STEAM-TURBINE COMPONENTS. Damage Mechanism and Life Assesment of High Temperature Components. ASM International 1989

4. APLICACION DEL METODO DE ELEMENTOS FINITOS

Para obtener la distribución de las tensiones debido a las cargas térmicas y mecánicas durante el arranque se hace necesario recurrir a modelos computacionales. Con ese objeto se realizaron los cálculos de temperaturas y tensiones usando el método de los elementos finitos [REF 1]. El código de cálculo que fue implementado fue el Cosmos.

El MEF es una tecnica de análisis numérico que permite obtener soluciones aproximadas a una amplia variedad de problemas ingenieriles. La resolución de un problema continuo por MEF responde a la siguiente secuencia de trabajo.

- . Discretización del continuo (fig 4.1)

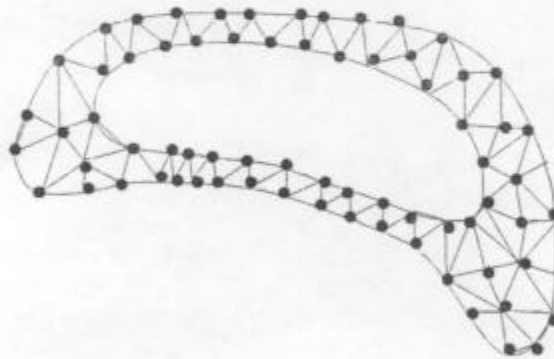


Figura 4.1 malla de una forma cualquiera

2. Seleccionar la función interpolación: se asignan nodos a cada elemento (fig 2).

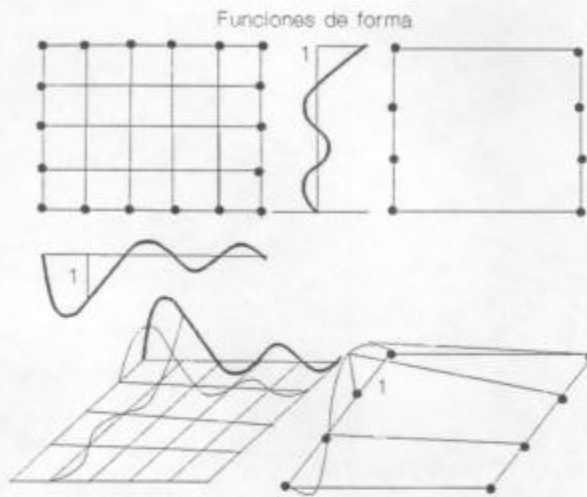


Figura 4.2 Función de forma típica de un elemento rectangular.

- . Asignar las propiedades de cada elemento
- . Ensamblaje de las propiedades de los elementos: la función interpolación en los nodos de interconexión toma valor único.
- . Resolución del sistema de ecuaciones

Si se utiliza un código de cálculo estas tareas quedan resumidas en tres etapas (Fig 4.3) :

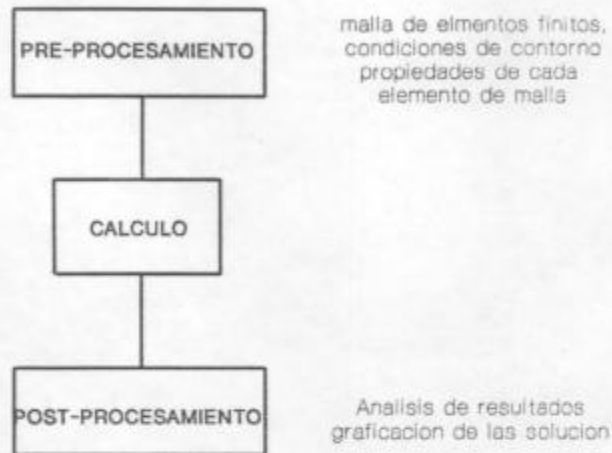


Figura 4.3

4.1 Modelos empleados

En la realización del modelo se debe buscar en primer lugar las simetrías que presenta la estructura :

- Simetría geométrica: es simétrica la forma de la estructura o sea que las secciones situadas simetricamente deben ser iguales.
- Simetría física: las propiedades del material en las zonas simétricas deben ser iguales, asimismo los enlaces (vínculos de la estructura con el medio) debe ser simétricos.

El eje de baja presión de la turbina presenta dos tipos de simetría geométrica (Fig 4.4).

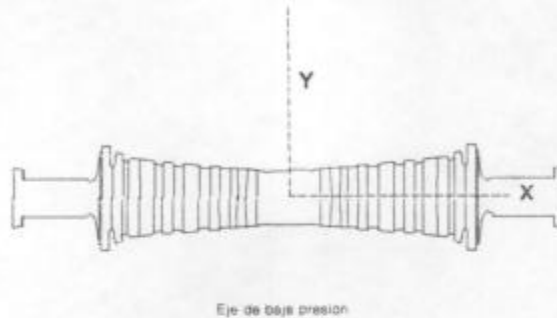


Figura 4.4 Rotor de baja presión

- Simetría axial: respecto al eje de longitudinal (eje de rotación).
- Simetría con respecto a un plano perpendicular al eje en el punto medio de su longitud.

Se hace la hipótesis de que el material es isótropo.

De acuerdo a la simetría del estado de cargas se hará el estudio mediante dos modelos:

Caso 1 - Modelo axisimétrico: Se aplicarán las cargas que presentan simetría axial: centrífugas, térmicas y las reacciones transmitidas por las ruedas de álabes.

La figura 4.5 muestra la red de elementos finitos utilizadas. Se trabajó con setecientos veinte elementos bidimensionales de cuatro nodos con tres grados de libertad por nodo. La denominación del elemento es plane 2d.

Caso 2- Modelo de vigas : Para los estados de carga asimétricos: peso propio, momento torsor (por simplicidad ha sido incluido en este caso el empuje axial que es axisimétrico), el rotor es simulado mediante una viga de sección variable. De acuerdo a las diferentes secciones del componente, por lo tanto diferentes momentos de inercia se le dividió el eje en 27 elementos de viga.

La denominación del elemento es Beam 3d : Elemento uniaxial

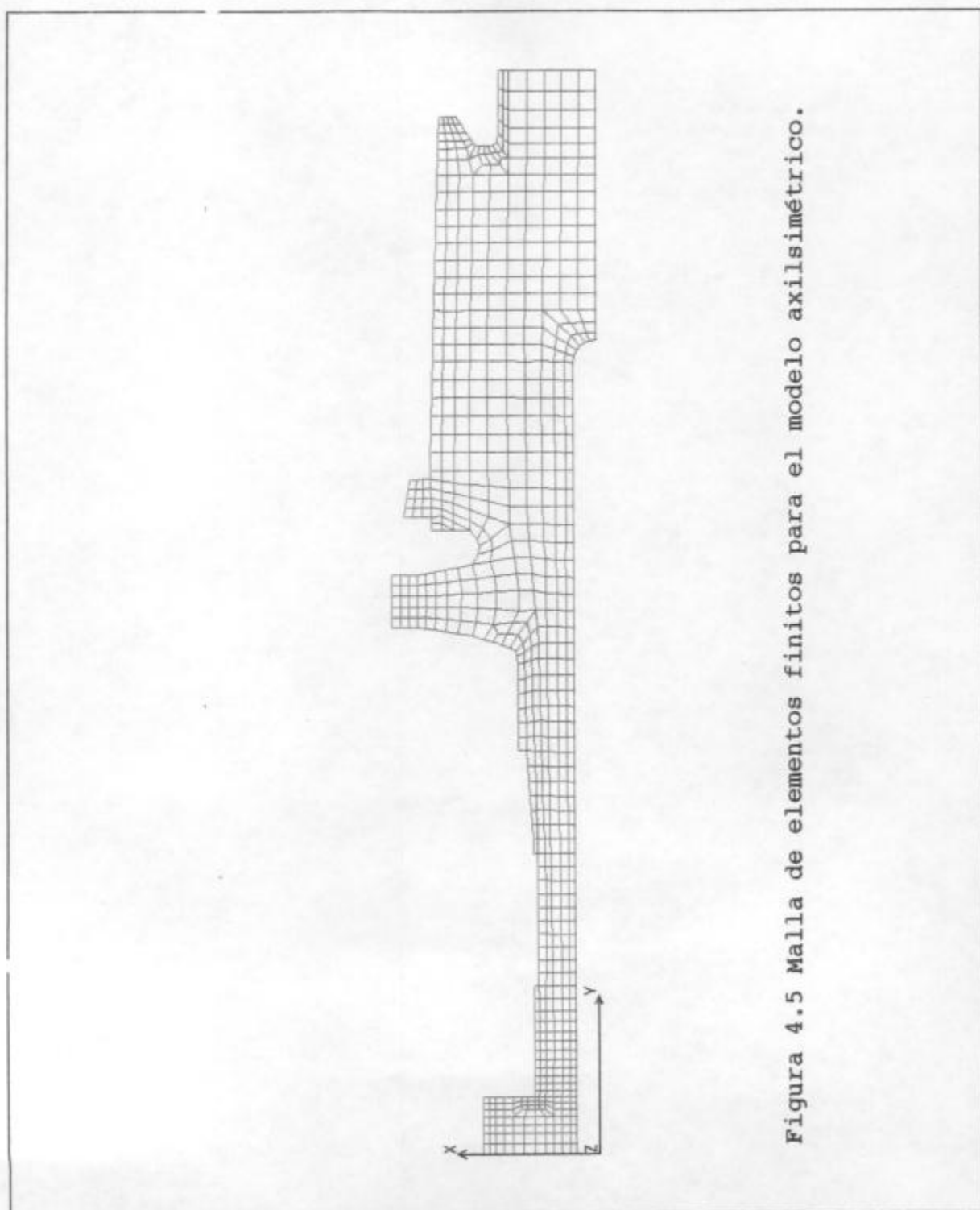


Figura 4.5 Malla de elementos finitos para el modelo axilsimétrico.

de tres nodos utilizado en modelos tridimensionales. Seis grados de libertad (tres rotaciones y tres translaciones) para los primeros dos nodos del elemento, el tercer nodo es requerido para la orientación del mismo.

4.2 Aplicación de las cargas

Una vez concluido los dos mallados anteriores se procedió a la aplicación de las respectivas cargas, calculadas de acuerdo a lo explicado en el capítulo 3.

Se trabajó un arranque en frío nominal [figura 2.9] luego se varió el tiempo del arranque para analizar su influencia en las tensiones térmicas.

El regimen de tensiones con el que se trabaja es lineal elástico, por lo tanto será válido el principio de superposición de los efectos, o sea que, se calculan por separado el estado de tensión resultante por cada esfuerzo, y luego se procede a la suma de ellos.

4.2.1 Carga térmica. Hipótesis consideradas

El vapor al ingresar a la turbina lo hace por cuatro válvulas ubicadas simétricamente respecto al eje y es impelido de un momento de rotación que ayuda a la distribución de la temperatura. En base a esto realizamos la hipótesis que la temperatura se distribuye simétricamente respecto al eje. Como la condición de carga es un arranque la superficie del rotor se supone calentada con una distribución longitudinal de temperatura variable con el tiempo.

Un estudio de la evolución del vapor en la turbina requiere del conocimiento de la de la geometría de los perfiles de cada rueda de álabes (ángulo de ataque, grado de reacción, etc), ya que la expansión del vapor en la turbina depende del pasaje a través de las etapas, y este está determinado por los perfiles de alabes(Fig 4.6).

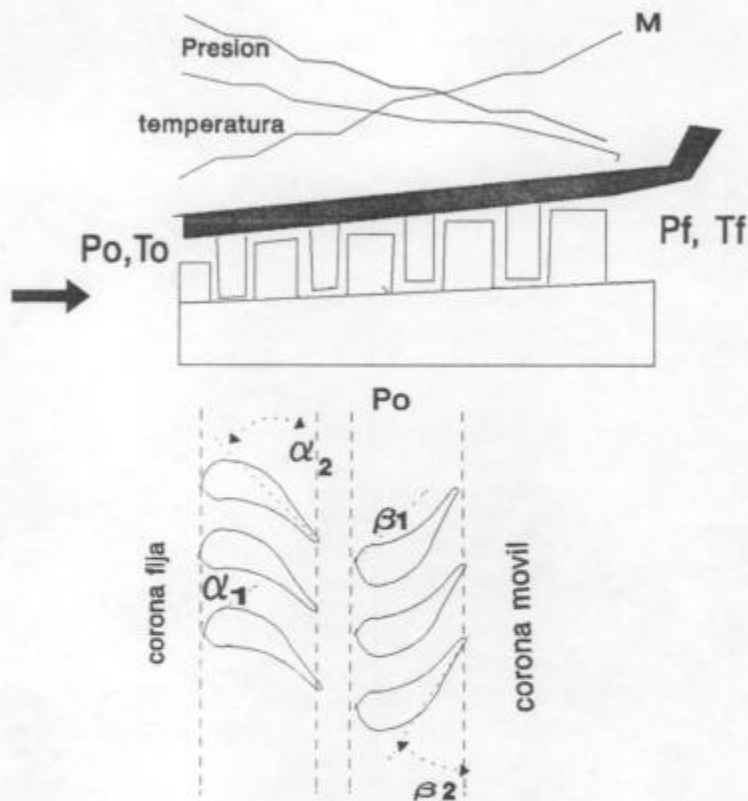


Figura 4.6 Variación de los parámetros del vapor

Estos datos imprescindibles para el cálculo de la expansión que experimenta el vapor, no fueron encontrados. Esta distribución ha sido obtenida mediante las siguientes consideraciones:

De acuerdo a datos de turbinas similares [ref 2] se considera que el salto entálpico total se distribuye uniformemente entre las 11 etapas.

En base a esto se trabaja con las tablas de vapor húmedo, Diagramas de Mollier [Ap 1]. Los datos son: la entalpía y temperatura en la entrada y a la salida de la turbina, y la temperatura y la entalpía en las extracciones. Asumiendo que los saltos entálpicos entre etapas son uniformes, se obtienen del diagrama la presión y la temperatura a la salida de cada una de ellas (Figura 4.7).

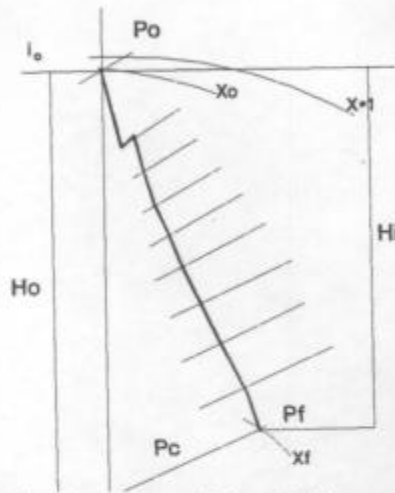


Figura 4.7 expansión del vapor en un gráfico h s

4.2.2 Coeficiente de transferencia térmica h

La transferencia de calor del vapor al rotor está gobernada por el valor del coeficiente de transferencia térmica h. Este coeficiente [ref 3], está definido como la velocidad de transmisión de calor entre el fluido y la superficie sólida, por unidad de superficie de la pared y por grado de diferencia de la temperatura entre la superficie de la pared y el cuerpo principal del fluido. Según esta definición:

$$q = h A (\Delta T_1)$$

- donde q = la velocidad de transmisión de calor por convección kcal/h
 h = coeficiente laminar, en $\text{kcal h}^{-1} \text{m}^{-2} \text{C}^{-1}$
 A = area de la pared del sólido
 ΔT = Diferencia de temperatura entre la superficie de la pared y el cuerpo principal del fluido.

Este coeficiente no es una característica del medio fluido, sino que por el contrario, el coeficiente de transmisión de calor depende de una forma complicada de varias variables que comprenden las propiedades del fluido (k, ρ, μ, c_p), la geometría del sistema, la velocidad del flujo, la diferencia característica

de temperatura, y la distribución de la temperatura en la superficie. En el caso de que el fluido experimente un cambio de fase, como es el caso de condensación de un vapor dependerá si la condensación es en forma de gotas o película (está última es la que ocurre en la práctica, ya que las gotas se forman en superficie pulidas). Es evidente que para determinación de este coeficiente se debe correlacionar datos experimentales mediante análisis dimensional. En el caso de calcular un coeficiente promedio de transferencia térmica se requiere conocer la temperatura del vapor y de la superficie metálica como mínimo en tres puntos [ref 4] .

El rotor de esta turbina no se encuentra instrumentado mediante termocuplas, por lo que se carecen de los datos experimentales. Por lo tanto esto obligó a recurrir a datos de bibliografía [ref 3,4]. Se trabajó con un rango de valores de h [200 -10000 kcal m² C⁻¹ hr⁻¹], ya que ante la falta de datos experimentales se trató de determinar en cuanto se incrementarían las tensiones al tener un valor de h más elevado.

4.3 Cálculo de temperaturas transitorias

La distribución de temperaturas en sólidos está gobernada por la siguiente ecuación:

ec.1
$$\nabla \cdot (K \nabla T) = \rho \frac{\partial T}{\partial t}$$

donde K es la conductividad térmica y ρ la densidad. En el caso del rotor, el rango de temperatura es tal que la conductividad puede considerarse constante. Con respecto a las condiciones de contorno estas dependerán de la cara considerada. En el hueco anterior no hay circulación de fluido, por lo que esa cara puede considerarse adiabática (condición de Neumann):

ec. 2
$$n \cdot \nabla T = -\frac{\partial T}{\partial n} = 0$$

donde n es el versor normal a la superficie. En la cara externa existe flujo de vapor a alta velocidad que puede modelarse con condición de contorno de Newton:

ec. 3
$$K n \cdot \nabla T = k \frac{\partial T}{\partial n} = h (T, T_f)$$

aquí T es la temperatura del fluido y h es el coeficiente de transferencia térmica pelicular .

La ecuación 3 aunque sencilla en apariencia sólo puede resolverse analíticamente en unas pocas situaciones con muchas simetrías (cilindros, esferas, rectángulos, etc). En particular la conocida solución correspondiente a un cilindro infinito hueco puede utilizarse para realizar estimaciones útiles en el caso de un rotor. Sin embargo, para un cálculo detallado que tome en cuenta las particularidades geométricas del rotor es necesario recurrir a métodos numéricos. Entre los muchos métodos disponibles, los ms versátiles y precisos son el método de los elementos finitos y el método de los elementos de contorno. Para este trabajo se utilizó el primero ya que se dispone de productos comerciales.

4.4 Cálculos de las tensiones termoelásticas

La ley de Hooke generalizada [ref 6], se puede expresar como

$$\text{ec.4} \quad \sigma_{ij} = E_{ijkl} \epsilon_{kl}$$

σ es el tensor de tensiones de Cauchy, E es el tensor de deformaciones y ϵ son las "autodeformaciones". En un medio isótropo el tensor de tensiones y de las autodeformaciones de origen térmico vienen dadas por:

$$\text{ec.5} \quad E_{ijkl} = \lambda \delta_{ij} \delta_{kl} + \mu (\delta_{ik} \delta_{jl} + \delta_{il} \delta_{jk})$$

$$\epsilon_{ij}^0 = \alpha \Delta T \delta_{ij}$$

Donde λ y μ son las constantes de Lamé, α es el coeficiente de dilatación térmica y ΔT es la diferencia de temperaturas respecto de la configuración de referencia.

Reemplazando lo anterior en las ecuaciones de equilibrio ec. 6

$$\sigma_{ij,j} + \rho b_i = 0$$

donde b es la fuerza de volumen (centrífuga en nuestro caso)
Se obtienen las ecuaciones de Navier:

ec.7

$$\frac{E}{2(1+\nu)} \mu_{i,kk} + \frac{E}{2(1+\nu)(1-\nu)} u_{i,ij} + \rho b_i + \frac{E}{(1-2\nu)} \alpha T_{,i} = 0$$

Conocida la distribución de temperaturas en cada instante, las tensiones y deformaciones se calculan a partir del campo de desplazamientos dado por las ecuaciones de Navier. Nuevamente estas sólo tienen solución analítica en situaciones de alta simetría.

Para hallar las tensiones térmicas en el rotor, que tienen una geometría compleja, se recurrió al método de elementos finitos. Con este método las ecuaciones de la termoelasticidad lineal se resuelven en forma aproximada. En particular en vez de discretizar las ecuaciones de Navier este método parte de una formulación débil (el principio de los trabajos virtuales) lo que permite trabajar con las derivadas de menor orden (obsérvese que las ecuaciones de Navier son de segundo orden).

4.5 Diagramas de temperatura

La figura 4.8 muestra las isoterms obtenidas para diferentes pasos del transiente térmico del arranque nominal considerado. Luego, la distribución de temperatura correspondiente a cada paso de tiempo pasaron a ser la entrada de datos para el cálculo de las tensiones térmicas.

4.6. Tensiones resultantes

Fueron obtenidos para cada caso de carga las tensiones ¹ correspondientes. Se observó que las tensiones más altas son las originadas por la carga centrífugas y luego le siguen las tensiones termicas. Ambas tensiones son de tracción y alcanzan su mayor valor en la dirección tangencial(dirección ϕ de los diagramas) y en la zona inmediata al agujero central. Por lo que esta región se transforma en una zona crítica para fisuras ubicadas en planos axial radial, o sea normal a la dirección tangencial. Los valores de tensiones originados por los otros esfuerzos son muy bajos. Por ejemplo cuando el valor de la tensión tangencial debido a carga centrífuga) es de 200 MPa (paso = 65 del transiente) y la tensión térmica es de 80 MPa, la tension debida al empuje y momento flector es de 3 MPa actuando en la dirección longitudinal, por lo tanto normal a ella (tangencial),

¹Las unidades con las que se trabaja en el código son kg/cm². Estas unidades son convertidas en N/mm² $\equiv$ MPa ,debido a que son unidades de uso ordinario en mecánica de fractura.

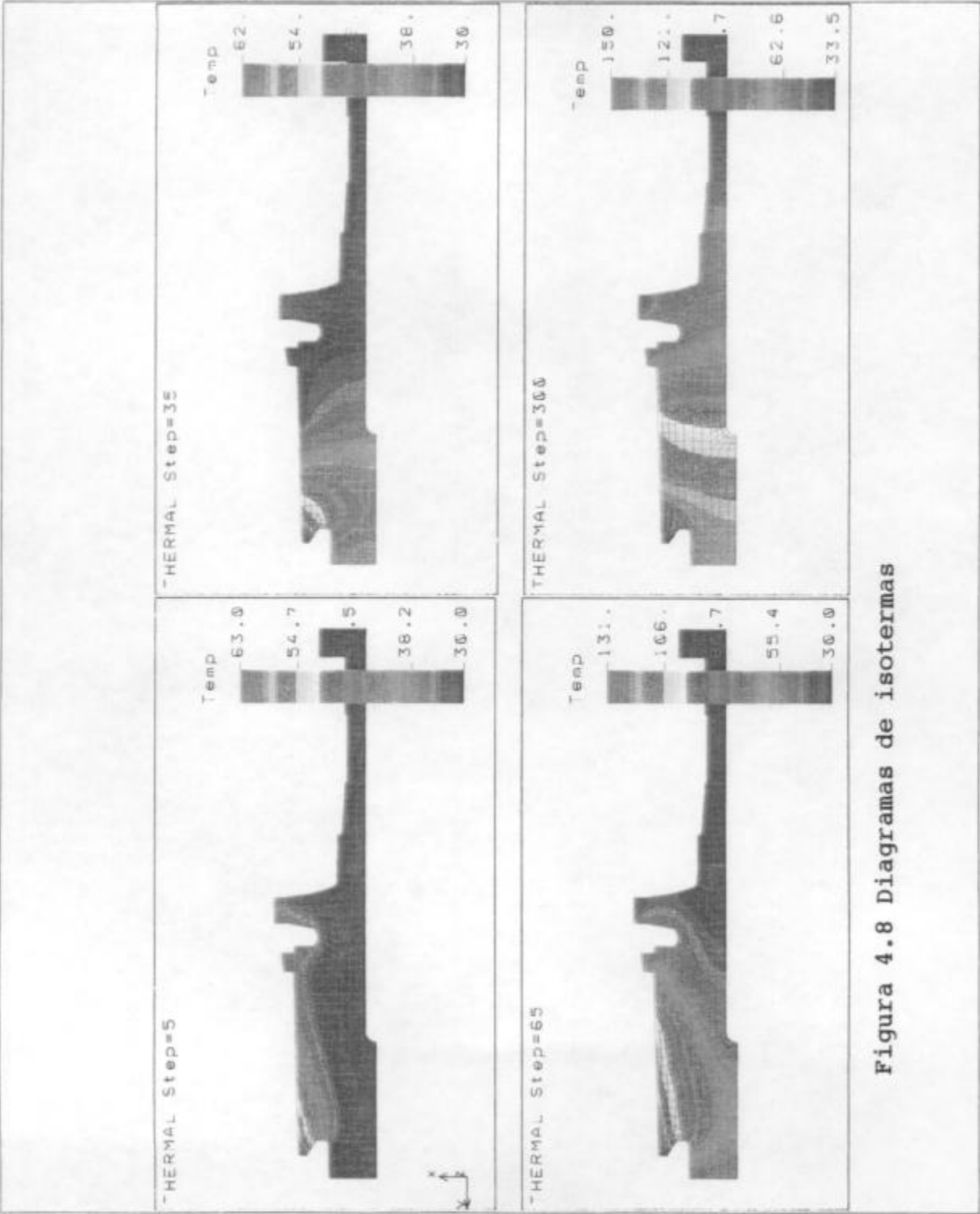


Figura 4.8 Diagramas de isotermas

este último valor disminuye a una tercera parte ya que está afectado del coeficiente de Poisson.

Las tensiones tangenciales debidas al momento torsor (cap 3), varían proporcionalmente con la distancia al radio, por lo que alcanzan su mínimo valor en la zona inmediata al agujero central. Por lo tanto de acuerdo a los resultados, las tensiones a tener en cuenta son las de origen térmico, y centrífugo, el resto representa un 0.1 % del valor resultante total, por lo que de aquí en adelante estos últimos esfuerzos no serán tenidos en cuenta.

Sumado el efecto térmico y el centrífugo, se analizó cual era en la región de interés, zona próxima al agujero central, el paso de tiempo crítico. La figura 4.9 muestra el estado de tensiones en el transiente más desfavorable para el estado combinado de cargas térmica y centrífugo.

Graficando las tensiones de Von Mises (Fig 4.10) podemos ver que los valores máximos se mantienen por debajo de la tensión de fluencia que para este material es de 605 MPa llegando sólo a alcanzar la mitad de ese valor.

Para el estudio fractomecánico es necesario conocer la tensión máxima, por lo tanto conviene trabajar con las tensiones principales.

4.6 Tensión máxima y tiempo de arranque

Los cálculos anteriores fueron realizados teniendo en cuenta un arranque en frío normal, se varió el tiempo de arranque para ver que influencia tenía este factor en la tensión máxima. Para esto fueron considerados otros tiempos de arranques, uno de duración doble que el nominal y el segundo de de una severidad doble. Se repitieron los mismos pasos anteriores.

Este análisis dio como resultado que si se disminuye el tiempo de arranque a la mitad la tensión maxima aumenta un 10 %, la siguiente figura (Fig 4.12) ilustra este efecto, donde se observa también que al aumentar la severidad del arranque, el pico se angosta y se hace más alto.

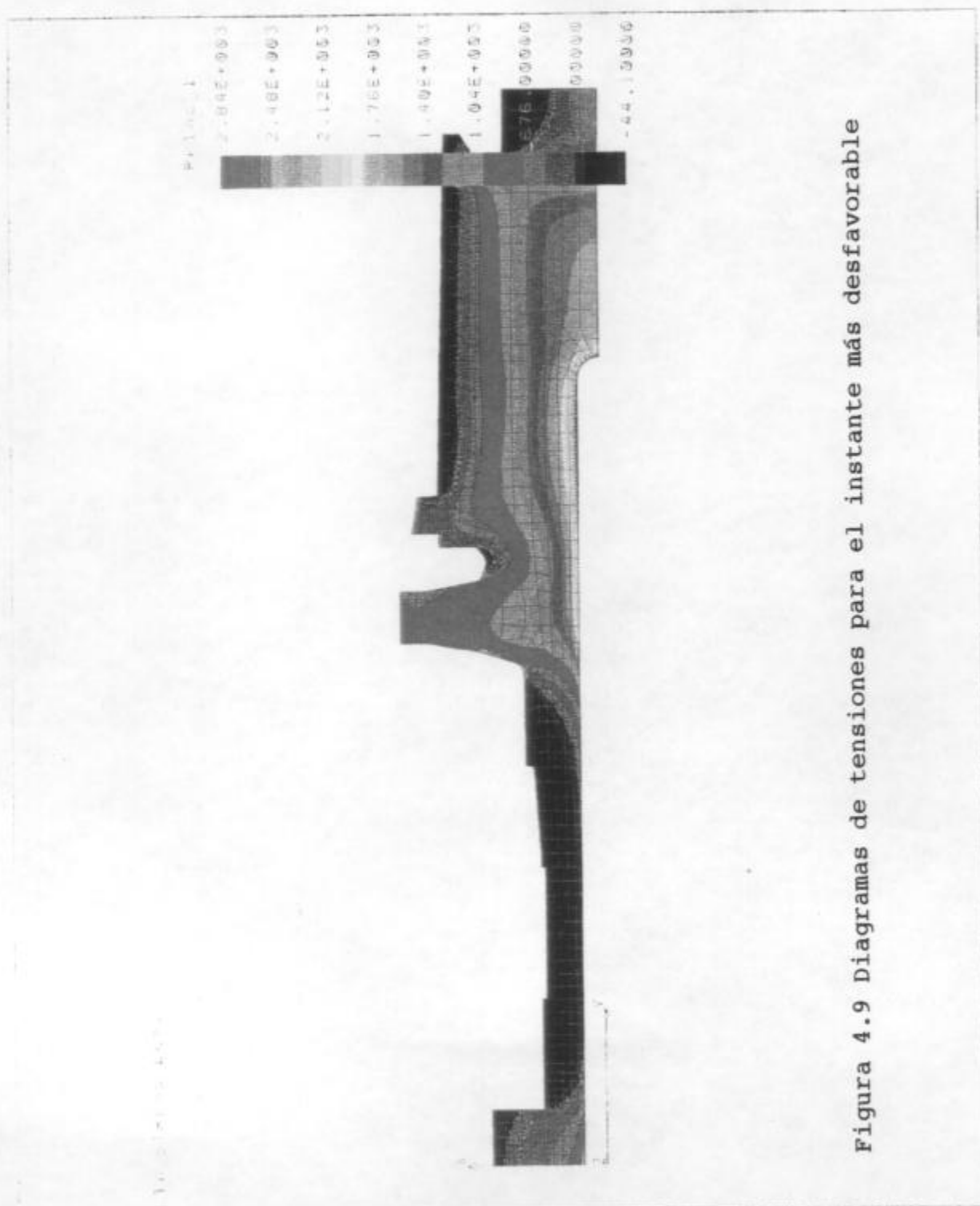


Figura 4.9 Diagramas de tensiones para el instante más desfavorable

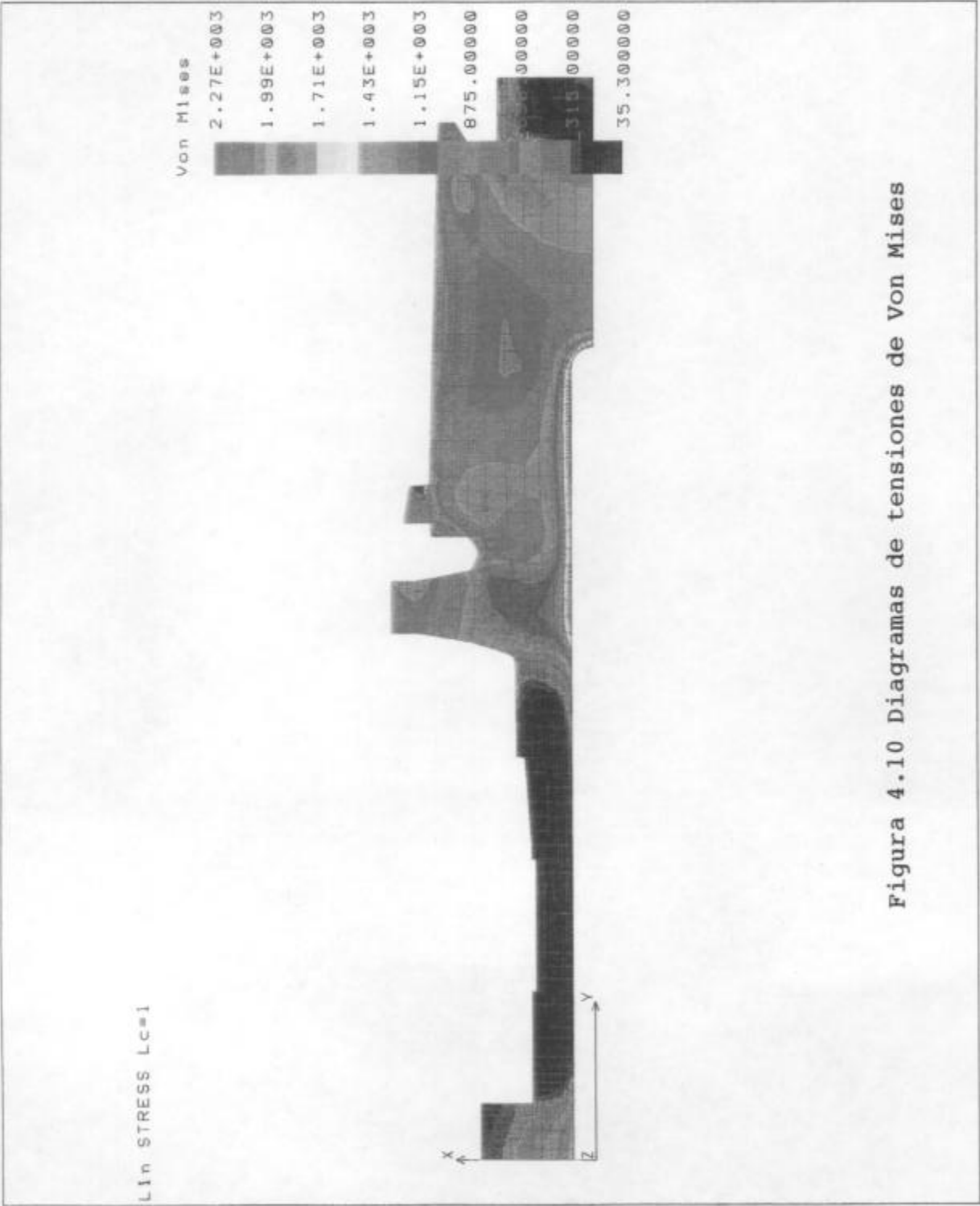


Figura 4.10 Diagramas de tensiones de Von Mises

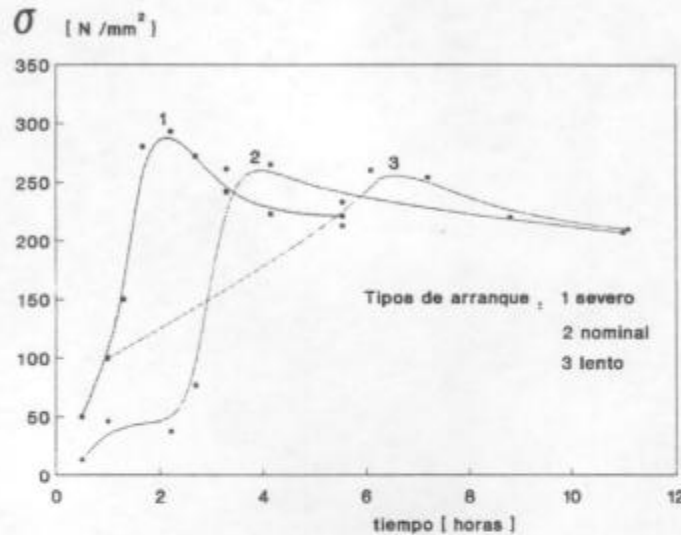


Figura 4.12 Variación de la tensión experimentada durante los distintos tipos de arranques.

En la siguiente figura se graficó la tensión tangencial en los distintos pasos del arranque de acuerdo a la posición longitudinal en el rotor.

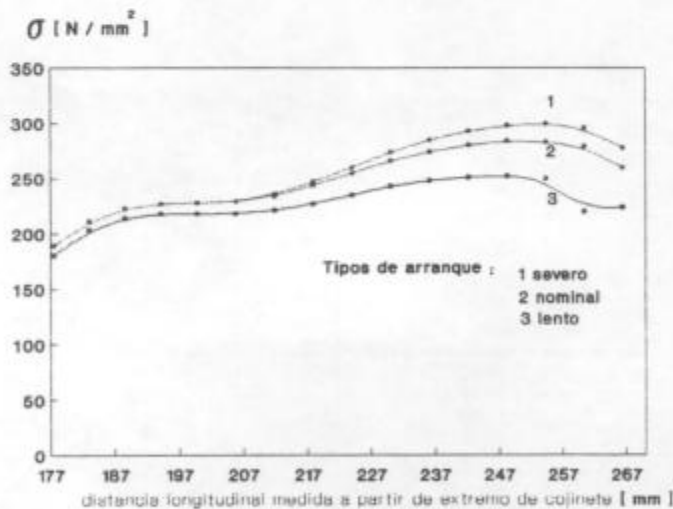


Figura 4.13 Tensión máxima en función de la distancia al extremo de cojinete

El siguiente gráfico muestra en un arranque nominal, la variación de la tensión tangencial máxima en el tiempo con el

efecto de ilustrar en que instante del arranque se alcanza la máxima tensión.

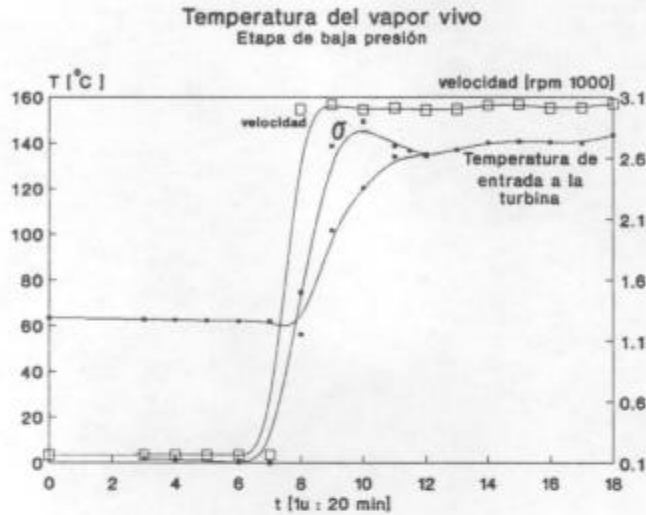


Fig 4.13-Variación de la tensión tangencial, en el punto más solicitado durante un arranque.

4.7 Tensión Máxima y h

Para analizar la influencia del coeficiente de transferencia térmica h con el valor de la tensión máxima, se consideró un rango de valores de h [200 -10000 kcal m² C⁻¹ hr⁻¹]. Este coeficiente forma parte de las condiciones de contorno del problema, por lo tanto se realizaron las diferentes corridas del programa variando este valor. Se encontró, fuera de lo esperado que para ese rango de valores, h no afecta el valor de la tensión máxima en la zona central del rotor.

REFERENCIAS

- 1 - O.C.Zienkiewicz, EL METODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS, Ed Reberte, 1981.
- 2 - A.V.Schegliaiev. TURBINAS DE VAPOR. Ed.MIR
- 3 - H.J.Stoever. TRANSMISION DE CALOR Y SUS APLICACIONES
- 4 - P.G.Tret'yakov. DETERMINACION OF THE COEFFICIENT OF HEAT TRANSFER IN TURBINES FROM MEASUREMENT DATA.
Teploenergetika, 1967 14 (4) 48-52
- 5 - K.H.Huebner, E.A.Thornton. THE FINITE ELEMENT METHOD FOR ENGINEERS.
- 6 - L.E.Malvern. INTRODUCCIÓN TO THE MECHANICS OF THE CONTINUOUS MEDIUM

5. ANALISIS FRACTOMECANICO

Las fisuras en la zona central del rotor, están originadas [ref 1,2] en el proceso de forjado o durante los procesos de tratamiento térmico [Fig 5.1]. Las fisuras se inician a partir

Aspecto general de macrosegregación. distribución de C y S

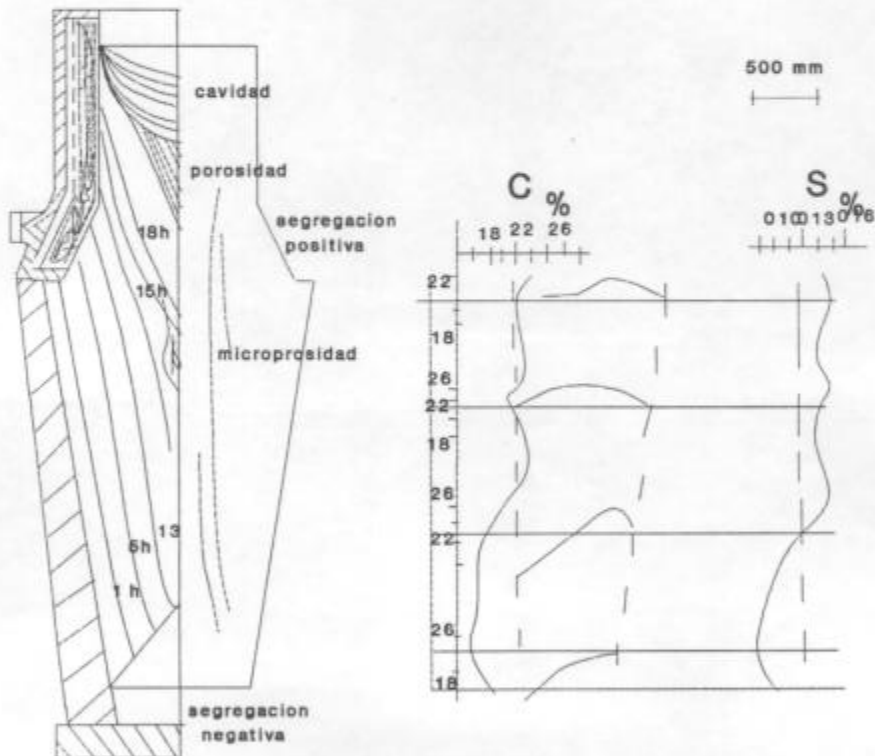


Figura 5.1 [REF 1] Aspecto general de una macrosegregación. Distribución de C y S.

de poros o inclusiones que no han sido dispersas adecuadamente en el forjado. Este tipo de defectos de fabricación aparecen

concentrados en bandas de segregación composicional ubicadas en la región central del lingote. Esta segregación es resultante de la convección del metal líquido durante la solidificación y generalmente sigue la interface sólido-líquido, orientándose con un cierto ángulo con la línea central del lingote, zona última en solidificar. Por estos motivos ha sido práctica usual remover esta región. Esto permite poder inspeccionar la zona a fin de identificar defectos o zonas de diferentes composición química que originan propiedades no uniformes en el material. Además permite la inspección del agujero mediante técnicas de ultrasonido.

De acuerdo a lo que se desprende anteriormente, en este tipo de rotores, la remoción de la región central disminuye el porcentaje de defectos grandes.

Pero en oposición a todas las ventajas que pueden argumentarse a favor de este tipo de rotores, la desventaja que más pesa es el incremento en la fuerza tangencial, ya que en la inmediata vecindad del agujero el nivel de tensiones se multiplica por un factor de dos (Fig 5.2), lo que trae como consecuencia la disminución del tamaño crítico de fisura.

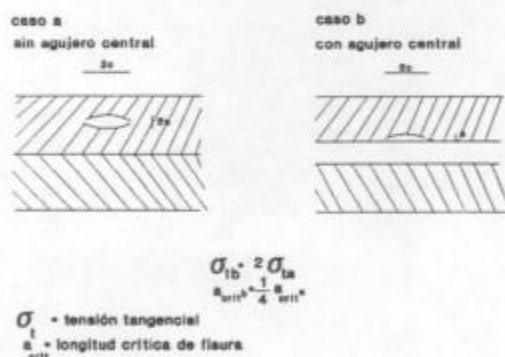


Figura 5.2 tamaño crítico de una fisura

- a) fisura interior
- b) fisura superficial

5.1 Fractura frágil

De revisiones bibliográficas de turbinas similares se

desprende que la mayoría de las fallas debida a fractura frágil ocurrieron a velocidades cercanas a la de operación.

En este tipo de rotor en monoblock, la distribución de tensiones es similar a un cilindro en rotación. En el interior el estado de tensiones es triaxial, condición de deformación plana, favorable a fractura frágil.

5.1.1 Breves nociones fractomecánica [3 y 4].

La fractura frágil ocurre generalmente a valores de tensión externa aplicada inferior a la tensión de fluencia del material. La fractura se produce con muy poca o sin deformación plástica. Si consideramos la distribución de tensiones alrededor de una fisura pre-existente, sujeta a tracción resulta claro que la región adyacente a la misma resulta sobrecargada debida a la alta concentración de tensiones por lo que se produce una deformación plástica localizada. Si la tenacidad del material es limitada, la deformación plástica puede ir acompañada de una extensión de fisura. Sin embargo a mayor longitud de fisura se tendrá mayor sobrecarga local, haciendo que el crecimiento de la fisura resulte autoexitado. Entonces resulta evidente que dado una fisura inicial y una tenacidad limitada del material, existe la posibilidad de fractura rápida. Por lo tanto existen dos aspectos a tener en cuenta en el problema de fractura: la caracterización de la sobrecarga y la resistencia inherente del material a la fisuración.

Si bien existen una gran cantidad de factores que contribuyen al fenómeno de fractura frágil, la fractomecánica ha demostrado que existen tres parámetros primarios que controlan la susceptibilidad de una estructura a fractura frágil y que todos los otros factores sólo afectan a estos tres parámetros primarios. Dichos parámetros son:

a) Fisuras: Las fracturas se inician en discontinuidades que suelen ser extremadamente pequeñas o bien fisuras por fatiga de gran tamaño

b) Tensión aplicada: En general para la mayor parte de las situaciones prácticas, las tensiones de tracción son las que controlan la fractura frágil. Estas tensiones se determinan mediante técnicas analíticas, numéricas o experimental.

c) Tenacidad del material: La tenacidad del material puede definirse como la habilidad de soportar carga o deformarse plásticamente en presencia de una fisura. En general la fractoténacidad puede describirse en función del factor de intensidad de tensiones crítico K_{Ic} para diferentes condiciones

de carga.

K depende de :

- Tensión externa aplicada
- Longitud de fisura considerada "a"
- Geometría del cuerpo fisurado

$$K = f(\sigma, a, c)$$

La iniciación de fisura ocurre si

$$K > K_{Ic}$$

(factor intensidad Tenacidad del
de tensiones aplicado) > material

El parámetro K_{Ic} es una medida de la resistencia del material a la fractura frágil en deformación plana, bajo Modo I de carga (apertura de la fisura por tensión simple). Este parámetro describe la magnitud de la concentración de tensiones elásticas en la región del extremo de fisura.

Una expresión general de K_I es :

ec. 5.1

$$K_I = C \sigma \sqrt{\pi a} = K_{Ic}$$

σ : tensión local o tensión remota. Es la tensión que existiría en ese punto si la fisura no estuviese

$2a$: diámetro de fisura

C : factor de forma

Resumiendo lo enunciado anteriormente : la falla catastrófica ocurrirá cuando el factor intensidad de tensiones en la punta de la fisura, proporcional al producto de la tensión tangencial local y la raíz cuadrada de la longitud de fisura, sea igual a la tenacidad de fractura del material.

Este valor es una propiedad del material y depende entre otros factores de la temperatura.

Por lo tanto para un dado estado de carga, y una dada geometría existirá un tamaño de fisura tal que el K_I aplicado sea igual al K_{Ic} del material y se lo llamará tamaño crítico de fisura a_c , despejándolo de la expresión 5.1.

$$a^t_{\text{critico}} = \pi \left(\frac{K^t_c(T)}{C \sigma^t} \right)^2$$

a_c : longitud crítica de fisura

T : temperatura

σ^t : tensión remota en el tiempo t

De la expresión anterior se puede observar que el valor crítico de fisura alcanza un mínimo cuando el cociente entre la tenacidad y la tensión nominal toma el menor valor. De este modo un alto valor de tensión local no garantiza un mínimo tamaño de fisura, ya que la longitud crítica de fisura puede ocurrir en regiones de bajas temperatura (bajos valores de K_{Ic}), sin que correspondan a valores de tensiones críticas.

La siguiente figura muestra la dependencia de K_{Ic} con la temperatura para el material del rotor de baja presión de CNEAL.

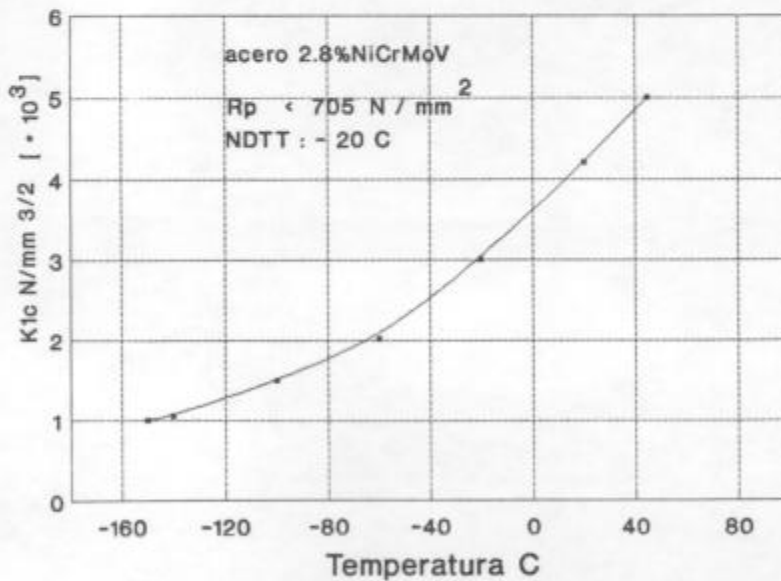


Figura 5.3 Curva de diseño de tenacidad a la fractura

Vemos como la tenacidad a la fractura del material es función de la temperatura. Por lo tanto a fin de conocer el tamaño máximo de defecto admisible será necesario conocer además de la tensión local, la historia térmica del componente.

5.2 Cohesión de fisuras

La posibilidad de agrupamiento de fisuras será comentado brevemente, pero no ha sido tratado en este trabajo.

Un rotor forjado presenta gran cantidad de inclusiones e impurezas. En el caso de una fisura aislada el tamaño mínimo de defecto que tiene sentido considerar es de 3 mm aún para el caso de rotores fuertemente tensionados [REF 1]. Pero en el caso de fisuras múltiples próximas entre sí, se presentan dos problemas importantes. El primero tiene que ver con la predicción del tamaño crítico del agrupamiento de fisuras, ya que el ligamento entre fisuras cercanas puede entrar en fluencia antes de alcanzar el nivel de tensiones crítico por lo tanto carece de validez un análisis fractomecánico elástico lineal. Uno de los procedimientos comunes que se utilizan es asumir que cada ligamento alcanza la tensión de fluencia, o sea que la falla es por colapso plástico, siendo por lo tanto una estimación conservativa.

Las fisuras estan dispersas aleatoriamente en el volumen del rotor pero de todas ellas toman interés las que propaguen en los planos normales a las tensiones críticas, por lo que únicamente se considerará la cohesión de fisuras en dichos plano. Una fisura tiene un campo de interacción que será mayor cuanto mayor sea el tamaño de fisura y cuanto mayor también sea la relación tensión local a tensión de fluencia. Se pone en evidencia la necesidad de determinar con la mayor exactitud posible la extensión de la fisura. Pero esto aún representa un problema ya que las fisuras a veces no permiten ser bien interpretadas. La presencia de ciertas inclusiones, como aluminosilicatos, actuan como fuertes reflectores de ultrasonido, enmascarando la presencia de fisuras entre las partículas.

5.3 Cálculo de los parámetros fractomecánicos

Una fisura superficial en el agujero central del rotor lo podemos asemejar al caso de un sólido semiinfinito con fisura en la superficie.

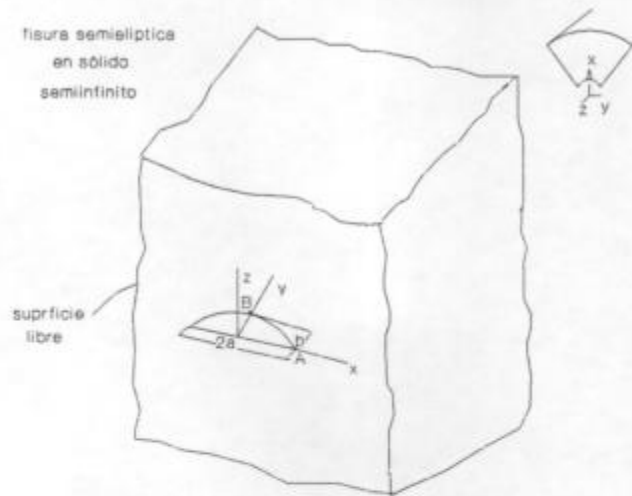


Figura 5.4 Fisura en un sólido semiinfinito

La expresión del factor intensidad de tensiones crítico K_{Ic} en modo uno para una fisura superficial en un sólido semiinfinito es [Ref 5] :

ec 5.2

$$K_I = \frac{M}{E(k)} \sigma (\pi b)^{1/2}$$

σ : tensión remota

$M; E_k$: factores de forma

$$\frac{M}{E_k} = C$$

Esta expresión coincide aproximadamente con los valores de fisura de forma arbitraria de Y. Murakami [Ref 6]

b/a	M	K ²	E _k	M/E _k
0	1.121	1	1	1.121
0.125	1.088	0.984	1.02375	1.0627
0.25	1.057	0.9375	1.07368	1.0627
0.5	1.022	0.75	1.211	0.8439
1	0.999	0	1.57	0.63

para $b/a = 0.5 \rightarrow K_{ap} = 0.8439 \sigma_{\infty} (\pi b)^{1/2}$

Reemplazando en esta expresión el valor de la tensión nominal, tensión obtenida del cálculo de tensiones (sección 4) calculada sin tener en cuenta la existencia de un defecto, y el tamaño de un defecto hipotético, se calcula el valor del K aplicado.

Reemplazando en la fórmula de anterior los valores de σ y K_{ic} correspondientes a cada punto, fueron calculados los valores de longitudes crítica de fisuras. Los resultados se muestran en la siguiente figura, además se ha agregado el valor de k_{ic} .

En la siguiente figura se ha graficado el valor de K_{ic} . La variación de este parámetro se debe al gradiente de temperatura longitudinal que experimenta el rotor.

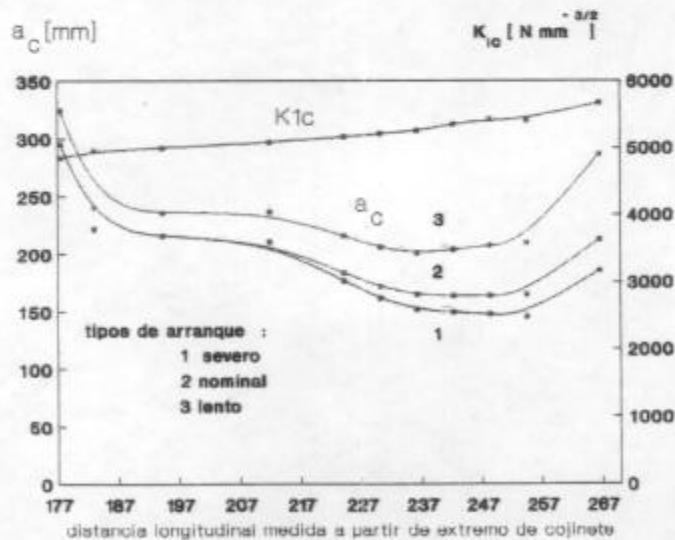


Figura 3: Longitudes críticas de fisura para los tres tipos de arranques

6. CRECIMIENTO SUBCRITICO DE FISURA

Teniendo en cuenta que el regimen de temperatura en el que trabaja es inferior al de creep y que la región de estudio está separada de la zona de vapor húmedo, región sensible a corrosión bajo tensión, asumiremos que la fatiga en bajo número de ciclos es el mecanismo de falla dominante.

6.1 Propagación de fisuras por fatiga.

Fatiga es la tendencia de un material a fracturarse mbajo la aplicación repetidas de cargas cíclicas[REF 3]. generalmente las fallas por fatiga ocurren a niveles de tensión por debajo de la tensión de fluencia del material y luego de muchas aplicaciones cíclicas de esta carga.

La iniciación de la grieta por fatiga responde a un proceso de deformación plástica. Las fisuras se originan preferentemente en la interfase de una inclusión y la matriz de un material, defectos superficiales, microfisuras por tratamiento térmico, etc.

Cuando la estructura es sometida a cargas cíclicas es posible hacer crecer dicha fisura con valores de K_I aplicados inferiores a K_{Ic} . En este caso el crecimiento por ciclos es pequeño ($0,1 \mu$) pero si el número de ciclos es grande, el avance del frente de fisura puede alcanzar valores significativos.

Cuando la fisura alcanza una longitud crítica tal que $K_I = K_{Ic}$ aquella se propagará en forma rápida [sec 5.1.1]. La vida de un componenete sometido a fatiga está entonces determinado por el número de ciclos requeridos para hacer crecer la fisura desde su tamaño inicial hasta su valor crítico.

El crecimiento de fisura por fatiga se representa como una función de potencia del factor intensidad de tensiones. Esta ley debida a Paris y F.Erodogan ha sido el resultado de observaciones de numerosos análisis de ensayos de fatiga . El parámetro que caracteriza la propagación de fisuras subcríticas por fatiga, cuando estan sometidas a un regimen predominantemente elástico, es la oscilación del factor de intensidad de tensiones ΔK

ec 6.1

$$\frac{da}{dN} = c (\Delta K)^m$$

ΔK : $K_{\max} - K_{\min}$, donde los valores de $k_{\max}$ y $k_{\min}$ son los valores de K_I calculados para $\sigma_{\max}$ y $\sigma_{\min}$ del ciclo de fatiga

o $\Delta K = C \Delta \sigma \sqrt{\pi a}$, $\Delta \sigma$ rango o amplitud de tensiones cíclicas.

C y m : constantes que dependen del material
y en menor medida de la frecuencia de la sollicitación

y de $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$, y del medio ambiente, cuando no es muy agresivo.

6.2 Fatiga en rotores

Hasta 1982 los datos de crecimiento de fisura en rotores consistieron en ensayos de fatiga donde el crecimiento por ciclo es relatado dentro de un rango lineal del factor intensidad de tensiones. La curva correspondiente al material del rotor de CNAI es la que se muestra en la siguiente figura [ref 7].

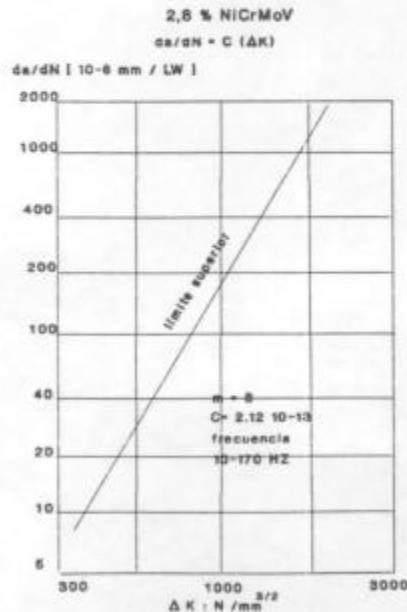


Figura 6.1 curva de crecimiento de fisura por fatiga. 26 NiCrMo 11 5

Esta curva de diseño es válida tanto para la superficie interior como para la superficie exterior del rotor.

6.2.1 Procedimiento de cálculo

El cálculo se realizó tomando como dato la condición más desfavorable, la que corresponde al arranque en frío. Se buscó en él, cual era el transiente termomecánico crítico, o sea en que paso se alcanzaban las tensiones más altas. Se asumió que existía un defecto de fabricación, no debidamente interpretado al realizar los ensayos no destructivos, y que este fisura crecería por ciclos de arranque termomecánico. Por lo tanto se calculó, asumiendo un defecto inicial cual sería la cantidad de arranques requerido para que la fisura alcance un tamaño crítico.

La ley del crecimiento de fisura por fatiga para este material de acuerdo a la figura 6.1 es:

$$\frac{da}{dN} = 2.12 \cdot 10^{-13} \Delta K^3$$

El número de ciclos requerido para alcanzar el tamaño crítico a_c será despejando de la fórmula anterior e integrando entre el tamaño inicial de fisura y el valor final (longitud de fisura crítica) se obtiene:

$$N_c = \int_{a_0}^{a_c} \frac{1}{2.12 \cdot 10^{-13} \Delta K^3} da =$$

N_c : n° de ciclos

a_0 : tamaño inicial de fisura

Nota: al integrar se hace la hipótesis que el factor de forma C de la expresión de $\Delta k = C \Delta \sigma \sigma (\pi a)^{1/2}$, se mantiene constante por lo tanto sale fuera de la integral. Esto equivale a asumir que la fisura durante su crecimiento mantiene la misma forma.

Se requiere calcular el valor de $\Delta K = K_{\text{máx}} - K_{\text{mín}}$.
 $K_{\text{máx}}$ corresponde a la tensión máxima alcanzada (paso crítico del

transiente y $K_{\min}$ corresponde a la mínima tensión alcanzada, cuyo valor es cero, ya que en el arranque el componente está descargado de tensiones.

El cálculo se realizó para los tres tipos de arranque en frío, donde las tensiones máximas alcanzadas son:

Arranque lento : $\sigma_{\max} = 250 \text{ MPa}$
 Arranque nominal : $\sigma_{\max} = 284 \text{ MPa}$
 Arranque severo : $\sigma_{\max} = 300 \text{ MPa}$

El ejemplo corresponde al arranque nominal, lo mismo es aplicable a los otros arranques.

Por lo tanto rememplazando el valor de la tensión remota
 $\sigma_{\max} : 284 \text{ MPa} = 284 \text{ N/mm}^2$ * en la expresión de K_{Ic} (ec 2):

$$K_{Ic} = 0.8439 (\sigma_{\max} (\pi a_c)^{1/2}) = 0.8439 284 (\pi a_c)^{1/2} = 424 (a_c)^{1/2}$$

en este punto $T = 50 \text{ }^{\circ}\text{C}$ de la curva $K = f(T)$ (fig 6.1)

$$K_{Ic} = 5350 \text{ N mm}^{-3/2}$$

Reemp en la fórmula de $a_c \rightarrow a_c = 160 \text{ mm}$

Repitiendo el mismo cálculo para los otros tipos de arranque:

Arranque lento	$a_c = 204 \text{ mm}$
Arranque severo	$a_c = 142 \text{ mm}$

Cálculo del tiempo de vida

Reemplazando en la fórmula de n° de ciclos a la falla asumiendo diferentes tamaños iniciales podemos calcular el tiempo de vida [figura 6.2]:

* se reemplaza MPa por N/mm^2 para obtener los resultados de tamaño de fisura en mm.

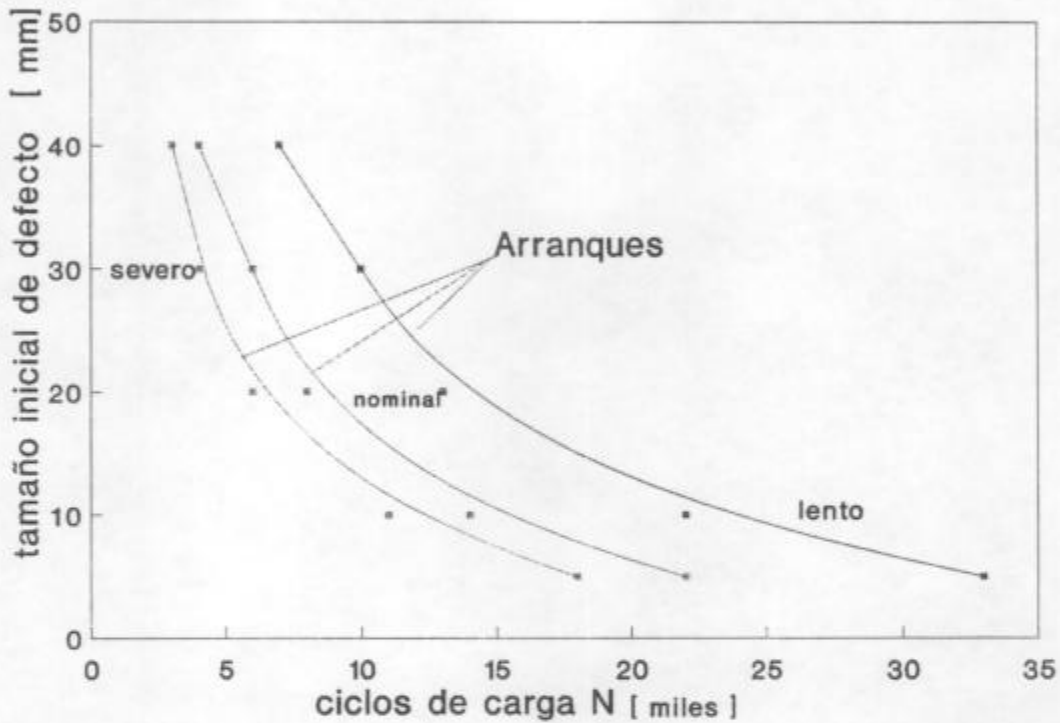


Figura 6.2 Número de ciclos de carga en función de diferentes tamaños de defectos iniciales.

Se han considerado tamaños de defectos iniciales, que no pueden dejar de escapar a un ensayo no destructivo, el cual es tomando un valor conservativo es de 5 mm. Por lo tanto, nos ubicamos en la peor condición o sea consideramos la posibilidad de una indebida interpretación de los resultados. Aún así, para la peor condición de carga (arranque severo) se observa que el peligro de fractura rápida es remoto, consideremos que hasta la fecha la turbina lleva efectuados 180 arranque de los cuales más de la mitad son arranques en caliente.

7. VALIDEZ DEL ANALISIS FRACTOMECANICO

Es conveniente considerar algunos aspectos del análisis anterior que deberán ser tenidos en cuenta en el momento de realizar una evaluación de vida:

1-Ensayos no destructivos: para realizar la evaluación del estado del rotor será fundamental la realización de exámenes visuales , partículas magnéticas, ultrasonido etc. Las técnicas no destructivas van mejorando día a día, pero aún los datos obtenidos: tamaño, orientación, ubicación aún no pueden ser definidos con una alta precisión, muchas veces debido a una mala interpretación de los resultados.

2-Iniciación de fisuras y diagramas de tensiones: Las tensiones térmicas y centrífugas en el estado estacionario pueden ser obtenidas con gran precisión, en el transiente las tensiones térmicas sólo son calculadas para una condición específica de operación. No obstante el daño originado en el material por complejos transientes térmicos no pueden predecirse con exactitud [ref 3].

3-Tamaño de defecto tolerado: El crecimiento de fisura permitido, es teóricamente calculado por el tamaño crítico de fisura. La evaluación de la tenacidad del material en un punto dado del componente no puede evaluarse con precisión. En laboratorios se ensaya con probetas tomadas de rotores retirados con el fin de poder estimar la variación de la tenacidad debido al tiempo de vida consumida. No obstante existe una gran dispersión en los resultados obtenidos.

En el caso de contar con una gran cantidad de datos se debería realizar un análisis estadístico y combinarlo con la probabilidad de falla.

REFERENCIAS [Cap.5,6 y 7]

- 1- EPRI.NP-2661. Research Project 502-1.
- 2- S.Basevi. SOLIDIFICATION AND SEGREGATION PROBLEMS
TERNI,Societa per l'industria e l'Electtricitá.
Rotor Forgings For Turbine and Generator.
- 3- L.De Vedia. MECANICA DE LA FRACTURA. Programa Nacioneal de
Desarrollo científico y tecnológico - OEA.
- 4- J.Actis. INTRODUCCION A LA MECANICA DE FRACTURA.
- 5- *Int.Journal of Fracture Vol 10*
- 6- Murakami,*Engng Frac.Mech*,vol 22,No1
- 7- W.Engelke,J.S.Joice.D.Lambrecht.W.Wieman. ROTOR FORGINGS
FOR KWU-DESIGNED TURBINE GENERATORS. In Rotor Forgings For
Turbine and Generator.
- 8- M.E.Calafat. Mecánica de la fractura aplicada a sólidos
bidimensionales.
- 9- A. Gianuzzi. DISCUSSION ON AXIAL BORES. Rotor Forgings For
Turbine and Generator.
- 10-D.P.TIMO M.Kolar,EPRI. DISCUSSION ON FRACTURE MECHANIC
VALIDITY. In Rotor Forgings For Turbine and Generator.

8. CONCLUSIONES

El presente trabajo ha intentado desarrollar una metodología de cálculo en un análisis de integridad estructural de un rotor en funcionamiento. A pesar de no contar con todos los datos se ha podido arribar a las siguientes conclusiones:

- Existe una zona crítica donde las tensiones alcanzan sus máximos valores, y corresponde a la zona inmediata a la cavidad central del rotor.
- Las tensiones críticas corresponden a tensiones tangenciales de origen centrífugo y térmico .
- Las tensiones en esa región no se ven afectadas para los valores de h considerados.
- La disminución del tiempo de arranque aumenta el valor de las tensiones tangenciales de tracción, debido a que se desarrollan mayores gradientes térmicos.
- La posibilidad de crecimiento de una fisura aisladas hasta alcanzar el tamaño crítico es remota, debido a la alta tenacidad del material del rotor.

Si bien los resultados dan una estimación de la posibilidad de daño, habrá que tener en cuenta que una acertada predicción del mismo dependerá de un conocimiento acabado de las condiciones específicas de operación , geometría de la máquina y propiedades actuales del material, ya que hay que tener en cuenta que la exposición en servicio del mismo origina una variación de la resistencia tenacidad y ductilidad. Estos datos permitirán una correcta cálculo de las tensiones del rotor que junto con la información de los ensayos no destructivos permitan una evaluación de la vida esperada del componente.

APENDICE I

DIAGRAMA DE MOLLIER

Aproximadamente 2/3 de las centrales térmicas utilizan el vapor de agua como fluido de trabajo, el cual es también el fluido más empleado en las turbinas de las centrales atómicas. Sólo el vapor de agua fuertemente recalentado se comporta aproximadamente como un gas perfecto, pero en el estado de vapor ligeramente recalentado saturado (caso en estudio) o húmedo, esta suposición es inadmisible. Por otra parte, las ecuaciones de estado desarrolladas para el vapor de agua son complicadas, empleándose en su lugar en los cálculos tablas y diagramas.

Diagrama de Mollier.

Este diagrama se presta más que ningún otro para cálculos cuantitativos de una turbomáquina térmica. Se emplea para determinar el volumen específico, el grado de humedad, la entalpía, los saltos entálpicos y con ellos los trabajos mecánicos.

- La curva límite inferior pasa por el origen de coordenadas. De todo el plano $h-s$ solo se incluye en el diagrama de Mollier la zona útil en los cálculos técnicos como se indica con el rectángulo sombreado en la figura.

- En la región del vapor húmedo las isobaras coinciden con las isotermas y se separan en la curva límite superior.

- Siendo por definición

$$dh = du + p dv + v dp$$

h : entalpía; p : presión ; v : volumen específico ;
y en un proceso isobárico

$$dh = du + p dv = T ds$$

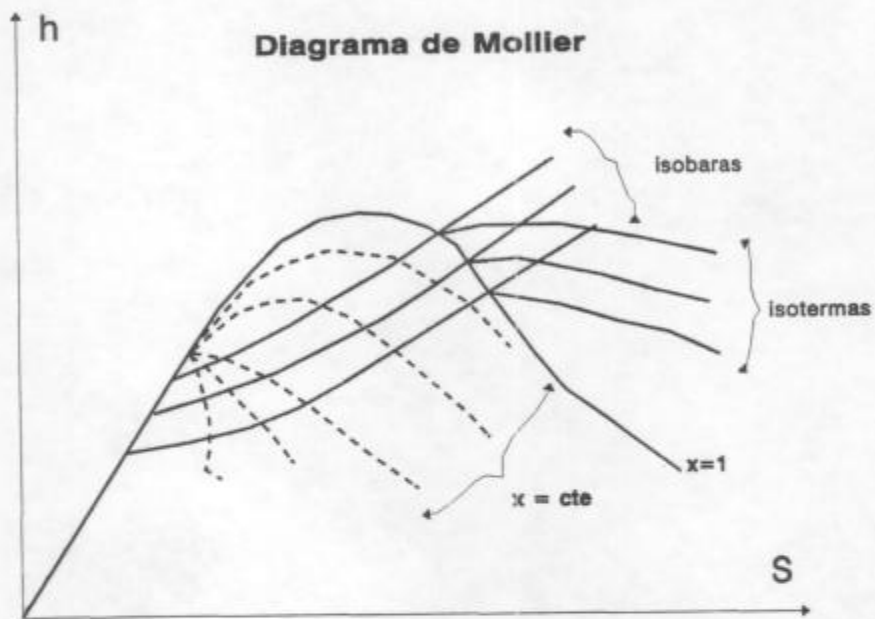
T : temperatura; s : entropía
se tiene:

$$T = dh/ds$$

- En el gas perfecto las isotermas e isoentálpicas coinciden y son paralelas al eje s ; tendencia que muestran las isotermas del vapor de agua a medida que el punto de aleja de la curva límite superior.

- Las diferencias de entalpías, importantísimos en los cálculos termodinámicos, se representan por segmentos en vez de áreas.

- Los rendimientos térmicos se representan como relación de segmentos. En el diagrama se han trazado las isotermas, isócoras, isobaras y las líneas de calidad de vapor constantes, de manera que localizado un punto por dos propiedades cualesquiera, pueden leerse las restantes propiedades del diagrama.



Agradecimientos

Al Dr José R. Galvele por apoyar la realización de esta tesis

Al Ingeniero Ismael Nuñez Pettinari por toda la colaboración brindada y en especial aquella referente a la búsqueda de información del material.

Al Sr. Luis Sansoni responsable del archivo de CNEA I.

Al ingeniero Miguel Bavaro por toda la ayuda prestada en el manejo de código de cálculo y en el análisis de tensiones.

A todo el personal de la biblioteca del CAC

A la Comisión de Energía Atómica, por haber otorgado la beca que permitió llevarla a cabo esta tesis.